

**T.C.  
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE VE İMALAT MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ BİLİM DALI**

**KÜÇÜK ÖLÇEKLİ BİR JET MOTORUNUN TASARIM VE ANALİZİ**

**HÜSNÜ ERSİN İNCE**

**Danışman  
Dr. Öğr. Üyesi İbrahim AYDIN**



**MANİSA-2023**

**HÜSNÜ  
ERSİN İNCE**

**KÜÇÜK ÖLÇEKLİ BİR JET MOTORUNUN  
TASARIM VE ANALİZİ**

**2023**

## **TAAHHÜTNAME**

Bu tezinManisa Celal Bayar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde, akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

**Hüsnü Ersin İNCE**



## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER .....	I
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	III
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	IV
TABLO DİZİNİ .....	VI
TEŞEKKÜR.....	VII
ÖZET.....	VIII
ABSTRACT .....	IX
1. GİRİŞ .....	1
1.2. Jet Motoru Çeşitleri .....	5
1.2.1. Turbojet Motor .....	6
1.2.2. Turboprop Motor .....	6
1.2.3. Turbofan Motor .....	7
1.2.4. Ramjet Motor.....	8
1.3. Literatür Araştırması .....	8
2. KÜÇÜK ÖLÇEKLİ JET MOTORU ÇEVİRİMİ, ANA BİLEŞENLERİ VE GÖREVLERİ .....	12
2.1. Brayton Çevrimi .....	12
2.2. Hava Alığı .....	13
2.3. Kompresör .....	13
2.4. Difüzör.....	16
2.5. Yanma Odası .....	17
2.6. Türbin .....	19
2.6.1. Radyal Türbinler.....	19
2.6.2. Eksenel Türbinler.....	20
2.7. Egzoz Nozülü .....	20
3. MATERYAL VE YÖNTEM .....	22
3.1. İdeal Çevrim Hesaplamaları .....	23
3.1.1. Brayton Çevrimi .....	24
3.2. Radyal Kompresör.....	37
3.2.1. Radyal Kompresör Çalışma Prensibi.....	37
3.2.1. Radyal Kompresör Hesaplamalar .....	39
3.3. Radyal Kompresör Tasarımı .....	45
3.3.1. Workbench Kullanılarak Kompresör Çark Kanadı Oluşturulma ....	45
3.3.2. Kompresör Kanat Kalınlığı Ve Açılar .....	48
3.3.3. Kompresör Çözüm Ağı.....	50
3.4. Difüzör Hesaplamalar Ve Tasarımı.....	51
3.5. Türbin .....	58
3.5.1. Türbin Tipi Seçimi.....	58
3.5.2. Eksenel Akış Türbin Hesaplama Teorisi .....	58
3.5.3. Türbin Tasarım Hesaplamaları .....	63
3.5.4. Türbin Tasarım Geometrisi Oluşturma.....	68
3.5.5. Türbin Çözüm Ağı.....	72
3.6. Stator Geometrisi Oluşturma.....	73
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA .....	76
4.1. Kompresör Had Analizleri Ve Geometri Elde Edimi.....	76
4.1.1. Kompresör Tasarım Koşulları .....	78
4.1.2. Kompresör Had Analizi Sonuçları.....	78
4.2. Türbin Tasarım Koşulları .....	82

4.2.1. Türbin Had Analizi Sonuçları.....	83
4.3. Montaj Analizleri .....	86
4.3.1. Hava Alığı, Kompresör ve Difüzör Had Analizi.....	86
4.3.2. Hava Alığı, Kompresör Ve Difüzör Had Analizi Sonuçları.....	87
4.3.3. Stator, Rotor ve Nozül Had Analizi.....	90
5. DEĞERLENDİRME SONUÇ VE ÖNERİLER .....	96
KAYNAKLAR .....	98
ÖZGEÇMİŞ .....	102



## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<b>C</b>	Hız (velocity)
<b>CAD</b>	Bilgisayar Destekli Tasarım
<b>CAE</b>	Bilgisayar Destekli Analiz
<b><math>C_p</math></b>	Sabit Basıncıta Özgöl Isı
<b>EGT</b>	Egzoz Gazı Sıcaklığı
<b><math>f</math></b>	Yakıt/Hava Karışım Oranı
<b><math>h</math></b>	Özgöl Entalpi
<b>HAD</b>	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
<b><math>\Delta H</math></b>	Entalpi
<b><math>m</math></b>	Akışkan Kütlesi
<b>M</b>	Mach Sayısı
<b><math>n</math></b>	Politropik Girdi
<b><math>p</math></b>	Mutlak Basıncı
<b>Q</b>	Birim Akışdaki Isı Transferi
<b>R</b>	Gaz Sabiti
<b><math>r</math></b>	Basıncı Oranı
<b><math>s</math></b>	Özgöl Entropi
<b>SFC</b>	Spesifik Yakıt Tüketimi
<b>T</b>	Mutlak Sıcaklık
<b><math>t</math></b>	Sıcaklık Oranı
<b>W</b>	Özgöl İş
<b><math>\Upsilon</math></b>	Özgöl Isı Oranı
<b><math>\eta</math></b>	Verim
<b><math>\rho</math></b>	Yoğunluk
<b><math>\dot{m}</math></b>	Kütle Akış Hızı
<b><math>\delta</math></b>	Kayma faktörü
<b><math>\alpha</math></b>	Çıkış Açısı
<b><math>\psi</math></b>	Güç Giriş Faktörü
<b><math>\beta</math></b>	Giriş Açısı
<b><math>\phi</math></b>	Akış Kayıp Katsayısı
<b><math>\Lambda</math></b>	Türbin Reaksiyon Derecesi

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. AeolipileAygıtı .....	1
Şekil 1.2. Whittle Jet Motoru .....	2
Şekil 1.3. İdeal Brayton Çevriminin T-s ve P-v Diyagramları .....	3
Şekil 1.4. Küçük Ölçekli Jet Motoru Kesit Resmi .....	5
Şekil 1.5. TurboJet Motoru Kısımları .....	6
Şekil 1.6. Turboprop (Pervaneli Motor) Motoru Kısımları .....	7
Şekil 1.7. Turbofan Motoru.....	7
Şekil 1.8. Kompresörün Cfd Simülasyonundan Elde Edilen (A) Kompresör Ve (B) Difüzörün Hız Alanı.....	9
Şekil 1.9. Optik tarayıcı .....	11
Şekil 2.1. Jet motorlarının Brayton termodinamik çevrimi.....	12
Şekil 2.2. Santrifüj (Radyal) Kompresörler .....	14
Şekil 2.3. Eksenel Akımlı Kompresör Rotor .....	15
Şekil 2.4. Eksenel Akımlı Kompresörün Gövdede Bulunan Statorları.....	16
Şekil 2.5. Radyal Kompresör ve Difüzör .....	16
Şekil 2.6. Kanatçıklı Difüzör Akış Bölgesi.....	17
Şekil 2.7. Yanma Odası Çeşitleri .....	18
Şekil 2.8. Karışık Akışlı Radyal Türbin.....	20
Şekil 2.9. Daralan ve Daralan Genişleyen Egzoz Nozulu.....	21
Şekil 3.1. İdeal Brayton çevrimi .....	23
Şekil 3.2. İdeal Brayton çevrimi T-S diyagramı .....	24
Şekil 3.3. Jet motoru çevrim elemanları.....	25
Şekil 3.4. Hava belirgin ısı oranı ( $\gamma$ ) .....	27
Şekil 3.5. Yanma Odası Sıcaklık Artışı İçin Gerekli Yakıt Oranı .....	28
Şekil 3.6. Hava Alışındaki Basınç Kaybı .....	29
Şekil 3.7. Nozül Giriş Ve Çıkış Basınç Kaybı.....	31
Şekil 3.8. Turbojet motoru kayıplı T-s Diyagramı.....	32
Şekil 3.9. Radyal Kompresör Kısımları .....	37
Şekil 3.10. Radyal Kompresör İmpeller Geometri Ve Hız Üçgenleri .....	40
Şekil 3.11. Radyal Kompresör İmpeller Kesit Resmi .....	42
Şekil 3.12. Durgunluk Koşullarında Kompresör Hız Üçgeni .....	43
Şekil 3.13. Kompresör Kanat Geometrisi Oluşturma Girdi Verileri .....	46
Şekil 3.14. Kompresör Kanat Geometrisi Oluşturma Girdi Verileri .....	47
Şekil 3.15. Kompresör Kanat Geometrisi Meridyonel Görünüm ve Hesaplanan Değerler.....	47
Şekil 3.16. Kompresör Kanat Kalınlık Değişimi .....	48
Şekil 3.17. Kompresör Kanat Giriş ve Çıkış Açılırları.....	49
Şekil 3.18. Kompresör Elde Edilen Meridyonel Görünüm.....	50
Şekil 3.19. Kompresör Kanat Çözüm Ağı .....	51
Şekil 3.20. Kompresör Ve Difüzör Kayıpları .....	52
Şekil 3.21. Difüzör Geometri Oluşturma .....	57
Şekil 3.22. Elde Edilen Difüzör Geometrisi.....	57
Şekil 3.23. Türbin Hız Üçgenleri .....	58
Şekil 3.24. Türbin Hız Üçgenleri Kademe Birleşimi.....	59
Şekil 3.25. Türbin Entropi Sıcaklık (T-s) Diyagramı .....	61
Şekil 3.26. Hesaplanan Türbin Hız Üçgenleri .....	65
Şekil 3.27. Eksenel Türbin Geometri ve Meridyonel Görünümü .....	70
Şekil 3.28. Türbin Kanat Görünümü.....	72

Şekil 3.29. Türbin Mesh (Ağ) Görünümü.....	72
Şekil 3.30. Eksenel Stator Geometri Açısız Girdi Değerleri .....	73
Şekil 3.31. Eksenel Stator ANSYS Elde Edilen Geometri .....	74
Şekil 3.32. Gerçek Stator Dış Hub .....	74
Şekil 3.33. Analizde Kullanılacak Stator .....	75
Şekil 4.1. Kompresör Geometri Oluşturma Akış Diyagramı.....	77
Şekil 4.2. Kompresör Kanat Meridyonel ve Üstten Görünüm.....	77
Şekil 4.3. Kompresör İmpeller Sınır Bölgeleri .....	78
Şekil 4.4. Kompresör Meridyonel Görünümde Mach Sayısı Değişimi .....	79
Şekil 4.5. Kompresör Kanat Görünümde Mach Sayısı Değişimi .....	79
Şekil 4.6. Kompresör Meridyonel Görünümde Hız Değişimi .....	80
Şekil 4.7. Kompresör Kanat Görünümde Hız Değişimi .....	80
Şekil 4.8. Kompresör Kanat Meridyonel ve Kanat Görünüm Basınç Verileri ...	81
Şekil 4.9. Kompresör Meridyonel Görünümde Sıcaklık Değişimi .....	81
Şekil 4.10. Türbin Kanat Sınır Bölgeleri .....	82
Şekil 4.11. Türbin Kanat Referans Girdileri .....	83
Şekil 4.12. Türbin Kanat HAD analizi CFX.....	83
Şekil 4.13. Türbin Kanat Profilinde Mach Sayısı Değişimi.....	84
Şekil 4.14. Türbin Kanat Profilinde Hız Değişimi.....	84
Şekil 4.15. Türbin Kanat Görünüm Basınç Verileri .....	85
Şekil 4.16. Kompresör Meridyonel Görünümde Sıcaklık Değişimi .....	85
Şekil 4.17. Hava Alığı, Difüzör Ve Kompresör Montaj Resmi .....	86
Şekil 4.18. Hava Alığı, Difüzör Ve Kompresör Mach Analizi.....	87
Şekil 4.19. Hava Alığı, Difüzör Ve Kompresör Hız Analizi .....	88
Şekil 4.20. Hava Alığı, Difüzör Ve Kompresör Sıcaklık Analizi.....	89
Şekil 4.21. Hava Alığı, Difüzör Ve Kompresör Basınç Analizi .....	89
Şekil 4.22. Stator, Rotor ve Nozül Analiz Geometrisi.....	90
Şekil 4.23. Stator, Rotor ve Nozül Analiz Çözüm Ağı Hücre Sayısı.....	91
Şekil 4.24. Stator ve Rotor Mach Sayısı Analizi .....	91
Şekil 4.25. Stator ve Rotor Hız Analizi.....	92
Şekil 4.26. Nozül Stator ve Rotor Hız Analizi.....	92
Şekil 4.27. Stator ve Rotor Sıcaklık Analizi .....	93
Şekil 4.28. Stator, Rotor ve Nozül Sıcaklık Analizi .....	93
Şekil 4.29. Stator ve Rotor Basınç Analizi .....	94
Şekil 4.30. Nozül, Stator ve Rotor Basınç Analizi.....	95

## TABLO DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Tablo 3.1. Kompresör Çevrim Hesabı Kabuller Ve Hesaplanan Değerler .....	25
Tablo 3.2. International Standart Atmosphere Tablosu .....	34
Tablo 3.3 Radyal Kompresör Kabul ve Hesaplanan Değerleri.....	39
Tablo 3.4. Türbin Tasarım Kabul Verileri .....	63
Tablo 3.5. Türbin Ve Stator Geometri Eldesi İçin Hesaplanan Veriler.....	68



## TEŞEKKÜR

Çalıőmamın her aşamasında bilgi ve deneyimleri ile bana yol gösteren danışman hocam Sayın Dr. Öğr. Üyesi İbrahim AYDIN' a, lisansüstü öğrenim hayatımın tüm zorlu aőamalarında desteklerini eksik etmeyen hocalarıma, varlığı ile bana güç vereneőim Sebahat Gökçe İNCE'ye ve tüm aileme,yürektenteőekkür ederim.

Hüsnü Ersin İNCE  
Manisa, 2023



## ÖZET

Yüksek Lisans

### Küçük Ölçekli Bir Jet Motorunun Tasarım Ve Analizi

Hüsnü Ersin İNCE

Manisa Celal Bayar Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Ve İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman:  
Dr. Öğr. Üyesi İbrahim AYDIN

Bu tez çalışmasında; ülkemizde son zamanlarda genellikle insansız hava araçları üretiminde kullanılan küçük ölçekli jet motorlarının ana bileşenlerin tasarımı yapılmış ve tasarımı yapılan tüm parçaların; akış analizleri ile bileşenlerin basınç, sıcaklık ve hız değişimleri incelenmiştir.

Çeşitli çalışma alanlarında yüksek verimlilikte çalışan bir küçük ölçekli jet motoru tasarımı, uygulamalar için bir hedef özellik oluşturduğundan günümüzde aktif bir araştırma konusudur. Bu çalışmada Jet motorunu oluşturan ana bileşenler tek tek ve monte halde bilgisayar destekli tasarım programlarında çizilmiş ve oluşturulan ana bileşenlerinin iki ve üç boyutlu analizleri yapılarak verimli yapı oluşturulmaya çalışılmıştır.

Sonuç olarak bu çalışmada tasarımları gerçekleştirilen jet motoru ana bileşenlerinin CAD ortamında montajı yapılmış ve uygulanan gerekli analizler sonucunda küçük ölçekli jet motorunun verimli çalışması için gerekli incelemeler yapılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Gaz Jeti, Turbo Jet, Fan Tasarımı, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizi, Hız Üçgenleri, Bilgisayar Destekli Tasarım, Bilgisayar Destekli Analiz

2023, 102 sayfa

## **ABSTRACT**

**M.Sc.**

### **Design and Analysis of a Small Scale Jet Engine**

**Hüsnü Ersin İNCE**

**Manisa Celal Bayar University  
Graduate School of Applied and Natural Sciences  
Department of Mechanical And Manufacturing Engineering**

**Supervisor:**

**Ass. Prof. Dr. İbrahim AYDIN**

In this thesis study; In our country, the main components of the small-scale jet engines, which are generally used in the production of unmanned aerial vehicles, have been designed and all the parts designed the pressure, temperature and velocity changes of the components were investigated by flow analysis.

The design of a small-scale jet engine operating at high efficiency in various fields of work is an active research topic today, as it establishes a target feature for applications. In this study, the main components of the Jet engine were drawn individually and assembled in computer-aided design programs, and the most efficient structure was tried to be created by making two and three-dimensional analyzes of the main components.

As a result, the main components of the jet engine designed in this study were assembled in the CAD environment and as a result of the necessary analyzes applied, the necessary examinations were made for the efficient operation of the small-scale jet engine.

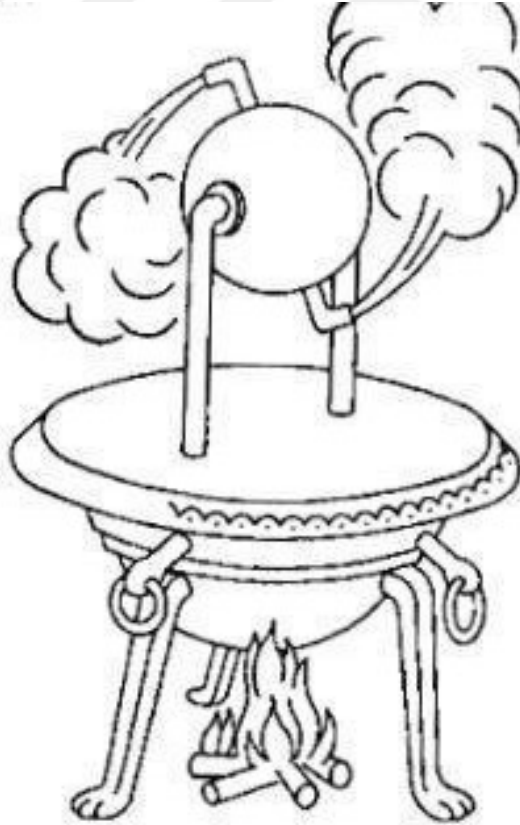
**Keywords:** Gas Jet, Turbojet, Fan Design, Computational Fluid Dynamics Analysis, Velocity Triangles, Computer Aided Design, Computer Aided Engineering

**2023, 102 pages**

## 1.GİRİŞ

Jet motoru; termodinamiğe göre, Brayton Çevrimi ile çalışan bir sıvının enerjisinden yararlanarakbu enerjiyi kullanılabilir bir forma dönüştürür.Jet motorlar havacılık ve enerji üretiminde geniş kullanım alanına sahiptir. Bir jet motorunun tasarımı çok farklı alanlardan bilgi gerektirmektedir. Jet motorları incelenirken, dayanıklılık, yüksek sıcaklıklara ve gerilmelere kadar her konu dikkate alınmalıdır. Jet motorları yıllar içinde büyük bir gelişim göstermiştir. Özellikle son yapılan çalışmalar ile performans, verimlilik ve güvenlik anlamında gelişmeler yaşamıştır.

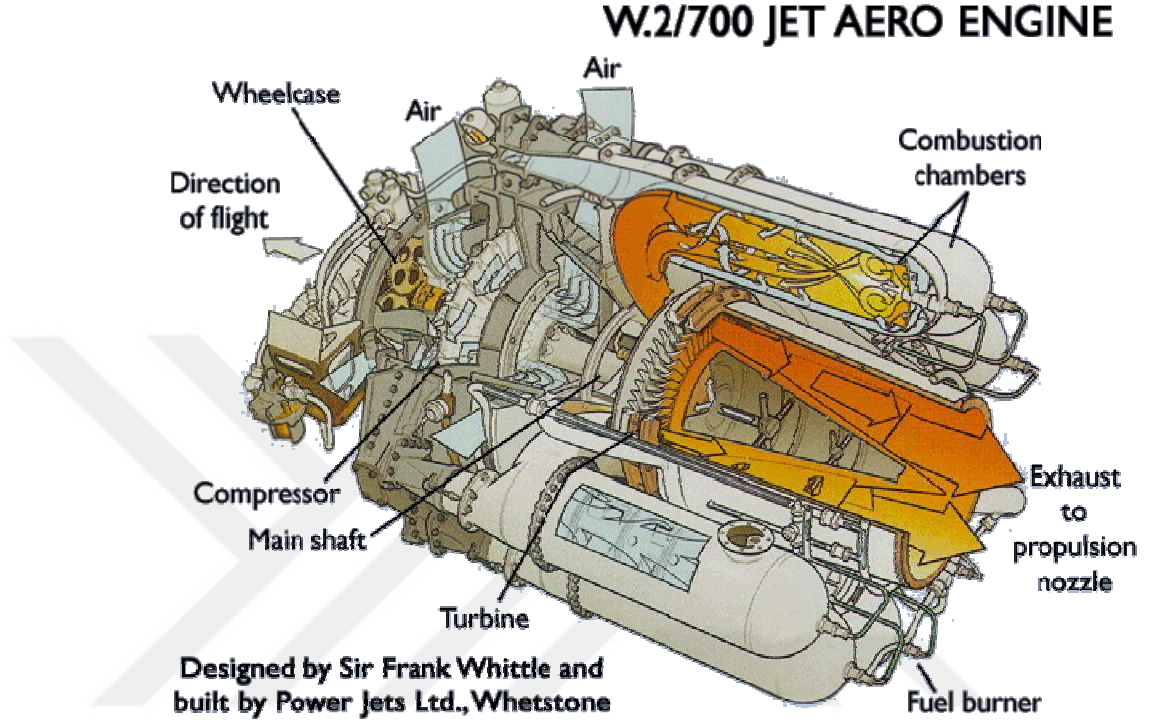
Jet motorlarının kullanmış oldukları prensip uzun zamandır bilinmektedir. Bu prensip kullanılarak tarihte ilk olarak Mısır İskenderiye de Heron tarafından, MÖ 100-200 yılları arasında basit radyal türbin kullanarak Aeolipile Aygıtı inşa edilmiştirve Şekil 1.1’de gösterilmiştir.[1].



**Hero's Aeolipile**

Şekil 1.1 AeolipileAygıtı [1].

İngiliz Whittle 1930 yıllarında, uçaklarda kullanılan içten yanmalı motorlar yerine, gaz türbini ve jet motoru kullanılabileceğine dair bir makale yayınlamıştır. Buna istinaden jet motoru geliştirip patentini almıştır, ilk prototipini ise şekil 1.2’de gösterilen jet motorunu 1937 yılında üretmiştir [2].



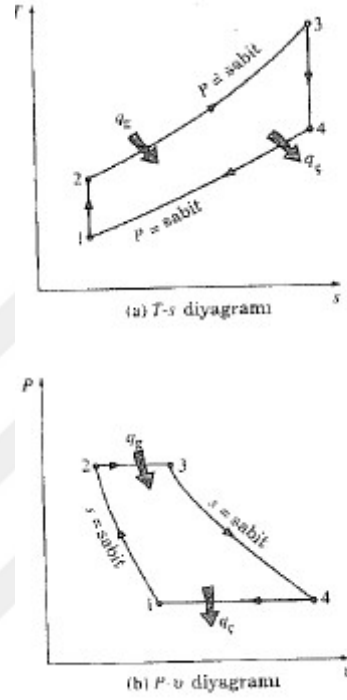
Şekil 1.2 Whittle Jet Engine [2].

Bunun yanında aynı zamanlarda Whittle'nin çalışmalarından habersiz Alman bilim adamı Hans Von Ohain de jet motorları üzerindeki çalışmalarını sürdürmüştür. Hans Von Ohain ve Max Hahn de 1934 yılında patentlerini almıştır. Geliştirdikleri motorda radyal kompresör kullanmışlardır.

Bu iki bilim adamı birbirlerinden habersiz olarak geliştirdikleri motorlarla bugün kullanılan teknolojiye yön vermişlerdir. Bu teknoloji sayesinde havada uçaklar yüksek irtifada daha yüksek hızlara ulaşabilmektedir. Jet Motoru aynı zamanda tepkili motor olarak bilinmektedir. Bu motorlar havayı sıkıştırıp yakıtla yakarak ısıtıp gazın dışarı püskürtülmesi ile ters yönde itki kuvveti oluşturma esasına bağlı olarak çalışır. Bu motorlar 17. Yüzyılda yaşamış Sir Isaac Newton'un hareket yasalarına bağlı olarak geliştirilmiştir. Newton'un üçüncü hareket yasasına göre

doğada her etki, kendisine eşit büyüklükte zıt bir tepki yaratır ve iki eylem aynı düz hat boyunca yönlendirilir.

Jet motorları, büyük miktarlarda itki kuvveti üretmek için büyük hacimlerde havayı işleyebildiğinden, açık Brayton bu çevrimine göre çalışır ve çevrim diyagramları şekil 1.3’de verilmiştir.



Şekil 1.3 İdeal Brayton Çevriminin T-s ve P-v Diyagramları [3].

Bu çevrime göre gaz motorları genellikle açık çevrime göre çalışır, çevre koşullarındaki hava kompresör ile emilerek sıkıştırılır bu sayede yukarıdaki diyagramda da görüldüğü gibi sıcaklığı ve basıncı artar, basıncı artan hava yanma odasına girer, yanma sonucunda oluşan yüksek sıcaklıktaki gazlar genişlerken iş yapar, türbin vasıtası ile egzoz gazları tekrar atmosfere atılır ve bu şekilde açık çevrim tamamlanmış olur.

Küçük ölçekli Jet motorları ise günümüzde insansız hava araçlarında (İHA), elektrik üretiminde, dronlarda ve benzeri hava araçlarında kullanılmaktadır. Bu motorlar, diğer motorlara göre boyut olarak daha küçük olmasına rağmen daha yüksek güç üretir, ancak yakıt tüketimi daha fazladır.

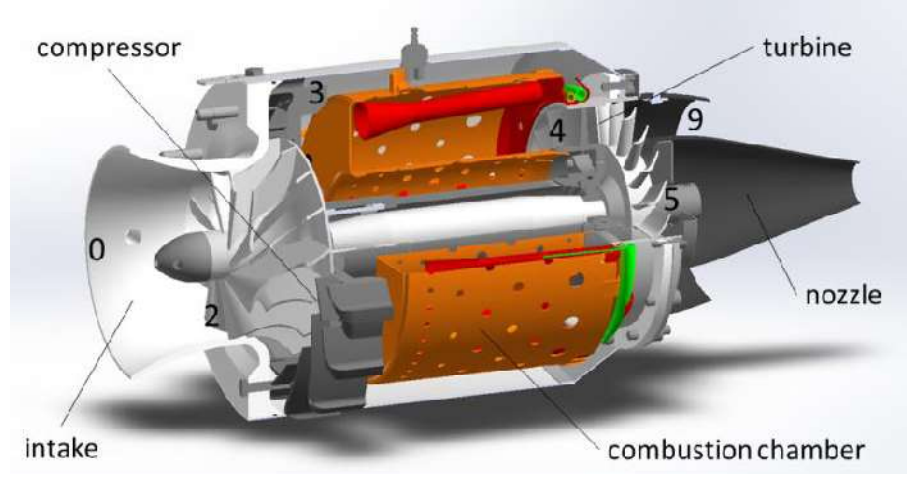
Küçük ölçekli turbojet motorunun çalışma prensibi yine Brayton çevrimindeki gibidir. Daha açacak olursak Jet motorunun girişindeki hava alığına,

kompresör yardımıyla yüksek miktarda hava girer. Alıktan geçen hava kompresöre ulaşır. Küçük ölçekli turbojet motorlarında genelde raydal kompresör tercih edilir. Kompresör döndürmek için başlangıç enerjisi gerekmektedir. Kompresörün kapasitesine göre belirli bir oranda havayı kanatçıkları yardımıyla santrifüj etkisiyle sıkıştırarak, giriş basınç oranını tasarımda istenen oranda arttırabilir. Difüzör tarafından basıncı arttırılan hava buradan motorun difüzör kademesine girer. Jet motorunda difüzörün amacı, kompresörden gelen hızı yükselmiş havanın hızını düşürerek basınca dönüştürmektir. Difüzörden çıkan hava, yanma odasında az miktarda yakıt birleştirilip, ateşlenmektedir. Ateşlenme sonucunda küçük ölçekli motorlarda sıcaklık değerleri yaklaşık 900-1200 K ulaşır. Yanma odasından çıkan sıcak gaz, türbin içinden geçer. Türbinde, türbin kanatlarının gelen sıcak gazın etkisi ile, akışta dönmesini sağlayarak bir gaz akışından enerji elde edilmiştir. Türbinin arka kısmında Stator bulunur. Stator, aksel olarak gelen sıcak gazı, türbin kanatlarına doğru yönlendirirken, gazın hızını ve kinetik enerjisini arttırmaktadır. Bir jet motorunda Kompresör, türbinin oluşturduğu enerjiyi kullanır. Jet motorunda kompresör ve türbin bir shafta bağlı ve beraber dönmekte, difüzör ve stator ise aynı ekseninde bulunmasına rağmen sabittir ve shaft maksimum 100000-120000rpm de dönmektedir. Türbin, gelen sıcak havadan gelen enerjinin bir miktarını kullanır, geriye kalan enerji ise nozzle ile hızı artırılarak jet motoruna itki sağlayacak enerjiye dönüşür. Çıkış hızı, serbest akış hızından daha büyük olduğu için, itme kuvveti oluşur. Bir jet motoru için, çıkış kütle akışı serbest akış kütle akışına neredeyse eşittir, çünkü akışa çok az yakıt eklenmiştir [4].

Küçük ölçekli Jet Motorları birçok parçadan meydana gelmektedir. Ancak Şekil 1.4.' te gösterildiği gibi bir jet motorunun ana parçaları;

1. Hava Giriş Bölümü
2. Kompresör
3. Yanma Odası
4. Türbin
5. Nozül 'den meydana gelmektedir.

Bu bölümdeki parçaların görev ve tanımından bölüm ikide bahsedilecektir.



**Şekil 1.4** Küçük Ölçekli Jet Motoru Kesit Resmi [5].

Normal boyuttaki jet motorları ile küçük ölçekli jet motorları arasında çalışma prensibi olarak farklılık bulunmamasına rağmen, küçük ölçekli jet motorlarında bazı varsayımsal farklılıklar vardır. Van Den Braembussche [6] yaptığı çalışmada bu farklılıkları aşağıdaki gibi sıralamıştır.

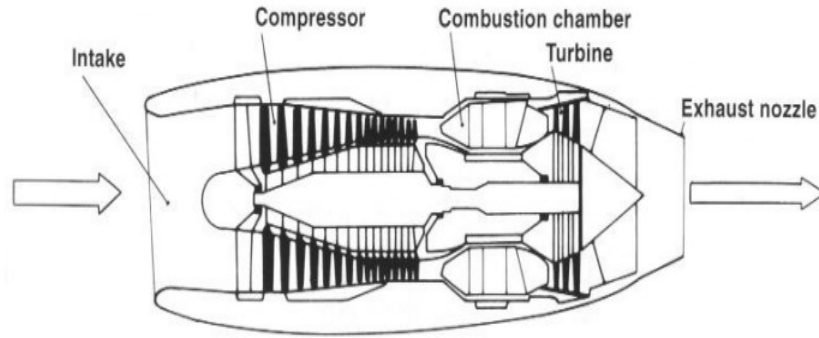
- Reynolds sayısı, büyük ölçekli gaz türbinleri ile küçük ölçekli türbinler arasında önemli farklılık göstermektedir.
- Küçük ölçekli gaz türbinlerinin bileşenleri arasında önemli ölçüde ısı geçişi olmaktadır. Büyük gaz türbinleri için bu durum yok sayılabilecek mertebededir.
- İmalattan veya küçük ölçekli gaz türbinlerinin mekanik tasarımından kaynaklı geometrik ve mekanik kısıtlar büyük motorlara oranla daha fazladır.

## 1.2 Jet Motoru Çeşitleri

Genel olarak dört farklı çeşitte jet motoru bulunmaktadır. Bunlar, turbojet, turbofan, turboprop ve turboşaftlı (ramjet) motorlar olarak adlandırılır. Aralarındaki ayırım bobin sayılarına, sıkıştırma prensibine motor içindeki hava akışına bağlı olarak yapılır.

### 1.2.1 Turbojet Motor

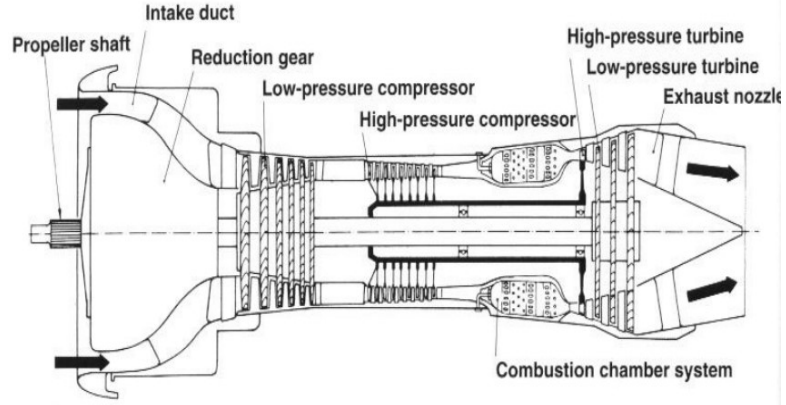
Turbojet motorlar havacılıkta en çok kullanılan motorlardır. Bu motorda hava, turbo jet motoruna girer ve ardından kompresörden geçer. Kompresörde, girişten gelen büyük hava hacmi daha küçük bir hacme zorlanır ve basınç artar. Yüksek basınçlı hava daha sonra yakıtın bulunduğu yanma odasına girer. Isınan hava yüksek sıcaklıkta daha sonra bir türbin içinden akar ve egzozdan dışarı çıkar. Türbin aracılığıyla, itmenin bir kısmı kompresörü döndürmek için kullanılır. Bu, genel itmeyi azaltır, ancak döngüyü daha verimli hale getirmeye yardımcı olur. Sadece az miktarda itme gücü elde etmek için türbin bölümü daha küçüktür. Enerjinin geri kalanı bir nozül vasıtasıyla kinetik enerjiye dönüştürülür ve bu enerji itme kuvvetini oluşturur [7].



Şekil 1.5 TurboJet Motoru Kısımları[8].

### 1.2.2 Turboprop Motor

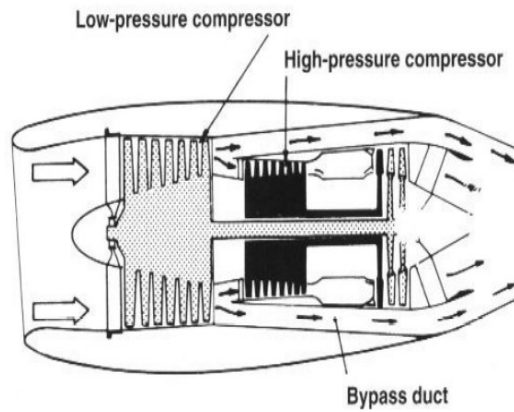
Turbo pervaneli motor da bir turbo jetin çekirdeğine sahiptir, ancak türbin ve kompresör de motorun önündeki bir pervaneye bağlanır. Jet motorundan gelen itme kuvveti, hem kompresöre hem de kompresöre güç sağlayan türbini tahrik etmek için kullanılır. Bu motorda turbo jetin kendisine güç sağlamak için çok az itme gücü kalır. Pervane neredeyse tüm itiş üretilir ve ayrıca motorun çekirdeğine fazladan hava girmesine yardımcı olur. Bu motor, düşük hızlarda en verimli motorlardan biridir. Turboprop motor kesit resmi şekil 1.6'da gösterilmiştir.



Şekil 1.6 Turboprop (Pervaneli Motor) Motoru Kısımları[8].

### 1.2.3 Turbofan Motor

Turbofan motorunun içinde, kompresör önünde çok miktarda havayı motorun içine çekmek için büyük bir fan bulunur. Fan, daha fazla miktarda havanın içeri girmesine yardımcı olur. İtiş kuvvetini artıran turbo jet ve bypass, turbo fanı verimli yapan şeydir. Büyük hacimli havanın hızındaki küçük artış yanma süreci boyunca daha fazla hava göndermeden büyük bir itme üretir. Turbofan motorunun kesit resmi şekil 1.7’de gösterilmiştir. [8].



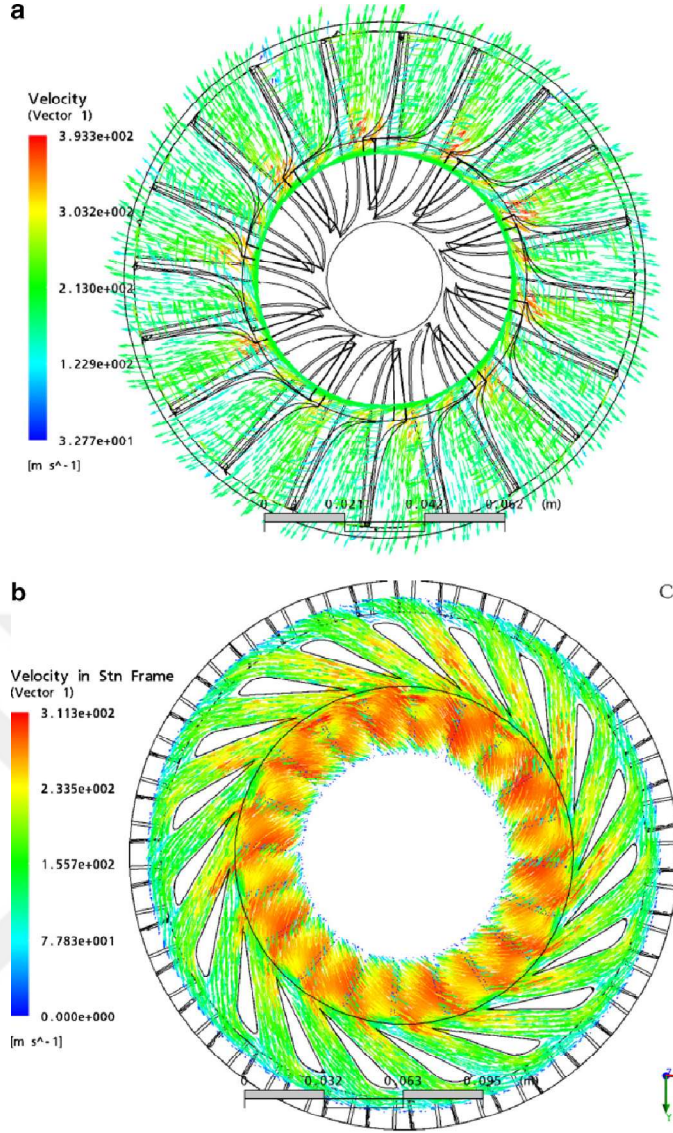
Şekil 1.7 Turbofan Motoru [8].

### **1.2.4 Ramjet Motor**

Ram jet motorlarda hareketli parça yoktur. Çok yüksek hızlarda, girişte kclen bir hacimden akan hava miktarı basıncı artırır bu yanmanın gerçekleşmesi için yeterlidir. Bu sayede bu motorlarda kompresöre ve türbine ihtiyaç duyulmaz, ancak bu motorlar bu nedenle sadece yüksek hızlarda kullanılabilirler.

### **1.3 Literatür Araştırması**

Kck lekli jet motoru alanındaki çalışmalarda; Benini E. ve ark. (2007), model bir jet motorunun tasarım, üretim ve işletimini araştırma amaçlı bir çalışma yapmış, 200N'luk bir itki kuvveti elde etmek için 2.66 lık basınç oranı kullanmış, 60000 devirde 950 K türbin çıkış sıcaklık elde edecek şekilde tek kademeli radyal kompresör ile çalışmışlar, çalışma sırasında kompresörün üç boyutlu tasarımı yapılmış ve bu tasarıma göre ANSYS CFX yazılımı kullanarak simule edilmiş ve istenen değerlere yakınsanıncaya kadar analizler tekrarlanmıştır [9]. Yapılan çalışmada elde edilen hız alan grafikleri şekil 1.8'de gösterilmiştir.



**Şekil 1.8** Kompresörün CFD simülasyonundan elde edilen (a) Kompresör ve (b) difüzörün hız alanı [9].

Yapılan bu çalışmada ana parçalar modellenmiş, test edilmiş, istenen itki kuvvetine ulaşılabilmiş ve verimlilik tasarım isterleri açısından, motor ve daha fazla araştırma çalışmasının yapılabileceği temeli atılmıştır.

Virdi P.S. ve ark. (2017) yaptıkları çalışmada, turbojet motorunun ana parçalarının tasarımı ve üretimi üzerine çalışmışlardır. Bu çalışmada, 0.6 kg/sn kütle akış hızında 2,9 bar basınç oranı geliştirmek için Ansys yazılımı kullanılarak santrifüj tip bir pervane tasarlanmış ve aynı yazılım kullanılarak hava akışını istenen yönde yönlendirmek için uygun difüzör tasarlanmıştır. Çark ve difüzör CNC işleme ile Alüminyum kullanılarak üretilmiştir. Geliştirilen yüksek sıcaklıklara dayanmak için Paslanmaz Çelik yanma odası için kullanılan ve temel işleme prosesleri

kullanılarak üretilmiştir. Türbin ve Stator için ise yağda sertleştirilmiş nikel alaşımı kullanılmış ve üretilen tüm parçalar monte edilmiştir[10].

Bu çalışmada tasarım ve analizler için Catia, ANSYS yazılımları kullanılmış, tasarım kriteri olarak 8000 dev/dk devir 2,9 basınç oranı üretecek şekilde tasarım yapılmış ANSYS Ccd yazılımı ile oluşturulan model deneme yanılma iterasyonları ile istenilen değerlere yakınsanıncaya kadar test edilmiş ve impeller bu isterlere göre imal edilmiştir[10].

Eken E. ve ark.(2013), yaptıkları çalışmada küçük ölekte bir gaz türbin motorunun yer ve uçuş testlerini gerçekleştirmiş, bu çalışmada motorun kompresör, yanma odası ve türbin gibi bileşenlerinde termodinamik ve aerodinamik parametreleri en iyi doğrulukta alınarak bu bileşenlerin verimlerini belirleyecek performans haritaları çıkarılması amaçlanmıştır. Yapılan çalışmada basınç oranı 4.1 alınmış, 120000 rpm dönüş hızına sahip aksenelbir türbinin güç üretmesi prensibine dayanan küçük ölçekli gaz türbin motoru seçilmiştir[11].

İçke, R.Ö. ve Ark. (2016),yaptıkları çalışmada, ticari mikro ölçekli bir jet motorundan faydalanarak, tersine mühendislik tekniği ile tasarlamışlar, ilk olarak parçaların geometrik özellikleri, şekil 1.9'da gösterilen 3d optik tarayıcı yardımı ile taranarak oluşturulmuş ve cad ortamına aktarılmış, elde edilen modelin daha sonra termodinamik çevrim analizleri yapılarak motor performans verileri elde edilmiş, çalışma sonucunda elde edilen verilerin üretici katalog değerlerine yakın olduğu tespit edilmiş ve tersine mühendislik yönteminin mikro ölçekli jet motorunun parçalarının üretiminde fayda sağladığını bulmuşlardır[12].

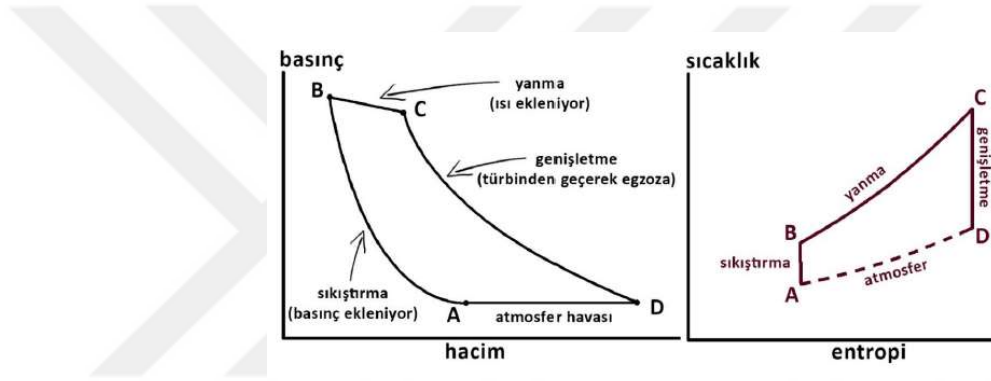


Şekil 1.9 Optik Tarayıcı [12].

## 2 KÜÇÜK ÖLÇEKLİ JET MOTORU ÇEVİRİMİ, ANA BİLEŞENLERİ VE GÖREVLERİ

### 2.1 Brayton Çevrimi

Jet motorlarının çalışmasının incelenmesinde, gaz türbinli motorlarda yaygın olarak kullanılan ve Şekil 2.1’de gösterilen Brayton termodinamik çevrimi kullanılmaktadır. Brayton çevrimi bir diğer adı olan Joule çevrimi ile birlikte anılmaktadır ve her iki nitelme de aynı termodinamik çevrimi işaret etmektedir. Brayton çevrimi, ilk olarak 1791’de İngiliz John Barber tarafından önerilmiş ve patenti alınmıştır fakat adını pistonlu motorlarda kullanılmak üzere aynı yöntemi geliştiren Amerikalı mühendis George Brayton’dan almıştır [14].



Şekil 2.1 Jet motorlarının Brayton termodinamik çevrimi [12].

Bir jet motorunun çevrimi Brayton döngüsü ile ifade edilip hacim-basınç ve entalpi-entropi diyagramıyla incelendiğinde; Şekil 2.1’de gösterildiği gibi A ve B noktaları arasında tek kompresör ile sıkıştırılan ve basınçlandırılan havanın (sistemin) hacmi azalmakta ve entalpi yükselmektedir. B-C noktaları arasında sisteme eklenen yakıt ve yanma sonucunda ise hacim ve entropi artışı gerçekleşmektedir. C-D noktaları arasında türbinden geçen genişleyen hava, türbin ile aynı şafta bağlı kompresör için gerekli gücü üretmekte ve hava lüle (egzoz) tarafından dışarıya atılarak itki üretilmekte ve son olarak D-A noktasında çevrim başlangıç koşullarına tekrar dönmektedir. Üretilen itki ancak motora giren havanın hızı çıkan havanın hızından büyükse sağlanabilmektedir [13].

## 2.2 Hava Alığı

Hava alığı, kompresör için bir hava filtresi gibidir. Hava kompresöre kanalize girdiğinde, hava akışını sağlar ve kontrol eder. Motora gerekli miktarda hava akışını sağlamaktan sorumludur. Hava alığı, kompresöre kaliteli bir hava akışının olmasını sağlar. Giriş, dolaylı olarak üretmekten sorumludur. Hava alığı, bir turbojet motora ait ana bileşenlerden biri olarak kabul edilir [15].

Hava alığı geliştirilirken, dinamik akışkanın yasalarına uygun olarak tasarım yapılır. Ses altı veya ses üstü uçuş hızlarında hava akışını kontrol edilmesini sağlar. Seçimi uçuş rejimine göre, alımın çalıştığı Mach sayısına göre yapılır. 1.0'dan küçük bir Mach numarası, ses hızı altında çalışır, eğer Mach numarası 1.0'dan yüksek ise, uçuş hızı süpersonik hıza ulaşılır.

## 2.3 Kompresör

Gaz türbinleri için havanın kompresör tarafından sıkıştırılması son derece önemlidir. Kompresör, hava alığından gelen havayı tasarımına göre belirli oranda sıkıştırarak yüksek basınca ulaştırır. Kompresör türbin tarafından sağlanan mekanik enerjiyi, mekanik enerjiye dönüştürür.

Bu nedenle, dönüşüm ne kadar iyi olursa, gaz türbininin işleyişi o kadar iyi olur. Bunu geliştirmek için üç önemli parametre vardır ve kompresör performansını karakterize eder, bunlardan birincisi kompresör verimliliğidir. Kompresör iş dönüşümü sırasındaki kayıptır, diğer bir deyişle kompresörün ihtiyaç duyduğu enerjiyi gösterir. İkincisi, kompresör basınç oranı, kompresör çıkışındaki ve kompresör girişindeki basıncın toplam oranıdır. Üçüncüsü, hava akış hızı, kompresörün birim zamanda işleyebildiği hava akışı hacmidir. Bu üç parametre birbirleriyle ilişkilidir ve kompresörün performansında önemli bir rol oynar. Kompresör basınç oranı doğrudan itme kuvvetine, yakıt tüketimine bağlıdır [15].

Kompresörler genelde iki tip olarak bulunur.

Santrifüj (Radyal) kompresör şekil 2.2'de, havayı hızlandırmak için dönen bir çarka ve sabit bir difüzöre sahiptir, bu gerekli basınç artışını üretir. Pervane yüksek hızda dönerek havayı sürekli olarak merkezine doğru iter ve kanatlar tarafından pervane (impeller) ucuna yönlendirilen radyal bir hava akımı oluşturur. Bu, hava akışını dönüş eksenine göre dikey olarak değiştirir. Eylem Pervane, basıncın yükselmesine neden olan hava akışını hızlandıracaktır [16]. İmpeller

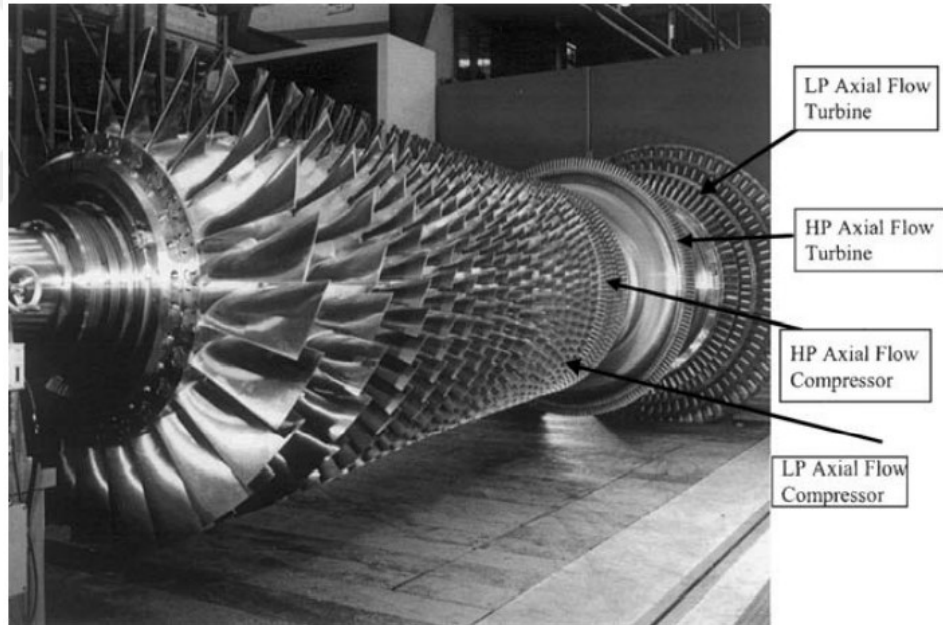
çıkışında, hava, kanatsız bir boşluktan geçer, ardından kinetik enerjiyi basınç enerjisine dönüştüren çarka teğet kanatlardan oluşan kanatlı bir difüzör gelir [17]. Hava akışının yönü impellerin tasarımına bağlıdır.



**Şekil 2.2** Santrifüj (Radyal) Kompresörler[16].

Eksenel kompresör, şekil 2.3'te, büyük hava araçlarında motor tasarımlarında en çok kullanılanıdır. Aynı anda yüksek basınç oranları ve yüksek kütle akış hızları sunabildiğinden, yüksek itişli motorlar üretilebileceğinden dolayı tercih edilirler. Bu kompresörler, motorda kinetik enerjiyi ve statik basıncı artıran merkezi şaftta bağlı birkaç rotordan oluşur. Her rotor ile birlikte, kinetik enerjiyi

azaltan dolayısıyla statik basıncın artmasını sağlayan ve akışın türbülansını önleyen sabit rotorlar olan statorlar bulunur. Bir sıra stator ve kanatlı bir sıra rotora kademe denir. Her kademede düşük basınç artışı vardır. Ve bu artış kanatlara sapma açısı nedeni ile küçüktür, bu artış oranı kanatlarda havanın kaçmasını önlemek için girişte değişken kılavuz kanatları bulunur. Bu kanatlar da adım değişkendir ve bu nedenle motorun değişen akış gereksinimlerine göre ayarlanabilir. Buna ek olarak statorlar, kompresör çıkışında başka bir difüzörden oluşan başka bir set genellikle çıkışta ayrı kılavuz kanatları olarak bilinen kanatlar havayı daha da yayar ve yanma odalarına giren akışkan hızını kontrol eder [17]. Mümkün olduğu kadar basınç kayıplarını önlemek için kompresörün gövdesi birden fazla kademeli olarak inşa edilebilir. Santrifüj kompresör ile kıyaslandığında daha yüksek basınç oranları elde ederek çok daha fazla itme kuvveti sağlar. Bu nedenle eksenel kompresör çoğu uçak motoru için tercih edilmiştir.



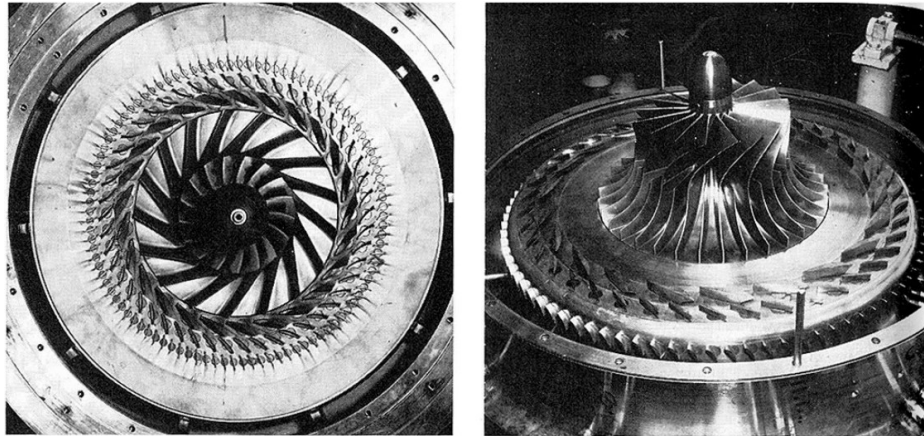
**Şekil 2.3** Eksenel Akımlı Kompresör Rotor [17].



**Şekil 2.4** Eksenel Akımlı Kompresörün Gövdede Bulunan Statorlar [17].

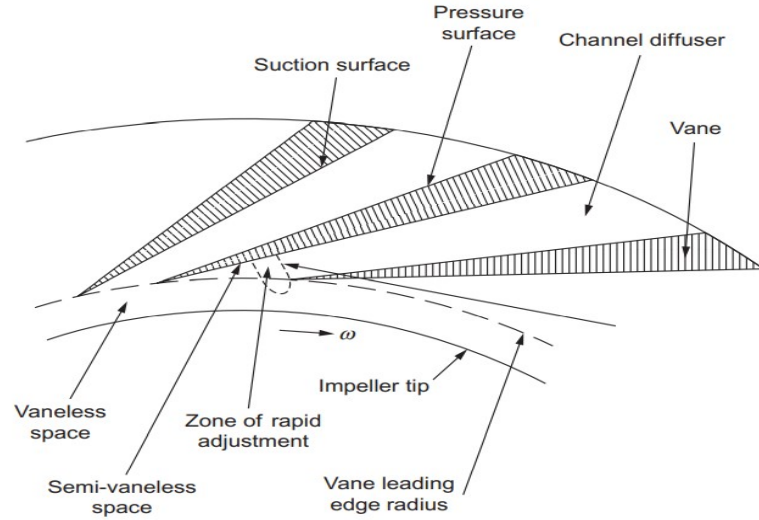
#### **2.4 Difüzör**

Difüzör genelde küçük ölçekli gaz türbinlerinde radyal kompresör ile birlikte kullanılır. Amacı kompresörden gelen sıkıştırılmış havanın hızını düşürerek, basınç kaybını minimize ederek kompresörün verimliliğini arttırmaktır. Difüzörlerin kanat konfigürasyonları değiştirilebilir, bazıları çarkın dönüş yönünde kavisli iken diğerleri ters yönde kıvrılabilir. Radyal kompresör ile birlikte difüzör resmi şekil 2.5’de gösterilmiştir.



**Şekil 2.5** Radyal Kompresör ve Difüzör [18].

Bir difüzörün performans özellikleri, difüzörün karmaşık işlevleridir. Optimum kanallı bir difüzör seçimi belirli bir görev için zordur, çünkü kesit şekilleri ve duvar konfigürasyonlarının neredeyse sonsuz sayıdan seçilmesi gerekir. Radyal ve karışık akışlı kompresörlerde yüksek performans ve kompaktlık gereksinimi kanatlı difüzörün kullanılmasına yol açar. Şekil, 2.6'da kanatçıklı bir difüzörün akış bölgeleri gösterilmiştir [19].



Şekil 2.6 Kanatçıklı Difüzör Akış Bölgesi [19].

## 2.5 Yanma Odası

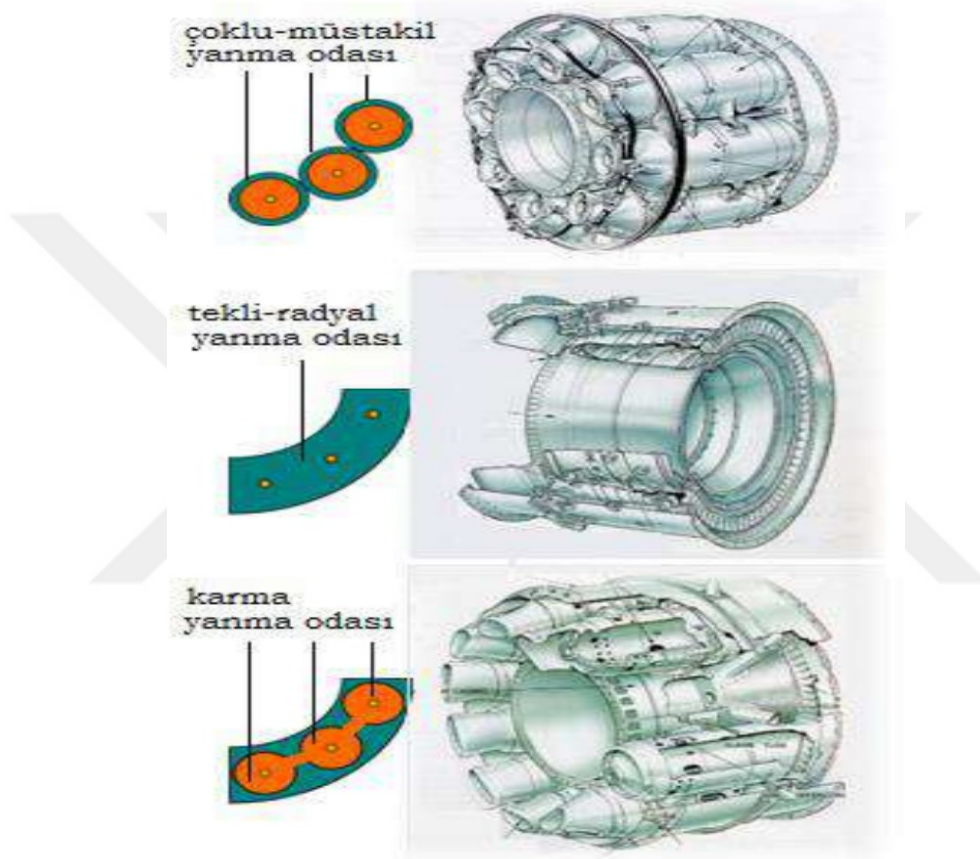
Yanma odası, bir jet motorunda yanma olayının gerçekleştiği ana bileşenlerden biridir. Jet motorlarında yanma odasının amacı, türbine güç sağlamak için sisteme enerji eklemek ve egzoz için uçak uygulamalarında nozul yardımıyla yüksek hızlı bir gaz üreterek sisteme itki kuvveti sağlamaktır.

Jet motoru yanma sistemi tasarımı, akışkanlar mekaniği içeren karmaşık bir süreçtir. Uzun yıllar boyunca yanma odası tasarımı sırasında, jet motorunun diğer bileşenlerine nazaran daha çok sorun oluşturdu. Çok yüksek çevrim ve çalışma sıcaklıklarına çıkıldığından dolayı mekanik tasarım çok zordu ve bir mekanik yazılım programına ihtiyaç duyuldu. Bilgisayar Destekli Akışkanlar Dinamiği (CFD) programlarının geliştirilmesinin günümüzde jet motorunun geliştirilmesinde çok büyük katkısı olmuştur [20]. Günümüzde, amaçlanan yüksek yanma verimi ve duman çıkarma problemleri büyük ölçüde 1970'li yıllarda çözümlenmesine rağmen

yanma odası ile ilgili günümüzde yüksek emisyon gaz salınım üzerinde ve verimi daha da geliştirme üzerine çalışmalar devam etmektedir.

Yanma odalarını başlıca üç çeşit olarak bulunur. Bunlar;

- Çoklu-müstakil yanma odaları,
- Tekil-radyal yanma odaları,
- Karma yanma odalarıdır [21].



Şekil 2.7 Yanma Odası Çeşitleri [21].

Çoklu yanma odaları motor bloğuna radyal olarak ayrı ayrı sıralanırlar. Bağımsız bölümlerden oluştuğu için sökme ve takma işlemi kolay tamiri daha hızlı ve ekonomiktir. Ayrıca bir yanma odasının arızalanması durumunda heterojen sıcaklık dağılımları oluşur. Tekil radyal yanma odaları bütün olarak tasarlanırlar. Yanma ve alev yayılımı tüm yanma odasında dairesel olarak gerçekleşir ve bu nedenle homojen ısı dağılımı vardır. Tek parça olduğu için arıza durumunda tamiri zor ve pahalıdır. Karma yanma odaları ise radyal olarak ayrı ayrı sıralanmakta olan,

ancak aralarında kanallara sahip yanma odalarından oluşur. Verimi tekli yanma odalarına göre düşüktür[21].

Yanma olaylarının gereklilikleri olarak, yanma sıcaklığının çeşitli nedenlerden dolayı sınırlamaları vardır. Bunlar malzeme dayanıklılığı, soğutma gereksinimleri, yanma azot oksitlerin ve kimyasal bileşenlerin ayrıştırılması süreci yanma gazlarının sülfür içermesidir. Diğer taraftan, Yanma ünitesindeki ısı transferi ekserji yıkımına yol açar. Bu süreç, termodinamik bir ortalamaya sahip olacak şekilde gerçekleşir konveksiyon ve kısmen iletim sıcaklığında, sıcak bir akışkan ısıyı kısmen soğuk bir akışkana aktarılır. Ekserji azalması ile ilgili olarak ısı transferi ile ilgili bozulma, eğer ısı transferi için gerekli yüzey ısı transferinin gerçekleştirilmesi ile artırılabilir, akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı azaltılabilir, böylece daha düşük ekserji yıkımı. Bu bilgiler ışığında, yeni tip yakıcı tasarlanmalıdır [22].

Motorlar shaft gücü performanslarına göre değerlendirilir. Bununla birlikte, bunlar göz önünde bulundurularak termodinamik yasaları ile değerlendirilmesi tercih edilir. Bu yasalar yakıt tüketimi ve çevresel etkilere dayanmaktadır. Motorda tüketim güç veya tahrik üretiminin termal performansı ve yakıtın neden olduğu ısı üretimi ile doğrudan ilişkilidir [23].

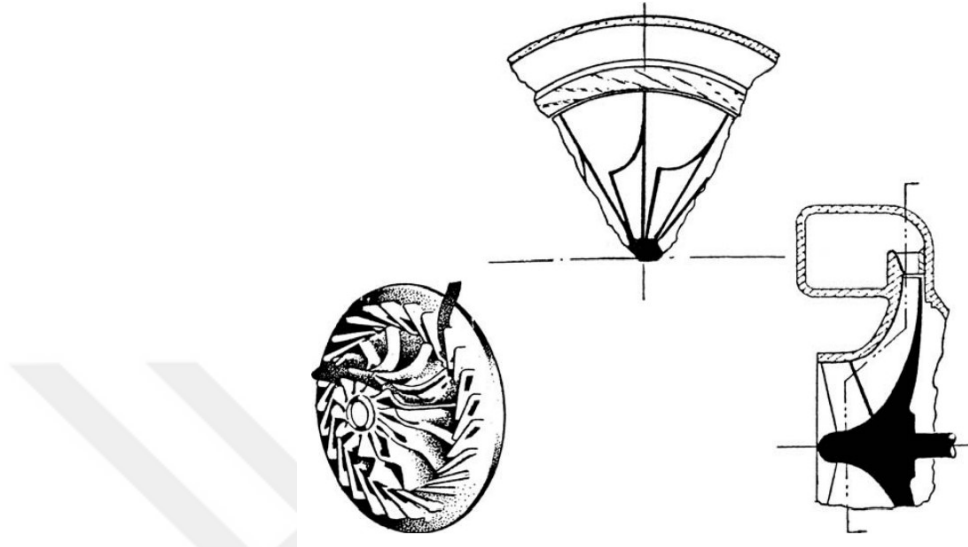
## **2.6 Türbin**

Türbinler de kompresörler gibi radyal ve aksenal olmak üzere iki çeşit olarak tasarlanmıştır. Aksenal akışlı türbinler radyal türbinlere göre yüksek akış imkanı sağlaması nedeni ile daha çok tercih edilirler. Aksenal akışlı türbinler verimlilik ve itme kuvvetini arttırmak için, birden fazla kademedir oluşur. Küçük ölçekli jet motorlarında ise, tek kademeli aksenal akışlı türbin tercih edilebilir.

### **2.6.1 Radyal Türbinler**

Radyal girişli türbin uzun yıllardır kullanılmaktadır. İlk hidrolik türbin alanında pratik bir güç üreten bileşen olarak ortaya çıkmıştır. ters akışlı ve ters dönüşlü santrifüj kompresör, radyal akışlı türbinde 1930'ların sonlarında jet motoru uçuşunda ilk kullanılan modeldi. Günümüzde radyal girişli kompresör, havacılıkta hava kontrol sistemlerinde genişletici olarak ve helikopterlerde yedek güç üretici olarak kullanılmaktadır [19].

Radyal türbinlerin maliyeti çok kademeli aksenal akışlı türbinlere göre daha uygundur, ancak düşük verimlilik, büyük boyut dezavantajı nedeni ile tercih edilmezler.



Şekil 2.8 Karışık Akışlı Radyal Türbin [21].

## 2.6.2 Aksenal Türbinler

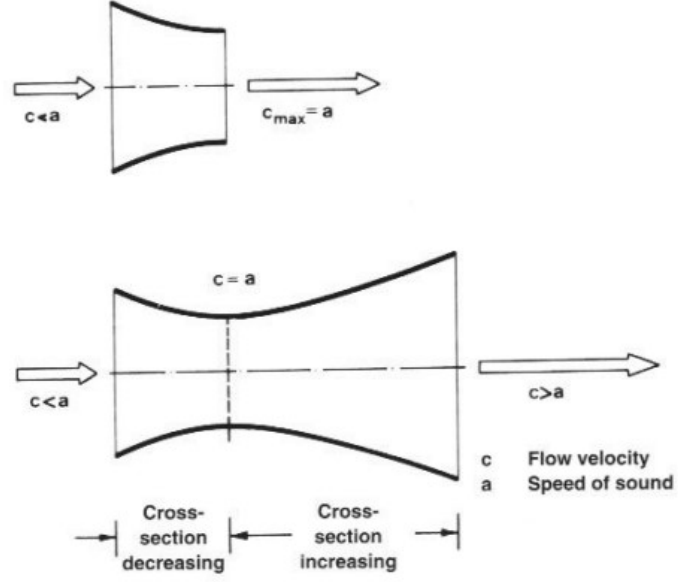
Aksenal akışlı türbinler, en yaygın olarak kullanılan türbinlerdir. Aksenal akışlı türbinler, çoğu gaz türbini ünitesine güç sağlar. Aksenal akışlı türbinler daha yüksek akış oranına sahip olduğundan dolayı, daha düşük yakıt sarfiyatı ve gürültü azaltmak için çalışmalar yapılmaktadır.

Aksenal türbinler de aksenal akışlı kompresör gibi stator ve rotordan meydana gelmektedir. Stator, egzoz gazlarını aksenal yönde türbin kanatlarına yönlendirirken, egzoz gazlarının hızını ve kinetik enerjisini artırır.

## 2.7 Egzoz Nozulu

Egzoz nozulu havanın enerjisini kinetik enerjiye dönüştürerek itme kuvveti oluşturur. Bu olay yalnızca, temelde değişen tüp biçiminde olan nozulün geometrik şekli ile gerçekleştirilir. [20] Nozulde uzunluk arttıkça sürtünmeden dolayı basınç azalır. İdeal bir nozulde verim %90 üzerindedir.

Hava araçlarında genel olarak kesiti daralan (Converging) nozuller ve daralan-genişleyen (Converging and Diverging) nozullar kullanılır. Ses altı (Subsonic) hızda uçan hava araçlarında genelde daralan nozul, ses üstü (supersonic) hızda çalışan hava araçlarında ise daralan-genişleyen nozul kullanılır [24].



Şekil 2.9 Daralan ve Daralan Genişleyen Egzoz Nozülü [24].

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

Küçük ölçekli jet motorunu tasarlarken, boyutsal olarak insansız hava araçlarında kullanılabilir (maksimum 600 mm boy ve 250 mm çap olacak şekilde) itki kuvveti 220 N olacak şekilde hafif ve maliyeti düşük malzeme seçimini düşünülmüştür. Bu isterlere bağlı olarak, temel termodinamik hesaplamalara göre açık sistemli Brayton çevrimi seçilerek bu çevrime göre hesaplamalar yapılması planlanmaktadır.

Tasarım mimarisi, daha önceki yapılan çalışmalar baz alınarak hava girişi ve tahliyesi için, kanat soğutması mümkün olduğunca basit seçilerek karmaşık geometrilerden kaçınılması düşünülmüştür.

Kompresör radyal kompresör seçilecek ve küçük ölçekli jet motoru kullandığımız için basınç oranı 3,5 olarak seçilecek, Türbine giriş sıcaklığı maksimum 1200 °K olarak belirlenip çevrimdeki tüm ideal basınç ve sıcaklık değerleri termodinamik hesaplamalar ile elde edilmesi amaçlanmıştır.

Jet motoru için tek şaftlı tasarım mimarisi kullanılacak, böylece motorun ağırlığı ve boyutunun büyümesinin önlenmesi sağlanacak aynı zamanda yataklama ve hareket esnekliğinin önüne geçilmesi düşünülmüştür.

Küçük ölçekli jet motoru tasarımı için motorda boğulma olayının önüne geçmek için, her zaman akış hızının ses altı hızda çalışmasını sağlamak için egzoz nozülü için hesaplamalar sonucu mümkün olduğu kadar daralan bir geometri seçilmesi düşünülmüştür.

Tüm ana bileşenlerin tasarım isterlerine göre hesaplamaları yapıldıktan sonra, boyutlarına göre CAD ortamında çizimleri yapılacak ve yine tasarıma uygun malzeme seçimleri yapılarak, gerekli bileşenlerin akış analizleri yapılacaktır, analizler sonucunda tasarım isterlerine mümkün olduğunca yakınsanıncaya kadar kanat geometrisi ile pervane açısı değişimlerinin yapılması düşünülmüştür.

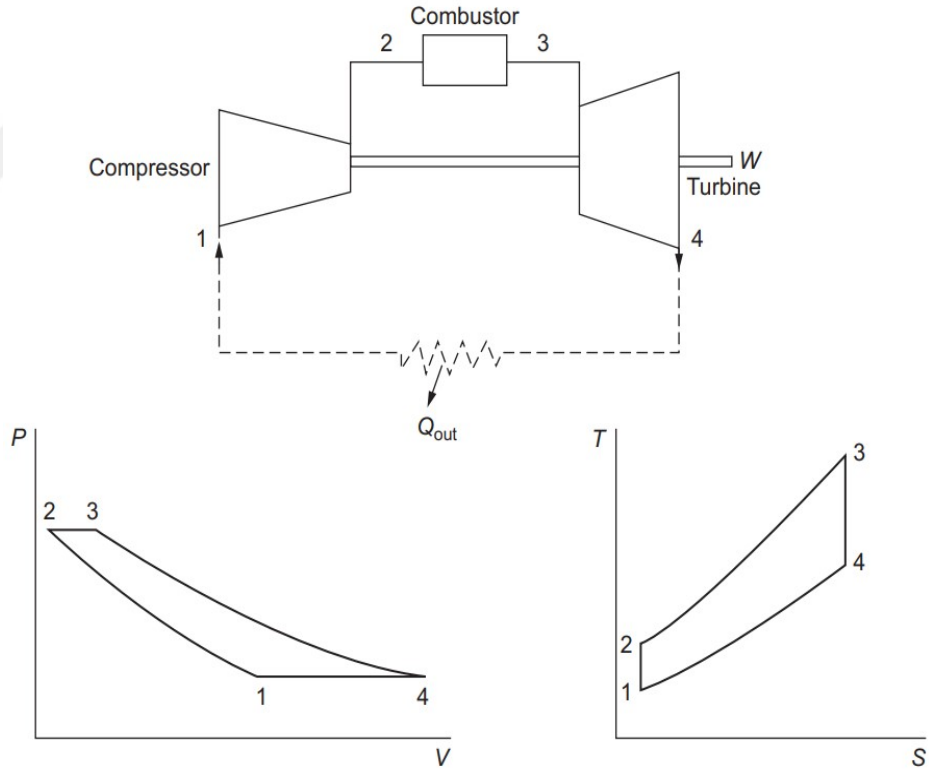
Parçalar tek tek incelendikten sonra CAD ortamında ana bileşenlerin montajı yapılacak ve montajın akış analizi yapıp, basınç ve sıcaklık değişimlerinin incelenmesi amaçlanmıştır.

### 3.1 İdeal Çevrim Hesaplamaları

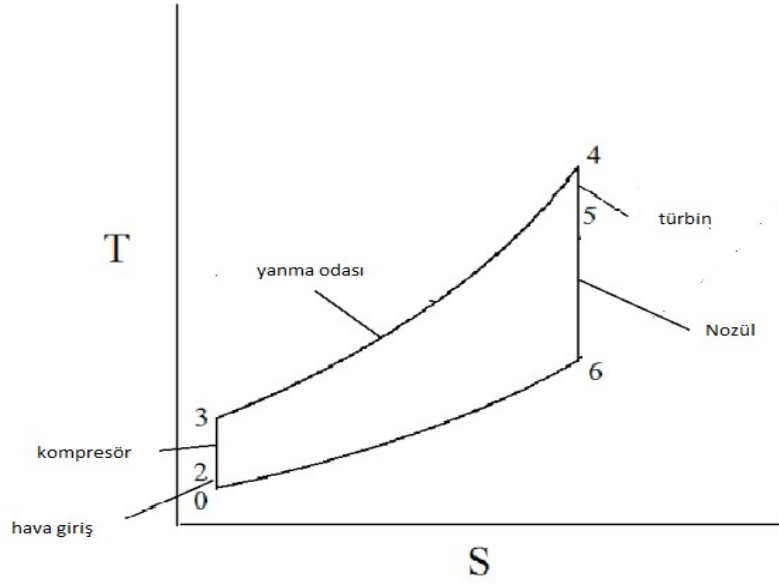
Gaz türbinlerinin tasarımına ilişkin çevrim analizinin amacı, performans parametreleri için İtki, yakıt tüketimi ve diğer önemli değerler, bir dizi varsayıma ve tasarım özelliklerine dayalı olarak hesaplanabilir [25]. Varsayımsal olarak çevrimde sıkıştırma ve genleşme kısmı izentropik ve adyabatik olarak, çalışma akışkanı ideal gaz olarak alınacak ayrıca sistemde yanma ısısı dış kaynaktan geldiği kabul edilip yakıtın kütlesi çevrim hesaplarında ihmal edilecektir. Özellik olarak ise sistem basınç oranı, ortam sıcaklık ve basınçları ile Mach sayısı kabulü (0,8) yapılmıştır.

#### 3.1.2 Brayton Çevrimi

Jet Motorları, şekil 3.1'de verilen Brayton çevrimine göre çalışır. Kompresör yardımı ile motor içine giren hava sıkıştırılarak, yanma odasında yakılır daha sonra türbin aracılığı ile bir kısmı harcanıp bir kısmı itme gücüne dönüşür.



Şekil 3.1 İdeal Brayton çevrimi [17].



**Şekil 3.2** İdeal Brayton çevrimi T-S diyagramı

Çevrim hesabı yapılacak şekil 3.2’de verilen T-S diyagramına göre 0-2 arası difüzör bölümüne hava giriş yapacak, 2-3 arası bölgede kompresörde sıkıştırılıp basıncı arttırılacak, 3-4 arası bölgede ise dışarıdan yakıt ilavesi gerçekleştirilip, ısı arttırılıp hacim ve entropi artışı gerçekleşecek, 4. ve 5. istasyonlar arasında basıncın olduğu türbin bulunur. Hava türbinin içinden geçerken sıcaklık azalır ve hacim artar. Türbin, ısıyı mekanik işe dönüştürür. Son olarak, 5 ile 6 arasında hava hızlanırken bir nozül aracılığıyla ortam basıncına geri döner.

Özetle Brayton çevriminde 4 ana süreç vardır Şekil 3.2 ye göre bunlar;

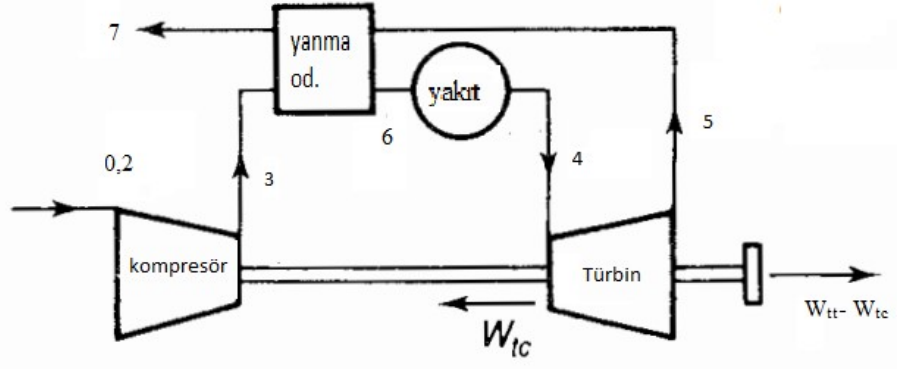
0-3 arası, izantropik sıkıştırma

3-4 arası, sabit basınçta yanma

4-6 arası, izantropik genişleme

6-0 arası, sabit basınçta ısı çıkışıdır.

Tüm bu parametreler doğrultusunda, çevrim analizinin hesaplamalarında kullanılacak, seçilen ve hesaplanan değerler tablo 3.1’de listelenmiştir.



Şekil 3.3 Jet motoru çevrim elemanları.

Tablo 3.1 Kompresör Çevrim Hesabı Kabuller Ve Hesaplanan Değerler

Gerekli İtki kuvveti (Static Thrust)	250 N
Türbin Giriş Sıcaklığı $T_3$	1100 °K
Basınç Oranı, $r$	3,6
Nominal Devir	60000 Rpm
Giriş Basıncı $P_0$	101,3 kPa
Giriş Sıcaklığı $T_0$	288,15 K
Mekanik Şaft Verimi $\eta_m$	0,99
Yanma Odası Verimi $\eta_b$	0,95
Türbin Verimi $\eta_t$	0,90
Kompresör Verimi $\eta_c$	0,85
Hava Alığı Verimi $\eta_i$	0,95
Nozül Çıkış Verimi $\eta_j$	0,95
Yanma Odası Basınç Kaybı $\Delta p_b$	0,04
Isı değiştirici etkisi	%80
Yakıt (kerosen) Isıtma Değeri $Q_{netp}$	42700 kJ/kg
Yakıt/ Hava Oranı	0,01
Spesifik Güç (Thrust) $W$	377
Mach sayısı	0,8
$C_{pa}$ , sabit basınçta spesifik ısı	1,005
Yanma odası gaz basınç kaybı $\Delta p_{hg}$	%4

Kompresör Basınç Oranı Şekil 3.3'e göre;

$$r_c = \frac{\text{kompresör çıkış basıncı } P_3}{\text{giriş basıncı } P_0} \quad (3.1)$$

Sıcaklık Oranı ise;

$$t_c = \frac{\text{kompresör çıkış sıcaklığı } T_3}{\text{giriş sıcaklığı } T_0} \quad (3.2)$$

Kompresör boyunca akış izentropik olarak kabul edildiğinden, iki oran aşağıdaki denklem kullanılarak şu şekilde yazılabilir;

$$r_c = t_c^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.3)$$

Bu veriler doğrultusunda aşağıdaki formülü elde ederiz,

$$T_3 - T_0 = \frac{T_0}{\eta_c} \left[ \left( \frac{P_3}{P_0} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right] \quad (3.4)$$

Denklem 3.4 de verilen değerleri kullanırsak;

*yaklaşık 150 K bulunur.*

Birim kütle akışı başına kompresörü çalıştırmak için gereken türbin işi;

$$W_{tc} = \frac{c_{pa}}{\eta_m} (T_3 - T_0) \quad (3.5)$$

Denklem 3.5 sonucunda türbin işi =152,27 kJ/kg olarak hesaplanır.

Yanma odası çıkış (Türbin Giriş) basıncı;

$$P_4 = P_3 (1 - \Delta p / P_0) \quad (3.6)$$

Denklem 3.6'dan  $P_4 = 3,456$  bar olarak bulunur.

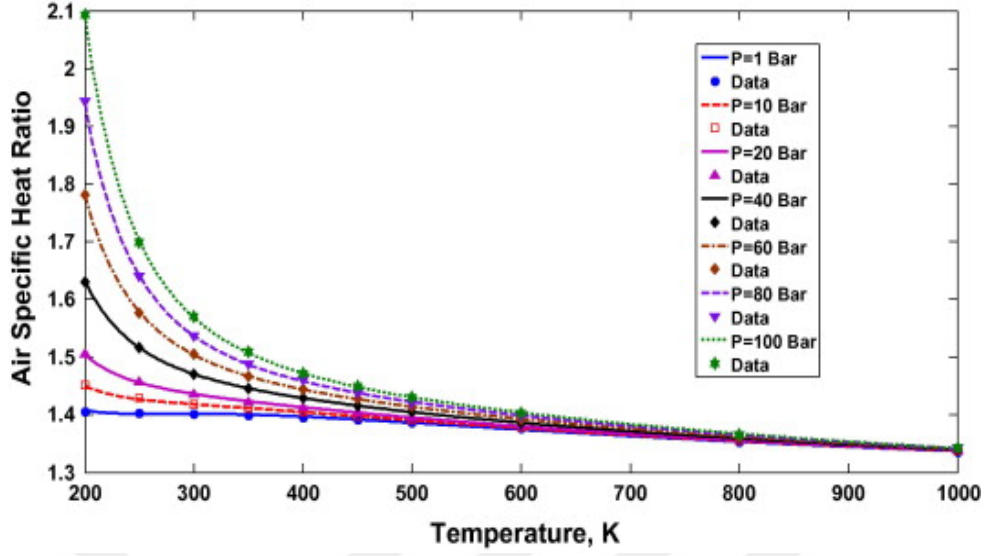
$$P_5 = P_0 + \Delta p_{hg} \quad (3.7)$$

Denkem 3.7 den  $P_5 = 1,04$  bar ve türbin basınç oranı ise;

$$r_t = P_4 / P_5 \quad (3.8)$$

=3,32 bulunur.

1100 K sıcaklıkta,  $C_{pg}$  sabiti 1,159 kJ/kg K olarak bulunmuş, genleşen hava için Şekil 3.4 kullanılarak yapılan hesaplama ile türbin bölgesindeki özgül ısı oranı 1.33 olarak hesaplanmış ve buna göre,



Şekil 3.4 Hava belirgin ısı oranı ( $\gamma$ ) [26]

$$T_4 - T_5 = \eta_t \cdot T_4 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{1}{P_4/P_5} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \quad (3.9)$$

$T_4 - T_5$  denklem 3.9'dan 255 K olarak hesaplanır.

Birim kütle akışı başına toplam türbin işi;

$$W_{tt} = (T_3 - T_0) C_{pg} \quad (3.10)$$

Denklem 3.10'dan 295,545 kJ/kg bulunur.

Kütle akışını bütün sistem boyunca sabit kabul edersek, elde edilen iş;

$$W_{tt} - W_{tc} = 143,275 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

Yakıt/hava oranını ( $f$ ) bulmak için önce yanma sıcaklığını ( $T_6$ ) hesaplamamız gerekir bunun için,

Isı değiştirici Etkisi;

$$0,80 = \frac{T_6 - T_3}{T_5 - T_3} \quad (3.11)$$

Yanma odası Giriş Sıcaklığı,

$$T_3 = 150 + 288,15 = 438,15 \text{ K}$$

Türbin Çıkış Sıcaklığı,

$$T_5 = 1100 - 255 = 845 \text{ K'bulunur.}$$

Değerleri yerine koyduğumuzda denklem 3.11'den;

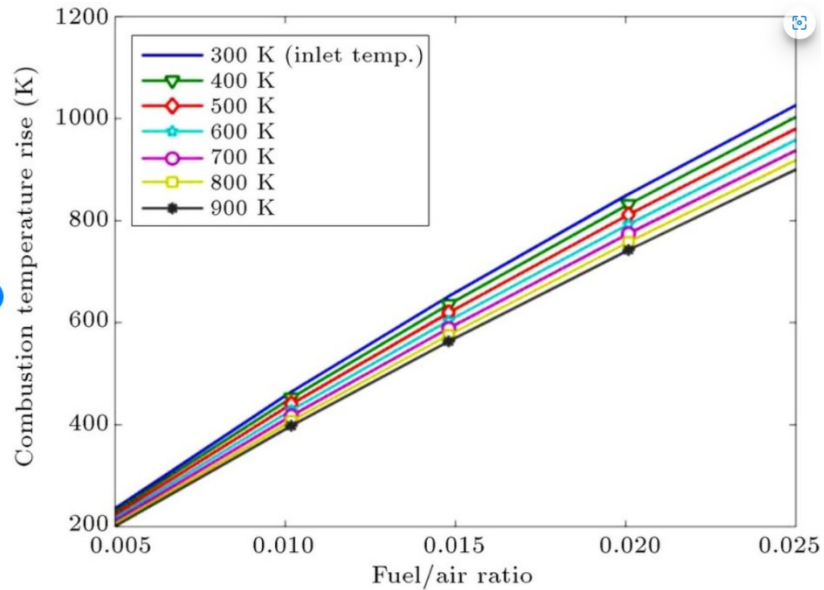
$$T_6 = 763,63 \text{ K'bulunur.}$$

763 K'lik bir yanma odası giriş havası sıcaklığı için  $(1100 - 763) = 337$  K'lik bir yanma sıcaklığı artışı gerekir, Şekil 3.5 e göre 337 K lik artış için gerekli teorik yakıt/hava oranı yaklaşık 0,0095 olarak hesaplanır.

Yakıt/Hava oranı ise;

$$f = \frac{\text{Teorik Hava yakıt oranı}}{\text{Yanma odası Verimi}} \quad (3.12)$$

Denlem 3,12'den  $f = 0,01$  olarak bulunur.



Şekil 3.5 Yanma Odası Sıcaklık Artışı İçin Gerekli Yakıt Oranı ( $f$ ) [27]

Böylece Özgül Yakıt Tüketimi SFC (Specific Fuel Consumption);

$$SFC = \frac{f}{W_{tt} - W_{tc}} \quad (3.13)$$

Denklemini ile hesaplanır.

Vedenklem 3.13 ile,  $SFC = 0,251 \text{ kg/kWh}$  olarak hesaplanır.

Çevrim Verimi İse;

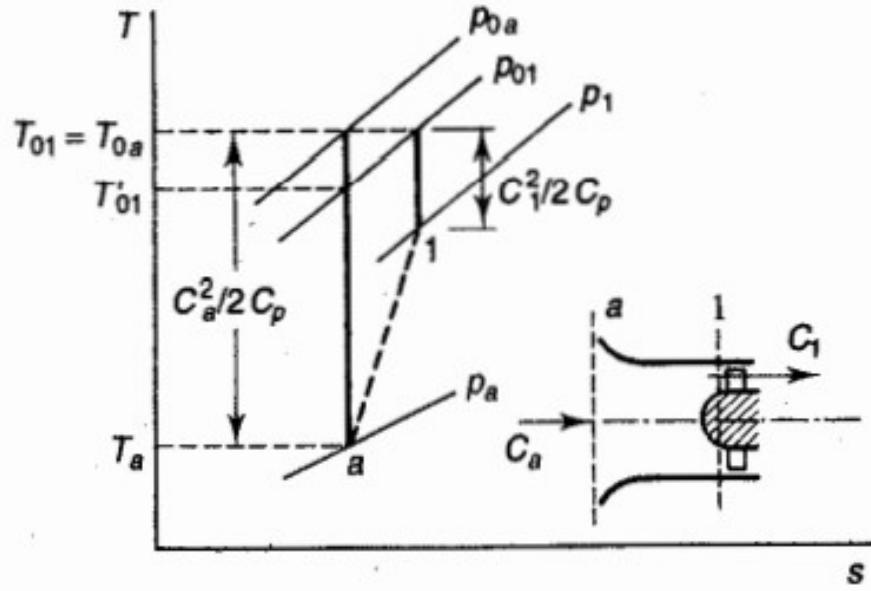
$$\eta = \frac{3600}{SFCxQ_{netp}} \quad (3.14)$$

formülü ile hesaplanır.

Ve bu denklem kullanılarak  $\eta$ , 0,335 bulunur.

Çevrim Verimi  $\cong$  %34 olarak bulunur.

Giriş verileri sonucunda emme ve itme nozülündeki kayıplar ve çalışma şartları dikkate alınmalıdır. Hava alığı verimliliği yaygın olarak iki şekilde ifade edilebilir, bunlar izantropik verimlilik  $\eta_i$  ve ram verimi  $\eta_r$  olarak adlandırılabilir.



Şekil 3.6 Hava alığındaki basınç kaybı [20].

Şekil 3.6'a göre  $T_{01}$  sıcaklığı,

$$T_{0a} = T_a + \frac{C_a^2}{2C_p}$$

$P_{01}$  Basıncı ise;

$$\frac{P_{01}}{P_a} = \left( \frac{T_{01}}{T_a} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.15)$$

Yukarıdaki şekilde izantropik sıkıştırma sonrası  $T_{01}$  sıcaklığına ulaşıldığında izantropik verim;

$$\frac{T'_{01} - T_a}{T_{01} - T_a} = \eta_i \quad (3.16)$$

Önceki formüllerde yerine konursa;

$$T'_{01} - T_a = \eta_i \frac{C_a^2}{2C_p} \quad (3.17)$$

formülü ile elde edilir.

Hava alığındaki basınç oranı buradan,

$$\frac{P_{01}}{P_a} = \left[ 1 + \frac{T'_{01} - T_a}{T_a} \right]^{\langle \gamma | \gamma - 1 \rangle} = \left[ 1 + \eta_i \frac{C_a^2}{2C_p T_a} \right]^{\langle \gamma | \gamma - 1 \rangle} \quad (3.18)$$

Mach sayısı,

$$M = C / \sqrt{\gamma R T} \text{ ve } \gamma R = c_p (\gamma - 1) \quad (3.19)$$

olduğuna göre denklem 3.20 de,

$$\frac{P_{01}}{P_a} = \left[ 1 + \eta_i \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right]^{\langle \gamma | \gamma - 1 \rangle} \quad (3.20)$$

Sıcaklık üzerinden yazarsak Mach sayısına göre;

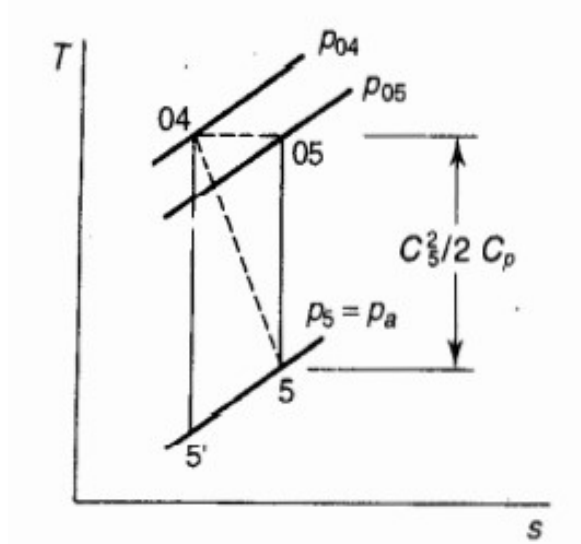
$$\frac{T_{01}}{T_a} = \left[ 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right] \quad (3.21)$$

Ram verimi de;

$$\frac{P_{01} - P_a}{P_{0a} - P_a} = \eta_r \quad (3.22)$$

yazılabilir.

Nozul için basınç kayıplarını ele alırsak;



Şekil 3.7 Nozül giriş ve çıkış basınç kaybı [20]

Şekil 3.7'ya göre izantropik verim;

$$\frac{T_{04} - T_5}{T_{04} - T_{05}} = \eta_j \quad (3.23)$$

Devamında,

$$T_{04} - T_5 = \eta_j T_{04} \left[ 1 - \left( \frac{P_5}{P_{04}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \quad (3.24)$$

Burada,  $T_{04} = T_{05}$  olduğundan dolayı jet hızının eşdeğeri  $\frac{C_5^2 a}{2C_p}$  kadar basınç kaybı vardır. Ayrıca jet motorunda boğulma olmaması için Mach sayısının  $M < 1$  olması gerekir ve bu durumda  $P_5 = P_a$  değerine eşit olması gerekir. Bunun devamında,

$$\frac{T_{04} - T_5}{T_5} = 1 + \frac{C_5^2 a}{2C_p T_5} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_5^2 \quad (3.25)$$

yazılabilir.

Basınç itişini değerlendirmek için gerekli olan alan Nozül çıkış alanıdır ve  $A_5$  olarak ifade edersek, Nozül çıkış alanı yaklaşık olarak  $A_5 = \frac{m}{P_c C_c}$  olarak hesaplanabilir.

Aşağıda kayıpları içeren, turbojet motoru için T-s diyagramı şekil 3.7'de verilmiştir.



$$T_{02}-T_{01}=\frac{T_{01}}{\eta_c} \left[ \left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\gamma-1/\gamma} - 1 \right]$$

$$=\frac{288,3}{0,85} [(3,6)^{1/3,5} - 1]$$

$$T_{02}=254,81+288,3$$

$$=543,11 \text{ K}$$

Türbin işi kompresörün ürettiği işe eşit olmasından dolayı,

$$W_t = W_c / \eta_m,$$

$$T_{03}-T_{04}=\frac{c_{pa}}{c_{pg}} \left( \frac{T_{02}-T_{01}}{\eta_m} \right) = \frac{1,005}{1,148} \left( \frac{254,81}{0,99} \right) = 225,322 \text{ K}$$

$$T_{04} = 1100 - 225,322 = 874,6 \text{ K}$$

Yanma odası basınç kaybı düşülürse;  $P_{03} = P_{02}(1 - \Delta p_b)$

$$= P_{03} = 2,77(1 - 0,04) = 2,66 \text{ bar bulunur.}$$

**Tablo 3.2** International Standart Atmosphere Tablosu [28]

Table A.1 (Continued)

H (ft)	H (m)	$\theta$	T (K)	T (°C)	$\delta$	$\rho$ (N/m <sup>2</sup> )	$\rho$ (lb/ft <sup>2</sup> )	$\sigma$	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho$ (slug/ft <sup>3</sup> )	a (m/s)	a (ft/s)	a (kt)
12000	3657.6	0.9175	264.38	-8.77	0.6360	64441	1345.9	0.6932	0.8491	1.648E-3	326.0	1069	633.6
12200	3718.6	0.9161	263.98	-9.17	0.6310	63935	1335.3	0.6888	0.8437	1.637E-3	325.7	1069	633.1
12400	3779.5	0.9147	263.58	-9.57	0.6260	63432	1324.8	0.6844	0.8384	1.627E-3	325.5	1068	632.7
12600	3840.5	0.9134	263.19	-9.96	0.6211	62932	1314.4	0.6800	0.8330	1.616E-3	325.2	1067	632.2
12800	3901.4	0.9120	262.79	-10.36	0.6162	62436	1304.0	0.6757	0.8277	1.606E-3	325.0	1066	631.7
<b>13000</b>	<b>3962.4</b>	<b>0.9106</b>	<b>262.39</b>	<b>-10.76</b>	<b>0.6113</b>	<b>61943</b>	<b>1293.7</b>	<b>0.6713</b>	<b>0.8224</b>	<b>1.596E-3</b>	<b>324.7</b>	<b>1065</b>	<b>631.2</b>
13200	4023.4	0.9092	262.00	-11.15	0.6065	61453	1283.5	0.6670	0.8171	1.585E-3	324.5	1065	630.7
13400	4084.3	0.9079	261.60	-11.55	0.6017	60966	1273.3	0.6627	0.8119	1.575E-3	324.2	1064	630.3
13600	4145.3	0.9065	261.21	-11.94	0.5969	60482	1263.2	0.6585	0.8066	1.565E-3	324.0	1063	629.8
13800	4206.2	0.9051	260.81	-12.34	0.5922	60001	1253.2	0.6542	0.8014	1.555E-3	323.7	1062	629.3
<b>14000</b>	<b>4267.2</b>	<b>0.9037</b>	<b>260.41</b>	<b>-12.74</b>	<b>0.5875</b>	<b>59524</b>	<b>1243.2</b>	<b>0.6500</b>	<b>0.7963</b>	<b>1.545E-3</b>	<b>323.5</b>	<b>1061</b>	<b>628.8</b>
14200	4328.2	0.9024	260.02	-13.13	0.5828	59049	1233.3	0.6458	0.7911	1.535E-3	323.3	1061	628.4
14400	4389.1	0.9010	259.62	-13.53	0.5781	58578	1223.4	0.6416	0.7860	1.525E-3	323.0	1060	627.9
14600	4450.1	0.8996	259.22	-13.93	0.5735	58110	1213.6	0.6375	0.7809	1.515E-3	322.8	1059	627.4
14800	4511.0	0.8982	258.83	-14.32	0.5689	57644	1203.9	0.6334	0.7759	1.505E-3	322.5	1058	626.9
<b>15000</b>	<b>4572.0</b>	<b>0.8969</b>	<b>258.43</b>	<b>-14.72</b>	<b>0.5643</b>	<b>57182</b>	<b>1194.3</b>	<b>0.6292</b>	<b>0.7708</b>	<b>1.496E-3</b>	<b>322.3</b>	<b>1057</b>	<b>626.4</b>
15200	4633.0	0.8955	258.04	-15.11	0.5598	56723	1184.7	0.6251	0.7658	1.486E-3	322.0	1057	626.0
15400	4693.9	0.8941	257.64	-15.51	0.5553	56266	1175.1	0.6211	0.7608	1.476E-3	321.8	1056	625.5
15600	4754.9	0.8927	257.24	-15.91	0.5508	55813	1165.7	0.6170	0.7558	1.467E-3	321.5	1055	625.0
15800	4815.8	0.8914	256.85	-16.30	0.5464	55363	1156.3	0.6130	0.7509	1.457E-3	321.3	1054	624.5
<b>16000</b>	<b>4876.8</b>	<b>0.8900</b>	<b>256.45</b>	<b>-16.70</b>	<b>0.5420</b>	<b>54915</b>	<b>1146.9</b>	<b>0.6090</b>	<b>0.7460</b>	<b>1.447E-3</b>	<b>321.0</b>	<b>1053</b>	<b>624.0</b>
16200	4937.8	0.8886	256.05	-17.10	0.5376	54471	1137.6	0.6050	0.7411	1.438E-3	320.8	1052	623.6
<b>16400</b>	<b>4998.7</b>	<b>0.8872</b>	<b>255.66</b>	<b>-17.49</b>	<b>0.5332</b>	<b>54029</b>	<b>1128.4</b>	<b>0.6010</b>	<b>0.7362</b>	<b>1.428E-3</b>	<b>320.5</b>	<b>1052</b>	<b>623.1</b>
16600	5059.7	0.8859	255.26	-17.89	0.5289	53590	1119.3	0.5970	0.7314	1.419E-3	320.3	1051	622.6
16800	5120.6	0.8845	254.87	-18.28	0.5246	53155	1110.2	0.5931	0.7266	1.410E-3	320.0	1050	622.1
<b>17000</b>	<b>5181.6</b>	<b>0.8831</b>	<b>254.47</b>	<b>-18.68</b>	<b>0.5203</b>	<b>52722</b>	<b>1101.1</b>	<b>0.5892</b>	<b>0.7218</b>	<b>1.400E-3</b>	<b>319.8</b>	<b>1049</b>	<b>621.6</b>
17200	5242.6	0.8817	254.07	-19.08	0.5161	52292	1092.1	0.5853	0.7170	1.391E-3	319.5	1048	621.1
17400	5303.5	0.8804	253.68	-19.47	0.5119	51865	1083.2	0.5814	0.7122	1.382E-3	319.3	1048	620.7
17600	5364.5	0.8790	253.28	-19.87	0.5077	51440	1074.3	0.5776	0.7075	1.373E-3	319.0	1047	620.2
17800	5425.4	0.8776	252.88	-20.27	0.5035	51019	1065.5	0.5737	0.7028	1.364E-3	318.8	1046	619.7
<b>18000</b>	<b>5486.4</b>	<b>0.8762</b>	<b>252.49</b>	<b>-20.66</b>	<b>0.4994</b>	<b>50600</b>	<b>1056.8</b>	<b>0.5699</b>	<b>0.6981</b>	<b>1.355E-3</b>	<b>318.5</b>	<b>1045</b>	<b>619.2</b>
18200	5547.4	0.8749	252.09	-21.06	0.4953	50184	1048.1	0.5661	0.6935	1.346E-3	318.3	1044	618.7
18400	5608.3	0.8735	251.70	-21.45	0.4912	49771	1039.5	0.5623	0.6889	1.337E-3	318.0	1043	618.2
18600	5669.3	0.8721	251.30	-21.85	0.4871	49360	1030.9	0.5586	0.6843	1.328E-3	317.8	1043	617.7
18800	5730.2	0.8707	250.90	-22.25	0.4831	48953	1022.4	0.5548	0.6797	1.319E-3	317.5	1042	617.2
<b>19000</b>	<b>5791.2</b>	<b>0.8694</b>	<b>250.51</b>	<b>-22.64</b>	<b>0.4791</b>	<b>48548</b>	<b>1013.9</b>	<b>0.5511</b>	<b>0.6751</b>	<b>1.310E-3</b>	<b>317.3</b>	<b>1041</b>	<b>616.8</b>
19200	5852.2	0.8680	250.11	-23.04	0.4752	48145	1005.5	0.5474	0.6706	1.301E-3	317.0	1040	616.3

Denklem 3,27'den;

$$T'_{04} = T_{03} - \frac{1}{\eta_t} (T_{03} - T_{04})$$

$$= 1100 - 225,322 / 0,9$$

$$T'_{04} = 849,6 \text{ K bulunur.}$$

$$P_{04} = P_{03} \left( \frac{T'_{04}}{T_{03}} \right)^{(\gamma/\gamma-1)}$$

$$= 2,66(849,6/1100)^4$$

$$P_{04} = 0,95 \text{ bar bulunur.}$$

Nozül Basınç oranı;

$$P_{04}/P_a = 0,95/0,54$$

=1,76 olarak bulunur.

Motorda boğulma olmaması için kritik basınç oranı için çıkış basıncını  $P_5 = P_a$  kabul edip, Mach Sayısının 0,8 olduğu durumda;

$$P_{04}/P_5 = 1/[1 - (\gamma - 1)/(\eta_j (\gamma + 1))]^{(\gamma/(\gamma-1))}$$

$$= 1/[1 - 0,333/0,95(2,333)]^4$$

$$P_{04}/P_5 = 1,915$$

Nozülde boğulma olmaması için  $P_5 = P_a$  olur.

Denklem 3.20'den

$$T_{04} - T_5 = \eta_j T_{04} \left[ 1 - \left( \frac{P_{04}}{P_a} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right]$$

$$874,6 - T_5 = 0,95 \cdot 874,6 [1 - (1/1,76)^{1/4}]$$

$$T_{04} - T_5 = 109,5 \text{ K}$$

$$T_5 = 765,1 \text{ K}$$

$$C_5 = [2C_p g(T_{04} - T_5)]^{1/2}$$

$$= [2 \times 1,148 \times 109,5 \times 1000]^{1/2}$$

$$C_5 = 501,4 \text{ m/s}$$

$$\rho_5 = P_5 / R \cdot T_5$$

$$= 0,54 \times 100 / 0,287 \times 765,1$$

$$\rho_5 = 0,246 \text{ kg/m}^3$$

Nozül çıkış alanı;

$$A_5 = m / \rho_5 \cdot C_5$$

$$\frac{A_5}{m} = \frac{1}{\rho_5 \times C_5}$$

$$= 1 / (0,246 \times 501,4)$$

$$\frac{A_5}{m} = 0,0081$$

( $F_s$ ) Spesifik güç ise;

$$F_s = (C_5 - C_a) + \frac{A_5}{m} (P_5 - P_a)$$

$$= (501,4 - 256,4) + 0,0081 (0,54 - 0,496)$$

$$F_s = 245 \text{ Ns/kg bulunur.}$$

$T_{02} = 543,11$   $T_{03} = 1100$  ve yanma için gerekli sıcaklık ;

$T_{03} - T_{02} = 556,89$  K olduğundan gerekli Teorik yakıt hava oranı şekil 3.5 deki grafikten yaklaşık olarak 0,014 bulunur.

Denklem 3,12 de verilen;

$$f = \frac{\text{Teorik Hava yakıt oranı}}{\text{Yanma odas Verimi}} \text{ formülünden;}$$

$$f = \frac{0,014}{0,95}$$

$$f = 0,01473 \text{ bulunur.}$$

Jet motoru yakıt verimliliği test edilen tüm yakıtlar için itme gücüne özgü yakıt tüketimi (TSFC) olarak ifade edilir ve C5 için ortalama %40 azalır. Biyo-alkoller gibi alternatif yakıtların kullanımı daha temiz ve daha çevreci olmak için gerçek fırsatlar sunar. [29]

Denklem 3,13'de;

Spesifik Yakıt Tüketimi:

$$SFC = \frac{f}{F_s}$$

$$SFC = 0,01473 \times 3600 / 314,36 = 0,1686 \text{ kg/h N bulunur.}$$

Tasarım aşamasında ilk önce ana komponentlerin tasarımını belirlemek için yakıt tüketimi için gerekli hava miktarını bularak, nozül çıkış alanını bulmamız

gerekir. Tablo 3,1 de yaptığımız kabulde hava aracını uçurmak için gerekli itki kuvvetini 250 N olarak seçmiştik. Buna göre;

$$m = F/F_s$$
$$=250/245$$

$$m=1,020 \text{ kg/s bulunur.}$$

Gerekli yakıt tüketimi;

$$m_f = f.m. 3600 = 0,01473 \times 1,020 \times 3600 = 54,09 \text{ kg/h bulunur.}$$

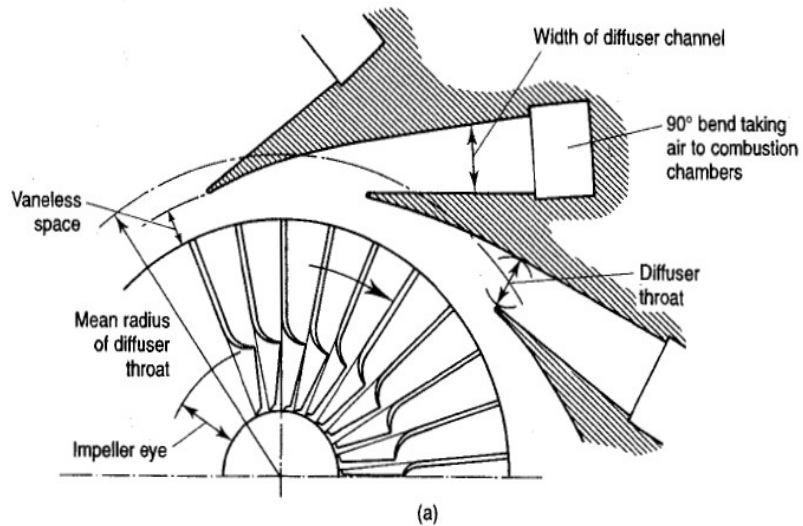
Nozül çıkış alanı  $A_5$  ise minimum;

$$A_5 = 0,0081.m = 0,0081 \times 1,020 = 0,008262 \text{ m}^2 \text{ bulunur.}$$

## 3.2 Radyal Kompresör

### 3.2.1 Radyal Kompresör Çalışma Prensibi

Şekil 3.8 de görülen; santrifüj kompresör, esas olarak sabit bir gövdeye bağlı döner pervanenin olduğu sabit ayrılan geçişlerin sayısı ile havaya yüksek bir hız kazandıran ve dönen bir ve havanın yavaşlaması ile statik basınçta artış gerçekleştirir. Sonraki süreç bir difüzyondur ve sonuç olarak, kompresörün ayrılan geçitleri içeren kısmı, difüzör olarak bilinir. [30]



Şekil 3.9Radyal Kompresör Kısımları[20]

Kompresör, bir jet motorunun temel bir bileşenidir. Jet motoru için ampirik modellerde kontrol ve teşhis odaklı simülasyon, tasarım ve analizi için kompresörün izantropik verimliliği ve kütle akış hızı gereklidir. [31]

Difüzörde hava üzerinde iş yapılmadığından emilen enerji, kompresörün girişte ve çıkıştaki havanın koşullarına göre belirlenecektir. Şekil 3.9'da kullanılan terminolojiyi göstermektedir. İlk durumda, havanın çark gözüne (impeller eye) aksel yönde girdiği varsayılacaktır. Böylece havanın ilk açısal momentumu sıfır olur. Kanatların aksel kısmı, havanın geçebilmesi için kavisli olmalıdır. Şekil 4.2'de gösterildiği gibi, bir kanadın ön kenarının yaptığı açı  $\alpha$ , girişteki havanın hızı,  $V_1$  olarak ele alınacaktır.

Hava çarkın ucundan mutlak  $C_2$  hızıyla çıkarsa, teğetsel veya girdap bileşeni  $C_{w2}$  ve nispeten küçük bir radyal bileşen  $C_{m2}$  ye sahip olacaktır. İdeal koşullar altında  $C_{w2}$ , girdap bileşen hızı, çark uç hızı  $U$ 'ya eşittir.

Kompresörde çark kanatları, pervane ile birlikte hareket etmeye isteksizdir bu yüzden kompresör üzerinde Bir kanadın ön yüzünde arka yüze göre daha yüksek bir statik basınçla olur. Bu durum ayrıca çark hızına eşit bir dönme hızı elde etmekten havayı engeller. Bu etki kayma (slip) olarak bilinir. Çark ucundaki dönme hızının ne kadar kısa olduğu uç hızı büyük ölçüde çarktaki kanatların sayısına bağlıdır. Kanat sayısı ne kadar çok olursa, kayma o kadar küçük olur, yani daha yakın girdap bileşeni  $C_{w2}$  hızı, çark uç hızı  $U$ 'ya yaklaşır. Tasarımda kayma için bir değer varsaymak gerekir, burada  $\delta$ ,  $C_{w2}/U$  oranı olarak tanımlanır [27]. Çeşitli akışın analizleri  $\delta$  için formüllere yol açmıştır: en uygun görünen radyal kanatlı çarklara uygun deney sonucunda,  $n$  kanat sayısına bağlı olarak [32].

$$\delta = 1 - \frac{0,63\pi}{n} \quad (3.26)$$

bulunmuştur.

Çarka uygulanması gereken teorik tork ise; havanın deneyimlediği açısal momentumun değişim oranıdır. Havanın birim kütle akışı göz önüne alındığında, bu tork şu şekilde verilir,

$$Teorik\ tork = C_{w2}r_2 \quad (3.27)$$

Eğer açısal hızı  $\omega$  dersek;

$$Teorik\ yapılan\ iş = C_{w2}r_2 \omega = C_{w2} U = \delta U^2 \quad (3.28)$$

olarak hesaplanabilir.

Kompresör gövdesi ile kanatlar tarafından taşınan hava arasındaki sürtünme ve disk sürtünmesi, frenleme etkisi, rüzgar blokajı ve diğer kayıplar nedeniyle uygulanan tork ve dolayısıyla fiili iş girdisi daha büyüktür. Teorik değeri hesaplayabilmek için bir güç giriş faktörü ( $\psi$ ) seçilir. Bu nedenle, havada yapılan asıl iş;

$$W = \text{Yapılan iş} = \psi \delta U^2 \quad (3.29)$$

Kompresörde durgunluk sıcaklığı ( $T_{03} - T_{01}$ ) bütün çark boyunca artarsa difüze enerji eklenmediğinden, havanın yaptığı teorik iş, tüm çark boyunca ( $T_{03} - T_{01}$ )'e eşit olur. Yani;

$$T_{03} - T_{01} = \psi \delta U^2 / c_p \quad (3.30)$$

Burada  $c_p$ , ortalama özgül ısıdır. Tipik güç giriş faktörü değerleri için 1,035 – 1,04 değerleri arasındadır. Kompresör izantropik verimi  $\eta_c$  düşünülürse işin ne kadarının faydalı olarak kullanıldığı hesaplanabilir. Daha önce hesapladığımız genel basınç oranı formülünden ilgili yerleri kullanırsak,

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left( \frac{T_{03}}{T_{01}} \right)^{\langle \gamma | \gamma - 1 \rangle} = \left[ 1 + \eta_c \frac{T_{03} - T_{01}}{T_{01}} \right]^{\langle \gamma | \gamma - 1 \rangle} = \left[ 1 + \eta_c \frac{\psi \delta U^2}{2c_p T_{01}} \right]^{\langle \gamma | \gamma - 1 \rangle} \quad (3.31)$$

### 3.2.2 Radyal Kompresör Hesaplamalar

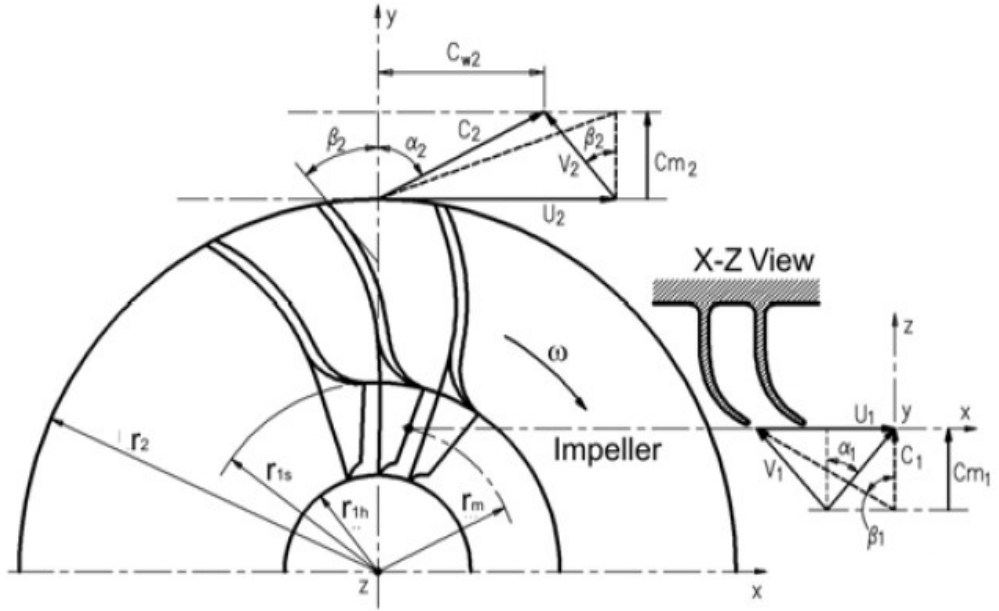
Kompresör hesabı için, önceki bölümde hesapladığımız ve kabul ettiğimiz değerlere ilave olarak kompresör hesabında kabul ettiğimiz veriler tablo 3.3 de verilmiştir.

**Tablo 3.3** Radyal Kompresör Kabul ve Hesaplanan Değerleri

Kayma faktörü ( $\delta$ )	0,79
Kompresör Çark Verimi $\eta_i$	0,8
Kompresör kademe Verimi $\eta_s$	0,8
Çıkış mutlak akış açısı ( $\alpha_2$ )	$60^0$
Kompresör göbek/muhafaza çap oranı $d_{1h}/d_{1s}(\vartheta)$	0,35
İmpeller (çark) yarıçap oranları ( $r_{1s}/r_2$ )	0,55
Difüzör çap oranları $d_5/d_6$	0,75

Difüzör çıkış Mach sayısı $M_6$	0,4
Göbek (hub) yarıçapı $r_{1h}$	15mm
Difüzör kompresör Tip boşluğu	0,5 mm
Hava özgül ısı $c_p$	1,005
Güç giriş faktörü $\psi$	1,05
Kompresör Verimi $\eta_c$	0.85
Hava akış kütlesi $m$ kg/s	1,020
Devir	60000

Şekil 3,9 ve 3,10 da kompresör çarkı için hesaplanacak hız üçgenleri ile yarıçap değerleri verilmiştir.



Şekil 3.10 Radyal kompresör impeller geometri ve hız üçgenleri[32].

Buna göre verilenler doğrultusunda;

Kompresör göbek/muhafaza çap oranı ( $\vartheta$ ) =  $d_{1h}/d_{1s}$

$$0,35 = 30/ r_{1s}$$

Muhafaza (shroud) yarıçapı  $d_{1s} = 85\text{mm}$  bulunur.

İmpeller (çark) yarıçap oranları ( $d_{1s}/d_2$ ) = 0,55'den

$$d_2 = 150 \text{ mm bulunur.}$$

Difüzör giriş yarıçapı;

$$r_5 = 75 + 0,5/2 = 75,25 \text{ mm}$$

İmpeller / difüzör çap oranları ( $d_5/d_6$ ) = 0,75'den

$$150 = 0,75 \times d_6$$

$$d_6 = 200 \text{ mm bulunur.}$$

Kayma faktörü denklem 3,26 da  $\delta = 1 - \frac{0,63}{n}$  verilmişti,

$$0,79 = 1 - 0,63 \times 3,14 / n$$

Kanat sayısı  $n = 9$  olarak bulunur

Eksenel akış olduğu varsayılarak basınç oranı ve kompresörü çevirmek için gerekli gücün hesaplanabilmesi için;  $U_h = \pi \cdot r_{1h} \cdot N / 60.1000$  formülünden,

$$U_h = 3,14 \cdot 30.60000 / 60.1000$$

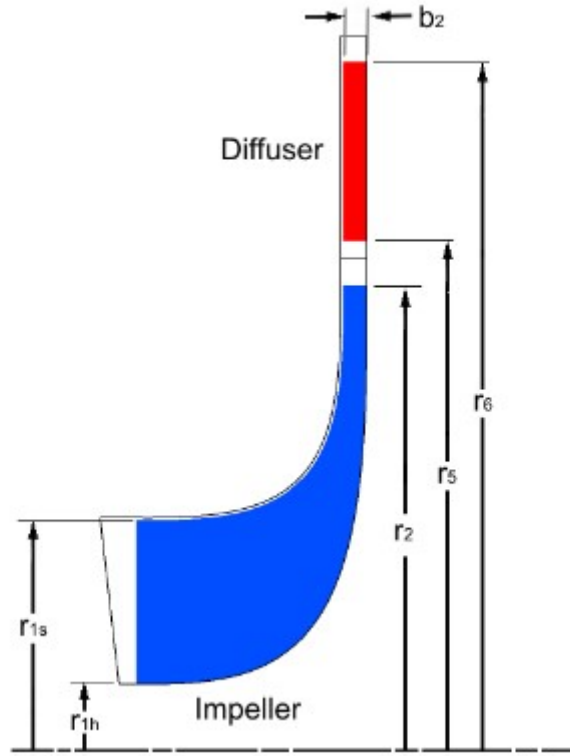
$$U_h = 94,2 \text{ m/s.}$$

İmpeller gözü çıkışı hızı:  $U_t = 3,14 \cdot 85.60000 / 60.1000 = 266,9 \text{ m/s}$

$U_2$  ise ;  $= \pi \cdot r_2 \cdot N / 60.1000$  formülünden,

$$U_2 = 3,14 \times 150 \times 60000 / 60.1000$$

$$U_2 = 471 \text{ m/s bulunur.}$$



Şekil 3.11 Radyal kompresör impeller kesit resmi[32].

Birim kütle için hava akışının, sıcaklık eşdeğeri ile yaptığı iş denklem 3,30'dan,

$$T_{03} - T_{01} = \psi \delta U^2 / c_p$$

$$= 1,05 \times 0,79 \times 471^2 / 1,005 \times 1000$$

$$T_{03} - T_{01} = 183,1 \text{ K}$$

Basınç oranı denklem 3,31'den,

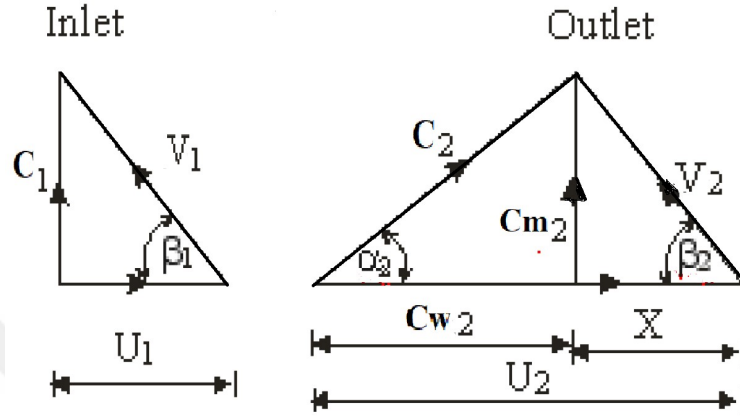
$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[ 1 + \eta_c \frac{T_{03} - T_{01}}{T_{01}} \right]^{(\gamma / \gamma - 1)} = \left[ 1 + 0,85 \frac{183}{288} \right]^{3,5}$$

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = 3,65 \text{ olarak bulunur.}$$

Gerekli güç ise  $P; m \cdot c_p \cdot (T_{03} - T_{01}) = 1,020 \times 1,005 \times 183 = \sim 188 \text{ kW}$  bulunur.

Kanatların giriş açısını bulmak için, eksenel olan giriş hızı, yani  $C_{a1} = C_1$  kabul edilir. süreklilik denklemi  $m = \rho_1 \cdot A_1 \cdot C_{a1}$ , burada  $A_1$  girişteki akış alanıdır.

Çark kanallarının iç ve dış çevre arasındaki şekli,  $\rho_1$ ,  $C_1$  ile bağıntılıdır ve iki değerde bilinmemektedir. Çoğunlukla deneme yanılma yöntemiyle belirlenmektedir. Çark kanal derinliğini hesaplamak için, dış çevrede radyal hız bileşenini ve İmpeller ile difüzör arasındaki kayıpların dağılımını dikkate alarak, bazı kabuller yapmak gerekir.



Şekil 3.12 Durgunluk koşullarında kompresör hız üçgeni[32].

$$m = \rho_1 \cdot A_1 C_{a1} \quad (3.32)$$

Durgunluk koşullarında çark (İmpeller) gözünün çevresel alanı;

$$A_1 = \pi r^2$$

$$A_1 = \pi(0,085^2 - 0,030^2)/4$$

$$= 0,0050 \text{ m}^2,$$

Bulunan alan, meridyonel mutlak hız formülüne yerleştirildiğinde tek bilinmeyen yoğunluk kalır. Bunun içinse iterasyon yapılır. Yoğunluk ise,

$$\rho_1 = P_{01}/RT_{01}$$

$$= 101,3/0,287 \times 288$$

$$\rho_1 = 1,225 \text{ kg/m}^3$$

Hız ise,

$$C_{a1} = m/\rho_1 \cdot A_1$$

$$C_1 = C_{a1} = 1,020/1,225 \times 0,005$$

$$= 167 \text{ m/s bulunur.}$$

$$C_1^2/2C_p = 167^2/2 \cdot 1005 \sim 14 \text{ K bulunur.}$$

$$T_1 = T_{01} - C_1^2/2C_p$$

$$T_1 = 274 \text{ K}$$

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

$$P_1 = 85108 \text{ kPa bulunur.}$$

$$\rho_1 = P_1 / RT_1$$

$$= 1,08 \text{ kg/m}^3 \text{ bulunur.}$$

Bu değere göre iterasyona devam edersek,

$$C_1 = C_{a1} = 1,020 / 1,08 \times 0,0050$$

$$= 188 \text{ m/s bulunur.}$$

Shroud (Boğaz) çıkış hızı;

$$V_1 = \sqrt{265^2 + 188^2}$$

$$= 325 \text{ m/s}$$

Bıçak açıları  $\beta_1$  ve  $\beta_2$  yukarıdaki değerlerden;

$$\tan \beta_s = C_1 / U_1$$

$$\beta_s = \tan^{-1} 188 / 265$$

$$\beta_s = 35,3^\circ \text{ derece olarak bulunur.}$$

$$\tan \beta_h = \tan^{-1} 188 / 94$$

$$\beta_h = 63,3^\circ \text{ derece olarak bulunur}$$

$\beta_2$  açısını bulmak için, öncelikle kayma faktörü olmadan Euler eşitliğini hatırlarsak;

$$E_e = (U_2 C_{w2} - U_1 C_{w1}) \quad (3.33)$$

İdeal koşullarda havanın girdap etkisi olmadan ( $C_{w1} = 0$ ) girdiğini kabul edersek,

$$E_e = U_2 C_{w2} \quad (3.34)$$

olur.

Maksimum enerji transferi için kanatların radyal olduğu varsayılırsa enerji,

yani;  $U_2 = C_{w2}$  durumunda,

$$E_e = U_2^2 \quad (3.35)$$

olur.

Kayma faktörü ile birlikte ideal enerji denklemi  $E = m \cdot U_2^2$  yazılabilir. Ve bu denklem havada yapılan teorik veya maksimum işi temsil eder.

Buradan formülde yerine kayarsak.

$$E = h_{03} - h_{01} = \psi \delta U^2 \quad (3.36)$$

$$c_p \cdot (T_{03} - T_{01}) = \psi \delta U^2 \quad (3.37)$$

Enerji denkleminde daha önce hesapladığımız verileri yerine yazarsak entalpi değişimi;

$$\Delta H = h_{03} - h_{01} = P / \dot{m} \quad (3.38)$$

bulunur.

$$= 188 \times 1000 / 1,020$$

$$\Delta H = 184313 \text{ J/kg}$$

Havanın girdap etkisi olmadan ( $C_{w1}=0$ ) girdiğini kabul ettiğimizden dolayı,

$$\Delta H = U_2 \times C_{w2} \quad (3.39)$$

$$184313 = 471 \times C_{w2}$$

Çıkış Girdap hız bileşeni  $C_{w2}=391 \text{ m/s}$  bulunur.

Şekil 3.10 daki Çıkış hız üçgeninde  $X$  i bulmak için değerler yerine yazılırsa;

$$X = U_2 - C_{w2}$$

$$X = 471 - 391$$

$$= 80 \text{ m/s bulunur.}$$

Şekil 3.10 daki hız üçgeninden, ve daha önceki çalışmalardan giriş ve çıkıştaki mutlak radyal dik bileşen hızları eşit alınırsa ( $C_1 = C_{m1}$ ),

$$\tan \beta_2 = C_{m2} / X$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} 188 / 80$$

$$\beta_2 = 66^\circ \text{ bulunur.}$$

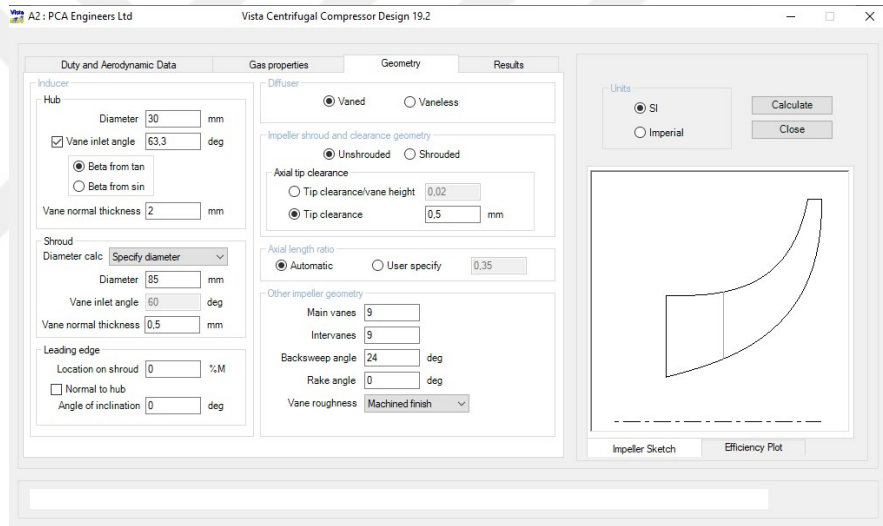
### 3.3 Radyal Kompresör Tasarımı

#### 3.3.1 Workbench Kullanılarak Kompresör Çark Kanadı Oluşturulma

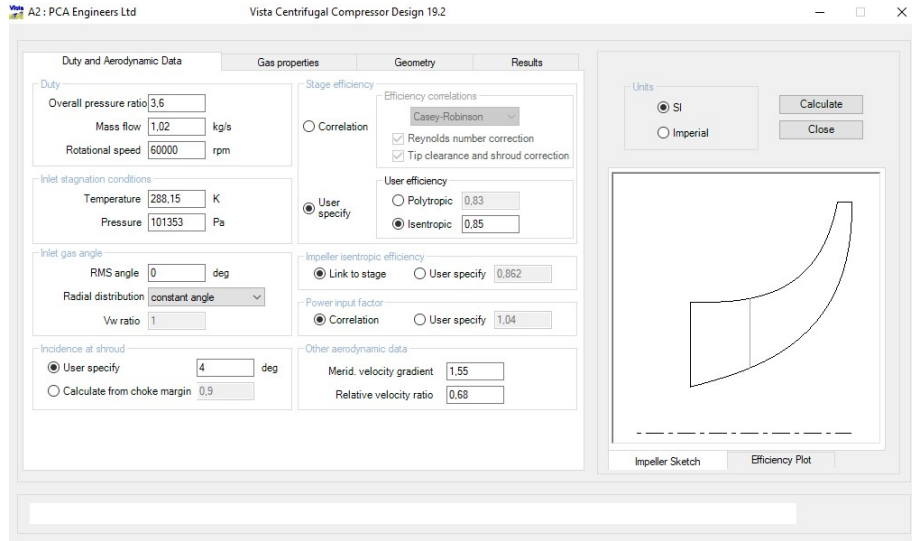
Analizleri yapmadan önce elde edeceğimiz kompresörü bilgisayar ortamında, oluşturmamız gerekmektedir. Kompresör tasarımını gerçekleştirmek için bu çalışmada, ANSYS Workbench içerisinde, kompresör ve benzeri parçaların kanat oluşturulması amacıyla hizmet eden Vista CCD Blade Design ve BladeGen modülü kullanılmış, bu şekilde kanat tasarımı çok daha hassas ve kolay şekilde yapılması amaçlanmıştır. Hesaplama Akışkanlar Dinamiği analizleri gerçekleştirildikten

sonra, eğer istenilen sonuçlar elde edilemez ve tasarımın değiştirilmesi gerekirse; bu modül sayesinde tasarımında ufak değişikliklerin son derece hassas ve kolay şekilde yapılması mümkün olmaktadır.

Tasarım kriterlerimiz ve şimdiye kadar yaptığımız hesaplamalar neticesinde elde ettiğimiz verileri ve kabullerimizi Şekil 3.11 ve 3.12 deki şekillerde Blade Gen modülüne girdiğimizde kompresör kanadının meridyonel görüntüsü ile birlikte, programın yaptığı hesaplamaları görürüz . İlk analiz sürecinin ardından, yaptığımız kabullerde problem yaşanması durumunda, kanat tasarımına geri dönüp profil ve ölçüler değiştirilirken gerçekleştirilen tasarım, elde edilen sonuçlar doğrultusunda tasarımcının deneyimine ve atıfta bulunduğumuz literatürlerdeki bilgilere bağlıdır. Bu değişiklikler esnasında, her bir katmanın profili diğerlerinden bağımsız olarak değişebilmektedir.

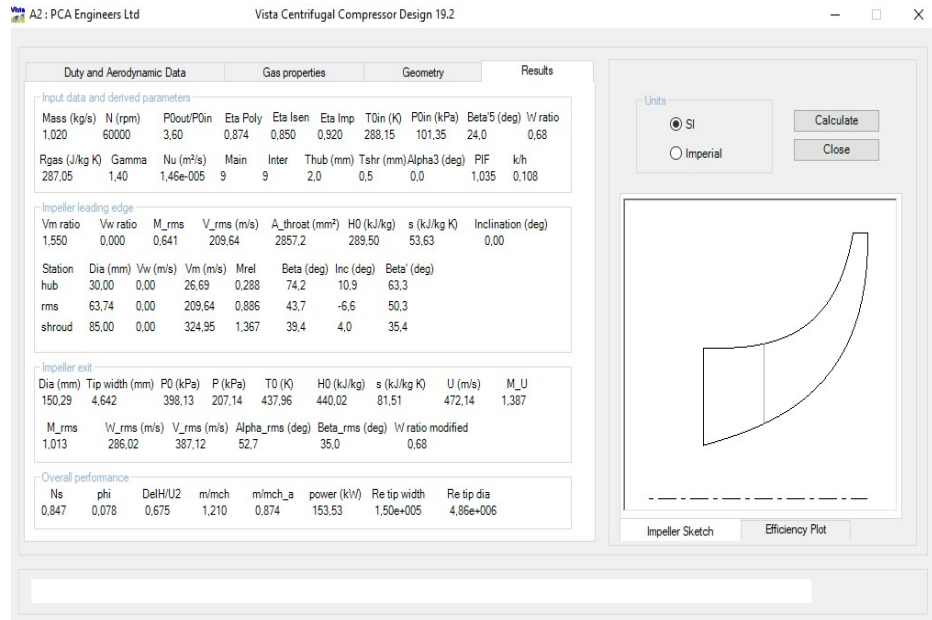


Şekil 3.13 Kompresör Kanat Geometrisi Oluşturma Girdi Verileri 1



Şekil 3.14 Kompresör Kanat Geometrisi Oluşturma Girdi Verileri 2

Şekil 3.13 ve 3.14'te görüldüğü gibi, tasarım isterleri doğrultusunda kabul ettiğimiz 3.6 basınç oranı ortalama 60000 rpm, kompresör verimi, giriş basınç ve sıcaklık gibi değerler ile birlikte, hesapladığımız giriş göbek çapına bağlı olan açılış değeri, kanat sayısı impeller muhafaza (boğaz) çapı gibi değerler girilerek, şekil 3.15 de görülen değerler, ve kanal meridyonel resmi elde edilmiştir.



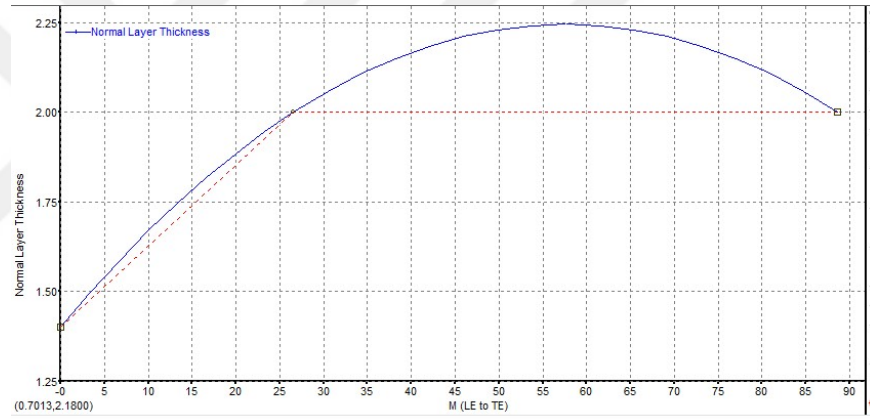
Şekil 3.15 Kompresör Kanat Geometrisi Meridyonel Görünüm ve Hesaplanan Değerler

Şekil 3.13’de görüldüğü gibi, seçilen değerler ve hesaplanan değerler arasında, değerler birbirine yakınsanıncaya kadar ilgili değerler değiştirilmiştir. İlk hesapladığımız değerler ile Blade design verileri arasında tutarlılık görülmektedir.

### 3.3.2 Kompresör Kanat Kalınlığı Ve Açılar

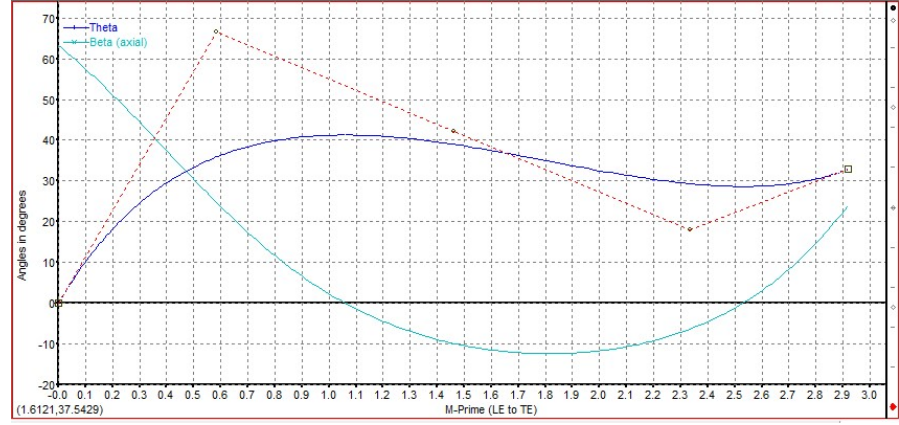
Kanat kalınlığı için dikkat edilmesi gereken husus kanat kalınlığının akış özelliklerinin yanında dayanım açısından oldukça kritik olduğudur. İnce bir kanat her ne kadar akış için iyi sonuçlar vermesine rağmen mekanik dayanım açısından maalesef kullanışsızdır. Bu sebeple, kanat kalınlığı, analiz süreçlerinin ardından genellikle deneme-yanılma yöntemiyle belirlenir.

Kanat kalınlığı ile ilgili grafik şekil 3.14’de verilmiştir.



Şekil 3.16 Kompresör Kanat Kalınlık Değişimi

Kanat Kalınlığı ile birlikte, her katmana ait giriş – çıkış açılarının ve ayrıca kanat boyunca açı değişiminin ayarlanabildiği açı ekranı hesaplanan değerler doğrultusunda Şekil 3.16’da verilmiştir.



Şekil 3.17 Kompresör Kanat Giriş ve Çıkış Açıları

Ansyes programı ile oluşturulan kanat geometrisinin meridyonel ölçüleri aşağıdaki gibi elde edilmiştir. Bu ölçülere bağlı olarak elde edilen meridyonel görünüm şekil 3.17 de verilmiştir.

Meridional Profile

Curve: HubCurve - Z & R

-80.1002	15
-52.6002	15
----	
-52.6002	15
-29.0598	21.3076
0	29.0942
0	62.9127
0	75
----	
0	75
0	79.7857

Curve: ShroudCurve - Z & R

-80.1002	42.5
-52.6002	42.5
----	
-52.6002	42.5
-33.3153	42.5
-11.581	42.5
-6.65642	65.6683

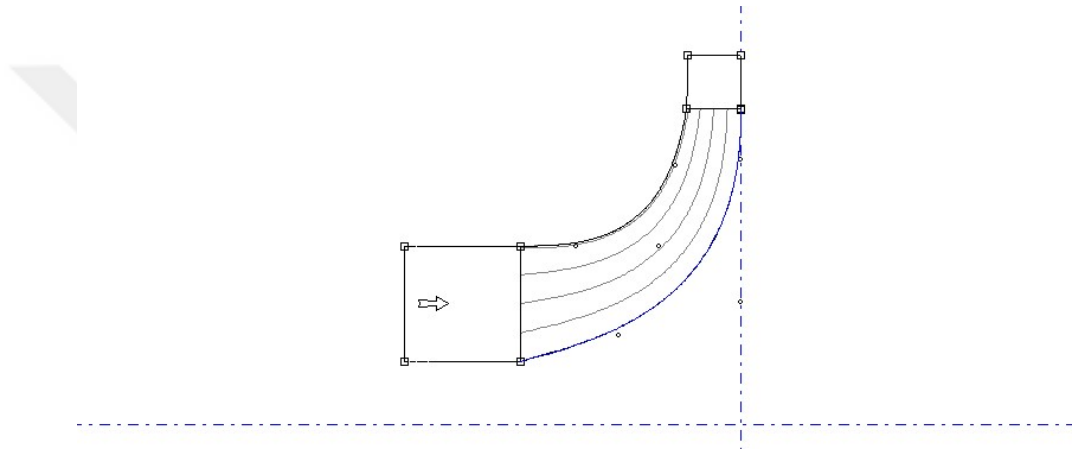
-4.64249 75  
----  
-4.64249 75  
-4.64249 79.7857

Curve: InletCurve - Z & R

-80.1002 15  
-80.1002 42.5

Curve: ExhaustCurve - Z & R

0 79.7857  
-4.64249 79.7857

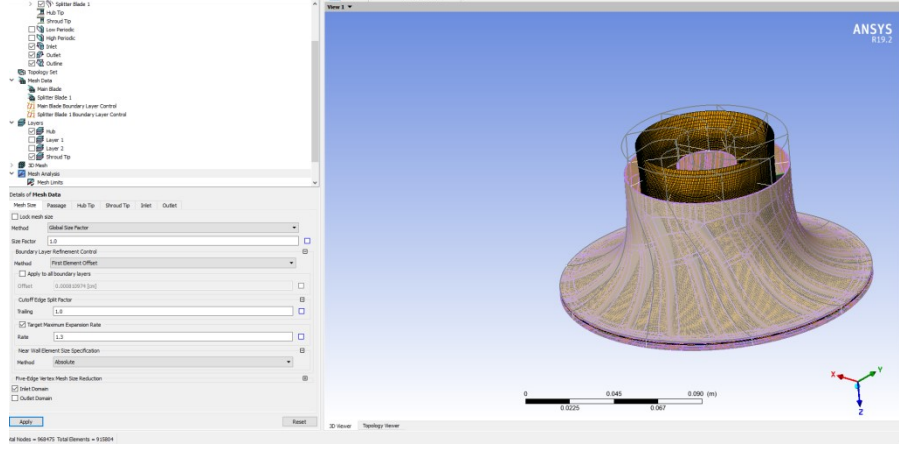


Şekil 3.18Kompresör Elde Edilen Meridyonel Görünüm

### 3.3.3 Kompresör Çözüm Ağı (Mesh)

Mesh formasyonu tasarlanan parçanın, gereken yoğunlukta ve sayıda sonlu elemana bölünmesi işlemine verilen addır. Oluşturulan her bir eleman için, program yardımıyla çözülecektir. Bu nedenle, oluşturulan çözüm ağ sayısı, kalitesi, yoğunluğu gibi değişkenler, elde edilen çözümün doğruluğu açısından önemlidir. Doğru oluşturulmuş bir çözüm ağı, gerçekleştirilen analizin daha sorunsuz iterasyonlarını sağlarken, elde edilen çözümün oluşturulan ağ yapısından bağımsız olmasını ve ayrıca hesaplama doğruluğu ve zaman kazanımı sağlar [34].

Bu çalışmada çözüm ağları ANSYS TurboGrid yardımıyla oluşturulmuştur. Bu program, turbo makinelerdeki mesh oluşumu için kullanılır ve en karmaşık kanat şekillerinde dahi kaliteli bir ağ yapısı oluşturmayı sağlar. Bu çalışmada oluşturulan çözüm ağı şekil 3.16'da verilmiştir.

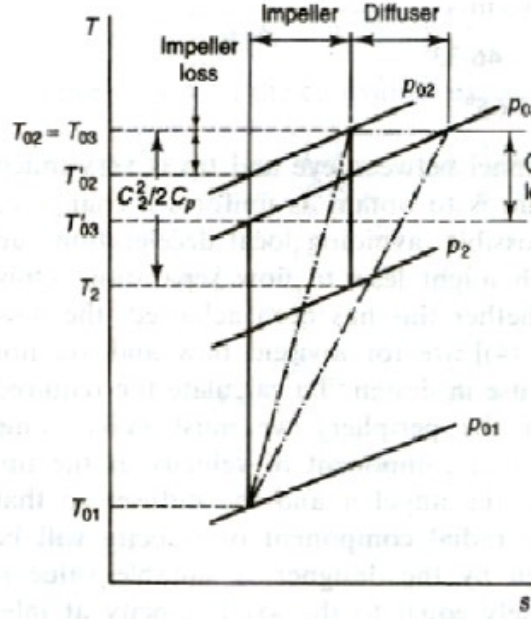


Şekil 3.19 Kompresör Kanat Çözüm Ağı

### 3.4 Difüzör Hesabı Ve Tasarımı

Bu çalışmada, kanatsız difüzör ile kıyaslandığında tasarım açısından daha kısa uzunluk ve daha yüksek verimliliğe sahip olması nedeni ile kanatlı difüzör kullanılması düşünülmüştür. Bu sayede akış hareketinin uzunluğu ve çap azaltılması mümkün olmaktadır. Daha iyi difüzyon elde etmek için, difüzör kanatları arasındaki akış alanı dışa doğru genişleme eğilimindedir. Difüzyon kanat açıları ile kontrol edilir ve daha önceden yapılan çalışmalarda genelde  $12^0$  den küçük seçilmiştir. Sürtünmeyi arttırdığı için çark kanat sayısından fazla kanat sayısı seçilmez ve bazı durumlarda çark kanat sayısının üçte birine kadar kanat seçilebilir.

Difüzör hesabını yaparken difüzör ve impeller kısmındaki kayıpları göz önünde bulundurarak Difüzör kanat yüksekliği hesabında kullanmak için impeller çark çıkışındaki kanat yüksekliğini de bulmamız gerekir.



Şekil 3.20 Kompresör Ve Difüzör Kayıpları [20].

Yukarıdaki şekil 3.17'e göre  $P_{01}$  den  $P_{02}$  ye doğru etkili sıkıştırma verimliliği toplam kaybın yarısı kadar gerçekleşir. Bu da kompresör verimi 0,85 olduğundan dolayı 0,15 lik kaybın yarısını çıkarırsak yani  $\eta_k = 0,925$  olarak hesaplanır. Bu durumda,

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left[ 1 + \eta_{ck} \frac{T_{03} - T_{01}}{T_{01}} \right]^{(\gamma|\gamma-1)} = \left[ 1 + 0,925 \frac{183}{288} \right]^{3,5}$$

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = [1,587]^{3,5}$$

$$\frac{P_2}{P_{02}} = \left[ \frac{T_2}{T_{02}} \right]^{(\gamma|\gamma-1)}$$

ve difüzör çıkış sıcaklığı çark çıkış sıcaklığına eşit olduğundan,

$$T_{02} = T_{03} = 183 + 288 = 471 \text{ K}$$

$$T_2 = T_{02} - \frac{C_2^2}{2C_p}$$

$C_2^2 = \text{Hız üçgeninden } C_m^2 + C_w^2 \text{ olduğundan,}$

$$C_2 = 391^2 + 188^2 = 434 \text{ m/s}$$

$$T_2 = 471 - \frac{18,83}{0,201}$$

$$T_2 = 377 \text{ K bulunur.}$$

$$\frac{P_2}{P_{01}} = \left[ \frac{T_{02}}{T_{01}} \right]^{(\gamma/\gamma-1)} \times \frac{P_{02}}{P_{01}}$$

$$\frac{P_2}{P_{01}} = \left[ \frac{377}{471} \right]^{3,5} \times 1,587^{3,5}$$

$$= 2,31$$

$$P_2 = 2,31 \cdot P_{01}$$

$$= 2,31 \times 101325 = 233 \text{ kPa bulunur} = 2,32 \text{ Bar}$$

$$\rho_2 = P_2 / RT_2$$

$$= 2,32 \times 100 / 0,287 \times 377$$

$$= 2,144 \text{ kg/m}^3$$

Çark ucundaki gerekli akış alanı ise,

$$A_2 = m / \rho_2 C_{a2}$$

$$= 1,020 / 2,144 \times 188$$

$$= 0,00253 \text{ m}^2$$

Dolayısıyla çıkıştaki pervane kanalının derinliği,

$$b = 0,00253 / \pi \cdot 0,150$$

$$= 0,0053 \text{ m}$$

5mm olarak bulunur ve analizde yaptığımız değerlere uygun kanat yüksekliği elde edilmiştir.

Difüzör giriş ve çıkış çap değerleri daha önceki bölümlerde  $r_5 = 75,25$  ve  $r_6 = 100$  mm olarak hesaplanmıştı. Bu değerleri göz önünde bulundurarak, kanatsız kısımda açısız hızın sabit arttığını varsayarsak difüzör girişinde açısız hız;

$$C_{w5} = C_{w2} \cdot r_2 / r_5$$

$$C_{w5} = 391 \times 75 / 75,25$$

$$C_{w5} = 390 \text{ m/s, hesaplanır.}$$

Hızın radyal bileşeni deneme yanılma yoluyla bulunabilir. Bu sıcaklık eşdeğeri olduğu varsayılarak yineleme başlatılabilir. Sonuçta ortaya çıkan hız, girdap hızına karşılık gelen hızdır, ancak sadece son deneme burada verilmiştir.

Uygulamada yaptığımız iterasyonlar neticesinde difüzör giriş hız radyal bileşeni;

$C_{r5} = 121 \text{ m/s}$  bulunmuştur. Bulunan değerin kontrolünü yaparsak hıza bağlı sıcaklık değeri düşümü,

$$\frac{C_{r5}^2}{2C_p} = \frac{C_{w5}^2 + C_{r5}^2}{2C_p} = \frac{3,9^2 + 1,21^2}{2.1,005} = 20,30 \text{ K}$$

Çark ucu ile difüzör kanadı arasındaki ek kayıpları göz ardı edersek 75 mm yarıçapındaki ön kenarlarda, durağanlık basınç oranı daha önce şu şekilde hesaplanmıştır;

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = [1,587]^{3,5}$$

Daha önceden hesapladığımız gibi devam edersek;

$$T_2 = T_{02} - 20,30 = 471 - 20,30 = 450,7 \text{ K bulunur.}$$

$$\frac{P_2}{P_{02}} = \left[ \frac{450,7}{471} \right]^{3,5}$$

$$\frac{P_2}{P_{02}} = \left[ 1,587 \times \frac{450,7}{471} \right]^{3,5} = 4,315$$

$$\frac{P_2}{1,01} = 4,315 = P_2 = 4,358 \text{ bar bulunur.}$$

$$\rho_2 = P_2 / RT_2$$

$$= 4,358 \times 100 / 0,287 \times 450,7$$

$$\rho_2 = 3,37 \text{ kg/m}^3 \text{ bulunur.}$$

Radyal Yönde akış kesit alanı,

$$A_5 = 2\pi \cdot r_5 \cdot b$$

$$= 2 \times 3,14 \times 75,25 \times 0,0053$$

$$= 0,0025 \text{ m}^2$$

Önceden seçtiğimiz radyal hızın kontrol edersek;

$$C_{r5}^2 = m / A_5 \cdot \rho_2$$

$$=1,020/0,0025 \times 3,37$$

= 121,06 m/s bulunur ve bulduğumuz radyal hız kullanılabilir.

Difüzör ön kanadının giriş açısı ise;

$$\tan^{-1} C_{r5} / C_{w5}$$

$$\tan^{-1} = 121/390 = 17^\circ \text{ bulunur.}$$

Difüzör kanallarının boğaz genişliği,  $r_6 = 100$  mm varsayılan boğaz yarıçapındaki akış için hesaplama yapılırsa,

$$C_{w6} = C_{w5} \cdot r_2 / r_6$$

$$= 391 \times 75 / 100$$

$$C_{w5} = 293,25 \text{ m/s bulunur.}$$

$C_{r5} = 88$  m/s bulunmuştur. Bulunan değer kontrolünü yaparsak hıza bağlı sıcaklık değer düşümü,

$$\frac{C_{r6}^2}{2C_p} = \frac{C_{w6}^2 + C_{r6}^2}{2C_p} = \frac{2,93^2 + 0,88^2}{2 \cdot 1,005} = 15,2 \text{ K}$$

Çark ucu ile difüzör kanadı arasındaki ek kayıpları göz ardı edersek 75 mm yarıçapındaki ön kenarlarda, durağanlık basınç oranı daha önce şu şekilde hesaplanmıştı;

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = [1,587]^{3,5}$$

Daha önceden hesapladığımız gibi devam edersek;

$$T_2 = T_{02} - 15,65 = 471 - 15,2 = 455,8 \text{ K bulunur.}$$

$$\frac{P_2}{P_{02}} = \left[ \frac{455,8}{471} \right]^{3,5}$$

$$\frac{P_2}{P_{02}} = \left[ 1,587 \times \frac{455,8}{471} \right]^{3,5} = 4,48$$

$$\frac{P_2}{1,01} = 4,471 = P_2 = 4,53 \text{ bar bulunur.}$$

$$\begin{aligned}\rho_2 &= P_2/RT_2 \\ &= 4,53 \times 100 / 0,287 \times 455,8 \\ \rho_2 &= 3,46 \text{ kg/m}^3 \text{ bulunur.}\end{aligned}$$

Radyal Yönde akış kesit alanı,

$$\begin{aligned}A_6 &= 2\pi \cdot r_5 \cdot b \\ &= 2 \times 3,14 \times 0,1 \times 0,0053 \\ &= 0,0033 \text{ m}^2\end{aligned}$$

Önceden seçtiğimiz radyal hızı kontrol edersek;

$$\begin{aligned}C_{r6}^2 &= m / A_6 \cdot \rho_2 \\ &= 1,020 / 0,0033 \times 3,46 \\ &= 89 \text{ m/s bulunur ve seçtiğimiz } 88 \text{ m/s radyal hız kullanılabilir.}\end{aligned}$$

Difüzör kanat akış açısı ise;

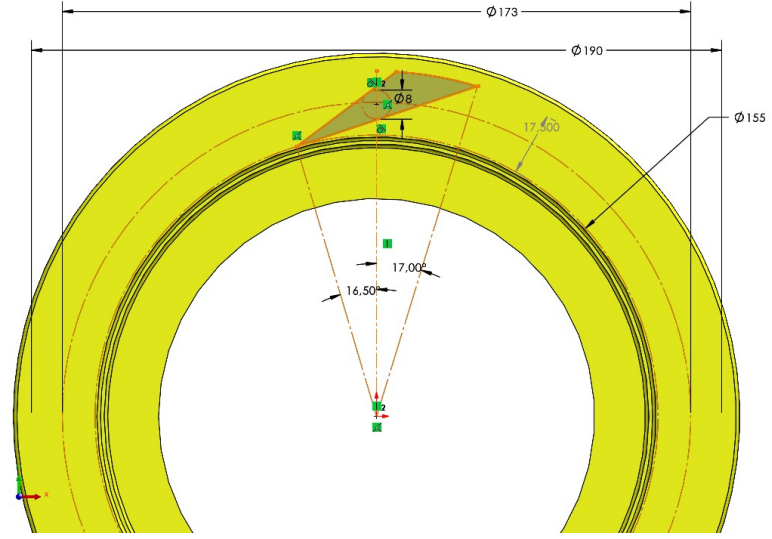
$$\begin{aligned}\tan^{-1} C_{r6} / C_{w6} \\ \tan^{-1} = 88 / 293 = 16,5^\circ \text{ bulunur.}\end{aligned}$$

Difüzörün pasajlardaki toplam boğaz alanı;

$$0,0033 \times \sin 16,5 = 0,00085 \text{ m}^2 \text{ bulunur.}$$

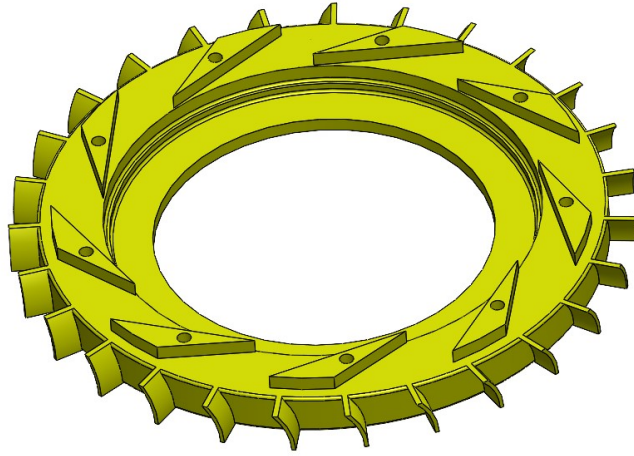
9 difüzör kanadı için her kanaldaki kanat derinliği;

$$0,00085 / 9 \times 0,0053 = 0,018 \text{ m} = 17 \text{ mm bulunur.}$$



**Şekil 3.21** Difüzör Geometri Oluşturma

Şekil 3.21’de yukarıdaki hesaplamalar sonucunda bulduğumuz veriler uygulanarak difüzör kanat geometrisi oluşturulmuş ve analizlerde kullanılacak şekil 3.22’de ki difüzör elde edilmiştir.



**Şekil 3.22** Elde Edilen Difüzör Geometrisi

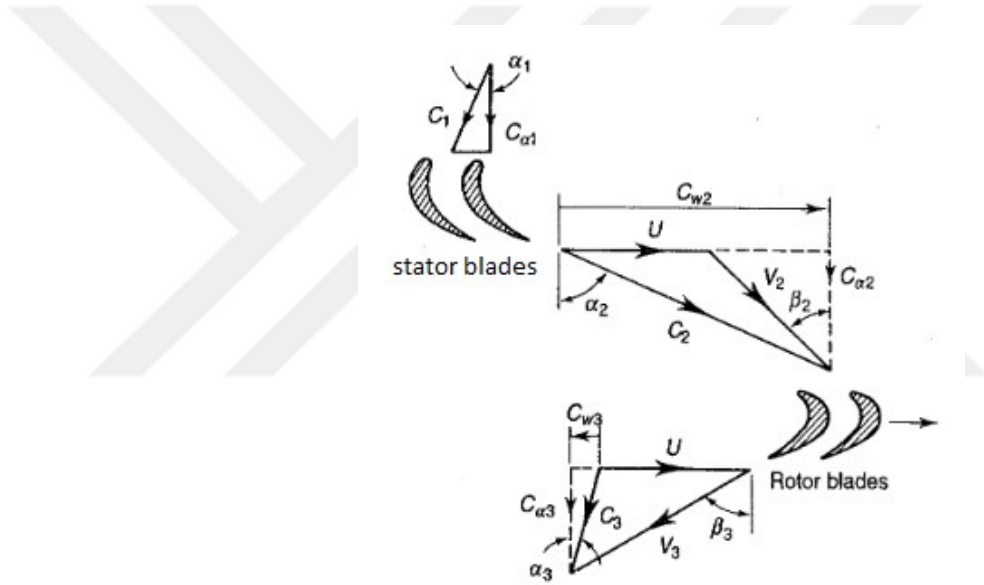
## 3.5 TÜR BİN

### 3.5.1 Türbin Tipi Seçimi

Kompresörde olduğu gibi iki çeşit türbin vardır. Bunlar aksenal ve radyal türbin olarak isimlendirilir. Bu çalışmada, hem uygulamada daha çok kullanıldığı hem de daha önceki çalışmalarda aksenal tip türbin seçildiği için, aksenal türbin seçilmiş hesaplamalar bu yönde yapılmıştır.

### 3.5.2 Aksenal Akış Türbin Hesaplama Teorisi

Şekil 3.23'de bir kademeli aksenal akışlı gazın stator kanadına girdikten sonraki türbin için hız üçgenleri verilmiştir.



Şekil 3.23 Türbin Hız Üçgenleri [32]

Bu çalışmada, daha önceden kompresöre giren ve çıkan değerleri hesaplamamıza rağmen ayrıca yanma odasından çıkış sıcaklığını 1100 K bilmemize rağmen hesaplamalarda karmaşayı önlemek için tekrar birinci kademeymiş gibi hesaplamalar yapılacak ancak, sıcaklık ve basınç değerleri önceki hesaplamalarda bulunan değerler kullanılacaktır.

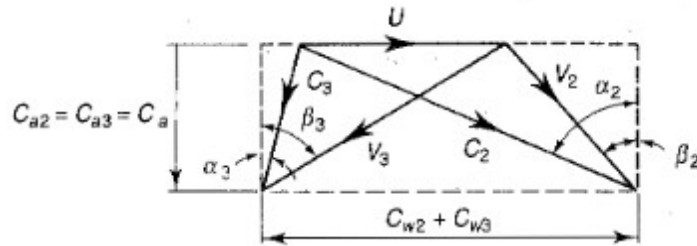
Aksenal türbin tasarımında, bir türbinin itme değerini etkileyen birkaç şey vardır. Bunlar uç boşluğu, kademelendirme açısı ve kanat profilidir. Simülasyon sonuçlarına göre tasarlanan türbinin itme gücü artan boşluk (rotor kanadı ile örtü duvarı arasındaki mesafe) ile azalma eğilimindedir. Ve güven de daha büyük girdap

açısı ile artar, ancak daha büyük girdap açısında girişteki basıncın artmasına neden olur.[35]

Yani burada sıcak gaz  $P_1$  basıncında,  $T_1$  sıcaklığında ve  $C_1$  hızında nozül klavuz kanatlarına (stator) girmekte, nozülde hızı artan gaz  $C_2$  hızında  $\alpha_2$  açısı ile ayrılarak  $C_{a2}$  hızı,  $P_2$  ve  $T_2$  sıcaklık ve basınç değerleri ile çıkmaktadır. Rotorda bıçak giriş açısı  $\beta_2$ , kanat giriş hızının  $V_2$  yönüne göre seçilecektir.  $\beta_2$  ve  $V_2$  kanat açısal hızı  $U$ 'dan mutlak hız  $C_2$ 'nin vektörel olarak çıkarılması ile hesaplanır. Rotor kanadında yönlendirildikten ve hız artırıldıktan sonra gaz rotoru  $P_3$ ,  $T_3$  sıcaklık ve basıncında, relatif hız  $V_3$  hızında ve  $\beta_3$  açısı ile terk eder.  $U$  ve rölatif hızın vektörel toplamı ile  $C_3$  mutlak hızı  $\alpha_3$  girdap açısı bulunur. [20]

Küçük ölçekli motorda, tek kademeli türbin seçilmiştir, bu nedenle  $\alpha_1$  açısı 0 alınır. Ve bu yüzden olur.  $C_{w2} + C_{w3}$ , yararlı torku üreten birim kütle akışı başına momentumun girdap (teğetsel) bileşenindeki değişimi temsil eder. Eksenel bileşendeki değişim ( $C_{a2} - C_{a3}$ ), silindir üzerinde eksenel bir itme kuvveti üretir ve bu itme kuvveti kademeler arasındaki basınç düşüşü ( $P_2-P_3$ ) ile gerçekleşir. Bir gaz türbininde türbin rotoru üzerindeki net itme kuvveti kompresör rotoru üzerindeki itme kuvveti ile kısmen dengelenecek ve böylece itme yatağının tasarımı kolaylaşacaktır. [32].

Şekil 3.23'de hız üçgenleri üst üste bindirilirse eşit  $U$  hızları için şekil 3.24'deki hız üçgeni elde edilir.



Şekil 3.24 Türbin Hız Üçgenleri Kademe Birleşimi [32]

Buna göre;

$$\frac{U}{C_a} = \tan \alpha_2 - \tan \beta_2 = \tan \beta_3 - \tan \alpha_3 \quad (3.40)$$

Açısal hız ilkesi ile birim kütle başına, kademelerde elde edilen iş;

$$W_s = U(C_{w2} + C_{w3}) = U C_{\alpha 1}(\tan \alpha_2 + \tan \alpha_3) \quad (3.41)$$

Akış denkleminde, türbin kademesinde gerçekleşen sıcaklık düşüşü ile,

$$W_s = c_p \Delta T_{0s} = U C_{\alpha} (\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \quad (3.42)$$

Çevrim hesabında yanma odasındaki gaz için  $c_p=1,148$  kJ/kgK  $\gamma=1,333$ ,  $(\gamma/\gamma-1)=4$  ve ideal gaz sabiti,  $R=0,287$  kJ/kgK olarak almıştık, bu değerleri yukarıdaki formülde  $\Delta T_{0s}$  hesaplamak için yerine yazdığımızda;

$$\Delta T_{0s} = 8,71 \cdot \frac{U}{100} \cdot \frac{C_{\alpha}}{100} (\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \quad (3.43)$$

Ve, türbin kademesinin durgunluk basınç oranı için,  $(P_{01}/P_{03})$ ;

$$\Delta T_{0s} = \eta_s \cdot T_{01} \cdot [1 - (1/(P_{01}/P_{03}))^{\gamma-1}] \quad (3.44)$$

olarak hesaplanabilir.

Türbin kademesinin toplam statik verimliliği ise;

$$\eta_{ts} = T_{01} - T_{03} / T_{01} - T_3 \quad (3.45)$$

Türbin tasarımında yararlı olduğu tespit edilen üç boyutsuz bir parametre vardır. Bu; Bir kademenin çalışma kapasitesini ifade eden kanat yükleme katsayısı veya sıcaklık düşüş katsayısı olarak adlandırılır.  $\Psi$  simgesi ile gösterilir ve,

$$\Psi = 2c_p \Delta T_{0s} / U^2 = 2 \frac{C_{\alpha}}{U} (\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \quad (3.46)$$

olarak hesaplanır.

Diğer bir yararlı parametre, reaksiyon derecesi veya sadece reaksiyon olarak adlandırılır.

$$\Lambda = T_2 - T_3 / T_1 - T_3 \quad (3.47)$$

ile hesaplanır.

Reaksiyon derecesi, rotor kademe geçişinde hangi miktarda genişleme gerçekleştiğini statik sıcaklık düşüşü ile hesaplamak için kullanılabilir.

Türbin kademesinde  $C_{\alpha 1} = C_{\alpha 2} = C_{\alpha}$  ve  $C_1 = C_3$  olduğundan,

$$c_p(T_1 - T_3) = c_p(T_{01} - T_{03}) = U C_{\alpha} (\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \quad (3.50)$$

Rotor kanatlarına göre akış hiçbir iş yapmaz ve kararlı akış enerji denklemi şu sonucu verir;

$$c_p(T_1 - T_3) = \frac{1}{2}(V_3^2 - V_2^2) = \frac{1}{2}C_{\alpha}^2 (\sec^2 \beta_3 - \sec^2 \beta_2) \quad (3.51)$$

$$= \frac{1}{2} C_{\alpha}^2 (\tan^2 \beta_3 - \tan^2 \beta_2) \quad (3.52)$$

Ve böylece;

$$\Lambda = C_{\alpha}/2U (\tan \beta_3 - \tan \beta_2) \quad (3.53)$$

Gaz türbini tasarımında sıklıkla başvurulan üç boyutsuz parametre denkleminde, akış katsayısı  $\varphi = C_{\alpha}/U$  yu kullanırsak;

$$\Psi = 2 \varphi (\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \quad (3.54)$$

$$\Lambda = \varphi / 2 (\tan \beta_3 - \tan \beta_2) \quad (3.55)$$

Buradan,

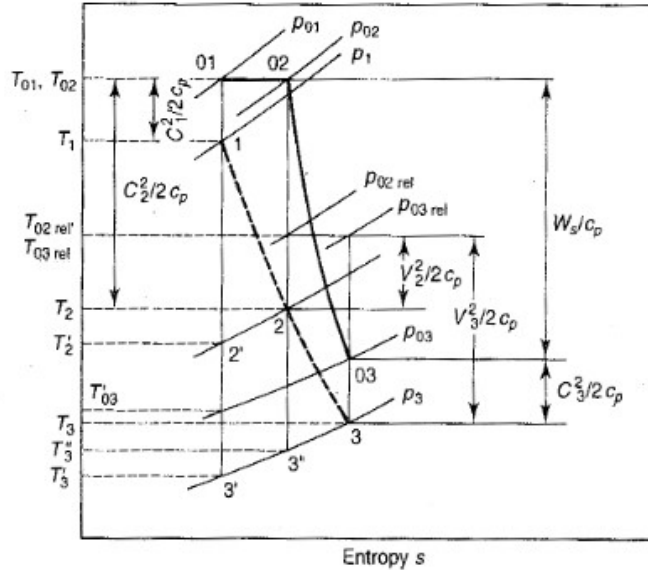
$$\tan \beta_3 = \frac{1}{2} \varphi \left( \frac{1}{2} \Psi + 2\Lambda \right) \quad (3.56)$$

$$\tan \beta_2 = \frac{1}{2} \varphi \left( \frac{1}{2} \Psi - 2\Lambda \right) \quad (3.57)$$

$$\tan \alpha_3 = \tan \beta_3 - 1/\varphi \quad (3.58)$$

$$\tan \alpha_2 = \tan \beta_2 + 1/\varphi \quad (3.59)$$

olarak hesaplanır.



Şekil 3.25 Türbin Entropi Sıcaklık (T-s) Diyagramı [32]

Şekil 3.25'de türbin için sıcaklık ve entropi değişim grafiği verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi gaz türbin kademesine daha yüksek basınç ve sıcaklıkla girip,

rotor ve stator kademesinde sıcaklık ve basınç düşüşü gerçekleşmiştir. Yine nozül (stator) kanatlarında herhangi bir iş elde edilmediği için  $T_{01}=T_{02}$  sıcaklıkları birbirine eşittir. Ancak basınçta nozül kanatlarındaki sürtünmeden dolayı bir miktar basınç düşüşü ( $P_{01} > P_{02}$ ) meydana gelmektedir.

Yine diyagrama göre nozül sırasını terk eden gazın hızının sıcaklık eşdeğerini hesaplarken, gazın  $T_{01}$  den  $T_2$ ' na genişlediğini, ancak sürtünme nedeniyle nozül çıkışındaki sıcaklığın  $T_2$  olduğunu söyleyebiliriz. Bunları göz önünde bulundurarak nozül kanatlarındaki kayıp katsayısı;

$$\lambda_N = \frac{T_2 - T_2^1}{C_2^2 / 2C_p} = Y_N = \frac{P_{01} - P_{02}}{P_{02} - P_2} \quad (3.60)$$

Yine Şekil 4.3'e göre rotoru ele alacak olursak, basıncın  $P_3$  e düştüğünü, izantropik genişleme ile rotorda son sıcaklığın  $T_3^1$  olduğunu, sürtünme ve genişlemeye bağlı olarak da nihai sıcaklığın  $T_3^{11}$  na eşit olduğu görülür.

Buradan Rotor Kanat kaybı;

$$\lambda_N = \frac{T_3 - T_3^{11}}{V_3^2 / 2C_p} \quad (3.61)$$

olarak hesaplanır.

Rotor kanatlarındaki basınç kayıp katsayısı ise, diyagrama baktığımızda rotordan çıkan kinetik enerjinin önceden yapılan test sonuçları ile göreceli olarak ilişkilendirilmiş ve gas tarafından göreceli olarak hiçbir iş yapılmadığından  $T_{03Rel} = T_{02Rel}$  eşit alınırsa [20];

Rotor basınç kaybı;

$$Y_N = \frac{P_{02rel} - P_{03rel}}{P_{03rel} - P_3} \quad (3.62)$$

bulunur.

### 3.5.3 Türbin Tasarım Hesaplamaları

Türbin tasarımı için de kompresörde yaptığımız çevrim kabullerine ilave olarak türbin tasarımı ve hesaplamaları için gerekli olan tasarım kabulleri aşağıda tablo 3.4'de verilmiştir.

**Tablo 3.4** Türbin Tasarım Kabul Verileri

Gas özgül ısısı cp	1,148
Güç giriş faktörü $\psi$	1,05
Türbin Kademe Verimi $\eta_s$	0,9
Hava akış kütlesi m	1,020 kg/s
Devir	60000 rpm
Ana Kanat Hızı U	325 m/s
Türbin Giriş Sıcaklığı	1100 K
Türbin Basınç Oranı	1,67
Türbin Giriş Basıncı	3,46
Türbin Kademe Sıcaklık Kaybı	120 K
Nozül kanatlarındaki kayıp katsayısı $\lambda_N$	0,05

Küçük ölçekli jet motoru tasarımı için uygun maliyeti nedeni ile tek kademeli ve yakınsak kanatlı nozül kullanılacaktır. Hesaplamamızda giriş aksenal hız  $\alpha_1$  açısı = 0 alınacağından ve  $C_1 = C_3$  aynı zamanda  $C_{\alpha 2} = C_{\alpha 3}$  bahsetmiştik. Bu koşullarda türbin için sıcaklık düşüş katsayısı için;

Denklem 3,46'dan;  $\psi$ ,

$$\begin{aligned}\psi &= 2cp \cdot \Delta T_{0s} / U^2 \\ &= 2 \cdot 1,148 \cdot 120 \cdot 10^3 / 325^2 \\ \psi &= 2,64 \text{ bulunur.}\end{aligned}$$

Jet motorunda hesaplamamıza devam ederken boru kayıpları nedeni ile akış kayıp katsayısı  $\varphi = 0,8$  ve  $\alpha_3$  açısı 0 için reaksiyon derecesini hesaplamayı deneyeceğiz.

$$\begin{aligned}\tan \alpha_3 &= \tan \beta_3 - 1/\varphi \\ 0 &= \tan \beta_3 - 1/0,8 \\ \tan \beta_3 &= 1,25 \text{ bulunur.}\end{aligned}$$

Denklem (3,55) dan

$$\begin{aligned}\tan \beta_3 &= \frac{1}{2} \varphi \left( \frac{1}{2} \psi + 2 \Delta \right) \\ 1,25 &= 1/1,6 (1,32 + 2 \Delta) \\ \Delta &= 0,34 \text{ bulunur.}\end{aligned}$$

Reaksiyon derecesi 0,34 verimlilik açısından düşük olduğu için  $\alpha_3 = 10^\circ$  için hesaplamaları yineleyelim ,

$$\tan \alpha_3 = \tan 10^\circ = 0,176 = \tan \beta_3 - 1,25$$

$$\tan \beta_3 = 1,426$$

$$1,426 = \frac{1}{2} 0,8 \left( \frac{1}{2} 2,64 + 2 \Delta \right)$$

Reaksiyon derecesi  $\Delta$ ,

$\Delta = 0,48$  olarak bulunur ve bu nominal değerlere (0,5) yakın olduğu için  $\alpha_3 = 10^\circ$  derecesi seçilir.

Ve bu dereceye göre hesap yapılırsa,

$$\tan \beta_3 = 1,426 \text{ ise}$$

$$\beta_3 = \tan^{-1} 1,426$$

$$\beta_3 = 54,96^\circ \text{ bulunur.}$$

Denklem (3,56) dan;

$$\tan \beta_2 = 1,6 (1,32 - 0,96)$$

$$\tan \beta_2 = 0,576$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} 0,576$$

$$\beta_2 = 29,94^\circ \text{ bulunur.}$$

Denklem (3,58) den;

$$\tan \alpha_2 = \tan \beta_2 + 1/\varphi$$

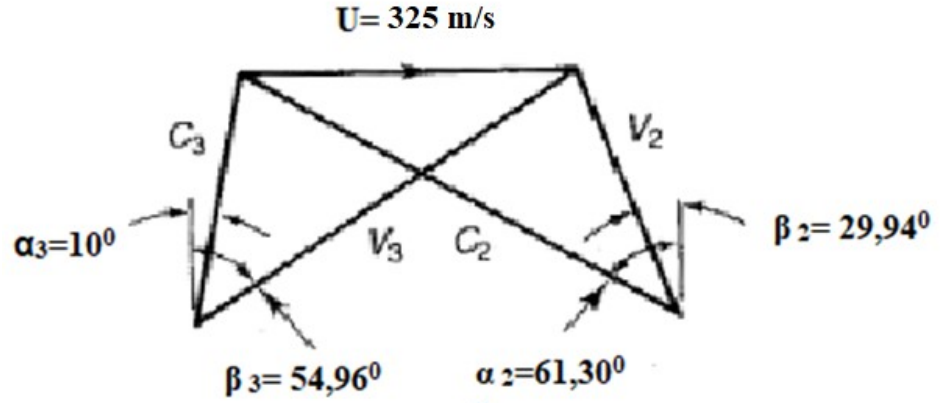
$$= 0,576 + 1,25$$

$$\tan \alpha_2 = 1,826$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1} 1,826$$

$$\alpha_2 = 61,30^\circ \text{ bulunur.}$$

Hesaplanan değerler sonucunda stator ve türbin için oluşturduğumuz hız üçgenleri birleştirilerek elde edilen hız üçgeni diyagramı şekil 3.26'da verilmiştir. Ve bu diyagramda türbin ve stator giriş ve çıkış açıları ile açısal hız parametreleri diyagram üzerinde de gösterilmiştir.



Şekil 3.26 Hesaplanan Türbin Hız Üçgenleri

Sonraki aşamada kademeler arasındaki yoğunluk hesaplanarak, türbinin ve nozülün uç ve boğaz yarıçap oranları  $r_1/r_2$  bulunabilir. Ancak burada daralan (yakınsak) nozül seçtiğimiz için, rotor kanatlarının girişinde Mach sayısı 0,75 değerini geçmemelidir [32].

Hesaplamalara devam edersek,

Şekil 3.24'deki diyagramdan,

$$C_{a2} = U \cdot \Phi$$

$$= 471,0,8$$

$$C_{a2} = 260 \text{ m/s bulunur.}$$

$$C_2 = C_{a2} / \cos \alpha_2$$

$$= 260 / \cos 61,3$$

$$C_2 = 541,4 \text{ m/s}$$

Çıkıştaki sıcaklık farkı,

$$T_{02} - T_2 = C_2^2 / 2c_p$$

$$= 541^2 / 2 \cdot 1,148 \cdot 1000$$

$$T_{02} - T_2 = 127 \text{ K}$$

$$T_{02} = T_{01} = 1100 \text{ K iken,}$$

$$T_2 = 1100 - 127$$

$$T_2 = 973 \text{ K}$$

Denklem 3,59 da hesapladığımız verileri yerine yazarsak;

$$\lambda_N = \frac{T_2 - T_2^1}{C_2^2 / 2c_p} = \frac{833 - T_2^1}{784^2 / 2 \cdot 1,148} = 833 - T_2^1 = 0,05 \cdot \frac{784^2}{2 \cdot 1,148 \cdot 1000} = 5,8 \text{ K}$$

$$973 - T_2^1 = 5,8 K$$

$$T_2^1 = 967,2 K \text{ bulunur.}$$

P<sub>2</sub> basıncı izantropik genişlemeden;

$$\frac{P_{01}}{P_2} = \left[ \frac{T_{01}}{T_2^1} \right]^{(\gamma|\gamma-1)}$$

$$\frac{P_{01}}{P_2} = \left[ \frac{1100}{819,6} \right]^4 = 1,67$$

Türbinde boğulma olmaması için ( $\gamma = 1,33$ ) kritik basınç oranı ;

$$\frac{P_{01}}{P_{Kritik}} = \left[ \frac{\gamma+1}{2} \right]^{(\gamma|\gamma-1)} = 1,842$$

Kritik basınç oranı  $1,842 > 1,67$  olduğundan boğulma gerçekleşmez.

Uygundur.

$$\frac{3,46}{P_2} = 1,67$$

$$P_2 = 2,07 \text{ bar bulunur.}$$

Türbin boğazındaki basınç P<sub>2</sub> = 2,07 bar hesaplamıştık, buradan yoğunluğu bulmak için;

$$\rho_2 = P_2 / RT_2$$

$$\rho_2 = 2,07 * 100 / 0,287 * 973$$

$$\rho_2 = 0,967 \text{ kg/m}^3$$

Bu düzlemdeki çıkış alanı;

$$A_2 = m / \rho_2 * C_{\alpha 2}$$

$$A_2 = 1,02 / 0,967 * 260$$

$$A_2 = 0,004 \text{ m}^2 \text{ bulunur.}$$

1 ve 3. Kademe için gerekli anma alanını bulmak için  $\alpha_3 = 10^0$ , C<sub>1</sub> ve C<sub>3</sub> ile C<sub>α2</sub> ile C<sub>α3</sub> hızları birbirine eşit olduğundan,

$$C_1 = C_{\alpha 1} = C_3 = C_{\alpha 3} / \cos \alpha_3$$

$$C_1 = C_{\alpha 1} = C_3 = 260 / \cos 10$$

$$C_1 = C_{\alpha 1} = C_3 = 264 \text{ m/s}$$

Giriş ve çıkıştaki sıcaklık eşdeğeri;

$$C_1^2 / 2c_p = 264^2 / 2 * 1,148 * 10^3$$

$$T_{01} - T_1 = 30,35 K$$

$$1100 - T_1 = 30,35$$

$$T_1 = 1070 K$$

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

$$\frac{P_1}{3,46} = \left[ \frac{1100}{1067} \right]^4$$

$$P_1 = 3,06 \text{ bar.}$$

$$\rho_1 = P_1 / RT_1$$

$$\begin{aligned} \rho_1 &= 3,06 * 100 / 0,287 * 1067 \\ &= 1 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

Girişteki gerekli alan ;

$$A_1 = m / \rho_1 * C_{a1}$$

$$A_1 = 1,02 / 1 * 264$$

$$= 0,0038 \text{ m}^2$$

Çıkıştaki alan da benzer şekilde;

$$T_{03} = T_{01} - \Delta T_{0s}$$

$$T_{03} = 1100 - 120$$

$$T_{03} = 980 \text{ K}$$

$$T_3 = T_{03} - C_3^2 / 2c_p$$

$$T_3 = 980 - 30$$

$$T_3 = 950 \text{ K}$$

$P_{03}$  hesaplanırken önceki verilerde  $P_{01} / \left( \frac{P_{01}}{P_{Kritik}} \right)$  ile bulunur.

$$\frac{P_3}{P_{03}} = \left[ \frac{T_3}{T_{03}} \right]^{(\gamma|\gamma-1)}$$

$$P_3 = P_{01} / \left( \frac{P_{01}}{P_{Kritik}} \right) \left[ \frac{T_3}{T_{03}} \right]^{(\gamma|\gamma-1)}$$

$$= 3,46 / (1,842) \left[ \frac{950}{980} \right]^4$$

$$P_3 = 1,658 \text{ bar}$$

$$\rho_3 = P_3 / RT_3$$

$$\rho_3 = 1,658 * 100 / 0,287 * 950$$

$$\rho_3 = 0,6 \text{ kg/m}^3$$

Çıkıştaki alan;

$$A_3 = m / \rho_3 * C_{a3}$$

$$A_3 = 1,02 / 0,6 * 260$$

$$A_3 = 0,0065 \text{ m}^2$$

Bulunan ve seçilen değerlere göre 1, 2 ve 3 numaralı bölümlerdeki bıçak yüksekliği ve yarıçap oranı artık hesaplanabilir.

Mach sayısı açısından değerlendirirsek,

$$M = C_3 / \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_3}$$
$$= 264 / \sqrt{1,33 \cdot 0,287 \cdot 950 \cdot 1000}$$

$M = 0,438 < 0,75$  olduğundan, boğulma gerçekleşmez.

Türbin dış çapı;

$$U = \pi \cdot D_{ort} \cdot N / 60 \cdot 1000$$
$$D_t = 325 \cdot 60 \cdot 1000 / 3,14 \cdot 60000$$
$$D_{ort} = 103,5 \text{ mm} \cong 105 \text{ mm alınır.}$$

Türbin kanat yüksekliği için Alan Formüllerinden;

$$A = 2\pi D_{ort} h = U \cdot h / N \text{ ve}$$

Bu formülleri uyguladığımızda;

Kanat yüksekliği  $h_1$  için;

$$h_c = A \cdot N / U = 1000 \cdot 0,0065 / 325 = 0,02 \text{ m} = 20 \text{ mm} \text{ olarak bulunur.}$$

Motor tek kademe ve küçük ölçekli olduğu için stator ve rotor kademe geçişlerinde aynı kanat yüksekliği alınmıştır.

$$\text{Rotor} = \text{Stator kanat dış çapı} = D_{ort} + h_c / 2 = 105 + 10 = 125 \text{ mm}$$

$$\text{Rotor} = \text{Stator kanat iç çapı} = D_{ort} - h_c / 2 = 105 - 10 = 95 \text{ mm bulunur.}$$

### 3.5.4 Türbin Tasarım Geometrisi Oluşturma

Türbin tasarım geometrisi oluşturulurken daha önceden kabul edilen değerler ve bir önceki bölümde hesaplanan değerler ele alınmış ve bu değerler Tablo 3.5'de verilmiştir.

**Tablo 3.5** Türbin Ve Stator Geometri Eldesi İçin Hesaplanan Veriler

Gas özgül ısısı $c_p$	1,148
Güç giriş faktörü $\psi$	1,05
Türbin Kademe Verimi $\eta_s$	0,9
Hava akış kütlesi $m$	1,020 kg/s
Devir	60000 rpm
Ana Kanat Hızı $U$	325 m/s

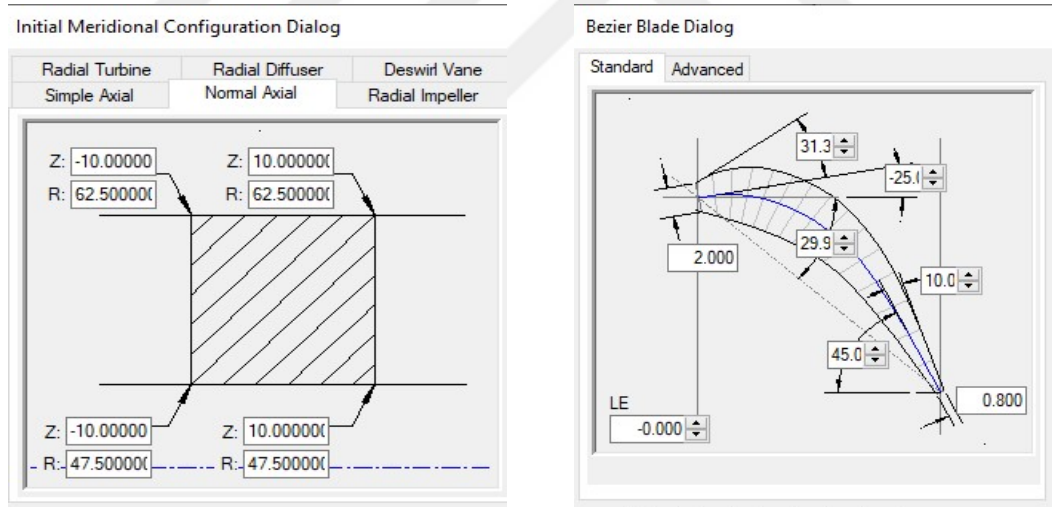
Türbin Giriş Sıcaklığı $T_{01}$	1100 K
Türbin Basınç Oranı $\frac{P_{01}}{P_2}$	1,67
Türbin Giriş Basıncı	3,46
Türbin Kademe Sıcaklık Kaybı	120 K
Nozül kanatlarındaki kayıp katsayısı $\lambda_N$	0,05
Türbin için sıcaklık düşüş katsayısı $\psi$	2,64
Akış kayıp katsayısı $\phi$	0,8
Reaksiyon derecesi $\Lambda$	0,48
Türbin Çıkış Kanat Açısı $\alpha_3$	$10^0$
Türbin Çıkış Açısı $\beta_3$	$54,96^0$
Türbin Giriş Açısı $\beta_2$	$29,94^0$
Türbin Giriş Kanat Açısı $\alpha_2$	$61,30^0$
Türbin Giriş Radyal Hız $C_{\alpha 2}$	260 m/s
Türbin Giriş Hız $C_2$	541,4m/s
Türbin Giriş Sıcaklığı $T_2$	973 K
Stator Giriş Sıcaklığı $T_1$	1070 K
Türbin Basıncı $P_2$	2,07 bar
Stator Giriş Hızı $C_1 = C_{\alpha 1} = C_3$	264 m/s
Stator Giriş Basıncı $P_1$	3,06 bar
Türbin Çıkış Sıcaklığı $T_3$	950 K
Türbin Çıkış Basıncı $P_3$	1,658 bar
Kanat yüksekliği $h_c$	20 mm
Türbin ortalama çap $D_{ort}$	105 mm
Rotor Kanat dış çap	125
Rotor Kanat iç çap	95

Türbin kanadı uç boşluğu, türbin verimliliğini etkileyen önemli faktörlerden biridir. Spesifik Yakıt Tüketimi (SFC), Egzoz Gazı Sıcaklığı (EGT) ve emisyonlar ise diğer önemli parametrelerdir. Bu parametrelerin küçük bir türbin motoru ile kontrol edilmesi, küçük kanat yüksekliği ve viskoz çalışma ortamı nedeniyle zorlu bir iştir. Ayrıca burada yanma odası çıkışında, türbin kanadı uç boşluğunu etkileyen yüksek sıcaklık gradyanlarına maruz kalır [36].

Bu çalışmada türbin tasarımı için takip edilen süreç de Şekil 3.16'da verilmiştir. HAD analizler daha önceki benzer çalışmalarda kullanılan ANSYS programı ile yapılmıştır. Ana hatlara değinecek olursak bu çalışmada öncelikle yukarıdaki tabloda (Tablo 4.2) hesapladığımız ve kabul ettiğimiz değerler doğrultusunda, ANSY bladedesign ara yüzü kullanılarak geometri oluşturulmaya çalışılmış, bladedesign ile hesaplanan değerler doğrultusunda kanat geometrisi oluşturulmuştur.

Kanat geometrisi oluşturulduktan sonra, HAD analizleri yapılmadan önce Turbogrid ara yüzü ile geometriye göre çözüm ağı oluşturulup, HAD analizleri CFX modülünde gerçekleştirilmiştir. İlk yapılan analizlerde kompresör tasarımında olduğu gibi, istenilen sonuçlara ulaşamadığı için istenilen sonuçlara yakınsanıncaya kadar geometrik kabuller ve açısal değerlerde değişiklikler gerçekleştirilerek istenilen geometri elde edilmeye çalışılmıştır.

Ansys Blade Design modülünde yakınsama ve hesapladığımız verileri elde etme sonucunda , eksenel türbin tasarım değerleri şekil 3.27'deki gibi girilmiştir.



Şekil 3.27Eksenel Türbin Geometri ve Meridyonel Görünümü.

Türbin için Ansys programı ile oluşturulan kanat geometrisinin meridyonel ölçüleri aşağıdaki gibi elde edilmiştir. Bu ölçülere bağlı olarak elde edilen geometri şekil 3.28'de verilmiştir.

Meridonal Profile

Curve: HubCurve - Z & R

-15 47.5

-10	47.5
----	
-10	47.5
-5	47.5
-1.77635684e-15	47.5
5	47.5
10	47.5
----	
10	47.5
15	47.5

Curve: ShroudCurve - Z & R

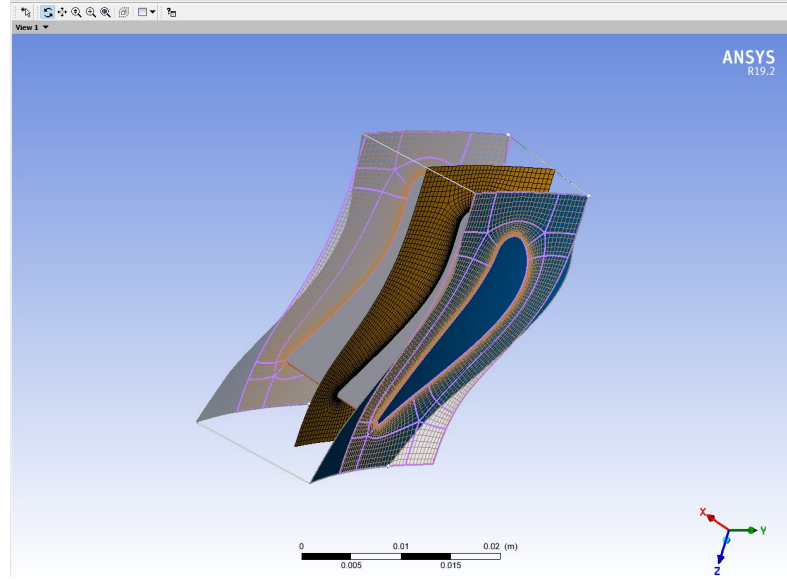
-15	62.5
-10	62.5
----	
-10	62.5
-5	62.5
-1.77635684e-15	62.5
5	62.5
10	62.5
----	
10	62.5
15	62.5

Curve: InletCurve - Z & R

-15	47.5
-15	62.5

Curve: ExhaustCurve - Z & R

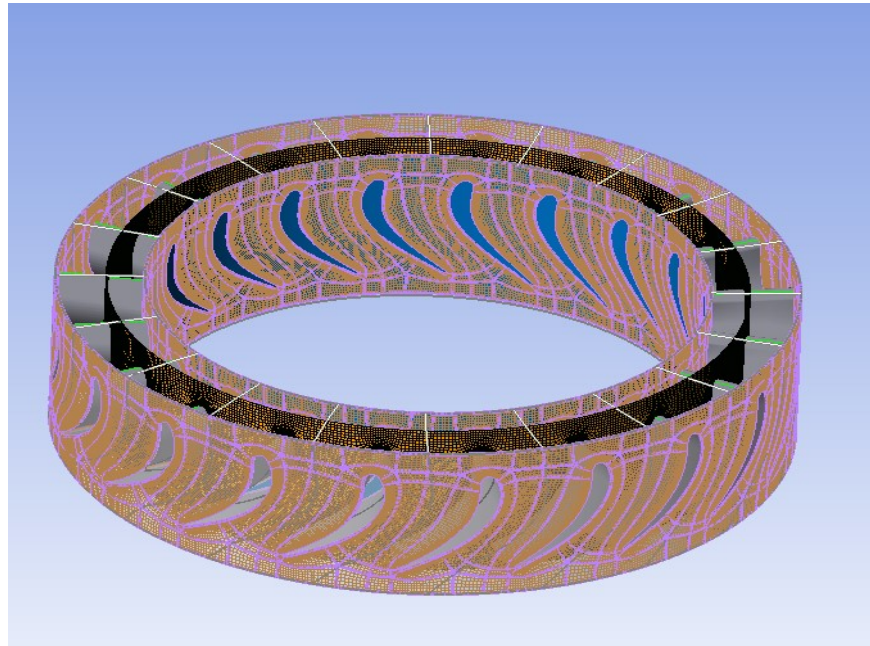
15	47.5
15	62.5



**Şekil 3.28** Türbin Kanat Görünümü

### 3.5.5 Türbin Çözüm Ağı

Türbin için çözüm ağları ANSYS TurboGrid yardımıyla oluşturulmuştur. Bu program, turbo makinelerdeki mesh oluşumu için kullanılır ve en karmaşık kanat şekillerinde dahi kaliteli bir ağ yapısı oluşturmayı sağlar. Bu çalışmada oluşturulan çözüm ağı Şekil 3.29’da verilmiştir.

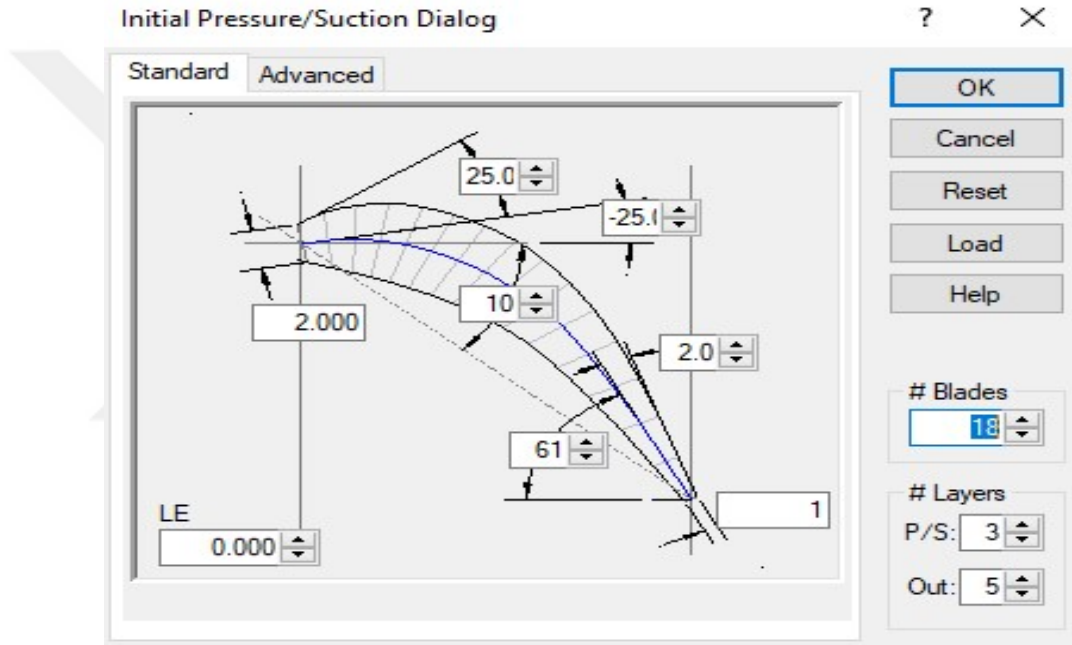


**Şekil 3.29**Türbin Mesh (Ağ) Görünümü

### 3.6 Stator Geometrisi Oluşturma

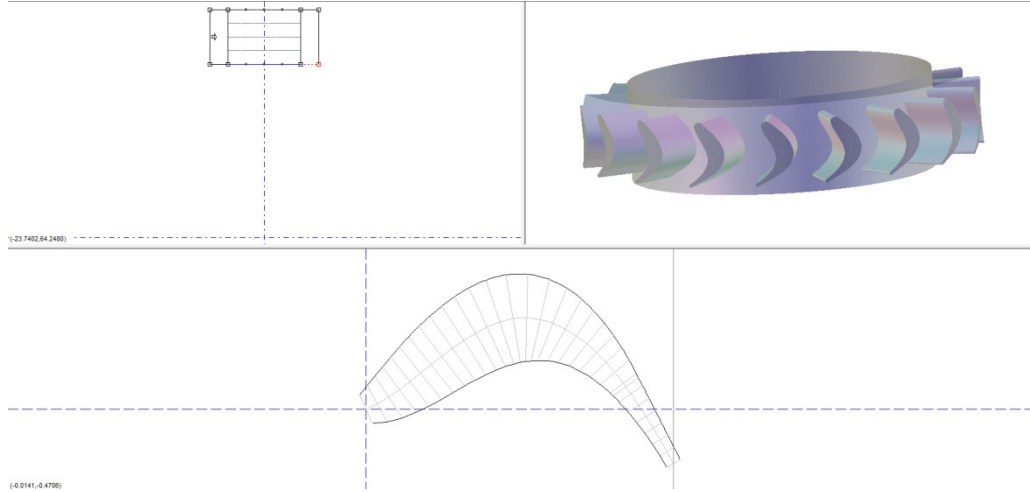
Stator geometrisi oluştururken türbinde olduğu gibi, kanat profili oluşturmada ANSYS blade design modülü kullanılmıştır. Ancak analizde döner ekipman olmadığı sabit olduğundan dolayı tasarı geometrisi, difüzörde olduğu gibi kanat profili ANSYS de elde ettiğimiz profil kullanılarak SOLIDWORKS programında modellenmiştir.

Stator geometrisi oluştururken trbın ile birlikte hesapladığımız stator ile ilgili açısal veriler Şekil 3.30'da verilmiştir.



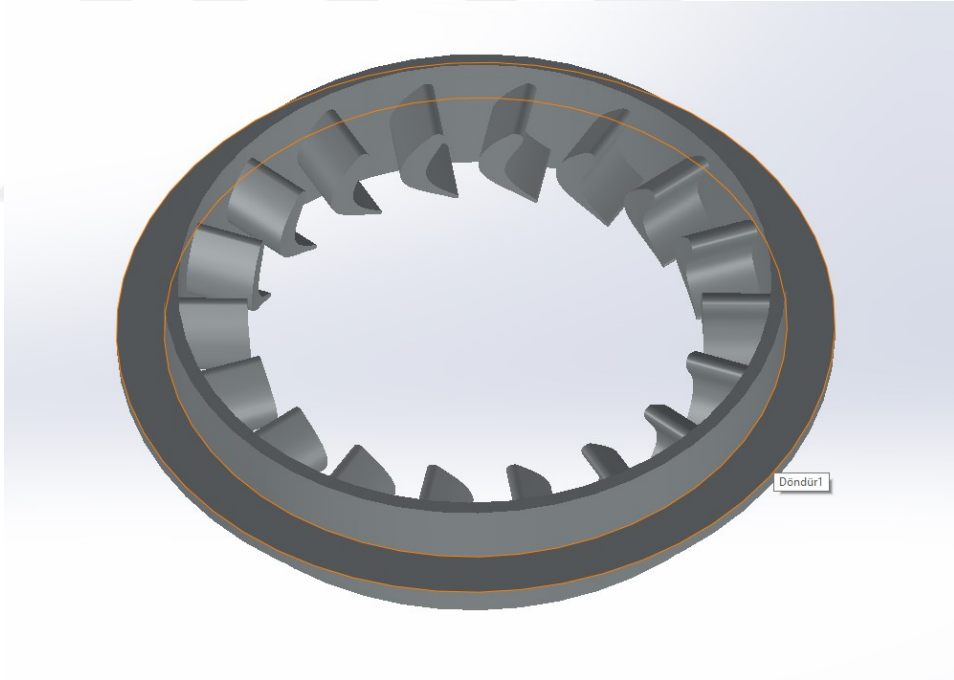
Şekil 3.30 Eksenel Stator Geometri Açısal Girdi Değerleri

Şekil 3.30'daki kanat açısal parametreler girildikten sonra, aşağıda Şekil 3.31'deki stator geometrisi oluşturulmuş ve kanat profili bu Şekilde elde edilmiştir.



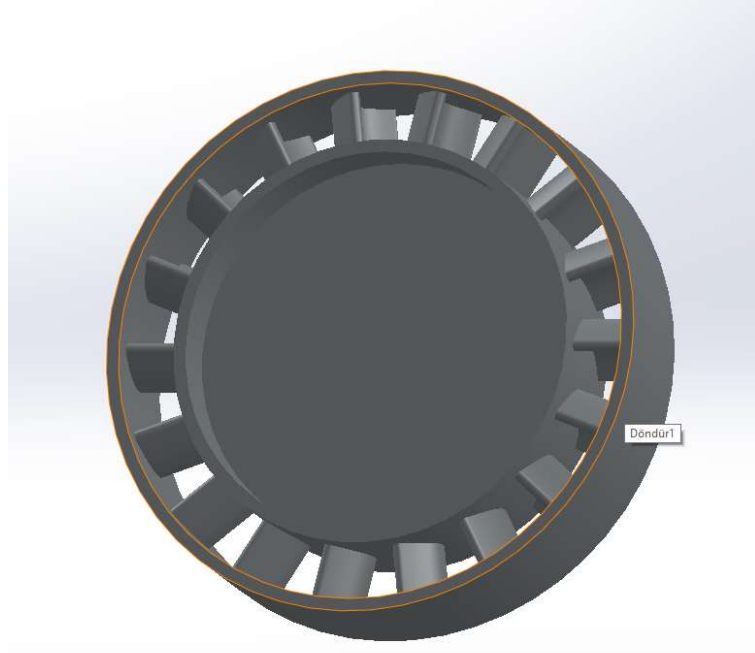
**Şekil 3.31** Eksenel Stator ANSYS Elde Edilen Geometri

Elde edilen kanat profili solidworks programında katıya dönüştürülmüş. Gerçekte iç hub (Şekil 3.32) ayrı dış kanat ayrı parça olarak tasarlanması gerekirken, analiz için iç kısım ve dış kısım yekpare olarak tasarlanmıştır.



**Şekil 3.32** Gerçek Stator Dış Hub

Analiz için kullanılacak stator gövdesi Şekil 3.33 de gösterilmiştir.



**Şekil 3.33** Analizde Kullanılacak Stator

## 4 ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

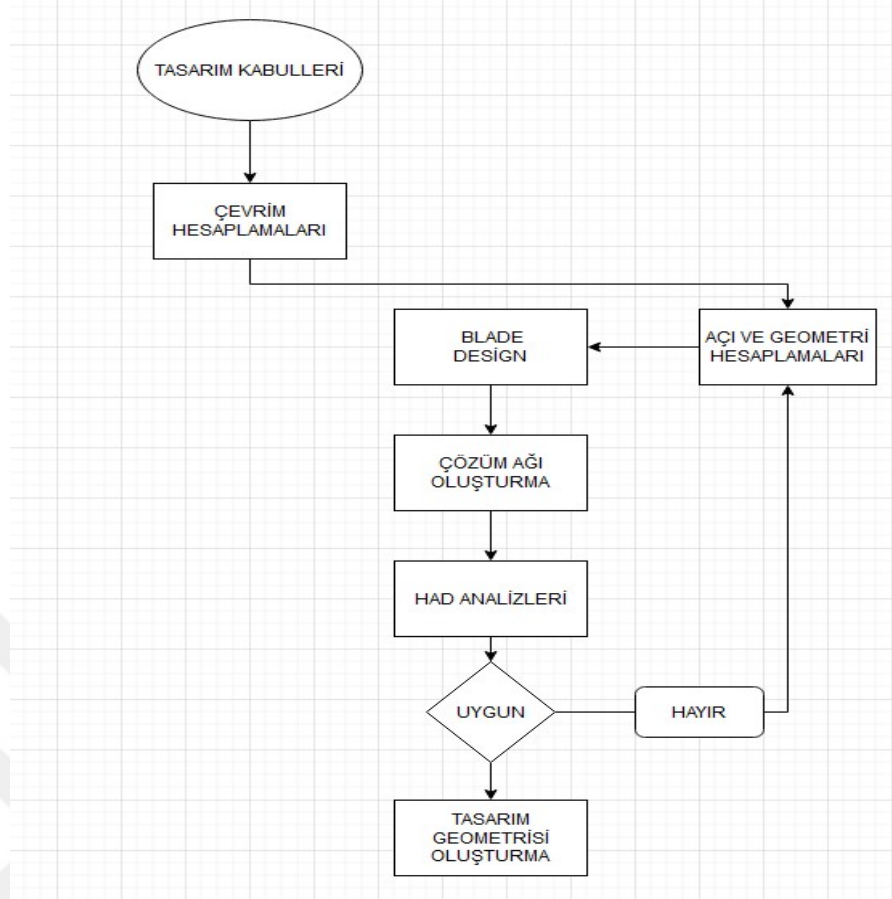
Bir önceki bölümde geometri elde edimi için çevrim hesaplamaları ile ana komponentlerin giriş ve çıkış koşullarındaki sıcaklık basınç değişimleri ile hız üçgenleri ile de komponentlerin giriş ve çıkışındaki açısai, radyal ve mutlak hızlar ile kanat bıçak açıları belirlenip, Cad ve Cae yazılımlarından yararlanılarak analizlere uygun şekilde parçalar tasarlanmıştır.

Bu bölümde tasarlanan parçalar tek olarak ve montaj halinde analiz edilmiş ve analiz verileri ile hesaplanan veriler arasında kıyaslama yapılmıştır.

### 4.1 Kompresör Had Analizleri Ve Geometri Elde Edimi

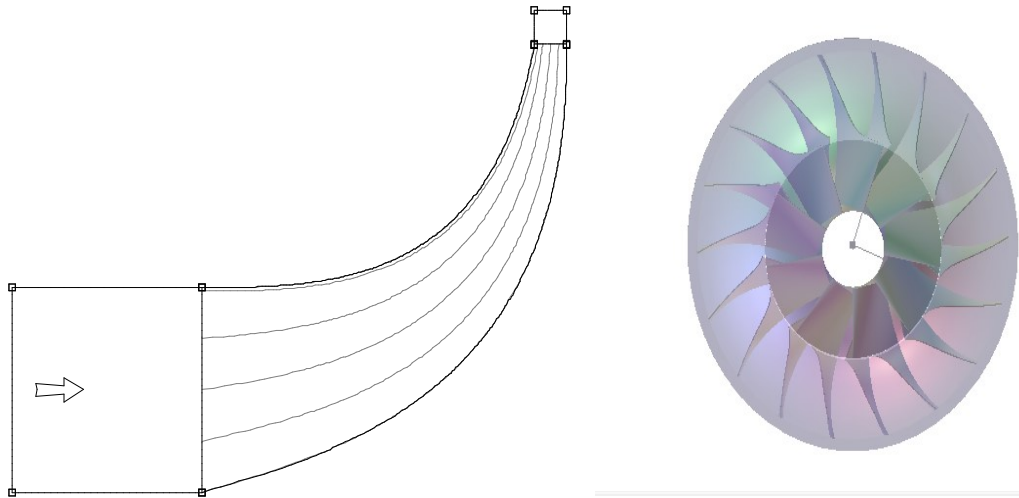
Bu çalışmada kompresör tasarımı için takip edilen süreç Şekil 4.1'de verilmiştir. HAD analizler daha önceki benzer çalışmalarda kullanılan ANSYS programı ile yapılmıştır. Ana hatlara değinecek olursak bu çalışmada öncelikle tasarım isteklerimiz doğrultusunda, çevrim hesaplamalarımız termodinamik isteklere göre yapılmıştır. Daha sonra limitler doğrultusunda yine ilave kabuller ile geometrik hesaplamalar gerçekleştirilmiştir, burada hesaplanan değerler ANSYS bladedesign ara yüzü kullanılarak geometri oluşturulmaya çalışılmış, bladedesign ile hesaplanan değerler doğrultusunda kanat geometrisi oluşturulmuştur.

Kanat geometrisi oluşturulduktan sonra, HAD analizleri yapılmadan önce Turbogrid ara yüzü ile geometriye göre çözüm ağı oluşturulup, HAD analizleri CFX modülünde gerçekleştirilmiştir. İlk yapılan analizlerde istenilen sonuçlara ulaşamadığı için istenilen sonuçlara yakınsamıncaya kadar geometrik kabuller ve açısai değerlerde değişiklikler gerçekleştirilerek istenilen geometri elde edilmeye çalışılmıştır.



**Şekil 4.1** Kompresör Geometri Oluşturma Akış Diyagramı

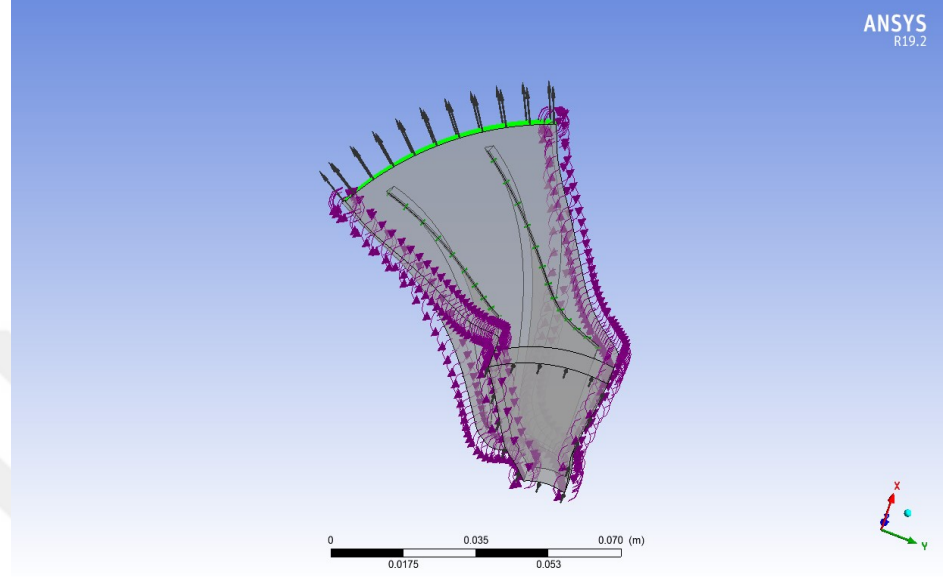
Tasarım isterleri doğrultusunda geometri elde edimi için ANSYS bladegen ara yüzünden kanat meridyonel görüntüsü tasarım isterlerimiz doğrultusunda ölçülendirilmiş ve Şekil 4.2’de meridyonel görünüm ve kompresörün üstten görünümü şekildeki gibi elde edilmiştir.



**Şekil 4.2** Kompresör Kanat Meridyonel ve Üstten Görünüm

#### 4.1.2 Kompresör Tasarım Koşulları

Kompresör impelleri üzerindeki sınır bölgeleri şekil 4.3’de ANSYS CFD kullanılarak verilmiştir.



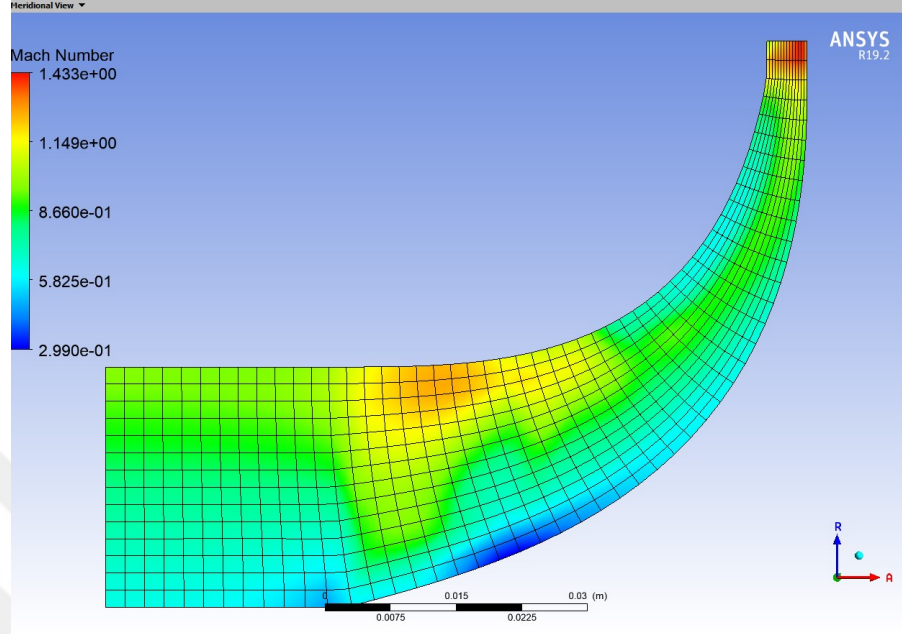
Şekil 4.3 Kompresör İmpeller Sınır Bölgeleri

Çalışmada girişte sıcaklık 288,15 K, basınç 101,325 kPa olarak belirtilmiştir. Kompresör sol yönlü olduğu için akış saat yönünde 60000 rpm, akışkan olarak ideal gaz referans basıncı 110 kPa seçilmiştir. Çıkış sıcaklık ve basıncı, önceki bölümde gerçekleştirilen teorik hesaplamalar sonucunda belirlenmiştir. Problem gereksinimlerinde çıkıştaki toplam basıncın girişteki toplam basınca oranının 3,6 ve üstü olması beklenmektedir. Bunun sebebi olarak, analizlerde yüksek dönme hızına sahip akış için yüksek devir hızı ve basınçtan kaynaklanan türbülansın azaltılması için, çıkış ve giriş bölgelerinin kanatlardan uzak tutulmuştur. Bu bölgelerin kanatlara olan mesafeleri arttıkça, aradaki kayıplar da artmakta ve bu sebeple okunan sonuçlar farklılık göstermektedir.

#### 4.1.3 Kompresör Had Analizi Sonuçları

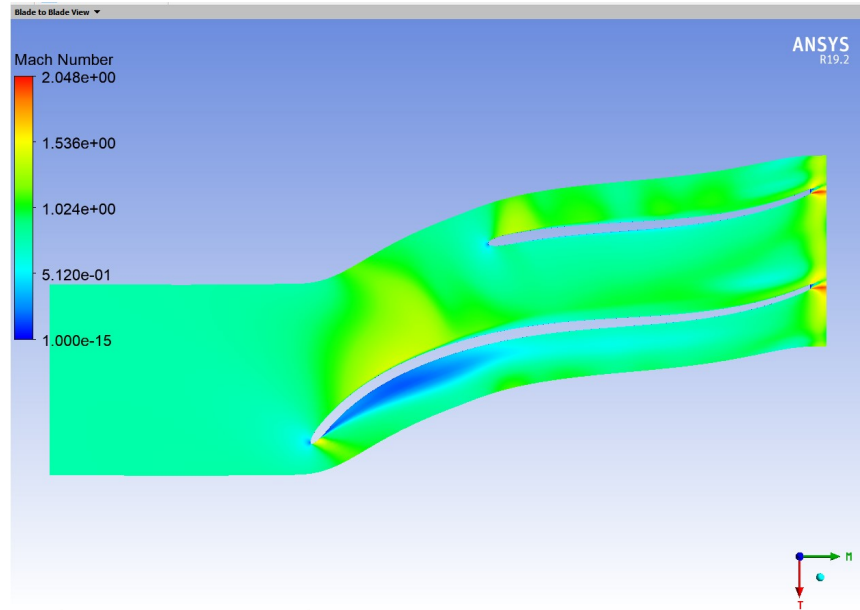
Şekil 4.4’de HAD analizi sonucunda elde edilen kompresör kanat ve hat boyunca, Mach sayısı değişimi verilmiştir. Mach sayısının 1’den büyük olduğu noktalarda şok gelişimi süpersonik akış olmasından dolayı kuvvetle muhtemeldir.

Şekilde de görüldüğü üzere maksimum mach sayısı, çark ucunda gözlemlenmiştir. Bu durumun sebebi yüksek kütleli debidir.



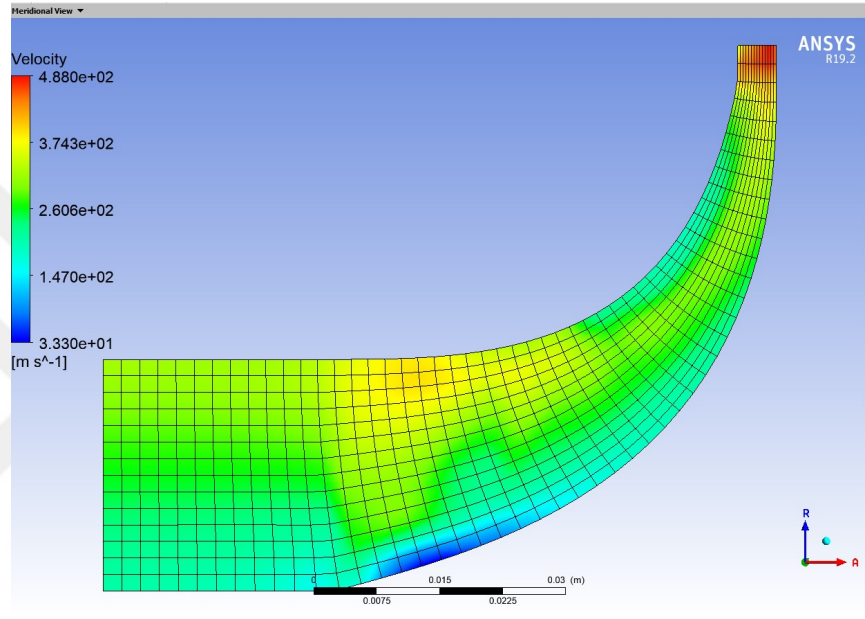
Şekil 4.4 Kompresör Meridyonel Görünümde Mach Sayısı Değişimi

Şekil 4.4'de ise Kompresör kanat uçlarında Mach sayısının sıfıra yakınsadığı ve genel olarak M sayısının 1 den küçük olduğu görülmekte bu açıdan tasarımda herhangi bir kusur görülmemektedir.

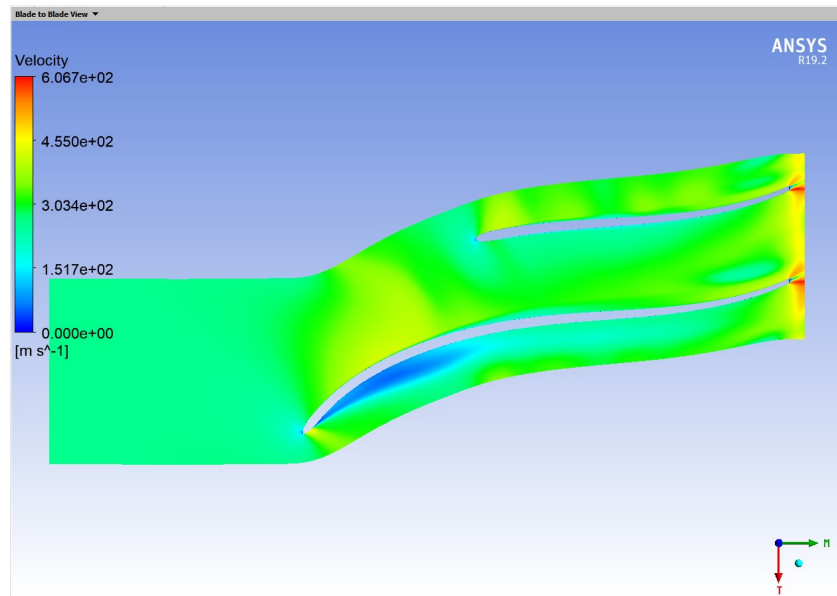


Şekil 4.5 Kompresör Kanat Görünümde Mach Sayısı Değişimi

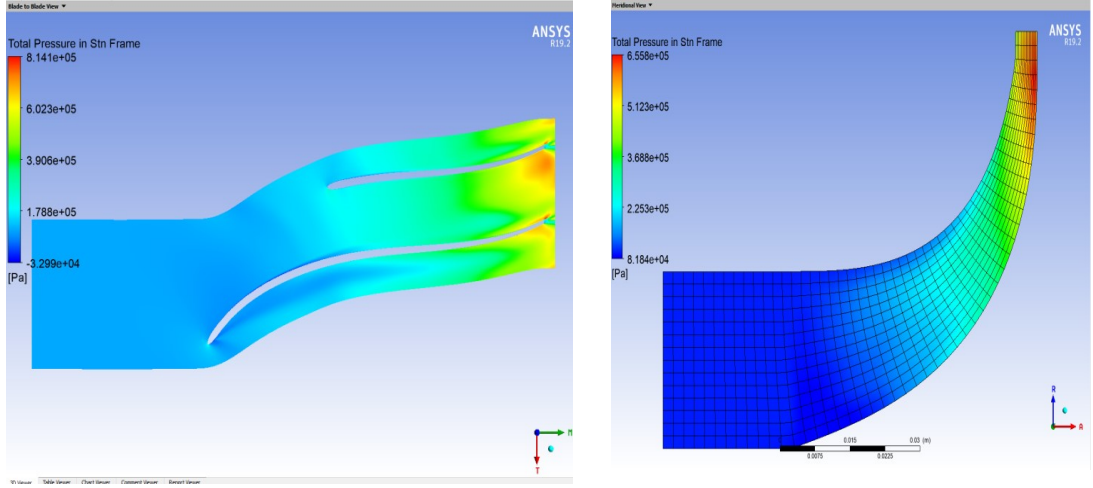
Şekil 4.6 ve 4.7’de tasarım noktasındaki hız konturu ve hız vektörleri verilmiştir. Şekil 4.5’de verilen meridyonel görünümdeki Mach sayısı değişimine benzer olarak hem ana kanat hem de yardımcı kanatta girişin hemen üst kısmında şok görülmüştür. Kanat çıkışlarında ise uç boşluğu nedeni ile oluşan whirl (girdap) etkisi ile hızın bazı yerlerde sıfıra düştüğü görülmüştür. Hız analizleri de göz önünde bulundurulursa, elde edilen verilerde Mach sayısı ile tutarlılık görülmüş ve akış boyunca beklenmedik bir durum ile karşılaşılmamıştır.



Şekil 4.6 Kompresör Meridyonel Görünümde Hız Değişimi

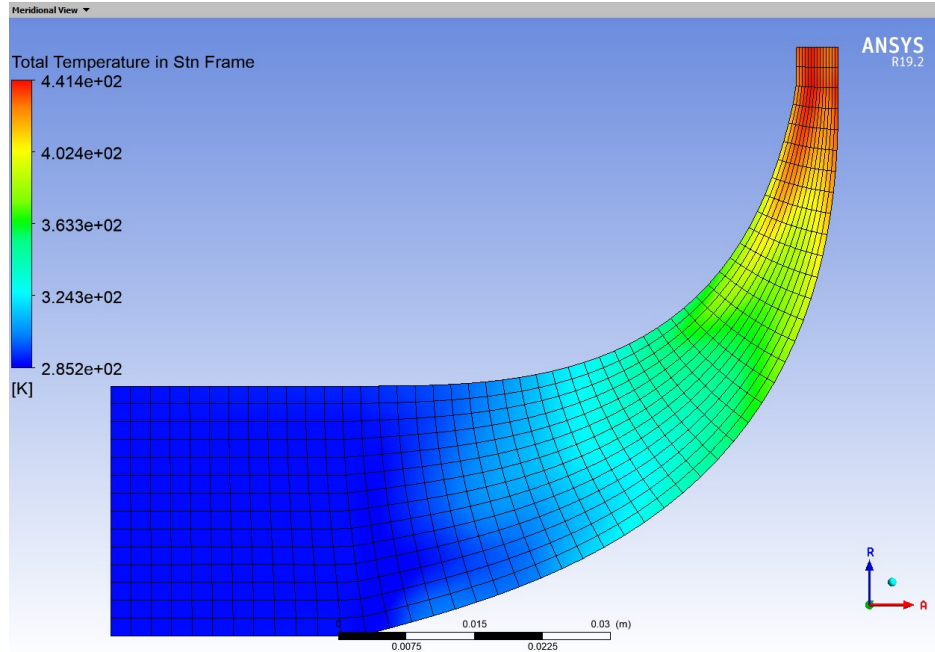


Şekil 4.7 Kompresör Kanat Görünümde Hız Değişimi



**Şekil 4.8** Kompresör Kanat Meridyonel ve Kanat Görünüm Basınç Verileri

Şekil 4.8’de toplam basınç konturu Meridyonel ve Kanat görünümde verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi basınç girişten çıkışa doğru kademeli olarak artmaktadır. Uca doğru gittikçe ani basınç değişimi gözlenmemiştir. Seçimimizdeki basınç oranını göz önünde bulundurduğumuzda, elde ettiğimiz sonuçların tutarlılığı, tasarımın doğruluğu açısından önemlidir.

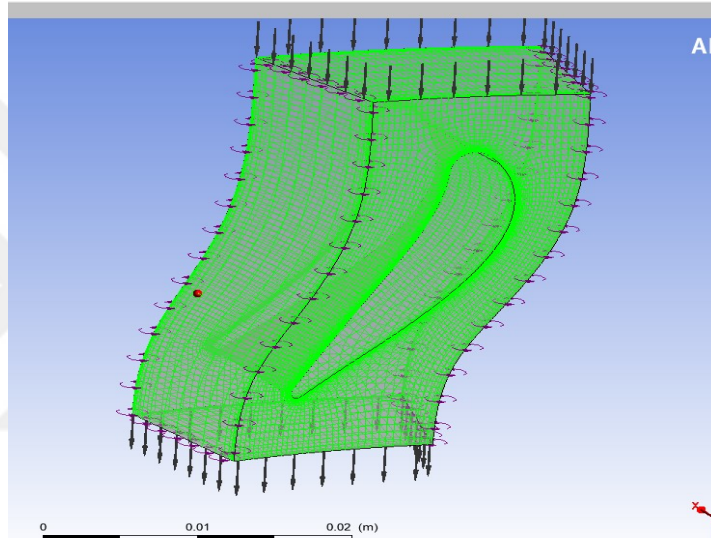


**Şekil 4.9** Kompresör Meridyonel Görünümde Sıcaklık Değişimi

Şekil 4.9’da çark içindeki toplam sıcaklık değişimi grafiği verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi girişten çıkışa doğru gittikçe sıcaklık yükselmiş ve sıcaklıkta akış hattı boyunca ani değişim ve dalgalanma görülmemiştir. Daha önceden yaptığımız çevrim ve hız hesaplamalarındaki veriler ile elde ettiğimiz sıcaklık diyagramı uyumludur.

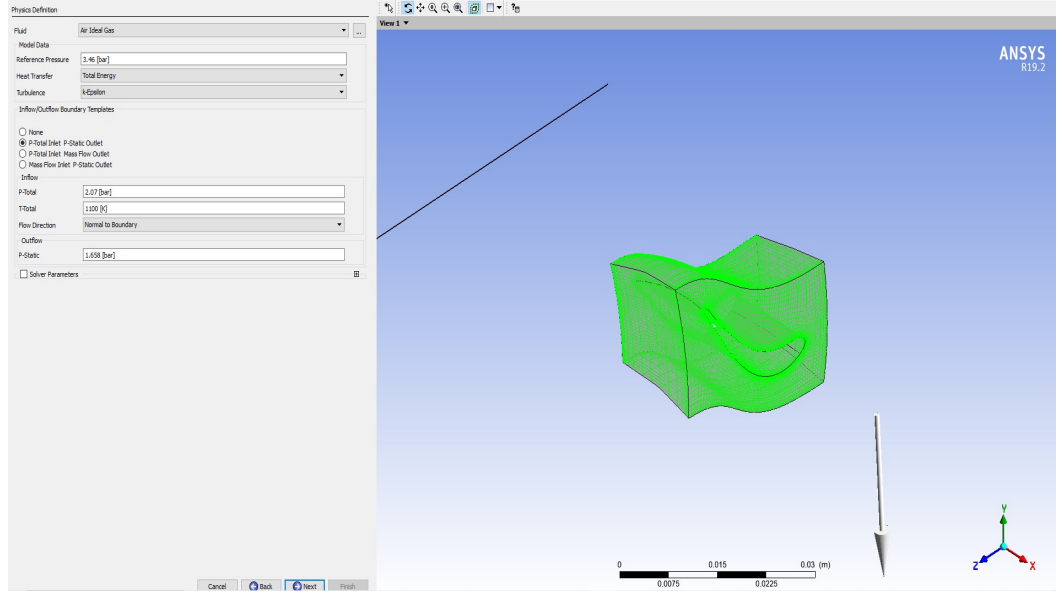
## 4.2 Türbin Tasarım Koşulları

Türbin kanatları üzerindeki sınır bölgeleri şekil 4,10’de ANSYS CFD kullanılarak verilmiştir.



Şekil 4.10 Türbin Kanat Sınır Bölgeleri

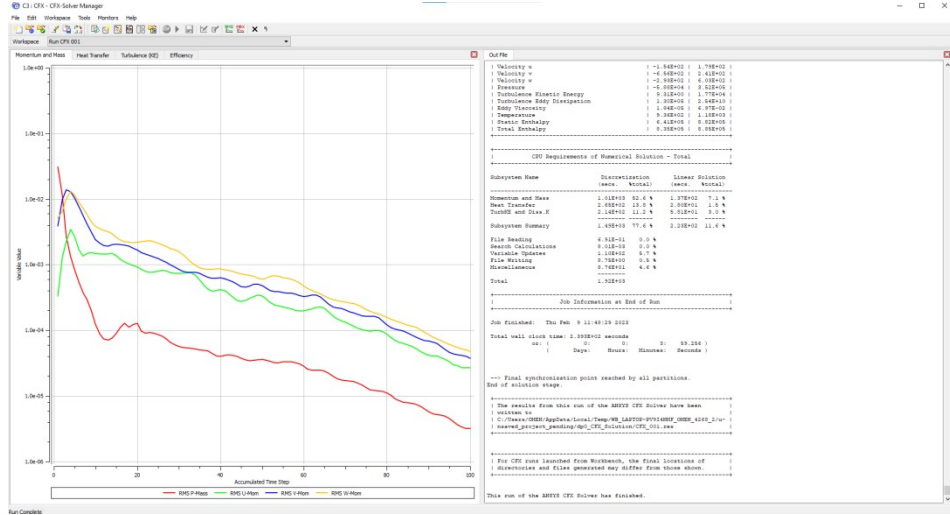
Çalışmada türbine girişte 1100 K sıcaklık, basınç 2,07 bar olarak girilmiştir. Türbin akış saat yönünde 60000 rpm, akışkan olarak ideal gaz referans basıncı 3,46 bar seçilmiştir. Çıkış sıcaklık ve basıncı, önceki bölümde gerçekleştirilen teorik hesaplamalar sonucunda belirlenmiştir. Problem gereksinimlerinde çıkıştaki toplam basıncın girişteki toplam basınca oranının 1,67 ve üstü olması beklenmektedir. Bunun sebebi olarak, analizlerde yüksek dönme hızına sahip akış için yüksek devir hızı ve basınçtan kaynaklanan türbülansın azaltılması için, çıkış ve giriş bölgelerinin kanatlardan uzak tutulmasıdır.



Şekil 4.11 Türbin Kanat Referans Girdileri

#### 4.2.1 Türbin Had Analizi Sonuçları

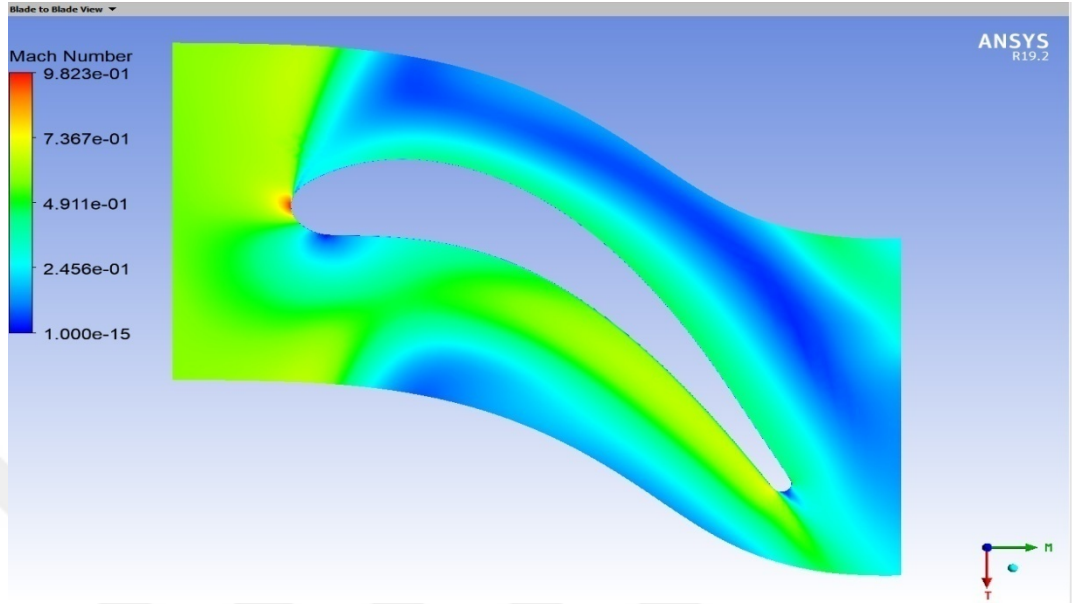
Şekil 4.12 da ANSYS yazılımı CFX modülü ile yapılan HAD analizi iterasyon grafiği verilmiştir. Ve grafik sonucunda herhangi bir hata ile karşılaşmamıştır.



Şekil 4.12 Türbin Kanat HAD analizi CFX

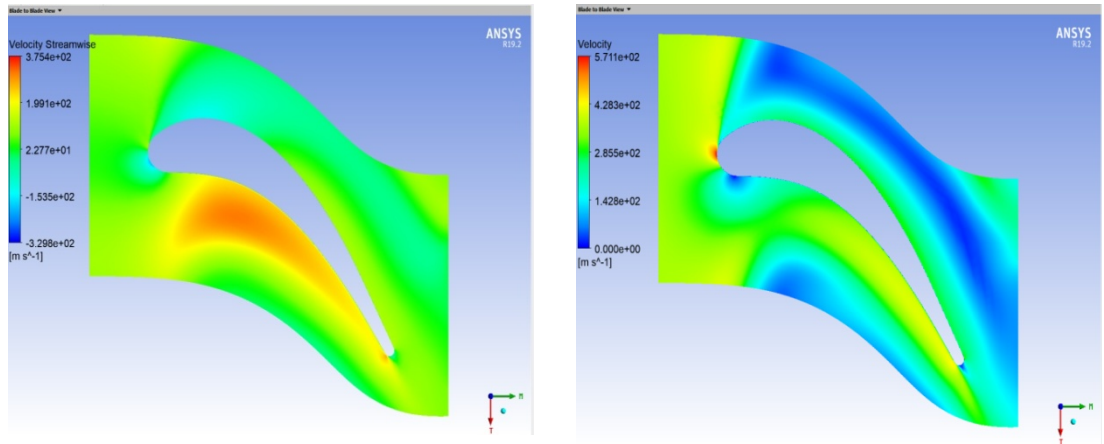
Analiz sonucunda elde edilen kompresör kanat ve hat boyunca, şekil 4.13 da Mach sayısı değişimi verilmiştir. Mach sayısının 1'den büyük olduğu noktalarda şok gelişimi süpersonik akış olmasından dolayı kuvvetle muhtemeldir. Şekilde de

görüldüğü üzere maksimum Mach sayısı, kanat üstünde gözlemlenmiştir. Değer genelde 1 den küçük olduğu için sorun teşkil etmemektedir.

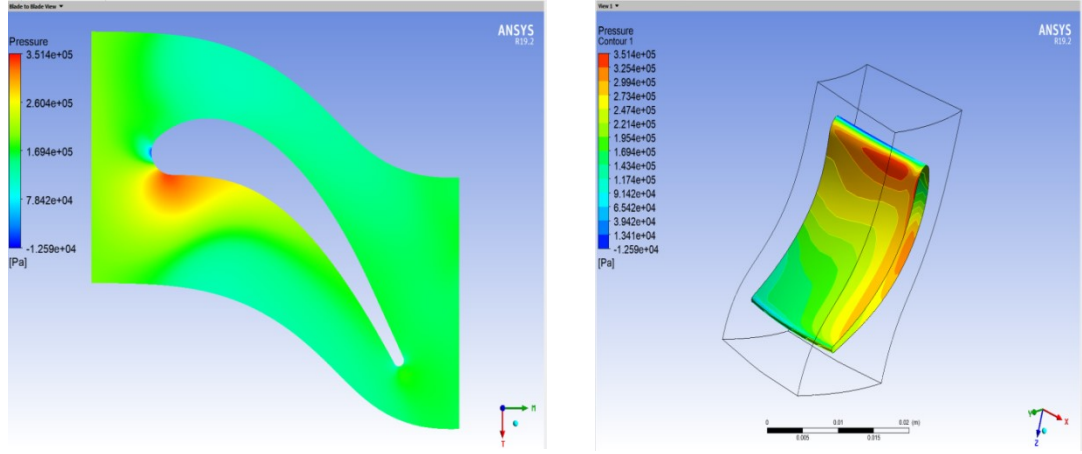


Şekil 4.13 Türbin Kanat Profilinde Mach Sayısı Değişimi

Şekil 4.14’de analiz sonucunda tasarım noktasındaki hız grafiği verilmiştir. Şekil 4.13 da verilen meridyonel görünümdeki Mach sayısı değişimine benzer olarak kanat girişinin hemen üst kısmında şok görülmüştür. Kanat çıkışlarında ise uç boşluğu nedeni ile oluşan whirl (girdap) etkisi ile hızın bazı yerlerde sıfıra düştüğü görülmüştür. Hız analizleri de göz önünde bulundurulursa, elde edilen verilerde Mach sayısı ile tutarlılık görülmüş ve akış boyunca beklenmedik bir durum ile karşılaşılmamıştır.

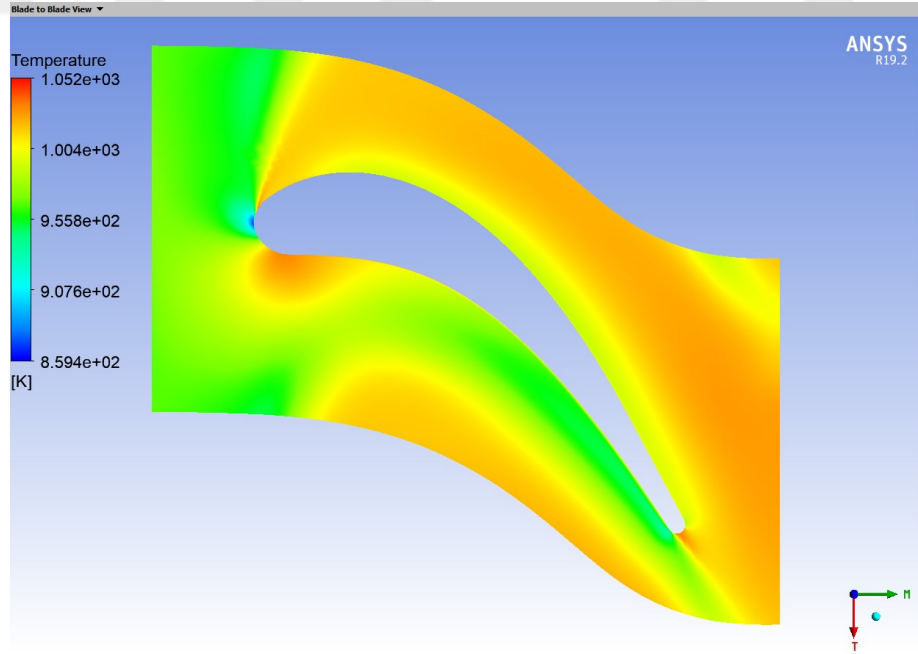


Şekil 4.14 Türbin Kanat Profilinde Hız Değişimi



**Şekil 4.15**Türbin Kanat Görünüm Basınç Verileri

Şekil 4.15’de basınç konturu Kanat görünümde verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi basınç girişten çıkışa doğru kademeli olarak düşmektedir. Uca doğru gittikçe ani basınç değişimi gözlenmemiştir. Seçimimizdeki basınç oranını göz önünde bulundurduğumuzda, elde ettiğimiz sonuçların tutarlılığı, tasarımın doğruluğu açısından önemlidir.



**Şekil 4.16**Türbin Kanat Meridyonel Görünümde Sıcaklık Değişimi

Şekil 4.16’da türbin kanat içindeki sıcaklık değişimi grafiği verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi girişten çıkışa doğru gittikçe sıcaklık kanat ucunda bir miktar

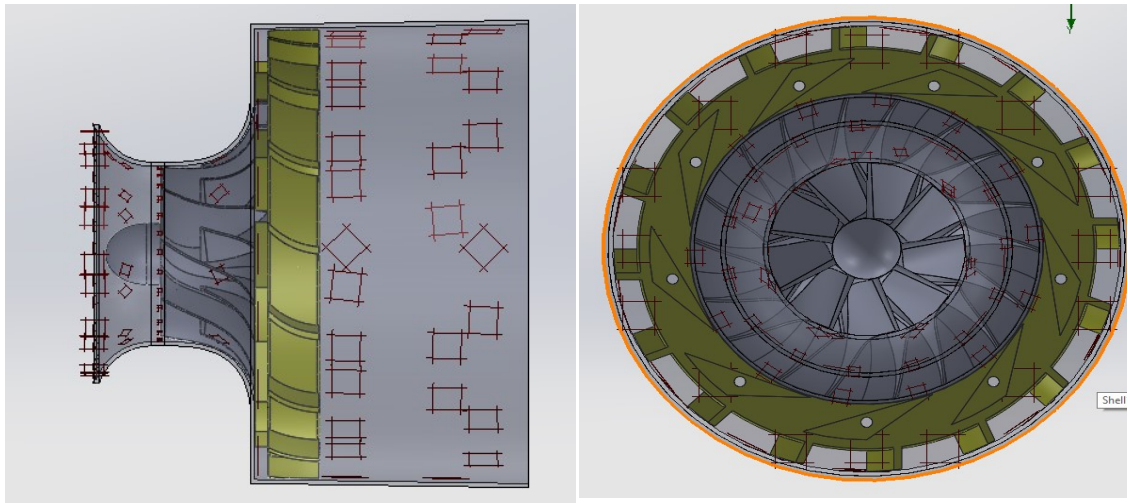
azalmış ve bu azalış daha önce hesapladığımız gibi akış hattı boyunca ani değişim ve dalgalanma görülmemiştir. Daha önceden yaptığımız çevrim ve hız hesaplamalarındaki veriler ile elde ettiğimiz sıcaklık diyagramı kanat ön kısmında 950 K bandında olup uyumludur.

### 4.3 Montaj Analizleri

Daha önceki bölümlerde küçük ölçekli jet motoru için ana bileşenlerden türbin ve kompresör yüksek devirde dönen bileşenler olduğu için ayrı ayrı HAD analizleri yapılmış ve değerlendirilmiştir. Ancak hava alığı, difüzör, stator ve nozül sabit yani motor içinde dönmeyen bileşenler olduğundan dolayı bu çalışmada bileşenler Solidworks programında hava alığı, kompresör, difüzör ve stator, rotor ve nozül olarak ayrı montaj elde edilip HAD analizleri SOLIDWORKS programında yapılmıştır.

#### 4.3.1 Hava Alığı, Kompresör Ve Difüzör Had Analizi

Bu çalışmada Şekil 4.17’de görüldüğü gibi daha önceden modellediğimiz difüzör ve kompresör Solidworks programının montaj modülünde, montajı yapılmış ve hava alığı daha önceden hesapladığımız verilere uygun olarak, kompresör ve difüzör boşlukları da geometri imkan dahilinde mümkün olan boşluklar verilerek tasarlanıp analize uygun olarak oluşturulmuştur.



Şekil 4.17 Hava Alığı, Difüzör Ve Kompresör Montaj Resmi

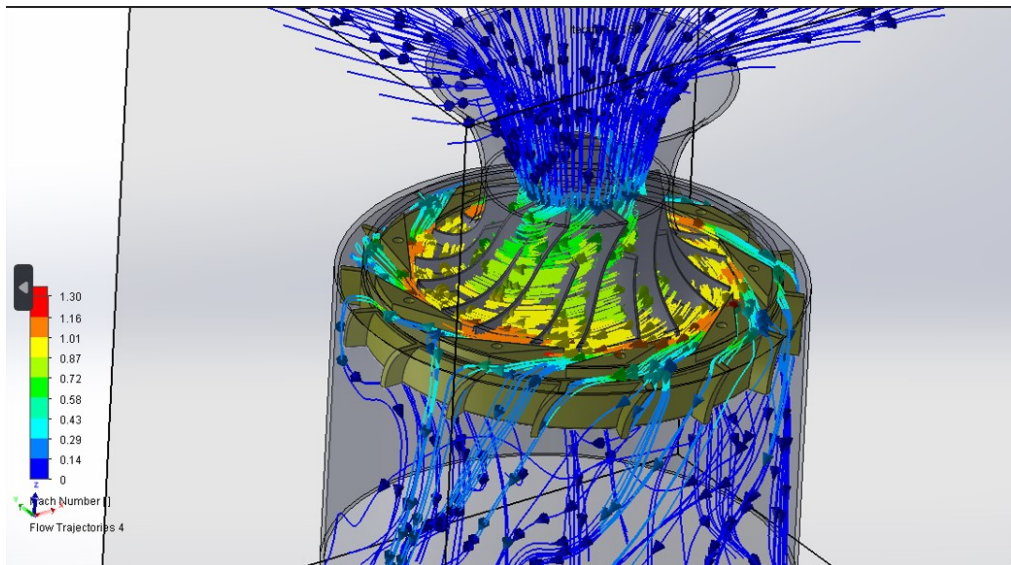
Montaj yapıldıktan sonra, SOLIDWORKS Flow Simulation, modülü kullanılarak önceki bölümlerde hesaplama yaparken dikkate aldığımız parametreler, analiz sihirbazında ilgili kısımlara girildi.

Bu çalışma için dış ortam basıncı 101325 Kpa ve sıcaklık olarak 288,15 K sıcaklık değerleri girilmiştir. Sınır bölge olarak hava alığı geometrisi iç ortam olarak tanımlanmış, döner ekipman olarak da kompresöre 60000 rpm devir verilmiştir. Hava alığı kompresör boşluğu ve difüzör ile kompresör arasındaki mesafe analiz yapabilmek için mümkün miktarda yapılan hesaplamalara uygun olarak girilmiş ve yüzde beş civarında bu miktarlarda artışa gidilmiştir.

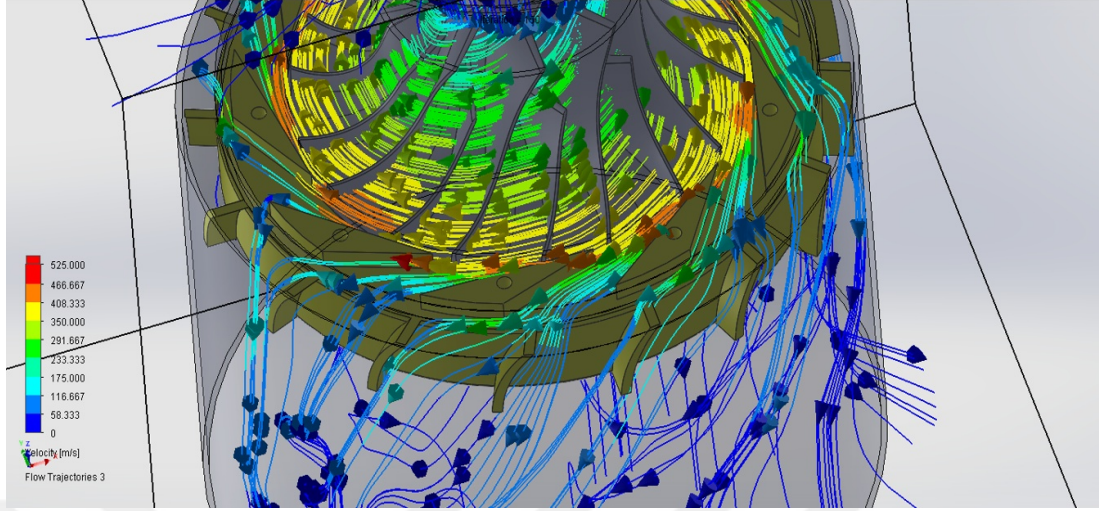
#### 4.3.2 Hava Alığı, Kompresör Ve Difüzör Had Analizi Sonuçları

Hava Alığı, Kompresör ve Difüzör için yapılan analiz sonucunda elde edilen Mach sayısı değişim grafiği, şekil 4.18’de verilmiştir. Mach sayısının 1’den büyük olduğu noktalarda şok gelişimi süpersonik akış olmasından dolayı kuvvetle muhtemeldir. Şekilde de görüldüğü üzere maksimum Mach sayısı, kanat uç kısmında gözlemlenmiştir. Ve bunun nedeni daha önceden bahsettiğimiz gibi yüksek kütleli debi olmasından dolayıdır.

Ancak değer genelde 1 den küçük olduğu, difüzörde amaca uygun olarak mach sayısında düşüm gerçekleştiği ve değerde dramatik bir biçimde artış, azalış göstermediği için sorun teşkil etmemektedir.



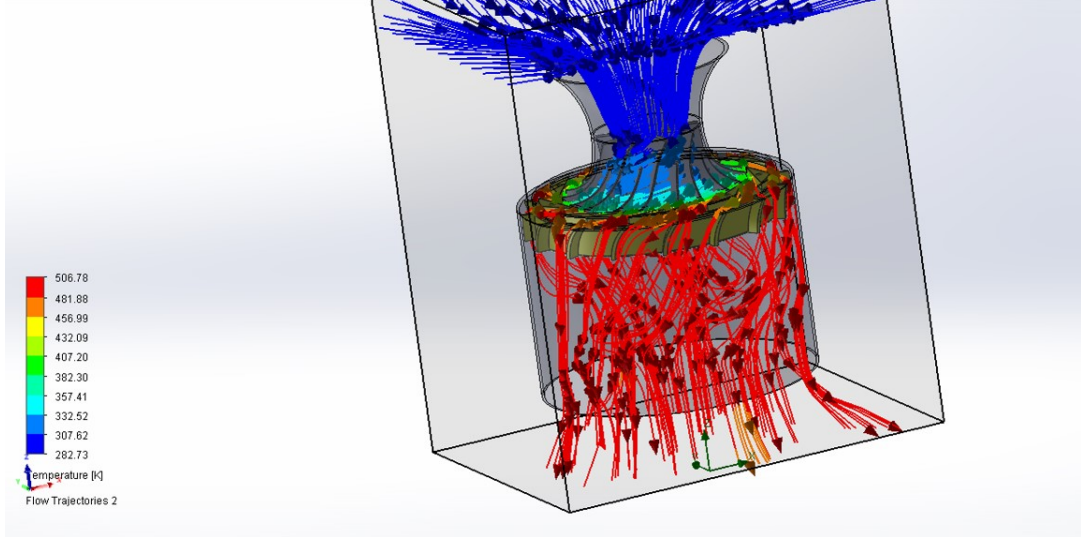
Şekil 4.18 Hava Alığı, Difüzör Ve Kompresör Mach Analizi



**Şekil 4.19**Hava Alığı, Difüzör Ve Kompresör Hız Analizi

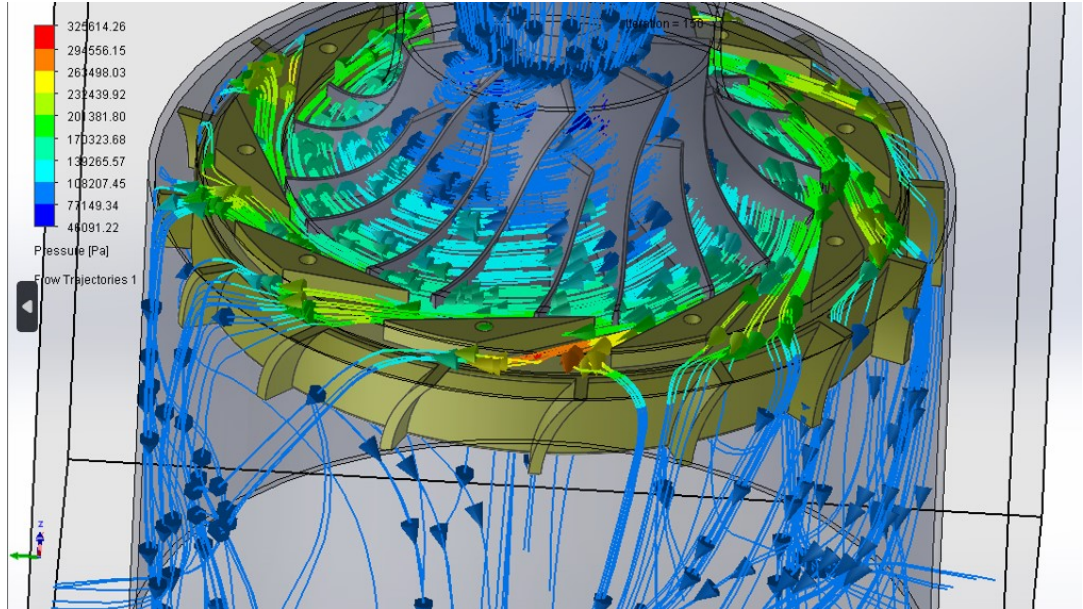
Yine yapılan analiz sonucunda şekil 4.19’da elde edilen Hız analiz grafiğini ele alırsak, hızın kompresör kanat uç kısmına doğru giderek arttığı yaklaşık 500 (471)m/s hızlara ulaştığı ve difüzörden geçerken hızın düştüğü (121m/s) görülmektedir. Ve önceden hesapladığımız veriler ile tutarlılık göstermektedir.

Analiz sonucu elde edilen sıcaklık değişim grafiği şekil 4.20’de verilmiş ve grafik incelendiğinde girdi verilerimi ile örtüştüğü, çıkışta ise önceden yaptığımız hesaplamalarda difüzör çıkışında 460 K ile çevrim hesabında ise 543 K bandında bulunmuş, analiz sonucunda da bu iki değer aralığında sıcaklık değeri ile karşılaşmıştır. Daha önceden de bahsettiğimiz gibi jet motorunda statik olan difüzörün görevi akışkanın hızını azaltmak basıncı arttırmak ve statik sıcaklığı arttırmaktır. Ve analizde de bu amacını gerçekleştirdiği açıkça görülmektedir.



**Şekil 4.20** Hava Alığı, Difüzör Ve Kompresör Sıcaklık Analizi

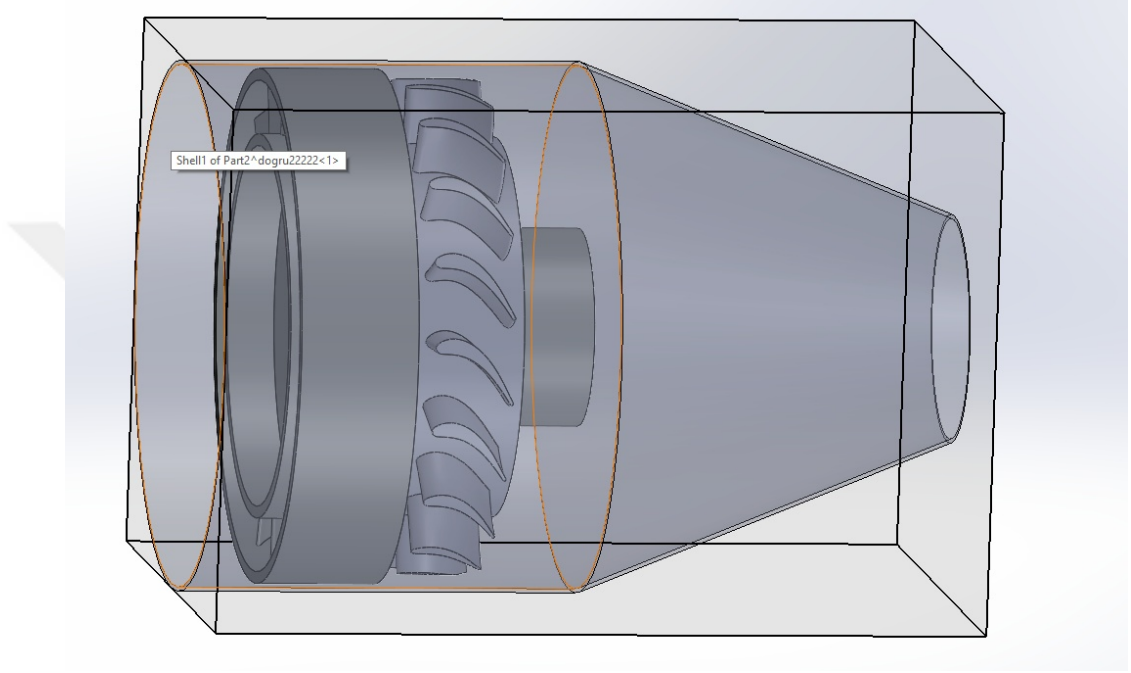
Yine yaptığımız analizde basınç değişim grafiği şekil 4.21’de verilmiş, burada kompresör çıkışında basınç 3,2 bar basınçlara ulaşmış ve kompresör çıkışında kısmen hesapladığımız verilere uygunluk gösterse de difüzörden sonra basınçta olmaması gereken düşüş görülmektedir. Açıkcası bu sistemin açık olmasından kaynaklanmakta analiz tasarımımız tekrar atmosfere açıldığı için basıncımızın tekrar atmosfer basıncına düşmeye çalışmasından kaynaklanmaktadır.



**Şekil 4.21**Hava Alığı, Difüzör Ve Kompresör Basınç Analizi

#### 4.4 Stator, Rotor Ve Nozül Analizleri

Yine yaptığımız çalışmada Şekil 4.22’de görüldüğü gibi daha önceden modellediğimiz difüzör ve kompresör Solidworks programının montaj modülünde, montajlanmış ve Stator ve Türbine ilave olarak nozülümüz de, daha önceden hesapladığımız verilere uygun olarak boşluklar verilerek tasarlanıp analize uygun olarak oluşturulmuştur.



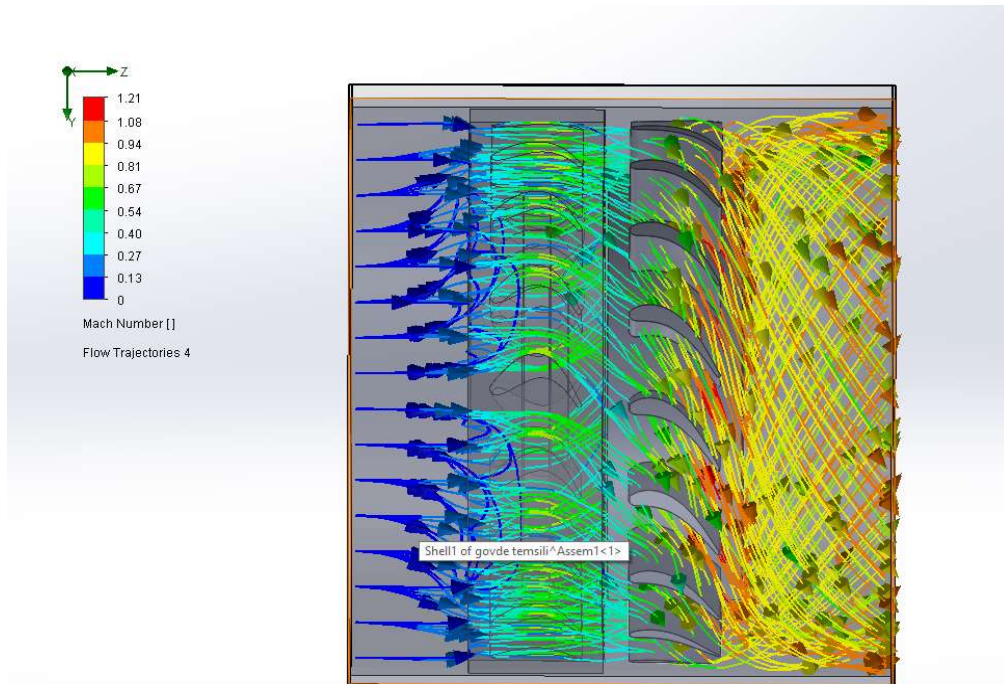
**Şekil 4.22** Stator, Rotor ve Nozül Analiz Geometrisi

Öncelikle bu çalışmada analiz yapılırken stator ve rotor ayrı değerlendirilmiş, giriş ve rotor çıkış verileri Solidwoks Flow Simulation modülüne girilip analiz gerçekleştirilmiş yapılan çalışma sonucunda herhangi bir hata verisine rastlanılmamıştır. Yapılan analiz ile ilgili çözüm ağı hücre sayısı ve iterasyon sayılarını belirten veriler şekil 4.23 da verilmiştir.

Parameter	Value
Status	Solver is finished.
Total cells	50,759
Fluid cells	50,759
Fluid cells contacting solids	20,866
Iterations	150
Last iteration finished	11:33:54
CPU time per last iteration	00:00:01
Travels	2.13126
Iterations per 1 travel	71
Cpu time	0 : 2 : 1
Calculation time left	0 : 0 : 0
Run at	LAPTOP-PV9I4NMF
Number of cores	12
Warning	
No warnings	
Comment	

**Şekil 4.23** Stator, Rotor ve Nozül Analiz Çözüm Ağı Hücre Sayısı

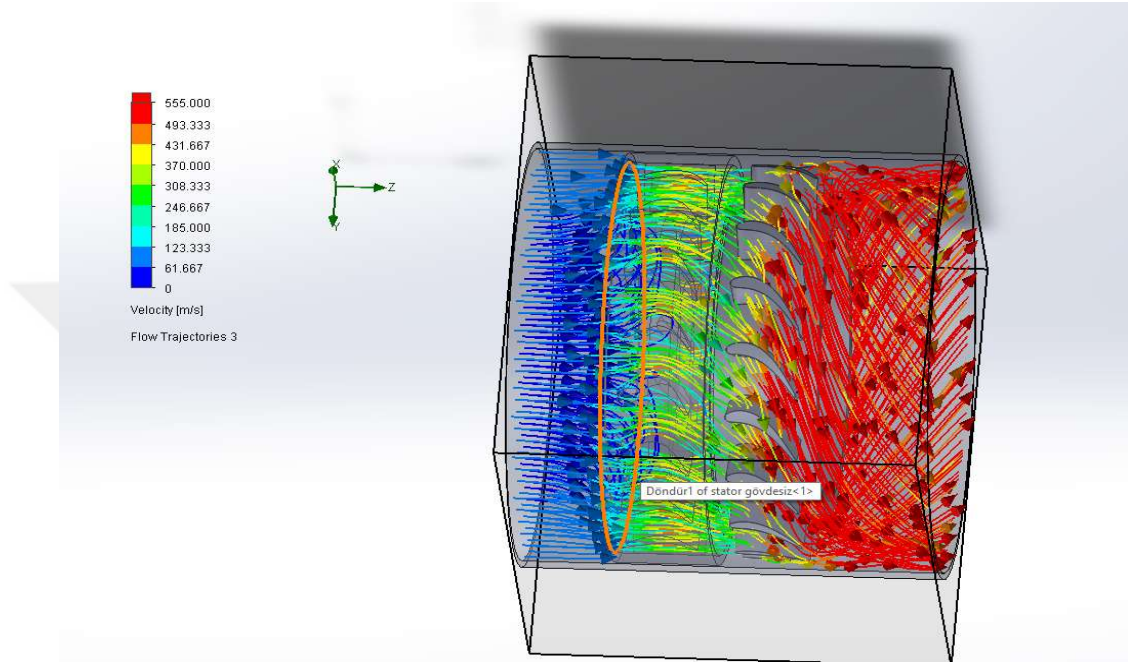
Stator ve Rotor için yapılan analizde Mach sayısının değişim grafiği şekil 4.24 da verilmiştir. Bu grafikte görüldüğü gibi Mach sayısı rotor kanat ucunda bir miktar yüksek çıkmıştır bunun nedeni yine yüksek kütleli debi nedeniyledir. Ve analiz kapalı ortamda gerçekleştiği için bu şekilde çıkması olağandır. Ancak değişim ve artış miktarlarında çok büyük değişiklikler görülmediği için elde ettiğimiz veriler ile uyumludur.



**Şekil 4.24** Stator ve Rotor Mach Sayısı Analizi

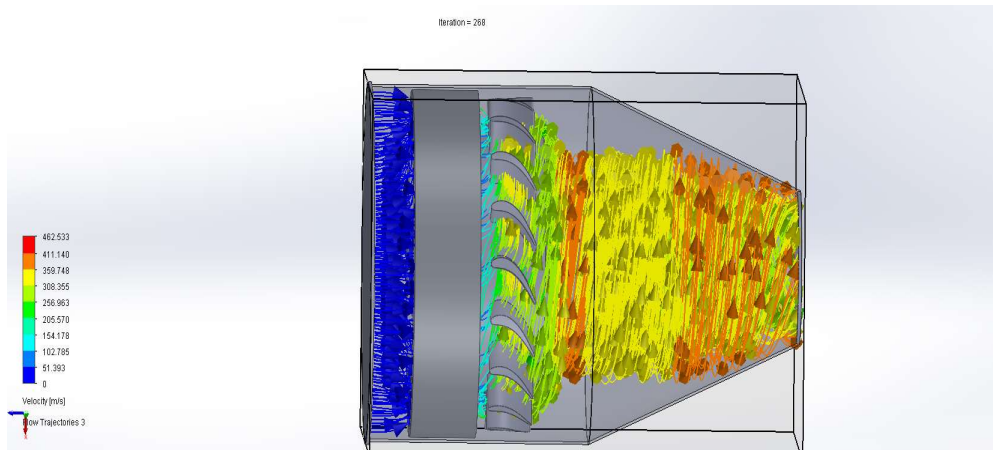
Analiz sonucunda elde edilen Hız analiz grafiğinin şekil 4.25’de verilmiştir. Hız analiz grafiğini ele alırsak, hızın statorda hızlanmaya başladığı ve rotor kanat uç kısmına doğru giderek arttığı yaklaşık 555 (541)m/s hızlara ulaştığı görülmektedir. Ve önceden hesapladığımız veriler ile tutarlılık göstermektedir.

Ayrıca hız grafiği ile mach sayısı değişim grafiği de benzerlikler gösterdiği için yapılan analiz uyumludur.



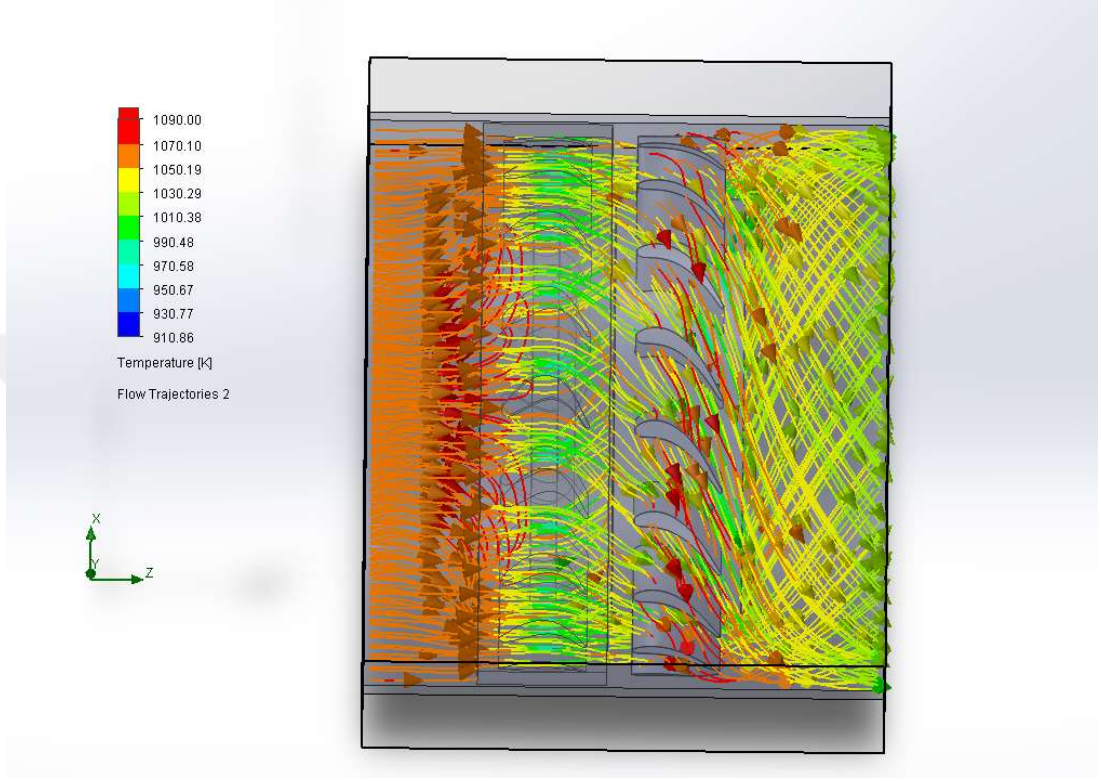
Şekil 4.25 Stator ve Rotor Hız Analizi

Nozül ile birlikte stator ve rotor hız analizi gerçekleştirdiğimizde elde ettiğimiz grafik aşağıda verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi hız olması gerektiği gibi statordan nozül uç kısmında doğru gittikçe artmakta dolayısıyla ihtiyacımız olan itki kuvvetini oluşturmaktadır.

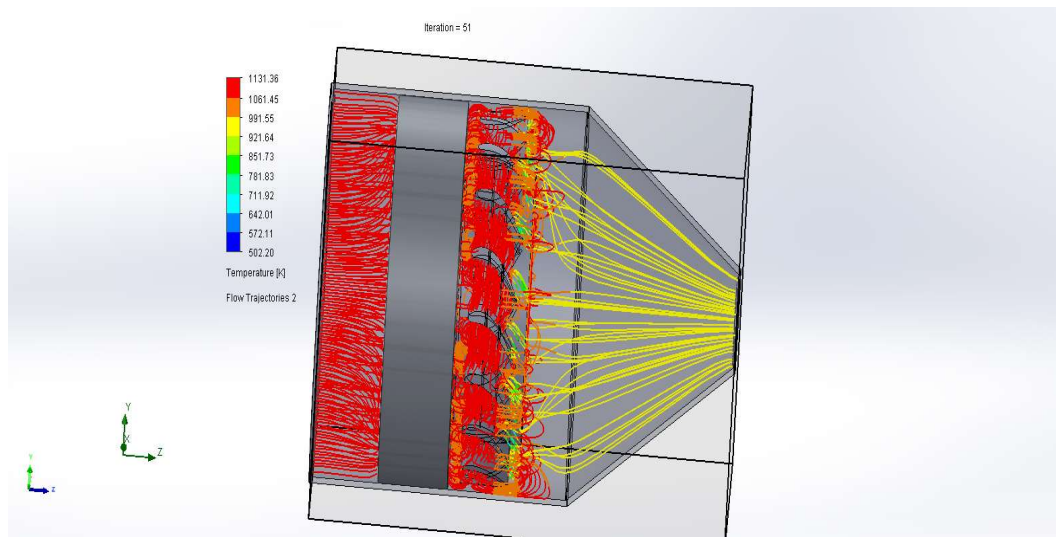


Şekil 4.26 Nozül Stator ve Rotor Hız Analizi

Analizde sonucu elde edilen sıcaklık değişim grafiği Şekil 4.27’de verilmiş ve grafik incelendiğinde girdi verileri ile çıktı verilerinin örtüştüğü, yaklaşık olarak 1100 K sıcaklıkta akışın girip, rotordan 970 K sıcaklıklarda çıktığı görülmüştür.



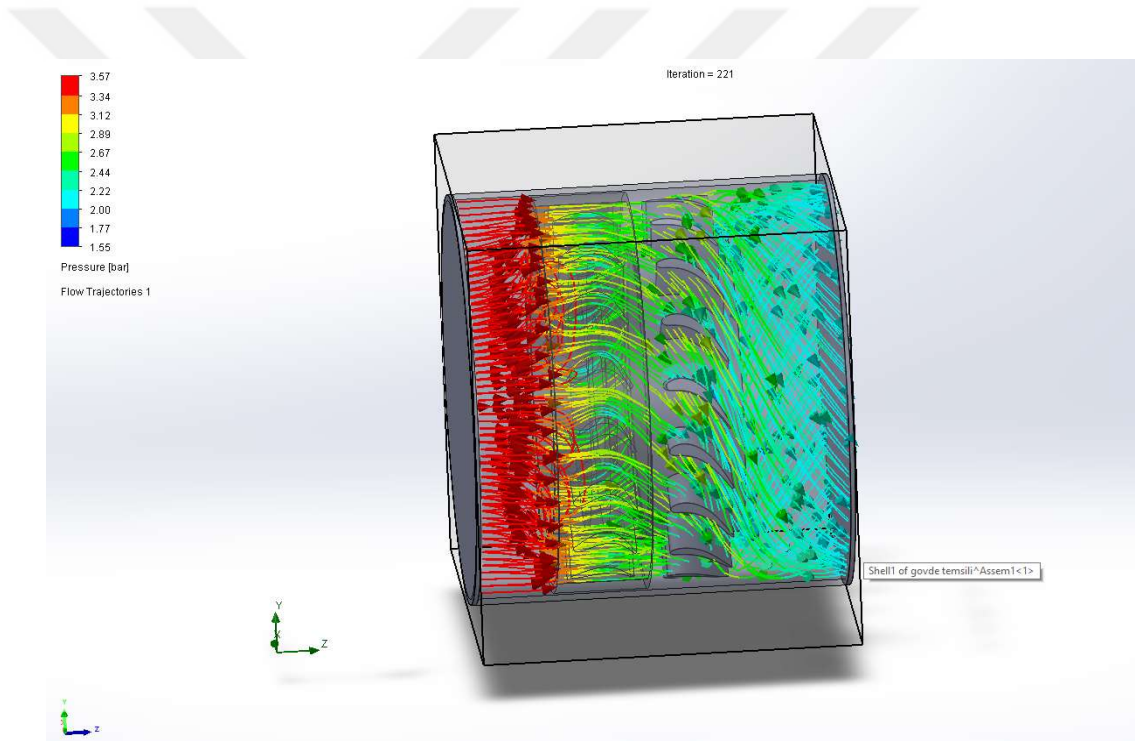
Şekil 4.27 Stator ve Rotor Sıcaklık Analizi



Şekil 4.28 Stator, Rotor ve Nozül Sıcaklık Analizi

Yine stator, rotor ve nozül ile birlikte analiz gerçekleştirdiğimizde sonuç şekil 4.28'deki gibi gerçekleşmekte yine sıcaklık 1100 K ile başlayıp nozul çıkışında daha önceden hesapladığımız veriler ile uyumlu olarak 950 K sıcaklıklarda çıkmaktadır.

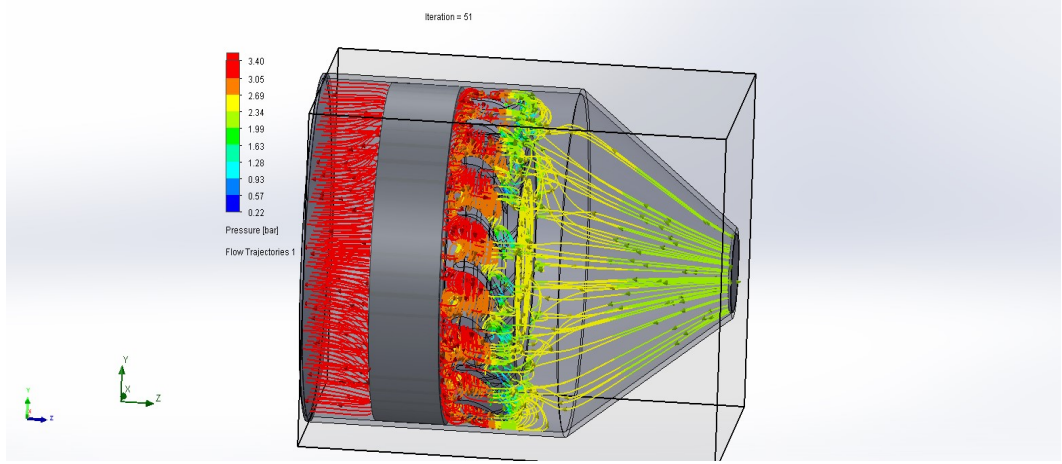
Yaptığımız analizde basınç değişim grafiği şekil 4.29'da verilmiş, burada stator girişinde basınç 3,57 (3,54) bar basınç ile sisteme girmiş ve rotor çıkışında 2,1 (2.07) bar çıkış basınç civarı değerlere ulaşılmıştır. Hesapladığımız değerler ile de uygunluk göstermekte basınç değişimi olması gerektiği gibi düşmekte ve itki kuvveti oluşturmak için hız artışı sağlamaktadır. Analizin kompresör, hava alığı ve difüzörden farklı olarak doğru sonuç vermesi kapalı sistem olarak analiz gerçekleştirilmesinden dolayıdır.



**Şekil 4.29** Stator ve Rotor Basınç Analizi

Nozül ile birlikte gerçekleştirdiğimiz basınç analiz sonucu şekil 4.30'da verilmiş, analiz sonucunda daha önceden elde ettiğimiz gibi bir statorda bir miktar basınç düşümünü takriben kompresör ve nozüle doğru daha yüksek miktarda basınç değişimi gerçekleşmiş bu sayede itki kuvveti için hız oluşturulmuştur.

Stator giriŖi basıncı girdileri ile nozül uç kısmındaki basıncı verileri hesapladığımız veriler ile benzerlik göstermektedir.



Ŗekil 4.30 Nozül, Stator ve Rotor Basıncı Analizi

## 5 DEĞERLENDİRME, SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu çalışmada hesaplamalı akışkanlar dinamiği yardımıyla bir mini jet motoru için ana bileşenlerin tasarımı, önce termodinamik çevrim hesapları, daha sonra çalışma koşulları hesaplamaları ve hız uçgenleri ile tasarım parametreleri hesaplanmış. Elde edilen veriler ile CAD programları kullanılarak tasarımlar gerçekleştirilmiştir. Yine çalışmada kritik tasarım parametrelerinin akış parametreleri üzerindeki etkileri incelenmiş yine CAE modüllerinde tasarım geometrileri analize uygun olarak yüklenerek analizler gerçekleştirilmiş ve analiz sonuçları ile çevrim hesaplamaları kıyaslamaları yapılmıştır. Difüzör dışında, kanat tasarımları yapılırken genel girdi olarak ANSYS BLADE DESIGN ve ANSYS BLADEGEN arayüzleri kullanılmış girdi olarak genelde önceden hesapladığımız kütleli debi, giriş- çıkış basınçları, hesaplanan kanat açıları ve devir değerleri başlıca parametreler olarak girilmiş ve kanat geometrileri elde edilmiştir. Elde edilen kanat geometrileri, SOLIDWORKS parça modülü ve ANSYS Design modülü altında katıya dönüştürülüp analizlere uygun hale getirilmiştir. HAD analizleri sonucunda, akış davranışı ve hesaplanan değerler kontrol edilmiş, hesaplanan veriler ile elde edilen veriler arasında bir tutarlılık görülene kadar bu süreçler tekrarlanmıştır.

Çalışma sırasında kompresör, difüzör ve hava alığı analizi, deniz seviyesi yüksekliğinde ve 288,15 K sıcaklıkları standart kabul edilerek dış ortamdan iç ortama doğru akış analizi gerçekleştirilmiş, difüzör çıkışına kadar hesaplanan veriler ile analiz verileri arasında tutarlılık görülmüştür. Numerik ortamda kontrol gerçekleştirdiğimizden dolayı analizde bazı bölgelerde basınç düşümü, homojen akış ve Mach sayısında istenilen değerden çok az yüksek değerler çıktığı görülmüştür. Önceki bölümlerde de bahsettiğimiz gibi Mach sayısındaki bu yükselme istenmeyen bir durum olsa da, analizdeki bu sorunlar analizi açık sistem olarak gerçekleştirmemizden kaynaklandığı düşünülmektedir. Stator, Türbin ve Nozül için ise ayrı bir analiz gerçekleştirilmiş, bu analizde girdi verileri olarak motor iç ortam koşullarında stator giriş verileri 3,54 bar basınç ve 1070 K sıcaklıklar verilmiş ve analiz sonucundaki çıkış verileri kıyaslanmıştır. Analiz sonucunda elde edilen çıktı verilerinde tutarlılık görülmeyle beraber Mach sayısında nozül çıkışına yapın 1 den büyük değerler de görülmüştür. Hesaplamalar sonucu elde edilen çıktılardaki sapmaların ve farklılaşmanın nümerik hesaplama yapılmasından dolayı gerçekleştiği düşünülmektedir.

Bu çalışmada uygun malzeme seçimi gerçekleştirip gerilme analizleri ve termal analizler gerçekleştirilmemiştir, daha çok HAD analizleri üzerinde durulmuştur. Bilindiği gibi yüksek devirlerde dönen parçalarda kanat uçlarında gerilme sonucu deformasyon gerçekleşebilmekte, yine yüksek sıcaklıklardan dolayı malzemelerin mekanik özelliklerinde değişimler gerçekleşebilmektedir. Bu sebeple bundan sonraki çalışmalarda bu parametreler ile birlikte yapılacak çalışmalar da faydalı olabilecektir.



## KAYNAKLAR

- [1] Turbine Engine, Development And Theory, USA, Erişim tarihi 27.06.2021, <http://www.aircav.com/histturb.html>
- [2] Jet And Sir Frank Whittle, Midland Air Museum, Erişim tarihi 27.06.2021, [www.midlandairmuseum.co.uk/jet.php](http://www.midlandairmuseum.co.uk/jet.php)
- [3] Çengel, Y., Boyles, M.A. Thermodynamics: An Engineering Approach, McGraw-Hill, Boston, 1994.
- [4] Schrecklin, K. Gas Turbine Engines For Model Aircraft, Traplet Publications Limited, U.Kingdom, 2003, pp19-21.
- [5] Fuchs, F., Meidinger, V., Neuburger, N., Reiter, T., Zündel, M., Hupfer, A. Challenges in designing very small jet engines—fuel distribution and atomization. International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, 04/2016, Hawaii
- [6] Van den Braembussche, R.A. Micro Gas Turbines – A Short Survey of Design Problems, Educational Notes. AVT/VKI Lecture Series on “Micro-Gas Turbines”. 2005, RTO-EN-AVT-131.
- [7] Mattingly, Jack D., Elements of Gas Turbine Propulsion. New Delhi: Tata-McGraw-Hill, 2005. s 256
- [8] Hünecke K., Jet Engines: Fundamentals of Theory, Design and Operation, 6th Edition, Motorbooks International, 1997. s 4, 8, 155, 159
- [9] Benini, E., Giacometti, S. Design, Manufacturing And Operation Of A Small Turbojet-Engine For Research Purposes. Applied Energy. 2017, 88(11), 1102-1116.
- [10] Prabjot Singh Viridi, Mohammed Saahil Khan, Nelroy Pereira, Suresh K. V., Rolvin S. D’Silva, Design and Fabrication of Major Components of Turbojet Engine, Energy and Power, pp 130-135, 2017, 10.5923
- [11] Eken E, Başaran, E., Çoban, K., Küçük Ölçekte Bir Gaz Türbin Motorunun Yer ve Uçuş Testleri, TMMOB Makine Mühendisleri Odası VII. Ulusal Uçak, Havacılık ve Uzay Mühendisliği Kurultayı, 2013, Eskişehir
- [12] İçke, R.Ö., Tunçer, O., Bir Mikro Turbojet Motorun Ters Mühendislik ile İncelenmesi. Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen Ve Mühendislik Dergisi. 2016, 18(3), 562-579.

[13] J. Kurzke ve I. Halliwell, Propulsion and Power: An Exploration of Gas Turbine Performance Modeling. Springer, 2018.

[14] Ö. Mutlu, “Küçük Ölçekli Turbo Jet Motor Modellemesi Ve Kontrolü”, Thesis, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2015. Erişim: May. 14, 2021. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://polen.itu.edu.tr/handle/11527/15496>

[15]Hünecke Klause, Jet Engines: Fundamentals of Theory,Design and Operation, 6th Edition, Motorbooks International, 2003.

[16]Rolls Royce plc, The Jet Engine, 5th Edition, Rolls Royce plc, 1996. s 20, 21, 22

[17]Boyce Meherwan P., Gas Turbine Engineering Handbook, 3rd Edition, Gulf Professional Publishing, 2002. s 255,274,276,277

[18] Pampreen, R. C., The Use of Cascade Technology in Centrifugal Compressor Vaned Diffuser Design. Journal of Engineering for Power, 1972. 94(3), 187.

[19]Boyce Meherwan P., Gas Turbine Engineering Handbook, 4th Edition, Gulf Professional Publishing, 2012. s 275,276,336,339

[20] Saravanamutto H.H., Cohen H., Rogers GFC., Gas Turbine Theory, 5th Edition, Pearson , 2013, s 113,177,153, 264, 305,308-357.

[21]Pehlivanoglu YV., Havacılık & Uzay Bilimlerine Giriş, Hava Harp Okulu Matbaası, 3üncü Baskı, 2013, s 313,314

[22] Ozgur B., Hakan A., Onder T., Enhanced dynamic exergy analysis of a micro-jet (m-jet) engine at various modes., Energy., 2022., 239, 121911.

[23] Sogut, M.Z.,“Assessment of small scale turbojet engine considering environmental and thermodynamics performance for flight processes.” Energy, 2020., 200., 117519.

[24] Hill PG., Peterson CR., Mechanics and Thermodynamics of Propulsion, 2nd Edition, Addison-Wesley Publishing Company, 1992, s 264

[25] Oates, G. C., Aerothermodynamics of Gas Turbines and Rocket Propulsion . Reston, VA: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1997 .

[26] Bahadori A.,Vuthaluru H. B., Estimation of air specific heat ratio at elevated pressures using simple predictive tool., Energy Conversion and Management, Elsevier, 52,2., 2011., s 1526-1531

[27] RSheikhabahaei R., Vossoughi G.R., Alasty A., Optimal Tuner Selection using Kalman Filter for a Real-Time Modular Gas Turbine Model., *Energy Conversion and Management, Scientia Iranica*, 2020., 27(2), s 806-818

[28] Trevor M. Y., Performance of the Jet Transport Airplane, *Analysis Methods, Flight Operations, and Regulations First Edition.*, John Wiley & Sons Ltd., 2018., s 585

[29] T. Suchocki a,\* , P. Kazimierski, P. Lampart, K. Januszewicz, T. Bialeckic, B. Gawron, A. Janicka, , A comparative study of pentanol (C5 alcohol) and kerosene blends in terms of gas turbine engine performance and exhaust gas emission., *Fuel*, 2023., 334, 126741.,

[30] McLaughlin L., Spence S., Rusch D., Galloway L., Geron M., Kai K., Fischer M., Numerical and experimental investigation of a radially reduced diffuser design concept for a centrifugal compressor performance at design point., *Aerospace Science and Technology.*, 2022., 126., 107590

[31] Yang B, Fang X., Zhangd L., Zhuangc F., Bic M., Chuang C., Gen L., Wang X., , Applicability of empirical models of isentropic efficiency and mass flow rate of dynamic compressors to jet engines., *Progress in Aerospace Sciences*, 2019., v106, 32-42.,

[32] Gutierrez E., Nascimento M.A.R., Miranda R., Moura N., One and Three Dimensional Analysis of Centrifugal Compressor for 600 kW Simple Cycle Gas Turbine Engine., *Proceedings of ASME Turbo Expo., Power For Land, Sea and Air.*, 2010.

[33] STANITZ, J. D. Some theoretical aerodynamic investigations-of impellers in radial and mixed-flow centrifugal compressors, *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, 74, 1952, 473-97

[34] Sbardella, L., Sayma, A.I. and Imregun, M., Semi-unstructured meshes for axial turbomachine blades. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 2000, 32(5), 569-584.

[35] Bramantya M. A., Fadhillah A.M., Design and Analysis of Single-Stage Axial Mini Turbine for UAV Jet Engine., *AIP Conference Proceedings AIP Publishing.*, 2021.,2403., 040005.

[36] Rahul K., Veera S. K., M. Mursaleen B. , N. Ahmed S., S. Afghan K. , Asif A., Thermo-mechanical analysis and estimation of turbine blade tip clearance of a small gas turbine engine under transient operating conditions., Applied Thermal Engineering., 2020., 129, 115700,.

