

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KOMPRESÖR ÇARK TASARIMINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Eda BİLGİN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

TEMMUZ 2020

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KOMPRESÖR ÇARK TASARIMINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Eda BİLGİN
(503171110)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Hikmet ARSLAN

TEMMUZ 2020

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503171110 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Eda BİLGİN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “KOMPRESÖR ÇARK TASARIMINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN İNCELENMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Dr. Öğr. Üyesi Hikmet ARSLAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Dr. Öğr. Üyesi Osman Akın KUTLAR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Tarkan SANDALCI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 15 Haziran 2020
Savunma Tarihi : 17 Temmuz 2020





Çok kıymetli aileme,



ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenimim boyunca derin bilgi ve tecrübeleri ile bana yol gösteren, önerileri ve yapıcı eleştirileri ile tez çalışmamı destekleyen danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Hikmet Arslan ve Dr. Öğr. Üyesi Osman Akın Kutlar'a en içten saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmamda gerekli imkan ve olanakları sağlayarak bana destek olan müdürüm, ekip liderim ve ekip arkadaşlarıma teşekkür ederim.

İş hayatımda, engin tecrübesiyle bana her zaman yol gösteren sevgili amcam Mesut Bilgin'e, her aradığında tezimin yetişip yetişmeyeceğini soran, çalışmamı en az benim kadar benimseyip telaş ve stres yapan sevgili amcam Yücel Bilgin'e teşekkür ederim.

Yüksek lisans hayatım boyunca bana destek olan, önerileri ve yorumlarıyla tez çalışmamın olgunlaşmasına yardımcı olan ve her zaman yanımda olan Mehmet Anıl Gülşan'a teşekkür ederim.

Beni yetiştirip bugünlere kadar gelmemde en büyük pay sahibi olan, ihtiyacım olan her türlü maddi ve manevi desteği sağlayan, girdiğim her zorluğun altından kalkmam için bana güç veren, başta annem, babam ve kardeşim olmak üzere bütün ailem; size ne kadar teşekkür etsem azdır. İyi ki varsınız.

Haziran 2020

Eda Bilgin
Makina Mühendisi



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ	xv
ŞEKİL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xxi
SUMMARY	xxv
1. GİRİŞ	1
1.1 Turboşarj Sistemi	2
1.2 Tezin Amacı	4
1.3 Literatür Araştırması	4
2. KOMPRESÖR	9
2.1 Kompresörlerin Sınıflandırılması	9
2.2 Santrifüj Kompresör	11
2.2.1 Kompresör Girişi	11
2.2.2 Çark	12
2.2.3 Difüzör	15
2.2.4 Salyangoz	16
2.3 Kompresör Termodinamiği	16
2.3.1 Termodinamiğin birinci yasasının kompresör için çözümlenmesi	16
2.3.2 Termodinamiğin ikinci yasasının kompresör için çözümlenmesi	18
2.4 Kompresör Aerodinamiği	19
2.4.1 Euler turbomakina denklemi	19
2.4.2 Jet-girdap modeli	20
2.5 Kompresör Performansı	23
2.5.1 Kompresör haritası	23
2.5.2 Verim	25
2.5.2.1 İzantropik verim	25
2.5.2.2 Politropik verim	27
2.5.3 Tutunma kaybı (stall), dalgalanma (surge) ve boğulma (choke)	27
2.5.4 Kayıplar	29
2.5.4.1 Kayma faktörü (Slip/deviation factor)	29
2.5.4.2 Sürtünme kayıpları	29
2.5.4.3 Kanat ucu sızıntı kayıpları	30
2.5.4.4 Akış karışımı kaybı	30
3. ANALİZ METODOLOJİSİ VE DOĞRULAMA ÇALIŞMASI	31
3.1 Mevcut Kompresör Geometrisi ve Deney Datası	31
3.2 Üç Boyutlu HAD Analizi	34
3.2.1 Geometrinin oluşturulması	34

3.2.2 Çözüm ağının oluşturulması.....	35
3.2.3 Model kurulumu.....	36
3.3 Mevcut Kompresörün Doğrulanması	38
3.3.1 Çalışma noktalarının seçilmesi.....	38
3.3.2 Sonuçların değerlendirilmesi	39
4. YENİ KOMPRESÖR ÇARKI TASARIMI.....	41
4.1 Çark Tasarımına Etki Eden Parametreler	41
4.1.1 Kanat sayısı	41
4.1.2 Kanat giriş açısı	42
4.1.3 Kanat çıkış açısı	44
4.1.4 Kanat ucu eğim açısı	45
4.1.5 Ara kanat uzunluğu	47
5. SONUÇLAR	49
5.1 Çark Tasarım Parametrelerinin Kompresör Üzerindeki Etkisi	49
5.1.1 Kanat sayısı	49
5.1.2 Kanat giriş açısı.....	50
5.1.3 Kanat çıkış açısı	52
5.1.4 Kanat çıkış ucu eğim açısı.....	53
5.1.5 Ara kanat uzunluğu	53
5.2 Yeni Çark Tasarımı	54
5.3 Yeni Çark Tasarımı ve Mevcut Çark Tasarımı Sonuçlarının Karşılaştırılması	55
KAYNAKLAR.....	61
EKLER	63
ÖZGEÇMİŞ.....	68

KISALTMALAR

ACEA	: European Automobile Manufacturers Association
CP	: Pressure Recovery
EGR	: Exhaust Gas Recirculation
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
IGV	: Inlet Guide Vanes
PM	: Particulate Matter
PR	: Pressure Ratio
RMS	: Root Mean Square
SCR	: Selective Catalytic Reduction
SST	: Shear Stress Turbulance
VGT	: Variable Geometry Turbine



SEMBOLLER

A	: Alan
B	: Çark eksenel uzunluğu
C_p	: Özgöl ısı (sabit basınç)
C_v	: Özgöl ısı (sabit hacim)
D	: Çap
E	: Enerji
g	: Yer çekimi ivmesi
h	: Entalpi
k	: Özgöl ısıların oranı
l	: Kanat genişliği
m	: Boylam doğrultusu
N	: Devir sayısı
n	: Politropik üs
P	: Basınç
S	: Entropi
s	: Özgöl entropi
T	: Sıcaklık
t	: Kanat ucu boşluğu
U	: Çevresel hız
W	: Bağlı hız
W_{tr}	: Tersinir iş
V	: Mutlak hız
z	: Yükseklik
β	: Kanat açısı
$\dot{m}$	: Kütleli debi
ρ	: Yoğunluk
θ	: Açısal konum
$\dot{Q}$	: Birim zamandaki ısı geçişi
$\dot{S}$	: Birim zamandaki entropi değişimi

$\dot{W}$	: Birim zamandaki güç
τ	: Tork
ω	: Açısal hız
η	: Kompresör verimi
σ	: Kayma faktörü



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : Mevcut kompresörde test datası ile analiz sonuçlarının hata oranı..... 40





ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Turboşarj sistemine sahip bir motorda havanın akış şeması.	3
Şekil 2.1 : Kompresörlerin sınıflandırılması.	10
Şekil 2.2 : Santrifüj kompresör komponentleri (qph.fs.quoracdn.net’den uyarlanmıştır, 26 Mayıs 2020).	11
Şekil 2.3 : Girişteki yönlendirici kanatlar (a) ve ported shroud yapısı (b) (Dehner ve diğ., 2017).	12
Şekil 2.4 : Çarkın boylam kesit görünüşü.	13
Şekil 2.5 : Kanat tipleri.	13
Şekil 2.6 : Sadece tam kanatlardan (b) ve tam kanat ve ara kanatlardan (a) oluşan çarklar.	14
Şekil 2.7 : Kanat açıları ve hız üçgenleri (White, 2004’ten uyarlanmıştır).	14
Şekil 2.8 : Bir turbomakina sisteminde hız ve tork gösterimi (www.slideshare.net, 3 Nisan 2020).	19
Şekil 2.9 : İkincil akış türleri (Braembussche, 2019, s 78).	21
Şekil 2.10 : Açık bir çarkta oluşan ikincil akışlar.	22
Şekil 2.11 : Jet-girdap modeli.	22
Şekil 2.12 : Temsili kompresör haritası (İçten yanmalı motorlarda aşırı doldurma ders notlarından uyarlanmıştır).	25
Şekil 2.13 : İzantropik (a) ve politropik (b) proses (Boles ve Çengel, 1996).	26
Şekil 3.1 : Mevcut kompresörün izometrik (a), XZ düzleminden (b) ve XY düzleminden c) görünüşleri.	32
Şekil 3.2 : Kompresör performans haritası.	33
Şekil 3.3 : Kompresörün tam kanat (a) ve sektör (b) modelleri.	34
Şekil 3.4 : Kompresörün boylam (meridyonel) kesit görünüşü.	35
Şekil 3.5 : Çözüm ağı oluşturulmuş sektör model kompresör (a) ve kanatlar üzerindeki çözüm ağı (b).	37
Şekil 3.6 : Yakınsama kriterlerinin grafikleri.	38
Şekil 3.7 : Seçilen üç farklı çalışma noktasının kompresör haritası üzerinde gösterimi.	39
Şekil 4.1 : Kanat sayısının kompresör verimi üzerindeki etkisi (Rodgers, 2000).	42
Şekil 4.2 : Çarkın boylam (meridyonel) uzunluğu boyunca kanat dibi ve kanat ucu açılarının profiline bir örnek.	42
Şekil 4.3 : Giriş sapma açısı (SoftInWay Kullanıcı Kılavuzu).	43
Şekil 4.4 : Kanat çıkış açısı ve çarkın çevresel hızı arasındaki ilişki (Came ve Robinson, 1999).	44
Şekil 4.5 : Kanat çıkış açısının ve çıkış uzunluğunun çark verimine etkisi.	45
Şekil 4.6 : Pozitif ve negatif kanat ucu eğim açısı gösterimi (a) ve üç boyutlu geometri üzerinde kanat ucu eğim açısı (b) (He ve Zheng, 2016).	46
Şekil 4.7 : Boğaz bölgesi (SoftInWay Kullanıcı Kılavuzu).	47
Şekil 5.1 : Kanat sayısının kompresör verimi (a) ve basınç oranı (b) üzerindeki etkisi.	50

Şekil 5.2 : Kanat dibi giriş açısının kompresör verimi (a) ve basınç oranı (b) üzerindeki etkisi, kanat ucu giriş açısının kompresör verimi (c) ve basınç oranı (d) üzerindeki etkisi.	51
Şekil 5.3 : Kanat çıkış açısını kompresör verimi (a) ve basınç oranı (b) üzerindeki etkisi.	52
Şekil 5.4 : Kanat çıkış ucu eğim açısının kompresör verimi (a) ve basınç oranı (b) üzerindeki etkisi.	53
Şekil 5.5 : Ara kanat uzunluğunun kompresör verimi (a) ve basınç oranı (b) üzerindeki etkisi.	54
Şekil 5.6 : Mevcut çark (gri) ve yeni çark (pembe) geometrilerinin karşılaştırılması.	55
Şekil 5.7 : Birinci çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarına ait analiz sonuçlarının karşılaştırılması.	56
Şekil 5.8 : İkinci çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarına ait analiz sonuçlarının karşılaştırılması.	57
Şekil 5.9 : Üçüncü çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarına ait analiz sonuçlarının karşılaştırılması.	57
Şekil 5.10 : İkinci çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının boylam (meridyonel) kesitteki statik basınçlarının karşılaştırılması.	58
Şekil 5.11 : İkinci çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının boylam (meridyonel) kesitteki bağıl Mach sayılarının karşılaştırılması.	58
Şekil 5.12 : İkinci çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının %50 kanat genişliğindeki (spanwise) bağıl hızlarının karşılaştırılması.	59
Şekil 5.13 : İkinci çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının %20 ve %95 pasaj uzunluğundaki (streamwise) sıcaklıklarının karşılaştırılması.	59
Şekil A.1 : Birinci çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının boylam kesitteki statik basınçlarının karşılaştırılması.	64
Şekil A.2 : Birinci çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının boylam kesitteki bağıl Mach sayılarının karşılaştırılması.	64
Şekil A.3 : Birinci çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının %50 kanat genişliğindeki (spanwise) bağıl hızlarının karşılaştırılması.	65
Şekil A.4 : Birinci çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının %20 ve %95 pasaj uzunluğundaki (streamwise) sıcaklıklarının karşılaştırılması.	65
Şekil A.5 : Üçüncü çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının boylam kesitteki statik basınçlarının karşılaştırılması.	66
Şekil A.6 : Üçüncü çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının boylam kesitteki bağıl Mach sayılarının karşılaştırılması.	66
Şekil A.7 : Üçüncü çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının %50 kanat genişliğindeki (spanwise) bağıl hızlarının karşılaştırılması.	67
Şekil A.8 : Üçüncü çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının %20 ve %95 pasaj uzunluğundaki (streamwise) sıcaklıklarının karşılaştırılması.	67





KOMPRESÖR ÇARK TASARIMINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN İNCELENMESİ

ÖZET

Yaklaşık yüz elli yıl önce hayatımıza girdiğinde gücü 4,5 kW ile sınırlı olan içten yanmalı motorlar, günümüzde 1000 kW değerlerine ulaşabilmektedir. Yeni gelişmeler sayesinde içten yanmalı motorlar oldukça olgun bir teknoloji haline gelmiştir. 2000 yılında dünya genelinde yaklaşık 58,5 milyon olan yıllık araç üretimi, 2019 yılında 91,7 milyona yükselmiştir. 2019 yılı itibariyle Avrupa’da kullanımda olan araç sayısı ise yaklaşık 386 milyondur. Önceleri motordan alınan güç daha ön plandayken, üretimdeki bu hızlı artış ve petrol rezervlerinin sınırlı olması motor verimi, yakıt tüketimi ve emisyon gibi kavramları da önemli kılmıştır. Özellikle emisyonun azaltılması konusunda son otuz yılda ciddi adımlar atılmıştır. Dizel motorlar için 2014 yılında yürürlüğe giren Euro 6 emisyon standardındaki partikül madde (PM) limiti, 1992 yılında yürürlüğe giren Euro 1 emisyon standardındaki limitin %4’ü kadardır. Benzer şekilde Euro 6’daki karbonmonoksit (CO) limiti, Euro 1’deki limitin %18’i kadardır. Ayrıca Euro 1’de herhangi bir limit belirlenmeyen azot oksit (NOx) ve hidrokarbonlara (HC) Euro 3 ile bir kısıtlama getirilmiştir.

Motor verimini arttırmak ve yakıt tüketimini azaltmak için yeni yanma odası ve piston tasarımları, basınçlı ortak yakıt hattı (common rail) ve değişken zamanlı valf gibi teknolojiler geliştirilmiştir. Katalitik konverter, partikül tutucu filtre, egzoz gazı resirkülasyonu (EGR) ve seçici katalitik indirgeme (SCR) gibi sistemler ise egzoz emisyonunun iyileşmesine katkıda bulunmuştur. Bunların yanında turboşarj (aşırı doldurma) sistemi de egzoz emisyonunu azaltma konusunda oldukça önemli bir sistemdir. Turboşarj sadece egzoz emisyonlarının azaltılmasında değil, yakıt tüketiminin azaltılması ve motor veriminin artırılmasında da oldukça katkı sağlayan bir sistemdir. Günümüzde belirli emisyon standartlarını sağlayan içten yanmalı motorlarda, verimli bir turboşarj sistemi kritik bir öneme sahiptir.

Turboşarj sistemi ortak bir şafta bağlanan bir kompresör ve bir türbinden oluşmaktadır. Yanma sonucu oluşan egzoz gazlarının sahip olduğu termal enerji, türbin sayesinde mekanik enerjiye çevrilir. Egzoz gazları türbin içerisindeki çarkı çevirerek tork yaratır. Türbin çarkının dönme hareketi, ortak şaft sayesinde kompresör çarkına iletilir. Kompresör çarkı ise girişteki taze havayı sıkıştırarak basınçlandırır. Kompresör çıkışındaki havanın sıcaklığı oldukça yüksek olduğundan, genellikle kompresör ve yanma odası arasında bir ısı değiştirici sistem bulunur. Hava bu ara soğutucuda soğutulduktan sonra yanma odasına gönderilir. Silindir içindeki yanma sonucu oluşan egzoz gazları tekrar türbine iletilir ve çevrim tamamlanmış olur. Atmosferik motorlarla karşılaştırıldığında turboşarjlı motorlarda silindir içine gönderilen hava daha basınçlı ve miktar olarak daha fazla olduğu için yanma daha verimlidir. Bununla birlikte turboşarj sistemine sahip motorlarda aynı güç daha küçük hacimli silindirlerle sağlanabilir. Bu da motor hacminden ve ağırlığından tasarruf edilmesini sağlar.

Turboşarj sisteminin iki ana elemanı olan türbin ve kompresörün birçok farklı çeşidi bulunmaktadır. Günümüzdeki turboşarj sistemlerinde santrifüj kompresör ve radyal türbin tercih edilmektedir. Hem türbin hem de kompresörün temel elemanları çark, difüzör ve salyangozdur. Teknolojiyle birlikte değişen ihtiyaçlar bu elemanlara ek olarak başka sistemlerin de tasarlanmasını gerektirmiştir. Bunlardan bazıları değişken geometrili turbo (VGT), yönlendirici kanatlar (IGV), ported shroud, çift girişli türbin (Twin scroll turbine) ve çift girişli kompresör sistemleridir. Değişken geometrili turbo (VGT) sistemi, türbinin çarkı ve salyangozu arasına yerleştirilen kanatlardan oluşmaktadır. Değişken geometriye sahip bu kanatlar, egzoz gazı akışı azaldığında birbirine yaklaştırılarak akışın geçtiği alan küçültülür. Akış daha küçük bir alandan geçerken hızlandığı için düşük debilerde dahi türbin döndürülmüş olur. Çift girişli türbin (Twin scroll turbine) sistemi de değişken geometrili turbo ile benzer mantıkla çalışmaktadır. Çift salyangoza sahip bu sistemin salyangozlarının kesit alanları aynı olabileceği gibi, biri diğerinden daha küçük de olabilmektedir. Salyangozların bağlı olduğu egzoz manifoldlarının hangi silindirlerden hava alacağı ateşleme sırası göz önünde bulundurularak belirlenir. Böylelikle ateşleme sırasından kaynaklanan egzoz gazlarının birbirini engelleyerek ters basınç (backpressure) oluşturmaları önlenir. Kompresör girişine akışı yönlendirmek ve kompresör verimini arttırmak amacıyla sabit yönlendirici kanatlar konulur. Ported shroud sistemi ise kompresörün düşük devir sayılarındaki dalgalanma sınırını iyileştirmek amacıyla tasarlanmıştır.

Bu tez çalışmasında 12,8 litre dizel bir motorun kompresörü incelenmiştir. Tedarikçi tarafından sağlanan kompresör performans haritasında verimlerin düşük olduğu görülmüştür. Kompresörün en önemli elemanı olan çark üzerinde tasarimsal değişikliklere gidilerek kompresör veriminin artırılması hedeflenmiştir. Çalışmanın ilk adımı tedarikçi tarafından sağlanan kompresör geometrisini analiz etmektir. Analizleri gerçekleştirmek için öncelikle performans haritasından üç farklı çalışma noktası belirlenmiştir. Mevcut kompresörün, belirlenen bu üç farklı noktada nümerik analizleri gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları tedarikçi tarafından sağlanan test datasıyla karşılaştırılmış ve analiz-deney arasındaki hata oranlarının oldukça düşük olduğu görülmüştür. Üç boyutlu HAD analizlerinde Ansys, CFX programı kullanılmıştır.

Tedarikçi tarafından sağlanan kompresör geometrisinin nümerik analizlerle doğrulaması gerçekleştirildikten sonra çalışmanın ikinci kısmı olarak çark üzerinde incelemelere başlanmıştır. Kompresör performansını artırma ve verim iyileştirme üzerine yapılan literatür çalışmaları incelenmiştir. Yapılan literatür araştırmasında dört farklı çark parametresinin kompresör verimi üzerinde etkili olduğu görülmüştür. Bu dört parametreye verim üzerinde etkili olabileceği düşünülen bir parametre daha eklenmiştir. Bu çalışmada incelenen beş adet kompresör çark tasarım parametresi ‘kanat sayısı, kanat giriş açısı, kanat çıkış açısı, kanat ucu eğim açısı’ ve ‘ara kanat uzunluğu’ olarak ifade edilebilir.

Kompresör çark tasarım parametrelerinin mevcut kompresörün verimi üzerindeki bireysel etkisini incelemek adına, her bir parametre belirli bir oranda değiştirilerek toplamda yirmi yedi farklı durum oluşturulmuştur. Oluşturulan her durum için nümerik analiz gerçekleştirilmiş ve parametrelerin verim üzerindeki etkileri incelenmiştir. Kanat sayısı için beş-beş (tam kanat-ara kanat), altı-altı (mevcut kompresör çarkı), yedi-yedi ve sekiz-sekiz olmak üzere dört farklı durum oluşturulmuştur. Kanat giriş açısı ‘kanat ucu’ ve ‘kanat dibi’ olarak ikiye ayrılmış ve her biri $\pm 20\%$ bandında incelenmiştir. Kanat giriş açısı için toplamda on durum oluşturulmuştur. Kanat çıkış açısı için dört farklı durum çıkarılmış ve $\pm 9\%$ aralığında

incelenmiştir. Kanat ucu eğim açısında beş durum vardır ve 0° ila 25° arasında incelenmiştir. Ara kanat uzunluğu ise tam kanat uzunluğuna oranı 0.65-0.75 arasında olacak şekilde dört durumda incelenmiştir.

Belirlenen çark tasarım parametrelerinin verim üzerindeki bireysel etkileri dikkate alınarak yeni bir çark tasarımı oluşturulmuştur. Kanat sayısının artırılması kompresör verimini arttırsa da çark ağırlığını arttıracak ve yataklama sisteminde güncellemeye gidilmesine neden olabilecektir. Bu sebeple yeni çark tasarımıdaki kanat sayısı mevcut çark tasarımıdaki ile aynı tutulmuştur. Kanat çıkış açısındaki artış, kompresörün basınç oranını verime oranla daha çok arttırmıştır. Basınç oranı sabit tutulmak istendiği için mevcut çarkın kanat çıkış açısı 1° arttırılmıştır. Kanat dibi giriş açısının artışının verim üzerindeki etkisi doğru orantılı, kanat ucu giriş açısının artışının ise ters orantılıdır. Yeni çarkın mevcut çarka göre kanat dibi giriş açısı 5° fazla, kanat ucu giriş açısı ise $2,5^\circ$ daha azdır. Kompresör verimi belirli bir kanat ucu eğim açısına kadar artmakta, sonrasında ise azalmaktadır. Yeni çark tasarımında kanat ucu eğim açısı 10° arttırılarak maksimum verimi veren değere getirilmiştir. Ara kanat uzunluğu ise mevcut çark ile aynı tutulmuştur. Yeni çark tasarımı ile kompresörün nümerik analizleri, belirlenen üç farklı çalışma noktasında tekrarlanmıştır. Mevcut çark tasarımı ve yeni çark tasarımı ile gerçekleştirilen analizlerin sonuçları kompresör verimi, basınç oranı, kompresör çıkışındaki hava sıcaklığı, kütleli hava debisi, çıkıştaki toplam basınç ve kompresör gücü bakımından karşılaştırılmıştır.

Birinci çalışma noktasında kütleli debi değişimi $\%0,1$ 'in altındadır. Basınç oranı ve kompresör çıkışındaki toplam basınçta ise $\%1,5$ oranında bir artış olmuştur. Kompresör çıkışındaki havanın sıcaklığı bu noktada Kelvin cinsinden $\%0,55$ oranında azalmıştır. Kompresör gücünde ise $\%0,4$ 'lük bir düşüş meydana gelmiştir. Kompresörün izantropik verimi ise $\%2,3$ oranında artış göstermiştir.

İkinci çalışma noktasında basınç oranı, çıkış toplam basıncı ve kütleli debi değişimi $\%0,1$ civarındadır. Kompresörün gücü $\%0,45$ oranında azalırken kompresör çıkışındaki hava sıcaklığı $\%0,95$ oranında azalmıştır. Kompresörün izantropik verimi ise $\%1,7$ artmıştır.

Üçüncü çalışma noktasında kompresörün basınç oranı ve kütleli debisinde $\%0,1$ 'lik bir artış olmuştur. Çıkıştaki toplam basınç ise $\%1,1$ oranında azalmıştır. Kompresör çıkışındaki hava sıcaklığı $\%1,1$ azalmıştır. Kompresörün gücü ise $\%0,5$ civarında azalmıştır. Kompresörün izantropik verimi ise $\%2,5$ oranında artış göstermiştir. Kompresör verimindeki en büyük artış $\%2,5$ ile üçüncü çalışma noktasında gerçekleşmiştir.



INVESTIGATION OF COMPRESSOR IMPELLER DESIGN PARAMETERS

SUMMARY

Internal combustion engines, whose power was limited to 4.5 kW when it entered our lives about a hundred and fifty years ago, can reach 1000 kW today. Thanks to new developments, internal combustion engines have become a very mature technology. Annual vehicle production, which was approximately 58.5 million worldwide in 2000, increased to 91.7 million in 2019. As of 2019, the number of vehicles in use in Europe is approximately 386 million. Whilom power taken from the engine was in the foreground, this rapid increase in production and limited petroleum reserves made concepts such as engine efficiency, fuel consumption and emission important. Serious steps have been taken in the past three decades, in particular on emission reduction. The particulate matter (PM) limit in the Euro 6 emission standard for diesel engines that entered into force in 2014 is 4% of the limit in the Euro 1 emission standard that came into force in 1992. Similarly, the carbon monoxide (CO) limit in Euro 6 is 18% of the limit in Euro 1. In addition, there was no limit for nitrogen oxide (NO_x) and hydrocarbons (HC) in Euro 1. With Euro 3, a restriction was imposed on them.

Technologies such as new combustion chamber and piston designs, common rail system and variable valve timing have been developed to increase engine efficiency and reduce fuel consumption. Systems such as catalytic converter, particle trap filter, exhaust gas recirculation (EGR) and selective catalytic reduction (SCR) contributed to the improvement of exhaust emission. In addition, the turbocharger is also an important system for reducing exhaust emissions. Turbocharging is a system that contributes not only to reducing exhaust emissions, but also to reduce fuel consumption and increase engine efficiency. Today, an efficient turbocharger system is of critical importance in internal combustion engines meeting certain emission standards.

The turbocharger system consists of a compressor and a turbine connected to a common shaft. The thermal energy of combustion gases is converted into mechanical energy through turbine. Exhaust gases create torque by turning the wheel inside the turbine. The rotational movement of the turbine wheel is transmitted to the compressor wheel by the common shaft. The compressor wheel pressures the fresh air at the inlet and pressurizes it. Since the temperature of the air at the compressor outlet is quite high, there is usually a heat exchanger system between the compressor and the combustion chamber. Air is sent to the combustion chamber after cooling in this intercooler. The exhaust gases resulting from combustion in the cylinder are transmitted back to the turbine and the cycle is completed. Combustion is more efficient in turbocharged engines when compared to atmospheric engines, since the air sent into the cylinder is more pressurized and more in quantity. Besides, in turbocharged engines, the same power can be provided with smaller cylinder volume. This saves engine volume and weight.

The turbine and compressor, which are the two main elements of the turbocharger system, have many different types. In today's turbocharger systems, centrifugal compressors and radial turbines are preferred. The main elements of both the turbine and compressor are impeller, diffuser and volute. Changing needs with technology have required the design of other systems in addition to these elements. Some of these are variable geometry turbo (VGT), inlet guiding vanes (IGV), ported shroud, twin scroll turbine and double inlet compressor systems. The variable geometry turbo (VGT) system consists of blades placed between the turbine's wheel and the volute. These blades with variable geometry are brought closer to each other when the exhaust gas flow decreases and the area where the flow passes is reduced. As the flow accelerates when passing through a smaller area, the turbine is rotated even at low flow rates. The twin scroll turbine system operates with a similar logic as the variable geometry turbo. The cross section areas of the scrolls of this system with double volute may be the same or one may be smaller than the other. There are minimum two different exhaust manifolds which are connected with twin scrolls. Determination of the which cylinder is going to be connected with which exhaust manifolds is depend on the firing order. Thus, it is prevented that the blocking exhaust gases to each other and back pressure which is originating from ignition sequence. Fixed inlet guiding vanes are placed at the compressor inlet in order to direct the flow and increase the compressor efficiency. The ported shroud system is designed to improve the surge limit of the compressor at low speeds.

In this thesis, the compressor of a 12.8-liter diesel engine was examined. Efficiencies were found to be low on the compressor performance map provided by the supplier. It was aimed to increase the compressor efficiency by making design changes on the impeller, which is the most important element of the compressor. The first step of the study was to analyze the compressor geometry provided by the supplier. In order to perform the analyzes, three different operating points have been determined from the performance map. Numerical analysis of the existing compressor was performed at these three different points. The results of the analysis were compared with the test data provided by the supplier and it was seen that the error rates between the analysis and the experiment were quite low. Ansys, CFX was used in three-dimensional CFD analysis.

After the validation of the compressor geometry, provided by the supplier, with numerical analysis, the second part of the study was started to examination on the impeller. Literature studies on increasing compressor performance and improving efficiency were examined. In the literature research, it was seen that four different impeller parameters have an effect on compressor efficiency. A parameter that is thought to have an impact on efficiency has been added to these four parameters. The five compressor impeller design parameters which were examined in this study can be expressed as "blade number, blade inlet angle, blade outlet angle, blade rake angle" and "splitter blade length".

In order to examine the individual impact of the compressor impeller design parameters on the efficiency of the current compressor, a total of twenty-seven different cases were created by changing each parameter at a certain rate. Numerical analysis was carried out for each case and the effects of parameters on efficiency were examined. Four different states have been created for the number of blades: five-five (full blade-splitter blade), six-six (current compressor wheel), seven-seven and eight-eight. The blade inlet angle was divided into 'blade tip section' and 'blade hub section' and each was examined in the $\pm 20\%$ bandwidth. A total of ten cases were created for

the blade inlet angles. Four different states were presented for the blade outlet angle and it was examined within the range of $\pm 9^\circ$. There were five cases for the blade rake angle, and; they were studied from 0° to 25° . The splitter blade length was examined in four cases with the ratio to the full blade length between 0.65-0.75.

Considering the individual effects of the specified impeller design parameters on the compressor efficiency, a new impeller design has been created. Although increasing the number of blade increases the compressor efficiency, it will increase the weight of the impeller and require an update to the bearing system. For this reason, the number of blade in the new impeller design has been kept the same as in the current impeller design. The increase in the blade outlet angle increased the pressure ratio of the compressor more than the efficiency. Since the pressure ratio was desired to be kept constant, the blade outlet angle of the current impeller has been increased by 1° . The effect of the increase in the blade hub section inlet angle on the efficiency was directly proportional, and that of the increase in the blade tip section inlet angle was inversely proportional. Compared to the current impeller, the new impeller blade hub section inlet angle is 5° higher and blade tip section inlet angle is 2.5° less. Compressor efficiency increased up to a certain blade rake angle and then decreased. In the new impeller design, the blade rake angle has been increased by 10° to the value that gives maximum efficiency. The splitter blade length was kept the same as the current impeller. With the new impeller design, the numerical analysis of the compressor was repeated at three different operating points. The results of the analyzes performed with the current impeller design and the new impeller design were compared in terms of compressor efficiency, pressure ratio, air temperature at the compressor outlet, mass air flow, total pressure at the outlet and compressor power.

At the first operating point, the mass flow change is below 0.1%. There was an increase of 1.5% in the pressure ratio and the total pressure at the compressor outlet. At this point, air temperature at the compressor outlet decreased by 0.55% in Kelvin. Compressor power decreased by 0.4%. The isentropic efficiency of the compressor increased by 2.3%.

At the second operating point the changes of pressure ratio, outlet total pressure and mass flow are around 0.1%. The power of the compressor decreased by 0.45% while the air temperature at the compressor outlet decreased by 0.95%. The isentropic efficiency of the compressor increased by 1.7%.

At the third operating point, there was an increase of 0.1% in the pressure ratio and mass flow of the compressor. The total pressure at the outlet decreased by 1.1%. Air temperature at the compressor outlet decreased by 1.1%. The compressor power decreased by around 0.5%. The isentropic efficiency of the compressor increased by 2.5%. The biggest increase in compressor efficiency was at the third operating point with 2.5%.



1. GİRİŞ

Yaklaşık otuz yıl önce hayatımıza giren küresel ısınma kavramının önemi her geçen gün artmaktadır. Küresel ısınmanın etkileri yıldan yıla daha gözle görülür bir hale gelmekte, acilen önlem alınmasını gerekli kılmaktadır. Küresel ısınmanın başlıca sebebi olan sera gazı emisyonu Türkiye’de 1990-2016 yılları arasında %135,4’lük bir artış göstererek 496.1 milyon ton CO₂ eşdeğerine ulaşmıştır. 2016 yılında, karbondioksit CO₂ emisyonu tüm sera gazları arasında %81’lik bir orana sahiptir (www.iklimhaber.org, 4 Şubat 2020).

2016 yılında, Türkiye’de karbondioksit CO₂ emisyonunun sebepleri incelendiğinde %19,8’inin ulaşırmadan kaynaklandığı görülür (www.iklimhaber.org, 4 Şubat 2020). Yine 2016’da Avrupa Birliği’nin raporlarına göre karayolu taşımacılığına bağlı karbondioksit CO₂ emisyonu AB’nin toplam karbondioksit CO₂ emisyonunun % 21’ini oluşturmaktadır (ec.europa.eu, 4 Şubat 2020). Görüldüğü gibi içten yanmalı motorlar, karbondioksit CO₂ emisyonunda önemli bir paya sahiptir. Ayrıca karbondioksit CO₂ dışındaki karbonmonoksit CO, azot oksitler NO_x ve diğer yanma ürünleri de çevreyi kirletmeye ve zehirlenmeye devam etmektedir. Son zamanlarda yakıt tüketimi konusundaki teknolojik gelişmeler genel verimliliği arttırmış olmasına rağmen, bu emisyon değerleri ağır hizmet araçlarının karayolu yük trafiğinin artması nedeniyle hala artmaya devam etmektedir. Bu bilgiler ışığında, yakıt tüketiminin, başlıca sera gazı olan karbondioksitin ve zehirli emisyon gazlarının azaltılması hem daha iyi bir araç verimliliğine ulaşmak hem de çevreyi korumak için oldukça önem arz etmektedir denilebilir.

Avrupa Komisyonu'nun 2016 yılında yayınladığı rapora göre hedef, 2050 yılına kadar ulaşımdan kaynaklanan sera gazı emisyonlarını 1990 yılındaki seviyeye göre en az % 60 azaltmak ve sıfır çizgisine doğru devam etmesini sağlamaktır (ec.europa.eu, 5 Şubat 2020). Karayolu taşımacılığında kaynaklanan emisyonları azaltmak için birçok yenilikçi çalışma yapılmaktadır. Bunlardan en göze çarpanı elektrikli ve hibrit motorlu araçlardır. Elektrikli ve hibrit motorlar üzerinde yapılan çalışmaların gün geçtikçe önem kazanmasına, bu araçların kullanımının gün geçtikçe artmasına rağmen içten

yanmalı motorlar hala en yaygın tahrik sistemidir. Avrupa Otomobil Üreticileri Birliği'nin (ACEA) 2018 yılındaki raporuna göre, Avrupa Birliği'nde kullanımda olan yaklaşık 302 milyon motorlu araç bulunmaktadır. Bu motorlu araçların sadece %1'i elektrikli ya da hibrittir (www.acea.be, 5 Şubat 2020).

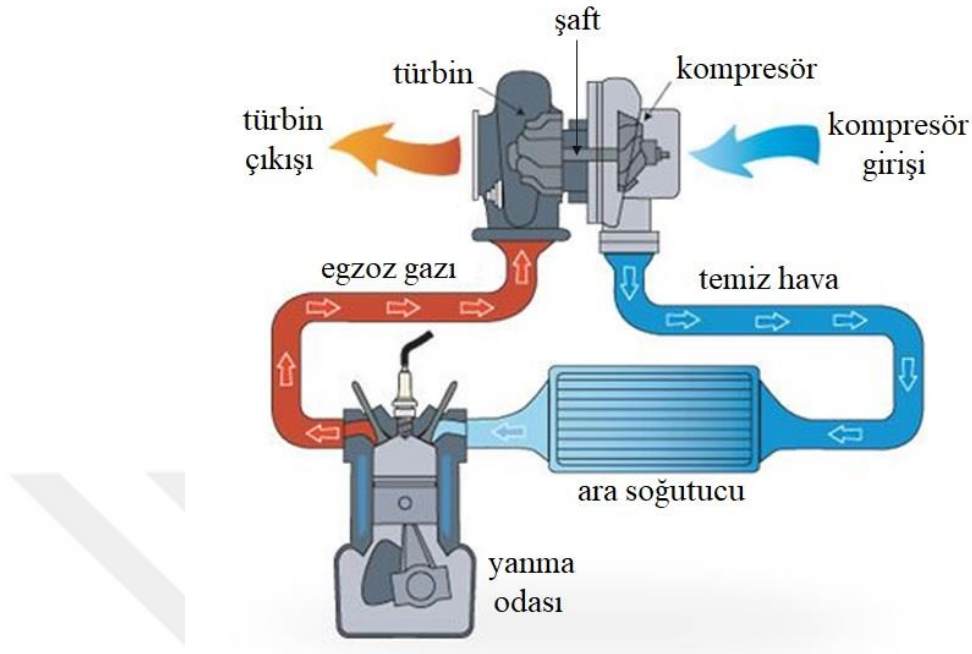
Geçen yüzyıldaki teknolojik gelişmeler ve bilimsel çalışmalar sayesinde, içten yanmalı motorlar bugün olgun bir teknolojidir. Günümüzde tüm otomotiv şirketlerinde altyapı ve bilgi birleştirilmektedir. Bununla birlikte, içten yanmalı motorlarda egzoz emisyon değerlerini azaltıcı yeni “yeşil” ve “çevreci” teknolojiler de geliştirilmekte ve bu alanda birçok araştırma devam etmektedir. Katalitik konverterler, partikül tutucu filtreler, egzoz gazı resirkülasyonu (EGR) ve seçici katalitik indirgeme (SCR) bu yöntemlerden en çok kullanılanlarıdır (dergipark.org.tr, 5 Şubat 2020). Bunların dışında turboşarj (aşırı doldurma) sistemi de egzoz emisyonlarını düşürmeye yardımcı olan bir sistemdir. İlk zamanlarda turboşarj sistemiyle sadece motordan alınan daha fazla güç ön plandayken, zamanla bu sistemin yakıt tüketimi ve egzoz emisyonu üzerine olan etkisi de fark edilmiştir. Günümüzde ise bir içten yanmalı motorun belirli emisyon standartlarını sağlaması için, iyi tasarlanmış bir turboşarj sistemi oldukça önemli bir yere sahiptir.

1.1 Turboşarj Sistemi

İçten yanmalı motorlarda motordan alınan gücü arttırmak amacıyla kullanılan turboşarj sistemi aynı şafta bağlı türbin ve kompresörden oluşmaktadır. Bu sistemde türbin, yanma sonucu ortaya çıkan egzoz gazlarının sahip olduğu termal enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürerek tork üretir. Türbinin ürettiği bu torkla türbin ve kompresörün bağlı olduğu ortak şaft döndürülerek kompresör için gerekli olan mekanik enerji sağlanır. Şafta bağlı kompresör çarkının dönmesiyle de dışarıdan alınan temiz hava basınçlandırılmış olur. Temiz havanın, kompresör çıkışındaki sıcaklığı oldukça yüksek olduğu için ara soğutucuda sıcaklığı düşürüldükten sonra yanma odasına gönderilir ve çevrim tamamlanmış olur. Şekil 1.1'de turboşarj sistemine sahip bir motorda havanın akış şeması gösterilmiştir.

Turboşarj sistemine sahip motorlar atmosferik motorlara göre bir çok avantaja sahiptir. Turboşarj sistemi havayı sıkıştırarak silindir içine daha fazla hava alınmasını sağladığı için motorun güç yoğunluğu artar. Böylelikle atmosferik motordan elde edilen güç, turboşarjlı bir motorda daha küçük silindir hacimleriyle ve daha az silindir sayısıyla

elde edilebilir. Bu da motorda göz ardı edilemeyecek oranda ağırlık azalması anlamına gelmektedir.



Şekil 1.1 : Turboşarj sistemine sahip bir motorda havanın akış şeması.

Turboşarj sisteminin sağladığı basınçlı ve yüksek miktardaki hava, silindir içinde gerçekleşen yanmayı da iyileştirmekte ve yanma verimini yükseltmektedir. Yükselen yanma verimleriyle motorun emisyon değerlerinde ve yakıt tüketiminde iyileşmeler görülmektedir. Atmosferik motorlarda kullanılmayan egzoz gazının sahip olduğu enerji, turboşarj sistemindeki türbin sayesinde tekrar sisteme katılır ve çevrim verimi yükseltilmiş olur (İçten yanmalı motorlarda aşırı doldurma ders notları, İTÜ). Bunlara ek olarak atmosferik motorlarda görülen yüksek rakımlardaki güç kaybı, turboşarjlı motorlarda yaşanmaz. Bunun en büyük sebebi yüksek rakımlardaki az oksijen seviyesinin yanma sonucu ortaya çıkan egzoz gazlarının sıcaklığını arttırmasıdır. Sıcaklığı, dolayısıyla enerjisi artan egzoz gazları türbin gücünü arttırarak şaftın daha hızlı dönmesine ve kompresörden istenilen oranda hava çekilmesine olanak sağlar.

Turboşarj sistemi sahip olduğu avantajlarının yanında bazı dezavantajları da mevcuttur. Sistemdeki artan basınç ve sıcaklıklar, motor üzerinde mekanik ve termal zorlanmaların artmasına neden olmaktadır. Bununla birlikte aracın ivmelenmesi sırasında motorun ihtiyacı olan hava artışı, türbinin ataletinden dolayı kompresör tarafından ivedilikle sağlanamamaktadır. Türbinin ataletinden kaynaklanan turboşarj sistemindeki bu tepki gecikmesine moment boşluğu (turbo lag) denilmektedir.

Turboşarj sistemi bu dezavantajlarına rağmen, birim motor hacminde sağladığı güç artışı ve egzoz emisyonunda sağladığı azalma nedeniyle günümüz taşıtlarında oldukça tercih edilen bir sistemdir.

1.2 Tezin Amacı

6 silindirli toplamda 12,8 litre hacimli dizel bir motor için üreticiden tedarik edilen turboşarj sisteminde kompresör verimlerinin istenilen düzeyden düşük olduğu görülmüştür. Kompresör veriminin düşük olması tüm sistemin verimini, yakıt tüketimini ve emisyon değerlerini olumsuz yönde etkilemektedir. Bu tez çalışmasında kompresörün en önemli parçası olan çarkın tasarım parametrelerinin kompresör verimi üzerindeki etkileri incelenmiş, yeni çark tasarımıyla mevcut kompresörün veriminin artırılması amaçlanmıştır. Tüm bunları gerçekleştirirken kompresörün basınç oranı ve debisi gibi çıkış değerlerinin aynı tutulması hedeflenmiştir.

1.3 Literatür Araştırması

Literatürde kompresör üzerine yapılan birçok çalışma bulunmaktadır. Bunların büyük bir çoğunluğu kompresörün dalgalanma (surge) ve boğulma (choke) sınırlarının genişletilmesi üzerinedir. Bununla birlikte kompresör verimini arttırmaya yönelik çalışmalar da mevcuttur. Bu çalışmalar arasında difüzör ve salyangoza kıyasla deyimi yerindeyse kompresörün kalbi olan çark tasarımını inceleyen çalışmalar ağırlıktadır. Bu bölümde çark tasarımının kompresör verimi üzerindeki etkilerini konu edinen literatür çalışmalarına yer verilmiştir. Bu çalışmalar incelenerek bölüm 4'teki çark tasarımına etki eden parametreler listesi oluşturulmuştur.

Rodgers ve Sapiro (1972), çalışmasında aerodinamik açıdan optimum kompresör tasarımını elde etmek adına, kanat ucu akışı ve sürtünme gibi basınç kaybı ve verim düşüşüne sebep olan durumlar için bir boyutlu modeller geliştirmişler. Geliştirilen modellerle basınç oranı 3 ile 9 arasında değişen kompresörlerde 0° - 30° arasındaki kanat çıkış açısı ve 0° - 40° arasındaki ön döndürmenin (prewhirl) etkilerini incelemişlerdir. Çalışma sonucunda ön döndürme kullanımının kompresörün verimi üzerinde pozitif bir etkisinin olduğunu saptamışlardır. Ayrıca kanat çıkış açısının 0° 'den büyük olması (yani kanatların radyal olmaması) verimi arttırmaktadır. Rodgers ve Sapiro, bu kanat çıkış açısı ve ön döndürme ile elde edilen verim artışının asıl

sebebini çark girişindeki bağıl ve çark çıkışındaki mutlak Mach sayılarının düşmesi olarak belirtmiştir.

Ayrıca çalışmada yüksek Mach sayısının akış kayıplarına sebep olduğu yüksek basınç oranına (>5) sahip kompresörlerin verimini arttırmak için çift girişli çark, ardışık (tandem) çark girişi, dönen difüzör, yarı eksenel çark (karışık akışlı) ve ara kanat gibi tasarımlara da yer verilmiştir.

Rodgers (2000), çalışmasında kanat sayısının santrifüj kompresör çarkının verimi üzerindeki etkisini incelemiş ve optimum kanat sayısını bulmayı hedeflemiştir. Verim hesaplamaları sırasında sürtünme kayıpları için oluşturduğu bir boyutlu modeli deney verileriyle valide etmiştir. Çalışmanın en önemli çıktılarından biri de optimum kanat sayısının kompresörün spesifik hızına göre değişkenlik göstermesidir. Rodgers çalışmasının sonunda optimum kanat sayısının, kanadın çıkış açısı ve çarkın spesifik hızının bir fonksiyonu olarak ifade edilebileceğini göstermiştir.

Hildebrandt ve Genrup (2007) kanatsız difüzöre sahip bir santrifüj kompresörde, kanat çıkış açısının ve kanadın çıkış ucundaki genişliğinin çıkıştaki akışa olan etkisini nümerik olarak incelemiştir. Çalışmalarda iki farklı kanat çıkış açısını (45° ve 38°) ve üç farklı kanat çıkış genişliğini (orjinal, orjinal*0,925 ve orjinal*1,075) ele almışlardır. Oluşturduğu bir boyutlu modelleri üç boyutlu analizlerle destekleyen Hildebrandt ve Genrup, kompresörün en yüksek verimini orjinal kanat çıkış ucu genişliği ile elde etmişlerdir. Bununla birlikte çalışma sonucunda artan kanat çıkış açısının, çark çıkışında daha homojen bir hız dağılımı sağladığı görülmüştür.

Karlsson (2018) çalışmasında kanatlı difüzöre sahip santrifüj kompresörün performansını, çark ve difüzör üzerinde tasarımsal değişiklikler yaparak arttırmayı hedeflemiştir. Mevcut kompresör on kanatlı difüzöre, sekiz tam – sekiz ara kanatlı çarka ve ‘ported shroud’a sahiptir.

Karlsson, optimizasyon çalışmasını yürütürken sadece çarkı ve difüzörü göz önünde bulundurmuş, kompresörün ported shroud ve salyangoz kısmını optimizasyon sonucunda gerçekleştirdiği analizlerde dahil etmiştir. Mevcut kompresör ve optimizasyon çalışması sonucu elde ettiği yeni tasarımın üç boyutlu HAD programıyla analizlerini gerçekleştirirken zaman kısıtından dolayı sektör model tercih etmiştir. Analizler dalgalanma sınırına yakın olan OP-1 noktası, dizayn noktası (OP-2) ve boğulma sınırına yakın olan OP-3 noktası olmak üzere üç farklı çalışma noktasında

gerçekleştirilmiştir. Karlsson'un optimizasyon çalışması sırasında takip ettiği tasarım kılavuzu şu şekildedir:

- Çarkın gövde giriş çapının çark çıkış çapına oranı 0,5-0,8 arasında olmalıdır. 0,5'in aşağısındaki değerleri pasaj uzunluğundan dolayı sürtünmelerin artmasına sebep olur. 0,8'in üzerindeki değerler ise yetersiz bir pasaj uzunluğuna sebep olur.
- Çıkıştaki kanat genişliğinin çark çıkış yarıçapına oranı 0,05-0,15 arasında olmalıdır.
- Çark girişindeki göbek (hub) çapının gövde çapına oranı 0,3 ile 0,7 arasında olmalıdır. Alt sınır Mach sayısının ve çarktaki titreşimler tarafından belirlenirken, üst sınır ise hedeflenen akışkan debisini sağlamak için gerekli kanat genişliğini ifade etmektedir.
- Kanadın girişteki açısı (gövde), kanat dönüşünden kaynaklanan blokajdan etkilenmemek için 20° 'den büyük olmalıdır. Kanat açılar Mach sayısını minimize edecek şekilde belirlenmelidir.
- Çıkıştaki akış açısı 63° - 72° arasında olmalıdır. Kanatlı difüzörlerde üst limit civarlarında gezinmek tavsiye edilirken, kanatsız difüzörlerde alt limite yakın değerlerde olmak daha uygundur.

Optimizasyon sonucu oluşturulan yeni çark ve difüzör geometrisi ile yapılan analizler sonucunda kanat ucundaki yüksek Mach sayılarının azaldığı gözlenmiştir. Bu da yeni tasarımdaki şok dalgasının şiddetinin daha az olacağı anlamına gelmektedir. OP-1 noktasında yapılan analizde çark verimi artarken difüzörün verimi azalmıştır. Bunun sebebinin yeni difüzör tasarımındaki kanatların mevcut difüzöre göre daha teğetsel olmasının olduğu düşünülmektedir. Çark verimlerindeki artış, her üç çalışma noktasında difüzör verimindeki artıştan daha yüksektir. Çark verimindeki artış oranları sırasıyla OP-1 için %2.13, OP-2 için %2.87 ve OP-3 için %3'tür. Difüzör verimindeki artış oranları ise sırasıyla OP-1 için %0,13 OP-2 için %1,80 ve OP-3 için %1,83'tür. Çark çıkışındaki akış hızlarının mevcut çarka göre daha düşük olması difüzördeki basınç geri kazanımını zorlaştırmaktadır. Bu durum difüzördeki verim artışını kısıtlamaktadır. Ayrıca yeni tasarım, OP-3 noktasında boğulma sınırını, OP-1'de de dalgalanma sınırını geçmiştir. Yani yeni tasarımın çalışma aralığı, mevcut tasarımın çalışma aralığından daha dardır.

Optimizasyon sonucu oluşturulan yeni ark ve difüzör tasarımı, HAD analizlerinin yanında gerilme ve titreşim analizlerine de tabii tutulmuştur. Analizler sonucu kanadın giriş kısmı çok ince olduğu için minimum öz frekans (eigenfrequency) limitinin altında kalmıştır.

Yeni tasarımla her ne kadar verim artışı sağlansa da, titreşim analizlerinde minimum limitin altında kalınması ve özellikle OP-3 noktası için boğulma limitinin aşılması tekrar tasarım optimizasyonuna gidilmesini gerektirmiştir. Gelecek çalışmalarda kanadın dayanıklılığının güçlendirilmesi ve çalışma aralığının genişletilmesi üzerine çalışmaların yapılması hedeflenmiştir.





2. KOMPRESÖR

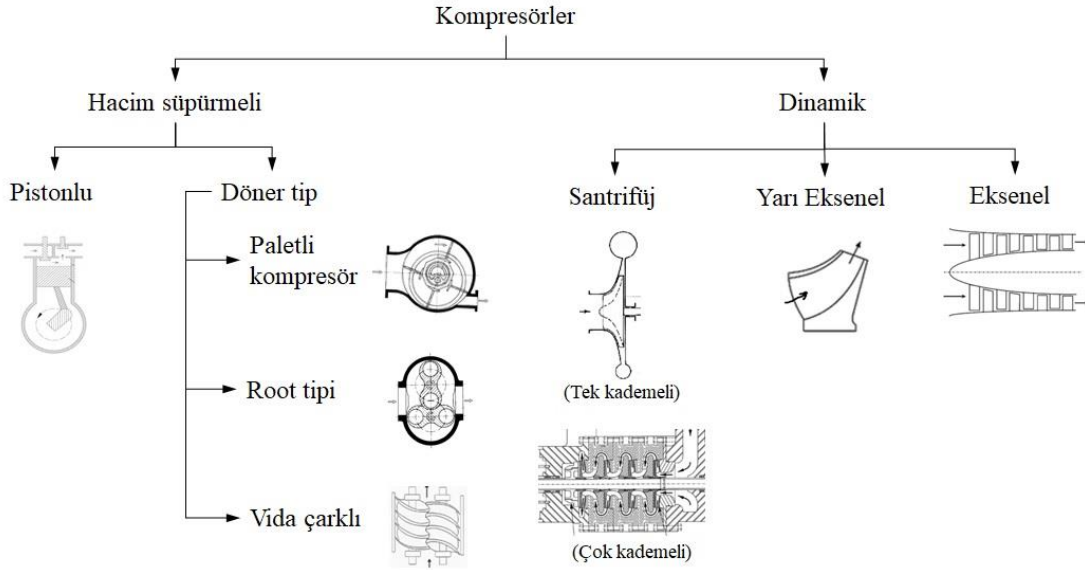
Bu bölümde kompresörlerin çeşitleri, genel yapıları ve çalışma mekanizmalarından bahsedilmiştir. Bölüm 2.1’de kompresörlerin sınıflandırılması yapılmıştır. Bölüm 2.2’de santrifüj kompresörlerin genel yapısından bahsedilmiş ve kompresörü oluşturan elemanlar anlatılmıştır. Bölüm 2.3’te kompresör termodinamiğinden bahsedilmiş, termodinamiğin birinci ve ikinci yasası kompresör için çözümlenmiştir. Bölüm 2.4’te kompresör aerodinamiği ele alınmış, çark içindeki akışı şekillendiren mekanizmalara değinilmiştir. Bölüm 2.5’te ise kompresör performansını değerlendirirken kullanılan terimler ve performansa etki eden durumlar anlatılmıştır.

2.1 Kompresörlerin Sınıflandırılması

Kompresörler akışkan dinamiği temelli, mekanik enerjiyi potansiyel enerjiye çevirerek akışkanın basıncını arttıran makinelerdir. Tanım gereği, kompresörler ‘hacim süpürmeli’ ve ‘dinamik’ olmak üzere ikiye ayrılmaktadır.

Hacim süpürmeli kompresörler, akışkanın hacmini küçülterek basıncını artırır. Bu tip kompresörlerde akışkanın debisi, birim zamanda süpürülen hacme bağlı olduğundan, dönme sayısı ile lineer olarak değişmektedir (İçten yanmalı motorlarda aşırı doldurma ders notları, İTÜ). Pistonlu, döner pistonlu, roots tipi ve vida çarklı kompresörler hacim süpürmeli kompresörlere örnek olarak verilebilir. Hacim süpürmeli kompresörlerin aksine, dinamik kompresörler basınçlandırma işlemini akışkanı hızlandırıp sıkıştırarak gerçekleştirir. Döner çark üzerindeki kanatlar sayesinde hızlandırılan akış, sonrasında bir difüzere sokularak yavaşlatılır ve mekanik enerjinin potansiyel enerjiye, basınca dönüşmesi sağlanır. Su türbinleri, gaz türbinleri, pompalar ve kompresörler gibi bu sistemlerin hepsi ‘turbomakina’ olarak da adlandırılır. Dinamik kompresörlerin hacim süpürmelilere göre birçok avantajı vardır. Bunlardan en önemlileri aynı güçteki hacimsel pompaya göre daha küçük olması, az yer

kaplaması ve hafif olmasıdır. Şekil 2.1’de hacim süpürmeli ve dinamik kompresörlere ait sınıflandırma grafiği görülmektedir.



Şekil 2.1 : Kompresörlerin sınıflandırılması.

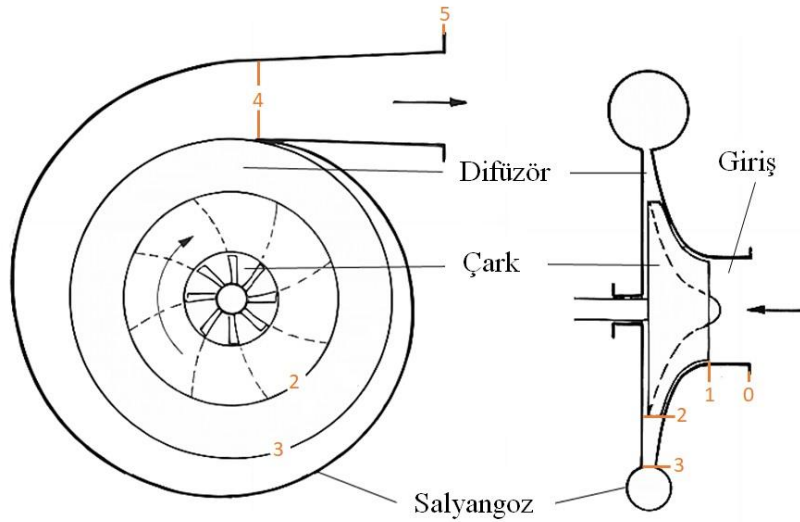
Dinamik kompresörler eksenel, yarı eksenel ve santrifüj olmak üzere üç kategoride ele alınır. Eksenel kompresörlerde akışkan, çarkın dönme eksenine paralel doğrultuda ilerlemektedir. Genellikle birden fazla kademedan oluşan eksenel kompresörlerde, basınçlandırma işlemi akışkanın yüksek hızda dönen çark kanatlarından ve sabit duran çark kanatlarından oluşan pasaj boyunca yol almasıyla gerçekleşir. Santrifüj kompresörler ise genellikle tek kademelidir. Santrifüj kompresörlerde akışkana, yüksek hızla dönen bir çark üzerindeki kanatlar sayesinde ivme kazandırılır, çark sonrası difüzöre gelen akışkanın burada hızı azalırken basıncı artar ve difüzörden geçip salyangoz kısmında toplanır. Santrifüj kompresörler, çark çıkış ve giriş eksenlerinin arasındaki açıya göre tam santrifüj (90°) ya da yarı-eksenel ($<90^\circ$) olarak adlandırılır.

Günümüz otomotiv motorlarında kullanılan turboşarjlarda, tek kademede eksenel kompresörlere göre daha yüksek basınç oranlarına çıkabilmeleri ve daha küçük hacme sahip olmaları sebebiyle, santrifüj kompresörler yaygın olarak tercih edilmektedir. Eksenel kompresörler ise santrifüj kompresörelere göre aerodinamik direnci düşüren daha küçük bir ön alana sahip oldukları ve aynı basınçlandırmayı daha yüksek verimlilikle yapabildikleri için havacılık sektöründe tercih edilmektedir (www.grc.nasa.gov, 2 Nisan 2020).

2.2 Santrifüj Kompresör

Santrifüj kompresörler temel olarak dört ana komponentten oluşmaktadır: giriş, çark, difüzör ve salyangoz. Şekil 2.2’de santrifüj kompresörün detaylı şeması gösterilmiştir. Bu şema üzerinde bazı kesitler gösterilmiş ve numaralandırılmıştır. Numaralar sırasıyla kompresörün girişini (0), çarkın girişini (1), çarkın çıkışını (2), difüzörün çıkışını (3), salyangoz çıkışını (4) ve kompresörün çıkışını (5) ifade etmektedir. Yani 0-1 arası kompresörün girişi, 1-2 arası kompresörün çark kısmı, 2-3 arası difüzör ve 3-4 arası salyangoz kısmıdır. Bu kesitler kompresörü değerlendirirken bakılacak önemli noktaları göstermektedir ve tez boyunca referans olarak kullanılmıştır.

İlerleyen bölümlerde santrifüj kompresörün her komponenti detaylı olarak ele alınmıştır.



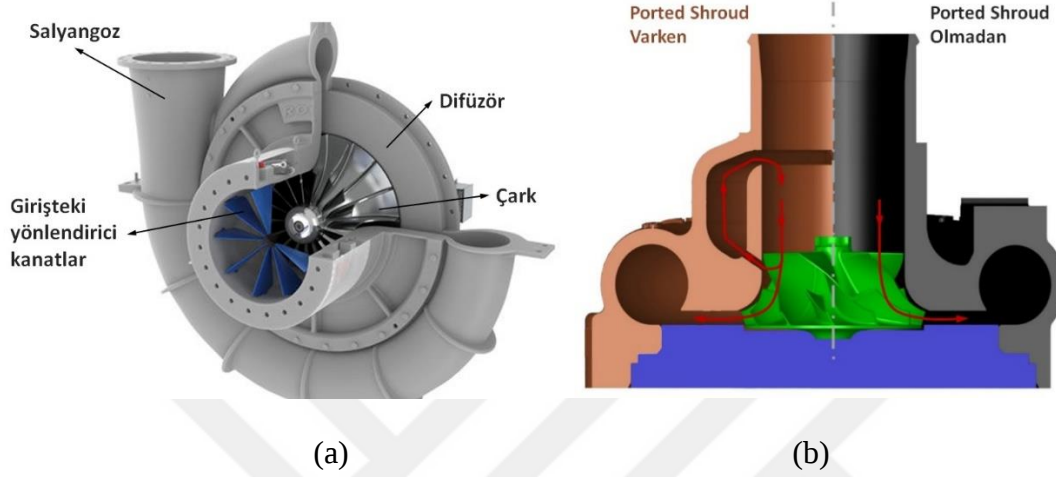
Şekil 2.2 : Santrifüj kompresör komponentleri (qph.fs.quoracdn.net’den uyarlanmıştır, 26 Mayıs 2020).

2.2.1 Kompresör Girişi

Kompresörün giriş kısmı, dışarıdan alınan havanın kompresör çarkına taşınmasını sağlar. Genellikle daire kesitli boru yapısında olan giriş kısmının, yerel kayıpları önlemek adına mümkün olduğunca düz/köşesiz yapılması istenmektedir. Fakat motordaki diğer elemanların konumlandırılmasından ve paketleme problemlerinden dolayı genellikle bazı kısımları kıvrımlı yapıda olabilmektedir.

Kompresörlerin giriş kısımları düz boru yapısında olabileceği gibi kanatlı yapıda da olabilmektedir (Şekil 2.3a). Yönlendirici (inlet guide vanes) denilen bu kanatlar çarkın

hemen önünde bulunur ve girişteki havanın belirli bir açıyla çarka girmesini sağlar. Çalışma noktası dalgalanma noktasına (surge) yakın olan kompresörlerin bazılarında ise ‘ported shroud’ adı verilen, çark içinde resirküle olan akışkanı girişe tekrar göndererek aerodinamik stabiliteyi sağlayan ve kompresörün çalışma aralığını genişleten yapılar bulunmaktadır (Şekil 2.3b).



Şekil 2.3 : Girişteki yönlendirici kanatlar (a) ve ported shroud yapısı (b) (Dehner ve diğ., 2017).

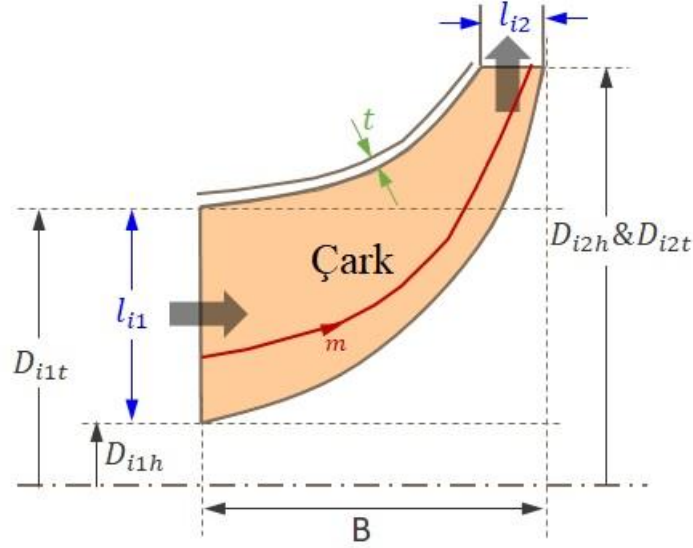
2.2.2 Çark

Kompresörün giriş kısmından eksenel yönde çıkan akış çarkın girişine (inducer) gelir. Burada çarka giriş yapan akış, kanatları takip ederek döner ve radyal doğrultuda devam ederek çarkın çıkışına (exducer) ulaşır. Böylece akış çark içinde hem 90° döndürülmüş hem de basınçlandırılmış olur.

Kompresör çarkları konstrüksiyon anlamında iki tipte olmaktadır: açık çark ve kapalı çark. Açık çarklarda kanat ile kompresör muhafazası arasında kanat ucu boşluğu (tip clearance) denilen bir boşluk bulunmaktadır. Kompresörün dönüşü sırasında bu boşluk sebebiyle bir pasajdan diğer pasaja akış meydana gelmekte ve kanat ucu akış kayıpları (tip leakage losses) oluşmaktadır. Kapalı çarklarda ise kanadın uç tarafında, kanat ile birleşik, kanatlara çatı görevi gören bir yapı bulunmaktadır. Dolayısıyla kapalı çarklarda kanat ucu boşluğu ve bu boşluktan kaynaklanan kayıplar yoktur. Kapalı çark uygulaması turboşarjlardan ziyade santrifüj pompalarda daha çok tercih edilmektedir. Bu tez çalışmasında açık çark üzerinde durulmuştur.

Şekil 2.4’te açık tipteki bir çarkın boylam (meridyonel) kesit görünüşü verilmiştir. Daha önce bahsedildiği gibi alt indisi 1 olan büyüklükler çarkın girişini, alt indisi 2

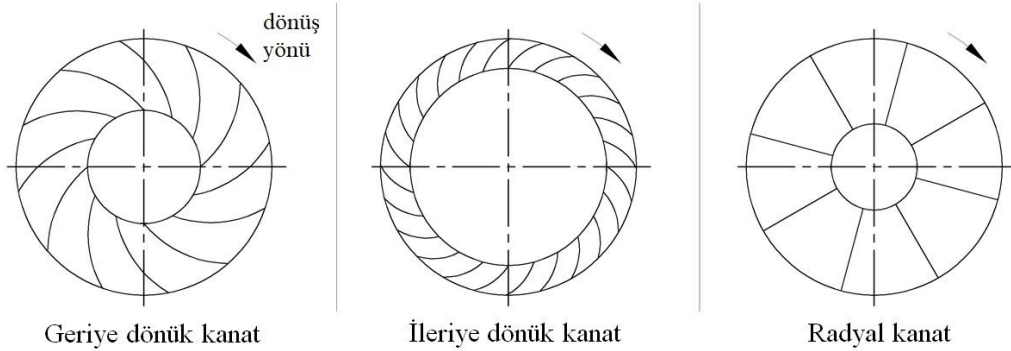
olan büyüklükler ise çarkın çıkışını belirtmektedir. m doğrultusu çarkın boylam doğrultusudur. Kanat ucu için t alt indisi, çarkın gövde kısmı için h alt indisi kullanılmıştır. D çark çapı, B çarkın aksel uzunluğu, l kanat uzunluğu ve t kanat ucu boşluğudur.



Şekil 2.4 : Çarkın boylam kesit görünüşü.

İleriye dönük, radyal ve geriye dönük olmak üzere üç çeşit kanat yapısı vardır (Şekil 2.5). İleriye dönük kanat yapısı genellikle pompalarda tercih edilmektedir. Santrifüj kompresörlerde çoğunlukla geriye dönük tip kanat kullanılmaktadır.

Geriye dönük kanatlarda, radyal kanatlara göre çıkıştaki bağıl hız daha büyük ve giriş-çıkış arasındaki basınç gradyeni daha küçük olduğundan akışın kanattan ayrılması zorlaşmaktadır (İçten yanmalı motorlarda aşırı doldurma ders notları, İTÜ, ss.11). Bu tez çalışmasında da geriye dönük kanat yapısına sahip kompresörle çalışılmıştır.



Şekil 2.5 : Kanat tipleri.

Kanat, çark girişinde başlıyor ve çark çıkışına kadar devam ediyorsa buna tam kanat (full blade) denir. Eğer kanat, çark girişinden belirli bir mesafeden sonra başlıyor ve çark çıkışında sonlanıyorsa buna da ara kanat (splitter blade) denir. Kompresör çarkının tüm kanatları tam kanat olabileceği gibi, kanatların bir kısmı tam bir kısmı da ara kanattan oluşabilmektedir (Şekil 2.6).



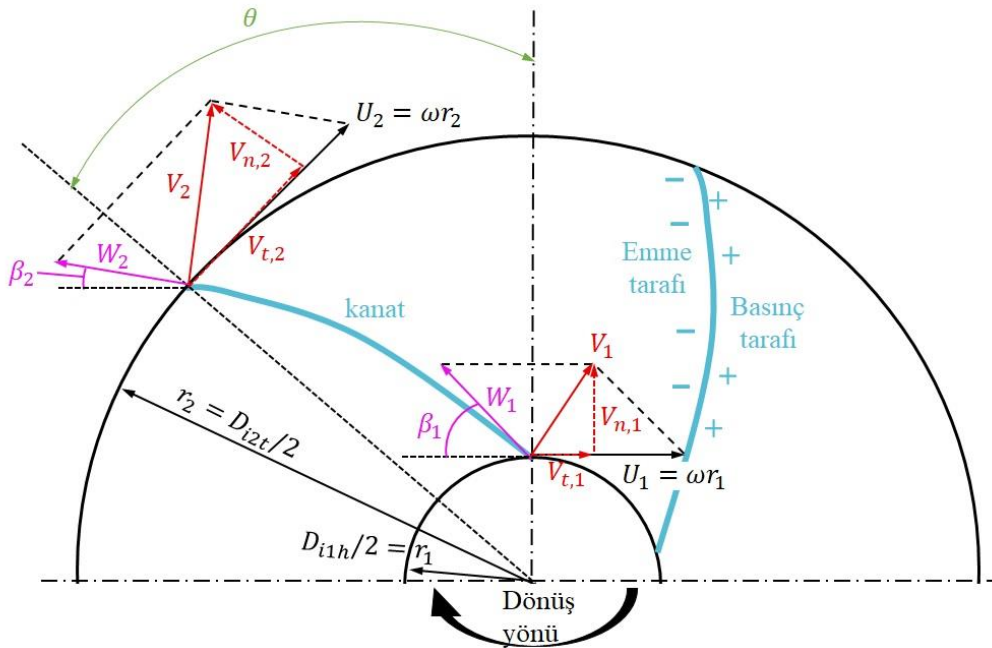
(a)



(b)

Şekil 2.6 : Sadece tam kanatlardan (b) ve tam kanat ve ara kanatlardan (a) oluşan çarklar.

Ara kanatların tasarımı tam kanatlarla aynı olabileceği gibi onlardan tamamen farklı bir yapıya da sahip olabilmektedir (Japikse, 1996 ss.2-14 ; Braembussche, 2019 ss. 159).



Şekil 2.7 : Kanat açıları ve hız üçgenleri (White, 2004'ten uyarlanmıştır).

Kanat giriş ve çıkış açıları Şekil 2.7’de β ile gösterilmiştir. U , W ve V sırasıyla çarkın çevresel hızını, bağıl hızını ve mutlak hızını ifade etmektedir. Kanadın açısal konumu θ ile gösterilmiştir ve denklem 2.1’deki bağıntı ile hesaplanır (Braembussche, 2019 ss. 158 ‘den uyarlanmıştır). Örtme açısı ise $(\theta_2 - \theta_1)$ kanadın giriş ve çıkıştaki açısal konumlarının arasındaki farktır ve kanat açısının değişimiyle değişmektedir.

$$\theta_{(m)} = \int_1^2 \frac{\tan \beta(m)}{D/2} dm \quad (2.1)$$

2.2.3 Difüzör

Difüzör, çarktan çıkan akışı salyangoza iletmektedir. Akış, difüzör içinde ilerledikçe kesit alanı arttığı için yavaşlamakta, kinetik enerjisi azalmakta ve statik basınç artmaktadır. Turboşarj difüzörleri genellikle kanatlı ve kanatsız olmak üzere iki tipte olmaktadır. Kanatsız olan difüzörler halka şeklinde birbirine paralel iki duvardan oluşmaktadır. Kanatlı difüzörlerin ise dış yapısı kanatsızlarla aynıdır. Bununla birlikte iki paralel duvar arasında çarktan gelen akışı salyangoza yönlendiren difüzör kanatları bulunmaktadır. Kanatsız difüzörlerle karşılaştırıldığında, kanatlı yapıdaki difüzörlerin çalışma aralıkları daha küçüktür ve maliyetleri de daha yüksektir. Bu dezavantajlarına karşın daha az kayıpla daha çok basınç artışı sağlayabilirler. Bu tez çalışmasında kanatsız yapıdaki difüzöre sahip kompresörle çalışılmıştır.

Çarktan ayrılıp difüzöre gelen akışın sahip olduğu kinetik enerji toplam iş girdisinin %30-40’ına eşittir (Japikse, 1996, ss. 3-1). Bu kinetik enerjinin verimli bir şekilde statik basınca dönüştürülmesi iyi bir difüzör dizaynı gerektirir. Difüzör performansını saptamada verimlilikle birlikte basınç katsayısı (CP) da kullanılmaktadır. Basınç katsayısı, statik basınca dönüştürülen kinetik enerjinin girişteki kinetik enerjiye oranıdır (Braembussche, 2019 ss. 113 ‘ten uyarlanmıştır). Difüzörün basınç katsayısının gösterildiği denklem 2.2’de üst indisi olmayan ifadeler ‘statik’, 0 üst indisi olan ifadeler ise ‘toplam’dır.

$$CP = \frac{P_3 - P_2}{P_2^0 - P_2} \quad (2.2)$$

Difüzör tasarımında göz önüne alınması gereken bir diğer konu da akışın stabilitesidir. Difüzörde kinetik enerji dönüştürülerek statik basınç geri kazanımı sağlanırken akışın stabilitesinin bozulmamasına da dikkat edilmelidir.

2.2.4 Salyangoz

Salyangoz, difüzörden çıkan akışı çıkış borusuna ileten yapıdır. Genellikle çıkışa doğru gidildikçe artan dairesel keside sahiptir ve bu kesidin difüzör etrafında 360° döndürülmesiyle oluşur. Difüzörle benzer şekilde, salyangozda da artan alanla birlikte akışın kinetik enerjisi basınca dönüştürülerek statik basınç artışı sağlanır. Salyangoz tasarımında en önemli noktalardan bir tanesi salyangozun dil kısmıdır. Salyangozun difüzör etrafında bir tam tur atarak çıkış borusuyla birleştiği yerde dil denilen, salyangozun başlangıcını ve bitişini birleştiren kısım bulunur. Eğer dil tasarımı iyi olmazsa bu noktada akış ayrılmaları gerçekleşir, salyangozdan çıkış borusuna geçmesi gereken akışın bir kısmı difüzöre doğru yönelerek basınç ve hız dağılımını değiştirir, verimin düşmesine sebep olur.

2.3 Kompresör Termodinamiği

Kompresörün termodinamik anlamda incelenmesi, kompresörün çalışma mantığını ortaya koymada ve performansını değerlendirmede oldukça gereklidir. Özellikle verim konusu incelenirken kompresörün termodinamik özelliklerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu bölümde termodinamiğin birinci ve ikinci yasası kompresör için çözümlenmiştir. Bu çözümler yapılırken kompresörün her bir çalışma noktası sürekli akışlı açık bir sistem olarak kabul edilmiştir.

2.3.1 Termodinamiğin birinci yasasının kompresör için çözümlenmesi

Termodinamiğin ilk yasası enerjinin vardan yok, yoktan var edilemeyeceğini; fakat biçim değiştirebileceğini belirtmektedir. Bu yasa “enerjinin korunumu ilkesi” olarak da bilinmektedir.

Sürekli akışlı açık sistem olarak kabul edilen kompresörlerde, “kontrol hacmi içindeki toplam kütle zamanla değişmez” (Boles ve Çengel, 1996, s.167). Dolayısıyla denklem 2.3’te ifade edildiği üzere sistemden çıkan toplam kütle ile sisteme giren toplam kütle birbirine eşittir. Buna kütlenin korunumu ilkesi denilmektedir.

$$\sum \dot{m}_{giren} = \sum \dot{m}_{çıkan} \quad (2.3)$$

Birim zamanda kontrol hacmine giren ve kontrol hacminden çıkan kütlenin eşit olduğu sistemlerde, giren ve çıkanlardan çok, kütleli debi ($\dot{m}$) önemlidir. Kompresörlerde genellikle bir giriş ve bir çıkış bulunduğu için denklem 2.3

$$\dot{m}_{giren} = \dot{m}_{çıkan} = \dot{m} \quad (2.4)$$

şekline indirgenebilir. Kütleli debi yoğunluk (ρ), hız (V) ve alan (A) cinsinden ifade edilmek istenirse denklem 2.4

$$\dot{m}_{giren} = \dot{m}_{çıkan} = \dot{m} = (\rho VA)_{giren} = (\rho VA)_{çıkan} \quad (2.5)$$

halini almaktadır. Burada hız, akış yönündeki ortalama hız olup, alan ise akış yönüne dik kesit alanıdır.

Sürekli akışlı açık sistemlerde, kontrol hacminin kütlelerinin değişmemesine benzer şekilde toplam enerjisi de sabit kalmaktadır. Dolayısıyla kontrol hacmine kütle, ısı veya iş olarak giren enerji çıkan enerjiye eşittir (Boles ve Çengel, 1996, s.168). Denklem 2.3, enerji için de yazılmak istenirse

$$\Delta E_{sistem} = \sum E_{çıkış} - \sum E_{giriş} \quad (2.6)$$

elde edilir.

Sürekli akışlı açık bir sistem için termodinamiğin birinci yasası (Boles ve Çengel, 1996, s.168)

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \left(\dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \right)_{çıkan} - \sum \left(\dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \right)_{giren} \quad (2.7)$$

şeklinde yazılır. Kompresörler gibi tek giriş ve tek çıkışa sahip sürekli akışlı açık sistemler için denklem 2.7

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left[h_{çıkan} - h_{giren} + \frac{V_{çıkan}^2 - V_{giren}^2}{2} + g(z_{çıkan} - z_{giren}) \right] \quad (2.8)$$

haline indirgenir. Burada $\dot{Q}$, birim zamanda sistem ve çevre arasındaki ısı alışverişini belirtmektedir. Eğer sistemden çevreye ısı geçişi varsa bu terim negatiftir. Birim zamandaki güç $\dot{W}$ ile gösterilmektedir. Kompresör ve pompa gibi makineler için birim zamandaki güç, birim zamandaki mil işini ifade etmektedir. g yer çekimi ivmesi ve z yüksekliktir. $g(z_{çıkan} - z_{giren}) = \Delta pe$ şeklinde de yazılabilir ve potansiyel enerji değişimini ifade eder. Kompresör ve türbin gibi turbomakinalarda giriş ve çıkış arasındaki yükseklik farkı oldukça az olduğundan dolayı bu terim genellikle ihmal edilir. Kinetik enerji değişimi $(V_{çıkan}^2 - V_{giren}^2)/2 = \Delta ke$ olarak ifade edilir. Kinetik enerji değişiminin sisteme etkisi hızın karesi ile orantılı olduğundan, giriş ve çıkış arasındaki hız farkının fazla olduğu yüksek hızlı kompresörlerde bu terim ihmal edilmemelidir. $h_{çıkan} - h_{giren} = \Delta h$ çıkış ve giriş arasındaki entalpi farkını

göstermektedir. İdeal gazlar için entalpi değişimi, $C_{p,ort}$ sabit basınçta ortalama özgül ısı olmak üzere

$$\Delta h = C_{p,ort}(T_{çıkış} - T_{giriş}) \quad (2.9)$$

şeklinde yazılır. Kompresörün yaptığı iş giriş ve çıkış arasındaki entalpi farkıyla doğrudan ilişkili olduğu için bu terimin ihmal edilemez.

2.3.2 Termodinamiğin ikinci yasasının kompresör için çözümlenmesi

Clausius, termodinamiğin ikinci yasasını “termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan bir makinanın başka hiçbir enerji etkileşiminde bulunmadan düşük sıcaklıktaki bir cisimden ısı alıp yüksek sıcaklıktaki bir cisme ısı vermesi olanaksızdır” (Boles ve Çengel, 1996, s. 228) şeklinde ifade etmektedir. Yani diğer bir deyişle hiçbir makinenin ısı verimi yüzde yüz değildir.

Termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte entropi ve tersinir iş kavramları ortaya çıkmıştır. Moleküler düzensizlik anlamına gelen entropi S harfiyle gösterilir ve

$$dS = \frac{dQ}{T} \quad (2.10)$$

şeklinde ifade edilir. Bir sistem düzenli bir halden daha düzensiz bir hale geçiyorsa entropisi artacaktır. Tersinir iş (W_{tr}) kavramı ise sistemde hal değişimi meydana gelirken, o sistemden alınabilecek maksimum yararlı iştir (Boles ve Çengel, 1996, s.351). Eğer bir hal değişimi tersinir ise entropi üretimi sıfır olacaktır. Ya da başka bir deyişle bir hal değişimindeki entropi üretimi, o hal değişiminin tersinmezliği ile doğru orantılıdır.

Termodinamiğin ikinci yasası sürekli akışlı açık sistem için T_0 çevre sıcaklığı, s özgül entropi ve $\dot{S}_{üretim}$ sistemin toplam entropi üretimi olmak üzere aşağıdaki gibi yazılabilir (Boles ve Çengel’den uyarlanmıştır):

$$\dot{S}_{üretim} = \sum(\dot{m}s)_{çıkan} - \sum(\dot{m}s)_{giren} - \frac{\dot{Q}}{T_0} \quad (2.11)$$

Denklem 2.8’den $\dot{Q}$ ifadesi çekilerek denklem 2.11’de yerine yazılabilir. Tersinir işi bulabilmek için toplam entropi üretiminin sıfıra eşit olduğu ve sistemin bir giriş - bir çıkıştan oluştuğu kabulleri yapılırsa denklem 2.11’in yeni hali

$$W_{tr} = \dot{m}((h_{giren} - h_{çıkan}) - T_0(s_{giren} - s_{çıkan})) + \frac{V_{giren}^2 - V_{çıkan}^2}{2} + g(z_{giren} - z_{çıkan})) \quad (2.12)$$

şeklinde olur.

2.4 Kompresör Aerodinamiği

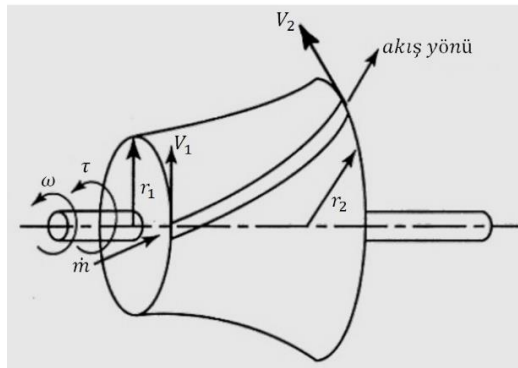
Kompresörde sabit ve hareketli komponentler birbiriyle yakın temas halinde olduğundan, akış gelişiminin incelenmesi oldukça zor bir konudur. Kompresör çarkının akış karakteristiği difüzör ve salyangoz gibi komponentlere kıyasla daha karmaşık bir yapıya sahiptir. Bu sebeple bu bölümde çark akışı ele alınmış, akışı etkileyen parametreler detaylıca anlatılmıştır. Bölümün ilk kısmında çarkın sadece giriş-çıkış koşullarına bakılarak çarkın gücü ve basınç oranı anlaşılmaya çalışılmış, Euler turbomakina denklemi incelenmiştir. İkinci kısmında ise çark içindeki akış daha yakından ele alınmış, kanatlar arası akış türleri ve çark içindeki akışa etkileri incelenmiştir.

2.4.1 Euler turbomakina denklemi

Bir sistem üzerine etkiyen dış kuvvetler sonucu oluşan tork (τ), sistemin açısal momentumunun zamana göre birinci türevine eşittir ve

$$\tau = \frac{d(mrV_t)}{dt} \quad (2.13)$$

şeklinde ifade edilebilir. V_t mutlak hızın teğetsel bileşeni, r ise bu bileşen ile dönme eksenini arasındaki dik uzaklık, yani çark yarıçapıdır.



Şekil 2.8 : Bir turbomakina sisteminde hız ve tork gösterimi (www.slideshare.net, 3 Nisan 2020).

Şekil 2.8, girişi 1 ve çıkışı 2 ile numaralandırılmış bir kompresörü göstermektedir. Giriş yarı çapı r_1 , çıkış yarıçapı r_2 olan kompresör sistemi ω açısal hızıyla dönmektedir. Şekil 2.8’deki kompresör sistemi için sürekli akışlı sistem varsayımı yapılırsa bu sistem için denklem 2.13’ün alacağı yeni hal (www.seitzman.gatech.edu, 2 Nisan 2020)

$$\tau = \dot{m} [(rV_t)_2 - (rV_t)_1] \quad (2.14)$$

şeklinde olur. Burada $\dot{m}$, denklem 2.4’te ifade edildiği üzere kompresör debisidir. Eğer sürtünme ihmal edilirse akışkana aktarılan güç aşağıdaki gibi olacaktır.

$$\dot{W} = \omega\tau = \omega\dot{m}((rV_t)_2 - (rV_t)_1) \quad (2.15)$$

Şekil 2.7 ile çarkın herhangi bir noktadaki çevresel hızının, o noktadaki çark yarıçapı ile açısal hızının çarpımına eşit olduğu ifade edilmişti. Bu bilgi göz önünde bulundurularak denklem 2.15 düzenlenirse,

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = \omega[(rV_t)_2 - (rV_t)_1] = \omega\Delta(rV_t)_{1,2} = \Delta(UV_t)_{1,2} = (UV_t)_2 - (UV_t)_1 \quad (2.16)$$

elde edilir. Buna Euler turbomakina denklemi de denilmektedir. Euler turbomakina denklemi, moment ve güç değerlerini çarkın çevresel hızı ve mutlak hızı cinsinden yazma imkanı tanır. Bölüm 1.2.1’de anlatılan termodinamiğin birinci yasasını ifade eden denklem 2.8’in sadece entalpiye bağlı olduğu düşünülürse, sürekli akışlı ve adyabatik bir sistem için denklem 2.16’nın yeni hali

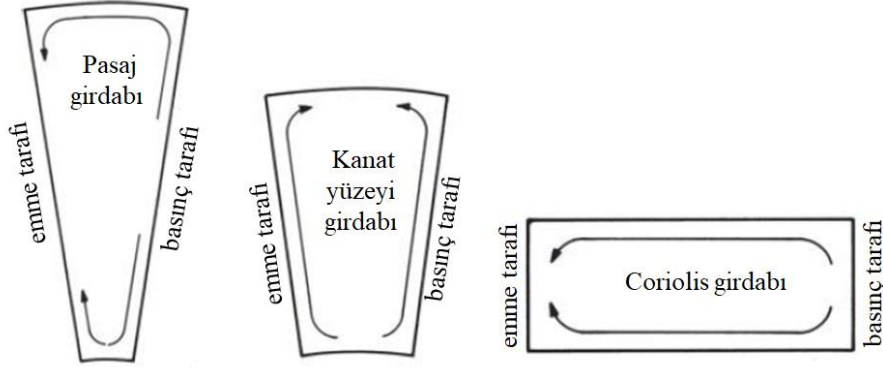
$$\dot{W}/\dot{m} = \Delta(UV_t)_{1,2} = \Delta(h)_{1,2} = h_2 - h_1 \quad (2.17)$$

olacaktır. Bu eşitlik kompresörler için sıfırdan büyük, türbin için sıfırdan küçük olmalıdır.

2.4.2 Jet-girdap modeli

Çark içindeki akış ‘birincil akış’ ve ‘ikincil akış’ olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Çarka giriş yaptıktan sonra tüm kanatlar arasından boylam uzunluk boyunca geçerek çıkışa ulaşan akışa birincil akış denilmektedir. Pasaj boyunca oluşan basınç ve hız dengesizlikleri bu birincil akışların kanat yüzeyinden ayrılmasına ve sirkülasyon oluşturmaya sebebiyet verebilir. Genellikle akışkanın viskoz yapısından kaynaklı ve iki kanat arasında oluşan girdaplı yapıya sahip akışa ikincil akış denilmektedir. İkincil akışlar kanat üzerinde akış ayrılmasına zemin hazırladığı, üniform olmayan akış profili yarattığı, çıkıştaki hedeflenen basıncı düşürdüğü ve kayıplara sebep olduğu için genellikle çark içinde istenmeyen akışlardır. Hawthorne, çark içindeki ikincil akışları

Şekil 2.9’da görüldüğü üzere pasaj girdabı (passage vortex), kanat yüzeyi girdabı (blade vortex) ve Coriolis girdabı (Coriolis vortex) olmak üzere üçe ayrılmıştır (Braembussche, 2019, s 78).



Şekil 2.9 : İkincil akış türleri (Braembussche, 2019, s 78).

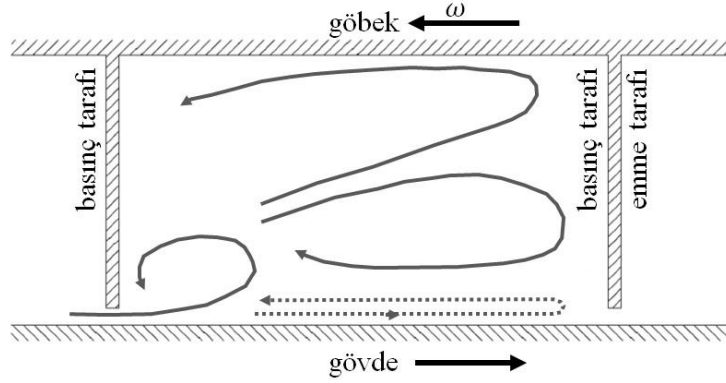
Pasaj girdabı, akışın iki kanat arasında basınç hattından emme hattına doğru dönmesi sonucu oluşur. Çarkın giriş kısmında göbek (hub) ve gövdedeki (shroud) sınır tabaka henüz gelişmemiş olduğundan, pasaj girdabı ilk olarak burada başlar. Pasajın ilk yarısında oldukça baskın olan bu ikincil akış, pasajın kalan bölümünde giderek etkisini azaltır ve hatta kaybolabilir.

Kanat yüzeyi girdabı, pasajın boylam kesidindeki 90° ’lik eğiminden kaynaklanır. Çark yapısının eksenelden radyala geçtiği dirsekte meydana gelen bu ikincil akış, çıkışa doğru etkinliğini kaybeder. Gövde (shroud) kısmının yarıçapı, göbek (hub) kısmının yarıçapına oranla daha küçük olduğu için girdabın yönü Şekil 2.9’da görüldüğü üzere göbekten gövdeye doğru olur.

Coriolis girdabı, çarkın dönüş hızından kaynaklı akışkan üzerinde oluşan Coriolis kuvveti sonucu meydana gelir. Çarkın radyal kısmında etkili olan bu ikincil akış türü, pasaj girdaplarıyla birleşerek çark çıkışına doğru ilerler.

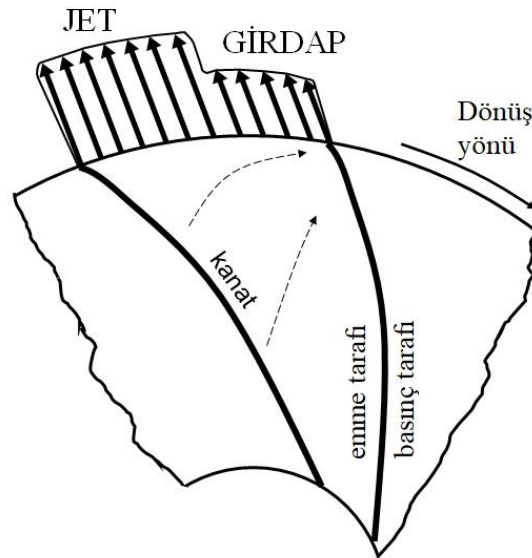
Kapalı çarklarda kanatlar ve gövde birleşik bir yapıda olduğu için ikincil akışlar yukarıda anlatılan üç grup halinde oluşurken, açık çarklarda kanat ucu boşluğundan dolayı ikincil akışlara bir girdap türü daha eklenmektedir: kanat ucu girdabı. Kanadın ucundaki boşlukta kanadın basınç tarafından emme tarafına doğru geçiş yapan akış, pasaj girdabına ters yönde hareket etmekte ve kanat ucu akış kayıplarını (tip leakage losses) oluşturmaktadır. Şekil 2.10’da açık bir çarkta oluşan ikincil akışlar gösterilmiştir. Buradan da görülebileceği gibi gövde ile kanadın ucundaki boşluktan

giren akış, düşük enerjili akışkanı bu bölgeden pasaj ortalarına doğru uzaklaştırmaktadır. Burada göze çarpan bir diğer nokta ise akışkan-yüzey arasındaki kaymazlık durumundan dolayı dönen gövde duvarı üzerinde pasaj girdabı ile ters yönde oluşan akıştır. Kanat ucu girdabının tüm bu özellikleri göz önüne alındığında aynı diğer ikincil akışlar gibi çark çıkışındaki basıncın düşmesine ve verimin azalmasına sebebiyet vermektedir.



Şekil 2.10 : Açık bir çarkta oluşan ikincil akışlar.

Carrad ve Dean'in farklı zamanlardaki çalışmalarında akış ayrılmaları ve yukarıda bahsedilen ikincil akışlardan dolayı çark içinde iki farklı akış bölgesi olduğu belirtilmiştir (Braembussche, 2019, s.1). Bunlardan ilki daha yüksek enerji ve bağlı Mach sayısına sahip olan 'jet' bölgesidir. İkincisi ise daha az enerjili ve daha düşük bağlı Mach sayısına sahip, ikincil akışlardan ve kayıplardan daha çok etkilenen 'girdap' (wake) bölgesidir.



Şekil 2.11 : Jet-girdap modeli.

Şekil 2.11’de jet-girdap (jet-wake) modeli ifade edilmiştir. Jet akış bölgesi ve girdap akış bölgesinden gelen akışlar, çarkın çıkışındaki karışım bölgesinde (mixing region) hızlı bir şekilde birleşerek difüzöre doğru ilerler.

2.5 Kompresör Performansı

Bu bölümde kompresör performansını değerlendirirken sıklıkla bahsedilen terimler ve performansa etki eden durumlar ele alınmıştır. İlk kısımda kompresör haritasından detaylıca bahsedilmiştir. İkinci kısımda ise kompresörün veriminden bahsederken kullandığımız ‘verim’ kavramı ele alınmıştır. Üçüncü kısımda kompresör haritasındaki iki önemli sınır (dalgalanma ve boğulma), bu sınırların oluşma sebepleri ve kanat üzerinde yaşanan tutunma kaybı detaylı bir şekilde anlatılmıştır. Dördüncü kısımda ise kompresör performansında kayıplara sebep olan faöktörlerden bahsedilmiştir.

2.5.1 Kompresör haritası

Piyasada birbirinden farklı geometride ve farklı amaçlarla tasarlanmış birçok kompresör bulunmaktadır. Sadece debiye ya da çıkış basıncına bakarak bu kompresörleri performans bakımından karşılaştırmak yetersiz olacaktır. Detaylı ve doğru bir karşılaştırma yapabilmek ve geometrinin getirdiği farklılıkları ortadan kaldırmak için boyutsuz parametreler kullanmak oldukça kullanışlıdır. Kompresörün performansından bahsederken sıklıkla başvuru olan özellikler kompresörün basınç oranı, verimi ve akışın kompresör boyunca durumudur (akış ayrılmaları, türbülans, basınç ve sıcaklık dağılımı vb.). Temel bir kompresör haritasında dikey ekseninde basınç oranı (PR), yatay ekseninde düzeltilmiş kütleli debi ($\dot{m}_d$) bulunmaktadır. Şekil 2.12’de görülebileceği gibi kalın siyah düz çizgiler ise düzeltilmiş devir sayısı (N_d) ve siyah elipsler ise eşdeğer verim eğrileridir (η). Her verim eğrisinin maksimum noktalarının birleştirilmesiyle ise optimum verim eğrisi oluşturulur.

Basınç oranı, kompresörün çıkışındaki basıncın girişindeki basınca olan oranıdır. Giriş basıncı her zaman toplam olarak alınırken, çıkış basıncı toplamsa toplam-toplam basınç oranı (PR_{t-t}), statikse toplam-statik basınç oranı (PR_{t-s}) denilmektedir. Literatürde genellikle toplam-toplam basınç oranı ile değerlendirilmeler

yapılmaktadır. Deneysel çalışmalarda ise statik basıncı okumak çok daha kolay olduğundan toplam-statik basınç oranı tercih edilmektedir.

Kompresör haritasında devir sayısı, düzeltilmiş devir sayısı ile ifade edilmektedir. Gerçekte olan devir sayısı N olmak üzere, düzeltilmiş devir sayısı (N_d):

$$N_d = \frac{N}{\sqrt{\frac{T_1^0}{T_{ref}^0}}} \quad (2.18)$$

şeklinde ifade edilir. Ref alt indisıyla yazılan büyüklükler referans değerlere işaret eder. Referans değer ise genellikle deniz seviyesindeki standart basınç koşullardır ($T_{ref}^0 = 298 \text{ K}$ ve $P_{ref}^0 = 101325 \text{ Pa}$).

Kompresör haritasının yatay ekseninde yer alan düzeltilmiş kütleli debi ($\dot{m}_d$):

$$\dot{m}_d = \dot{m} \sqrt{\frac{T_1^0}{T_{ref}^0} \frac{P_{ref}^0}{P_1^0}} \quad (2.19)$$

şeklinde gösterilir. Burada $\dot{m}$, gerçekte olan kütleli debidir. Bazı çalışmalarda kütleli debi yerine hacimsel debi de tercih edilmektedir.

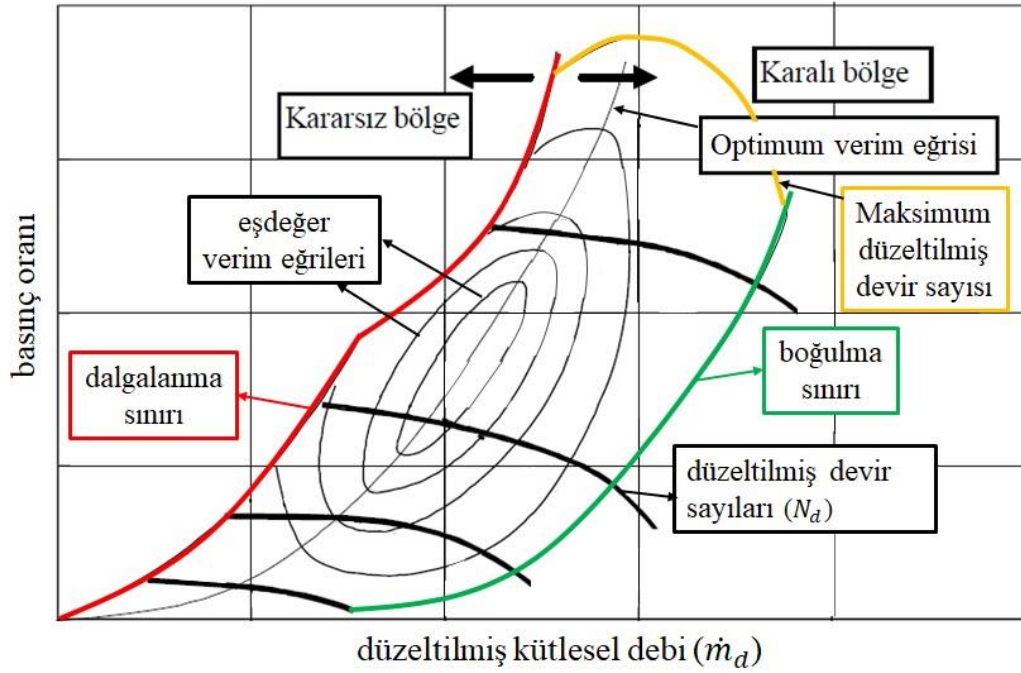
Kompresörün verimi, akışkana aktarılan işin kompresöre giren işe olan oranıdır. Sıkıştırma sırasında artan entropi, akıştaki ayrılmalar ve sürtünme kompresör içerisinde kayıp yaratır ve ideal durumdan sapmalara sebep olur. İşte bu kayıpların kompresör üzerindeki etkisini verim ile değerlendirebiliriz. Yani aslında bir anlamda kompresörün verimi, kompresördeki kayıpları ifade etmektedir. Basınç oranına benzer şekilde toplam-toplam verim (η_{t-t}) ya da toplam-statik verim (η_{t-s}) olarak ifade edilebilmektedir. İdeal bir gaz için toplam-toplam verim:

$$\eta_{t-t} = \frac{h_{5,s}^0 - h_{1,s}^0}{h_5^0 - h_1^0} = \frac{(P_5^0 / (P_1^0)^{\frac{k-1}{k}}) - 1}{T_5^0 / T_1^0 - 1} \quad (2.20)$$

biçiminde ifade edilir. Burada h entalpi, k (C_p / C_v) ise özgül ısıların oranıdır. Kompresör haritasında kullanılan farklı verim çeşitleri hakkında detaylı bilgi bölüm 1.4.2’de verilmiştir.

Performans haritasında kompresörün sürekli durum çalışma noktaları gösterilmektedir. Çalışma aralığının sol ve sağ taraflarında dalgalanma (surge) ve boğulma (choke) olmak üzere iki limit bulunmaktadır. Sol tarafında kalan limit dalgalanma sınırıdır. Bu sınırın sağ tarafı kararlı çalışma bölgesi, sol tarafı ise kararsız çalışma bölgesidir. Düşük debilerde çalışan kompresörün anlık olarak kararlı çalışma bölgesinden kararsız çalışma bölgesine geçmesiyle akışta dalgalanma olayı

gerçekleşir. Dalgalanma sınırının düşük hatayla tayin edilmesi günümüzde hala üzerinde çalışılan konulardan biridir. Çalışma aralığının sağ tarafında kalan limit ise boğulma limitidir. Çark içindeki akışkan iki kanat arasındaki en dar alandan geçerken ses hızını aşarsa ($Mach \geq 1$) kompresörde boğulma denilen olay yaşanır. Boğulma ve dalgalanma sınırı ile ilgili detaylı bilgi bölüm 1.4.3'te verilmiştir.



Şekil 2.12 : Temsili kompresör haritası (İçten yanmalı motorlarda aşırı doldurma ders notlarından uyarlanmıştır).

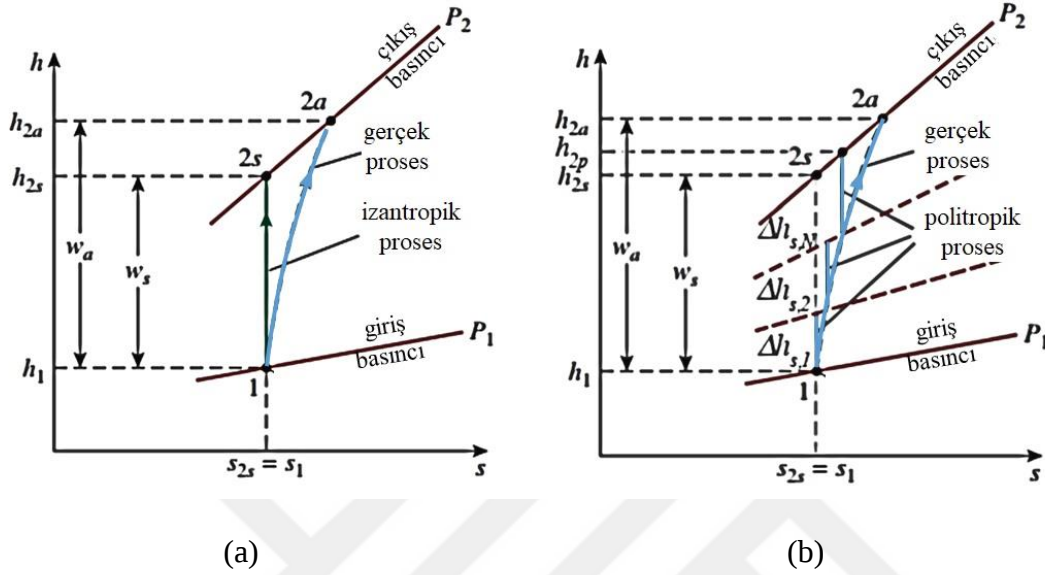
2.5.2 Verim

Kompresörün verimi, ideal enerji değişiminin gerçekte olan enerji değişimine oranı olarak ifade edilebilir. Kompresörler güç tüketen makineler olduğundan ideal enerji değişimi, mümkün olan en az enerji değişimini ifade etmektedir. Literatürde birden fazla verim tanımı bulunmaktadır. Bu tanımlar arasındaki temel fark ideal enerji değişimini ifade ederken kabul edilen prosestir. Bu bölümde izantropik verim (izantropik proses) ve politropik verim (politropik proses) üzerinde durulmuştur.

2.5.2.1 İzantropik verim

İzantropik verim tanımında, ideal enerji değişiminin izantropik bir proses olduğu varsayımı yapılır. İzantropik proses adyabatik ve içten tersinirdir.

Şekil 2.13a’da görüldüğü üzere izantropik proseste giriş ve çıkış entropileri eşittir. Burada 1 alt indisi kompresör girişini, 2 alt indisi ise kompresör çıkışını ifade etmektedir. Ayrıca her iki durum için de giriş koşullarının aynı, çıkışta ise basınçlarının eşit olduğu görülmektedir.



Şekil 2.13 : İzantropik (a) ve politropik (b) proses (Boles ve Çengel, 1996).

Adyabatik kompresörün toplam-toplam verimi Şekil 2.13’deki alt indisler referans alınarak, izantropik hal değişimi varsayımı ile yazılmak istenirse

$$\eta_{t-t} = \frac{\text{izantropik kompresör işi}}{\text{gerçek kompresör işi}} = \frac{h_{2,s}^0 - h_1^0}{h_2^0 - h_1^0} \quad (2.21)$$

elde edilir. Burada entalpi için $\Delta h = C_{p,ort}(\Delta T)$ kabulü yapılır ve denklem 2.21 yeniden düzenlenirse

$$\eta_{t-t} = \frac{h_{2,s}^0 - h_1^0}{h_2^0 - h_1^0} = \frac{T_{2,s}^0 - T_1^0}{T_2^0 - T_1^0} \quad (2.22)$$

elde edilmiş olur. Kompresörde sıkıştırma işlemine tabii tutulan akışkan için ideal gaz kabulü yapılırsa denklem 2.23’ten $T_{2,s}^0$ çekilip, denklem 2.22’te yerine konulabilir. Böylelikle k (C_p/C_v) özgül ısıların oranı olmak üzere kompresörün toplam-toplam izantropik veriminin son halini ifade eden denklem 2.24 yazılmış olur.

$$\left(\frac{P_2^0}{P_1^0}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_{2,s}^0}{T_1^0} \quad (2.23)$$

$$\eta_{t-t} = \frac{h_{2,s}^0 - h_1^0}{h_2^0 - h_1^0} = \frac{(P_2^0/(P_1^0)^{\frac{k-1}{k}}) - 1}{T_2^0/T_1^0 - 1} \quad (2.24)$$

Burada basınç, sıcaklık ve entalpi değerlerinde bulunan 0 üst indisi toplam değerleri göstermektedir. Giriş ve çıkışta basınç, sıcaklık ve entalpinin toplam değerleri yazılarak toplam-toplam verim değeri bulunmuştur. Bu ifadelerin çıkışta toplam yerine statik değerleri yazılırsa, toplam-statik verim bulunabilir. Literatürde eğer kompresör çıkışındaki kinetik enerji kullanılmayacaksa ya da önemsizse toplam-statik verim kullanılmaktadır. eğer kompresör çıkışındaki soğutucu gibi diğer komponentlerin basınç düşümü kompresör çıkışındaki kinetik enerjiden etkileniyorsa yani çıkıştaki kinetik enerji önemliyse toplam-toplam verim kullanılmaktadır.

2.5.2.2 Politropik verim

Politropik verimde (η_p), ideal enerji değişiminin politropik bir proses olduğu varsayımı yapılır. Politropik proses, Şekil 2.13b’de görülebileceği gibi arka arkaya oluşan birkaç adıma bölünmüş küçük izantropik proseslerin birleşimi gibi düşünülebilir. Politropik proseslerde hacim (V) ve basınç ikilisi $PV^n = \text{sabit}$ denkleminde uymaktadır. Burada n politropik üstür ve izantropik üs (özgül ısıların oranı) olan k ile ilişkilidir.

$$\frac{n-1}{n} = \frac{1}{\eta_{p,t-t}} \frac{k-1}{k} \quad (2.25)$$

Kompresörde politropik prosese tabii tutulan akışkan için ideal gaz kabulü yapılırsa

$$\left(\frac{P_2^0}{P_1^0}\right)^{\frac{n-1}{n}} = \frac{T_2^0}{T_1^0} \quad (2.26)$$

yazılır. Denklem 2.25’ten $(n-1)/n$, çekilip denklem 2.26’da yerine konulursa politropik verim (www.slideshare.net, 2 Nisan 2020)

$$\eta_{p,t-t} = \frac{\ln\left(\frac{P_2^0}{P_1^0}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{\ln\left(\frac{T_2^0}{T_1^0}\right)} \quad (2.27)$$

şeklinde ifade edilebilir.

2.5.3 Tutunma kaybı (stall), dalgalanma (surge) ve boğulma (choke)

Akışkan çark içinden geçerken giriş-çıkış koşullarındaki bir değişime bağlı olarak kompresörün kütleli debisi azalır, basınç oranı artarsa kanat üzerinde ters basınç gradyeni ve kayma gerilmesi oluşur. Buna bağlı olarak akışkanın kanada tutunma problemi yaşayarak kanattan ayrılmasına tutunma kaybı (stall) denir. Kanattan ayrılma durumu genellikle buna en müsait nokta olan kanadın emme tarafından başlar. Bir ya

da birkaç kanatta aynı anda görülebilen tutunma kaybı, eğer bir pasajdan diğerine geçiyorsa buna dönel halde tutunma kaybı (rotating stall) denir.

Şekil 2.12'deki kompresör haritasında da görüldüğü üzere kompresörde basınç artışı sınırlıdır. Sabit devir sayısında haritanın sol tarafına doğru gidildikçe, yani akışın debisi azaldıkça kompresör çarkı akışkanı emme ve kanat üzerinde tutma özelliğini kaybeder, akışkana güç aktaramaz. Belli bir noktadan sonra artık basınç artışı sağlanamaz. Kompresör haritasındaki tüm sabit devir sayılarında artık basınç artışının sağlanamadığı noktaların birleştirilmesiyle Şekil 2.12'de görülen dalgalanma sınırı oluşturulmuş olur. Bu sınırın sol tarafı kompresör için kararsız çalışma bölgesidir. Bu bölgede kompresör içinde basınç dalgalanmaları ve çark içinde kanada tutunamayan akış sebebiyle hava cepleri oluşur. Tutunma kaybı tek ya da en fazla birkaç kanatta görülen bir olgu iken, dalgalanma tüm çarkta görülmektedir. Kompresörün çalışma noktası kararlı çalışma bölgesinden kararsız çalışma bölgesine geçtiğinde akış yönü anlık olarak tersine döner ve bir kısım akışkan çarktan girişe doğru akmaya başlar. Girişe doğru geri akan akışla birlikte çark içindeki debi ve basınç düşer ve giriş kısmındaki basınç tekrar artar, çark tekrar akışkanı içeri alabilecek duruma gelir. Eğer dalgalanmaya sebep olan durumlar hala devam ediyorsa bu döngü tekrarlanır: dalgalanma sınırına kadar basınç artar, sınır geçilince bir kısım akışkan geriye doğru aktığı için debi azalır, basınç düşer ve akışkan çarka tekrar giriş yapar. Tüm bu bir çevrimin tamamlanması sadece bir saniye kadar sürer. Dalgalanma sınırını geçen kompresörlerde bazen 'whoosh' denilen ısıklık sesi de duyulabilir. Akış dalgalanması yaşayan kompresörlerde sıcaklıklar üst limitlerin üzerine çıkabilir ve yataklar akış değişiminin yarattığı titreşimlerden etkilenebilir. Bu sebeple dalgalanma olayının sık veya sürekli olduğu kompresörlerde mekanik hasarlar görülmektedir.

Tutunma kaybının ve akış dalgalanmasının aksine kompresörde boğulma düşük basınç oranları ve yüksek debilerde gerçekleşir. Kompresörün boğulma sınırı, dalgalanma sınırı kadar popüler olmasa da kompresörün çalışma mantığını kavramak için önemlidir. Kompresör haritasının sağ tarafında kalan boğulma limiti, her bir sabit devir sayısı için kompresörden geçebilecek maksimum debiyi belirtmektedir. Sonik şok dalgaları, akış ayrılmaları ve çarkta oluşan ikincil akışlar kompresörden geçen akışı ciddi ölçüde etkileme ve blokaj etkisi oluşturmaktadır. Boğulma olayı sonik akış alanı ile efektif boğaz alanı eşit olduğunda gerçekleşir. Ya da başka bir deyişle akışkan iki kanat arasındaki en dar alandan (boğaz) geçerken ses hızını aşarsa ($Mach \geq 1$)

kompresörde boğulma denilen olay yaşanır. Eğer kompresör, kanatsız bir difüzöre sahipse boğulma olayını nadiren yaşar. Kanatlı yapıya sahip difüzörü olan kompresörlerde ise boğulma dikkat edilmesi gereken bir olaydır. Bu tip kompresörlerde yüksek devir sayılarında yaşanan boğulma olayının sebebi çark kanatlarındaki boğaz bölgesi iken, düşük devir sayılarında yaşanan boğulmanın sebebi difüzör kanatlarındaki boğaz bölgesidir.

2.5.4 Kayıplar

Bu bölümde kompresör performansını olumsuz yönde etkileyen ve kompresör veriminin düşmesine sebep olan ‘kompresör kayıpları’ olarak adlandırılan faktörler ele alınmıştır.

2.5.4.1 Kayma faktörü (Slip/deviation factor)

Kanatın çıkış ucundaki kanat açısı ile akış açısı arasındaki açı farkına çıkıştaki sapma açısı denir (Şekil 4.3). Sapma açısı, çıkıştaki mutlak hızın teğetsel bileşeninin daha küçük olmasına yol açar. Bunun sonucu olarak kayıplar artar ve akışkana aktarılan güç azalmış olur.

Sapma açısının kompresör üzerindeki etkisini hesaba katabilmek için kayma faktörü (σ) kullanılır. Kayma faktörü Dixon tarafından çark çıkışında gerçekte olan akışın mutlak hızının teğetsel bileşeninin, ideal mutlak hızın teğetsel bileşenine oranı olarak tanımlanmıştır (1998).

$$\sigma = \frac{V_{t,2}}{V_{t,2,kanat}} < 1 \quad (2.28)$$

Bu değerin 1’e eşit olması kayma olmayan ideal durumu temsil eder.

2.5.4.2 Sürtünme kayıpları

Sürtünme kaybı, akışkan ile yüzey arasındaki kaymazlık ilkesi sonucu meydana gelir. Kompresör içinde kayıplara sebep olan birçok sürtünme türü mevcuttur. Kanatsız difüzörlerde uzun ve yönlendirilmemiş bir akış yolu olduğu için bu tip difüzörlerde yüzey sürtünmesiyle olan kayıplar fazladır.

Kapalı çarklarda kanat ucu boşluğu olmadığı için kanat ucu sızıntı kayıpları önlenir, fakat açık tipteki çarklara kıyasla ekstra bir yüzey getirdiği için yüzey sürtünmesi artmış olur. Çark içindeki akış hızlandıkça, yani yüksek Reynolds sayılarına (Re) ulaşıldıkça çark içindeki yüzey gerilmeleri, dolayısıyla sürtünme kaybı da artar. Aynı

kütlesel debiye sahip iki çarktan kanat sayısı fazla olanda daha çok sürtünme kaybı meydana gelecektir. Bunun ilk sebebi artan kanat sayısı ile çark girişindeki akışın geçebileceği alanın küçülmesi, akış hızının artması ve Reynolds sayısının yükselmesidir. İkinci sebep ise artan kanat sayısı ile sürtünme yüzeyinin de artmasıdır.

2.5.4.3 Kanat ucu sızıntı kayıpları

Kanat ucu sızıntı kayıpları, sadece kanat ucu boşluğu olan açık çarklarda görülmektedir. Bölüm 1.3.2’de anlatıldığı gibi akışın kanadın ucundaki boşluk nedeniyle kanadın yüksek basınçlı tarafından (basınç hattı) düşük (emme hattı) basınçlı tarafına geçmesi olayına kanat ucu sızıntısı (tip leakage) denir. Bu sızıntı kompresör veriminde kayıplara sebep olur. Japikse (1996, s. 6-20), kanat ucu boşluğu, kanadın çıkış ucu genişliğinin %3’ü kadar artarsa verimin %1 azaldığını belirtmiştir.

2.5.4.4 Akış karışımı kaybı

Daha önceki bölümlerde jet-girdap modeli detaylıca anlatılmış ve çark çıkışında jet ve girdap alanlarının birleşerek difüzöre doğru ilerlediği belirtilmişti. Çark çıkışında bu birleşme, aslında daha çok bir karışım şeklinde meydana gelir. Yüksek enerjili bölgedeki akış, düşük enerjili bölgedeki akış ile karışırken kaçınılmaz olarak kayıplar meydana gelir. Bu kayıplar akış karışımı kaybı olarak adlandırılır. Akış karışımı kaybı olarak adlandırılacak bir durum daha vardır: yüzeyden ayrılan akışkanın tekrar yüzeye tutunması ve akışın üniform hale gelmesi. Kanat yüzeyinden ayrılan akışkan, termodinamiğin ikinci kanunu gereği yüzde yüz tersinir bir şekilde eski üniform haline dönemez. Bunun için çark içindeki akışın karışıp, sonrasında tekrar üniform hale gelmesi gerekmektedir. Yani aslında çark içindeki akış karışımı, zaman zaman akışı düzenlerken kayıplara da sebep olmaktadır.

3. ANALİZ METODOLOJİSİ VE DOĞRULAMA ÇALIŞMASI

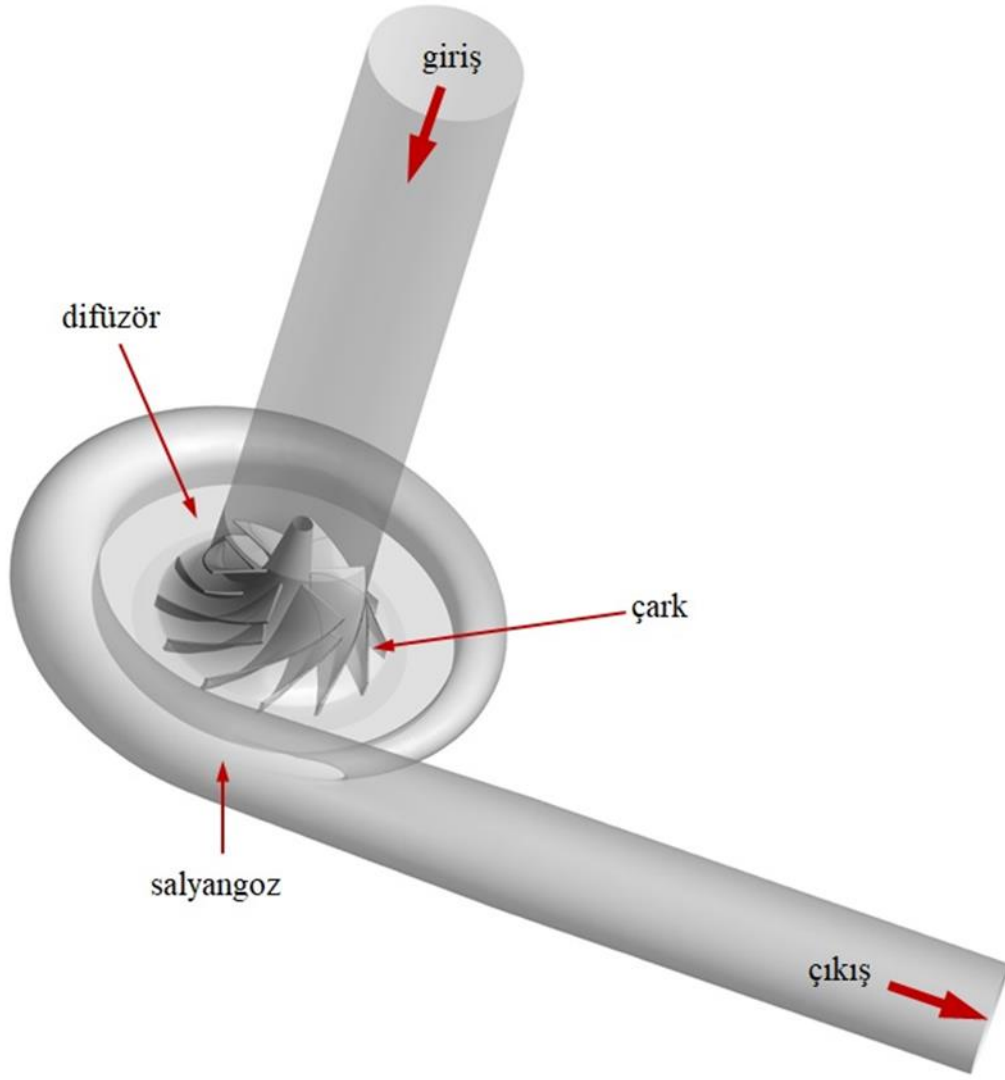
Bu bölümde, çark tasarım parametrelerinin kompresör verimi üzerindeki etkisini incelemek için yapılan nümerik analizlerde izlenen method detaylıca anlatılmıştır. Bununla birlikte mevcut kompresörün geometrisi incelenmiştir. İmalatçı firma tarafından sağlanan kompresör haritasında üç farklı çalışma noktası belirlenmiştir. Belirlenen çalışma noktalarında üç boyutlu HAD analizleri gerçekleştirilerek, kompresörün doğrulaması sağlanmıştır.

3.1 Mevcut Kompresör Geometrisi ve Deney Datası

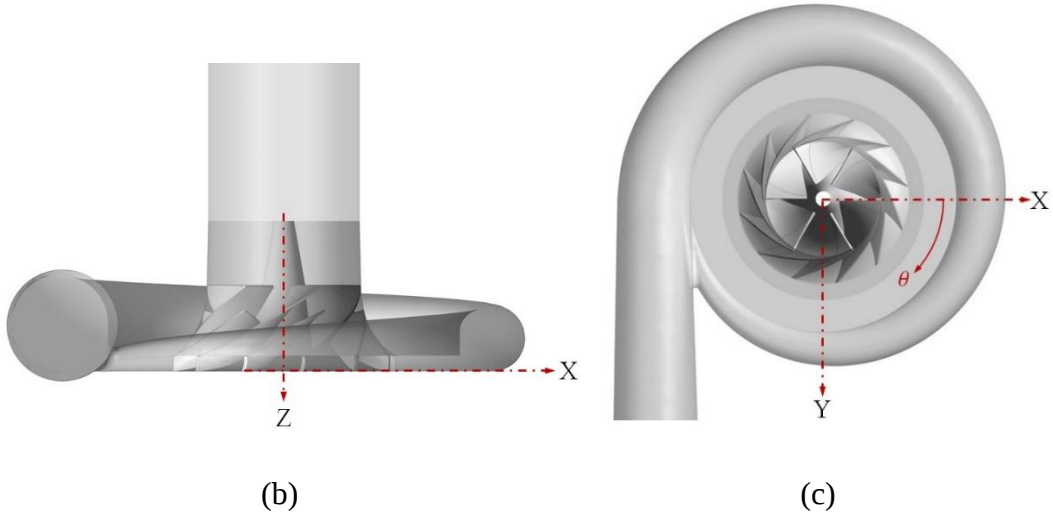
Mevcut kompresörün izometrik görünüşü Şekil 3.1a'da verilmiştir. Üç boyutlu geometri, yüzey temizleme işlemlerinden geçirilerek HAD analizlerinde kullanılmak üzere hazırlanmıştır. Yapılan yüzey temizleme işlemlerinde gerçek geometriye sadık kalınmış, kritik kanat yüzeylerine müdahale edilmemiştir.

Üç boyutlu HAD analizlerinde tam gelişmiş akış koşullarını sağlamak amacıyla giriş-çıkış yüzeyleri uzatılmıştır. Şekil 3.1b ve c'de ise kompresörün iki farklı düzlemsel görünüşü verilmiştir. Kompresör çarkının boylam (meridyonel) görünüşü, Şekil 3.1b'den görülebilir. Benzer şekilde kanat özelliklerini tanımlarken kullanılan teta (θ) açısı Şekil 3.1c'de gösterilmiştir.

Kompresör çarkı eşit aralıklarla konumlandırılmış geriye dönük tipteki altı ana ve altı ara kanattan oluşmaktadır. Difüzör ise kanatsız bir yapıdadır ve radyal doğrultu boyunca yüksekliği sabit kalmaktadır. Kanat ucu boşluğunun değeri ise 0,25 mm ile 0,35 mm arasında bir noktadadır. Kompresör -Z yönünde dönmektedir.

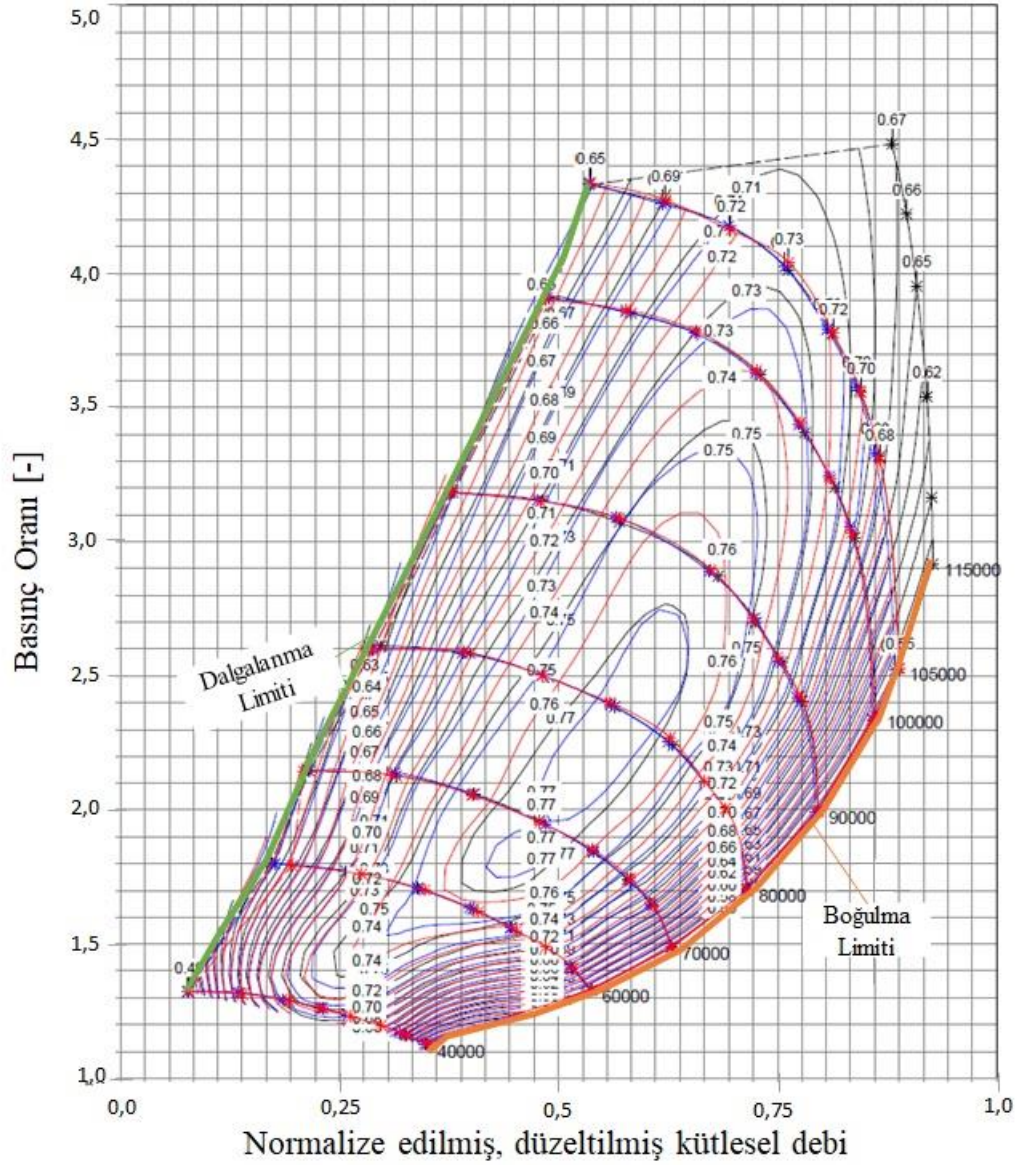


(a)



Şekil 3.1 : Mevcut kompresörün izometrik (a), XZ düzleminden (b) ve XY düzleminden c) görüşleri.

Üretici firmanın sağladığı kompresör haritası Şekil 3.2’de verilmiştir. Kompresörle birlikte kullanılan türbin, çift salyangozlu bir yapıya sahip olduğu için kompresör haritasında her bir deney noktası için üç ayrı değer bulunur. Bunlardan kırmızı ve mavi olanları çift girişli türbin salyangozunun sırasıyla bir tarafı açık diğer tarafı kapalıyken yapılan testlere aittir. Siyah renkte olan değerler ise çift girişli türbin salyangozunun iki girişi de açıkken yapılan deneye aittir. Bu tez çalışmasında yapılan analizlerde siyah datalar, yani çift girişli türbin salyangozunun iki girişinin de açık olduğu deney dataları temel alınmıştır.



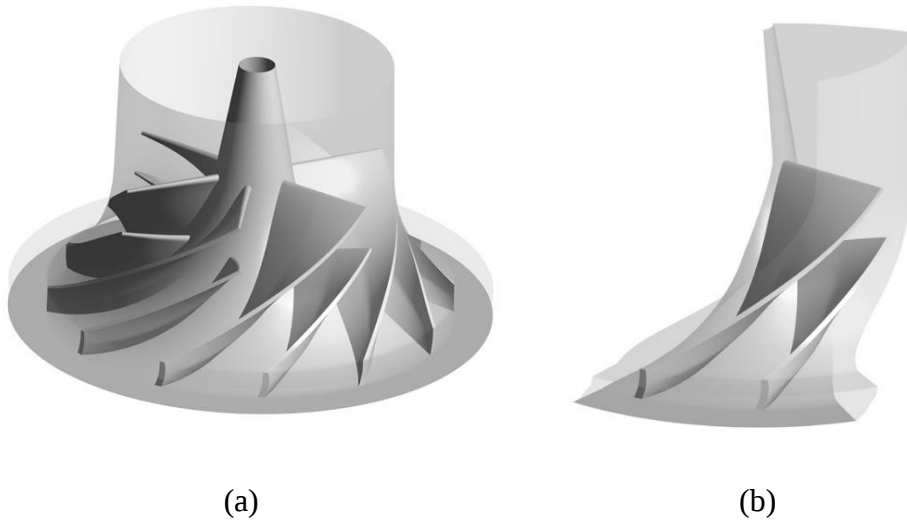
Şekil 3.2 : Kompresör performans haritası.

3.2 Üç Boyutlu HAD Analizi

Kompresör geometrisinin üç boyutlu sürekli sistem HAD analizleri ANSYS CFX kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Çözüm ağı oluşturma işleminde çark için TurboGrid kullanılmış, geriye kalan giriş ve salyangoz için ise ANSYS Meshing tercih edilmiştir. Üç boyutlu sürekli sistem HAD analizi, sırasıyla geometrinin oluşturulması, çözüm ağının oluşturulması, model kurulumu, analizin koşulması ve sonuçların değerlendirilmesi aşamalarından oluşmaktadır. Geometrik düzenlemesi yapılan ve çözüm ağı oluşturulan kompresör geometrileri, model kurulumu gerçekleştirildikten sonra analize gönderilir. Analiz tamamlandıktan sonra sonuçlar kapsamlı olarak incelenir.

3.2.1 Geometrinin oluşturulması

Kompresörün üç boyutlu HAD analizleri yapılırken çark geometrisi için sektör model kullanılmıştır. Daha önceki tecrübelerde sektör modelle olan analiz ile tam kanat analizi arasındaki farkın %1'den küçük olduğu, buna karşın tam kanat analizinin sektör model analizine göre iki kat daha fazla çözüm zamanı gerektirdiği görülmüştür. Dolayısıyla bu tez kapsamındaki çalışmalarda sektör modelin kullanılabileceği kabul edilmiştir. Şekil 3.3'te altı ana kanat ve altı ara kanattan oluşan mevcut kompresör çarkının tam kanat ve sektör modelleri görülebilir.



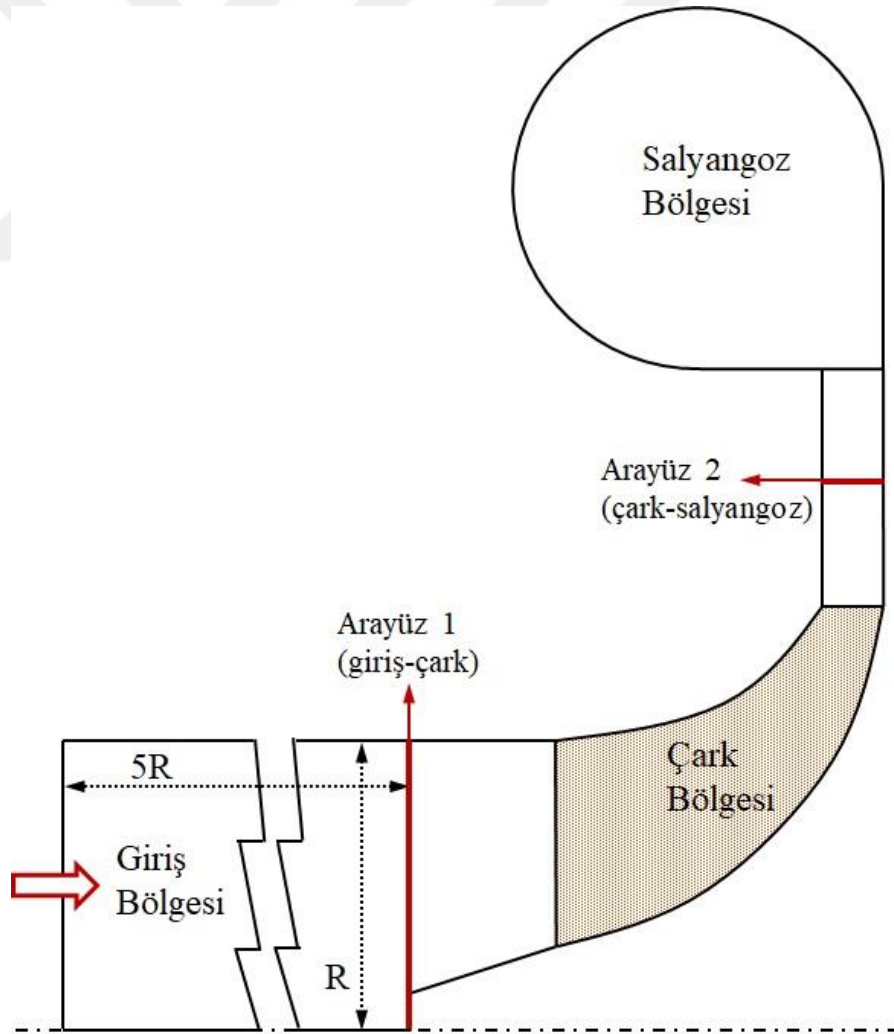
Şekil 3.3 : Kompresörün tam kanat (a) ve sektör (b) modelleri.

Kompresör çarkının alt yüzeyi ile difüzör yüzeyi arasında kalan boşluğun kompresörün basınç oranına ve verimine olan etkisi Tosto tarafından incelenmiş, bu

bölgede kalan akışkan miktarının çok az olduğu, sirkülasyon sırasındaki sürtünmeyle ortaya çıkan sıcaklıktaki artışın da oldukça lokal olduğu, dolayısıyla kompresörün performansını ciddi ölçüde etkilemediği sonucuna varılmıştır (2018). Dolayısıyla bu çalışmada da benzer bir mantık izlenerek bu boşluk kaldırılmış, göbek (hub) yüzeyinden difüzör yüzeyine yumuşak bir geçiş sağlanmıştır. Ayrıca kompresör kanatlarının çark ile birleştiği noktadaki yuvarlatma işlemleri kaldırılarak kompresör çarkı geometrisi sadeleştirilmiştir. Kompresör girişinde ve çıkışında tam gelişmiş akış koşullarını sağlamak için giriş ve çıkış kısımları 5*boru yarıçapı kadar uzatılmıştır.

3.2.2 Çözüm ağının oluşturulması

Kompresör geometrisi salyangoz, çark ve giriş kısmı olmak üzere üçe ayrılmıştır. Salyangoz ve giriş kısmı sabit iken çark kısmı dönen bir yapı olduğu için açısız hıza sahiptir.



Şekil 3.4 : Kompresörün boylam (meridyonel) kesit görünüşü.

Yine Tosto, difüzör ve çark ara yüzünün optimum konumunu belirlemek için bazı analizler gerçekleştirmiş, farklı difüzör-çark ara yüzeyi konumlarının genel olarak sonuçlarda major bir etki göstermemekle birlikte optimum konumun difüzörün orta kısımlarına yakın olduğu sonucuna varmıştır (2018). Tosto'nun çalışmasından yararlanılarak bu çalışmada difüzör-çark ara yüzeyi difüzör ortalarına yakın bir yere konumlandırılmıştır. Difüzörün salyangoza yakın olan tarafı da salyangoz geometrisi gibi sabit olduğundan iki geometri birleştirilerek ikisi sabit biri açısız hıza sahip toplamda 3 bölge oluşturulmuştur. Şekil 3.4'te kompresörün üç boyutlu HAD analizi için oluşturulan bölgeler detaylıca incelenebilir.

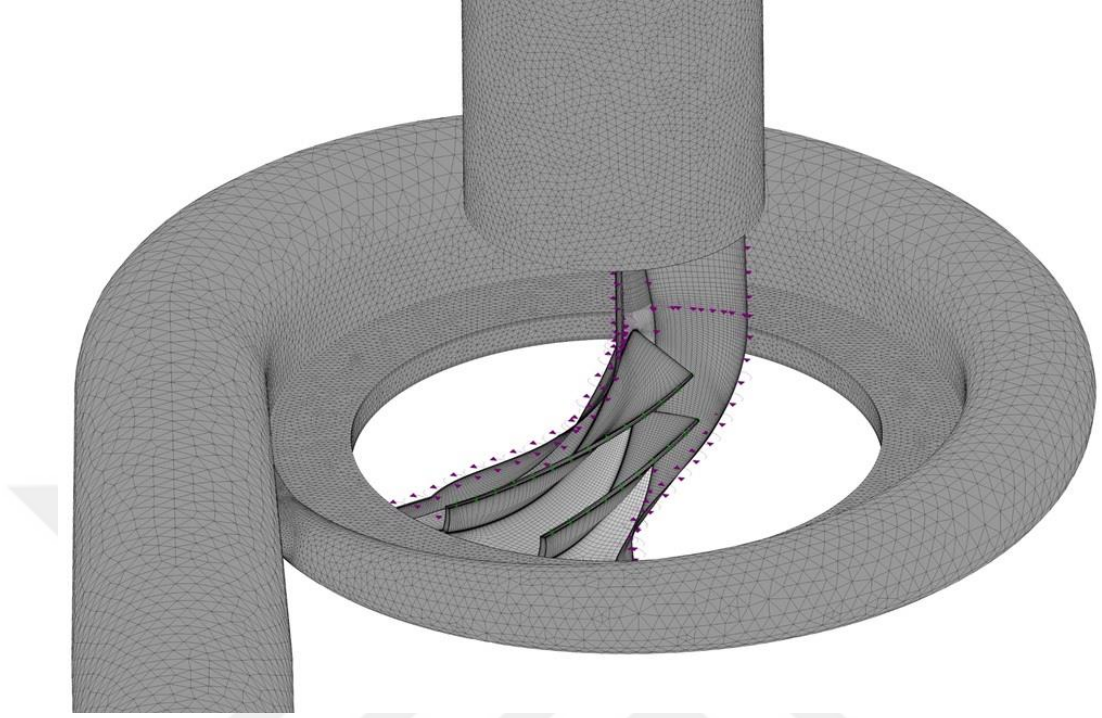
Çözüm ağı oluşturulurken toplam hücre sayısı salyangoz kısmı için 400.000, giriş kısmı için 200.000 ve çark kısmı için 550.000 civarındadır. Bu değerlere çözüm ağı bağımsızlığı çalışması yapılarak ulaşılmıştır. Çözüm ağı oluşturulmuş, model kurulumuna hazır bir kompresör Şekil 3.5'te görülmektedir. Çark kısmı için TurboGrid kullanılırken, giriş ve salyangoz kısımları için ANSYS Meshing – tetrahedral (dört yüzlü) hücre yapısı tercih edilmiştir. Çark kısmındaki sınır tabakayı detaylı inceleyebilmek için y^+ değerinin 2,5 civarında tutulmasına dikkat edilmiştir. Çözüm ağı kalitesini değerlendirmek için çarpıklık (skewness) ve en/boy oranı (aspect ratio) düzenli olarak kontrol edilmiş, çarpıklık değerinin 0,8 değerini geçmemesine ve en/boy oranının da 0.2-5 arasında olmasına dikkat edilmiştir (Tu ve diğ, 2020, s.150, 277).

3.2.3 Model kurulumu

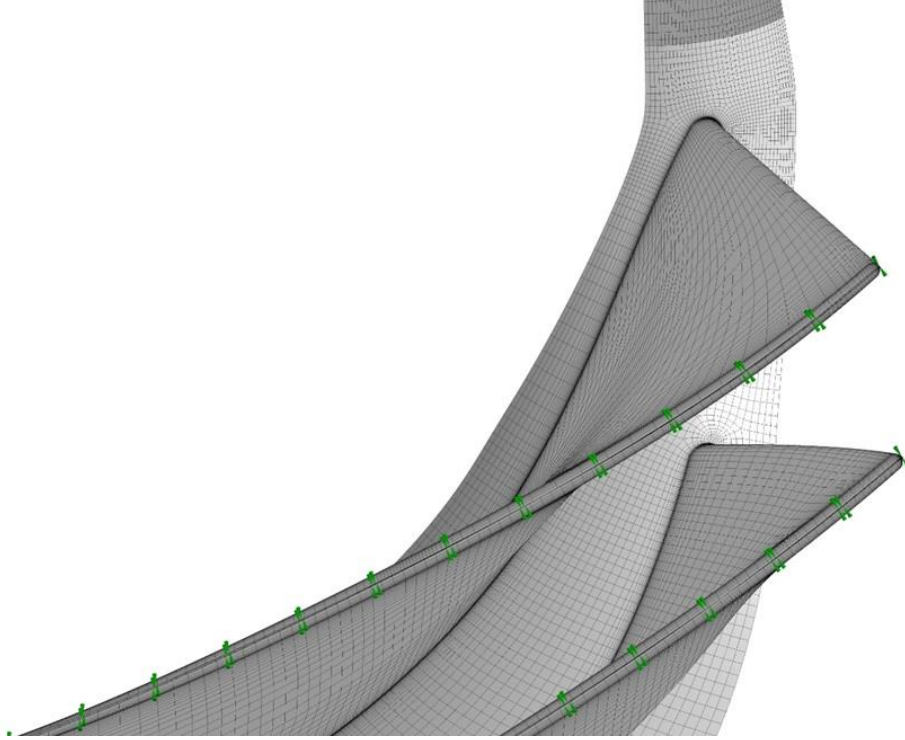
Analizlerde akışkan olarak hava kullanılmıştır ve ideal gaz kabulü yapılmıştır. Türbülans modeli olarak SST (Shear Stress Turbulance) seçilmiştir. Biri giriş-çark arasında, diğeri çark-salyangoz arasında olmak üzere iki tane arayüz tanımlanmıştır. Tosto'nun çalışmasında sürekli akışlı sistem analizlerinde, arayüz seçeneği olarak frozen rotor tipinin mixing-plane tipine oranla deneysel dataya daha yakın sonuç verdiği görülmüştür (2018). Bu tez çalışmasında da sadece sürekli akışlı sistem analizi üzerinde durulduğundan arayüz tipi olarak frozen rotor kullanılmıştır.

Sınır şartı olarak gerçek durumu daha iyi simüle edebilmek adına girişte toplam basınç ve toplam sıcaklık, çıkışta ise kütleli debi tanımlanmıştır. Ayrıca çark geometrisi için sektör model kullanıldığından dolayı akış yolunun yan taraflarına periyodik sınır şartı

koyulmuştur. Yine çarkın olduğu bölge dönen bölge olduğu için buradaki dönme etkisi, o bölgeye açısal hız değeri tanımlanarak elde edilmiştir.



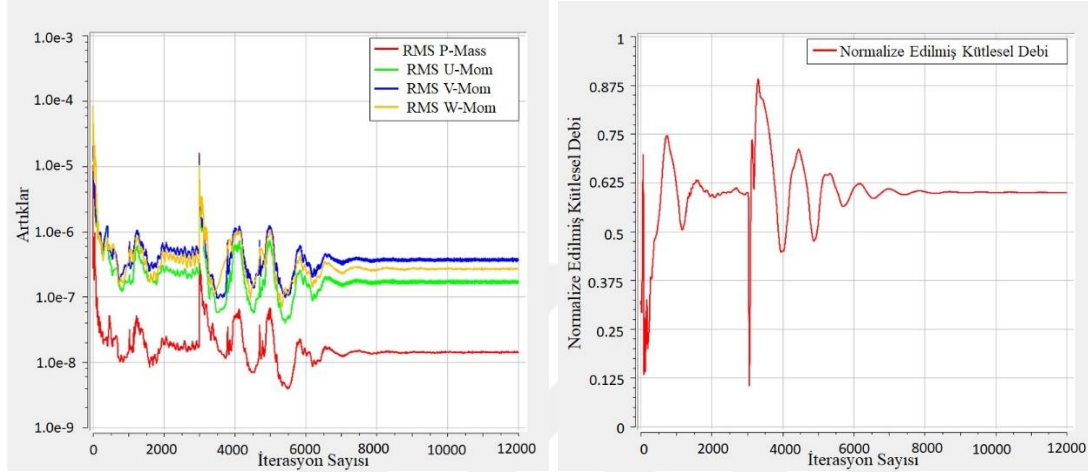
(a)



(b)

Şekil 3.5 : Çözüm ağı oluşturulmuş sektör model kompresör (a) ve kanatlar üzerindeki çözüm ağı (b).

Şekil 3.6'daki örnek grafiklerde görülebileceği gibi sürekli akışlı sistem analizinin yakınsama kriteri olarak artık değerlerinin (RMS) 10^{-6} olmasına dikkat edilmiştir. Kütleli debi, basınç oranı, izantropik verim gibi analizin yakınsayıp yakınsamadığını kontrol amaçlı kullanılan skaler değerlerin de 10^{-5} civarında yakınsama toleransına sahip olmasına dikkat edilmiştir. Yakınsama kriterlerini sağlayan analiz sonuçları detaylıca incelenmiştir (Tu ve diğ., 2020, s. 225).



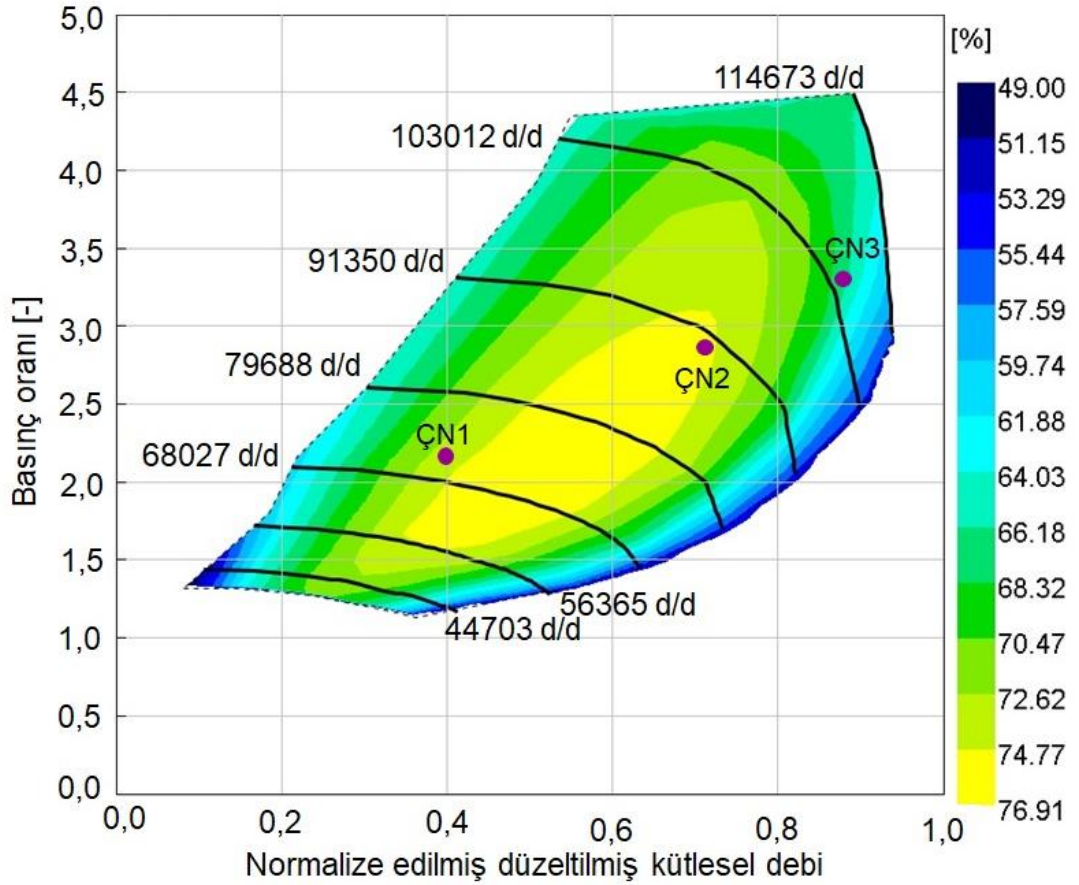
Şekil 3.6 : Yakınsama kriterlerinin grafikleri.

3.3 Mevcut Kompresörün Doğrulanması

Bu bölümde mevcut kompresörün üç boyutlu HAD analizleriyle doğrulanması ele alınmıştır. Bunu gerçekleştirmek adına kompresörün performans haritasından üç farklı çalışma noktası seçilmiş, yapılan nümerik analizler sonrasında deney verisi ve analiz sonucu arasındaki hata oranları hesaplanmıştır.

3.3.1 Çalışma noktalarının seçilmesi

Mevcut kompresörün üç boyutlu HAD analizleriyle doğrulamasını gerçekleştirmek için tedarikçi tarafından sağlanan kompresör haritası kullanılmıştır. Bu amaçla, kompresör performans haritası üzerinde üç farklı çalışma noktası belirlenmiştir. İlk çalışma noktası dalgalanma limitine yakın bir konumdadır. İkinci çalışma noktası ise motorun maksimum güç noktasına yakındır. Üçüncü çalışma noktası ise boğulma limitine yakın olacak şekilde seçilmiştir. Belirlenen bu her bir çalışma noktasında, kompresörün üç boyutlu sürekli akışlı sistem HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.7'de kompresörün performans haritası görülmektedir.



Şekil 3.7 : Seçilen üç farklı çalışma noktasının kompresör haritası üzerinde gösterimi.

Yatay eksen normalize edilmiş ve düzeltilmiş kütleli debiye, dikey eksen ise kompresörün basınç oranına aittir. Haritanın kontür kısmı ise kompresörün verimini göstermektedir. Seçilen üç farklı çalışma noktası Şekil 3.7’de mor noktalarla gösterilmiştir. Analizlere hazırlık sırasında bölüm 3.2’de anlatılan aşamalar sırasıyla uygulanmıştır.

Oluşturulan çözüm ağında, salyangoz kımında 354.000, giriş kısmında 190.000 ve çark kısmında 548.000 olmak üzere toplamda yaklaşık 1,1 milyon adet hücre mevcuttur.

3.3.2 Sonuçların değerlendirilmesi

Seçilen çalışma noktalarında yapılan analizler sonucunda elde edilen kompresörün basınç oranı ve izantropik verim değerleri test datası ile karşılaştırılmış, aradaki yüzdesel fark tablo 1.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.1 : Mevcut kompresörde test datası ile analiz sonuçlarının hata oranı.

Analiz-Test Hata Oranı	Çalışma Noktası 1	Çalışma Noktası 2	Çalışma Noktası 3
Basınç Oranı	% 5.1	% 6.9	% 4.8
İzantropik verim	% 0.5	% 1.3	% 4.5

Test datası ile analiz arasındaki fark tablo 1.1’den de anlaşılacağı üzere makul sınırlar içerisinde kalmaktadır. Bundan sonraki bölümlerde anlatılan optimizasyon çalışmaları, mevcut kompresör geometrisi baz model alınarak yapılmıştır.

4. YENİ KOMPRESÖR ÇARKI TASARIMI

Kompresör çarkında iyileştirmeler yapabilmek için öncelikle çark tasarımına etki eden parametrelerin bilinmesi gerekmektedir. Bu bölümde kompresör çarkının tasarımında etkin şekilde rol oynayan parametreler ele alınmıştır. Bu parametrelerin değerlendirildiği literatür çalışmalarına da yer verilmiştir. Bazı durumlarda bu literatür çalışmalarından yola çıkılarak yeni tasarım şekillendirilmiştir.

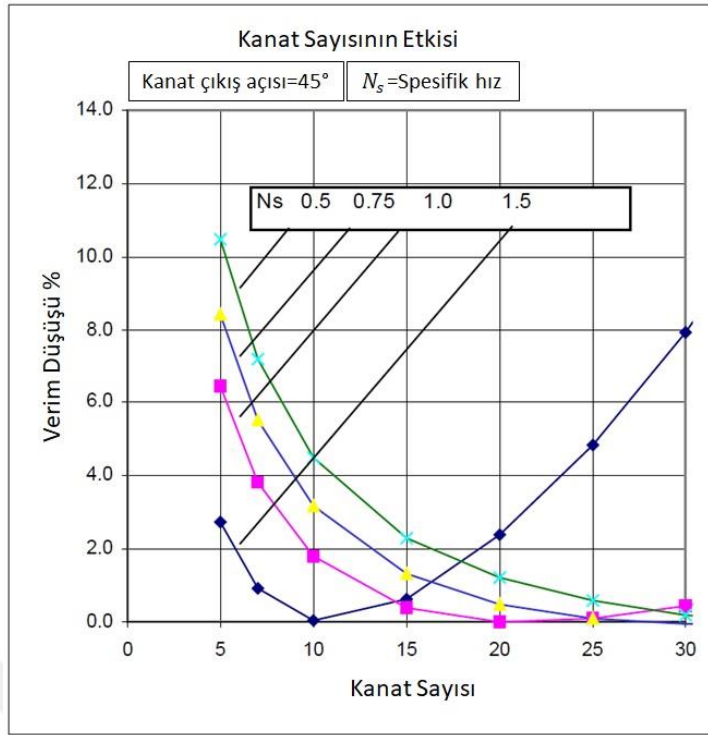
Çark tasarımı parametrelerinin kompresör verimine ve basınç oranına olan etkilerini incelemek adına, her bir parametre belirli oran aralığında değiştirilmiş ve yirmi yedi farklı durum oluşturulmuştur. Oluşturulan her bir yeni durumun, bölüm 3.3.1’de belirlenen üç farklı çalışma noktasında nümerik analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizlerin sonucunda her bir parametrenin, kompresör performansı üzerindeki olumlu/olumsuz etkileri detaylıca incelenmiştir.

4.1 Çark Tasarımına Etki Eden Parametreler

4.1.1 Kanat sayısı

Kompresör çark tasarımındaki en önemli parametrelerden ilki kanat sayısıdır. Bazı uygulamalarda kanat sayısı 30’a kadar çıkabilmektedir. Daha önce belirtildiği gibi kompresör çarkının tüm kanatları tam kanat olabileceği gibi, kanatların bir kısmı tam bir kısmı da ara kanattan oluşabilir. Çok kanat sayısı çark girişinde tıkanmalara sebep olabilmekte, kompresörü daha erken dalgalanma sınırına getirebilmektedir. Az kanat sayısı ise gereken basınç oranını sağlamada yetersiz kalabilmektedir.

Rodgers’ın çalışmasında (2000) kanat sayısının kompresör verimi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Çalışma sonucunda optimum kanat sayısının seçiminde kanat çıkış açısı ve çarkın spesifik hızının büyük bir etkiye sahip olduğu saptanmıştır. Deneylerde kullanılan 356 mm çark çıkış çapına ve 45° kanat çıkış açısına sahip kompresöre ait grafik Şekil 4.1’de görülmektedir. Bu grafiğe göre optimum kanat sayısı spesifik hıza göre değişiklik göstermektedir. Her spesifik hız için optimum bir kanat sayısı vardır ve bu sayının altında ya da üstünde verim düşüşü görülmektedir.

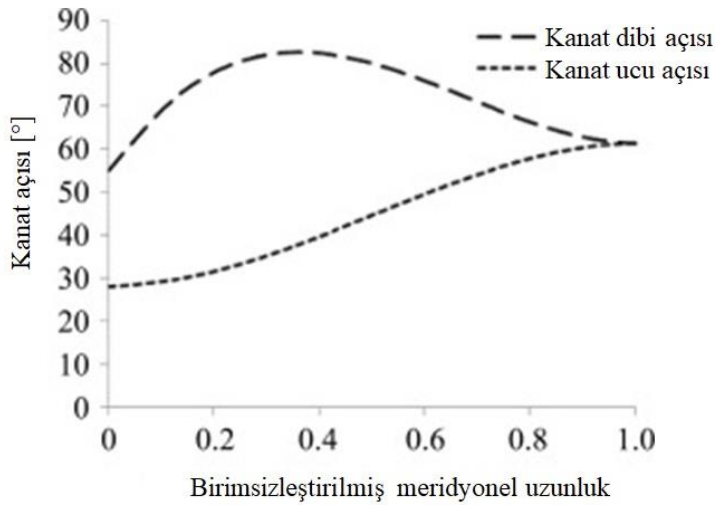


Şekil 4.1 : Kanat sayısının kompresör verimi üzerindeki etkisi (Rodgers, 2000).

Bu tez çalışmasında da beş-beş (tam kanat-ara kanat), altı-altı (mevcut çark), yedi-yedi ve sekiz-sekiz olarak üç farklı kanat sayısı incelenmiştir.

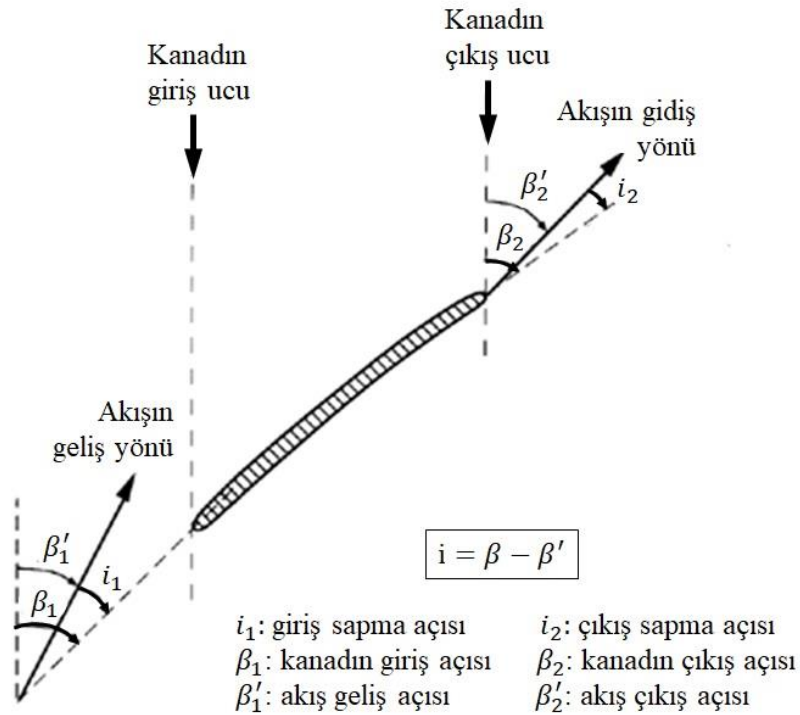
4.1.2 Kanat giriş açısı

Kanadın giriş açısı kompresör tasarımındaki bir diğer önemli parametredir. Çarkın giriş kısmında kanat genişliği boyunca giriş açısı değişiklik gösterebilmektedir (Şekil 4.2).



Şekil 4.2 : Çarkın boylam (meridyonel) uzunluğu boyunca kanat dibi ve kanat ucu açılarının profiline bir örnek.

Kanat giriş açısı belirlenirken dikkat edilmesi gereken en önemli nokta girişteki sapma açısıdır (inlet deviation ya da incidence angle). Girişteki kanat açısı ile akışın geliş açısı arasında kalan açiya giriş sapma açısı denir (Şekil 4.3). Literatürde bu açının sesaltı çalışan (Mach 0.9'a kadar) kompresörler için $0^\circ - 7^\circ$ arasında, transonik bölgede çalışan (Mach 0.9 - 1.3 arası) kompresörler için $-2^\circ - 3^\circ$ arasında olabileceği belirtilmiştir (Japikse, 1996, s. 6-16). Bir kompresörün tasarım noktasındaki giriş sapma açısı ne kadar fazla olursa, kanattan akış ayrılmaları ve düzensiz hava ceplerinin meydana gelmesi o kadar erken olur. Kompresör haritasında tasarım noktasından sola doğru gidildikçe, yani kütleli debi azaldıkça sapma açısı artacağından ayrılmalar görülecektir. Bu ayrılmaların oluşturduğu hava cepleri başlarda bir ya da birkaç kanatta oluşacak, bu kanatlara doğru gelen akışı engelleyecek ve diğer kanatlara doğru sapmasına sebep olacaktır. Bu sebeple diğer kanatlar üzerindeki sapma açısı daha da artacak, onlarda da hava cepleri ve akış ayrılmaları başlayacak, dalgalanma (surge) denilen olay yaşanacaktır (Koçak, 1998).



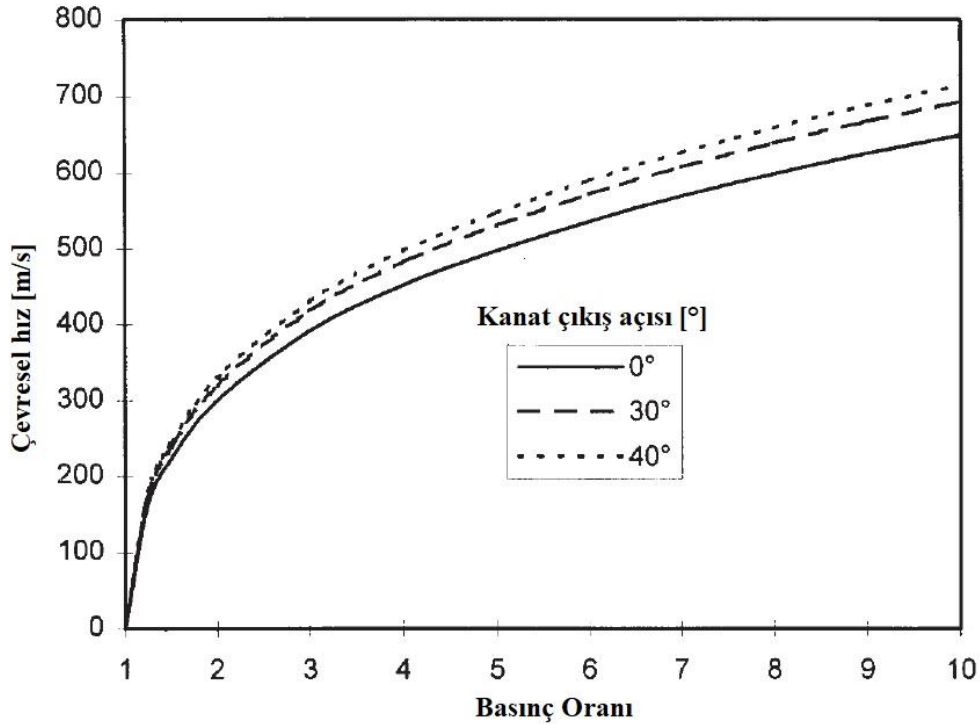
Şekil 4.3 : Giriş sapma açısı (SoftInWay Kullanıcı Kılavuzu).

Braembussche'ye göre (2019, s. 50) kanat ucundaki giriş açısı (β_{1S}) 70° 'den küçük olmalıdır. İdeal değer olan $50^\circ - 60^\circ$ arasında ise giriş kısmındaki Mach sayısı minimize edilmiş olur. Bu tez çalışmasında da girişteki kanat ucu açısı $\pm 21.5\%$ ve kanat dibi açısı ise $\pm 20\%$ aralığında incelenmiştir.

4.1.3 Kanat çıkış açısı

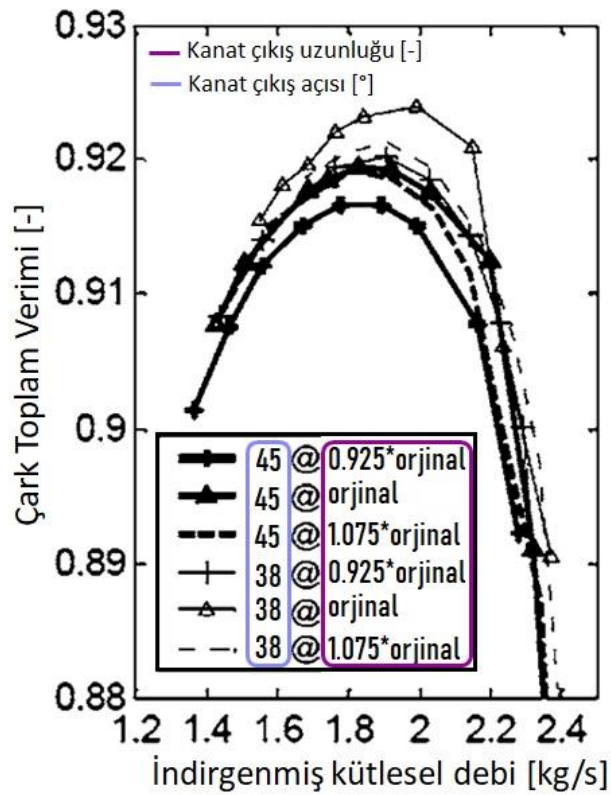
Çark tasarımının önemli parametrelerinden olan kanat çıkış açısı, genellikle kanat genişliği boyunca sabit kalmaktadır (Şekil 4.2). Kanat çıkış açısı, düşük devir sayısına sahip kompresörlerde stabiliteyi ve verimi arttırdığı için $30^\circ - 60^\circ$ arası tercih edilmektedir (Rodgers ve Sapiro, 1972). Fakat yine de literatürde kanat çıkış açısı için optimum bir değer aralığı yoktur, bu açı daha çok kanat ve çark üzerindeki stres gibi mekanik ve imalat kapasitesi gibi fiziksel limitlerle belirlenmektedir (Whitfield ve Baines, 1990, s. 102).

Kanat çıkış açısı ne kadar büyük olursa çarktan ayrılıp difüzöre giren akışın kinetik enerjisi de o kadar az olacaktır. Dolayısıyla, daha az kinetik enerjiye sahip akış difüzörde daha az kayıp oluşturarak genel performansın ve verimin iyileştirilmesine katkıda bulunacaktır. Bunun yanında Şekil 4.4'te görüldüğü gibi aynı güce sahip kompresörler için kanat çıkış açısının artmasıyla birlikte çıkıştaki çevresel hız, dolayısıyla kanat üzerindeki stres artacaktır (Whitfield, 1990 ; Came ve Robinson, 1999). Özetle, arttırılmış kanat çıkış açısı, çalışma aralığını genişletme ve verimi iyileştirme konularında yardımcı olurken, kanat üzerindeki stresin artmasına sebebiyet vermektedir (Japikse, 1996, s.6-17, 6-18).



Şekil 4.4 : Kanat çıkış açısı ve çarkın çevresel hızı arasındaki ilişki (Came ve Robinson, 1999).

Hildebrandt ve Genrup'un çalışmasında (2007) kanat çıkış açısının ve kanat çıkış uzunluğunun çark çıkışındaki akış üzerinde olan etkisi nümerik olarak incelenmiştir. Çalışmada 38° (orjinal değer) ve 45° olmak üzere iki farklı kanat çıkış açısı kullanılmıştır. Şekil 4.5'te analiz sonuçlarına göre oluşturulan çarkın toplam verimi – indirgenmiş kütleli debi grafiği görülmektedir. Grafiğe göre en yüksek verim değeri orjinal kanat çıkış açısı ve kanat çıkış uzunluğu ile elde edilmiştir. Her bir sabit kanat çıkış uzunluğu için kanat çıkış açısı arttıkça verim azalmaktadır. Bunun sebebi olarak da kanat çıkış açısının artmasıyla artan boylam (meridyonel) kanat uzunluğunun, sürtünme kayıplarını arttırması olduğu düşünülmektedir.

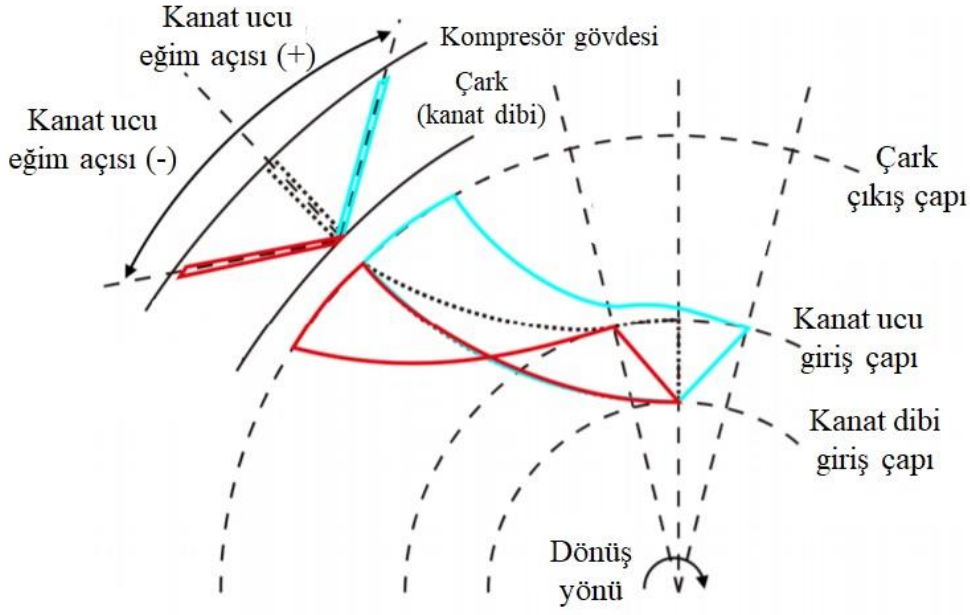


Şekil 4.5 : Kanat çıkış açısının ve çıkış uzunluğunun çark verimine etkisi.

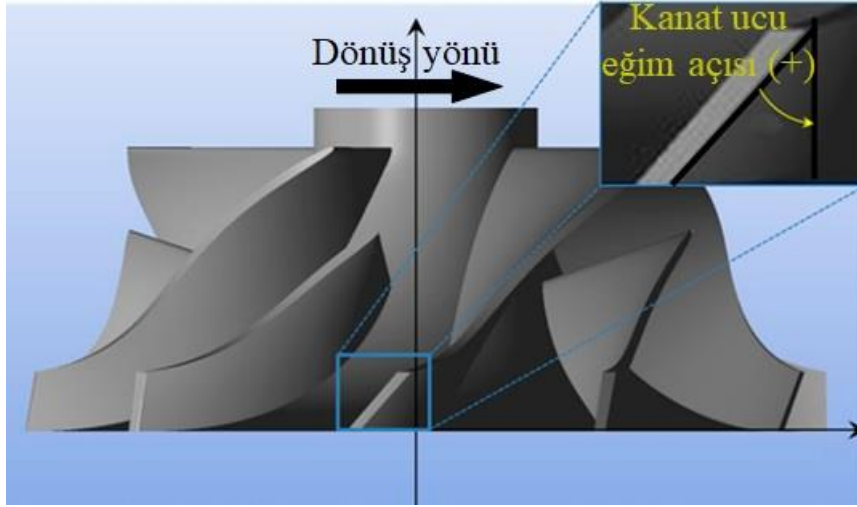
Bu tez çalışmasında çıkıştaki kanat açısı kanat genişliği boyunca aynı kalacak şekilde $\pm 9\%$ aralığında incelenmiştir.

4.1.4 Kanat ucu eğim açısı

Kanatın çıkış ucunda kanat ile boylam (meridyonel) düzlemi arasında kalan açıya kanat ucu eğim açısı (rake angle) denir (Şekil 4.6). Kanat ucu eğim açısı, kanat açılarında herhangi bir değişiklik yapmadan çarkın kanatlarındaki hız dağılımını



(a)



(b)

Şekil 4.6 : Pozitif ve negatif kanat ucu eğim açısı gösterimi (a) ve üç boyutlu geometri üzerinde kanat ucu eğim açısı (b) (He ve Zheng, 2016).

değiştirebilmeye imkan tanır. Kanat ucu eğim açısı, kanat çıkışındaki radyal hız dağılımı ve mutlak akış açısı üzerinde göz ardı edilemez bir etkiye sahiptir. Dönüş yönüyle aynı yönde olan eğim pozitif, ters yönde olan eğim ise negatif eğim olarak adlandırılır. Kanat ucu eğim açısı genellikle $\pm 45^\circ$ ile sınırlandırılmıştır çünkü daha

yüksek açılarda sürtünmeden kaynaklı kayıplar artmaktadır (Braembussche, 2019, s. 86, 158).

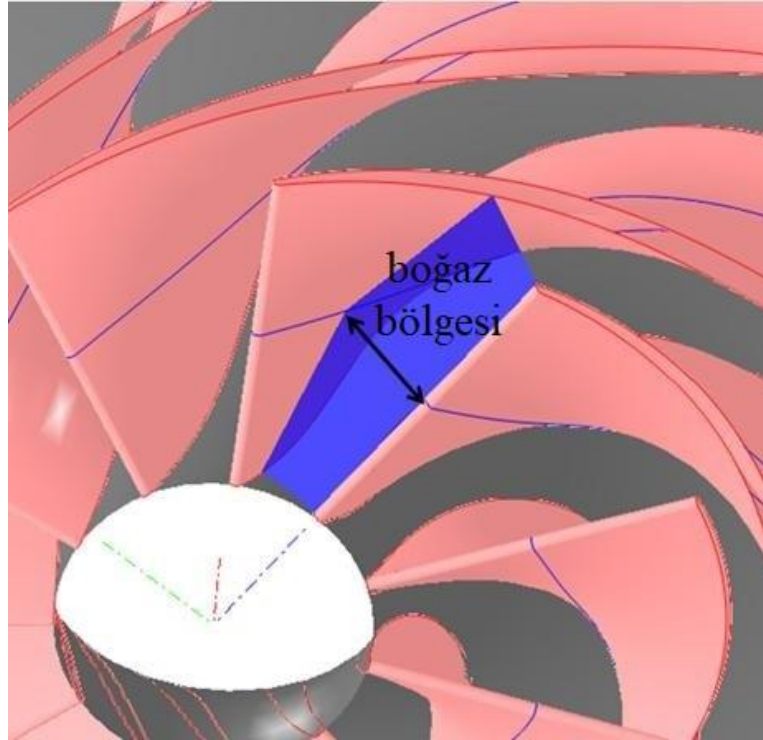
Oh ve diğ. (2011) çalışmasına göre pozitif kanat ucu eğim açısıyla akış ayrılmaları azaltılarak daha üniform bir akış elde edilir, dolayısıyla çarkın basıncında ve veriminde artış sağlanmış olur. Negatif kanat ucu eğim açısıyla da kanat yükü azaltılarak basınç oranında kısıtlı bir artış sağlanabilir. Bu tez çalışmasında kanat ucu eğim açısı $0^\circ - 25^\circ$ arasında incelenmiştir.

4.1.5 Ara kanat uzunluğu

Ara kanatların kanat uzunluğu tasarım açısından önemli bir parametredir. Ara kanatlar girişteki blokajı minimize edecek şekilde kısa, aynı zamanda maksimum yükü taşıyacak şekilde uzun olmalıdır (www.conceptsnrec.com, 18 Mart 2020).

Ara kanatların radyal kompresörlerde kullanımı oldukça yaygındır. Ara kanatların kullanımıyla Şekil 4.7’de görülen giriş kısmındaki boğaz bölgesi (throat) genişletilmiş olur. Boğaz bölgesinin iyileştirilmesiyle birlikte kanatlardan kaynaklı blokaj azaltılmış ve boğulma sınırına olan marjın arttırılmış olur.

Bu tez çalışmasında ara kanat uzunluğunun tam kanada oranı 0.65 – 0.75 arasında incelenmiştir.



Şekil 4.7 : Boğaz bölgesi (SoftInWay Kullanıcı Kılavuzu).



5. SONUÇLAR

Bu bölümde çark tasarımı parametrelerinin değiştirilmesiyle oluşturulan yirmi yedi farklı durumun analiz sonuçlarından ve yeni çark tasarımından bahsedilmiş, mevcut çark ile yeni çark tasarımının karşılaştırılması yapılmıştır.

İlk kısımda bölüm 4.1’de açıklanan çark tasarım parametrelerinin kompresör performansı üzerindeki etkilerini ele alan analizlerin sonuçları anlatılmıştır. Kompresör çarkı tasarımındaki başlıca parametrelerin her birinin kompresörün verimi ve basınç oranı üzerindeki etkisi incelenmiştir. İkinci kısımda, ilk kısımdaki sonuçlar doğrultusunda belirlenen yeni çark tasarımı anlatılmış ve mevcut çark ile farklılıklarına değinilmiştir. Üçüncü kısımda ise mevcut çark tasarımı ile yeni çark tasarımının analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Yeni çark tasarımıyla geliştirilen bölgelerden ve özelliklerden bahsedilmiştir.

5.1 Çark Tasarım Parametrelerinin Kompresör Üzerindeki Etkisi

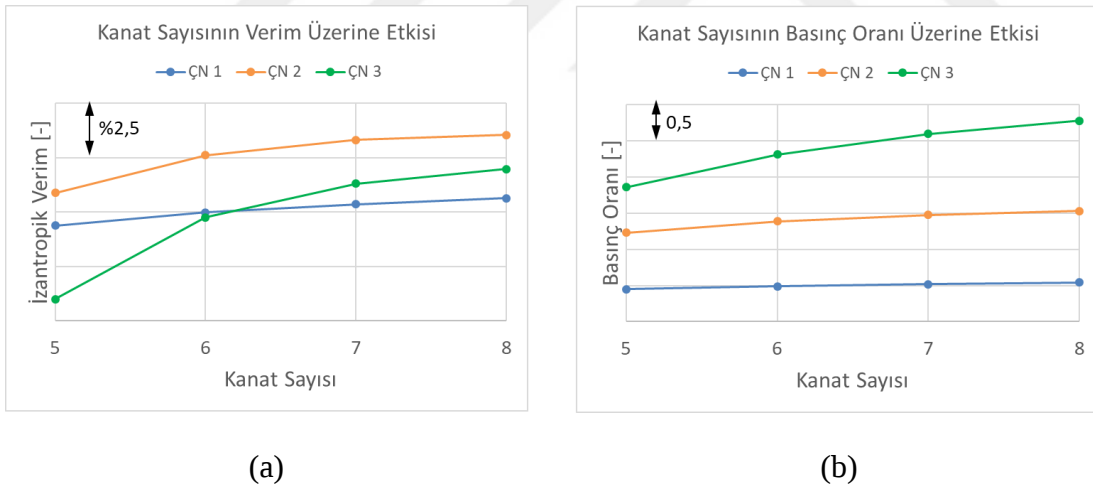
5.1.1 Kanat sayısı

Kanat sayısı çark tasarımındaki önemli parametrelerden ilkidir. Bölüm 4.1.1’de detaylıca anlatıldığı gibi kanat sayısı gerekenden az olduğu durumlarda istenilen basınçlandırma sağlanamayabilir, gerekenden fazla kanat sayısı ise kanadın giriş kısmındaki boğaz bölgesini daraltarak buradan geçebilecek hava miktarını düşürebilir.

Şekil 5.1’de mevcut kompresörün başka herhangi bir tasarım parametresi değiştirilmeden, sadece kanat sayısının etkisinin incelendiği analize ait sonuçlar görülmektedir. Şekil 5.1.a’da dikey eksenindeki her bir aralık %2,5’luk bir verim oranına, Şekil 5.1.b’de ise %0,5’lik bir basınç oranına denk gelmektedir. Burada kanat sayısının azaltılmasıyla sürtünme kayıplarının da azalması beklenmektedir. Kanat sayısı altı olan mevcut kompresör çarkının kanat sayısı azaltıldığında her üç çalışma noktasında da basınç oranı ve verimi düşmektedir. Bunun en büyük sebebi değişen kanat sayısı ile birlikte akışın kanada giriş açısının değişmesidir. Kanat açısıyla akışın kanada giriş açısı arasındaki farkın artması, bölüm 2.5.4.1’de anlatılan kayma

faktörünün azalmasına sebep olmuştur. Azalan kayma faktörüyle birlikte artık çark daha az dinamik basıncı statik basınca çevirmeye başlamış, buna bağlı olarak kompresörün verimi ve basınç oranı azalmıştır. Dolayısıyla düşük kanat sayılarında düşük momentum değişiminin, sürtünme kayıplarına kıyasla daha baskın olduğu söylenebilir.

Kanat sayısı arttıkça her bir kanat üzerine düşen yükün azalmasından dolayı basınç oranının ve verimin arttığı yine Şekil 5.1'den görülebilir. Burada dikkat edilmesi gereken nokta kanat sayısı arttıkça verim artışının lineerden ziyade parabolik bir eğriyi takip etmesidir. Bu da belirli bir kanat sayısından sonra çarkın boğaz bölgesindeki daralmadan ötürü aslında verimin azalacağı ve her çark için optimum bir kanat sayısı olduğu anlamına gelmektedir. Ayrıca Şekil 5.1.a'da görüleceği üzere her bir çalışma noktasının izlediği eğri farklı olduğundan, her çalışma noktası için farklı bir optimum kanat sayısına olacaktır. Bu da Şekil 4.1'de gösterilen Rodgers'ın çalışmasıyla (farklı spesifik hızlar için farklı optimum kanat sayıları) uyumluluk göstermektedir (2000). Bununla birlikte artan kanat sayısının çark üzerindeki gerilme dağılımını, çark ağırlığını ve ataletini de değiştireceği unutulmamalıdır.



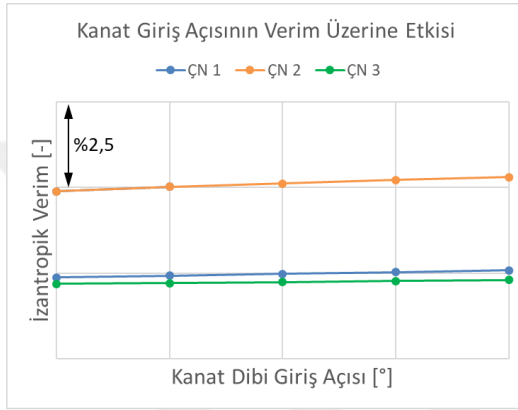
Şekil 5.1 : Kanat sayısının kompresör verimi (a) ve basınç oranı (b) üzerindeki etkisi.

5.1.2 Kanat giriş açısı

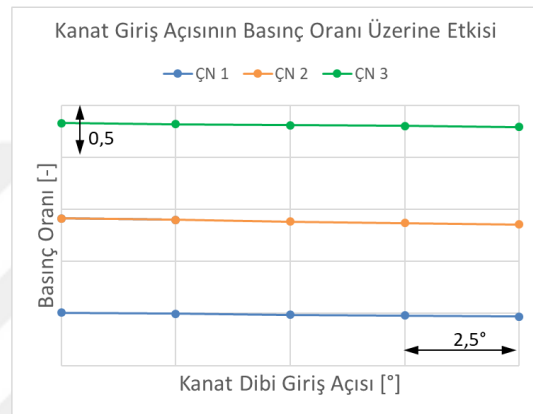
Kanat giriş açısı çark tasarımındaki diğer bir önemli parametredir. Bölüm 4.1.2'de bahsedildiği gibi kanat giriş açısı kanat genişliği boyunca farklılık gösterebilir. Bu tez çalışmasında da giriş açısı, kanat dibi giriş açısı ve kanat ucu giriş açısı olmak üzere iki şekilde incelenmiştir. Kanat dibi giriş açısının etkisi incelenirken kanat ucu giriş

açısı ve diğer parametreler sabit tutulmuştur. Kanat ucu giriş açısının etkisi incelenirken de benzer yol izlenmiştir.

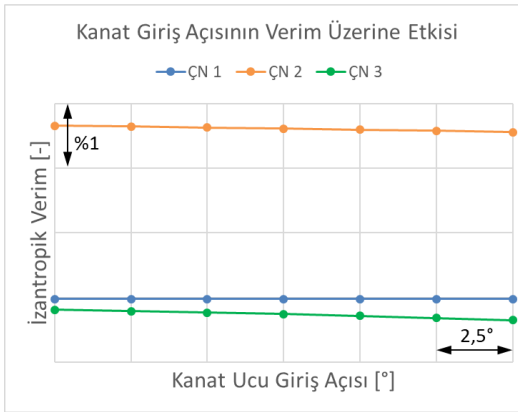
Şekil 5.2, kanat dibi ve kanat ucu giriş açılarının kompresör verimi ve basınç oranı üzerindeki etkilerini göstermektedir. Bu grafiklerin yatay eksenlerindeki iki değer arasındaki aralık $2,5^\circ$ 'ye karşılık gelmektedir. Şekil 5.2.b ve d'nin yatay eksenlerindeki her bir aralık $0,5$ bar'lık bir basınç oranı değişimini göstermektedir. Şekil 5.2.a ve c'nin dikey eksenlerindeki her bir aralık ise sırasıyla %2,5 ve %1'lik bir verim değişimi demektir.



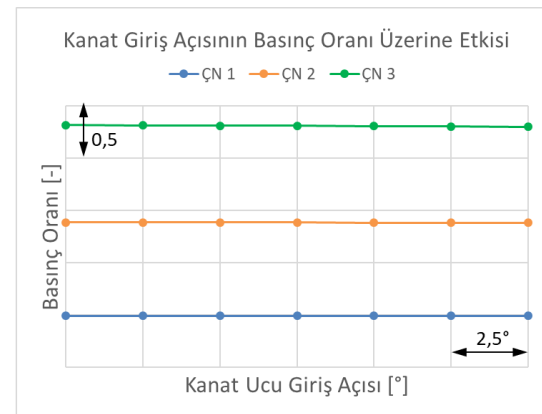
(a)



(b)



(c)



(d)

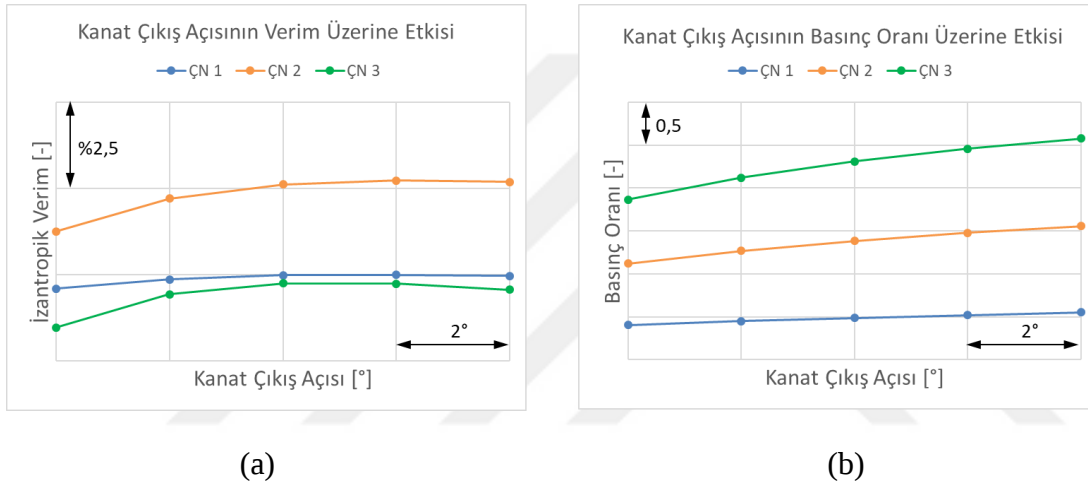
Şekil 5.2 : Kanat dibi giriş açısının kompresör verimi (a) ve basınç oranı (b) üzerindeki etkisi, kanat ucu giriş açısının kompresör verimi (c) ve basınç oranı (d) üzerindeki etkisi.

Çalışma noktası iki için kanat dibi açısı arttıkça kompresörün verimi az bir oranda da olsa artmakta, buna karşılık basınç oranı azalmaktadır (Şekil 5.2.a ve b). Çalışma noktası bir ve üç için kanat dibi açısının kompresör verimi ve basınç oranı üzerinde kayda değer bir etkisi gözükmemektedir.

İkinci ve üçüncü çalışma noktaları için kanat ucu giriş açısı arttıkça kompresör verimi azalmakta, basınç oranı ise sabit kalmaktadır (Şekil 5.2.c ve d). Birinci çalışma noktası için kanat ucu giriş açısının değişimiyle kompresör verimi ve basınç oranı değişmemektedir.

5.1.3 Kanat çıkış açısı

Kanat çıkış açısı özellikle kompresörün verimi üzerinde etkili olan bir çark tasarım parametresidir. Çarkın diğer parametrelerinin sabit tutulup sadece kanat çıkış açısının değiştirilerek yapıldığı analizler sonucu kanat çıkış açısının artmasıyla verimin bir noktaya kadar arttığı, sonrasında ise sabit bir değer izlediği görülmektedir (Şekil 5.3a).



Şekil 5.3 : Kanat çıkış açısını kompresör verimi (a) ve basınç oranı (b) üzerindeki etkisi.

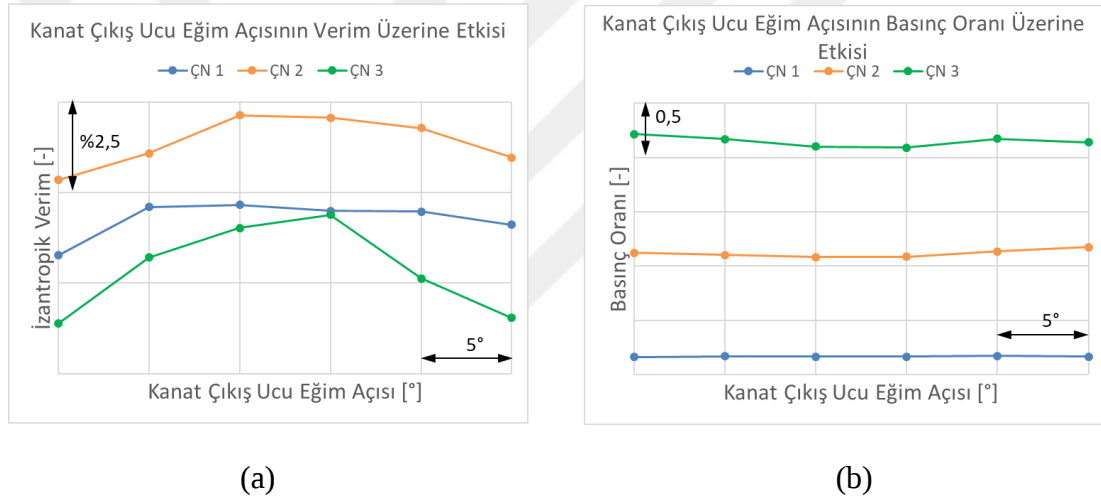
Üçüncü çalışma noktası için ise belirli bir kanat çıkış açısından sonra verim değeri düşmeye başlamıştır. Basınç oranı ise artan kanat çıkış açısıyla artmaktadır (Şekil 5.3b). Artan kanat çıkış açısıyla sağlanan verim ve basınç artışının sebebi çark çıkışındaki artan çevresel hızdır. Çevresel hızın artması çark çıkışından difüzöre aktarılan kinetik enerjinin azalmasına, dolayısıyla daha çok dinamik basıncın statik basınca çevrilmesini sağlamaktadır.

Kanat çıkış açısıyla artan verim değerleri Hildebrandt ve Genrup'un (2007) çalışmasıyla zıt bir özellik gösterse de Japikse'nin (1996) ifadesiyle benzerlik göstermektedir. Kanat çıkış açısına karar verirken açı değeri arttıkça kanat üzerindeki stresin de artacağı unutulmamalıdır.

5.1.4 Kanat çıkış ucu eğim açısı

Kanat çıkışındaki hız dağılımları üzerine tartışmasız bir etkiye sahip olan kanat çıkış ucu eğim açısı, kompresör verimi üzerinde de etkilidir. Bu tez çalışmasında incelenen pozitif yöndeki eğim açılarının kompresör verimi ve basınç oranı üzerindeki etkileri Şekil 5.4'te görülmektedir. Kanat ucu eğim açısının etkisi incelenirken kanat çıkış açısı, kanat çıkış genişliği gibi diğer parametrelerin sabit kalmasına dikkat edilmiştir.

Kanat ucu eğim açısı mevcut duruma göre (+10) - (+15) arttırıldığında her üç çalışma noktasında da maksimum verim değerlerine ulaşılmaktadır. Sonrasında ise kanat çıkışındaki sapma açısının değişmesinden ve kayıpların artmasından dolayı verim azalmaktadır. Basınç oranının ise verimin arttığı noktalarda az oranda düştüğü gözlenmektedir.



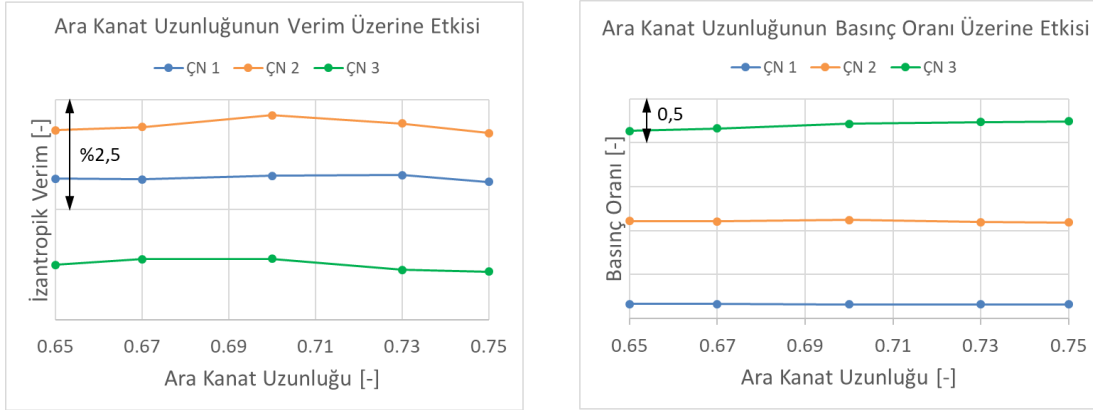
Şekil 5.4 : Kanat çıkış ucu eğim açısının kompresör verimi (a) ve basınç oranı (b) üzerindeki etkisi.

5.1.5 Ara kanat uzunluğu

Çarkın ana kanatları arasında kalan ara kanatların, boylam (meridyonel) hattı doğrultusundaki uzunlukları tasarımı etkileyen önemli parametrelerden biridir. Ana kanadın boylamdaki uzunluğu 1 kabul edilirse, ara kanadın boylamdaki uzunluğu ana kanadın boylamdaki uzunluğuna oranlanarak 0-1 arasında ifade edilebilir. Endüstride kullanılan çarkların ara kanat uzunlukları genellikle 0,5-0,8 aralığında değişmektedir.

Şekil 5.5'te ara kanat uzunluğunun kompresör verimi ve basınç oranı üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Kanat uzunluğunun verim ve basınç oranı üzerindeki etkisi oldukça az olarak gözükse de tüm çalışma noktaları için en yüksek verim 0,7 değerinde elde

edilmiştir. Ara kanat uzunluğu 0,7'nin üzerine çıktığında boğaz bölgesi daraldığı için verimde düşüş yaşanmıştır.



(a)

(b)

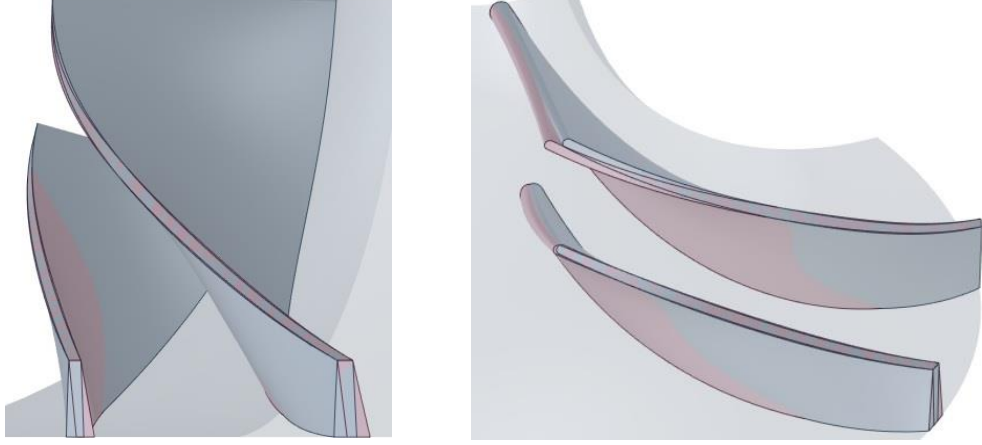
Şekil 5.5 : Ara kanat uzunluğunun kompresör verimi (a) ve basınç oranı (b) üzerindeki etkisi.

5.2 Yeni Çark Tasarımı

Mevcut kompresörde çark tasarımına etki eden parametreler değerlendirilmiş, sonuçlar doğrultusunda yeni bir çark tasarımı elde edilmiştir. Yeni çark ve mevcut çark arasındaki geometrik farklılıklar görsel olarak Şekil 5.6'da görülebilir. Üst üste koyulmuş bu iki kanat geometrisinde gri olan mevcut çarkın kanat yapısını, pembe olan ise yeni çarkın kanat yapısını göstermektedir.

Şekil 5.1b'de kanat sayısı arttığında basınç oranının da (özellikle üçüncü çalışma noktasında) arttığı gözlenmiştir. Bu tez çalışması, kompresörün çalışma noktalarındaki koşulları (basınç oranı, kompresör içinden akan debi vb.) değiştirmeden kompresör verimini arttırmaya yönelik bir çalışma olduğundan dolayı yeni çark tasarımındaki kanat sayısı mevcut çark (altı) ile aynı tutulmuştur.

Şekil 5.3'te kanat çıkış açısıyla verimin ve basınç oranının arttığı görülmektedir. Kanat çıkış açısındaki 2°'lik bir artış, ikinci çalışma noktasında yaklaşık 0,2 bar'lık bir basınç oranı artışına sebep olmaktadır. Dolayısıyla kanat çıkış açısı arttıkça kanat üzerindeki gerilmenin de artacağı göz önünde bulundurularak kanat çıkış açısı mevcut çark tasarımına göre 1° arttırılmıştır.



Şekil 5.6 : Mevcut çark (gri) ve yeni çark (pembe) geometrilerinin karşılaştırılması.

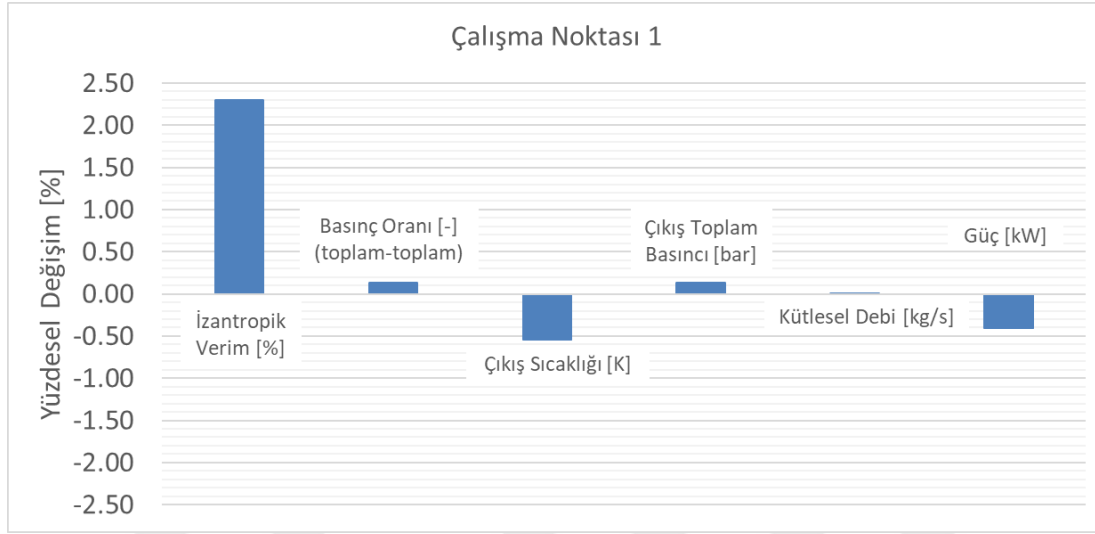
Şekil 5.2a ve c’de kanat dibi giriş açısının artmasıyla verimin arttığı ve kanat ucu giriş açısının artmasıyla verimin azaldığı görülmektedir. Japikse, ara kanada sahip çarklar arasında kanat dibi giriş açıları 55° - 60° arasında olan çarkların ara kanat kullanımından en çok fayda sağlayan çarklar olduğunu belirtmiştir (1996). Bu bilgiler göz önünde bulundurularak kanat dibi giriş açısı 5° artırılarak 55° - 60° aralığına çekilmiş ve kanat ucu giriş açısı ise $2,5^{\circ}$ düşürülmüştür.

Kanat çıkış ucu eğim açısı 10° artırılarak Şekil 5.4a’da da görülebilecek olan ikinci çalışma noktası için en yüksek verim değerinin elde edildiği duruma getirilmiştir. Ara kanat uzunluğu ise mevcut çark ara kanat uzunluğu ile aynı tutulmuştur.

5.3 Yeni Çark Tasarımı ve Mevcut Çark Tasarımı Sonuçlarının Karşılaştırılması

Yeni çark tasarımı ve mevcut çark tasarımının üç farklı çalışma noktasında yapılan üç boyutlu HAD analizlerinin sonuçları Şekil 5.7, 5.8 ve 5.9’da verilmiştir. Analiz sonuçları incelendiğinde basınç oranı, kompresör çıkış basıncı ve kompresör debisinin yeni ve mevcut çark tasarımları arasındaki yüzdesel değişimlerinin her üç çalışma noktası için de oldukça küçük olduğu görülmektedir. Bu, yeni ve mevcut çark tasarımlarıyla olan analizlerin kompresör haritasında aynı noktalar üzerinde çalıştığı anlamına gelmektedir. Yeni ve mevcut çark tasarımı arasındaki maksimum kompresör gücü değişimi ise $\%0,5$ ’tir ki bu da yaklaşık $0,62$ kW değerine karşılık gelmektedir. İki çark tasarımı arasındaki bu kompresör gücü farkı kanatlar üzerindeki tork değişikliğinden kaynaklanmaktadır. Yeni çark tasarımıyla kanatların üzerine gelen tork azalmış, bu da kompresörün çalışması için gereken gücü azaltmıştır. Ayrıca artan

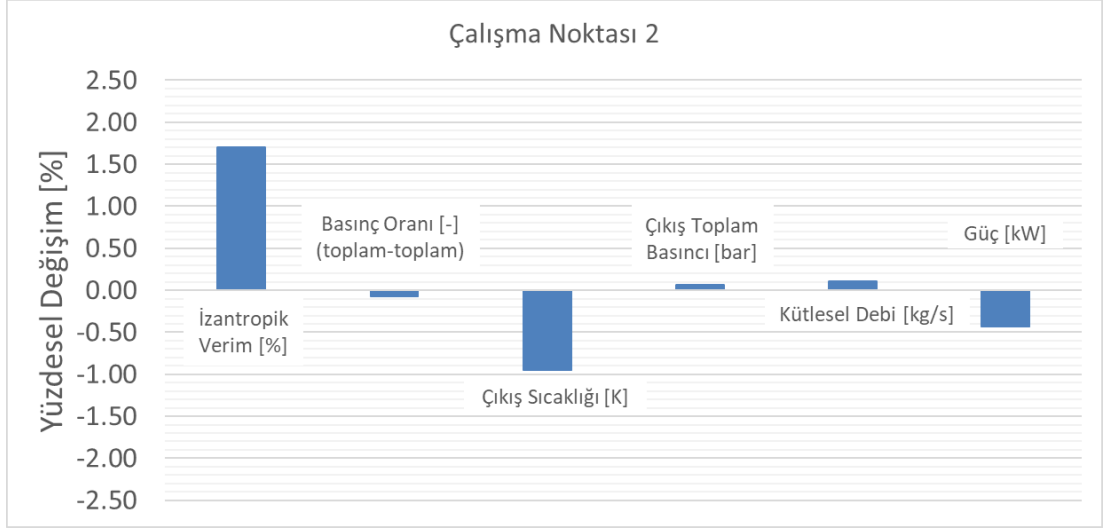
verimle kompresör çıkışındaki sıcaklıkların azalması da kanat ve çark üzerindeki yüzey sürtünmeleri azaldığı için beklenen bir durumdur.



Şekil 5.7 : Birinci çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarına ait analiz sonuçlarının karşılaştırılması.

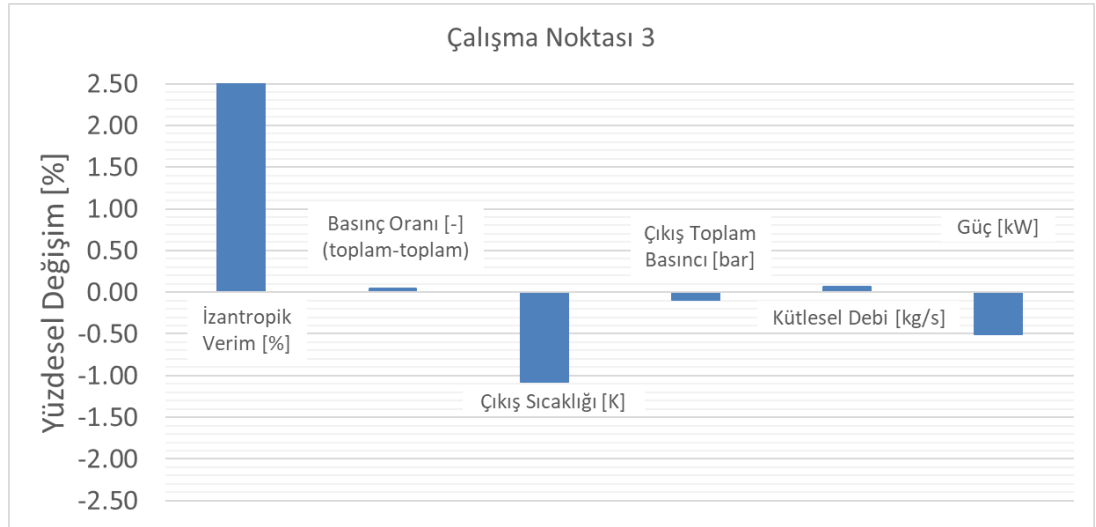
Birinci çalışma noktasına ait analizlerin sonucu Şekil 5.7’de gösterilmiştir. Yeni çark tasarımıyla birinci çalışma noktasında kompresör verimi %2,3 oranında artmıştır. Kompresörün toplam-toplam basınç oranında ve çıkıştaki toplam basıncında ise %0,15’lik bir artış olmuştur. Mevcut çark tasarımı ile yeni çark tasarımı arasındaki kütleli debi farkı ise neredeyse yok denecek kadar azdır (<%0,1). Yeni çark tasarımı, kompresörün gücünü %0,4 oranında azaltmıştır. Kompresörün bu noktadaki gücü ele alındığında bu yaklaşık 0,1 kW’lık bir düşüşe denk gelmektedir ve bu değer oldukça küçüktür. Kompresör çıkışındaki hava sıcaklığı, yeni çark tasarımıyla %0,55 oranında azalmıştır.

Şekil 5.8’de ikinci çalışma noktasına ait analizlerin sonucu gösterilmiştir. Yeni çark tasarımıyla ikinci çalışma noktasında kompresör verimi %1,7 oranında artmıştır. Kompresörün çıkışındaki hava sıcaklığında ise %0,95’lik bir azalma olmuştur. Kompresörün çıkışındaki sıcaklık göz önüne alındığında, bu yaklaşık 4,4 K’lik bir düşüşe karşılık gelmektedir. Kompresörün toplam-toplam basınç oranında %0,1’lik bir düşüş ve çıkıştaki toplam basıncında ise %0,1’lik bir artış olmuştur. Mevcut çark tasarımı ile yeni çark tasarımı arasındaki kütleli debi farkı ise %0,1 civarındadır. Yeni çark tasarımıyla kompresörün gücünde %0,45’lik bir azalma sağlanmıştır. Kompresörün bu noktadaki gücü ele alındığında bu yaklaşık 0,3 kW’lık bir düşüşe denk gelmektedir.



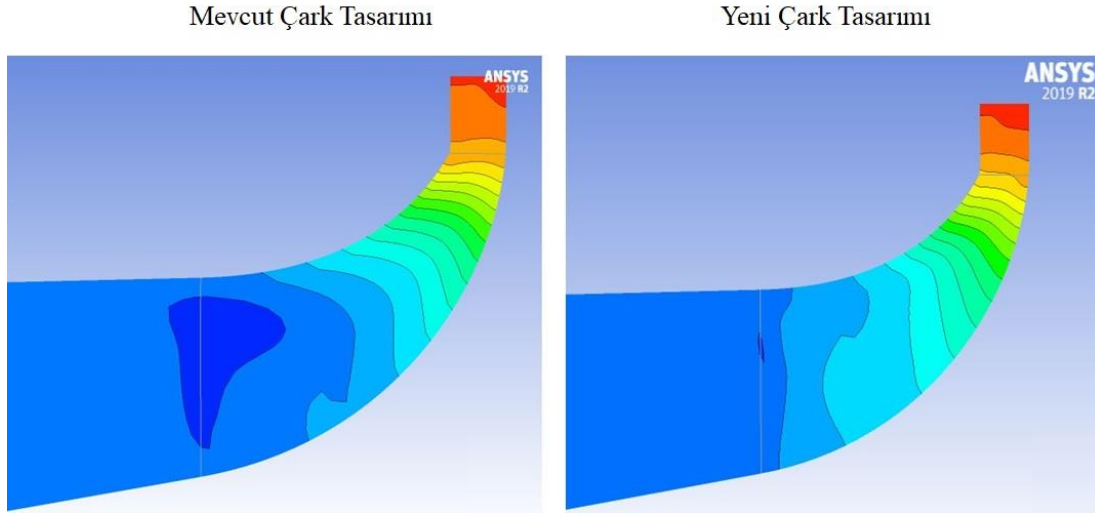
Şekil 5.8 : İkinci çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarına ait analiz sonuçlarının karşılaştırılması.

Üçüncü çalışma noktasına ait analizlerin sonucu Şekil 5.9’da gösterilmiştir. Yeni çark tasarımıyla üçüncü çalışma noktasında kompresör verimi %2,5 oranında artmıştır. Bu aynı zamanda üç çalışma noktası arasında elde edilen en yüksek verim artışıdır. Kompresörün toplam-toplam basınç oranında ve kütleli debisinde yaklaşık %0,1’lik bir artış olmuştur. Mevcut çark tasarımı ile yeni çark tasarımı arasındaki çıkıştaki toplam basınç farkı ise %0,1 civarındadır. Yeni çark tasarımında kompresörün gücü mevcut çark tasarımıyla olan kompresöre göre %0,5 daha azdır. Kompresörün çıkışındaki hava sıcaklığı ise %1,1 oranında azalmış ve yine üç çalışma noktası arasındaki maksimum sıcaklık azalma oranına bu çalışma noktasında erişilmiştir.



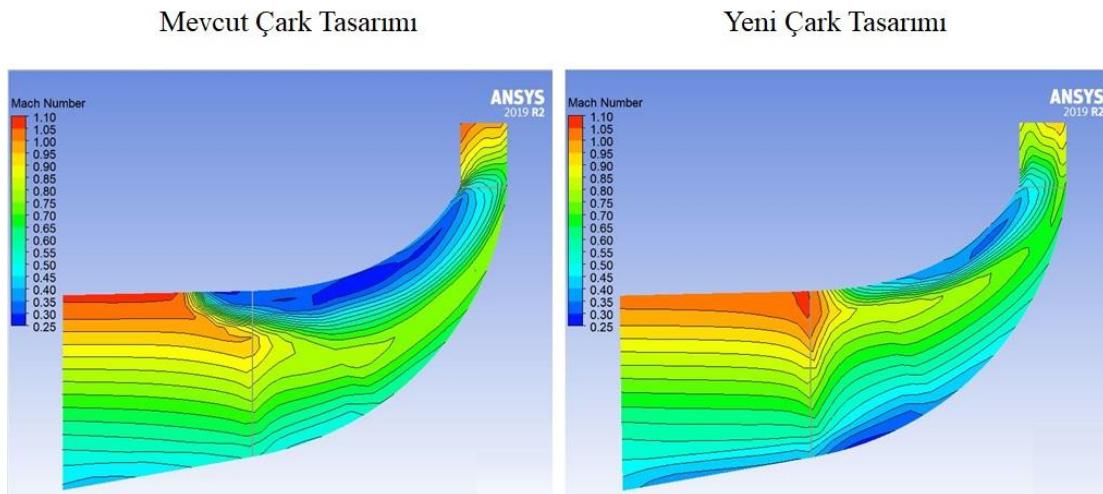
Şekil 5.9 : Üçüncü çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarına ait analiz sonuçlarının karşılaştırılması.

Birinci, ikinci ve üçüncü çalışma noktaları arasındaki yüzdesel değişimlere bakılarak yapılan tasarımsal değişikliklerin daha çok üçüncü çalışma noktasını optimum bir noktaya getirdiği söylenebilir. Bununla birlikte diğer iki çalışma noktasında da kompresör veriminde %2,3 ve %1,7 gibi kayda değer artışlar elde edilmiştir.



Şekil 5.10 : İkinci çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının boylam (meridyonel) kesitteki statik basınçlarının karşılaştırılması.

Mevcut çark tasarımı ile yeni çark tasarımının boylam kesitteki statik basınçları ikinci çalışma noktası için Şekil 5.10’da gösterilmiştir. Mevcut çark tasarımının giriş kısmında gözüken düşük basınç bölgesi, yeni çark tasarımı ile oldukça azaltılmış ve girişte daha homojen bir basınç dağılımı elde edilmiştir. Çark çıkışındaki basınç ise aynı kalmıştır.

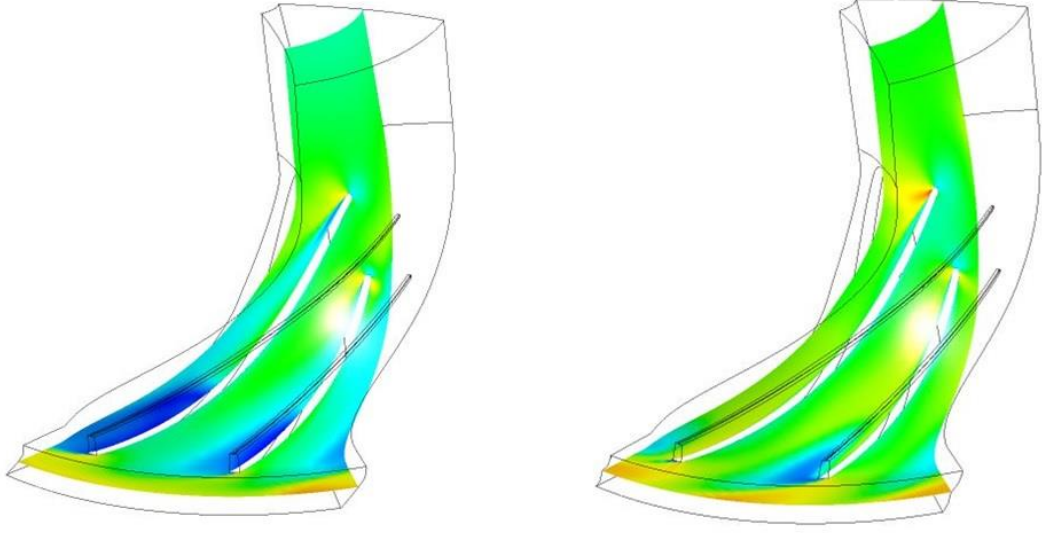


Şekil 5.11 : İkinci çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının boylam (meridyonel) kesitteki bağıl Mach sayılarının karşılaştırılması.

Yeni çark tasarımıyla birlikte girişteki yüksek bağıl Mach sayısının etkili olduğu alan küçülmüştür (Şekil 5.11). Mevcut çark tasarımı kanat ucundaki düşük bağıl Mach sayısının etkili olduğu bölge girişe kadar uzanmaktadır. Yeni çark tasarımı kanat ucundaki hızların yükselmesiyle ve o bölgedeki girdapların azalmasıyla bağıl Mach sayısı da yükselmiş ve daha homojen bir dağılım sağlanmıştır.

Mevcut Çark Tasarımı

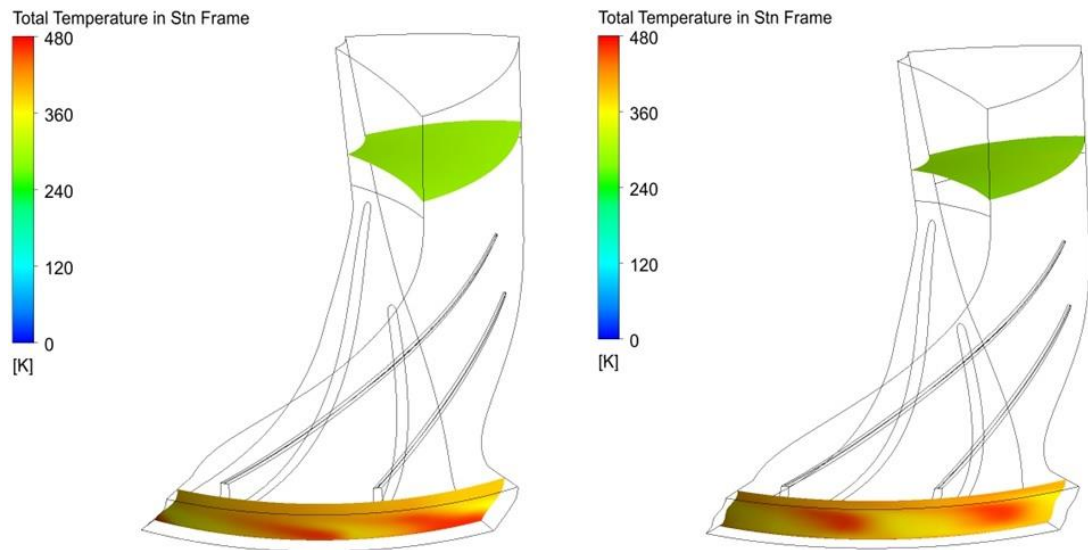
Yeni Çark Tasarımı



Şekil 5.12 : İkinci çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının %50 kanat genişliğindeki (spanwise) bağıl hızlarının karşılaştırılması.

Mevcut Çark Tasarımı

Yeni Çark Tasarımı



Şekil 5.13 : İkinci çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının %20 ve %95 pasaj uzunluğundaki (streamwise) sıcaklıklarının karşılaştırılması.

Mevcut çark tasarımı ile yeni çark tasarımının bağıl hızları Şekil 5.12’de gösterilmiştir. Bağıl Mach sayısı açıklanırken de belirtildiği gibi mevcut çarkta kanat ucu ve çark çıkışına doğru kanal içindeki ikincil akışlardan dolayı hava cepleri oluşmakta ve hızlar oldukça düşmektedir. Yeni çark tasarımında değiştirilen kanat çıkış açısıyla birlikte bu bölgedeki girdaplar azaltılmış, hız geri kazanılmış ve verim arttırılmıştır.

Daha önce bahsedildiği üzere her üç çalışma noktası için de verim artışıyla birlikte kompresör çıkışında sıcaklık düşüşü yaşanmıştır. Şekil 5.13’te de ikinci çalışma noktası için mevcut çark ve yeni çark tasarımının sıcaklık karşılaştırılması verilmiştir. Buradan da görülebileceği gibi girişteki sıcaklıklar sabit kalmakla birlikte çark çıkışındaki bölgede sıcaklıklar azalmıştır.

Yapılan çalışmada yeni çark tasarımıyla üç farklı çalışma noktasındaki maksimumu %2,5 ve minimumu %1,7 olacak şekilde izantropik verim artışı görülmektedir. Bununla birlikte kompresörün verimine etki eden en önemli çark tasarımı parametrelerinin kanat sayısı, kanat çıkış açısı ve kanat ucu eğim açısı olduğu görülmektedir.

KAYNAKLAR

- Braembussche, R. V.** (2019). *Design and Analysis of Centrifugal Compressors*. ASME & John Wiley & Sons Ltd.
- Came, P. M., & Robinson, C. J.** (1999). Centrifugal compressor design, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering*.
- Çengel, Y. A., Boles, M. A.** (1996). *Mühendislik yaklaşımıyla termodinamik* (Derbentli, T., Çev.). Literatür Yayıncılık.
- Dehner, R. D., Selamat, A., Steiger, M., Miazgowicz, K., & Karim, A.** (2017). The Effect of Ported Shroud Recirculating Casing Treatment on Turbocharger Centrifugal Compressor Acoustics, *SAE Technical Papers*.
- Dixon, S., & Hall, C.** (1998). *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*.
- He, X., & Zheng, X.** (2016). Mechanisms of Lean on the performance of Transonic centrifugal compressor impellers, *Journal of Propulsion and Power*.
- Hildebrandt, A., & Genrup, M.** (2007). Numerical investigation of the effect of different back sweep angle and exducer width on the impeller outlet flow pattern of a centrifugal compressor with vaneless diffuser, *Journal of Turbomachinery*.
- İçten Yanmalı Motorlarda Aşırı Doldurma.** (n. d.). Ders notları. İTÜ
- Japikse, D.** (1996). *Centrifugal compressor design and performance*. Concepts ETI.
- Karlsson, A.** (2018). *Aerodynamic design of centrifugal compressor for heavy duty truck applications*. (Yüksek lisans tezi). Lund University, Faculty of Engineering, Lund.
- Koçak, S.** (1998). Merkezkaç kompresörde emme kenarı tasarım kriterleri, *Pamukkale Üniversitesi Müh. Fak. Dergisi, Cilt 4, Sayı 3, sayfa 709-716*.
- Oh, J. S., Buckley, C. W., & Agrawal, G. L.** (2011). Numerical study on the effects of blade lean on high-pressure centrifugal impeller performance, *Proceedings of the ASME Turbo Expo*.
- Rodgers, C.** (2000). Effects of blade number on the efficiency of centrifugal compressor impellers, *Proceedings of the ASME Turbo Expo*.
- Rodgers, C., & Sapiro, L.** (1972). Design Considerations for High-Pressure-Ratio Centrifugal Compressors, *ASME International Gas Turbine and Fluids Engineering Conference and Products Show, San Francisco, California, USA: Mart 26–30*.
- Tosto, F.** (2018). *Aerodynamic Investigation of performance and surge behavior of centrifugal compressors through CFD simulations*. (Yüksek lisans tezi). Kunglia Tekniska Högskolan, Stockholm.
- Tu, J., Yeoh G. H., & Liu C.** (2020). *Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Temelleri ve Uygulamaları* (Engin, T., Güneş, H., Çadircı, S., Kibar, A., & Kemerli, M., Çev.). Palme Yayınevi

- White, F. M.** (2004). *Akışkanlar Mekaniği* (Kırkköprü, K., & Ayder, E., Çev.). Literatür Yayıncılık.
- Whitfield, A.** (1990). Preliminary Design and Performance Prediction Techniques for Centrifugal Compressors, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*.
- Whitfield, A., & Baines, N. C.** (1990). *Design of radial turbomachines*. Longman Scientific & Technical.
- SoftInWay**, (n. d.). AxStream Kullanıcı Kılavuzu
- Url-1** <<https://www.iklimhaber.org/turkiye-sera-gazi-emisyon-istatistiklerine-yakin-bakis/>>, erişim tarihi 04.02.2020.
- Url-2** <https://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles_en#tab-0-0>, erişim tarihi 04.02.2020.
- Url-3** <<https://www.acea.be/statistics/tag/category/report-vehicles-in-use> >, erişim tarihi 05.02.2020.
- Url-4** <<https://ec.europa.eu/transparency/regdoc/rep/1/2016/EN/1-2016-501-EN-F1-1.PDF> >, erişim tarihi 05.02.2020.
- Url-5** <<https://dergipark.org.tr/tr/download/article-file/311074>>, erişim tarihi 05.02.2020.
- Url-6** <<https://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/airplane/compress.html>>, erişim tarihi 02.04.2020.
- Url-7** <<https://qph.fs.quoracdn.net/main-qimg-4630663ca469d8e0b29e7d5200843af7.webp>>, erişim tarihi 26.05.2020.
- Url-8** <<https://www.slideshare.net/AnurakAtthasit/aircraft-propulsion-turbomachine-2-d>>, erişim tarihi 03.04.2020.
- Url-9** <<http://www.seitzman.gatech.edu/classes/ae4803/turbomachinery.pdf>>, erişim tarihi 02.04.2020.
- Url-10** <<https://www.slideshare.net/WaqasManzoor2/presentation-on-calculation-of-polytropic-and-isentropic-efficiency-of-natural-gas-compressors>>, erişim tarihi 02.04.2020.
- Url-11** <<https://www.conceptsnrec.com/blog/splitter-design-for-radial-compressors-video-blog-0>>, erişim tarihi 18.03.2020.

EKLER

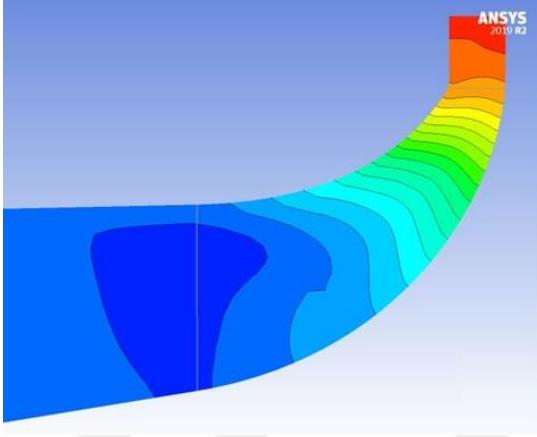
EK A: Tüm Çalışma Noktalarının Analiz Sonuçları



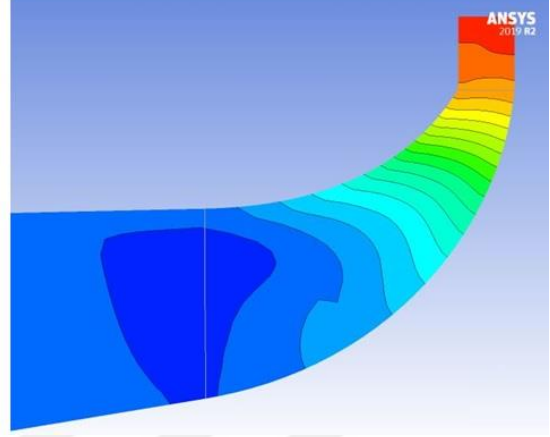
EK A

1. Çalışma Noktası 1 İçin Elde Edilen Analiz Sonuçları:

Mevcut Çark Tasarımı

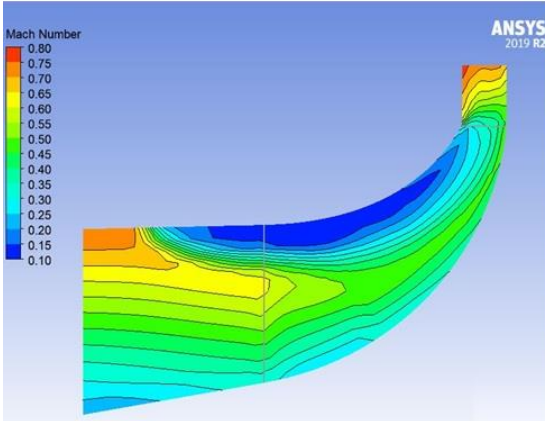


Yeni Çark Tasarımı

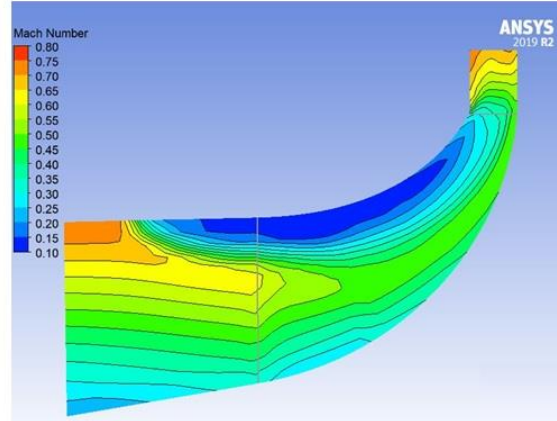


Şekil A.1 : Birinci çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının boylam kesitteki statik basınçlarının karşılaştırılması.

Mevcut Çark Tasarımı



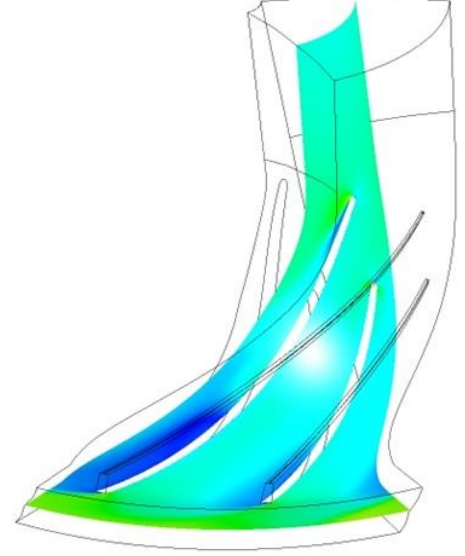
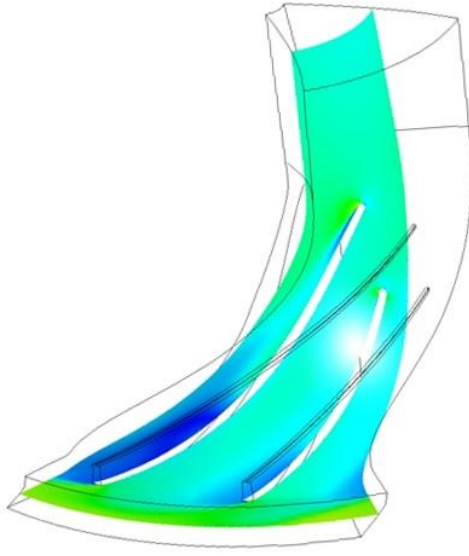
Yeni Çark Tasarımı



Şekil A.2 : Birinci çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının boylam kesitteki bağıl Mach sayılarının karşılaştırılması.

Mevcut Çark Tasarımı

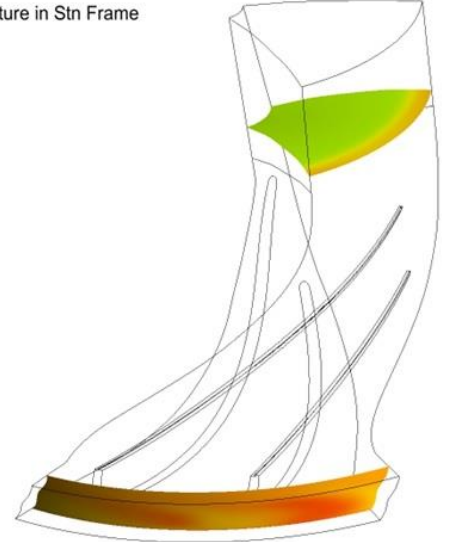
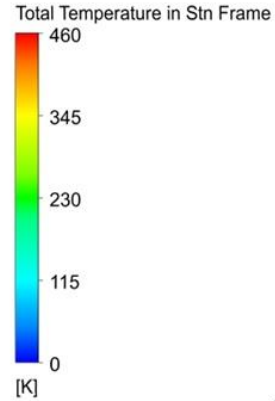
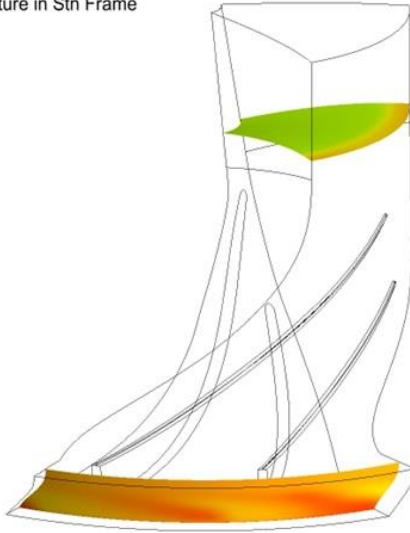
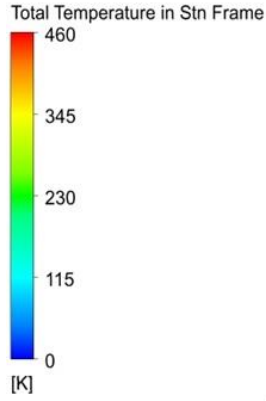
Yeni Çark Tasarımı



Şekil A.3 : Birinci çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının %50 kanat genişliğindeki (spanwise) bağlı hızlarının karşılaştırılması.

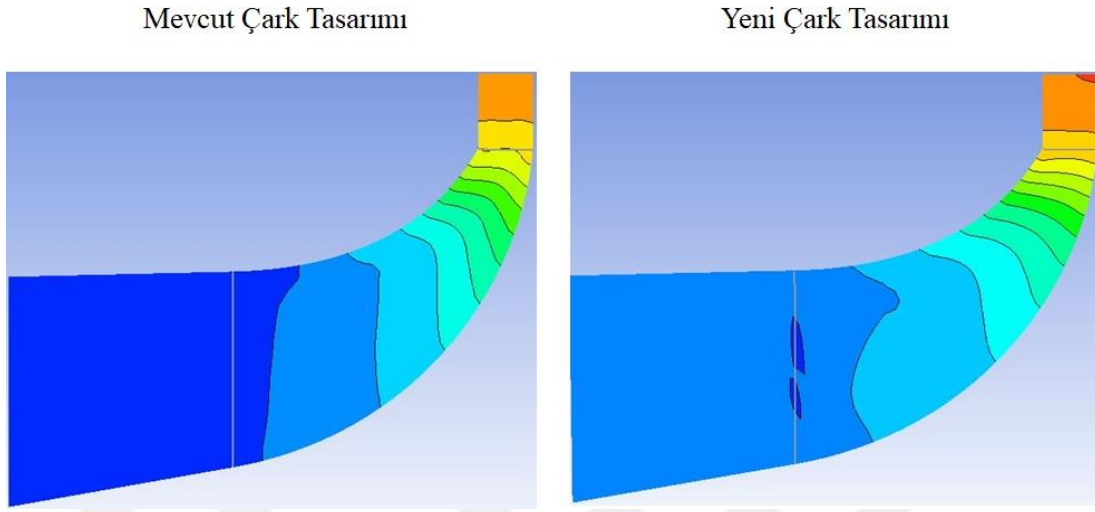
Mevcut Çark Tasarımı

Yeni Çark Tasarımı

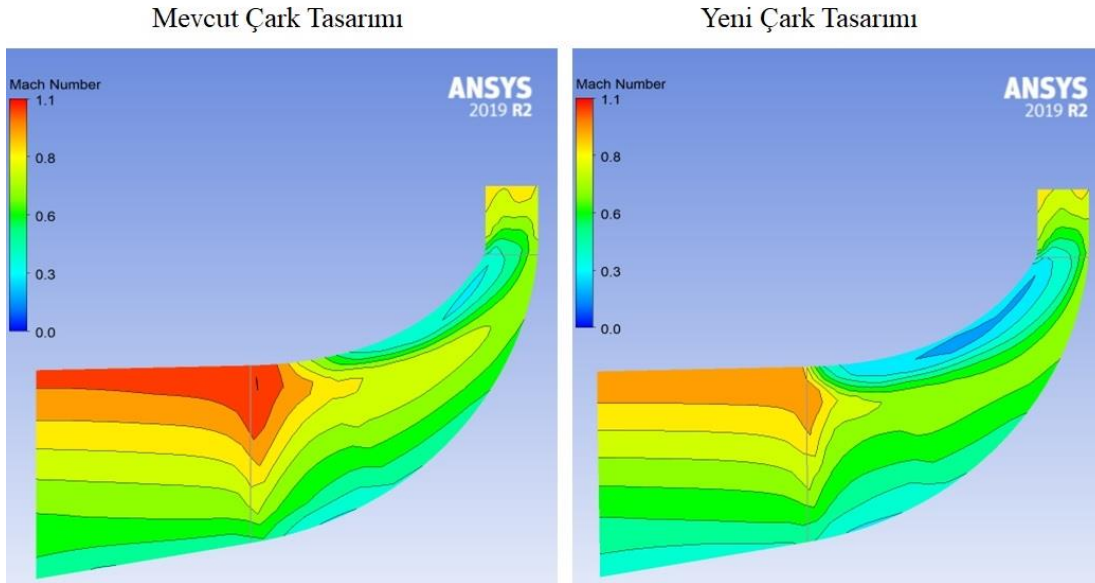


Şekil A.4 : Birinci çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının %20 ve %95 pasaj uzunluğundaki (streamwise) sıcaklıklarının karşılaştırılması.

2. Çalışma Noktası 3 İçin Elde Edilen Analiz Sonuçları:



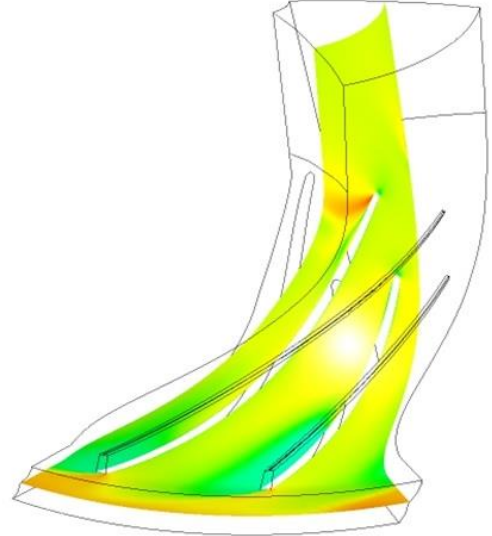
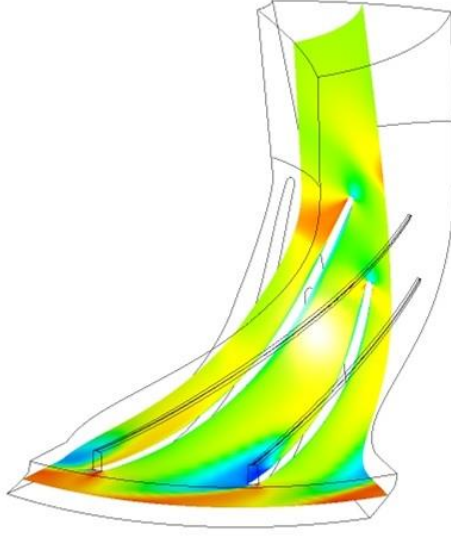
Şekil A.5 : Üçüncü çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının boylam kesitteki statik basınçlarının karşılaştırılması.



Şekil A.6 : Üçüncü çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının boylam kesitteki bağıl Mach sayılarının karşılaştırılması.

Mevcut Çark Tasarımı

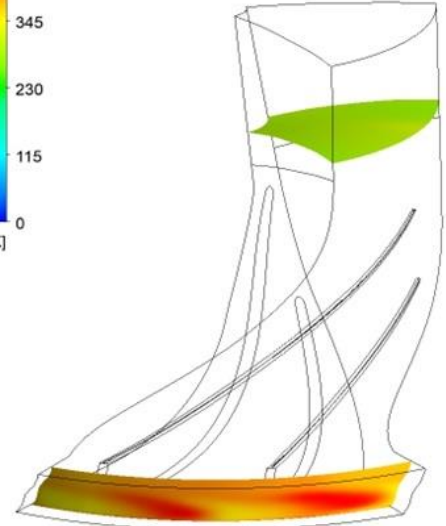
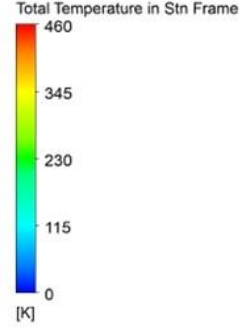
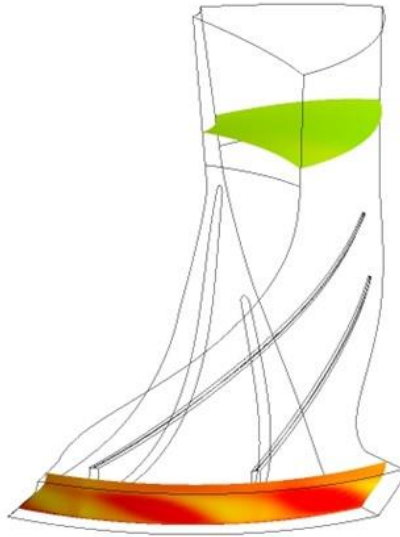
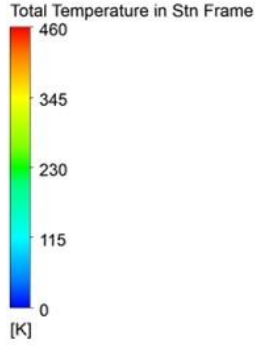
Yeni Çark Tasarımı



Şekil A.7 : Üçüncü çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının %50 kanat genişliğindeki (spanwise) bağlı hızlarının karşılaştırılması.

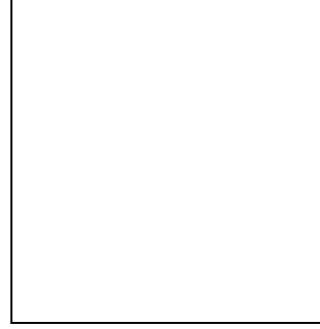
Mevcut Çark Tasarımı

Yeni Çark Tasarımı



Şekil A.8 : Üçüncü çalışma noktası için mevcut ve yeni çark tasarımlarının %20 ve %95 pasaj uzunluğundaki (streamwise) sıcaklıklarının karşılaştırılması.

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Eda Bilgin
Doğum Tarihi ve Yeri : 02.06.1994 Eskişehir
E-posta : c.edabilgin@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2017, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- BMC Power, Motor Performans ve CFD Mühendisi (2017-Halen)