

**T.C.**  
**NAMIK KEMAL ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**GAZ TÜRBİNİ ÇALIŞMA DONANIMLARININ İNCELENMESİ, AxSTREAM  
PROGRAMI İLE EKSENEL AKIŞLI KOMPRESÖR VE TÜRBİN DİZAYNI -  
ANALİZİ**

**Doğuş ÖZKAN**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMAN: PROF. DR. AYŞEN HAKSEVER**

**TEKİRDAĞ-2009**

**Her hakkı saklıdır**

## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

Gaz Türbini Çalışma Donanımlarının İncelenmesi, AxStream Yazılımı ile Eksenel Akışlı Kompresör ve Türbin Dizaynı - Analizi

Doğuş ÖZKAN

Namık Kemal Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman : Prof. Dr. Ayşen HAKSEVER

Bu tezde gaz türbinleri donanımları (kompresör, yanma odası ve türbin) hakkında okuyucuları bilgilendirmek, gaz türbinlerinin çalışma prensiplerini teorik ve şekiller desteğinde anlatarak zihinlerde, gaz türbinlerinin çalışma sisteminin canlanması amaçlanmıştır. Bu amaca yönelik olarak verilen teorik bilgiler bir gaz türbini firması tarafından üretilmiş ve halihazırda endüstride kullanılmakta olan örnek bir gaz türbininden faydalanılarak, gaz türbininin ana bölümlerini (hava giriş kısmı, kompresör, yanma odası, gaz üretici türbin, güç üretici türbin) inceleyerek, gaz türbininin uygulamadaki çalışma prensipleri anlatılmıştır. Ayrıca ikinci bölümde, AxStream adlı gaz türbini kompresör ve türbin tasarım programı ile eksenel akışlı kompresör ve türbin tasarımı yapılarak, yapılan bu tasarımın analizi ile ilk bölümün dördüncü kısmında verilen teorik bilgilerin pekiştirilmesi sağlanmaya çalışılmıştır.

**Anahtar kelimeler: Brayton, kompresör, kademe, difüzör, yanma odası, gaz üretici türbin, güç türbini, stator, rotor, kanatçık, AxStream, akış paterni, Buri, Euler.**

2009, 246 sayfa

## **ABSTRACT**

MSc. Thesis

**STUDIENG MAIN WORKING COMPONENTS OF THE GAS TURBINES AND AXIAL  
FLOW COMPRESSOR AND TURBINE DESIGNING-ANALYZING WITH THE  
AxSTREAM SOFTWARE**

Doğuş ÖZKAN

Namık Kemal University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Main Science Division of Mechanical Engineering

Supervisor : Prof. Dr. Ayşen HAKSEVER

In this thesis, it is aimed to inform readers about gas turbine equipments (compressor, combustor and turbine), and to provide understanding of working principles of gas turbines by means of theories and diagrams. In doing so, in the process of application, the working principles of gas turbines are explained through examining the main parts of gas turbines (air inlet region, compressor, combustor, gas producer turbine, power turbine) by making use of a currently used gas turbine in industry which is produced by a gas turbine firm. In addition, with the analysis of the design, in the second part, it is intended to validate the theoretical information given in fourth chapter of the first part of the thesis through designing an axial flow compressor and turbine by using AxStream, gas turbine compressor and turbine design program.

**Keywords: Brayton, compressor, stage, diffuzer, combuster, gas producer turbine, power turbine, stator-rotor, blades, AxStream, flow pattern, Buri, Euler.**

**2009, 246 pages**

## ÖNSÖZ

Gaz türbinlerinin M.Ö. 130'lu yıllarda İskenderiyeli filozof *Hero* ile başlayan icat yolculuğu 1941 yılında *Frank Whittle*' in patentli ilk *Whittle* jeti ile tamamlanmış, bu noktadan sonra sürekli olarak gelişmeler kat ederek günümüze gelmiştir. Havacılık alanında kat edilen hızlı gelişmeler diğer uygulama alanlarına yönelik olan gaz türbinlerinde de hızlı gelişmelerin sağlanmasının yolunu açmıştır. Gaz türbinleri diğer içten yanmalı makinelere göre hafiflik, az yer işgal etme, yüksek tam yük verimi, kısa sürede devreye alınabilme, güvenilirlik, sessizlik ve modüler yapı gibi faktörlerden dolayı avantajlı olurken, düşük ısı verim ve yüksek yakıt tüketimi gibi önemli dezavantajlarla da karşımıza çıkmaktadır. Günümüzde gaz türbinlerinin geliştirilmesi üzerine yapılan çalışmalar bu dezavantajları ortadan kaldırma ve performans artırma odaklıdır. Gaz türbininin performansına etki eden çalışma değişkenlerini basınç oranı, kompresör ve türbin verimleri, türbin ve kompresör giriş sıcaklıkları olarak sıralamak mümkündür. Gaz türbinleri teknolojisindeki araştırma geliştirme faaliyetleri performans etki eden kompresör basınç oranını artırma, türbin giriş sıcaklığını artırma ve donanımların verimlerini arttırmak konularında yoğunlaşmıştır.

Gaz türbinleri ile ilgili bu tez iki bölümden oluşmaktadır. Birinci bölüm üç kısımdan oluşmaktadır ve ağırlıklı olarak yabancı kaynaklardan elde edilen bilgilerin derlenmesi şeklinde hazırlanmıştır. Birinci bölümün ilk kısmında, gaz türbinlerinin tanımı-tanıtımı, ikinci kısımda termodinamiksel incelemesi, üçüncü kısmında gaz türbinleri donanımlarının incelenmesi yapılmıştır. Donanımlar kısmında teorik bilgilerin uygulamaya yönelik bir örneği olan endüstriyel tip bir gaz türbininin donanımları da ilaveten tanıtılarak anlatımlar kuvvetlendirilmek istenmiştir. İkinci bölümde özgün bir çalışma şeklinde AxStream yazılımı ile aksenel akışlı kompresör ve türbin tasarlanıp analizi yapılarak teorik bilgilerin pekiştirilmesi ve incelenmesi hedeflenmiştir. Hazırlanan bu tezin araştırmacı ve okuyuculara faydalı bir kaynak olması dilekleriyle...

Tezde her türlü çalışmamda yardım ve yönlendirmelerinden ötürü danışman hocam Prof. Dr. Ayşen Haksever' e, yabancı kaynak çevirilerinde yardımlarından ötürü Burcu-Şeref Üstün çiftine ve desteklerinden dolayı eşim Gülay'a çok teşekkür ederim.

Doğuş Özkan

Haziran-2009

# BÜYÜKLÜKLER, BİRİMLER, SİMGELER

## 1. SI Birim Sisteminin Temel Birimleri

<u>Boyut</u>	<u>Birim</u>	<u>Simge</u>
Uzunluk	milimetre	mm
Zaman	saniye	s
Termodinamik sıcaklık	kelvin	K
Kütle	kilogram	kg

## 2. Türetilmiş SI Birimleri

<u>Fiziksel büyüklük</u>	<u>Büyükük Sembol</u>	<u>SI Birim</u>	<u>Birim Sembol</u>
Güç	P	Watt	W
Kuvvet	F	Newton	N
Basınç	p	Pascal	kPa
Hız	V	metre/saniye	m/s
Enerji	E,U,W	Joule	J
Entalpi	H	joule/kilogram	J/kg
Gerilme	p	Watt	W
Celsius sıcaklık	t	degree Celsius	°C
Düzlemsel açı	$\alpha, \beta$	derece	°
Molar kütle	M	kilogram/mol	kg/mol
Kütlelesel yoğunluk	$\rho$	kilogram/metreküp	kg/m <sup>3</sup>
Viskozite	$\nu$	kilogram/metre saniye	kg/(m.s)
Entropi	s	joule/kilogram.kelvin	J/(kg.K)
Devir hızı	U	rotation per minute	rpm
Kütle debisi	$\dot{m}$	kilogram/saniye	kg/s
Hacimsel debi	$\dot{v}$	metreküp/saniye	m <sup>3</sup> /s
Gaz sabiti	R	joule/kilogram.kelvin	J/(kg.K)
Elektrik potansiyel farkı	E, $\phi$ , $\zeta$ , $\Phi$ , $\eta$	volt	V

## 3. SI Birimleri ile kullanılabilen SI olmayan Birimler

<u>Birim</u>	<u>Sembol</u>
Dakika	min
Gal	galon
Feetküp	ft <sup>3</sup>
Fahrenayt	°F

## İÇİNDEKİLER

ÖZET .....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ .....	iv
İÇİNDEKİLER.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	x
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xvii
1. GİRİŞ.....	1
2. GAZ TÜRBİNİNİN TANIMI VE TANITIMI.....	4
2.1 Gaz türbini tanımı ve dizaynı.....	4
2.2 Gaz türbinlerinin sınıflandırılması.....	7
2.3 Örnek bir gaz türbininin tanıtımı.....	8
2.3.1 Çalışma prensibi.....	9
3. GAZ TÜRBİNLERİNİN TERMODİNAMİKSEL İNCELEMESİ.....	11
3.1 Teorik ve ideal çevrimlerin incelenmesi.....	11
3.1.1 Brayton çevrimi.....	11
3.1.1.1 Çevrimin ısı verimi.....	15
3.1.1.2 Gaz türbinini oluşturan elemanların çevrimdeki verimleri.....	16
3.1.1.2.1 Kompresör verimi ve gerekli beygir gücü.....	16
3.1.1.2.2 Türbin verimi ve üretilen türbin beygir gücü.....	17
3.1.1.2.3 Güç türbini verimi ve güç üretimi.....	18
3.1.2 İdeal rejeneratörlü Brayton çevrimi.....	20
3.1.3 İdeal ara soğutmalı, ısıtmalı, rejeneratörlü Brayton çevrimi .....	22
3.2 Gerçek gaz türbini çevriminin ideal çevrimden farklılığı .....	24
3.3 Gerçek gaz türbini çevrimlerinin incelenmesi .....	26
3.3.1 Basit tek şaftlı gerçek çevrim .....	26
3.3.2 Çift şaftlı basit gerçek çevrimli gaz türbinleri.....	27
3.3.3 Rejeneratörlü gerçek çevrim.....	29
3.3.4 Ara soğutmalı basit gerçek çevrim.....	30
3.3.5 Ara ısıtmalı gerçek çevrim .....	31
3.3.6 Ara ısıtmalı soğutmalı rejeneratörlü gerçek çevrim .....	32
3.3.7 Buhar enjekteli gerçek çevrim.....	33

4.	GAZ TÜRİNLERİ TEMEL DONANIMLARI ve DONANIMLARIN İNCELENMESİ.....	36
4.1	Kompresörler.....	36
4.1.1	Eksenel akışlı kompresörler.....	37
4.1.1.1	Çalışma prensibi.....	38
4.1.1.2	Eksenel akışlı kompresör aerodinamiği ve aerotermodinamiği .....	40
4.1.1.2.1	Eksenel akışlı kompresör kademe hız incelemesi ve vektörel hız diyagramları .....	42
4.1.1.2.2	Eksenel akışlı kompresörlerde reaksiyon oranı .....	44
4.1.1.2.3	Radyal denge.....	47
4.1.1.3	Eksenel akışlı kompresör kanatçıklarının incelenmesi .....	48
4.1.1.3.1	Yayma faktörü.....	50
4.1.1.3.2	Giriş açısı.....	50
4.1.1.3.3	Sapma.....	52
4.1.1.3.4	Kanatçık profilleri .....	53
4.1.1.3.5	Kompresör ve kanatçık imalat materyalleri .....	55
4.1.1.4	Eksenel akışlı kompresörün performansı .....	56
4.1.1.4.1	Eksenel akışlı kompresör performansına etki eden kayıplar.....	58
4.1.1.4.2	Boğulma (Choke).....	60
4.1.1.4.3	Stall (Durağanlık) durumu .....	60
4.1.1.4.4	Akış dalgalanması (Surge).....	61
4.1.2	Radyal Akışlı Kompresörler .....	63
4.1.2.1	Çalışma prensibi .....	63
4.1.2.2	Radyal akışlı kompresör kademesi ve kademe elamanlarının incelenmesi....	65
4.1.2.3	Kademe aerodinamiği ve hız profillerinin incelenmesi.....	73
4.1.2.3.1	İmpeller üzerindeki akışın incelenmesi .....	77
4.1.2.3.1.1	Meridyenel düzlemde akış.....	79
4.1.2.3.1.2	İki kanat arası düzlemdeki akış.....	80
4.1.2.3.1.3	Kayma faktörü (Slip).....	81
4.1.2.3.2	Kademedeki akışın termodinamiksel incelenmesi .....	85
4.1.2.4	Radyal akışlı kompresörün performansı.....	91
4.1.2.4.1	Gerçek akış kayıpları.....	92
4.1.2.4.1.1	İmpellerde meydana gelen kayıplar.....	92
4.1.2.4.1.2	Difüzör ve volütte (stator) meydana gelen kayıplar .....	94

4.1.4.2	Akış dalgalanması (Surge).....	94
4.1.4.3	Boğulma.....	96
4.1.3	Eksenel-radyal akışlı kompresörler .....	96
4.1.4	Eksenel akışlı ve radyal akışlı kompresörlerin karşılaştırılması.....	97
4.1.5	Örnek gaz türbininin kompresörünün tanıtımı .....	99
4.1.5.1	Hava giriş manifoldu.....	100
4.1.5.2	Kompresör muhafazası ve stator.....	100
4.1.5.3	Kompresör rotoru.....	102
4.1.5.4	Difüzör kısmı.....	103
4.2	Yanma Odaları.....	105
4.2.1	Yanma odasının özellikleri.....	105
4.2.2	Yanma odasının gereksinimleri.....	106
4.2.3	Yanma odasının bölümleri.....	106
4.2.3.1	Birinci bölge.....	107
4.2.3.2	İkinci bölge.....	108
4.2.3.3	Dilasyon (Üçüncü bölge) bölgesi .....	108
4.2.4	Yanma odası tipleri.....	109
4.2.4.1	Boru şeklindeki yanma odaları.....	109
4.2.4.2	Halka şeklindeki yanma odaları.....	110
4.2.4.3	Boru-halka şeklindeki yanma odaları.....	111
4.2.5	Yanma odasındaki yanmanın kimyası.....	112
4.2.6	Gaz türbini yanma odalarında kullanılan yakıtlar.....	113
4.2.7	Yakıt atomizasyonu ve yakıtın püskürtülmesi.....	114
4.2.8	Yanma odası performansı.....	115
4.2.8.1	Basınç düşmesi.....	115
4.2.8.2	Yanma verimi.....	116
4.2.8.3	Çıkış sıcaklık dağılımı.....	116
4.2.8.4	Kararlı çalışma aralığı.....	116
4.2.9	Yanma odası imalatı ve imal materyalleri.....	117
4.2.10	Örnek gaz türbini yanma odasının tanıtımı.....	117
4.3	Türbinler.....	119
4.3.1	Eksenel akışlı türbinler.....	120
4.3.1.2	Çalışma prensibi.....	121
4.3.1.3	Eksenel akışlı türbin çeşitleri.....	121



4.3.1.4	Eksenel akışlı türbin aerodinamiği ve aerotermodinamiği.....	125
4.3.1.4.1	Kademe hız incelemesi ve vektörel hız diyagramları.....	125
4.3.1.4.2	Kademe reaksiyon oranı.....	126
4.3.1.4.3	Eksenel akışlı türbin kanatçılarının incelenmesi.....	128
4.3.1.4.3.1	Kanatçık profilleri.....	128
4.3.1.4.3.2	Kompresör kanatçıkları ile türbin kanatçıkları arasındaki farklılıklar.....	131
4.3.1.4.3.3	Kanatçık sıcaklıkları ve kanatçıkların soğutulması.....	132
4.3.1.4.3.4	Kanatçık imalatı.....	134
4.3.1.4.4	Eksenel akışlı türbin performansı.....	136
4.3.1.4.4.1	Performansı etkileyen kayıplar.....	138
4.3.1.5	Eksenel akışlı türbin imalatı.....	139
4.3.2	Radyal akışlı türbinler.....	140
4.3.2.1	Çalışma prensibi.....	141
4.3.2.2	Kademe aerodinamiği, aerotermodinamiği ve hız profilleri.....	141
4.3.2.3	Radyal akışlı türbin imalatı.....	144
4.3.3	Eksenel akışlı türbin ile radyal akışlı türbinin karşılaştırılması.....	144
4.3.4	Örnek gaz türbini türbininin tanıtımı.....	145
5.	<b>AXSTREAM YAZILIMI İLE EKSENEL AKIŞLI KOMPRESÖR</b>	
	<b>ve TÜRBİN TASARIMI-ANALİZİ.....</b>	<b>148</b>
5.1	Tasarım ve Analize Giriş.....	148
5.2	Eksenel Akışlı Kompresör Tasarımı.....	149
5.2.1	Kompresör termodinamiği.....	152
5.2.2	Kompresör aerodinamiği.....	159
5.2.2.1	1. Kademe vektörel hız diyagramları ve değerleri.....	159
5.2.2.2	2. Kademe vektörel hız diyagramları ve değerleri.....	160
5.2.2.3	3. Kademe vektörel hız diyagramları ve değerleri.....	161
5.2.2.4	4. Kademe vektörel hız diyagramları ve değerleri.....	162
5.2.2.5	5. Kademe vektörel hız diyagramları ve değerleri.....	163
5.2.3	Kanatçık aerodinamiği ve geometrisi.....	167
5.2.4	Eksenel akışlı kompresörün analizi.....	178
5.3	Eksenel Akışlı Türbin Dizayn ve Analizi.....	190
5.3.1	Eksenel akışlı türbin dizaynı.....	191
5.3.1.1	Türbin termodinamiği.....	194
5.3.1.2	Türbin aerodinamiği.....	197

5.3.1.2.1	1. Kademe vektörel hız diyagramları ve değerleri.....	197
5.3.1.2.2	2. Kademe vektörel hız diyagramları ve değerleri.....	198
5.3.1.3	Kanatçık aerodinamiği ve geometrisi.....	202
5.3.2	Eksenel akışlı türbinin analizi.....	210
6.	ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA.....	234
6.1	Eksenel Akışlı Kompresör İle İlgili Araştırma Bulguları.....	234
6.2	Eksenel Akışlı Türbin İle İlgili Araştırma Bulguları.....	238
7.	SONUÇ.....	244
8.	KAYNAKLAR.....	245
	ÖZGEÇMİŞ.....	247

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa No
Şekil 2.1	Gaz türbinleri prensipte diğer içten yanmalı makineler gibidir..... 4
Şekil 2.2	Gaz türbini tanımı ..... 5
Şekil 2.3	Solar T-1000 S modeli gaz türbini ..... 9
Şekil 2.4	Gaz türbini çalışma prensibi ve türbindeki hava akışı ..... 10
Şekil 3.1	Açık çevrim..... 11
Şekil 3.2	Açık çevrim gaz türbini uygulaması..... 12
Şekil 3.3	Kapalı çevrim..... 12
Şekil 3.4	Kapalı çevrim gaz türbini uygulaması ..... 13
Şekil 3.5	Çevrim basınç-sıcaklık ilişkisi ..... 13
Şekil 3.6	Çevrim basınç hacim ilişkisi ..... 14
Şekil 3.7	Çevrim sıcaklık-entropi ilişkisi..... 14
Şekil 3.8	Brayton çevrimi ..... 16
Şekil 3.9	Çevrim basınç oranı-yanma sıcaklığı ilişkisi ..... 19
Şekil 3.10	Rejeneratörlü ideal çevrim ..... 20
Şekil 3.11	Rejeneratörlü çevrimin sıcaklık entropi değişimi ..... 21
Şekil 3.12	Basınç oranı ile verime olan rejeneratör etkisi..... 22
Şekil 3.13	Ara soğutma-ısıtmalı, rejeneratörlü çevrim..... 23
Şekil 3.14	Ara soğutma-ısıtmalı, rejeneratörlü çevrim sıcaklık entropi diyagramı.. 23
Şekil 3.15	Gerçek ile ideal çevrim sıcaklık-entropi diyagramı..... 24
Şekil 3.16	Gerçek Basit Brayton Çevriminin T-s Diyagramı ..... 26
Şekil 3.17	Tek shaft gerçek çevrimli gaz türbinin performansı ..... 27
Şekil 3.18	Çift shaftlı gerçek çevrimli gaz türbini..... 28
Şekil 3.19	Çift shaftlı gerçek çevrimli gaz türbinin T-s diyagramı..... 28
Şekil 3.20	Çift kompresörlü rejeneratörlü gerçek bir çevrimde basınç oranına ve türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak ısı veriminin değişimi..... 29
Şekil 3.21	Çift shaftlı gerçek çevrimli rejeneratörlü gaz türbini performansı..... 30
Şekil 3.22	Ara soğutmalı gaz türbinin performans diyagramı..... 31
Şekil 3.23	Ara soğutmalı ve rejeneratörlü gerçek çevrimin çift shaftlı gaz türbininde sıkıştırma ve türbin giriş sıcaklığına göre performans diyagramı..... 31
Şekil 3.24	Ara ısıtmalı gaz türbini çevriminin performansı..... 32
Şekil 3.25	Rejeneratörlü ara ısıtmalı soğutmalı çift shaftlı gerçek çevrimli gaz türbini çevriminin T-s diyagramı..... 32
Şekil 3.26	Ara ısıtmalı-soğutmalı rejeneratörlü çevrimin performans diyagramı..... 33
Şekil 3.27	Buhar enjekteli gerçek çevrim..... 33
Şekil 3.28	% 5 Buhar enjekteli ve basit gerçek çevrimin karşılaştırması..... 35
Şekil 3.29	Buhar enjekteli çevrimin türbin giriş sıcaklığına ve sıkıştırma oranına göre performansı..... 35
Şekil 4.1.1	Endüstride ve gemi uygulamalarında kullanılan tipik bir gaz türbininde havanın ana elamanlar arasındaki sıcaklık, basınç, hız eğrileri ve değerleri..... 36
Şekil 4.1.2	Yıllara göre havacılık ve endüstriyel gaz türbinlerinde kompresör sıkıştırma oranlarındaki gelişme diyagramı..... 37
Şekil 4.1.3	Eksenel akışlı kompresör rotor ve statoru..... 38
Şekil 4.1.4	Eksenel akışlı kompresör kademesi..... 39
Şekil 4.1.5	Eksenel akışlı bir kompresörde hız, sıcaklık ve basınç değişim diyagramı..... 39
Şekil 4.1.6	Eksenel akışlı kompresör kanatçıklarına etki eden kuvvetler..... 40

Şekil 4.1.7	Kompresör kanatlarına havanın geliş açısına göre kanat yüzeyindeki havanın davranışları.....	41
Şekil 4.1.8	Sürtünme ve kaldırma katsayıları eğrileri.....	42
Şekil 4.1.9	Eksenel akışlı kompresör kademesi hız diyagramı.....	43
Şekil 4.1.10	Vektörel hız üçgenleri.....	44
Şekil 4.1.11	% 50 Reaksiyon kademesi için simetrik vektörel hız üçgenleri.....	45
Şekil 4.1.12	Eksenel akışlı iç akış kademesi (asimetrik) hız diyagramı.....	46
Şekil 4.1.13	Eksenel akışlı dış akışlı kademe hız diyagramı.....	47
Şekil 4.1.14	Eksenel akışlı akışlı kompresör kanatçık profili.....	49
Şekil 4.1.15	Eksenel akışlı kompresör kanat profili parametreleri.....	50
Şekil 4.1.16	Sıfır kavis açısı diyagramı.....	51
Şekil 4.1.17	m sabiti.....	51
Şekil 4.1.18	Düzeltilme sabiti K, maksimum kanat kalınlığının % 10' nundan farklı değerler için.....	51
Şekil 4.1.19	Giriş açısı için Mach sayısı düzeltme katsayısı.....	52
Şekil 4.1.20	Sapma kontrol değeri.....	53
Şekil 4.1.21	NACA 65A010 Serisi kanatçık şekli.....	54
Şekil 4.1.22	NACA 65 serisi kanatçık profilleri.....	54
Şekil 4.1.23	NACA 65 serisi kanatçık profillerine ait kavis açısı-kaldırma kuvveti katsayısı.....	55
Şekil 4.1.24	Kanat profillerinin rüzgar tünellerinde test edilmesi.....	55
Şekil 4.1.25	Eksenel akışlı kompresörün performans enerji akış diyagramı.....	60
Şekil 4.1.26	Eksenel akışlı kompresör performans diyagramı.....	62
Şekil 4.1.27	Radyal akışlı kompresörün çalışma şekli.....	64
Şekil 4.1.28	Radyal akışlı kompresör ve kompresördeki basınç hız artışı.....	65
Şekil 4.1.29	Radyal akışlı kompresörün görünüşü.....	65
Şekil 4.1.30	Radyal akışlı kompresör kademesi.....	66
Şekil 4.1.31	Radyal akışlı kompresör konfüjirasyonu.....	66
Şekil 4.1.32	Çift ve tek girişli indüser.....	67
Şekil 4.1.33	Tipik çift ve tek taraflı impellerler.....	68
Şekil 4.1.34	Kanat çeşitlerine göre impeller.....	68
Şekil 4.1.35	Geometrilere göre difüzörler.....	70
Şekil 4.1.36	Boru ve kanal tipi difüzörler.....	71
Şekil 4.1.37	Kanatlı difüzör ve difüzör akış bölgeleri.....	72
Şekil 4.1.38	Volüt' ün görünümü.....	72
Şekil 4.1.39	Kılavuz kanatçiksız indüserdeki hız diyagramı.....	73
Şekil 4.1.40	Kılavuz kanatçıklı indüser hız diyagramı.....	74
Şekil 4.1.41	Arkaya kavisli kanatlı impeller ( $\beta_2 < 90^\circ$ ) hız diyagramı.....	75
Şekil 4.1.42	Radyal kanatçıklı impeller ( $\beta_2 = 90^\circ$ ) hız diyagramı.....	76
Şekil 4.1.43	Öne kavisli kanatlı impeller ( $\beta_2 > 90^\circ$ ) hız diyagramı.....	77
Şekil 4.1.44	İmpeller üzerindeki akışın paterni.....	78
Şekil 4.1.45	İmpellerdeki akış paterninin üç boyutlu gösterimi.....	78
Şekil 4.1.46	İmpeller üzerindeki akış alanları.....	79
Şekil 4.1.47	Kanat meridyenel düzlemindeki akış.....	79
Şekil 4.1.48	İki kanat arası düzlemindeki akış.....	81
Şekil 4.1.49	İmpeller çıkış açısındaki kayma faktörü.....	82
Şekil 4.1.50	İmpeller kanatçıklarındaki akış.....	83
Şekil 4.1.51	Arkaya kavisli impeller için kanatçık çıkış hız diyagramı.....	84
Şekil 4.1.52	Stadolo' nun kayma faktörü teoremi akış modeli.....	84

Şekil 4.1.53	İmpeller geometrisine göre radyal akışlı kompresör basınç ve akış katsayıları.....	86
Şekil 4.1.54	İmpeller dönüş hızına karşılık sıkıştırma oranları.....	87
Şekil 4.1.55	Radyal akışlı kompresör kademesindeki entalpi-entropi değişimi.....	88
Şekil 4.1.56	Akış katsayısı-reaksiyon derecesi.....	90
Şekil 4.1.57	Reaksiyon derecesi-basınç katsayısı.....	91
Şekil 4.1.58	Pozitif ve negatif indüser giriş açıları.....	92
Şekil 4.1.59	İmpellerdeki sürtünme kayıpları.....	93
Şekil 4.1.60	İmpellerde meydana gelen sızıntı kayıpları.....	93
Şekil 4.1.61	Radyal akışlı kompresördeki kayıplar diyagramı.....	94
Şekil 4.1.62	Radyal akışlı kompresör performans diyagramı.....	95
Şekil 4.1.63	Eksenel-radyal akışlı kompresörler.....	97
Şekil 4.1.64	Eksenel ile radyal akışlı kompresörlerin basınç oranı-verim karşılaştırması.....	98
Şekil 4.1.65	Eksenel ile radyal akışlı kompresörlerin hız verim karşılaştırması.....	99
Şekil 4.1.66	Eksenel ile radyal akışlı kompresörlerin akış ile basınca karşılık gelen verim eğrileri diyagramlarının karşılaştırılması.....	99
Şekil 4.1.67	Kompresör muhafazası ve stator.....	101
Şekil 4.1.68	Kompresör rotoru.....	102
Şekil 4.1.69	Difüzör keysi.....	104
Şekil 4.2.1	Gaz türbini yanma odası.....	107
Şekil 4.2.2	<i>Lucas</i> yanma odalarındaki akış paterni.....	108
Şekil 4.2.3	Yanma odası biçimleri.....	109
Şekil 4.2.4	Tekli boru tipi yanma odası.....	110
Şekil 4.2.5	Çoklu boru tipi yanma odası.....	110
Şekil 4.2.6	Halka tipi yanma odası.....	111
Şekil 4.2.7	Boru-halka tipti yanma odaları.....	112
Şekil 4.2.8	Örnek gaz türbinimizin yanma odasının görünüşü.....	118
Şekil 4.2.9	Örnek gaz türbinin yanma odası.....	119
Şekil 4.3.1	Eksenel akışlı türbin nozulu ve rotoru.....	120
Şekil 4.3.2	Eksenel akışlı türbin akış diyagramı.....	121
Şekil 4.3.3	Tekli ve multi tip türbin uygulaması.....	122
Şekil 4.3.4	İmpuls türbin kademesi termodinamiği.....	123
Şekil 4.3.5	Reaksiyon türbini termodinamiği.....	123
Şekil 4.3.6	İmpuls ve reaksiyon kademelerinin görünümü.....	124
Şekil 4.3.7	İmpuls-reaksiyon tipi türbin kanadı.....	124
Şekil 4.3.8	Gaz üretici ve güç üretici türbinler.....	125
Şekil 4.3.9	Türbin kademesi vektörel hız diyagramları.....	126
Şekil 4.3.10	Çeşitli reaksiyon oranlarına karşılık vektörel hız diyagramlarının değişimi.....	128
Şekil 4.3.11	C-4 Türbin kanatçık profili.....	129
Şekil 4.3.12	T-6 Türbin kanatçık profili.....	129
Şekil 4.3.13	Temel kanatçık geometrisi.....	130
Şekil 4.3.14	İmpal tipi türbin kanatçık profilleri.....	131
Şekil 4.3.15	Eksenel akışlı kompresör ve türbin kanatlarının geometrik olarak karşılaştırılması.....	132
Şekil 4.3.16	Türbin kademesi soğutma aranjmanı.....	133
Şekil 4.3.17	Türbin rotor kanatçıklarının soğutulması.....	134
Şekil 4.3.18	Kanatçıklar için radyal gerilmeler diyagramı.....	134
Şekil 4.3.19	Eksenel akışlı türbin vektörel hız diyagramı.....	136

Şekil 4.3.20	Nozul kolonundaki entalpi-entropi değişimi.....	137
Şekil 4.3.21	Rotor kolonundaki entalpi-entropi değişimi.....	137
Şekil 4.3.22	Açık ve muhafazalı tip türbin kanatları.....	139
Şekil 4.3.23	Muhafazalı tip kanatçıklara sahip eksenel akışlı gaz üretici türbinden bağımsız olan güç türbini.....	140
Şekil 4.3.24	Radyal akışlı türbinde akış.....	141
Şekil 4.3.25	Dirsekli içe akışlı tip radyal türbin.....	141
Şekil 4.3.26	Karışık içe akışlı radyal türbin.....	142
Şekil 4.3.27	Karışık içe akışlı radyal türbin donanımları ve hız profilleri.....	142
Şekil 4.3.28	Radyal türbin çevrimindeki entalpi-entropi değişim diyagramı.....	144
Şekil 4.3.29	Örnek gaz türbininin türbin kısmı.....	145
Şekil 5.2.1	Projenin ayarlanması.....	149
Şekil 5.2.2	Eksenel kompresör hesaplama yöntemleri.....	150
Şekil 5.2.3	Preliminary desing kısmına ana parametrelerin girilmesi.....	151
Şekil 5.2.4	Tasarımı yapılan kılavuz kanatlı 5 kademeli kompresör.....	152
Şekil 5.2.5	Eksenel akışlı kompresörün entalpi-entropi diyagramı.....	153
Şekil 5.2.6	Eksenel akışlı kompresörün akış paterni.....	154
Şekil 5.2.7	1. Kademe akış paterni.....	154
Şekil 5.2.8	2. Kademe akış paterni.....	155
Şekil 5.2.9	3. Kademe akış paterni.....	156
Şekil 5.2.10	4. Kademe akış paterni.....	156
Şekil 5.2.11	5. Kademe akış paterni.....	157
Şekil 5.2.12	Kompresör termodinamiksel diyagramı.....	158
Şekil 5.2.13	Kompresör termodinamiksel diyagramları.....	159
Şekil 5.2.14	1. Kademe vektörel hızları ve açıları.....	159
Şekil 5.2.15	2. Kademe vektörel hız diyagramları.....	160
Şekil 5.2.16	2. Kademe vektörel hız diyagramları ve açıları.....	160
Şekil 5.2.17	3. Kademe vektörel hız diyagramları.....	161
Şekil 5.2.18	3. Kademe vektörel hız diyagramları ve açıları.....	161
Şekil 5.2.19	4. Kademe vektörel hız diyagramları.....	162
Şekil 5.2.20	4. Kademe vektörel hız diyagramları ve açıları.....	162
Şekil 5.2.21	5. Kademe vektörel hız diyagramları.....	163
Şekil 5.2.22	5. Kademe vektörel hız diyagramları ve açıları.....	163
Şekil 5.2.23	Stator açıları.....	164
Şekil 5.2.24	Rotor açıları.....	165
Şekil 5.2.25	Stator hızları.....	165
Şekil 5.2.26	Rotor hızları.....	165
Şekil 5.2.27	Mach sayıları.....	166
Şekil 5.2.28	Kompresör kayıpları.....	166
Şekil 5.2.29	Reaksiyon oranı.....	166
Şekil 5.2.30	Stator profil diyagramı.....	169
Şekil 5.2.31	Rotor profil diyagramı.....	170
Şekil 5.2.32	1. Kademe stator kanatları.....	170
Şekil 5.2.33	2. Kademe stator kanatları.....	170
Şekil 5.2.34	3. Kademe stator kanatları.....	171
Şekil 5.2.35	4. Kademe stator kanatları.....	171
Şekil 5.2.36	5. Kademe stator kanatları.....	171
Şekil 5.2.37	2. Kademe rotor kanatları.....	172
Şekil 5.2.38	3. Kademe rotor kanatları.....	172
Şekil 5.2.39	4. Kademe rotor kanatları.....	172

Şekil 5.2.40	5. Kademe rotor kanatları.....	172
Şekil 5.2.41	1. Kademe stator aerodinamik diyagramlar.....	173
Şekil 5.2.42	5. Kademe stator aerodinamik diyagramlar.....	174
Şekil 5.2.43	2. Kademe rotor aerodinamik diyagramlar.....	175
Şekil 5.2.44	5. Kademe rotor aerodinamik diyagramlar.....	176
Şekil 5.2.45	1D analiz hesaplaması.....	177
Şekil 5.2.46	Kompresör performans haritasının çıkarılması.....	178
Şekil 5.2.47	1D analiz hesaplamaları sonucunda basınç oranı-kütle debisi ilişki.....	178
Şekil 5.2.48	1D analiz hesaplamaları sonucunda basınç oranı-verim ilişkisi.....	179
Şekil 5.2.49	2D analiz hesaplaması.....	179
Şekil 5.2.50	2D analiz sonuçlarında devir-kütle debisi-basınç oranı arasındaki ilişki...	180
Şekil 5.2.51	2D analiz sonucu devir-güç-kütle debisi arasındaki ilişki.....	180
Şekil 5.2.52	Kompresör kanat imal materyalinin özellikleri.....	181
Şekil 5.2.53	Stator statik durum için gerilme simülasyonu.....	181
Şekil 5.2.54	Stator 246.4 Hz frekansı için gerilme simülasyonu.....	182
Şekil 5.2.55	Stator 414.8 Hz frekansı için gerilme simülasyonu.....	182
Şekil 5.2.56	Stator 2287.5 Hz frekansı için gerilme simülasyonu.....	183
Şekil 5.2.57	Stator 5504.1 Hz frekansı için gerilme simülasyonu.....	183
Şekil 5.2.58	Rotor statik durum için gerilme simülasyonu.....	184
Şekil 5.2.59	Rotor 694.4 Hz frekansı için gerilme simülasyonu.....	184
Şekil 5.2.60	Rotor 1117.7 Hz frekansı için gerilme simülasyonu.....	185
Şekil 5.2.61	Rotor 3193.9 Hz frekansı için gerilme simülasyonu.....	185
Şekil 5.2.62	Rotor 3787.2 Hz frekansı için gerilme simülasyonu.....	186
Şekil 5.2.63	3. Kademe rotor kanatları potansiyel akış için statik basınç gösterimi....	187
Şekil 5.2.64	3. Kademe rotor kanatları potansiyel akış için statik basınç dağılım diyagramı.....	187
Şekil 5.2.65	3. Kademe rotor kanatları potansiyel akış için toplam entalpi değerleri.....	188
Şekil 5.2.66	3. Kademe stator kanatları potansiyel akış için statik sıcaklık değerleri.....	188
Şekil 5.3.1	Dizayn için <i>Turbine preliminary design</i> sayfasına parametrelerin girilmesi.....	191
Şekil 5.3.2	Dizayn edilen türbinin akış paterni ve değerleri.....	192
Şekil 5.3.3	Optimize edilmiş türbin akış paterni .....	192
Şekil 5.3.4	Optimizasyonu yapılan türbinin yeni akış paterni ve değerleri.....	193
Şekil 5.3.5	Entropi-entalpi diyagramı.....	194
Şekil 5.3.6	Tasarımı yapılan türbinin termodinamiksel diyagramı.....	195
Şekil 5.3.7	1. Kademe optimizasyon sonrası kademe akış paterni.....	196
Şekil 5.3.8	1.Kademe vektörel hız diyagramları.....	196
Şekil 5.3.9	1. Kademe akış vektörel hız diyagramlarının açısı ve kanatlara göre gösterimi.....	197
Şekil 5.3.10	2. Kademe optimizasyon sonrası kademe akış paterni.....	198
Şekil 5.3.11	2. Kademe vektörel hız diyagramları.....	198
Şekil 5.3.12	2. Kademe akış vektörel hız diyagramlarının açısı ve kanatlara göre gösterimi.....	198
Şekil 5.3.13	Nozul açıları.....	199
Şekil 5.3.14	Rotor açıları.....	199
Şekil 5.3.15	Nozullardan sonraki hızlar.....	200
Şekil 5.3.16	Rotorlardan sonraki hızlar.....	200
Şekil 5.3.17	Reaksiyon oranları.....	200

Şekil 5.3.18	Rotor ve stator kayıpları.....	201
Şekil 5.3.19	Kademe Mach sayıları.....	201
Şekil 5.3.20	Kanaçık profillerine ait diyagram.....	203
Şekil 5.3.21	1. Kademe stator ve nozulu X-Y-Z düzleminde gösterimi.....	203
Şekil 5.3.22	1. Kademe nozul ve rotor kanat dizilimleri.....	204
Şekil 5.3.23	2. Kademe stator ve nozulu X-Y-Z düzleminde gösterimi.....	204
Şekil 5.3.24	2. Kademe nozul ve rotor kanat dizilimleri.....	205
Şekil 5.3.25	1. Kademe nozulları aerodinamik diyagramları.....	206
Şekil 5.3.26	1. Kademe rotoru aerodinamik diyagramları.....	207
Şekil 5.3.27	2. Kademe statoru aerodinamik diyagramları.....	208
Şekil 5.3.28	2. Kademe rotoru aerodinamik diyagramları.....	209
Şekil 5.3.29	1D Türbin analizi.....	210
Şekil 5.3.30	2D Türbin analizi.....	211
Şekil 5.3.31	Performans diyagramı.....	212
Şekil 5.3.32	Performans diyagramı.....	213
Şekil 5.3.33	3D Boyutlu performans diyagramı.....	214
Şekil 5.3.34	1. Kademe nozul kanatları için Buri diyagramı.....	215
Şekil 5.3.35	1. Kademe rotor kanatçıkları Buri diyagramı.....	216
Şekil 5.3.36	1. Kademe rotor kanat profilinin eğriler aracılığıyla düzeltilmesi.....	217
Şekil 5.3.37	Eğriler aracılığıyla yapılan düzelleme sonucunda rotor kanat profili.....	217
Şekil 5.3.38	1. Kademe rotor kanatçıklarının düzeltme sonrası durumu.....	218
Şekil 5.3.39	1. Kademe rotor kanatlarının optimizasyon sonrası durumu.....	219
Şekil 5.3.40	Optimize edilen 1. kademe türbin kanatçıklarının 3 boyutlu tam görünümü.....	220
Şekil 5.3.41	1. Kademe nozul kanadı için statik durum maksimum gerilmeler.....	221
Şekil 5.3.42	1. Kademe nozul kanadı için 457.3 Hz frekansı gerilmeleri.....	221
Şekil 5.3.43	1. Kademe nozul kanadı için 1400.7 Hz frekansı gerilmeleri.....	222
Şekil 5.3.44	1. Kademe nozul kanadı için 2537 Hz frekansı gerilmeleri.....	222
Şekil 5.3.45	1. Kademe nozul kanadı için 3252.1 Hz frekansı gerilmeleri.....	223
Şekil 5.3.46	2. Kademe rotor kanadı için statik durum gerilmeleri.....	223
Şekil 5.3.47	2. Kademe rotor kanadı için 984.4 Hz frekansı gerilmeleri.....	224
Şekil 5.3.48	2. Kademe rotor kanadı için 2714.0 Hz frekansı gerilmeleri.....	224
Şekil 5.3.49	1. Kademe toplam basınçlar için <i>Euler</i> akış paterni.....	225
Şekil 5.3.50	1. Kademe toplam sıcaklıklar için <i>Euler</i> akış paterni.....	225
Şekil 5.3.51	1. Kademe bağıl hızlar.....	226
Şekil 5.3.52	1. Kademe toplam entalpi değişimleri.....	226
Şekil 5.3.53	1. Kademe Mach sayıları.....	227
Şekil 5.3.54	2. Kademe statik basınçlar için <i>Euler</i> akış paterni.....	227
Şekil 5.3.55	2. Kademe statik sıcaklıklar için <i>Euler</i> akış paterni.....	228
Şekil 5.3.56	1. Kademe statik entalpiler için <i>Euler</i> akış paterni.....	228
Şekil 5.3.57	2. Kademe statik entalpiler için <i>Euler</i> akış paterni.....	229
Şekil 5.3.58	1. Kademe entropi için <i>Euler</i> akış paterni.....	229
Şekil 5.3.59	1. Kademe çıkış açıları için <i>Euler</i> akış paterni.....	230
Şekil 5.3.60	1. Kademe bağıl hızlar için <i>Euler</i> akış paterni.....	230
Şekil 5.3.61	2. Kademe toplam basınç için <i>Euler</i> akış paterni.....	231
Şekil 5.3.62	2. Kademe toplam sıcaklık için <i>Euler</i> akış paterni.....	231
Şekil 5.3.63	2. Kademe toplam entalpiler için <i>Euler</i> akış paterni.....	232
Şekil 5.3.64	2. Kademe bağıl hızlar için <i>Euler</i> akış paterni.....	232
Şekil 6.1.1	20 °C Çevre sıcaklığında rotordaki bağıl Mach sayıları.....	236
Şekil 6.1.2	-20 °C Çevre sıcaklığında rotordaki bağıl Mach sayıları.....	237



Şekil 6.2.1	Rotor ve nozul kolonundaki tanjalsal hız değişimi.....	239
Şekil 6.2.2	Türbin kademelerindeki statik basınç.....	240
Şekil 6.2.3	Rotor ve nozul kolonlarındaki bağıl hız değerleri.....	241

## ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa no:

Çizelge 4.1	Radyal akışlı kompresör impelleri avantaj ve dezavantajları.....	69
Çizelge 4.2	Eksenel ve radyal akışlı kompresörlerin karşılaştırılması .....	98
Çizelge 5.2.1	Temel dizayn parametreleri.....	150
Çizelge 5.2.2	1.Kademe termodinamiksel değerleri.....	155
Çizelge 5.2.3	2. Kademe termodinamiksel değerleri.....	155
Çizelge 5.2.4	3. Kademe termodinamiksel değerleri.....	156
Çizelge 5.2.5	4. Kademe termodinamiksel değerleri.....	157
Çizelge 5.2.6	5. Kademe termodinamiksel değerleri.....	157
Çizelge 5.2.7	1. Kademe hız ve açı değerleri.....	160
Çizelge 5.2.8	2. Kademe hız ve açı değerleri.....	161
Çizelge 5.2.9	3. Kademe hız ve açı değerleri.....	162
Çizelge 5.2.10	4. Kademe hız ve açı değerleri.....	163
Çizelge 5.2.11	5. Kademe hız ve açı değerleri.....	164
Çizelge 5.2.12	1. Kademe kanat profil değerleri.....	167
Çizelge 5.2.13	2. Kademe kanat profil değerleri.....	167
Çizelge 5.2.14	3. Kademe kanat profil değerleri.....	168
Çizelge 5.2.15	4. Kademe kanat profil değerleri.....	168
Çizelge 5.2.16	5. Kademe kanat profil değerleri.....	169
Çizelge 5.3.1	Türbin temel dizayn parametreleri.....	190
Çizelge 5.3.2	1. Kademe termodinamiksel değerler.....	194
Çizelge 5.3.3	2. Kademe termodinamiksel değerler.....	195
Çizelge 5.3.4	1. Kademe hız ve açı değerleri.....	197
Çizelge 5.3.5	2. Kademe hız ve açı değerleri.....	199
Çizelge 5.3.6	1. Kademe kanatçık profil değerleri.....	202
Çizelge 5.3.7	2. Kademe kanatçık profil değerleri.....	202
Çizelge 5.3.8	Türbin 1D ve 2D analizleri.....	211
Çizelge 6.1	Eksenel akışlı kompresörde termodinamiksel değerlerin değişimi.....	233
Çizelge 6.2	Tasarımı yapılan kompresörün termodinamiksel değerleri.....	234
Çizelge 6.3	Kademe akış giriş açı değerleri.....	235
Çizelge 6.4	Çeşitli türbin giriş sıcaklıklarına karşılık verim değerleri.....	237
Çizelge 6.5	Kompresör ile türbin değerlerinin karşılaştırılması.....	238
Çizelge 6.6	Türbin toplam basınç değerleri.....	242

## 1. GİRİŞ

‘İş elde etmekte kullanılan doğal enerji kaynakları yakıtlardır ve yakıcı olarak da genellikle atmosferik havanın oksijeni kullanılmaktadır. Günümüzde kullanılan motorlar genel olarak içten yanmalı ve dıştan yanmalı motorlar olmak üzere ikiye ayrılmaktadırlar.

Dıştan yanmalı motorda, kimyasal ya da atomik reaksiyonlar sonucunda elde edilen ısı,  $H_2O$ , helyum veya başka bir termodinamik maddeye aktarılır ve bu maddenin hareketli bir piston veya türbin kanatçıklarına etki ettirilmesi ile iş üretilir. Örneğin, kapalı sistem gaz türbinleri dıştan yanmalı motorlardır.

İçten yanmalı motor işleminde ise, reaksiyon ürünleri termodinamik maddenin kendisidir. bu ürünler ya bir pistonu veya türbin kanatçıklarına etki ederek yada bir çıkış ağzında (nozül) genişlemeleri sırasında kazandıkları yüksek hızın sağladığı jet itme kuvvetiyle (thrust) iş yaparlar.’ (Çetinkaya-1999)

Gaz türbinleri çalışma havası atmosfer havası olan bir türbin motorudur ve günümüzde çok çeşitli uygulama alanlarına sahiptirler. Havacılıkta kullanılan jet motorları ve helikopter motorlarının yanı sıra gemilerin ana ve yardımcı tahrik mekanizmalarını oluşturmak üzere deniz (marine) gaz türbinleri, kara araçlarında ise kamyon, hızlı tren ve tanklarda, endüstride elektrik üretiminde ve pompa çevirme gibi alanlarda gaz türbinleri kullanılmaktadır.

Gaz türbininin temel tanımını yapacak olursak, gaz türbini dönen kompresörde havayı sıkıştıran, yanma odasında yakıt-hava karışımını yakarak yanmış gazların elde edilmesini ve bunların türbinde genişlemesini sağlayarak iş elde eden içten yanmalı bir makinedir.

Gaz türbinleri kompresör, yanma odası ve türbin olmak üzere üç ana donanımdan oluşmaktadır. Gaz türbinlerinin güç/ağırlık ve güç/hacim oranlarının yüksek olması ve modüler yapıları ile diğer içten yanmalı makinelere göre daha fazla güç elde etmelerine rağmen ısı verimlerinin düşük olması ve yüksek özgül yakıt tüketimlerine sahip olmaları bu tip makinelerin en büyük problemi olmaktadır. Günümüzde mühendisler bu problemin üstesinden gelmek amacıyla yoğun çalışmalar yapmaktadırlar.

Gaz türbinleri donanımlarının verimleri gaz türbininin çalışma performansını önemli ölçüde etkilemektedir. Performansın daha iyi anlaşılması için bu kavramı açacak olursak, performans, gerek üretici gerekse operatörlerin perspektifinden bakıldığında gaz türbininin ekonomik ve yaşamsal kabiliyetinin odağında olmaktadır. Performans itme veya shaft gücü, verilmiş yakıt akışı, ağırlık, emisyon, makine çapı ve ünit maliyetlerinden oluşmaktadır. Bu temelde üreticinin ne sattığına ve operatörün en aldığına bağlıdır. Eğer üretici düşük performanslı bir gaz türbini tasarlırsa bu tip ürünü satmak için mücadele edecek belki de

projesinde maddi kayıplara uğrayacaktır. Eğer operatör de düşük performanslı bir gaz türbini alırsa maddi kayba uğraması kaçınılmaz olacaktır. Mühendisler modern ekonomik şartlar altında gaz türbinlerine teknik bakış açılarından çok fazla odaklanamamaktadırlar. (Walsh ve Fletcher-2004)

Diğer önemli iki performans parametresi ise kompresör basınç oranı ve türbin giriş sıcaklığıdır. Her türbin giriş sıcaklığı için verim, belirli bir basınç oranında en yüksek değere ulaşmaktadır. Yüksek basınç oranlarında verimin azalmasının nedeni; yüksek sıkıştırma sonu sıcaklığı ve sabit olan türbin giriş sıcaklığı nedeniyle, fazla yakıt kullanılmayışı ve buna karşı, yüksek basınç oranlı kompresörü çevirmek için gerekli işin fazla olmasıdır. Basınç oranı-verim ile türbin giriş sıcaklığı-verim ilişkileri donanımlar kısmında daha detaylı olarak incelenecektir.

‘Günümüzde malzeme bilimindeki gelişmelere paralel olarak, sıcağa dayanıklı türbin kanatçıklarının yapılabilmesi sonucu türbin giriş sıcaklığı ve basınç oranı arttırılabilmekte, böylelikle verim ve net işin artması sağlanmaktadır.’ (Çetinkaya-1999)

Çevre sıcaklığı ise gaz türbini performansına etki eden başka bir unsurdur. Çevre sıcaklığı hem kompresör işini hem de yakıt tüketimini etkilemektedir. Gaz türbinleri en yüksek çevre sıcaklığında en yüksek gücü verecek şekilde dizayn edilmekte ancak iyi bir ısı veriminin soğuk ortamlarda alındığı da göz ardı edilmemesi gereken bir etkidir. Bu nedenle havacılık gaz türbinlerinde irtifa arttıkça atmosferin soğumasından dolayı uçaklarda kullanılan gaz türbinlerinde verim ve performans artışı olmaktadır. (Walsh-Fletcher-2004)

Bir gaz türbininin yaşam saykılını incelediğimizde yaşam sürecinde maliyetlerin % 15-20’ lik bir kısmını bakım tutum, % 70-80’nini ise yakıt maliyetlerinin oluşturduğu karşımıza çıkmaktadır. Bu nedenle yakıt ekonomikliğin gaz türbinlerinde büyük önem arz ettiği, yükselen petrol fiyatlarını da göz önüne alacak olursak dikkatlerden kaçmamalıdır. (Çiğdem-1977)

Gaz türbini teknolojisinde gelişmeler ise aşağıda belirtilen üç faktörün paralelinde olmuştur. Bu üç faktör aşağıda belirtilmiştir:

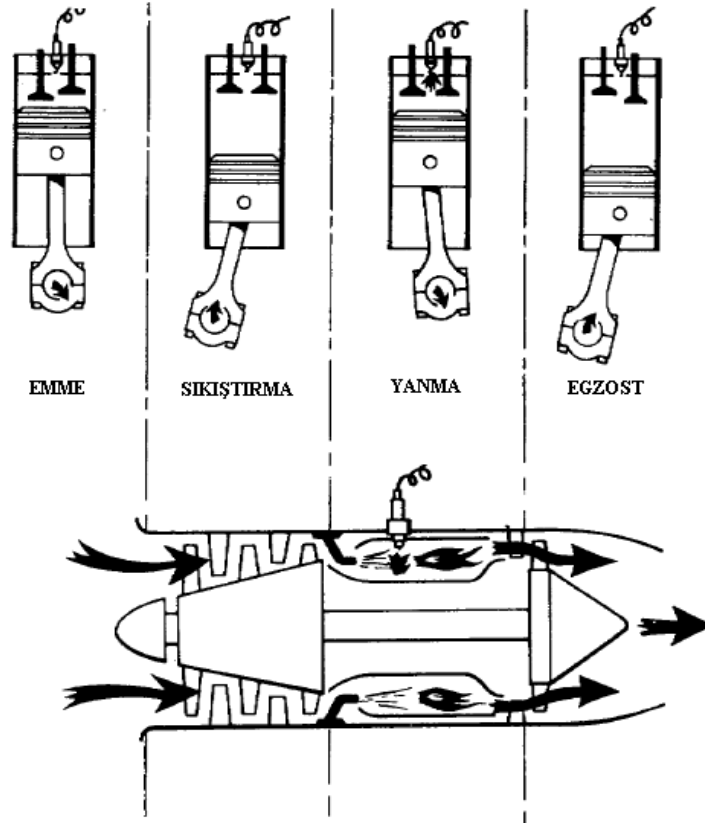
- 1- Malzeme biliminde yaşanan gelişmeler ile türbin donanım materyallerinin yüksek ısılara dayanımı artmış, kompresörlerinkiler ise dış etkilere karşı daha dayanıklı ve dirençli hale gelmiştir.
- 2- Aerodinamik ve termodinamik bilgisinin giderek artması gaz türbinleri dizaynlarının daha iyi yapılmasını ve verimlerinin artmasını sağlamıştır.

3- Gaz türbini türbin, kompresör kanat, yanma odalarının dizayn, simülasyon ve analizlerinin bilgisayar yardımı ile yapılması gaz türbinlerinin teknolojik olarak gelişmesinde büyük katkı sağlamıştır. (Giampaolo-2006)

## 2. GAZ TÜRBİNİ GENEL TANIMI VE TANITIMI

### 2.1 Gaz Türbini Tanımı ve Dizaynı

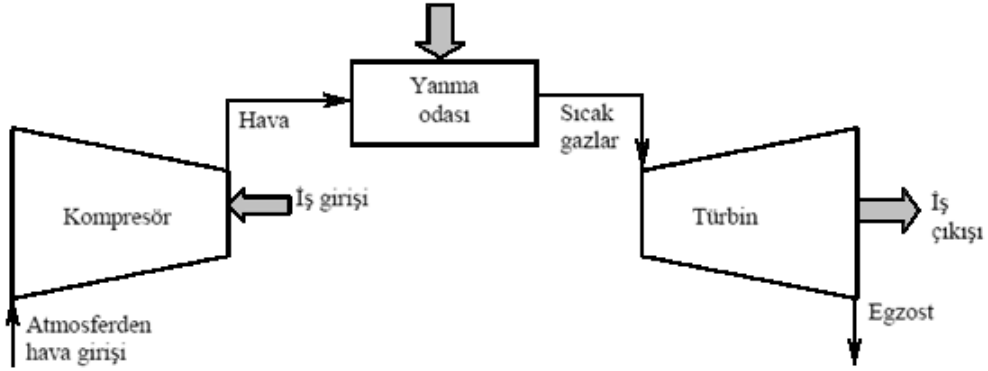
Gaz türbinleri boyut ve ağırlıklarına göre yüksek miktarlarda güç üretimi yapan, yakıtın kontrollü bir şekilde yanması ile güç üreten diğer içten yanmalı makineler gibi makinelerdir ve son kırk yılda güç endüstrisinde önemli bir ticari araç konumuna gelmişlerdir. Günümüzde gaz türbinleri turbo makineler sınıfına girmektedir. Bir turbo makinenin tanımını yapacak olursak mekanik enerjinin shaft işine, sürekli akan bir akışkanın rotor kolonlarında oluşturduğu dinamik hareketler vasıtasıyla çevrildiği makinelerdir. Turbo makineler fonksiyonlarına göre iş alan (kompresör veya fan) ve iş üreten (gaz türbini) turbo makineler olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Kompakt bir makine olmaları, düşük ağırlığa sahip olmaları ve yakıt çeşitliliği gibi avantajlara sahip olmaları gaz türbinlerinin kullanım alanlarını çeşitlendirmektedir. (Baskharone-2006)



Şekil-2.1 Gaz türbinleri prensipte diğer içten yanmalı makineler gibidir  
(Subcourse No: AL0993)

Gaz türbininin dönen kompresörde havayı sıkıştıran, yanma odasında sıkıştırılmış havaya yakıt püskürtülmesi ile yanmanın olduğu ve yanmış gazların türbinde genişlemesini

sağlayarak güç üreten bir makine olduğu daha önce belirtilmişti. Gaz türbinlerinde türbin çıkış gücü kompresörün ve bağlanmış herhangi bir yükün hareket ettirilmesinde kullanılır. Bu anlatım aşağıda Şekil-2.2' de gösterilmiştir.



Şekil-2.2 Gaz türbini tanımı

Günümüzde gaz türbinlerinin dizaynında esas olarak alınan bazı önemli kriterler mevcuttur. Bu önemli kriterleri:

- 1- Yüksek verim
- 2- Uzun ömür ve dayanıklılık
- 3- Servis ve bakım yeteneği
- 4- Kolay montaj ve işçilik
- 5- Çevresel kabullere uygunluk
- 6- Yardımcı sistemler ile kontrol sistemi arasındaki uyumluluk
- 7- Servis işçiliğinde ve yakıt kullanımında kolaylık şeklinde sıralayabiliriz.

Bu kriterleri biraz irdelemek dizayn kriterlerini daha anlaşılması kolay hale getirecek ve zihinlerde daha kolay yer edinecektir.

1-Yüksek verim: Gaz türbinlerinde verimi etkileyen iki önemli faktör vardır. Bunlar kompresör sıkıştırma (basınç) oranı ile türbin giriş sıcaklığıdır. Gaz türbinlerinde aksenal akışlı kompresör kullanımı sıkıştırma oranını 7:1 oranından 40:1 oranına kadar yükseltmekte bu da türbine yanma sonunda yüksek basınçlı gazların girmesine neden olarak ısıl verimi ve türbin giriş sıcaklığını arttırmaktadır. Yanma sıcaklığını her 100 F (55.5 C) arttırmak çıkan işte % 10 luk, ısıl verimde ise % 1-1,5' lik bir artışa neden olmaktadır. Basit çevrimli gaz türbinlerinde kompresör sıkıştırma oranını ve türbin giriş sıcaklığını arttırmak ısıl verimi arttırmaktadır. Isıl verimi arttırmanın başka bir yöntemi de gaz türbininde rejeneratör

kullanımıdır. Günümüz gaz türbinleri çalışma sıcaklıklarında rejeneratör kullanımı ısı verimi %10-15 civarlarında arttırmaktadır. Rejeneratörlü sistemlerde kompresör optimum sıkıştırma oranı 20:1 iken basit çevrimli gaz türbinlerinde ise 40:1 oranında olmaktadır. Günümüzde türbin giriş sıcaklıkları 3000 F (1649 C) derecelere kadar ulaşmaktadır. Kompresörler ile ilgili detaylı bilgiler 4 üncü kısımda gaz türbinleri çevrimleri ile ilgili bilgiler 3 üncü kısımda daha detaylı olarak anlatılacaktır.

2-Uzun ömür ve dayanıklılık: Uzun ömür, gaz türbini dizayn parametrelerinden önemli bir tanesidir. Burada uzun ömürden kasıt verilen bir zaman diliminde gaz türbininin güç üretimine devam edebilme kabiliyetidir. Dayanıklılık ise kapsamlı bakım (overhol) periyoduna kadar geçen zaman dilimidir. Bir gaz türbininin uzun ömür tanımını formülize etmek istersek;

$$U.Ö = (P - S - F)/P \quad (1)$$

$P$  = Zaman dilimi, saat bazında ki bu saatler bir yıl olarak tahmin edilir ve bir yılda 8760 saate tekabül etmektedir.

$S$  = Planlanan bakım süresi için belirlenmiş zaman gecikmesi

$F$  = Onarımdan kaynaklanan zorunlu ya da planlanmamış gecikmeler

Dayanıklılığı tanımlamak istersek:  $R = (P - F)/P$  olmaktadır. (2)

Gaz türbinlerinde dayanıklılık, kullanılan yakıt tipine, uygulanan bakım tutum programlarına, çalışma modlarına, kontrol sistemi ve yanma sıcaklığı gibi parametrelere bağlıdır. Gaz türbini dizaynında uzun ömür ve yüksek dayanıklılığı elde etmede göz önüne alınacak önemli parametreleri; kanat ve şaft gerilmeleri, kanat yükleri, materyal uygunluğu, yardımcı sistemler ve kontrol sistemleri şeklinde sıralayabiliriz.

3-Servis ve bakım yeteneği: Servis ve bakım kolaylığı gaz türbini dizaynının önemli bölümlerinden birini oluşturmaktadır. Servis beceri ve yeteneği egzoz sıcaklığını görüntüleme ve kontrol etme, şaft titreşim testlerini icra etme ve surge olaylarını kontrol ve gözlemlene gibi yapılan genel kontrollerdeki uygunluk becerisi şeklinde tanımlanabilmektedir. Bunun yanı sıra dizaynda, sıcak bölümlerin gözle kontrolünün yapılması maksadıyla boroskop testi için uygun kısımların belirlenmesi de önemli faktörlerden biridir.

4-Kolay montaj ve işçilik: Kolay montaj ve işçilik bir başka dizayn parametresidir. Gaz türbinleri satış öncesi fabrikada test edilir ve yine burada paketlenerek kuruluma hazırlanır.

5-Çevresel kabullere uygunluk: Gaz türbini dizaynında çevre dikkat edilmesi gereken kritik bir husustur. Gaz türbinlerinin çevreye olan etkileri yasal sınırlar içerisinde olma zorunlulukları dizaynerleri bu konuda dikkatli olmaya itmektedir. Yanma odaları bu konuda en çok dikkat çeken öğeler olmaktadır ve yanma odasında duman ve azot oksit ( $NO_x$ ) üretimi



düşük olmalıdır. Yüksek sıcaklık gaz türbinleri azot oksit ( $NO_x$ ) emisyonunu arttırmaktadır. Bu emisyonu karşı, yanma odasında çevrime su veya buhar enjekte edilerek mücadele edilmeye çalışılmaktadır ve bu konuda kuru düşük azot oksit ( $NO_x$ ) emisyonlu yanma odaları geliştirilmeye çalışılmaktadır.

6-Yardımcı sistemler ile kontrol sistemi arasındaki uyumluluk: Yardımcı sistemler ve kontrol sistemleri dizayn edilirken çok dikkatli olunmalıdır. Yağlama yağı sistemi yardımcı sistemlerin en kritik olanlarından biridir, sistemin geri beslemesi hata kabul etmeyecek derecede iyi olmalıdır. Günümüzde gelişmiş gaz türbinleri dijital kontrol ile on-line izleme sisteminin çok iyi entegre edilmiş halidir.

7-Servis işçiliğinde ve yakıt kullanımında kolaylık: Servis işçiliğinde ve yakıt kullanımı esnek bir kriter olup türbin sistemlerinin gücünü arttırmaktadır fakat tüm uygulamalarda zorunlu bir uygulama değildir. (Giampaolo, Meherwan-2006)

## **2.2 Gaz Türbinlerinin Sınıflandırılması**

Gaz türbinleri, çeşit özellikleri bakımından aşağıda belirtildiği şekilde sıralanabilir: (Çetinkaya-1999)

1. Isının verilişi bakımından;
  - a. Sabit hacim gaz türbinleri
  - b. Sabit basınç gaz türbinleri
2. Çevrimin türüne göre;
  - a. Açık sistem gaz türbinleri
  - b. Kapalı sistem gaz türbinleri
  - c. Birleşik sistem gaz türbinleri
3. Mekanik düzenleri bakımından;
  - a. Tek şaftlı gaz türbinleri
  - b. İki veya daha çok şaftlı gaz türbinleri
  - c. Ayrı güç türbinli (ara ısıtıcı yok, çalışma esnekliği) gaz türbinleri
  - d. Seri akışlı gaz türbinleri
  - e. Paralel akışlı gaz türbinleri
4. Kullanılan elemanlara göre;
  - a. Basit gaz türbinleri
  - b. Rejeneratörlü gaz türbinleri
  - c. Ara soğutuculu türbinleri
  - d. Ara ısıtıcılı gaz türbinleri
  - e. Kompleks (ara soğutucu, rejeneratör, ara ısıtıcı birlikte)

5. Kullanım alanlarına göre;
  - a. Sabit tesis gaz türbinleri
  - b. Endüstriyel gaz türbinleri
  - c. Jeneratör gaz türbinleri
  - d. Pompa gaz türbinleri
  - e. Taşıt gaz türbinleri
    1. Otomotiv gaz türbinleri
    2. Lokomotif gaz türbinleri
    3. Denizcilik gaz türbinleri
    4. Havacılık gaz türbinleri
      - a. Ram jetler
      - b. Pulse jetler
      - c. Turbo jetler
      - d. Turboşaftlar
      - e. Türbofanlar
      - f. Türbopropeller

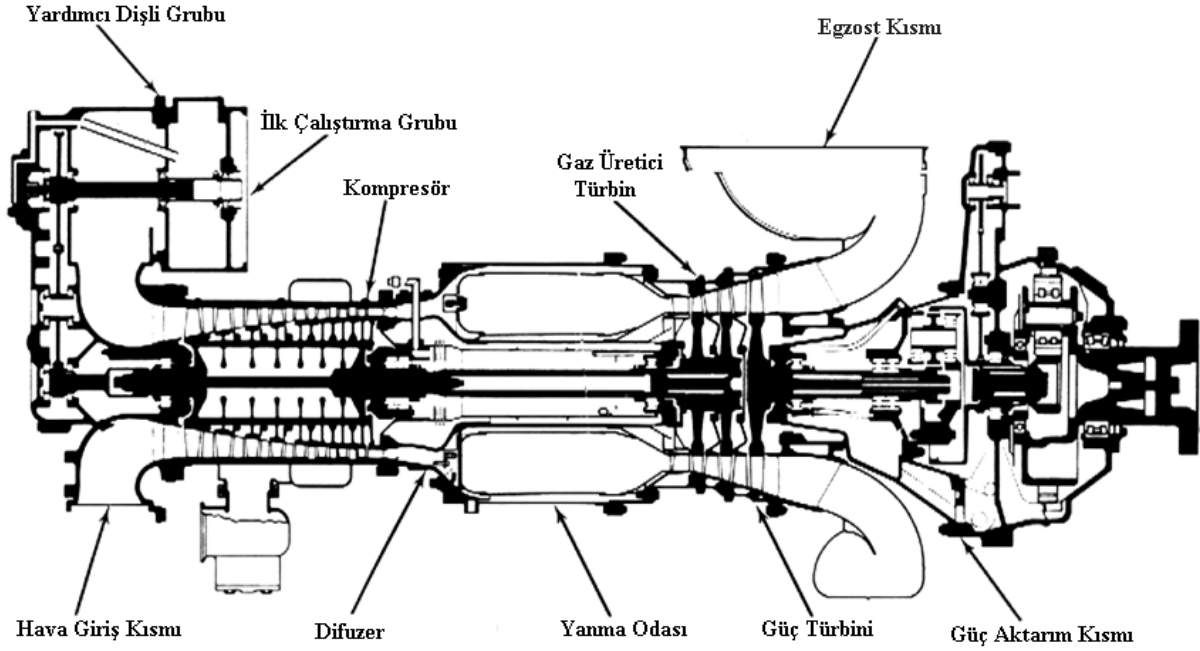
### **2.3 Örnek Bir Gaz Türbininin Tanıtımı**

Bu kısımda amaç, başlıca gaz türbini üreticilerinden olan Solar firmasının endüstride elektrik üretiminde kullanılan 1000 Beygir gücündeki T-1000 S modelini, örnek bir gaz türbini olarak tanıtarak bu tür uygulamaların anlaşılabilirliğini arttırmak açısından fayda sağlamaktır.

Bu gaz türbininin üzerinde bulunan çeşitli parçalar; başa, arkaya, sol ve sağa olmak üzere 4 tarafa yerleştirilmiştir. Bu yönler gaz türbininin egzoz tarafında durup hava girişine doğru bakılarak tarif edilmişlerdir. Hava giriş kısmı gaz türbininin baş tarafı olarak kabul edilecektir. Solar T-1000 S gaz türbini altı esas kısımdan meydana gelmiştir. Bu kısımlar ve dönen parçalar aynı eksen etrafında yerleştirilmişlerdir. Bu esas kısımlar baştan arakaya doğru aşağıda belirtildiği şekilde sıralanmaktadır:

- 1- Hava giriş kısmı
- 2- Kompresör
- 3- Yanma odası
- 4- Gaz üretici türbin
- 5- Güç türbini
- 6- Güç aktarım kısmı

Yukarıda belirtilen bu 6 esas eleman, gaz türbini donanımları kısmında daha detaylı olarak anlatılacaktır. Yukarıda bahsi geçen gaz türbinini oluşturan 6 esas eleman aşağıda Şekil-2.3' te gösterilmiştir. (Peterson Builders, Inc-1967)

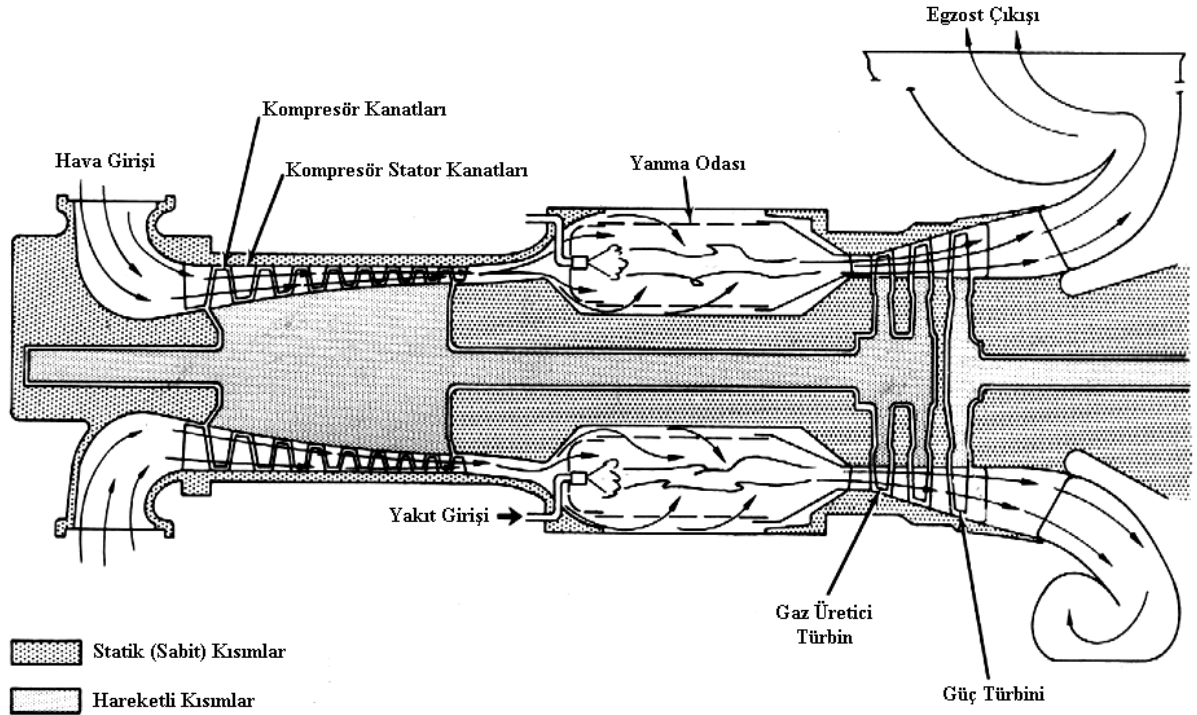


Şekil-2.3 Solar T-1000 S modeli gaz türbini (Peterson Builders, Inc-1967)

### 2.3.1 Çalışma Prensibi

Yukarıda tanıtımı yapılan gaz türbininin çalışma prensibini incelemek gaz türbini tanımı ve tanıtımı anlatımının zihinlerde daha kolay yer edinmesini sağlayacaktır.

Gaz türbini kompresör kısmında devamlı sıkıştırılmış hava akışı, yanma odasında devamlı yanma ile türbin kısmından devamlı bir güç üretir. Atmosfer havası, kompresör tarafından, kompresörün marş motorunun hareketi ve daha sonra yanmanın başlaması ile türbin kısmının hareketi ile emilir. Kompresör havayı 6,5/1 oranında bir basınca sıkıştırır. Sonra difüzör kompresörden gelen havayı yanma odasına sevk eder. Yanma odası içerisinde yakıt basınçla püskürtülür. İlk çalıştırma esnasında bu yakıtı ateşlemek için bir buji yerleştirilmiş olup, yüksek voltaj ile çalışmaktadır. Yeteri derecede hava ve yakıt akışı olduğu müddetçe yanma odasında sürekli yanma mevcuttur. Gaz türbini deniz seviyesinde ve 80 °F (26.7 °C) ortam sıcaklığında nominal hızında çalışırken, kompresöre yaklaşık olarak dakikada 10500 ft-küp hava girmektedir. Çalışma prensibi ve hava akışı aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. (Peterson Builders, Inc-1967)



Şekil-2.4 Gaz türbini çalışma prensibi ve türbindeki hava akışı (Peterson Builders, Inc-1967)

Yanma odasında genişleyen gazlar, türbin kısmından geçerken kanatlara çarparak gaz üretici türbinini ve güç türbinini tahrik ederler. Gaz üretici türbininin şaftı kompresör kısmını tahrik etmek için gerekli gücü verir. Güç türbininin şaftındaki güç ise şanzuman vasıtasıyla yüke verilir. Türbinden çıkan egzoz gazları bir egzoz kollektörü tarafından toplanır. Egzoz kollektörü dakikada yaklaşık olarak 25200 ft-küp (normal çalışmada en fazla 850 °F (454 °C) sıcaklıkta) egzozu atmosfere atar.

Bu gaz türbini maksimum 22300 rpm ile çalışmakta ve güç aktarım kısmında ise bu devir 2 kademede 1800 devire düşürülerek maksimum devirde 380 volt 5000 amper DC elektrik akımı üretmektedir. (Peterson Builders, Inc-1967)

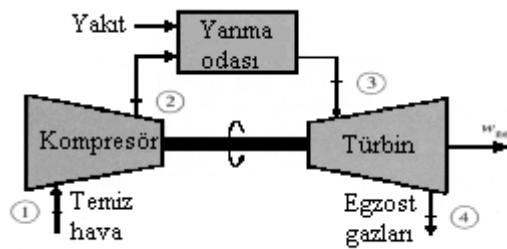
### 3. GAZ TÜRBİNLERİNİN TERMODİNAMİKSEL İNCELEMESİ

Gaz türbinleri, güç üreten bir makine olduğu için birçok güç üreten makinede olduğu gibi, bir termodinamiksel çevrime dayanır. Gaz türbinleri çevrimlerini teorik ve gerçek çevrimler olarak ikiye ayırmamız mümkündür. Gaz türbinlerinin teorik çevrimi, başlangıçta bir pistonlu motor çevrimi olan Brayton çevrimidir. Bununla birlikte, verim değerlendirmesinde referans olarak alınan diğer başlıca çevrimler, Stirling ve Ericsson çevrimleridir. Gerçek gaz türbini çevrimi ile teorik çevrimler arasındaki farklar aşağıda belirtilmiştir.

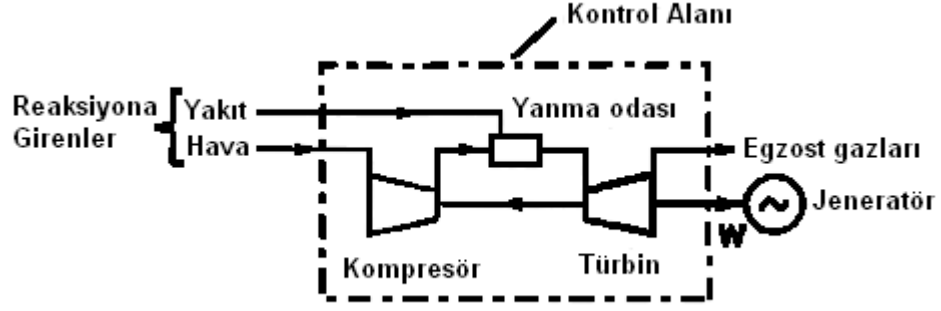
#### 3.1 Teorik ve İdeal Çevrimlerin İncelenmesi

##### 3.1.1 Brayton çevrimi

Temel gaz türbini çevrimine baktığımızda karşımıza Boston (A.B.D.)' lu mühendis olan *George Brayton*' un 1870' li yıllarda ortaya attığı çevrimi karşımıza çıkar. Brayton çevrimi, genel olarak gaz türbinlerinde kullanılan, periyodik bir prosesdir. Diğer içten yanmalı güç çevrimleri gibi açık bir sistem olmasına rağmen; termodinamik analiz için egzoz gazlarının içeri alınıp tekrar kullanıldığı farz edilir ve kapalı bir sistem gibi analize uygun hale gelir. Aynı zamanda *Joule* çevrimi olarak da bilinir. 'Bugün ise Brayton çevriminin kullanımı, sıkıştırma ve genişlemenin aksel kompresörler ve türbinlerde olduğu gaz türbinleriyle sınırlıdır ve günümüz gaz türbinlerinin teorik çevrimi olarak kullanılmaktadır. *Brayton* çevrimi iki adet izentropik (kompresörde) ve iki adet sabit basınçlı (türbinde) hal değişiminden oluşur ve gaz türbinleri genellikle aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi açık çevrimde çalışırlar'. (Çengel-1996)



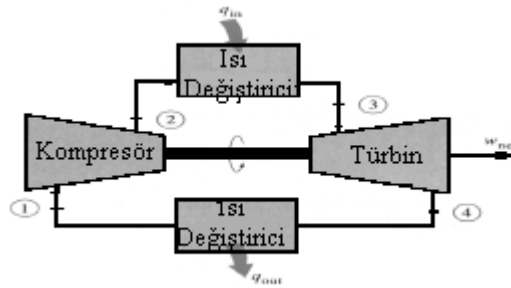
Şekil-3.1 Açık çevrim (Çengel-1996)



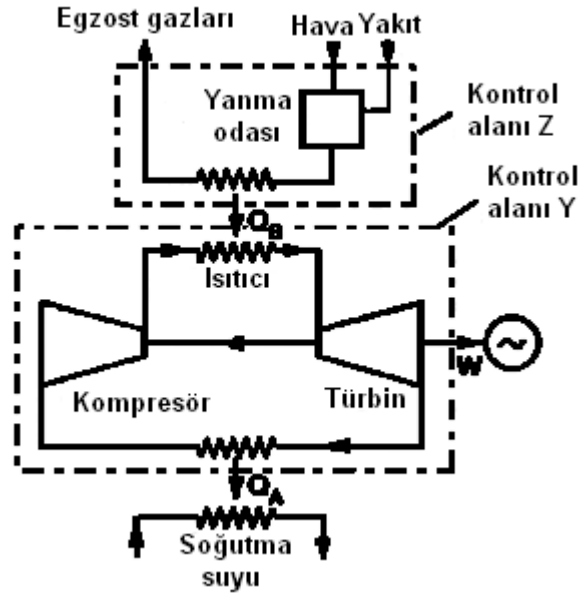
Şekil-3.2 Açık çevrim gaz türbini uygulaması (Horlock-2003)

Açık çevrimden kasıt, çevre koşullarındaki hava, kompresör tarafından sıkıştırılır, basıncı ve sıcaklığı artar. Yüksek basınçlı hava daha sonra, yakıtın sabit basınçta yakıldığı yanma odasına girer. Yanma sonunda oluşan yüksek sıcaklıktaki gazlar türbinde çevre basınca genişlerken türbin kanatlarını çevirerek iş yapar. Türbinden çıkan egzoz gazları tekrardan çevrime girmeyecek şekilde atmosfere atılır. Çalışma maddesinin kütleli debisi çevrim boyunca değişmemektedir.

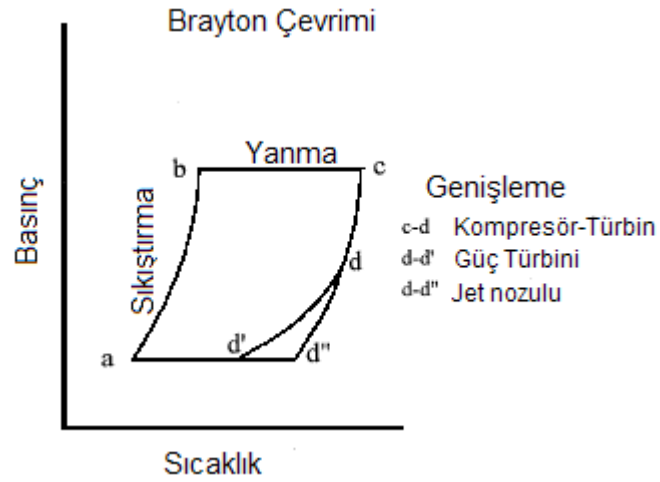
‘Yukarıda açıklanan gaz türbini çevrimi, hava standardı kabulleri uygulanarak aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi kapalı bir çevrim olarak da düşünülebilir. Kapalı çevrimde sıkıştırma ve genişleme işlemleri değişmemektedir. Yanma işleminin yerini çevrime sabit basınçta ısı geçişi, egzoz işleminin yerini ise çevreye sabit basınçta ısı verilmesi almaktadır. Aracı akışkanın kapalı bir çevrimde dolaştığı ideal çevrim Brayton çevrimi olarak adlandırılır.’ (Çengel-1996)



Şekil-3.3 Kapalı çevrim (Çengel-1996)



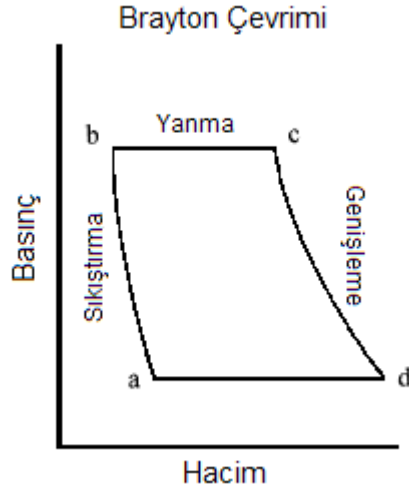
Şekil-3.4 Kapalı çevrim gaz türbini uygulaması (Horlock-2003)



Şekil-3.5 Çevrim basınç-sıcaklık ilişkisi (Giampaolo-2006)

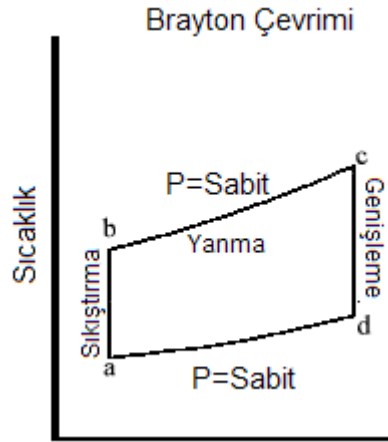
Şekil-3.5’ de Brayton çevriminin basınç-sıcaklık ilişkisi görülmektedir.

Şekil-3.6'te Brayton çevriminin basınç-hacim ilişkisi görülmektedir.



Şekil-3.6 Çevrim basınç hacim ilişkisi (Giampaolo-2006)

Şekil-3.7'de Sıcaklık-entropi ilişkisi görülmektedir.



Şekil-3.7 Çevrim sıcaklık-entropi ilişkisi (Giampaolo-2006)

- a-b Kompresör de izantropik sıkıştırma
- b-c Sisteme sabit basınçta ( $P=\text{sabit}$ ) ısı geçişi
- c-d Türbinde izantropik genişleme
- d-a Çevreye sabit basınçta ( $P=\text{sabit}$ ) ısı geçişi

Gaz türbinleri sürekli akışlı makineler olduklarından termodinamiksel incelemesi en iyi birince yasa ile yapılabilir ve Brayton çevriminin dört hal değişiminin de sürekli akışlı



sistemlerde olduğu göz önüne alınırsa, her birinin sürekli akışlı açık sistem olarak çözümlenmesi daha faydalı olacaktır. (Giampaolo-2006)

Birinci yasa denklemini yazacak olursak;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(\Delta h + \Delta ke + \Delta pe) \quad (1)$$

$\Delta h$ =entalpi değişimi

$\Delta ke$ =kinetik enerji değişimi

$\Delta pe$ =potansiyel enerji değişimi

$\dot{m}$  = kütle debisi

$\dot{Q}$  = ısı geçişi

$\dot{W}$  = iş

Birçok gaz türbini uygulamasında kinetik ve potansiyel enerji değişimleri denklemlerde çok küçük değerler verdiğinden ötürü kinetik ve potansiyel enerji değişimi ihmal edilebilir. Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edildiği zaman sürekli akışlı açık sistem için birinci yasa;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \text{ olur. Birim kütle için ise } q - w = h_c - h_g' \text{ dir.} \quad (2)$$

Özgül ısılarında oda sıcaklığında sabit kaldığı kabul edilirse sisteme ve sistemden ısı geçişi aşağıdaki gibi yazılabilir. (Çengel-1996)

$$q_g = h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2) \quad q_c = h_4 - h_1 = C_p(T_4 - T_1) \quad (3)$$

### 3.1.1.1 Çevrimin ısı verimi

Bu denklemler kullanılarak Brayton çevriminin verimini bulabiliriz:

$$n_{th,Brayton} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_c}{q_g} = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (4)$$

veya kompresörde yapılan iş;

$$W_k = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \quad (5)$$

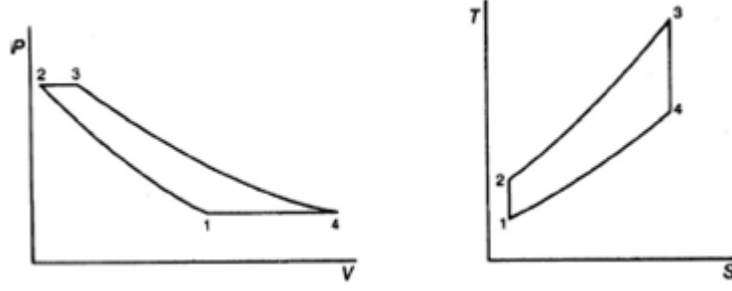
Türbinde yapılan iş;

$$W_t = (\dot{m}_h + \dot{m}_y)(h_3 - h_4) \quad \dot{m}_h = \text{hava kütlesi, } \dot{m}_y = \text{yakıt kütlesi} \quad (6)$$

Toplam elde edilen iş;

$$W_{\text{çevrim}} = W_t - W_k \text{ olur. Aşağıda Brayton çevrimini bir kez daha hatırlarsak} \quad (7)$$

yukarıdaki denklemlerin daha rahat kavranmasını sağlamış oluruz. (Meherwan-2006)



Şekil-3.8 Brayton çevrimi (Meherwan-2006)

Eğer sisteme ısı ilavesi olursa ısı geçişi;

$$Q_{2,3} = (\dot{m}_h + \dot{m}_y) (h_3) - \dot{m}_h h_2 \text{ olur.} \quad (8)$$

Böylece Brayton çevriminin ısı verimi;

$$\eta_{th,Brayton} = \frac{W_{\text{çevrim}}}{Q_{2,3}} \text{ olur.} \quad (9)$$

ya da 1-2 ve 3-4 hal değişimlerinin izentropik ve  $P_2 = P_3, P_4 = P_1$  olduğu not edilirse

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4} \text{ olur. Bu bağıntılar, ısı verim için yazılan} \quad (10)$$

denkleme yerine konursa,

$$\eta_{th,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \text{ elde edilir.} \quad (11)$$

Burada  $r_p$  basınç oranıdır ve değeri  $r_p = \frac{P_2}{P_1}$  dir.  $k$ :özgül ısıların oranıdır. (12)

(11) numaralı denklem bize soğuk hava standardı kabulleri altında ideal Brayton çevriminin ısı veriminin, gaz türbininin basınç oranına ve aracı akışkanın özgül ısılarının oranına bağlı olduğunu göstermektedir. Isıl verim bu iki parametre ile doğru orantılı olarak artmaktadır, gerçek gaz türbinlerinde olan da budur. (Meherwan-2006)

### 3.1.1.2 Gaz türbinini oluşturan elemanların çevrimdeki verimleri

Gaz türbinini oluşturan elemanların verimini tek tek incelemenin amacı ve bize olan faydası gaz türbininde oluşan problemlerin bulunması ve çözümlemesinde bize yardımcı olmasıdır. Ayrıca elemanların verimlerini bulmak gaz türbini optimum basınç oranını bulmamızda da bize yardımcı olur.

#### 3.1.1.2.1 Kompresör verimi ve gerekli beygir gücü

Kompresör verimi  $\eta_{k,2}$  kompresör basınç oranı ile doğru, kompresör çıkış sıcaklığı ile ters orantılıdır. Bu tanım aşağıdaki denklemde gösterilmektedir.

$$\eta_k = \frac{r_k^\sigma - 1}{\frac{T_\zeta}{T_g} - 1} \quad (13)$$

Yukarıdaki denklemde;  $\sigma = \frac{k-1}{k}$

$$r_k = \text{Kompresör basınç oranı, } \frac{P_\zeta}{P_g} \quad k = \text{Özgül ısıların oranı, } \frac{C_p}{C_v}$$

$$P_\zeta = \text{Kompresör toplam çıkış basıncı, kPa} \quad T_\zeta = \text{Kompresör çıkış sıcaklığı}$$

$$P_g = \text{Kompresör toplam giriş basıncı, kPa} \quad T_g = \text{kompresör giriş sıcaklığı}$$

Gerekli kompresör beygir gücü tanımı; kompresörün havayı sıkıştırırken ve yanma odasına verirken ihtiyaç duyduğu güçtür ve aşağıda belirtildiği şekilde ifade edilmiştir. (Giampaolo-2006)

$$BG_k = \frac{J}{550} W_a C_p \frac{T_g}{\eta_k} \left[ \left( \frac{P_\zeta}{P_g} \right)^\sigma - 1 \right] = \frac{J}{550} W_a C_p \Delta T \quad (14)$$

$W_a$  = Kompresöre giren hava akışıdır.

### 3.1.1.2.2 Türbin verimi ve üretilen türbin beygir gücü

Türbin verimini izlemek ve trendlerini takip etmek, türbin ünitesinin sağlıklı çalışması hakkında bize en doğru bilgiyi vermektedir. (Giampaolo-2006)

$$\eta_t = \frac{1 - \frac{T_{egzost}}{T_{türbingiriş}}}{1 - r_t^s} \quad (15)$$

$$T_{egzost} = \text{Türbin toplam çıkış sıcaklığı} \quad T_{türbingiriş} = \text{Türbin toplam giriş sıcaklığı}$$

$$r_t = \text{Türbin toplam giriş basıncı/Türbin toplam çıkış basıncı}$$

$\frac{1}{r_k} = r_t$  olduğundan türbin verimini aşağıdaki gibi yazabiliriz.,

$$\eta_t = \frac{1 - \frac{T_{egzost}}{T_{türbingiriş}}}{1 - \left( \frac{1}{r_k} \right)^\sigma} \quad (16)$$

Türbinin ürettiği toplam güce üretilen türbin beygir gücü adı verilir ve tek şaftlı gaz türbinlerinde kompresörü çevirmede de kullanılır. Güç türbininin ayrı olduğu modellerde üretilen bu güç kompresörün kullandığı güç ile kayıpların toplamına eşittir.

$$BG_t = \frac{J}{550} W_g c_p \eta_t T_g \left[ 1 - \left( \frac{P_\zeta}{P_g} \right)^\sigma \right] = \frac{J}{550} W_g c_p T_g \left[ 1 - \frac{T_\zeta}{T_g} \right] \quad (17)$$

Burada

$W_g$  = Türbine giren gaz akışı       $c_p$  = Sabit basınçtaki özgül ısı

$\eta_t$  = Gaz üretici türbinin adyabatik verimi       $P_\zeta$  = Gaz üretici türbin toplam çıkış basıncı

$P_g$  = Gaz üretici türbin toplam giriş basıncı       $T_\zeta$  = Gaz üretici türbin toplam çıkış sıcaklığı

$T_g$  = Türbin toplam giriş sıcaklığı

### 3.1.1.2.3 Güç türbini verimi ve güç üretimi

Genelde çift şaftlı türbinler için geçerlidir. Bu tip türbinlerde güç türbini ayrı bir şaft ile tahrik edilen sistem veya cihaza bağlıdır. Faydalı işin üretilip tahrik ünitesini hareketlendirmede kullanılan, gücün üretildiği bu kısımda verimde yaşanan düşmelerin başlıca sebepleri türbin materyelinin aşınmalardan dolayı özelliğini kaybetmesi, korozyon veya yabancı maddelerin verdiği zararlardan kaynaklanmaktadır.

$$\eta_{güçtürbini} = \frac{1 - \frac{T_\zeta}{T_g}}{1 - \left( \frac{P_T}{P_g} \right)^\sigma} \quad (18)$$

$T_g$  = Güç türbini giriş toplam sıcaklığı       $T_\zeta$  = Güç türbini toplam çıkış sıcaklığı

$P_T$  = Toplam atmosferik basınç

Not: Basit ve tek çevrimli gaz türbinleri uygulamalarında  $P_T$ , kombine çevrimli gaz türbinleri uygulamalarında  $P_\zeta$  alınır.

Güç türbininde üretilip tahrik sistemine verilen güç aşağıda verilmiştir.

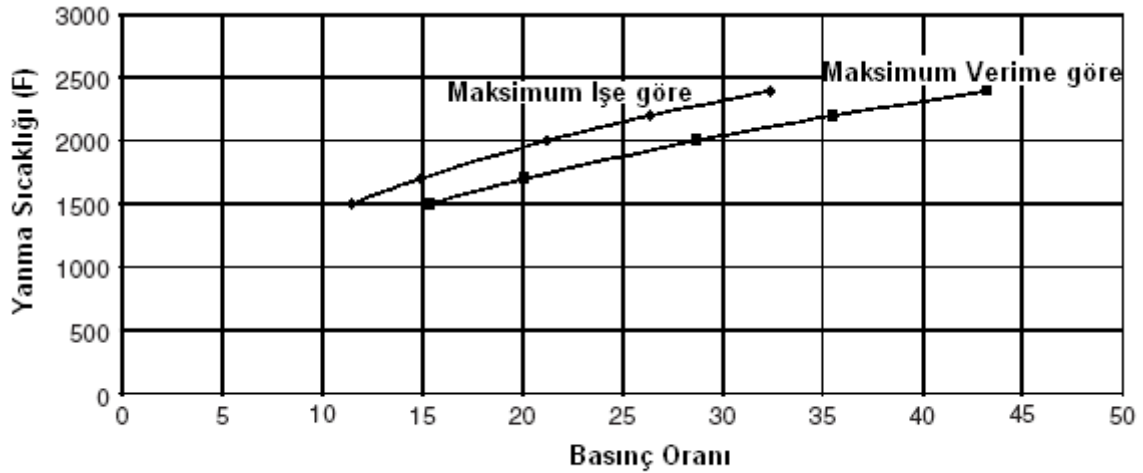
$$BG_{güçtürbini} = \frac{J}{550} W_g c_p T_g \eta_{güçtürbini} \left[ 1 - \left( \frac{P_T}{P_g} \right)^\sigma \right] \quad (19)$$

Yukarıda gaz türbinini oluşturan ana elemanların verimlerini ve güç üretimlerini veren bağıntılar yazıldıktan sonra ısıl verim, türbin giriş sıcaklığı, toplam basınç oranı ve toplam elde edilen iş arasında genel bir bağıntı yazmamız mümkündür. Çevrimin maksimum toplam ısıl verimi için aşağıdaki bağıntı sabit giriş sıcaklıklarında, kompresör ve türbin verimlerinde en uygun (optimum) basınç oranını vermektedir. (Giampaolo-2006)

$$\eta_{p_{optimum}} = \left[ \frac{1}{T_1 T_3 \eta_1 - T_1 T_3 + T_1^2} \right]^{\frac{k}{k-1}} \left[ \frac{T_1 T_3 \eta_t}{\sqrt{\left( \eta_1 T_3 \eta_t - T_1 T_3 + T_1^2 \right) \left( \eta_3^2 \eta_k \eta_t - T_1 T_3 \eta_k \eta_t + T_1 T_3 \eta_t \right)}} \right] \quad (20)$$

Yukarıdaki denklem, türbin ve kompresördeki kayıplar ihmal edildiğinde yani türbin ve kompresör verimleri  $\eta_k = \eta_t = 1$  olduğunda;

$$\eta_{p_{optimum}} = \left( \frac{T_1 T_3}{T_1^2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \text{ olur.} \quad (21)$$



Şekil-3.9 Çevrim basınç oranı-yanma sıcaklığı ilişkisi (Meherwan-2006)

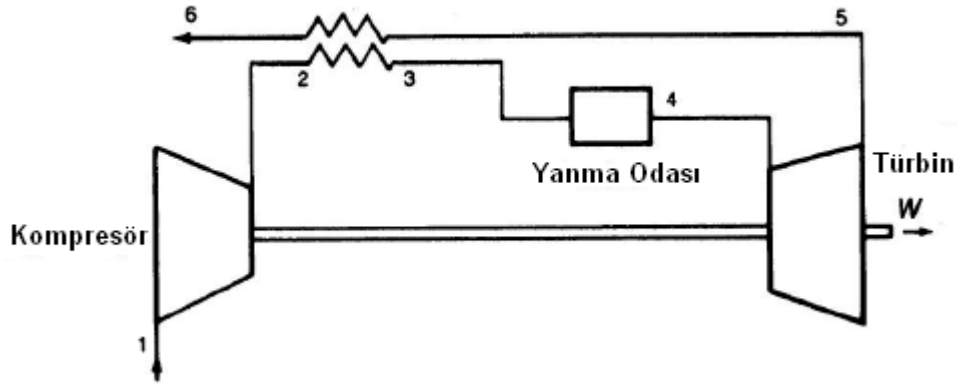
(Çeşitli yanma sıcaklıkları ile maksimum iş ve ısıl verime dayalı basınç oranlarına ait örnek bir diyagram. Bu diyagramda kompresör verimi %87 ve türbin verimi %92 olarak alınmıştır.)

Yukarıdaki diyagram bize gaz türbinine giren 1 kg'lık havaya karşılık maksimum ısı veriminde veya işte en uygun (optimum) basınç oranını vermektedir. Aynı yanma sıcaklıklarında maksimum işin optimum basınç oranının maksimum ısı veriminin basınç oranından düşük olduğu görülmektedir. (Meherwan-2006)

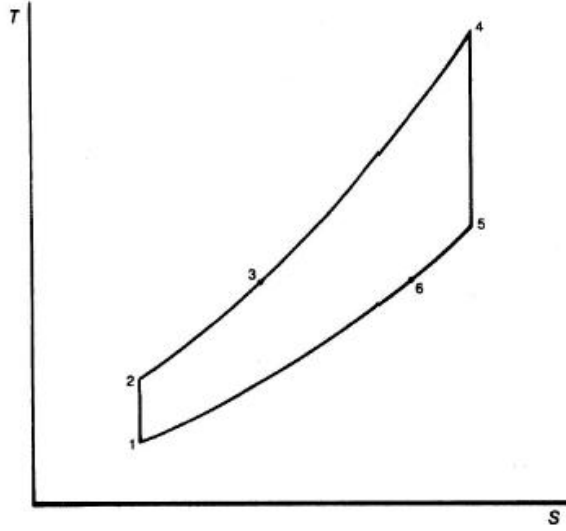
### 3.1.2 İdeal rejeneratörlü Brayton çevrimi

Basit gaz türbini çevriminde türbin çıkış sıcaklığı kompresör çıkış sıcaklığından kayda değer derecede yüksektir. Günümüzde fosil yakıt rezervlerinin azaldığı ve maliyetinin artması nedeniyle rejeneratörlü çevrimler göze çarpmaktadırlar.

Gaz türbinlerinde yakıt tüketimini düşürmek amacıyla türbinden çıkan sıcak gazların kompresörden çıkan havayı ısıtarak kullanılması işlemine **rejeneratör etkisi** adı verilmektedir. Brayton çevriminin ısı verimi rejeneratör kullanımıyla artar, çünkü çevrimde yanma sonu gazlarıyla çevreye verilen ısının bir bölümü yanma odasına giren havayı ısıtmak için kullanılır. Çevrimdeki bu olay aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. (Meherwan-2006)



Şekil-3.10 Rejeneratörlü ideal çevrim (Meherwan-2006)



Şekil-3.11 Rejeneratörlü çevrimin sıcaklık entropi değişimi (Meherwan-2006)

Rejeneratör ancak türbin sıcaklığı, kompresör çıkış sıcaklığından büyük olduğu zaman yarar sağlamaktadır aksi takdirde ısı geçişi havadan yanma sonu gazlarına olacak ve verim azalacaktır. Bu durum çok yüksek basınç oranlarında çalışan gaz türbinlerinde ortaya çıkar. Rejeneratördeki en yüksek sıcaklık, türbinden çıkan ve rejeneratöre giren yanma sonu gazların sıcaklığı  $T_4$  olmaktadır. Uygulamada hava rejeneratörden daha düşük bir sıcaklıkta,  $T_5$  sıcaklığında çıkar. Rejeneratörlü Brayton çevrimi bağlantıları Şekil-3.10 ve Şekil-3.11' e bağlı olarak aşağıda verilmiştir.

$$q_{rej,gerçek} = h_5 - h_2 \quad (22)$$

$$q_{rej,maks} = h_4 - h_2 \quad (23)$$

Rejeneratör etkinliği  $\varepsilon$ , bu denklemler kullanılarak aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\varepsilon = \frac{q_{rej,gerçek}}{q_{rej,maks}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \quad (24)$$

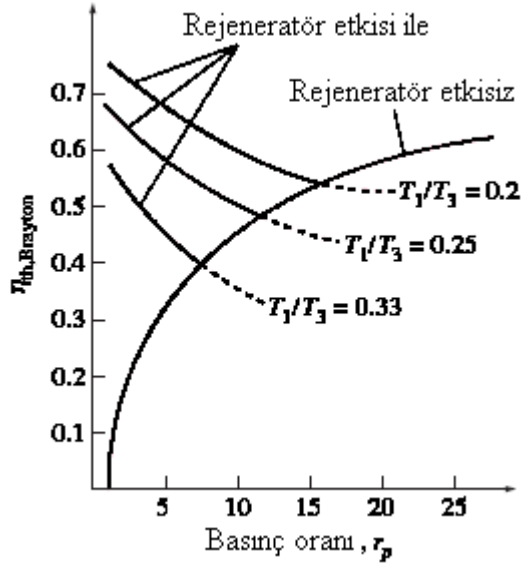
Oda sıcaklığında sabit özgül ısılar alındığında:

$$\varepsilon \cong \frac{T_5 - T_4}{T_4 - T_2} \quad (25)$$

Rejeneratörlü ideal Brayton çevriminin ısı verimi aşağıdaki gibi çeşitli şekillerde gösterilebilir.

$$\eta_{rej} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right) (r_p)^{(k-1)/k} \quad (26)$$

Rejeneratörlü ideal Brayton çevriminin ısı verimi, (26) numaralı denklemden de görülebileceği üzere çevrimin en düşük sıcaklığının en yüksek sıcaklığına oranıyla çevrimin basınç oranına bağlıdır. (Çengel-1996)



Şekil-3.12 Basınç oranı ile verime olan rejeneratör etkisi (Çengel-1996)

Şekil-3.12’de görüldüğü üzere rejeneratörlü ideal Brayton çevriminin ısı verimi, çevrimin en düşük sıcaklığının en yüksek sıcaklığına oranıyla çevrimin basınç oranına bağlıdır.

Çevrimin ısı verimini başka ifadeyle gösterimi aşağıda verilmiştir.

$$\eta_{rej} = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2} \quad (27)$$

Rejeneratörlü sistemin toplam ve ayrıntılı verimini yazmak istersek:

$$\eta_{T,rej} = \frac{(T_4 - T_5) - (T_2 - T_1)}{(T_4 - T_3)} \quad (28)$$

Rejeneratörlü çevrimde iki çeşit ısı değiştirici kullanılmaktadır. Kompresörden çıkan yüksek basınçlı hava, rejeneratör veya rekuperatör adı verilen ters akışlı bir ısı değiştiricisinde türbinden çıkan sıcak yanma sonu gazlarıyla ısıtılabilir.

### 3.1.3 İdeal ara soğutmalı, ısıtmalı, rejeneratörlü Brayton çevrimi

‘Bir gaz türbini çevriminin net işini bulmak için, kompresör işi türbin işinden çıkarılır. Bu nedenle net işin artması türbin işinin artması veya kompresör işinin azaltılmasıyla gerçekleştirilebilir.’ (Çengel-1996)

$$W_{çevrim} = W_{türbin} - W_{kompresör} \quad (29)$$

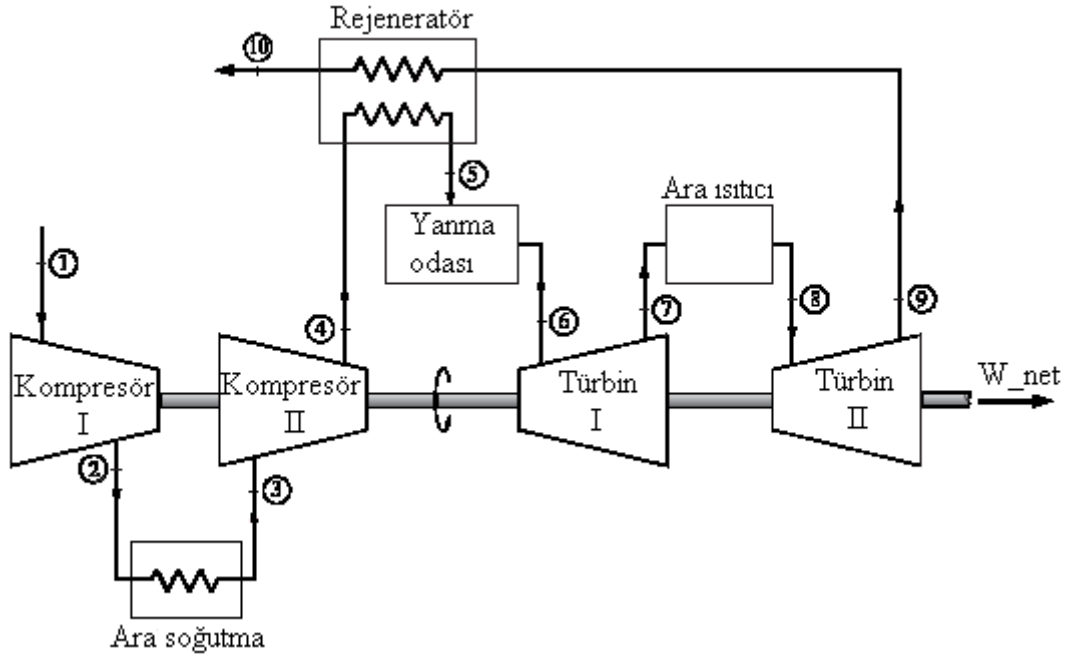
Bir gaz türbinin çıkış gücünü arttırmak mümkün olmakla birlikte bu işlem ara soğutma ve ısıtma işlemleri ile gerçekleştirilebilir.

Gaz türbinlerinde kompresörün ihtiyaç duyduğu işi azaltmak maksadıyla ve emiş havasını soğutmayı sağlamak amacıyla multi-kademe kompresörler kullanılabilir. Buradan kasıt bir gazı sıkıştırmak için gerekli iş, sıkıştırma işlemini kademelerde yaparak ve

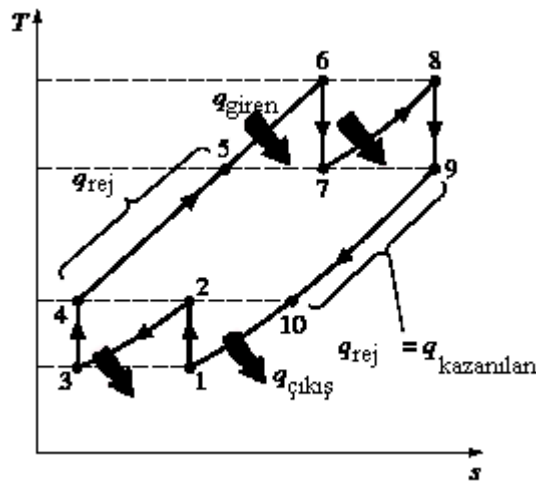


kademeler arasında gazda soğutma yaparak azaltılabilir. Bu işleme ara soğutma adı verilmektedir. İleriki bölümlerde gerçek çevrim konusunda ara soğutma, ara ısıtma ve rejenerasyon konularına ayrı ayrı değinilecektir.

Benzer şekilde belirli basınç aralığında çalışan bir türbinin yaptığı iş, genişlemeyi kademelerde yaparak ve kademeler arasında gazda ısıtma yaparak artırılabilir. Bu işleme ara ısıtma adı verilir. Ara soğutmalı, ara ısıtmalı ve rejeneratörlü, iki kademeli ideal gaz türbini çevriminin çizimi ve T-s diyagramı aşağıda verilmiştir.



Şekil-3.13 Ara soğutma-ısıtmalı, rejeneratörlü çevrim (Çengel-1996)

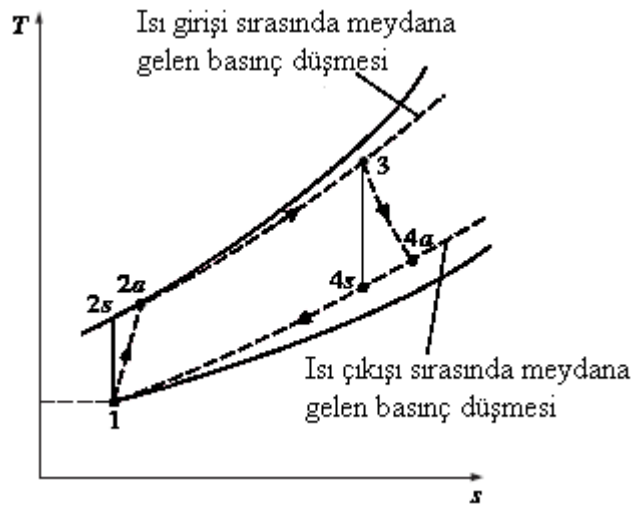


Şekil-3.14 Ara soğutma-ısıtmalı, rejeneratörlü çevrim sıcaklık entropi diyagramı (Çengel-1996)

Daha çok kademenin teorik olarak gaz türbininin verimini arttırmasına karşın, gaz türbinin dizaynı karmaşıklaşmakta ve işlemlerin tersinmezliği nedeniyle olan kayıplar artmaktadır. Bu tür bir çevrimde, atmosferik hava, bağımsız kompresör kademelerinde sıkıştırılır (1) ve kademeler arasında bulunan soğutucular tarafından soğutulur. (2-3) İzentropik sıkıştırma işlemi izotermale yaklaşmaktadır. (4) Yüksek bir basınca sıkıştırılan hava, birinci yanma odasına girerek, maksimum çevrim sıcaklığına kadar ısıtılır. (5) Birinci türbinde genişleyen çalışma maddesi, (7) yine sabit basınçta ve maksimum sıcaklığa kadar olmak üzere ikinci yanma odasında ısıtılır, (8) ikinci türbinde genişleyerek atmosfere atılırlar. (9-10) (Çengel-1996)

### 3.2 Gerçek Gaz Türbini Çevriminin İdeal Çevrimden Farklılığı

‘Gerçek gaz türbini çevrimi ideal Brayton çevriminden bazı bakımlardan farklılıklar gösterir. Bunlardan biri ısı geçişlerinden az da olsa meydana gelen basınç kayıplarıdır. İkinci olarak, sürtünme ve sanki dengeli olmayan hal değişimlerinden kaynaklanan tersinmezlikten dolayı kompresör işi daha çok, türbin işi daha az olur. Gerçek türbinin ve kompresörün çalışmasıyla izantropik genişleme ve sıkıştırma arasında bir ilişki, türbin ve kompresör için adyabatik verim tanımlarından yararlanarak kurulabilir. Bu ilişki, kompresör ve türbin ısı verimleri olarak aşağıdaki şekilde ve formüllerde gösterilmiştir.’ (Çengel-1996)



Şekil-3.15 Gerçek ile ideal çevrim sıcaklık-entropi diyagramı (Çengel-1996)

Şekil-3.15’de görülen gerçek gaz türbini çevriminin ideal Brayton çevriminden sapması aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\eta_{komp} = \frac{w_s}{w_a} \cong \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_2} \quad (30)$$

$$\eta_{t\ddot{u}rbin} = \frac{w_a}{w_s} \cong \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (31)$$

Gerçek çevrimler ile ideal çevrimler arasındaki farkları daha detaylı olarak incelemek istersek; aşağıdaki nedenlerden dolayı gerçek çevrimler, ideal çevrimlerden farklıdır:

a. Turbo makinelerde akışkan hızları yüksek olduğu için her bir elemanın giriş ve çıkışı arasında kinetik enerjideki değişme ihmal edilemez. Yine aynı neden ile sürtünme, türbülans, cidardan ayrılma, şok, vs. den doğan kayıplar olduğu için türbin ve kompresördeki genişleme ve sıkıştırma izantropik değildir. Giriş ve çıkış arasında bir entropi artması olur. Bunun neticesi olarak da çıkış sıcaklıkları izantropik hale karşılık gelenden yüksektir. Bu sıcaklığın artma miktarı ise türbinin veya kompresörün izantropik verimine bağlıdır.

b. Akışkanın sürtünmesinden dolayı yanma odalarında ısı-değiştirgeçlerinde, giriş ve çıkış kanallarında basınç kayıpları meydana gelir. Ayrıca çeşitli elemanları bağlayan kanallarda da, parazit kayıpları diyebileceğimiz basınç kayıpları vardır. Bunlar genellikle eleman kayıpları içinde göz önüne alınır.

c. Isı değiştirgeçlerinde (reküparatör, ara soğutucu) ısı iletimi hiçbir zaman tam değildir; soğuk taraftaki sıcaklık artması, sıcak taraftaki sıcaklık azalmasına eşit değildir. Örneğin kompresörde sıkıştırılmış hava, hiçbir zaman türbinden çıkan gazların sıcaklığına kadar ısıtılamaz.

d. Çevrimden elde edilen faydalı işin bir kısmı da yataklarda, kompresör ile türbin arasındaki kavramalarda, yağ pompası, yakıt pompası gibi yardımcı elemanların tahrikinde kullanılır.

e. Kompresörde sıkıştırılan havanın bir kısmı türbin diski, lüle ve kanatlarını ve elemanlarda kullanılan çeşitli yatakları soğutmada kullanılır. Örneğin, termik santrallerde toplam debinin %1-2'si bu iş için harcanır. Diğer taraftan yanma odasında 0,01-0,02 yakıt/hava oranında yakıt ilave edildiğinden yanma odası giriş ve çıkışı arasında da bir debi artması olur. Normal çevrim hesaplarında kompresördeki bu kayıp ile yanma odasındaki kazancın birbirini dengelediği kabul edilir ve hesaplar türbin ve kompresörde akışkan debisi eşit kabul edilerek yapılır. Çok yüksek türbin giriş sıcaklıklarında çalışan, modern uçak gaz türbinlerinde soğutma amacı ile kanatlarda bulunan soğutma kanallarına çok miktarda hava göndermek gerekir. Bu durumda, yapılan bu kabul, son imal hesapları için geçersiz olur.

f. Kullanılan akışkanın termodinamik özellikleri ( $C_p$ ,  $k$ ), çevrim boyunca sıcaklıkla ve kimyasal bileşimin değişmesine neden olan yanma ile değişir. Bunun dışında giriş havasındaki nem miktarının değişmesi de  $C_p$  ve  $k$  nın değişmesine neden olur. Havada bulunan toz parçacıklarının da etkisi vardır ve bu etkiyi hesaplamak çok zordur. Yapılan

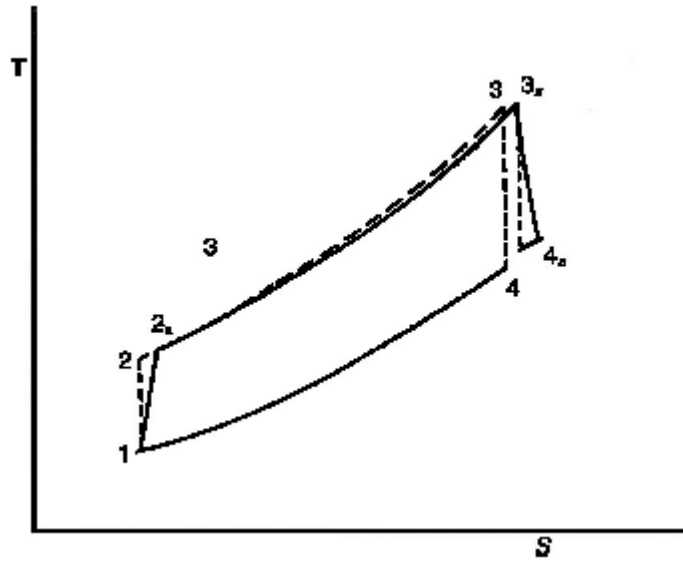
deneylere göre tozlu bir ortamda kısa bir süre çalışan aksel bir kompresörün izantropik veriminde % 2 mertebesinde bir azalma görülmüştür.

g. Yanma odasındaki yanma hiçbir zaman tam değildir. Bundan dolayı çevrim verimi hesabında yanma veriminin de göz önüne alınması gerekir. İçten yanma nedeniyle; türbinden geçen çalışma maddesi miktarı, kompresörden geçen hava miktarından, püskürtülen yakıt miktarı kadar daha fazladır. Ayrıca, kompresörden geçen havanın % 1-2 kadarı, türbin disk ve kanatçıkları soğutmak üzere sızdırılmaktadır. Gaz türbinlerinin toplam hava/yakıt oranları genelde 100/1 ile 50/1 arasındadır. (Çetinkaya-1999)

### 3.3 Gerçek Gaz Türbini Çevrimlerinin İncelenmesi

#### 3.3.1 Basit tek şaftlı gerçek çevrim

Basit Brayton çevrimine dayalı gerçek çevrim günümüz gaz türbinlerinde geniş bir ortak kullanım alanına sahiptir. Şekil-3.16'de bu çevrimin T-s diyagramı verilmiş olup çevrimdeki kompresör ve türbinde meydana gelen verim kayıpları ile yanma odasında meydana gelen basınç kayıpları görülmektedir.



Şekil-3.16 Gerçek Basit Brayton Çevriminin T-s Diyagramı (Meherwan-2006)

Kompresör ve türbinin gerçek çevrim termodinamiksel bağıntıları aşağıda verilmiştir.

Kompresör gerçek işi;

$$W_{komp,gerçek} = \dot{m}_{hava} (h_2 - h_1) / \eta_{komp} \quad (32)$$

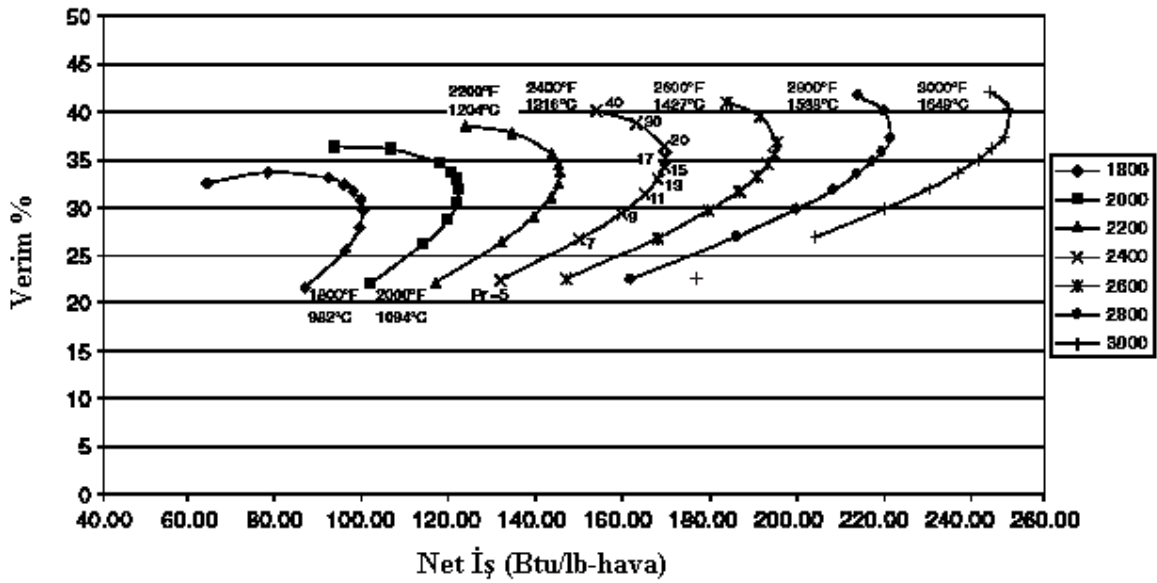
Türbin gerçek işi;

$$W_{türbin,gerçek} = (\dot{m}_{hava} + \dot{m}_{yakıt})(h_{3a} - h_4)\eta_{türbin} \quad (33)$$

Toplam gerçek net iş;

$$W_{Toplam,gerçek} = W_{türbin,gerçek} - W_{komp,gerçek} \quad (34)$$

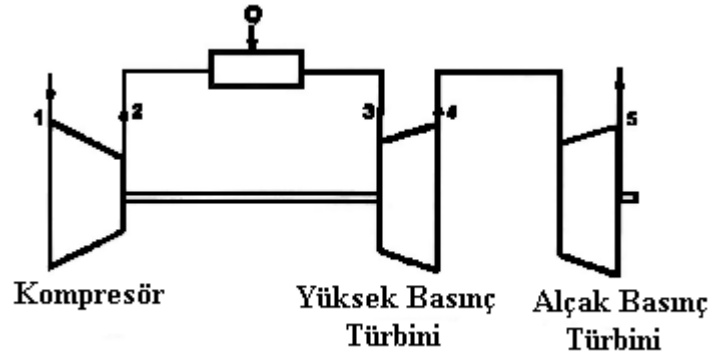
Bu çevrimi incelediğimizde türbin giriş sıcaklığını arttırdığımız ısı veriminde buna bağlı olarak arttığı görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığı için optimum sıkıştırma oranına baktığımızda bunun 15.1:1 de 816 °C ve 43:1 sıkıştırma oranında giriş sıcaklığının 1316 °C olduğu yapılan deneylerde görülmüştür. Maksimum iş için sıkıştırma oranına baktığımızda 11.5:1 ile 35:1 oranlarının aynı sıcaklıklara tekabül ettiği görülmüştür. (Meherwan-2006)



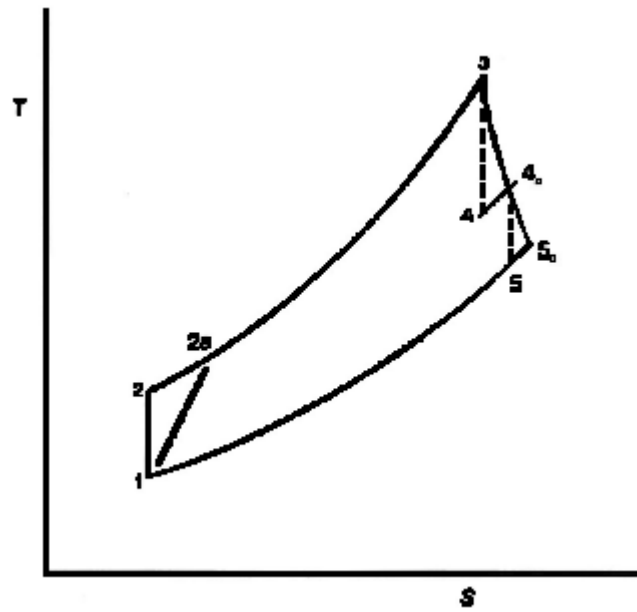
Şekil-3.17 Tek shaft gerçek çevrimli gaz türbininin performansı (Meherwan-2006)

### 3.3.2 Çift shaftlı basit gerçek çevrimli gaz türbinleri

Çift shaftlı gerçek çevrimli gaz türbinleri yüksek tork ve yüksek yük ihtiyacını karşılamak üzere kullanılırlar. Bu tip gaz türbinlerinde ilk türbin yalnızca kompresörü çevirmek, ikinci türbin ise güç ihtiyacını karşılamakta kullanılır. Şekil-3.18'de çift shaftlı gerçek çevrimli gaz türbinini devre şeması, Şekil-3.19' da da çevrimin T-s diyagramı gösterilmektedir.



Şekil-3.18 Çift şaftlı gerçek çevrimli gaz türbini (Meherwan-2006)



Şekil-3.19 Çift şaftlı gerçek çevrimli gaz türbinin T-s diyagramı (Meherwan-2006)

Çevrim ile ilgili termodinamiksel bağıntılar aşağıda verilmiştir.

$$h_{4a} = h_3 - W_{komp,a} \quad (35)$$

$$h_4 = h_3 - \left( \frac{W_{komp,a}}{\eta_{türbin}} \right) \quad (36)$$

Çıkış gücü ise;

$$W_{T,a} = (\dot{m}_{hava} + \dot{m}_{yakıt})(h_{4a} - h_5)\eta_{türbin} \quad (37)$$

Çift şaftlı türbinlerde birinci şaft kompresörü çalıştırarak kompresör için gerekli işi sağlar. İkinci şaftın olduğu türbin ise güç üretimini yaparak gerekli çıkış işini sağlar. İki şaft tamamiyle farklı devirlerde çalışabilirler. Çift şaft kullanımının avantajı düşük devirle yüksek torkun elde edilmesidir. (Meherwan-2006)

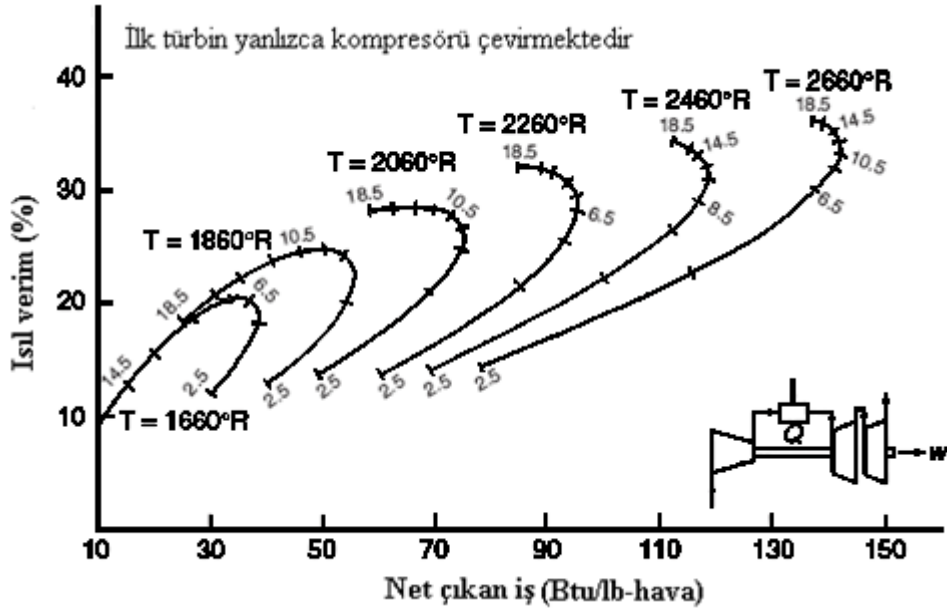
### 3.3.3 Rejeneratörlü gerçek çevrim

Gerçek çevrimde de ideal çevrimde olduğu gibi kompresörden çıkan hava güç türbini çıkış egzoz gazları ısıtılarak ısıl verimin artırılması hedeflenir. Rejeneratörlü gerçek çevrim için termodinamiksel bağıntılar:

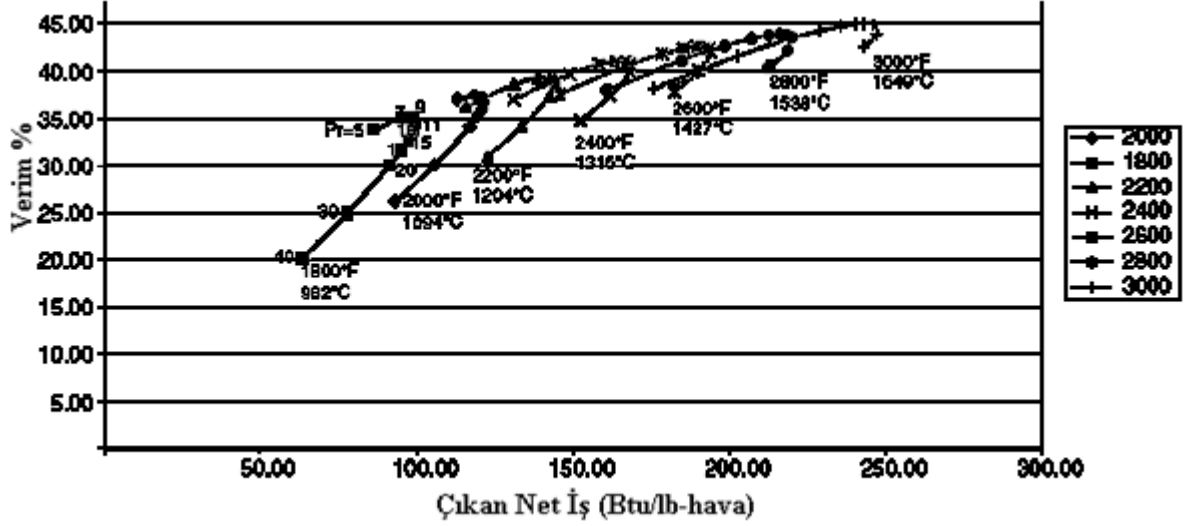
$$T_3 = T_{2a} + \eta_{rej}(T_5 - T_{2a}) \quad (38)$$

Burada  $T_{2a}$  gerçek çevrimde kompresör çıkış sıcaklığıdır. Diğer bağıntılar çift şaftlı gerçek çevrim ile aynıdır. Rejeneratör yanma odasına giren havanın sıcaklığını artırırken hava-yakıt oranını düşürmekte ve ısıl verimi arttırmaktadır.

Rejeneratörlü çevrimin ısıl verimi basit çevrimden % 40 daha fazladır. Şekil-3.20' de çift şaftlı bir gaz türbininde sıkıştırma ve türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak ısıl verimin değişimi görülmektedir. (Meherwan-2006)



Şekil-3.20 Çift kompresörlü rejeneratörlü gerçek bir çevrimde basınç oranına ve türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak ısıl verimin değişimi (Meherwan-2006)



Şekil-3.21 Çift şaftlı gerçek çevrimli rejeneratörlü gaz türbini performansı (Meherwan-2006)

Çift şaftlı rejeneratörlü gerçek çevrim, çift şaftlı gerçek çevrim ile hemen hemen aynıdır. Daha öncede değinildiği gibi yüksek tork düşük devir talebini karşılamaktadır. Isıl verimleri hemen hemen aynıdır. Şekil-3.21' de bahse konu çevrimin sıkıştırma oranına ve türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak performans eğrileri verilmiştir.

### 3.3.4 Ara soğutmalı basit gerçek çevrim

Kompresörün ihtiyaç duyduğu iş miktarını azaltmak ve net çıkış işini arttırmak maksadıyla kullanılır. Soğutma işlemi kompresörler arasında yapılır. Bu çevrimdeki termodinamiksel kabuller şu şekildedir:

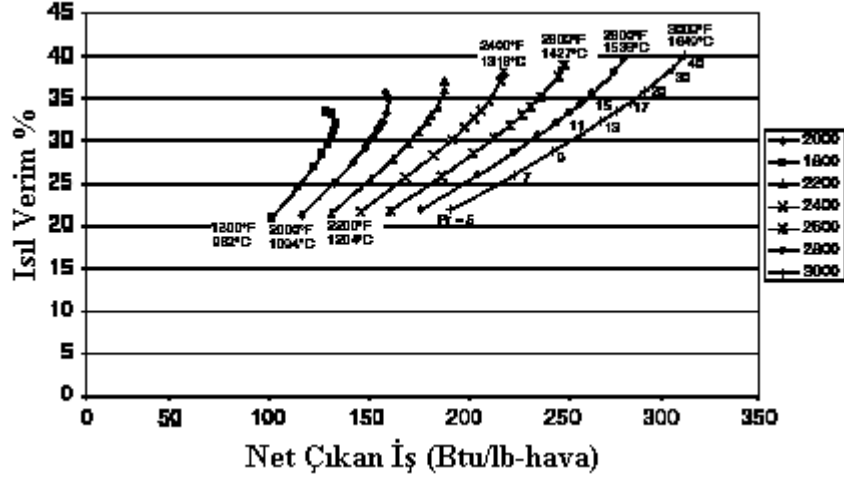
- 1- Kompresör ara kademe sıcaklıkları kompresör giriş sıcaklığına eşittir.
- 2- Kompresör ısıl verimleri eşittir.
- 3- Her iki kompresörde de sıkıştırma oranları eşittir ve  $\sqrt{P_2/P_1}$  'ye eşittir.

Kompresörün ihtiyaç duyduğu işi azaltma işlemi birinci kademe kompresörden çıkan havanın ikinci kademe kompresörde veya onu takip eden kademelerdeki kompresörlerde aynı sıkıştırma oranında havanın ilk giriş sıcaklığına ve kompresör sıcaklığına eşit olacak şekilde soğutulması ile yapılır. Kompresör işi bu soğutmadan sonra aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

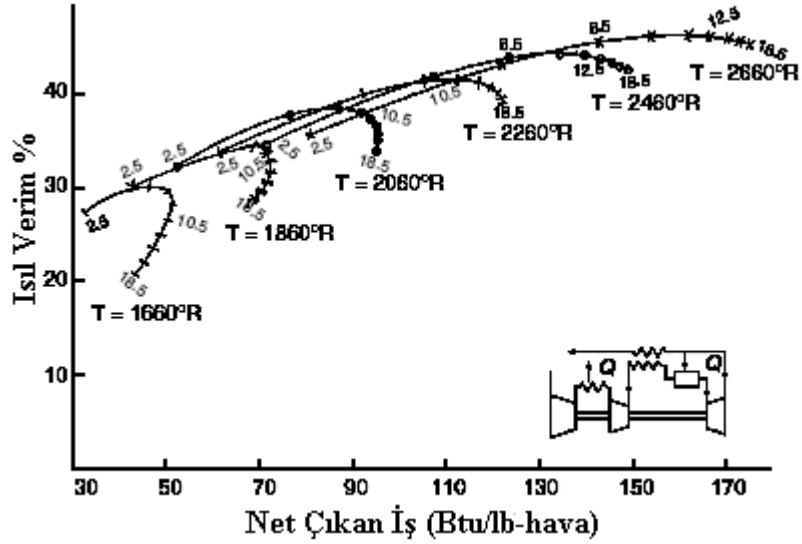
$$W_{komp} = (h_a - h_1) + (h_c - h_1) \quad (39)$$

Bu çevrim normal gerçek çevrime göre % 30'luk bir artış sağlar fakat ortalama verim de az bir miktarda düşüğe neden olur. Bu ilişki Şekil-3.22'de gösterilmiştir. (Giampaolo, Meherwan-2006)





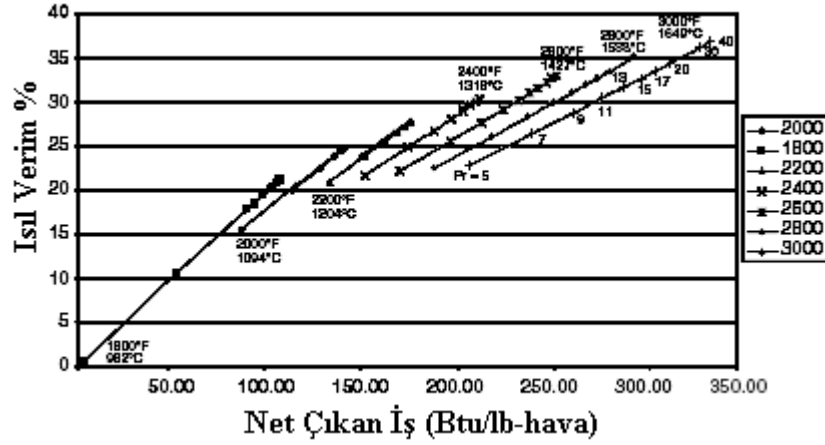
Şekil-3.22 Ara soğutmalı gaz türbinin performans diyagramı (Meherwan-2006)



Şekil-3.23 Ara soğutmalı ve rejeneratörlü gerçek çevrimin çift şaftlı gaz türbininde sıkıştırma ve türbin giriş sıcaklığına göre performans diyagramı (Meherwan-2006)

### 3.3.5 Ara ısıtmalı gerçek çevrim

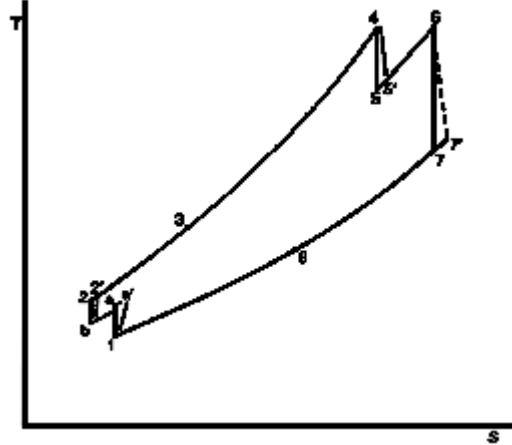
Çift şaftlı gaz türbinlerinde rejeneratör kullanımı ısıl verimi arttırmakta fakat işe herhangi bir katkısı olmamaktadır. Bu durumu ortadan kaldırmak üzere ara ısıtmalı çevrim konsepti geliştirilmiştir. Ara ısıtmalı çevrimde iki kademeli türbin ve bu her bir türbin kademesinden öncede yanma odası kullanılmıştır. Bu çevrimdeki kabul, yüksek basınç türbininin (diğer bir deyiş ile gaz üretici türbin) yalnızca kompresörü çevirdiği ve bu türbinden çıkan gazların ara ısıtma ile güç türbinine girmeden önce, yanma odası çıkış sıcaklığına ısıtılması şeklindedir. Bu çevrim çıkış gücünde % 35' lik bir artış, kazanım sağlamaktadır. (Meherwan-2006)



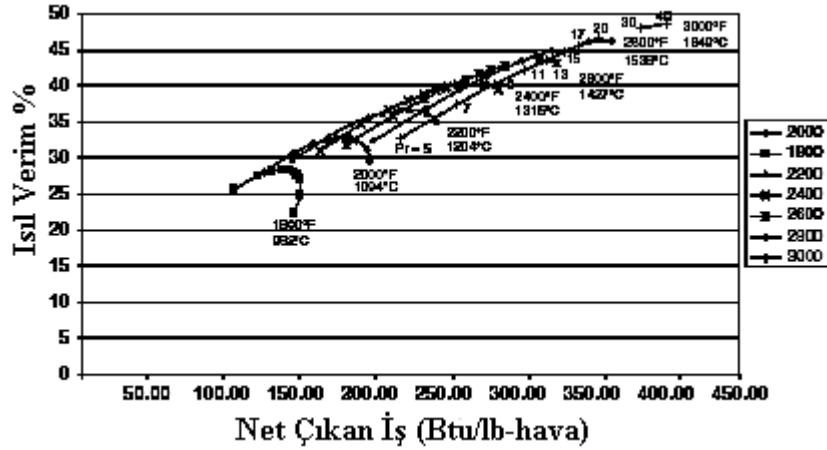
Şekil-3.24 Ara ısıtmalı gaz türbini çevriminin performansı (Meherwan-2006)

### 3.3.6 Ara ısıtmalı soğutmalı rejeneratörlü gerçek çevrim

Bu çevrim maksimum ısıl verim ve çıkış işine ulaşma noktasına çok yakındır. Pratikte tüm çevrimlerin yaklaşmak istediği Carnot çevrimine çok yaklaşan bir çevrimdir. Kompresöre ara soğutmanın yapılarak maksimum ısıl verime ulaşmak için sıkıştırma oranının artırılması Şekil-3.26'da gösterildiği gibi ısıl verimi çok yüksek oranlara taşımaktadır.



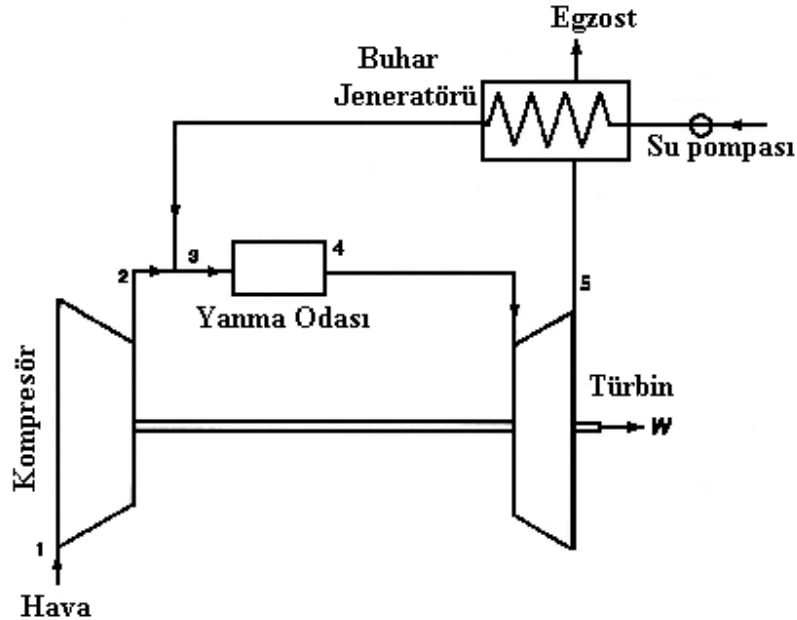
Şekil-3.25 Rejeneratörlü ara ısıtmalı soğutmalı çift shaftlı gerçek çevrimli gaz türbini çevriminin T-s diyagramı (Çengel-1996)



Şekil-3.26 Ara ısıtmalı-soğutmalı rejeneratörlü çevrimin performans diyagramı (Meherwan-2006)

### 3.3.7 Buhar enjekteli gerçek çevrim

Bu çevrim çevre kirliliği ve düşük verim endişelerinin cevabını bize vermektedir. Bu çevrimlerde ise korozyon aşılması gereken büyük bir engel olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu çevrimin konsepti basittir, kompresör çıkış havasına su buharı enjekte edilmekte ve türbine doğru olan kütle akışı Şekil-3.27' de gösterildiği üzere arttırılmaktadır.



Şekil-3.27 Buhar enjekteli gerçek çevrim (Meherwan-2006)

Burada kompresörün ihtiyaç duyduğu işte herhangi bir artma olmamaktadır. Su buharı, kompresör ile türbinden çıkan sıcak gazlar tarafından buhar jeneratöründe suyun buharlaştırılması ile elde edilmekte ve kompresör çıkış havasına enjekte edilmektedir. Tipik

olarak su, onu basan pompaya ve buhar jeneratörüne 14.7 psia (1 Bar) basınç ve 80 °F (26.7 °C) sıcaklıkta girmekte, 60 psia (4 Bar) basınç ve kompresör giriş sıcaklığında çıkarak, kompresör çıkış havasına enjekte edilmektedir. Buhar enjekteli çevrim ozon tabakasına zararlı olan azot oksit ( $NO_x$ ) gazı salımını düşürmekte ve yanma odasında yanmanın bir bölgede yoğunlaşmasını engelleyerek iyi bir yanma olmasını sağlamaktadır. Çevrimde 3 konumunda entalpi ( $h$ )<sub>3</sub> su buharı ve hava karışımından oluşmaktadır. Akıştaki bu durum aşağıdaki bağıntılarda verilmiştir. (Meherwan-2006)

$$h_3 = (\dot{m}_{hava}h_{2a} + \dot{m}_{buhar}h_{3a})/(\dot{m}_{hava} + \dot{m}_{buhar}) \quad (40)$$

Türbine giren entalpi ise;

$$h_4 = ((\dot{m}_{hava} + \dot{m}_{yakıt})h_{4a} + \dot{m}_{buhar}h_{4s})/(\dot{m}_{hava} + \dot{m}_{yakıt} + \dot{m}_{buhar}) \quad (41)$$

Bu çevrim için gerekli yakıt miktarı:

$$\dot{m}_{yakıt} = \frac{h_4 - h_3}{\eta_b(LHV)} \quad (42)$$

Türbinden çıkan entalpi:

$$h_5 = ((\dot{m}_{yakıt} + \dot{m}_{hava})h_{5a} + \dot{m}_{buhar}h_{5s})/(\dot{m}_{hava} + \dot{m}_{yakıt} + \dot{m}_{buhar}) \quad (43)$$

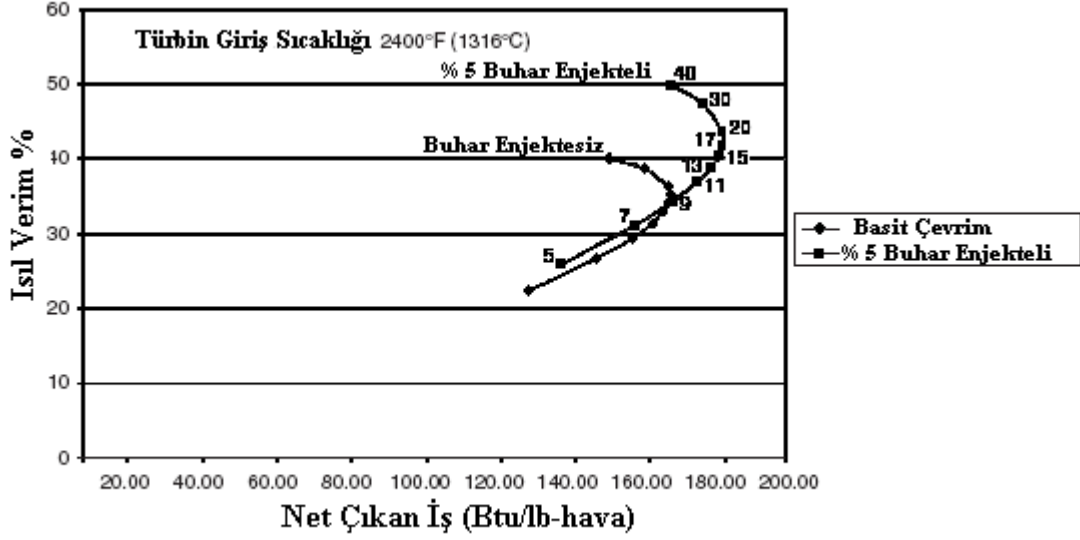
Türbinin toplam yaptığı iş:

$$W_{türbin,toplam} = (\dot{m}_{hava} + \dot{m}_{yakıt} + \dot{m}_{buhar})(h_4 - h_5)\eta_{türbin} \quad (44)$$

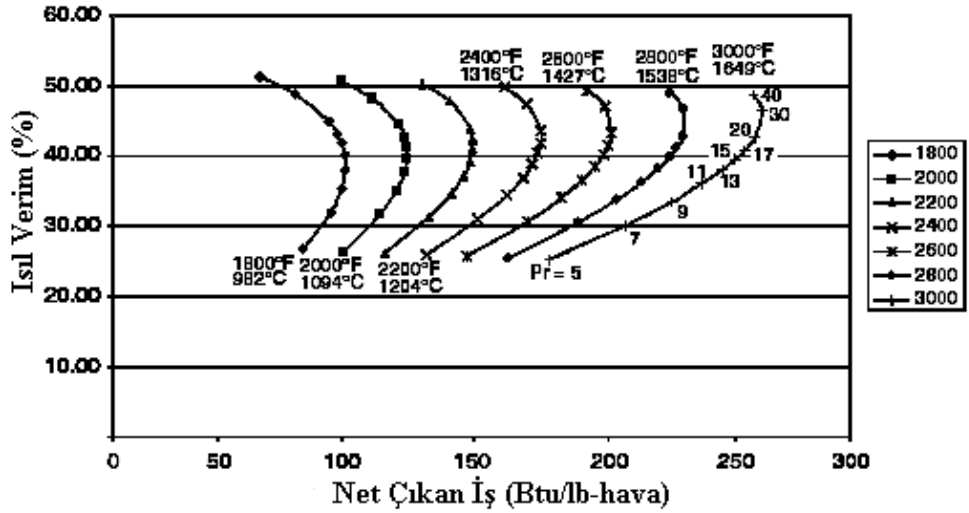
Çevrimin ısı verimi:

$$\eta_{çevrim} = \frac{W_{türbin} - W_{kompresör}}{\dot{m}_{yakıt}(LHV)} \quad (45)$$

Aşağıdaki Şekil-3.28'deki diyagramda basit gerçek çevrim ile % 5 miktarda buhar enjekteli gerçek çevrimin karşılaştırılması yapılmıştır. Türbin giriş sıcaklığı olarak 1316 °C, sıkıştırma oranı olarak 17:1 alındığında türbin çıkış işinde % 8,3 ve ısı veriminde % 19'luk bir artış olduğu görülmüştür.



Şekil-3.28 % 5 Buhar enjekteli ve basit gerçek çevrimin karşılaştırması (Meherwan-2006)



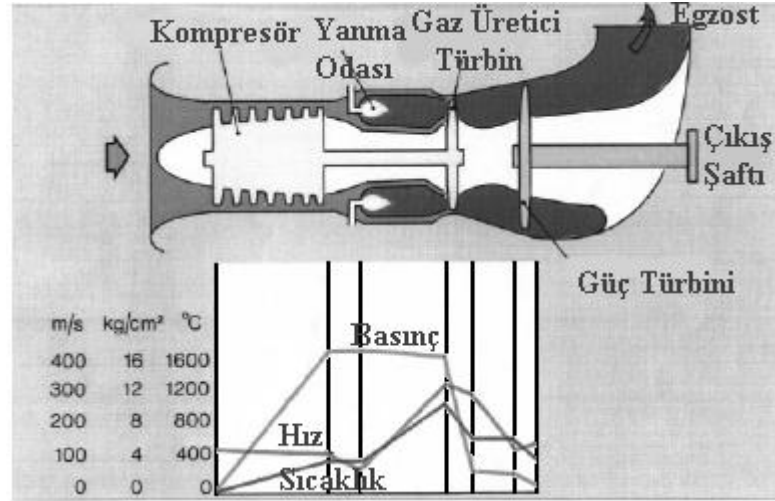
Şekil-3.29 Buhar enjekteli çevrimin türbin giriş sıcaklığına ve sıkıştırma oranına göre performansı (Meherwan-2006)

## 4. GAZ TÜRİNLERİ TEMEL DONANIMLARI VE DONANIMLARIN İNCELENMESİ

Gaz türbini temel ve ana donanımları; kompresör, yanma odası ve türbin olarak üç ana elemana ayrılmaktadır. Bu kısımda gaz türbinini oluşturan ana elemanları detaylı olarak inceleyerek gaz türbininin çalışma şeklinin daha iyi anlaşılmasını sağlamaya çalışacağız. Ayrıca yine Solar T-1000 S örnek modelimiz üzerinde ana elemanları inceleyerek konunun uygulanmış halini gözler önüne sererek pekişmesini sağlayacağız.

### 4.1 Kompresörler

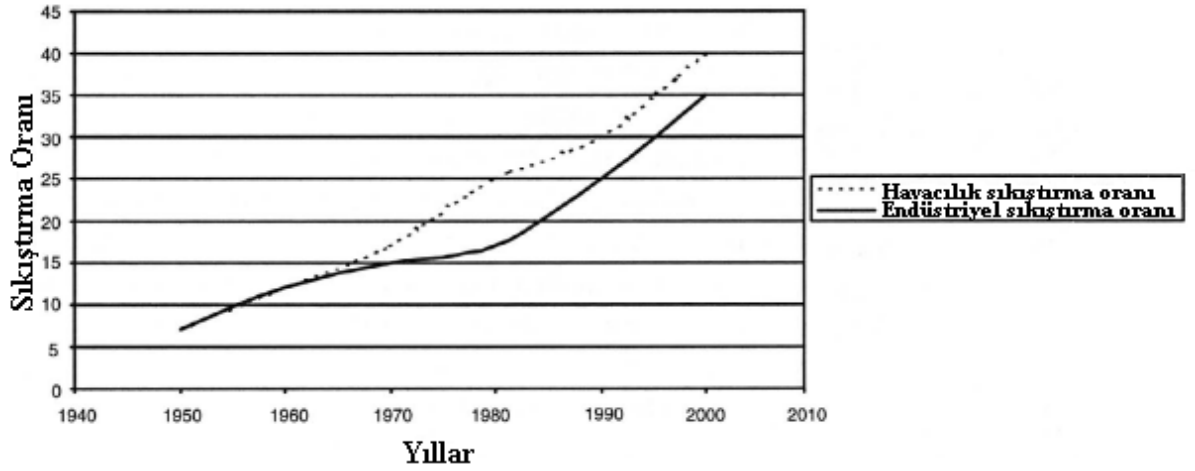
Kompresörleri incelemeye başlamadan önce genel kompresör tanımını yapacak olursak; kompresörü, içinden geçen gaz şeklindeki akışkana çevrim boyunca enerji transfer ederek akışkanın basıncını arttıran alet şeklinde ifade edebiliriz. Gaz türbinlerinde ise kompresörlerin temel görevi, hava giriş kısmından aldığı havayı, türbinde genişleyerek iş yapacak şekilde sıkıştırarak basıncını, hacmini ve sıcaklığını arttırarak, yanmanın meydana geldiği yanma odasına sevk etmek, türbinde kullanıldıktan sonra egzoz kısmından atılmasını sağlamaktır. Bu işlem aşağıdaki şekilde gaz türbininin her bir ana donanımının giren havaya yaptığı etkiyi, havanın sıcaklık, basınç ve hız gibi parametrelerine karşılık gelecek şekilde bize çok iyi ifade etmektedir.



Şekil-4.1.1 Endüstride ve gemi uygulamalarında kullanılan tipik bir gaz türbininde havanın ana elemanlar arasındaki sıcaklık, basınç, hız eğrileri ve değerleri (Giampaolo-2006)

Gaz türbinlerinde kompresör dizaynları genel olarak aksel ve radyal olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Fakat Amerikan hava kuvvetlerinde bazı helikopterlerde aksel ile radyal akışlı kompresörlerin kombinasyonu olan aksel-radyal akışlı kompresörlerde

kullanılmaktadır. Günümüzde aksel akışlı kompresörler 25 kademeye kadar dizayn edilebilmektedirler. Radyal akışlı kompresörler ise bir veya iki impelden oluşan kademeler halinde olmak suretiyle dizayn edilmektedirler. Son kırk yılda kompresör dizaynında önemli ilerlemeler kaydedilmiştir. Bu ilerlemeleri kompresör kanat dizaynı, bu kanatların üretim malzemesindeki ilerlemeler ile kompresör sıkıştırma oranlarının artırılması şeklinde sıralayabiliriz. Örneğin, II. Dünya Savaşı yıllarında kompresörlerdeki sıkıştırma oranı 5:1 iken günümüz endüstriyel gaz türbinlerinde bu oran 30:1 ve hatta havacılıkta kullanılan gaz türbinlerinde ise 40:1 oranına kadar çıkarılmıştır. Havacılıkta kullanılan türbin kompresörlerinde sıkıştırma oranlarında kaydedilen bu ilerlemeler ısıl verimde de % 35' lere varan bir artış sağlamıştır. Bu nedenle havacılıkta kullanılan gaz türbini araştırma ve geliştirme çalışmaları hızlı olmuş, diğer uygulama alanlarındaki gaz türbinlerinin de aynı oranda gelişmesine katkıda bulunmuştur.



Şekil-4.1.2 Yıllara göre havacılık ve endüstriyel gaz türbinlerinde kompresör sıkıştırma oranlarındaki gelişme diyagramı (Meherwan-2006)

Yukarıda gaz türbinleri kompresörlerinden kısaca bahsettikten sonra şimdi daha ayrıntılı olarak aksel akışlı, radyal akışlı ve aksel-radyal akışlı kompresörleri inceleyelim.

#### 4.1.1 Aksel Akışlı Kompresörler

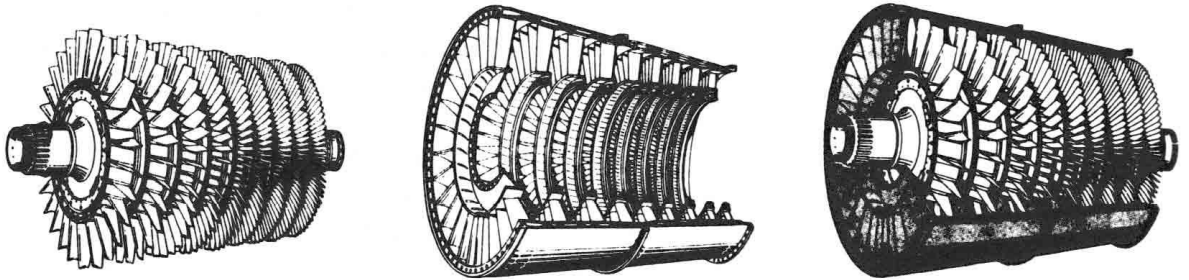
Günümüzde gaz türbinlerinde en çok kullanılan kompresör tipidir. Havacılık ve endüstriyel gaz türbini uygulamalarında yüksek verim ve tek shaft ile daha yüksek sıkıştırma oranları elde etmeleri nedeniyle radyal akışlı kompresörler yerine aksel akışlı kompresörler kullanılmaktadır. Bunun en temel nedeni radyal akışlı kompresörlerde kütle akışının iki düzlemde (aksel-radyal) olması aksel akışlı kompresörlerde ise kütle akışının bir düzlemde (sadece aksel) ve ortalama hızların çok düşük seviyede olmasıdır. Ayrıca yine

birçok gaz türbini uygulamasında 5 MW (mega-watt)' ın üzerinde bir güç elde edilmek isteniyorsa aksenal akışlı kompresörler tercih edilmektedir. Havacılıkta özellikle aksenal akışlı kompresörler, büyük uçakların motorları için, gemilerde ise havacılık gaz türbinlerinden türetilen pervane tahrik gaz türbinlerinde tercih edilmektedirler. Bunun nedeni; ön alanlarının küçük, debilerinin yüksek olması ve işi yapan radyal akışlı kompresörlere göre %3-4 civarlarında daha verimli olmalarıdır.

Eksenal akışlı kompresör tanımını yapacak olursak; aksenal akışlı kompresör, havanın kompresörün dönüş eksenine paralel bir biçimde gaz türbinine girip sıkıştırılarak ve yine aynı şekilde gaz türbinini terk ettiği kompresör biçimidir.

#### 4.1.1.1 Çalışma prensibi

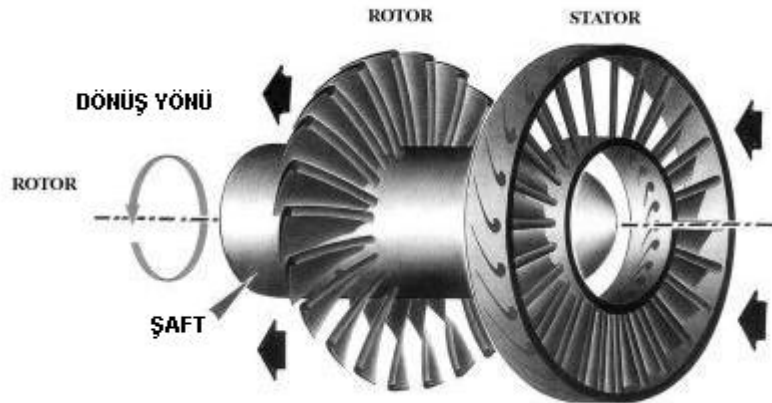
Eksenal akışlı kompresör, çalışma akışkanını önce ivmelendirmekte ve sonrada difüzyon yoluyla basıncını arttırmaktadır. Bu tip kompresörler; kademe adı verilen Şekil 4.1.3 ve Şekil 4.1.4' ten de görülebileceği üzere, birbirine karşıt konumlu, hareketli (rotor) ve sabit (stator) kanatçık dizilerinden oluşmaktadır. Kompresörde bir rotor ve bir stator kanadı bir kademeyi oluşturmaktadır. Şekil 4.1.5' ten de takip edersek, aksenal akışlı kompresörde hareketli kanatçıklar (rotor) havanın kinetik enerjisini ve statik basıncını arttırırken, sabit kanatçıklar arasındaki geçiş aralıkları ise havanın kinetik enerjisini azaltıp, sıcaklık ve basıncını arttıran difüzör gibi görev yapmak üzere tasarlanmaktadır. Difüzyon, çıkış alanının genişletilmesi, kılavuz kanatçıklar kullanılması (IGV) veya her ikisinin birlikte uygulanmasıyla gerçekleştirilebilirse de, genellikle kanatçık kullanımı tercih edilmektedir. Kılavuz kanatçıklar aksenal akışlı kompresörün giriş kısmına monte edilirler ve kompresöre giren havanın basıncını arttırmazlar bunun yerine giren havayı aksenal yöne çevirip, hızını arttırarak uygun giriş açısı ile kompresör rotor kanatlarına çarpmasını sağlamakla görevlidirler. Eksenal akışlı kompresörlerde havanın basıncı kompresör boyunca her bir kademede yavaşça arttırılmaktadır.



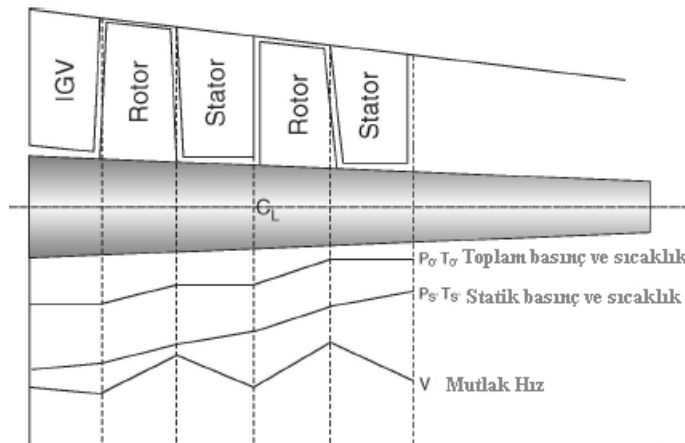
Şekil-4.1.3 Aksenal akışlı kompresör rotor ve statoru (Mattingly-2006)



Gaz türbinlerinin en büyük sorunlarından biri düşük ısı verimidir ve ısı verimi arttırıp bu sorunun çözümüne yönelik temel iki yöntem bulunmaktadır. Bu yöntemleri, kompresörlerdeki sıkıştırma oranlarını ve yanma sıcaklığını (türbin giriş sıcaklığı) arttırmak şeklinde sıralayabiliriz. Bu saydığımız nedenlerden ötürü gaz türbininin kompresöründe elde edilen sıkıştırma oranı ısı verim açısından son derece önem taşımaktadır. İlerleyen kısımlarda kompresör sıkıştırma oranlarını daha ayrıntılı olarak inceleyeceğiz. Gaz türbinlerinde aksel akışlı kompresör kullanımında, kompresör rotoru bir şaft vasıtası ile gaz üretici türbin tarafından çevrilmektedir ve ayrı bir şaftlı güç üretici bir türbin yoksa bu tip uygulamalar tek şaftlı gaz türbin uygulamaları olarak bilinmektedir. Aksel akışlı kompresörlerin kullanıldığı bu tip gaz türbinlerinde, türbinde üretilen gücün, % 55-65 arası oranlardaki miktarlarda kompresör tarafından harcanmaktadır. Günümüzde kullanılan aksel akışlı kompresörler 17-25 kademelerden oluşmakta ve yüksek sıkıştırma oranlarını sağlayarak gelişmiş veya yüksek güç üreten gaz türbinlerinde sıkıştırma işlevini gerçekleştirmede kullanılmaktadırlar.



Şekil-4.1.4 Aksel akışlı kompresör kademesi (Baskharone-2006)



Şekil-4.1.5 Aksel akışlı bir kompresörde hız, sıcaklık ve basınç değişim diyagramı (Meherwan-2006)

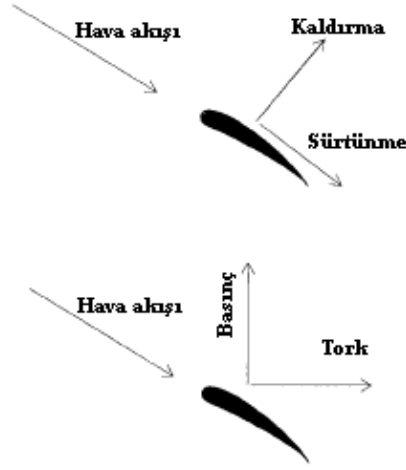
#### 4.1.1.2 Eksenel akışlı kompresör aerodinamiği ve aerotermodinamiği

Eksenel akışlı kompresörlerin çalışma prensibini daha iyi anlamak için kompresör kanat aerodinamik yapısını incelemek gerekmektedir. Kompresör kanatçıkları üzerinden akan hava, kanatçık yüzeyleri üzerinde dikey ve yatay olmak üzere kaldırma ve sürtünme kuvvetlerine neden olmaktadır.

Bu kuvvetleri neden oldukları etkenleri iki bileşen halinde çözümlenmek mümkündür.

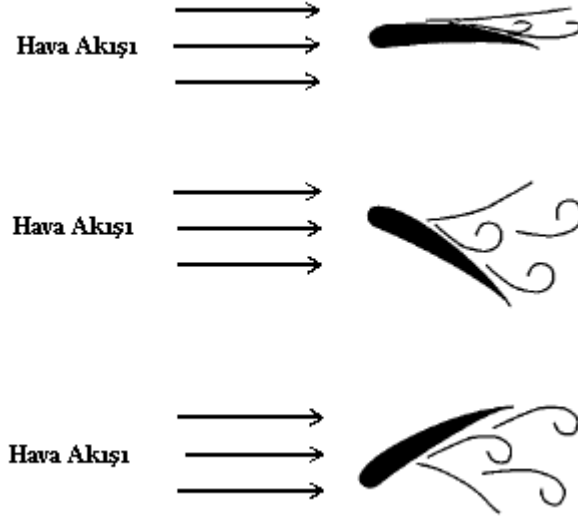
1- Kompresör eksenine paralel olan bileşeni, hava üzerinde ona eşit ve ters yönlü arka bölge kuvveti, (ki bu kuvvet basınç artışına neden olmaktadır) şeklinde tanımlayabiliriz.

2- Dönüş düzlemi üzerindeki kuvvet bileşeni kompresörü hareket ettiren bileşendir ve tork olarak adlandırılmaktadır.



Şekil-4.1.6 Eksenel akışlı kompresör kanatçıklarına etki eden kuvvetler (Giampaolo-2006)

Aerodinamik noktadan baktığımızda bir kompresörün başarılı bir şekilde çalışması için iki adet limit faktör bulunmaktadır. Bunlar kanatçığa hücum eden havanın geliş açısı ve hızıdır. Eğer kanatçığa hücum eden havanın açısı çok dik ise, hava akışı kanadın içbükey yüzeyini takip etmeyecektir. Bu durum kaldırma kuvvetini oluşturacak ve sürtünmeyi arttıracaktır. Eğer kanada gelen hava çok dar bir açı ile gelirse de, hava akışı kanadın içbükey yüzey yapısında dağılacaktır ve bu da sürtünmeyi arttıracaktır. Kanatçığa gelen havanın açısı maksimum değerine yaklaşırsa artan sürtünme kuvvetini yenmek için büyük oranlarda enerji kayıpları meydana gelecek ve bu da verimde azalmaya neden olacaktır. Bu anlatımı Şekil 4.1.7 üzerinde görmek mümkündür.



Şekil-4.1.7 Kompresör kanatlarına havanın geliş açısına göre kanat yüzeyindeki havanın davranışları (Giampaolo-2006)

Deneysel yöntemlerle bu kaldırma ve sürtünme kuvvetleri çeşitli kanat şekillerine, akış hızına ve kanatçığa akışın geliş açısına göre hesaplanabilmektedir. Bir kanatçığa etki eden kuvvetlerden sürtünme kuvvetini ' $D$ ' ile, kaldırma kuvvetini ' $L$ ' indisi ile gösterecek olursak bu kuvvetleri deneysel yöntemlerle çıkarılmış formüllerden hesaplamamız mümkün olacaktır.

$$D = C_D \cdot A \cdot \rho \cdot V^2 / 2 \quad (1)$$

$$L = C_L \cdot A \cdot \rho \cdot V^2 / 2 \quad (2)$$

Burada;

$C_D$ : Sürtünme katsayısı                       $A$ : Yüzey alanı                       $V$ : Akışkanın hızı

$C_L$ : Kaldırma katsayısı                       $\rho$ : Akışkanın yoğunluğu

$C_D$  ve  $C_L$  katsayıları akışkanın belirli bir yüzeye geliş açısına göre rüzgar tünellerinde test edilip plotlanarak hesaplanmaktadır. Örnek bir plotlamalar sonucu elde edilen eğriler aşağıdaki Şekil 4.1.8' de gösterilmiştir.

Eksenel akışlı kompresörlerin kademelerinde basınç artışı sabit tutmak için enerji artışı da her bir kademe için sabit tutmak gerekmektedir. Kompresör kademelerindeki enerji artışı aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir:

$$\Delta H = \frac{(H_2 - H_1)}{N_S} \quad (3)$$

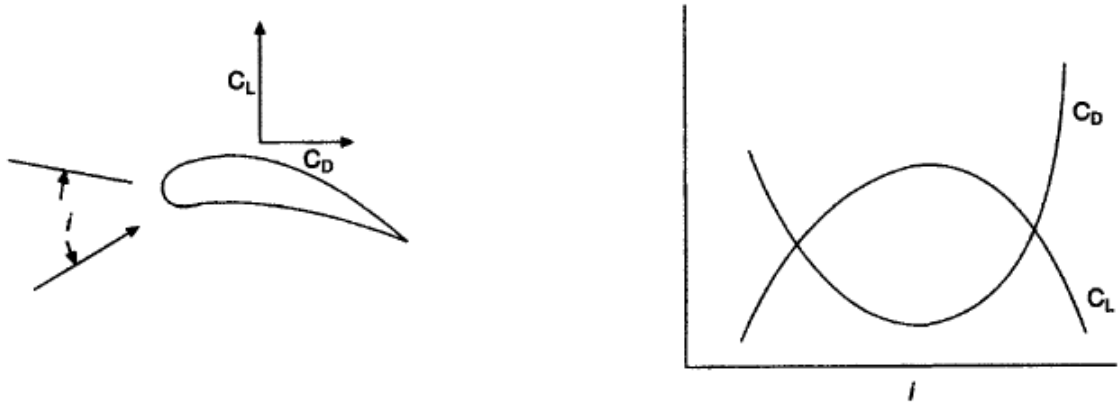
$H_1, H_2$ : Toplam giren ve çıkan entalpi (kj/kg)     $N_S$ : Kademe sayısı

Havanın mükemmel olduğunu kabul edersek ( $C_p$  ve  $k$  sabittir) kademedeki sıcaklık artışı:

$$\Delta T_{Kademe} = \frac{T_{gir} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{N_S} \quad (4)$$

$T_{gir}$ : Toplam giriş sıcaklığı ( $^{\circ}F$ ,  $^{\circ}C$ )  $P_1, P_2$ : Toplam giren ve çıkan basınç (psi, bar)

$k$ : Özgül ısıların oranı ( $k = 1.4 @ 60 ^{\circ}F$ )

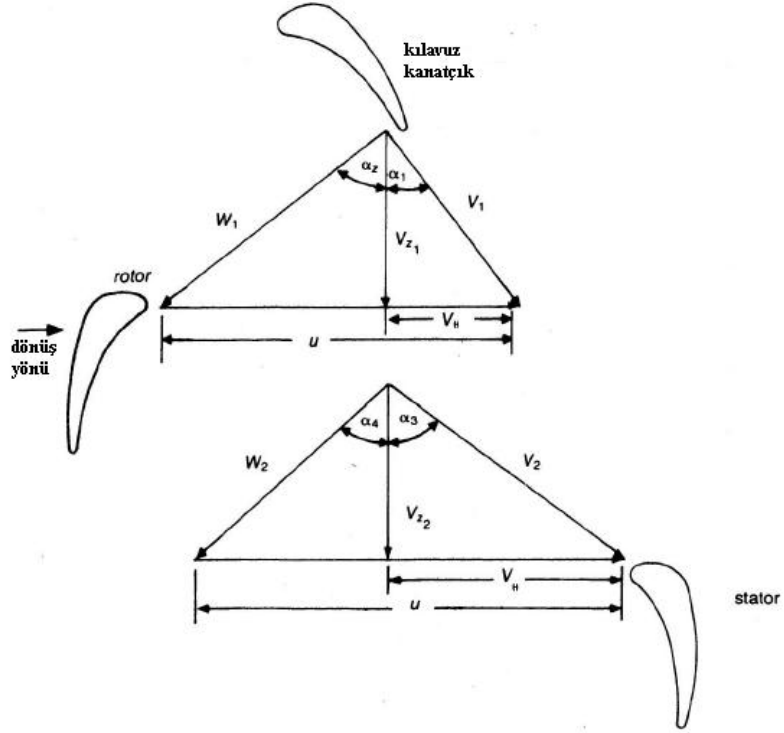


Şekil-4.1.8 Sürtünme ve kaldırma katsayıları eğrileri (Gresh-2001)

#### 4.1.1.2.1 Eksenel akışlı kompresör kademe hız incelemesi ve vektörel hız diyagramları

Kompresördeki herhangi bir kademedeki havanın kanatçığa geliş açısı akışın hızıyla ilişkilidir. Bu nedenle bir stator ve rotor kanadından oluşan kompresör kademesinin hız profilini inceleyecek olursak ve bu inceleme esnasında kolaylık olması bakımından açıları pozitif olarak alırsak; normal bir kompresör kademesi, kademe çıkışındaki mutlak hızın ve akış doğrultusunun, kademe girişindeki aynı olduğu kademe olmaktadır. Mutlak hız, sabit bir gözlemciye göre olan hızdır ve ' $V$ ' indisi ile belirtilmektedir. Bağlı hız ise, kanatçıkla birlikte hareket ettiği varsayılan gözlemciye göre olan hızdır ve ' $W$ ' indisi ile belirtilmektedir. Kanatçık hızı ise ' $U$ ' ile gösterilmiştir. Aşağıdaki şekilde bir kompresör kademesi hız diyagramı gösterilmiştir.

Bir önceki kademedeki veya kılavuz kanatçıklarından (kompresör girişinde bulunup havayı yönlendirmek ile görevli) rotora gelen akışın mutlak hızı  $V_1$  ve doğrultusu  $\alpha_1$  dir. Bundan kanatçık hızı  $U$ 'nun vektörel olarak çıkarılması ile bağlı hız  $W_1$  ve  $\alpha_2$  açısı belirlenir. Akış, rotor kanatçıklarına bağlı olarak, çıkışta  $W_2$  hızı ile  $\alpha_2$ 'den küçük  $\alpha_4$  doğrultusuna yönelir. Mutlak hız  $V_2$  ve doğrultusu  $\alpha_4$ , vektörel olarak  $u$  kanatçık hızınının  $W_2$ ' ye eklenmesiyle elde edilir.



Şekil-4.1.9 Eksenel akışlı kompresör kademesi hız diyagramı (Meherwan-2006)

Stator kanatçıkları, akışı eksene doğru saptırarak,  $V_3$  hızının  $\alpha_3$  doğrultusunda olmasını sağlar. Normal kademedeki  $V_3 = V_1$  ve  $\alpha_3 = \alpha_1$  dir.

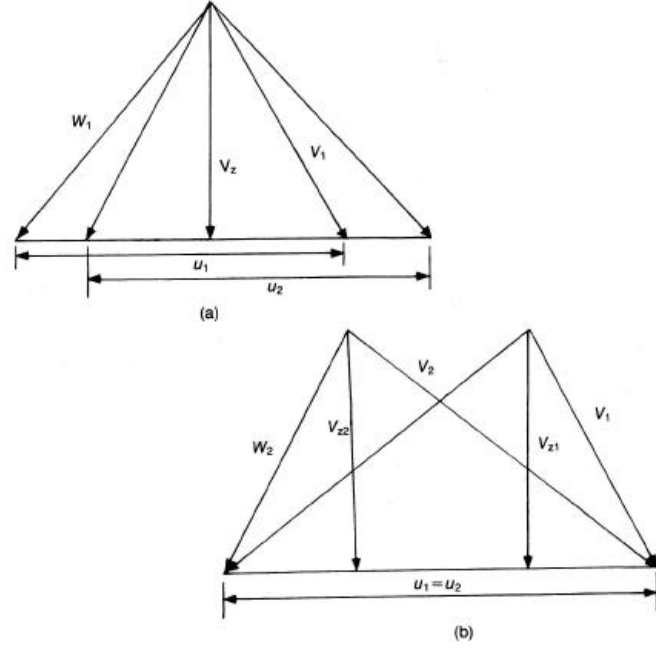
Rotora giren hava eksenel akışlı bileşen olarak  $V_{z1}$  vektörel hızına ve  $\alpha_1$  açısına göre tanjant bileşen olarak  $V_{\theta 1}$  vektörel hızına sahiptir. *Euler*' in türbin denklemlerinden denklem (4)' teki ve kompresörde önemli olan basınç artışını hesaplamamız mümkündür.

$$\frac{P_2}{P_1} = \left\{ \frac{U \cdot V_z}{g_k \cdot c_p \cdot T_{gir}} [\tan \alpha_2 - \tan \alpha_4] + 1 \right\}^{\frac{k}{k+1}} \quad (5)$$

Ve yine denklem (3)' teki enerji değişimi *Euler*' in türbin denklemlerine vektörel hız diyagramları uygulanarak entalpi :

$$H = \frac{U \cdot V_z}{g_k} (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_4) \text{ şeklinde hesaplanabilmektedir.} \quad (6)$$

Şekil-4.1.1.6' daki vektörel hızları toplayarak hepsini vektörel hız üçgenleri olarak aynı düzlemde göstermemiz mümkündür.



Şekil-4.1.10 Vektörel hız üçgenleri (Meherwan-2006)

Vektörel hız diyagramlarına bağlı olarak *Euler* denklemini aksenal akışlı kompresör kademesindeki işi bulmak için uygulayacak olursak, kompresör işini

$$W_{komp} = \frac{1}{2g_k} (V_2^2 - V_1^2 + W_1^2 - W_2^2) \quad \text{şeklinde ifade ederiz.} \quad (7)$$

#### 4.1.1.2.2 Aksenal akışlı kompresörlerde reaksiyon oranı

Havanın rotor ve stator kanatçıkları arasından geçişi esnasında, bir miktar difüzyon (yayılma, dağılma) olmaktadır ve buda her bir kanat kolunda hızla artan kayıplara neden olmaktadır. Rotorun basınç artışına katkısı, reaksiyon oranıyla ifade edilmektedir. Aksenal akışlı kompresörlerde reaksiyon oranı entalpi, basınçlar veya akış geometrisi cinsinden ifade edilebilir. Reaksiyon oranı basınç cinsinden:  $R = \frac{(\Delta P)_{rotor}}{(\Delta P)_{stator}}$  şeklinde ifade edilmektedir.

Fakat biz burada reaksiyon oranını entalpiler ve akış geometrisi cinsinden hesaplayacağız; reaksiyon oranı, entalpi cinsinden rotordaki statik entalpi artışının, tüm kademedeki artışa oranıdır ve aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.

$$R = \frac{H_{rotor}}{H_{kade me}} \quad (8)$$

Burada;

$$H_{rotor} = \frac{1}{2 \cdot g_k} (W_1^2 - W_2^2) \quad (9)$$

$$W_1^2 = V_{z1}^2 + (V_{z1} \cdot \tan \alpha_2)^2 \quad (10)$$

$$W_2^2 = V_{z2}^2 + (V_{z2} \cdot \tan \alpha_4)^2 \quad (11)$$

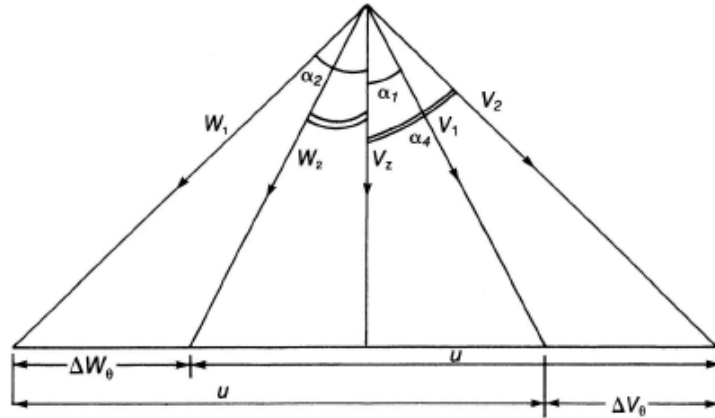
$$H_{rotor} = \frac{V_z^2}{2 \cdot g_k} (\tan^2 \alpha_2 - \tan^2 \alpha_4) \quad (12)$$

$$R = \frac{V_z \tan^2 \alpha_2 - \tan^2 \alpha_4}{2U \tan \alpha_2 - \tan \alpha_4} \quad (13)$$

Sadeleştirmeler yapılırsa bir kademedeki reaksiyon oranı vektörel hız diyagramlarından akış geometrisi cinsinden:

$$R = \frac{V_z}{2U} (\tan \alpha_2 + \tan \alpha_4) \text{ olur.} \quad (14)$$

Simetrik aksenal akışlı kademede rotor ve stator kanatçıkları birbirlerine göre simetrik olarak dizilirler. Simetrik aksenal akışlı kademede bağıl hızlar mutlak hızlara eşit olmakta ve  $V_1 = W_2$  ve  $V_2 = W_1$  olduğu aşağıdaki şekilde de görülmektedir.



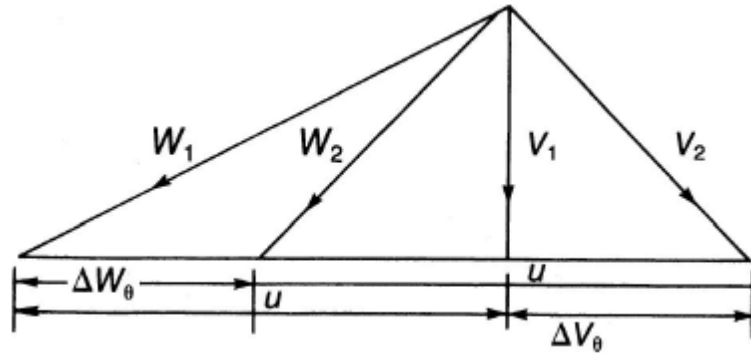
Şekil-4.1.11 % 50 Reaksiyon kademesi için simetrik vektörel hız üçgenleri (Meherwan-2006)

Reaksiyon oranı, kademe verimi üzerinde önemli etkiye sahip olan bir dizayn parametresidir. Genel olarak ve simetrik kademelerde % 50 reaksiyon kademesi kullanılmaktadır. Eğer kompresör simetrik kademeli olarak dizayn edilecekse bu tür dizayn da ilk rotor kademesine gelen havanın hızını ve geliş açısını düzenlemek için kılavuz kanat uygulaması kullanılır. Simetrik kademe kullanmanın avantajlarını sıralayacak olursak:

- 1- 0.7-0.75 giriş Mach sayısını aşmadan yüksek kanat hızlarına çıkılabilir buda kompresörlerin düşük çaplarda ve ağırlıklarda üretilmesine imkan tanımaktadır.
- 2- Kademedeki statik basınç artışı, rotor ve statorun eşit katkısıyla sağlanmaktadır.
- 3- İstenilen sıkıştırma oranına az sayıda kademe ile ulaşılabilmekte bu sonuçta da kompresörlerin hafif olmasını sağlamaktadır. Uçak endüstrisinde genellikle simetrik kademeli bu tip kompresörler kullanılmaktadır.
- 4- Bu tür uygulama ile durağanlık yada hız düşmesi (stall) ve ayrılmalar minimize edilmektedir.

Simetrik kademeli kompresörün dezavantajı ise düşey vektörel hız bileşeninden kaynaklanan yüksek kompresör çıkış kayıplarıdır.

Asimetrik kademe ise reaksiyon oranı % 50' den farklı olan kademe olarak tanımlanmaktadır. Asimetrik kademeli kompresörlerde aksel akışlı iç akışlı ve aksel akışlı dış akış kademeli olmak üzere ikiye ayrılırlar. Aksel akışlı iç akış kademeli kademe giren mutlak hızın aksel akış yönünde olduğu asimetrik kademenin özel bir durumudur. Hareketli kanatlar kanadı terk eden akışa dönüş vermekte bu hareket, takip eden stator kanadı tarafından düzeltilmektedir. Bu dönüş hareketi ve hız aşağıdaki şekilde görülmekte olup kademenin büyük bölümünde basınç artışı hareketli kanat kolonlarında % 60 ile % 90 aralığında değişen reaksiyon derecesinde olmaktadır.



Şekil-4.1.12 Aksel akışlı iç akış kademeli (asimetrik) hız diyagramı (Meherwan-2006)

Reaksiyon oranı % 50 den büyük olan bu tip kademenin avantajı, aksel akışlı hız ve kanat hızından kaynaklanan çıkış kaybının az olmasıdır. Asimetrik iç akış kademeli kompresörlerin dezavantajı ise sabit kanatlarda statik basınç artışının düşük olması nedeniyle istenilen sıkıştırma oranını elde edebilmek için kademe sayısının artırılmasıdır. Kademe sayısı arttırıldıkça daha önce belirtildiği üzere kompresör boyutları artmakta ve kompresör ağırlaşmaktadır.

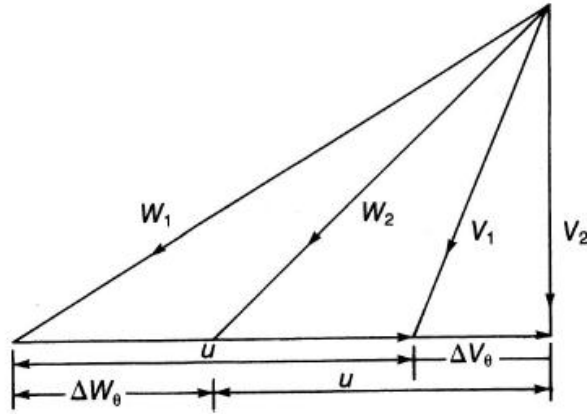
Reaksiyon kademesi % 50' den büyük asimetrik kademe uygulamasının bir çeşidi de aksel akışlı dış akışlı kademe uygulamasıdır. Bu tip dizaynda mutlak çıkış hızı aksel akış yönünde olur ve statik basınç artışı rotorda statik basınç azalması ise statorda meydana gelmekte, bu nedenle reaksiyon oranı % 100' ü aşmaktadır. Bu tip kademe uygulamasının avantajları ise;

- 1- Düşük aksel hız ve kanat hızının olması ve bu nedenle çıkış kayıplarının azlığı.
- 2- Düşük çıkış kayıplarının olması nedeniyle bu tip kademe yüksek verim elde etmek mümkündür.



3- Bu tip kompresör uygulaması daha düşük miktarlarda havanın kompresöre verilerek kompresörde statik basıncın artırılması nedeniyle kapalı çevrim gaz türbinleri için daha uygundur.

Eksenel akışlı dış akışlı asimetrik kademe uygulamasının dezavantajı kompresör çapı ve ağırlığının büyük olmasıdır.



Şekil-4.1.13 Eksenel akışlı dış akışlı asimetrik kademe hız diyagramı (Meherwan-2006)

Kompresör kanatlarına gelen havanın hızı önemlidir. Eğer kanatlara gelen havanın hızı çok yüksek olursa kanatlarda darbe etkisi oluşacak ve kanatları geçen hava ses hızının üzerine doğru ivmeleneyecektir. Bu darbe etkisi kanatlarda türbülanslı akışa ve sürtünmenin artmasına neden olmaktadır. Üreticiler bu sorunu ortadan kaldırmak için kanatçık yapısı üzerinde çalışmalar yapmışlar ve çözümü kanatçıkların boyunu uzatarak ve genişliğini arttırarak bulmuşlardır.

#### 4.1.1.2.3 Radyal denge

Eksenel akışlı kompresörlerde akış, süreklilik, momentum ve enerji denklemleri ile ifade edilmektedir. Eksenel akışlı kompresörlerde akışın karmaşıklığı nedeniyle bu denklemlerin çözümü zordur. Eksenel akışlı kompresörde işin büyük kısmı radyal akışın yaptığı etki ile oluşmaktadır. Bu konunun daha kolay anlaşılması için bazı basitleştirmeler yapmak mümkündür. Bu basitleştirmelerden ilki akışın eksenel akışlı olarak simetrik olduğunu göz önüne almaktır. Burada, kasıt her bir eksenel akışlı ve radyal kanat kolonlarındaki akışın ortalama çevresel durumda olduğunu betimlemektedir. Diğer bir basitleştirme ise radyal hız bileşeninin eksenel akışlı hız bileşeninden çok küçük olduğu ve bu nedenle ihmal edilebilir olmasıdır. Basit radyal dengede radyal hız bileşeninin eksenel akış yönündeki değişimi sıfırdır ( $\partial V_{rad}/\partial Z = 0$ ), radyal yöndeki entropi değişimi ihmal edilebilir ( $\partial s_{rad}/\partial r = 0$ ) ve

meridyenel hız ( $V_m$ ), aksel akışlı yöndeki hıza ( $V_z$ ) eşittir. Burada radyal statik basınç gradyanı;

$$\frac{\partial P}{\partial r} = \rho \frac{V_\theta^2}{r} \quad (15)$$

Kanatçık üzerindeki keskin kavisli aerodinamik şekil için basınç gradyanı:

$$\frac{\partial P}{\partial r} = \rho \left( \frac{V_\theta^2}{r} \pm \frac{V_m^2 \cos \epsilon}{r_c} \right) \quad (16)$$

Burada  $\epsilon$  aerodinamik eğriliğin açısı,  $r_c$  ise eğriliğin yarıçapıdır.

#### 4.1.1.3 Aksel akışlı kompresör kanatçıklarının incelenmesi

Daha önceki kısımlarda kompresör kademelerini aerodinamik ve termodinamik olarak incelemiştik. Bu kısımda ise kompresör kanatçıklarını yapısal olarak inceleyeceğiz ve bir kompresör kanatçığının nasıl dizayn edildiğini irdelleyeceğiz.

Kompresör kanatçıklarını yapısal olarak incelemeye başlamadan önce kanatçıklar ile ilgili bazı boyutsal ve geometriksel tanımlamaları yapmamız konunun daha iyi anlaşılması açısından yararlı olacaktır.

Sabit kanat kolonları: Stator kanat dizileridir.

Hareketli kanat kolonları: Rotor kanat dizileridir.

Kavis hattı: Kanatçık kavisini takip ederek belirten kanatçığın orta kısmından geçen çizgidir.

Kavis veya kanat açısı:  $\beta_2 - \beta_1$

Sapma açısı  $\equiv \beta_2 - \beta'_2$

Kanatçık giriş açısı  $\equiv \beta_1$

Eğrilik açısı  $\equiv \gamma$

Kanatçık çıkış açısı  $\equiv \beta_2$

Piç  $\equiv s$

Akış giriş açısı  $\equiv \beta'_1$

Eğrilik açısı  $\equiv \epsilon \equiv \beta'_2 - \beta'_1$

Akış çıkış açısı  $\equiv \beta'_2$

Kanat genişliği

Ön keskin kenar: Ö.K.

Kuyruk kısmı keskin kenar: K.K

Maksimum kalınlık  $\equiv t$

Genişlik  $\equiv w$

Yükseklik  $\equiv h$

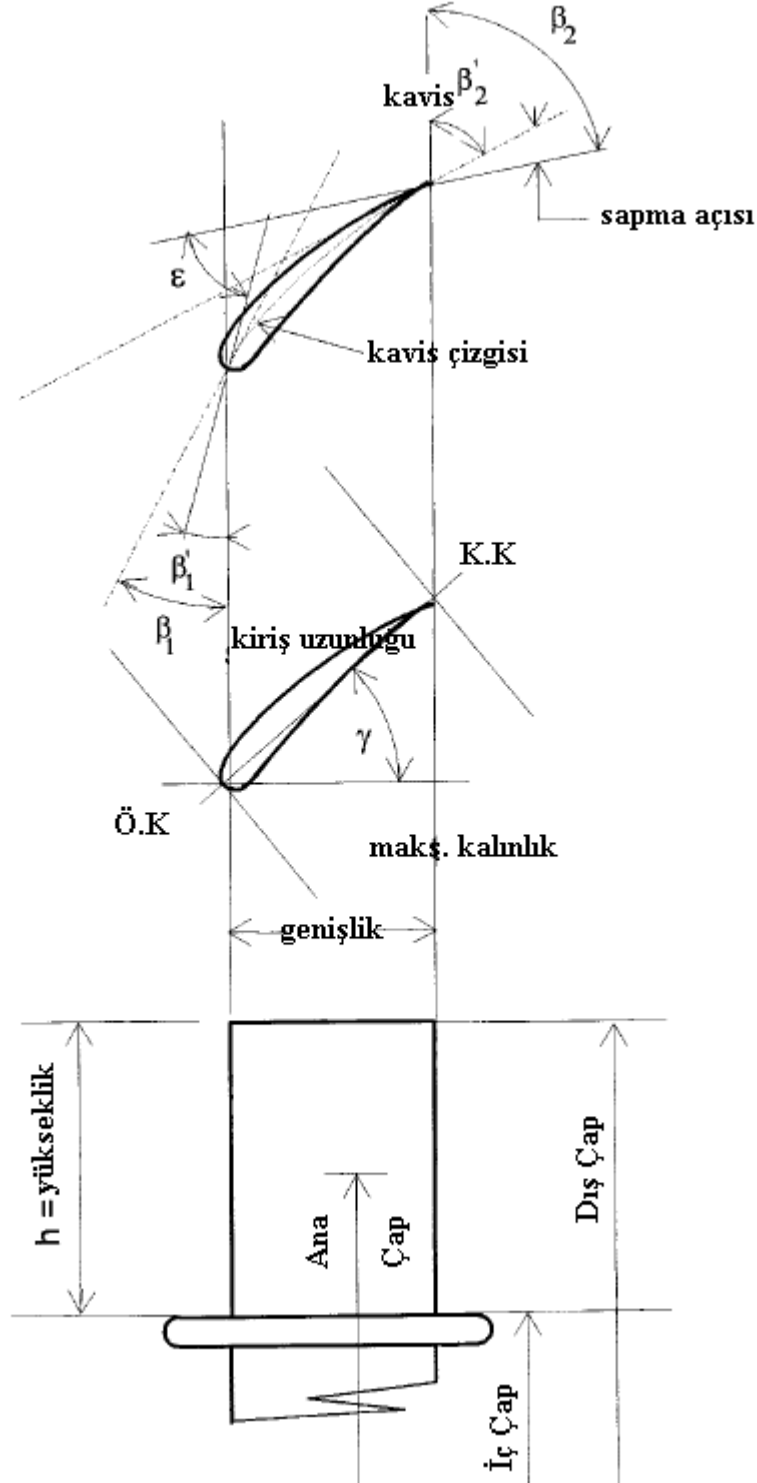
Yöne oranı  $\equiv$  kanat yüksekliğinin kanat krişine olan oranı

Geliş açısı  $\equiv i = \beta_1 - \beta'_1$

Bir kanatçığındaki kavis (eğrilik) yarıçapını ve eğriliğin aerodinamiğini belirlemek için kanat kolonlarındaki aerodinamik yapının biçiminin bilinmesi gerekmektedir. Aerodinamik yapının biçimi, halka biçimindeki geçiş alanlarının, kanatçığın kalınlık ve kavislilik dağılımına ve kanatçığın giriş ve çıkışındaki akış açısının bir fonksiyonudur. Bu parametrelerin etkileri ile değerlerinin hesaplanması zor ve karmaşık olduğundan hesaplamada ampirik bağıntılar kullanılmaktadır. İterasyon yöntemi ile yapılan çözümler ile de bir bağıntı elde etmek mümkündür.

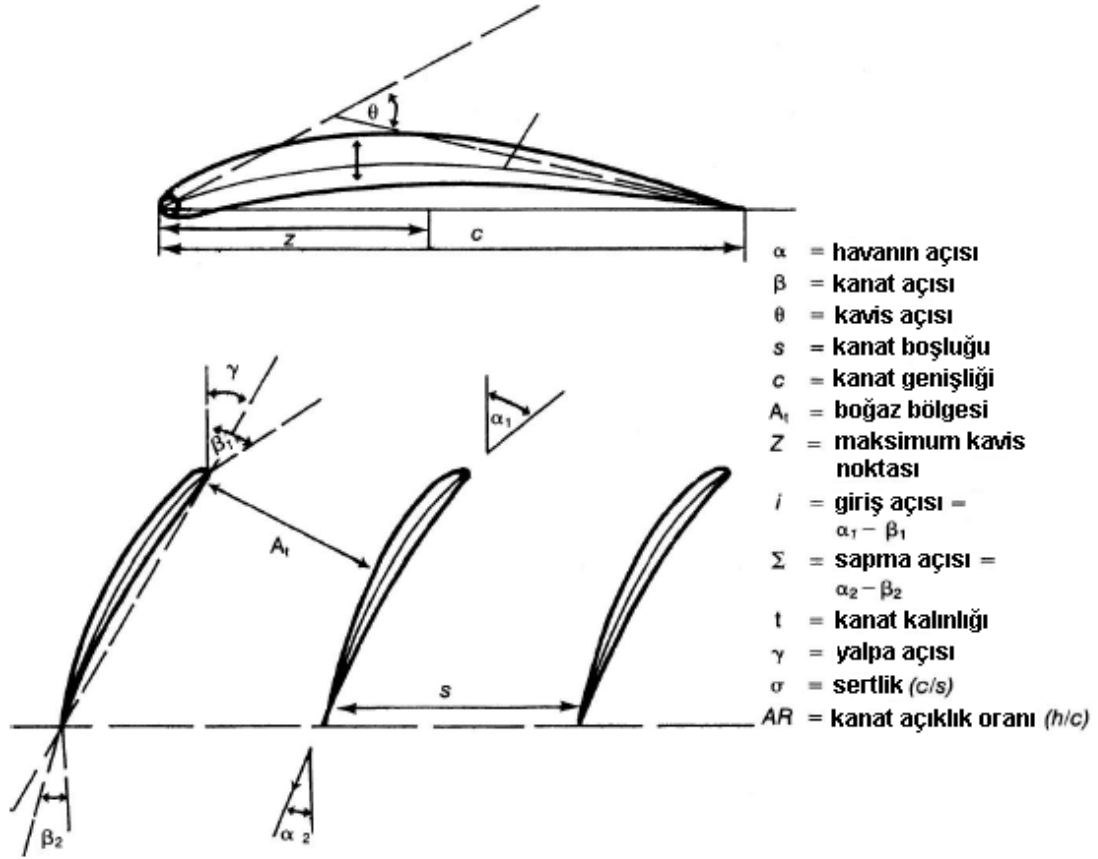
Yüksek yönlü oranlar ile yüksek radyal ivmelenmelerin etkileri, düz olmayan kompresör iç kısmının uca doğru inceltilecek, etkisizleştirilebilir, böylece kavis bombesi de düşürülmüş olmaktadır.

Yukarıdaki tanımları aşağıdaki kanatçık şekil profili üzerinden görüp takip etmemiz mümkündür.



Şekil-4.1.14 Aksel akışlı akışlı kompresör kanatçık profili (Giampaolo-2006)

Kanatçık incelemesinde ilerideki kısımlarda karşımıza çıkacak parametreleri kanat üzerinde göstererek vermek konun anlaşılmasında kolaylık sağlayacaktır.



Şekil-4.1.15 Eksenel akışlı kompresör kanat profili parametreleri (Meherwan-2006)

#### 4.1.1.3.1 Yayma faktörü

Yayma faktörü *Lieblien*' in kanatçık yük kriteri ile tanımlanabilir;

$$D = \left(1 - \frac{W_2}{W_1}\right) + \frac{V_{\theta 1} - V_{\theta 2}}{2\sigma W_1} \quad (17)$$

Yayma faktörü rotor kanatçığı ön kısmı için 0.4' ten küçük, rotor kanatçığı göbek kısmı ve stator kanatçığı için ise 0.6' dan küçük olmalıdır. Deneysel sonuçlar bize arka kademelerde verimin daha düşük olduğunu ve eğer kademelerde yayma yük limitleri aşılmadığı takdirde verimin nispeten yüksek kaldığını belirtmektedir.

#### 4.1.1.3.2 Giriş açısı

Giriş açısı ' $i$ ', kompresör kanatçığının karşılaştığı hava akışı ile yaptığı açı, hücum açısı olarak ta tanımlanmaktadır ve kanat giriş açısı ile akış giriş açısı ( $\beta_1 - \beta'_1$ ) arasındaki fark olarak ölçülmektedir. Akışın yönüne göre giriş açısı pozitif veya negatif olmaktadır. Kanatçık kesiminde düşük direnç katsayıları (kayıplar) için arzu edilen, giriş açısını  $-10^\circ$  ile  $+10^\circ$  aralığında tutmaktır. Kavisli kanatçık için giriş açısını hesaplamada uygulanabilir metodun

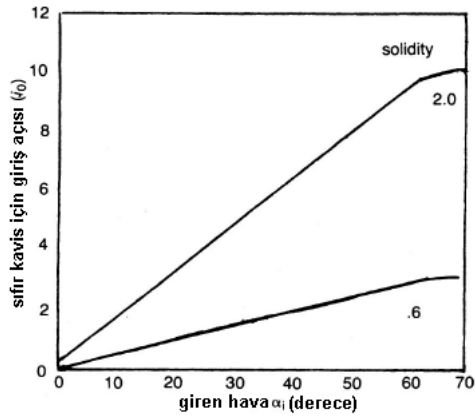
temel tekniği NASA tarafından çeşitli çalışmalar sonucunda geliştirilmiştir. Bu metoda göre giriş açısı:

$$i = ki_0 + m\xi + \delta_m \text{ olmaktadır.} \quad (18)$$

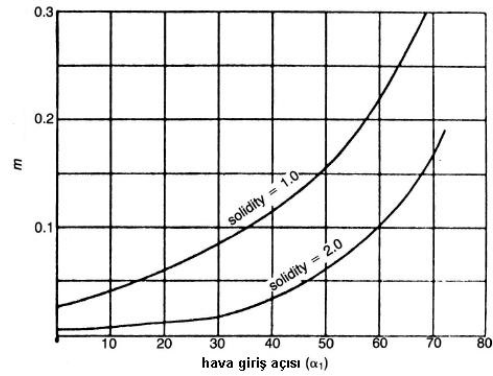
Buradaki terimleri açıklayacak olursak:

$i_0$ : Sıfır kanat kavisi için giriş açısı  $m$ : Havanın dönüş açısı ( $\xi$ ) ile giriş açısı değerlerindeki değişme yavaşlaması  $\delta_m$ : Mach sayısı etkisi

Sıfır kavis giriş açısı ( $i_0$ ), hava giriş açısının fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır.  $m$  değeri ise hava giriş açısının fonksiyonudur. Bu parametreler aşağıdaki diyagramlarda verilmiştir.

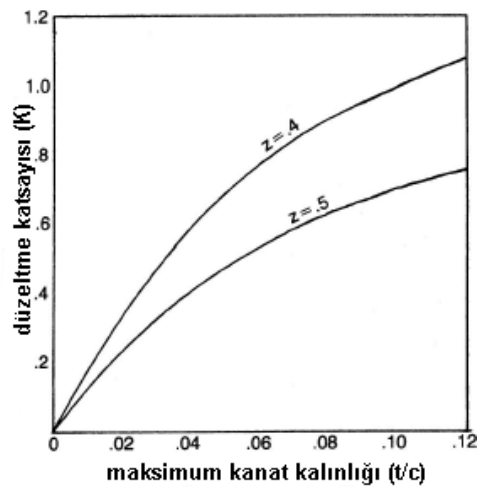


Şekil-4.1.16 Sıfır kavis açısı diyagramı



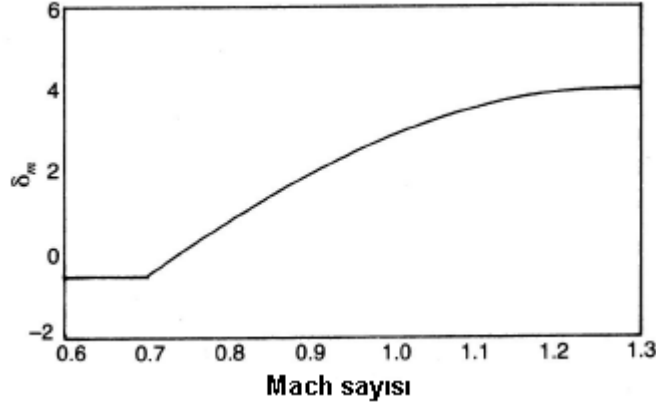
Şekil-4.1.17 m sabiti (Meherwan-2006)

$i_0$  giriş açısı için genelde kanat kalınlığının % 10' nu alınır. % 10 kanat kalınlık değerlerinden farklı değerler için düzeltme sabiti K kullanılır.



Şekil-4.1.18 Düzeltme sabiti K, maksimum kanat kalınlığının % 10' nundan farklı değerler için (Meherwan-2006)

Giriş açısı Mach sayısı içinde düzeltilmelidir ( $\delta_m$ ) giriş açısı mach sayısının 0.7 değerine kadar etkilenmez diyagramdan da görüleceği üzere mach sayısının 0.7 değerine kadar düzeltme sabiti değişmemekte, 0.7' den sonra ise düzeltme sabiti değerleri değişmektedir.



Şekil-4.1.19 Giriş açısı için Mach sayısı düzeltme katsayısı (Meherwan-2006)

Yukarıdaki diyagram ve parametrelerden yararlanarak verilen giriş açısı formülüne göre giriş açısını artık hesaplamamız mümkündür. Eksenel akışlı kompresörde giriş açısı kontrol edilebilir ve performansa göre ayarlanabilir bir parametredir.

#### 4.1.1.3.3 Sapma

Eksenel akışlı kompresörde karşılaşılan sapma, radyal akışlı kompresörde oluşan ve ilerideki kısımlarda anlatılacak aynı temel aerodinamik nedenlerden ötürü ortaya çıkan kaymaya benzer bir olaydır. Kompresörde enerji transferi, kanat açılarından ve *Euler* enerji denklemlerinden hesaplanan değerlerden genellikle daha az miktarda olmaktadır. Bu sonuç bize enerji transferi sırasında bir sapmanın olduğunu ortaya koymaktadır. Bu durum verimi etkilememekle birlikte giren enerjide değişikliklere neden olmaktadır. Sapmanın kesin olarak bilinmesi önemlidir çünkü eksenel kanat sisteminde akışın yön değiştirmesi sınırlıdır ve tahmin edilenden daha az olması yön değiştirmenin enerji transferi üzerinde önemli etkilere sahiptir.

Sapma kanat boşluğu, kanat kavisliliği, kanat profili ve mach sayısının fonksiyonudur ve aşağıdaki formül ile ifade edilmektedir.

$$\delta_{sapma} = m_{sapma} \theta \sqrt{1/\sigma} \quad (19)$$

*Carter* kuralı sapma denkleminin daha geliştirilmiş halidir ve sapma denkleminin iki kısım daha ilave edilmiş şeklindedir. *Carter* kuralına göre sapma:

$$\delta_{sapma} = m_{sapma} \theta \sqrt{1/\sigma} + 12.15 t/c (1 - \theta/8.0) + 3.33(M_1 - 0.75) \quad (20)$$

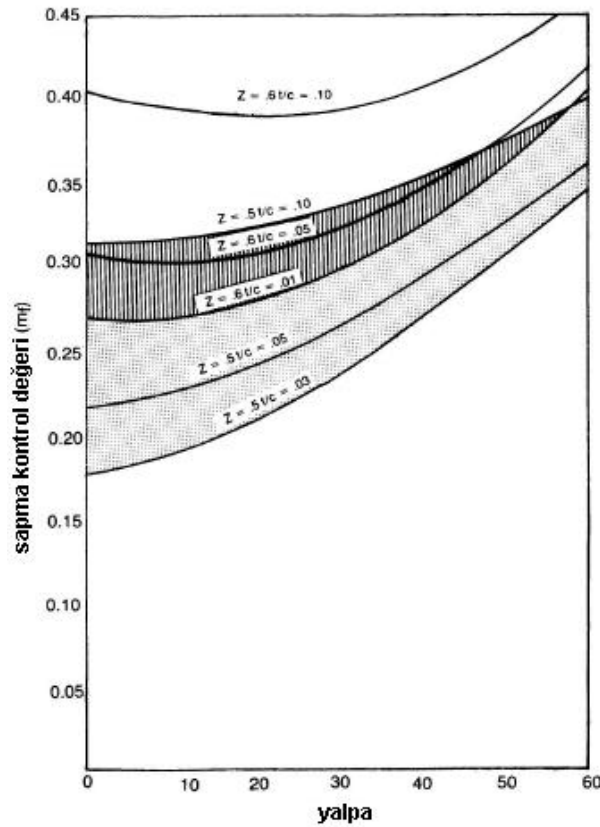
Buradaki parametreleri açıklayacak olursak:

$m_{sapma}$ : Sapma kontrol değeri, yalpa açısının ( $\gamma$ ), maksimum kalınlığın ( $t/c$ ), maksimum kalınlığın yerinin fonksiyonudur. Aşağıdaki diyagramda yukarıda tanımlanan sapma kontrol değeri gösterilmiştir.

$\sigma$ : Kanat genişliğinin kanat boşluğuna oranıdır. ( $c/s$ )

$\theta$ : Kavis açısıdır. Bu denklemin ikinci kısmı  $\theta$ 'nın  $0 < \theta > 8$  değerleri için kullanılmalıdır.

$M$ : Mach sayısıdır. Denklemin üçüncü kısmı mach sayısının  $0.75 < M > 1.3$  değerleri için kullanılmalıdır.

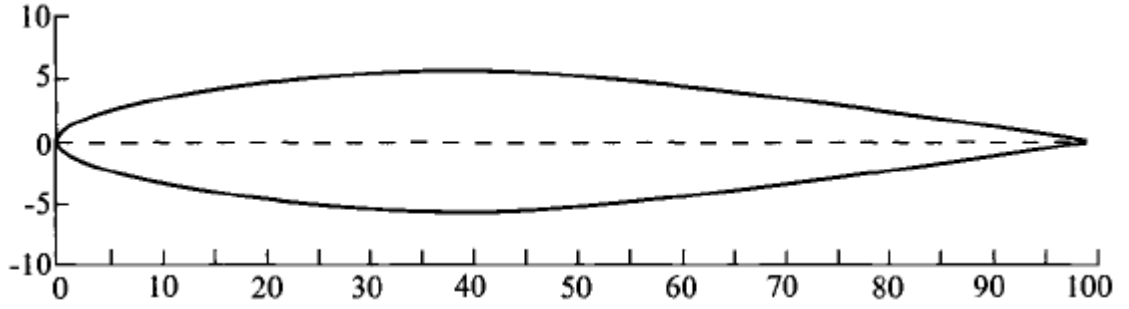


Şekil-4.1.20 Sapma kontrol değeri (Meherwan-2006)

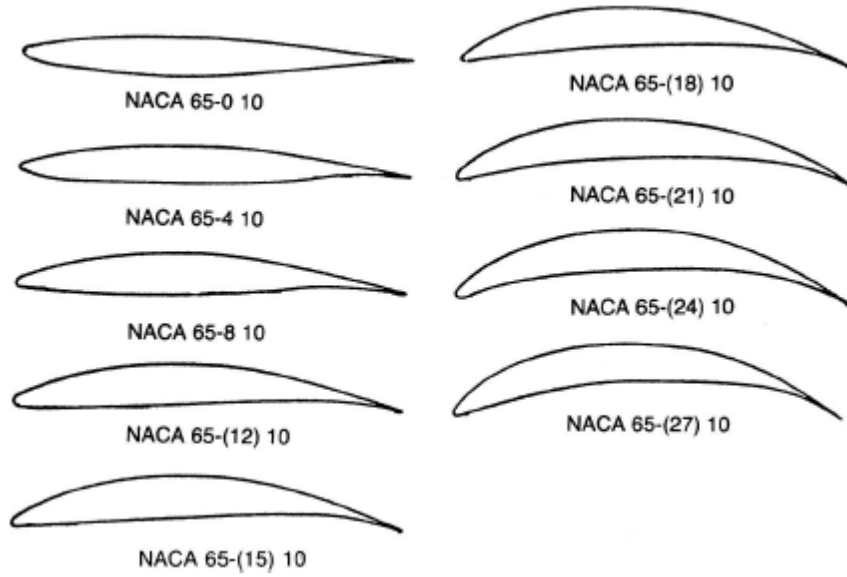
#### 4.1.1.3.4 Kanatçık profilleri

Kompresör rotor ve stator kanatçıklarının şekli, kompresör uygulamaları için özel olarak geliştirilen kanatçık profillerinden elde edilmektedir. Günümüzde modern aksel akışlı kompresör kanat tasarımları, kanatçık profilleri ile ilgili orijinal çalışmalar yapan NACA ve NASA adlı kuruluşlara dayanmaktadır. NACA bu konuda çok yüksek sayıda kanatçık profilini test etmiş ve bu testlere ait verileri yayınlamıştır. 1990 yılından önce imal edilen ticari amaçlı birçok aksel akışlı kompresörlerde NACA'ya ait 65 serisi kanatçık profilleri kullanılmıştır. Bu serideki kanatçık profilleri 65-(18) 10 gibi rakam sistemi ile ifade edilirler.

Burada 65 rakamı profilin şeklini, 18 ise kaldırma katsayısının 1.8 olduğunu ve 10 ise kanatçık kalınlığının, genişliğinin % 10' nuna eşit olduğunu ifade etmektedir. Bu profillerden örnek bir tanesi de aşağıdaki şekilde gösterilen simetrik NACA 65A010 serisi kompresör kanatçık profilidir. Bu seri profillerde de kanatçık kalınlığı kanatçık genişliğinin % 10' nu olarak alınmaktadır.



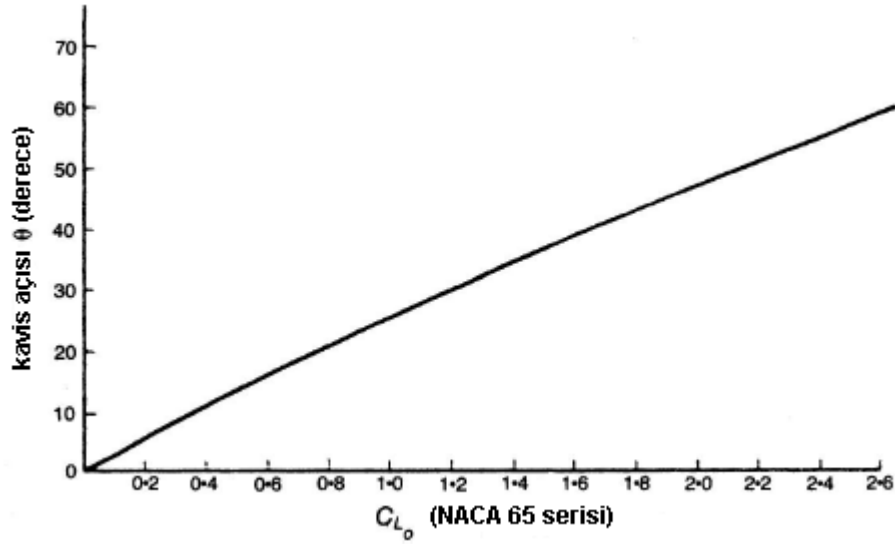
Şekil-4.1.21 NACA 65A010 Serisi kanatçık profili (Mattingly-2006)



Şekil-4.1.22 NACA 65 serisi kanatçık profilleri (Brown -2005)

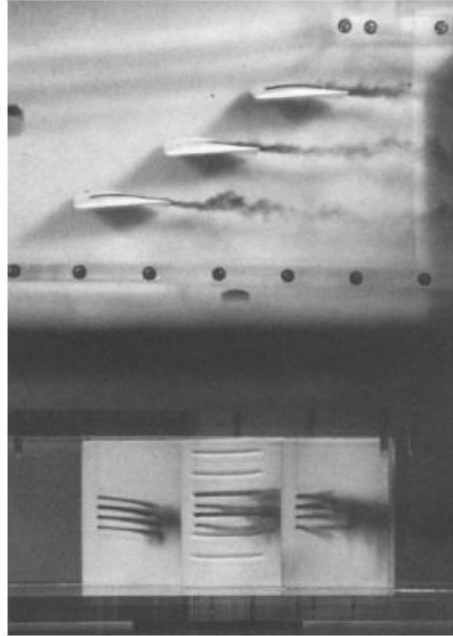
NACA 65 serisi kanatçık profillerinin kavis açlarına ( $\theta$ ) karşılık gelen kaldırma katsayıları diyagramı aşağıda görülmektedir.





Şekil-4.1.23 NACA 65 serisi kanatçık profillerine ait kavis açısı-kaldırma kuvveti katsayısı (Meherwan-2006)

Kompresör kanatçık profillerinin büyük bir kısmı rüzgar tünellerinde test edilmekte olup elde edilen veriler literatüre ve standart aerodinamik yazılara girmektedir. Bu teste dair bir örnek aşağıdaki resimde gösterilmiştir.



Şekil-4.1.24 Kanat profillerinin rüzgar tünellerinde test edilmesi (Meherwan-2006)

#### 4.1.1.3.5 Kompresör ve kanatçık imalat materyalleri

Kompresör kanatçıkları fiber bazlı kompozit, alüminyum, titanyum, çelik ve nikel alaşımından imal edilebilmektedir. Bu sayılan imalat materyalleri kompresör ağırlık durumunu arttırmanın yanı sıra kompresörün yüksek sıcaklıklara dayanma kabiliyetini de

arttırmaktadır. İmalat materyallerinden son üçü yaygın olarak kullanılmaktadır. Cam veya karbon-fiber kanatçıkların ağırlıklarına oranla dayanıklılıklarının yüksek olmasına rağmen bu yumuşak kanatçık dizileri devamlı yağmur, dolu veya ağır yabancı cisim etkilerine karşı dayanıksızdırlar. Alüminyumdan imal edilmiş kanatçıklar, yumuşaklıklarından dolayı kolay hasar görebilmelerine, havacılık uygulamalarında pistlerdeki çakıl tanecikleri veya filtre edilmemiş atmosferik hava partikülleri tarafından aşınmaya maruz kalmalarına rağmen başarı ile uygulanmaktadırlar. Titanyumdan imal edilmiş kanatçıklar hafifliklerinden, dayanıklılıklarından ve sertliklerinden ötürü genelde havacılık gaz türbinlerinin ön kademelerinde kullanılırlar. Fakat titanyumdan imal kanatçıklar çentiklerin veya titreşimden kaynaklanan metal yorgunluklarına karşı dayanıksızdırlar. Çelikten imal edilen kanatçıklar daha güvenilir olmalarına karşın diğerlerine göre daha ağırdırlar. Çelik-nikel alaşımların ise 700 K' nin üzerindeki sıcaklıklara karşın dayanıklılıkları daha fazladır.

Günümüzde ise gelişmiş yeni gaz türbinleri için üretilen kompresör kanatçıkları tip 403 veya 403 Cb. adı verilen 12 krom-çeliktir. Bu tip paslanmaz çelikten üretilen kanatçık ailesi, uniform özelliklere sahip olmaları ve 482 °C' nin üzerindeki sıcaklıklar için iyi bir dayanıklılık gibi güzel özelliklere sahiptir.

Eksenel akışlı kompresörün rotor kısmının şaft ve disklerinin imalat materyalleri genellikle çeliktir fakat havacılık uygulamalarında ön kademeler titanyum arka kademeler ise nikel alaşım olabilmektedir.

Stator kanatçıkları yukarıdaki materyallerden imal edilebilmekle birlikte yaygın olarak çelikten imal edilmektedirler. Stator kanatçıklarının maruz kaldıkları gerilmeler, radyal yüklere maruz kalmadıklarından ve uzun kanatçıkların genellikle titreşim hasarlarına karşı giriş kısımlarında kullanılması nedeniyle farklı olmaktadır. Stator muhafazası döküm magnezyum, alüminyum, çelik veya demirden imal edilebilmektedir.

#### 4.1.1.4 Eksenel akışlı kompresörün performansı

Eksenel akışlı kompresörde performansın göstergesi olan toplam çıkış basıncı ( $P_{Tçıkış}$ ) ile adyabatik kompresör verimi ( $\eta_{komp}$ ) aşağıdaki parametrelerin fonksiyonu olarak tanımlanabilmektedir.

$$(P_{Tçıkış}, \eta_{komp}) = f(\dot{m}, P_{Tgiriş}, T_{Tgiriş}, N, v, R, k, dizayn, D) \quad (21)$$

Yukarıdaki parametrelere tanımlarsak olursak:

$v$ : Kinematik viskozite.  $P_{Tgiriş}$ : Toplam giriş basıncı.  $T_{Tgiriş}$ : Toplam giriş sıcaklığı.

$D$ : Kompresörün çapı, (Reynolds sayısı için).  $R$ : Gaz sabiti.  $k$ : Özgül ısı oranı.

$N$ : Kompresör devri.  $\dot{m}$ : Kütle debisi.

Boyutsuz parametre analizi yaparak denklem (20)' yi basitleştirmemiz mümkündür.

$$\frac{P_{Tçıkış}}{P_{Tgiriş}}, \eta_{komp} = f\left(\frac{\dot{m}\sqrt{RT_{Tgiriş}}}{P_{Tgiriş}D^2}, \frac{ND}{\sqrt{\gamma RT_{Tgiriş}}}, \frac{ND^2}{v}, k\right) \quad (22)$$

Giriş koşullarının değişmediğini kabul edersek özgül ısılarda değişmeyecektir. Böylece denklem (22) sadeleşerek aşağıdaki şekle dönüşecektir.

$$\frac{P_{Tçıkış}}{P_{Tgiriş}}, \eta_{komp} = f\left(\frac{\dot{m}\sqrt{T_{Tgiriş}}}{P_{Tgiriş}}, \frac{N}{\sqrt{T_{Tgiriş}}}, \frac{ND^2}{v}\right) \quad (23)$$

Reynolds sayısının  $3 \times 10^5$ ' ten büyük değerlerindeki değişmeler kompresör performansını çok az etkilemektedir. Bu nedenle denklem (23)' ü Reynolds sayısını ihmal ederek yazarsak:

$$\frac{P_{Tçıkış}}{P_{Tgiriş}}, \eta_{komp} = f\left(\frac{\dot{m}\sqrt{T_{Tgiriş}}}{P_{Tgiriş}}, \frac{N}{\sqrt{T_{Tgiriş}}}\right) \quad (24)$$

Denklem (24)' teki sadeleştirmeler yapıldıktan sonra kütle debisi için düzeltilmiş kütle debisi

$$\dot{m}_d = \left(\frac{\dot{m}\sqrt{\theta}}{\delta}\right), \text{ kompresör hızı için ise düzeltilmiş kompresör hızı ise } N_d = \left(\frac{N}{\sqrt{\theta}}\right) \text{ yerine}$$

koyulursa:

$$\frac{P_{Tçıkış}}{P_{Tgiriş}}, \eta_{komp} = f\left(\frac{\dot{m}\sqrt{\theta}}{\delta}, \frac{N}{\sqrt{\theta}}\right) = f(\dot{m}_d, N_d) \quad (25)$$

Kompresördeki basınç oranı ve adyabatik verim kütle debisi ve kompresör devrinin fonksiyonu olarak karşımıza çıkar.

Denklem (25)' teki düzeltme katsayısından  $\theta = \frac{T_{Tgiriş}}{T_{referans}}$  yani toplam giriş sıcaklığının referans olarak kullanılan sıcaklığa oranıdır. Referans sıcaklık deniz seviyesinde standart

atmosfer kabulünde  $15^\circ\text{C}$  olmaktadır. Diğer düzeltme katsayı  $\delta = \frac{P_{Tgiriş}}{P_{referans}}$ , yani toplam giriş

basıncının referans olarak alınan basınca oranıdır ve referans basıncı olarak deniz seviyesinde standart atmosfer kabulünde  $14,7 \text{ psi}$  ( $101 \text{ kN/m}^2$ ) olarak alınmaktadır. Burada düzeltilmiş katsayıları kullanmak gerçek yakın değerlerin elde edilmesi açısından önemlidir.

Kompresör kademesi için denklem (24)' e aşağıdaki *Euler* bağıntısını uygulayarak performans denklemini elde edebiliriz.

$$c_p(T_{toplam,çıkış} - T_{toplam,giriş}) = \omega[(rV_\theta)_2 - (rV_\theta)_1] \quad (26)$$

Akışın izentropik olduğunu kabul edersek kompresör kamesindeki performansı ifade eden toplam basınç oranı aşağıdaki denklem olarak karşımıza çıkar.

$$B. O. = \frac{P_{Tçıkış}}{P_{Tgiriş}} = \left\{1 + \left[\frac{(\omega r_2)^2}{c_p T_{giriş}}\right] \left[1 - \left(\frac{\omega V_{Z2}}{\omega r_2}\right) \left(\tan \beta_{çıkış} + \frac{V_{Z1} r_1}{V_{Z2} r_2} \tan \alpha_{çıkış}\right)\right]\right\}^{\frac{k}{k-1}} \quad (27)$$

Denklem (26) ve (27)' da mevcut parametrelerdeki 1 ve 2 indisleri rotor giriş ve çıkışını,  $\omega$  rotorun açısal hızını,  $V_\theta$  tanjantsal hızı,  $V_z$  eksenel hızı,  $\alpha_{çıkış}$  stator çıkışındaki mutlak akışın açısını,  $\beta_{çıkış}$  rotor çıkışındaki bağıl akışın açısını ve  $r$  rotorun yarıçapını ifade etmektedir.

#### 4.1.1.4.1 Eksenel akışlı kompresör performansına etki eden kayıplar

Eksenel akışlı kompresörün performansı incelenirken dizayndan kaynaklanan ve dizayn dışı kayıpları bilmek gerekmektedir. Kompresörde meydana gelen kayıplar rotorda meydana gelen ve stator da meydana gelen kayıplar olmak üzere iki grupta incelenebilir. Meydana gelen bu kayıplar ısı ve entalpi kayıpları olarak da bilinmektedir. Bu kayıpların irdelenmesinin uygun bir biçimi de kanatçık hızını referans alan boyutsuz parametreler tarzında ifade etmektir. Buna göre toplam teorik enerji, denklemlerden elde edilen enerji ile disk sürtünmesinden kaynaklanan enerjinin toplamına eşittir.

$$q_{teo,toplam} = q_{denklem} + q_{disk,sürtünmesi} \quad (28)$$

Rotor çıkışındaki adyabatik enerji ise teorik enerjiden; rotorda şoklardan oluşan ısı kaybı, giriş açısı kayıpları, kanatçık yük ve profil kayıpları, stator muhafazası ile rotor arasındaki boşluktan (klerens) meydana gelen kayıplar ile akış pasajlarında oluşan ikincil akış kayıplarının çıkarılmasına eşittir. Bu anlatımı formülize edecek olursak:

$$q_{adyabatik} = q_{teorik} - q_{şok} - q_{giriş\ açısı} - q_{kanat\ yükü} - q_{klerens} - q_{ikincil\ akış} \quad (29)$$

Kompresör rotor impellerinin adyabatik verimi denklem (28) ile (29) göre:

$$\eta_{ad} = \frac{q_{adyabatik}}{q_{teo,toplam}} \quad \text{olmaktadır.} \quad (30)$$

Kademenin toplam verimi hesaplanırken stator da meydana gelen kayıplarda göz önüne alınır. Toplam gerçek adyabatik enerji; rotor impellerindeki adyabatik enerjiden, rotor kanatçıklarının neden olduğu stator da meydana gelen kayıplar, stator çıkışındaki kinetik enerji kayıpları ile stator da sürtünme nedeniyle oluşan enerji kayıplarının çıkarılmasına eşittir.

$$q_{top,adyabatik} = q_{adyabatik} - q_{rotor\ kanatçığı} - q_{k.e.} - q_{sürtünme} \quad (31)$$

Bu ifadelerle göre kademenin toplam adyabatik verimi:

$$\eta_{top,ad} = \frac{q_{top,adyabatik}}{q_{teo,toplam}} \quad \text{olur.} \quad (32)$$

Enerjileri hesaplamada verilen denklemlerdeki bu kayıpları kısaca açıklayacak olursak:

Rotor diski sürtünme kayıpları: Bu kayıplar kompresör rotorunda kanatçıkların rotora bağlandığı kısımlarda meydana gelen yüzey sürtünmelerinden dolayı meydana gelmektedir.

Bu kayıplar rotor disklerinin tiplerine göre değişmektedir.

Giriş açısı kayıpları: Bu kayıplar havanın açısı ile kanat açısının kesişmemesinden ötürü ortaya çıkmaktadır. Bu kayıplar  $\mp 4^\circ$  ye kadar minimum düzeyde olup bu dereceden sonra hızla artmaktadır.

Kanatçık yük ve kanatçık profil kayıpları: Bu kayıplar akışın dağılmasını arttıran sınır tabakadaki negatif hız gradyanından kaynaklanmaktadır.

Yüzey sürtünme kayıpları: Kanatçık yüzeylerinde ve kanatçıkların bağlandığı halkasal duvarlarda yüzey sürtünmeleri sebebiyle oluşan kayıplardır.

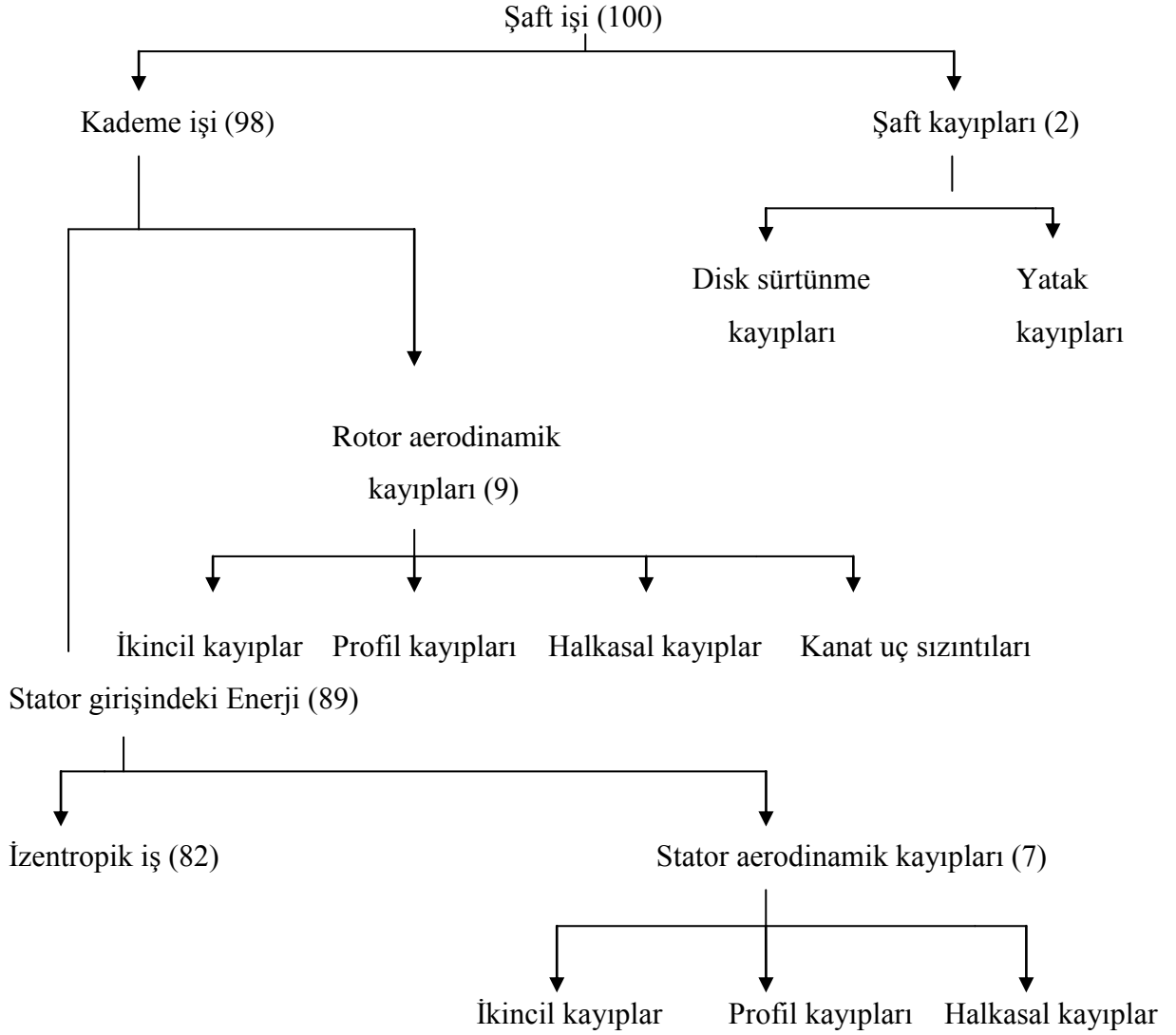
Klerens (boşluk) kayıpları: Stator muhafazası ile rotor kanatçık ucu arasındaki boşluktan kaynaklanan kayıplardır.

Anafor kayıpları: Döner hareketin sonunda oluşan anaforlardan kaynaklanan kayıplardır.

Stator profil ve yüzey sürtünme kayıpları: Statora giren akışın neden olduğu yüzey sürtünmelerinden ve akışın hücum açısından kaynaklanan kayıplardır.

Çıkış kayıpları: Stator çıkışında kinetik enerjideki azalmadan ötürü oluşan kayıplardır.

Aşağıdaki enerji akış diyagramı bir aksenel akışlı kompresörde 100 birimlik enerjinin örnek olarak nasıl uygulamaya sokulduğunu ve enerjinin birim olarak kayıplardan nasıl etkilendiğini göstererek bize kompresör performansını çok iyi ifade etmektedir.



Şekil-4.1.25 Eksenel akışlı kompresörün performans enerji akış diyagramı (Yahya-1999)

#### 4.1.1.4.2 Boğulma (Choke)

Eksenel akışlı bir kompresörün boğulması, akışın kompresör kanatçık boğazlarında 1 Mach hıza ulaşması neticesinde kompresörden daha fazla akışın geçmemesi durumu olarak tanımlanmaktadır. Genellikle çok kademeli, basınç oranı yüksek ve akış dalgalanması ile boğulma noktası arasında kalan çalışma aralığının dar olduğu kompresörlerde gözlenen performansı etkileyici bir durumdur.

#### 4.1.1.4.3 Stall (Durağanlık) durumu

Durağanlık, akışın kanat yüzeylerindeki ayrılmalarından kaynaklanmaktadır ve kompresör performansına önemli etkisi bulunmaktadır. Düşük kütle debilerinde giriş açısının arttığını daha önce belirtmiştik. Giriş açısının büyük değerleri için kanatçıkların emme tarafındaki kısımlarında oluşan akış ayrılmasına pozitif durağanlık, giriş açısının negatif değerleri için

kanatçıkların basınç tarafı kısımlarında meydana gelen akış ayrılmalarına negatif durağanlık adı verilmektedir. Kompresör kademelerinde dizayn değerlerinde yaşanan küçük sapmalar, giriş açısının durağanlık değeri limitlerini aşmasına, ilk olarakta kanatçık göbek ve uç kısımlarında durağanlık bölgelikleri oluşmasına neden olmaktadır.

Bu durağanlık bölgeliklerinin büyüklük ve sayılarının artması kütle debisini düşürmektedir. Kanatçıklardaki yüksek oranlardaki durağanlık çıkış basıncında önemli miktarda düşüşe neden olacak bu durum ise kompresörü akış dalgalanmasına götürecektir.

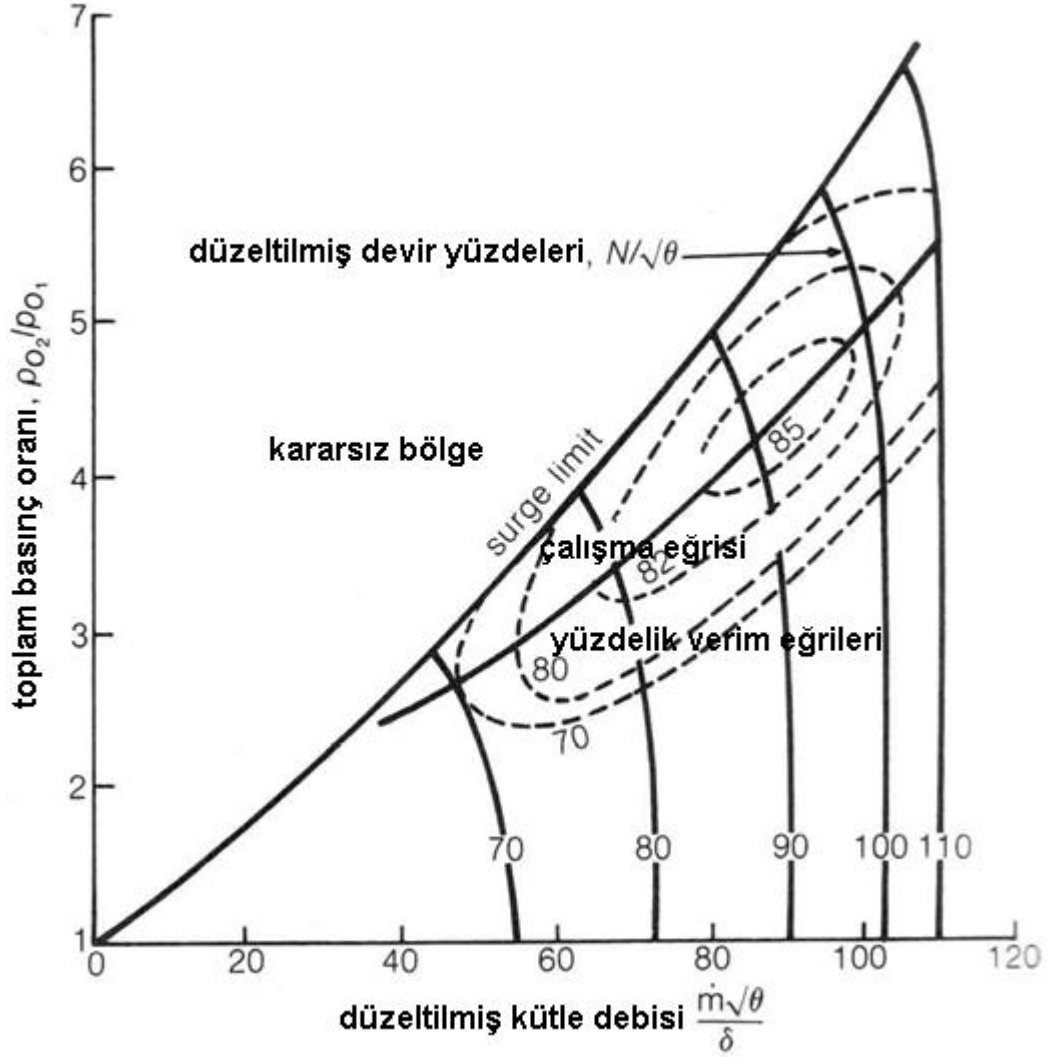
#### **4.1.1.4.4 Akış dalgalanması (Surge)**

Gaz türbini kompresör dizaynında, dizaynları kısıtlayan ve dikkat edilmesi en önemli husus Surge (akış dalgalanması) veya Stall olayıdır. Akış dalgalanması dinamik kompresörlerde görülen dinamik dengesizlik durumudur. Akış dalgalanması eksenel ve radyal akışlı kompresör türlerinin her ikisinde de karşılaşılan bir sorundur.

Bütün gaz türbinleri belirli kritik hızlarda ve çeşitli durumlarda kompresör akış dalgalanması ile karşı karşıya kalırlar. Kompresör parçalarının dizayn sınırları, bazı hızlarda kademeler arasında kütle akış karakteristiklerinde dengesizlikler meydana getirir. Kritik hızlarda, ön kademelerdeki giriş, arka kademelerdeki girişe uymaz. Bunun neticesi olarak kompresörün bir ucu diğer ucuna göre çok değişik bir durum gösterir. Her iki uçta da (birbirlerine karşı olan) değişik etkileri, etkinin tesir yönünü sürekli olarak değiştirerek yok etmeye çalışır ve kompresördeki havanın darbeler şeklinde oluşmasına neden olur. Bu duruma ise akış dalgalanması adı verilir. Bu sorun genellikle sistemdeki yakıtın hassas olarak ayarlanması ve ara kademedeki havanın dışarıya sızdırılması ile kontrol edilir.

Gaz türbininde kompresörün sağlayabildiğinden daha yüksek basınç oranına çıkılacak olursada, kompresörde akışta, akış dalgalanması (surge) adı verilen yön değiştirme dalgalanması oluşur. Düşük giriş açılarında (düşük akış) sürtünme artmakta dolayısıyla verim azalmaktadır, kaldırma katsayısının ise azalması enerji transferinde düşüşe neden olmaktadır. Akış dalgalanması yüksek kütle debisi ve zayıf kanatçıklardan dolayı kompresörde hasara neden olmaktadır. Akış dalgalanması esnasında kompresörden çıkan hava kompresöre geri dönmeye zorlanır. Sıkıştırılmış ve sıcaklığı artmış hava kompresöre geri dönünce ve bir daha sıkıştırma işlemine tabi tutulunca kompresördeki sıcaklıklar hızla artmaya başlar bu durum kompresör stabil çalışma değerlerini bozar ve kompresör çalışma değerleri kararsız çalışma bölgesine doğru kayar. Bu durumda kompresörden geçmekte olan akıştaki anlık bir duraklamanın etkisiyle, yanma odasındaki yüksek basınçlı gazların geriye akmasına bağımlı olarak bir patlama sesi duyulur ve sonuçta gaz türbini güç kaybeder. Akış dalgalanması, genellikle düzeltilmiş kütle debisine karşılık basınç oranı, devir, verim eğrilerinin verildiği

bunlara karşılık akış dalgalanması eğrisi ile çalışma eğrisinin verilerek gösterildiği performans diyagramı adı verilen diyagramda gösterilmektedir. Akış dalgalanması eğrisinin sol tarafında kalan alan kararsız çalışma alanı olarak adlandırılır ve kompresörün bu alanda çalışmasına kompresör zarar görebileceğinden ötürü izin verilmez.



Şekil-4.1.26 Eksenel akışlı kompresör performans diyagramı (Saarlas -2003)

Akış dalgalanmasının gaz türbinlerinde oluşmasının başlıca nedenleri aşağıda belirtilmiştir:

- 1- Gaz türbinini ani olarak süratlendirmek amacı ile çok fazla yakıtın yanma odasına püskürtülmesi.
- 2- Kanatların kirlenmesinden dolayı, kompresör veya türbin veriminin düşmesi.
- 3- Yanma odasında ateşlemenin geç olması.
- 4- Bleed hava valfinin gaz türbininin hızlanması sırasında çok erken kapanması.



Uygulamada akış dalgalanmasının kontrol edilmeden devam etmesine izin verilirse, yanma odasına giren havanın azlığı ile gittikçe artan zengin yakıt karışımı neticesi olarak, türbini ve yanma odasını soğutan hava yetersiz kalır. Bu durum türbin giriş sıcaklığının süratli ve ani bir şekilde yükselmesine neden olur. Eğer bu durumun bir kaç saniyeden fazla devamına izin verilirse, gaz türbini yüksek ısıdan dolayı çok büyük zarar görür.

#### **4.1.2 Radyal Akışlı Kompresörler**

Radyal akışlı kompresörler eksenel akışlı kompresörler gibi dinamik makineler olup dönen impeller vasıtası ile havaya içsel kuvvetler uygulayarak sıkıştırma elde etmektedirler. Radyal akışlı kompresörler, tek kademeli, çok kademeli veya çift taraflı gibi biçimlerde imal edilebilirler. Radyal akışlı kompresörün bazı gaz türbinlerinde kullanılmasını gerektiren çok sayıda özellikleri vardır. Bunlardan başlıcaları; basitliği, dayanıklılığı ve ucuzluğudur.

Genelde küçük tip ve en düşük özgül yakıt tüketiminin gerekli olduğu gaz türbinlerinde kullanılırlar. Yaygın uygulama alanı olarak turbo-prob tipi gaz türbinlerinde, karayolu taşıtları, helikopterler için imal edilen küçük gaz türbinlerinde, dizel motorların turbo şarjlarında ve yumuşak, sarsıntısız çalışmalarından ötürü petrokimya sanayinde kullanılmaktadırlar. Boyları ve çapları eşdeğerdeki bir eksenel akışlı kompresöre oranla daha düşük olmasına rağmen verimleri yüksektir ve kirli ortamlarda çalıştığı zaman, havanın geçtiği yüzeylerde biriken artıkların sebep olduğu performans kaybına daha az bağımlıdırlar. Sağlam yapıları nedeniyle, yabancı cisimlerden oluşacak zararlara karşı eksenel akışlı kompresörlere göre daha az duyarlıdırlar. Radyal enerjideki toplam enerji seviyesi değişimlerine katkısı önemlidir.

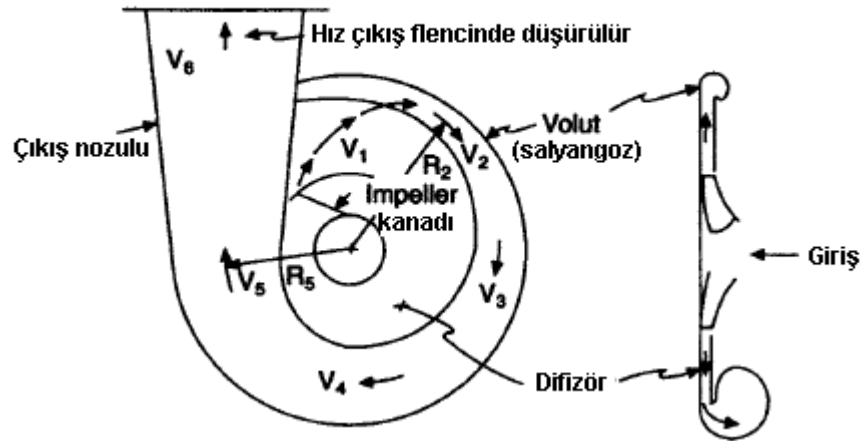
Radyal akışlı kompresörler kademe başı sıkıştırma oranı büyüklüklerine göre 1:3' ten son deneysel modellerde elde edilen 12:1 oranları arasında sınıflandırılmaktadırlar. Titanyum gibi malzemeler kullanıldığında sıkıştırma oranı 6:1' in üzerine çıkarılabilmektedir. Genelde sıkıştırma oranı 2.5 ile 4 arasında olan kompresörler için ve ısı verim % 80-84 kadar, sıkıştırma oranı 4-10 arasında olan kompresörler için ise ısı verim % 76-81 aralığında olmaktadır. Radyal akışlı kompresörler, çevrim basınç oranının birden çok sayıda kademenin seri olarak bağlanmasını gerektirdiği endüstriyel gaz türbinleri için uygun değildir. Bunun nedeni havanın kademeler arasında fazla yön değiştirmesidir.

##### **4.1.2.1 Çalışma prensibi**

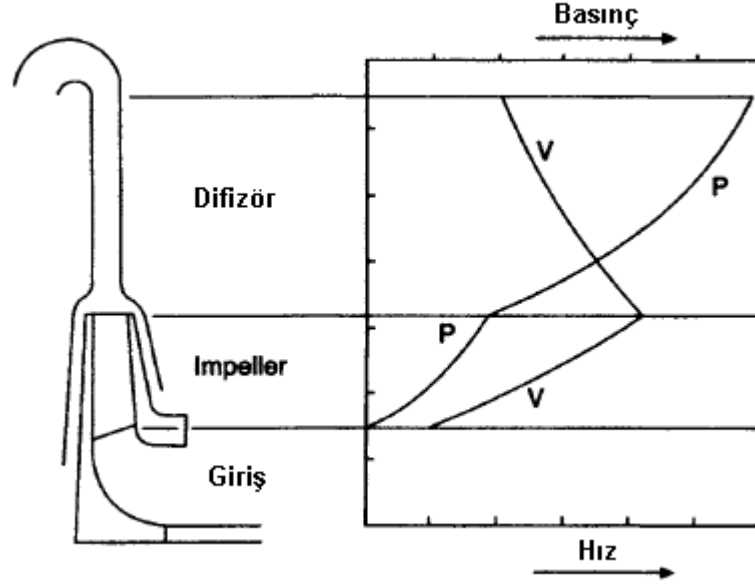
Tipik bir radyal akışlı kompresör, havaya yüksek hız kazandıran ve impeller kanatçıkları vasıtası ile havayı impellere çeken ve ona radyal çıkış veren, dönen impelleri içerisinde bulunduran sabit bir muhafazayla, havayı yavaşlatarak basıncını arttıran, belirli sayıdaki genişleyen pasajlardan oluşmaktadır. Havanın kinetik enerjisinin basınca dönüşmesine

difüzyon ve kompresörde bu işi gerçekleştiren pasajlara ise difizör adı verilmektedir. Pratikte havanın basınç artışının yarısı impellerde (impeller gözünden kenara doğru artmakta) diğer yarısı ise difizörde; impelleri oldukça yüksek hızda terk eden havanın hızının, impeller gözüne giriş hızına yakın bir hıza kadar azaltılmasıyla meydana gelmektedir. İmpeller ise bir şaft tarafından çevrilmekte olup bu sayede akışkanı hareket ettirmekte ve akışkanın enerji seviyesini arttırmaktadır.

Radyal akışlı kompresörde hava, bir giriş borusundan emilerek giriş kılavuz kanatçıklarına ulaşır. Giriş kılavuz kanatçıklarının görevi havaya ilk hızlandırma işlemini uygulamaktır. İndüser kısmının önünde yer almaktadırlar. Kılavuz kanatçıklarından çıkan hava indüser giriş açısız olarak girer ve burada havanın yönü, aksenal akıştan radyal akış yönüne çevrilir. Radyal yönde ilerleyen hava rotorun dönmesi ile impellere doğru akar ve sıkıştırma işlemi başlar, hava daha sonra difizöre yönlendirilir ve burada havanın kinetik enerjisi statik basınca dönüşür. Buradan hava voluttan geçerek kullanım yerine iletilir.



Şekil-4.1.27 Radyal akışlı kompresörün çalışma şekli (Gresh-2001)

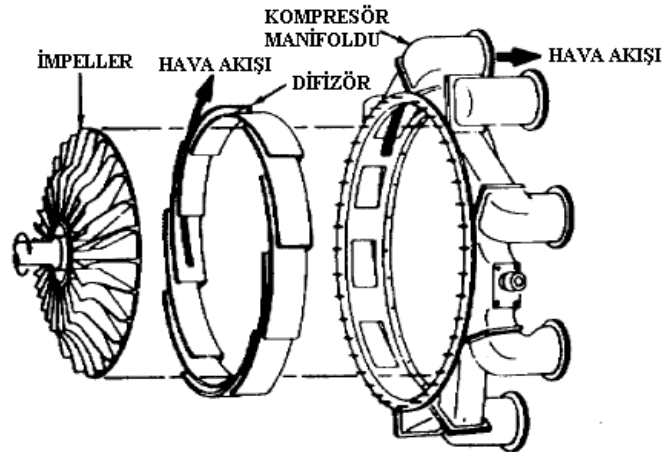


Şekil-4.1.28 Radyal akışlı kompresör ve kompresördeki basınç hız artışı (Gresh-2001)

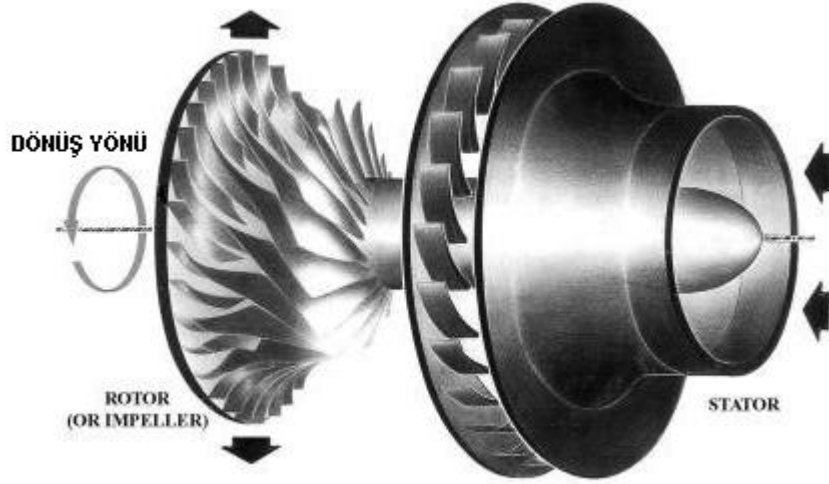
#### 4.1.2.2 Radyal akışlı kompresör kademesi ve kademe elamanlarının incelenmesi

Bir radyal akışlı tip kompresör, bir veya birden fazla kademedan oluşacak şekilde tasarlanabilmektedir. Bu tasarıma örnek daha önce de belirtilen iki kademeli radyal akışlı kompresörün başarı ile uygulandığı turbo-prop motorlardır. Radyal akışlı tip bir kompresörün kademesi aşağıda belirtilen kısımlardan oluşmaktadır:

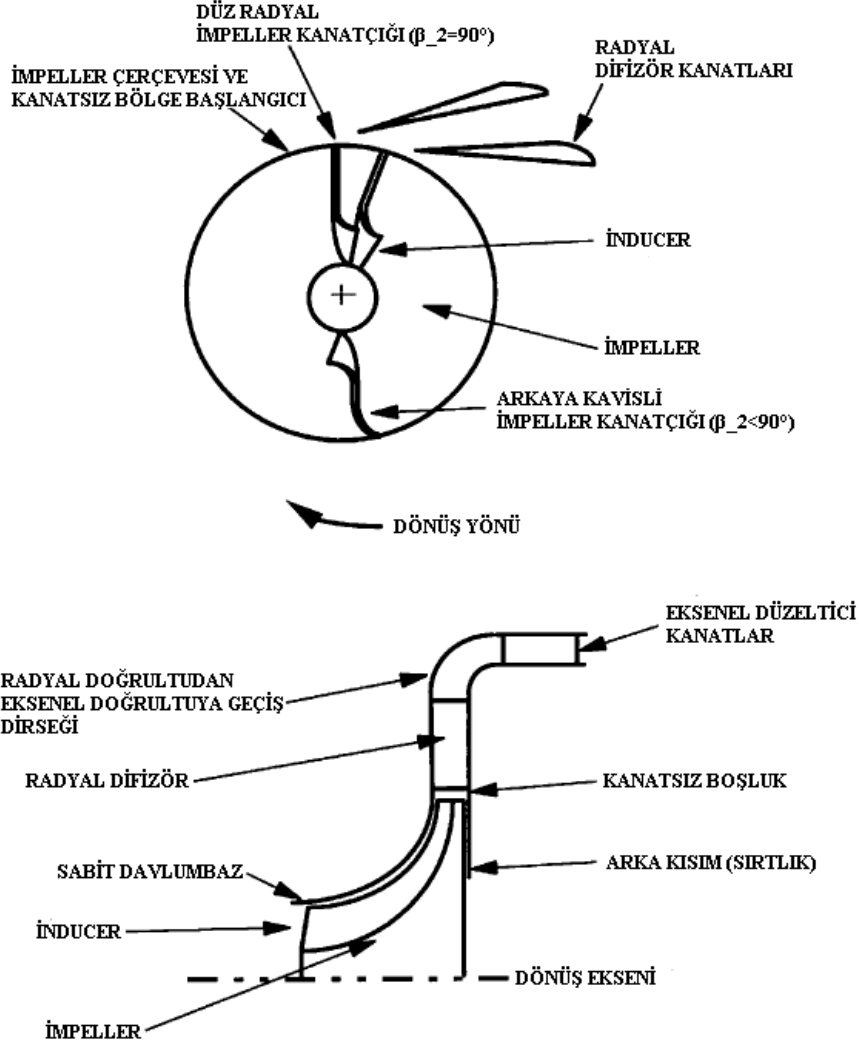
1. Giriş kılavuz kanatçıkları
2. İndüser
3. İmpeller
4. Difüzör
5. Volüt (Salyangoz)



Şekil-4.1.29 Radyal akışlı kompresörün görünüşü (Subcourse No. AL0993-US ARMY)



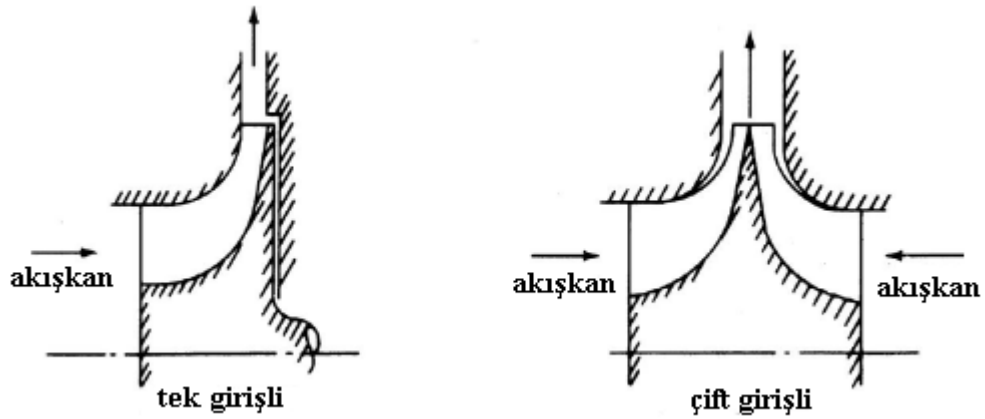
Şekil-4.1.30 Radyal akışlı kompresör kademesi (Baskharone-2006)



Şekil-4.1.31 Radyal akışlı kompresör konfigürasyonu (Fletcher ve Walsh-2004)

Radyal akışlı kompresörü oluşturan elemanlar ve görevleri aşağıdaki maddelerde açıklanmıştır.

1. Giriş kılavuz kanatçıkları: Havaya ilk hızı vermede ve havayı yönlendirmede kullanılırlar. Direkt olarak indüserin ön kısmına, hava giriş kısmından aksnel akışlı girişleri engelleyecek biçimde radyal olarak yerleştirilirler.
2. İndüser: Sistemdeki fonksiyonu havayı, göbek kısmından alarak impeller gözüne ve impeller kanatçıklarına doğru giriş açısı ile, onun açısıl momentumunu, dönme yarıçapını arttırmadan arttırarak ulaştırmaktır. İmpellere entegre giriş kısmında yer alan bu kısım havayı sevk etmek amacıyla kavisli şekilde imal edilmektedir. Tek girişli ve çift girişli olmak üzere iki çeşit indüser sistemi vardır. Çift girişli indüserler hava akışını yarıya bölerler, girişteki Mach sayısını düşürmek için küçük çaplarda tasarlanırlar. Dizaynı zor olmakla birlikte birçok konfigürasyona entegrasi zor olduğundan uygulamaları kısıtlıdır.



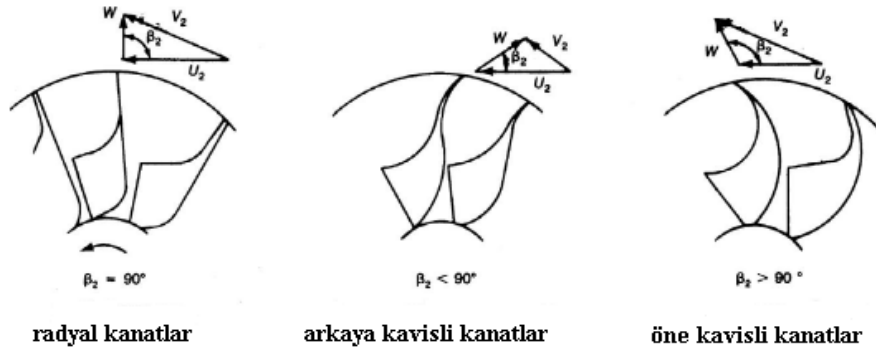
Şekil-4.1.32 Çift ve tek girişli indüser (Meherwan-2006)

3. İmpeller: İndüser kısmından sonra üzerine kanatçıkların radyal olarak yerleştirildiği impeller kısmı yer almaktadır. Radyal akışlı kompresörlerde akışkana enerji vermekle görevlidirler. İmpellerler çaplarına göre daha fazla bağıl akış geçirmek, gerilmeleri dengelemek için çift taraflı olarak veya tek taraflı olarak imal edilebilirler.



Şekil-4.1.33 Tipik çift ve tek taraflı impellerler (Soares-2007)

Akış impellere aksel doğrultuda girmekte ancak radyal doğrultuda çıkmaktadır. Yüksek hızlar nedeniyle impeller kanatçıkları yüksek gerilmelere maruz kalmaktadır ve gerilme kuvvetleri kavisli kanatçıkları düzelmeye zorlamaktadırlar. Bu nedenle impeller kanatçıkları, kanatların uç kısım açılarına göre üç çeşide ayrılmaktadır. Bunlar kanat açısı  $\beta_2 = 90^\circ$  olan radyal kanatlı,  $\beta_2 < 90^\circ$  olup arkaya doğru kavisli kanatlı ve  $\beta_2 > 90^\circ$  olan ileriye doğru kavisli kanatlı impellerlerdir.



Şekil-4.1.34 Kanat çeşitlerine göre impeller (Meherwan-2006)

Bu impellerler teorik olarak akış debisi karakteristikleri bakımından birbirlerinden farklılık gösterirler. Bu farklılık aşağıdaki şekilde akış oranı-debi diyagramında gösterilmektedir.

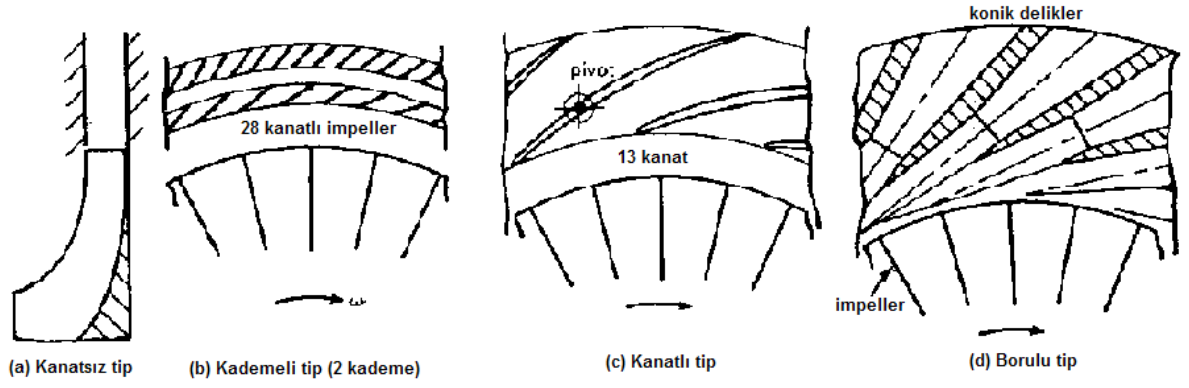
Yukarıdaki impellerin kullanımında avantaj ve dezavantajları aşağıdaki çizelgede verilmiş olup impellerin karşılaştırılması bu çizelgeden yapılabilmektedir.

Çizelge 4.1 Radyal akışlı kompresör impelleri avantaj ve dezavantajları

İmpel Tipi	Avantajlar	Dezavantajlar
<b>Radyal kanatlı</b>	1-Düşük enerji transferi ile mutlak yüksek çıkış hızları arasında makul bir uzlaşma göstermektedir. 2-Bileşik bükme gerilmelerinin olmaması. 3-İmalat kolaylığı	1-Surge toleransı oldukça sınırlıdır.
<b>Arkaya kavisli kanatlı</b>	1-Düşük çıkış kinetik enerjisi = Düşük difüzör giriş Mach sayısı 2-Surge toleransı geniştir	1-Düşük enerji transferi 2-Bileşik bükme gerilmeleri 3-İmalat zorluğu
<b>Öne kavisli kanatlı</b>	1-Yüksek enerji transferi	1-Yüksek çıkış kinetik enerjisi = Yüksek difüzör giriş Mach sayısı 2-Surge toleransı radyal kanatlara göre daha azdır. 3-İmalat zorluğu 4-Bileşik bükme gerilmelerinin olması

4- Difüzör: İmpeller çıkışındaki kinetik enerjiyi statik basınca dönüştüren bölümdür. Verimli bir yanma sistemi tasarımı, yanma odasına giren havanın hızının mümkün olduğu kadar düşük olması gerekmektedir. Difüzörde akışkanın hızı azaltılmakta ve bu hız azalmasından dolayı statik basınç artmaktadır. Radyal akışlı kompresörlerde yüksek performans elde etmek için impeller dizaynı ne kadar önemli ise difüzör dizaynı da o kadar önemlidir. İmpeller ile difüzör arasında kalan boşluk (klerens) önemli bir faktördür. Bu boşluğun görevi impellerin akış dolayısıyla maruz kaldığı aerodinamik darbelere tampon oluşturmaktır. Bu boşluğun çok az olması kararsız akış ve titreşime neden olmaktadır.

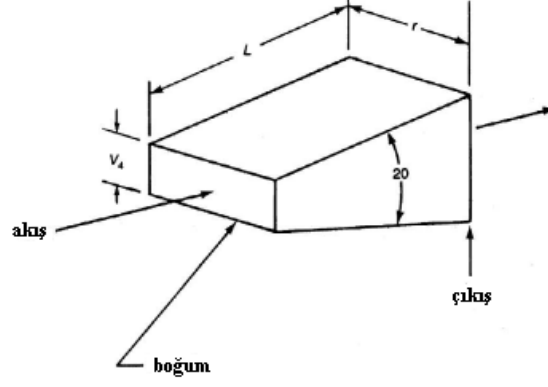
Difüzör performans karakteristikleri, difüzör geometrisi, akışın giriş koşulları ve çıkış koşullarının karmaşık bir fonksiyonudur. Difüzörler, geometrilerine göre kanatsız, kademeli, kanatlı ve borulu tip şeklinde sıralanmaktadır. Difüzör tipinin seçimi, kompresör çalışma gürültüsü üzerinde önemli etkiye sahiptir. Geometrilerine göre difüzörler aşağıdaki şekilde görülmektedir.



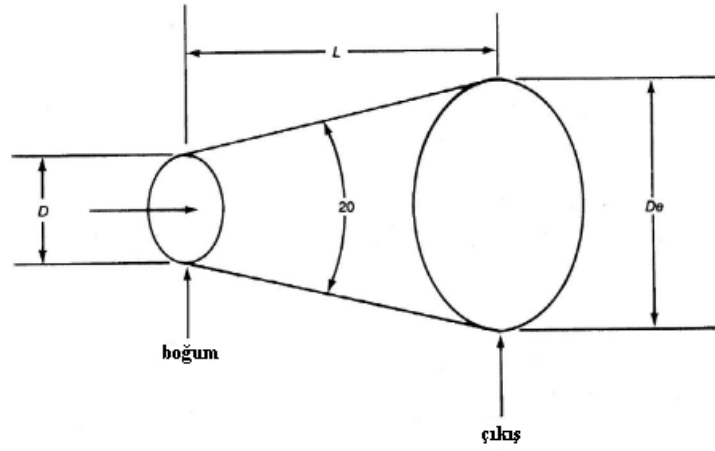
Şekil-4.1.35 Geometrilerine göre difüzörler (Harman-1981)

Kanatsız tip difüzörler, iri ve diğer tiplere göre daha verimsizdir. Kademeli tipler ise bir, iki veya üç kademedan oluşabilmektedir. Kanatlı tipte, kanatlar kavisli veya düz olabilmektedir. Boru ve kanal tipi difüzörler akışı ayrı pasajlardan toplar. Boru tipli difüzörler konik çeperli ve kanal tipliler ise dikdörtgen çeperlidirler. Şekil-4.1.36' da boru ve kanal tipi difüzör geometrileri gösterilmiştir.





**dikdörtgen çeperli kanal tipi difüzör**



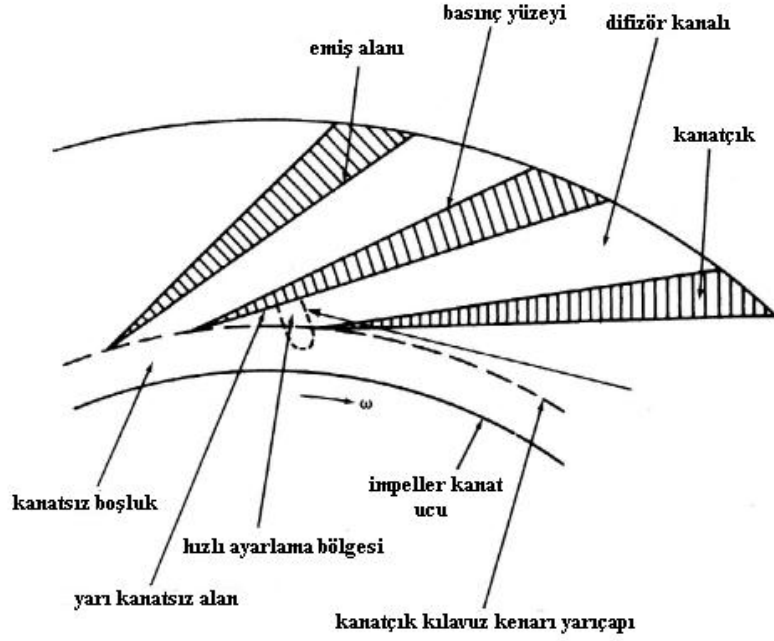
**konik çeperli boru tipi difüzör**

Şekil-4.1.36 Boru ve kanal tipi difüzörler (Meherwan-2006)

Difüzör ile impellerle karşılaşan akış, akış paterninin döner sistemden sabit sisteme geçişi esnasında değişmesi nedeniyle karmaşıktır. Bu karmaşık kararsız akış, impelleri terk eden akıştan kuvvetli bir şekilde etkilenmektedir. Fakat difüzördeki akışın genellikle difüzörün tüm geometrik konfigürasyonunu belirlemek amacı ile kararlı tip olduğu kabul edilmektedir. Kanallı tip difüzörlerde viskoz kesme kuvvetleri kinetik enerjiyi azaltan bir sınır tabaka oluşturmaktadır. Eğer kinetik enerji belirli bir sınırın altına düşerse, bu tabakadaki akış durgunlaşır ve tersine döner. Akışın bu tersine dönme hareketi difüzör pasajlarında türbülans ile karma kayıplarına ve akış açılarında değişmelere yol açacak ayrılmalara neden olmaktadır. Bu ayrılmalar kompresör performansını olumsuz yönde etkilemektedir.

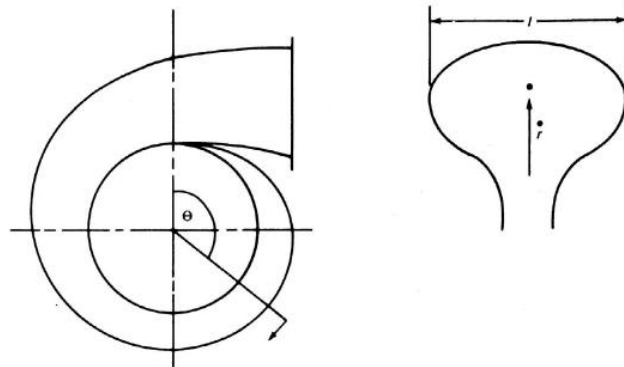
Difüzörler kanatçıksız ya da kanatçıklı olarak imal edilebilirler. Hava akışını etkili bir biçimde kontrol etmek ve difüzyon işlemini olabildiğince kısa mesafede tamamlamak için, impelleri terk eden akış, sabit difüzör kanatçıkları aracılığıyla birçok ayrı akışlara ayrılmaktadır. Kanatçıklar tarafından oluşturulan kanalların derinliği genellikle sabit,

genişlikleri ise kanatçık biçimine uygun olarak artmaktadır. Dizaynda kanatçık sayısı ve kanal derinliği kararlaştırıldıktan sonra, verilen basınç ve sıcaklık değerlerine uygun kütle akışını sağlayacak boğaz genişliği hesaplanabilir. Akışın dalgalanma (surge) eğilimi göstermesi nedeniyle, difizör kanatçıklarının sayısı genellikle impeller kanatçıklarının sayısından daha azdır. Difizör kanallarının uzunluğu da, müsaade edilebilen maksimum genişleme açısı ve gerekli difizyon miktarı dikkate alınarak belirlenmektedir.



Şekil-4.1.37 Kanatlı difizör ve difizör akış bölgeleri (Harman-1981)

5- Volüt (Salyangoz): Hava, difizör kanatçıklarını terk ettikten sonra bir volüta (salyangoz kabuğu biçimi) ve oradan da yanma odasına gider. Volüt' ün görevi difizörden çıkan havayı toplamak ve kompresör çıkış borusuna ulaştırmaktır. Volüt' ün kompresör toplam verimi üzerinde önemli etkisi vardır.



Şekil-4.1.38 Volüt' ün görünümü (Meherwan-2006)

Basit volüt tasarımında sürtünme ihmal edildiğinden, akışın açılal momentumu sabit kalmaktadır ve basınç ile hızın  $\theta$  açısına bağımlı olduğu kabul edilmektedir.

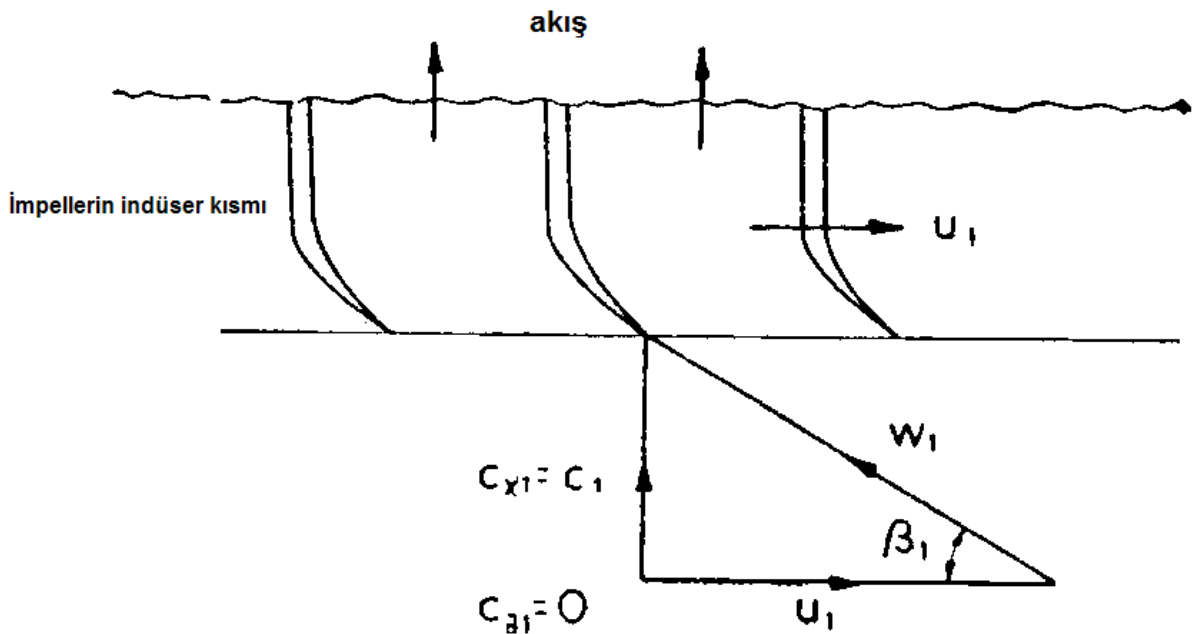
#### 4.1.2.3 Kademe aerodinamiği ve hız profillerinin incelenmesi

Radyal akışlı kompresörde kademelerin aerodinamiği ve hız profilleri incelenirken koordinat sisteminde karşılığı gelen  $r$ ,  $\theta$  ve  $x$  simgeleri kullanılacaktır. Eksenel kompresörlerde olduğu gibi burada da açılar verilen noktadan teğetsel doğrultuya göre ölçülecektir. İmpellere giren ve çıkan havanın mutlak ve bağıl açıları sırasıyla  $\alpha_1, \alpha_2$  ve  $\beta_1, \beta_2$  indisleri ile gösterilecektir. İmpellerde giriş ve çıkış yarıçapı değiştiiğinden bu bölgelerdeki teğetsel hızlarda eksenel kompresördeki gibi aynı olmayıp farklı olacaktır. Bu bahse konu hızları:

$$u_1 = \frac{\pi d_1 N}{60} \text{ ve } u_2 = \frac{\pi d_2 N}{60} \text{ şeklinde gösterebiliriz.} \quad (32)$$

Burada akışı bir önceki kısımda anlattığımız radyal akışlı kompresör elemanlarında tek tek takip etmek suretiyle anlatmak daha akılda kalıcı olacaktır. Akışı indüser kısmından alarak başlayalım. İndüser kısmındaki akışı kılavuz kanat kullanılmış ve kılavuz kanat kullanılmamış durumları olarak iki kısımda incelemekte yarar vardır.

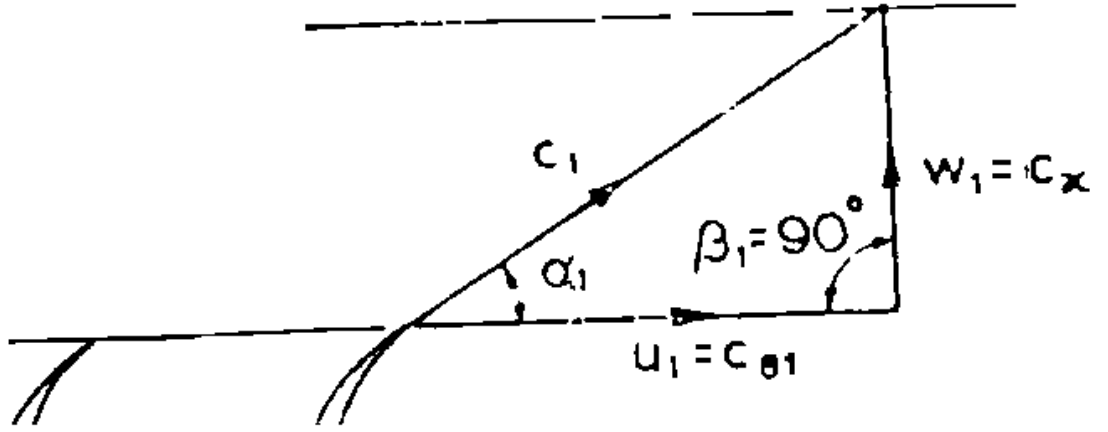
Aşağıdaki şekilde kılavuz kanatçık kullanılmamış indüserdeki akış gösterilmektedir. Burada eksenel yönde mutlak hız ( $c_1$ ) giriş açısı  $\alpha_1 = 90^\circ$  ve teğetsel doğrultuda bağıl hız ( $w_1$ ) giriş açısı  $\beta_1$  olmaktadır. Türbülans veya anaförlü dönüş bileşeni  $c_{\theta 1} = 0$  dır.



Şekil-4.1.39 Kılavuz kanatçiksız indüserdeki hız diyagramı (Yahya-1999)

$$\tan \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} = \frac{c_{x1}}{u_1} \quad (33)$$

Kılavuz kanatçıklı indüser de ise  $\alpha_1$  açısı akışa yön veren kılavuz kanatçık çıkışında olmakta ve kılavuz kanatçıklar bağıl hıza ( $w_1$ ) yön vermektedir. Bu durumda  $\beta_1 = 90^\circ$  olmakta ve pozitif türbülans bileşeni  $c_{\theta 1} = u_1$  olmaktadır. Aşağıdaki şekilde kılavuz kanatçıklı indüser kısmı görülmektedir.

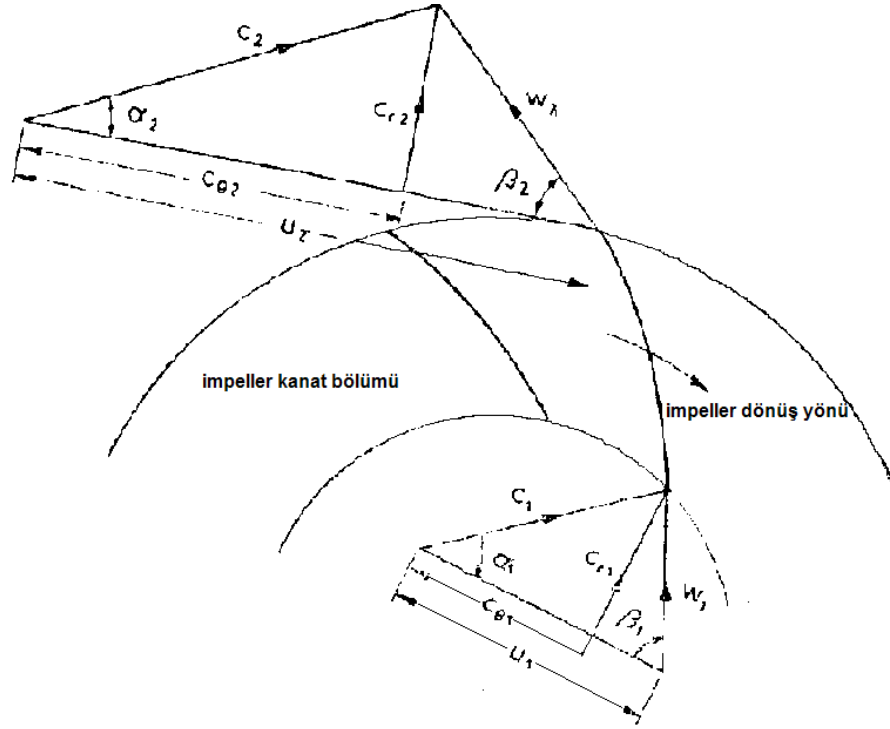


Şekil-4.1.40 Kılavuz kanatçıklı indüser hız diyagramı (Yahya-1999)

$$\tan \alpha_1 = \frac{w_1}{u_1} = \frac{c_{x1}}{u_1} \quad (34)$$

İndüser kısmındaki hız bağıntıları inceleyip belirledikten sonra impeller kısmına geçebiliriz. Radyal akışlı kompresörlerde impellerler kısım 4.1.34' te belirtildiği üzere üç çeşide ayrılmaktadır. Bu nedenle aerodinamik ve hız profil incelemesi bu impellerler için tek tek yapılacaktır.

Arkaya kavisli kanatçıklı impeller için aşağıdaki şekilde de görüldüğü üzere ( $\beta_2 < 90^\circ$ ) giriş ve çıkış hız üçgenleri sadece radyal kısımda yer almaktadır.  $c_1$  vektörü mutlak hızı,  $c_{\theta 1}$  türbülans bileşenini,  $\alpha_1$  giriş açısını ifade etmektedir. Akış impeller kanatlarını  $w_2$  bağıl hızı ve  $\beta_2$  açısı,  $c_2$  mutlak hızı ve  $\alpha_2$  açısı ile terk etmektedir. Teğetsel bileşen (türbülans)  $c_{\theta 2}$  ve radyal bileşen  $c_{r2}$  olmaktadır. Havanın giriş ve çıkışına ait hız üçgenlerinden elde edilen bağıntılar aşağıda verildiği gibi olmaktadır.



Şekil-4.1.41 Arkaya kavisli kanatlı impeller ( $\beta_2 < 90^\circ$ ) hız diyagramı (Yahya-1999)

$$c_{r1} = c_1 \sin \alpha_1 = w_1 \sin \beta_1 \quad (35)$$

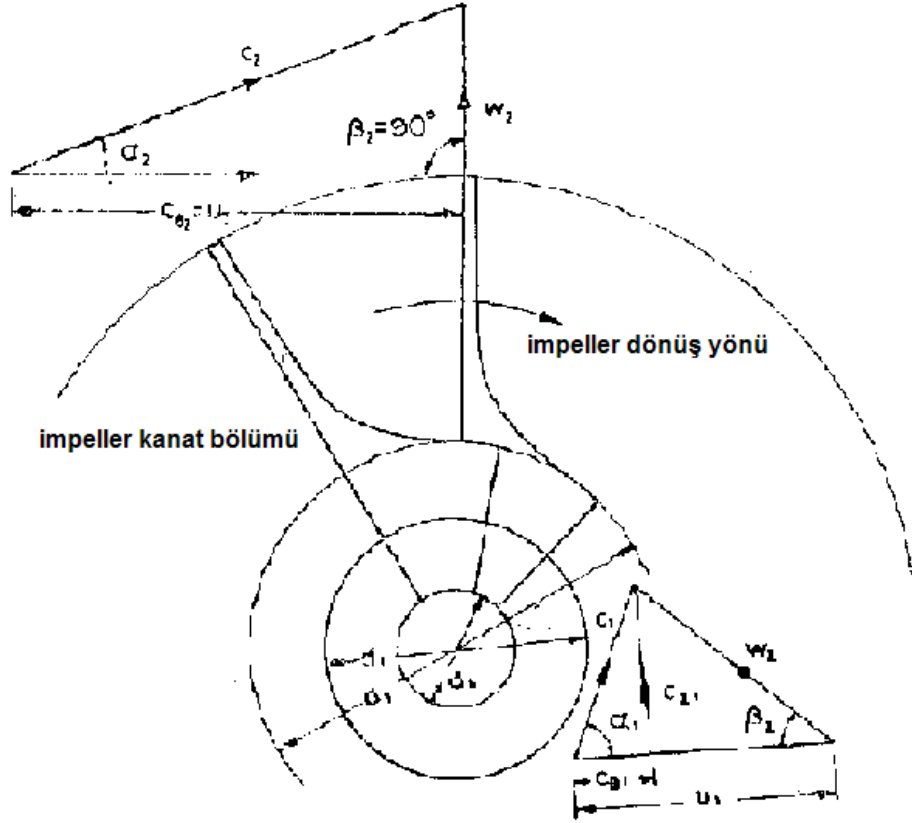
$$c_{\theta 1} = c_1 \cos \alpha_1 = c_{r1} \cot \alpha_1 = u_1 - c_{r1} \cot \beta_1 \quad (36)$$

$$c_{r2} = c_2 \sin \alpha_2 = w_2 \sin \beta_2 \quad (37)$$

$$c_{\theta 2} = c_2 \cos \alpha_2 = c_{r2} \cot \alpha_2 = u_2 - c_{r2} \cot \beta_2 \quad (38)$$

Kanatçıkların radyal kısımları için kütle akışı süreklilik denklemlerinden:

$$m = \rho_1 c_{r1} \pi d_1 b_1 = \rho_2 c_{r2} \pi d_2 b_2 \quad (39)$$



Şekil-4.1.42 Radyal kanatçıklı impeller ( $\beta_2 = 90^\circ$ ) hız diyagramı (Yahya-1999)

Radyal kanatçıklı impeller ( $\beta_2 = 90^\circ$ ) için hız incelemesi yapacak olursak; girişteki hız üçgenleri bir önceki şekildekilere benzerlik göstermektedir. Burada  $c_{x1}$  hız bileşeninin yerini  $c_{r1}$  hız bileşeni yer almaktadır. Çıkış hız vektörel üçgeni ise Şekil-4.1.42'nin  $\beta_2 = 90^\circ$  ile özel bir çeşididir. Bu durum denklem (37) ve (38)' e uygulanırsa:

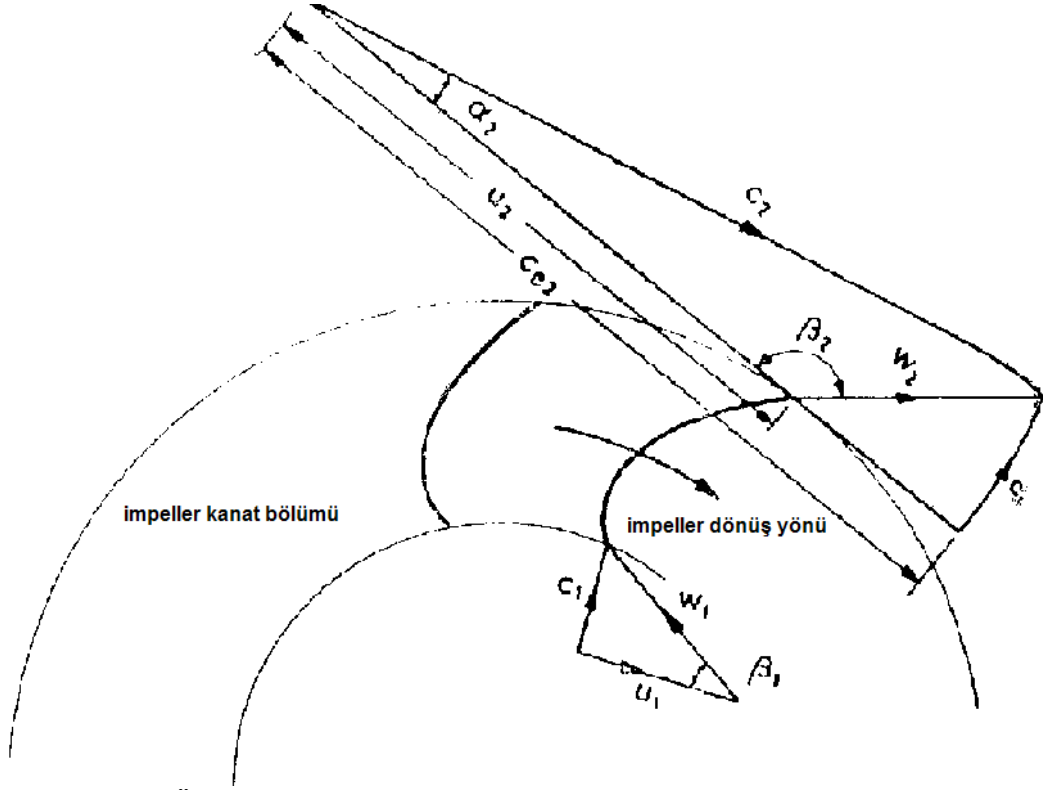
$$c_{r2} = w_2 = c_2 \sin \alpha_2 \quad (40)$$

$$c_{\theta 2} = c_2 \cos \alpha_2 = c_{r2} \cot \alpha_2 = u_2 \text{ olur.} \quad (41)$$

Kanatçıkların radyal kısımları için kütle akışı süreklilik denklemlerinden:

$$m = \rho_1 c_{x1} \frac{\pi}{4} (d_t^2 - d_h^2) = \rho_2 c_{r2} \pi d_2 b_2 \quad \text{olmaktadır.} \quad (42)$$

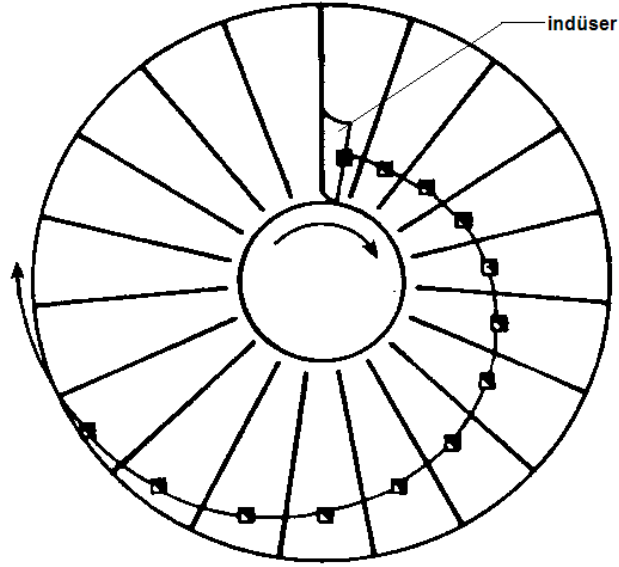
Öne kavisli impeller kanatçıkları için ( $\beta_2 > 90^\circ$ ) girişte sıfır türbülansın olduğu ve kanatçıkların yüksek miktarlarda akışkanı yönlendirdiği,  $c_{\theta 2} > u_2$  olduğu gözlenmiştir. Bu durum impellerin yapabileceği iş kapasitesini ve basınç artışını arttırmaktadır. Bu tip kompresör uygulaması yüksek çıkış kayıplarına sahip olması nedeniyle pratikte yüksek devirli kompresörler için uygun değildir.



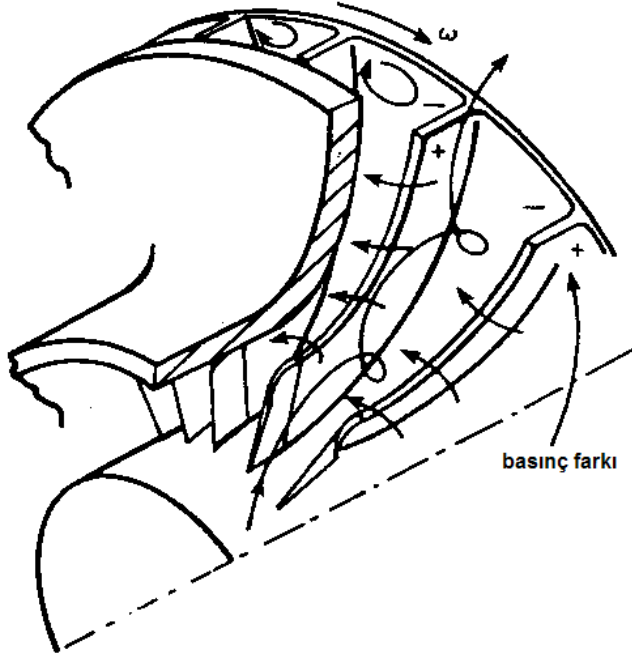
Şekil-4.1.43 Öne kavisli kanatlı impeller ( $\beta_2 > 90^\circ$ ) hız diyagramı (Yahya-1999)

#### 4.1.2.3.1 İmpeller üzerindeki akışın incelenmesi

Radyal akışlı kompresörlerde impeller kanat pasajlarındaki akış pateni çok karmaşıktır. Deneysel sonuçlar bize, bu pasajlardaki akışın, kanat yüzeylerindeki alanlarda hız dağılımının teorik olarak belirtilenden farklı olduğunu göstermektedir. Fakat yinede yüksek performanslı impeller dizaynında mümkün olduğu kadar kanatçık yüzeylerindeki hız dağılımının teorik metotlar ile yapılan incelemelerinden faydalanılmaktadır. İmpeller kanatları dizayn edilirken, akıştaki yüksek kayıpları ve akışın dağılmasına neden olan büyük miktarlardaki ivmelenmelerin olmamasına dikkat edilir. İmpeller indüserine ulaşan akış, nominal olarak düz ve paralel akış hatları biçimindedir ve başlangıçta bu akışta dönel bir hareket veya türbülans yoktur. Dönme hareketi akışkana impeller pasajlarında kazandırılmaktadır. Akışkanın impellerde izlediği akış yörüngesi indüser kısmından başlamak suretiyle aşağıdaki şekilde verilmiştir.



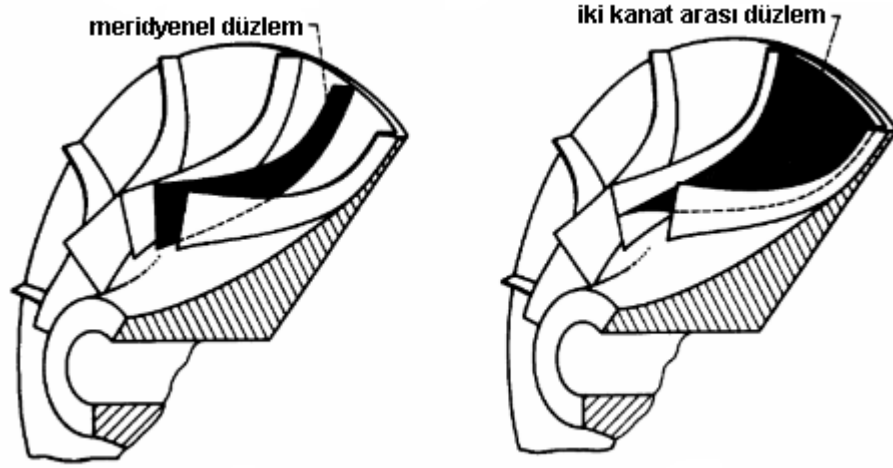
Şekil-4.1.44 İmpeller üzerindeki akışın paterni (Harman-1981)



Şekil-4.1.45 İmpellerdeki akış paterninin üç boyutlu gösterimi (Harman-1981)

Radyal akışlı kompresör impeller pasajlarındaki akış alanlarını tanımlamak için çeşitli koordinat sistemleri kullanılmaktadır. Bu kısımda daha kolay ve anlaşılır olması açısından akış alanlarını radyal-eksenel (meridyenel) ve iki kanat arasında kalan (kanat-kanat) düzlemlerinde inceleyeceğiz.

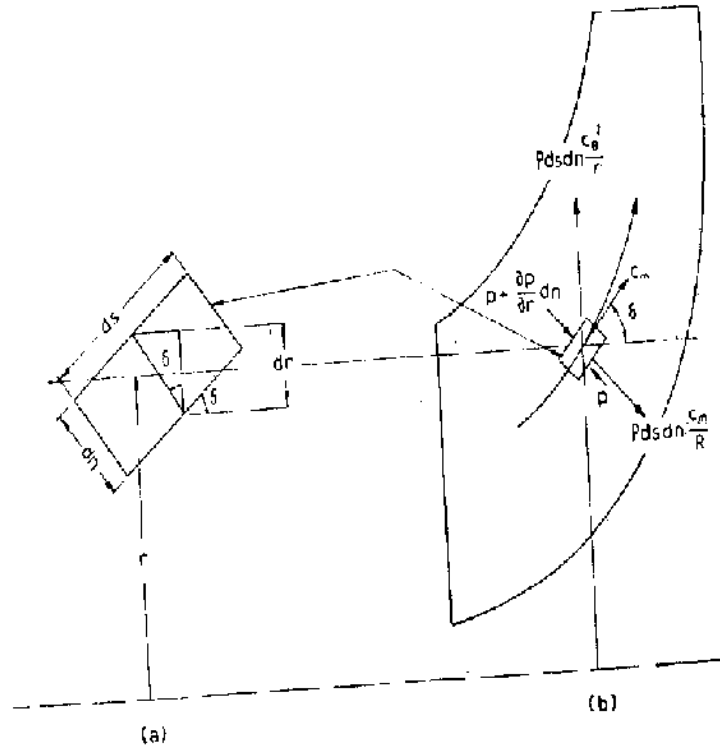




Şekil-4.1.46 İmpeller üzerindeki akış alanları (Glassman -1994)

#### 4.1.2.3.1.1 Meridyenel düzlemde akış

Meridyenel düzlemde kanat göbeği ile kanat ucu arasındaki sonsuz küçüklikteki akışkan elementi (yarıçapı  $r$ ) aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil-4.1.47 Kanat meridyenel düzlemindeki akış (Yahya-1999)

Meridyenel eksen çizgisinin ortasından geçtiği bu elementin kavis yarıçapı  $R$ ' dir. Normal doğrultudaki ( $n$ -doğrultusu) meridyenel hız dağılımı incelenirken burada üç kabul yapılacaktır. Bu kabuller:

- 1- İzentropik ve sıkıştırılamaz akış

2- Simetrik eksenli akış

3- Radyal impeller kanatları kabulleridir. Bu kabuller ışığında akış elementinin hacmi  $ds dn$  dir. Akış elementi impellerin dönmesi nedeniyle radyal kuvvetlere maruz kalmaktadır. Radyal kuvvetlere bağlı tanjantsal hız bileşeni  $c_\theta$ ;

$\rho ds dn \frac{c_\theta}{r}$  ve kavis eksenine göre olan  $\rho ds dn \frac{c_m^2}{R}$ , dir. Normal doğrultuda elemente etki eden kuvvetleri formülize edersek:

$$pds + \rho ds dn \frac{c_\theta^2}{r} \cos \delta = \left( p + \frac{\partial p}{\partial n} dn \right) ds + \rho ds dn \frac{c_m^2}{R} \quad (43)$$

Buradan yapılan düzenleme ve sadeleştirmeler ile:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial n} = \frac{c_\theta^2}{r} \cos \delta - \frac{c_m^2}{R} \quad (44)$$

Şekilden de görüleceği üzere  $\frac{\partial r}{\partial n} = \cos \delta$  olmaktadır. Simetrik eksenli ve radyal kanatçıklar için  $c_\theta = u = \omega r$  ve  $c_m = w$  olmaktadır. Bu veriler ışığında denklem (44) yeniden yazılırsa:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial n} = \omega^2 r \frac{\partial r}{\partial n} - \frac{w^2}{R} \quad (45)$$

Düzenlemeler ve diferansiyel işlemler neticesinde  $\frac{dw}{w} = \frac{dn}{R}$  elde edilir. (46)

Denklem (46)'daki her iki tarafın integrali  $w = c_m = ke$  olduğu göz önüne alınarak alınır:

$$\ln w + \ln(\text{sabit}) = \int \frac{dn}{R} \text{ olur.} \quad (47)$$

Denklem (47) bize meridyenel düzlemdeki hız dağılımını vermektedir.

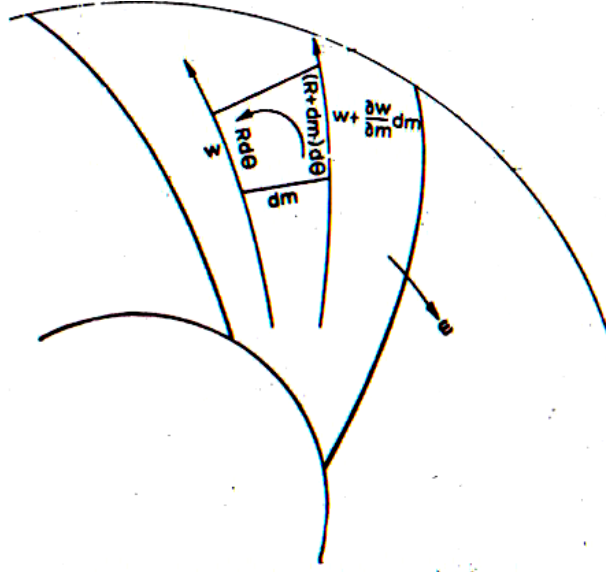
Kanatçık göbeği ile kanatçık ucu arasında kalan alandaki toplam kütle debisi ise;

$$m = 2\pi k \int \left\{ \rho \cdot r \cdot e^{\int \frac{dn}{R}} \right\} dn \text{ olmaktadır.} \quad (48)$$

$k$ : Sabitinin değeri süreklilik denkleminde elde edilebilmektedir.

#### 4.1.2.3.1.2 İki kanat arası düzlemdeki akış

İki kanat arası düzlemdeki akışı, arkaya kavisli kanatçıklı impeller üzerinde incelenecektir. Aşağıdaki şekilde arakaya kavisli kanatçıklı impellerin iki kanatçığı arasında kalan alanda sonsuz küçüklükteki akışkan elementi görülmektedir. Akışkan elementi iki akış ekseninde kalmaktadır  $dm$  ve eksenler ile yaptığı açı  $d\theta$ 'dir. Elementin bir tarafındaki bağlı hız  $w$  diğer tarafındaki hız  $w + \frac{\partial w}{\partial m} dm$  olmaktadır.



Şekil-4.1.48 İki kanat arası düzlemdeki akış (Yahya-1999)

Elementin saat yönünün tersi istikametindeki sirkülasyonu;

$$dT = \left( w + \frac{\partial w}{\partial m} dm \right) (R + dm) d\theta - w R d\theta \quad (49)$$

$$dA = R d\theta dm \quad (50)$$

$$\frac{dT}{dA} = \frac{\partial w}{\partial m} + \frac{w}{R} \quad (51)$$

İki kanat arası düzlemde kalan girdaplı akış:

$$\xi = \frac{\partial w}{\partial m} + \frac{w}{R} \quad (52)$$

Eğer impeller pasajlarındaki girdaplı akış sıfırsa, içerideki akışın döner hareketi olmaktadır.

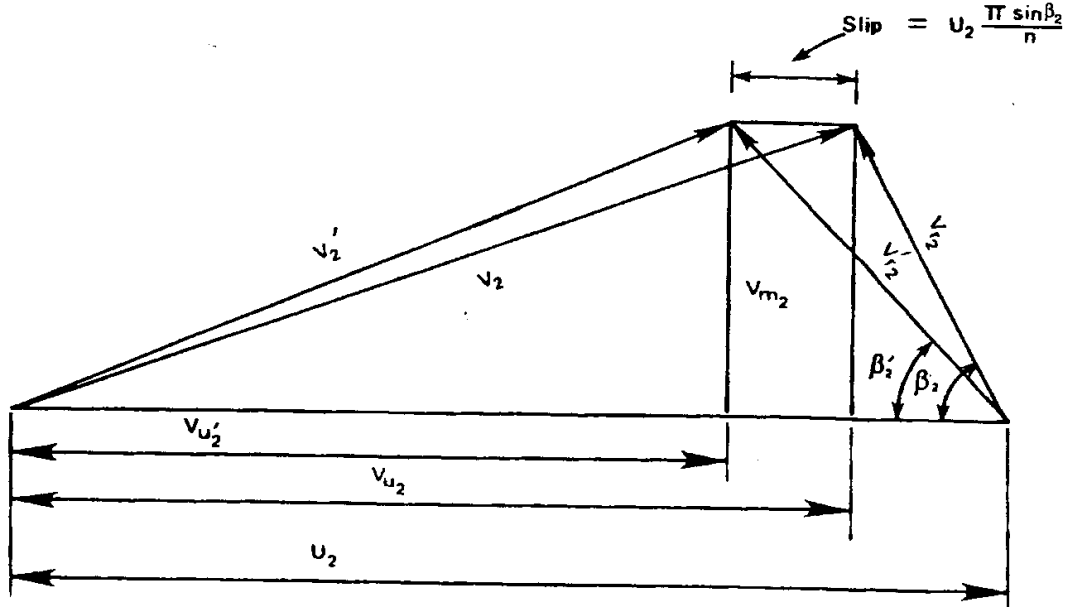
$$dönüş \ hareketi = \frac{1}{2} girdaplı \ akış \ yani \ \omega = \frac{1}{2} \xi \text{ olmaktadır.}$$

Sonuç olarak iki kanat arasında kalan düzlemdeki hız dağılımı aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$\frac{\partial w}{\partial m} + \frac{w}{R} = 2\omega \quad (53)$$

#### 4.1.2.3.1.3 Kayma faktörü (Slip)

İmpeller üzerindeki akışı incelerken karşımıza kayma faktörü (slip) adında bir durum çıkar. Gerçekte radyal akışlı kompresör uygulamalarında impelleri terk eden akışkan teorikte olması gereken şekilde kanatçık çıkış açısını ( $\beta_2$ ) takip etmemekte, bir miktar sapma yaparak  $\beta'_2$  açısı ile impeller kanatçığını terk etmektedir. Geometrik çıkış açısında meydana gelen bu sapmaya kayma (slip) adı verilmektedir. Kompresör tasarımcıları akışkan ile impeller arasındaki enerji transferinin doğru ve gerçek değerini bulmak için kaymanın değerini hesaplamak zorundadırlar. Aşağıdaki şekilde teorik impeller kanatçık hız diyagramı ile uygulamada karşılaşılan kayma faktörlü hız diyagramı görülmektedir.



Şekil-4.1.49 İmpeller çıkış açısındaki kayma faktörü (Brown -2005)

Hız diyagramındaki parametreleri açacak olursak:

$V_{u2}$ : Mutlak hızın tanjantsal bileşeni

$u_2$ : İmpeller kanatçık hızı

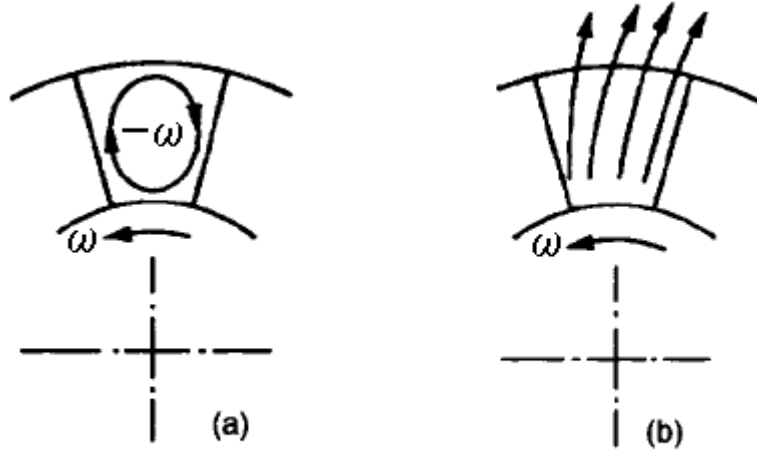
$\beta_2$ : Geometrik kanatçık çıkış açısı

$n$ : İmpeller kanatçık sayısı

$V_2$ : İmpeller mutlak kanatçık hız vektörü

$V_{r2}$ : Bağlı hız vektörü

Kayma faktörü, günümüzde de kullanılan en eski ve pratikte uygulaması kolay olan *Stodola* (1927) teorisi ile en iyi ifade edilmektedir. *Stodala* teorisini incelemeden önce bu teorinin dayandığı kabul olan bağlı türbülans konseptini ele almak gerekmektedir. İmpellerden geçen akışın girdapsız ve akışkanın sürtünmesiz olduğunu kabul edelim. Eğer impellere giren mutlak akışta dönme hareketi yoksa çıkışta da mutlak akışta, dönme hareketi olmayacaktır. İmpeller  $\omega$  açısal hızı ile dönerse impellere bağlı olarak akışkanında açısal hızı  $-\omega$  olacaktır. Bu akışkan hareketine bağlı türbülans adı verilir. İmpeller çıkışındaki bağlı akış, bağlı türbülans ile dışa akışın birleşimi olarak ifade edilebilir. Aşağıdaki şekilde bağlı türbülans ile bağlı akış ifade edilmektedir.



(a) Dışa akışsız bağlı türbülans (b) İmpeller çıkışındaki bağlı akış

Şekil-4.1.50 İmpeller kanatçıklarındaki akış (Dixon-1998)

Akış için *Stodola'* nın teorisi yaklaşık olarak impeller kanatçık çıkışındaki kaymanın bağlı türbülans nedeniyle oluştuğunu kabul etmektedir.

Bu teoriye göre kayma faktörü:

$$\text{Kayma miktarı} = u_2 \frac{\pi \sin \beta_2}{n} \text{ olmaktadır.} \quad (54)$$

Yukarıdaki şekilden kayma faktörünü mutlak hızların tanjantsal bileşenlerinin oranı şeklinde de yazabiliriz:

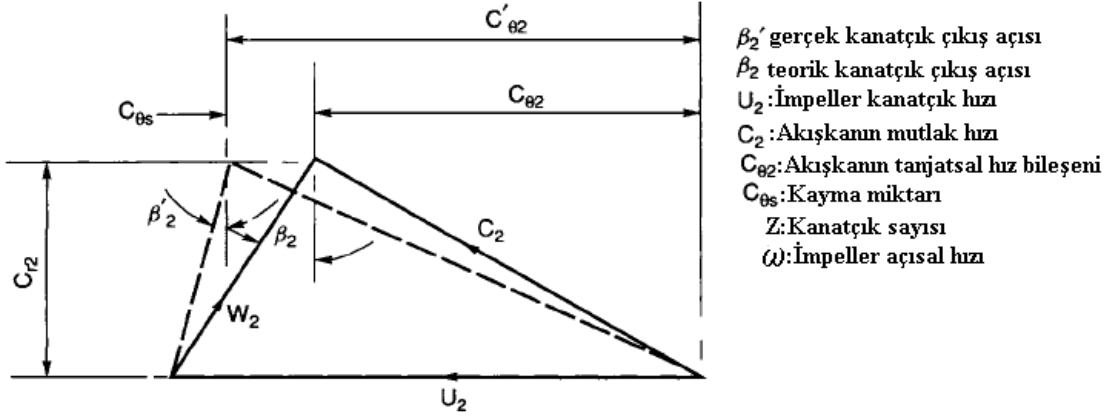
$$K.F. = \mu = \frac{V'_{u2}}{V_{u2}} \quad (55)$$

$$V'_{u2} = V_{u2} - \text{kayma (slip)} \quad (56)$$

Denklem (54) ve (55)' i düzenlersek kayma faktörü;

$$K.F. = \mu = 1 - \frac{u_2}{V_{u2}} \left( \frac{\pi \sin \beta_2}{n} \right) \text{ olmaktadır.} \quad (57)$$

Stodola teorisini bağlı türbülans bağlı olarak ta ifade etmek mümkündür.



Şekil-4.1.51 Arkaya kavisli impeller için kanatçık çıkış hız diyagramı (Dixon-1998)

$$\text{Kayma hızı } C_{\theta s} = C'_{\theta 2} - C_{\theta 2} \quad (58)$$

İki impeller kanatçığı arasında kalan alanda oluşan bağıl türbülansın yarıçapı  $d/2$  olursa kayma  $C_{\theta s} = \omega \frac{d}{2}$  olur. (59)

Bağıl türbülansın yarıçapı ise yaklaşık olarak:

$$d \cong (2\pi r_2 / Z) \cos \beta_2' \quad (60)$$

$$\omega = U_2 / r_2 \quad (61)$$

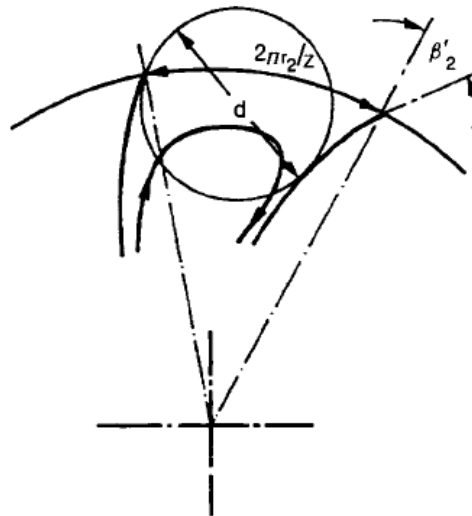
Denklem (60) ve (61)' deki değerler denklem (59)' da yerine koyulursa kayma:

$$C_{\theta s} = \frac{U_2 \pi \cos \beta_2'}{Z} \text{ olur.} \quad (62)$$

$$C'_{\theta 2} = U_2 - C_{r2} \tan \beta_2' \quad (63)$$

Stadolo' nun kayma faktörü diğer bir ifadeyle :

$$\mu = \frac{C_{\theta 2}}{C'_{\theta 2}} = 1 - \frac{C_{\theta s}}{U_2 - C_{r2} \tan \beta_2'} \text{ olmaktadır.} \quad (64)$$



Şekil-4.1.52 Stadolo' nun kayma faktörü teoremi akış modeli (Dixon-1998)

Kayma faktörünün değeri impeller kanatçık dizaynında büyük piç açılarında veya impellerin kanatçık sayısının fazla olması nedeniyle artabilmektedir. Ayrıca impeller kanatçığının bir yüzeyinden diğer yüzeyine akış geçişlerine sızıntı adı verilmektedir ve bu sızıntılar impellerden akışkana enerji geçişini azaltmakta, impeller çıkış açısını artırarak kayma miktarını dolayısıyla kayma faktörünü değiştirmektedir. İmpeller kanatçık kalınlıkları da kayma faktörünü etkileyen faktörlerden biri olmaktadır.

#### 4.1.2.3.2 Kademedeki akışın termodinamiksel incelenmesi

Bu kısımda kompresör kademesi ile ilgili termodinamiksel bağıntılar ele alınarak aerodinamiksel incelemenin daha kolay ve bir bütün olarak yapılması amaçlanmaktadır. Radyal akışlı kompresörde giriş hızını  $u_1$  ve çıkış hızını  $u_2$  olarak alırsak. Kademedeki yapılan spesifik iş veya enerji transferi:

$$w = u_2 c_{\theta 2} - u_1 c_{\theta 1} \quad (65)$$

Yukarıdaki denklemde  $c_{\theta 1}$  pozitif olursa  $u_1 c_{\theta 1}$  çarpımı da pozitif olacak ve denklemde normal çıkarma işlemi olacak bunun sonucunda da kademedeki iş ve basınç artışı buna bağlı olarak azalacaktır. Bu azalma parametreler  $c_{\theta 1}$ 'in değerinin düşürülmesi ile veya  $c_{\theta 1}$ 'in negatif yapılması ile ortadan kaldırılabilir. Kademedeki kılavuz kanatçık kullanılmaz ise  $c_{\theta 1} = 0$  olacaktır ve denklem;

$$w = u_2 c_{\theta 2} \quad (66)$$

şeklini alacaktır.

Radyal kanatçıklı impeller ( $\beta_2 = 90^\circ$ ) için iş denklemi:

$$w = u_2 (u_2 - c_{r2} \cot \beta_2) \quad (67)$$

İmpeller çıkışındaki akış katsayısını tanımlamak gerekirse:

$$\phi_2 = \frac{c_{r2}}{u_2} \quad (68)$$

Denklem (68) deki değer denklem (67)' ye uygulanırsa kademedeki iş:

$$w = u_2^2 (1 - \phi_2 \cot \beta_2) \quad (69)$$

Kademedeki gerçek işi bulmak için teorik denkleme kayma faktörü eklenir. Böylece bir radyal akışlı kompresör kademesinde yapılan gerçek iş:

$$w = \mu u_2^2 (1 - \phi_2 \cot \beta_2) \text{ olur.} \quad (70)$$

Kademedeki işi Euler denklemlerinden de hesaplamak mümkündür:

$$w = \frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) + \frac{1}{2} (w_1^2 - w_2^2) + \frac{1}{2} (u_2^2 - u_1^2) \quad (71)$$

Radyal uçlu kanatçıklı impeller için giriş açıları  $\alpha_1 = 90^\circ, \beta_2 = 90^\circ$  olduğunda denklem (67) ve (69) dan aşağıdaki sonucu elde edebiliriz.

$$w = u_2^2 \quad (72)$$

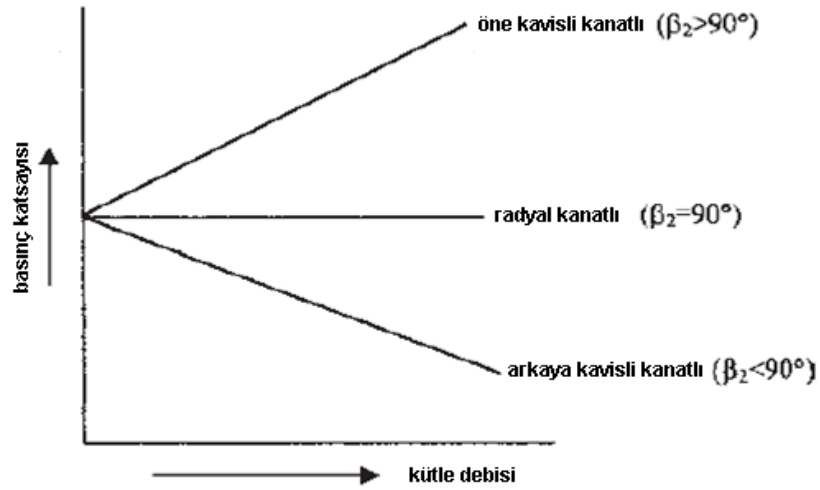
Kademedeki basınç katsayısı aşağıdaki bağıntıda verildiği gibi olmaktadır:

$$\varphi = \frac{w}{u_2^2} \quad (73)$$

$$\varphi = \frac{c_{\theta 2}}{u_2} \quad (74)$$

$$\varphi = 1 - \Phi_2 \cot \beta_2 \quad (75)$$

Radyal akışlı kompresör kademesindeki basınç katsayısı ve akış katsayısı, impeller geometrisine göre üçe ayrılmış impellerlerin her biri için hesaplanıp plotlanırsa, bu bize teorik impeller performans karakteristikleri diyagramını verecektir. Gerçek performans karakteristik diyagramı için ise kademe kayıplarını hesaplamaların içine katarak plotlamaları yapmak gerekmektedir.



Şekil-4.1.53 İmpeller geometrisine göre radyal akışlı kompresör basınç ve akış katsayıları (Gorla ve Khan-2003)

Kademedeki sıkıştırma oranını (basınç artışı) inceleyecek olursak, radyal akışlı kompresörlerde kademedeki statik basınç artışı impellerde, difüzör ve volütta meydana gelmektedir. İmpellerde meydana gelen statik basınç artışı bağıl hız vektörünün  $w_1$ ' den  $w_2$ ' ye difüzyonu ile ve radyal enerjideki değişme ile oluşmaktadır. Difüzörde ve volütta oluşan statik basınç artışı ise enerji transferi işlemleri ile beraber akışın hızında meydana gelen düşmeden, hız azalmasından kaynaklanmaktadır.

Daha önceki kısımda aksel akışlı kompresörler için akışın sıkıştırılamaz olduğunu kabul etmiştik fakat radyal akışlı kompresör kademesinde basınç artışının yüksek ve kademe içerisinde akışkanın yoğunluğunun değiştiği göz önüne alınırsa birçok uygulama için akışın sıkıştırılamaz olduğunu kabul etmemiz mümkün değildir. Sıkıştırılabilir akış için sıkıştırma



oranı akışkanı mükemmel gaz olarak ve işlemin izentropik olduğunu kabul ederek aşağıda gösterildiği gibi hesaplanabilmektedir.

$$w = \Delta h_0 = c_p T_{01} \left( p_{r0}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (76)$$

Bu eşitliği denklem (69)' a uygularsak:

$$c_p T_{01} \left( p_{r0}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = w = u_2^2 (1 - \phi_2 \cot \beta_2) \quad (77)$$

Ve buradan sıkıştırma oranı  $p_{r0}$ ' ı çekersek;

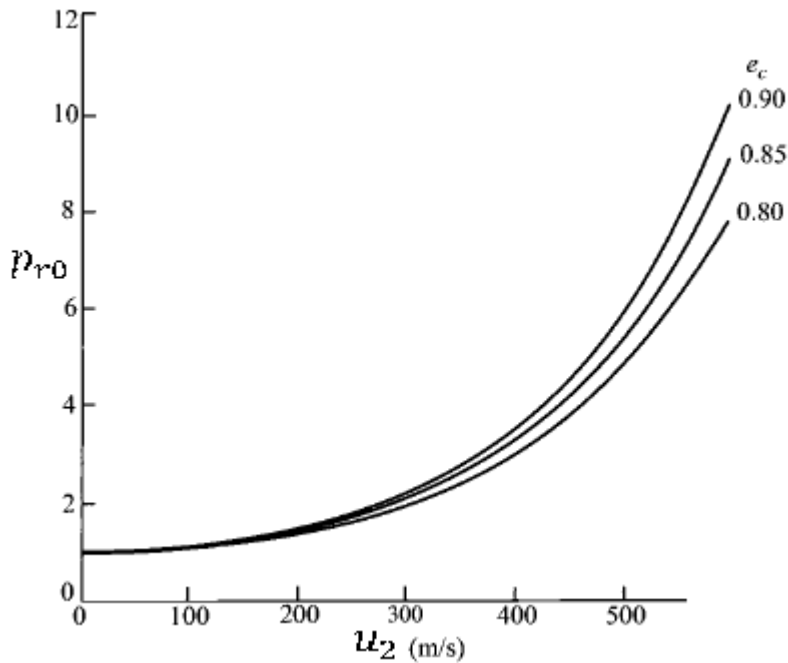
$$p_{r0} = \left\{ 1 + (1 - \phi_2 \cot \beta_2) \frac{u_2^2}{c_p T_{01}} \right\}^{\frac{k}{k-1}} \quad (78)$$

Denklem (78)' i düzenlersek kademedeki sıkıştırma oranı;

$$p_{r0} = \left( 1 + \frac{\phi u_2^2}{c_p T_{01}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \text{ olur.} \quad (79)$$

Kamedeki gerçek sıkıştırma oranı ise kayma faktörü ile:

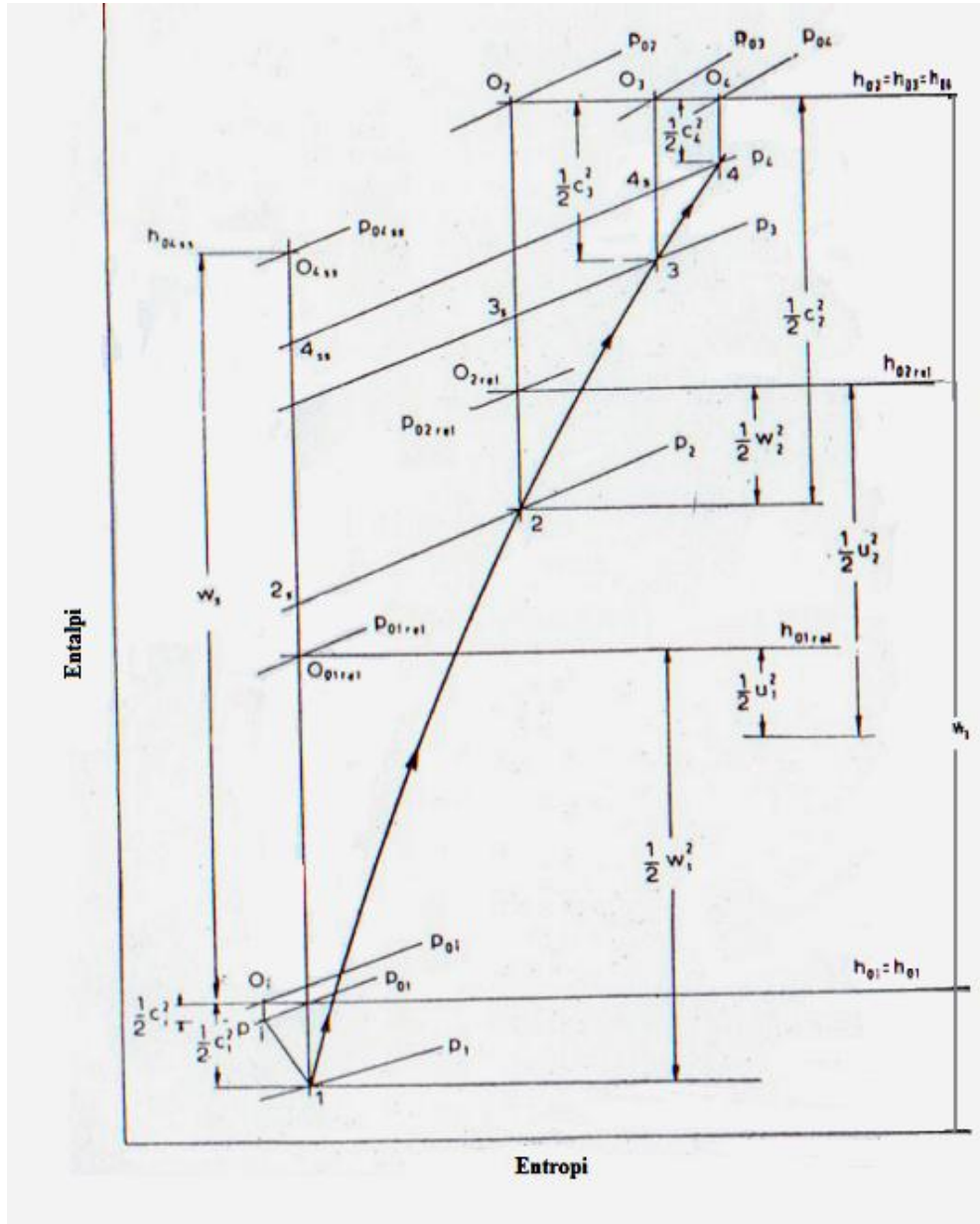
$$p_{r0} = \left( 1 + \frac{\mu \phi u_2^2}{c_p T_{01}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (80)$$



Şekil-4.1.54 İmpeller dönüş hızına karşılık sıkıştırma oranları (Mattingly-2006)

Radyal akışlı kompresör kademesinin verimini ve reaksiyon oranını bulabilmemiz için kompresördeki entalpi ve entropi değişimine bakmakta yarar vardır. Aşağıdaki şekilde radyal akışlı kompresörün akış için entalpi-entropi diyagramı görülmektedir. Bu diyagramda (i-1)

kısmı giriş kısmıdır, (1-2) kısmı impeller, (2-3) difüzör kısmı, (3-4) kısmı ise volüttür ve bu kısımlarda statik- toplam basınçlar, entalpi değişimleri ve değerleri görülmektedir.



Şekil-4.1.55 Radyal akışlı kompresör kademesindeki entalpi-entropi değişimi (Yahya-1999)

Kılavuz kanatçıklarının ivmelendirdiği akışın statik basıncı  $p_i$ ' dir. Giriş kısmı için (i-1) toplam entalpi değişmemektedir  $h_{0i} = h_{01}$ .

Statik entalpi değişimi;

$$h_i - h_1 = \frac{1}{2}(c_1^2 - c_i^2) \quad (81)$$

Enerji transferi impellerin kanatçık pasajlarında olmaktadır. Gerçek tersinmez adyabatik işlem (1-2) kısmında gerçekleşmektedir. Bağlı sistemde imepeller giriş ve çıkışındaki toplam entalpiler:

$$h_{01rel} = h_1 + \frac{1}{2}w_1^2 \quad (82)$$

$$h_{02rel} = h_2 + \frac{1}{2}w_2^2 \quad (83)$$

ve bunlara karşılık gelen toplam basınçlar  $p_{01rel}$  ve  $p_{02rel}$  olmaktadır. Difüzör ve volüttaki statik basınç artışı (2-3) ile (3-4) kısımlarında meydana gelmektedir. (2-4) kısımları arasında toplam entalpi sabit kalırken toplam basınç gittikçe düşmektedir.

$$h_{02} = h_{03} = h_{04} \quad (84)$$

$$p_{02} > p_{03} > p_{04} \quad (85)$$

Gerçek enerji değişimi (iş) karşımıza toplam entalpideki değişim olarak karşımıza çıkmaktadır.

$$w_g = h_{02} - h_{01} = \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + \frac{1}{2}(w_1^2 - w_2^2) + \frac{1}{2}(u_2^2 - u_1^2) \quad (86)$$

Kademedeki verimi ele alacak olursak; kademedeki (1-4) kısımları arasındaki ideal işin kompresör kademesine giren işe oranı olarak tanımlamamız mümkün olacaktır.

Kademeye giren işi:

$$w_g = h_{04} - h_{01} = u_2^2(1 - \phi_2 \cot \beta_2) \quad (87)$$

Mükemmel gaz için ideal iş:

$$w_s = h_{04s} - h_{01} = c_p(T_{04s} - T_{01}) = c_p T_{01} \left\{ p_{r0}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} \quad (88)$$

Burada toplam sıkıştırma oranı:

$$p_{r0} = \frac{p_{04}}{p_{01}} \text{ olmaktadır.} \quad (89)$$

Kademe verimi:

$$\eta_{kad.} = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{04s} - h_{01}}{h_{04} - h_{01}} = \frac{c_p T_{01} \left( p_{r0}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{u_2^2(1 - \phi_2 \cot \beta_2)} \quad (90)$$

Gerçek kademe verimi ise kayma faktörü  $\mu'$  nün denkleme ilavesi ile elde edilir.

$$\eta_{kad.} = \frac{c_p T_{01} \left( p_{r0}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\mu u_2^2(1 - \phi_2 \cot \beta_2)} \quad (91)$$

İmpeller çıkışındaki gazın enerjisi büyük oranda kinetik enerji formundadır. Bu kinetik enerji difüzör ve volüta enerji transferi işlemleri esnasında statik basınca dönüşmektedir. Kademedeki impeller ile sabit difüzör kanalları arasındaki statik basınç artışı kısmı reaksiyon oranı ile tanımlanmaktadır. Reaksiyon oranı aksenal akışlı kompresörleri incelediğimiz

kısımda değinildiği gibi basınç veya entalpiler cinsinden ifade edilebilmektedir. Entalpiler cinsinden radyal akışlı kompresör kademesindeki reaksiyon oranı impellerdeki statik entalpi değişiminin kademedeki toplam entalpi değişimine oranı olarak tanımlanmaktadır.

$$R = \frac{h_2 - h_1}{h_{02} - h_{01}} \quad (92)$$

Burada denklemi açacak olursak;

$$h_2 - h_1 = \frac{1}{2}(u_2^2 - w_2^2) + \frac{1}{2}(w_1^2 - u_1^2) \quad (93)$$

Girişte türbülansın sıfır olma durumu için ( $c_{\theta 1} = 0$ ) olur

$$h_{02} - h_{01} = u_2 c_{\theta 2} \quad (94)$$

Bulunan değerler yerine koyulursa:

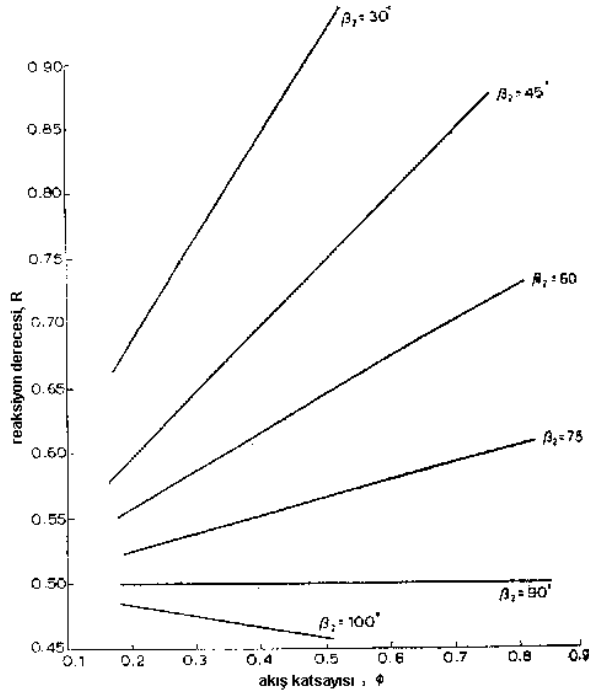
$$R = \frac{(u_2^2 - w_2^2) + (w_1^2 - u_1^2)}{2u_2 c_{\theta 2}} \quad (95)$$

Denklem (95) aşağıdaki şekillerde de ifade edilebilmektedir:

$$R = 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{c_{\theta 2}}{u_2} \right) \quad (96)$$

$$R = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \phi_2 \cot \beta_2 \quad (97)$$

Denklem (97)' deki hesaplamalar yapıp plotlanırsa akış katsayısı, impeller hava çıkış açısına göre reaksiyon oranı değerleri elde edilmekte ve karşımıza aşağıdaki diyagram çıkmaktadır.



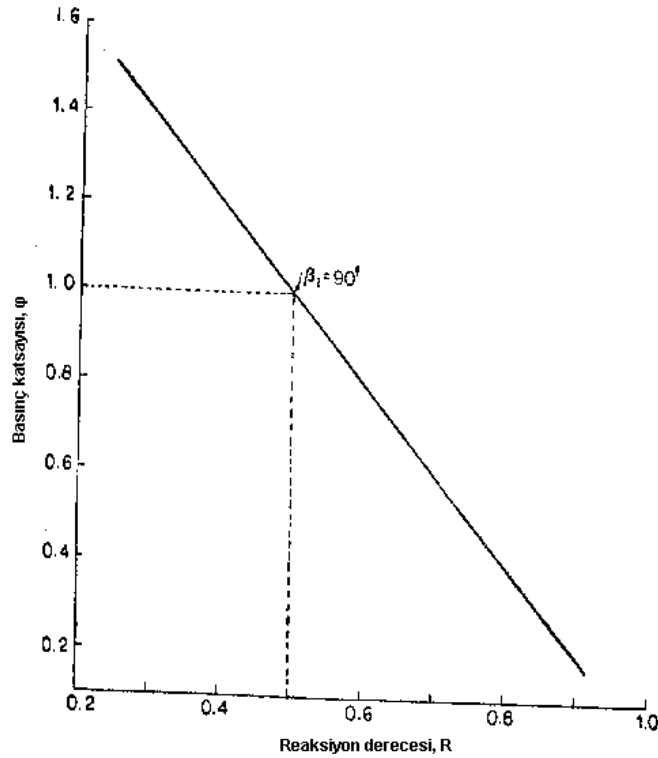
Şekil-4.1.56 Akış katsayısı-reaksiyon derecesi (Yahya-1999)

Radyal kanatlı impeller için ( $\beta_2 = 90^\circ$ ) reaksiyon oranı akış katsayısının her değeri için değişmemekte sabit kalmaktadır. Reaksiyon oranı ile akış katsayısı arkaya kavisli kanatlı impeller ( $\beta_2 < 90^\circ$ ) için artmakta, öne kavisli kanatlı impeller ( $\beta_2 > 90^\circ$ ) için azalmaktadır. Eğer bu durumu basınç katsayısını  $\varphi$  için içine katarak inceleyecek olursak:

$$R = 1 - \frac{1}{2}\varphi \quad (98)$$

$$\varphi = 2(1 - R) \quad \text{denklemleri elde edilir.} \quad (99)$$

Denklem (98) ve (99)' teki değerler yerine konulup üç tip impeller içinde hesaplanır ve çıkan sonuçlar plotlanırsa aşağıdaki diyagram elde edilir.



Şekil-4.1.57 Reaksiyon derecesi-basınç katsayısı (Yahya-1999)

Yukarıdaki diyagrama bakacak olursak ve bunu radyal kanatlı impeller ile öne kavisli kanatlı impellerle kıyaslayacak olursak arkaya kavisli kanatlı impellerin yüksek reaksiyon oranına ve düşük basınç katsayısına sahip olduğunu görürüz.

#### 4.1.2.4 Radyal akışlı kompresörün performansı

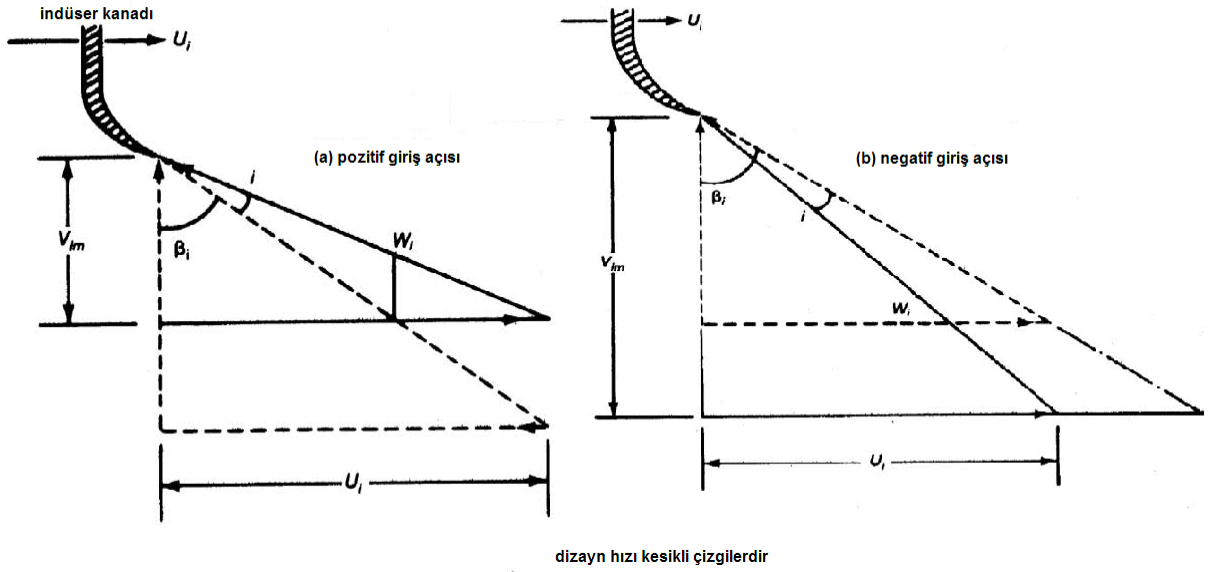
Radyal akışlı kompresörün performansı gerçek akış kayıpları, surge ve choke olayları ile bağlantılıdır. Performansa etki eden bu parametreleri sırasıyla irdeleyerek radyal akışlı kompresörün performansı konusunu daha iyi anlaşılır hale getirmekte fayda vardır.

#### 4.1.2.4.1 Gerçek akış kayıpları

Gerçek akış kayıplarından kasıt, impeller (rotor) ve difüzör ile volüt (stator) kısımlarında meydana gelen kayıplardır. Bu konuyu daha kolay anlaşılır hale getirmek için bu kayıpları iki kısımda impeller ve difüzör-volüt' ta meydana gelen kayıplar olarak incelenecektir.

##### 4.1.2.4.1.1 İmpellerde meydana gelen kayıplar

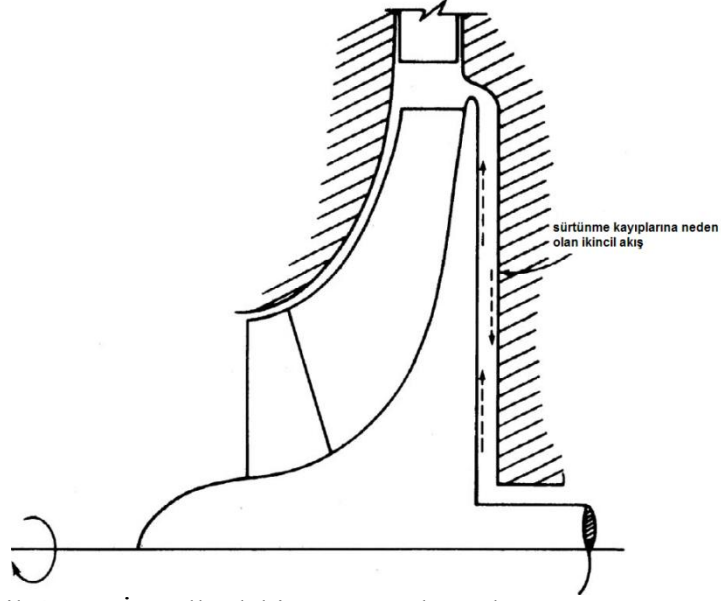
İndüserdeki giriş kayıpları dinamik basınç veya enerji kayıpları ve sürtünme katsayısıyla  $C_D$  orantılıdır. İndüsere akış, değeri negatif veya pozitif olan bir giriş açısı ile girmektedir.



Şekil-4.1.58 Pozitif ve negatif indüser giriş açıları (Meherwan-2006)

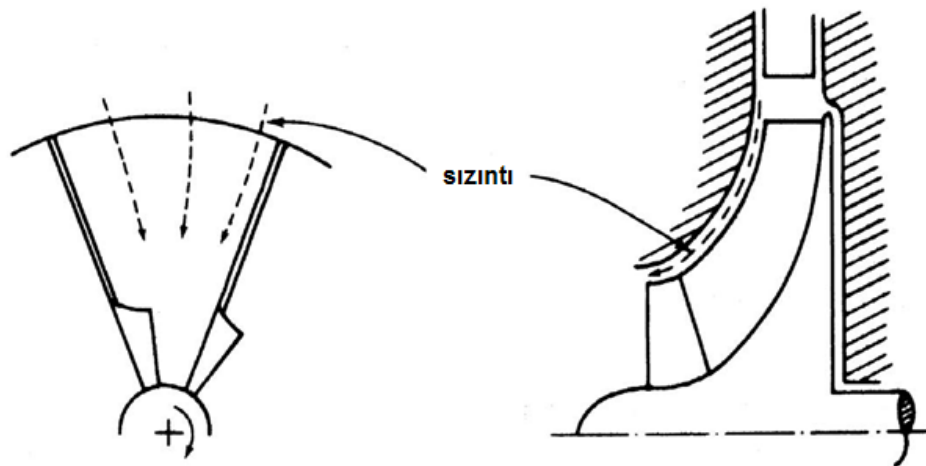
Pozitif giriş açısı akış debisinde düşüşe neden olmaktadır. Giriş açısının alacağı bu pozitif veya negatif değer dizayn giriş hızında da değişikliklere neden olmaktadır. Bu sürtünme katsayısı ve yanlış giriş açısı dizayn noktasında veya ona yakın akış değerlerinde minimum olmakta ve giriş açısının negatif-pozitif olma durumlarına göre artıp azalmaktadır. Bu kayıplar Şekil-4.1.61' deki egride  $L_i$  parametresi ile gösterilmektedir.

İmpellerdeki sürtünme, türbülans ve ayrılma kayıpları genel olarak akış oranının karesiyle  $Q^2$  orantılıdır. İmpellerdeki disk sürtünme kayıpları akışkanın, dönen diskin arka kısmı ve sabit muhafaza arasında meydana gelen yüzeysel sürtünmeler ve burada akışkanın sirkülasyonundan kaynaklanmaktadır.



Şekil-4.1.59 İmpellerdeki sürtünme kayıpları (Meherwan-2006)

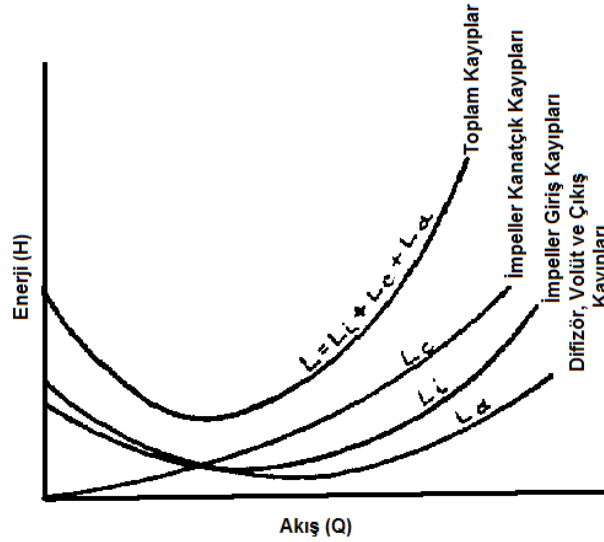
İmpeller yataklarında, sigillerinde ve dişlilerinde meydana gelen kayıplar dış kayıplar olup mekanik kayıplar olarak da adlandırılmakta olup yine sürtünme kayıpları kısmına dahil edilebilmektedir. Kanatçık difzyon kayıpları sınır tabakadaki negatif hız gradyanlarından kaynaklanmaktadır. Akış hızında azalmalar sınır tabakayı arttırmakta ve akışta ayrılmalara sebep olmaktadır. Sızıntı kayıpları ise impellerde basıncın yüksek olduğu çıkış kısmından basıncın düşük olduğu giriş kısmında doğru olan sızıntı şeklindeki akıştan kaynaklanmaktadır.



Şekil-4.1.60 İmpellerde meydana gelen sızıntı kayıpları (Meherwan-2006)

Yüzey sürtünme kayıpları ise, türbülans sürtünmesinin impeller duvarlarında oluşturduğu kesme kuvvetlerinden kaynaklanmaktadır. Yüksek Mach sayısına sahip sıkıştırılabilir akış ve

akış oranının yüksek değerleri için bu kayıplar çok hızla artmaktadır. Bu bahse konu kayıplar kayıplar diyagramında ' $L_c$ ' parametresi ile gösterilmektedir.



Şekil-4.1.61 Radyal akışlı kompresördeki kayıplar diyagramı (Shepherd-1956)

#### 4.1.2.4.1.2 Difizör ve volütte (stator) meydana gelen kayıplar

Difizör ve volütte meydana gelen kayıplar akış oranı ile orantılıdır. Bu kayıplardan biri volüt çıkışından impellere doğru çıkış açısının fonksiyonu olan sirkülasyon kayıplarıdır. Kompresörde akış azaldığında çıkıştaki mutlak çıkış açısı artmakta bu nedenle bir miktar akış difizörden impellere dönmektedir ve enerjisini impellere vermektedir.

Kanatsız difizörde sürtünmelerden dolayı ve mutlak akış açısı nedeniyle kayıplar olmaktadır. Kanatlı difizörlerdeki kayıplar genelde konik çeperlide yoğun olmaktadır. Burada kayıplar difizör giriş açısı ve kanatlardaki yüzey sürtünmelerinden kaynaklanmaktadır. Bu kayıplar, kayıplar eğrisinde ' $L_D$ ' indisi ile ifade edilmektedir.

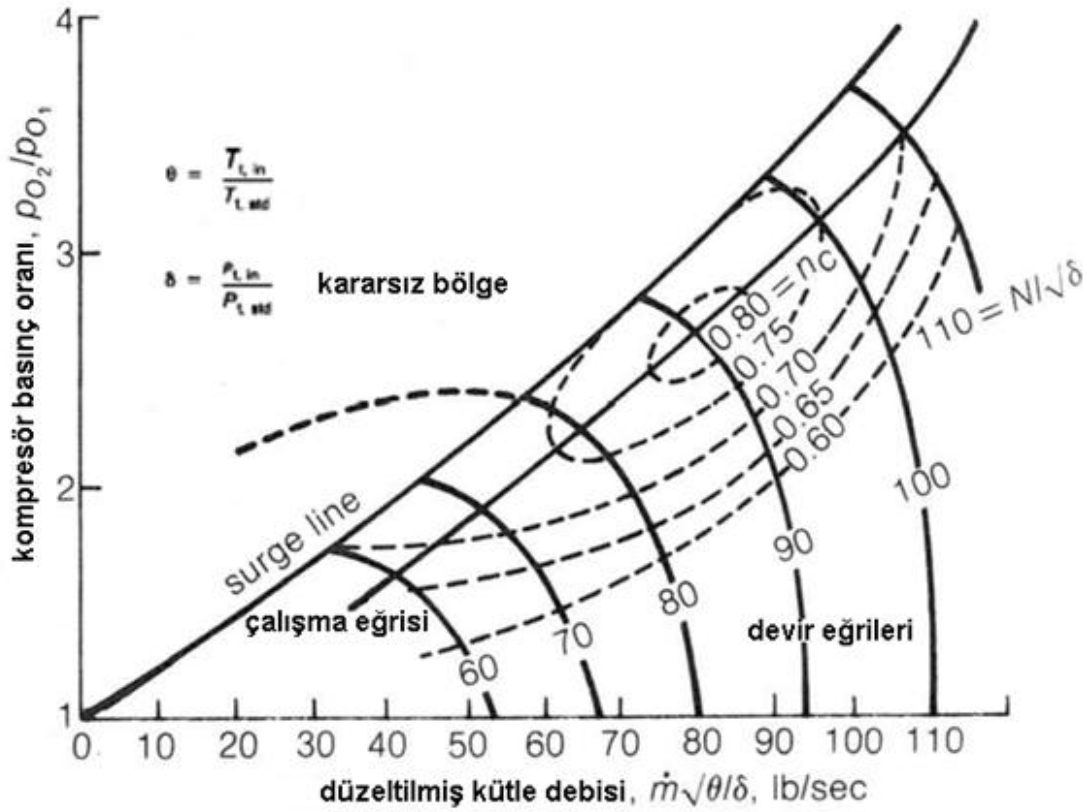
İmpellerde ve difizör-volütte meydana gelen kayıpları belirttikten sonra kompresör performansına etki eden toplam kayıp  $L = L_i + L_c + L_D$  şeklinde ifade edilmekte ve aşağıdaki diyagramda gösterilmektedir.

#### 4.1.2.4.2 Akış dalgalanması (Surge)

Bütün gaz türbinleri belirli kritik hızlarda ve çeşitli durumlarda kompresörlerinde akış dalgalanması ile (surge) karşı karşıya kalırlar. Akış dalgalanması günümüzde halen tam olarak anlaşılmış bir olay değildir. Akış dalgalanmasını geleneksel olarak kompresörün düşük limitlerdeki kararlı çalışması ve kompresörün sağlayabildiğinden daha yüksek basınç oranına çıkması şeklinde tanımlayabiliriz. Akış dalgalanması sık sık karşılaşılan bazen de kompresöre



hasar verecek sonuçlar doğuran bir sorundur. Akış dalgalanmasını detaylı olarak aksel akışlı kompresörler kısmında tanımlamıştık. Radyal akışlı kompresörler için akış dalgalanmasını inceleyecek olursak, aşağıdaki diyagram çeşitli hızlarda kütle debisinin fonksiyonu olarak kompresör boyunca toplam basınç oranına karşılık gelen değişimleri göstermektedir. Bu diyagrama kompresör performans diyagramı adı verilmektedir. Gerçek kütle debisi ile hızlar, sıcaklık ve basınç değerlerinin giriş koşullarından ötürü değişmesi nedeniyle  $\sqrt{\theta}/\delta$  ve  $1/\sqrt{\theta}$  katsayıları ile düzeltilmiştir.



Şekil-4.1.62 Radyal akışlı kompresör performans diyagramı (Saarlas -2003)

Kompresörde akış dalgalanması, kompresör boyunca ana akışın yönünün değiştiği ve akışın kısa zaman aralıklarında çıkıştan girişe doğru olduğu durumlarda oluşur. Eğer bunun olmasına izin verilirse gaz türbininde onarılması mümkün olmayan hasarlar oluşur. Diyagramda akış dalgalanması (surge) eğrisinin solunda kalan alan kararsız bölge olarak adlandırılır. Kompresörler, kararsız bölgeye girmeyecek surge sınırı ile çalışma sınırı arasında kalan bir güvenlik aralığında çalışacak şekilde imal edilirler. Performans diyagramında sabit adyabatik verim eğrileri de (verim adacıkları) gösterilmiştir. Diyagramdan da görüldüğü üzere

toplam basınç oranı hıza ve kütle debisine göre değişmektedir. Gaz türbininde akış dalgalanmasının olduğu, kompresörün aşırı titreşimli ve kompresör çalışma ses tonunun değişerek aşırı gürültülü çalışmasından anlaşılabilmektedir.

Kütle debisinde azalma veya impeller dönüş hızında artma gibi faktörler kompresör akış dalgalanmasına neden olabilmektedir. İmpellerde akış dalgalanması olduğu zaman indüser kesiminde akışın ayrılmaya başladığı gözlenmiştir. Difizörde ise akış dalgalanması difizör girişindeki akışta meydana gelen ayrılmalardan kaynaklanmaktadır.

Akış dalgalanmasının başlıca nedenleri arasında gaz türbininin dizayn etkisi gösterilebilir fakat dizaynın yanı sıra akış dalgalanmasına neden olan dış etkenler ve etkilerde mevcuttur. Bu etkenler ile etkilerin başlıcaları aşağıda verilmiştir.

- 1- Kompresör giriş ve çıkışlarındaki daralmalar.
- 2- Süreç boyunca sıcaklık, basınç veya gazın bileşimde meydana gelen değişiklikler.
- 3- Kompresör akış pazajlarında meydana gelen tıkanmalar. (kirlenmeler)
- 4- Elde olmayan nedenlerden ötürü olan hız kayıpları.
- 5- Cihaz veya kontrol valfin hatalı çalışması.
- 6- Donanımlardaki hatalı çalışmalar örneğin kılavuz kanatçıklardaki değişkenler.
- 7- Operatör hataları.
- 8- İki veya daha fazla kompresörün paralel çalışması durumunda hatalı yük dağılımı yapılması.

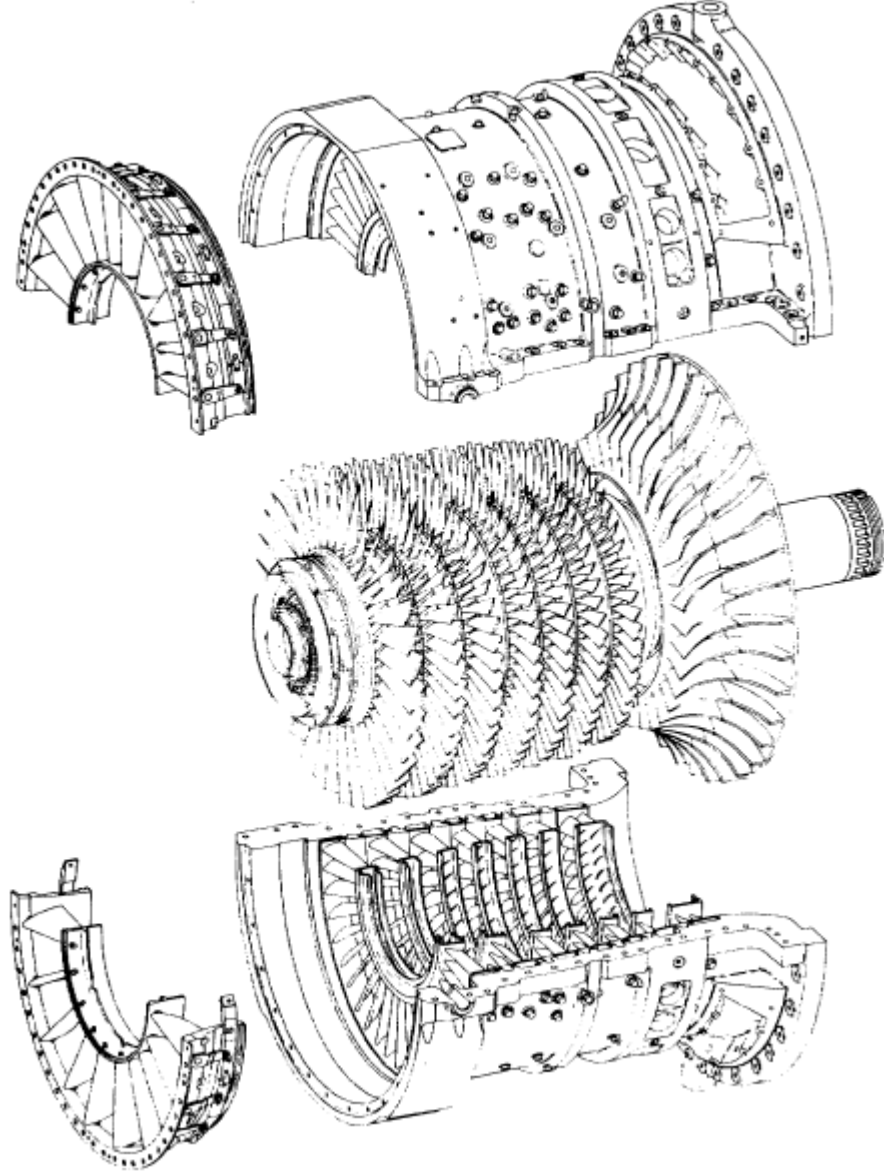
#### **4.1.2.4.3 Boğulma**

Radyal akışlı kompresörde boğulma performansı önemli derecede etkileyen faktörlerden biridir. Kompresörde boğulmadan kasıt gereğinden fazla havanın kademe içerisine girmesi ve kullanım fazlası havanın oluşmasıdır. Bu durumu açıklamak gerekirse; impeller dönüş hızının ve impeller kanatçık ucundaki tanjantsal hız bileşenin sabit kaldığı durumda, kütle debisi artar bununla birlikte basınç azalır, basınç azalması nedeniyle yoğunlukta azalma olursa, bu etkilere bağlı olarak radyal hızda önemli oranda artma meydana gelir. Radyal hızda meydana gelen artış otomatik olarak mutlak hızı difizör kanatçık girişindeki giriş açısını da arttıracaktır. Bu noktadan sonra kütle debisinde artış meydana gelmez ve kompresör içerisinde gereğinden fazla hava oluşmuş olur bu noktadan sonra kompresör veriminde kayıplar başlar.

#### **4.1.3 Eksenel-Radyal Akışlı Kompresörler**

Eksenel-radyal akışlı kompresörler, eksenel ve radyal kompresörlerin aynı çalışma karakteristiklerine sahip ve bu iki kompresörün birleşiminden meydana gelen çift kompresörlerdir. Bu tip kompresörlerin kullanımı Amerikan hava kuvvetlerinde T-53 serisi adı altındaki gaz türbünlerinde yaygındır ve bu kompresörler genelde 5 veya 7 kademeli

eksenel akışlı kompresör ile 1 kademedan oluşan radyal akışlı kompresörlerden oluşmaktadır. Her iki kompresörde aynı şaft üzerinde aynı yön ve hızda dönmektedir. Radyal akışlı kompresör eksenel akışlı kompresörün hemen arka kısmında bulunmaktadır.



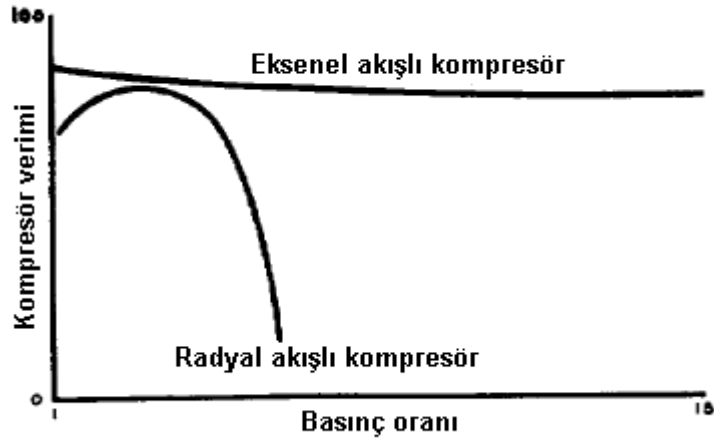
Şekil-4.1.63 Eksenel-radyal akışlı kompresörler (Subcourse No. AL0993-US ARMY)

#### 4.1.4 Eksenel Akışlı ve Radyal Akışlı Kompresörlerin Karşılaştırılması

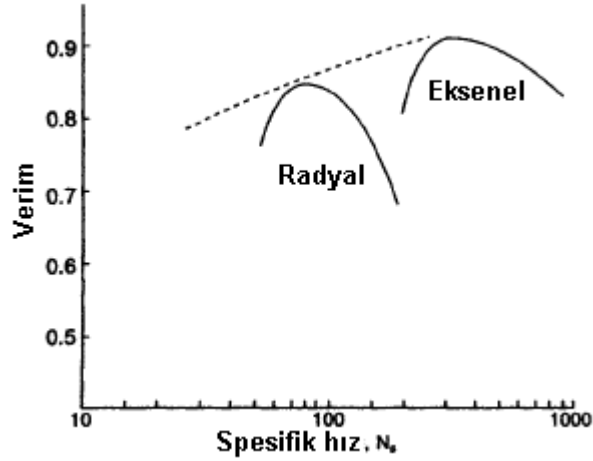
Eksenel ve radyal akışlı kompresörlerin karşılaştırılması aşağıdaki çizelge ve diyagramlarda gösterilmektedir.

Çizelge 4.2 Eksenel ve radyal akışlı kompresörlerin karşılaştırılması

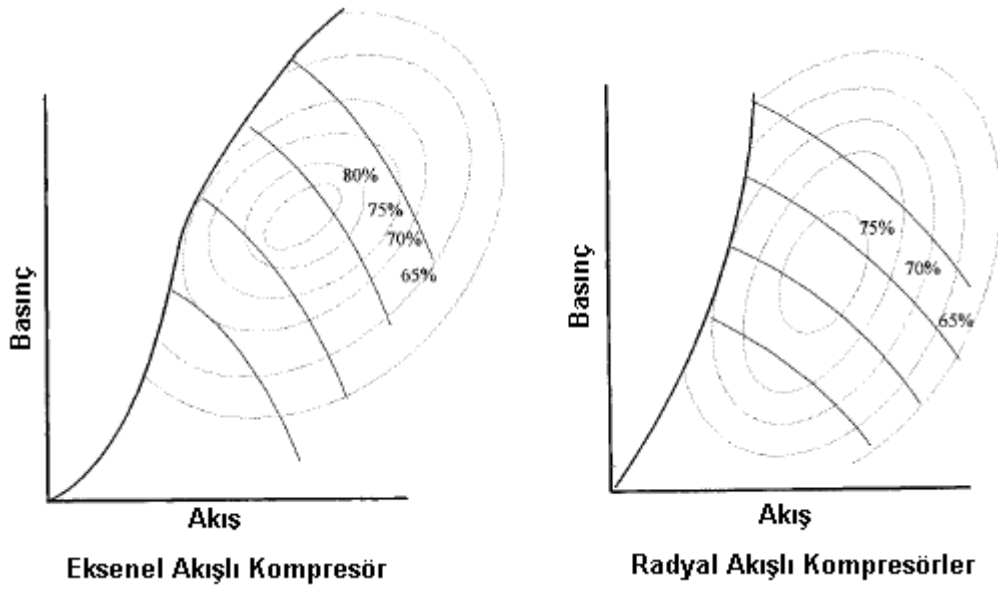
Kompresör Tipi	Avantajları	Dezavantajları
<b>Eksenel akışlı</b>	<p>1-Yüksek basınç oranlarında yüksek verim.</p> <p>2-Yüksek hızla yatkinlik.</p> <p>3-Verilen boyutlara göre daha yüksek akış.</p> <p>4-Verilen kütle debisine göre daha küçük ön kısım.</p> <p>5-Çoklu kademelerde çıkıştaki akış yönünün uygunluğu.</p> <p>6-Ar-ge için deneysel araştırmalara yatkinlik.</p>	<p>1-Kademe bazında düşük basınç oranı.</p> <p>2-Dar akış aralığı.</p> <p>3-Kırılabilir ve pahalı kanatçıklar.</p>
<b>Radyal akışlı</b>	<p>1-Geniş stabil çalışma aralığı.</p> <p>2-Az bakım gereksimi.</p> <p>3-Yüksek güvenilirlik.</p> <p>4-Kademe bazında yüksek sıkıştırma oranı.</p> <p>5-Kanat kirliliğinden ötürü daha az performans kaybı.</p> <p>6-Yabancı cisimlere karşı dayanıklılık.</p>	<p>1-Düşük akışlarda düşük stabilite.</p> <p>2-Orta derecede verim.</p>



Şekil-4.1.64 Eksenel ile radyal akışlı kompresörlerin basınç oranı-verim karşılaştırması (Subcourse No. AL0993-US ARMY)



Şekil-4.1.65 Eksenel ile radyal akışlı kompresörlerin hız verim karşılaştırması (Gresh-2001)



Şekil-4.1.66 Eksenel ile radyal akışlı kompresörlerin akış ile basınca karşılık gelen verim eğrileri diyagramlarının karşılaştırılması (Giampaolo-2006)

#### 4.1.5 Örnek Gaz Türbininin Kompresörünün Tanıtımı

I. Bölüm kısım 1-5'te örnek gaz türbinini tanıtmış idik. Bu kısımda ise örnek gaz türbininin kompresörünü tanıtarak teorik olarak anlatılan kompresör bilgilerinin uygulamaya dönüşmüş halini görmemiz mümkün olacaktır. Solar T-1000 S gaz türbininin kompresörü eksenel akışlı, 6,5/1 sıkıştırma oranına sahip 8 kademeli bir kompresördür.

Gaz Türbininin Kompresörü:

1. Hava giriş manifoldu
2. Kompresör dış keysi ve stator

3. Rotor

4. Difüzör muhafazasından oluşur.

Kompresör rotorunun dönmesi ile hava; giriş süzgeci üzerinden emilir. Hava giriş manifoldunun duvarları hava akışının içeri doğru radyal olarak girmesini ve kompresör tarafından alınabilmesi için aksel istikamete dönmesini sağlar. Kompresör havayı, dönen bir seri rotor kanatlarından ve sabit stator kanatlarından geçirerek sıkıştırır. Basınçlı hava, havayı radyal difüzör geçitlerinden yanma odasına dağıtan difüzör muhafazasına yüksek hız ile boşaltılır.

Kompresör rotor şaftının ön ucu, hava giriş kısmının yataklarını taşıyan muhafaza içine yerleştirilmiş, dişliler yolu ile yardımcı dişli grubu kısmına bağlanmıştır. Arka ucu ise türbin şaftına bağlanmıştır.

#### **4.1.5.1 Hava giriş manifoldu**

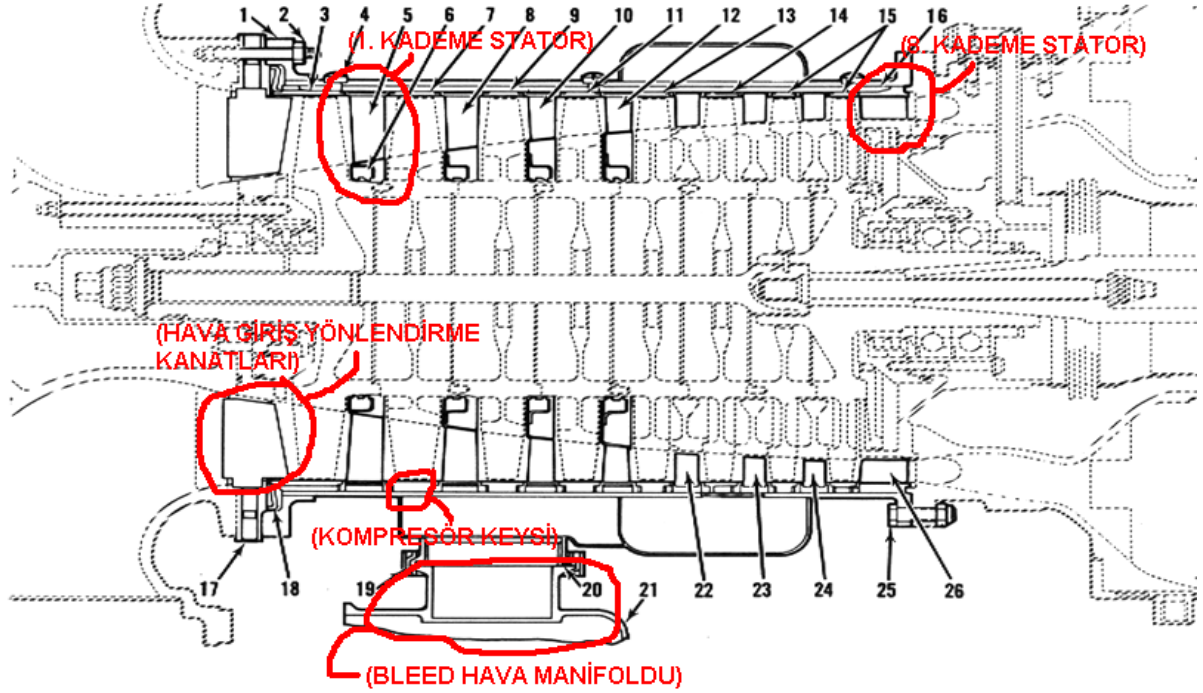
Hava giriş kısmı, kompresör muhafazasının ön flencine cıvatalanmış, hava giriş yönlendirme kanatları ise ikisinin arasına yerleştirilmiştir. Yatak taşıyıcı kapak, hava giriş muhafazasının önüne cıvata ile tespit edilmiştir. Hava giriş filitresi, hava girişinin etrafına sarılmış ve hava giriş muhafazasının altı adet radyal kolundan her birine her uçta sekiz cıvata ile tutturulmuştur. Gaz türbininin torku; kompresör rotor şaftından, yardımcı dişli muhafazasına, bir giriş şaftı ve dişliler yoluyla iletilmektedir.

Giriş şaftı, biri hava giriş muhafazasında diğeri yatak taşıyıcı kapağın içinde olan iki adet bilyeli yatağın taşıdığı düz dişlisine doğru uzanmaktadır. Bilyeli yataklarla desteklenen iki adet daha düz dişlisinden bir dişli grubu meydana gelmekte ve ara bağlayıcı şaft vasıtasıyla; azaltılmış hızda tahrik yardımcı dişli grubuna iletmektedirler.

#### **4.1.5.2 Kompresör muhafazası ve stator**

Kompresör muhafazası Şekil-4.1.67' de de görüldüğü üzere bleed hava manifoldu ile sekiz adet stator dan meydana gelmiştir. Hava giriş kısmı ön flence, difüzör muhafazası ise arka flence cıvatalanmıştır. Kompresör muhafazası; statorların ve tutucuların (spacer) içinde bulunduğu ve kompresör rotorunu kapsayan, yekpare, silindirik, kaynaklı paslanmaz çelikten bir yapıdır. Muhafaza ile bir bütün teşkil eden bleed hava manifoldu; kompresörün 6. kademesinden, kompresör muhafazasından ve radyal deliklerden bleed havasını toplar. Bleed hava valfi, bleed hava manifoldunun flençli ucuna tutturulmuştur.

Statorlar, kompresör kanatlarının her kademesi arasına yerleştirilmiş sabit kanatlardır ve havanın bir kompresör kademesinden diğere geçecek şekilde doğru yönde akmasını sağlarlar.



Şekil-4.1.67 Kompresör muhafazası ve stator (Peterson Builders-1967)

Kompresör muhafazası ve stator parçaları (Şekil 4.1.67)

- |                                |                                     |
|--------------------------------|-------------------------------------|
| 1. Keys                        | 14. Tutucu Ring (Spacer-6.Kd.)      |
| 2. Somun                       | 15. Tutucu Ring (Spacer-7.Kd.)      |
| 3. Tutucu Ring (Spacer-1.Kd.)  | 16. Anahtar (Str. Antirotation)     |
| 4. Vida                        | 17. Igv (Giriş Stator Sabit Kanadı) |
| 5. Stator (1.Kademe)           | 18. Stator Tutucu Yayı              |
| 6. Siğil (5, 8, 10 ve 12 Aynı) | 19. Kaplin V Band                   |
| 7. Tutucu Ring (spacer-2.Kd. ) | 20. Ring                            |
| 8. Stator (2.Kademe)           | 21. Bleed Hava Valfi                |
| 9. Tutucu Ring (Spacer-3.Kd.)  | 22. Stator (5.Kademe)               |
| 10. Stator (3.Kademe)          | 23. Stator (6.Kademe)               |
| 11. Tutucu Ring (Spacer-4.Kd.) | 24. Stator (7.Kademe)               |
| 12. Stator (4.Kademe)          | 25. Saplama-somun                   |
| 13. Tutucu Ring (Spacer-5.Kd.) | 26. Stator (8.Kademe)               |

Kompresör Statoru

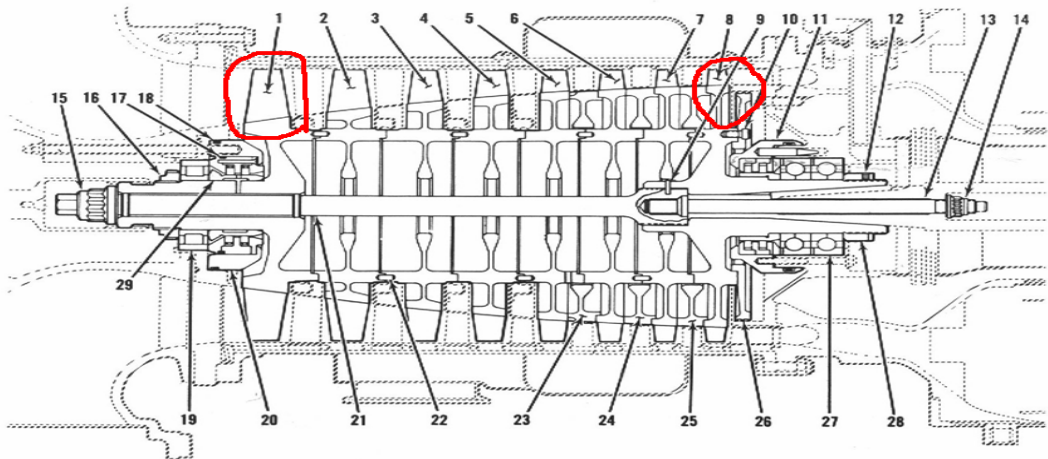
#### 4.1.5.3 Kompresör rotoru

1. Kanatlar;
2. Sekiz adet rotor disk
3. Üç adet rotor disk tutucusu (Spacer)
4. Siğil diski
5. Kompresör rotor saplamaları
6. Kompresör studu
7. Yataklar
8. İki adet yağ siğil muhafazasından meydana gelmiştir.

Kompresör rotoru, kompresör rotor muhafazasının içinde yer alır ve hava giriş muhafazasında; bir yatak tutucusu difüzör muhafazasında; bir yatak muhafazası ile desteklenir. Kompresör rotoru paslanmaz çelikten imal edilmiş sekiz adet rotordan meydana gelmiş ve konstrüksiyonu dram tipidir. Her bir rotor disk kırılgan kuyruğu yuvalarına geçmiş hassas döküm kompresör kanatları ile donatılmıştır. Rotor diskleri ve ara parçalar (spacer) kompresör rotor saplamasıyla birbirine tutturulmuştur. Kanatlar dışarı doğru çıkar ve biçimli bir yapı meydana getirirler. Kompresör arka ucu kompresör rotor civataları ile türbin şaftına vidalanmıştır. Kompresörün sonuna bağlanmış bir kilit somun, türbin şaftının içindeki bir faturaya (shoulder) dayanır ve kompresör rotoru ile türbin şaftı arasındaki bağlantı için kilitleme ortamı teşkil eder.

1. Kademe rotor diskindeki göbek, her ikisi de kilitli bir somun ile tutturulmuş olan yağ siğil muhafazası ve silindirik bilyeli yatağı taşır. Yağ siğili yağın kompresöre girmesine ve kompresör havasının sızmasına mani olur.

8. Kademe rotor diskindeki göbek, yağ siğil muhafazası ve iki adet bilyeli yatağı taşır. Yağ siğili yağın kompresöre geçmesini önler.



Şekil-4.1.68 Kompresör rotoru (Peterson Builders-1967)



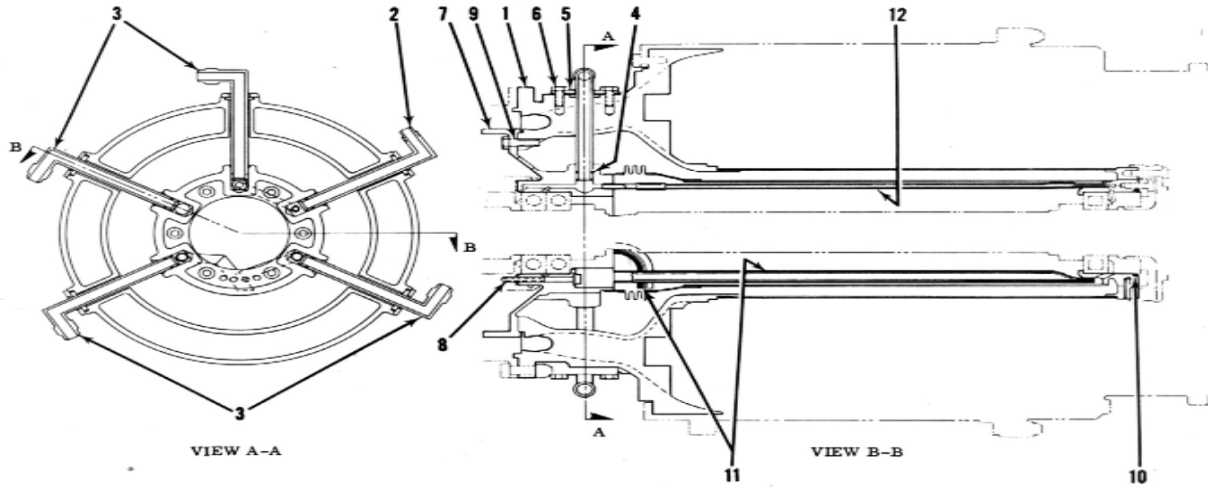
1. Disk (1.kademe)
2. Disk (2.kademe)
3. Disk (3.kademe)
4. Disk (4.kademe)
5. Disk (5.kademe)
6. Disk (6.kademe)
7. Disk (7.kademe)
8. Disk (8.kademe)
9. Roll pin
10. Saplama
11. Thrust (itici) siğili
12. Disk (geçme kilitli)
25. Ara parça (spacer) 7. Kademe
27. Yatak
29. Sıyırıcı siğil ringi
13. Saplama
14. Somun
15. Lock nut (Kontür somun)
16. Lock nut (Kontür somun)
17. O-ring
18. O-ring
19. Masuralı yatak
20. Giriş siğili
21. Saplama
22. Dowell pim
23. Ara parça (spacer) 5. kademe
24. Ara parça (spacer) 6. kademe
26. Disk-8. Kademe siğili
28. Luck nut (somun)

#### **4.1.5.4 Difizör kısmı**

Difizör Kısmı:

1. Boru ve Flenc
2. Kompresör ve Türbin Yatak Muhafazaları
3. Yakıt Manifoldu
4. 5 Adet Yağ Transfer Borusundan meydana gelir.

Difizör muhafazası gaz türbininin merkezi yapısıdır. Difizör muhafazası bir bütün teşkil eden altı radyal kirişten (strut) gayet sağlam yapılmış çelik bir yapıdır ve muhafazaya kaynatılmış bir boru, türbin yatak muhafazasındaki bir flence doğru arkaya uzanır.



Şekil-4.1.69 Difizör muhafazası (Peterson Builders-1967)

1. Difizör
2. Transfer borusu
3. Transfer borusu (üst 2 havalandırma, alt 2 11 no' ya bağlanır)
4. O-ring
5. Transfer boru klipsleri ve gasketleri
6. Soketli vida
7. Muhafaza ve shroud
8. Saplama
9. Saplama
10. O-ring
11. Yağ skavenç borusu
12. Yağ besleme borusu

Difizör kısmının kompresörden deşarj edilmekte olan sıkıştırılmış havayı kontrol etmek gibi önemli bir görevi vardır. Difizör portları, en uygun yanmayı elde edebilmek için, havayı uygun yönde yöneltirler, aynı zamanda alevle yanma odası yüzeyleri arasında hem bir yalıtıcı ortam temin edebilmek, hem de türbinde meydana gelecek yüksek sıcaklıkları önlemek için, sekonder (ikincil) havanın yanma odası cidarları etrafında dolaşmasını temin ederler. Çalışma sırasında kompresör dışarç (atık) havası yanma odasına difizörden geçerek girer. Yanma odası muhafazasının iç yüzeyi ile shroud dış yüzeyi tarafından meydana getirilen alana doğru akar. Yanma odası domundaki delik ve panjurlar yanma için gerekli primer havayı temin ederler ve aynı zamanda alev hüzmelerini düzenleyerek domdan dışarı çıkmak suretiyle iç ve dış layner yüzeylerine alevin sıcak temasını önler. İç ve dış laynerdeki delikler sekonder

(ikincil) havanın geçişi için olup, panjurlar tarafından arka tarafa doğru yöneltilerek, alevin laynerlerin iç yüzeylerine temasını önlerler. Böylece tam yanmayı sağlayacak ve yanan yakıtın verdiği ısıyı yutacak gerekli hava temin edilmiş ve dolayısıyla türbine giren gazların sıcaklığı düşürülmüş olur.

## **4.2 Yanma Odaları**

Gaz türbinlerinde yanma odasının fonksiyonu kompresörden sıkıştırılmış havayı alıp türbin kısmına gerekli sıcaklıkta ve ideal olarak basınç kaybı olmadan iletmektir. Yanma odaları gaz türbinlerinin kalbi gibi düşünülebilir çünkü bu kısımda yakıtın sahip olduğu latent (saklı) enerji, ısıya çevrilmektedir. Yakıtın yanma odasında enerji biçimini değiştirme süresi oldukça kısa bir zamanda gerçekleşmektedir ve bu zaman yanma odası hacminin yanma odasından geçen havanın hacmine oranı şeklinde tanımlanmaktadır.

Birbirine benzer çoğu yanma odası ailesinin temel geometrisi gerçekte, çoğunlukla yanma odasının boyuyla ve ön tarafındaki diğer komponentlerin yerleşimi ile alakalıdır. Buna rağmen çalışma koşulları yüksek basınç, sıcaklık ve o anki giriş hızı, yanma odasının performansına ve verimliliğine etki etmektedir bu nedenle yanma odası dizaynı karmaşık ve zordur.

### **4.2.1 Yanma odasının özellikleri**

Yanma odası en basit şekilde kompresör çıkışına düz bir duvarla bağlanabilir ancak bu tür bir tasarım yük basınç kaybına neden olacağı için mümkün değildir. Yanma odasındaki basınç kaybı havanın hızının karesi ile orantılıdır. Bu basınç kaybını kabul edilebilir seviyeye azaltmak için kısım 4.1.5.4' te anlatılan difüzör sistemi kullanılmaktadır. Ayrıca yanma odasında yakıt-hava karışımının yanmasının ilerleme hızı nedeniyle düşük değerlerde kalmaması için yanma odasına giren havanın hızının düşürülmesi gerekmektedir. Yanma odası içindeki hava hızı gerek iyi bir yanma için şart olan girdapların (türbülans) gerekse türbine giden yanma sonu gaz sıcaklığının sabit bir değerde kalabilmesi için büyük önem taşımaktadır. Difüzörün ikinci bir görevi de yanma odasına giren havanın hızını düşürmektir. Bu nedenle difüzörün yanma odası performansına etkisi büyüktür. Basınç kaybı ise yanma odalarında sık karşılaşılan temel problemlerden biridir ve yakıt karışımı ile çıkış gücünü etkilemektedir. Basınç kaybı difüzör sistemi ile makul bir seyide tutulduktan sonra hava ve yakıtın karışması için gerekli türbülansın ve yanma işleminin tamamlanması için karışım hacmine gerekli sürenin sağlanması gerekmektedir. Her ne kadar difüzör sistemi kullanılsa da düşük sıcaklıklı bölgede alev bir merkez teşkil etmek için akış çevirmesi sağlanmalıdır. Bu akış çevirmesini elde etmek amacıyla düz bir metal plaka (gömlek) kullanılır. Bu

merkezleyicinin ana görevi alevi merkezden aynı zamanda iç bölgede yanma için karışımın yeterli oranda tutulmasını sağlamaktır.

Sıkıştırma oranları 17:1 ile 35:1 olan yeni nesil endüstriyel gaz türbinlerinde yanma odası giriş sıcaklığı 454 °C ile 649 °C arasında olmaktadır. Yanma odası çıkış sıcaklığı ise 2400 °C ile 2800 °C' ler arasında olmaktadır. Yanma odası basıncı, küçük gaz türbinlerinde genelde 3.1 bar olurken bu değer kompleks gaz türbinlerinde 40.5 bar'a kadar çıkabilmektedir.

#### **4.2.2 Yanma odasının gereksinimleri**

Yanma odası gereksinimleri gaz türbinlerinin çeşitlerine göre oldukça değişiklik göstermesine rağmen bu gereksinimlerin en temel ve başlıca olanları aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- 1- Yüksek verimli yanma. (Yanma odasına giren yakıtın tamamının yanarak kimyasal enerjinin ısı enerjisine dönüşmesi.)
- 2- Güvenilir ve düzgün yanma. (Özellikle çok düşük statik hava sıcaklıklarında ve uçak gaz türbinlerinde yüksek irtifalarda sönme olmaması için)
- 3- Geniş stabilite limitleri. (Alevin geniş bir basınç ve hava/yakıt oranı aralığında yanmanın içinde kalabilmesi.)
- 4- Düşük basınç kaybı.
- 5- Yanma odası çıkış sıcaklık ve hız dağılımının türbin kanatçıkları ile uçaklarda kullanılan nozul kanallarının ömrünü maksimize edecek şekilde tolere edilmesi.
- 6- Kirliliğe yol açacak türden duman ve gaz emisyonunun düşük olması.
- 7- Minimum hacim ve ağırlık.
- 8- Gaz türbini yerleşimi için boyut ve şekil kolaylığı.
- 9- Dizaynın düşük maliyet ve kolay imalata uygun olması.
- 10- Dayanıklılık.
- 11- Çok çeşitli yakıt kullanılabilirliği.
- 12- Bakım kolaylığı.

Havacılıkta kullanılan gaz türbinleri için yanma odası gereksinimleri olarak boyut ve ağırlık, endüstride kullanılan gaz türbinleri içinse yakıt çeşitliliği ve uzun ömür ön plana çıkmaktadır.

#### **4.2.3 Yanma odasının bölümleri**

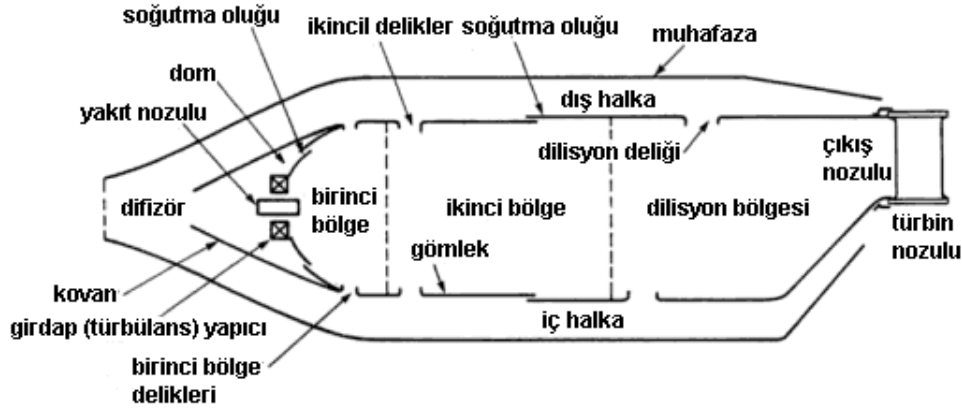
Yanma odasında yanma gömlek (laynerde) olmaktadır ve bu gömlek üç ana bölümden oluşmaktadır. Bu bölümleri aşağıdaki gibi sıralamak mümkündür.

1-Birinci bölge

2-İkinci bölge

3-Dilasyon bölgesi (Üçüncü bölge)

Aşağıdaki şekilde tipik bir gaz türbini yanma odası görülmektedir.



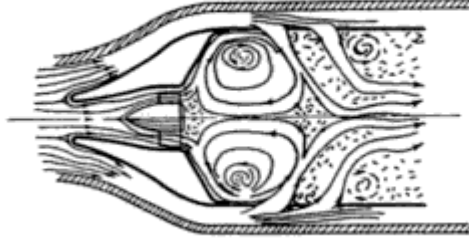
Şekil-4.2.1 Gaz türbini yanma odası (Karakoç-1997)

Gaz türbini yanma odasının üç bölümden oluştuğunu belirttikten sonra bu bölümleri ayrıntılı olarak inceleyelim.

#### 4.2.3.1 Birinci bölge

Birinci bölgenin görevi alevi düzenlemek ve yakıtın tamamen yanmasını sağlamak için gerekli türbülans, sıcaklık ve zamanı temin etmektir. Ayrıca birinci bölümün önemli işlevi akış paternini belirlemektir bu nedenle yanma odasının en önemli kısmını oluşturmaktadır. Değişik tiplerde yanma odaları için birinci bölge paternleri mevcuttur. Birinci bölgede akış paternini belirlemek için girdap yapıcı kanatçıklar kullanılabilir. Bu kanatçıklar, kompresörden gelen hava akışına girişte önemli bir tanjantsal bileşen vererek, karşılaşan hava ile yakıtın karışmasını sağlamakta ve girdap hareketleri (Girdap hareketleri tanjantsal hızı artırırken yarıçapı düşürmektedir.) ile karışıma sirkilasyonlu akış paterni sağlamaktadır. Yanma odaları birçok farklı tiplerde akış paterni ile çalışmaktadır.

İngiliz endüstrisinde ve uçak gaz türbinlerinde kullanılan yanma odalarından biri *Lucas* yanma odalarıdır. Üretilen yanma odalarının isimleri üretici firmanın adıdır. *Lucas* yanma odalarında yakıt enjektörünün yanında küçük türbülans yapıcılar ve gömlek kısmında çok sayıda delikler mevcuttur.



Şekil-4.2.2 *Lucas* yanma odalarındaki akış paterni (Lefebvre-1998)

Örnek başka bir birinci bölge paterni ise *General Electric* yanma odalarında kullanılan ve akış paternini deliklerin oluşturduğu birinci bölge tipidir. Sirkülasyon bölgesine formunu delik kolonları tarafından oluşturulan girdaplar vermektedir.

Eğer büyük yanma odalarında yüksek ısı çıkışı bekleniyorsa bunun için çok sayıdaki küçük hava sirkülasyon bölgeleri yaratmak ve buna karşılık gelecek çok sayıda yakıt enjeksiyon noktaları koymak gerekmektedir.

#### 4.2.3.2 İkinci bölge

İlk bölgedeki yanma reaksiyonu hava ve yakıtın düşük konsantrasyonlarından ötürü yavaştır ve yanma ilk bölge çıkışında tamamen gerçekleşmez. Bu durumda yanmanın tamamen gerçekleşmesi amacıyla ilk bölgenin bir uzantıya ihtiyacı ortaya çıkar ve bu gereksinim ikinci bölge ile giderilir. Bir başka deyişle ikinci bölge birinci bölgenin devamı gibidir. İkinci bölgenin uzunluğu gaz akışıyla havanın karışması için gerekli minimum boy ile yanma reaksiyonunun tamamlanması için gerekli minimum zaman göz önüne alınarak belirlenir.

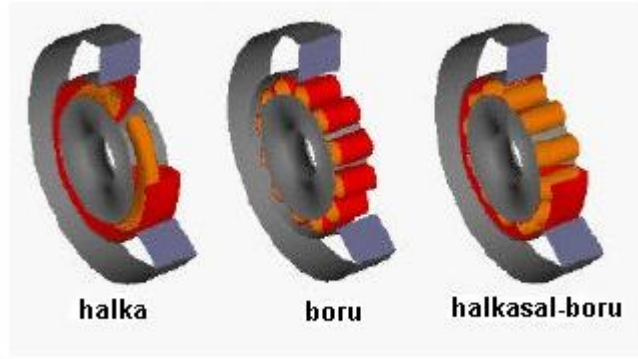
#### 4.2.3.3 Dilisyon (Üçüncü bölge) bölgesi

Bu bölgenin görevi yanmadan arta kalan havayı almak, çeper soğutma ihtiyaçlarını karşılamak ve türbin için kabul edilebilir değerlerde ortalama bir sıcaklık dağılımı ile çıkış akımı sağlamaktır. Sıcaklık dağılımı ise patern faktörü terimi ile ifade edilmektedir. Yüksek türbin giriş sıcaklığına sahip modern yüksek performanslı gaz türbinlerinde yanma odası için bölümü için ideal patern faktörü, gerilmelerin yüksek olduğu kanatçık köklerinde ve uç kısımlarında minimum sıcaklık değerinin olması durumudur. Dilisyon için mevcut hava miktarı yanma odasının toplam hava akışının % 20-% 40' ı kadardır.

#### 4.2.4 Yanma odası tipleri

Bir yanma odası formu silindirik bir gömlek (layner) ve onun etrafını saran muhafazadan oluşmaktadır. Gaz türbinlerinde yanma odaları farklı dizaynlarda yapılabilmektedir. Fakat bu dizaynların başlıcaları ve en çok kullanılan tipleri aşağıda olduğu gibidir:

- 1-Boru şeklindeki yanma odaları (Can type)
  - a. Tekli boru şeklindeki yanma odaları
  - b. Çoklu boru şeklindeki yanma odaları
- 2-Halka şeklindeki yanma odaları (Annular type)
- 3-Boru-halka şeklindeki yanma odaları (Can-Annular type)



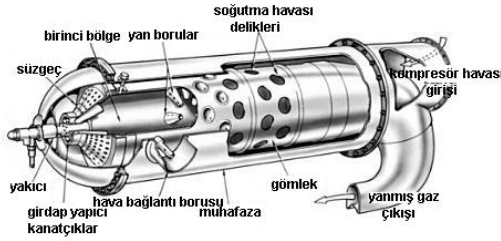
Şekil-4.2.3 Yanma odası biçimleri (Martinelli-2002)

Endüstri tipi gaz türbinlerinde yanma odaları genellikle tek bir ünite halinde yapılır. Bu takdirde oda, türbin ve kompresörden müteşekkil gurubun yanına dik olarak, daha nadiren de üst tarafına yatay olarak yerleştirilir.

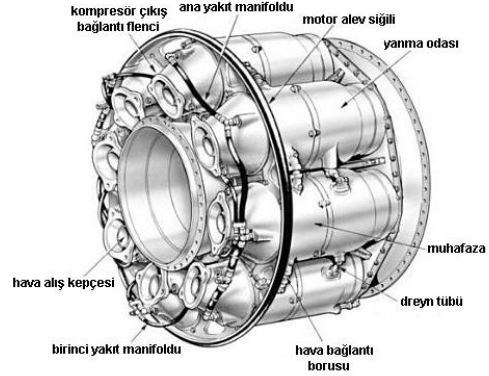
##### 4.2.4.1 Boru şeklindeki yanma odaları

Boru şeklindeki yanma odası alev borusu şeklinde yapılmış, küçük çaplı deliklere sahip tek bir gömlek ve onu çevreleyen muhafazadan oluşmaktadır. Yakıt enjektörü yanma odasının birinci bölümü orta kısmındadır. Bu tip yanma odaları genellikle radyal akışlı kompresöre sahip gaz türbinlerinde kullanılmaktadır. Tekli veya çoklu tip uygulamaları mevcuttur. Bu tip yanma odasında yanma işlemine değinecek olursak; bu sistemde hava difüzöre geldiğinde bölünür ve yakıt yakılan bölümün etrafında dairesel şekilde sıralanan (çoklu tip) yanma odalarına yollar. Çoklu tipte her bir yanma odası, yakıt nozulu ve yakıcı çemberinden oluşur. Birincil hava nozula gönderilir ve yanmanın başlangıcını oluşturur. Soğutma yapan ikincil hava gömlek ve yakıcı bölüm arasından geçer. Gömlek birkaç sıra deliğe ya da dışarıdaki ikincil havanın girebileceği deliklere yarıklara sahiptir. Gömlek boyunca gömleği soğutan ikincil hava deliklerden yanma odasına girerek yanma için ek hava temin eder.

Yanma tamamlandıktan sonra yanma odasından çıkan yanmış gazlar türbine yönlendirilir. Bu noktada, yakıt nozullarını bay-pas eden ikincil hava yanma sonucu oluşan gazlarla karışır ve sıcak gazları türbin için uygun bir sıcaklığa kadar soğutur.



Şekil-4.2.4 Tekli boru tipi yanma odası (Soares-2007)



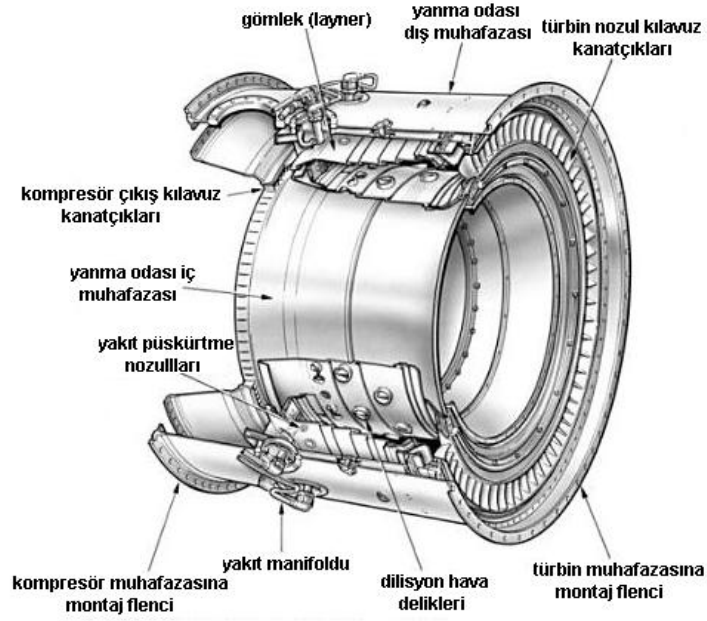
Şekil-4.2.5 Çoklu boru tipi yanma odası (Soares-2007)

Bu tip yanma odası toplam ağırlık ve kapladığı toplam hacim bakımından aynı yakma kapasitesine sahip diğer yanma odalarına karşı avantajlıdır. Ayrıca çoklu tipte bir yanma odasında, arıza olması durumunda diğerleri çalışır durumda kaldığından işletme emniyeti yüksektir ve arızalı yanma odası kolaylıkla yedeğini takmak suretiyle değiştirilebilir. Fakat bu tip yanma odalarını dezavantajı basınç düşmesinin diğerlerine oranla yüksek olmasıdır ve çoklu boru tipi yanma odasında bir veya birkaç yanma odasının arıza sebebiyle devre dışı kalması dolayısıyla yanma odası sisteminin çevresindeki sıcaklıklar farklı değerler alacaktır, bu durumda yanma odası verimini düşürecektir.

#### 4.2.4.2 Halka şeklindeki yanma odaları

Bu tip yanma odaları halka şeklinde ve gaz türbini şaftını tamamen saracak biçimde, iç ve dış muhafaza arasında yer alan tek bir gömlektir. Yanma odasının ön kısmı kompresöre arka kısmı ise direkt olarak türbine açılmaktadır. Hava gömleğe halkasal kanalın çevresinde bulunan birkaç ağızdan aynı zamanda içeriye verilerek türbülanslı hale getirilir. Bu suretle hava ile yakıt en iyi şekilde karıştırılarak hem iyi bir yanma elde edilmiş, hem de gömlek iç yüzey alanında en uygun hacim elde edilerek yanma sonu gazların maksimum derecede soğutulması sağlanmış, delikler sayesinde de ikincil hava ile yanma odası cidarları soğutulmuş olur. Bu sayede de alev dış halkadan uzak tutulmuş olur. Yakıt ise gömlek girişi çevresinde bulunan seri halde bağlanmış yakıt nozulları tarafından püskürtülmektedir.





Şekil-4.2.6 Halka tipi yanma odası (Soares-2007)

Bu tip yanma odaları doğru akımlı boru tipi yanma odaları gibi düşük sürüklenme kaybı, küçük çap ve yüksek akış hızı gibi avantajlara sahiptir. Fakat halka tipi yanma odaları boru tiplerine kıyasla daha az yüzey hacim oranına sahiptir. Böylece daha az soğutma havasına ihtiyaç duyarlar. Ağırlıkları boru tipi yanma odalarına göre daha az ve performansları daha iyidir.

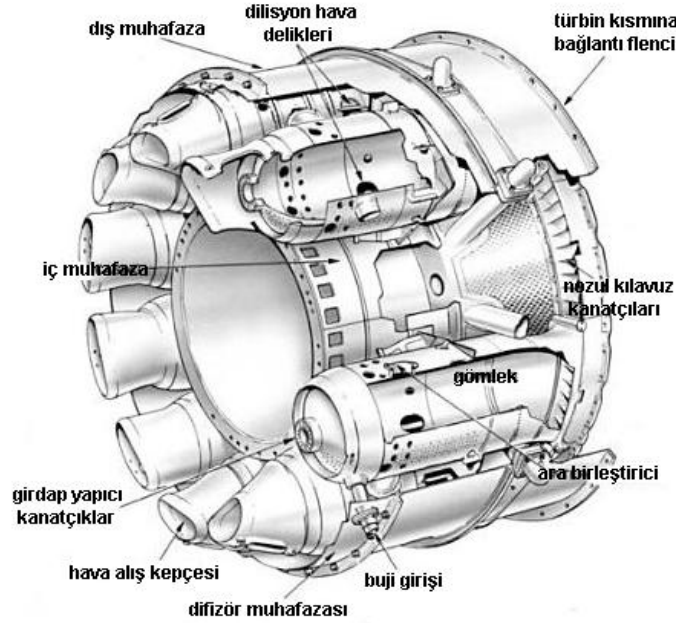
Halka tipi yanma odalarının dezavantajlarını aşağıdaki gibi sıralamak mümkündür:

- 1-Bu tip yanma odaları için gerekli olan büyük çap ve ince cidarlı silindirler nedeniyle sistemin yapısı zayıftır. Bu yüzden gömlek duvarlarının eğilip bükülmesine mani olmak oldukça zordur. Bu husus büyük çaplı gaz türbinlerinin imalinde büyük güçlükler sebebiyet vermektedir.
- 2-Bakım ve onarım için tüm yanma odasının gaz türbininden sökülmesi gerekmektedir.
- 3-Yakıtı püskürtmek için kullanılan memelerin sayısının çok olmasına rağmen iyi bir yakıt hava dağılımı elde etmek oldukça zordur.

#### 4.2.4.3 Boru-halka şeklindeki yanma odaları

Günümüzde kullanılmakta olan birçok gaz türbininde bu tip yanma odası uygulaması mevcuttur. Özellikle çok büyük turbo jet ve turbo fan motorlarda kullanılmaktadırlar. Boru tipi ve halka tipi yanma odalarının uygun bir şekilde kombinasyonu ile oluşturulmuşlardır. Bu tip yanma odasının dizaynı, ayrı boru tipi yanma odalarının silindirik bir yanma odasına yerleştirilmiş şeklindedir. Bu dizayn sayesinde tek bir sistemin meydana getirdiği yüksek basınç

düşüşü ortadan kalmakta; hem de halkasal kanalın içinde münferit alev boruları bulunduğundan işletme emniyeti artmaktadır. Bu sistem, hem çevrede düzgün bir sıcaklık dağılımını sağlar, hem de bir alev borusunun devre dışı kalması halinde, bölgesel sıcaklık artışlarına mahal bırakmaz. Eğer yakıt nozullarından biri tıkanırsa, kızgın noktaların tehlikesi bu sistemde en aza indirilir. Ayrıca bu sistemde yanma, münferit alev boruları içinde daha kolaylıkla yanabilen bir karışım olduğundan daha hızlı olur.

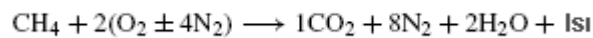


Şekil-4.2.7 Boru-halka tipti yanma odaları (Soares-2007)

Boru halka tip yanma odası hem boru hem de halka tip yanma odalarının avantajlarını birleştirir. Aynı zamanda diğer tiplerin birçok dezavantajlarını ortadan kaldırır. Sökülebilir ve silindirik yapıdaki bir kaplama bütün yakıcı bölümü sarar. Bu durum her bir boru tip yanma odasının, boru-halka tip yanma odasının gaz türbininden sökülmeden kontrol etmek ve değiştirme işlemini kolayca yapmak mümkündür.

#### 4.2.5 Yanma odasındaki yanmanın kimyası

Gaz türbinlerinde yanma işleminin temel fonksiyonu hava akışının sıcaklığını yakıtın verimli bir şekilde yakılması arttırmaktır. Yanma ise kimyasal olarak karbon, hidrojen ve oksijen arasında meydana gelen reaksiyon olmakla birlikte aşağıda etan-hava karışımının yanması örnek gösterilmek suretiyle tanımlanmıştır.



Kompresörden çıkan hava, yanma odasına yaklaşık 150 m/s hız ile girmekte fakat iyi bir karışım ile yanmanın olabilmesi için bu hız 1-2 m/s' ye kadar düşürülmektedir. Yanma

odasında, gaz türbini çalıştığı sürece alevin sönmeyeceği, bir düşük aksenal hız bölgesinin oluşturulması zorunludur. Yakıtın verimli olarak yanması yaklaşık olarak 15:1 hava/yakıt oranında olmaktadır. Yanma bir bujinin ateşlemesi ile başlamakta ve kendi kendine devam etmektedir. Yanma hattının merkezindeki gazların sıcaklığı 1800 ile 2000 °C' ler arasında olmaktadır. Yüksek verim elde edilmesi amacıyla yanma odasını terk eden gazların sıcaklığı mümkün olduğu kadar yüksek olmalıdır. Günümüz gaz türbinlerinde türbin giriş sıcaklıkları 1500 °C' ye kadar ulaşmaktadır. Kompresörden yanma odasına giren havanın sadece % 20' si yanma işlemine girmektedir ve bu havaya birincil hava adı verilmektedir. Gömlek yüzeyinde ikinci bir % 20'lik hava kütesinin gömleğin birincil bölgesine alınabilmesini sağlamak maksadıyla, belirli sayıda ikincil hava delikleri bulunmaktadır. Türbülans yapıcı kanatlardan gelen birincil hava ile ikincil hava deliklerinden gelen hava, birbirleriyle etkileşim yaparak düşük hız karışım bölgesini oluştururlar. Bu bölge duman halkasına benzeyen, halkavari bir girdap oluşturarak, alevi frenleme ve kararlı hale getirme etkisi yapar.

Giriş kısmından alınmayan ve yanma için kullanılmayan % 60' lık hava dış muhafaza ile gömlek arasındaki çevresel aralıktan akar ve kademe kademe gömleğin içine alınır. Bu havanın 1/3' ü gaz sıcaklığını düşürmek geri kalanı ise gömleğin yüzeylerini soğutmak için kullanılır. Soğutucu hava filmi, gömlek iç yüzeyi boyunca akarak, gömleği yanmış gazlardan yalıtılmaktadır.

#### **4.2.6 Gaz türbini yanma odalarında kullanılan yakıtlar**

Yakıtların birçok özellikleri arasında performans kayda değer etkisi bulunan özellikler viskozite, damıtma aralığı, kimyasal bileşim ve kimyasal yapıdır. Yakıtın viskozitesi atomizasyon kalitesini etkilediğinden önemlidir. Benzin, kerosen ve hafif dizel yakıtı gibi damıtılmış yakıtların viskoziteleri atomizasyon kalitesinde büyük değişimlere neden olmazlar. Ayrıca uçak gaz türbinlerinde kullanılan yakıtların donmalara karşı yakıt donma noktalarının -70 °F' (-57 °C) tan yüksek olması gerekmektedir. Damıtılmamış yakıtların ise viskozite aralıkları dar olup bu tür yakıtların kullanımında tatmin edici bir atomizasyon elde etmek için kullanılmadan önce ısıtılması gerekmektedir. Kimyasal bileşim ve yapı ise yakıtın karbon oranı ile ilgilidir. Karbon hidrojen oranı parafin, olefin, aromatik türü gibi hidrokarbonların çeşidine göre değişmektedir.

Gaz türbini yakıtlarında aranan başlıca temel çalışma özellikleri:

1-Uçuculuk: Belirli şartlarda, bilhassa alçak sıcaklıklarda ilk çalıştırmada yanmaya önemli tesiri olduğundan, yakıtın uçuculuğunun önemi büyüktür. Bilhassa uçak gaz türbinlerinde alevin blowout (patlama) olma olasılığından dolayı yakıtın uçuculuğu, tekrar gaz türbininin çalıştırılabilmesi için önemli bir faktördür. Diğer bir deyimle, çok fazla uçucu olan yakıtlar

buhar tıkanmasına neden olup birçok hidrokarbonların uçuşu dolayısıyla uçuş esnasında yakıt harcanmasına sebep olur. Bu da uçağın gaz türbininin ile kat edeceği mesafeyi kısıtlar. Fazla uçucu yakıtları ihtiva eden sarnıçlar mermi isabetinin tesirlerini azaltmak bakımından muhafazalı yapılırlar. Uçakların düşerek parçalanması nedeni ile bu yakıtlar yangın meydana getirme ve infilak etmeye meyillidirler. Gemilerde uçucu yakıtların depolanma zorluğu mevcuttur. Fazla miktarda uçucu yakıt depolanmada, uçuş sebebiyle kayıplar meydana gelir.

2-Enerji Bileşimi: Gaz türbinlerinde yakıtın ısı verimi diğer önemli bir faktördür. Bu tip gaz türbinleri yüksek yakıt harcaması yaptıklarından enerji bileşimi yüksek olan yakıtlar az sarfiyata sebep olur.

3-Saf Olmayan Maddeler: Yakıttaki sülfürün yanmasıyla meydana gelen yanma moleküllerinin gaz türbinlerine fazla zararı olmaz. Ancak bazı sülfür bileşikleri yakıt sistemi için zararlıdır. Bu sebepten yakıttaki sülfür miktarı sınırlandırılır. Yakıt sistemini tıkanmalara karşı korumak için yakıt içerisindeki reçine ve katı parçacıkları asgariye indirmek gereklidir.

4-Yanma Ürünleri: Yanma odasında kurum ve türbin kanatlarında birikintilere engel olmak için yakıt katı artık bırakmamalıdır. Katı artıklar türbin kanatlarının verimliliğini düşürür. Hatta kanatları tahrip edebilir.

5-Yağlama Özelliği: Bazı sistemlerde yüksek süratli ve yüksek kapasiteli yakıt tulumbaları vardır. Bu tulumbalarda, tulumba ile yakıt arasındaki sürtünmeyi asgariye indirmek için yakıtın yağlayıcı özelliği olması gerekir.

6- Kullanılan yakıtın seçiminde; maliyet ve ekonomi aranır. Yukarıda anlatıldığı gibi genellikle gaz türbinleri benzin, kerosen veya ikisinin karışımı ile çalışırlar. Hali hazırda askeri uçak ve donanma türbinlerinde kullanılan bir kaç yakıttan bahsetmek faydalı olacaktır. Ayrıca bunların yanı sıra fiyat, erişebilirlik ve hava kirliliği açısından düşük emisyon düzeyli olmaları da önem taşımaktadır.

Gaz türbinlerinde kullanılan başlıca yakıtlar motorin, benzin, kerosen, benzin-kerosen karışımı, uçaklarda kullanılan jp-4 ve jp-5 yakıtlarıdır.

#### **4.2.7 Yakıt atomizasyonu ve yakıtın püskürtülmesi**

Yakıt atomizasyonu ve buharlaşması işlemi gaz türbinleri yanma sisteminin performansına önemli derecede etki eden temel faktörlerden biridir. Normal sıvı yakıtlar, yeteri kadar, ateşleme için gerekli miktarda buharlaşmayı üretecek, buharlaşma özelliğine sahip değildir. Bunun için yakıtın, yüzey alanını çokça arttıracak şekilde çok yüksek sayıda damlacıklara ayrıştırılması için atomize edilmesi gerekmektedir. Atomizasyonda damlacıkların boyutu ne kadar küçük olursa buharlaşma oranı da o kadar fazla olur ve damla boyutu ateşleme performansında önemli bir yere sahiptir.

Püskürtme kalitesi ise stabilite limitlerini, yanma verimini ve kirlilik emisyon derecesini etkilemektedir.

#### **4.2.8 Yanma odası performansı**

Yanma odası yüksek çalışma limitleri arasında yakıtın en verimli bir şekilde yakılmasına uygun olmalı ayrıca herhangi bir basınç kaybına mahal vermemelidir. İdeal bir yanma odası sıfır basınç düşmesi, % 100 yanma verimi, üniform (düzgün dağılımlı) çıkış sıcaklığı, her tür çalışma durumunda ve çalışma aralığında kararlı bir şekilde çalışmaktadır. Fakat bu durum gerçekte imkansız olmakla birlikte yanma odası performans değerlendirmelerinde yukarıda verilen ideal yanma odası çalışma koşullarına yaklaşılmaya çalışılmaktadır. Yanma odasından çıkan ısı yanma odasının alanına bağlıdır. Gerekli olan yüksek çıkış gücü için gaz türbinli motorlarda yanma odası küçük ve çıkan ısı büyük olmalıdır.

Gaz türbinlerinde yanma odasının performansına etki eden başlıca parametreler aşağıdaki görüldüğü üzere sıralanabilir:

- 1- Basınç düşmesi
- 2- Yanma verimi
- 3- Çıkış sıcaklık dağılımı
- 4- Kararlı çalışma aralığı (stabilite)

##### **4.2.8.1 Basınç düşmesi**

Gaz türbinleri sabit basınç çevrimleri ile çalışmakta olup çevrim süresince yaşanacak basınç kaybı yanma işlemi için minimum düzeyde tutulmalıdır. Yanma odasında basınç düşümü, kompresörde sıkıştırılmış havanın yanma odasına verilmesi esnasında; soğuk basınç düşümü,  $\Delta P_{soğuk}$  ve yüksek hızlı akışa ısı ilavesi sırasında; sıcak basınç düşümü,  $\Delta P_{sıcak}$  şeklinde gerçekleşmektedir. Bu iki basınç kaybının toplamı yanma odasındaki toplam basınç kaybını vermektedir ve yanma için uygun türbülans ve karışımın elde edilmesi için yanma odasındaki toplam basınç kaybının % 3-% 8 aralığında olması gerekmektedir. Soğuk basınç kaybı ( $\Delta P_{soğuk}$ ) difüzör ve laynerdeki kayıplardan kaynaklanmakta ve bu kayıpların toplamı şeklinde ifade edilmektedir. Difüzör ve laynerlerdeki basınç kaybının gaz türbini performansına etkisi önemsizdir. Fakat günümüzde modern yanma odalarında soğuk basınç kayıplarının oranı % 2,5 ile % 5 arasında değişmektedir. Basınç kaybına neden olan en önemli faktörlerden biride, gaz akış akımı içerisinde, alevi stabilize etmek ve uygun karışım elde etmek amacıyla yer alan setlerdir. Ayrıca küçük açıklardan geçen ikincil havada basınç kayıplarına sebep olmaktadır. Eğer yanma odasının boyutu küçültülür ve hızlar arttırılırsa basınç düşüşü de bunlara orantılı olarak artacaktır. (Lefebvre-1998)

#### 4.2.8.2 Yanma verimi

Yanma verimi yanma odasında gerçekleşen yanmanın tamlığının ölçüsü şeklinde tanımlanabilir. Yanmanın tamlığı yakıt tüketimini doğrudan etkileyen bir faktör olmakla birlikte yanmamış yakıtın ısı değeri türbin giriş sıcaklığını arttırmayacaktır. Yanma verimi gazdaki gerçek ısı artışının yakıtta verilen teorik ısıya oranı şeklinde ifade edilmektedir. Bu tanımdan yola çıkarak yanma verimini formülize edecek olursak:

$$\eta_{yanma} = \frac{\Delta h_{gercek}}{\Delta h_{teorik}} = \frac{(\dot{m}_{hava} + \dot{m}_{yakit})h_3 - \dot{m}_{hava}h_2}{\dot{m}_{yakit}(LHV)} \quad (100)$$

$\eta_{yanma}$ : yanma verimi       $\dot{m}_{hava}$ : havanın kütle debisi       $\dot{m}_{yakit}$ : yakıtın kütle debisi  
 $h_3$ : yanma odasından çıkan gazın entalpisi       $h_2$ : yanma odasına giren havanın entalpisi  
(LHV): yakıtın alt ısı değeri

Yanma odasına giren havanın basıncı artarken yanma verimi yükselir ve sabit bir değere ulaşır. Hava giriş sıcaklığı artarken yanma verimi gerçek değerine ulaşana kadar yükselir. Eğer hava yakıt oranı artarsa yanma verimi önce yükselir, daha sonra yanma bölgesindeki karışım ideal değere ulaştığında sabit bir değere gelir ve sonra yakıt hava karışımı çok zengin hale gelirken azalır. Yakıt hava oranındaki artış, basınç kaybının artmasına neden olur. Bunun sebebi artan yakıt hava oranlarının yüksek sıcaklıklara neden olup gaz yoğunluğunu azaltmasıdır.

#### 4.2.8.3 Çıkış sıcaklık dağılımı

Yanma odası çıkış sıcaklık dağılımı gaz türbini overhol (kapsamlı bakım) zaman aralığını kısaltmakta ve performansı etkilemektedir. Gaz türbinleri dizayn edilirken maksimum türbin giriş sıcaklığına göre dizayn edilmektedir. Yanma odası çıkışındaki zayıf bir sıcaklık dağılımı türbin giriş nozullarında sıcak bölgelerin oluşmasına neden olacaktır. Bu durumda türbinde mekaniksel ve ısı gerilmelerden ötürü problemler baş gösterecektir. Düzgün bir sıcaklık dağılımı basınç kaybındaki artış da göz önüne alınarak sıcak ve soğuk gazların daha iyi karıştırılmasıyla elde edilmektedir. Eğer yakıt hava oranı ve akış hızı artarsa çıkış sıcaklıkları daha az üniform olmaya başlar. Bunun nedeni ise daha çok ısının açığa çıkması ve karışım için zamanın az olmasıdır.

#### 4.2.8.4 Kararlı çalışma aralığı

Bir yanma odasının kararlı çalışma aralığı basınç ve akış hızlarının değişimiyle oluşur. Basınç azalırken kararlı çalışma aralığı yanmanın oluşamayacağı bir noktaya kadar daralır. Akış hızı artarken, kararlı çalışma aralığı, yanmanın oluşamayacağı hızın üzerinde bir kritik hıza ulaşana kadar daralır. Genelde karışımın sıcaklığının artması kararlı çalışma için yakıt hava oranını artırır. Ayrıca akış hızı artarken yanma odası basınç kaybı artacaktır.

#### 4.2.9 Yanma odası imalatı ve imal materyalleri

Bir yanma odası içinde yakıtın yakılması neticesinde, yanma odası sıcaklıkları 2400 ile 2800 °C' ye kadar çıkabilmektedir. Yanma odası cidar malzemesinin bu yüksek sıcaklıklara dayanması gerekmektedir. Bu nedenle yanma odası, normal olarak yüksek sıcaklığa mukavim sacdan yapılır. Kullanılan sacın kalınlığı ne kadar az olursa, yanma odası değişen çalışma şartlarına o kadar kolaylıkla uyabilir. Ayrıca ince cidarlı malzemedan yapılmış bir yanma odasının ağırlığı da az olacağından, bu husus uçak ve küçük tonajlı gemiler için kullanım avantajı oluşturur. Yanma odası içindeki gaz basıncı, daha çok dış cidarlar üzerine tesir etmektedir. Gaz türbinleri yanma odası cidar kalınlığı aşağıdaki şekilde basınçlı kaplar denklemi baz alınarak hesaplanabilmektedir.

$$s = \frac{p.D}{200.k.x} + c \quad (mm) \quad (101)$$

Burada:

*s: cidar kalınlığı      D: yanma odası çapı      k: emniyet gerilmesi*

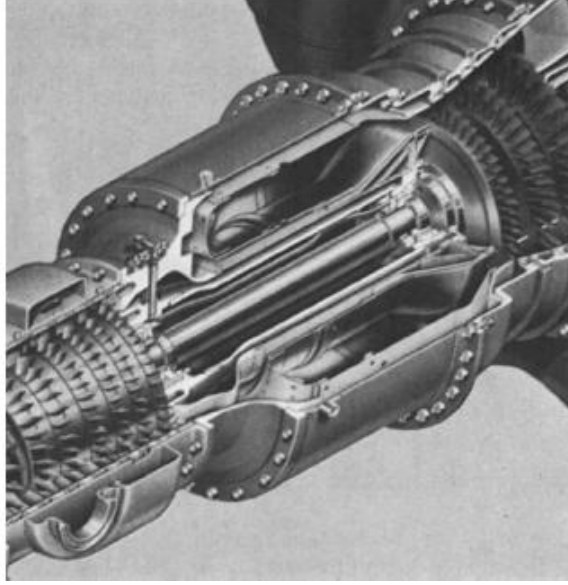
*x: kabın imalat tarzı ile ilgili katsayı      c: imalat hatalarına karşı emniyet payı*

Bu denklemde *x* değeri kaynakla yapılan konstrüksiyonlarda 0,9; *c* emniyet payı ise 1 mm olarak alınmaktadır.

Bir yanma odasında, en yüksek gerilmelere maruz kalan kısmın yanmanın gerçekleştiği gömlek kısmının olduğu aşıkardır. Bu sebepten dolayı bu kısmı, hem uygun vasıflı malzemedan imal etmek, hem de icabında kolaylıkla değiştirilebilmesini mümkün kılan bir konstrüksiyonda yapmak gerekir. Bir yanma odasını tek veya çift cidarlı yapmak mümkündür. Yanma odası gömlekleri yüksek ısıya dayanıklı krom-nikel alaşımlardan veya paslanmaz çelikten imal edilebilmektedir.

#### 4.2.10 Örnek Gaz Türbini Yanma Odasının Tanıtımı

Daha önceki kısımlarda tanıttığımız Solar T-1000 S gaz türbinimizin yanma odası halkasal-boru tipi yanma odasıdır. Bu yanma odasını tanıtabak olursak;



Şekil-4.2.8 Örnek gaz türbinimizin yanma odasının görünüşü (Meherwan-2006)

Çalışma sırasında kompresör çıkış havası yanma odasına difüzörden geçerek girer. Yanma odası muhafazasının iç yüzeyi ile shroud dış yüzeyi tarafından meydana getirilen alana doğru akar. Yanma odası domundaki delik ve panjurlar yanma için gerekli birincil havayı temin ederler ve aynı zamanda alev huzmesini düzenleyerek domdan dışarı çıkmak suretiyle iç ve dış layner yüzeylerine alevin sıcak temasını önler.

İç ve dış laynerdeki delikler sekonder havanın geçişi için olup, panjurlar tarafından arka tarafa doğru yöneltilerek, alevin laynerlerin iç yüzeylerine temasını önlerler. Böylece tam yanmayı sağlayacak ve yanan yakıtın verdiği ısıyı yutacak gerekli hava temin edilmiş ve dolayısıyla türbine giren gazların sıcaklığı düşürülmüş olur.

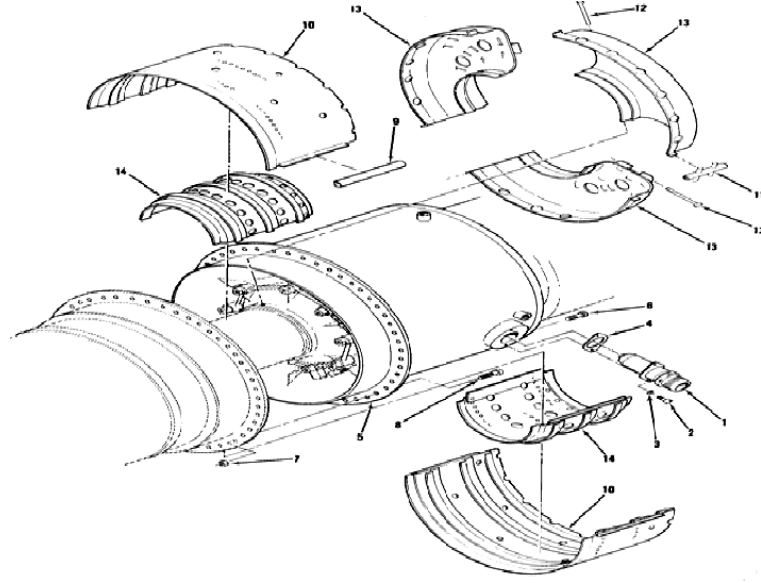
Çıkartılabilen parçalar;

- 1-Yanma odası domu,
- 2-Yanma odası iç layneri,
- 3-Yanma odası dış layneri,
- 4-Dokuz adet yakıt püskürtme nozuludur.

Çıkartılamayan iki parça ise;

- 1-İç shroud (zarf)
- 2-Dış shrouddur





- |                      |                      |                                     |
|----------------------|----------------------|-------------------------------------|
| 1. Buji              | 5. Yanma odası keysi | 9. Dış layner yayı (çevresel klips) |
| 2. Vida              | 6. Saplama           | 10. Yanma odası dış layneri         |
| 3. Pul               | 7. Somun             | 11. Saplama                         |
| 4. Gasket            | 8. Saplama           | 12. Pim                             |
| 13. Yanma odası domu |                      | 14. Yanma odası iç layneri          |

Şekil-4.2.9 Örnek gaz türbinin yanma odası (Peterson Builders-1967)

Yanma odası muhafazası; kaynaklı, paslanmaz çelikten bir yapıdadır. Gaz türbininin ana yapısal bel kemiğinin bir parçasını oluşturur. Ön flenç difüzör muhafazasına 24 adet civatayla bağlanmıştır ve onu yerinde tutmaya yarar. Arka flenç türbin muhafazasına 36 adet civatayla bağlanmıştır.

Yanma odası domu kaynaklı, paslanmaz çelikten, üç kısımdan ibaret bir parçadır. Parçalar birbirine üç pim ve üç klipsle tutturulmuşlardır. Pimler aynı zamanda yanma odasını difüzöre sabitlerler.

Yanma odası iç layneri; kaynaklı, paslanmaz çelikten iki parçalı bir elemandır. İkincil havanın yanma odasına girmesi için üzerinde delikler vardır. Sökülüp takılmanın kolay olabilmesi için layner iki parçadan yapılmıştır. Bir parça diğer parçaya geçme olarak bağlanır. Layner ön ucu yanma odası muhafazasına bir çentikli (bindirmeli) bağlantı ile tutturulmuştur (Overlapping fit). Arka ucunun ise yine çentikli bağlantı ile iç zarfa (shroud) bağlanmıştır.

### 4.3 Türbinler

Gaz türbinlerinde, yanma odalarında genişleyen gazların ortaya çıkan kinetik enerjilerinin, shaft çıkış gücüne çevrildiği, bu gücünde kompresörü, yardımcı sistemleri ve bir çıkış shaftını çevirdiği, kısım türbin kısmıdır. Özetle yanmanın işe çevrildiği kısım olarak ta nitelenebilir.

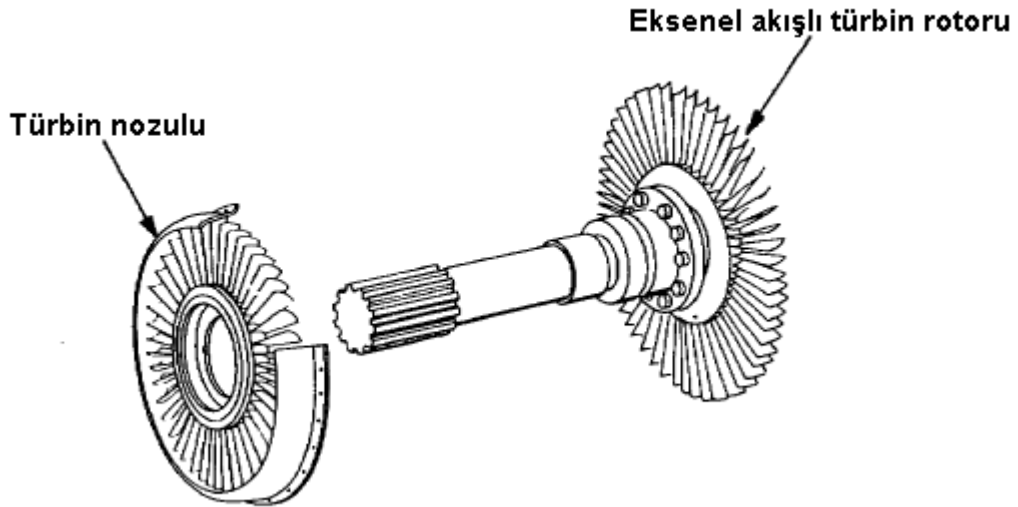
Türbinler genişleyen yanma sonu gazlarının işe çevrilmesi sürecinde verimli bir çevrim için yüksek gerilmelere maruz kalırlar. Türbinler; kanatçıkları saniyede 1500 devire kadar çıkan hızlarda çalışabilmekte ve hızları 2500 *ft/s*' ye kadar çıkabilen kesintisiz yanma sonu gazları ile 850 ile 1700 °C' ler arasındaki sıcaklıklarda çalışabilmektedirler.

Türbinleri incelemede, kompresörlerde kullanılan, temelde aynı olan termodinamiksel ve akışkanlar mekaniği kuralları kullanılmaktadır. Türbinler yapısal olarak kompresörlere benzemektedir. Bir kompresör kademesinde mevcut rotor ve stator veya difüzör kısımlarının yerini burada nozul sabit kısımları ve dönel kanatlar ise hareketli kısımları ifade edecektir.

Genel olarak gaz türbinlerinde aksel akışlı ve radyal akışlı olmak üzere iki tip türbin kullanılmaktadır. Çoğu gaz türbini uygulamasında aksel akışlı türbinler kullanılmaktadır. Ancak radyal akışlı türbinler, daha çok düşük güç gereksinimlerinin veya kompakt bir kullanım şeklinin performansa göre daha öncelikli olduğu durumlarda, tercih edilmektedir.

#### 4.3.1 Aksel akışlı türbinler

Aksel akışlı türbinler günümüz gaz türbinlerinde en çok kullanılan türbin çeşididir. Bir veya birkaç kademedен ve her bir kademenin ise nozul ve rotor kolonlarından oluşmaktadır.

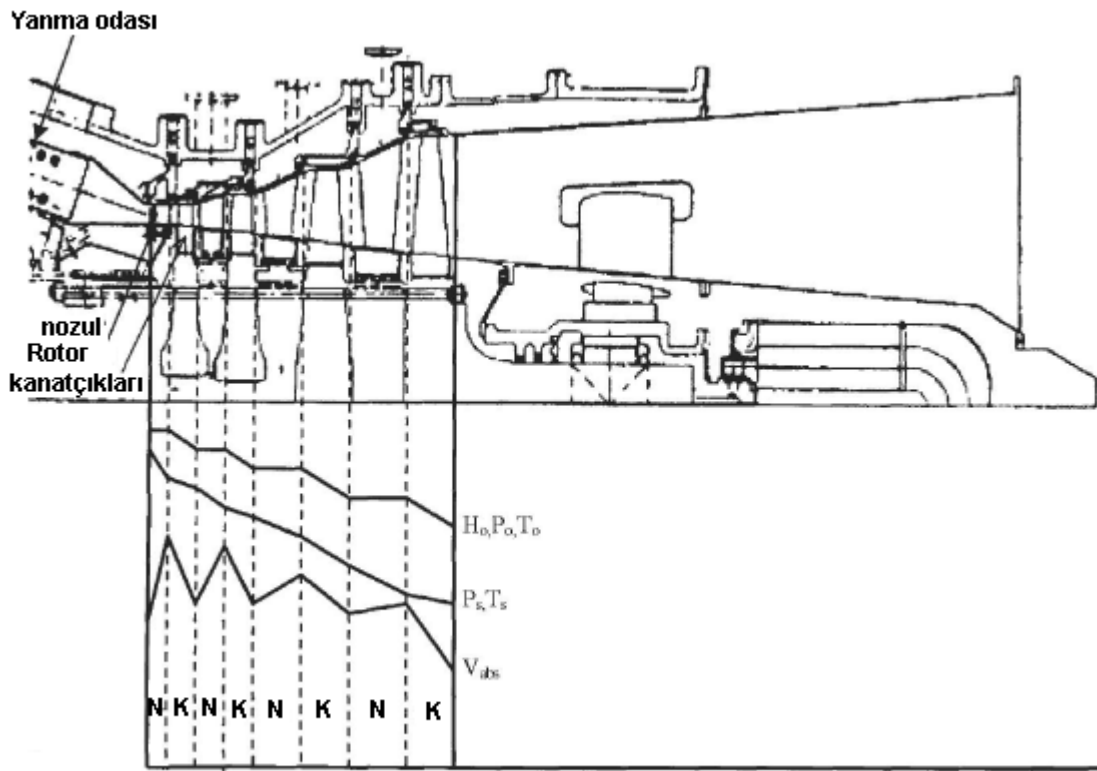


Şekil-4.3.1 Aksel akışlı türbin nozulu ve rotoru (Subcourse No. AL0993-US ARMY)

Aksel akışlı türbinde bağıl hızlar aksel akışlı kompresörünkine nazaran daha yüksek ve her bir kademedeki entalpi değişimi ise daha büyük olmaktadır. Kademe sayıları aksel kompresörlere göre daha azdır. Bunun nedeni aksel akışlı kompresörlerde akışın gerekli basınç artışını sağlamak için difüze edilmesi, aksel akışlı türbinlerde ise gazın türbini ivmelendirmesi söz konusudur. Aksel akışlı türbinler tek rotorlu veya çoklu rotorlu olacak şekilde imal edilmektedirler.

#### 4.3.1.2 Çalışma prensibi

Yanma odasını terk eden yanmış gazlar bir disk üzerine yerleştirilmiş sabit nozul kılavuz kanatçıkları tarafından tanjantsal bir açıyla hareketli rotor kanatçıklarına yönlendirilirler. Burada yanmış gazların kinetik enerjisi rotor kanatçıklarına bırakılarak türbinin dönmesi sağlanır. Bu işlem sırasında büyük enerji değişimleri, basınç değişimleri, açısal hız değişimleri olur ve yüksek verim elde edilir. Nozul kısmında akışkan ivmelendirilerek statik basıncı düşürülmekte ve rotorun dönüş yönünde akışkanın tanjantsal hızı arttırılmaktadır. Rotor kısmı dönüş yönünde tanjantsal hızı düşürmekte, akışkanın tanjantsal kuvvetlerinin rotor kanatçıkları üzerine uygulanmasıyla çıkış şaftını döndüren tork elde edilmekte ve akışkanın bağıl hızı rotor boyunca azalmaktadır.



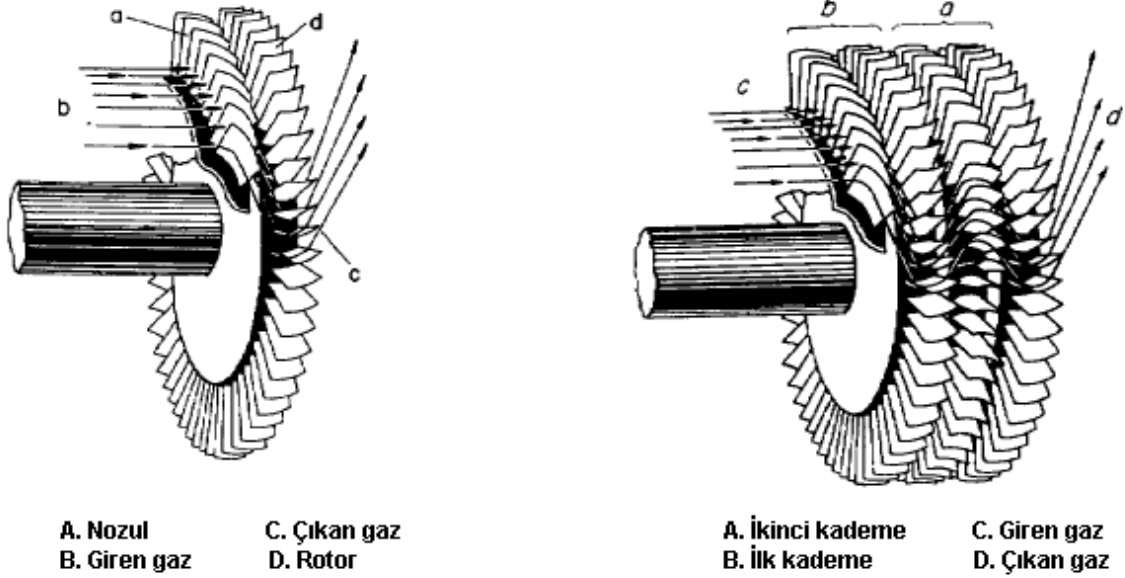
Şekil-4.3.2 Eksenel akışlı türbin akış diyagramı (Meherwan-2006)

#### 4.3.1.3 Eksenel akışlı türbin çeşitleri

Eksenel akışlı türbinleri, rotor sayılarına göre tek rotorlu türbinler ve multi rotorlu türbinler, türbin çeşitlerine göre impals, reaksiyon tipi ve bu ikisinin kombinasyonu olan impals-reaksiyon tipi, kullanım şekline göre ise gaz üretici türbin ve güç üretici türbin olarak sınıflandırabiliriz. Yukarıda ifade edilen türbin sınıflandırmalarına kısaca değinecek olursak:

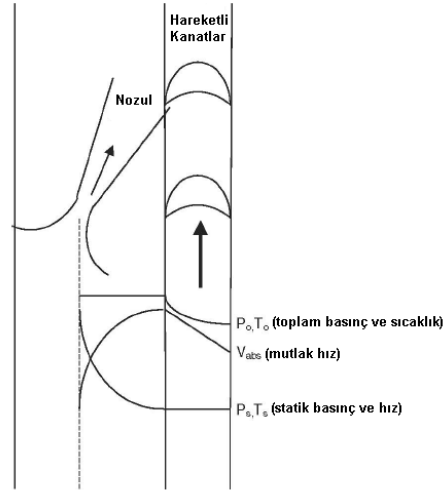
**Tek rotorlu türbinler:** Gücün tek bir rotordan elde edildiği türbin çeşididir. Bu tip türbinler gaz türbinlerinde düşük ağırlık ve kompaktlık ihtiyacına karşın kullanılırlar.

**Multi rotorlu türbinler:** Gücün iki veya daha fazla rotordan elde edildiği türbinlerdir. Bu tip türbinde küçük türbin çapına karşın toplam üretilen güç arttırılmaktadır. Genellikle bu tip türbinlerin uçak gaz türbinlerinde kullanım alanı yaygındır.



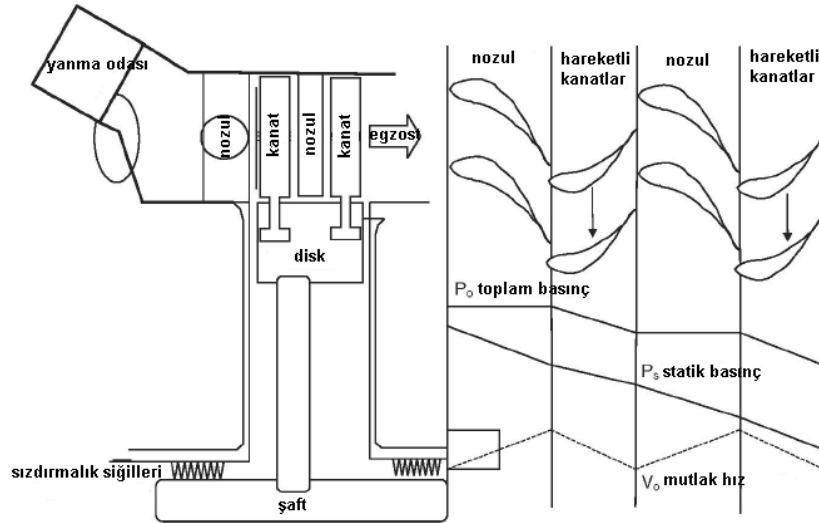
Şekil-4.3.3 Tekli ve multi tip türbin uygulaması (Subcourse No. AL0993-US ARMY)

**İmpuls (çarpma etkili) türbin:** En basit türbin tipidir. Bir türbin kademesinin nozul ve onun arkasından gelen hareketli rotor kanatçıklarından oluştuğunu daha önce belirtmiştik. İmpuls tipi türbinde basınç düşmesinin tamamı sabit nozullarda gerçekleşmekte ve yakınsak şekillerinden dolayı yanmış gazların basıncı azalırken hızları artmaktadır. Gazlar kanatçıklar arasından geçerken, kinetik enerjide bir miktar azalma ve akışın tersinmezlikleri nedeniyle entalpi de bir miktar artma olmaktadır. Türbin kanatçıklarına yönlendirilen gazlar çarpma kuvvetlerinin deneyimiyle kanatçıklara çarpmaktadır. Burada gazların termal enerjisi kinetik enerjiye dönüşmekte ve rotor dönmektedir. İmpuls türbinlerinde reaksiyon oranı sıfır olmaktadır.

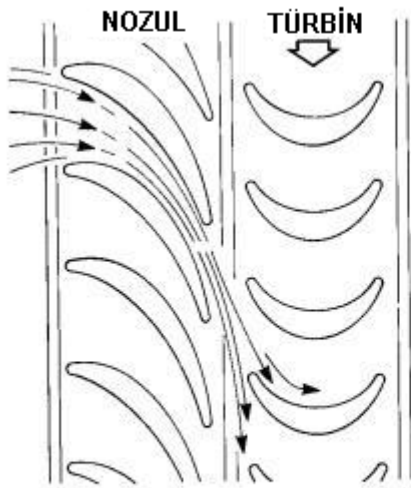


Şekil-4.3.4 İmpuls türbin kademesi termodinamiği (Meherwan-2006)

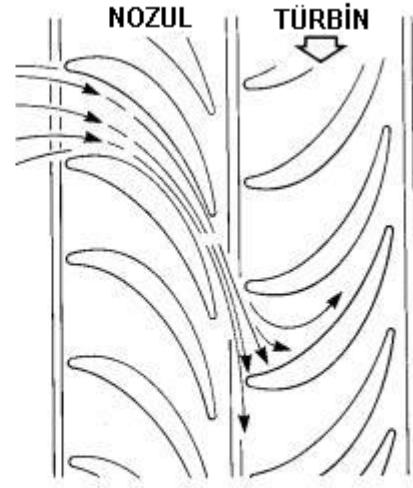
**Reaksiyon türbini:** Reaksiyon türbinlerinde sabit nozullar, gaz akışının yönünü basınçta herhangi bir değişme olmadan değiştirmekte uygun açı ve hızda hareketli kanatçıklara yöneltilmektedirler. Kanatçık pasajlarının şekli gazın genişlemesi ve ivmelenmesinden doğan bir reaksiyon kuvveti ortaya çıkarmaktadır. Basınç düşmesinin tamamı gazın hareketli kanatçıklar arasından geçişi sırasında olmaktadır. Bu durumda hareketli kanatçıklar nozul gibi görev yaptıklarından biçimleri buna uygun olmaktadır. Reaksiyon kademesinin ana avantajı, düşük akışkan hızlarının uygulanabilmesi ve düşük hızlarda yüksek verimlerin elde edilebilmesidir.



Şekil-4.3.5 Reaksiyon türbini termodinamiği (Meherwan-2006)



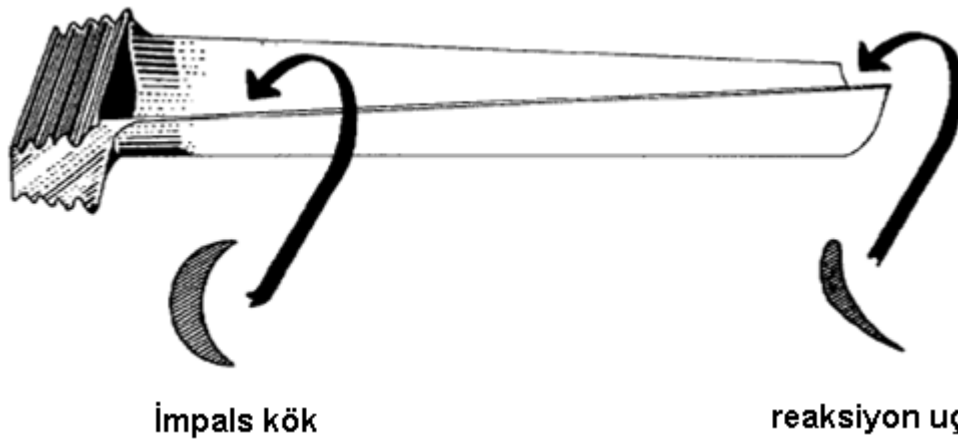
Türbin sadece gaz akışının çarpma etkisi ile hareket etmektedir.



Türbin gaz akışının çarpması ve onu takip eden kanat şekline bağlı pasajların reaksiyonu sonucunda hareket etmektedir.

Şekil-4.3.6 İmpuls ve reaksiyon kademelerinin görünümü (Soares-2007)

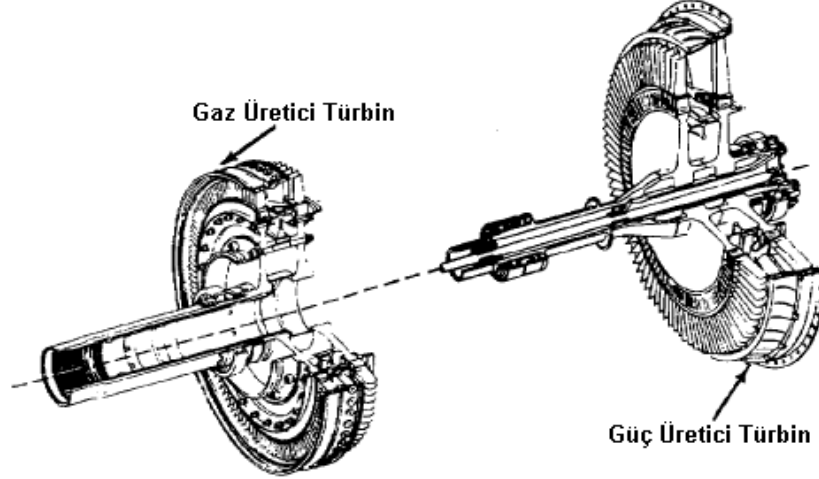
**İmpuls-reaksiyon tipi türbinler:** Normalde gaz türbinleri uygulamalarında impuls veya reaksiyon türbin kanatçıkları tek başlarına kullanılmamaktadır. Modern uçak gaz türbinlerinde türbin kısmında, impuls ve reaksiyonun birleşimi olan impuls-reaksiyon tipi kanatçıklar kullanılmaktadır. Bu tip kanatçıklar genellikle kök kısmı impuls, uç kısmı ise reaksiyon kanatçığı şeklinde imal edilmektedir. Aşağıdaki şekilde impuls ve reaksiyon kanat biçiminin farklılıkları belirgin bir şekilde göz önüne çıkmaktadır.



Şekil-4.3.7 İmpuls-reaksiyon tipi türbin kanadı (Subcourse No. AL0993-US ARMY)

**Gaz üretici türbinler:** Yanma odasının hemen çıkışında genelde 2 kademedan oluşan ana işlevi bir shaft vasıtasıyla kompresör için gerekli gücü üreterek kompresörü çevirmek ve yanma sonu gazlarının uygun açı ve hız ile güç türbinine girişini sağlamak olan türbinlerdir.

**Güç üretici türbinler:** Bu tip türbinler genelde sanayi tipi gaz türbinleri uygulamalarında daha sıklıkla kullanılmaktadırlar. Uygulamada en çok rastlanan tek kademeli tipleridir ve bu tip türbinler bir çıkış şaftı ile şanzımanlara bağlanarak gerekli devir düşümü sağlandıktan sonra faydalı iş elde etmede kullanılırlar.



Şekil-4.3.8 Gaz üretici ve güç üretici türbinler (Subcourse No. AL0993-US ARMY)

#### 4.3.1.4 Eksenel akışlı türbin aerodinamiği ve aerotermodinamiği

Türbindeki nozul ve rotor kanatçıklarının geometrisi ivmelenen bir akış ortaya çıkarmaktadır. Fakat rotor kanatçıklarının hareketi ise akışı yavaşlatarak ve aynı zamanda büyük ölçüde eksenel hızı sabit tutarak gazların enerjisini işe dönüştürmektedir. Rotorun dönüşüne bağlı olarak ivmelenen akışta statik basınç ve statik sıcaklık düşmektedir.

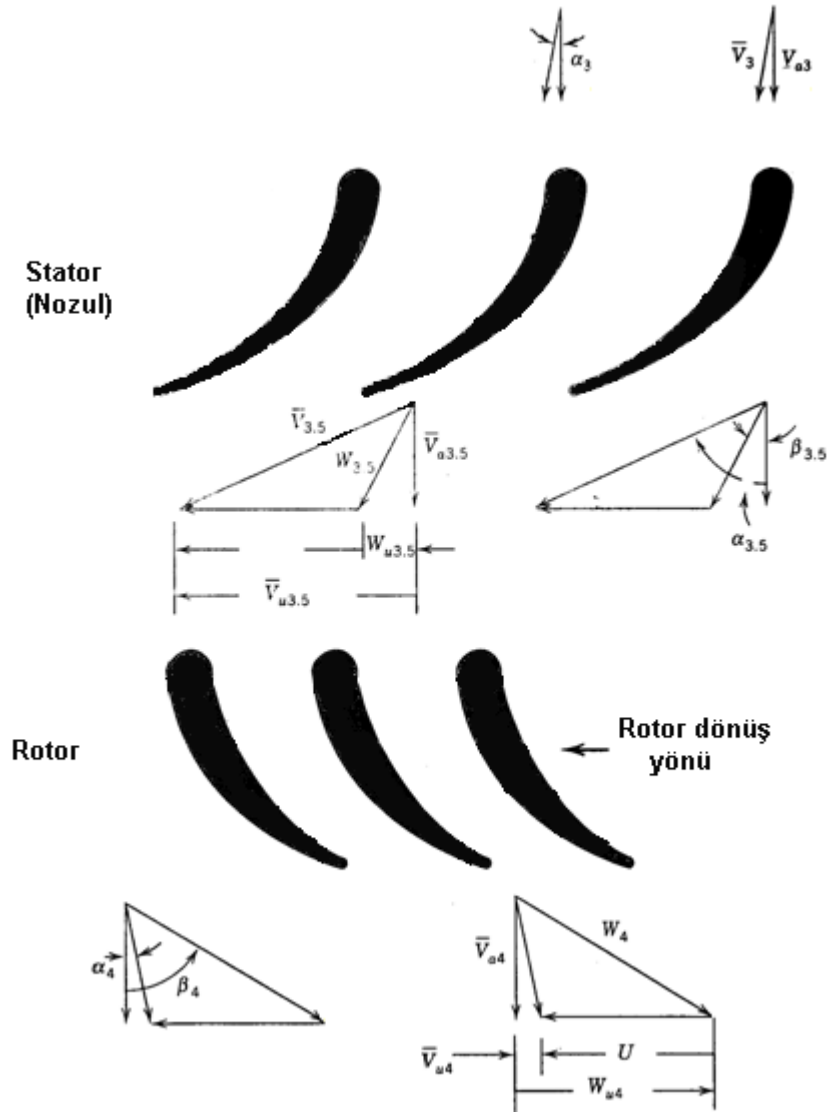
##### 4.3.1.4.1 Kademe hız incelemesi ve vektörel hız diyagramları

Türbinde akışı analiz ederken dikkat edilecek üç önemli nokta vardır. Bunlar nozul girişi, rotor girişi ve rotor çıkışı olarak sıralanmaktadır. Akışkanın hızı, akış ve türbin ile olan enerji transferinde yol gösterici bir değişken olması sebebiyle önemlidir. Mutlak hız ' $V$ ' akışkanın sabit bir noktaya göre hızıdır ve nozulda akışı analiz etmek açısından önem taşır. Rotordaki hızı incelerken ise bağıl hız ' $W$ ' önem kazanır. Bu açıklamalardan sonra ' $U$ ' kanatçık tanjantsal hızına karşılık bağıl hızı vektörel olarak aşağıdaki gibi tanımlamamız mümkündür.

$$\vec{W} = \vec{V} - \vec{U} \quad (102)$$

Yanma odasından çıkan yanmış gazların nozul kolonuna,  $P_3$  basıncı,  $T_3$  sıcaklığı,  $\vec{V}_3$  mutlak hızı ve  $\alpha_3$  açısı ile girdiğini kabul edelim. Gazlar burada  $P_{3,5}$  basıncına,  $T_{3,5}$  sıcaklığına genişler ve nozul kolonunu  $\vec{V}_{3,5}$  mutlak hızı ve  $\alpha_{3,5}$  açısı ile terk eder. Bir sonraki aşamada gazlar rotora  $\vec{W}_{3,5}$  bağıl hızı ve  $\beta_{3,5}$  açısı ile girer ve rotoru  $P_4$  basıncı,  $T_4$  sıcaklığı ve  $\beta_4$  açısı yapan  $\vec{W}_4$  bağıl hızı ile terk eder. Rotor çıkışındaki mutlak hız  $\vec{V}_4$  ve bu hızın çıkış

açısı  $\alpha_4$  olmaktadır. Birçok türbinde  $\vec{V}_3$  mutlak hızı ekstenel doğrultuda olmakta ( $\alpha_3 = 0$ ) ve bu nedenle  $\vec{V}_3 = \vec{V}_{a3}$  olmaktadır. Multi tip türbinler için ilk kademeyi geçen gazın açı ve hız değerleri bir sonraki kademeyi tanımlamak için nozullardan başlar ve  $\vec{V}_3$  ve  $\alpha_3$   $\vec{V}_4$  ve  $\alpha_4$ ' e eşit olur. Vektörel hız diyagramlarının şekli kanatçığın göbeğinin uç kısmına oranına göre değişim göstermektedir. Bu oran birçok ekstenel akışlı türbin uygulamasında 1'e yakın olmaktadır.



Şekil-4.3.9 Türbin kademesi vektörel hız diyagramları (Bathie-1996)

#### 4.3.1.4.2 Kademe reaksiyon oranı

Ekstenel akışlı türbinlerde reaksiyon oranı, statik entalpi değişiminin toplam entalpi değişimine oranı şeklinde tanımlanmaktadır. Bu oranı fomülize edecek olursak:

$$R = \frac{h_{3.5} - h_4}{h_{03} - h_{04}} = \frac{h_{3.5} - h_4}{h_{3.5} - h_{04}} \quad (103)$$



Eksenel hızın sabit kaldığını ve değişmediğini kabul ettiğimizde kademede rotorda meydana gelen statik entalpi değişimi:

$$h_{3,5} - h_4 = \frac{W_4^2 - W_{3,5}^2}{2} = \frac{W_{u4}^2 - W_{u3,5}^2}{2} \quad (104)$$

Fakat  $\tan \beta_4 = \frac{W_{u4}}{V_a}$  ve  $\tan \beta_{3,5} = \frac{W_{u3}}{V_a}$  olduğu göz önüne alınırsa statik entalpi değişimi:

$$h_{3,5} - h_4 = \frac{V_a^2 (\tan \beta_4 - \tan \beta_{3,5}) (\tan \beta_4 + \tan \beta_{3,5})}{2} \quad (105)$$

Toplam entalpi değişimi ise:

$$h_{03} - h_{04} = h_{3,5} - h_{04} = U(V_{u3} - V_{u4}) = UV_a (\tan \alpha_{3,5} - \tan \alpha_4) \quad \text{olur.} \quad (106)$$

Burada;  $\tan \alpha_{3,5} = \frac{U}{V_a} + \tan \beta_{3,5}$  ve  $\tan \alpha_4 = \frac{U}{V_a} + \tan \beta_4$  olduğu göz önüne alınırsa toplam entalpideki değişim başka  $\beta$  açısı cinsinden:

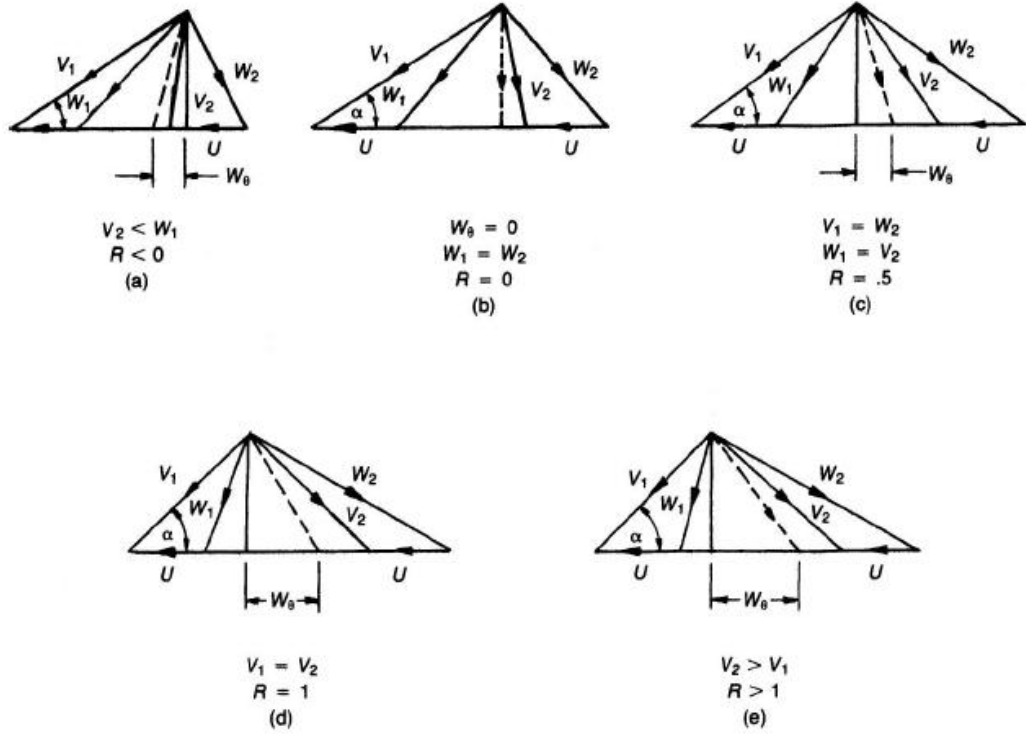
$$h_{3,5} - h_{04} = UV_a (\tan \beta_{3,5} - \tan \beta_4) \quad \text{şeklinde yazılabilir} \quad (107)$$

Genel denklemde denklem (105) ve (107)' yi yazacak ve gerekli sadeleştirmeleri yapacak olursak reaksiyon oranı;

$$R = \frac{\frac{V_a^2 (\tan \beta_4 - \tan \beta_{3,5}) (\tan \beta_4 + \tan \beta_{3,5})}{2}}{UV_a (\tan \beta_{3,5} - \tan \beta_4)} \quad (108)$$

$$R = -\frac{V_a}{2U} (\tan \beta_4 + \tan \beta_{3,5}) \quad (109)$$

Reaksiyon oranı denklem (109)' dan da anlaşılacağı üzere negatif, pozitif veya sıfır olabilmektedir. Birçok türbinin reaksiyon oranı 0 ile 1 arasında olmaktadır. Negatif reaksiyon oranına sahip türbinlerin verimleri düşük olmaktadır ve genellikle bu tarz türbinler gaz türbinlerinde kullanılmamaktadır. Reaksiyon oranı vektörel hız diyagramlarının değişmesine neden olmaktadır aşağıdaki şekilde çeşitli reaksiyon oranı değerlerine karşılık vektörel hız diyagramlarının değişimi rahatlıkla görülebilmektedir.



Şekil-4.3.10 Çeşitli reaksiyon oranlarına karşılık vektörel hız diyagramlarının değişimi (Meherwan-2006)

Reaksiyon oranlarına karşılık gelen vektörel hız diyagramları incelendiğinde c şıkındaki reaksiyon oranının 0,5 olduğu görülür. Bu durumda türbin kademesi boyunca rotor ve nozuldaki statik entalpi değişimi eşit olmaktadır. Bu olay % 50 reaksiyon oranı ile adlandırılmakta, rotor ve giriş çıkışındaki hız diyagramlarının simetrik olduğunu bize göstermektedir.

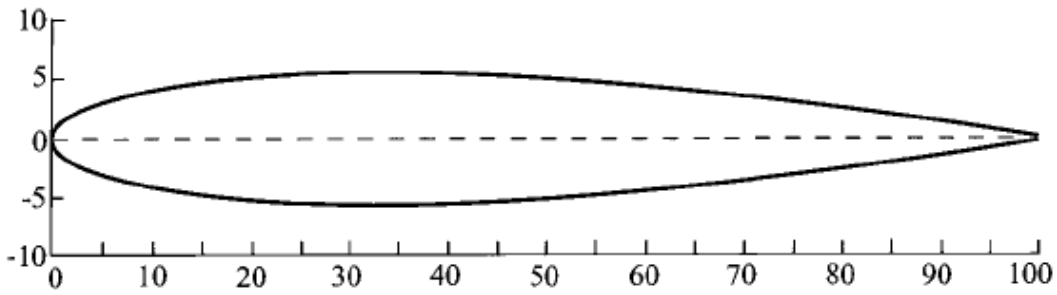
#### 4.3.1.4.3 Eksenel akışlı türbin kanatçıklarının incelenmesi

Türbin kanatçıkları, birbirine çok yakın konuşlu kanatçıklar ile akışa, çıkışta gerekli hıza gerekli reaksiyon kademesi ile ulaşması için sabit bir ivme kazandırmak amacıyla aerodinamik biçim ile tasarlanırlar. Rotor kanatçıkları genelde farklı yarıçaplardaki gaz akışında değişimleri sağlamak için rotor ile uç kısım arasında bükümlü bir yapıda dizayn edilirler. Bu herhangi bir yarıçaptaki yapı reaksiyon oranı ile ifade edilmektedir ve türbin kanat performansı için en önemli faktör reaksiyon oranıdır.

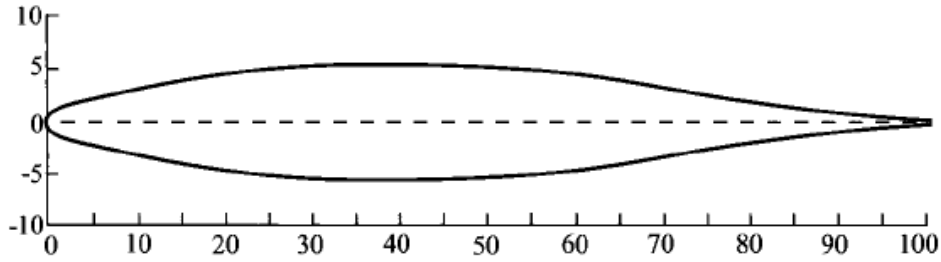
##### 4.3.1.4.3.1 Kanatçık profilleri

Türbin kanatçık profilleri kompresör kanatçık profilleri kadar kritik dizayn değerlerine haiz değildirler. Türbin kanatçıkları normalde serbest turbülans durumuna göre dizayn edilirler. Daha geniş yarıçaplı rotorlarda girişteki mutlak hız azalır kanatçık hızı artarsa hız

diyagramları kanatçık kökü ile uç kısımları arasında değişecektir. Bu durumu ortadan kaldırmak maksadıyla üreticiler tarafından rotorlarda yüksek derecede bükümlü kanatçık profilleri kullanılmaktadır. Bu profillere örnek teşkil eden ve türbin kanatçık profilleri üzerine çalışmalar yapan başlıca iki kuruluş bulunmaktadır. Bunlardan biri İngiliz *NGTE* kuruluşudur ve bu kuruluş kanatçık aerodinamik profillerini kolay imalat açısından dairesel-yay ve parabolik-yay kavis hattı şeklinde dizayn etmektedir. Bu dizaynlar konvansiyonel profiller adıyla anılmaktadır. Bu konvansiyonel profillerden en önemlileri ‘C-4 ile T-6’ profilleridir. T-6 profili parabolik kavis hattına entegre edilmiş dairesel yaylardan oluşan profildir. Bu tip profillerde kalınlık boyun % 10’ nu olarak alınmaktadır.



Şekil-4.3.11 C-4 Türbin kanatçık profili (Mattingly-2006)

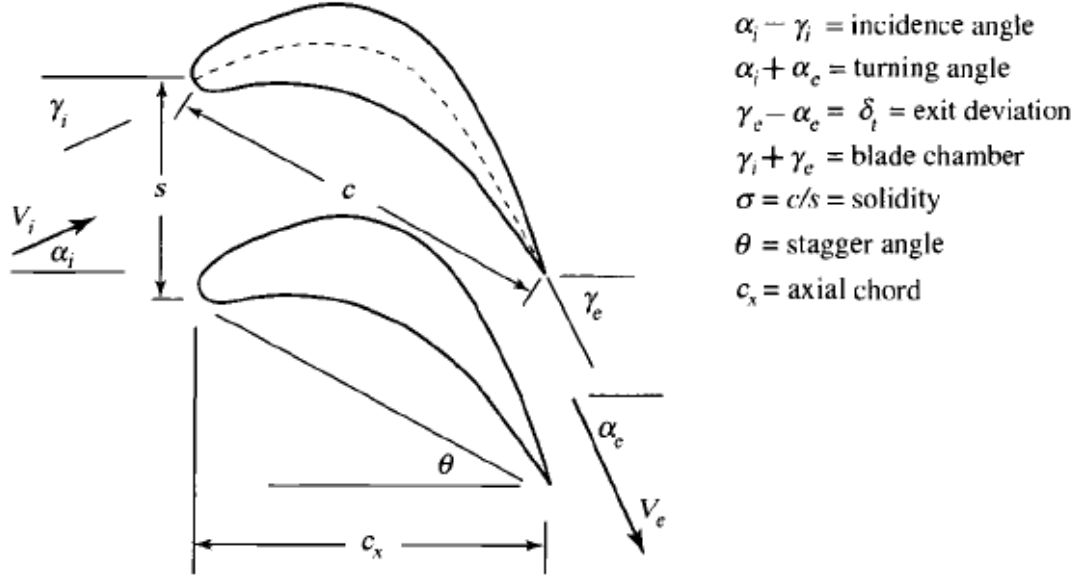


Şekil-4.3.12 T-6 Türbin kanatçık profili (Mattingly-2006)

Türbin kanatçıkları üzerine çalışmalar yapan diğer bir kuruluş ise Amerikan *NACA* adlı kuruluştur. Bu kuruluşun yaptığı çalışmalarda kanatçık profillerinde kavis hattı ve kalınlık gibi parametreler için basınç ve hız dağılımı gibi kanatçık yük değişkenleri göz önüne alınmaktadır. Türbin kanatçık performansına etkiyen en önemli faktörün reaksiyon oranı olduğunu daha önce belirtmiştik. Yüksek reaksiyon oranı genellikle akış dağılımında küçük değişmelerin olduğu, nozul kanatçıklarında tercih edilen durumdur. Ayrıca reaksiyon oranı kanatçık kalınlık seçeneğini de etkilemektedir. Nozul kanatçıkları için profil kalınlığı  $t/c$  ile

ifade edilmektedir ve bu kalınlık % 20 reaksiyon oranından büyük değerler için nozullarda önemsenmemektedir. Fakat türbinlerde reaksiyon oranını düşürmek için kanatçık kalınlığını arttırmak yüksek kayıplara neden olacağı için sakıncalıdır.

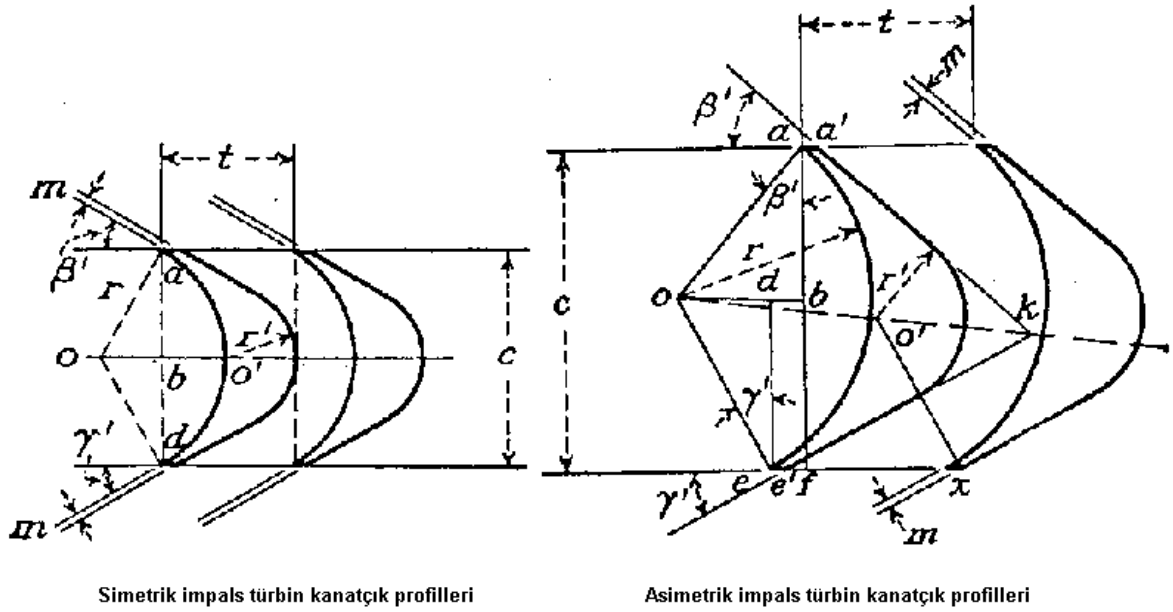
Kanatçık profil terimlerini açıklayarak kanatçık geometrisini ve dizaynını aşağıdaki şekilden incelemek mümkündür.



Şekil-4.3.13 Temel türbin kanatçık geometrisi

Kanatçık geometrisinde kanat açıklık oranı adı verilen bir kavram öne çıkmaktadır. Kanat açıklık oranı kanat yüksekliğinin genişliğe oranı şeklinde de ifade edilmektedir. Kanat açıklık oranı iki nedenden önem arz etmektedir. Bunlar: (1) düşük kanat açıklık oranının kanatçığın kendisinde meydana gelen yüksek oranda 3 boyutlu kayıplar ile bağlantılı olması ve (2) düşük kanat açıklık oranının nozullardaki akışın düzensiz olmasına sebebiyet vererek akışın beklenen vektörel hız diyagramlarından farklı hız diyagramları oluşturmasına neden olmaktadır. Türbinler kısmında daha önceki konularda türbinlerin kanatçık tipine göre impals ve reaksiyon türbini olarak ikiye ayrıldığına değinmiştik. İmpals tipi kanatçık profilleri genellikle üretici firmalar tarafından standartlara bağlanmıştır. İmpals tipi kanatçık profilleri simetrik veya asimetric olarak iki şekilde dizayn edilmektedirler. İmpals tipi birbirine komşu olan kanatçıkların dizaynında kavis iç ve dışbükey taraflarının merkezleri kesişmekte ve bu nedenle pasaj genişliği sabit kalmaktadır. Aşağıdaki şekilde simetrik ve asimetric impals kanatçık profilleri görülmekte ve bu şekilde içbükey yarıçap  $o$  ve dışbükey yarıçap  $o'$  indisleri ile ifade edilmektedir. Simetrik kanatçıkta  $\beta' = \gamma'$  olduğundan;

$$c = a \cdot b + b \cdot d = 2r \cos \beta' \quad (110)$$



Şekil-4.3.14 İmpuls tipi türbin kanatçık profilleri (Lee-1954)

Buradan simetrik kanatçık profili içbükey yarıçapı :

$$r = \frac{c}{2 \cos \beta} \quad \text{olmaktadır.} \quad (111)$$

Dışbükey yarıçap  $r'$  kanatçık hatvesi ve sabit pasaj genişliği olduğu durumlarda hesaplanabilir.

Asimetrik kanatçıkta içbükey yarıçap ise;

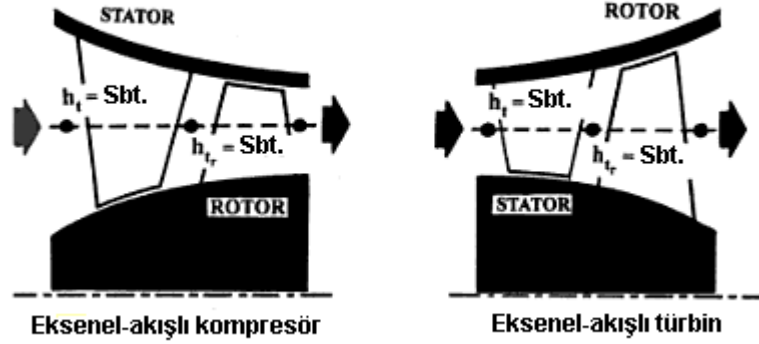
$$r = \frac{c}{\cos \beta' + \cos \gamma'} \quad \text{olarak hesaplanır.} \quad (112)$$

Konvansiyonel reaksiyon türbin kanatçıkları ise NACA gibi organizasyonlar sayesinde oldukça iyi standardize edilmiştir. Fakat buna rağmen bütün reaksiyon kanatçık profilleri farklı karakteristiklere sahiptirler. Kanatçığın içbükey tarafı sabit yarıçapa fazlaca yakın olurken dışbükey tarafı ise yakınsak pasajları oluşturacak şekilde açık daireler formunda olmaktadır. Konvansiyonel kanatçık giriş açısı genellikle  $80^\circ$  ile  $90^\circ$  arasında değişmektedir. Kanatçık giriş açısı ise akışkanın bağıl giriş açısından  $3^\circ$  ile  $15^\circ$  ler arasında değişen değerlerde fazladır. Kanatçık hatvesini belirleme işi deneysel bir meseledir. Genellikle kalınlığın genişliğe oranı ( $t/c$ ) olarak ta ifade edilebilmektedir. Profillerde kavislilik derecesi azalır sa hatvenin ( $t/c$ ) değeri artacaktır.

#### 4.3.1.4.3.2 Kompresör kanatçıkları ile türbin kanatçıkları arasındaki farklılıklar

Eksenel akışlı kompresör kanatçıkları ile aksel akışlı türbin kanatçık profilleri geometrik olarak benzer olmalarına karşın aralarında bazı önemli temel farklılıklar bulunmaktadır. Temelde en büyük geometrik farklılıklardan biri aşağıdaki şekilden de görüleceği üzere

kompresörde girişte uzun olan kompresör kanatçık boylarının kademeler boyunca çıkışa doğru kısalması, türbinde ise girişte kısa olan kanatçık boylarının kademeler boyunca çıkışa doğru uzamasıdır.



Şekil-4.3.15 Eksenel akışlı kompresör ve türbin kanatlarının geometrik olarak karşılaştırılması (Baskharone-2006)

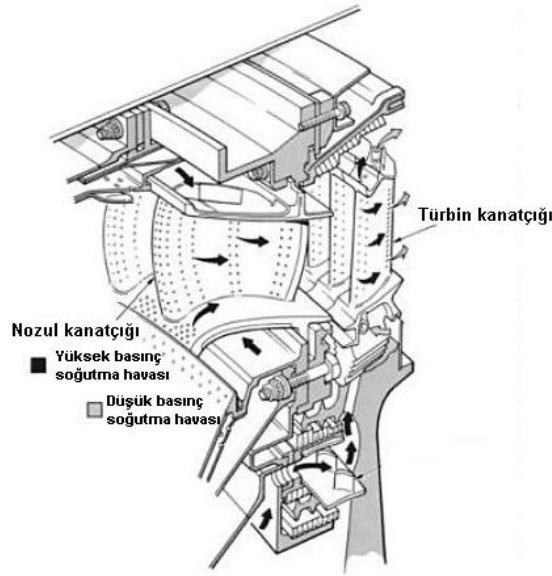
Diğer kompresör ve türbin kanatçık profilleri arasındaki temel farklılıkları aşağıda sıralanmıştır.

- 1- Kompresörde stator kanatçıkları difüzör görevi yaparken türbinde bu kanatçıklar nozul görevi yapmaktadır.
- 2- Kompresörlerde kademe sayısı çok fazla olabilirken türbinlerde genelde kademe sayısının üçten küçük olmaktadır.
- 3- Kompresörlerde kanatçıklara etkiyen sıcaklıklar düşük olurken türbinlerde kanatçıklara etkiyen sıcaklıklar çok yüksek olabilmekte hatta bu nedenle kanatçık soğutmasına ihtiyaç duyulabilmektedir.
- 4- Kanatçık profilleri kompresörün güç tükettiği türbinin ise güç ürettiği amacına bağlı kalınarak türbinlerde daha keskin kavislerde dizayn edilebilmektedir.
- 5- Kompresör kanatçık imal materyallerinde hafiflik ve merkezkaç gerilmelerine karşı dayanıklılık ön plana çıkarken türbinlerde ısı gerilmelere karşı dayanıklılık ön plana çıkmakta ve bu gibi nedenlerden ötürü imalat materyalleri farklı olmaktadır.

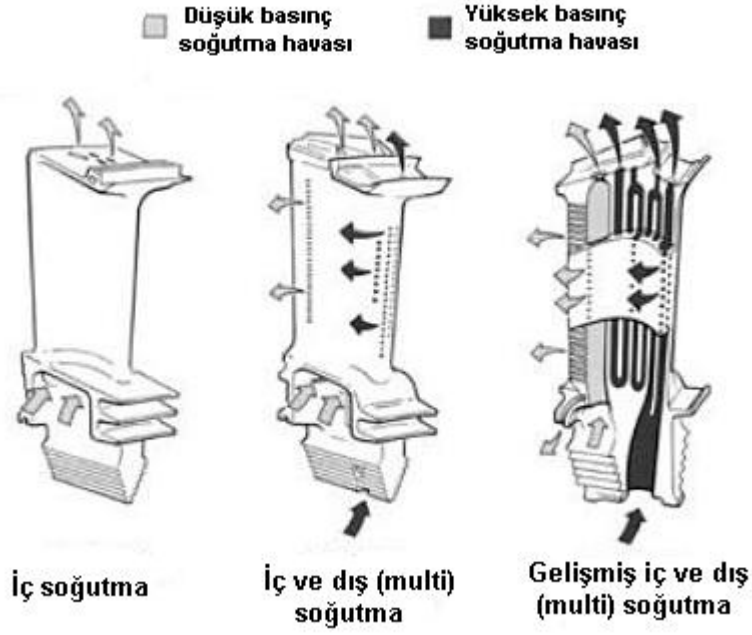
#### 4.3.1.4.3.3 Kanatçık sıcaklıkları ve kanatçıkların soğutulması

Birim hava debisinde daha fazla çıkış gücü elde etmenin en gerçekçi seçeneği türbin giriş sıcaklığının artırılmasıdır. Sıcaklık artışı ile birlikte kompresör basınç oranı da yükseltilebilirse gaz türbinin verimini arttırmak, aynı zamanda da yakıt tüketimini de

azaltmak mümkün olacaktır. Günümüzde gaz türbinlerinde 2000-2500 K mertebelerine kadar çıkan türbin giriş sıcaklık değerleri elde edilmektedir. Bu yüksek sıcaklıklara karşın türbin kanatçıklarının, ısıl şoklardan veya ısıl gerilmelerden korunması ve güvenli bir şekilde çalışmasını sürdürebilmesi amacıyla soğutulması zarureti ortaya çıkmıştır. Birçok türbin kanatçığı soğutma tekniği mevcutsa da kompresörden alınan havayla yapılan soğutma en yaygın ve en çok kullanılan soğutma tekniğidir. Kanatçık soğutması uygulanış biçimi temelde ikiye ayrılmaktadır. Kanatçık içindeki boylamasına kanallardan hava geçirerek uygulanan soğutmaya içten soğutma, kanat yüzeylerinde deliklerden hava püskürtülerek soğuk hava filmi oluşturmak suretiyle yapılan uygulamaya da dıştan soğutma adı verilir. Tarihsel süreç içerisinde türbin kanatçık soğutmasında kaydedilen gelişmeler neticesinde içten ve dıştan soğutmanın bileşik biçimi olan gelişmiş iç ve dış soğutma tekniği günümüzde kullanılan en verimli soğutma tekniklerinden biri olmuştur. Türbin nozul ve rotor kanatçıklarının ömürleri sadece onların mekanik biçimlerine bağlı olmayıp aynı zamanda kanatçık soğutmasına da bağlı olmaktadır.



Şekil-4.3.16 Türbin kademesi soğutma aranjmanı (Soares-2007)

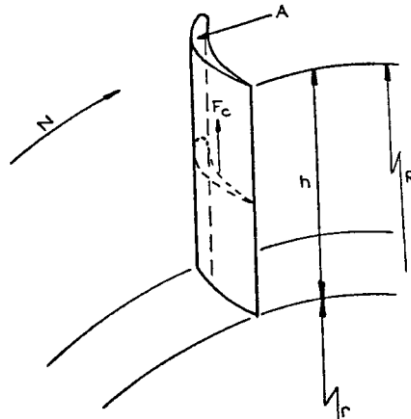


Şekil-4.3.17 Türbin rotor kanatçıklarının soğutulması (Soares-2007)

#### 4.3.1.4.3.4 Kanatçık imalatı

Gaz türbinlerinde türbin kanatçıklarından istenen özellikler yüksek devir hızları ile oluşan radyal kuvvetlere, yüksek frekanslı titreşimlerin oluşturduğu gerilmelere, ısıl gerilmelere, ısıl şoklara, korozyon ve oksidasyona karşı dirençli olmaktır.

Türbinde kanatçıklara uygulanan radyal kuvvetler;  $h$  kanatçık boyu,  $A$  sabit kanatçık yüzey alanı,  $r$  kök yarıçapı,  $R$  kanatçık uç yarıçapı,  $\rho$  materyal yoğunluğu  $N$  devir hızı olmak üzere, kanatçığın kütlesi  $\rho Ah$  ve ağırlık merkezindeki kütlenin yarıçapı  $(R + r)/2$  olursa aşağıdaki şekilde hesaplanabilir:



Şekil-4.3.18 Kanatçıklar için radyal gerilmeler diyagramı (Lee-1954)



$$F_c = \frac{m\omega^2 r}{g_c} = \left(\frac{\rho Ah}{g_c}\right) \left(\frac{2\pi N}{60}\right)^2 \left(\frac{R+r}{2}\right) \quad (113)$$

Kanatçık üzerinde  $A$  yüzey alanına etki eden kuvvetler  $r_m = (R + r)/2$  için yerine konursa radyal gerilmeler aşağıdaki şekle dönüşür:

$$S_c = \left(\frac{\rho h}{g_c}\right) \left(\frac{2\pi N}{60}\right)^2 r_m = (2,37 \times 10^{-6}) \rho h r_m N^2 \quad (114)$$

Türbinde rotor kanatları binlerce g kuvvetindeki radyal ivmelenmelere karşı, diğer elemanlar ile birlikte tatmin edici bir balansta metal dayanımı gerektirmektedir. Nozul kanatları rotor kanatları kadar yüksek eğilme gerilmelerine maruz kalmamakla birlikte gaz yüklerine karşı rotor kanatlarından 100 K kadar daha fazla sıcaklıklara maruz kalmaktadır.

Türbin kanatlarında yüksek sıcaklıklar ısı şokları, erozyon, korozyon ve lokal erimeler gibi kanatlarda istenmeyen durumlar ortaya çıkardığı için en kritik durumdur.

Nozul kanatları sabit konumları sebebiyle rotor kanatları kadar dönmeden kaynaklanan gerilmelere maruz kalmazlar. Nozul kanatlarından en çok istenen özellik ısı direncidir. Bu amaçla nozul kanatları genellikle paslanmaz çelik veya nikel alaşımlardan imal edilmekte ve soğutma ile desteklenerek ısı erime engellenmektedir. Nozul kanatları ısı direnci arttırmak amacıyla seramik ile kaplanarak soğutma için gerekli hava miktarı azaltılabilmekte ve böylece gaz türbinin verimi artırılabilir. Nikel alaşımlardan oluşan nozul kanatlarında korozyona karşı uygun çalışma değerlerini elde etmek amacıyla alaşımın % 20' lik kısmında krom içerik yer tutmaktadır. Nozul kanatçık imalatında kullanılan kobalt alaşımlar diğerlerine göre daha pahalı olmalarına karşın ısı yorulmalara ve korozyona karşı daha dirençlidirler. Tipik bir kobalt bazlı alaşımın % 65'ni kobalt, % 20'sini krom, % 10'nunu tungsten, % 5'ni tantalum, işlenmiş titanyum ve zirkonyum oluşturmaktadır. 1750 K üzerindeki yüksek sıcaklıklar için seramik materyaller, silikon karpit veya silikon nitrit esaslı materyaller kullanılmaktadır.

Rotor kanatçıkları yüksek dönüş hızları nedeniyle radyal kuvvetlere karşı güçlü olmalıdır. Örneğin küçük bir gaz türbininin 57 gram gelen bir türbin kanatçığı tam devirde 2 tonluk bir yüke maruz kalmaktadır. Rotor kanatçıkları da nozul kanatçıkları gibi termal şoklara, korozyon ve oksidasyona karşı dirençli olmalıdır. Rotor kanatçıkları dövme veya döküm çelik alaşımdan veya nozul kanatçıkları gibi nikel bazlı alaşımlardan imal edilebilmektedir. Küçük fakat yüksek devirli gaz türbinleri için çok yüksek türbin giriş sıcaklıklarına mukavemet amacıyla metal olmayan küçük boylu seramikten imal kanatçıklar kullanılabilmektedir.

#### 4.3.1.4.4 Eksenel akışlı türbin performansı

Eksenel akışlı türbinde akış için rotor kolonu boyunca ana yarıçap değişmemektedir. Bu ise rotor giriş ve çıkışında kanat hızının aynı kaldığı anlamına gelmektedir. Mutlak hızın tanjantsal bileşeninde meydana gelen büyük değişimler, yüksek miktarda torqlar meydana getirmekte bunun sonucunda da kademe çıkışında yüksek miktarda iş elde edilmektedir.

Türbin kademesinde optimum hız oranı:

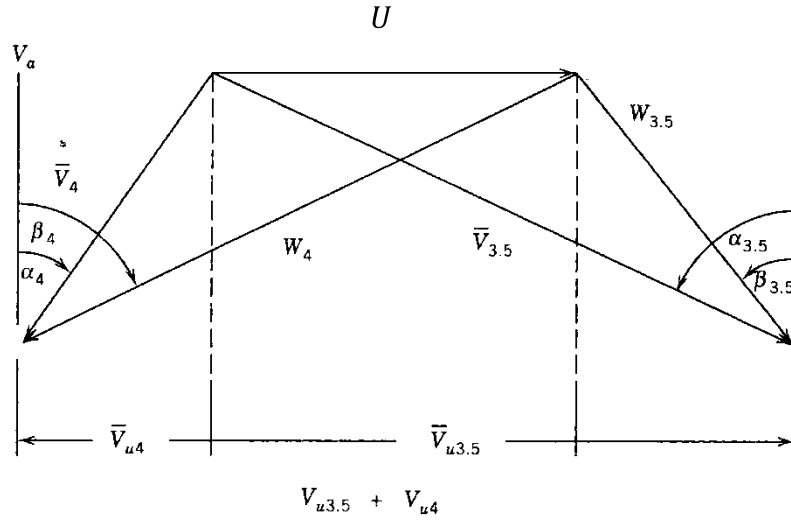
$$\frac{U}{V_a} = \tan \alpha_{3.5} - \tan \beta_{3.5} = \tan \beta_4 - \tan \alpha_4 \text{ olarak tanımlanır.} \quad (115)$$

Kademe işi ise *Euler* denklemlerinden:

$$W_{kademe} = U(V_{u3.5} - V_{u4}) = UV_a(\tan \alpha_{3.5} - \tan \alpha_4) \quad (116)$$

$$W_{kademe} = h_{03} - h_{04} \quad (117)$$

$$\text{Sabit özgül ısılar için } W_{kademe} = c_p(T_{03} - T_{04}) \quad (118)$$



Şekil-4.3.19 Eksenel akışlı türbin vektörel hız diyagramı (Bathie-1996)

İdeal kademe genişleme oranı değişken özgül ısılar için:

$$\frac{P_{03}}{P_{04}} = \frac{Pr_{03}}{Pr_{04}} \quad (119)$$

Sabit özgül ısılar için:

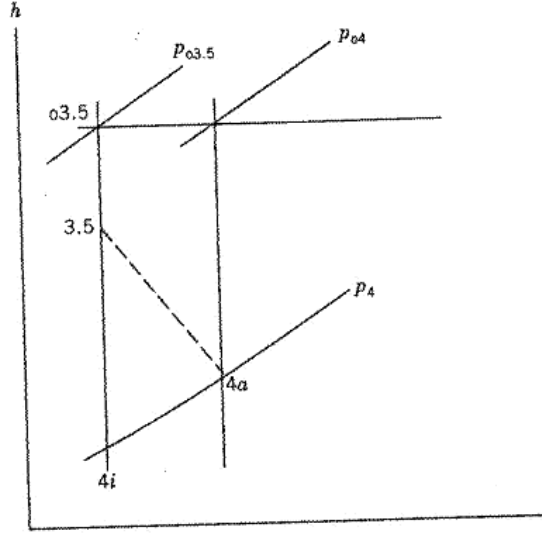
$$\frac{P_{03}}{P_{04}} = \left( \frac{T_{03}}{T_{04}} \right)^{k/(k-1)} \quad (120)$$

Gerçekte kanatçık çıkışındaki gazın açısı teorik olarak ifade edilen çıkış açısından sapmadan dolayı farklı olmaktadır. Gerçekte kademede akış yaklaşık olarak adyabatik fakat tersinmezdir. Kademede kanatçık kolonları ve kademe için verimi tanımlanmaktadır.

Nozul kolonu için verim aynı basınçta, adyabatik ve tersinmez genişleme için nozulu terk eden gerçek mutlak hızın ideal hıza oranı şeklinde aşağıdaki formülde ifade edilmiştir.

$$\eta_{noz} = \frac{V_{3.5}^2}{V_{3.5,ideal}^2} \quad (121)$$

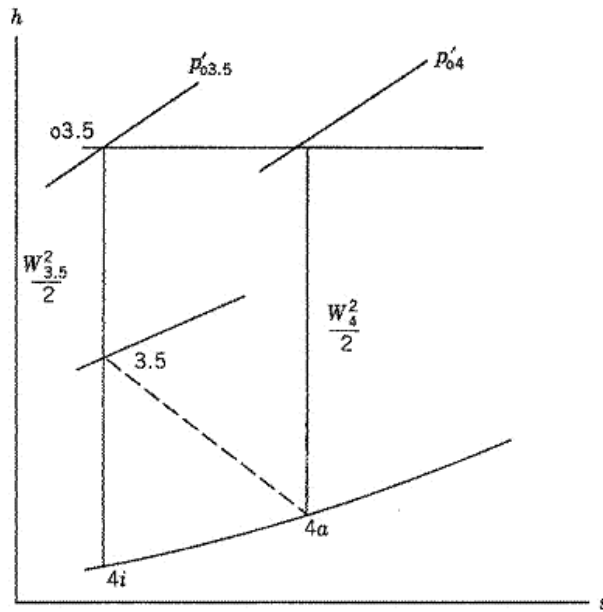
Nozul kolonu boyunca çevrim adyabatik olduğu için toplam entalpi sabit kalacak, toplam basınç ise azalacaktır.



Şekil-4.3.20 Nozul kolonundaki entalpi-entropi değişimi (Bathie-1996)

Rotor verimini ise nozul verimi gibi aynı yöntemle fakat bağlı hızlar cinsinden ifade etmek mümkündür.

$$\eta_{rotor} = \frac{W_4^2}{W_{4,ideal}^2} \quad (122)$$



Şekil-4.3.21 Rotor kolonundaki entalpi-entropi değişimi (Bathie-1996)

Toplam verim ise toplam durumlara göre gerçek işin ideal işe oranı şeklinde ifade edilmektedir.

$$\eta_T = \frac{W_{gerçek}}{W_{ideal}} = \frac{\Delta h_{T,gerçek}}{\Delta h_{T,ideal}} \quad (123)$$

İki kademeli türbin için kademe verimi:

$$\eta_T = \frac{\Delta h_{gerçek,1} + \Delta h_{gerçek,2}}{\Delta h_{T,ideal}} \quad \text{olmaktadır.} \quad (124)$$

Kanat yük katsayısı kademede iş kapasitesini ifade etmektedir ve sipesifik işin türbin kanatçık hızının karesine oranı şeklinde tanımlanır.

$$\psi = \frac{W}{\frac{1}{2}U^2} = \frac{2c_p \Delta T_{0s}}{U^2} = \frac{2V_a}{U} (\tan \beta_{3,5} + \tan \beta_4) \quad (125)$$

Burada  $\Delta T_{0s}$ : *kademedeki toplam sıcaklık düşmesidir.*

$$\Delta T_{0s} = \eta_{kademe} T_{01} \left[ 1 - \left( \frac{1}{p_{01}/p_{03}} \right)^{(k-1)/k} \right] \quad (126)$$

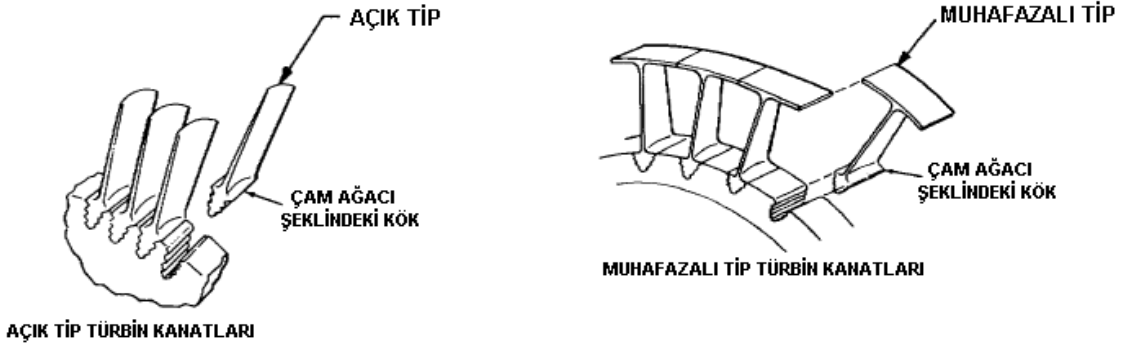
#### 4.3.1.4.4.1 Performansı etkileyen kayıplar

Eksenel akışlı bir türbinde verimin % 100 olmamasının nedeni türbin kademesinde meydana gelen kayıplardır. Tipik soğutma işlemi yapılmayan 3 kademedeki oluşan bir türbinde türbin kanatlarının aerodinamik yapısından ötürü % 3,5' lik bir kayıp söz konusudur. Diğer kayıplar ise % 4,5' lik bir yer tutar ve bu kayıpları nozul aerodinamik kayıplar, kanat ucunda gaz sızıntısından ötürü meydana gelen kayıplar, disk kayıpları ve egzoz sistem kayıpları olarak sıralamak mümkündür. Bu kayıpların etkisiyle toplam türbin verimi yaklaşık olarak % 92 olmaktadır. Çoğunluğunu soğutmanın oluşturduğu üç ana kayıp kaynağı mevcuttur. Bunlar kanat bölümlerinde viskoz kaymaya bağlı olan profil kayıpları, kademe çıkışında akışın üç boyutlu hale dönüşmesi nedeniyle oluşan ikincil akış kayıpları ve kanat uçlarından geçen gaz kaçaklarına bağlı kayıplardır. Profil kayıplarının sınır tabakadan kaynaklanan tipi toplam basınç kaybının viskoz akışkanda momentum kaybına dönüşmesine sebebiyet veren türüdür. Ayrıca kanat şekli ve basınç gradyanı profil kayıplarının oluşmasında ana faktörlerden diğerleridir. İkincil akış çıkış akışında türbülansa ve kayıplara neden olmaktadır. Kanat ucu boşluk kayıpları ise kanat ucunun mekanik olarak muhafazadan boşta olduğu durumlarda gaz kaçaklarından oluşmaktadır. Gaz kaçığından kaynaklanan kayıplar kademeler arasındaki basınç farkının büyük olması sebebiyle önem arz etmektedir. Rotor ucundan gaz kaçaklarını önleyip verim kayıplarını en aza indirmek amacıyla kanat ucuna çıkıntılar eklenir.

#### 4.3.1.5 Aksenal akışlı türbin imalatı

Türbin kanatçık imalatı kısmında nozul ve rotor kanatçıklarının imalatına değinmiştik. Bu kısımda ise türbin dikinin imalatından bahsederek türbin imalatı kısmını tamamlamış olacağız. Türbin diski yüksek dönüş hızları sebebiyle yüksek gerilmelere maruz kalmaktadır. Türbin diskinden istenen özellikler yüksek devir hızlarında oluşan radyal yüklere karşı direnç, rotor kanatlarına emniyetli yataklık ve emniyetli çalışmadır. Bu amaçla türbin diskleri çelik veya nikel alaşımlardan imal edilmektedir. Çelik alaşımların içinde yüksek oranlarda krom, nikel ve kobalt elementleri mevcuttur. Nikel alaşımlarda ise alaşım elementlerinin miktarlarını arttırmak metal yorulma direncini arttırmakta bu ise disk ömrünü uzatmaktadır.

Radyal yükler ve gerilmelerden ötürü rotor kanatlarını türbin diskinde bağlamak için çeşitli yöntemler kullanılmaktadır. Bu yöntemleri vidalı bağlama, pimli bağlama, çam ağacı köklü sigil geçmeli ve çam ağacı şeklinde köke sahip geçmeli tip olarak sıralamak mümkündür. Fakat bu yöntemlerden günümüzde en çok kullanılanı çam ağacı şeklinde köke sahip diske bu şekilde geçme yöntemi ile bağlanan yöntemdir. Bu yöntemde radyal yüklere karşı türbin kanatçıkları sıkıca tutulmakta ve disk ile kanatçıklar arasındaki genişlemelere izin verilmektedir. Türbin kanatçıklarının diske bağlanması, açık ve muhafazalı tip türbin kanatları şeklinde olmaktadır. Türbin kanatları diske bağlanırken uç kısımları, aşağıdaki şekilden de görülebileceği üzere açık veya muhafazalı olacak şekilde bağlanabilmektedir.



Şekil-4.3.22 Açık ve muhafazalı tip türbin kanatları (Soares-2007)



Şekil-4.3.23 Muhafazalı tip kanatçıklara sahip aksel akışlı gaz üretici türbinden bağımsız olan güç türbini

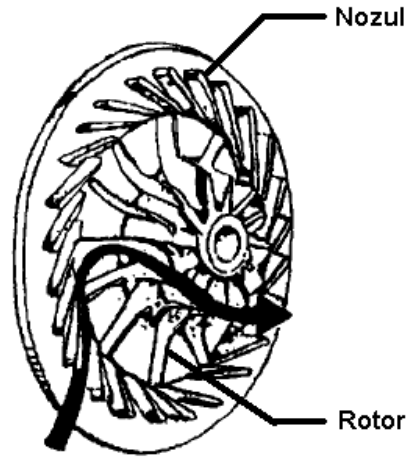
Muhafazalı tip kanatçık kullanımı ile kanatçık uçlarındaki gaz kayıpları engellenir ve kanatçıkların neden olduğu titreşimler azaltılır. Ayrıca muhafazalı tip kanatçık kullanımı ile ince kanatçık kullanımı mümkün olmakta buda aerodinamik açıdan avantaj teşkil etmektedir.

#### **4.3.2 Radyal akışlı türbinler**

Radyal akışlı türbinler fiziki görünüm olarak radyal kompresörlere benzemektedir fakat türbinde, kompresörde olan dışa akışın yerini içe doğru akış, difüzör kanatçıklarının yerini de nozul kanatçıkları almaktadır. Radyal akışlı türbinler gaz türbinlerinin yüksek sıcaklıktaki çalışma ortamları için uygun değildir ve çok küçük güçler dışında aksel türbinler gaz türbinlerinde daha verimlidir. Radyal akışlı türbinler yüksek performans beklentisi olmayan küçük gaz türbinlerinde daha çok tercih edilmektedirler. Günümüzde bu tip türbinler genelde taşımacılık sektöründe dizel araçların turboşarjeri olarak ve kimya endüstrisinde, nadiren de küçük helikopterlerde kullanılmaktadır. Uygulama alanlarının kısıtlı olması nedeniyle bu kısımda radyal akışlı türbinlere kısaca değinilecektir.

#### 4.3.2.1 Çalışma prensibi

Radyal akışlı türbinde nozul ve rotordaki akış aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.

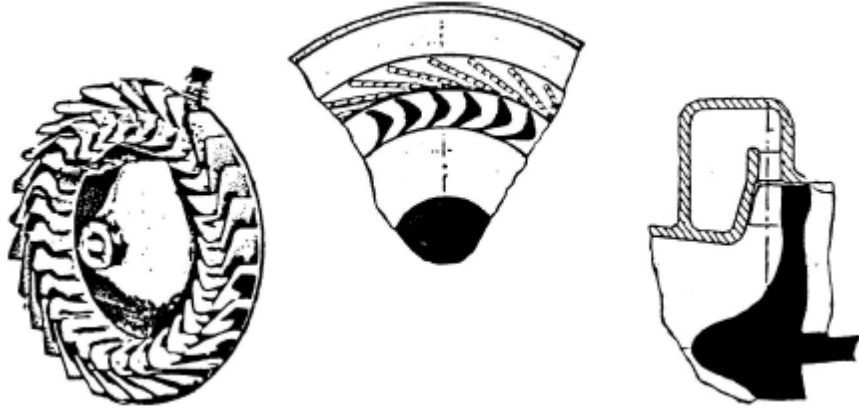


Şekil-4.3.24 Radyal akışlı türbinde akış (Mattingly-2006)

Nozullar akışı ivmelendirmekte ve tanjantsal hızı arttırmaktadır. Rotor ise akışın tanjantsal hızı düşürerek akışın enerjisini çıkarmaktadır. Rotor çıkışında hız eksenel yödedir. Şekil-4.3.27'den numaralı istasyonlar şeklinde radyal akışlı türbinin analizi yapılmaktadır. Akış nozullara 1 no' lu istasyondan girerek 2 no' lu istasyondan çıkar. Sonraki aşamada akış rotora girer ve rotor boyunca hareket ederek 3 no' lu istasyondan çıkar. Akış rotoru eksenel yönde terk etmektedir.

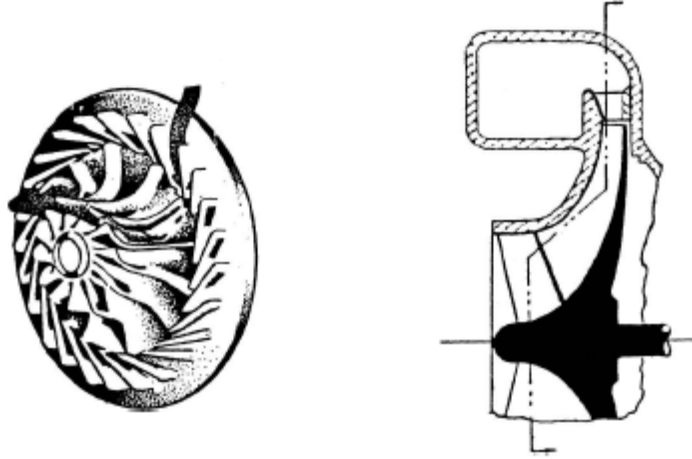
#### 4.3.2.2 Kademe aerodinamiği, aerotermodinamiği ve hız profilleri

Radyal akışlı türbinlerin dirsekli içe akışlı radyal türbin ve karışık akışlı radyal içe akış türbini olmak üzere iki tipi mevcuttur. Dirsekli kanatlar iki boyutludur ve radyal olmayan giriş açıları kullanmaktadırlar. Bu tipte impuls türbinindeki gibi rotorda akış ivmelendirilmez ve düşük verim, üretim zorluğu, rotor kanat sarsıntısı nedeniyle kullanım alanı çok kısıtlıdır.



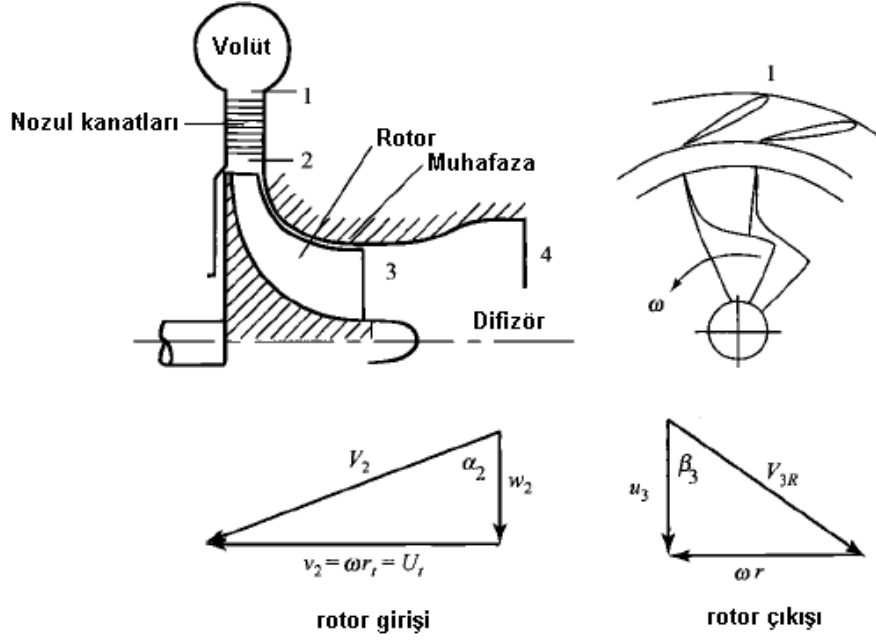
Şekil-4.3.25 Dirsekli içe akışlı tip radyal türbin (Meherwan-2006)

Karışık içe akışlı radyal türbinler uygulamada en çok kullanılan radyal akışlı türbinlerdir ve donanımları aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.



Şekil-4.3.26 Karışık içe akışlı radyal türbin (Meherwan-2006)





Şekil-4.3.27 Karışık içe akışlı radyal türbin donanımları ve hız profilleri (Mattingly-2006)

Donanımlardan volüt (salyangoz) girişteki çemberin yüzey alanını düşürmekte, bazı tasarımlarda kanatsız nozul göreviyle kullanılmaktadırlar. Nozul kanatları, hava akışındaki sıvı veya katı partiküllerin neden olduğu metal erozyonunu engelleyerek türbine ekonomiklik gibi bir kazanç sağladığından bazı radyal akışlı türbin dizaynlarına dahil edilmezler. Fakat akışın üniform olmayan davranışlarından ötürü kanatsız dizaynlarda kanatlı dizaynlara göre daha fazla sürtünme kayıpları meydana gelmektedir. Kanatsız nozul konfigürasyonları genellikle verimin önemli olmadığı turboşarjlerde kullanılmaktadır. Kanatlı nozul uygulamalarında akış bu kanatlar boyunca ivmelendirilmektedir. Radyal akışlı türbinin impelleri göbek, kanatlar ve muhafazadan oluşmaktadır. Kanatlar göbeğe entegre edilerek akım çizgilerine normal kuvvetleri uygulamaktadırlar. Kanatlı kesimin hemen çıkışında radyal akışlı kompresördeki benzer yapıda tam tersi görevi icra eden eksdüser kısmı yer almaktadır. Eksdüser kanat çıkışındaki tanjantsal hız kuvvetlerini ortadan kaldıracak şekilde kıvrımlı bir yapıda imal edilmektedir. Çıkıştaki difüzör ise eksdüseri terk eden yüksek değerlerdeki mutlak hızı statik basınca çevirmekle görevlidir.

Şekil-4.3.27’ de vektörel hız diyagramları görülmektedir. Buna göre radyal akışlı türbin kademesinde elde edilen tork  $U$ : rotor kanat hızı,  $\dot{m}$ : kütle debisi,  $w_2$ : rotor girişindeki bağıl hız olmak üzere aşağıdaki şekilde ifade edilebilmektedir.

$$P = \tau\omega = \dot{m}w_2U \quad (127)$$

Birim kütle için elde edilen güç ise;

$$\frac{P}{\dot{m}} = U^2 \quad \text{şeklinde ifade edilmektedir.} \quad (128)$$

Entalpi değişimi cinsinden radyal akışlı türbinde elde edilen iş  $T_1$ : nozul giriş sıcaklığı,  $T_2$ : rotor çıkış sıcaklığı olmak üzere aşağıdaki şekilde yazılabilir.

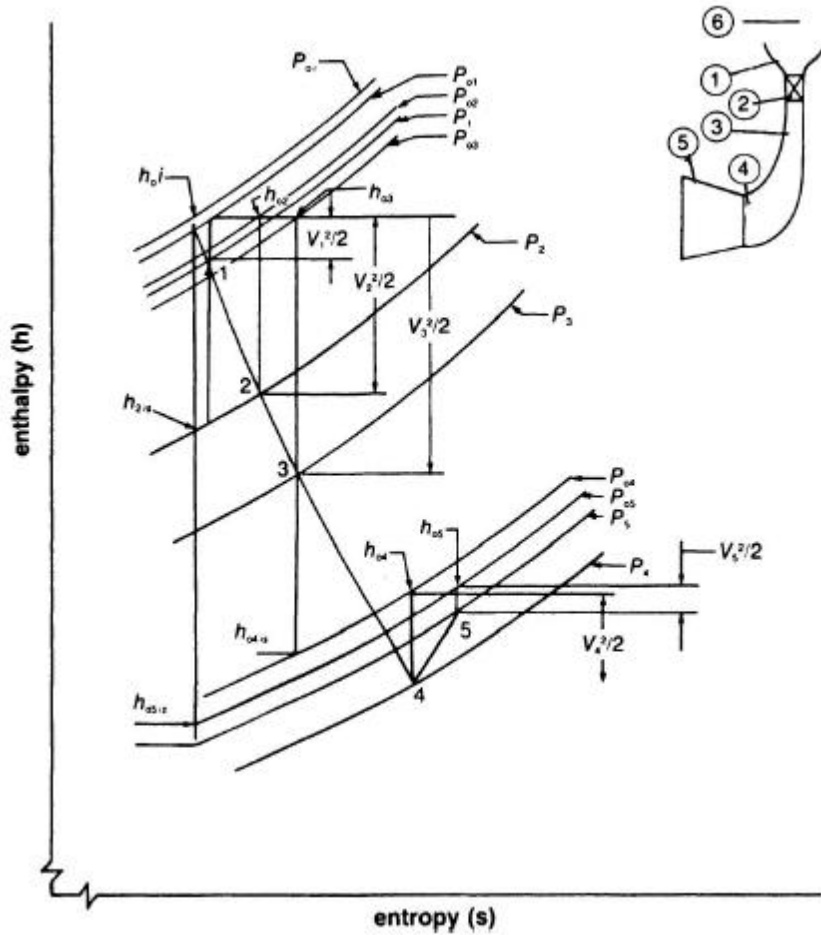
$$W = \frac{P}{\dot{m}} = U^2 = c_p(T_1 - T_3) \quad (129)$$

Nozul veya difüzör için basınç düşüşün sıfır olduğu durum ideal durumdur. İzentropik verim kademedeki yapılan gerçek işin entalpi azalmasına oranı şeklinde tanımlanmakta, nozul, rotor ve kademe için aşağıda belirtilen formüllerle ifade edilmektedir.

$$\eta_{noz} = \frac{h_0 - h_2}{h_0 - h_{2,iz}} \quad (130)$$

$$\eta_{rotor} = \frac{h_0 - h_4}{h_0 - h_{4,iz}} \quad (131)$$

$$\eta_{kademe,iz} = \frac{1 - \left(\frac{P_{05}}{P_0}\right)^{\frac{n-1}{n}}}{1 - \left(\frac{P_{05}}{P_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (132)$$



Şekil-4.3.28 Radyal türbin çevrimindeki entalpi-entropi değişim diyagramı (Meherwan-2006)

### **4.3.2.3 Radyal akışlı türbin imalatı**

Radyal akışlı türbinlerin rotorları aksenal akışlı türbinlerde karşılaşılan aynı tür çalışma problemleri olan yüksek ısıdan dolayı oksidasyon, korozyon ve erozyona karşı döküm nikel bazlı alaşımlardan imal edilmektedir. Tipik rotor imalatında radyal kompresöre göre daha az sayıda 10-12 kanat kullanılır. Muhafaza ise sabitleme kesimi olup gerekli kanat boşluğunu kanat pasaj genişliğinin % 5' i kadar olacak şekilde bırakılarak imal edilmektedir.

### **4.3.3 Aksenal akışlı türbin ile radyal akışlı türbinin karşılaştırılması**

Radyal akışlı türbinin aksenal akışlı türbine karşı en büyük avantajı, radyal türbinde 1 kademe ile elde edilen aynı iş miktarının aksenal akışlı türbinde iki veya daha fazla kademe ile elde edilmesidir. Radyal akışlı türbinin diğer avantajları ise 1 veya 2 kademeli aksenal akışlı türbine göre daha ucuza ve kolaylıkla imal edilmesidir. Dezavantajları ise aksenal akışlı türbine göre daha düşük verim eldesi, uygulama alanı kısıtlılığı, yüksek güç gereksinimlerini karşılayamama şeklinde sıralanabilir.

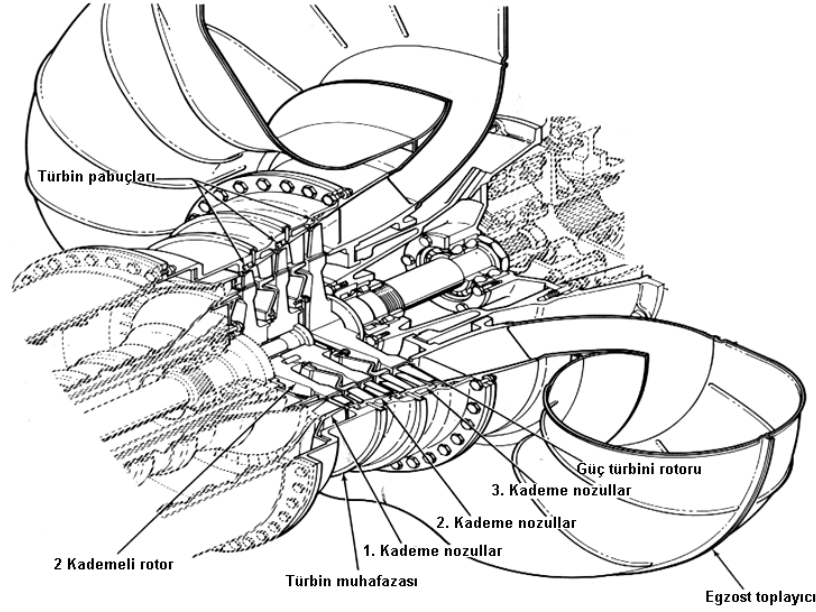
### **4.3.4 Örnek gaz türbini türbininin tanıtımı**

Örnek gaz türbinimizin türbin kısmını tanıttığımız olursak türbinler konusunun pekişmesini sağlamış olacağız. Bu amaçla örnek gaz türbinimizin türbin kısmı:

- 1- Türbin muhafazası ve nozul
- 2- Gaz üretici türbin
- 3- Güç türbini
- 4- Egzoz bölümlerinden meydana gelir.

Yanma odasında üretilen gaz, türbine girerek 3 kademeli dönel rotor kanatları ve sabit kanatlar (nozullar) arasında genişler. Bunun sonucunda mekanik enerji ortaya çıkar. 1. ve 2. kademede ortaya çıkan mekanik enerji kompresör ve aksesuarları tahrik eder. 3. kademede açığa çıkan mekanik enerji ise şanzumandan çıkarak şaft gücünü sağlar. Artık gazlar ise egzoz kolektöründen dışarı atılır.

Güç türbini; 1 ve 2. kademe türbin rotoru ile mekanik olarak bağlantılı olmadığından aynı hız ve aynı yönde dönmeyebilir. Türbin bölümü yanma odası ile 1. kademe şanzuman muhafazası arasında yer alır.



Şekil-4.3.29 Örnek gaz türbinin türbin kısmı (Peterson Builders-1967)

Türbin muhafazası ve nozul bölümü;

- 1- Türbin muhafazası
- 2- Üç adet türbin nozulu
- 3- Üç adet türbin ayağı
- 4- İki adet keçe
- 5- Yönlendirici plaka ve izolasyondan oluşur.

Türbin muhafazası türbinin ana parçalarından birisidir. Yanma odası ön flencine ön taraftan, egzoz difüzörüne arka taraftan bağlanmıştır. Türbin keysi, 3 adet türbin nozulu ile türbin ayaklarını, türbin rotorları ile gaz üretici türbin ile güç türbini içersinde muhafaza eder. Her bir türbin nozulu radyal olarak içeriye doğru uzanan eşit mesafelerde yan yana getirilmiş/yerleştirilmiş stator kanatlarıdır. Bu kanatlar türbin kanatları ile (rotor) çok ufak klerenslerle karşılıklı olarak yerleştirilmişlerdir ve sıcak gazların türbin rotoruna uygun bir istikamette sevk edilmesini sağlayarak rotoru tahrik ederler. 3. kademe stator kanatları ile güç türbin kanatlarının açısı türbinden çıkış devrinin yönünü belirler. Türbin muhafazası üzerinden paslanmaz çelikten bir izolasyon “Blanket” vardır.

Gaz üretici türbin:

- 1- İki adet türbin rotor diski
- 2- Rotor kanatları,
- 3- Türbin saplaması,
- 4- Türbin şaftı

- 5- Yağ keçesi yuvası,
- 6- Silindirik masuralı rulmanlar
- 7- Yağ siğili tutucusundan ibarettir.

Türbin rotoru türbin muhafazası içerisine yerleştirilir ve sadece ön ucundan silindirik masuralı rulmanlar ile yataklanır. 2 disk dizi şeklinde merkezleme pimleri ile pimlenerek monte edilmiş olup diskler içerisinden geçerek türbin şaftına sıkılan cıvata ile türbin şaftına bağlanmışlardır. Türbin saplaması soğutma havası için eksenel bir boşluğu olan esnek yapılı ve kilitleme sekmanı ile kilitlenebilir tiptedir. Türbin şaftının ön tarafı konik olup 8 kademeli kompresör rotor kafasındaki dişi kısmın içerisine geçer konik bir kama ile de sıkıştırılır.

Güç türbini:

- 1- Güç türbin rotor diskleri
- 2- Rotor kanatları
- 3- Rotor şaftı
- 4- Yağ siğili yuvası
- 5- Güç türbin rulmanlı yatağı
- 6- Güç türbin baskı rulmanlı yatağı
- 7- Güç türbin saplamasından meydana gelmiştir.

Güç türbin muhafazası içerisinde, ön tarafı güç türbin yatak yuvası içerisinde arka tarafı güç türbin arka yatak yuvası içerisinde çift rulman üzerinde yataklanmış durumdadır. Türbin şaftı güç türbin diskleri üzerine geçer, 3 adet pim ile disklerle merkezlenir ve göbeğe güç türbin saplaması, kendinden kilitlemeli somun ve sekmanla bağlanır. Güç türbin şaftının arka tarafı freze geçme şeklinde 1. kademe planet dişliler içerisine geçer.

Egzoz bölümü:

- 1- Egzoz difizör ve kollektörü
- 2- Yatak yuvası
- 3- Siğil tutma plakası
- 4- Güç türbin yatak yuvası
- 5- Yatak tutucusu
- 6- Blanketten (izolasyon) oluşur.

Egzoz bölümü türbin muhafazasının arka tarafına cıvata ile bağlanır. Egzoz difizörü paslanmaz çelik döküm olup, eksantrik iç ve dış çemberler ile 12 adet radyal aerodinamik biçimli dikmelere sahiptir. Egzoz difizörü arka tarafındaki yüzüne kaynaklı parça egzoz kollektörüdür. Egzoz kollektörü kaynaklı dairesel, dairesel egzoz flencine giden levha saçtan bir parçadır. Egzoz kolektörünün alt tarafında 2 adet yakıt dreyn devresi takoz mevcuttur.

## 5. AXSTREAM YAZILIMI İLE EKSENEL AKIŞLI KOMPRESÖR VE TÜRBİN TASARIMI-ANALİZİ

Bu kısımda A.B.D. kaynaklı *Softinway* şirketine ait *AxStream* yazılımı ile eksenel akışlı bir kompresör ve türbin tasarımı yapıp, yapılan tasarımın analizini yapacağız. *AxStream* yazılımı gaz türbinlerinin eksenel ve radyal, akışlı kompresör ile türbinlerinin dizayn, analiz ve optimizasyonunu yapmak üzere yapılmış spesifik bir programdır. Yazılımın sahibi firma *AxStream* programını ticari amaçlı olarak gaz türbini dizayn ve imalatı yapan şirketlere satmakta, üniversitelere ise eğitim amaçlı versiyonunu (*Educational Version*) vermektedir. Ayrıca bu program ile turbo makineler konusunda dizayn ve analiz ile ilgili eğitim ve seminerler de bu firma tarafından verilmektedir.

### 5.1 Tasarım ve Analize Giriş

*AxStream* programı ile eksenel akışlı kompresör ve türbin dizaynına başlamadan önce yazılımın dizaynda nereleri kapsadığını ve temel dizayn parametrelerini vermek, konunun gelişimi açısından faydalı olacaktır. *AxStream* turbo makine dizayn programı ile tasarımını yapacağımız eksenel akışlı kompresör, programın eğitim versiyonu olmasından ötürü bazı kısıtlamalara sahiptir. Örneğin eksenel akışlı kompresör kademesi 5' ten fazla olamaz bu nedenle bizim dizaynımızda eksenel akışlı kompresör 5 kademeli, eksenel akışlı türbin ise 2 kademeli olacaktır. Program tasarımı iki yöntem ile yapmaktadır. Birinci yöntemde programa ana dizayn parametrelerini girip optimum kompresör değerlerini 1-2000 nokta aralığında hesaplayarak sonuçları elde ederek analiz edebilmekteyiz. Bu yöntemde program dizayn modun da çalışmaktadır ayrıca kanatçık geometrisi için bir tek ana istasyon bulunmaktadır. İkinci yöntemde ise program analiz modun da çalışmakta ve biz tasarım ile ilgili tüm parametreleri manuel olarak girerek hesaplamaları yapabilmekteyiz. Bu yöntemde her kademe için 5 istasyon kullanarak çok daha detaylı tasarım ve 2 boyutlu analiz yapmak mümkündür. Programda istasyon olarak kastedilen kanat dibinden kanat ucuna doğru giden çizgilerdir. Fakat biz burada ikinci yöntemin uzun, karmaşık ve çok hassas değerler ihtiva etmesinden ötürü birinci yöntemi kullanacağız. Ayrıca akışkan olarak *AxStream* ideal gaz,  $k=1.4$  ve gaz sabiti  $R=287 \text{ J/(kg.K)}$  alınacaktır ve bu bölümde biz adım adım eksenel akışlı bir kompresör ile türbinin tasarım ve analizini yapacağız.

## 5.2 Eksenel Akışlı Kompresör Tasarımı

Bu kısımda *AxStream* programı ile 5 kademeli eksenel akışlı kompresör tasarımı yapacağız. Eğitim versiyonunun kısıtlamalarından dolayı kompresörün disk çapı sabit olacak, 1. kademe stator kanatları kılavuz kanatçıklar, diğer 4 kademe ise normal kompresör kademeleri olacaktır. İlk kademe rotor dizisinin giriş açıları 65-70° aralığında olacaktır.

Projeye başlamak için programı açıp 'create new project' tuşuna basalım. Karşımıza aşağıda görülen ekran çıkacaktır, bu ekranda 'type' sekmesini 'compressor' e çevirip 'analysis mode' sekmesindeki tik işaretlerini kaldırıp 'create' tuşuna basarsak karşımıza 'compressor preliminary design dialog' ekranı çıkacaktır.

	Analysis mode	Quantity		Type	Flow type	Fluid	Air factor
Machine	<input type="checkbox"/>	# of cylinders	1				
- Cylinder 1	<input type="checkbox"/>	# of stages	1	Compressor	axial	AxS Ideal Gas	0.00
Stage 1.1	<input type="checkbox"/>	# of stations	1	Normal			

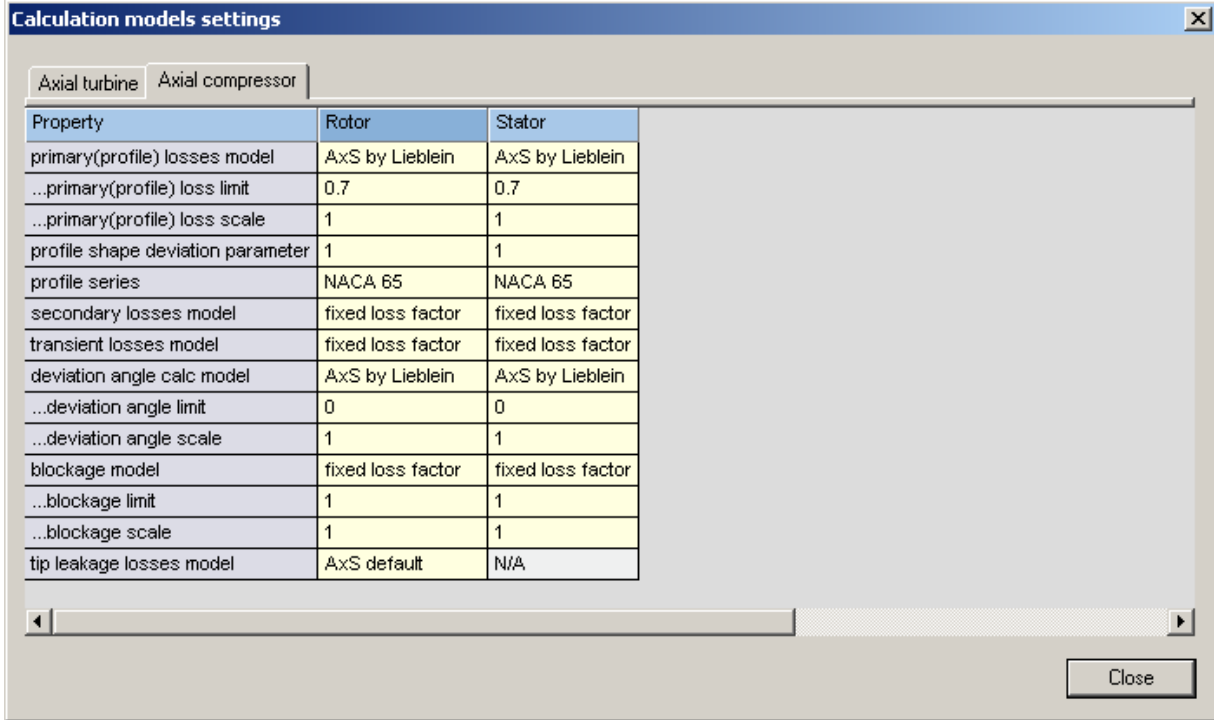
Şekil 5.2.1 Projenin ayarlanması

Projeye başlamadan önce ana menüden *options>unit settings*' i tıklayıp çıkan ekranda 'Set SI System' i seçelim yalnız burada metreyi milimetreye, basıncı paskaldan kilo paskala ve sıcaklığı °R'den °C' a çevirmek bize çalışma esnasında kolaylık sağlayacaktır.

Bu işlemi de gerçekleştirdikten sonra ana menü araç çubuğundan 'cylinder' tuşunu tıklayarak 'compressor preliminary design dialog' sekmesinde mean diameter, 'use IGV' ve 'total-total pressure ratio' seçeneklerini seçtikten sonra aşağıda dizayn için karar verdiğimiz ana parametreleri gerekli yerlere girip 'random search range' kısmını en iyi sonuca ulaşabilmek için 1-2000 aralığına ayarlayıp 'search' tuşuna basarsak program bize girdiğimiz ana tasarım parametrelerine karşılık Newton interpolasyon yöntemleri ile optimum kompresörü tasarlayacaktır. Dizaynını yapmak istediğimiz aksenal akışlı kompresör ile ilgili programa girilmesi gereken temel parametreler aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 5.2.1 Temel dizayn parametreleri

Temel Dizayn Parametreleri	Dizayn İçin Seçilen Değer
Giriş sıcaklığı (çevre)	20 °C
Giriş basıncı	101.325 kPa
Kütle debisi	23 kg/s
Kompresör şaft devri	12000 rpm
Basınç oranı (Sıkıştırma oranı)	6/1
Kompresör disk çapı	500-600 mm arası
Kademe sayısı	5



Şekil 5.2.2 Aksenal kompresör hesaplama yöntemleri



AxStream programı aksel akışlı kompresör için dizayn hesaplama yöntemleri şekil 5.2.2’ de verilmiştir.

**Design parameters**

specific diameter	hub diameter
use IGV	<input checked="" type="checkbox"/>
use OGV	<input type="checkbox"/>
outlet pressure boundary condition	total-total pressure ratio

**Cylinder parameters**

Unit	Value
number of sections	1
inlet total pressure	101.325000
inlet total temperature	20.000000
inlet angle	68.000000

**Last saved data loaded**

Load project data

Load last saved data

Load last solution data

**Ranges of section parameters variation**

Section 1

Data	Unit	Min	Value	Max	Manual	% adj
number of stages	-	1	1	4	<input checked="" type="checkbox"/>	
hub diameter	mm	500.000000	0.000000	600.000000	<input checked="" type="checkbox"/>	20
Shroud diameter limit	mm	100.000000	0.000000	10000.000000	<input checked="" type="checkbox"/>	
1st stage blade height l1	mm	50.000000	0.000000	100.000000	<input checked="" type="checkbox"/>	0
work coefficient (HAJ2^2)	-	0.100000	1.000000	0.500000	<input checked="" type="checkbox"/>	
specific work gradient (Lu_z/Lu_1	-	0.500000	0.000000	1.100000	<input checked="" type="checkbox"/>	
axial velocities gradient (Cz_z/Cz	-	0.600000	0.000000	1.100000	<input checked="" type="checkbox"/>	
mass flow rate	kg/s	23.000000				
total-total pressure ratio	-	6.000000				
shaft rotational speed	rpm	12000.000000				
Section type	-	axial				

**Random-search range**

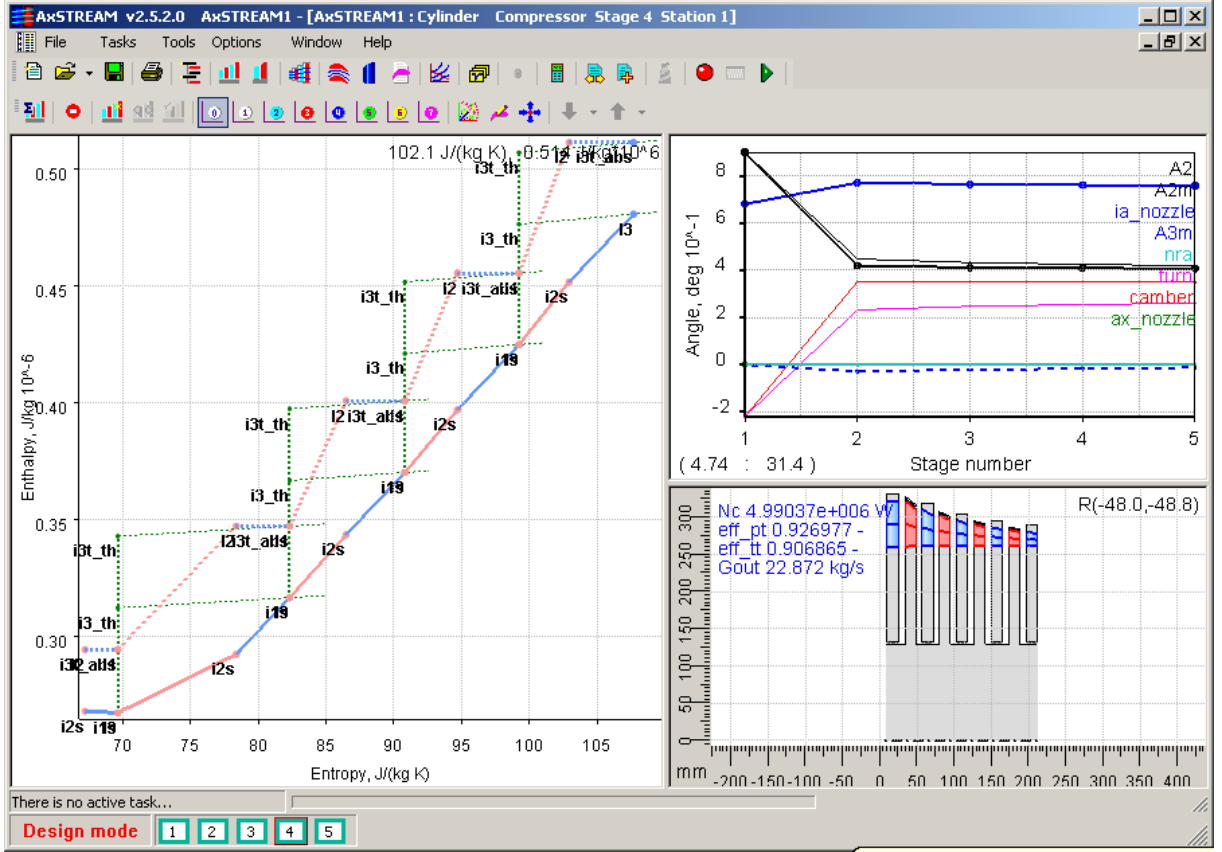
First point: 1 Last point: 2000

**Last successful solution**

capacity 0.000000  
internal total-to-total efficiency 0

Şekil 5.2.3 Preliminary desing kısmına ana parametrelerin girilmesi

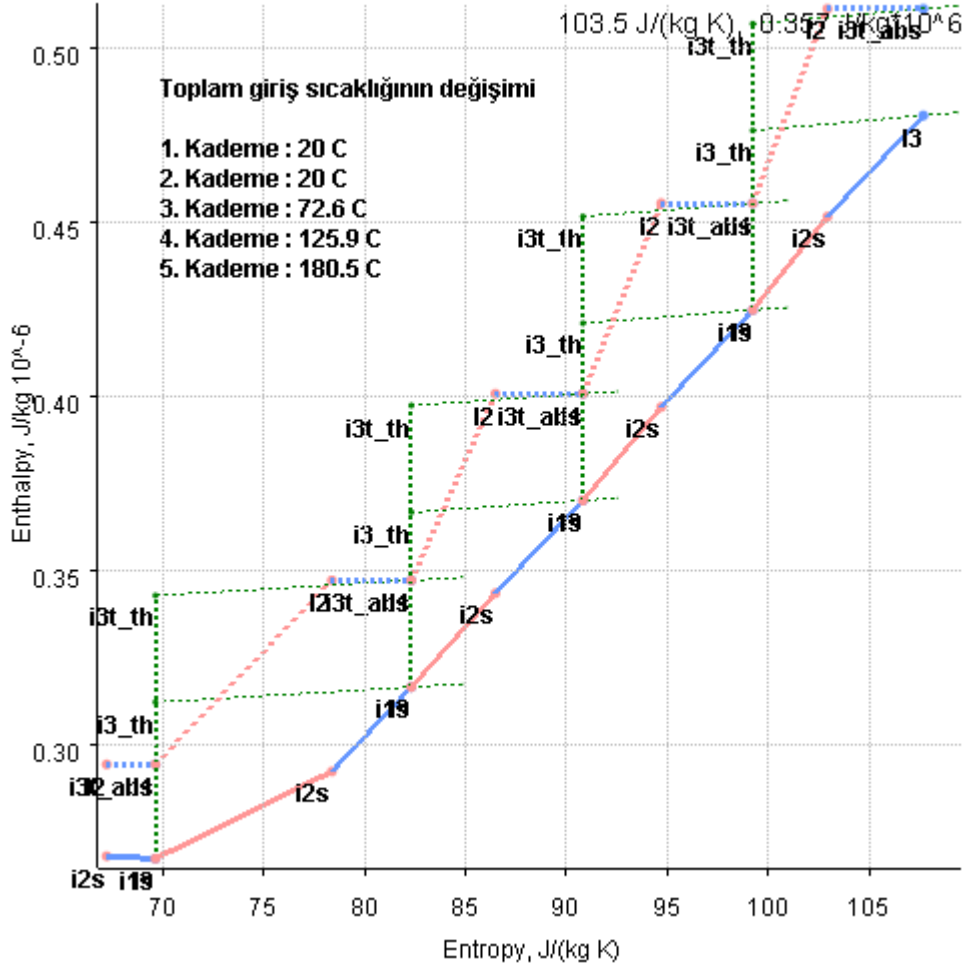
AxStream programı bize çeşitli iterasyonlar ile % 90 toplam verim ile optimum bir kompresör tasarladı. Kompresör sonuçlarının elde edilmesi ile kompresör meridyenel görünümü entalpi-entropi diyagramı ve açı, hız, kayıplar ile ilgili diyagramlar karşımıza çıkar.



Şekil 5.2.4 Tasarımı yapılan kılavuz kanatlı 5 kademeli kompresör

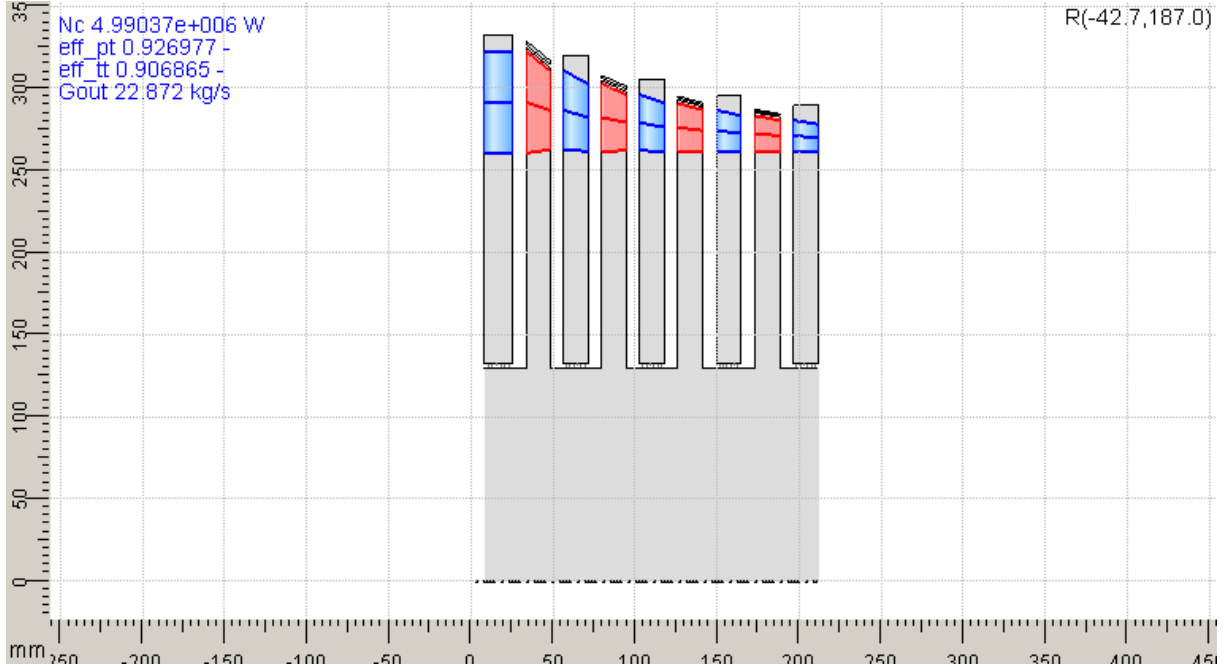
### 5.2.1 Kompresör termodinamiği

Tasarımını yaptığımız 5 kademeli aksenal akışlı kompresörün termodinamiksel değerlerini inceleyelim. Mollier entalpi-entropi diyagramından basınç, sıcaklık düşümlerini programda eğrinin üzerine tıklayarakta görmek mümkündür. Eğride mavi renkteki kısımlar stator kanatlarını pembe renkli kısımlar rotor kanatlarını ifade etmektedir. Eğride kademe kademe basınç artışı programda eğrideki noktaların üzerine kursör ile geldiğimizde görmemiz mümkündür. Aşağıdaki şekilde gösterilen diyagramda dizaynını yaptığımız kompresörün entalpi-entropi diyagramı görülmektedir. Ayrıca bu kısımda kademe kademe kompresör ile ilgili termodinamiksel değerler verilecektir.



Şekil 5.2.5 Eksenel akışlı kompresörün entalpi-entropi diyagramı

Tasarımını yaptığımız kompresörün akış paterni aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. İlk kademe stator kanatları kılavuz kanatlardır ve havayı eksenel yöne çevirip hızını artırarak rotor kanatlarına iletme ile görevlidirler. Kılavuz kanatlarda basınç artışı olmaz. Akış paterni şeklinin sol üst köşesinde kompresör gücü, toplam ve statik verim ile kütle debisi değerleri görülmektedir.



Şekil 5.2.6 Eksenel akışlı kompresörün akış paterni

Şimdi tasarımını yaptığımız kompresör kademelerinin tek tek termodinamiksel değerlerini verelim.

Kılavuz stator kanatları termodinamiksel değerleri Çizelge 5.2.2' de verilmiştir.



Şekil 5.2.7 1. Kademe akış paterni

Çizelge 5.2.2 1. Kademe termodinamiksel değerleri

Özellik	Birim	Değer
I1 toplam giriş entalpisi	J/kg	294469.175000
P1 giriş toplam basıncı	kPa	101.325000
Ro1 girişteki yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	0.952700
S1 giriş entropisi	J/(kg K)	67.203536
I3 statordaki statik entalpi	J/kg	267412.147558
P3 statordaki statik basınç	kPa	71.705292
Ro3 statordaki yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	0.938508
S3 statordaki entropi	J/(kg K)	69.622170
kütle debisi	kg/s	23.000000

2. Kademe termodinamiksel değerleri:



Şekil 5.2.8 2. Kademe akış paterni

Çizelge 5.2.3 2.Kademe termodinamiksel değerleri

Özellik	Birim	Değer
I1 toplam giriş entalpisi	J/kg	294469.175000
P1 giriş toplam basıncı	kPa	100.474692
Ro1 girişteki yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	0.938508
S1 giriş entropisi	J/(kg K)	69.622170
I3 statordaki statik entalpi	J/kg	316667.578068
P3 statordaki statik basınç	kPa	123.973973
Ro3 statordaki yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	1.370235
S3 statordaki entropi	J/(kg K)	82.309892
I2 rotor toplam entalpi	J/kg	347321.433284
P2 rotordaki statik basınç	kPa	95.106012
Ro2 rotordaki yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	1.138325
S2 rotor entropi	J/(kg K)	78.373865
kütle debisi	kg/s	23.000000

3. Kademe termodinamiksel değerleri:



Şekil 5.2.9 3. Kademe akış pateni

Çizelge 5.2.4 3. Kademe termodinamiksel değerleri

Özellik	Birim	Değer
I1 toplam giriş entalpisi	J/kg	347321.433284
P1 giriş toplam basıncı	kPa	171.308323
Ro1 girişteki yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	1.370235
S1 giriş entropisi	J/(kg K)	82.309892
I3 statordaki statik entalpi	J/kg	370256.800827
P3 statordaki statik basınç	kPa	208.019173
Ro3 statordaki yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	1.966384
S3 statordaki entropi	J/(kg K)	90.818368
I2 rotor toplam entalpi	J/kg	400909.159364
P2 rotordaki statik basınç	kPa	162.590773
Ro2 rotordaki yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	1.656194
S2 rotor entropi	J/(kg K)	86.477451
kütle debisi	kg/s	23.000000

4. Kademe termodinamiksel değerleri:



Şekil 5.2.10 4. Kademe akış pateni

Çizelge 5.2.5 4. Kademe termodinamiksel değerleri

Özellik	Birim	Değer
I1 toplam giriş entalpisi	J/kg	400909.159364
P1 giriş toplam basıncı	kPa	274.791715
Ro1 girişteki yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	1.966384
S1 giriş entropisi	J/(kg K)	90.818368
I3 statordaki statik entalpi	J/kg	424959.228253
P3 statordaki statik basınç	kPa	327.201141
Ro3 statordaki yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	2.694856
S3 statordaki entropi	J/(kg K)	99.239693
I2 rotor toplam entalpi	J/kg	455610.090148
P2 rotordaki statik basınç	kPa	262.197405
Ro2 rotordaki yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	2.310959
S2 rotor entropisi	J/(kg K)	94.703618
kütle debisi	kg/s	23.000000

5. Kademe termodinamiksel değerleri:

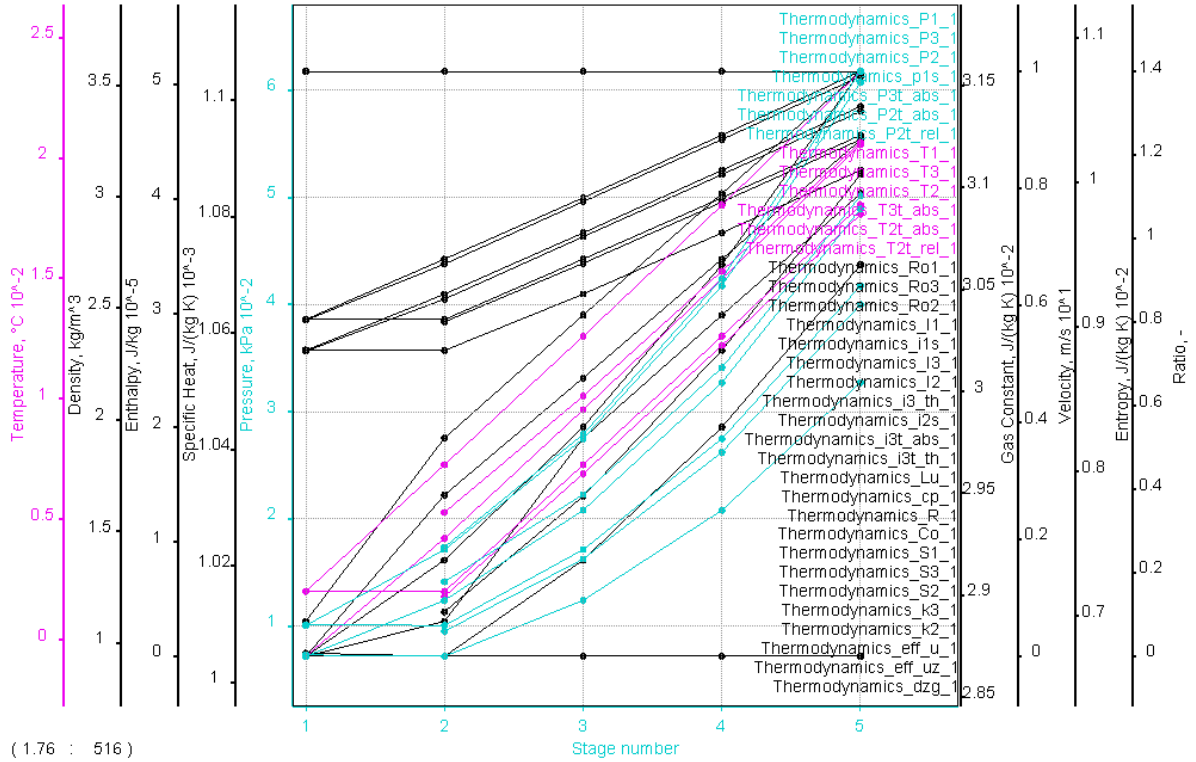


Şekil 5.2.11 5. Kademe akış paterni

Çizelge 5.2.6 5. Kademe termodinamiksel değerleri

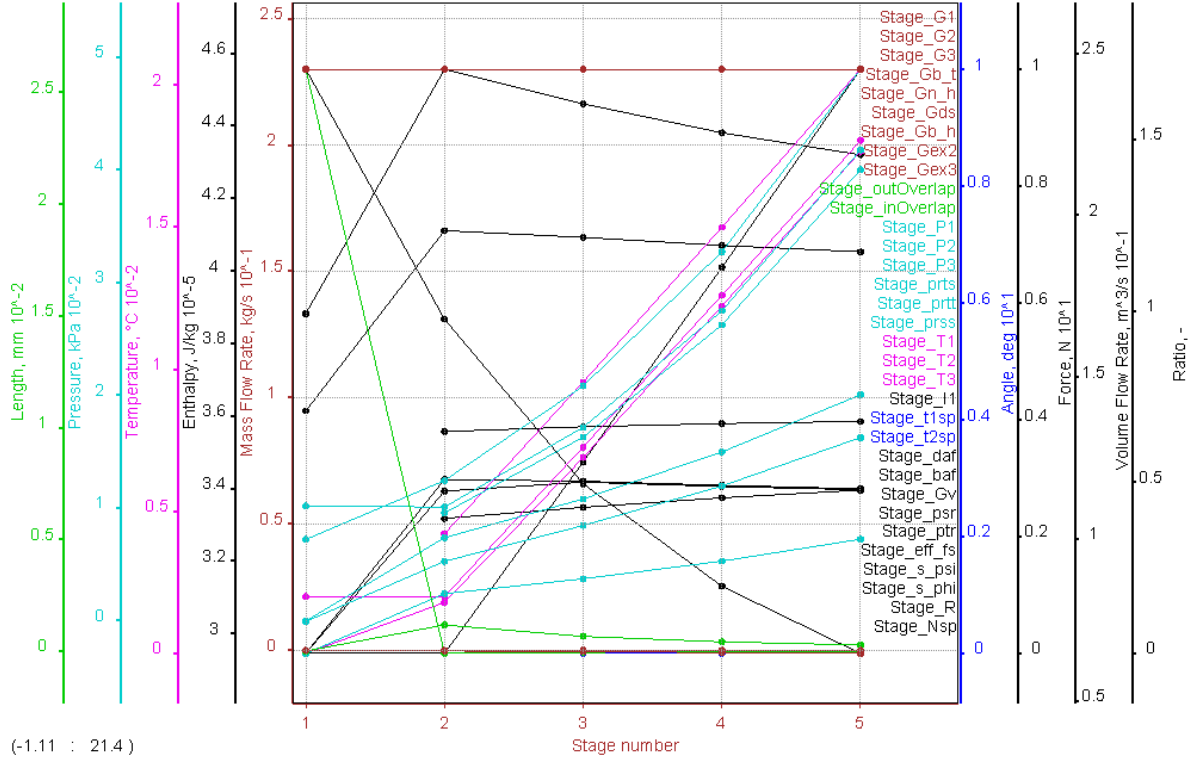
Özellik	Birim	Değer
I1 toplam giriş entalpisi	J/kg	455610.090148
P1 giriş toplam basıncı	kPa	417.518814
Ro1 girişteki yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	2.694856
S1 giriş entropisi	J/(kg K)	99.239693
I3 statordaki statik entalpi	J/kg	480792.554793
P3 statordaki statik basınç	kPa	489.386956
Ro3 statordaki yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	3.562564
S3 statordaki entropi	J/(kg K)	107.697850
I2 rotor toplam entalpi	J/kg	511441.920082
P2 rotordaki statik basınç	kPa	400.190916
Ro2 rotordaki yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	3.100275
S2 rotor entropisi	J/(kg K)	102.943584
kütle debisi	kg/s	23.000000

Kademeler için verilen çizelgelerdeki değerleri karşılaştırdığımız zaman basıncın kademe kademe arttığını kolaylıkla görebiliriz. Son kademede statordaki statik basınç 489.39 kPa olurken mutlak gerçek toplam basınç 607.558 kPa olmaktadır. Bu da bizim istediğimiz sıkıştırma oranına ulaştığımızı göstermektedir. Bu bilgileri daha ayrıntılı olarak analiz kısmında irdeleneceğiz. Kademelerdeki termodinamiksel değerleri aşağıdaki diyagramlardan da takip edebiliriz.



Şekil 5.2.12 Kompresör termodinamiksel diyagramı



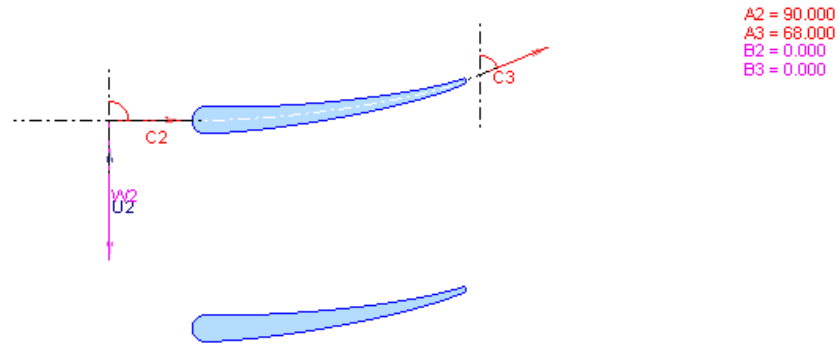


Şekil 5.2.13 Kompresör termodinamiksel diyagramları

## 5.2.2 Kompresör aerodinamiği

### 5.2.2.1 1. Kademe vektörel hız diyagramları ve değerleri

Bu kısımda dizaynını yaptığımız 5 kademeli aksenal akışlı kompresörün kademelerindeki hızları ve açıları inceleyeceğiz.



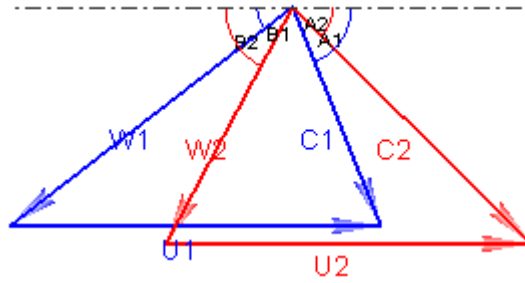
Şekil 5.2.14 1. Kademe vektörel hızları ve açıları

Çizelge 5.2.7 1. Kademe hız ve açı değerleri

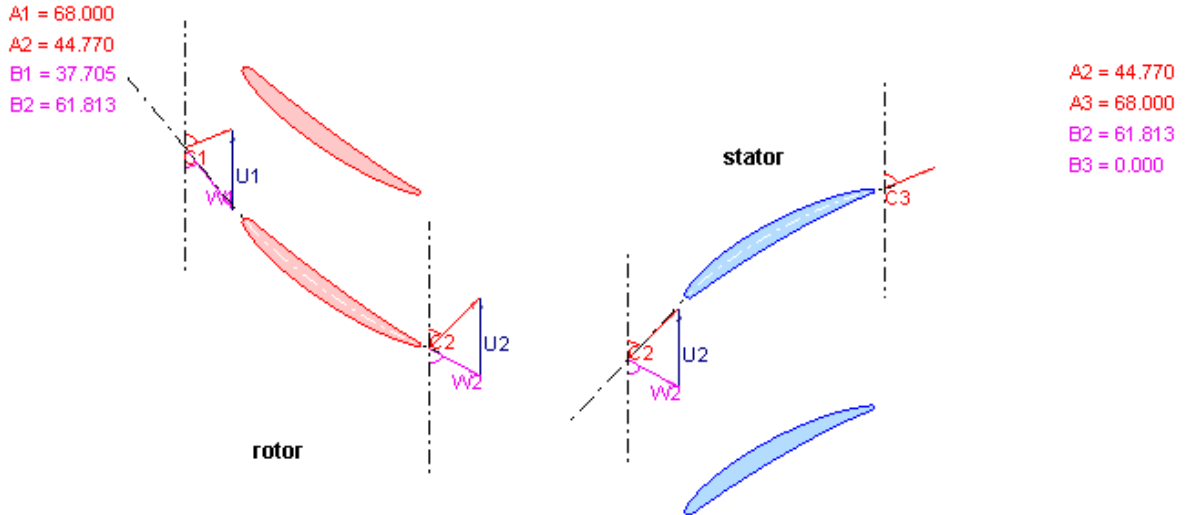
Özellik	Birim	Değer
A3 kılavuz kanat çıkış açısı	deg	68.000000
A2 kılavuz kanat giriş açısı	deg	90.000000
C3 kanat çıkışı mutlak hız	m/s	232.624278
W3 kanat çıkışı bağıl hız	m/s	352.661164
c3z statordaki eksenel hız	m/s	215.685475
c3u statordaki tanjantsal hız	m/s	87.142588

### 5.2.2.2 2. Kademe vektörel hız diyagramları ve değerleri

2. Kademeye ait vektörel hız diyagramı aşağıdaki şekillerde, değerleri ise çizelgede verilmiştir.



Şekil 5.2.15 2. Kademe vekörel hız diyagramları



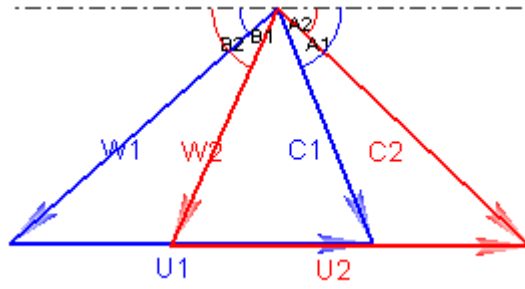
Şekil 5.2.16 2. Kademe vektörel hız diyagramları ve açıları

Çizelge 5.2.8 2. Kademe hız ve açı değerleri

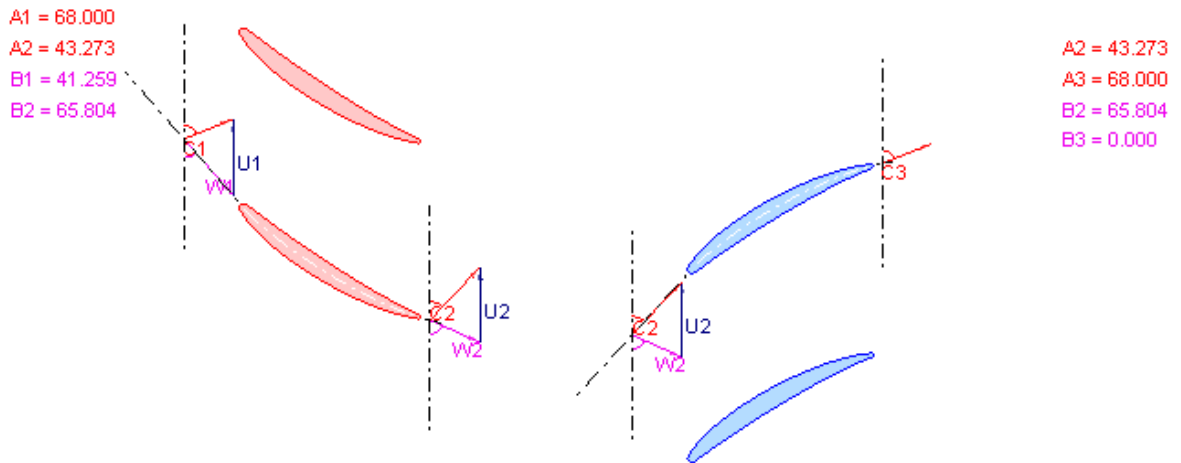
Özellik	Birim	Değer
A3 kılavuz kanat çıkış açısı	deg	68.000000
B1 rotor giriş açısı	deg	37.704854
C3 stator çıkışı mutlak hız	m/s	247.603939
W3 stator çıkışı bağıl hız	m/s	348.125311
c3z statordaki eksenel hız	m/s	229.574374
c3u statordaki tanjantsal hız	m/s	92.754068
A2 stator kanat çıkış açısı	deg	44.770089
B2 rotor kanat çıkış açısı	deg	61.812982
C2 rotor çıkışı mutlak hız	m/s	331.359804
W2 rotor çıkışı bağıl hız	m/s	264.762759
c2z rotor eksenel hız	m/s	233.364676
c2u rotor tanjantsal hız	m/s	235.245080

### 5.2.2.3 3. Kademe vektörel hız diyagramları ve değerleri

3. Kademeye ait vektörel hız diyagramı aşağıdaki şekillerde, değerleri ise çizelgede verilmiştir.



Şekil 5.2.17 3. Kademe vektörel hız diyagramları



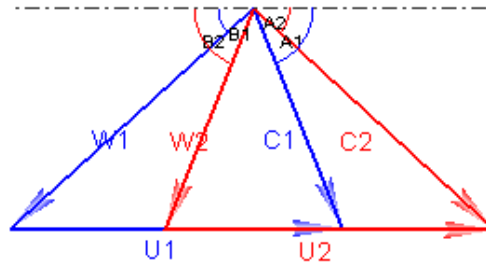
Şekil 5.2.18 3. Kademe vektörel hız diyagramları ve açıları

Çizelge 5.2.9 3.Kademe hız ve açı değerleri

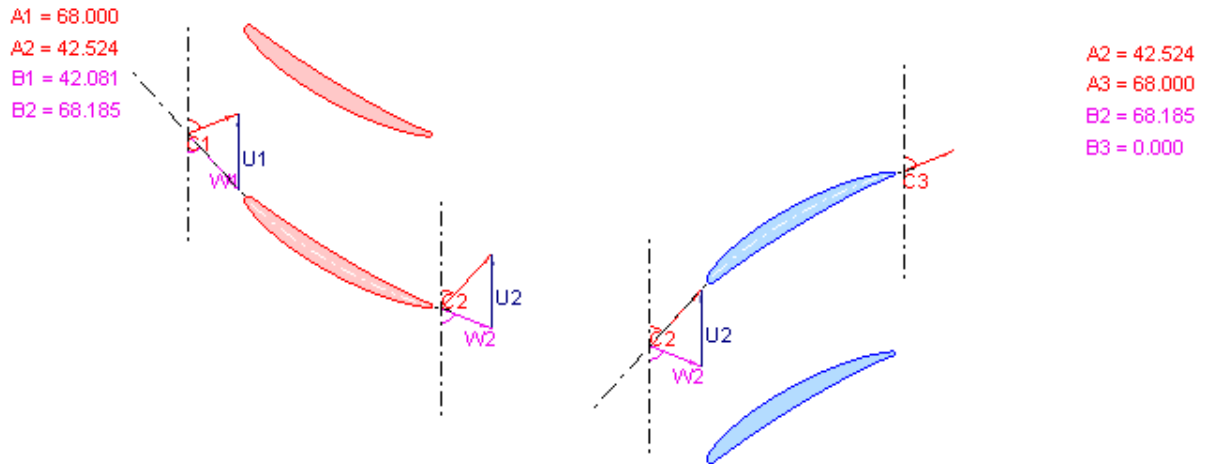
Özellik	Birim	Değer
A3 kılavuz kanat çıkış açısı	deg	68.000000
B1 rotor giriş açısı	deg	41.258627
C3 stator çıkışı mutlak hız	m/s	247.597894
W3 stator çıkışı bağıl hız	m/s	342.550682
c3z statordaki eksenel hız	m/s	229.568770
c3u statordaki tanjantsal hız	m/s	92.751804
A2 stator kanat çıkış açısı	deg	43.273211
B2 rotor kanat çıkış açısı	deg	65.803939
C2 rotor çıkışı mutlak hız	m/s	338.503154
W2 rotor çıkışı bağıl hız	m/s	254.384584
c2z rotor eksenel hız	m/s	232.036465
c2u rotor tanjantsal hız	m/s	246.461893

#### 5.2.2.4 4. Kademe vektörel hız diyagramları ve değerleri

4. Kademeye ait vektörel hız diyagramı aşağıdaki şekillerde, değerleri ise çizelgede verilmiştir.



Şekil 5.2.19 4. Kademe vektörel hız diyagramları



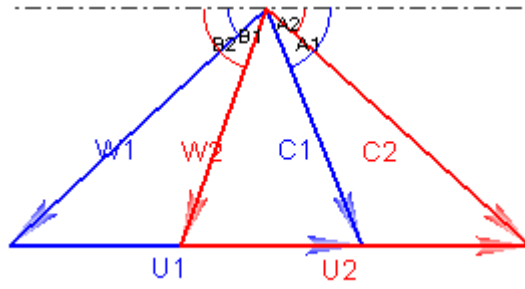
Şekil 5.2.20 4. Kademe vektörel hız diyagramları ve açıları

Çizelge 5.2.10 4. Kademe hız ve açı değerleri

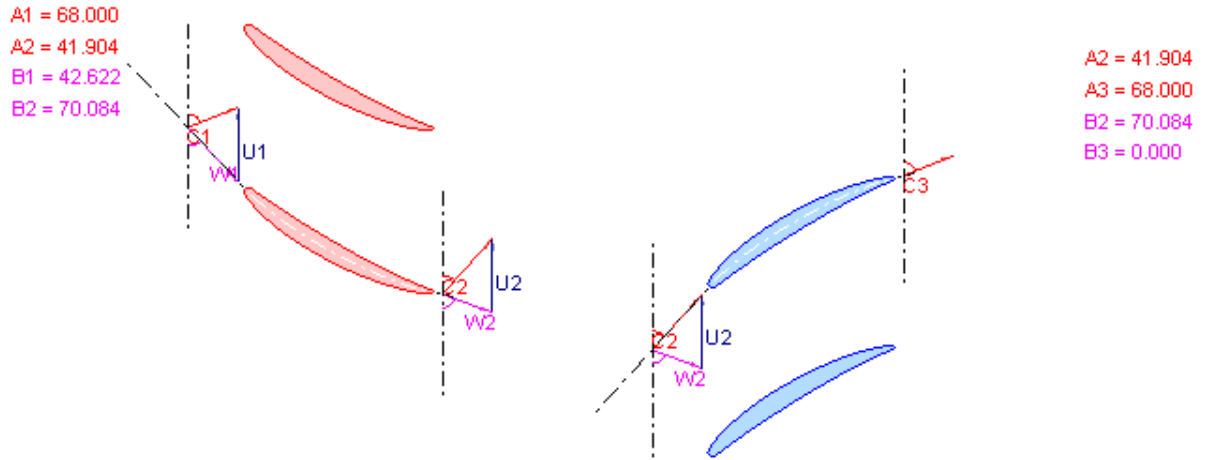
Özellik	Birim	Değer
A3 kılavuz kanat çıkış açısı	deg	68.000000
B1 rotor giriş açısı	deg	42.080543
C3 stator çıkışı mutlak hız	m/s	247.591849
W3 stator çıkışı bağıl hız	m/s	339.006488
c3z statordaki eksenel hız	m/s	229.563165
c3u statordaki tanjant hız	m/s	92.749539
A2 stator kanat çıkış açısı	deg	42.524341
B2 rotor kanat çıkış açısı	deg	68.184538
C2 rotor çıkışı mutlak hız	m/s	342.017523
W2 rotor çıkışı bağıl hız	m/s	249.003001
c2z rotor eksenel hız	m/s	231.170795
c2u rotor tanjant hız	m/s	252.063583

### 5.2.2.5 5. Kademe vektörel hız diyagramları ve değerleri

5. Kademeye ait vektörel hız diyagramı aşağıdaki şekillerde, değerleri ise çizelgede verilmiştir.



Şekil 5.2.21 5. Kademe vektörel hız diyagramları



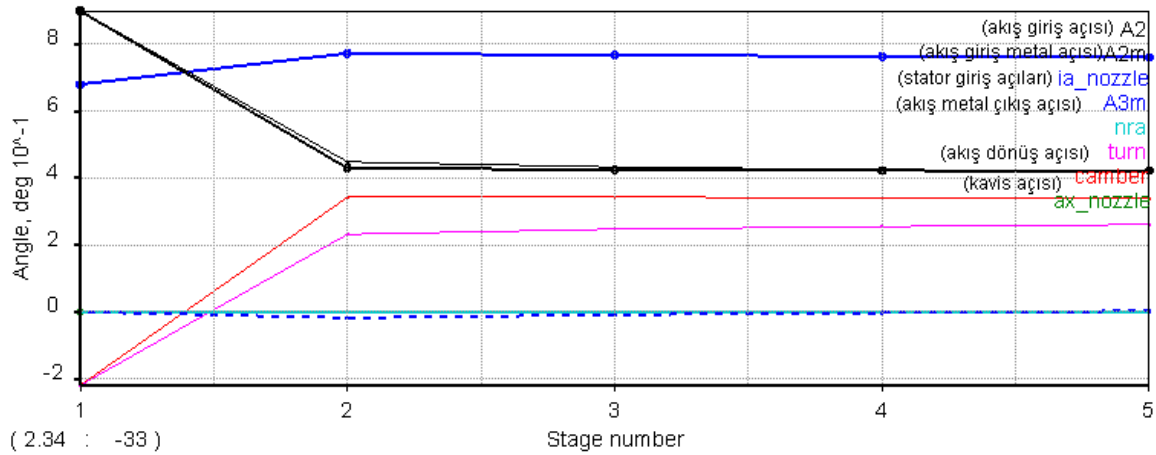
Şekil 5.2.22 5. Kademe vektörel hız diyagramları ve açıları

Çizelge 5.2.11 5. Kademe hız ve açı değerleri

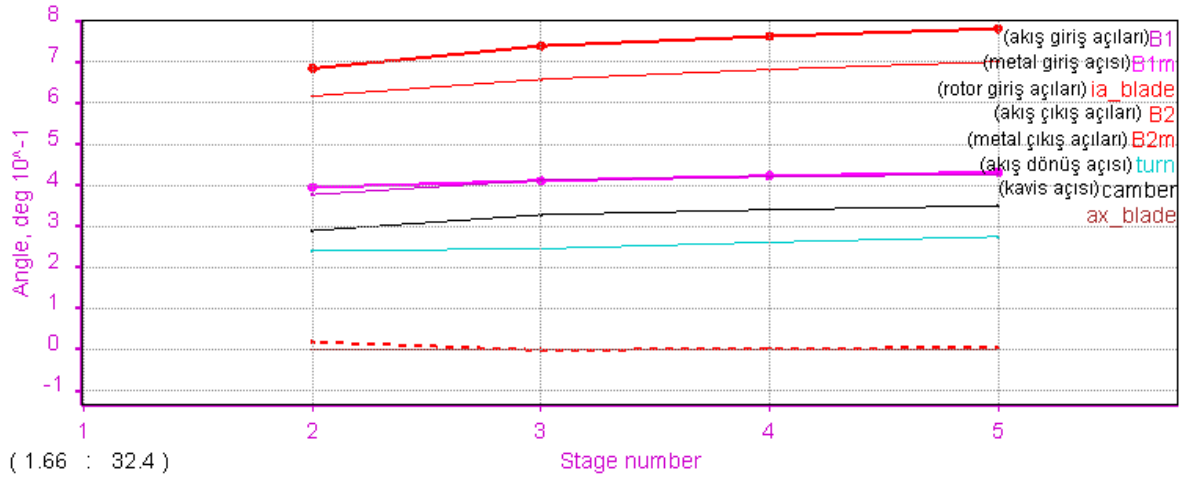
Özellik	Birim	Değer
A3 kılavuz kanat çıkış açısı	deg	68.000000
B1 rotor giriş açısı	deg	42.622464
C3 stator çıkışı mutlak hız	m/s	247.585804
W3 stator çıkışı bağıl hız	m/s	336.639974
c3z statordaki eksenel hız	m/s	229.557561
c3u statordaki tanjantsal hız	m/s	92.747275
A2 stator kanat çıkış açısı	deg	41.904178
B2 rotor kanat çıkış açısı	deg	70.084283
C2 rotor çıkışı mutlak hız	m/s	345.341145
W2 rotor çıkışı bağıl hız	m/s	245.320246
c2z rotor eksenel hız	m/s	230.648800
c2u rotor tanjantsal hız	m/s	257.024585

Yukarıdaki çizelgeleri takip ettiğimizde stator çıkış açılarının ve rotor kanat giriş açılarının aynı kaldığını, rotor çıkış ve stator giriş açılarının ise çok az miktarda değişme gösterdiği görülmektedir. Kademeler simetrik olduğu için hızlardaki değişme miktarları çok az olmaktadır.

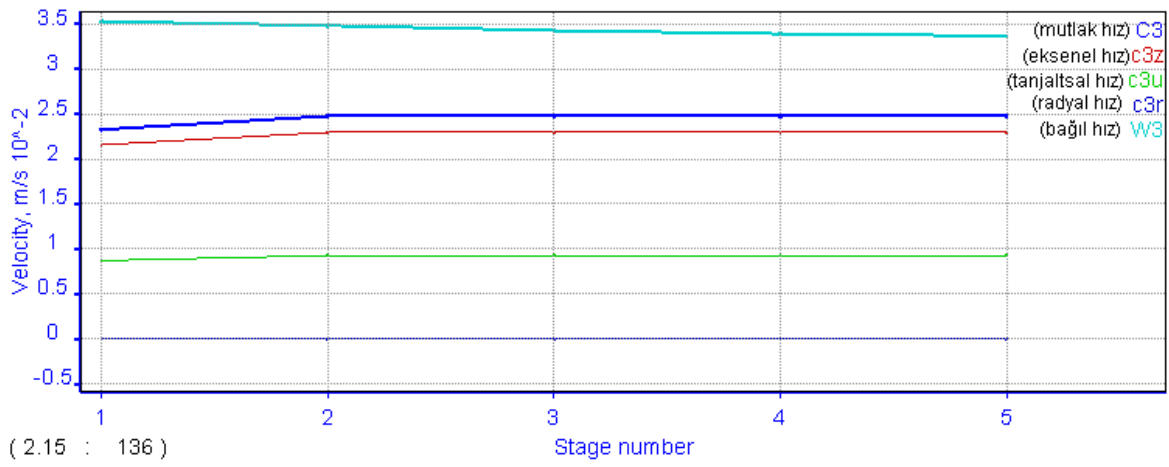
Tasarımını yaptığımız kompresörün vektörel hız diyagramlarını ve açı değerlerini önceki kısımda incelemiştik. Bu kısımda verilen bu değerleri grafikler üzerinde gösterip önceki kısmın daha iyi anlaşılır olmasını sağlayacağız. Ayrıca bunlara ilaveten kompresördeki mach sayılarını, reaksiyon oranını ve kayıpları grafiklerle ifade edeceğiz.



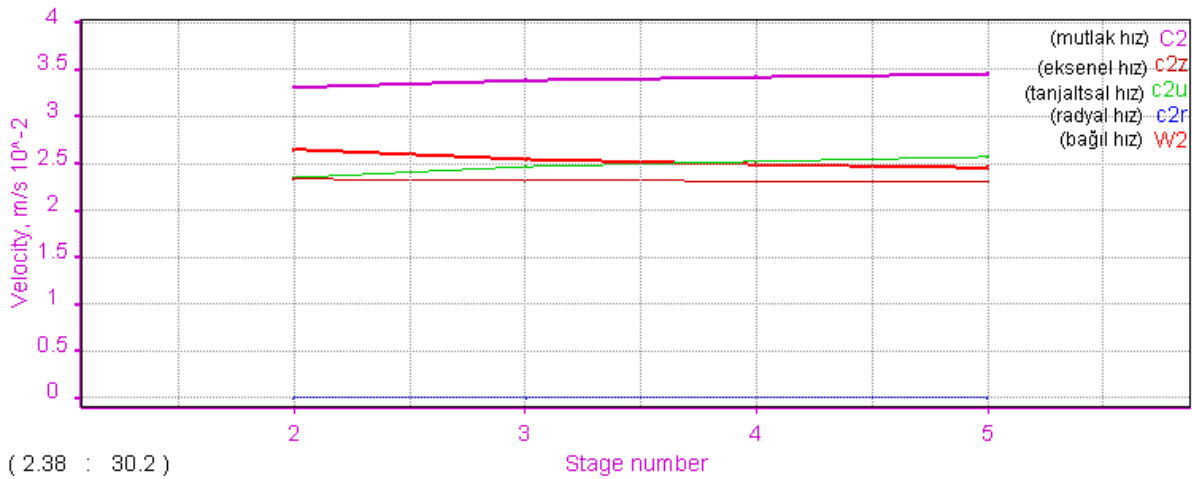
Şekil 5.2.23 Stator açıları



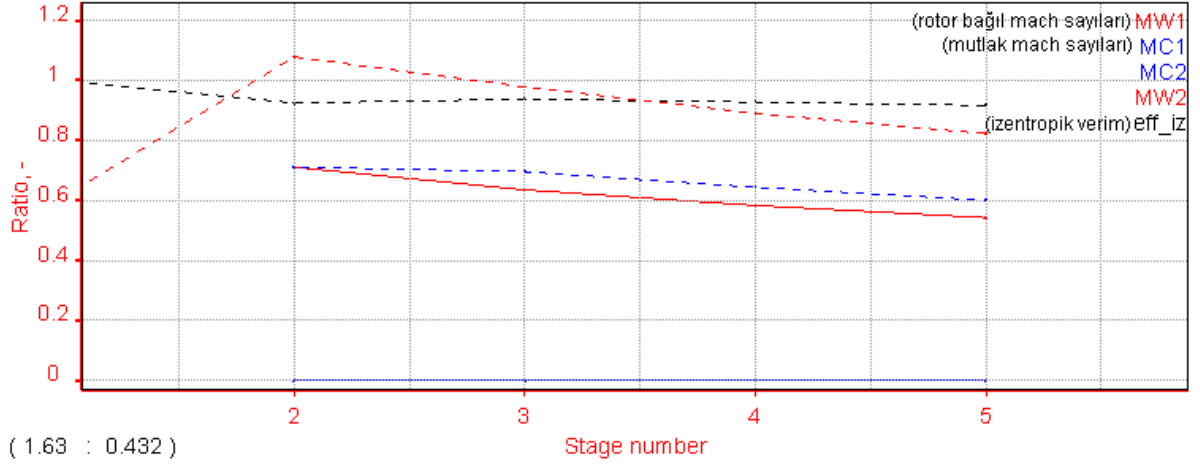
Şekil 5.2.24 Rotor açıları



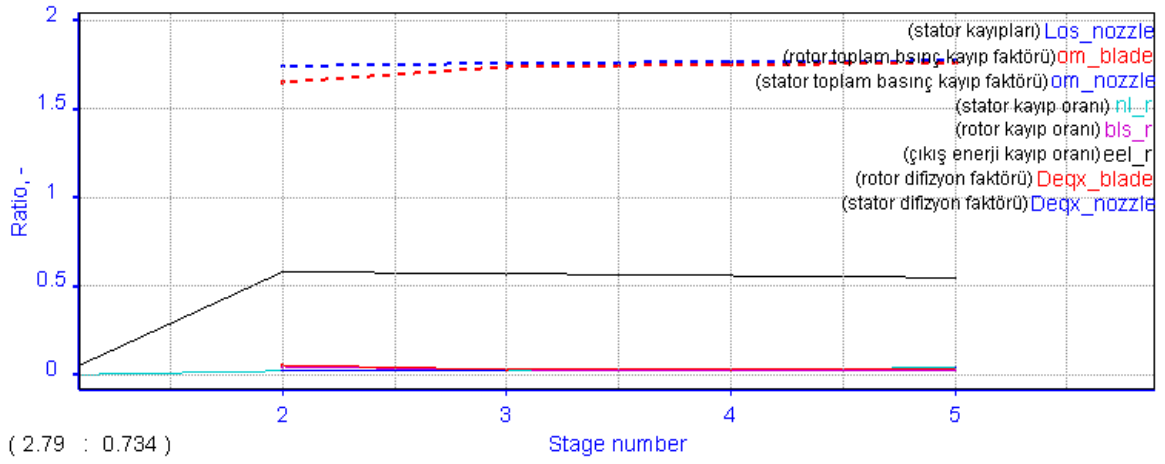
Şekil 5.2.25 Stator hızları



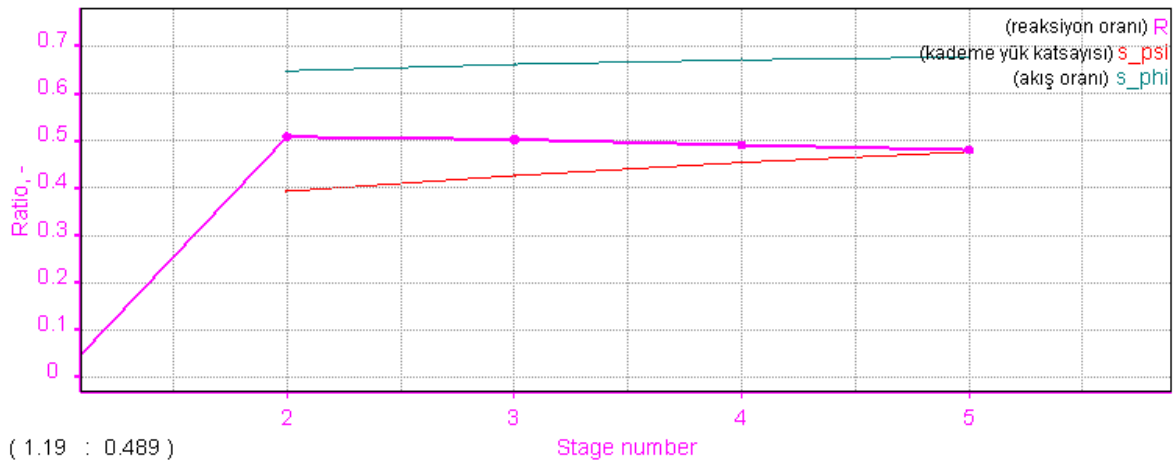
Şekil 5.2.26 Rotor hızları



Şekil 5.2.27 Mach sayıları



Şekil 5.2.28 Kompresör kayıpları



Şekil 5.2.29 Reaksiyon oranı



### 5.2.3 Kanatçık aerodinamiği ve geometrisi

Bu kısımda tasarladığımız kompresörün kanatçık profillerini inceleyeceğiz. Tasarladığımız kompresörde kademelerdeki kanat sayıları aşağıda verilmiştir.

Kompresörümüzde 1. Kademede 136 adet, 2. Kademede 98 adet, 3. Kademede 108 adet, 4. Kademede 114 adet ve 5. Kademede 120 adet stator kanadı, 2. Kademede 143 adet, 3. Kademede 118 adet, 4. Kademede 121 adet ve 5. Kademede 124 adet rotor kanadı bulunmaktadır. Tasarladığımız kompresörün hesaplanan kademe kanatçık profil değerleri aşağıdaki çizelgelerde verilmiştir.

1. Kademe kanat profil değerleri:

Çizelge 5.2.12 1. Kademe kanat profil değerleri

Özellik	Birim	Değer
R reaksiyon oranı	-	0.000000
efficiency verim	-	1.000000
D3_stator akış çıkış kısmı ana hat çapı	mm	582.758763
l3_stator akış çıkış kısmı kanat profil boyu	mm	61.956651
D3/l3 çap/boy oranı	-	9.405911
b/l3 kanat genişliği/boyu	-	0.289627
t/b3 kalınlık/genişlik oranı	-	0.750000

2. Kademe kanat profil değerleri:

Çizelge 5.2.13 2. Kademe kanat profil değerleri

Özellik	Birim	Değer
R reaksiyon oranı	-	0.508260
A1 akış giriş açısı	deg	68.000000
s_phi akış katsayısı	-	0.647685
efficiency verim	-	0.925101
d1 ana çap	mm	8.074951
D3_stator akış çıkış kısmı ana hat çapı	mm	564.131016
l3_stator akış çıkış kısmı kanat profil boyu	mm	41.232285
D3/l3 çap/boy oranı	-	13.681779
b/l3 kanat genişliği/boyu	-	0.435201
t/b3 kalınlık/genişlik oranı	-	1.003144
D1 akış giriş kısmı ana hat çapı	mm	582.758763
D2_rotor akış çıkış kısmı ana hat çapı	mm	573.444889
l2_rotor akış çıkış kısmı kanat profil boyu	mm	47.996851
D2/l2 rotor çap/boy oranı	-	11.947552
b/l2 rotor kanat genişlik/boyu	-	0.373865
t/b2 rotor kalınlık/genişlik oranı	-	0.701531

### 3. Kademe kanat profil değerleri:

Çizelge 5.2.14 3. Kademe kanat profil değerleri

Özellik	Birim	Değer
R reaksiyon oranı	-	0.502659
A1 akış giriş açısı	deg	68.000000
s_phi akış katsayısı	-	0.661593
efficiency verim	-	0.937426
d1 ana çap	mm	8.074951
D3_stator akış çıkış kısmı ana hat çapı	mm	552.258277
I3_stator akış çıkış kısmı kanat profil boyu	mm	29.349984
D3I3 çap/boy oranı	-	18.816306
bI3 kanat genişliği/boyu	-	0.611392
tI3 kalınlık/genişlik oranı	-	0.887032
D1 akış giriş kısmı ana hat çapı	mm	564.131016
D2_rotor akış çıkış kısmı ana hat çapı	mm	558.194646
I2_rotor akış çıkış kısmı kanat profil boyu	mm	34.108514
D2I2 rotor çap/boy oranı	-	16.365258
bI2 rotor kanat genişlik/boyu	-	0.526096
tI2 rotor kalınlık/genişlik oranı	-	0.824773

### 4. Kademe kanat profil değerleri:

Çizelge 5.2.15 4. Kademe kanat profil değerleri

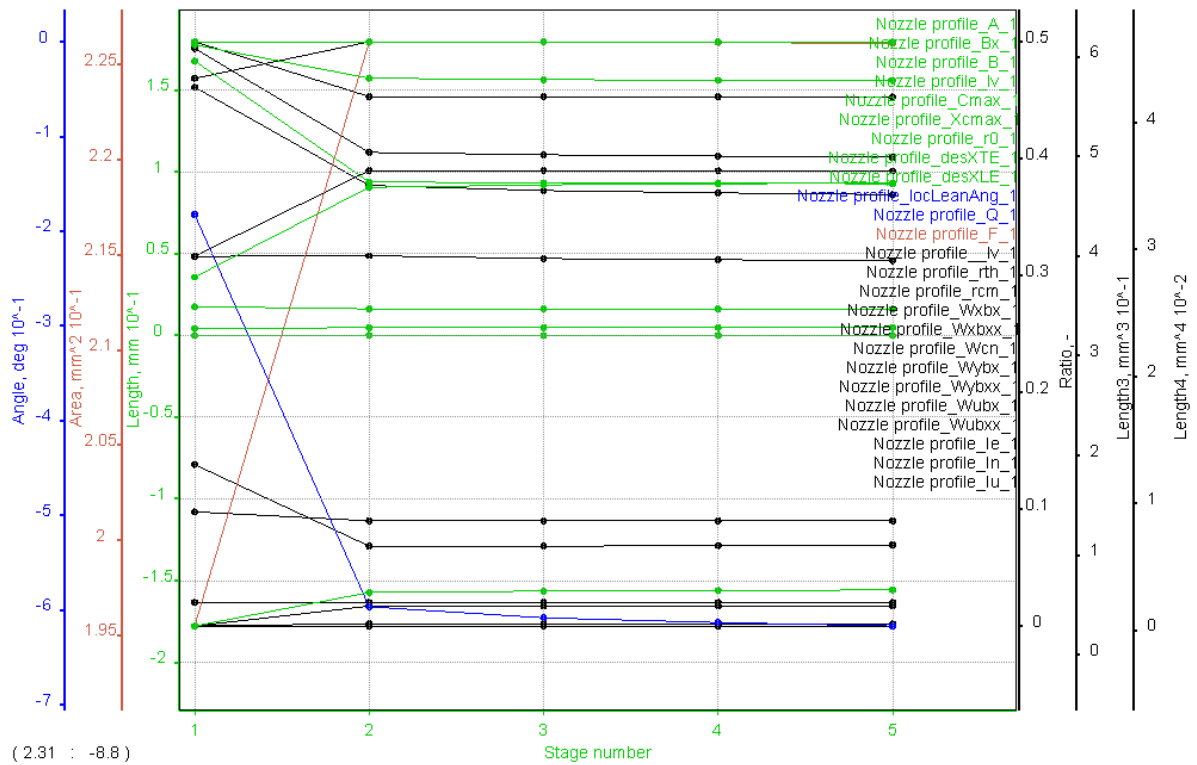
Özellik	Birim	Değer
R reaksiyon oranı	-	0.490887
A1 akış giriş açısı	deg	68.000000
s_phi akış katsayısı	-	0.670843
efficiency verim	-	0.927733
d1 ana çap	mm	8.074951
D3_stator akış çıkış kısmı ana hat çapı	mm	544.630193
I3_stator akış çıkış kısmı kanat profil boyu	mm	21.716400
D3I3 çap/boy oranı	-	25.079212
bI3 kanat genişliği/boyu	-	0.826303
tI3 kalınlık/genişlik oranı	-	0.831611
D1 akış giriş kısmı ana hat çapı	mm	552.258277
D2_rotor akış çıkış kısmı ana hat çapı	mm	548.444235
I2_rotor akış çıkış kısmı kanat profil boyu	mm	24.972118
D2I2 rotor çap/boy oranı	-	21.962264
bI2 rotor kanat genişlik/boyu	-	0.718575
tI2 rotor kalınlık/genişlik oranı	-	0.791645

## 5. Kademe kanat profil değerleri:

Çizelge 5.2.16 5. Kademe kanat profil değerleri

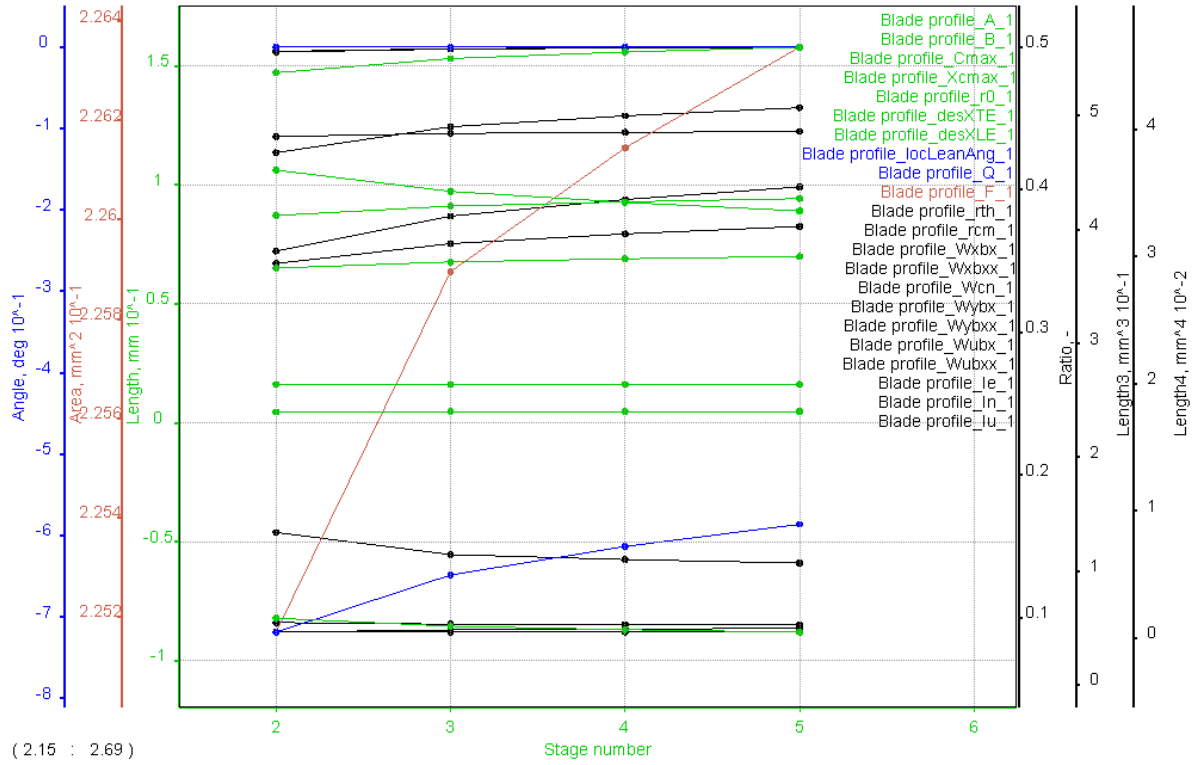
Özellik	Birim	Değer	
R	reaksiyon oranı	-	0.480652
A1	akış giriş açısı	deg	68.000000
s_phi	akış katsayısı	-	0.677204
efficiency	verim	-	0.916837
d1	ana çap	mm	8.074951
D3_stator	akış çıkış kısmı ana hat çapı	mm	539.500981
l3_stator	akış çıkış kısmı kanat profil boyu	mm	16.584027
D3M3	çap/boy oranı	-	32.531361
bM3	kanat genişliği/boyu	-	1.082025
tM3	kalınlık/genişlik oranı	-	0.785721
D1	akış giriş kısmı ana hat çapı	mm	544.630193
D2_rotor	akış çıkış kısmı ana hat çapı	mm	542.065587
l2_rotor	akış çıkış kısmı kanat profil boyu	mm	18.876007
D2M2	rotor çap/boy oranı	-	28.717174
bM2	rotor kanat genişlik/boyu	-	0.950643
tM2	rotor kalınlık/genişlik oranı	-	0.760210

Tasarımını yaptığımız kompresörün stator kanatlarına ait profil diyagramları aşağıdaki şekilde gösterilmektedir.



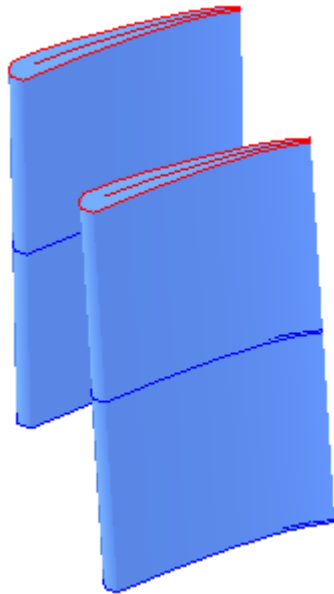
Şekil 5.2.30 Stator profil diyagramı

Tasarımını yaptığımız kompresörün rotor kanatlarına ait profil diyagramları aşağıdaki şekilde gösterilmektedir.

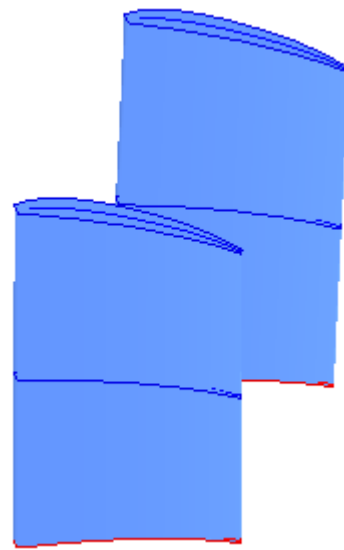


Şekil 5.2.31 Rotor profil diyagramı

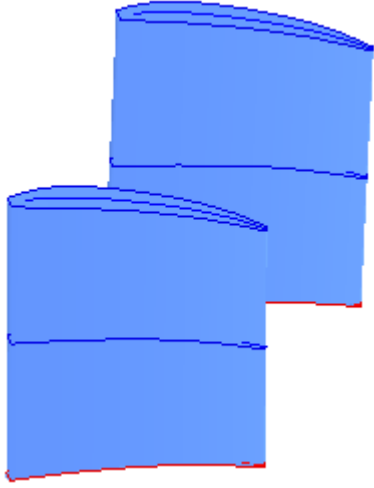
Şimdi de tasarımını yaptığımız kompresör stator ve rotor kanatlarını üç boyutlu (3D) olarak görelim.



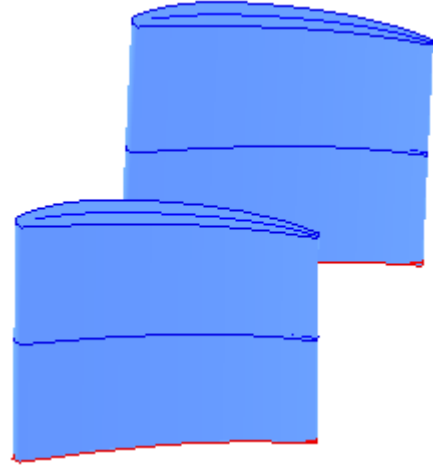
Şekil 5.2.32 1. Kademe stator kanatları



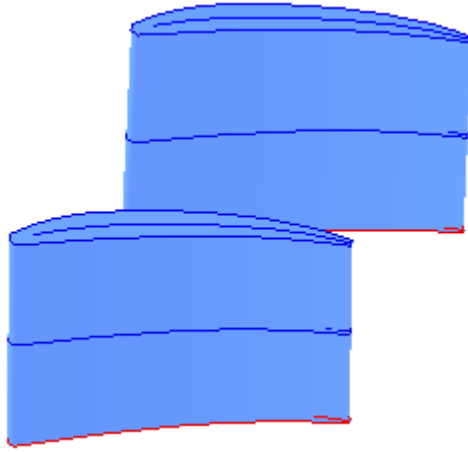
Şekil 5.2.33 2. Kademe stator kanatları



Şekil 5.2.34 3.Kademe stator kanatları



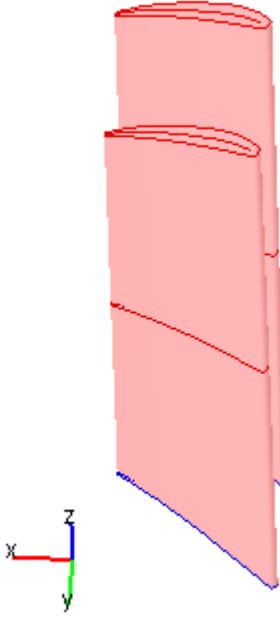
Şekil 5.2.35 4. Kademe stator kanatları



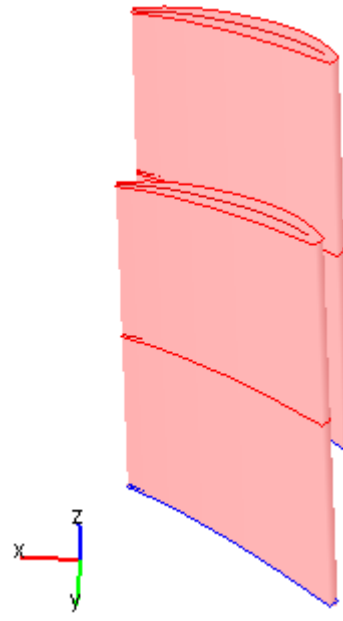
Şekil 5.2.36 5. Kademe stator kanatları

Yukarıdaki şekillerden de görülebileceği üzere çıkışa doğru stator kanatlarının boyları kısalmakta ve kanat genişliği ise artmaktadır.

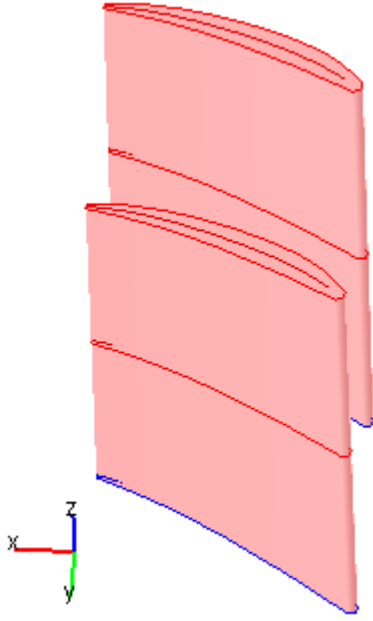
Stator kanatlarını gördükten sonra kademe rotor kanatları da aşağıdaki şekillerde verilmiştir.



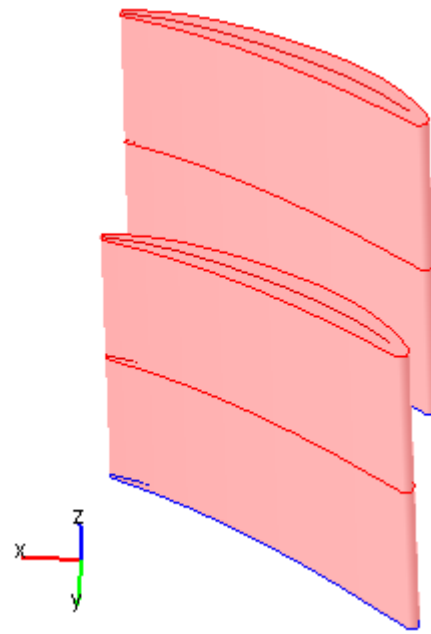
Şekil 5.2.37 2. Kademe rotor kanatları



Şekil 5.2.38 3. Kademe rotor kanatları



Şekil 5.2.39 4. Kademe rotor kanatları

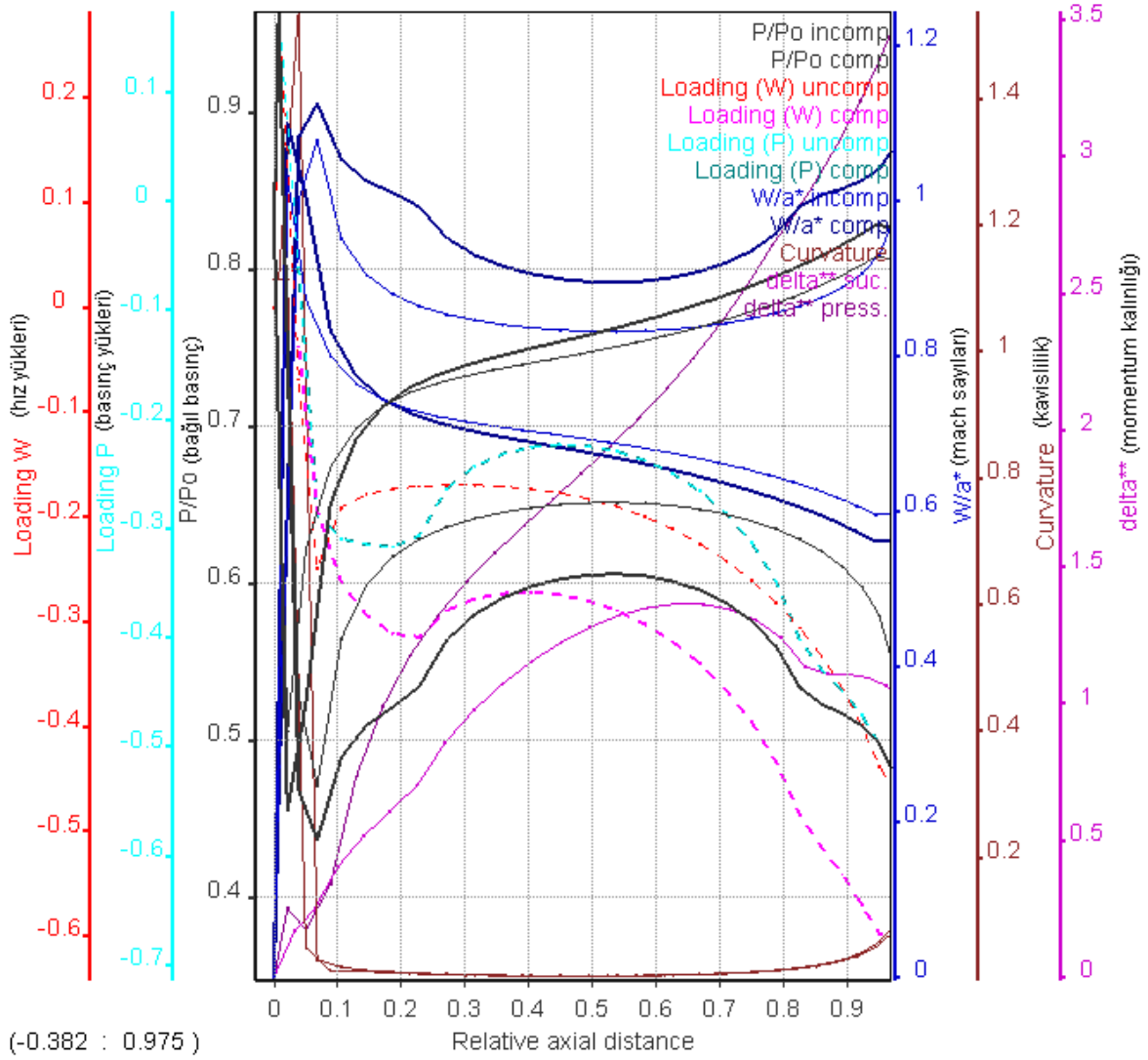


Şekil 5.2.40 5. Kademe rotor kanatları

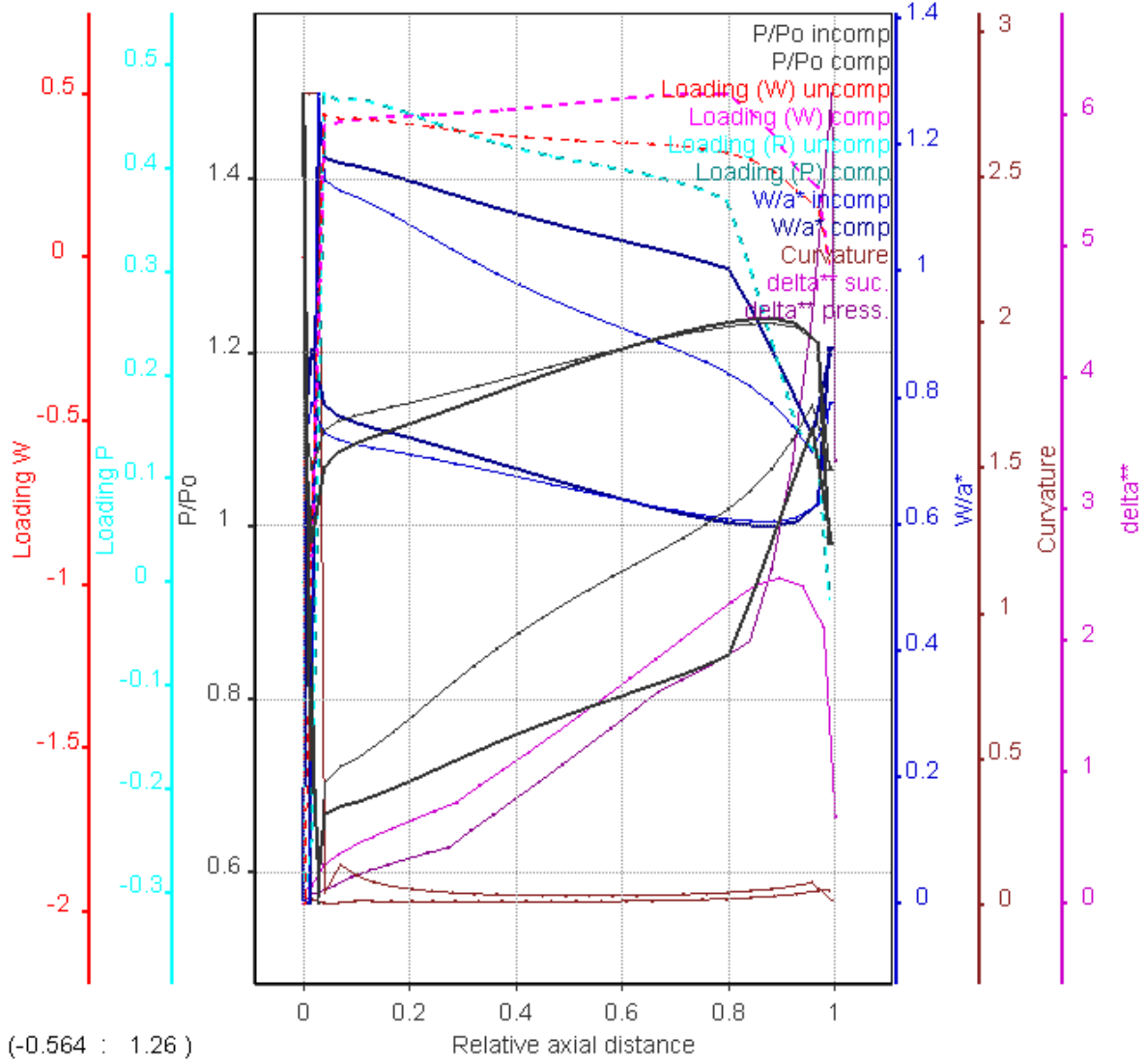
Stator kanatlarında olduğu gibi yine aynı şekilde rotor kanatlarının da boyu çıkışa doğru azalmakta ve kanat genişliği artmaktadır.

Kanatçık profillerini 3 boyutlu (3D) olarak gördükten sonra kanatçıkların hız-basınç yüklerini, kanatçıklardaki akışın mach sayılarını, kavisliliği, momentum kalınlıklarını, bağıl basıncı ve momentum kalınlığını kanatçık üzerindeki basınç ile vakum yüzeylerini de

kapsayacak şekilde içeriği olan aerodinamik diyagramlar aşağıdaki şekillerde konunun uzamaması bakımından ve örnek olması açısından 1. ve 5. Kademe statoru ile 2. ve 5. Kademe rotorunu kapsayacak şekilde gösterilmiştir.



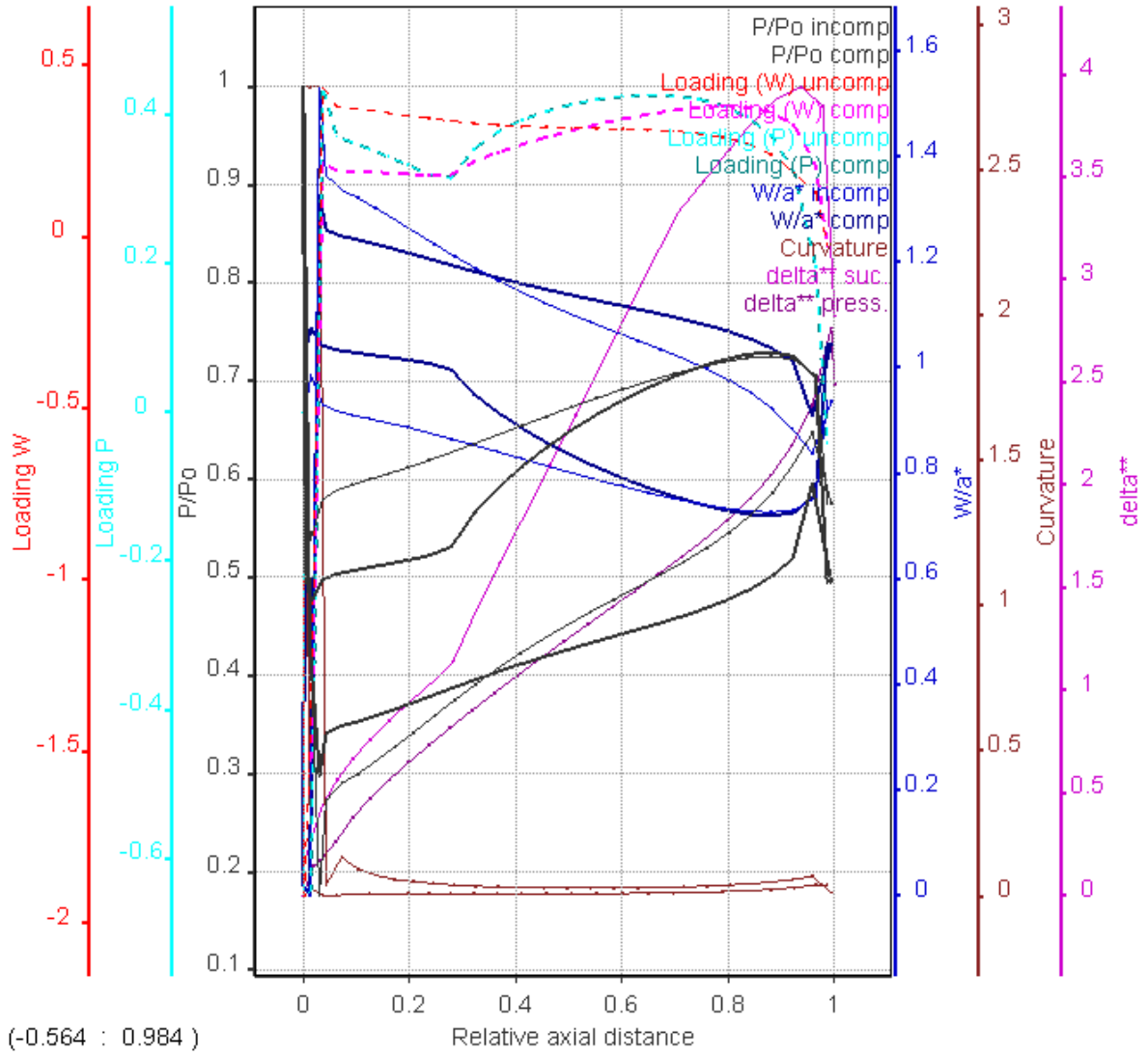
Şekil 5.2.41 1. Kademe stator aerodinamik diyagramlar



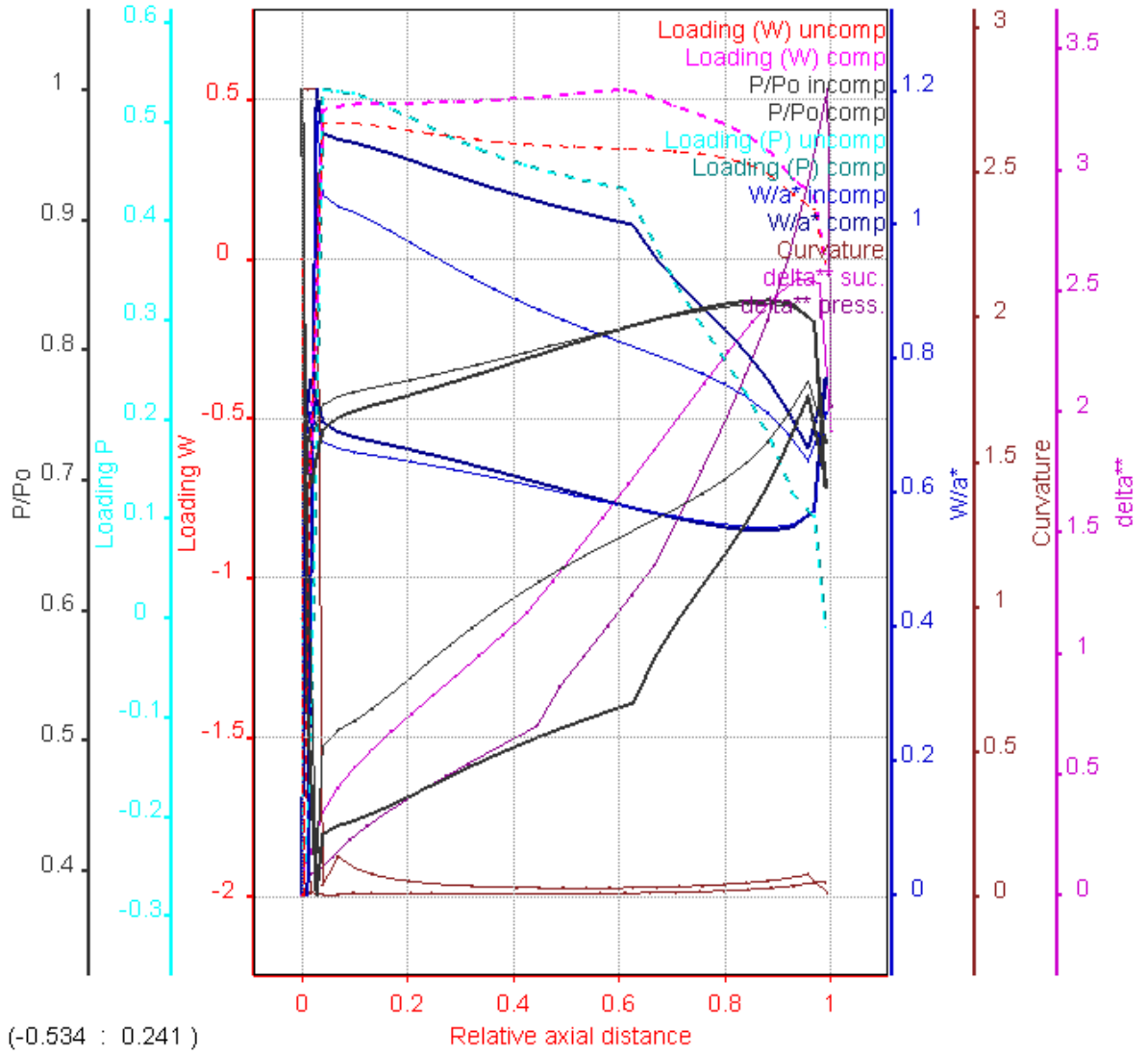
Şekil 5.2.42 5. Kademe stator aerodinamik diyagramlar

Diyagramlardan da görüleceği üzere kompresör çıkışında sıkıştırma olayının etkisi ile kanatlardaki basınç yükleri ve hız yükleri ile bağlı basınç artmaktadır. Kavislilik oranı da çıkışa doğru artmaktadır. Kompresör çıkışına doğru kanatçıkların basınç ve vakum kısımlarındaki momentum kalınlık artışı da diyagramdan görülebilmektedir.





Şekil 5.2.43 2. Kademe rotor aerodinamik diyagramlar



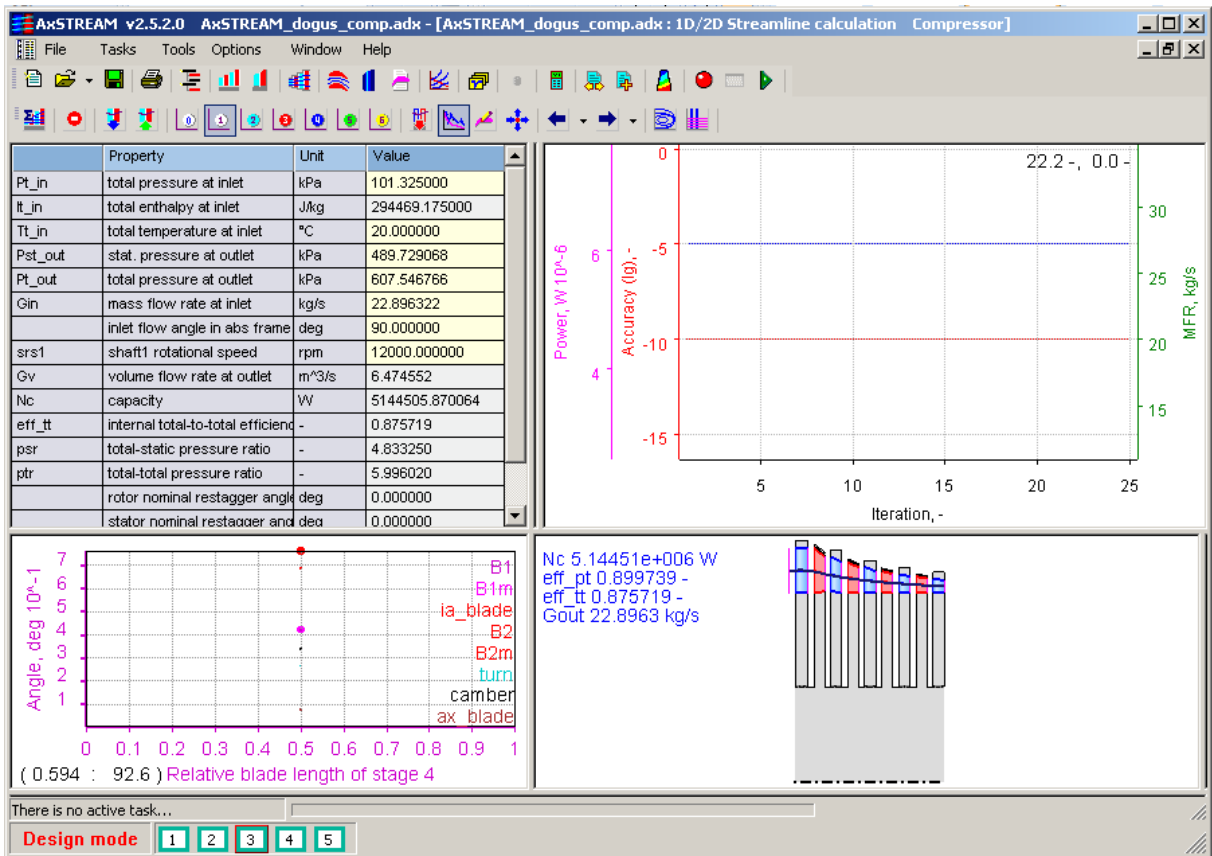
Şekil 5.2. 44 5. Kademe rotor aerodinamik diyagramlar

Rotor çıkışa doğru basınç yüklerinde daha keskin bir azalmanın olduğu, hız yükleri azalmasının sabit kaldığı, kavislilik oranının sabit kaldığı, bağıl basınçta bir miktar artmanın olduğu, mach sayılarının artma eğilimi gösterdiği rotor aerodinamik diyagramlarından gözlenebilmektedir.

## 5.2.4 Eksenel akışlı kompresörün analizi

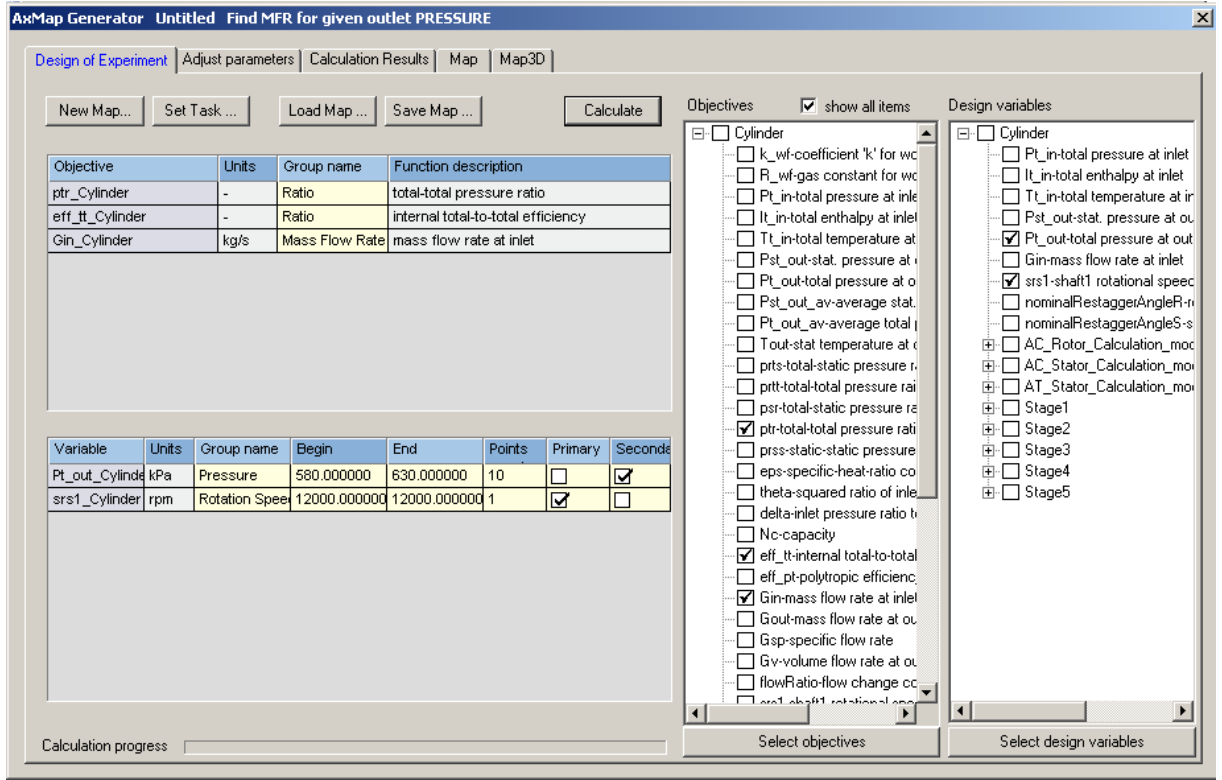
Bu kısımda tasarımını yaptığımız eksenel akışlı kompresörün bir boyutlu (1D) ve iki boyutlu (2D) olmak üzere 'streamline calculation' komutu ile akış paterninin akım çizgilerini hesaplayarak analizini yapacak ve dizayn edilen kompresör için, dizayn noktasındaki temel gereksinimlerden emin olmak gerektiğinden hız alan çizgileri için kompresör haritasını hesaplayacağız. 'streamline calculation' komutu ile açılan pencerede gerekli değerleri girip 'run' tuşuna bastığımızda AxStream 1D analiz hesaplamalarını yapacak ve aşağıdaki ekran karşımıza gelecektir.

Bu noktadan sonra 1D analiz için kompresör performans haritalarını çıkarabiliriz.

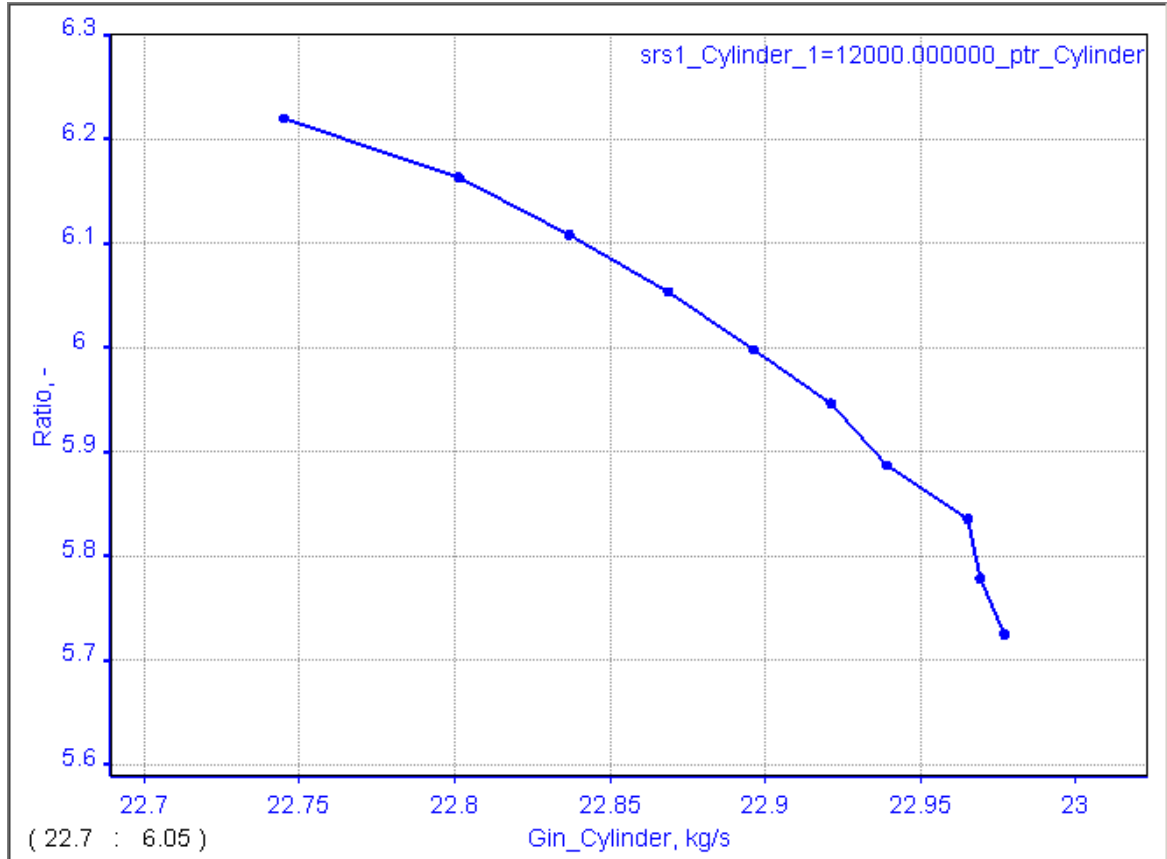


Şekil 5.2.45 1D analiz hesaplaması

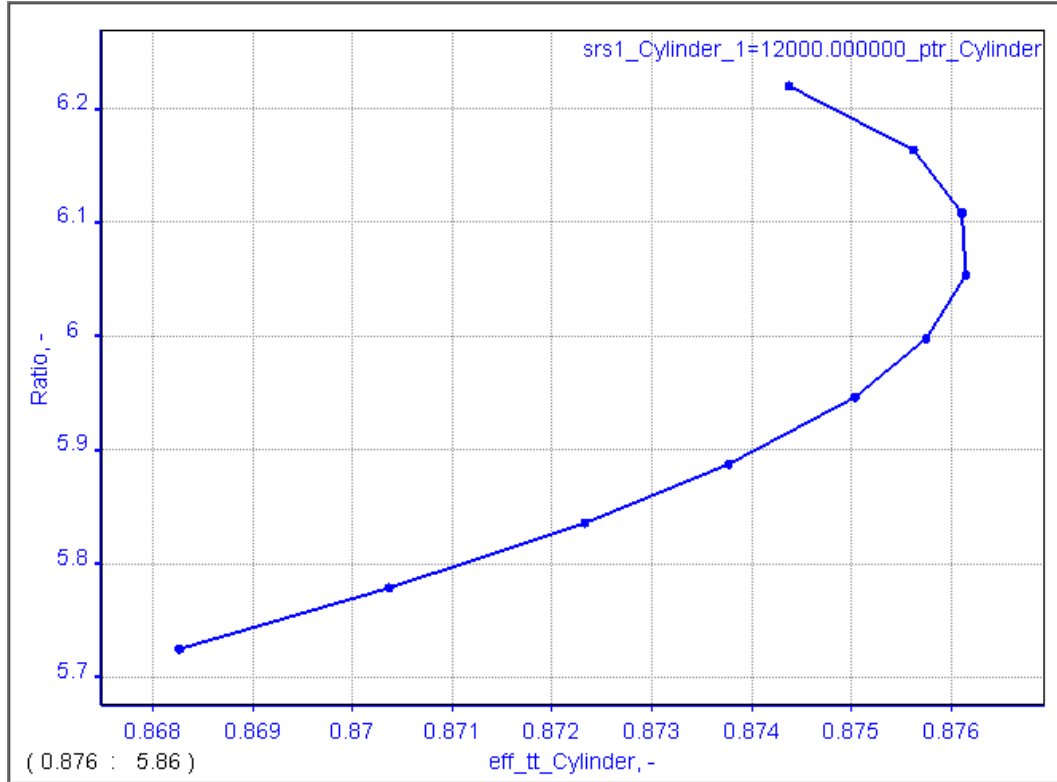
Yukarıdaki şekilde sağ alt köşede 1D ile hesaplanan akım çizgisi görülmektedir. 1D ile analiz hesaplarını yaptıktan sonra 1D analiz için kütle debisi, basınç oranı devir ve verime karşılık gelen kompresör haritasını çıkarabiliriz. 'AxMap generator' komutuna basıp aşağıdaki şekilde gösterilen parametreleri çıkan pencerede girerek kompresör performans diyagramlarını çıkarabiliriz.



Şekil 5.2.46 Kompresör performans haritasının çıkarılması

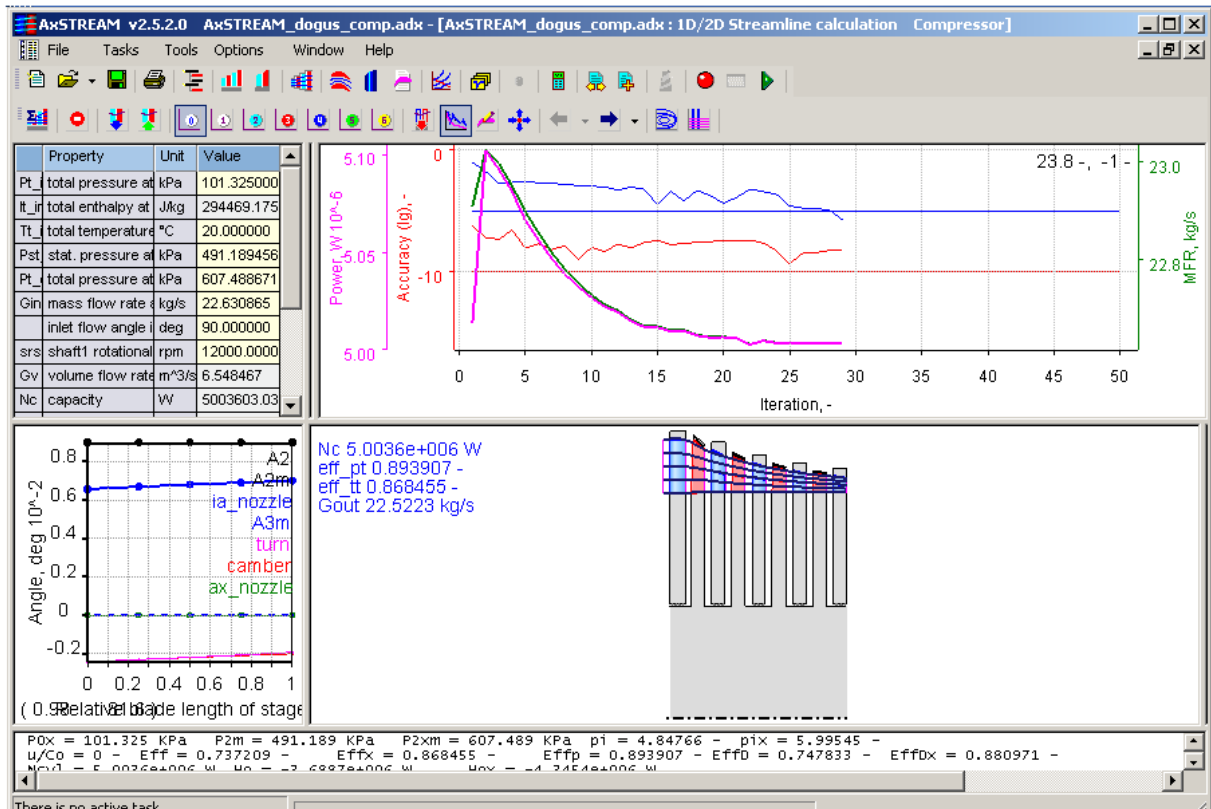


Şekil 5.2.47 1D Analiz hesaplamaları sonucunda basınç oranı-kütle debisi ilişkisi

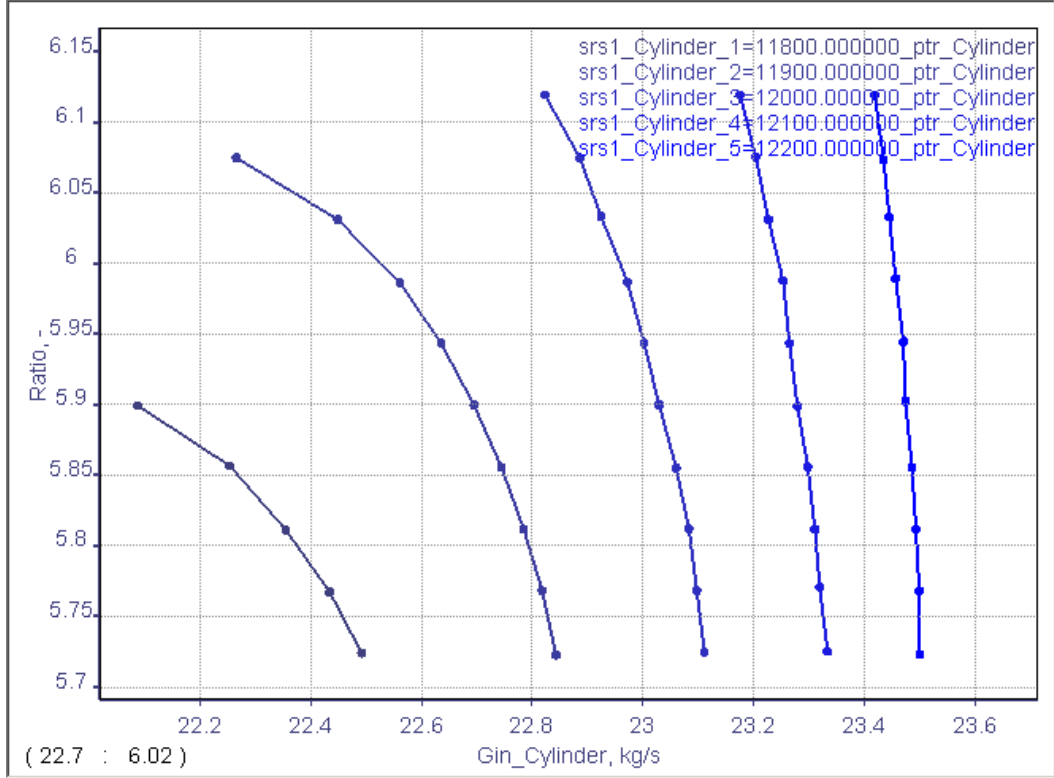


Şekil 5.2.48 1D Analiz hesaplamaları sonucunda basınç oranı-verim ilişkisi

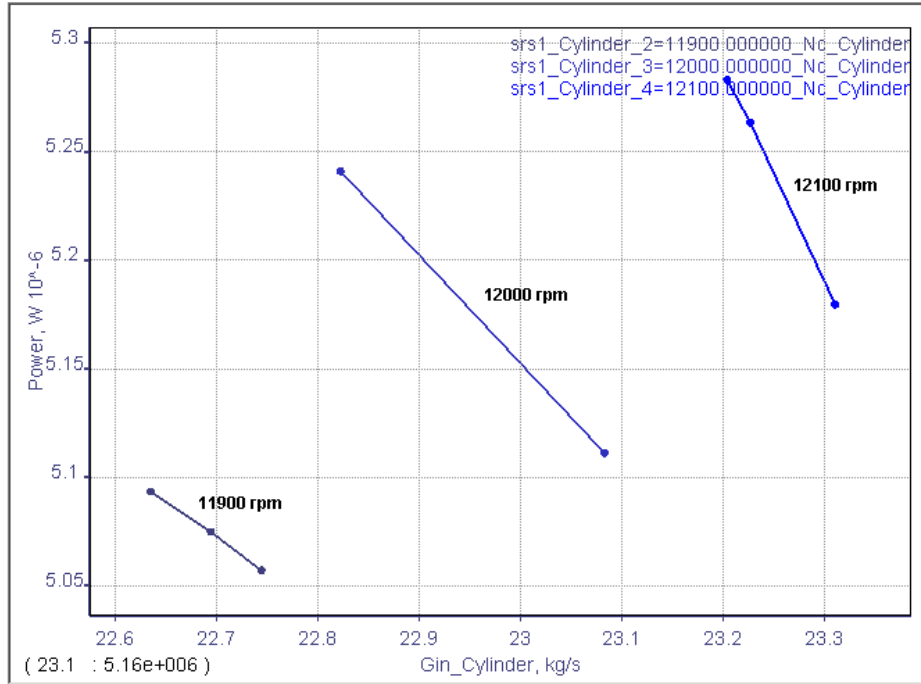
Şimdi de kompresörümüzün iki boyutlu (2D) analizini yapalım.



Şekil 5.2.49 2D Analiz hesaplaması



Şekil 5.2.50 2D Analiz sonuçlarında devir-kütle debisi-basınç oranı arasındaki ilişki



Şekil 5.2.51 2D Analiz sonucu devir-güç-kütle debisi arasındaki ilişki

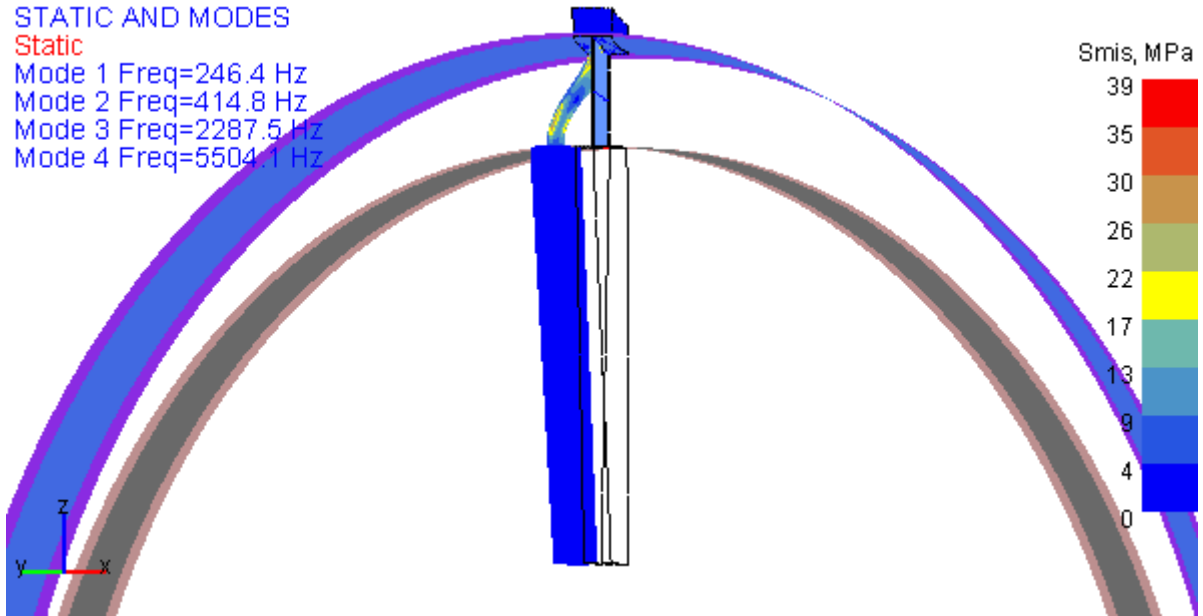
Tasarımını yaptığımız kompresörün kanatlarındaki aksel ve radyal gerilme analizini 'AxStress' modülü ile yapmaktayız. Bu modülü çalıştırıp çıkan ekranda radyal yükleride

hesapla seçeneğini işaretleyip 'ok' tuşu ile hesaplamayı yaptırabiliriz. Biz burada konun uzamaması açısından 3. Kademe için gerilme hesaplamalarını yapacağız. Bu hesaplamaları yapmadan önce tasarımını yaptığımız kompresör kanatlarının imal materyalini Alloy X UNS 06002 adıyla verilen nikel-krom alaşımı bir malzeme seçtik. Bu materyale ait çeşitli sıcaklıklardaki özellikler aşağıdaki şekilde verilmiştir.

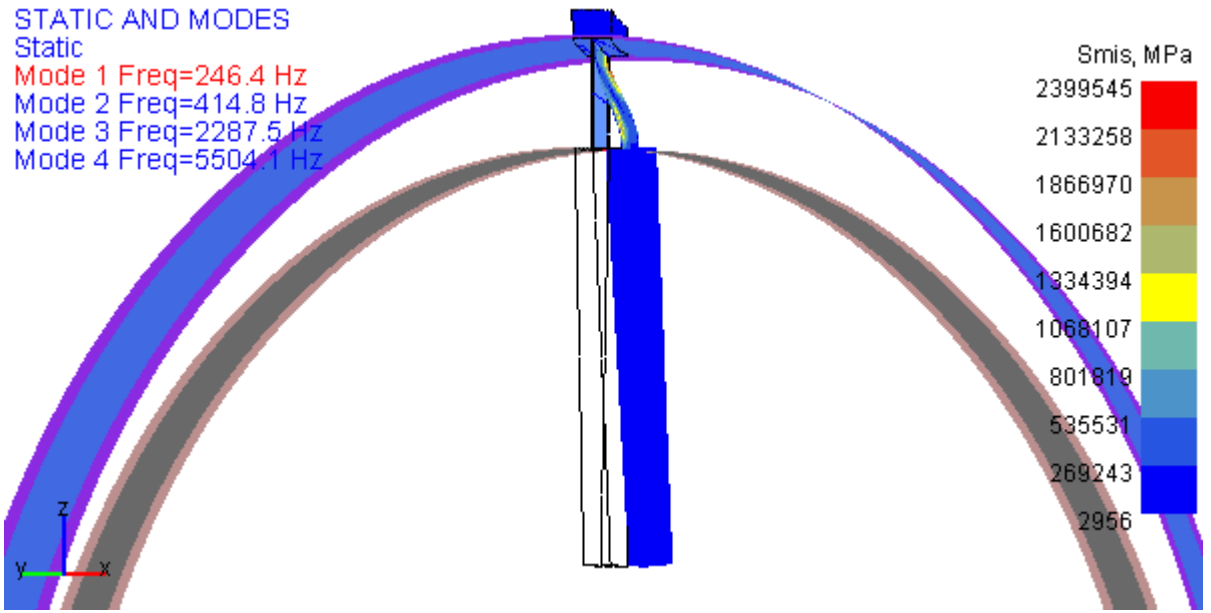
Material / Temperature, °C	used in project	in DB	Density, kg/m <sup>3</sup>	Elasticity modulus, Pa	Lin. expans. coef-rt, 1/°C	Yield strength limit, Pa	Long time strength limit, Pa	Creep strength limit, Pa
20	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>		2.06e+011	1e-005	4.1e+018	1e+019	1e+019
200	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>		1.96e+011	1.05e-005	3.7e+018	1e+019	1e+019
400	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>		1.8e+011	1.14e-005	3.6e+018	3.3e+018	1.21e+018
1500	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>		1.7e+011	1.18e-005	2.7e+018	1.85e+018	5.6e+017
3500	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>		1.7e+011	1.18e-005	2.7e+018	1.85e+018	5.6e+017
Alloy X UNS 06002	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	8220					
20	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>		2.05e+011	1e-005	3.8e+008	7.65e+008	1e+019
650	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>		1.7e+011	1e-005	2.45e+008	5.8e+008	1e+019
760	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>		1.61e+011	1e-005	2.35e+008	4.65e+008	1e+019
870	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>		1.53e+011	1e-005	1.95e+008	3.1e+008	1e+019
980	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>		1.414e+011	1e-005	9e+007	1.77e+008	1e+019

Şekil 5.2.52 Kompresör kanat imal materyalinin özellikleri

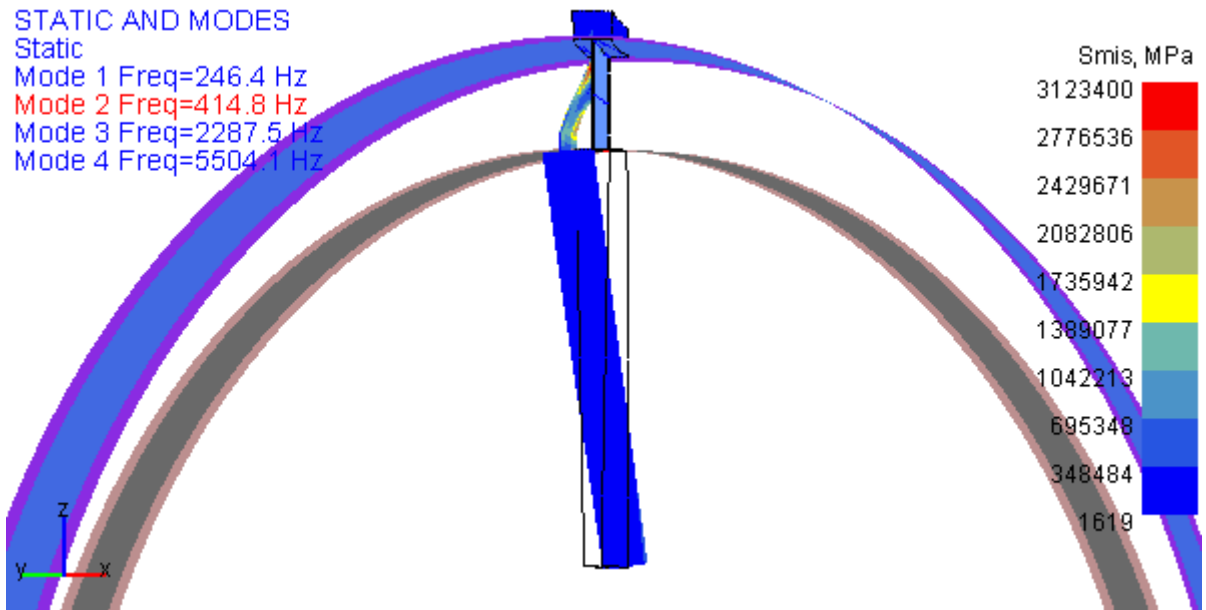
Modülü çalıştırıp hesaplamalar yapıldıktan sonra modül bize statik durum ile beraber dört adet kritik gerilme frekansı hesaplayacak ve bu frekanslarda gerilmelerin kanat üzerinde yaptığı deformasyon ve etki, animasyon ile gösterilecektir. Animasyon gösteriminde kesikli çizgiler kanadın orjinal durumunu göstermektedir. Şimdi yukarıdaki tüm anlatımı 3. Kademe için stator ve rotor animasyonları üzerinde görelim.



Şekil 5.2.53 Stator statik durum için gerilme simülasyonu

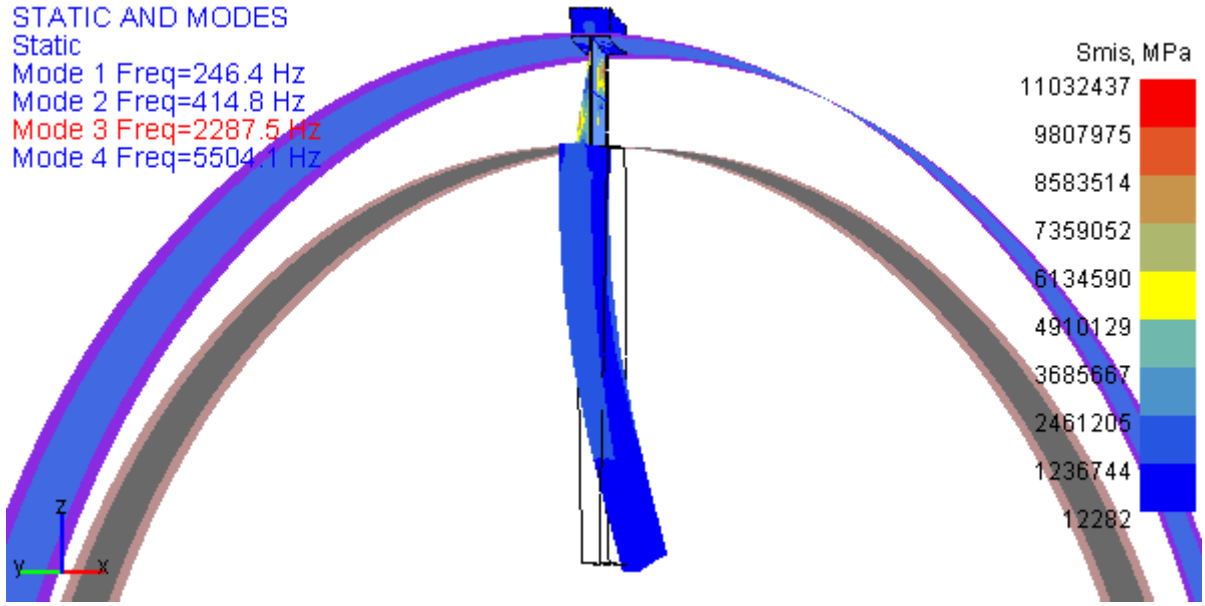


Şekil 5.2.54 Stator 246.4 Hz frekansı için gerilme simülasyonu

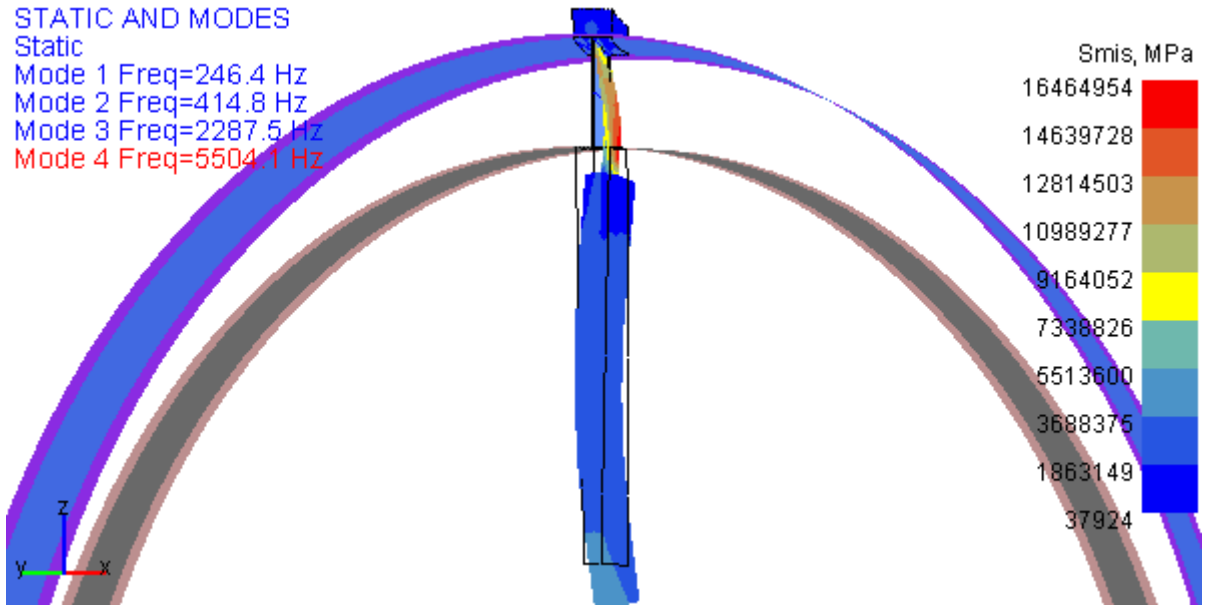


Şekil 5.2.55 Stator 414.8 Hz frekansı için gerilme simülasyonu



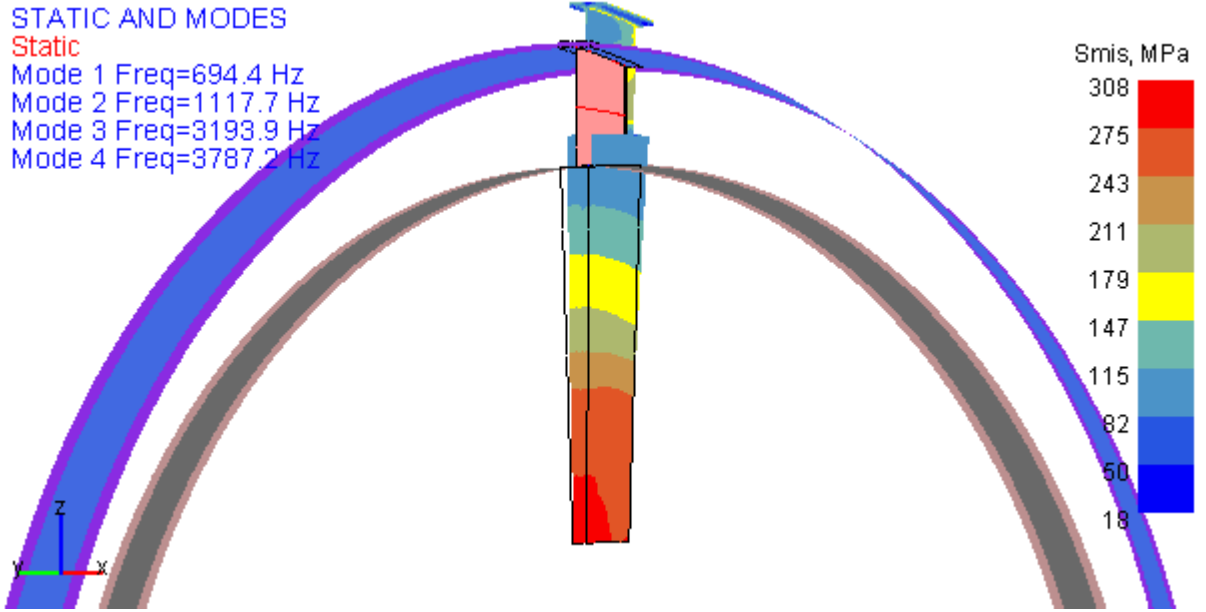


Şekil 5.2.56 Stator 2287.5 Hz frekansı için gerilme simülasyonu

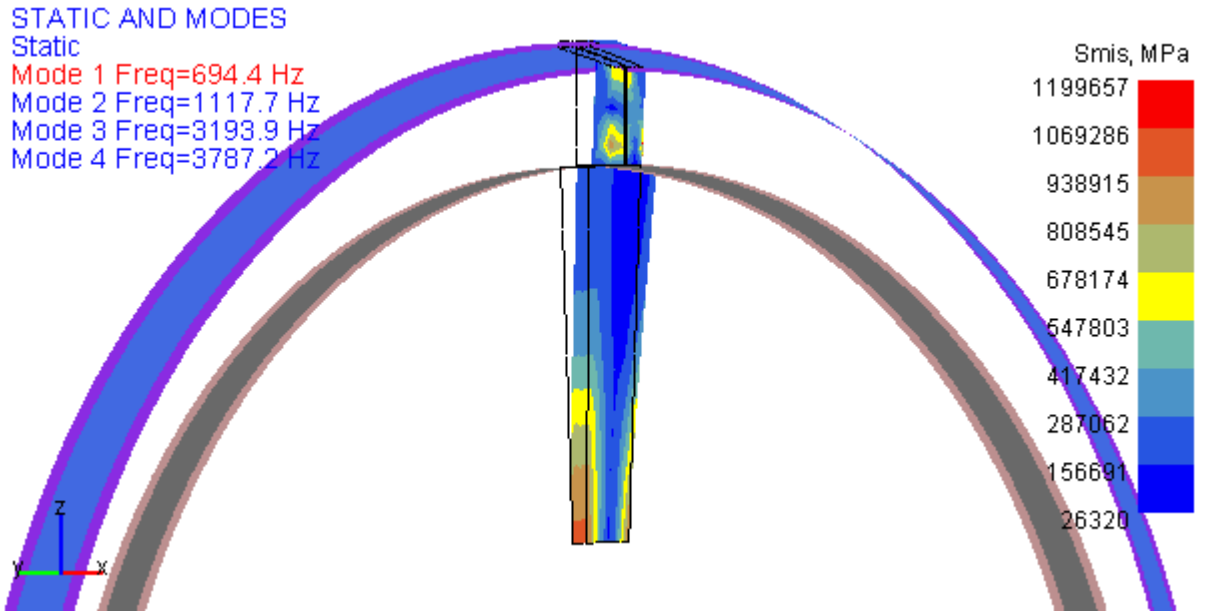


Şekil 5.2.57 Stator 5504.1 Hz frekansı için gerilme simülasyonu

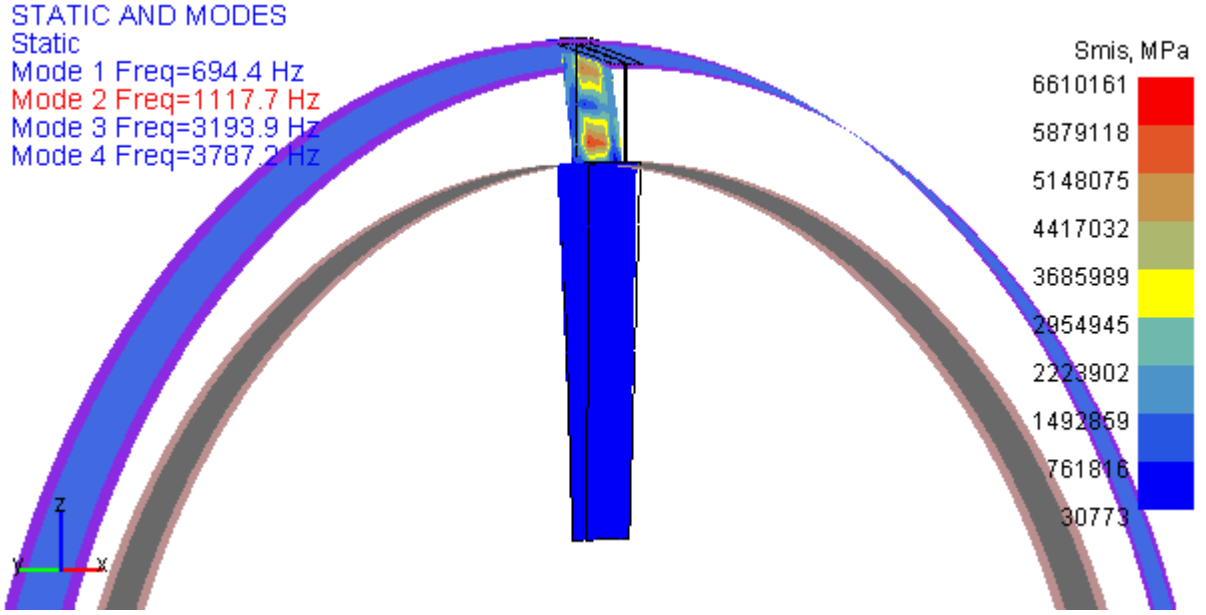
Üçüncü kademe için AxStream tarafından hesaplanan akışın basınç yükleri tarafından meydana getirilen, stator akış giriş tarafındaki bükme gerilmesi -99,40 MPa, akış çıkış tarafındaki bükme gerilmesi -125.4 MPa, kanat profil materyali için izin verilen maksimum bükme gerilmesi 184.37 MPa' dır.



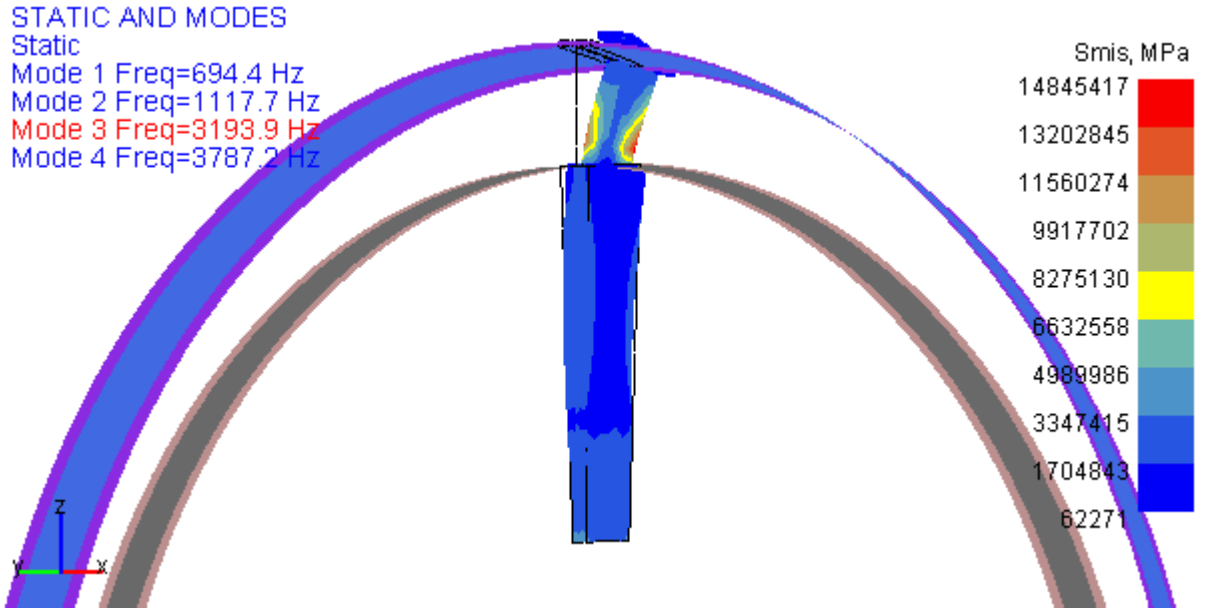
Şekil 5.2.58 Rotor statik durum için gerilme simülasyonu



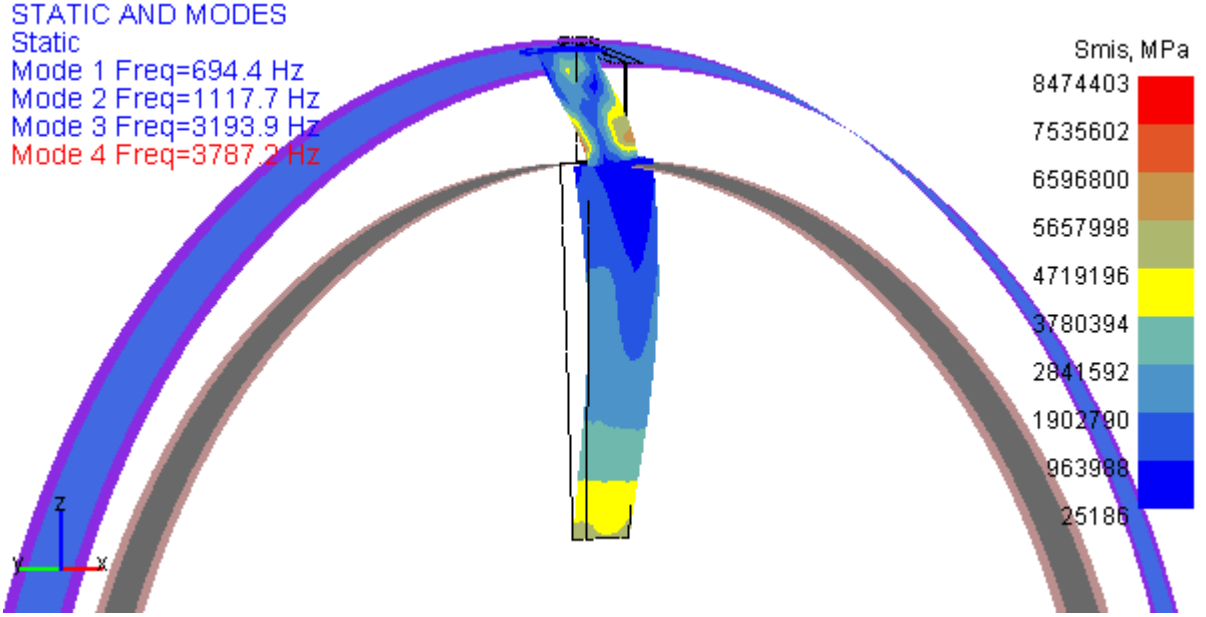
Şekil 5.2.59 Rotor 694.4 Hz frekansı için gerilme simülasyonu



Şekil 5.2.60 Rotor 1117.7 Hz frekansı için gerilme simülasyonu



Şekil 5.2.61 Rotor 3193.9 Hz frekansı için gerilme simülasyonu

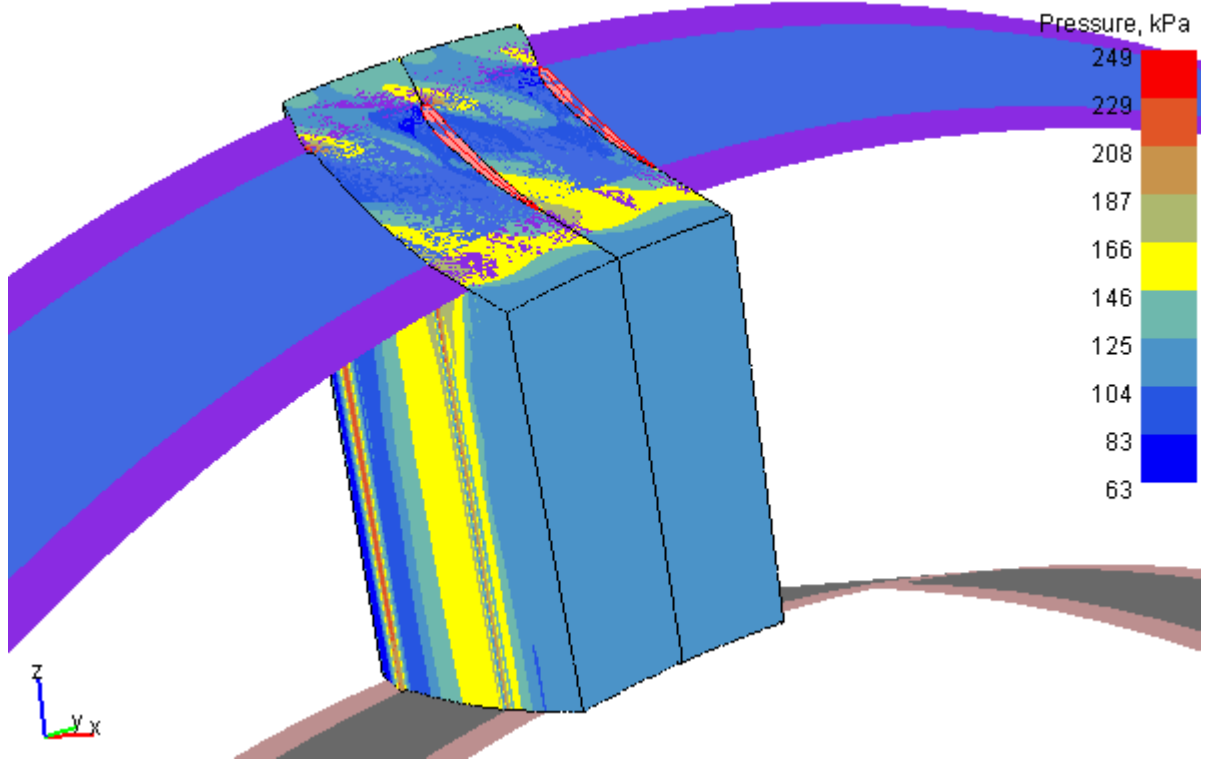


Şekil 5.2.62 Rotor 3787.2 Hz frekansı için gerilme simülasyonu

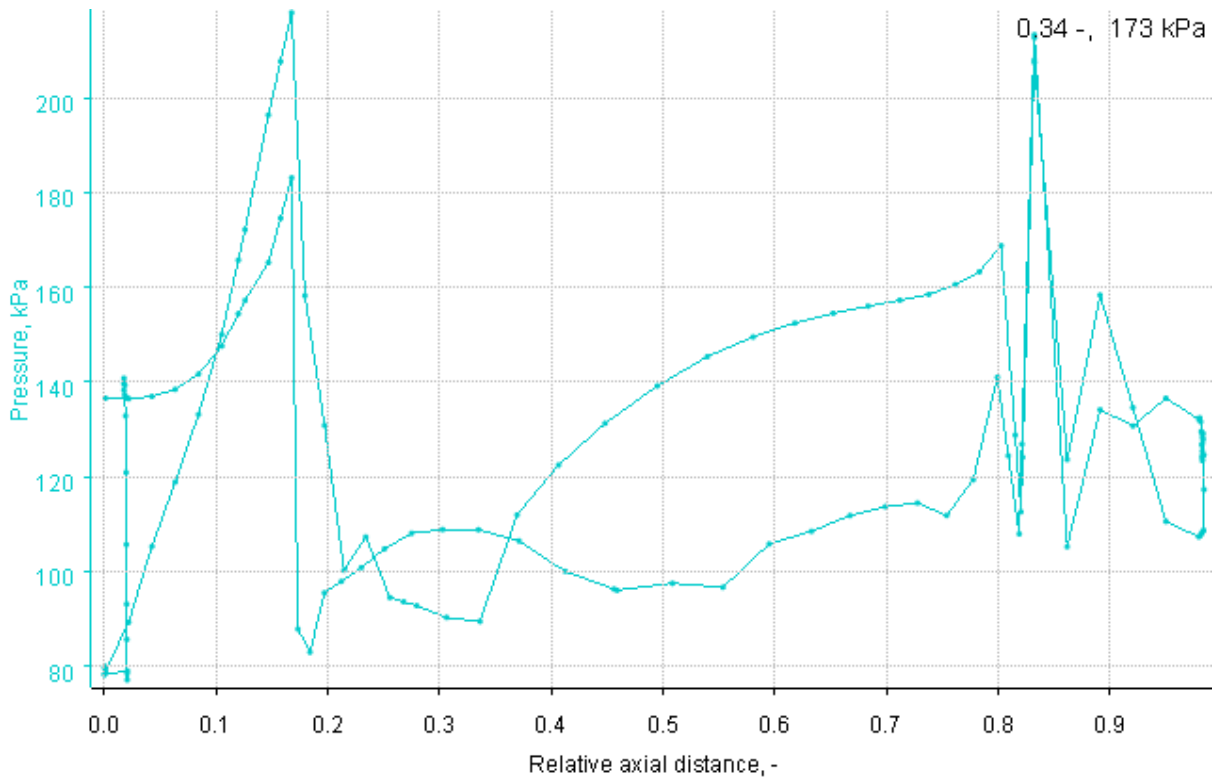
Üçüncü kademe için AxStream tarafından hesaplanan rotor kanat profili akış giriş tarafındaki bükme gerilmesi 94,49 MPa, akış çıkış tarafındaki bükme gerilmesi 227.69 MPa, maksimum bükme gerilmesi 241.61 MPa' dır. Profil üzerindeki çekme gerilmesi ise 123.57 MPa, profil materyali için izin verilebilir maksimum çekme gerilmesi 184.37 MPa, dönen kanatlar için titreşim frekansı 1318,65 Hz, aerodinamik kuvvetler toplamı 74.55 N ve radyal kuvvetler 2791.46 N' dur.

Analiz kısmında son olarak 3. Kademe stator ve rotoru için üç boyutlu (3D), potansiyel akış paternini çıkarıp inceleyeceğiz. Örnek olması açısından potansiyel 3D akış paterninde rotorda statik basınç ve toplam entalpi değerleri ile statorda statik sıcaklık değerleri incelenecektir.

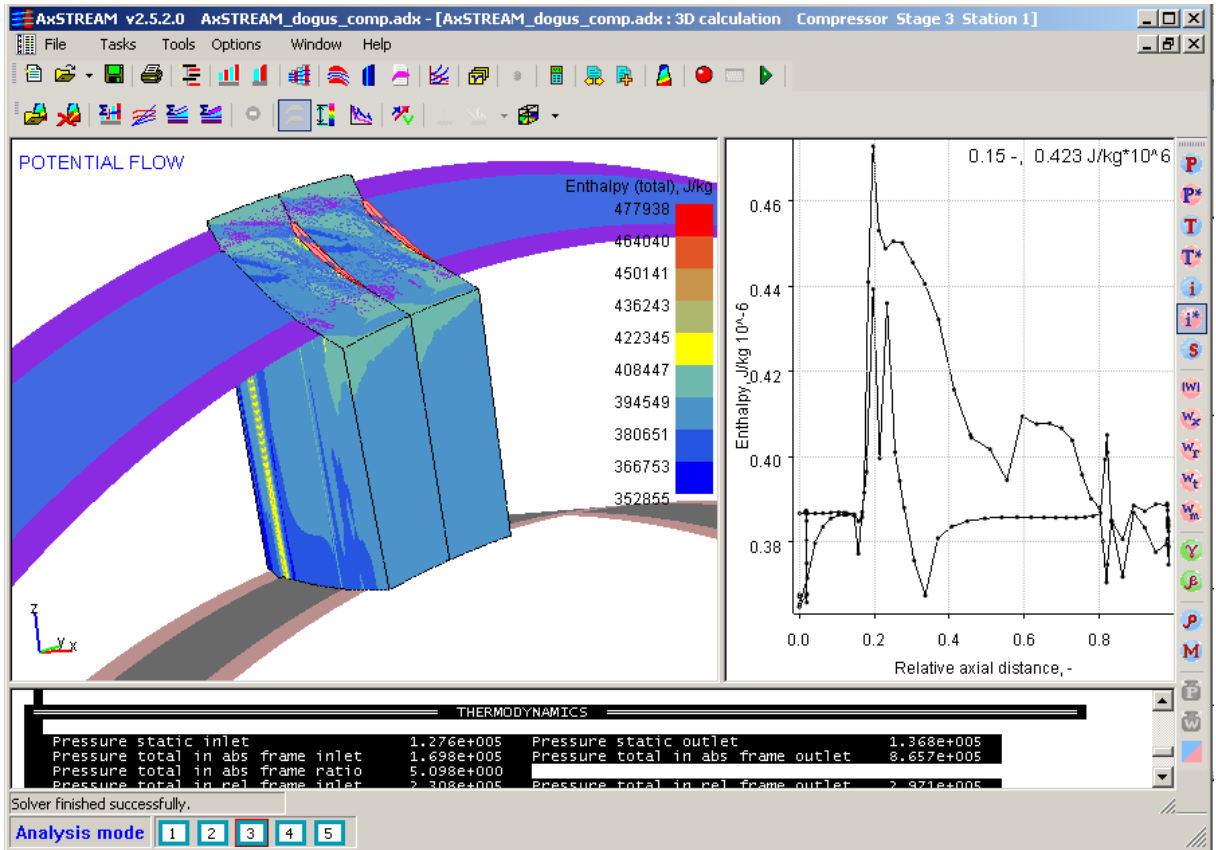
### POTENTIAL FLOW



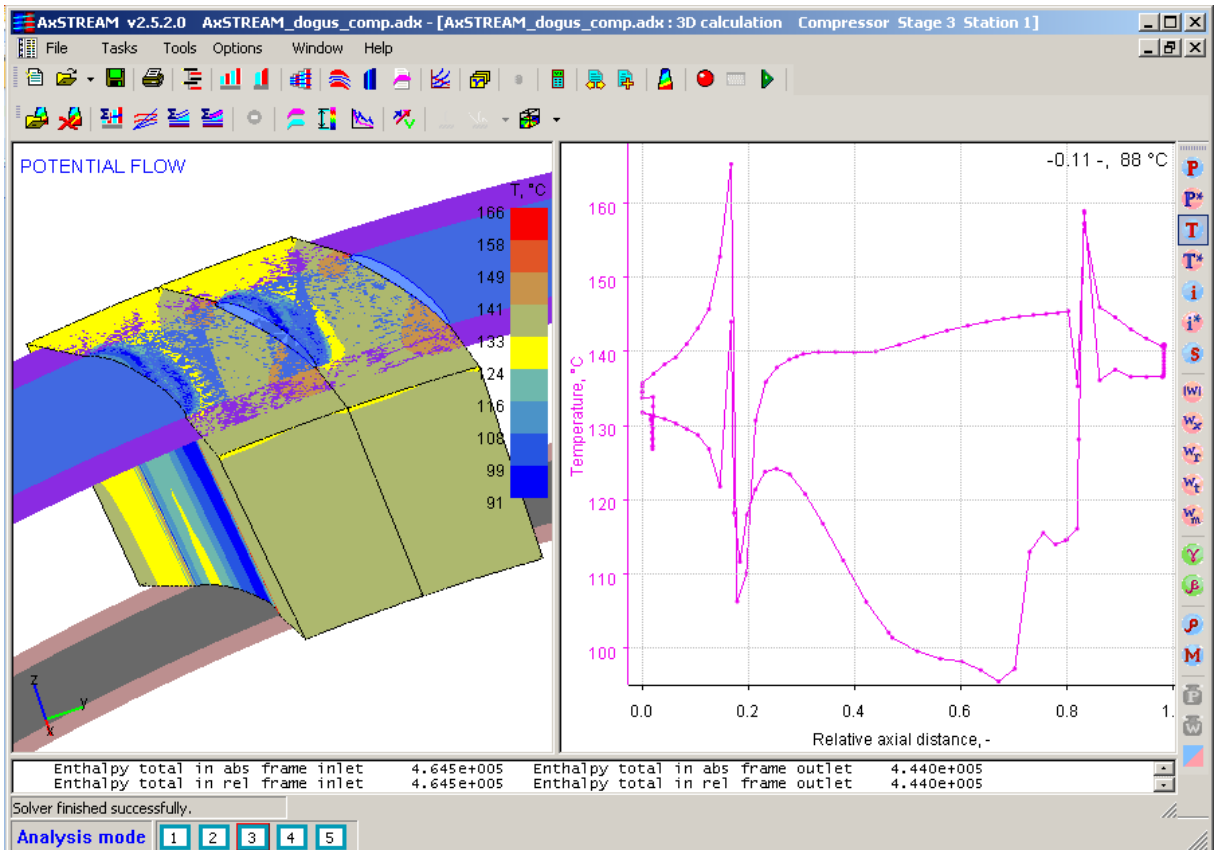
Şekil 5.2.63 3. Kademe rotor kanatları potansiyel akış için statik basınç gösterimi



Şekil 5.2.64 3. Kademe rotor kanatları potansiyel akış için statik basınç dağılım diyagramı



Şekil 5.2.65 3. Kademe rotor kanatları potansiyel akış için toplam entalpi değerleri

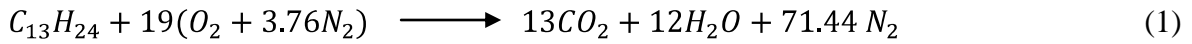


Şekil 5.2.66 3. Kademe stator potansiyel akış için statik sıcaklık değerleri

### 5.3 Eksenel Akışlı Türbin Dizayn ve Analizi

Daha önceki kısımda eksenel akışlı kompresörün dizayn ve analizini yapmıştık. Bu kısımda ise eksenel akışlı 2 kademeli bir türbinin temel olarak dizayn ve analizini yapacağız. Türbin dizaynı için gerekli olan temel değerler türbin giriş sıcaklığı, toplam giriş basıncı, kademe sayısı, yanma odasından sonraki türbine giren yanmış hava-yakıt karışımından elde edilen yanmış gazların kütle debisi, sabit türbin disk çapı veya sabit ana çap ve türbin shaft devridir. Bu parametreleri vermeden önce toplam, giriş basıncı, kütle debisi, türbin disk çapı gibi dizayn parametrelerini irdeleyelim.

Kompresördeki sıkıştırma sonrası toplam basınç 607 kPa olacaktır. Fakat yanma odasında basınç kaybı olacağından akışkanın bu basınç ile türbine girmesi söz konusu değildir. Genelde yanma odasında % 3 ile % 8 aralığında toplam basınç kaybı olmaktadır. Biz burada toplam basınç kaybını % 5 olarak alacağız. Buna göre yanma odasındaki basınç kaybı ile yeni basıncımız 576.65 kPa olacaktır. Tasarımını yaptığımız gaz türbininde yakıt olarak dizel yakıtı motorin ( $C_{13}H_{24}$ ) kullanılacaktır. Yanma odasında yanmanın tam olduğu kabul edilecektir. 1 mol yakıtın teorik yanma denklemini yazacak olursak;



Türbin dizaynında gerekli teorik yakıt hava oranını denklem (1)' den hesaplamak mümkündür. Havanın mol sayısını  $19 \times (1/0.2095) = 90.69 \text{ mol}$  şeklinde hesaplarız. Havanın bu mol sayısındaki kütlesi ise  $90.69 \times 28.964 = 2626.8 \text{ kg}$ ' dir. Yakıt hava oranını ise yakıt kütlesini hava kütlesine bölerek bulabiliriz:  $Y.H.O = 180/2626.8 = 0.0685$

Yakıt hava oranından 23 kg/s'lik hava kütle debimize karşılık gelen yakıt kütle debisini hesaplayabiliriz.

$$Y.H.O = \frac{\dot{m}_{yakıt}}{\dot{m}_{hava}} = 0.0685 \frac{\dot{m}_{yakıt}}{23} \quad (2)$$

$\dot{m}_{yakıt} = 1.58 \text{ kg/s}$ 'dir. Buna göre toplam türbin kütle giriş debimiz  $23+1.58=24.58 \text{ kg/s}$  olmaktadır.

Türbin disk çapını kompresör disk çapı olan 500-600 mm dizayn aralığından biraz daha büyük (550-650 mm) seçtik. Türbin giriş sıcaklığını 850 °C olarak ve çıkıştaki statik basıncı çevrimin tam olarak izentropik olmadığını kabul ederek 120 kPa olarak seçtik eğer çevrim tam izentropik olsaydı çıkış toplam basınç 101.325 kPa olacaktı.

Aşağıdaki çizelgede dizayn etmek istediğimiz türbin için seçtiğimiz temel dizayn parametreleri verilmiştir.

Çizelge 5.3.1 Türbin temel dizayn parametreleri

Temel Dizayn Parametreleri	Dizayn İçin Seçilen Değer
Toplam türbin giriş sıcaklığı	850 °C
Toplam giriş basıncı	576.65 kPa
Kütle debisi	24.58 kg/s
Türbin şaft devri	12000 rpm
Toplam çıkıştaki statik basınç	120 kPa
Türbin disk çapı	550-650 mm arası
Kademe sayısı	2

*AxStream* programına yukarıdaki çizelgede verilen temel dizayn parametrelerini gireceğiz ve program bize 1-2000 aralığında iterasyonlar yaparak bize maksimum verimde optimum türbinin dizaynını yapacaktır. Daha sonra programın yaptığı optimum dizaynın analizini yapacağız ve çeşitli optimizasyonlar ile dizayn parametrelerini verdiğimiz değerler için en ideal aksenal akışlı türbini elde etmiş olacağız.

### 5.3.1 Aksenal akışlı türbin dizaynı

*AxStream* programını çalıştırdıktan sonra *'create new project'* tuşu ile *'new project'* sayfasını açarak *'analysis mode'* sekmesindeki tikleri kaldırıp *'type'* sekmesinden turbine kısmını seçip *'create'* tuşuna basarsak karşımıza çıkan sayfada da araç çubuğundaki *'cylinder'* tuşuna basarsak, temel dizayn parametrelerini gireceğimiz *'turbine preliminary design'* sayfası açılacaktır. Kompresör dizaynında olduğu gibi tasarıma başlamadan önce birimleri SI birim sistemine göre ayarlamamız gerekmektedir.

*Turbine preliminary design* sayfasında yukarıdaki temel dizayn parametrelerini girip *'random search range'* kısmını en iyi sonuca ulaşabilmek için 1-2000 aralığına ayarlayıp *'search'* tuşuna basarsak program bize girdiğimiz ana tasarım parametrelerine karşılık optimum türbini tasarlayacaktır. Aşağıdaki şekilde *Turbine preliminary design* sayfasına dizayn parametrelerinin girilmiş şekli görülmektedir.



**Turbine preliminary design**

Design parameters	
inlet enthalpy/temperature BC	inlet total temperature
specific diameter	hub diameter
geometry constraint	1st stage blade height l1
outlet pressure/capacity BC	outlet static pressure

Cylinder parameters	Unit	Value
number of sections	-	1
inlet total pressure	kPa	576.650000
inlet total temperature	°C	850.000000

Last saved data loaded

Load project data

Load last saved data

Load last solution data

Ranges of section parameters variation

Section 1

Data	Unit	Min	Value	Max	Manual	% adj
number of stages	-	1	1	2	<input checked="" type="checkbox"/>	
hub diameter	mm	550.000000	0.000000	650.000000	<input checked="" type="checkbox"/>	20
Shroud diameter limit	mm	100.000000	0.000000	10000.000000	<input checked="" type="checkbox"/>	
1st stage blade height l1	mm	25.000000	0.000000	100.000000	<input checked="" type="checkbox"/>	0
hub reaction	-	0.001000	0.000000	0.100000	<input checked="" type="checkbox"/>	40
axial velocities ratio (Cz_z/Cz_1)	-	0.900000	0.000000	1.100000	<input checked="" type="checkbox"/>	
isentropic velocities ratio (u/Co)	-	0.300000	0.000000	0.600000	<input checked="" type="checkbox"/>	
section partial admission ratio	-	1.000000	1.000000	1.000000	<input checked="" type="checkbox"/>	
section detail	-	Rateau normal stages				
mass flow rate	kg/s	24.580000				
number of flows	-	1				
outlet static pressure	kPa	120.000000				
shaft rotational speed	rpm	12000.000000				

Random-search range

First point: 1      Last point: 2000

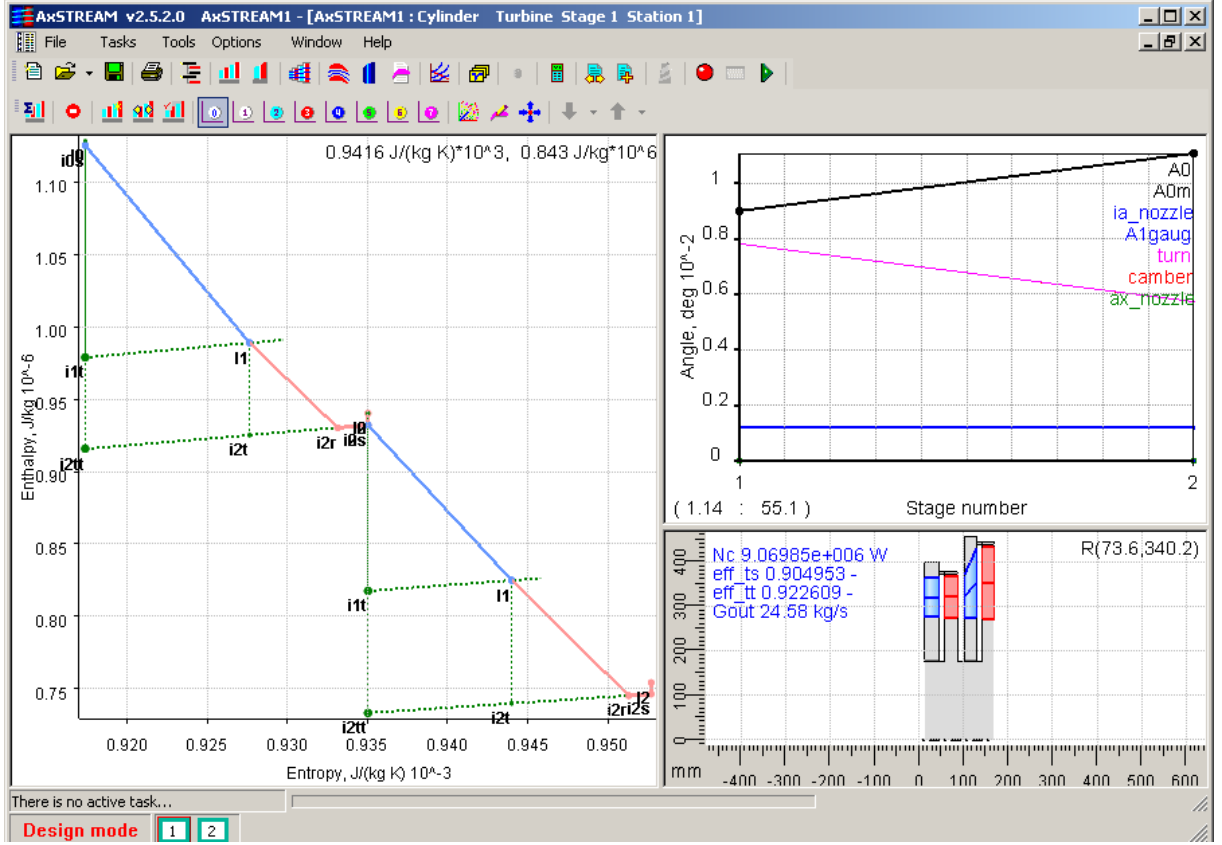
Last successful solution

capacity: 0.000000  
internal total-to-static efficiency: 0

Şekil 5.3.1 Dizayn için *Turbine preliminary design* sayfasına parametrelerin girilmesi

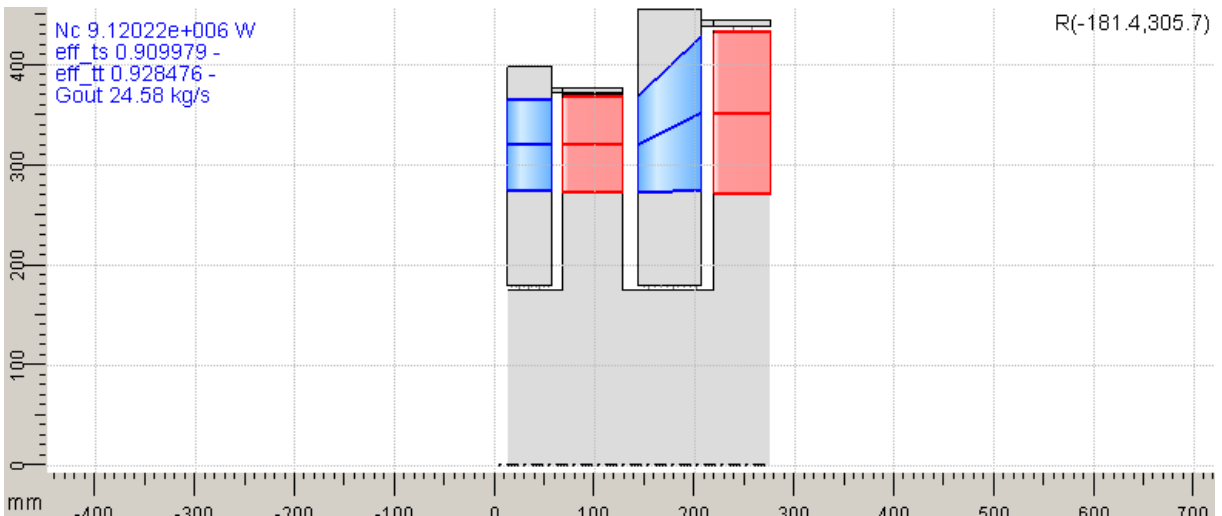
Tasarımın sonucunda girdiğimiz dizayn parametrelerine karşılık optimum türbinin tasarlandığına dair ekranda bir mesaj görünecek ve toplam statik türbin veriminin % 90.4 olarak hesaplandığı, ekrandaki mesajda belirtilecektir.

Tasarımı yapılan türbine ait akış paterni aşağıdaki şekilde sağ alt köşesinde verim değerleri ile birlikte ve Molier entalpi-entropi diyagramı ise sol tarafta görülebilmektedir.

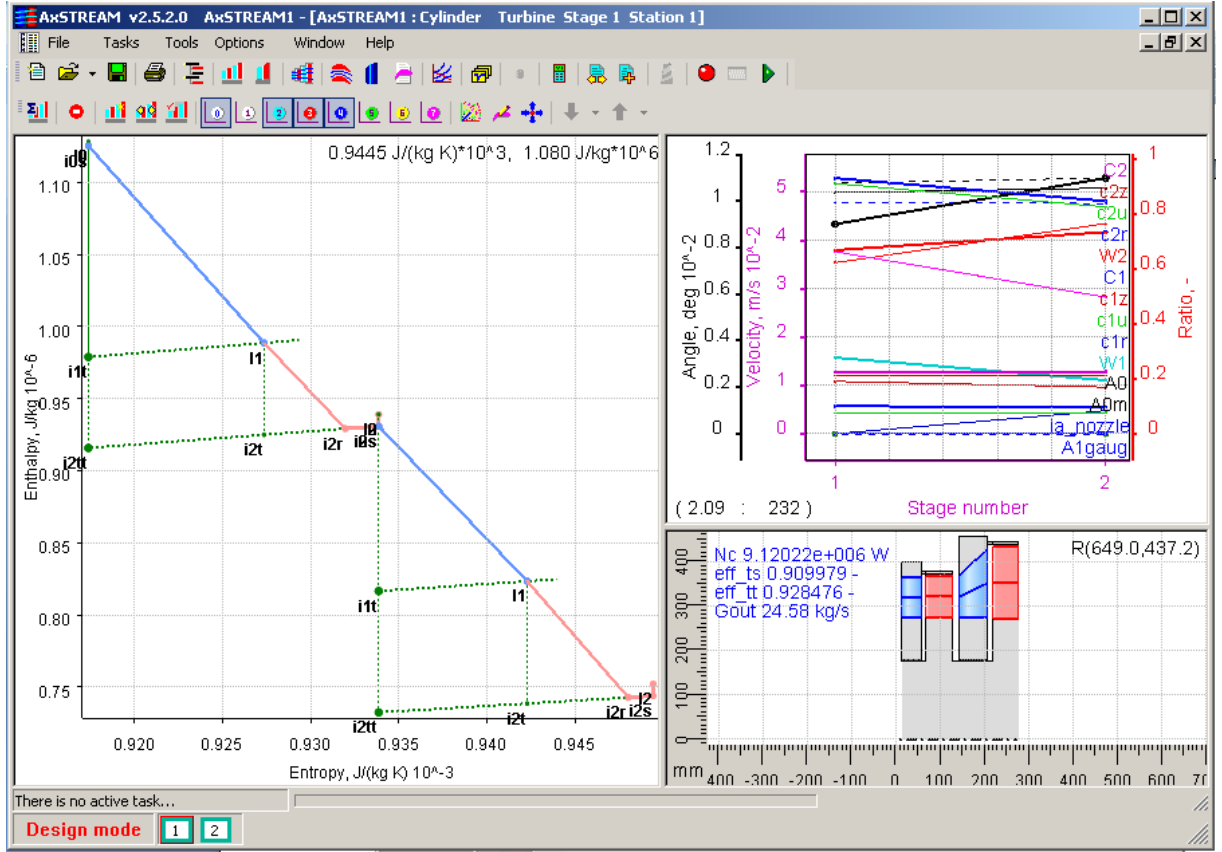


Şekil 5.3.2 Dizayn edilen türbinin akış paterni ve değerleri

Tasarımı yapılan türbinin araç çubuğunda 'cylinder optimization' tuşu ile minimum toplam stator ve rotor kaybına göre optimizasyonunu yaparsak toplam statik verim % 90.9' a çıkacak ve dizayn edilen türbinin akış paterni aşağıdaki şekilden de görüleceği üzere değişecektir. Akış paterninde ve kademedeki mavi renkler statorları, kırmızı renkler ise rotorları temsil etmektedir.



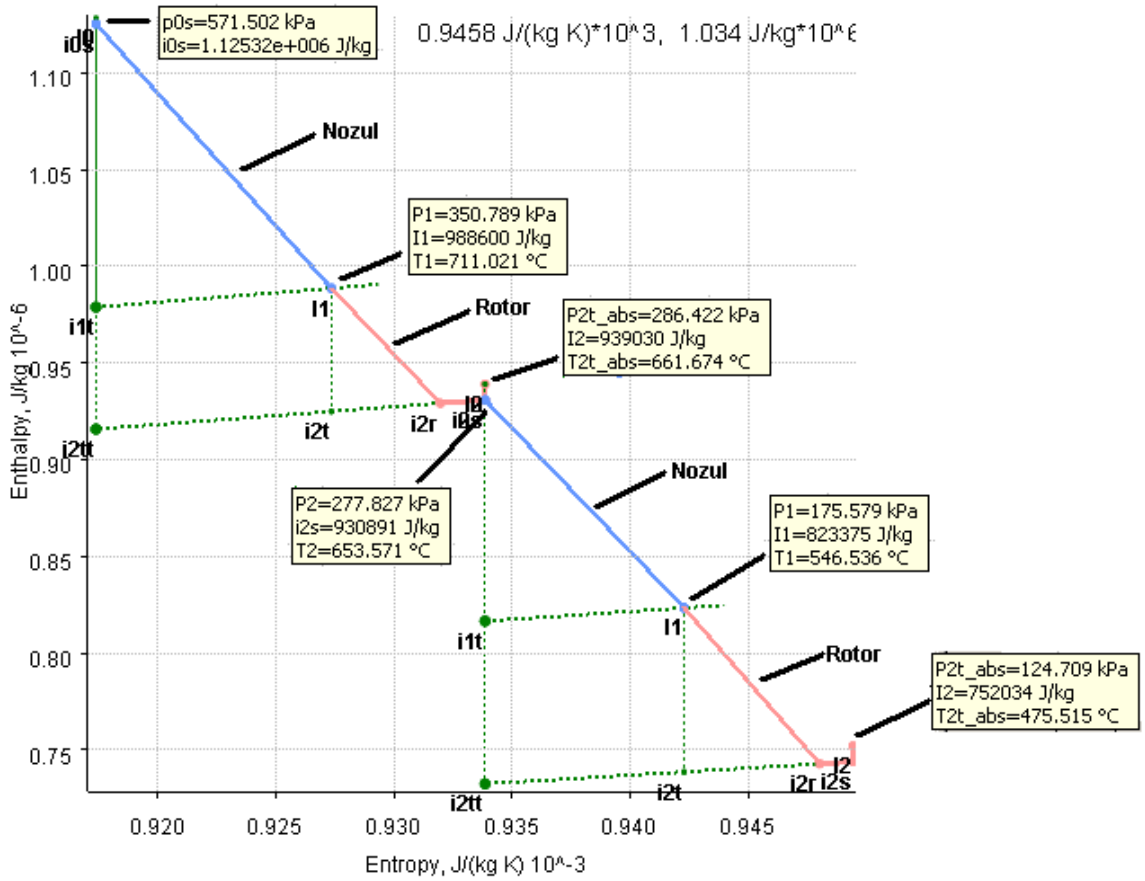
Şekil 5.3.3 Optimize edilmiş türbin akış paterni



Şekil 5.3.4 Optimizasyonu yapılan türbinin yeni akış paterni ve değerleri

### 5.3.1.1 Türbin termodinamiği

Tasarımını yaptığımız türbinin termodinamiksel değerlerini inceleyelim. Mollier diyagramından, entalpi entropi değerlerini görmek mümkündür. Eğride mavi renkteki kısımlar nozul kanatlarını pembe renkli kısımlar ise rotor kanatlarını ifade etmektedir. Diyagramda kademe kademe basınç, sıcaklık ve entalpi düşüşünü eğrideki noktaların üzerine kursör ile geldiğimizde de görmemiz mümkündür. Aşağıdaki şekilde gösterilen diyagramda dizaynını yaptığımız eksenel akışlı türbinin entalpi-entropi diyagramı görülmektedir. Eğrinin her kademe sonunda üzerine gelinen noktalardaki, termodinamiksel değerler kutucuklar içinde görülebilmektedir. Ayrıca bu kısımda kademe kademe türbin ile ilgili termodinamiksel değerler detaylı olarak çizelgeler aracılığıyla verilecektir.



Şekil 5.3.5 Entropi-entalpi diyagramı

1. Kademe için hesaplanan kademe termodinamiksel değerleri:

Çizelge 5.3.2 1. Kademe termodinamiksel değerler

Özellik	Birim	Değer
$I_0$ giriş entalpi	J/kg	1128204.175000
$P_0$ giriş basıncı	kPa	576.650000
$\rho_{00}$ girişteki yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	1.774700
$S_0$ giriş entropi	J/(kg K)	917.391099
$I_1$ stator statik entalpi	J/kg	984416.002087
$P_1$ statordaki statik basınç	kPa	346.182242
$\rho_{01}$ statordaki yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	1.230819
$S_1$ stator entropi	J/(kg K)	926.891281
$I_2$ rotor toplam entalpi	J/kg	936949.911747
$P_2$ rotordaki statik basınç	kPa	277.826770
$\rho_{02}$ rotordaki yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	1.047022
$S_2$ rotor entropi	J/(kg K)	933.154481
kütle debisi	kg/s	24.580000
<b>1. Kademe Termodinamiksel Değerler</b>		

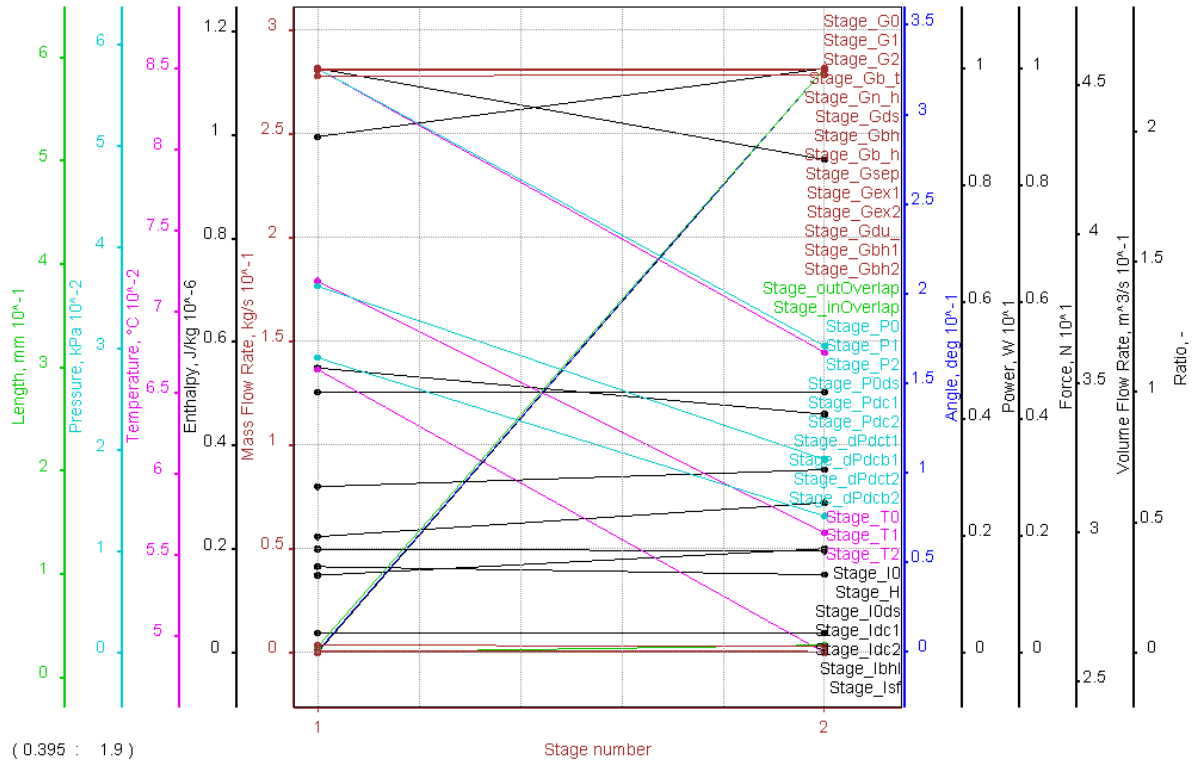
2. Kademe için hesaplanan kademe termodinamiksel değerleri:

Çizelge 5.3.3 2. Kademe termodinamiksel değerler

Özellik	Birim	Değer
I0 giriş entalpi	J/kg	936949.911747
P0 giriş basıncı	kPa	284.910966
Ro0 girişteki yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	1.045322
S0 giriş entropi	J/(kg K)	933.154481
I1 stator statik entalpi	J/kg	817310.058253
P1 statordaki statik basınç	kPa	171.500503
Ro1 statordaki yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	0.734424
S1 stator entropi	J/(kg K)	941.606920
I2 rotor toplam entalpi	J/kg	750097.538839
P2 rotordaki statik basınç	kPa	120.000000
Ro2 rotordaki yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	0.565908
S2 rotor entropi	J/(kg K)	948.398774
kütle debisi	kg/s	24.580000

**2. Kademe Termodinamiksel Değerler**

Tasarladığımız 2 kademeli aksenal akışlı türbine ait termodinamiksel değerler (sıcaklık, entalpi, basınç, entropi, hız, özgül ısı ve yoğunluk) aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



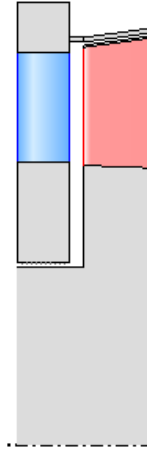
Şekil 5.3.6 Tasarımı yapılan türbinin termodinamiksel diyagramı

### 5.3.1.2 Türbin aerodinamiği

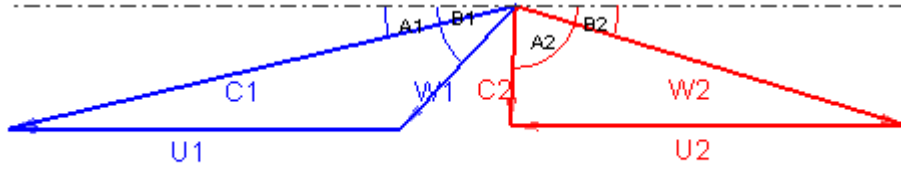
Bu kısımda tasarımını yaptığımız türbinin kademe kademe hız diyagramlarını ve hız değerlerini, akış giriş-çıkış açılarını inceleyeceğiz fakat bunu yapmadan önce kademe optimizasyonu ile en optimum kademe hız ve kanat profil değerlerini bulacak olursak akış paterni yine değişecektir. Örneğin optimizasyon öncesi 1. Kademe reaksiyon oranı 0.29 iken bu değer optimizasyon sonrası 0.33 çıkmış kanat profilleri değişme göstermiştir.

#### 5.3.1.2.1 1. Kademe vektörel hız diyagramları ve değerleri

Optimizasyon sonrası 1. Kademe akış paterni ve kademeye ait vektörel hız diyagramları aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir. U kanat hızını ifade etmektedir.

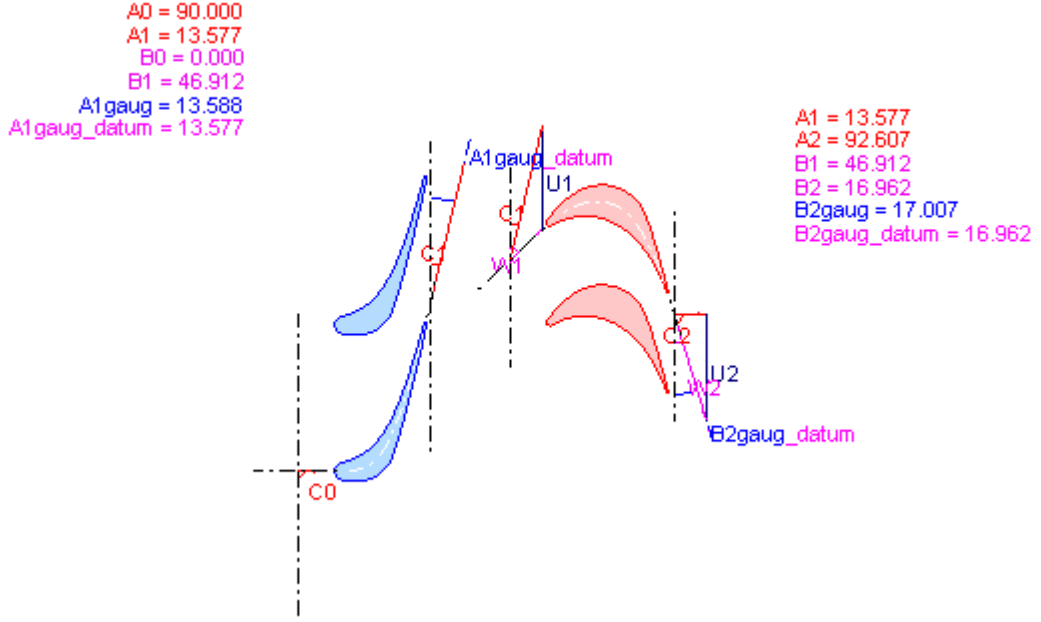


Şekil 5.3.7 1. Kademe optimizasyon sonrası kademe akış paterni



Şekil 5.3.8 1. Kademe vektörel hız diyagramları

Aşağıdaki şekilde vektörel hız diyagramlarının 1. Kademe nozul ile rotor kanat açısı değerleri ve hızların kanatlar üzerinde gösterimi yapılmıştır.



Şekil 5.3.9 1. Kademe akış vektörel hız diyagramlarının açı ve kanatlara göre gösterimi

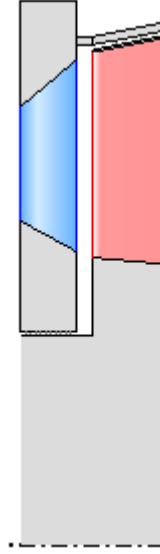
1. Kademedeki hızlara ve açılara ait değerler aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 5.3.4 1. Kademe hız ve açı değerleri

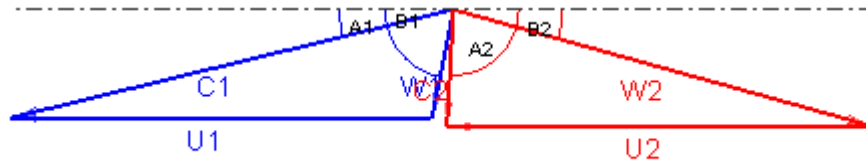
Özellikler	Birim	Değer
A1 stator çıkış açısı	deg	13.576758
B1 rotor giriş açısı	deg	46.911644
C1 statordaki mutlak hız	m/s	500.952270
$w_1$ statordaki bağıl hız	m/s	161.025984
c1z stator eksenel hız	m/s	117.597457
c1u stator tanjatsal hız	m/s	486.953812
A2 stator giriş açısı	deg	92.607196
B2 rotor çıkış açısı	deg	16.961676
C2 rotordaki mutlak hız	m/s	115.058769
$w_2$ rotordaki bağıl hız	m/s	393.596241
c2z rotor eksenel hız	m/s	114.813884
c2u rotor tanjatsal hız	m/s	5.228117

### 5.3.1.2.2 2. Kademe vektörel hız diyagramları ve değerleri

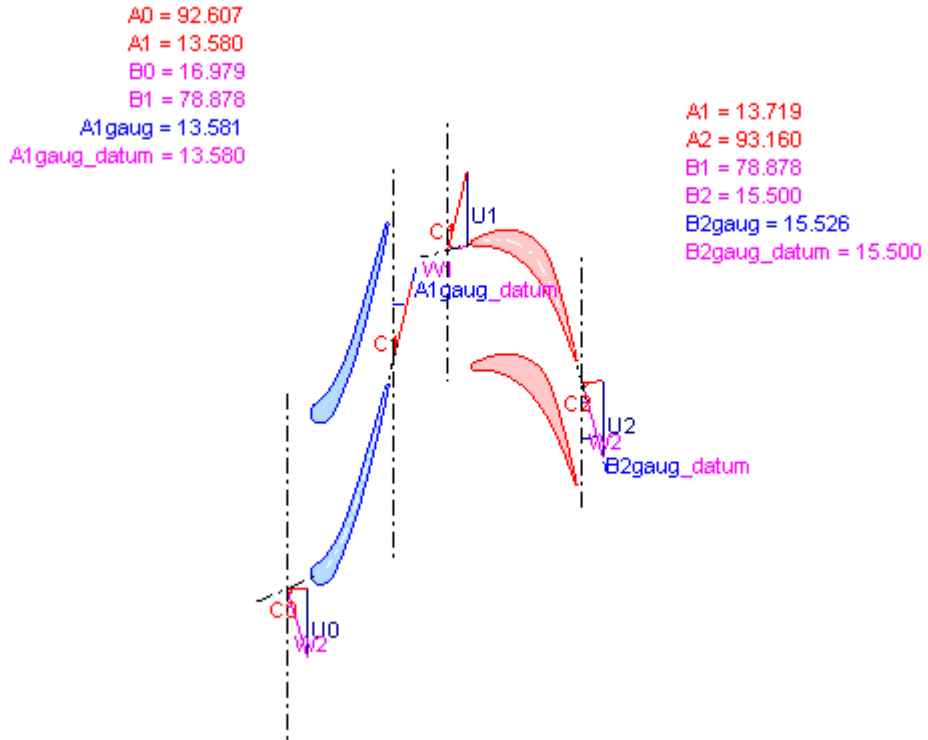
Optimizasyon sonrası 2. Kademe akış paterni ve kademeye ait vektörel hız diyagramları aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.



Şekil 5.3.10 2. Kademe optimizasyon sonrası kademe akış paterni



Şekil 5.3.11 2. Kademe vektörel hız diyagramları



Şekil 5.3.12 2. Kademe akış vektörel hız diyagramlarının açı ve kanatlara göre gösterimi

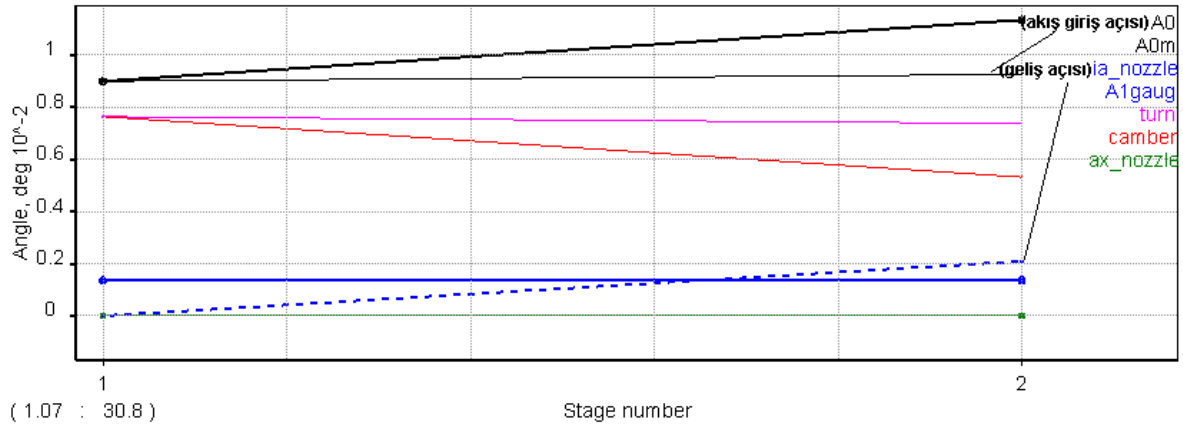


2. Kademedeki hızlara ve açılara ait değerler aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

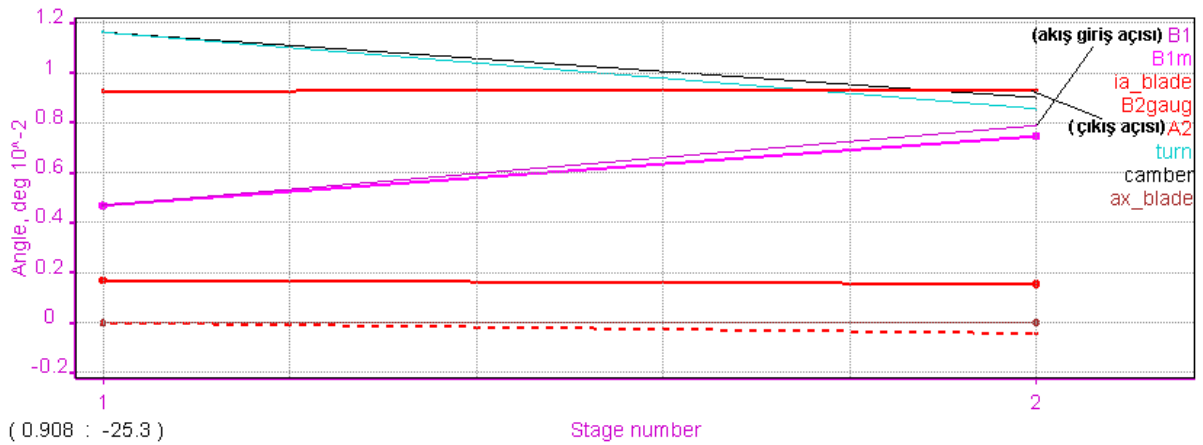
Çizelge 5.3.5 2. Kademe hız ve açı değerleri

Özellikler	Birim	Değer
A1 stator çıkış açısı	deg	13.579778
B1 rotor giriş açısı	deg	78.878341
C1 statordaki mutlak hız	m/s	444.607010
W1 statordaki bağıl hız	m/s	107.419436
c1z stator eksenel hız	m/s	104.331722
c1u stator tanjatsal hız	m/s	431.922585
A2 stator giriş açısı	deg	93.159779
B2 rotor çıkış açısı	deg	15.500448
C2 rotordaki mutlak hız	m/s	114.107226
w2 rotordaki bağıl hız	m/s	425.777336
c2z rotor eksenel hız	m/s	113.775943
c2u rotor tanjatsal hız	m/s	6.280947

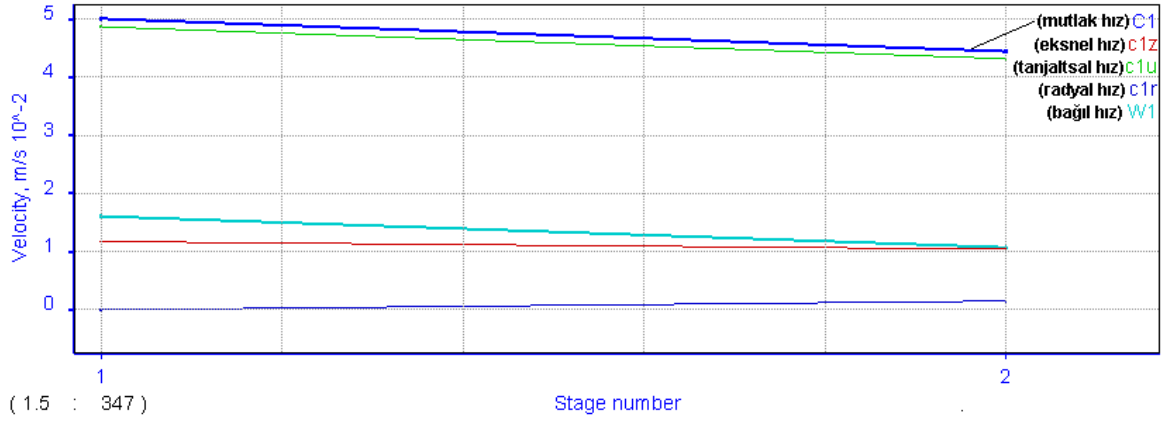
Yukarıda tasarımını yaptığımız türbinin aerodinamik değerleri çizelgeler ile verildi şimdi bu değerleri grafikler üzerinde görelim.



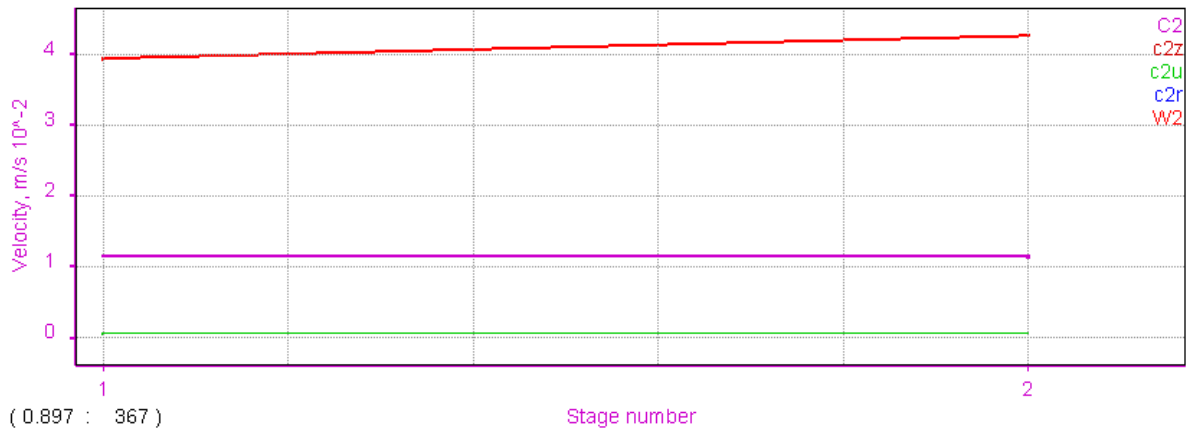
Şekil 5.3.13 Nozul açıları



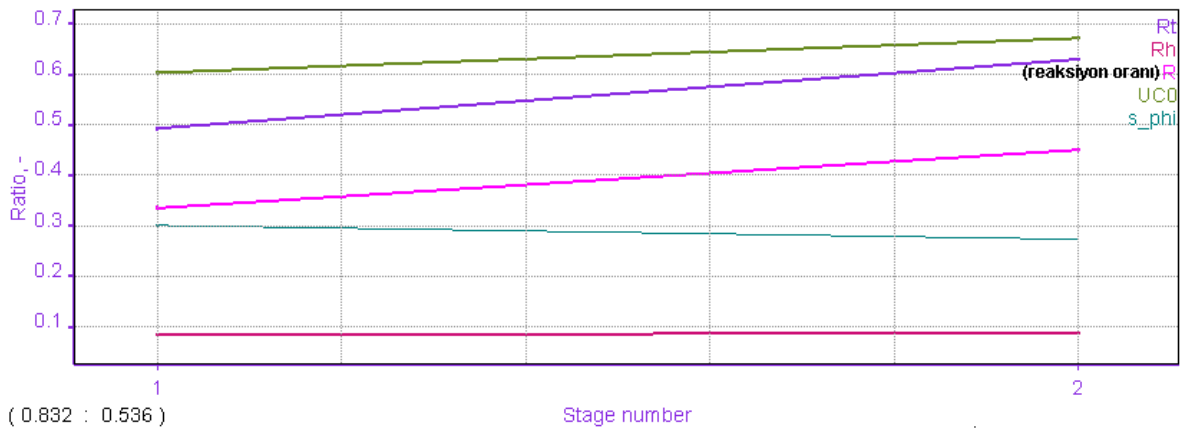
Şekil 5.3.14 Rotor açıları



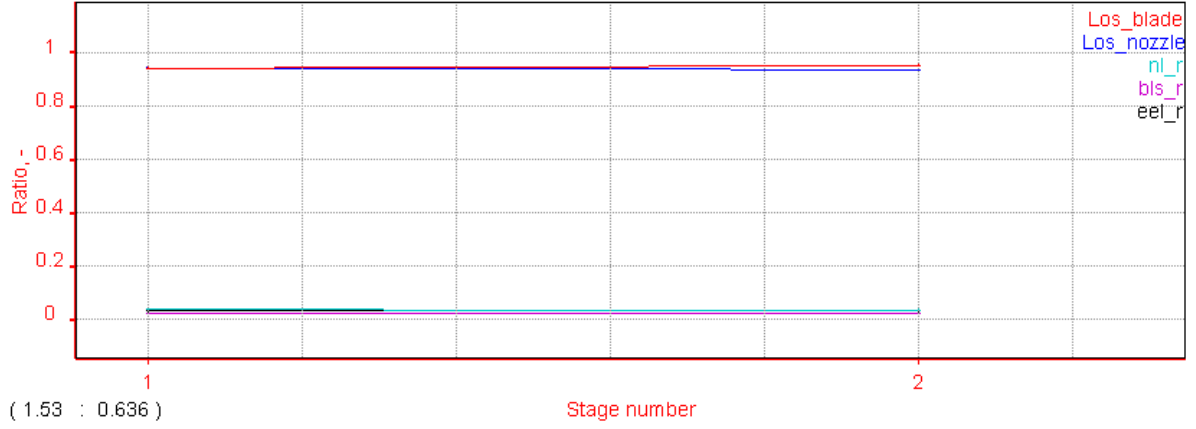
Şekil 5.3.15 Nozullardan sonraki hızlar



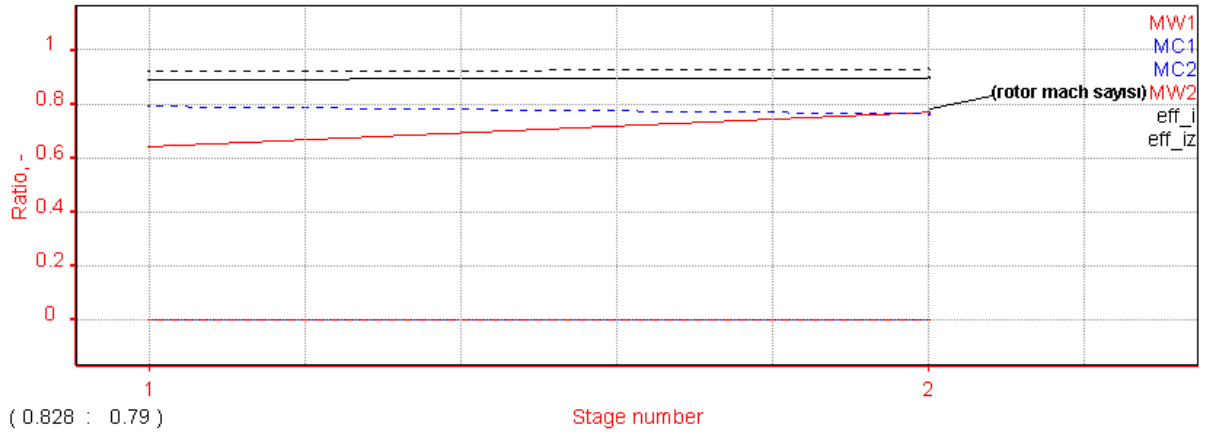
Şekil 5.3.16 Rotorlardan sonraki hızlar



Şekil 5.3.17 Reaksiyon oranları



Şekil 5.3.18 Rotor ve stator kayıpları



Şekil 5.3.19 Kademe Mach sayıları

### 5.3.1.3 Kanatçık aerodinamiği ve geometrisi

Bu kısımda tasarladığımız türbinin kanatçık profillerini inceleyeceğiz. Tasarladığımız türbinde 1. Kademe 26 adet, 2. Kademe ise 25 adet nozul kanatçığı ile 1. kademede 35 adet, 2. Kademe de 33 adet rotor kanatçığı bulunmaktadır. Tasarladığımız türbine ait hesaplanan kademe kanatçık profil değerleri aşağıdaki çizelgelerde verilmiştir.

Çizelge 5.3.6 1. Kademe kanatçık profil değerleri

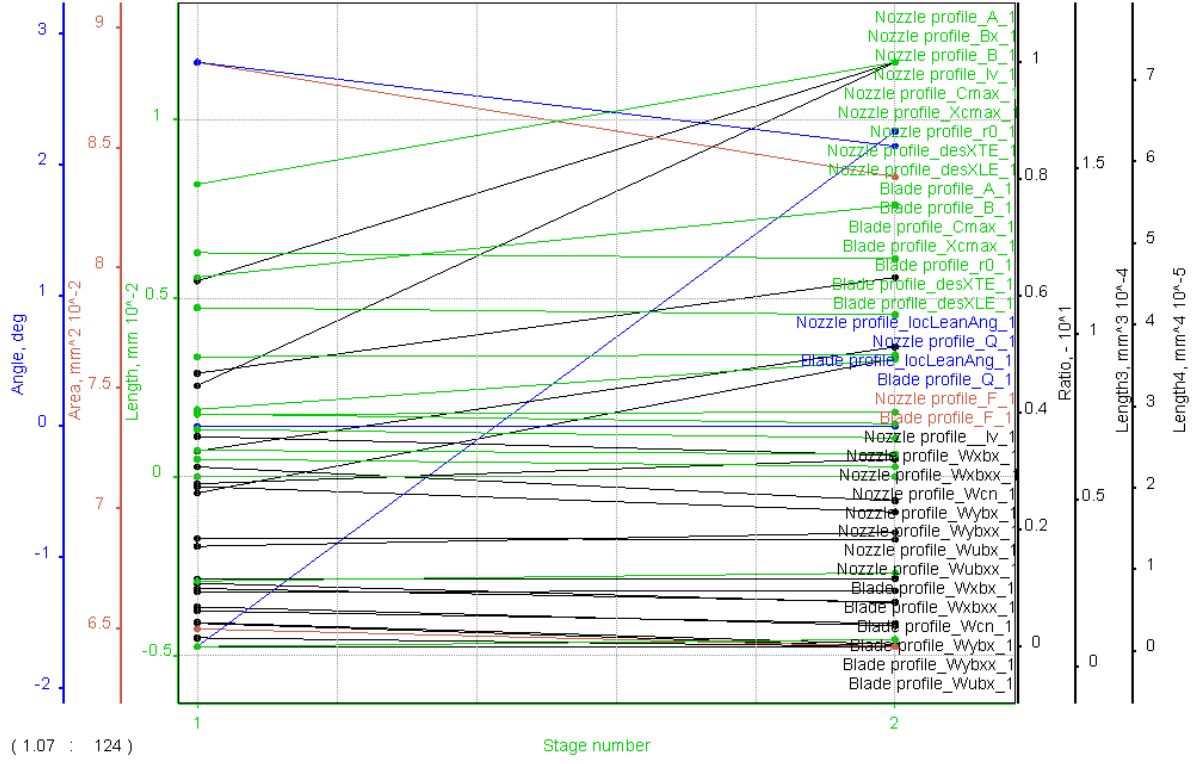
Özellik	Birim	Değer
R reaksiyon oranı	-	0.296959
efficiency verim	-	0.877305
d1 ana çap	mm	10.280182
D1_stator stator akış çıkış kısmı ana çap	mm	641.003418
l1_stator akış çıkış kısmı kanat boyu	mm	90.368652
D1/l1 çap/boy oranı	-	7.093205
b/l1 kanat genişliği/boyu	-	1.025746
t/b1 kalınlık/genişlik oranı	-	0.868985
D2_rotor rotor akış çıkış kısmı ana çap	mm	641.503418
l2_rotor akış çıkış kısmı kanat boyu	mm	95.627869
D2/l2 çap/boy oranı	-	6.708331
b/l2 kanat genişliği/boyu	-	0.746710
t/b2 kalınlık/genişlik oranı	-	0.806389

Çizelge 5.3.7 2. Kademe kanatçık profil değerleri

Özellik	Birim	Değer
R reaksiyon oranı	-	0.407094
efficiency verim	-	0.893532
d1 ana çap	mm	12.284788
D1_stator stator akış çıkış kısmı ana çap	mm	704.641717
l1_stator akış çıkış kısmı kanat boyu	mm	154.006951
D1/l1 çap/boy oranı	-	4.575389
b/l1 kanat genişliği/boyu	-	1.194016
t/b1 kalınlık/genişlik oranı	-	0.802558
D2_rotor rotor akış çıkış kısmı ana çap	mm	705.141717
l2_rotor akış çıkış kısmı kanat boyu	mm	160.857125
D2/l2 çap/boy oranı	-	4.383652
b/l2 kanat genişliği/boyu	-	0.531333
t/b2 kalınlık/genişlik oranı	-	0.785425

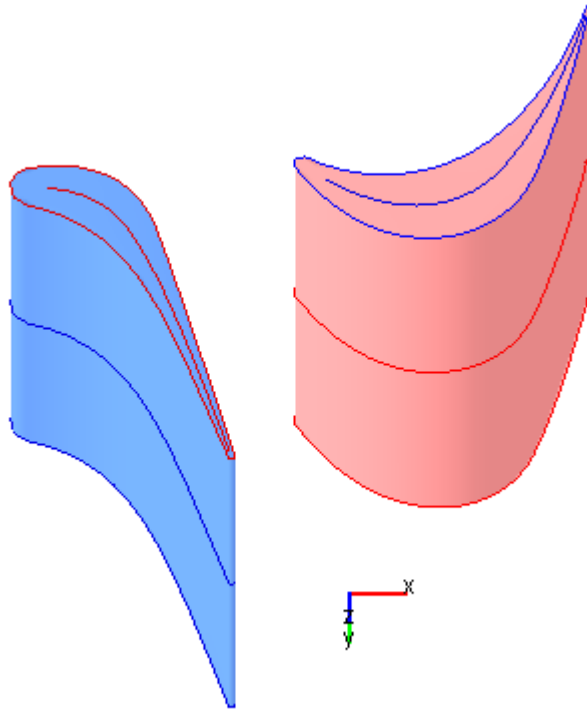
Yukarıdaki çizelgede hesaplanan değerleri incelediğimizde 4. Bölümde türbinler kısmında da değindiğimiz türbin kademelerinde kanat boyunun çıkış kısmına doğru arttığını burada da görmüş olduk.

Aşağıdaki diyagramda kanatçık profillerine ait açı, alan, uzunluk gibi değerler gösterilmektedir.

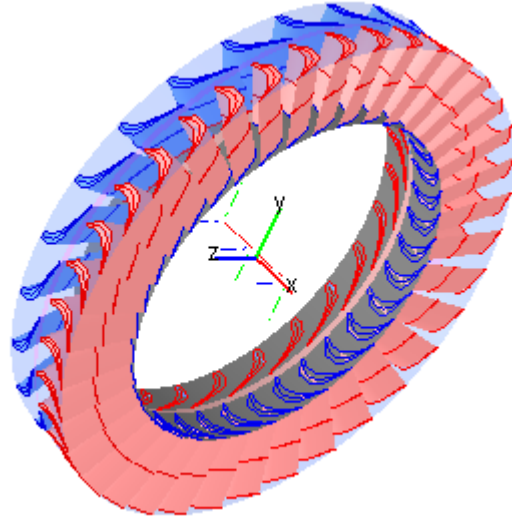


Şekil 5.3.20 Kanatçık profillerine ait diyagram

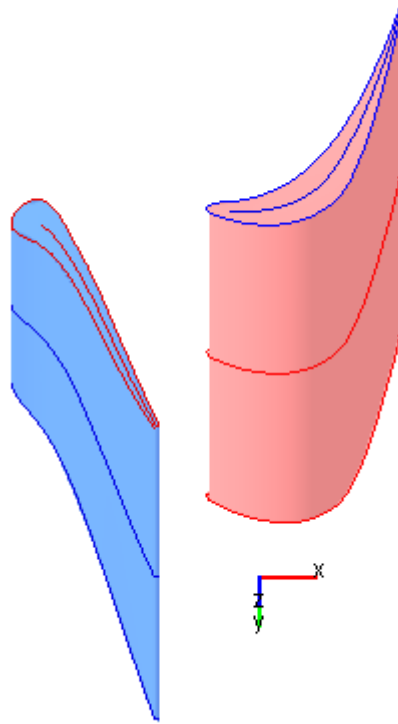
Şimdi örnek olarak tasarımını yaptığımız kanatçık profillerini ve kademelerdeki stator ile nozulları 3 boyutlu (3D) olarak görelim.



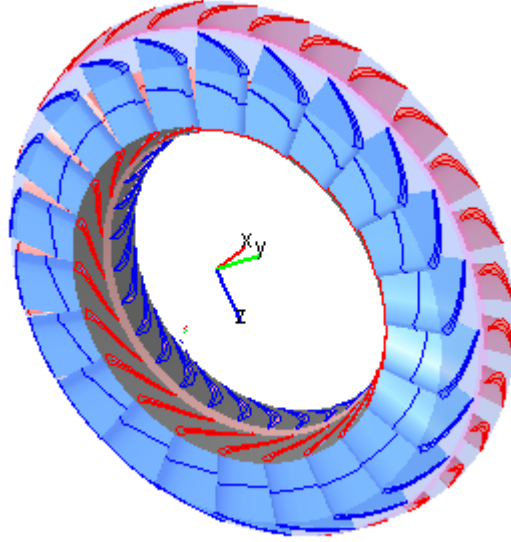
Şekil 5.3.21 1. Kademe nozul ve rotoru X-Y-Z düzleminde gösterimi



Şekil 5.3.22 1. Kademe nozul ve rotor kanat dizilimleri

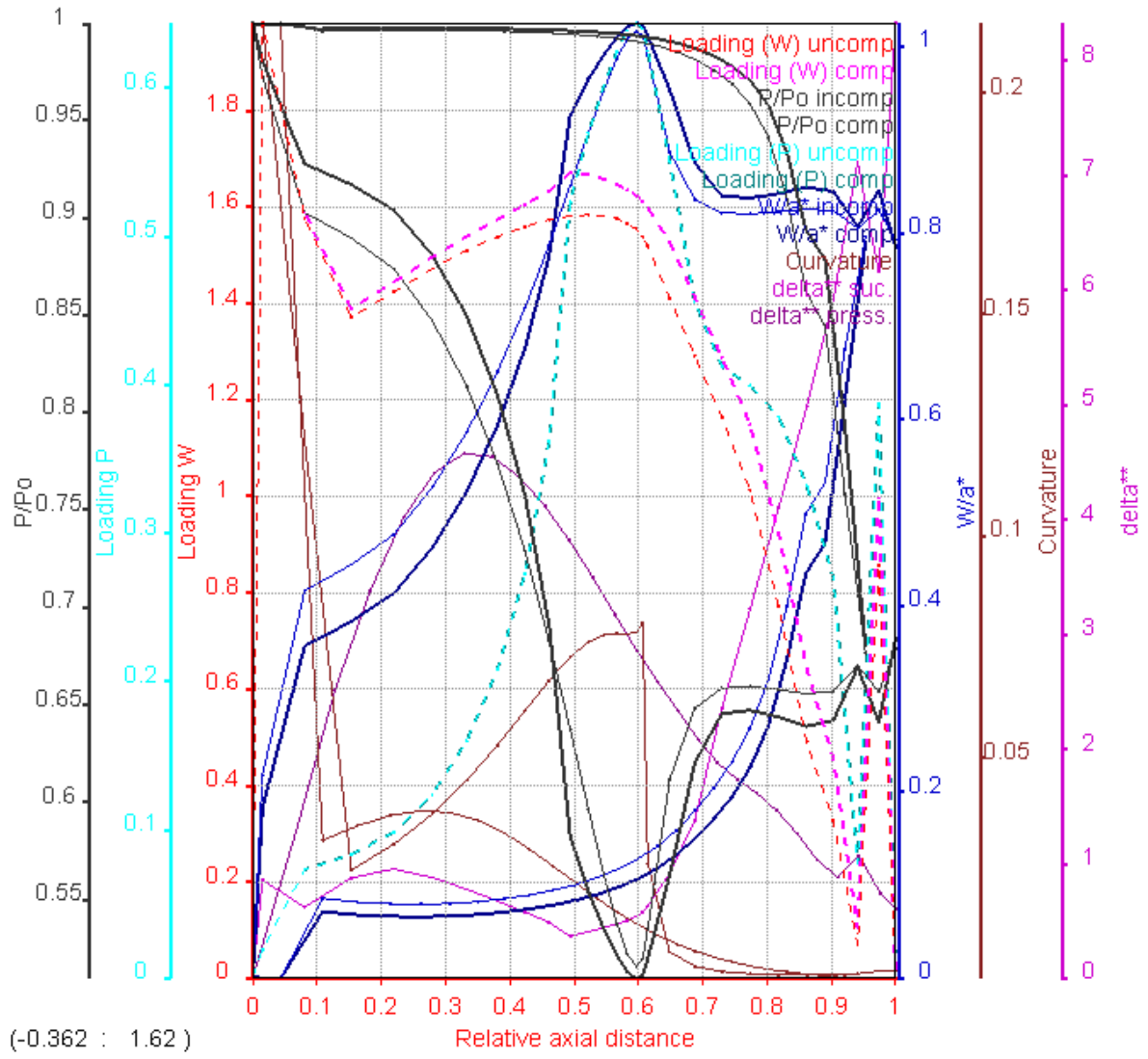


Şekil 5.3.23 2. Kademe nozul ve rotorunun X-Y-Z düzleminde gösterimi



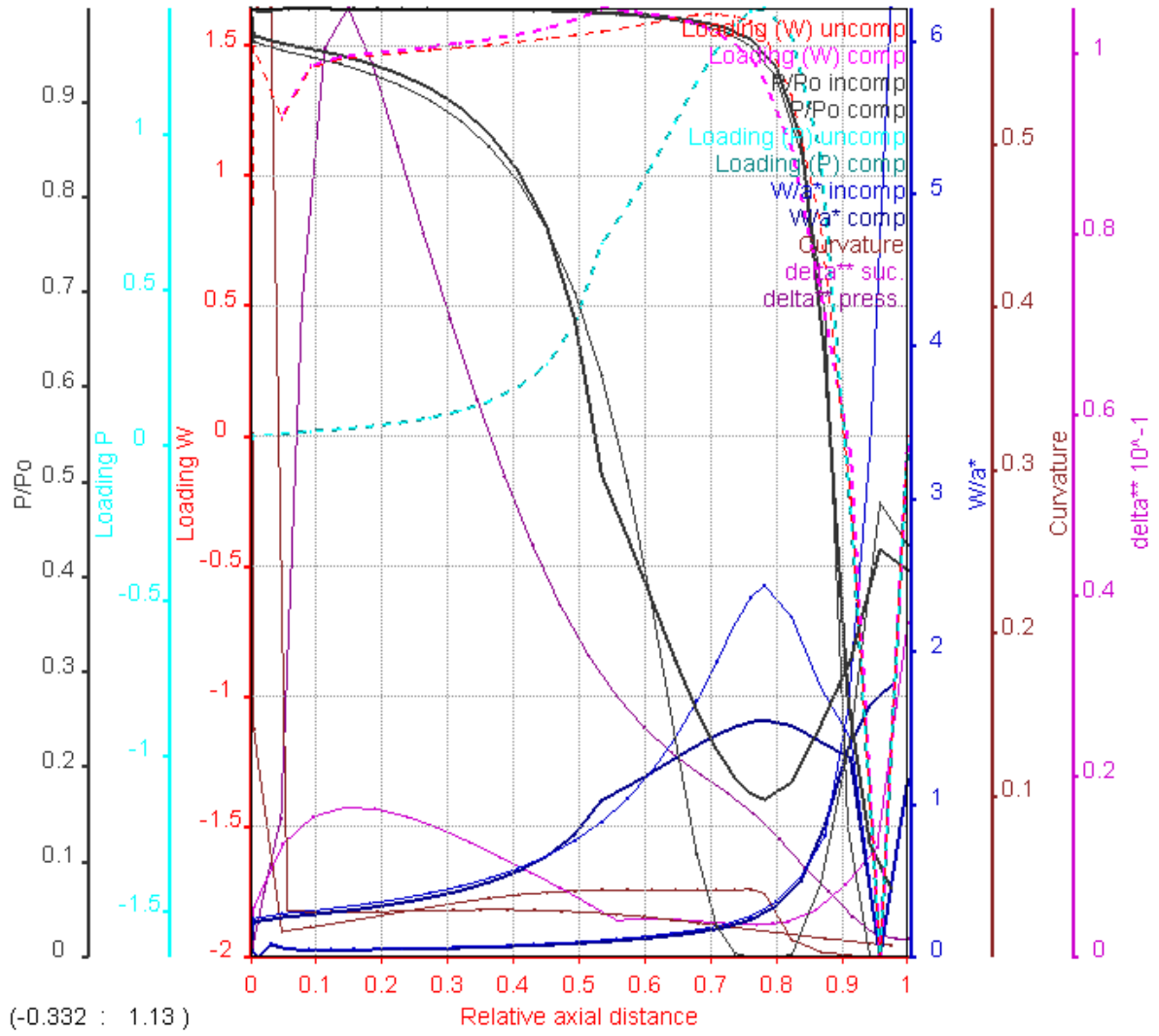
Şekil 5.3.24 2. Kademe nozul ve rotor kanat dizilimleri

Kanatçık profillerini 3 boyutlu (3D) olarak gördükten sonra kanatçıkların hız-basınç yüklerini, kanatçıklardaki akışın mach sayılarını, kavisliliği, momentum kalınlıklarını ve bağıl basıncı kanatçık üzerindeki basınç ile vakum yüzeylerini de kapsayacak şekilde içeriği olan aerodinamik diyagramlar aşağıdaki şekillerde konunun uzamaması bakımından ve örnek olması açısından 1. Kademe nozulları ve 2. Kademe rotorunu kapsayacak şekilde gösterilmiştir.

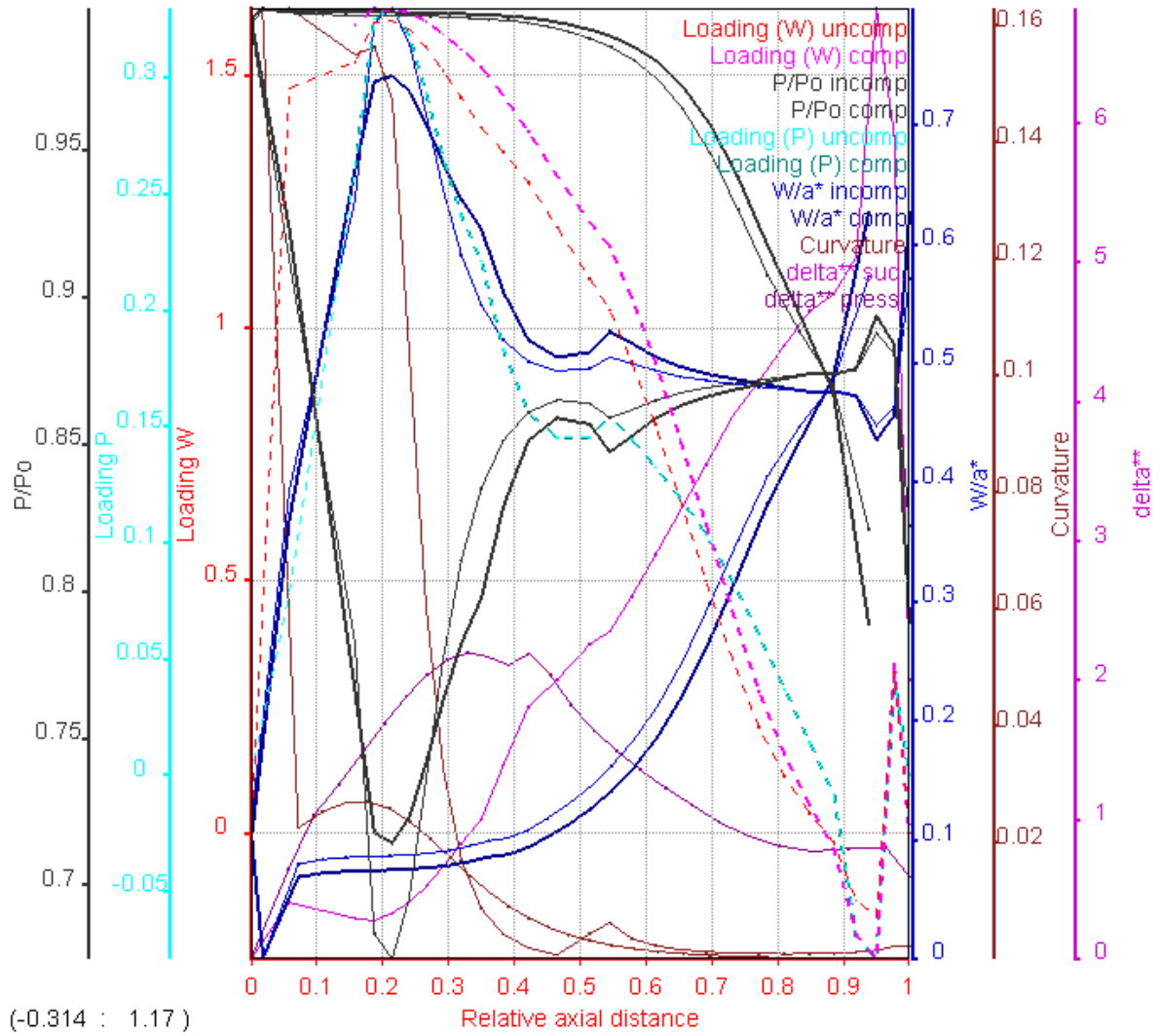


Şekil 5.3.25 1. Kademe nozulları aerodinamik diyagramları

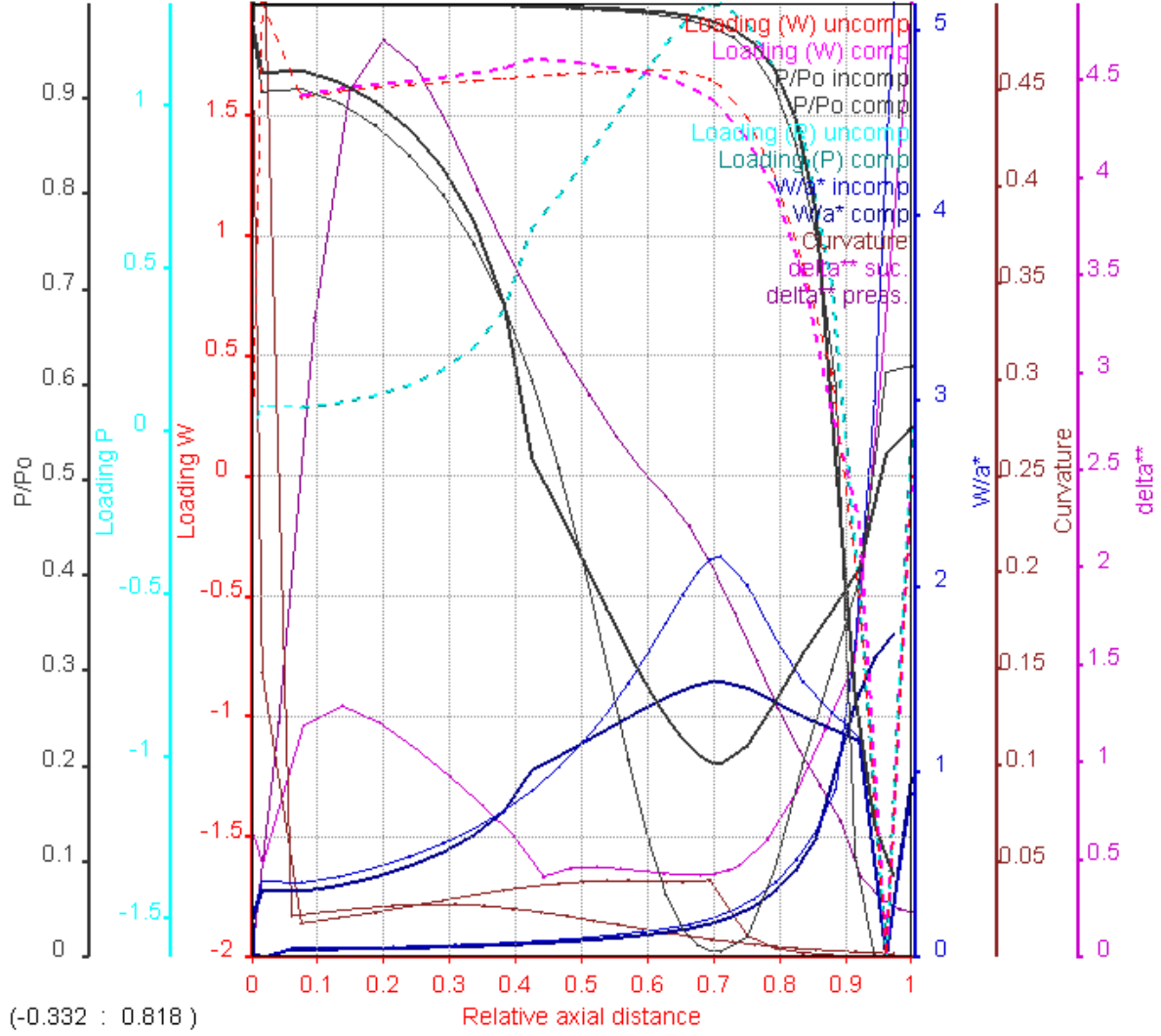




Şekil 5.3.26 1. Kademe rotoru aerodinamik diyagramları



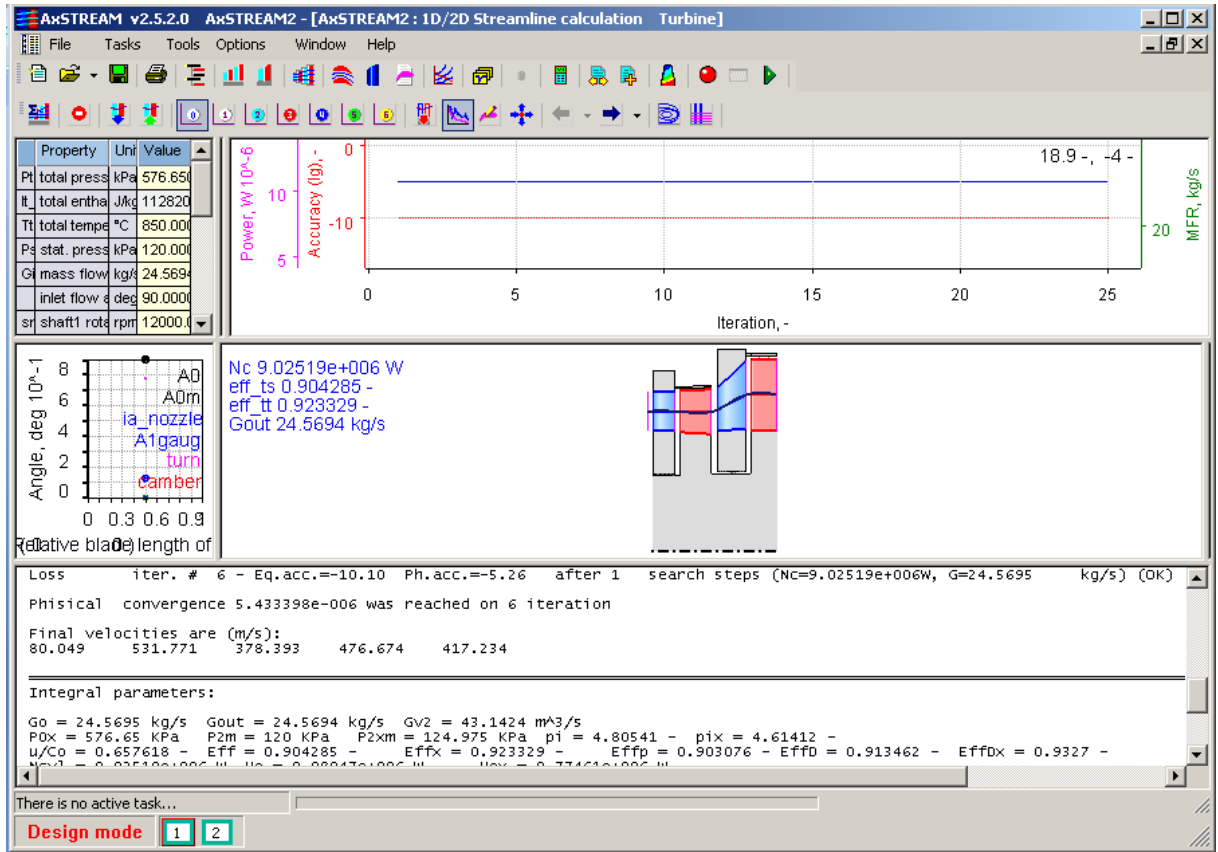
Şekil 5.3.27 2. Kademe nozulları aerodinamik diyagramları



Şekil 5.3.28 2. Kademe rotoru aerodinamik diyagramları

### 5.3.2 Eksenel akışlı türbinin analizi

Bu kısımda önceki kısımlarda dizaynını yaptığımız türbinin 1 boyutlu ve 2 boyutlu olarak analizini yapacağız. Programda '1D/2D Streamline calculation' tuşuna basıp 'streamline calculation parameters' ekranında daha iyi sonuç almak için iterasyon sayısını 25 olarak girip gerekli diğer parametreleri de ekrana girdiğimizde program bize 1 boyutlu olarak akış paternindeki akış çizgilerini veya akış balans diyagramını verecektir. Dizaynını yaptığımız 2 kademeli türbinin akım çizgileri akış paterninin üzerinde aşağıdaki şekilde sağ alt köşede mavi renkteki çizgi ile gösterilmiştir. Ayrıca analizde konunun uzamaması bakımından sadece 1. Kademenin analizi yapılacaktır.



Şekil 5.3.29 1D Türbin analizi

1D analiz sonucunda aşağıdaki veriler elde edilmiştir.

Final velocities are (m/s):

80.049 531.771 378.393 476.674 417.234  $u/Co = 0.645423$  -  $Eff = 0.908903$  -

$Go = 24.5695$  kg/s  $Gout = 24.5694$  kg/s  $Gv2 = 43.1424$  m<sup>3</sup>/s

$POx = 576.65$  KPa  $P2m = 120$  KPa  $P2xm = 124.975$  KPa  $pi = 4.80541$  -  $pix = 4.61412$  -

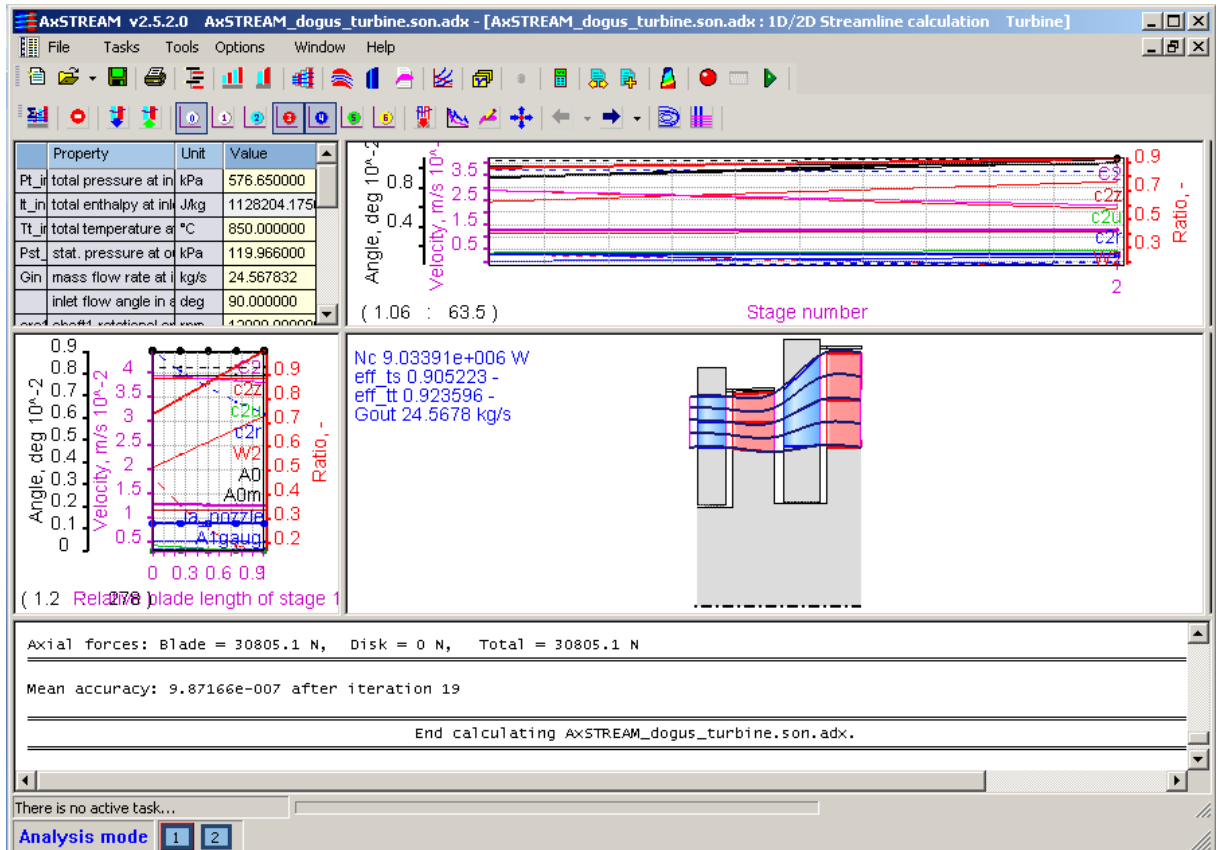
$u/Co = 0.657618$  -  $Eff = 0.904285$  -  $Effx = 0.923329$  -  $Effp = 0.903076$  -  $EffD =$

$0.913462$  -  $EffDx = 0.9327$  -  $Ncyl = 9.02519e+006$  W  $Ho = 9.98047e+006$  W  $Hox =$

$9.77461e+006$  W  $EffBCS = 0.890705$  -

Axial forces: Blade = 31703.3 N, Disk = 0 N, Total = 31703.3 N

Tasarladığımız türbinin 2 boyutlu analizini yapacak olursak, 1. Kademe için akım çizgileri sağ alt köşede, güç-hassasiyet-kütle debisi ile iterasyonlara ait diyagramlar sağüst köşede, kanatçıklar ile ilgili diyagram sol alt köşede görülmektedir.



Şekil 5.3.30 2D Türbin analizi

Analizde program tarafından yapılan işlemlerin sonuçları aşağıda verilmiştir.

Final velocities are (m/s):

79.9455 531.831 379.288 477.656 417.09

Go = 24.5678 kg/s Gout = 24.5678 kg/s Gv2 = 43.135 m<sup>3</sup>/s P0x = 576.65 KPa P2m = 119.966 KPa P2xm = 124.796 KPa pi = 4.80678 - pix = 4.62075 -u/Co = 0.65757 - Eff = 0.905223 - Effx = 0.923596 - Effp = 0.90341 - EffD = 0.914304 - EffDx = 0.932996 - Ncyl = 9.03391e+006 W Ho = 9.9812e+006 W Hox = 9.78123e+006 W EffBCS = 0.890704 -Axial forces: Blade = 30805.1 N, Disk = 0 N, Total = 30805.1 N

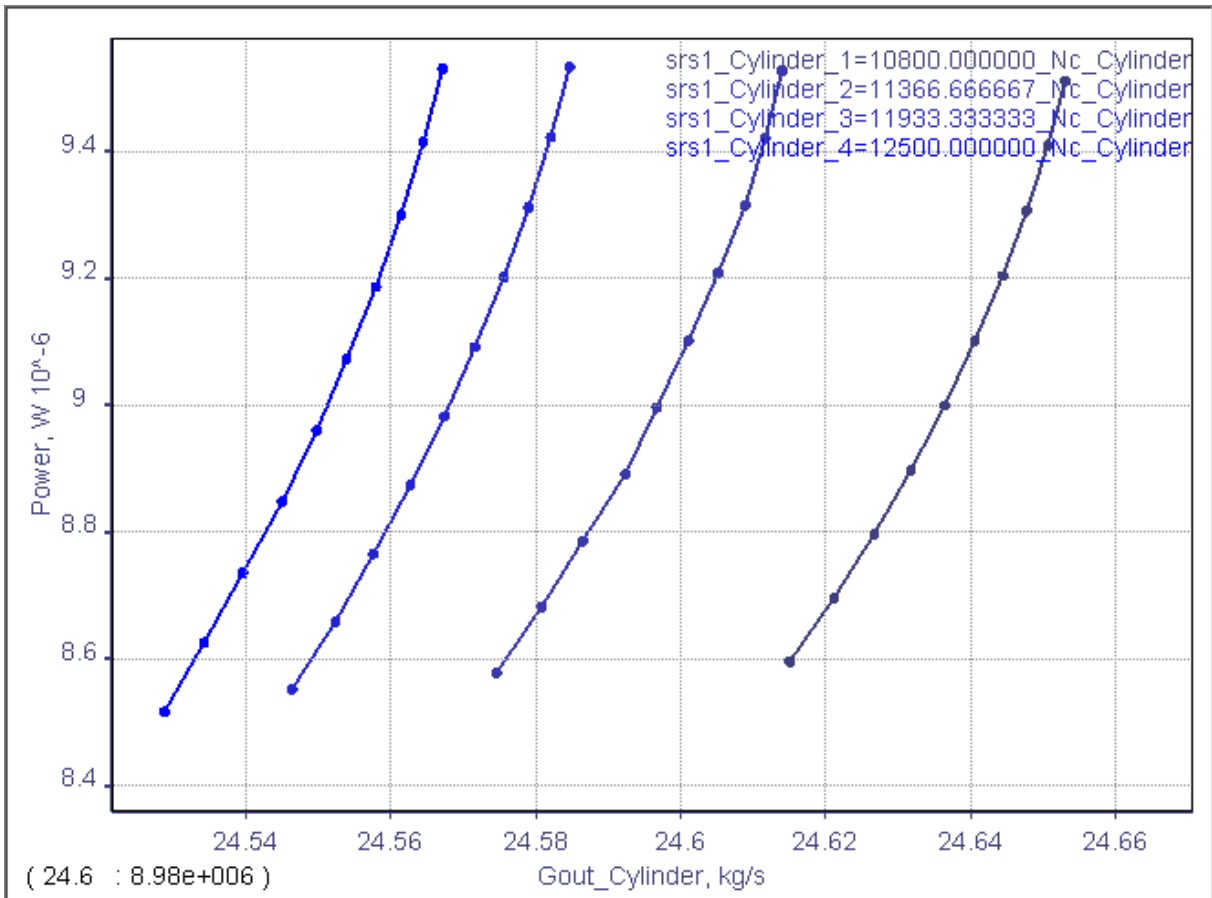
Aşağıdaki çizelgede yapılan her iki analizin sonuçlarına göre karşılaştırılması yapılmıştır.

Çizelge 5.3.8 Türbin 1D ve 2D analizleri

Parametre	1D Analiz	2D Analiz
Toplam Kanatlardaki Eksenel kuvvetler	31703.3 N	30805.1 N
Verim	0.904285	0.905223
Entalpi (Çıkan)	9.98047e+006 W	9.9812e+006 W
Türbin kapasitesi	Ncyl = 9.02519e+006 W	Ncyl = 9.03391e+006 W

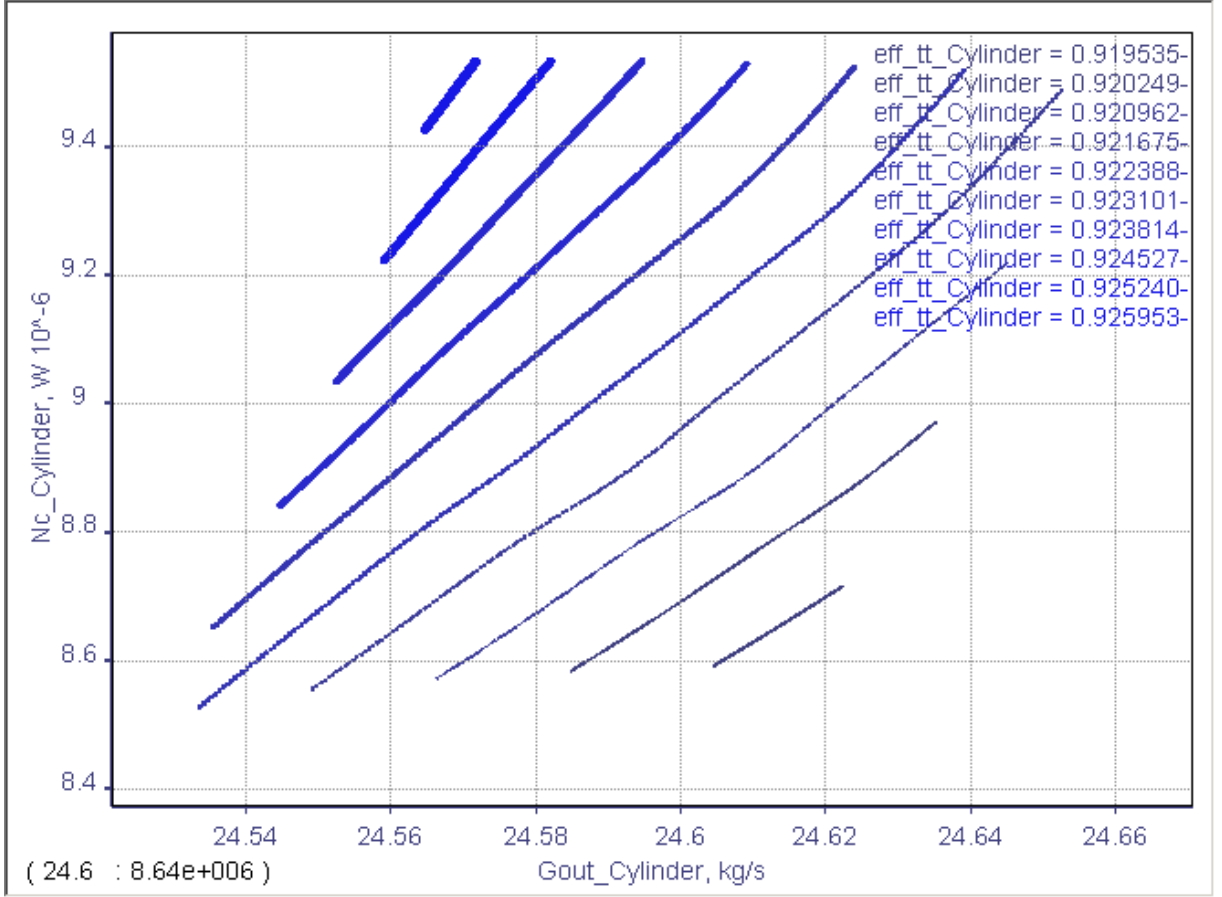
Yukarıdaki çizelgeden de görülebileceği üzere 1 boyutlu ve 2 boyutlu analizde hesaplanan değerlerden verim, entalpi ve güç değerlerinin birbirine yakın çıktığı görülmektedir.

Dizaynını yaptığımız türbinin performans haritasını, performans diyagramları ile 'AxMap generator' aracılığıyla hazırlayarak elde edebiliriz. Performans diyagramlarında gösterilmek üzere çok çeşitli veriler seçilebilir fakat burada konuyu çok fazla uzatmamak maksadıyla türbin devri ile çıkış toplam basıncına karşılık gelen türbin güç kapasitesi, toplam verim ve kütle debisi gibi parametreler performans haritasında gösterilecektir. Aşağıdaki diyagramda dizaynını yaptığımız türbinin devir eğrilerine karşılık güç ve kütle debisi değerleri verilmektedir.



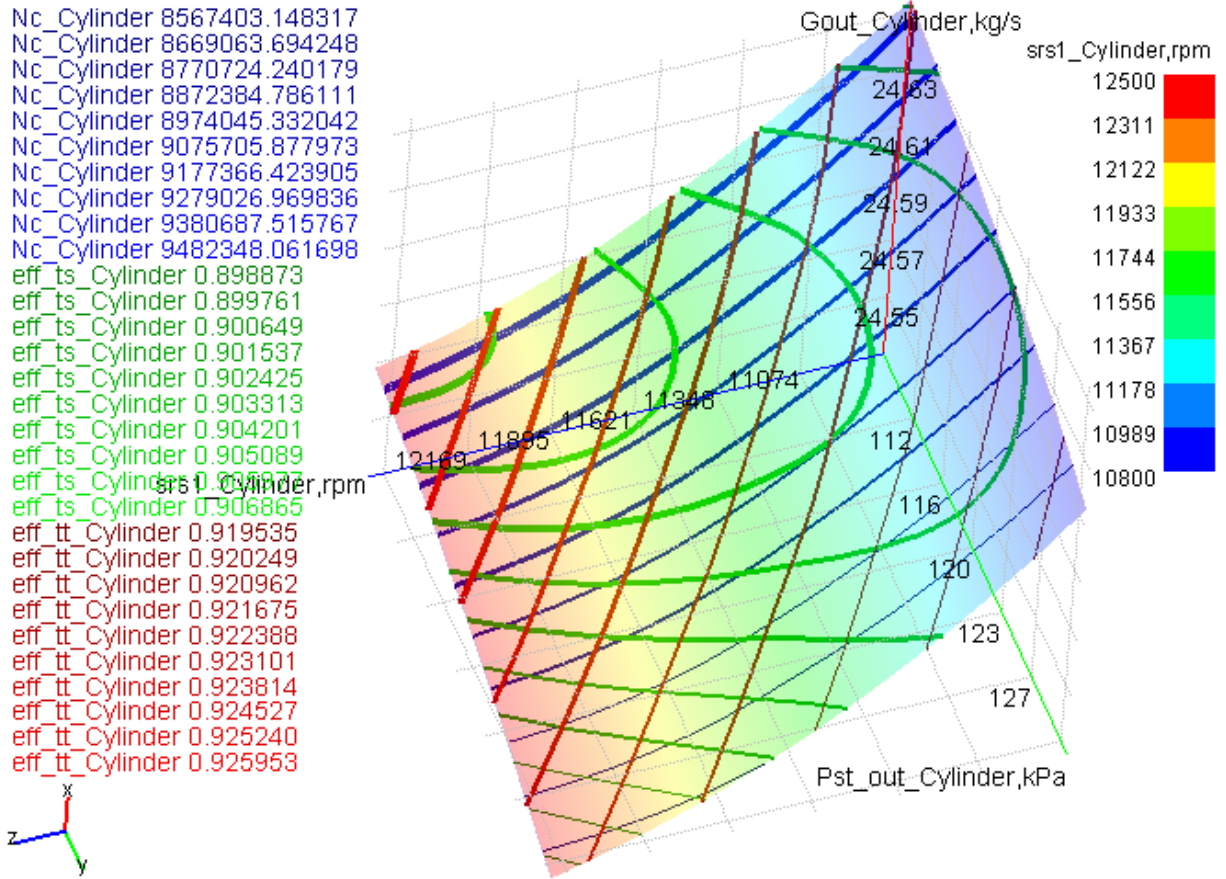
Şekil 5.3.31 Performans diyagramı

Aşağıdaki diyagramda ise toplam verim eğrilerine karşılık kütle debisi ve güç değerleri gösterilmektedir.



Şekil 5.3.32 Performans diyagramı

Tasarımını yaptığımız türbinin performans haritasını üç boyutlu (3D) olarak AxMap modülü aracılığıyla gösterebiliriz. Aşağıdaki 3D performans haritasında lacivert renkteki skala ve eğriler gücü, açık yeşil skala ve eğriler toplam statik verimi, bordo renkli skala ve eğriler toplam verimi, harita arka planındaki renk değişimi devri ifade etmektedir. Ayrıca eğriler değer artışına göre açık renkten koyuya doğru değişmektedir.



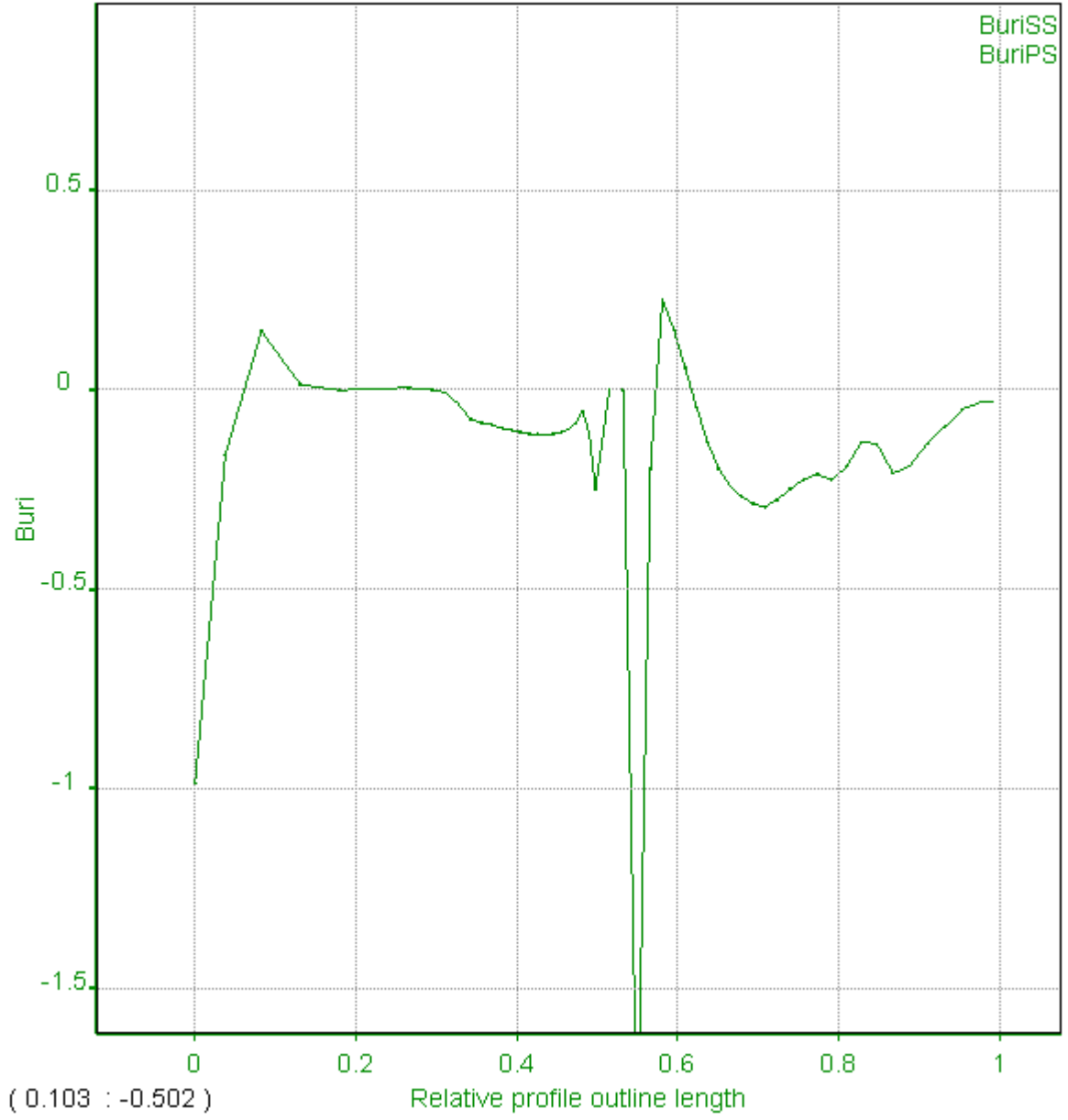
Şekil 5.3.33 3D Boyutlu performans diyagramı

Üç boyutlu (3D) performans diyagramında sağdaki devir skalasına göre koyu yeşil renkli bölge 12000 devire karşılık gelen değerler bölgesidir.

Şimdi de tasarladığımız türbinin nozul ve rotor kanatçıklarının performans analizini yapalım. Performans analizindeki en büyük kıstas akış ayrılımlarıdır. Akış ayrılımları ne kadar fazla olursa kanatçık performansı o kadar düşecektir. Programda ‘*blade profiler*’ tuşu ile kanatçıkların dizayn ve optimizasyonunun yapıldığı kısma girebiliriz. Burada Buri diyagramı tuşu mevcuttur ve bu diyagram bize akış ayrılımlarını ifade etmektedir. Eğer tasarımımızdaki kanatçık profillerinin değerleri Buri diyagramında 0.05’ in altında ise kanatçıklarda akış ayrılımları olmayacaktır. Eğer eğri 0.05 değerinin üzerinde çıkarsa kanatçıklarda akış ayrılımları olacak ve kanatçık verimleri düşecektir, bu durumda kanatçık profilleri üzerinde optimum değere ulaşmak için interaktif açı ayarlama veya kanatçık profil çizgileri ile ayarlama yada manuel olarak profil değerlerini çizelgeye girerek optimum ayarlamaları yapabiliriz. Şimdi tasarımımızın kanatçık profillerini Buri diyagramına göre kontrol edelim.

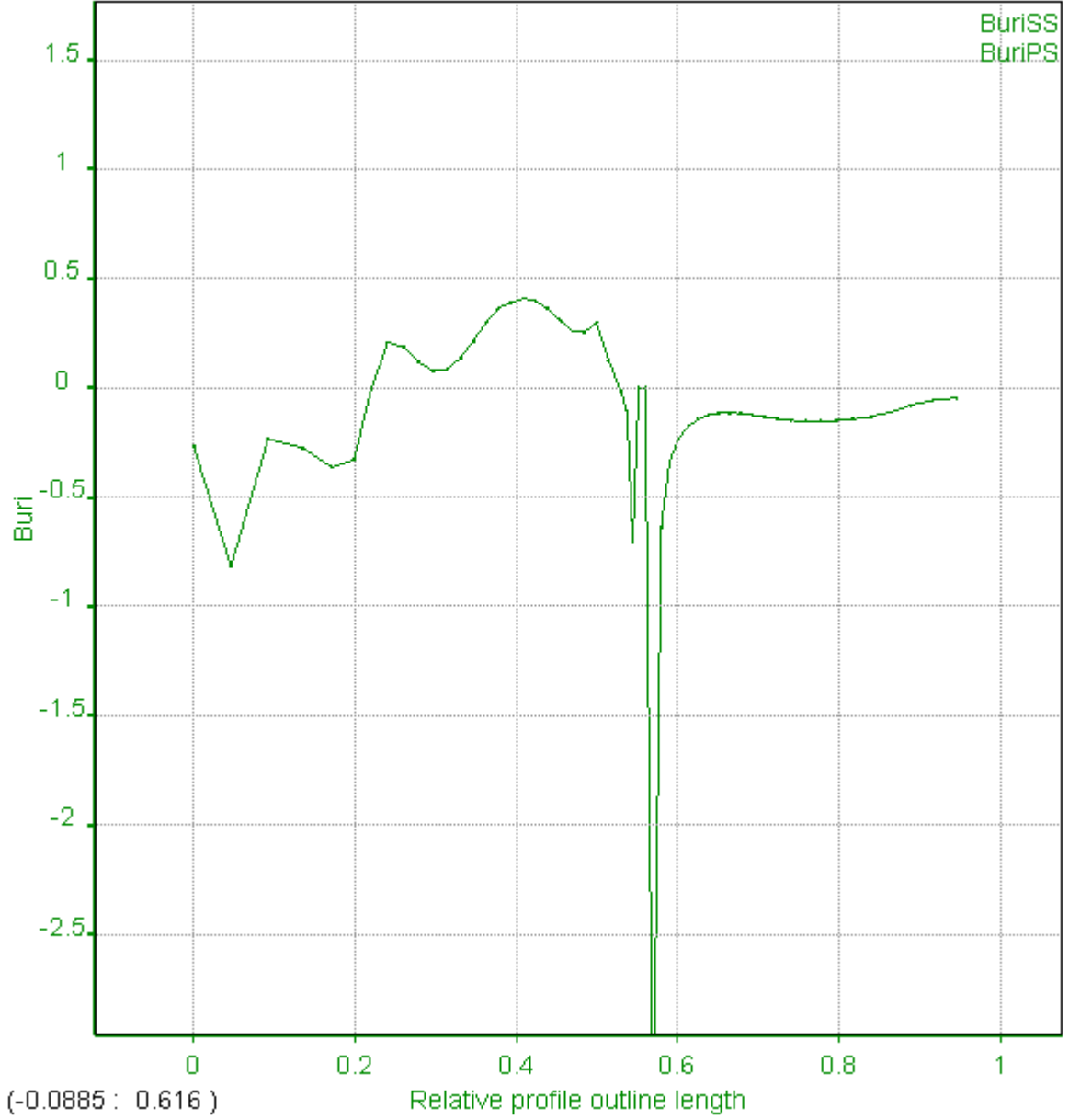


1. Kademe nozul kanatları için Buri diyagramı:



Şekil 5.3.34 1. Kademe nozul kanatları için Buri diyagramı

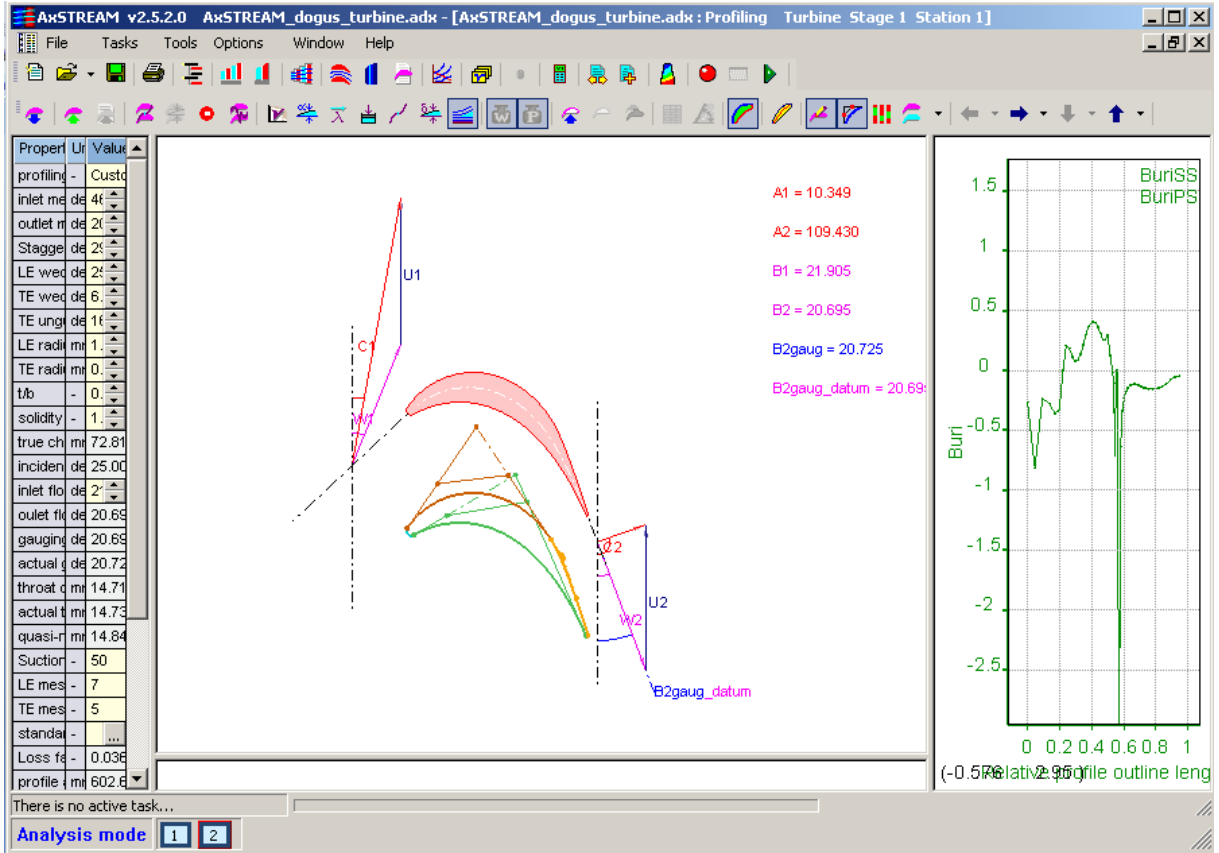
Diyagramdan da görüleceği üzere profilimiz yaklaşık olarak 0.05'in altında olduğu için profilimizin performansı iyidir. 1. Kademe rotor kanatçıklarına aynı işlemi uygulayacak olursak;



Şekil 5.3.35 1. Kademe rotor kanatçıkları Buri diyagramı

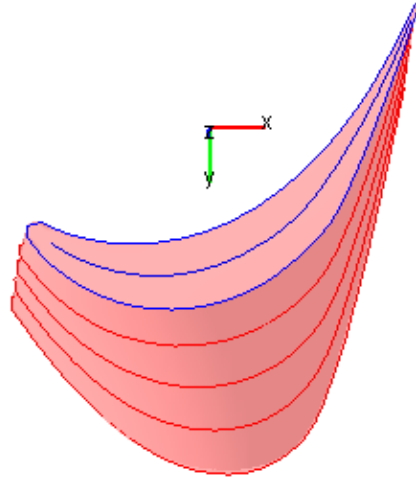
Yukarıdaki diyagramdan da görüleceği üzere rotor kanatları için profil eğrimiz 0.05 değerinin üzerindedir. Bu nedenle rotor kanatçıklarında akış ayrılmaları olacak bu da kanat verimini düşürecektir. Optimum profile ulaşmamızın 2 yöntemi vardır. Birinci yöntemde '*splines*' komutu ile kanatçık üzerindeki eğrileri elle düzelterek eğriyi 0.05 değerinin altına çekebiliriz. İkinci yöntemde otomatik olarak kanatçık optimizasyon tuşu ile optimum kavislilik değerine otomatik olarak ulaşabilmekteyiz. Burada iki yöntemi kullanarak profil düzeltme işlemini yapacağız.

1. Yöntem: Araç çubuğundan 'splines editing' tuşu ile kanatçık profili üzerindeki eğrileri göstererek bu eğrileri oynatarak optimum bir değere ulaşmaya çalışalım. Aşağıdaki şekilde bu eğriler ve Buri diyagramı düzeltme yapmadan öncesi olarak gösterilmiştir.

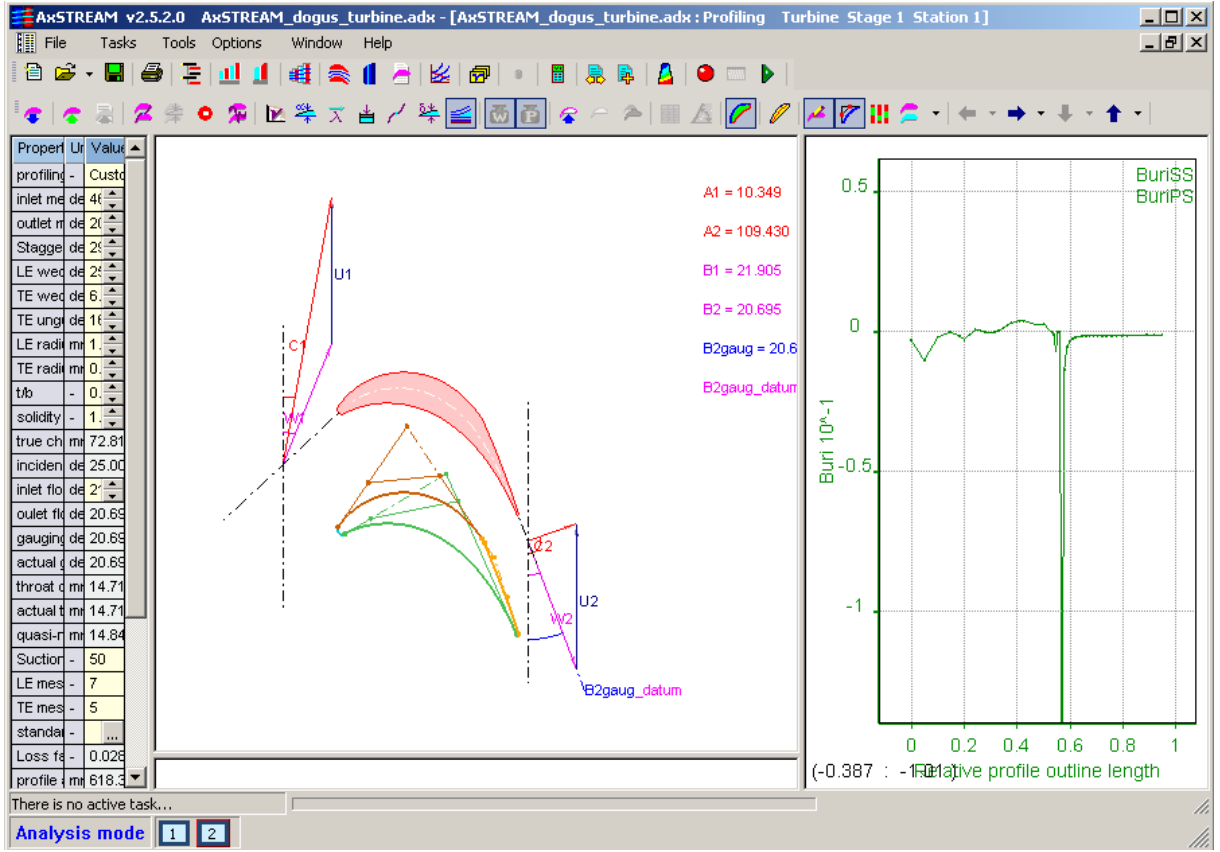


Şekil 5.3.36 1. Kademe rotor kanat profilinin eğriler aracılığıyla düzeltilmesi

Elle profil eğrileri üzerinde yapılan düzeltmeden sonra elde edilen değerler aşağıdaki şekildeki eğriden de görüleceği üzere 0.05' ten küçüktür. Yapılan düzeltmeyi 'save to project' komutu ile projemize ekledik.

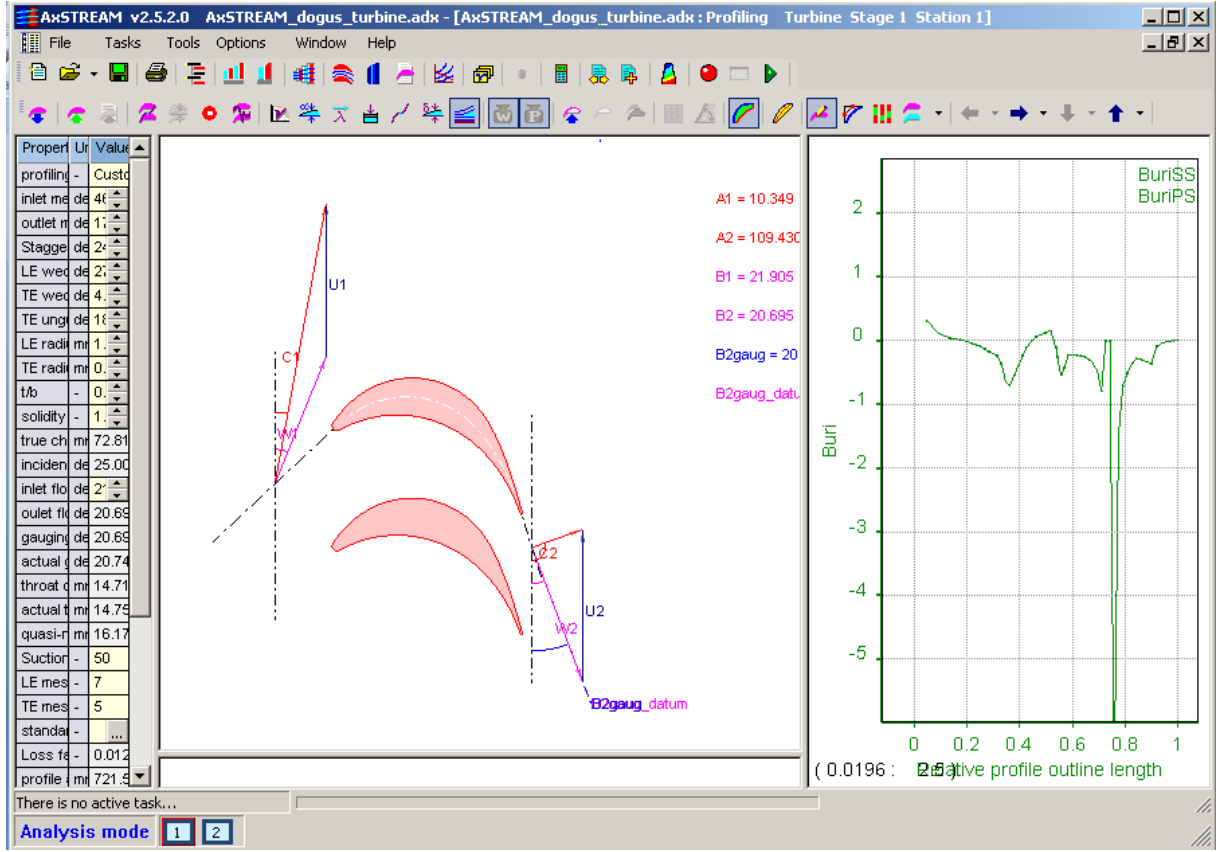


Şekil 5.3.37 Eğriler aracılığıyla yapılan düzeltme sonucunda rotor kanat profili



Şekil 5.3.38 1. Kademe rotor kanatçıklarının düzeltme sonrası durumu

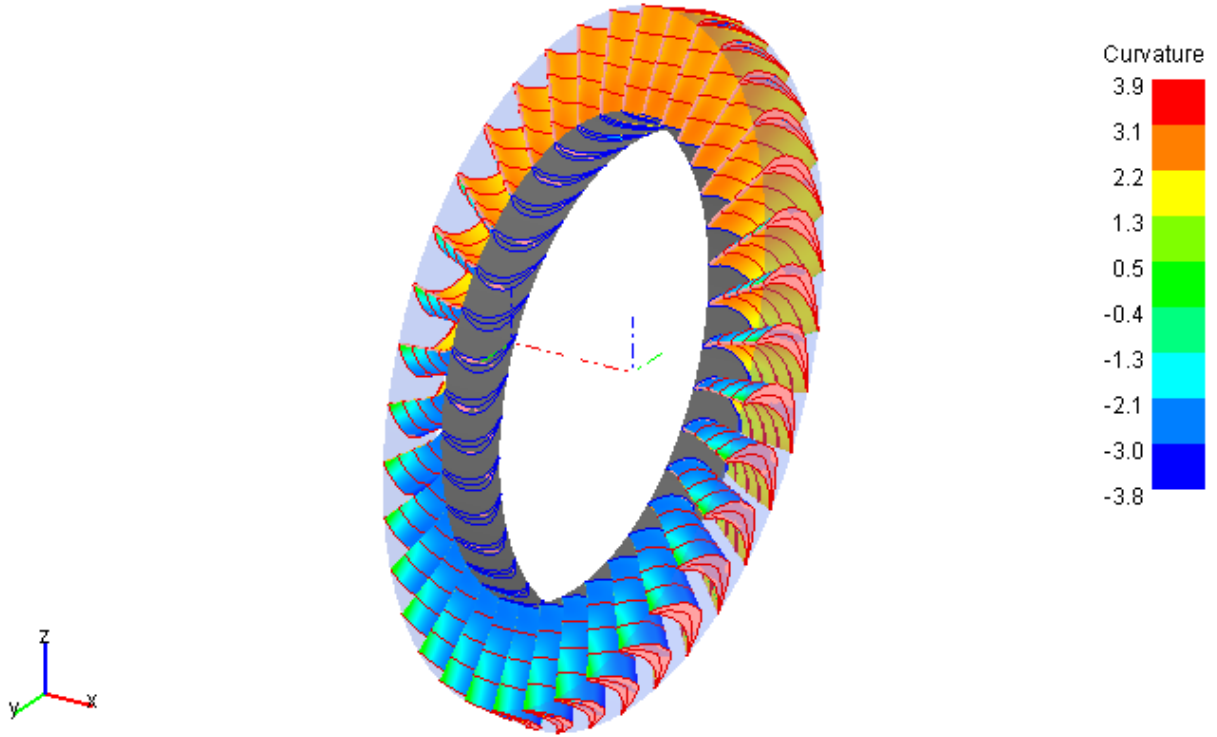
Profil düzeltmesini şimdi de optimizasyon tuşu ile otomatik olarak yapalım ve sonucu karşılaştıralım.



Şekil 5.3.39 1. Kademe rotor kanatlarının optimizasyon sonrası durumu

Yukarıdaki şekilde sağda Buri diyagramından görüleceği üzere otomatik optimizasyon ile 0-0.2 profil boyu aralığında akış ayrılmalarının olacağı, 0.2 mm profil boyundan sonra akış ayrılmalarının olmayacağı görülmektedir. Elle yapılan düzeltmeden az bir farkla daha iyi sonuç aldığımız söylenebilir.

Düzeltilmesini yaptığımız kanatçıkları 3 boyutlu (3D) olarak türbin diskinde ve muhafaza ile 2 kanat yerleşimi veya tamamını 3 boyutlu olarak görmemiz mümkündür.



Şekil 5.3.40 Optimize edilen 1. kademe türbin kanatçıklarının 3 boyutlu tam görünümü

AxStress modülü ile dizaynını yaptığımız türbinin kanatlarındaki gerilmeleri hesaplayabilir bunların simülasyonunu yaptırarak sonuçlarını görebiliriz. Bunun için araç çubuğundaki *'Stress/Flow calculations'* tuşuna basıp çıkan ekranda radyal yükleride hesaplayı seçersek program bize hesaplamalar yaparak sonuç olarak aşağıdaki şekilde görülen kritik gerilme frekanslarını verecektir. Hesaplamanın sonucunda çıkan değerleri animasyon tuşu ile herbir frekans için aşağıdaki şekillerde görüldüğü gibi göstermek mümkündür. Aşağıdaki şekillerde kesikli çizgiler kanatın orjinal hali, kesikli çizgilerden olan sapsmış hal ise bükme ve çekme gerilmelerinin etkisi ile kanadın yaptığı harekettir. Türbin kanat materyeli olarak Amerikan üretimi olan 1260 °C sıcaklığa kadar dayanıklı Alloy 718 UNS 07718 seçilmiştir. İçeriğinde minimum olması gereken elementler; % 50 nikel, % 17 krom, % 2.8 molibden, % 4.75 niobyum, % 0.2 aliminyum, % 0.65 titanyum şeklindedir. 1. Kademe nozul kanatları için AxStream tarafından hesaplanan kanat akış giriş tarafındaki bükme gerilmesi 142.65 MPa, akış çıkış tarafındaki bükme gerilmesi 133.98 MPa, materyal için izin verilebilir maksimum bükme gerilmesi 202.5 MPa' dır. 2. Kademe için bükme gerilmesi değerleri yukarıdaki sıraya göre 122.3, 129.3, 474.76 MPa' dır. 1. Kademe rotor kanatları için bu değerler sırasıyla 11.11, 11.2, 39,95 MPa, 2. Kademe için bu değerler sırasıyla 24.77, 23.41, 50,87 MPa'dır. Rotor kanatları için çekme gerilmeleri 1. Kademe için 461.91 MPa, 2. Kademe için 708,295 MPa' dır.

STATIC AND MODES

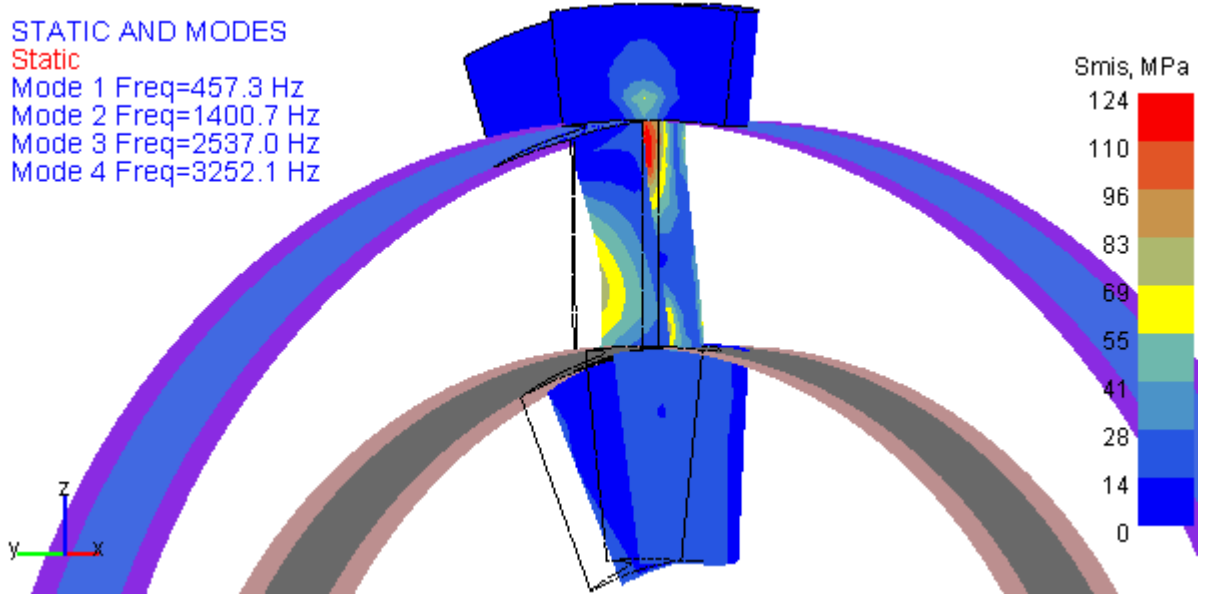
Static

Mode 1 Freq=457.3 Hz

Mode 2 Freq=1400.7 Hz

Mode 3 Freq=2537.0 Hz

Mode 4 Freq=3252.1 Hz



Şekil 5.3.41 1. Kademe nozul kanadı için statik durum maksimum gerilmeler

STATIC AND MODES

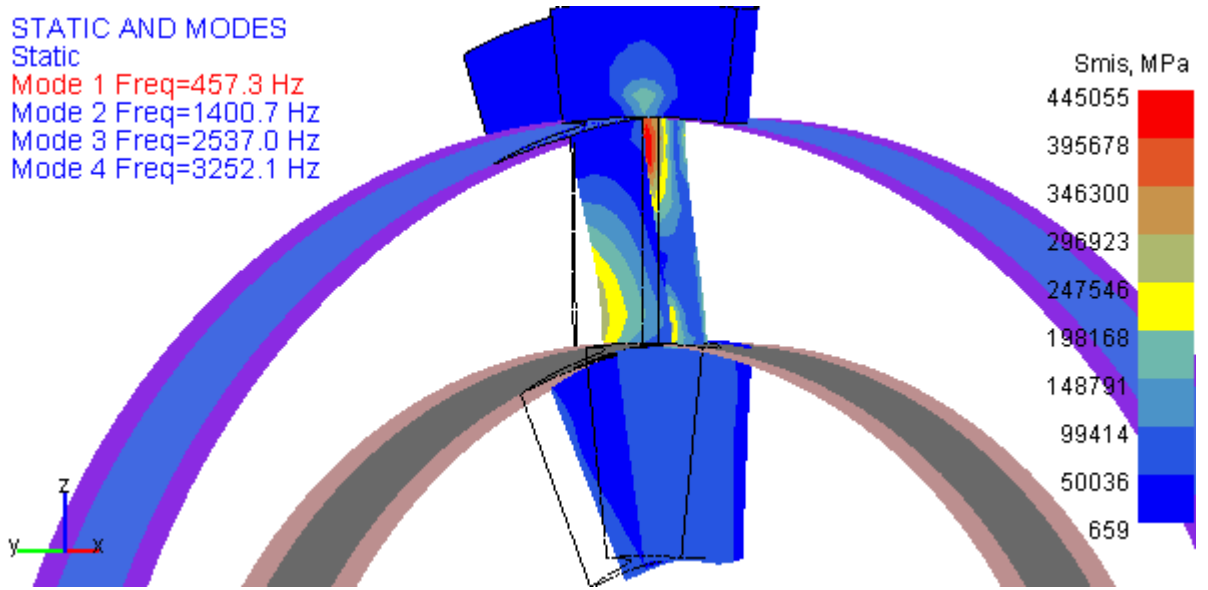
Static

Mode 1 Freq=457.3 Hz

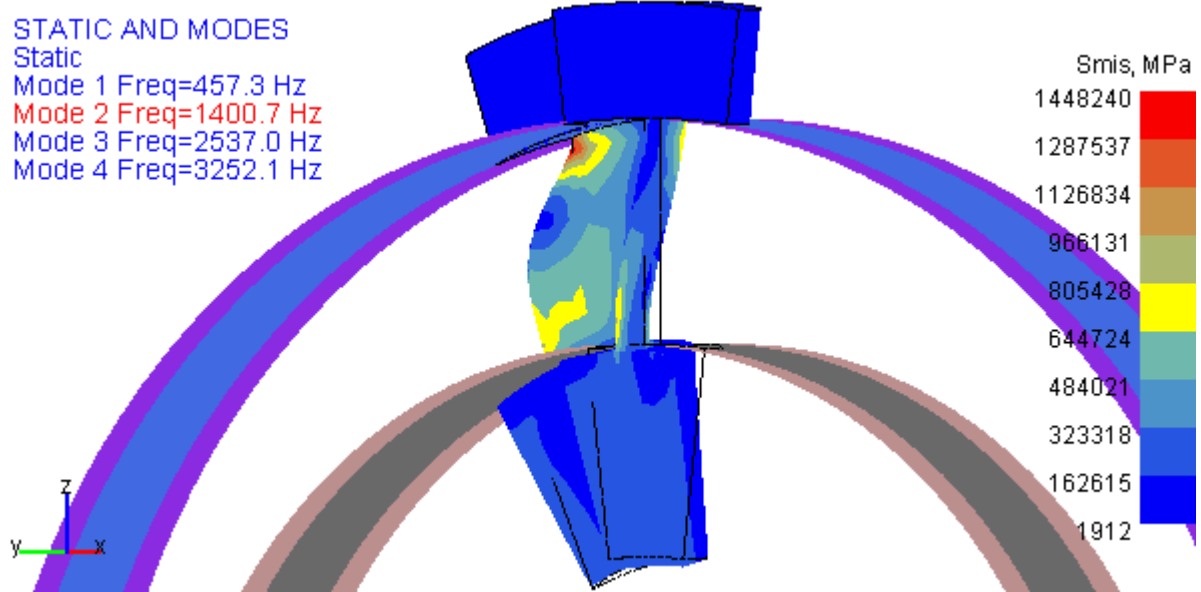
Mode 2 Freq=1400.7 Hz

Mode 3 Freq=2537.0 Hz

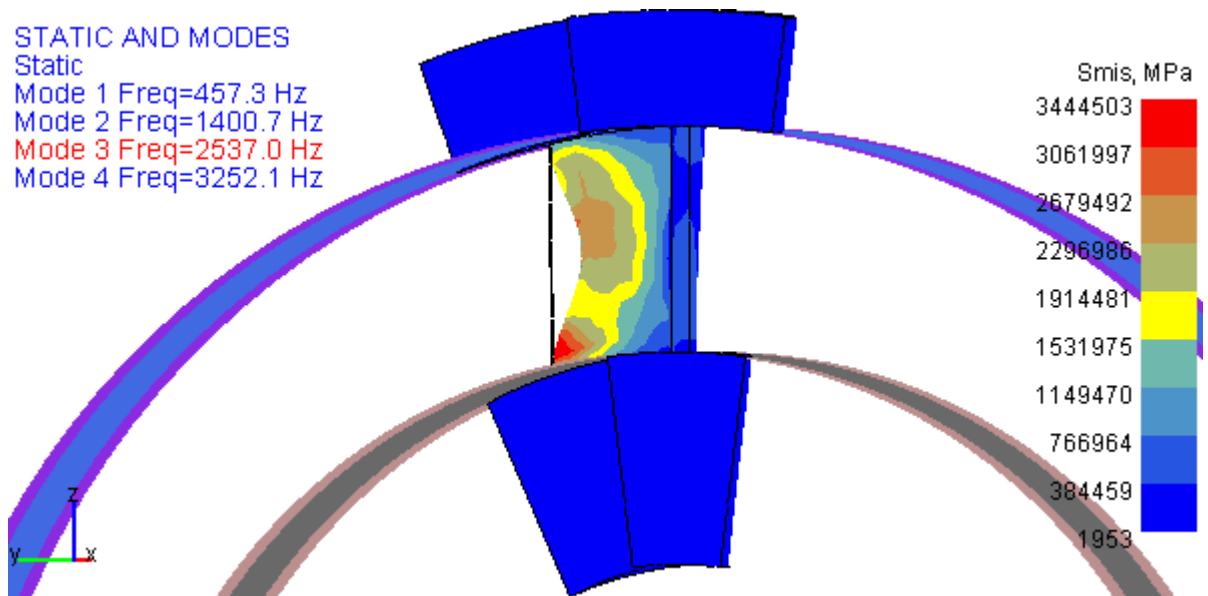
Mode 4 Freq=3252.1 Hz



Şekil 5.3.42 1. Kademe nozul kanadı için 457.3 Hz frekansı gerilmeleri

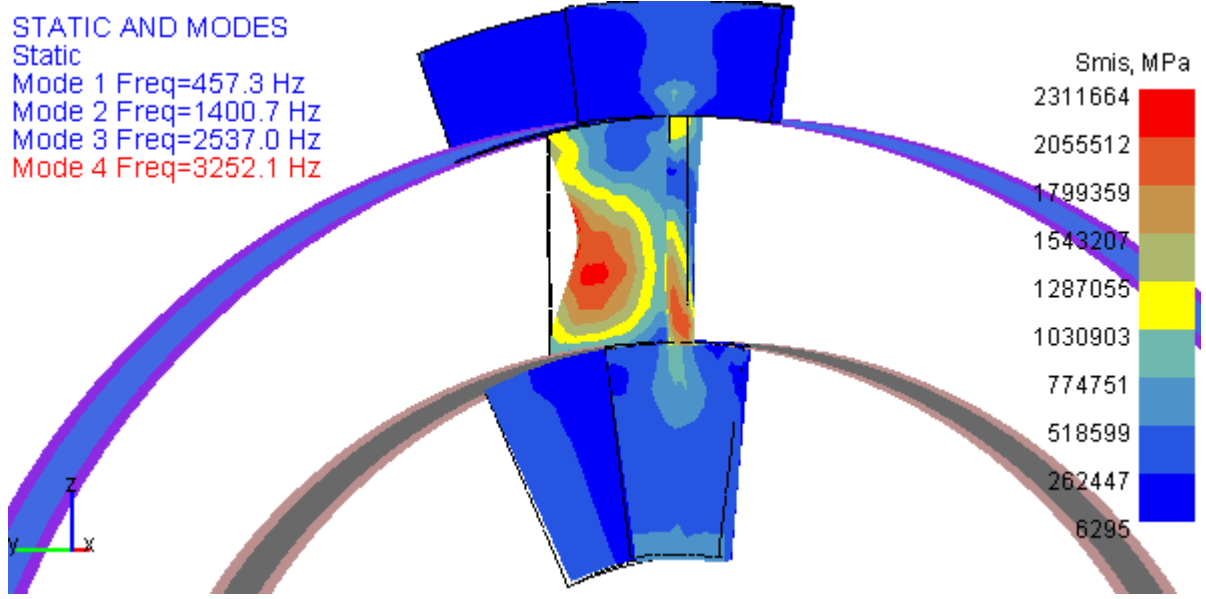


Şekil 5.3.43 1. Kademe nozul kanadı için 1400.7 Hz frekansı gerilmeleri

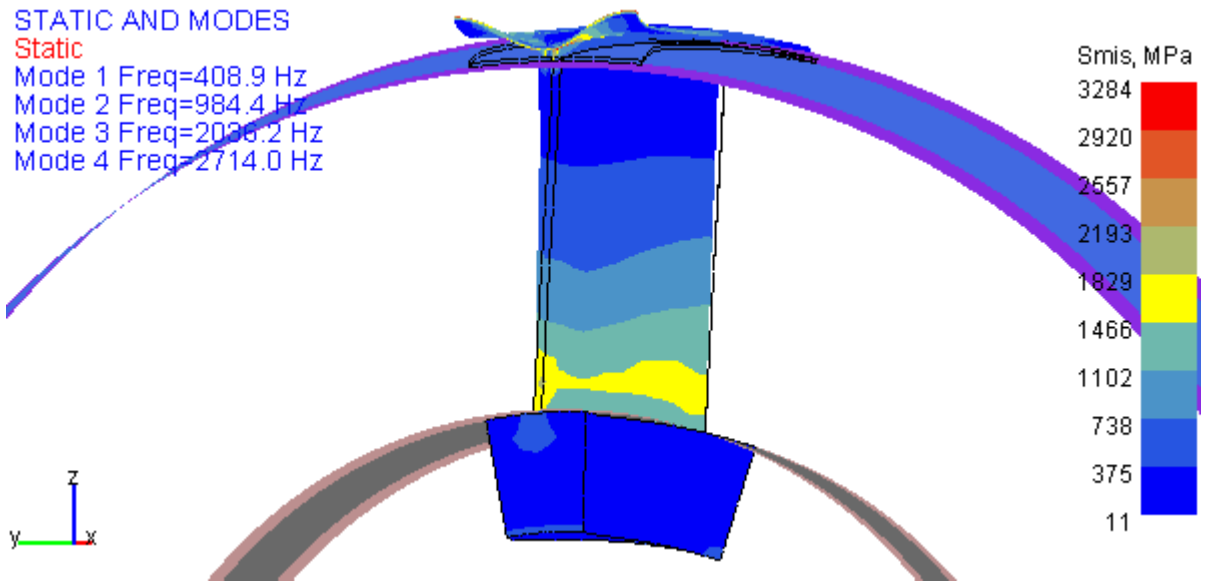


Şekil 5.3.44 1. Kademe nozul kanadı için 2537 Hz frekansı gerilmeleri

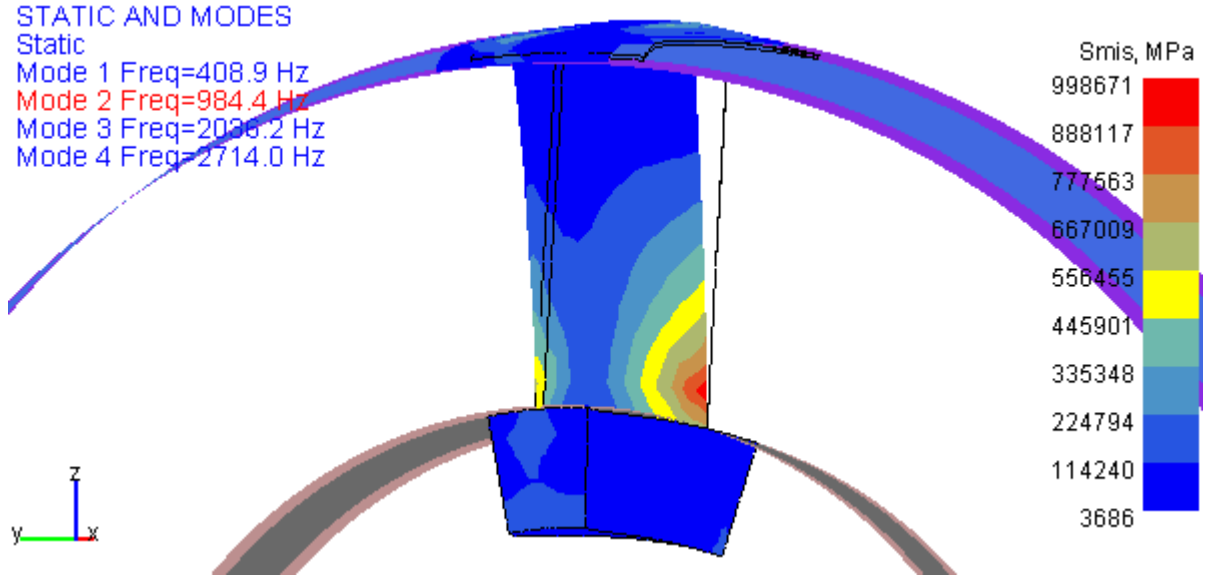




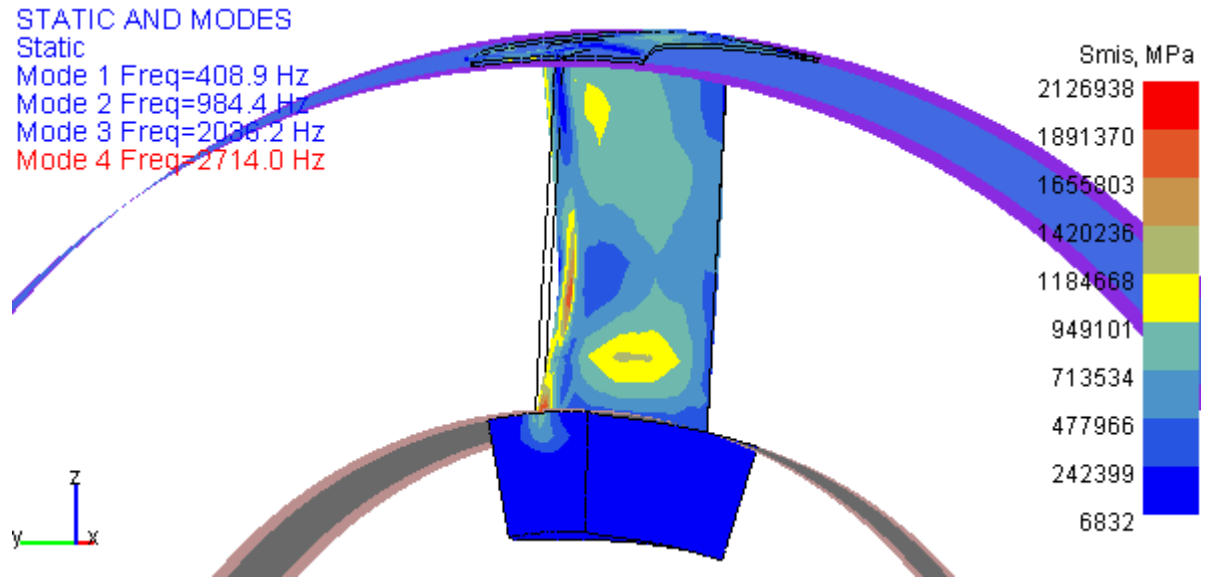
Şekil 5.3.45 1. Kademe nozul kanadı için 3252.1 Hz frekansı gerilmeleri



Şekil 5.3.46 2. Kademe rotor kanadı için statik durum gerilmeleri



Şekil 5.3.47 2. Kademe rotor kanadı için 984.4 Hz frekansı gerilmeleri

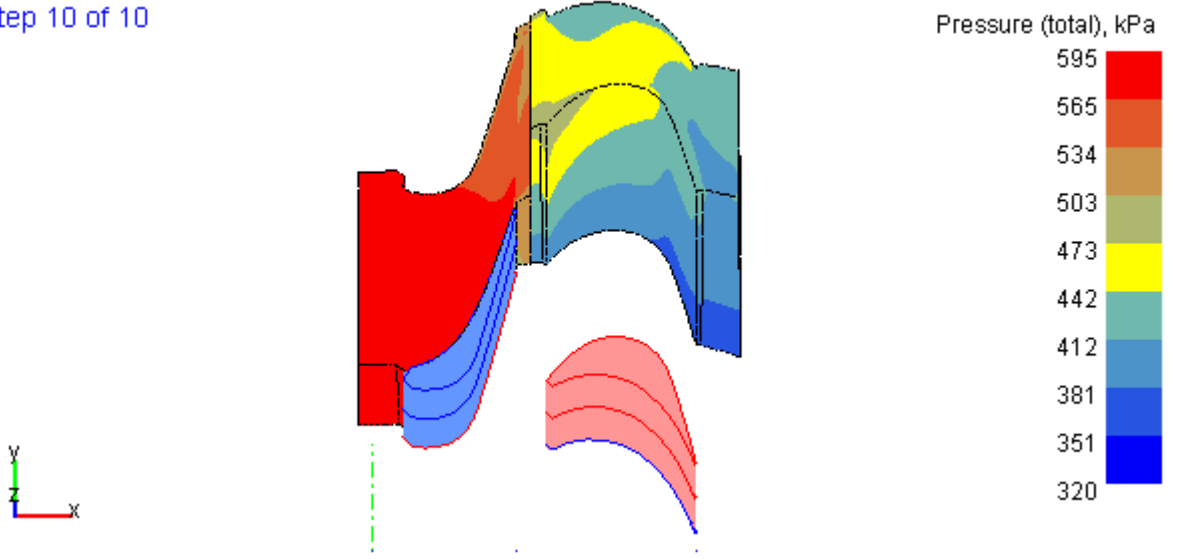


Şekil 5.3.48 2. Kademe rotor kanadı için 2714.0 Hz frekansı gerilmeleri

Son olarak kanatlardaki akışı CFD analizi ile Euler akış modülü ile hesaplayarak kanatlar yüzeyinde akışın 3 boyutlu olarak statik basınç, sıcaklık, entalpi, entropi ve yoğunluk değerlerini göstereceğiz. Bu hesaplamaları program bize otomatik olarak yapacaktır bunun için 'Euler calculation' tuşuna basıp akış simülasyonları için gerekli değerleri girecek olursak

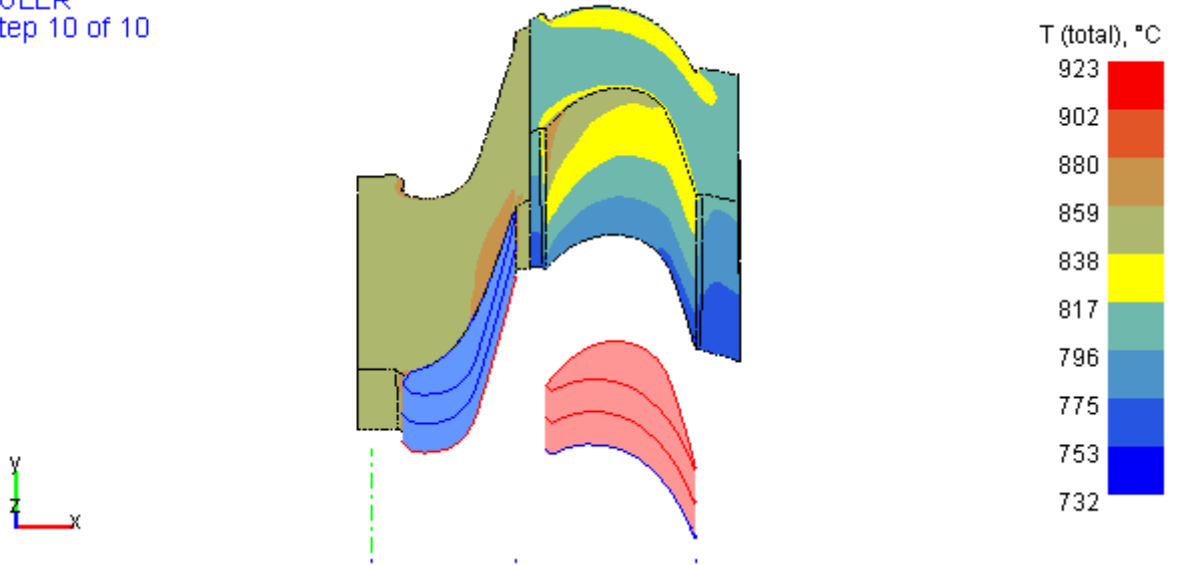
1. Kademe için aşağıdaki 3 boyutlu akış görünümlerini elde ederiz. Pembe renkli kısımlar rotor kanatçıkları, mavi renkli kanatçıklar nozul kanatçıklarıdır.

EULER  
Step 10 of 10



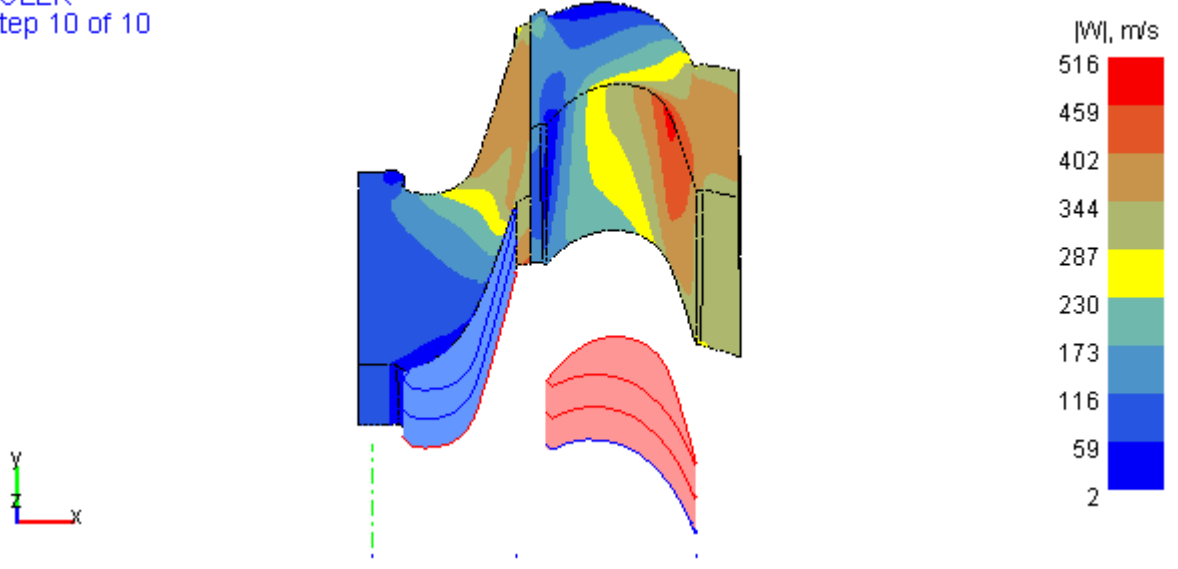
Şekil 5.3.49 1. Kademe toplam basınçlar için *Euler* akış paterni

EULER  
Step 10 of 10



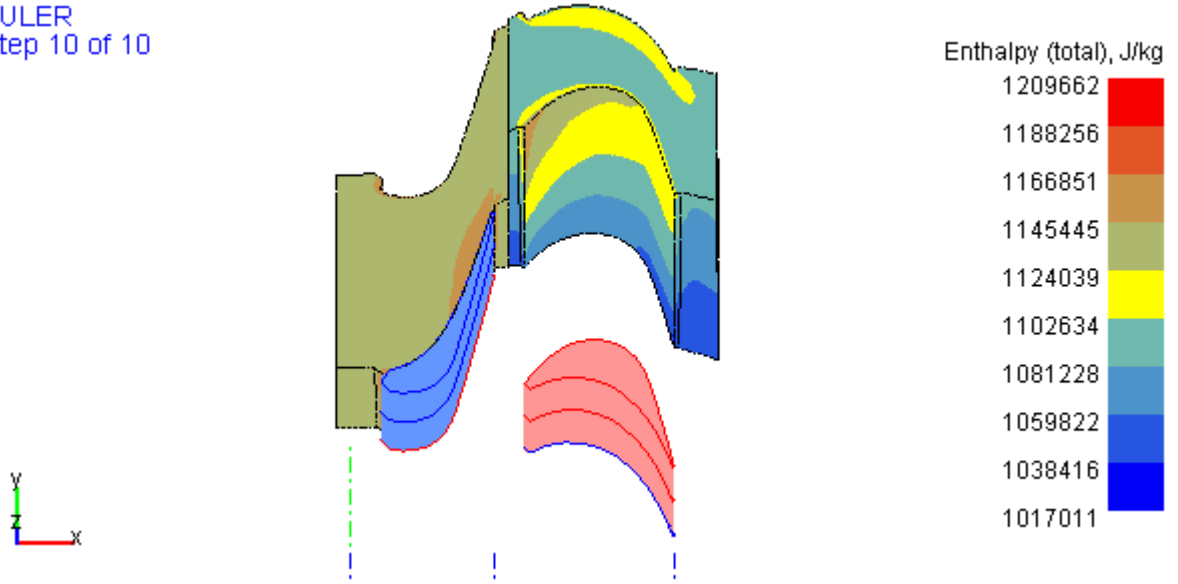
Şekil 5.3.50 1. Kademe toplam sıcaklıklar için *Euler* akış paterni

EULER  
Step 10 of 10



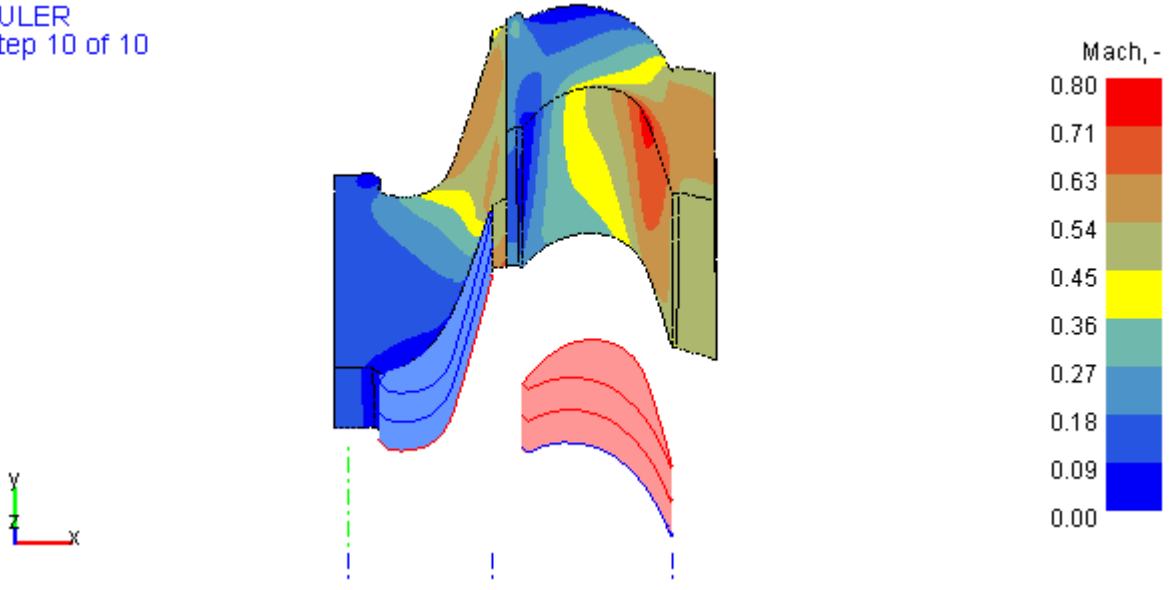
Şekil 5.3.51 1.Kademe bağıl hızlar

EULER  
Step 10 of 10



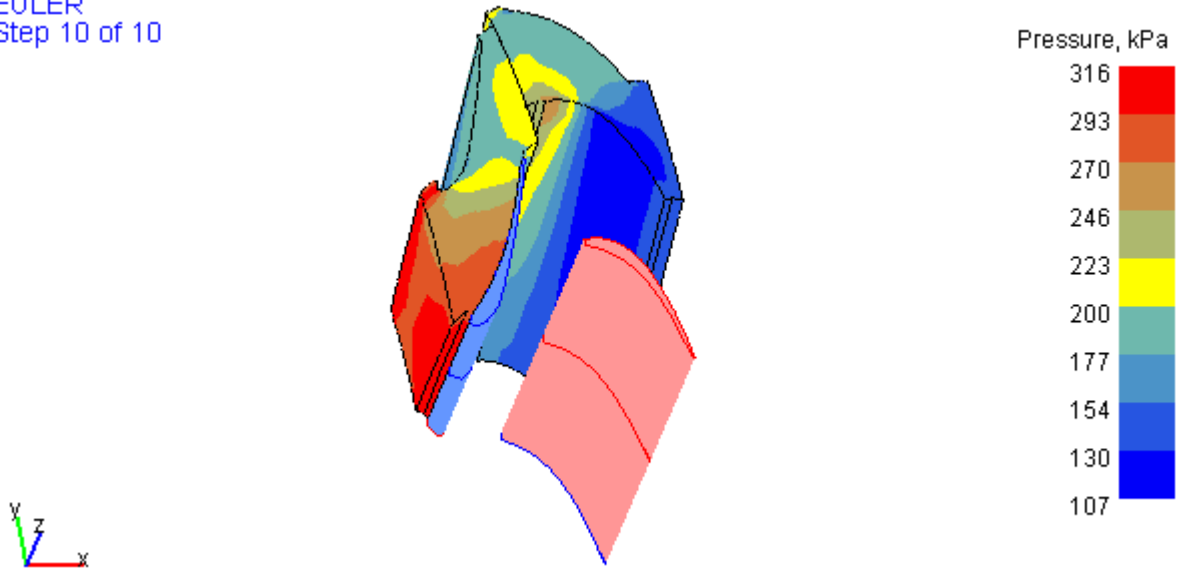
Şekil 5.3.52 1.Kademe toplam entalpi değişimleri

EULER  
Step 10 of 10



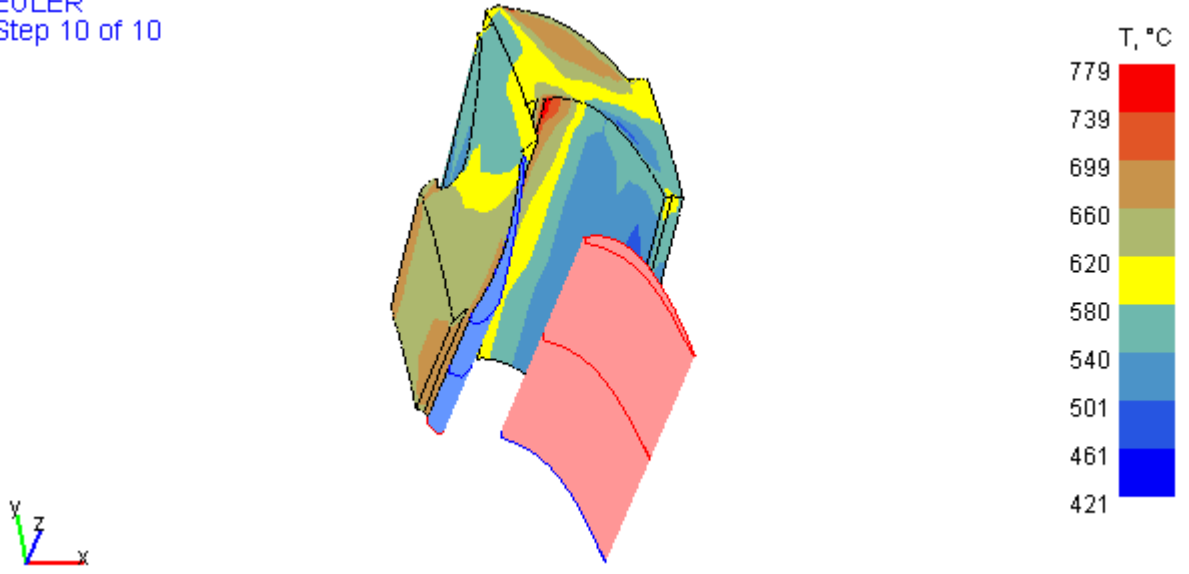
Şekil 5.3.53 1. Kademe Mach sayıları

EULER  
Step 10 of 10



Şekil 5.3.54 2. Kademe statik basınçlar için *Euler* akış paterni

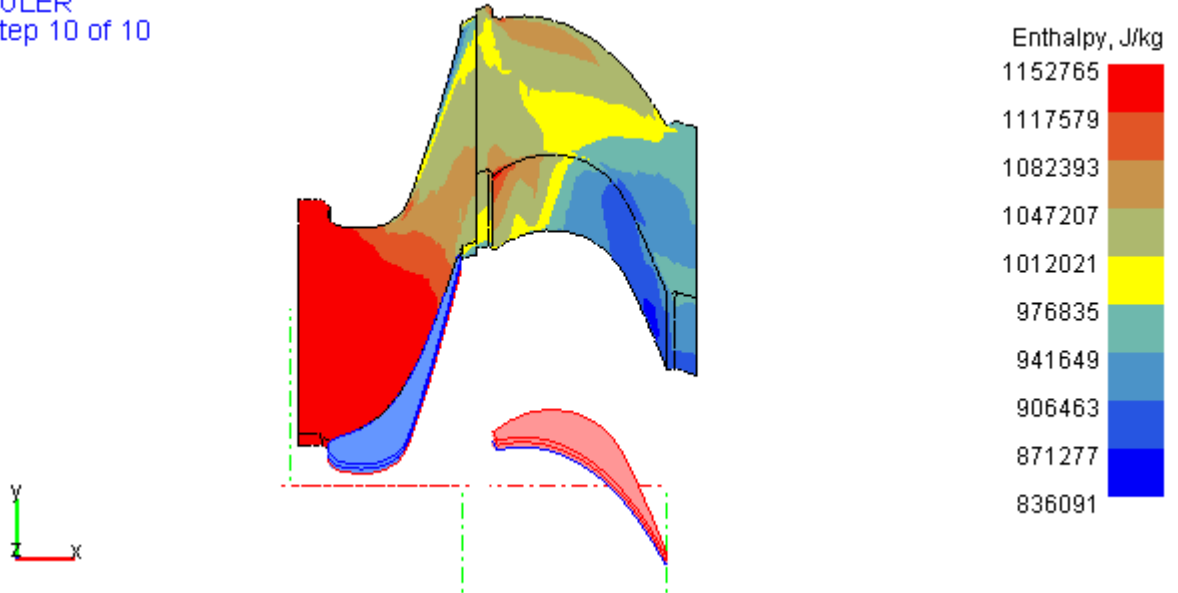
EULER  
Step 10 of 10



Şekil 5.3.55 2. Kademe statik sıcaklıklar için *Euler* akış paterni

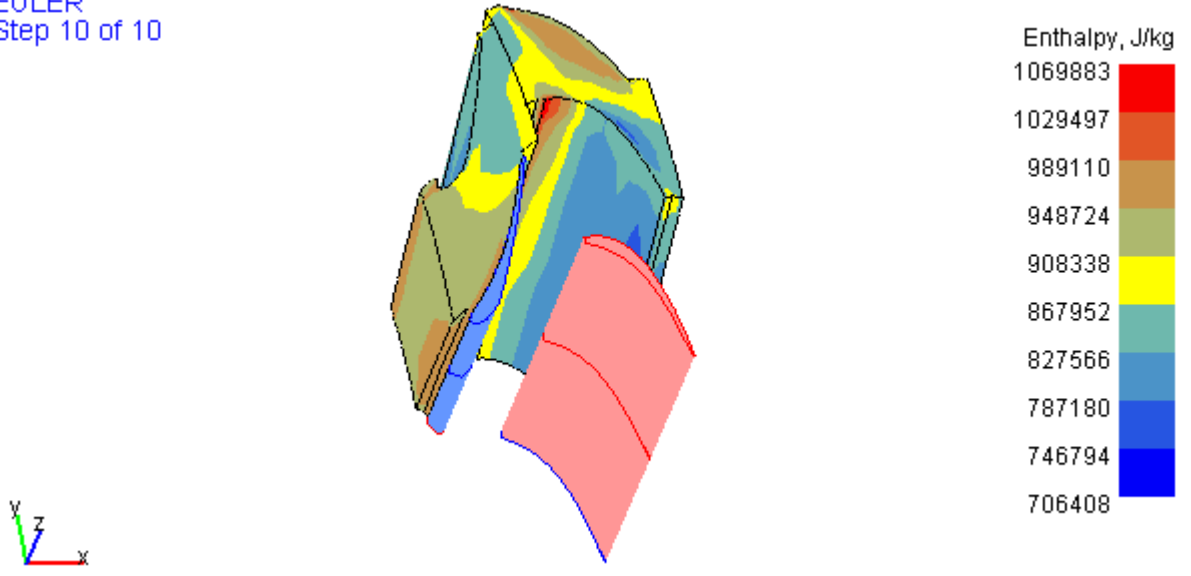
3 Boyutlu (3D) *Euler* akış patern sonuçlarının verildiği şekillere baktığımız zaman akışın şekli ve aldığı değerleri şekil yanındaki renk skalasından takip edebilmekteyiz. Gösterilen değerlere baktığımız zaman değerlerin termodinamiksel hesaplanan değerlere çok yakın olduğu görülmektedir.

EULER  
Step 10 of 10



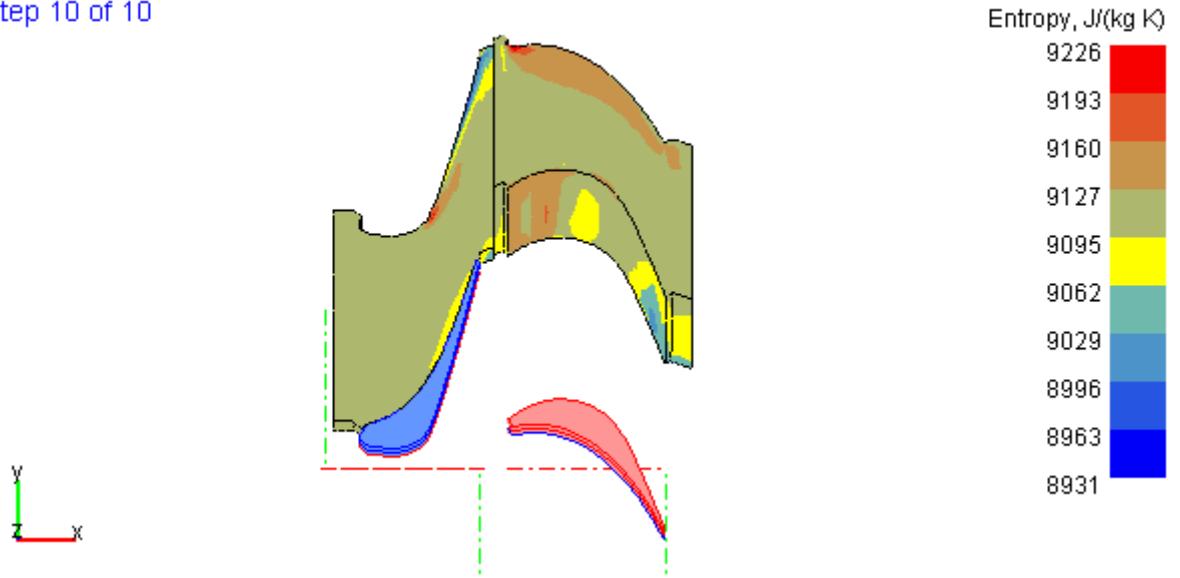
Şekil 5.3.56 1. Kademe statik entalpiler için *Euler* akış paterni

EULER  
Step 10 of 10



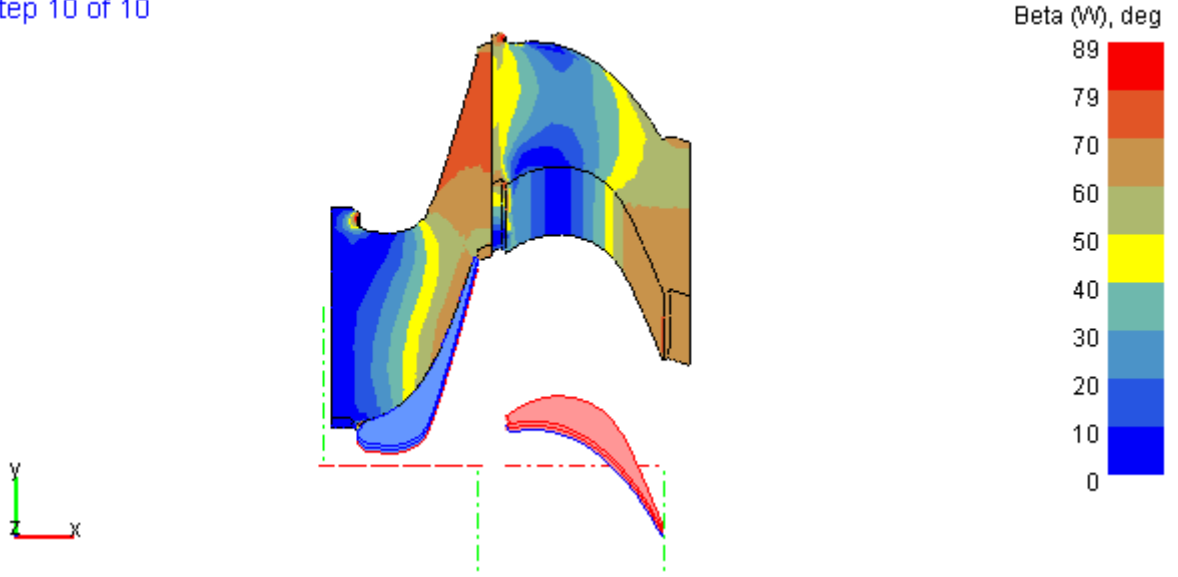
Şekil 5.3.57 2. Kademe statik entalpiler için *Euler* akış paterni

EULER  
Step 10 of 10



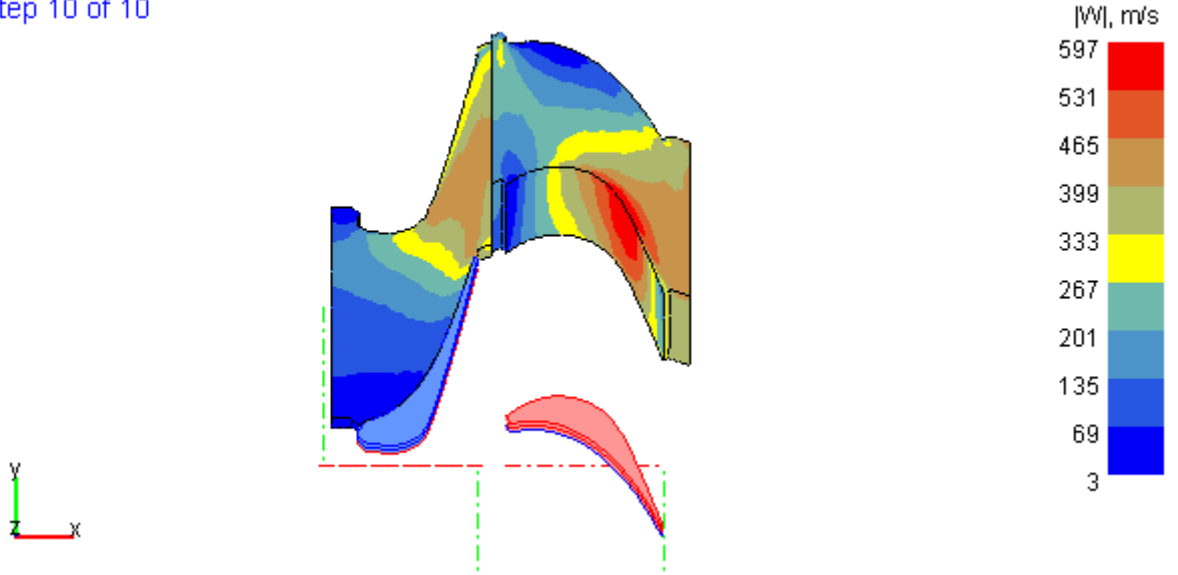
Şekil 5.3.58 1. Kademe entropi için *Euler* akış paterni

EULER  
Step 10 of 10



Şekil 5.3.59 1. Kademe çıkış açıları için *Euler* akış paterni

EULER  
Step 10 of 10

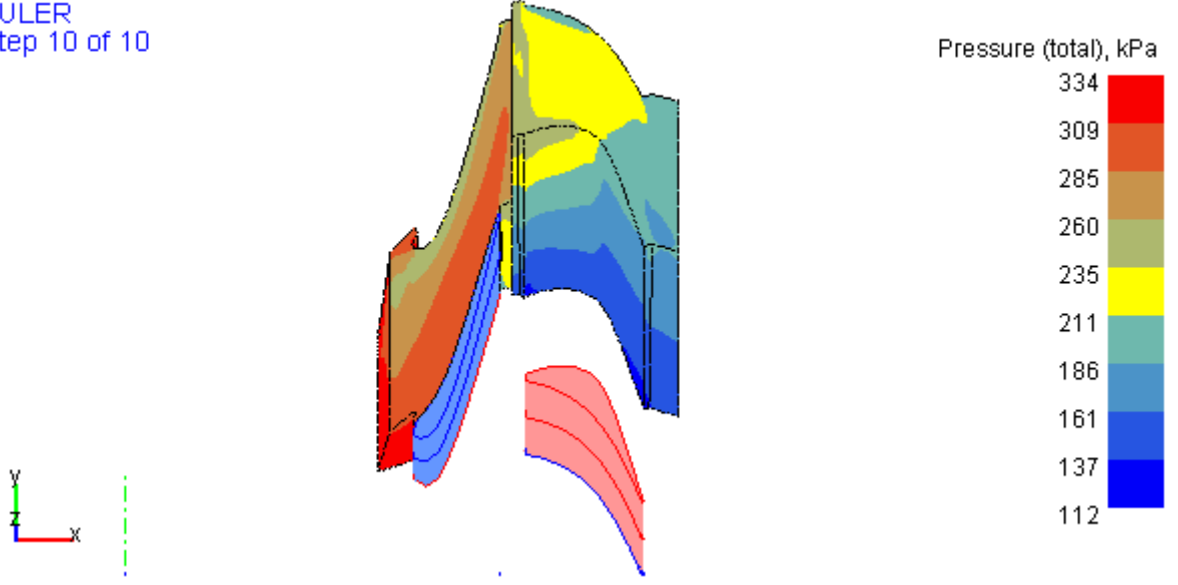


Şekil 5.3.60 1. Kademe bağıl hızlar için *Euler* akış paterni

Yukarıdaki şekilde rotor çıkışındaki bağıl hızların 333-465 m/s aralığında olduğu görülmektedir. Çizelge 5.3.5' te ise rotor çıkışındaki hesaplanan bağıl hız 393 m/s' dir ve değerlerin birbirine yakınlığı görülebilmektedir.

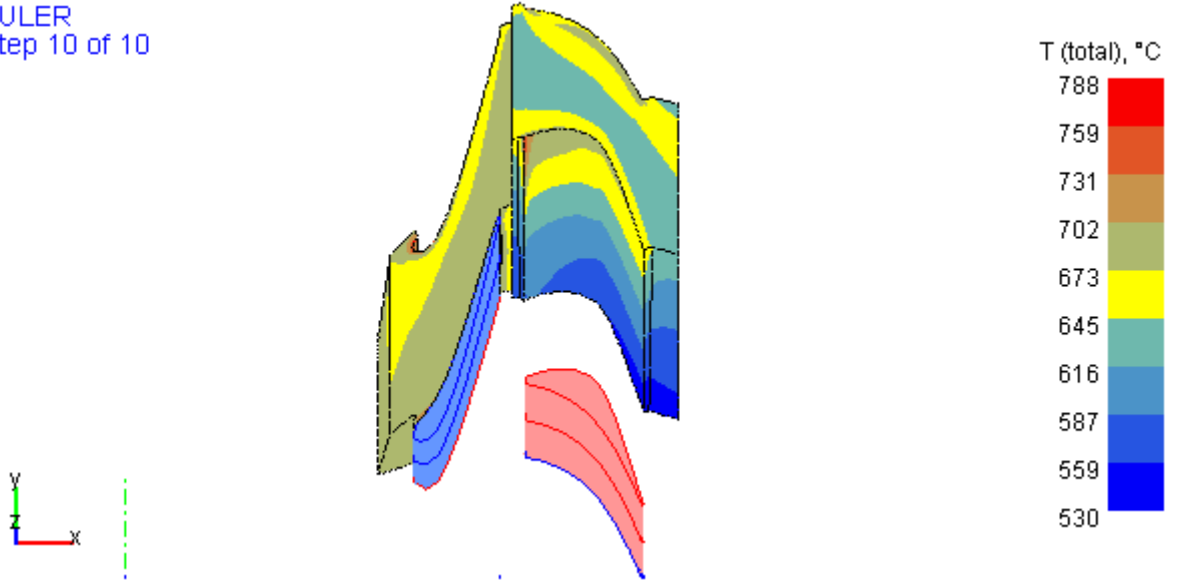


EULER  
Step 10 of 10



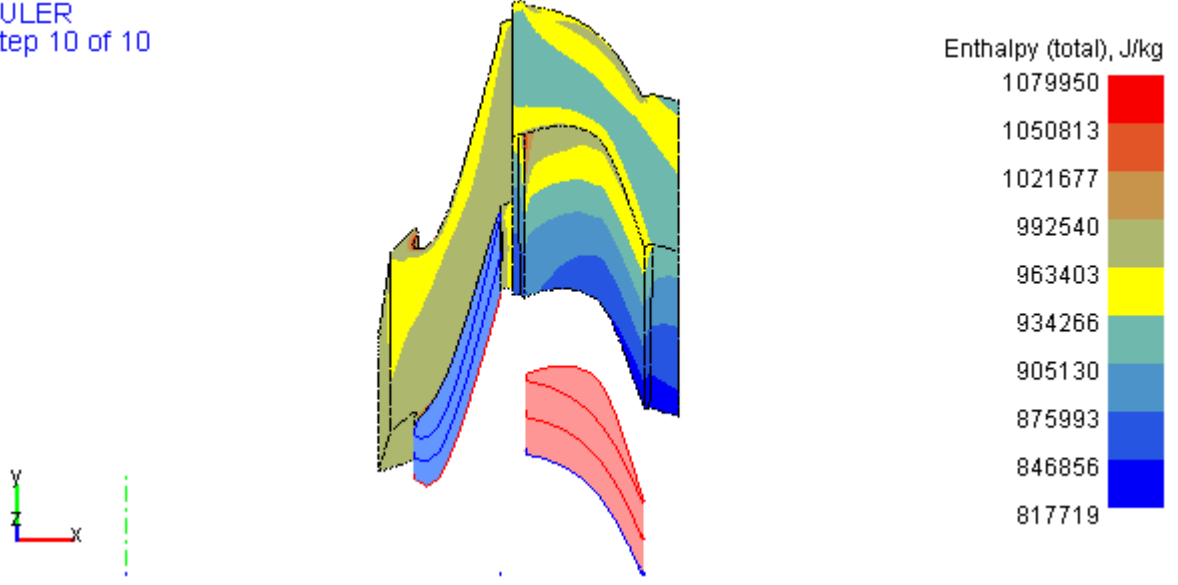
Şekil 5.3.61 2. Kademe toplam basınç için *Euler* akış paterni

EULER  
Step 10 of 10



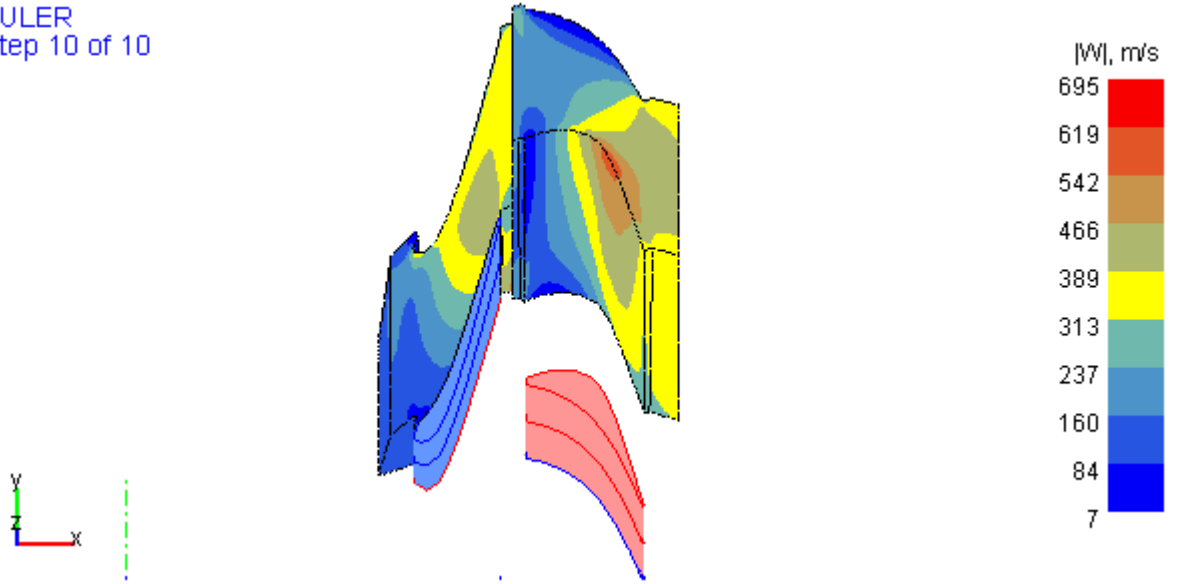
Şekil 5.3 62 2. Kademe toplam sıcaklık için *Euler* akış paterni

EULER  
Step 10 of 10



Şekil 5.3.63 2. Kademe toplam entalpiler için *Euler* akış paterni

EULER  
Step 10 of 10



Şekil 5.3.64 2. Kademe bağıl hızlar için *Euler* akış paterni

CFD analizi ile kademeler için elde edilen akış paterninin değerleri daha önceki kısımlarda çizelgelerde verilen değerler ile karşılaştırılabilir.

## 6. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

Tezde 4. Bölümde gaz türbinlerinin donanımlarını kaynakça bölümünde yer alan kaynaklardan faydalanılarak teorik olarak inceledik. 5. Bölümde ise özgün bir çalışma yaparak aksenal akışlı kompresör ile türbin dizayn ve analizini yaptık. Bu bölümde, 4. Bölümde teorik olarak incelemesi yapılan donanımlardaki bulgular ile tasarımını yaptığımız kompresör ve türbin donanımlarından elde edilen bulguları karşılaştırarak tasarımımızın teorisi karşılama oranını elde edeceğiz. Araştırma bulgularını aksenal akışlı kompresör ve türbin olmak üzere iki kısımda karşılaştırıp irdelenecek, elde edilen veriler hakkında yorumlar yapacağız.

### 6.1 Aksenal Akışlı Kompresör İle İlgili Araştırma Bulguları

Tasarımını yaptığımız kompresörün termodinamiksel çalışma değerlerini teorik değerlerle aşağıdaki çizelgelerden faydalanarak karşılaştıralım.

Aşağıdaki Çizelge 6.1' de izantropik kompresörde termodinamiksel değerlerin değişimi gösterilmiştir. Çizelgedeki işaretlerin anlamları aşağıda verilmiştir.

↑ : Artar.    ↓ : Azalır.    — : Sabit kalır.    u/d: Uygulanabilir değil.

Çizelge 6.1 Aksenal akışlı kompresörde termodinamiksel değerlerin değişimi (Mattingly-2006)

Özellik	Kılavuz kanatlar	Rotor	Stator
Mutlak hız	↑	↑	↓
Bağıl hız	u/d	↓	u/d
Statik basınç	↓	↑	↑
Mutlak toplam basınç	—	↑	—
Bağıl toplam basınç	u/d	—	u/d
Statik sıcaklık	↓	↑	—
Mutlak toplam sıcaklık	—	↑	—
Bağıl toplam sıcaklık	u/d	—	u/d

Şimdi de AxStream programı ile tasarımını yaptığımız 5 kademeli aksenal akışlı kompresörde bu değerlerin durumuna bakalım.

Çizelge 6.2 Tasarımı yapılan kompresörün termodinamiksel değerleri

Özellik	Rotor					Stator				
	Kademe değerleri					Kademe değerleri				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
Mutlak hız (m/s)	Giriş mutlak hızları: 203					232	232	247	247	247
	u/d	331	338	342	345	232	247	247	247	247
Bağıl hız (m/s)	u/d	352	348	342	339	-	-	-	-	-
	u/d	264	254	249	245	352	348	342	339	336
Statik basınç (kPa)	u/d	95	162	262	400	71	123	208	327	489
Mutlak toplam basınç (kPa)	u/d	173	279	424	617	100	171	274	417	607
Bağıl toplam basınç (kPa)	u/d	141	222	341	501	u/d				
Statik sıcaklık (°C)	u/d	17	68	121	176	6	41	95	149	205
Mutlak toplam sıcaklık (°C)	u/d	72	125	180	235	20	72	125	180	233
Bağıl toplam sıcaklık (°C)	u/d	52	100	152	206	u/d				

Çizelgelere baktığımızda tasarımını yaptığımız kompresörün Çizelge 6.2'deki değerleri; mutlak hızlarda rotor teorik değerleri ile uyuşmakta, rotor kanat girişinde hız örneğin 2. Kademe de 232 m/s iken kanat çıkışında bu hız 331 m/s olmaktadır ve statorda ise mutlak hız sabit kalmaktadır. Bağıl hız değerleri rotorda uyuşmakta iken statorda teorikte uygulanabilir değil değeri verilirken uygulamada hız değerleri rotor kanat bağıl hız giriş değerlerine eşit olduğu görülmektedir, statik basınçlarda teorik değerler ile uygulama değerleri uyuşmakta, mutlak toplam basınçlarda rotorda teorikteki gibi basınç artmakta, statorda rotor değerlerine göre çok az bir azalma göstermektedir. Bağıl toplam basınçta ise kılavuz kanatlar ile statorda durum teorikteki gibi olmakta, rotorda ise teorikte sabit kalmasına rağmen uygulamada artmaktadır. Statik sıcaklıkta kılavuz kanatlarda sıcaklık teorikteki gibi düşüş sergilemekte rotor kanatlarında teorikteki gibi artmakta stator kanatlarında ise sabit kalması gerekirken artmaktadır. Mutlak toplam sıcaklık teorik değerlerle tam olarak uyuşmaktadır. Bağıl toplam sıcaklıkta ise rotor kanatçıklarında teorikteki değerlere göre artma göstermektedir.

Dördüncü bölümde kanatçık kesiminde düşük direnç katsayıları (kayıplar) için arzu edilen, akış giriş açısını  $-10^\circ$  ile  $+10^\circ$  aralığında tutmak gerektiğini belirtmiştik. (Meherwan-2006) Akış direnç katsayılarını küçük tutmak için tasarımını yaptığımız kompresörün giriş açılarını kontrol edelim.

Çizelge 6.3 Kademe akış giriş açı değerleri

Giriş açıları	1. Kademe	2. Kademe	3. Kademe	4. Kademe	5. Kademe
<b>Rotor</b>	-3.25817	-4.3971	-4.02512	-3.64446	-3.26918
<b>Stator</b>	-4.3967	-3.74592	-3.30365	-2.84071	-2.61574

Yukarıdaki çizelgedende görüleceği üzere akış giriş açı değerlerimiz  $-10^\circ$  ile  $+10^\circ$  aralığındadır.

Reaksiyon oranının önemini ve hesaplanmasının, entalpi cinsinden rotordaki statik entalpi artışının, tüm kademedeki artışa oranı ve ifadesinde  $R = \frac{H_{rotor}}{H_{kademe}}$  şeklinde olduğunu 4. Bölümde belirtmiştik. Şimdi AxStream programı ile hesaplanan reaksiyon oranını yukarıdaki formülde hesaplayarak gerçekleştirme oranını görelim.

Örneğin AxStream ile 2. Kademe için hesaplanan rotodaki statik entalpi 292368 J/kg.K, statordaki statik entalpi ise 316512 J/kg.K' dir. Formülde bu değerleri yerine koyup işlemi yaparsak:

$$R = \frac{H_{rotor}}{H_{kademe}} = \frac{292368}{316512+292368} = 0.48 \quad (1)$$

AxStream ile hesaplanan reaksiyon oranı ise 0.50' dir. % 2' lik küçük bir sapma ile reaksiyon oranını hesapladık değerler birbirine yakın çıkmıştır.

Teorik kısımda değindiğimiz tek şaftlı kompresörlerde, türbinde üretilen gücün % 55-65 aralığındaki miktarlarda kompresör tarafından harcanır. Şimdi bunun doğruluğunu irdeleyelim. Tasarımını yaptığımız türbinin ürettiği toplam spesifik iş  $W_T = 348723 W$  kompresörün ihtiyaç duyduğu toplam spesifik iş  $W_K = 216737 W$ , tüketim oranı ise:

$$\frac{W_K}{W_T} = \frac{216737}{348723} = 0.62' \text{ dur. Yani türbinde ürettiğimiz işin } \% 62' \text{ sini kompresörü çevirmek için}$$

harcamış olduk. Hesapladığımız değer teorik kısımda ifade edilen tüketim aralığındadır.

Simetrik kademenin reaksiyon oranı % 50' ye eşit olan kademe olduğunu belirtmiştik tasarımını yaptığımız kompresörün reaksiyon oranı % 50' dir ve  $R_{tasarım} \cong \% 50$  olduğundan tasarımını yaptığımız kompresör simetrik kademelidir.

Kompresörde teorik olarak  $\frac{P_{Tçıkış}}{P_{Tgiriş}} = \text{basınç oranı}$  tasarımını yaptığımız kompresörde bu

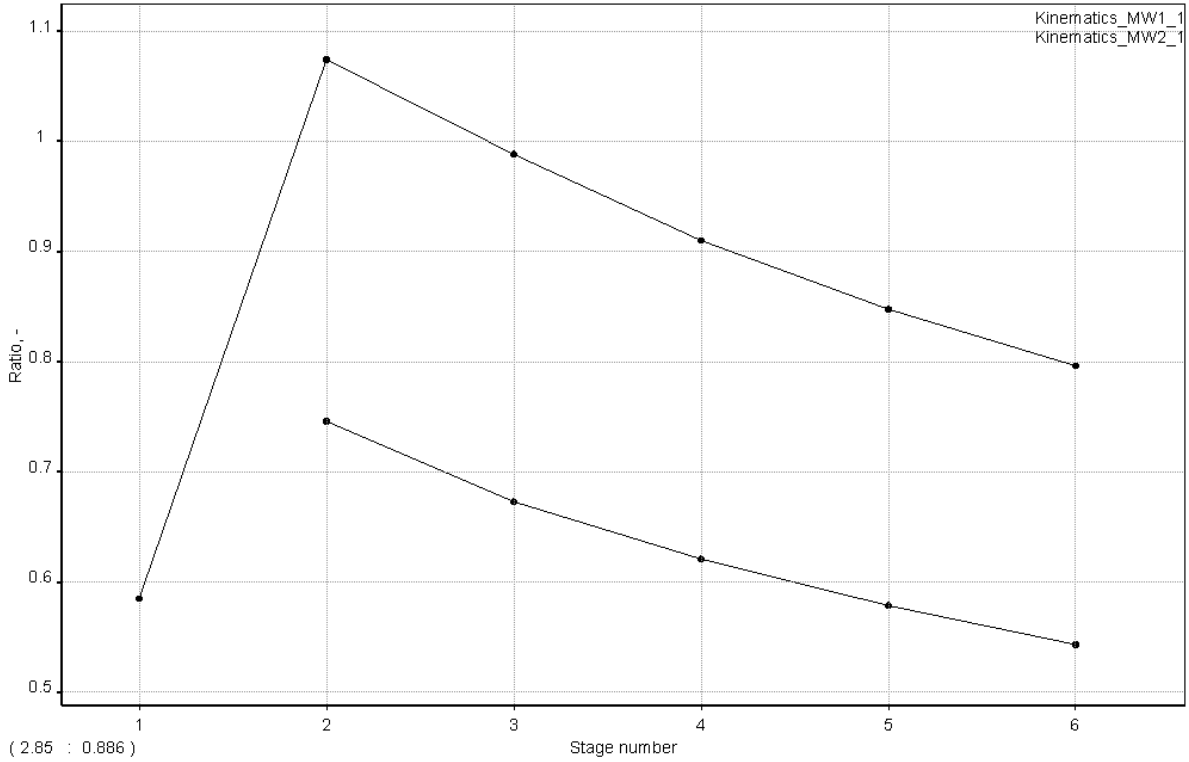
durum:

$$\frac{P_{Tçıkış}}{P_{Tgiriş}} = \frac{607.64}{101.325} = 5.99' \text{ dir.} \quad (2)$$

Denklem (2) ile kompresör tasarımına başlamadan önce belirlediğimiz basınç oranını tasarımını yaptığımız kompresörde elde ettiğimizi göstermiş olduk.

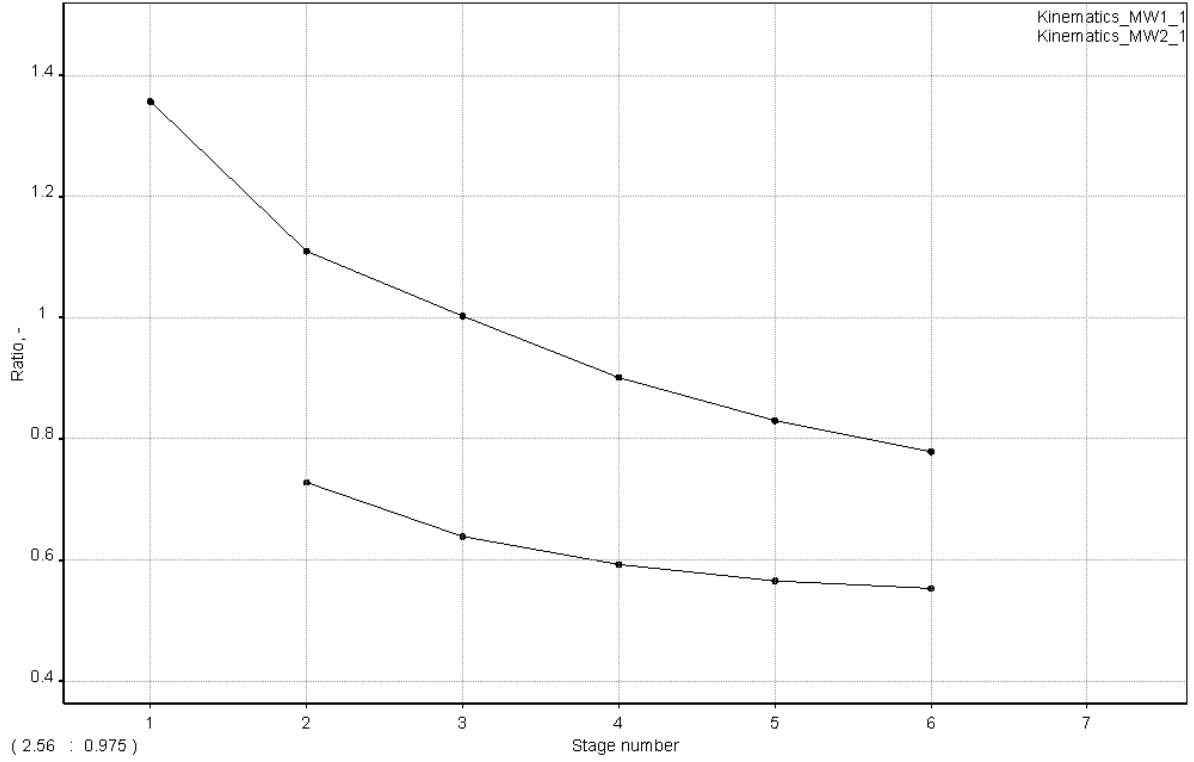
Kompresör girişindeki çevre sıcaklığının kompresör performansına etkisini 4. Bölümde ifade etmiştik. Bu konuyu uygulamamız ile karşılaştırmak için tekrar edecek olursak, akışkan olarak kullanılan gazın Mach sayıları çevredeki gazın sıcaklığı ile doğrudan ilgilidir bunun nedeni ise Mach sayısının  $M = \frac{V}{a} = \frac{V}{\sqrt{\gamma g R T}}$  şeklinde hesaplanmasıdır. (Gresh-2001) (3)

Burada  $V$ : Sonik hızdır. Şimdi bu teorik bilgiyi tasarımımız üzerinde irdedeleyelim. Tasarımını yaptığımız aksenal akışlı kompresörde 20 °C çevre sıcaklığında rotordaki bağıl mach sayıları aşağıdaki diyagramda gösterilmiştir.



Şekil 6.1.1 20 °C çevre sıcaklığında rotordaki bağıl Mach sayıları

Tasarımını yaptığımız kompresörün temel dizayn parametrelerini sabit tutarak çevre sıcaklığını -20 derece yaparsak Mach sayılarının değiştiği ve ilk kademelerdeki yüksekliği dikkat çekmektedir.



Şekil 6.1.2 -20 °C çevre sıcaklığında rotordaki bağıl Mach sayıları

## 6.2 Eksenel Akışlı Türbin İle İlgili Araştırma Bulguları

Gaz türbinlerinde ısı verimini arttırmannın bir diğer yolunun türbin giriş sıcaklığını arttırmak olduğunu daha önce belirtmiştik. Bu teorik durumu AxStream programında uygulamalı olarak karşılaştıralım. Diğer dizayn parametrelerini değiştirmeden türbin giriş sıcaklığını arttırarak ‘cylinder redesign’ komutu ile yaptığımız deneylerde diğer dizayn parametrelerini sabit tutsak dahi türbin giriş sıcaklığını arttırdığımızda türbin veriminin ne kadar arttığı gözlenmektedir. Yapılan deneye ait değerler aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 6.4 Çeşitli türbin giriş sıcaklıklarına karşılık verim değerleri

Türbin giriş sıcaklığı	1200 °C	1500 °C	1800 °C
Verim (%)	93	94.36	94.43

Eksenel akışlı türbinler, temelde eksenel akışlı kompresörlerle aynı çalışma prensiplerine sahip olsalarda, teorik olarak eksenel akışlı türbinlerde bağıl hızlar ve kademelerdeki entalpi değişimleri eksenel akışlı kompresörlere göre daha fazla olmaktadır. Bu durumları tasarımı yaptığımız eksenel akışlı türbin ile kompresörde karşılaştıralım. (Bathie-1996)

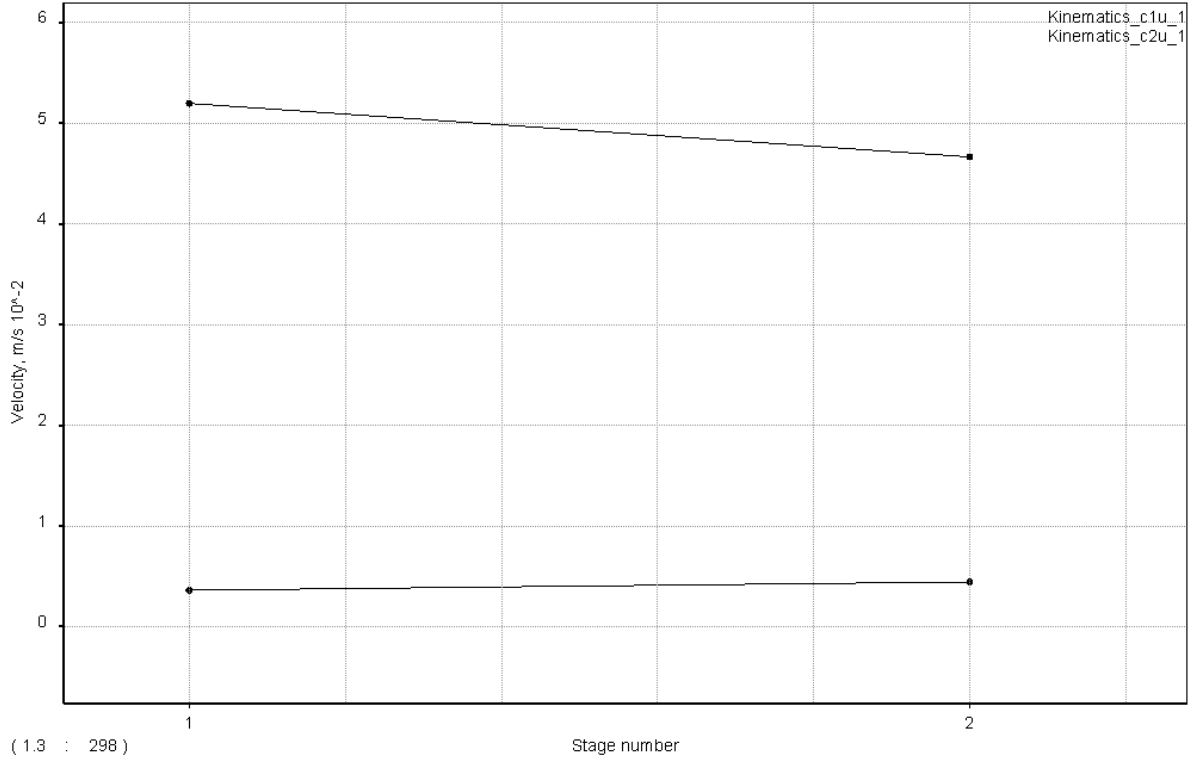
Çizelge 6.5 Kompresör ile türbin değerlerinin karşılaştırılması

Donanım	Bağlı hız değişim miktarı (m/s)	Entalpi (J/kg)
Kompresör	1. Kademe: - 2. Kademe:88 3. Kademe:94 4. Kademe:93 5. Kademe:94	1. Kademe:294469 2. Kademe:294469 3. Kademe:347166 4. Kademe:400729 5. Kademe:455405
Türbin	1. Kademe:132 2. Kademe:109	1. Kademe:1128204 2. Kademe:939773

Yukarıdaki çizelgeden de görüleceği üzere bağlı hız ve entalpiler için teorik olarak verilen bilgilerin tasarımını yaptığımız eksenel akışlı kompresör ve türbin değerleri ile uyuşmaktadır.

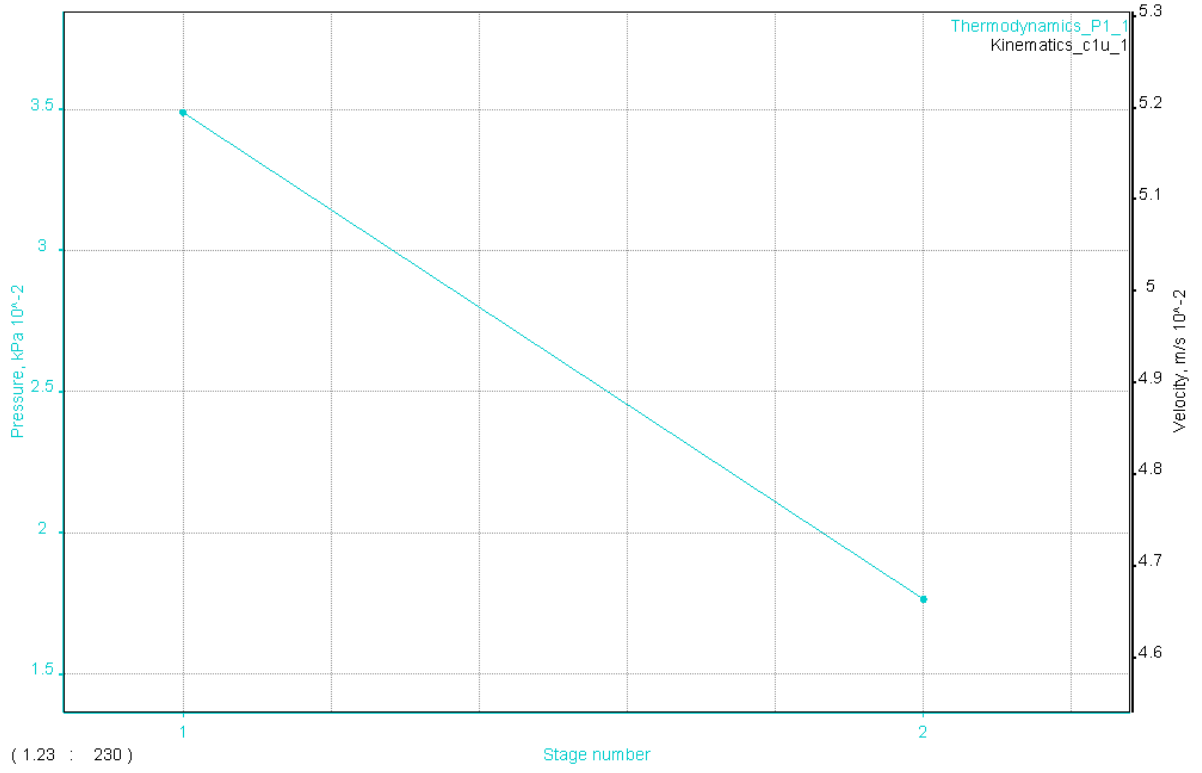
Türbinlerde teorikte nozul kolonlarında tanjalsal hız artarken statik basınç azalmaktadır ve rotor kolonunda ise tanjalsal hız azalmaktadır. Bu teorik bilginin tasarımını yaptığımız türbinde gerçekleşip gerçekleşmediğine bakalım. Aşağıdaki Şekil 6.2.1 bize rotorda kademelerdeki tanjalsal hızı göstermektedir. Diyagramdan rotorda tanjalsal hızın düşük olduğu ve 2. Kademeye doğru değerinin çok düştüğü görülmektedir. Şekil 6.2.2' de ise nozul kolonundaki tanjalsal hız görülmektedir. Tanjalsal hız değerlerinin nozul kolonunda yüksek olduğu diyagramdan anlaşılmaktadır.





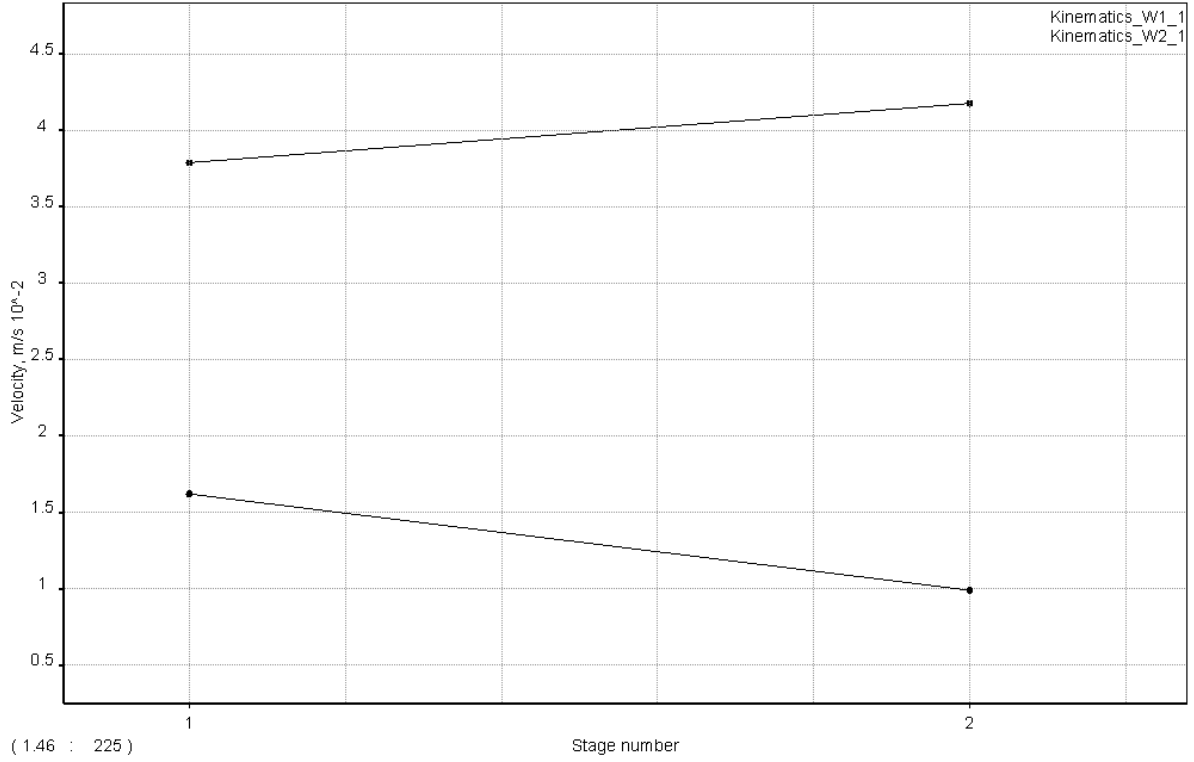
Şekil 6.2.1 Rotor ve nozul kolundaki tanjalsal hız değişimi

Şekil 6.2.2’de nozul kolundaki statik basınca karşı sağdaki sıkalada tanjalsal hız değerleri görölmektedir. Verilen diyagramlardan tanjalsal hız ve statik basınç ile ilgili teorik bilgileri doğrulamış olduk.



Şekil 6.2.2 Türbin kademelerindeki statik basınç

Hızlar konusunda bir diğer teorik bilgi de aksenal akışlı türbinde nozul kolonlarında bağıl hızlar azalırken rotor kolonlarında artmaktadır. Bu teorik bilginin doğrulanması türbin tasarımımıza ait bağıl hızlarla ilgi aşağıdaki diyagramda doğrulanmıştır. (Harman-1981)



Şekil 6.2.3 Rotor ve nozul kolonlarındaki bağıl hız değerleri

Tasarımını yaptığımız 2 kademeli aksenel akışlı türbinimizin çıkış gücü 9.030 MWatt' tır (12110 HP). Bu güç değerini  $P = \dot{m}C_p\Delta T_{toplam}$  (4)

formülü ile hesaplayıp sonucu kıyaslayalım (Harman-1981)

Formülde tasarımda kullandığımız değerlerimiz:

$$\dot{m} = 24.58 \text{ kg/s} \quad C_p = 1004.5 \text{ J/(kg.K)} \quad \Delta T_{toplam} = (850 - 479.019) \text{ } ^\circ\text{C}$$

Bu değerleri formülde yerine koyacak olursak:

$$P_{türbin} = \dot{m}C_p\Delta T_{toplam} = 24.58 \times 1004.5 \times (850 - 479.019) = 9.15 \text{ MW} \quad (5)$$

Sonuç olarak teorik formülden hesapladığımız güç değeri AxStream ile yaptığımız tasarımımızın güç değerine yakın çıktı.

Tasarımını yaptığımız aksenel akışlı türbin reaksiyon tipi bir türbindir çünkü toplam basınçtaki değişimler rotor kademelerinde olmuştur, nozul kademelerinde ise çok küçük değişimler meydana gelmiştir. Toplam basınca ait değişim değerleri aşağıdaki çizelgede verilmiştir. Türbine giriş basıncımız 576.15 KPa' idi.

Çizelge 6.6 Türbin toplam basınç değerleri

Kademe	1. Kademe toplam basınç (KPa)	2. Kademe toplam basınç (KPa)
Nozul	557.8	277.19
Rotor	285.158	124.86

Tasarımını yaptığımız aksenel akışlı türbinde reaksiyon oranları: 1. Kademe için 0.33, 2. Kademe için ise 0.39' dur.

Kanat yük katsayısının türbin kademe iş kapasitesini ifade ettiğini dördüncü bölümde denklemsel olarak denklemler (125) ile  $\Psi = \frac{2c_p \Delta T_{0s}}{U^2}$  şeklinde ifade edildiğini belirtmiştik.

Kanat yük katsayısının düşük olması türbin kademesinde akış hızlarını ve kayıpları düşürürken verimi arttırmakta fakat iş kapasitesinde kayıplara neden olmaktadır. Bu durum uzun süreli çalışma maliyetlerinin önemli olduğu endüstriyel gaz türbinlerinde arzu edilen bir durumdur. Kanat yük katsayısının genellikle tipik endüstriyel gaz türbinlerinde 3, havacılıkta kullanılan gaz türbinlerinde 5 olduğu bilinmektedir. (Harman-1981)

Tasarımını yaptığımız gaz türbinin kanat yük katsayısını hesaplayıp sonucu irdeleyelim.

$$\Psi = \frac{2c_p \Delta T_{0s}}{U^2} = \frac{2 \times 1004.5 \times (850 - 479.019)}{443^2} = 3.79 \quad (6)$$

Kanat yük katsayımız 3.79 çıktı değer endüstriyel gaz türbini uygulaması değerine yakın çıkmıştır. Tasarımımızda zaten endüstriyel uygulamaya yöneliktir.

Ayrıca gaz türbinlerinde türbinde üretilen gücün % 55-65'ini kompresörü çevirmede harcanmaktadır. Bu teorik bilgiyi uygulamamız ile karşılaştıralım.  $P_{komp} = 4.98 \text{ MW}$  ve  $P_{türbin} = 9.030 \text{ MW}$  tır. Buradan  $\frac{P_{komp}}{P_{türbin}} = \frac{4.98}{9.030} = 0.55$  olmaktadır. Türbinde ürettiğimiz gücün % 55'ini kompresörü çevirmek için harcamış olduk.

## 7. SONUÇ

Sekiz bölümden oluşan bu tezde gaz türbinleri konusu üç temel anlatım doğrultusunda ele alınmıştır. Bu üç temel anlatım doğrultusu; gaz türbinleri hakkında gerekli teorik bilgilerin verilmesi, örnek bir gaz türbini üzerinde teorik bilgilerin uygulamaya dönüşmüş halinin incelenmesi ve teorik ile uygulamaya dönüşmüş bilgilerin ışığında AxStream programı ile gaz türbinlerinin iki çok önemli temel donanımı olan aksel akışlı kompresör ve türbin dizaynı-analizinin yapılması şeklindedir. Teorik ve uygulamaya yönelik bilgilerin verilmesi kısmı ilk dört bölümde kaynakça da verilen kaynakların derlenmesi ile yapılmıştır. Teorik bilgiler ve uygulamaya yönelik bilgilerden gaz türbinleri ile çıkardığımız başlıca önemli sonuçlar aşağıdaki gibi sıralamak mümkündür.

1. Kompresörlerde sıkıştırma oranının ısı verime etkisi yüksektir.
2. Kompresörlerde giren havanın sıcaklığının değeri verim açısından önem arz etmektedir. Örneğin endüstride elektrik üretiminde kullanılan gaz türbinlerinde yazları hava sıcaklığının yüksek olmasından ötürü gaz türbinlerinin veriminin düştüğü ve elektrik üretim kapasitesinin kışa göre azaldığı bilinmektedir.
3. Yanma odalarında yanma veriminin etkilenmemesi açısından basınç düşmesinin olmaması arzu edilmektedir.
4. Türbin giriş sıcaklığı ısı verime direkt olarak etki eden diğer faktörlerden biridir ve türbin giriş sıcaklığının yüksek olması ısı verimi arttırmaktadır. Fakat yüksek türbin giriş sıcaklıklarında beraberinde türbin kanatlarında yüksek ısı gerilme sorununu ortaya çıkarmakta ve bu sorunun ortadan kaldırılması maksadıyla türbin kanatlarında soğutma yapılması gerekmektedir. Türbin kısmında soğutma işlemi kanat köklerinden uçlara doğru yapılmaktadır bunun nedeni kanat köklerinin türbin diskinin bağlı olması ve türbin diskinin ısı iletiminin yüksek olmasıdır.

Tezin 5. Bölümünde AxStream programı ile teorik bilgilerin ışığında aksel akışlı kompresör ve türbin dizaynı ile analizi yapılmıştır. Yapılan dizayn ve analiz sonuçları araştırma bulguları ve tartışmalar kısmında teorik bilgiler ile karşılaştırılmış yapılan tasarım ile teorik bilgilerin ve hesaplanan değerlerin genelde birbirine yakın çıktığı gözlemlenmiştir.

Sonuç olarak bu tezde gaz türbinleri donanımlarının ayrıntılı olarak incelenmesi teorik ve uygulamalı olarak yapılarak, gaz türbinleri hakkında bilgi edinilmesi sağlanmıştır.

## 8. KAYNAKLAR

1. Aircraft Gas Turbine Engines, Subcourse No. AL0993, Edition 5, US Army Aviation Logistics School Fort Eustis, Virginia, U.S.A., 27-32.
2. Baskharone A. E. (2006). Principles of Turbomachinery in Air-breathing Engines. Texas A&M University, Cambridge University Press, U.K..
3. Bathie, W. W. (1996). Fundamentals Of Gas Turbines. Second Edition, John Wiley&Sons Inc., Canada.
4. Brown N. R. (2005). Compressors: Selection and Sizing. Third Edition, Gulf Professional Publishing, U.S.A.
5. Çengel A. Y., Boles A. M. (1996). Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik. Literatür Yayıncılık, İstanbul, 423-429.
6. Çetinkaya S. (1999). Gaz Türbinleri. Nobel Yayın Dağıtım LTD. ŞTİ., Ankara,8-12.
7. Çiğdem S. (1977). Gaz Türbinlerinin Savaş Gemilerinde Ana Makine Olarak Kullanılması. Deniz Harp Okulu Matbaası, Heybeliada, İstanbul.
8. Dixon S.L. (1998). Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. Fourth Edition, Elsevier Butterworth-Heinemann Publications, Burlington, U.S.A.
9. Doç.Dr. Öztürk E. (1997). Türbin Motorlarının Aerotermodinamiği ve Mekaniği Esaslar ve Uygulamalar. Birsen Yayın Evi, İstanbul, 232-260.
10. Eyice S. (1982). Gaz Türbinleri (Yanma Odaları ve Gaz Jeneratörleri). Cilt III, Ankara Devlet Mimarlık Mühendislik Akademisi Yayın No:5, Ankara.
11. Fletcher P, Walsh P.P. (2004). Gas Turbine Performance. Second Edition, Blackwell Publishing company, Malden, MA, USA, 17-36.
12. Giampaolo T (2006). Gas Turbine Handbook: Principles and Practices. Third Edition, The Fairmont Press., U.S.A..
13. Glassman J. A. (1994). Turbine Design and Application. NASA Scientific and Technical Informantion Program, Washington D.C., U.S.A..
14. Gorla S.R. R, Khan A. A. (2003). Turbomachinery Design and Theory. Marcel Dekker Inc., USA.
15. Gresh T. (2001). Compressor Performance: Aerodynamics For The User. Second Edition, Elsevier Science & Technology Books, U.S.A..
16. Harman T.C. R. (1981). Gas Turbine Engineering Applications, Cycles and Characteristics. The Macmillan Press LTD., London, United Kingdom.
17. Horlock J.H. (2003). Advanced Gas Turbine Cycles. Elsevier Science LTD., Oxford, United Kingdom, 2-4.
18. [http://ansiklopedi.turkcebilgi.com/Brayton\\_%C3%A7evrimi](http://ansiklopedi.turkcebilgi.com/Brayton_%C3%A7evrimi) (erişim tarihi, 16.12.2008)
19. <http://www.atabb.com/ansiklopedi/775862-gaz-turbini-elemanlarinda-meydana-gelen-kayiplar.html> (erişim tarihi, 17.12.2008)
20. Introduction to Naval Engineering chapter-8, USNAVY.
21. Karakoç T. H. (1997). Uçaklarda gaz türbinli motorların yakıt sistemleri. Eskişehir Üniversitesi kütüphane dökümantasyon merkezi, Eskişehir.
22. Lee F. J. (1954). Theory and Design Of Steam and Gas Turbines. McGraw-Hill Book Company, Inc, Newyork, U.S.A..
23. Lefebvre H. A. (1998). Gas Turbine Combustion. Second Edition, Taylor & Francis Publications, U.S.A..
24. Mattingly D. J. (2006). Elements of Propulsion: Gas Turbines and Rockets. Department of Mechanical Engineering Seattle University, AIAA Education Series, Seattle, Washington, U.S.A..
25. Meherwan P. B. (2006). Gas Turbine Engineering Handbook. Third Edition, Gulf Professional Publishing,United Kingdom.

26. Rogers L. W., Jennings H. B. (1953). Gas Turbine Analysis and Practice. MacGraw-Hill Book Company, Inc., New York, U.S.A..
27. Saarlal, M. (2003). Steam and Gas Turbines for Marine Propulsion. Second Edition, Naval Institute Press, U.S.A, 150-152.
28. Shepherd D.G. (1956). Principles of Turbomachinery. The Macmillan Company, U.S.A..
29. Shepherd D.G. (1960). Introduction to The Gas Turbine. The Macmillan Company, U.S.A..
30. Soares C. (2007). Gas Turbines A Handbook of Air, Land and Sea Applications. Butterworth-Heinemann, U.S.A..
31. Type I (1967) Service Manual for Magnetic Minesweeping Gas Turbine, Department of The Navy Naval Ship Systems Command, Peterson Builders, Inc., Sturgeon Bay, Wisconsin, U.S.A..
32. Yahya SM (1999). Turbines Compressors and Fans. Indian Institute of Technology, Tata McGraw-Hill Publishing Company, New Delhi, India.
33. *AxSTREAM* Tutorial (2009). Preliminary design, analysis and optimization of Axial compressor (Educational Version) *AxSTREAM* v.2.5.xx. SoftInWay, Inc, Burlington, USA.
34. *AxSTREAM* Tutorial (2009). AT Preliminary design and analysis of Axial turbine. (Educational Version) *AxSTREAM* v2.5.xx. SoftInWay, Inc, Burlington, USA.
35. [http://www.thyssenkrupp-vdmfareast.com/media/down\\_datasheets\\_super\\_new/nicrofer5219nb\\_e.pdf](http://www.thyssenkrupp-vdmfareast.com/media/down_datasheets_super_new/nicrofer5219nb_e.pdf)

## ÖZGEÇMİŞ

Tezin hazırlayan Doğuş ÖZKAN 1980 yılında Edirne'nin Uzunköprü ilçesinde üç çocuklu bir ailenin ikinci çocuğu olarak dünyaya gelmiştir. Ortaokulu 1992-1996 yılları arasında Uzunköprü Muzaffer Atasay Anadolu Lisesi'nde, lise öğrenimini 1996-1999 yılları arasında Deniz Askeri Lisesinde tamamlamıştır. Lisans öğrenimini 1999-2003 yılları arasında Deniz Harp Okulu Komutanlığı'nda Gemi inşa ve Gemi Makineleri bölümlerinde öğrenim görerek tamamlamıştır. 30 Ağustos 2003 tarihinde teğmen rütbesiyle başarıyla mezun olarak Donanma saflarına katılmıştır. Deniz Kuvvetleri Komutanlığı bağlısı çeşitli gemilerde makine bölümünde branş subaylığı yapmıştır ve halihazırda Sahil Güvenlik Komutanlığı bağlısı bir gemide makine bölüm amiri olarak görev yapmaktadır.

Doğuş Özkan evli olup İngilizce bilmektedir.