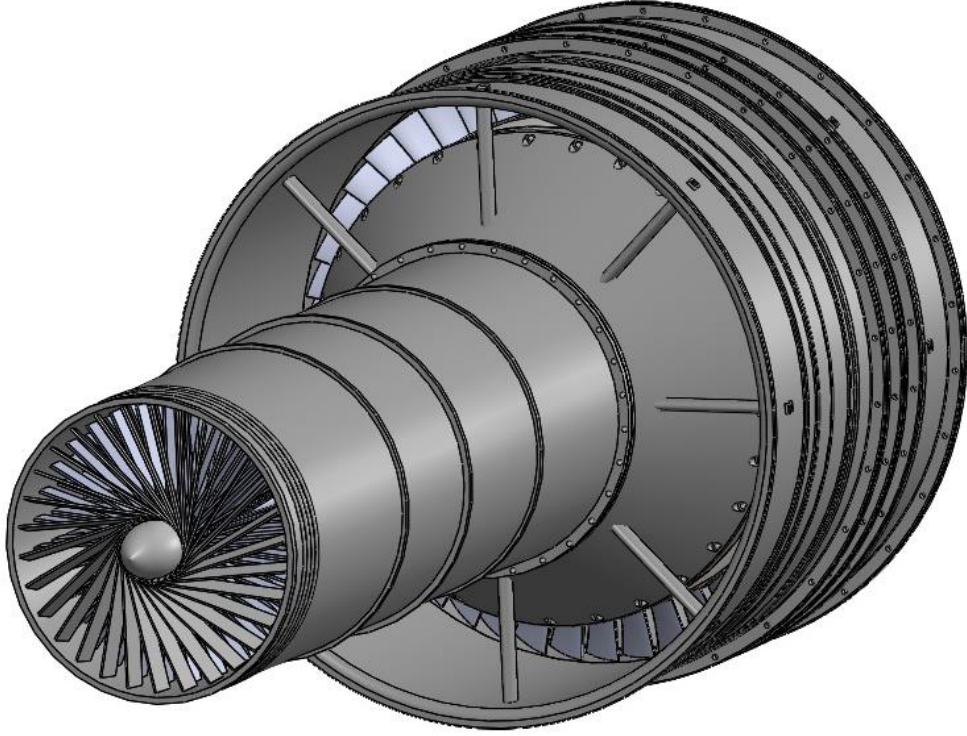


**TEKNOFEST**

**HAVACILIK, UZAY VE TEKNOLOJİ FESTİVALİ**

**JET MOTOR TASARIM YARIŞMASI**

**DETAY TASARIM RAPORU**



**TAKIM ID: 320820**

**TAKIM ADI: Gaz-i Turbine**



**GAZ-I TURBINE**

**AKADEMİK DANIŞMAN**

**DOÇ. DR. NUREDDİN DİNLER**

**TAKİM LİDERİ**

**MÜCAHİT AHMET ÇAKIR**

**TAKİM ÜYELERİ**

**ZEYNEP DOĞDU**

**İBRAHİM TOYGAR**

**ALPER ELİÇORA**

**CEYDA SÖĞÜT**

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
1.PROJE ÖZETİ	1
2. GİRİŞ	3
2.1. Literatür Araştırması	3
3. DETAY TASARIM GELİŞTİRME VE FİZİBİLİTE ÇALIŞMALARI	9
3.1. Detay Tasarımın Tarif Edilmesi	9
3.2. Performans Çevrim Analizleri	11
3.2.1. Soğuk Bölge Çevrim Hesaplamaları	13
3.2.2. Sıcak Bölge Çevrim Hesaplamaları	15
3.3. Birincil Akış Geliştirme	17
3.3.1. Fan	17
3.3.1.1. Bir Boyutlu Fan Analizi	17
3.3.1.1.1. Dönme Hızı ve Bıçak Boyu Hesaplamaları	18
3.3.1.1.2. Kademe Hesaplamaları	21
3.3.1.1.3. Hız Üçgenleri ve Akış Açılırları Hesaplamaları	23
3.3.1.1.4. Root ve Tip Bölgesi Hesaplamaları	25
3.3.1.1.5. Bıçak Tasarımı	27
3.3.1.2. İki Boyutlu Fan Analizi	31
3.3.1.2.1. Blade-to-Blade Analiz	39
3.3.1.3. Üç Boyutlu Fan Analizi	45

	<b>Sayfa</b>
3.3.1.4. Grafikler	47
3.3.1.5. Fan Performans Haritası	50
3.3.2. Türbin	55
3.3.2.1. Bir Boyutlu Türbin Analizi	55
3.3.2.1.1. Hız Üçgenleri ve Akış Açıları Hesaplamaları	56
3.3.2.1.2. Kademe Hesaplamaları	58
3.3.2.1.3. Root ve Tip Bölgesi Hesaplamaları	62
3.3.2.1.4. Bıçak Tasarımı	64
3.3.2.1.5. Türbin Verim Hesabı	67
3.3.2.1.5.1. Performansı Etkileyen Kayıplar	70
3.3.2.2. İki Boyutlu Türbin Analizi	71
3.3.2.2.1. Blade-to-Blade Analiz	79
3.3.2.2.2. Meridyonel Analiz	82
3.3.2.3. Üç Boyutlu Türbin Analizi	84
3.3.2.4. Grafikler	86
3.3.2.5. Türbin Performans Haritası	90
3.4. İkincil Akış ve Yağlama Analizleri	92
3.4.1. Rulmanlara Gönderilen Yakıt Debisinin Hesaplaması	96
3.4.2. Seal Tasarımı	100
3.4.2.1 Labirent Seal	101
3.4.2.1.1 Türbin Stator Midplatform 1. Labirent Seal	103



	<b>Sayfa</b>
3.4.2.1.2 Fan Stator Midplatform 2. Labirent Seal	104
3.4.2.2. Rim Seal	105
3.4.2.2.1 Türbin Stator-Rotor Rim Seal	108
3.4.2.2.2 Türbin Rotor-Rear Frame Rim Seal	109
3.4.3. SAS Havası	110
3.5. Termal Analizler	111
3.5.1. Malzeme Sıcaklığı ve Termal Genleşme Hesaplamaları	111
3.5.1.1. Taşınım Katsayısının Hesaplanması	111
3.5.1.2. Yüksek Hızlı Akışlar İçin Hava Sıcaklığının Hesaplanması	112
3.5.2. Türbin Stator Case (Muhafaza) Sıcaklığı	112
3.5.3. Türbin Rotor Sıcaklığı	116
3.5.4. Türbin Rotor Disk	118
3.5.5. Fan Rotor Sıcaklığı	123
3.5.6. Fan Stator Sıcaklığı	126
3.5.7. Case(Gövde) Sıcaklığı	130
3.5.7.1. Inner Case Alt	131
3.5.7.2. Inner Case Üst	131
3.5.7.3. Outer Case Alt	133
3.5.7.4. Outer Case Üst	134
3.6. Dinamik Analizler	136
3.6.1. Rotor Dinamiği Analizleri	136

	<b>Sayfa</b>
3.6.2.1. Aft-Fan Rotor	146
3.6.2.2. Türbin Stator	147
4.YAPISAL ANALİZ	151
4.1. Aft-Fan Rotor Yapısal Analizi	151
4.1.1. Aft-Fan Rotor Mesh Yapısı	151
4.1.1.1. Eleman kalitesi (Element Quality) Dağılımı	152
4.1.1.2. Açıklık Oranı (Aspect Ratio) Dağılımı	153
4.1.1.3. Eğrilik (Skewness) Dağılımı	154
4.1.2. Aft-Fan Rotor Analiz Sonuçları	155
4.2. Türbin Stator Yapısal Analizi	161
4.2.1. Türbin Stator Mesh Yapısı	161
4.2.1.1. Eleman Kalitesi (Element Quality) Dağılımı	162
4.2.1.2. Açıklık Oranı (Aspect Ratio) Dağılımı	163
4.2.1.3. Eğrilik (Skewness) Dağılımı	164
4.2.2. Türbin Stator Analiz Sonuçları	165
4.3. Milin Yapısal Analizi	172
4.3.1. Geometriye Atılan Mesh Yapısının Detayları	172
4.3.1.1. Eleman kalitesi (Element Quality) Dağılımı	173
4.3.1.2. Açıklık Oranı (Aspect Ratio) Dağılımı	174
4.3.1.3. Eğrilik (Skewness) Dağılımı	175
4.3.2. Mil Analiz Sonuçları	176

	<b>Sayfa</b>
4.4. Parça Bütünlüğü	182
4.4.1. Front Frame Mesh Yapısı	182
4.4.1.1. Eleman Kalitesi (Element Quality) Dağılımı	183
4.4.1.2 Açıklık Oranı (Aspect Ratio) Dağılımı	184
4.4.1.3. Eğrilik (Skewness) Dağılımı	185
4.4.2. Front Frame Analiz Sonuçları	186
5. MALZEME VE İMALAT YÖNTEMİ	190
5.1. Aft-Fan Rotor Malzeme Seçimi ve İmalat Yötemi	190
5.2. Fan Stator Malzeme Seçimi ve İmalat Yöntemi	191
5.3. Türbin Stator Malzeme Seçimi ve İmalat Yöntemi	192
5.4. Mil Malzeme Seçimi ve İmalat Yöntemi	192
5.5. Fan Shroud Malzeme Seçimi ve İmalat Yöntemi	193
5.6. Front Frame Malzeme Seçimi ve İmalat Yöntemi	195
5.7. Rear Frame Malzeme Seçimi ve İmalat Yöntemi	196
5.8. Front Case ve Rear Case Malzeme Seçimi ve İmalat Yöntemi	197
5.9. Nozzle Malzeme Seçimi ve İmalat Yöntemi	198
6. MİL TASARIMI VE RULMAN SEÇİMİ	201
6.1. Mil Tasarımı	201
6.1.1. Radyal Yük Hesaplamaları	201
6.1.1.1. Türbin Radyal Kuvvet Hesabı	202
6.1.1.2. Rulmanlara Etkiyen Radyal Kuvvetler	203
6.1.1.3. Mil Üzerindeki Tork Hesabı	204

	<b>Sayfa</b>
6.1.2.Mil Çapı Hesabı	205
6.2.Rulman Tasarımı	206
6.2.1. Rulman Seçimi	206
6.2.2. Rulman Yüğü Hesaplamaları	207
6.2.2.1. Eksenel Yüğü Hesaplamaları	207
6.2.2.2 Radyal Yüğü Hesaplamaları	210
6.2.3. Rulmanlarda Ön Yükleme	213
6.2.4. Rulmanlara Ait Toleranslar	213
7. ÜRETİLEBİLİRLİK VE MONTAJ EDİLEBİLİRLİK DEĞERLENDİRMESİ	215
8. SONUÇLARIN TARTIŞILMASI VE İLERİDEKİ ÇALIŞMALAR İÇİN ÖNERİLER	221
9. RİSK ANALİZİ	225
10. KAYNAKÇA	227
11. EKLER	230
12. ŞEKİLLER	236
13. TABLOLAR	245
14. CAD MODELLERİ	249

## SİMGELER VE KISALTMALAR

<u>Simgeler ve</u> <u>Kisaltmalar</u>	<u>Açıklamalar</u>
B	: Kanat Açısı
$\alpha$	: Akış Açısı
C	: Hız
T	: Sıcaklık
$\rho$	: Yoğunluk
P	: Basınç
A	: Akış Alanı
$m$	: Kütleli Debi
M	: Mach Sayısı
CD	: Drag Katsayısı
U	: Bıçak Hızı
$\phi$	: Akış Katsayısı
N	: Dönme Hızı
$\eta$	: İzentropik verim
$c_p$	: Özgül Isı
Nu	: Nusselt Sayısı
Pr	: Prandtl Numarası
R	: Isı Direnci
Q	: Isı
$r_t$	: Tip Yarıçapı
$r_r$	: Root Yarıçapı
$r_m$	: Mean Yarıçapı
$U_m$	: Mean Bıçak Hızı
$U_t$	: Tip Bıçak Hızı
$C_a$	: Eksenel Hız



V	: Bağıl Hız
$\Lambda$	: Reaksiyon Derecesi
h	: Bıçak Boyu
c	: Chord
$N_r$	: Rotor Bıçak Sayısı
$N_n$	: Nozzle Bıçak Sayısı
D	: Difüzyon Faktörü

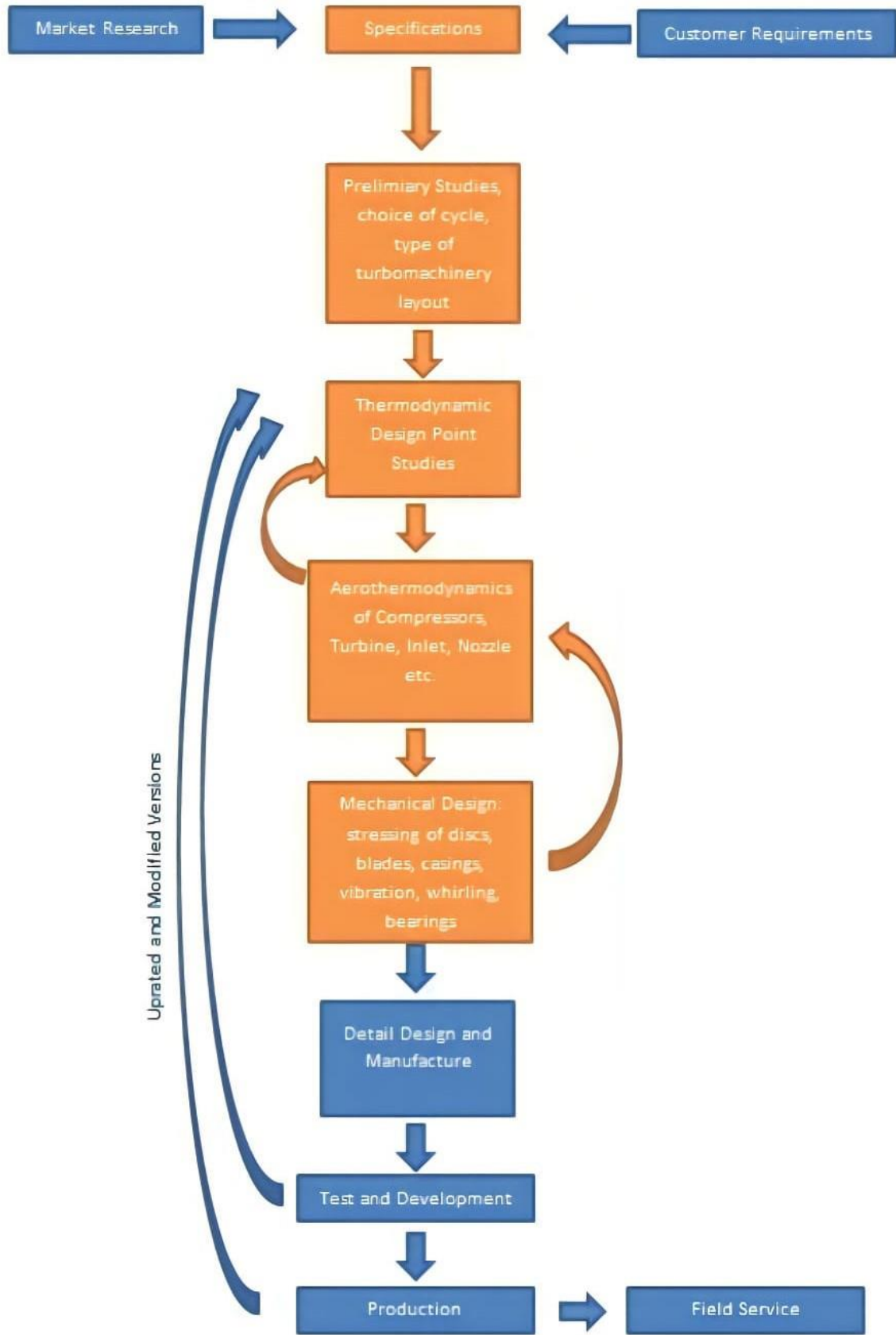


## 1.PROJE ÖZETİ

Proje kapsamında, tasarım isterleri ve kısıtlamaları doğrultusunda 150 libre itki üretebilen aft-fan modül tasarımının yapılması amaçlanmıştır. Tarihte aft-fan modülü kullanılan motorlar incelenmiş ve bu motorlardan edinilen bilgiler ışığında yarışma şartnamesine uygun şekilde bir, iki ve üç boyutlu analizler yapılmıştır. Hesaplamalara ve daha sonrasında analizlere performans çevrimi ve birincil akış ile başlanmıştır. Buradaki temel amaç, yarışma şartnamesi isterlerine ulaşmak dahil olmak üzere, türbin bölgesinde üretilen shaft gücünün, fan bölgesinde ihtiyaç duyulan giriş gücünden büyük olan ve isterler dahilinde maksimum verimde çalışan aft-fan modül tasarımını elde etmektir. Bu noktada komponentlerin sıcaklık ve basınç değerlerinin elde edilmesi ile tasarımda kullanılacak herbir parça için uygun malzemeler belirlenmiş, hem geometri hem de malzemenin yapısına göre uygun imalat yöntemleri seçilmiştir. Havacılık motorları için uygun mekanik hesaplama yöntemleri kullanılarak mil boyutlandırılmış ve uygun rulman seçimi yapılmıştır. Aft-fan modül tasarımının tamamlanmasının ardından yapılan rotor dinamiği, titreşim ve yapısal analizler ile modülün karşılaşıacağı kuvvetlere, gerilmelere ve streslere karşı davranışı gözlemlenmiştir. Bazı noktalarda alınan hatalar ile bir önceki aşamalara geri dönmüş, iyileştirmelerin ardından hesaplamalara ve analizlere devam edilmiştir. Böylece aft-fan modülünün son hali ortaya çıkmıştır. Aft-fan tasarımında izlenen yol haritası Şekil 1.2.'de verilmiştir.



Şekil 1.1: Tasarlanan Aft-Fan Modülü



Şekil 1.2: Aft-Fan Dizayn Yol Haritası



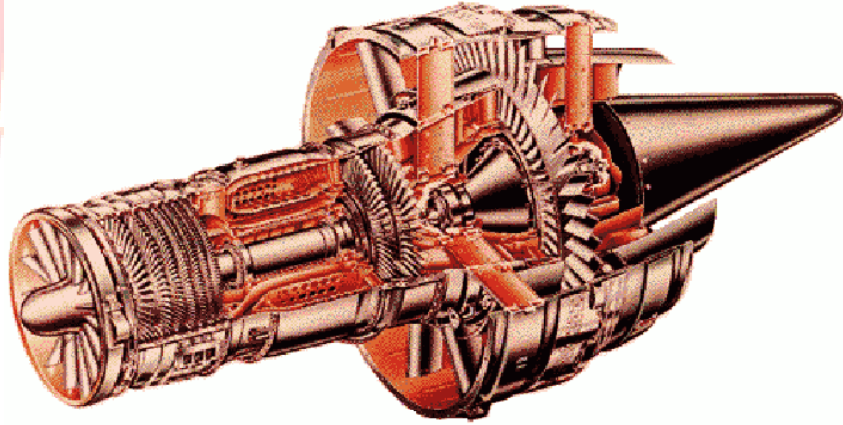
## 2. GİRİŞ

### 2.1. Literatür Araştırması

İnsanlığın tarih boyunca uçuşa isteği sonucu günümüzde gelişmiş mühendislik yaklaşımları ve son teknolojiler kullanılarak insan ve eşya taşımacılığı, askeri ve uzay alanlarında havacılık faaliyetleri yürütülmektedir. Havacılıkta temel prensip olarak hava araçlarının düşük yakıt tüketimi ile yüksek irtifalarda daha hızlı gidebilmesi ve daha kolay kontrol edilebilir olması amaç edinilmiştir. Bu doğrultuda kullanım amaçlarına bağlı olarak çeşitli hava araçları tasarlanmıştır. Tasarlanan hava araçlarından biri turbojet türevi olan aft-fan turbofanıdır.

Turbojet motorlarının kalkışta yetersiz güçte kalması ve aşırı gürültülü olması sebebiyle kalkış kısıtlamalarını kaldırmak/aşmak için motorların büyütülmesi, genel uçak menziline veya yük kapasitesinde değişik yapılması çeşitli sorunlara yol açmıştır. Diğer bir sorun ise ses altı uçuş hızlarında çalışırken turbojetin turbofanından daha düşük verimliliği olmasıdır.

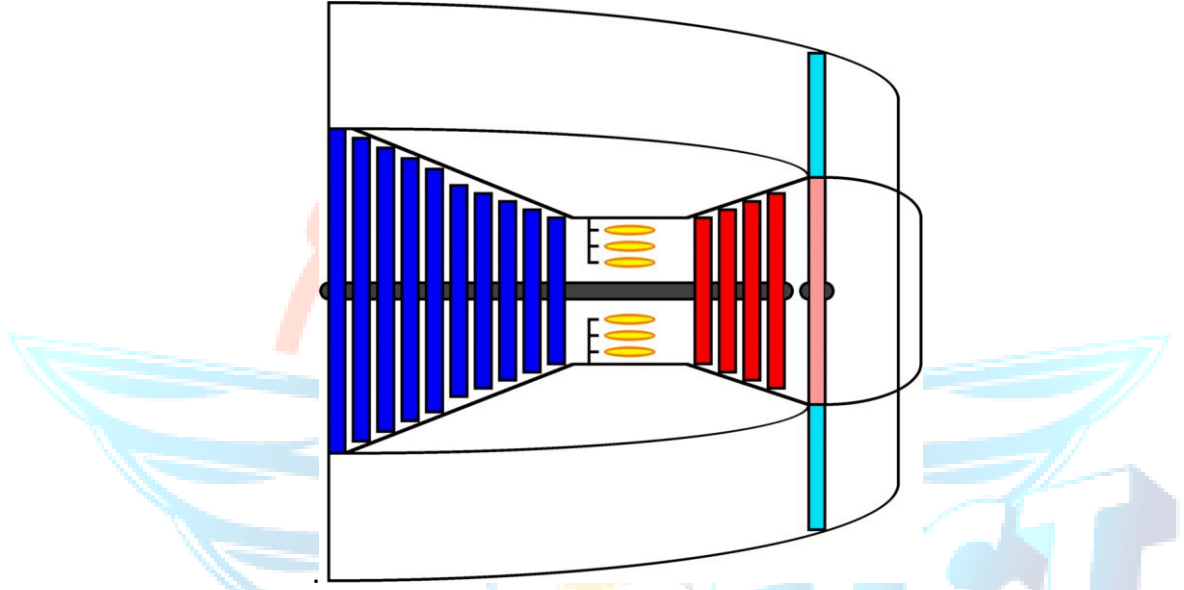
Turbojet motorda basınç oranı ve türbin giriş sıcaklığı arttıkça çevrim termal verimi sürekli olarak iyileşir. Çevrim verimliliği arttıkça, gaz jeneratörü türbini egzoz toplam basıncını ve sıcaklığını artırır. Turbojet için, hız ve itki oluşturan jet nozulünde daha fazla enerji mevcut hale gelir. Böylece turbofan durumunda fanı çalıştıran güç türbini için daha fazla enerji elde edilebilir.



Şekil 2.1: Aft-Fan Turbofan

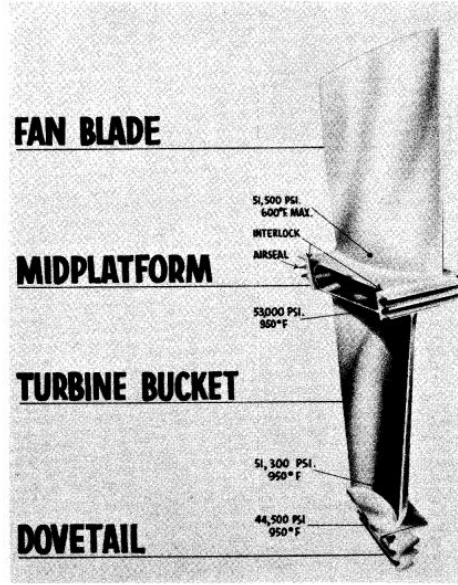
Turbojet motoru, nozulünde hız ve itki oluşturan enerji, turbojet egzoz borusuna yerleştirilmiş entegre bir aft-fan ve düşük basınç (LP) türbin ünitesi birleştirilerek ortaya

çıkan aft-fan modülü kullanılarak verimli bir turbofan motoruna dönüştürülebilir. Böylece turbojetten gelen akış, iç türbin halkası boyunca genişleyerek, doğrudan dış halkada bulunan fan kanatlarına güç sağlayarak ek itki oluşturur. Bununla birlikte aft-fan turbofanın motor geliştirmede, ek olarak kullanılan özel montaj gerektiren parça ve aletlerindeki maliyet tasarrufları ve yeni bir motor için mümkün olandan daha kısa sürede üretilebilir olması gibi avantajları da bulunmaktadır.



**Şekil 2.2:** Aft-Fan Turbofan Şematik Gösterimi

Aft-fan rotoru, iki konik saplama şaftından, türbin diskinden, kanatlardan ve Şekil 2.3'te verilen 'bucket' yapısı fan ve türbin bıçaklarının yekpare montelenmesinden oluşan bıçak serisinden meydana gelir. Ön saplama şaftı, fan türbini ve kompresörün diferansiyel itme kuvvetini emmek için baskı yatağını içerir. Baskı yatağı ve ilgili contaları, turbojetin baskı yatağı parçalarıyla aynıdır. Arka saplama mili, turbojetin türbin dış yatağı ile aynı olan dıştan takmalı yatağı içerir. Fan rotorunun motora, arka fan ön çerçevesini veya motor-gövde bağlantılarını bozmadan montajını sağlamak için bu diske merkezi bir delik dahil edilmiştir. Bu deliğin diske dahil edilmesi ek ağırlığa sebep olmasına karşılık olarak bakım ve montaj kolaylığı sağlamaktadır.



Şekil 2.3: CJ805-21 Aft-Fan 'Bucket' Yapısı

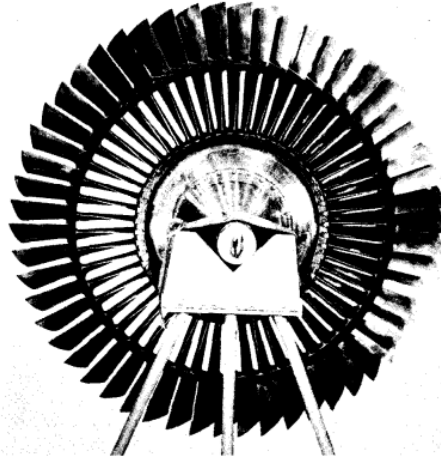
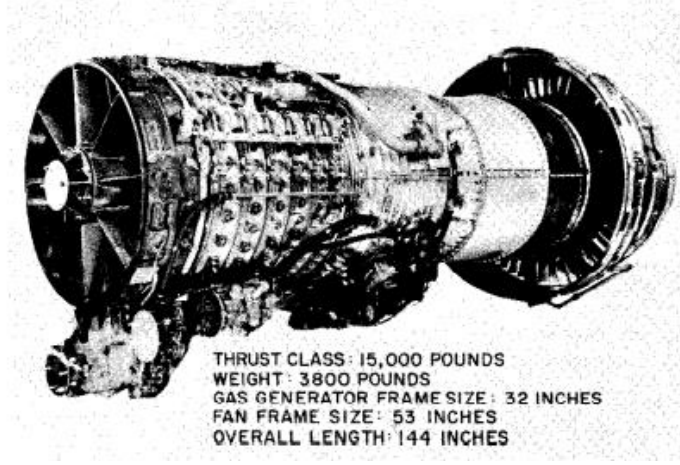


FIG. 12 - FRONT VIEW OF CJ805-21  
FAN ROTOR ASSEMBLY

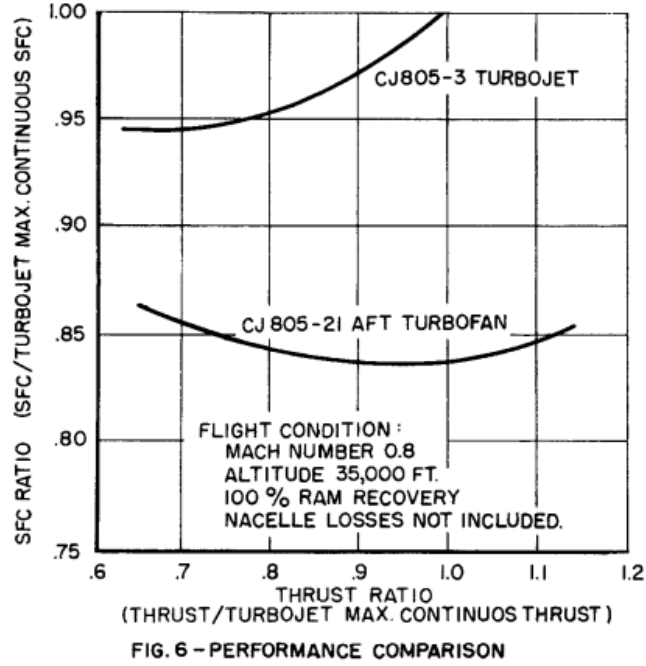
Şekil 2.4: CJ805-21 Aft-Fan Rotoru Ön Görünüşü

Aft-fan turbofanın tarihteki ana örnekleri olan 1950-1960 yılları arasında General Electric tarafından geliştirilmiş olan CJ805-21 (Şekil 2.5), CJ805-23B ve CF700 turbofan motorları incelenmiştir.

CJ805-3 turbojet'e aft-fanın eklenmesi, derecesini 10.000 pound'luk bir itme sınıfından 15.000 pound'luk bir itme sınıfına yükseltmiştir. Kalkış itiş, aynı yakıt akışıyla %40'tan fazla artmıştır. Aft-fan motorunun itme/ağırlık oranı turbojet'e göre %8'in üzerinde artış göstermiş olup seyir irtifasında yakıt tüketimi %10 - 15 artmıştır. CJ805-3 turbojet ve CJ805-21 turbofan itiş gücü ve yakıt tüketiminin bir karşılaştırması Şekil 2.6'da gösterilmektedir. [5]



Şekil 2.5: CJ805-21 Aft-Fan Turbofan



Şekil 2.6: CJ805-3 ve CJ805-21 Performans Grafiği

Bu tasarımda, CJ805-3B turbojet motorunun aft-fan kullanılarak turbofana dönüştürülmesi ile geliştirilmiş olan CJ805-23B aft-fan turbofan motoru incelenmiş olup Tablo 2.1'de özellik karşılaştırması verilmiştir.

	<b>CJ805-3B</b>	<b>CJ805-23B</b>
<b>Tür</b>	<b>Single-spool turbojet</b>	<b>Aft-fan unmixed turbofan</b>
<b>Uzunluk (mm)</b>	4,798	3,531
<b>Çap (mm)</b>	803	1,346
<b>Ağırlık (kg)</b>	1,457	1,692
<b>Maksimum itki</b>	11,650 lbf (51.82 kN)	16,100 lbf (71.62 kN)
<b>Hava kütle akışı (kg/s)</b>	76.16	193.2
<b>Özgül yakıt tüketimi</b>	0.784 lb/(lb·h) (22.21 g/(s kN))	0.56 lb/(lb·h) (15.86 g/(s kN))
<b>İtki ağırlık oranı</b>	3.626	4.32
<b>Türbin tipi</b>	2 kademeli güç -türbini	2 kademeli güç türbini + aft fan

**Tablo 2.1:** CJ805-3B ve CJ805-23B Özellikleri

Fanın motor girişinde kullanımı, aft-fanın türbin çıkışında kullanımına oranla daha verimli olduğu gözlemlenmesinin ardından aft-fan modülünün kullanımı bırakılmıştır.

Analitik hesaplama deneysel veriler üzerine, matematiksel formüller kurularak elde edilen yaklaşımlardır. Analitik çözümler ile elde edilen sonuçların hata miktarları nümerik çözümlere göre daha fazladır. Nümerik analizin amacı çözümün analitik yöntemlerle, elle yapılamadığı durumlarda, karmaşık ve analitik olarak çözümü zor veya olanaksız olan problemlerin çözülebilmesi için optimal yaklaşım veren yöntemleri bulmak, ayrıca bunlardan anlamlı ve faydalı sonuçlar çıkartmaktır. Nümerik analiz yöntemlerinin mühendislik alanında bir çok uygulama alanı bulunmaktadır. Özellikle Bilgisayar Destekli Mühendislik (CAE) uygulamaları için bir çok yazılım geliştirilmiştir. Bu yazılımlardan en kapsamlı ve en güçlü çözücü altyapısı bulunan yazılımın Ansys olması sebebiyle bu projede yapılan analizlerde ağırlıklı olarak Ansys yazılımı kullanılmıştır.

Sonlu elemanlar metodu (FEM), mühendislik ve matematiksel modellerde sıklıkla kullanılan bir sayısal analiz yöntemidir. FEM, esasta geniş bir sistemi sonlu eleman adı verilen daha küçük bileşenlere ayırmaktadır. Sınır değer probleminin formülasyonu sonucu bir cebirsel denklem sistemi elde edilir. Bu sistem daha sonra değişkenli metotlar ile çözülür. Bir sistemin sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmesi sonlu elemanlar analizi (FEA) olarak bilinmektedir.

Yapılan literatür araştırmalarının devamı olarak, detay tasarım raporu için elde edilmesi istenen akış, termal, rotor dinamiği, titreşim ve yapısal analizlerinin Ansys ve Dyrobes yazılımları kullanılarak nasıl yapıldığı ve analiz sonuçlarının nasıl yorumlandığı araştırılmıştır. Bunun için **Ref** incelenmiştir.



## 3. DETAY TASARIM GELİŞTİRME VE FİZİBİLİTE ÇALIŞMALARI

### 3.1. Detay Tasarımın Tarif Edilmesi

Kavramsal tasarım raporunda verilen bir boyutlu hesaplamalar, yapılan ek literatür araştırmaları ile kontrol edilmiş ve 9-12 Mayıs 2022 tarihlerinde verilen eğitimlerden faydalanarak bir boyutlu akış yolu analizinde bazı değişikliklere gidilmiştir. Yapılan bu değişiklikler nedeniyle bir boyutlu akış yolu analizinin bu raporda da ayrıntılı bir şekilde verilmesine karar verilmiştir.

Bir boyutlu performans analizinin ardından, fan tasarımında IGV kullanılmadığı için rotor giriş açısı  $10^{\circ}$ 'den  $0^{\circ}$ 'ye çekilmiştir. Böylece fan bölgesinde tamamen aksel bir akış elde edilmiştir. Şartnamede belirtilen isterler ile tasarıma başlanmıştır ve bir boyutlu analizler sonucu fan ve türbin bıçak tasarımları için gerekli açı ve yarıçap değerleri elde edilmiştir. Ardından fan ve türbin bıçakları, Ansys Bladegen ve elde edilen değerler kullanılarak iki ve üç boyutlu olarak tasarlanmıştır. Ansys Turbogrid'te mesh atılan bıçaklar, Ansys CFX'te şartname isterleri ve hesaplanan sıcaklık ve basınç değerleri input ve output olarak yazılarak iki ve üç boyutlu sonlu elemanlar analiz (FAE) sonuçları elde edilmiştir. Alınan analiz sonuçlarına göre istenen mass flow rate, verim yüzdesi ve akış açıları gibi çeşitli değerlere yaklaşmak için bıçak giriş açılarında ortalama incidence değeri 1-3 olacak şekilde değişiklik yapılarak optimum tasarıma yaklaşılmaya çalışılmıştır. Analitik ve nümerik çözümlerde elde edilen değerler karşılaştırılmış, sapma yüzdeleri incelenmiştir. Türbinin ürettiği mil gücünün fanın tükettiği güçten büyük olması amacına ulaşılmıştır. Böylece bıçakların tasarımı tamamlanmıştır ve fan ve türbin performans haritaları çıkarılmıştır.

İkincil akış yağlama sistemi için açık ve kapalı çevrim yağlama konseptleri incelenmiş ve sistemde kullanılan ekipman ve teçhizatların motora ek ağırlık katacağı böylece şartnamede belirtilen 4 kg ağırlığın geçileceği öngörüsü dikkate alındığından motorda açık çevrim yağlama konseptinin kullanılmasına karar verilmiştir. Sol (türbin tarafındaki) ve sağ (nozzle tarafındaki) rulmanlara yağ, strutlar ile taşınmaktadır. SAS havası ve yakıt, sol rulmanı soğutma işlemini tamamladıktan sonra birbirine karışarak türbin stator ve rotor arasındaki boşluğa aktarılır. Stator-rotor arası boşluğa gelen yakıt hava karışımı, yanma odasından gelen yüksek basınçlı ve sıcak akışın aşağıya inmesini (ingress) engelleyerek ana akış yoluna katılmalıdır. Bunun için sızdırmazlık işlemleri büyük önem arz etmektedir. Şartnamede yağlama ve ikincil akış için tercih edeceğimiz yakıtla ilgili herhangi bir bilgi verilmediğinden detay raporunun bu bölümü için JET A1 yakıtı kabul alınarak sağ ve sol rulman için yakıt hesabı yapılmıştır.



Termal analiz yapılırken her bir komponent ve caseler için adyabatik sıcaklık değerleri bulunmuş, malzeme özelliklerine bağlı olarak iletim ve taşıyım katsayıları elde edilmiştir. Ardından toplam ısı transfer mikarları hesaplanmış ve malzemede oluşan ortamala sıcaklık değerleri elde edilmiştir. Malzemede oluşan ortamala sıcaklık değerleri, komponenti oluşturan malzemenin ergime sıcaklığı ile karşılaştırılarak termal olarak komponent-malzeme uygunluğu kontrol edilmiştir. Ardından termal kaynaklı uzama miktarı hesaplamaları yapılmıştır.

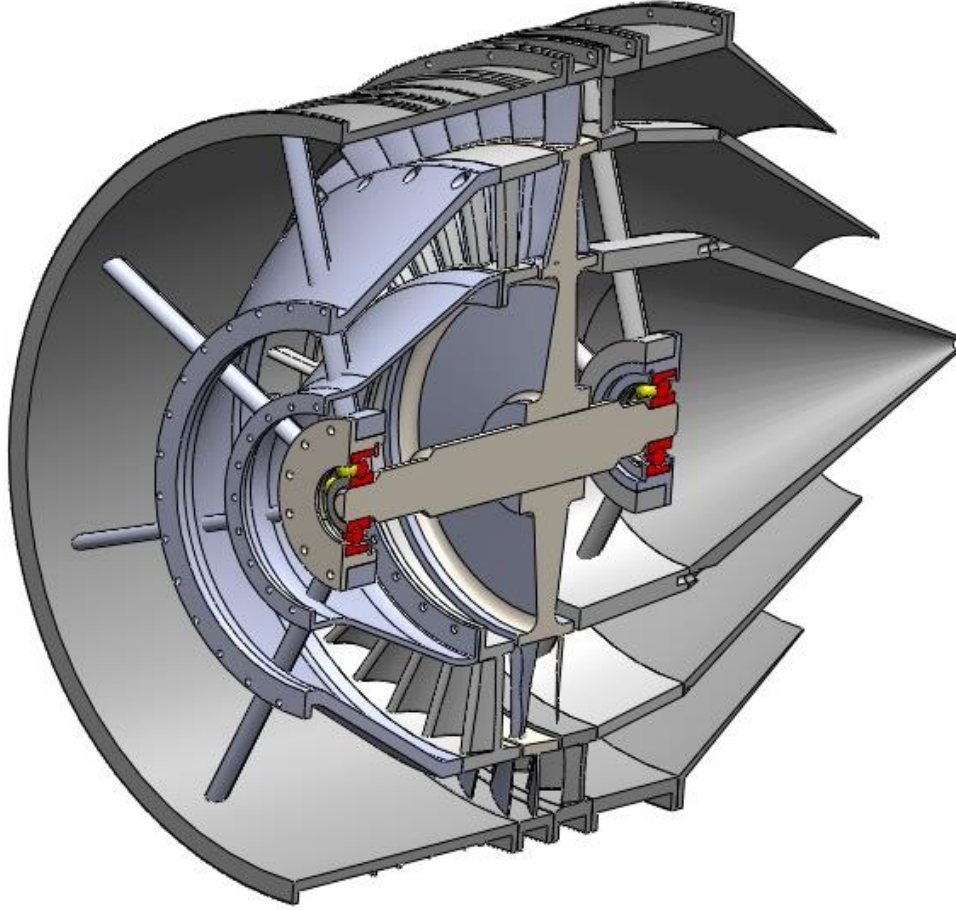
Rotor dinamiği analizinde ilk olarak çalışma hız aralığı ve seperated margin değerleri belirlenmiştir. Dyrobes yazılımı üzerinden yapılan rotor dinamiği analizinde Inconel718 malzeme özellikleri, mil ,disk ve rulmanların tasarım değerleri girilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre aft-fan rotor tasarımının kütlesi 0,990 kg gelmiştir. Static deflection, critical speed ve whirl speed analiz sonuçları incelenmiş ve Campbell diyagramı çıkarılmıştır. Bulunan kritik hız, çalışma hızının üzerinde gelmiştir. Diğer analiz sonuçları ve Campbell diyagramı göz önüne alındığında tasarlanan rotor sisteminin kritik hız optimizasyonunun sorun yaratmayacağını düşünülmektedir. Ansys Modal Analysis kullanılarak yapılan titreşim analizi aft-fan rotor, türbin stator ve fan stator üzerinde uygulanan dört mode'da incelenmiştir.

Ansys Static Structal ve Steady State Thermal kullanılarak gerçekleştirilen yapısal analizde aft-fan rotor, türbin stator ve fan stator için ayrıntılı mesh yapıları belirtilmiş ve birincil akış analizinde elde edilen sıcaklık değerleri termal sınır şartı olarak girilerek termal genişleme sonucu parçanın maruz kaldığı stresler ve deformasyonlar incelenmiştir. Daha sonra aft-fan modülünün ömür analizi yapılmıştır.

Aft-fan modül komponentleri için seçilen malzemelerin özellikleri detaylıca araştırılmış, komponent boyutlandırması ve maruz kaldığı fiziksel ve termal etkiler göz önüne alınarak çeşitli imalat yöntemleri incelenmiş ve her bir komponent için uygun imalat yöntemleri seçilmiştir.

Mil tasarımı yapılırken mile etkiyen radyal ve eksenel yükler hesaplanmış ve bu değerler kullanılarak mil üzerinde maksimum moment oluşturan kritik nokta (aft-fan rotor) belirlenmiştir. Mil uzunluğu, kademe oranları, kademe sayısı ve rotorun mil üzerindeki konumu daha önce anlatılan rotor dinamiği analizi başlığı altında Dyrobes uygulaması kullanılarak belirlendiğinden bu başlık altında sadece mil çapı hesaplanmıştır. Hesaplanan radyal ve eksenel kuvvetlere göre rulman seçimi yapılmış ve tasarım tamamlanmıştır. Ardından yapılan tasarımın montajı adım adım açıklanmıştır.





Şekil 3.1: Tasarlanan Aft-Fan Modülü Detaylı Gösterim

### 3.2. Performans Çevrim Analizleri

Tasarlanacak aft-fan modülünün tasarım noktası deniz seviyesi (101.325 kPa hava basıncı) standart gün (15°C hava sıcaklığı) statik (durağan) koşullarıdır. Performans çevrim hesaplamalarında kabul edilen değerler Tablo 3.1’de, yarışma şartnamesinde verilen değerler ise Tablo 3.2’de verilmiştir. Performans çevrim hesaplamaları bu iki tablodaki değerler temel alınarak yapılmıştır.

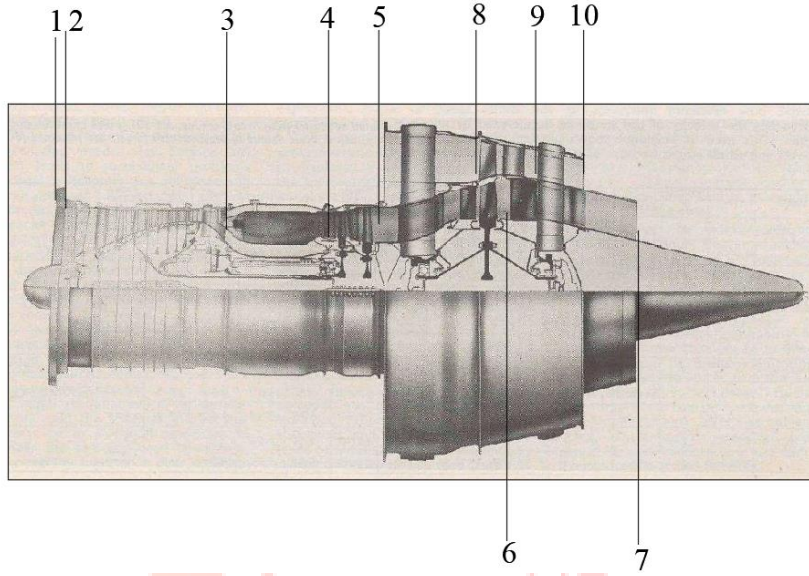
Nozzle verimi, $\eta_j$	0,95
Mekanik verim, $\eta_m$	0,99
Fan izentropik verimi, $\eta_c$	0,90
Türbin izentropik verimi, $\eta_t$	0,90
$\gamma_a$	1,4
$\gamma_g$	1,333
$c_{pa}$	1,005
$c_{pg}$	1,148
$P_a$ (kPa)	101,325

**Tablo 3.1:** Aft-Fan Performans Hesaplamalarında Kabul Alınan Değerler

Aft fan modülü giriş toplam basıncı, $P_5$ (kPa)	191
Havanın kütleli debisi, $m_h$ (kg/s)	0,690
Aft fan modülü giriş toplam sıcaklığı, $T_{05}$ (K)	1045
Aft fan modülü giriş swirl değeri (°)	0-10
Asgari itki değeri (Ibf)	150
Giriş Mach değeri (M)	0,6
Fan basınç oranı, r	1,4
Bypass ratio (B)	2,4
Türbin çıkış kanalı basınç kaybı, $\Delta P_{td}$ (%)	1

**Tablo 3.2:** Yarışma Şartnamesinde Verilen Değerler

İtki hesabı yapılırken hesaplamalar sıcak ve soğuk bölgede olmak üzere ikiye ayrılır. Sıcak bölge, çekirdek motordan gelen ve transient duct kısmına giren yanmış gazları içerir. Soğuk bölge ise türbin rotoruna bağlı kısım olan fan bölgesine giren, dış hava koşullarını sağlayan soğuk havayı içerir. İşlemler açıklanan bu iki bölgeye göre ayrı ayrı ele alınmıştır.



Şekil 3.2: Aft-Fan İstasyon Şematik Gösterimi

### 3.2.1. Soğuk Bölge Çevrim Hesaplamaları

Fan bölgesi performans hesaplarına başlamadan önce intake (giriş) bölgesi sıcaklık ve basınç değerlerinin bulunması gerekir. Motor, deniz seviyesi durağan koşullarında (15°C ve 101,325 kPa'da) çalıştığı için herhangi bir kayıp olmadığı kabul edilmiştir. Böylece,

$$T_{01} = 273,15 + 15 = 288,15 \text{ K}$$

$$T_a = T_{08} = 288,15 \text{ K}$$

$$P_{01} = P_{08} = 101,325 \text{ kPa}$$

Fan basınç oranı, yarışma şartnamesinde verildiği üzere 1.4 değerindedir. Böylece 9. kademede izentropik basınç ve sıcaklık değerleri hesaplanabilir.

$$\frac{T_{09}}{T_{08}} = \left( \frac{P_{09}}{P_{08}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad T_{09} = 320,3 \text{ K}$$

$$\frac{P_{09}}{P_{08}} = 1,4 \quad P_{09} = 141,85 \text{ kPa}$$

Fan bölgesinde lüleden çıkan havanın kritik basıncı kontrol edilir. Bu işlemi yapılma sebebi bu bölgede akışın boğulup boğulmadığına bakmaktır. ( $P_c = P_{10}$ )

$$\frac{P_{09}}{P_c} = \frac{1}{\left[1 - \frac{1}{\eta_j} \frac{(\gamma-1)}{(\gamma+1)}\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad \frac{P_{09}}{P_c} = 1,96$$

$$\frac{P_{09}}{P_a} = 1,4 \quad \frac{P_{09}}{P_c} > \frac{P_{09}}{P_a}$$

Böylece soğuk hava lülesinde akışın boğulmadığı sonucuna ulaşılmıştır ve itki hesabı bu durumu gözeterek yapılmıştır.

Soğuk bölgeden geçen havanın kütleli debisi,

$$m_c = \frac{m \cdot B}{B+1}$$

$$B = \frac{m_c}{m_h}$$

$$m_c = 1,656 \text{ kg/s}$$

10. istasyon için sıcaklık, hız, yoğunluk ve alan değerleri aşağıdaki gibidir.

$$T_{09} - T_{10} = \eta_j * T_{09} * \left[1 - \left(\frac{1}{\frac{P_{09}}{P_{08}}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right] \quad T_{10} = 292,4 \text{ K}$$

$$C_{10} = \sqrt{2 * c_p * (T_{09} - T_{10}) * 100} \quad C_{10} = 236,7 \text{ m/s}$$

$$\rho_{10} = \frac{P_a}{RT} \quad \rho_{10} = 1,21 \text{ kg/m}^3$$

$$A_{10} = \frac{m_c}{C_{10} * \rho_{10}} \quad A_{10} = 0,0058 \text{ m}^2$$

Elde edilen değerler kullanılarak soğuk bölgede oluşan itki aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$F_c = m_c * C_{10} \quad F_c = 88,14 \text{ lbf}$$

Soğuk bölgede elde edilen itki değeri 88,14 lbf'tir. Toplam itki değerine ulaşmak için sıcak bölgedeki itki değerinin de hesaplanması gerekir.

### 3.2.2. Sıcak Bölge Çevrim Hesaplamaları

Aft-fan modülündeki düşük basınç türbininin ürettiği güç kendisine bağlı olan fanı çevirmektedir. Enerjinin korunum yasasını uygulandığında aşağıdaki Denklem 3.1 elde edilir. Aft-fan modülü giriş toplam sıcaklığı  $T_{05}$ , tabloda belirtildiği gibi 1045 K'dir.

$$\Delta T_{056} = \frac{m}{m_h} * \frac{c_{pa}}{\eta_m * c_{pg}} * \Delta T_{089} = (B) * \frac{c_{pa}}{\eta_m * c_{pg}} * \Delta T_{089} \quad (3.1)$$

$$T_{05} - T_{06} = B * \frac{c_{pa}}{\eta_m * c_{pg}} * (T_{09} - T_{08}) \quad T_{06} = 977,15 K$$

6. istasyondaki izentropik sıcaklık ve basınç değerleri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$T'_{06} = T_{05} - \frac{1}{\eta_T} * (T_{05} - T_{06}) \quad T'_{06} = 969,6 K$$

$$p_{06} = p_{05} * \left( \frac{T'_{06}}{T_{05}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\frac{p_{05}}{p_{06}} = 1,35 \quad \Delta P_{td} = \%1 \quad \text{için; } p_{06} = 140,12 kPa$$

1% değerindeki basınç kaybı dikkate alındığında 6. istasyondaki basınç değeri 140,12 kPa olarak bulunmuştur. Daha sonra yapılacak işlem ise sıcak bölgedeki lülede akışının boğulup boğulmadığını kontrol etmektir.

$$\frac{p_{06}}{p_a} = 1,38 \quad \frac{p_{06}}{p_c} = 1,918$$

$$\frac{p_{06}}{p_c} > \frac{p_{06}}{p_a}$$

Böylece sıcak bölgedeki lüledeki akışta da boğulma yaşanmamıştır. Bu sebeple işlemlere benzer şekilde devam edilmiştir.

7. kademe için sıcaklık, hız, yoğunluk ve alan değerleri aşağıdaki gibidir.  
( $P_7 = P_a$ ,  $R = 0,287 kJ/kgK$ )

$$T_{06} - T_7 = \eta_j * T_{06} * \left[ 1 - \left( \frac{1}{\frac{P_{06}}{P_a}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad T_7 = 904,71 K$$

$$C_7 = \sqrt{2 * C_p * (T_{06} - T_7) * 1000} \quad C_7 = 407,2 \frac{m}{s}$$

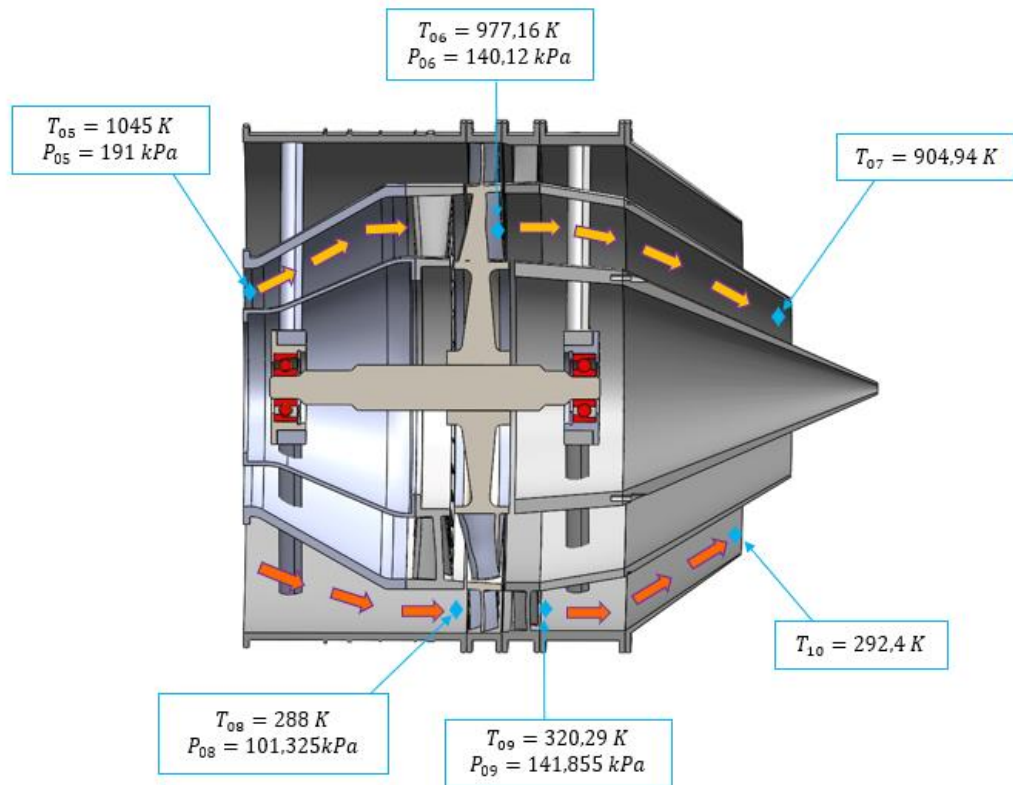
$$\rho_7 = \frac{P_a}{RT_7} \quad \rho_7 = 0,39 kg/m^3$$

$$A_7 = \frac{m}{\rho_7 C_7} \quad A_7 = 0,0043 m^2$$

$$F_t = m_c * C_7 \quad F_t = 63,16 lbf$$

Sıcak bölgedeki itki 63,16 lbf olarak hesaplanmıştır. Böylece toplam itki 151,3 lbf değerine ulaşmıştır. Yarışma şartnamesinde belirtilen değer olan 150 lbf itki değerinin üzerinde bir itki değeri elde edilmiştir.

Performans çevrim analizlerinden elde edilen sıcaklık ve basınç değerleri Şekil 3.3'te tasarlanan aft fan modülü üzerinde gösterilmiştir. Sarı renkli oklar sıcak havayı, turuncu renkli oklar soğuk havayı temsil etmektedir.



**Şekil 3.3:** Performans Çevrim Analiz Sonuçlarının Tasarlanan Aft-Fan Modülü Üzerinde Gösterimi

### 3.3. Birincil Akış Geliştirme

#### 3.3.1. Fan

##### 3.3.1.1. Bir Boyutlu Fan Analizi

Aft-fan rotor tasarımına, tasarımın sınırlayıcı etkisinden dolayı dışta bulunan fan bölgesinin bir boyutlu hesaplarından başlanılmıştır. Fan bölgesi tasarım hesaplamalarında aksel kompresör için kullanılan hesaplama yöntemleri kullanılacaktır. Çünkü tasarlanmakta olan fan, tek kademe bir aksel kompresördür. Yapmış olduğumuz hesapların formülleri referans [1] ve [2]'den alınmış olup oradaki örnekler incelenerek çözülmüştür. Fan tasarımında izlenen yol haritası Şekil 3.4'te verilmiştir.



Şekil 3.4: Fan Tasarımında İzlenen Yol Haritası

Fan bölgesinde bir boyutlu analizin nasıl yapıldığı aşağıda teorik olarak adım adım açıklanmıştır.

1. İlk olarak tasarlanan fan bıçak boyunun belirlenmesi gerekir. Fan bıçağının boyu şartnamede belirtilen boyutlandırma kısıtlamaları dikkate alınarak belirlenmiştir. Fan bıçak hızı, fan bıçakları türbin bıçaklarına bağlı olduğu göz önüne alınarak belli bir değer kabul alınmıştır. Bıçak hızı belirlendikten sonra devir hızı hesaplanır.
2. Tasarımdaki ikinci aşama ise kademe sayısının belirlenmesidir.
3. Daha sonra orta çizgideki (meanline) havanın  $\alpha$  ve  $\beta$  açıları hesaplanır.
4. Ardından fanın root ve tip bölgelerine giren havanın açıları hesaplanır ve fanın sıkıştırılabilirlik etkileri incelenir.
5. Giren havanın rotor ve statordaki açılarının bulunmasından sonra fan bıçağının giriş ve çıkış açıları belirlenir ve bıçak geometrisi oluşturulmaya başlanır.
6. Daha sonra elde edilen bıçak geometrisi cascade verileri göz önüne alınarak kontrol edilir.
7. Son aşamada off-design hesapları yapılır. Fakat şartnamede off-design hesapları için tasarım isterleri belirtilmemesi sebebiyle off-design hesapları yapılmamıştır.

Tasarıma başlamadan önce tasarım kriterlerinin belirlenmesi gerekir. Tasarlanan aft-fan modülü deniz seviyesi durağan koşullarında ( $15^{\circ}\text{C}$  ve  $101,325\text{ kPa}$ 'da) çalışmaktadır ve kabul alınan değerler bu doğrultuda belirlenmiştir. (Giriş hava miktarı =  $1,656\text{ kg/s}$ )

Şartnamede kompresör giriş Mach sayısı  $0,5$  olarak belirtilmiştir. Fakat  $0,5\text{ M}$ , yapmış olduğumuz işlemleri karşılamamaktadır.  $11\text{ Mart }2022$  tarihinde yapılan soru-cevap etkinliğinde ise bu değere yakın değerler alınabileceği söylendiği için bu doğrultuda Mach sayısı  $0,6$  alınarak işlemlere devam edilmiştir.

$$C_1 = C_{a1} = 0,6M = 204\text{ m/s} \quad \alpha_1 = 0^{\circ}$$

### 3.3.1.1.1. Dönme Hızı ve Bıçak Boyu Hesaplamaları

Rotor giriş ve stator çıkış bölgesindeki root ve tip yarıçaplarının belirlenmesi için öncelikle fan rotorunun giriş bölgesindeki termodinamik parametreler bulunmalıdır. ( $T_{01} = 288,15\text{ K}$ )

$$T_{1s} = T_{01} - \frac{C_1^2}{2 * c_p} \quad T_{1s} = 267,3\text{ K}$$

$$P_{1s} = P_{01} * \left(\frac{T_1}{T_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad P_{1s} = 78,04\text{ kPa}$$



$$\rho_{1s} = \frac{P_{1s}}{RT_{1s}}$$

$$\rho_{1s} = 1,004 \text{ kg/m}^3$$

Devir sayısını elde edebilmek için akışın tip bölgesindeki hızı 376 m/s olarak kabul alınmıştır. Bu değer kabul alınırken bıçağın dayanabileceği stresler göz önüne alınmıştır. Türbin bıçakları, fan bıçaklarına bağlı olduğu için bu değerden daha düşük bir değer kabul alındığında türbindeki verim değeri karşılanmamaktadır. Bıçak tasarımında fan tip yarıçapı ise 0,090 m olarak kabul alınmıştır. ( $r_t = 0,09 \text{ m}$ ,  $U_t = 376 \text{ m/s}$ )

$$N = \frac{U_t}{2*\pi*r_t}$$

$$N = 665 \text{ rev/s}$$

$$V_{1t}^2 = U_{1t}^2 + C_{a1}^2$$

$$V_{1t} = 417 \text{ m/s}$$

$$\alpha = \sqrt{\gamma * R * T_1}$$

$$\alpha = 327 \text{ m/s}$$

$$M_{1t} = \frac{V_{1t}}{\alpha}$$

$$M_{1t} = 1,27$$

Tasarlanan geometriye göre  $r_t$  değeri 0,087 m'dir. Root/tip oranı 0,84 kabul edilerek hesaplamalara devam edilmiştir. Root yarıçap değeri 0,0736 m, mean yarıçap değeri ( $r_m$ ) ise 0,080 m olarak hesaplanmıştır.

2. istasyon için basınç, sıcaklık, yoğunluk ve alan değerleri aşağıdaki gibidir

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = 1,4$$

$$P_{02} = 141,85 \text{ kPa}$$

$$T_{02} = T_{01} * \left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$T_{02} = 320,3 \text{ K}$$

$$T_{2s} = T_{02} - \frac{c_1^2}{2*c_p}$$

$$T_{2s} = 299,6 \text{ K}$$

$$P_{2s} = P_{02} * \left(\frac{T_{2s}}{T_{02}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$P_2 = 112,27 \text{ kPa}$$

$$\rho_{2s} = \frac{P_{2s}}{RT_{2s}}$$

$$\rho_{2s} = 1,288 \text{ kg/m}^3$$

$$A_2 = \frac{m_c}{C_a*\rho_{2s}}$$

$$A_2 = 0,0063 \text{ m}^2$$

$r_r/r_t$  oranı 0,84 olarak kabul alınmıştır. Bu değerin kabul alınma sebebi ise fan bıçak boyunu kısıtlayan ana sebeplerinden birinin aft-fan yapısından dolayı fan bölgesinin türbin bölgesine bağlı olmasıdır. Bu sebeple türbin rotor bıçağının boyutu dikkate alınarak bu değer kabul alınmıştır. ( $r_r/r_t = 0,84$ )

$$\text{Rotor inlet:} \quad r_m = 0,080 \text{ m} \quad r_r = 0,0736 \text{ m}$$

$$h_2 = \frac{A_2}{2 * \pi * r_m} \quad h = 0,0123 \text{ m}$$

$$\text{Stator outlet:} \quad r_t = 0,082 + \frac{h}{2} = 0,086 \text{ m}$$

$$r_r = 0,082 - \frac{h}{2} = 0,074 \text{ m}$$

Elde edilen yarıçap değerleri, stator çıkışındaki koşulları ifade eder. İhmal edilebilir bir hatayla, rotor kanadının çıkıştaki yarıçapı, rotor girişindeki ve stator çıkışındaki yarıçapların ortalaması olduğu varsayılabilir. Böylece rotor çıkışında root ve tip için aşağıdaki yarıçap ve hız değerleri elde edilir.

$$r_t = \frac{r_{t \text{ rotor}} + r_{t \text{ stator}}}{2} \quad r_t = 0,0867 \text{ m}$$

$$U_t = 2 * \pi * r_t * N \quad U_t = 362,74 \text{ m/s}$$

$$r_r = \frac{r_{r \text{ rotor}} + r_{r \text{ stator}}}{2} \quad r_r = 0,0739 \text{ m}$$

$$U_r = 2 * \pi * r_r * N \quad U_r = 309,08 \text{ m/s}$$

Free vortex koşulundan,

$$C_{w2r} = \Delta C_w * \frac{r_m}{r_r} \quad C_{w2r} = 105,07 \text{ m/s}$$

$$C_{w2t} = \Delta C_w * \frac{r_m}{r_t} \quad C_{w2t} = 89,53 \text{ m/s}$$

Stator giriş açısı  $\tan \alpha_2 = C_{w2} > C_a$  ve rotor çıkış açısı  $\tan \beta_2 = (U - C_{w2}) > C_a$  ile verilir. Buradan  $\alpha$  ve  $\beta$  açıları aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\tan\alpha_{2r} = \frac{C_{w2r}}{C_a} \quad \alpha_{2r} = 27,25^\circ$$

$$\tan\alpha_{2m} = \frac{\Delta C_w}{C_a} \quad \alpha_{2m} = 25,36^\circ$$

$$\tan\alpha_{2t} = \frac{C_{w2t}}{C_a} \quad \alpha_{2t} = 23,69^\circ$$

$$\tan\beta_{2r} = \frac{U_r - C_{w2r}}{C_a} \quad \beta_{2r} = 45^\circ$$

$$\tan\beta_{2m} = \frac{280,77 - \Delta C_w}{C_a} \quad \beta_{2m} = 49,55^\circ$$

$$\tan\beta_{2t} = \frac{U_t - \Delta C_w}{C_a} \quad \beta_{2t} = 53,25^\circ$$

Fan tasarım koşulları aşamalarında belirtilen ilk maddedeki fan devir hızı ve annulus alanları hesaplanmıştır. Bu bölümde bulunan değerler Tablo 3.3'te özetlenmiştir.

Rotor Inlet	Stator Outlet
$N = 665 \text{ rev/s}$	$C_a = 204 \text{ m/s}$
$U_t = 376 \text{ m/s}$	$r_m = 0,082 \text{ m}$
$r_t = 0,087 \text{ m}$	$r_t = 0,0865 \text{ m}$
$r_r = 0,0736 \text{ m}$	$r_r = 0,0741 \text{ m}$

**Tablo 3.3:** Fan Rotor Inlet ve Stator Outlet Değerleri

### 3.3.1.1.2. Kademe Hesaplamaları

Bir sonraki aşama ise aksenal kompresörde yapılan bir hesaplama olan kademe sayısını belirlemektir. Tasarlanan aft-fan modülü tek kademe olduğundan kademe sayısı bellidir. Fakat yapılmış olan çevrim hesaplamalarına göre elde edilen değerler ile tek kademede hedeflenen sıkıştırma oranına ulaşıp ulaşılmadığı kontrol edilecektir.

$$(C_{a1} = C_{a2} = C_a)$$

$$U_m = 2 * \pi * r_m * N$$

$$U_m = 335,91 \text{ m/s}$$

Denklem (3.1) kullanılarak  $\beta_1$  değeri ve bu açının bulunması ile  $V_1$  hızı elde edilir.

$$\Delta T_{0s} = \frac{\lambda * U * C_a * (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)}{c_p} = \frac{\lambda * U * (C_{w2} - C_{w1})}{c_p} \quad (3.1)$$

$$\tan \beta_1 = \frac{U}{C_a}$$

$$\tan \beta_1 = 1,65$$

$$\beta_1 = 58,72^\circ$$

$$V_1 = \frac{C_a}{\cos \beta_1}$$

$$V_1 = 393,01 \text{ m/s}$$

$V_2$  hızının bulunabilmesi için De Haller kriteri uygulanır. De Haller kriteri için minimum değer olan 0,72 değeri kabul alınmıştır. Bulunan  $V_2$  hızı kullanılarak  $\beta_2$  hızına ulaşılır.

$$\frac{V_2}{V_1} \leq 0,72$$

$$V_2 = 314,41 \text{ m/s}$$

$$V_2 = \frac{C_a}{\cos \beta_2}$$

$$\beta_2 = 58,73^\circ$$

Kademe sayısı belirlenirken denklem (3.2) kullanılırken  $\lambda=1$  alınarak work done factor ihmal edilmiştir.

$$\Delta T_{0s} = \frac{\lambda * U * C_a * (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)}{c_p} \quad (3.2)$$

$$\Delta T_{0s} = 32,313 \text{ K}$$

$$T_{09} - T_{08} = 32,29 \text{ K}$$

$$T_{09} - T_{08} < \Delta T_{0s}$$

Elde edilen bu sıcaklık düşüşü performans çevriminde elde edilen sıcaklık düşüşünden büyük bir değer çıkmıştır. Böylece tek kademe kullanılarak istenilen basınç oranına ulaşılmaktadır.

### 3.3.1.1.3. Hız Üçgenleri ve Akış Açıları Hesaplamaları

Bu aşamada ise meanline bölgesinin akış açıları hesaplanmıştır. Daha sonra elde edilen açı ve hız değerleri ile hız üçgenleri çizilmiştir. ( $\lambda = 1$ )

$$C_{w1} = C_a * \tan\alpha_1 \quad C_{w1} = 0 \text{ m/s}$$

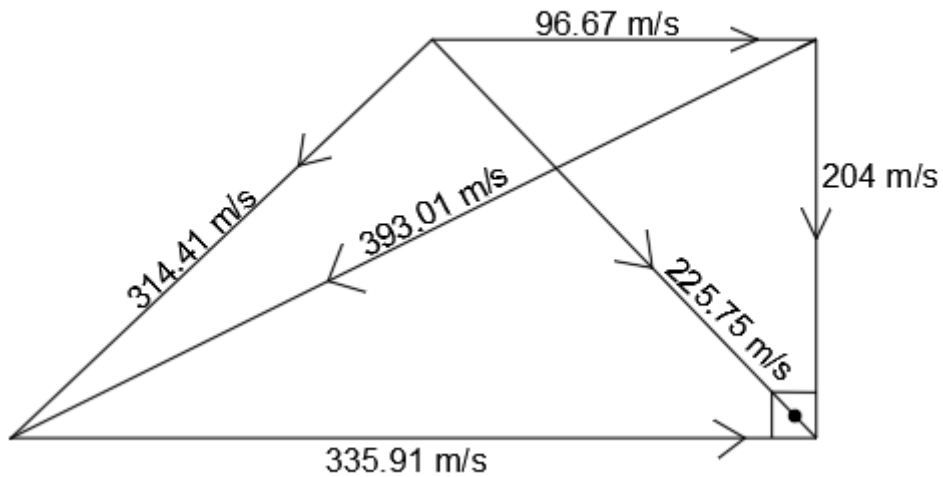
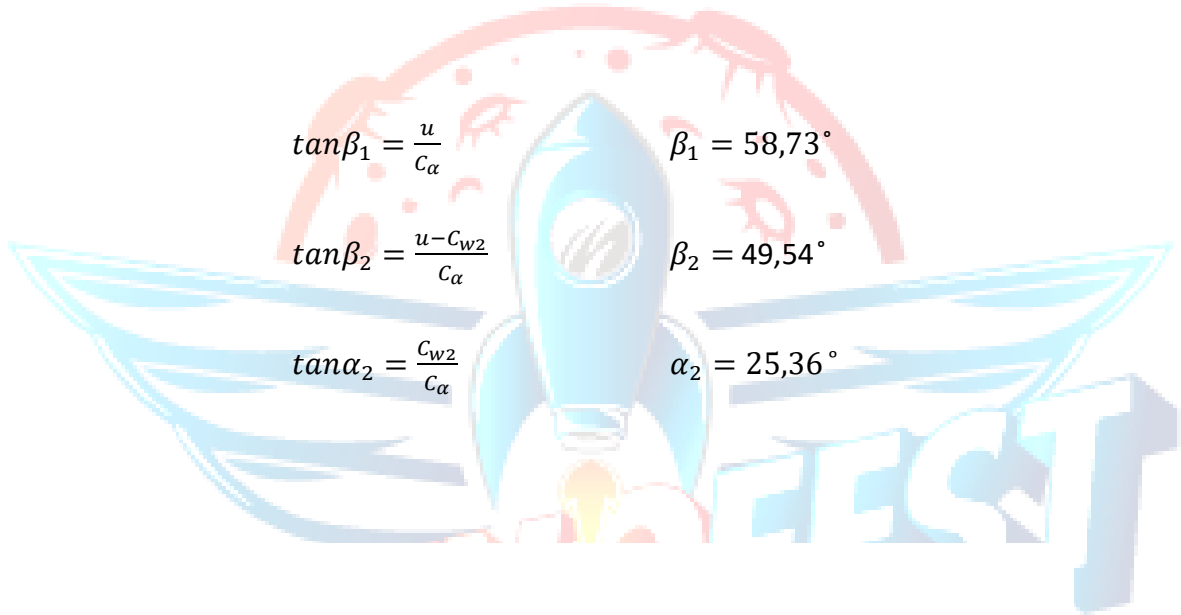
$$\Delta C_w = \frac{c_p * \Delta T_0}{\lambda * U} \quad \Delta C_w = 96,67 \text{ m/s}$$

$$C_{w2} = C_{w1} + \Delta C_w \quad C_{w2} = 96,67 \text{ m/s}$$

$$\tan\beta_1 = \frac{u}{C_a} \quad \beta_1 = 58,73^\circ$$

$$\tan\beta_2 = \frac{u - C_{w2}}{C_a} \quad \beta_2 = 49,54^\circ$$

$$\tan\alpha_2 = \frac{C_{w2}}{C_a} \quad \alpha_2 = 25,36^\circ$$



Şekil 3.5: Fan Bölgesi Hız Üçgenleri

Şekil 3.2’de rotor kanatlarındaki sapma  $\beta_2 - \beta_1 = 13,52^\circ$  olarak elde edilir ama bu kabul edilebilir bir değerdir. Difüzyon, De Haller kriteri kullanılarak kolayca kontrol edilebilir. ( $\frac{V_2}{V_1} \ll 0,72$ )

$$\beta_1 = 58,73^\circ \text{ ve } \beta_2 = 49,54^\circ \text{ için,}$$

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{\frac{C_\alpha}{\cos\beta_2}}{\frac{C_\alpha}{\cos\beta_1}} = \frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2} \quad \frac{V_2}{V_1} = 0,8$$

Böylece De Haller kriteri karşılanmaktadır.

$C_\alpha$  giriş hızı 204 m/s olarak kabul alınmıştır. Böylece denklem (3.3) kullanılarak  $V_1$  hızı elde edilmiştir. Şekilde verilen hız üçgenleri çizilerek diğer hız değerleri hesaplanmıştır. ( $C_\alpha \approx C_{\alpha 1} \approx C_{\alpha 2} \approx C_1$ )

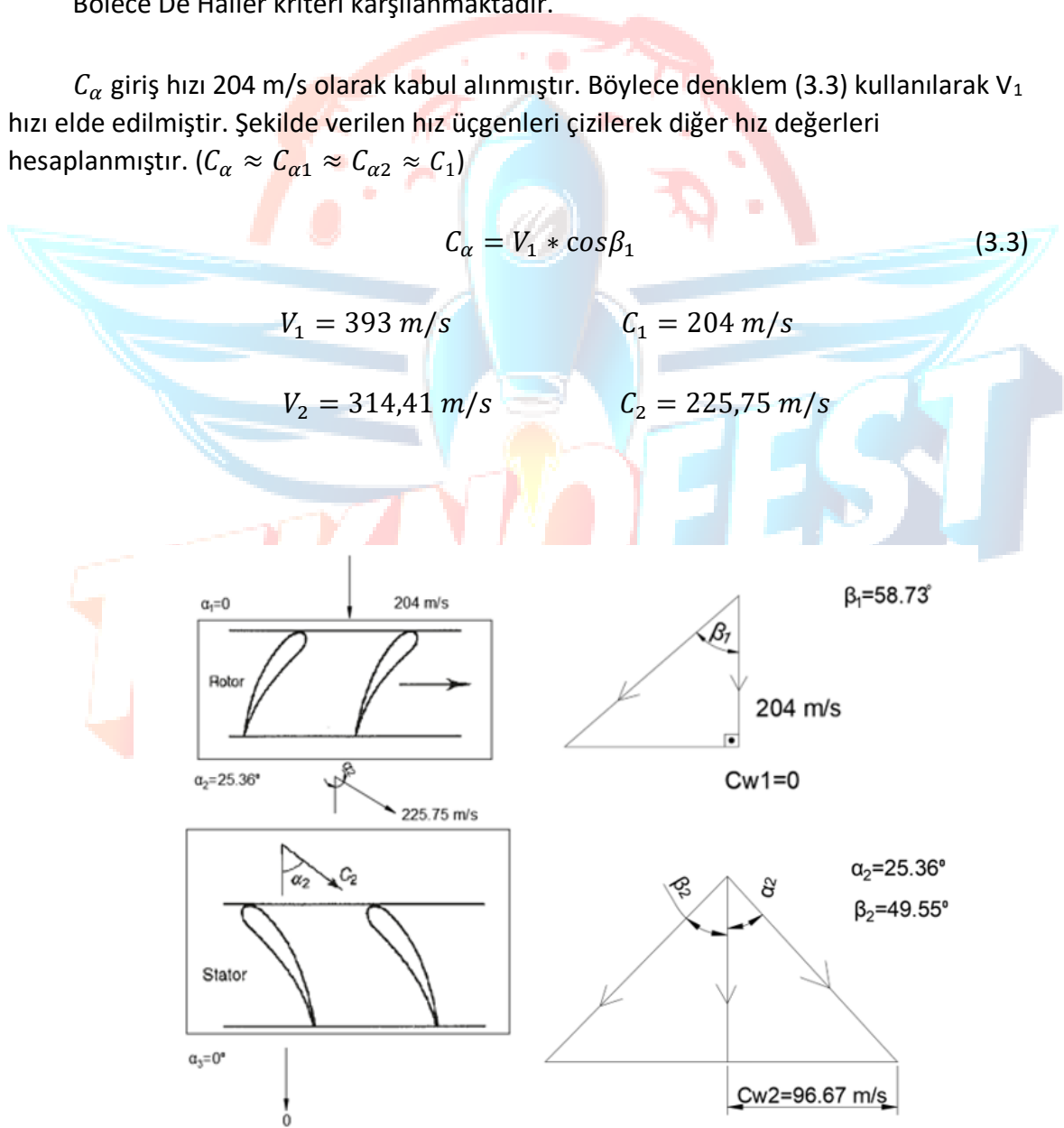
$$C_\alpha = V_1 * \cos\beta_1 \quad (3.3)$$

$$V_1 = 393 \text{ m/s}$$

$$C_1 = 204 \text{ m/s}$$

$$V_2 = 314,41 \text{ m/s}$$

$$C_2 = 225,75 \text{ m/s}$$



Şekil 3.6: Tek Kademe Rotor-Stator Hız Üçgenleri

Öngörülen aksenal giriş hızı ile,  $C_1 = C_3$  koşulu  $\alpha_3 = 0^\circ$  yapılmadıkça eşit olmayacaktır. Oysa  $\Lambda$  (reaksiyon derecesi) için denklemler giriş ve çıkış hızlarının bu eşitliği varsayımıyla türetilmiştir. Bununla birlikte,  $C_3, C_1$ 'den belirgin bir şekilde farklı olmamalıdır ve denklem (3.4) kullanılarak yaklaşık bir  $\Lambda$  değerine ulaşılabilir.

$$\Lambda \approx 1 - \frac{C_{w2} + C_{w1}}{2 * u} \quad (3.4)$$

$$\Lambda \approx 0,856$$

$$\text{Work coefficient: } 1 - (\phi * (\tan\alpha_1 + \tan\beta_2)) = 0,342$$

$$\text{Flow coefficient: } \phi = \frac{C_1}{u_t} = 0,561$$

	$\alpha_1(^{\circ})$	$\beta_1(^{\circ})$	$\alpha_2(^{\circ})$	$\beta_2(^{\circ})$
<b>Root</b>	0	56,48	23,69	45
<b>Mean</b>	0	58,73	25,36	49,55
<b>Tip</b>	0	60,72	27,25	53,25

**Tablo 3.4:** Fan Root, Mean ve Tip Bölgesindeki Akış Açıları

#### 3.3.1.1.4. Root ve Tip Bölgesi Hesaplamaları

Hub ve tip bölgesindeki hız ve yarıçap değerleri Tablo 3.5'te verilmiştir.

Rotor (m)	Stator (m)	Hız Değerleri (m/s)
$r_t = 0,087$	$r_t = 0,08648$	$U_t = 362,74$
$r_r = 0,07365$	$r_r = 0,07417$	$U_r = 308,01$
$r_m = 0,08033$	$r_m = 0,082$	$U_m = 335,91$

**Tablo 3.5:** Hub ve Tip Bölgesi Yarıçap ve Hız Değerleri

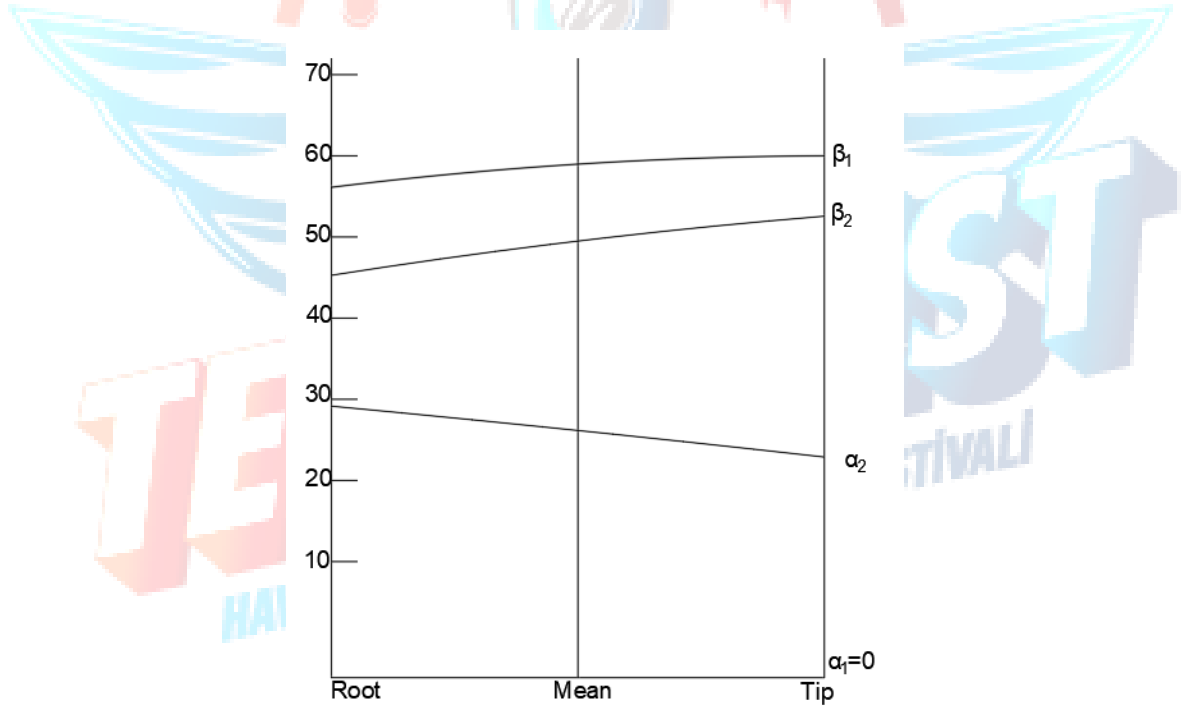
Free vortex tasarım koşulu olan  $C_{wr} = \text{sabit}$  alınarak işlemlere devam edilmiştir. Girişteki  $\beta_1$  rotor kanat açısı, aksenal hızdan ve bıçak hızından elde edilir. Root, mean ve tip yarıçaplarına karşılık gelen bıçak hızları sırasıyla 308.01, 335.91 ve 362,74 m/s'dir.

$$\tan\beta_{1r} = \frac{U_r}{C_a} \quad \beta_{1r} = 56,483^\circ$$

$$\tan\beta_{1m} = \frac{U_m}{C_a} \quad \beta_{1m} = 58,73^\circ$$

$$\tan\beta_{1t} = \frac{U_t}{C_a} \quad \beta_{1t} = 60,7198^\circ$$

Root, mean ve tip bölgesindeki air angles değerleri bulunmuştur. Tasarım yapılırken ara yarıçaplar da göz önünde bulundurulmalıdır. İşlem kalabalığı olmaması için bu raporda ara yarıçapları içeren işlemler eklenmemiştir.



**Şekil 3.7:** Air Angles Radyal Değişim Grafiği

Fan için hız diyagramları Şekil 3.7'de gösterilmiştir. Root bölümündeki akış sapması ve difüzyondaki artış,  $V_1$  ve  $V_2$  vektörlerinden kolaylıkla görülebilir.  $V_1$ , tip bölgesinde maksimum ve  $C_2$ , root bölgesinde maksimum olduğundan, maksimum relative Mach sayılarının rotor kanadı için  $r_t$ 'de ve stator kanadı için  $r_r$ 'de meydana geldiği açıktır.



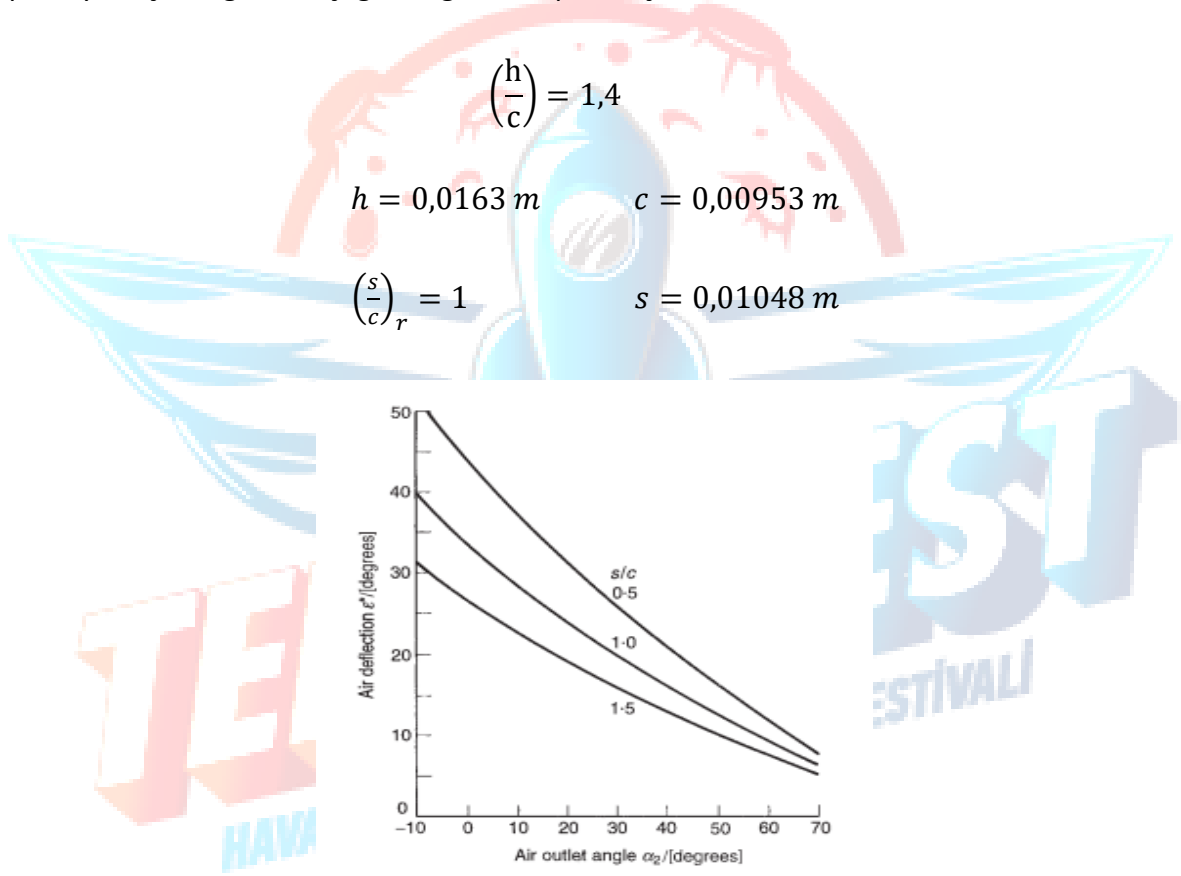
### 3.3.1.1.5. Bıçak Tasarımı

#### Bıçak Sayısının Belirlenmesi

$$\alpha_1 = 0^\circ \quad \alpha_2 = 25,36^\circ$$

$$\beta_1 = 58,73^\circ \quad \beta_2 = 49,55^\circ \quad \varepsilon^* = \beta_1 - \beta_2 = 9,18^\circ$$

Bıçak sayısını belirleyebilmek için rotor aspect ratio (h/c) oranının belirlenmesi gerekir. Yapılan tasarıma göre en uygun oranın 1,4 olacağına karar verilmiştir. Chord ve pitch yaklaşık değerleri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.



Şekil 3.8: Tasarım Sapma Eğrileri

Böylece bıçak sayısı aşağıdaki denklem kullanılarak bulunur.

$$N = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_m}{s} \quad N_r = 48 \text{ bıçak}$$

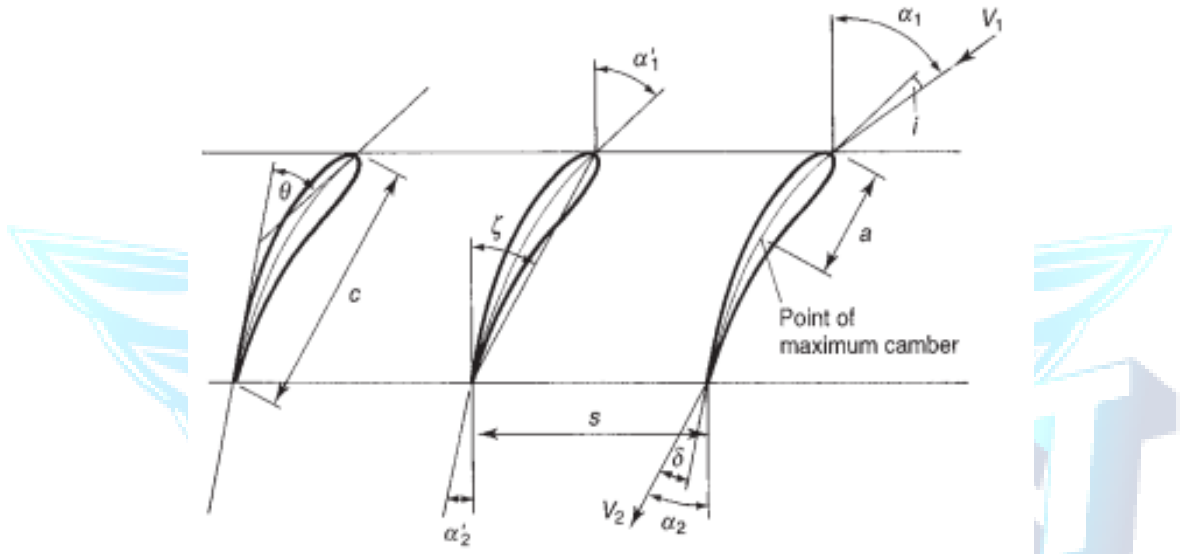
Fan rotoru için gerekli olan bıçak sayısı 48 olarak hesaplanmıştır.

## Bıçak Giriş ve Çıkış Açılarının Belirlenmesi

Bir sonraki aşama ise bıçağın giriş ve çıkış açılarını belirlemektir.  
 ( $2a/c = 1, \alpha_1' = \alpha_1, i = 0$ )

$$\delta = m * \theta * \sqrt{\frac{s}{c}}$$

$$m = 0,23 * \left(\frac{2*a}{c}\right)^2 + 0,1 * \left(\frac{\beta_2}{50}\right) \quad m_\theta = 0,321$$



Şekil 3.9: Fan Cascade Yapısı

$\alpha_1'$  = blade inlet angle

$\zeta$  = setting or stagger angle

$\alpha_2'$  = blade outlet angle

$V_1$  = inlet velocity

$\theta$  = blade chamber angle =  $\alpha_1' - \alpha_2'$

$V_2$  = outlet velocity

$\varepsilon$  = air deflection =  $\alpha_1 - \alpha_2$

$i$  = incidence angle =  $\alpha_1 - \alpha_1'$

$\alpha_1$  = air inlet angle

$\delta$  = deviation =  $\alpha_2 - \alpha_2'$

$\alpha_2$  = air outlet angle

$c$  = chord

Incidence açısı, kavramsal tasarım raporu için  $0^\circ$  ( $i=0^\circ$ ) olarak alınmıştır. Detay tasarım raporunda ise akışı düzeltmek için  $\pm 2^\circ$  derecenin üzerinde incidence değerleri kabul alarak analiz sonuçları elde edilmiştir.

Deviation angle:

$$\delta = m * \theta * \sqrt{\frac{s}{c}} \quad \delta = 4.84^\circ$$

Stagger angle,  $\theta = 19,92^\circ$  için:

$$\zeta = \alpha_1' - \frac{\theta}{2} \quad \zeta = 51,1^\circ$$

$$\alpha_2' = \alpha_1' - \theta \quad \alpha_2' = 43,47^\circ$$

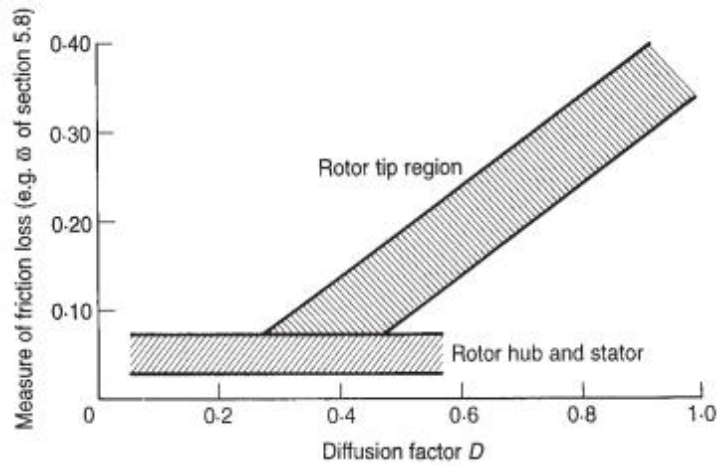
Bıçak çıkış açısı  $43,47^\circ$  derece olarak bulunmuştur.

### Diffusion Factor

Pitch/chord oranı ( $s/c$ ), cascade verileri belirlendikten sonra, elde edilen hızlar denklemde yerine yazılınca difüzyon faktörü elde edilmiştir. Elde edilen difüzyon faktörü Şekil 3.10'a göre kabul edilebilir bir değer olduğu anlaşılmıştır.

$$D \approx \frac{V_{max} - V_2}{V_1} \approx \frac{V_1 + \frac{\Delta C_w}{2} * \frac{s}{c} - V_2}{V_1} \approx 1 - \frac{V_2}{V_1} + \frac{\Delta C_w}{2 * V_1} * \frac{s}{c}$$

$$D = 0,335$$



Şekil 3.10: Difüzyon Faktörü İle Sürtünme Kaybının Değişimi

### 3.3.1.1.6. Fan Verim Hesabı

$$\eta = \frac{PR^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{TR-1} \quad \eta = 0,913$$

Fan verimi Ref. [7]'deki teknik rehberde verilen izentropik verim denklemi kullanıldığında %91,3 olarak elde edilmiştir. Yarışma şartnamesinde belirtilen minimum fan verim değeri olan %83'ün üzerinde çıkmıştır.



### 3.3.1.2. İki Boyutlu Fan Analizi

Fan için bir boyutlu hesaplamalar sonucu elde edilen değerler ile Ansys Bladegen kullanılarak bıçak tasarımları yapılmış, Ansys Turbogrid ile mesh yapıları oluşturulmuş böylece sonlu elemanlar metodu (FEM) ile Ansys CFX kullanılarak iki ve üç boyutlu akış analiz sonuçları elde edilmiştir.

Fan akış giriş açısı  $\alpha_1 = 0^\circ$  kabul alınıp kavramsal tasarım raporunda yapılan hesaplamalar değiştirilerek elde edilen genel, kademe ve komponentler için performans sonuçları aşağıdaki tablolardaki gibi belirtilmiştir.

Inlet Mass Flow Rate	1.2751	[kg s <sup>-1</sup> ]
Inlet Volume Flow Rate	1.0408	[m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]
Total Pressure Ratio	1.4024	
Total Temperature Ratio	1.1322	
Total-to-Total Isentropic Efficiency %	79.2716	
Total-to-Total Polytropic Efficiency %	80.2001	

**Tablo 3.6:** Fan FEA Performans Sonuçları

Rotation Speed	-4188.7900	[radian s <sup>-1</sup> ]
Inlet Mass Flow Rate	1.2751	[kg s <sup>-1</sup> ]
Inlet Volume Flow Rate	1.0408	[m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]
Reference Radius	0.0776	[m]
Input Power	48769.1000	[W]
Inlet Flow Coefficient	0.5321	
Total Pressure Ratio	1.4024	
Total Temperature Ratio	1.1322	
Polytropic Head	30265.9000	[J kg <sup>-1</sup> ]
Polytropic Head Coefficient	0.2865	
Total-to-Total Polytropic Efficiency %	79.1290	
Diffuser Loss Coef., Y1	0.0537	
Diffuser Loss Coef., Y2	0.0568	
Diffuser Loss Coef., Y3	0.2327	
Diffuser Loss Coef., Y4	0.4456	
Diffuser Cp	0.2452	

**Tablo 3.7:** Fan FEA Kademe Performans Sonuçları

Quantity	Inlet	LE Cut	TE Cut	Outlet	TE/LE	TE-LE	Units
Density	1.1170	1.0506	1.2881	1.3279	1.2261	N/A	[kg m <sup>-3</sup> ]
Pstatic	89065.7000	83162.9000	115498.0000	118805.0000	1.3888	32334.9000	[Pa]
Pt	101346.0000	102899.0000	150195.0000	144310.0000	1.4596	47296.5000	[Pa]
Pt (rot)	101226.0000	99623.9000	88181.2000	91553.5000	0.8851	-11442.6000	[Pa]
T	277.3770	270.8520	306.4740	309.2490	1.1315	35.6227	[K]
Tt	288.1410	288.5840	329.3030	327.9860	1.1411	40.7193	[K]
Tt (rot)	288.0690	288.0940	288.2920	288.3610	1.0007	0.1977	[K]
H	-20864.0000	-27418.6000	8360.8400	11148.1000	-0.3049	35779.4000	[J kg <sup>-1</sup> ]
Ht	-10053.0000	-9607.9300	31290.5000	29967.4000	-3.2567	40898.5000	[J kg <sup>-1</sup> ]
Ht adiabatic	-10053.0000	-10845.1000	23812.1000	22130.6000	-2.1957	34657.2000	[J kg <sup>-1</sup> ]
Ht polytropic	-10053.3000	-10836.2000	24223.7000	22503.3000	-2.2354	35059.9000	[J kg <sup>-1</sup> ]
Rothalpy	-10125.0000	-10100.1000	-9901.6000	-9832.1700	0.9803	198.5520	[J kg <sup>-1</sup> ]
Entropy	-34.3439	-30.1542	-12.0701	-10.3716	0.4003	18.0841	[J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
Mach (abs)	0.4307	0.5604	0.6121	0.5272	1.0922	0.0517	
Mach (rel)	1.0647	1.1171	0.6431	0.6869	0.5757	-0.4740	
U	325.0120	325.0090	325.0290	324.7950	1.0001	0.0202	[m s <sup>-1</sup> ]
Cm	143.6860	172.9400	138.5230	133.0770	0.8010	-34.4177	[m s <sup>-1</sup> ]
Cu	0.3131	3.5923	150.9730	125.4130	42.0269	147.3810	[m s <sup>-1</sup> ]
C	143.8020	184.4150	217.3500	186.4980	1.1786	32.9353	[m s <sup>-1</sup> ]
Wu	-324.6990	-321.4160	-174.0560	-199.3820	0.5415	147.3610	[m s <sup>-1</sup> ]
W	355.6850	366.2380	226.4850	242.9640	0.6184	-139.7530	[m s <sup>-1</sup> ]
Distortion Parameter	1.0516	1.0826	1.1165	1.0574	1.0314	N/A	
Flow Angle: Alpha	0.0559	1.3693	31.4684	36.6350	N/A	30.0990	[degree]
Flow Angle: Beta	-66.1353	-61.6397	-51.5619	-56.8199	N/A	10.0777	[degree]

**Tablo 3.8: Fan Rotor FEA Sonuçları**

Quantity	Inlet	LE Cut	TE Cut	Outlet	TE/LE	TE-LE	Units
Density	1.3249	1.3059	1.3695	1.3749	1.0487	N/A	[kg m <sup>-3</sup> ]
Pstatic	118289.0000	116131.0000	123952.0000	124006.0000	1.0673	7820.3000	[Pa]
Ptotal	144314.0000	143418.0000	141224.0000	142123.0000	0.9847	-2194.3100	[Pa]
Tstatic	308.5650	306.5590	313.2830	313.2780	1.0219	6.7242	[K]
Ttotal	327.9090	327.5810	326.5220	326.2220	0.9968	-1.0590	[K]
Hstatic	10460.4000	8445.6600	15199.5000	15194.2000	1.7997	6753.8100	[J kg <sup>-1</sup> ]
Htotal	29890.4000	29560.0000	28496.4000	28195.8000	0.9640	-1063.6100	[J kg <sup>-1</sup> ]
Entropy	-10.3464	-8.8021	-8.5902	-8.4160	0.9759	0.2119	[J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
Mach	0.5341	0.5458	0.4170	0.4389	0.7641	-0.1288	
Cm	138.2500	146.8790	140.2370	147.6190	0.9548	-6.6419	[m s <sup>-1</sup> ]
Cu	123.7340	118.9330	45.0632	49.1574	0.3789	-73.8702	[m s <sup>-1</sup> ]
C	188.5920	191.8040	148.0210	155.7600	0.7717	-43.7828	[m s <sup>-1</sup> ]
Distortion Parameter	1.0502	1.1380	1.1988	1.0687	1.0534	N/A	
Flow Angle	35.8863	35.9975	13.7812	18.3696	N/A	-22.2164	[degree]

**Tablo 3.9: Fan Stator FEA Sonuçları**

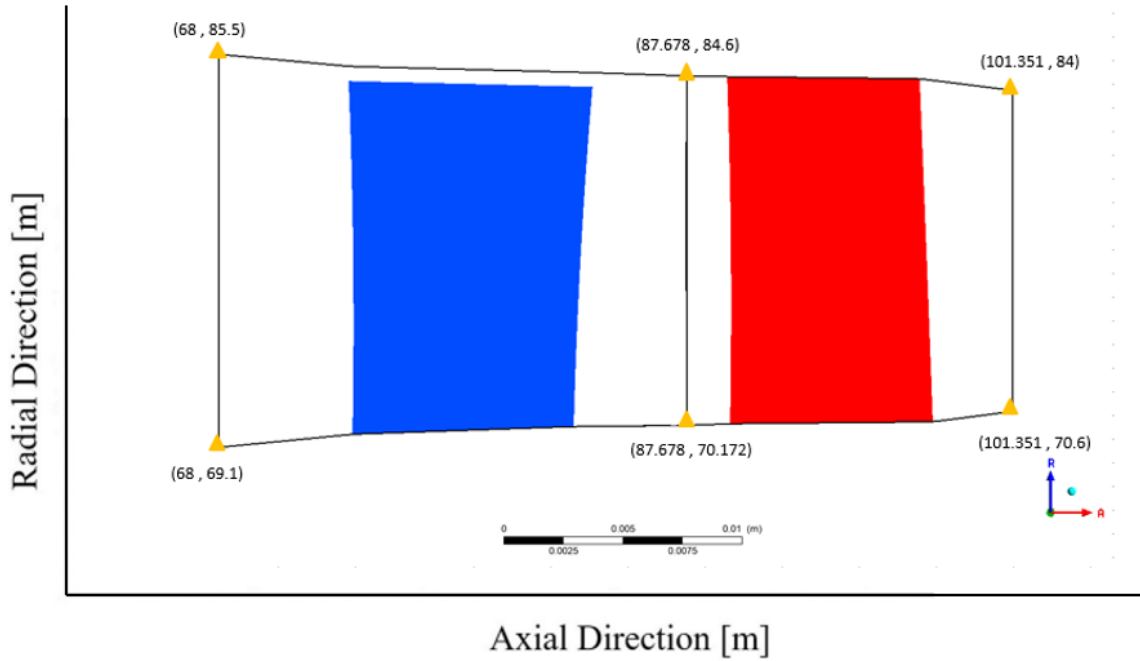
	Analitik	Nümerik	Sapma (%)
<b>Inlet Mass Flow Rate (kg/s)</b>	1,656	1,2751	23
<b>Density (kg/m<sup>3</sup>)</b>	1,004	1,117	11,25
<b>Static Temperature (K)</b>	267,295	277,377	3,77
<b>Static Pressure (kPa)</b>	78,039	89,066	14,13
<b>Mach number</b>	1,273	0,4307	66,17
<b>C (m/s)</b>	204	143,80	29,5

**Tablo 3.10:** Fan Rotor Inlet Analitik ve Nümerik Sonuçların Karşılaştırılması

	Analitik	Nümerik	Sapma (%)
<b>Density (kg/m<sup>3</sup>)</b>	1,289	1,325	2,8
<b>Static Temperature (K)</b>	299,58	308,56	2,99
<b>Static Pressure (kPa)</b>	112,27	118,3	5,37
<b>Mach number</b>	0,603	0,534	6,96

**Tablo 3.11:** Fan Stator Inlet Analitik ve Nümerik Sonuçların Karşılaştırılması

Fan bölgesinde, akış çıkış alanı giriş alanından daha küçük olmalıdır. Çünkü sıkıştırılmış akış daha yüksek bir yoğunluğa sahiptir. Çıkış alanı, tasarım koşulunda belirli bir hacmi geçecek şekilde boyutlandırılır. Bu durum Şekil 3.11’de açıkça görülmektedir. Rotor inlet domain ve stator outlet domain akış düzensizliğini önlemek ve analiz sonuçlarında karşılaşılabilecek hataları minimize etmek için yatay ekseninde uzatılmıştır.



**Şekil 3.11:** Fan Meridyonel Yapı Görünümü

Fan bölgesinde rotor ve stator kanatları, incidence kayıplarını en aza indirmek için tasarım koşulunda yaklaşan havayı karşılayacak açı değerlerine sahip olmalıdır. Incidence kayıpları sıkıştırılabilirlik etkinliğini azalmaktadır. Fanın istenen aralıklarda çalışması, akışın dönen ve sabit bıçaklara kabul edilebilir bir aralık dahilinde yaklaştığı açının kontrol edilmesine dayanır. Optimumdan sapma, önce artan kayıplar ve azalan verimlilik, ardından eksenel fanın zıt uçlarındaki bıçak geçişlerinde meydana gelen durma (stall) ya da boğulma (choke) ile sonuçlanır. İlk yapılan akış analizlerinden elde edilen blade-to-blade görünümleri incelendiğinde girişte boğulma ve akış yolu üzerinde ters akış olduğu gözlemlenerek rotor ( $\beta$ ) ve stator ( $\alpha$ ) bıçak açıları değerlerinde akışı düzeltmek amaçlı, bazı noktalarda incidence değerinin üzerinde, değişiklikler yapılmıştır. Bladegen üzerinden tasarlanan fan bıçaklarının, alınan analiz sonuçlarına göre değiştirilen  $\alpha$  ve  $\beta$  açı değerleri Tablo 3.12'de verilmiştir.



Mean Bölgesi Açılı Değerleri	Hesaplanan Değer (°)	Düzeltilmiş Değer (°)
$\beta_1$	58,73	62,01
$\beta_2$	49,55	47,3
$\alpha_1$	25,36	-35
$\alpha_2$	0	0

**Tablo 3.12:** Fan Hesaplanan ve Düzeltilmiş Bıçak Açılıları

Turbogrid’te mesh atılmadan önce fan rotor bıçaklarına 0.96 span olacak şekilde tip clearance verilmiştir. Daha önce kararlaştırılan %2’lik tip clearance, rotorun çalışma sırasında maruz kalacağı ısıl genişleme için yeterli olmadığı kararının verilmesinin ardından %4 değerine çıkarılmıştır. Aşağıda verilen şekillerde fan rotor ve stator mesh data değerleri, mesh hataları ve mesh yapılarının ayrıntılı görüntüleri verilmiştir.

Details of Mesh Data

Mesh Size Passage Hub Tip Shroud Tip Inlet Outlet

Lock mesh size

Method Global Size Factor

Size Factor 1.5

Boundary Layer Refinement Control

Method Proportional to Mesh Size

Parameters

Factor Base 0

Factor Ratio 3

Target Maximum Expansion Rate

Rate 1.3

Near Wall Element Size Specification

Method Absolute

Five-Edge Vertex Mesh Size Reduction

Inlet Domain

Outlet Domain

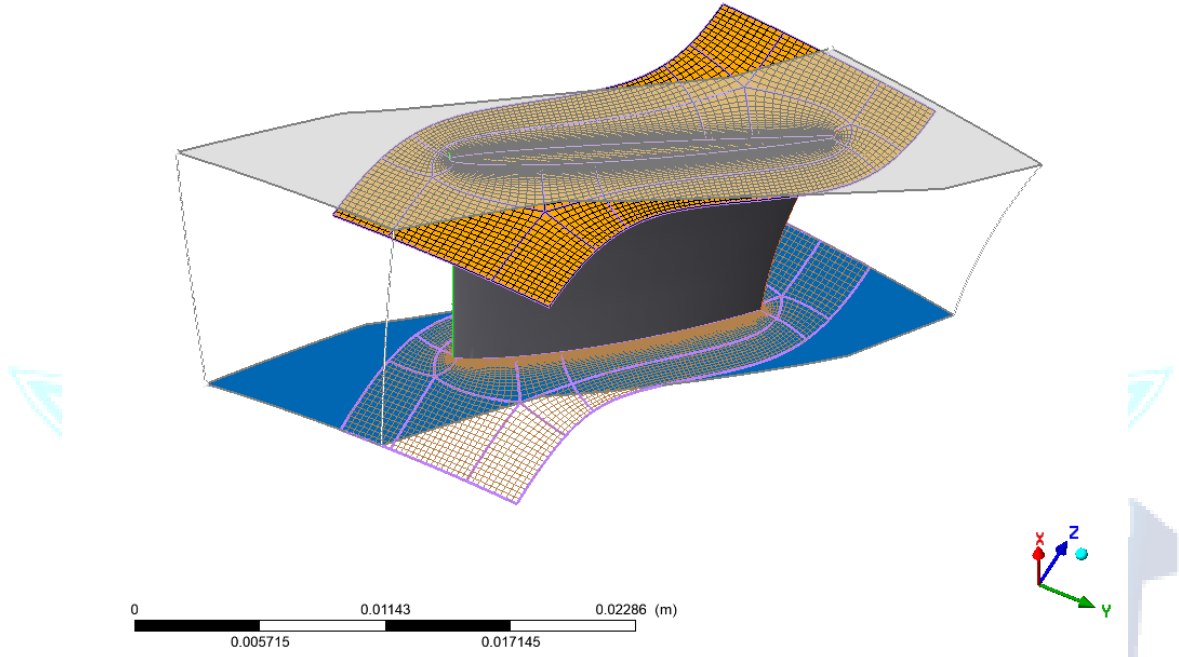
Apply Reset

Total Nodes = 831080 Total Elements = 801556

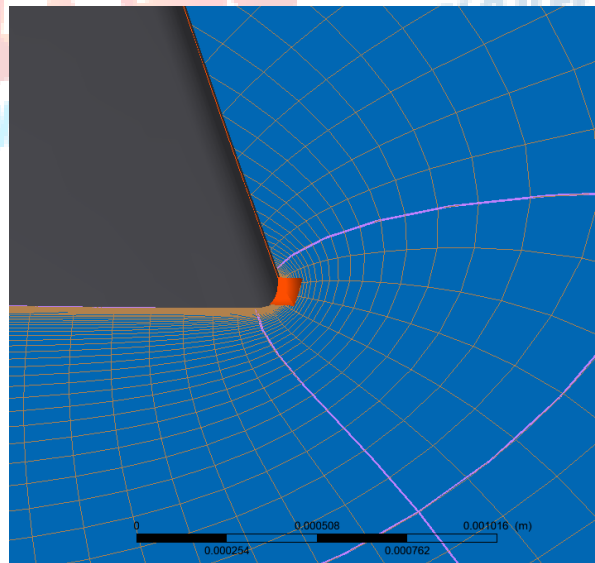
**Şekil 3.12:** Fan Rotor Mesh Data

Mesh Measure	Value	% Bad	
Minimum Face Angle	40.5615 [degree]	0.0000	✓
Maximum Face Angle	158.579 [degree]	0.0000	✓
Maximum Element Volume Ratio	8.42597	0.0000	✓
Minimum Volume	3.53112e-18 [m <sup>3</sup> ]	0.0000	✓
Maximum Edge Length Ratio	3692.85	0.8661	!
Maximum Connectivity Number	10	0.0000	✓

Şekil 3.13: Fan Rotor Mesh Error



Şekil 3.14: Fan Rotor Mesh Yapısı



Şekil 3.15: Fan Rotor Mesh Yapısı Trailing Edge

Details of **Mesh Data**

Mesh Size   Passage   Hub Tip   Shroud Tip   Inlet   Outlet

Lock mesh size

Method: Global Size Factor

Size Factor: 1.5

Boundary Layer Refinement Control

Method: Proportional to Mesh Size

Parameters

Factor Base: 0

Factor Ratio: 3

Target Maximum Expansion Rate

Rate: 1.5

Near Wall Element Size Specification

Method: Absolute

Five-Edge Vertex Mesh Size Reduction

Inlet Domain

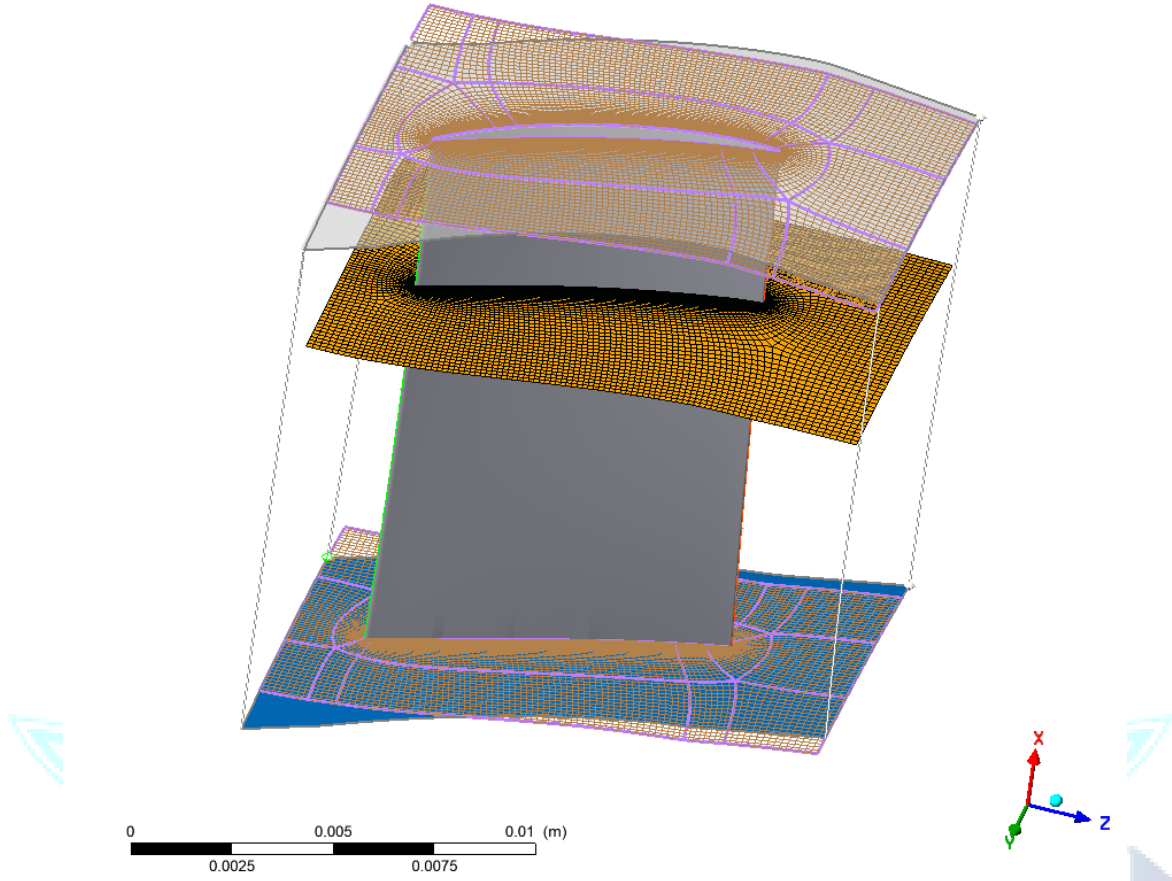
Outlet Domain

Apply   Reset

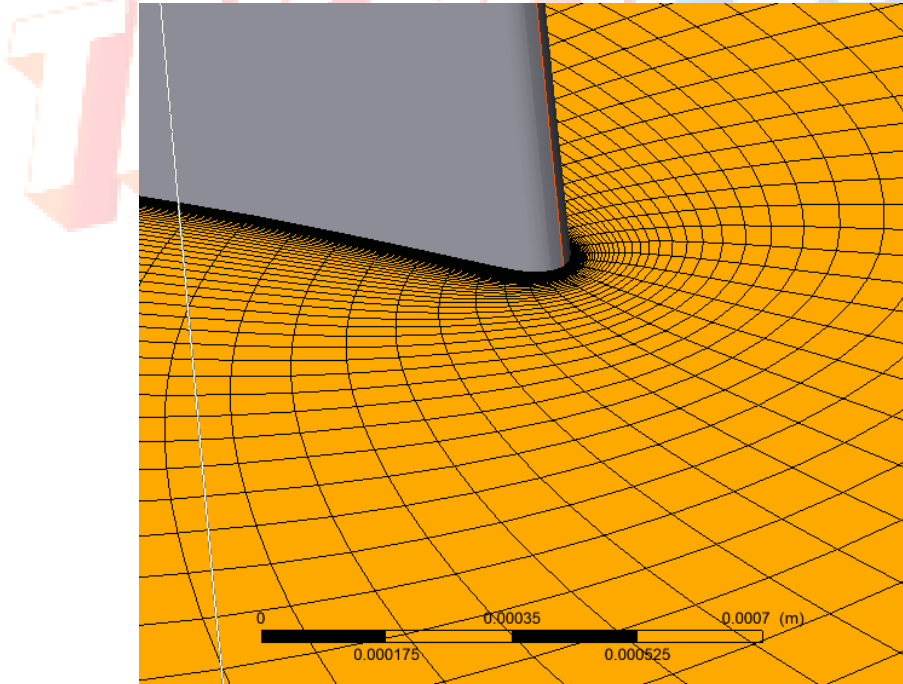
Şekil 3.16: Fan Stator Mesh Data

Mesh Measure	Value	% Bad	
Minimum Face Angle	56.7796 [degree]	0.0000	✓
Maximum Face Angle	112.448 [degree]	0.0000	✓
Maximum Element Volume Ratio	3.41929	0.0000	✓
Minimum Volume	1.39771e-18 [m^3]	0.0000	✓
Maximum Edge Length Ratio	3334.59	1.9736	!
Maximum Connectivity Number	10	0.0000	✓

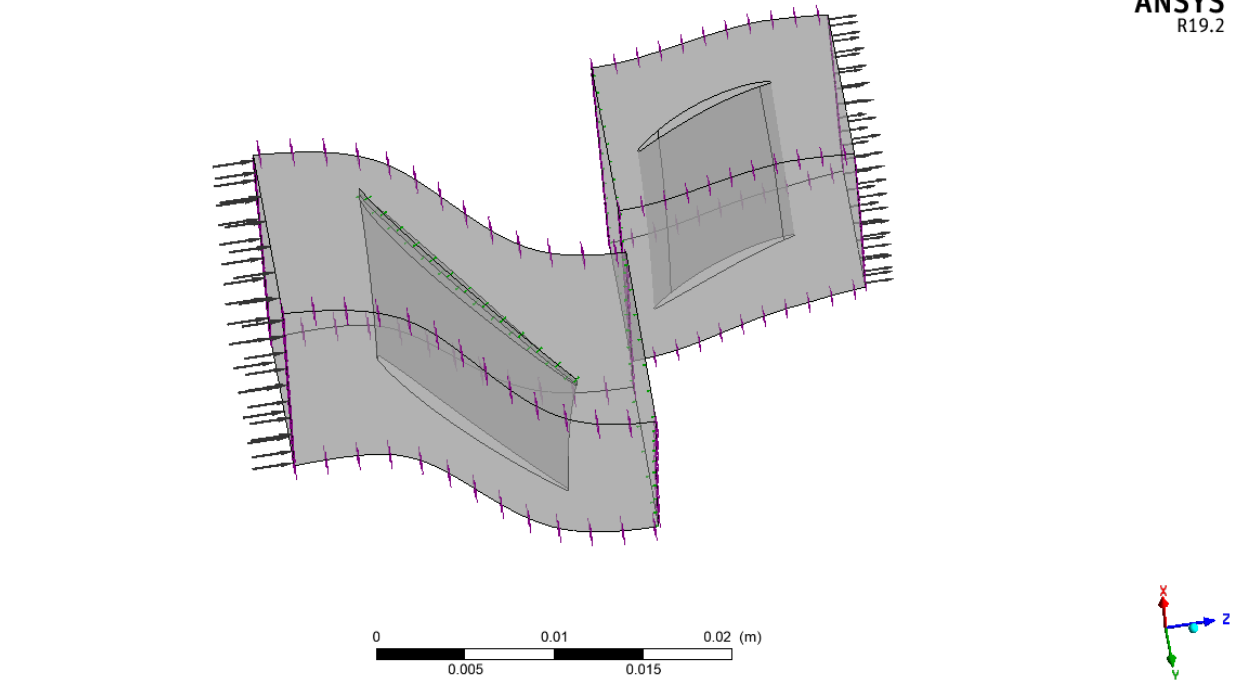
Şekil 3.17: Fan Stator Mesh Error



Şekil 3.18: Fan Stator Mesh Yapısı



Şekil 3.19: Fan Stator Mesh Yapısı Trailing Edge

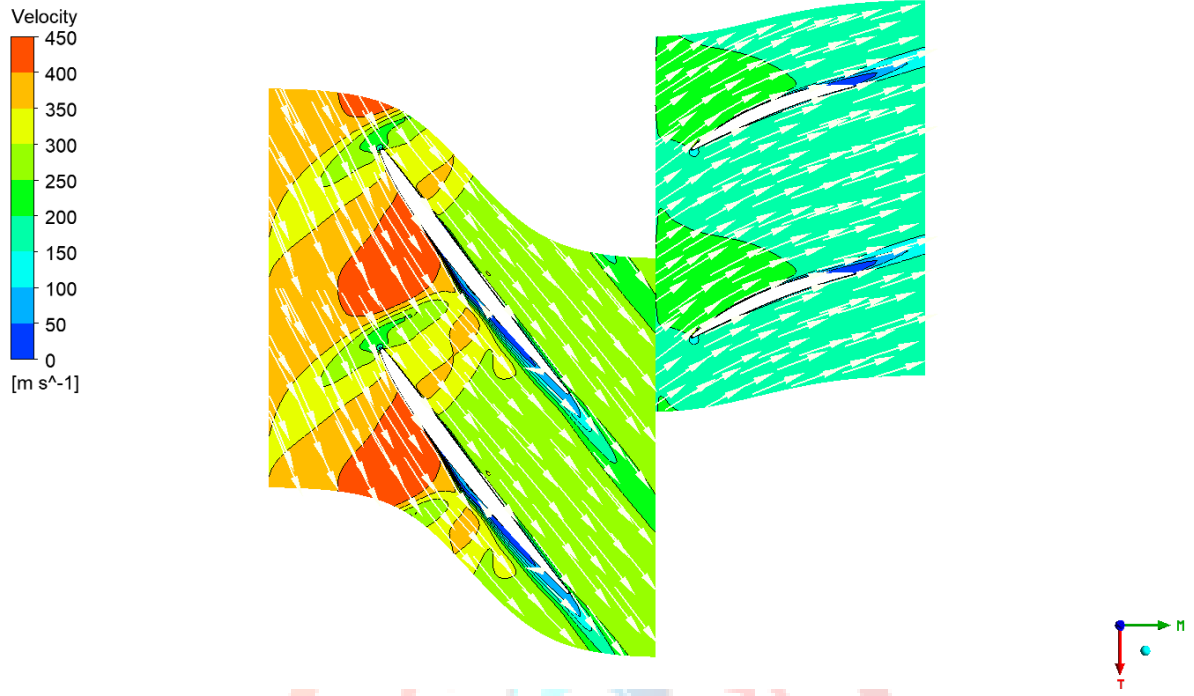


Şekil 3.20: Fan Rotor-Stator Fluid Domain

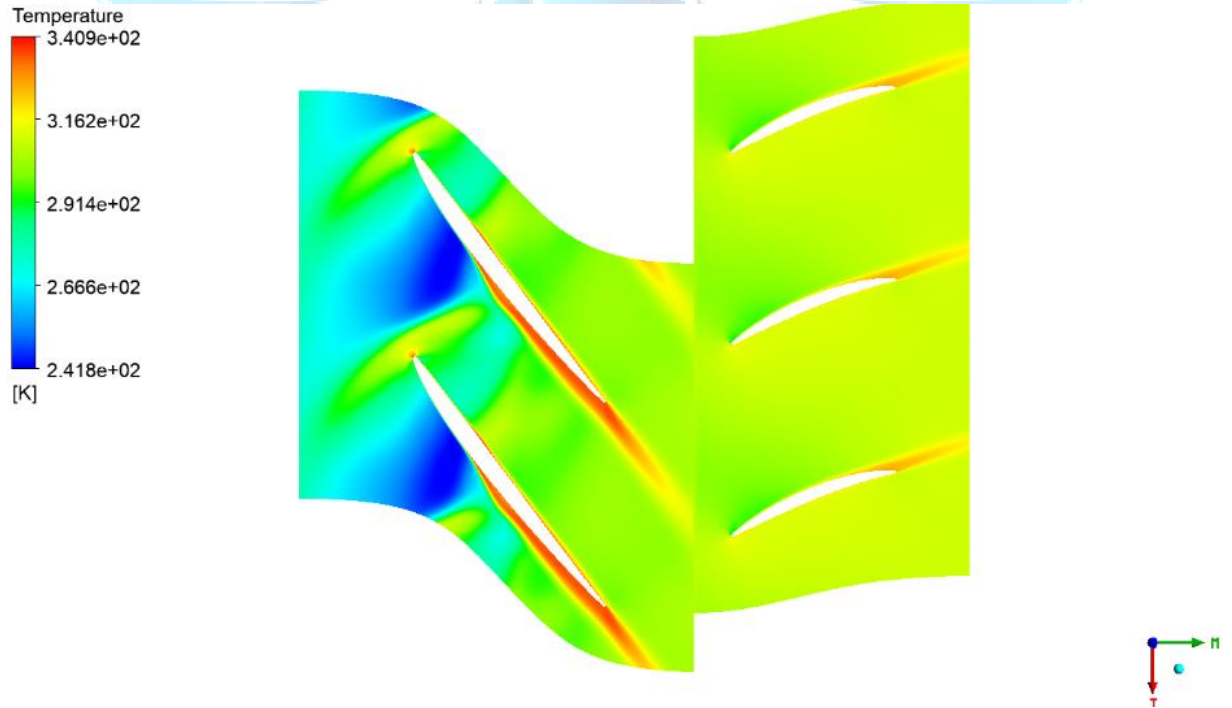
### 3.3.1.2.1. Blade-to-Blade Analiz

İki boyutlu analizler, blade-to-blade ve meridyonel yapı olmak üzere toplam iki şekilde incelenmiştir. Şekil 3.21'deki %50 span blade-to-blade akış yolu hız vektörleri incelendiğinde akışın rotor bıçağına  $0^\circ$  ile girdiği ve stator bıçağından yaklaşık  $18^\circ$ 'de minimum ters akış oluşumu ile ayrıldığı görülmektedir.

Rotor akışkan üzerinde iş yaparken, stator yapılan işi oluşturan rotor çıkış kinetik enerjisini basınca çevirir ve akışı bir sonraki kademeye yönlendirir. Buradaki akış her kademe daha yüksek basınca maruz kalmaktadır. Böylece akış kopmaları gözlemlenmektedir. Akış kopmalarını azaltmak için akışkan birden fazla kademe kullanılarak sıkıştırılmaktadır. Tasarlanan aft-fan modülünde kompresör (fan) tek kademedan oluştuğu için minimum seviyede elde edilen akış kopmaları gözlemlenmektedir.

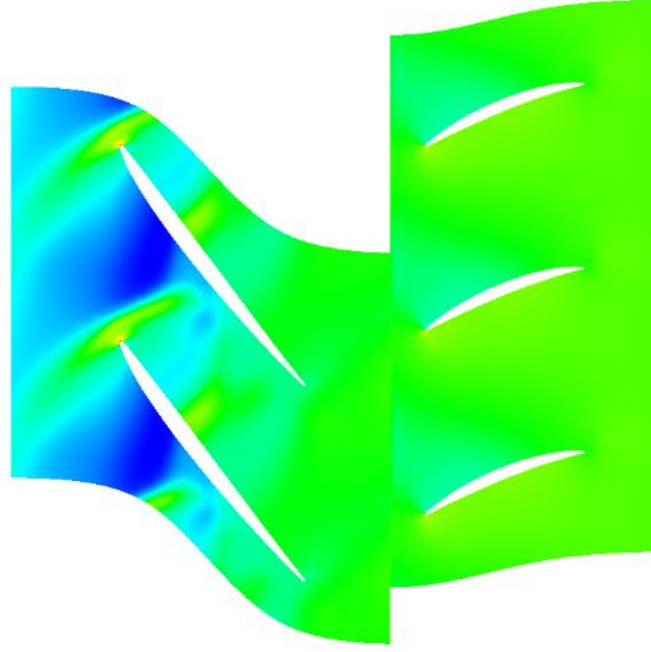


Şekil 3.21: Fan Blade-to-Blade %50 Span Hız Vektörü



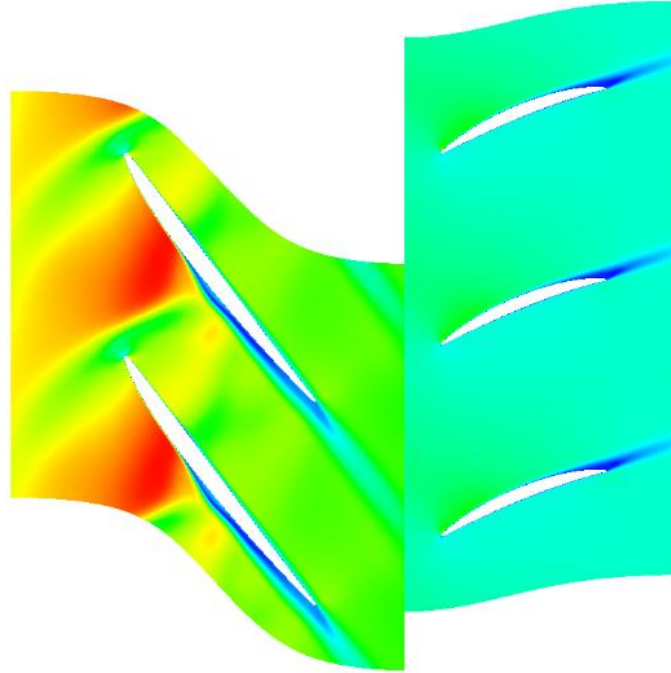
Şekil 3.22: Fan Blade-to-Blade %50 Span Sıcaklık Konturü

Pressure  
1.809e+05  
1.491e+05  
1.173e+05  
8.546e+04  
5.364e+04  
[Pa]

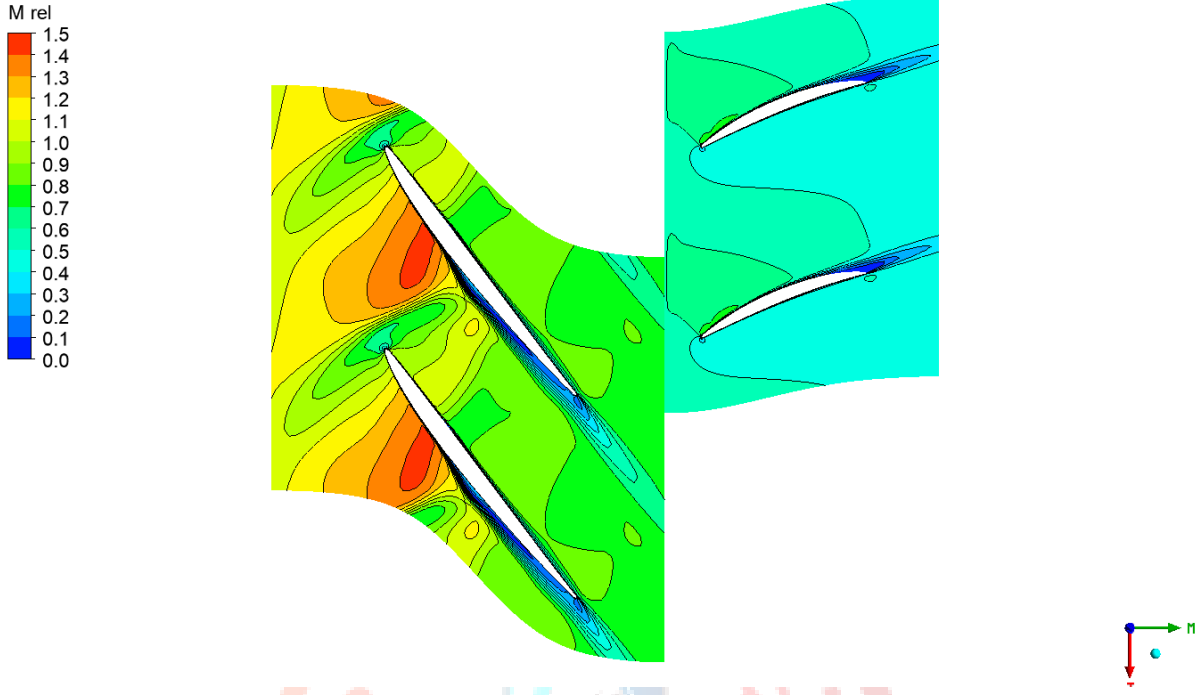


Şekil 3.23: Fan Blade-to-Blade %50 Span Basınç Konturü

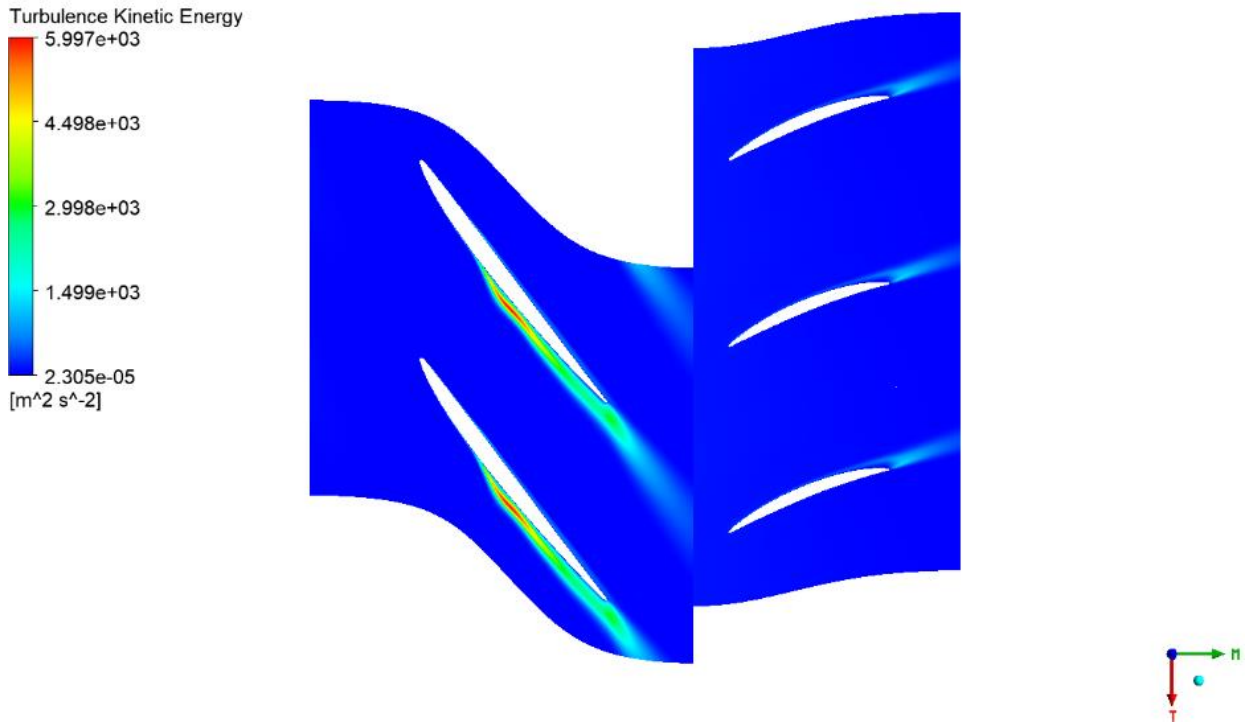
Mach Number  
1.427e+00  
1.071e+00  
7.137e-01  
3.569e-01  
1.000e-15



Şekil 3.24: Fan Blade-to-Blade %50 Span Mach Sayısı Konturü



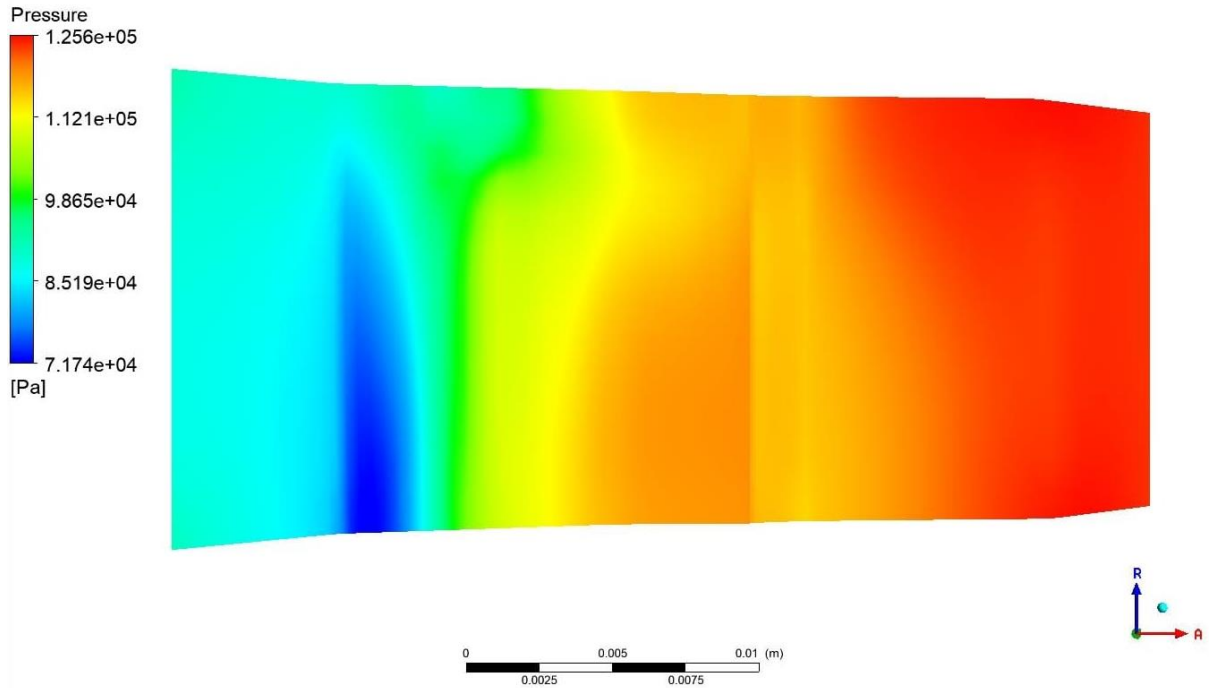
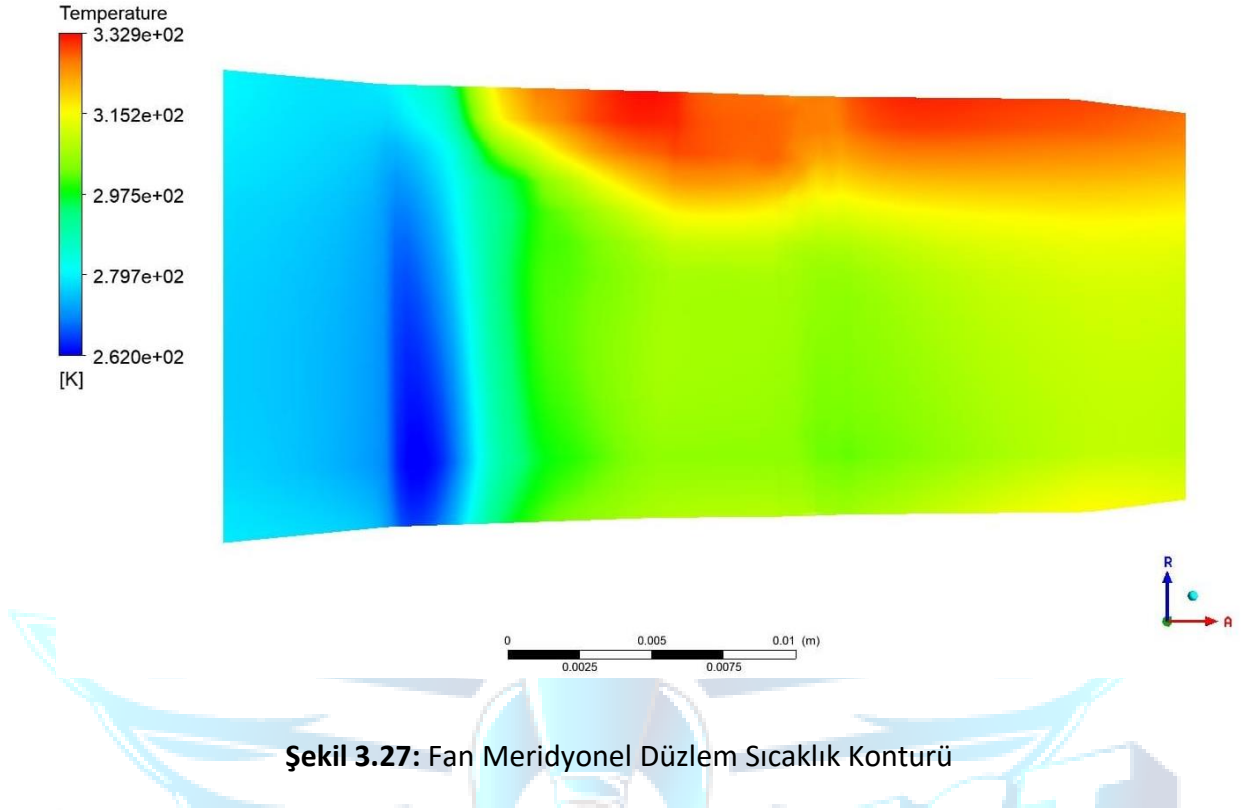
Şekil 3.25: Fan Blade-to-Blade %50 Span Bağlı Mach Sayısı Kontürü

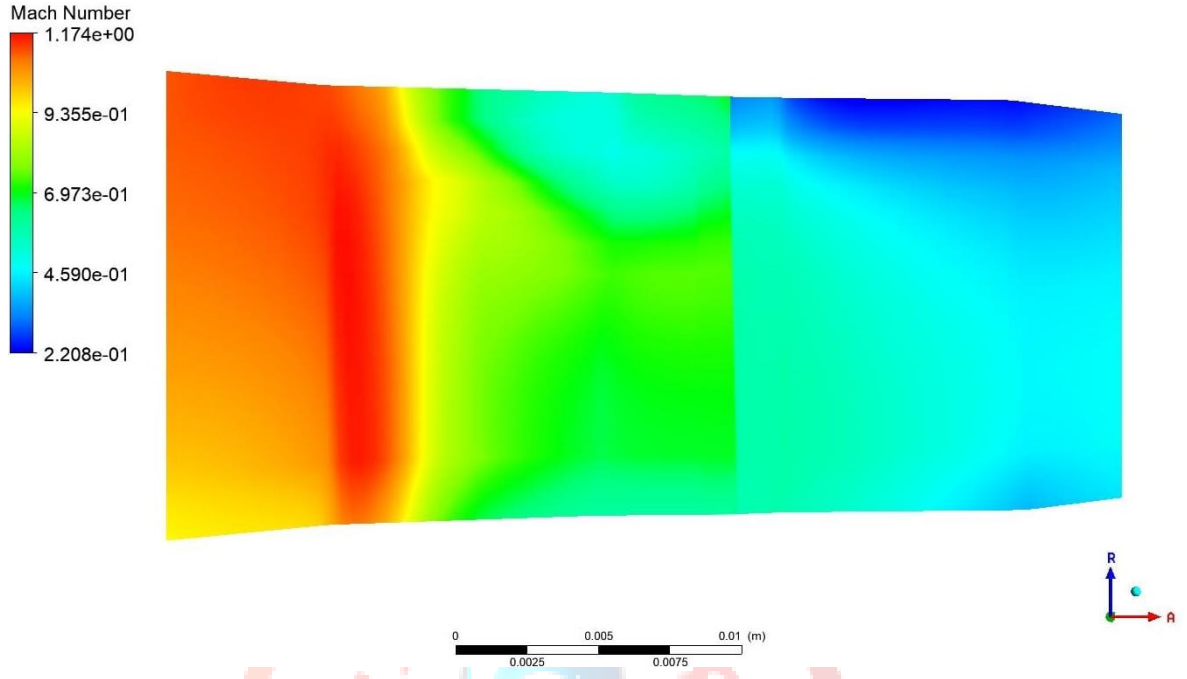


Şekil 3.26: Fan Blade-to-Blade %50 Span Türbülans Kinetik Enerji Kontürü

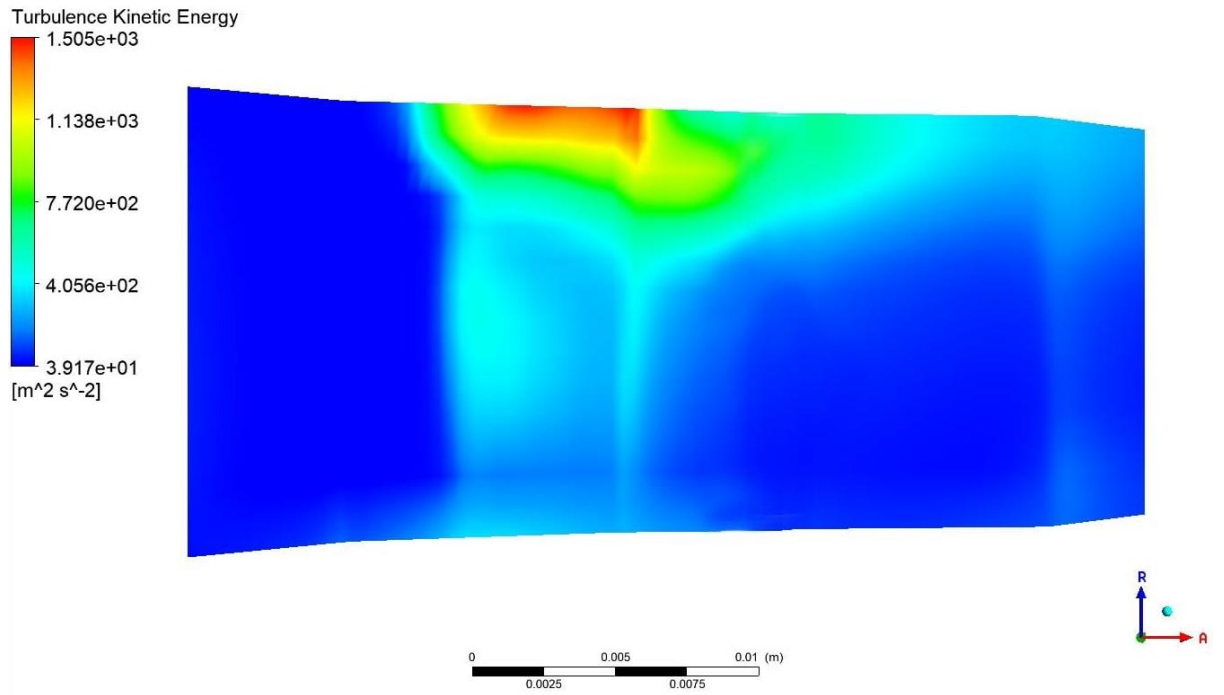


### 3.3.1.2.2. Meridyonel Analiz



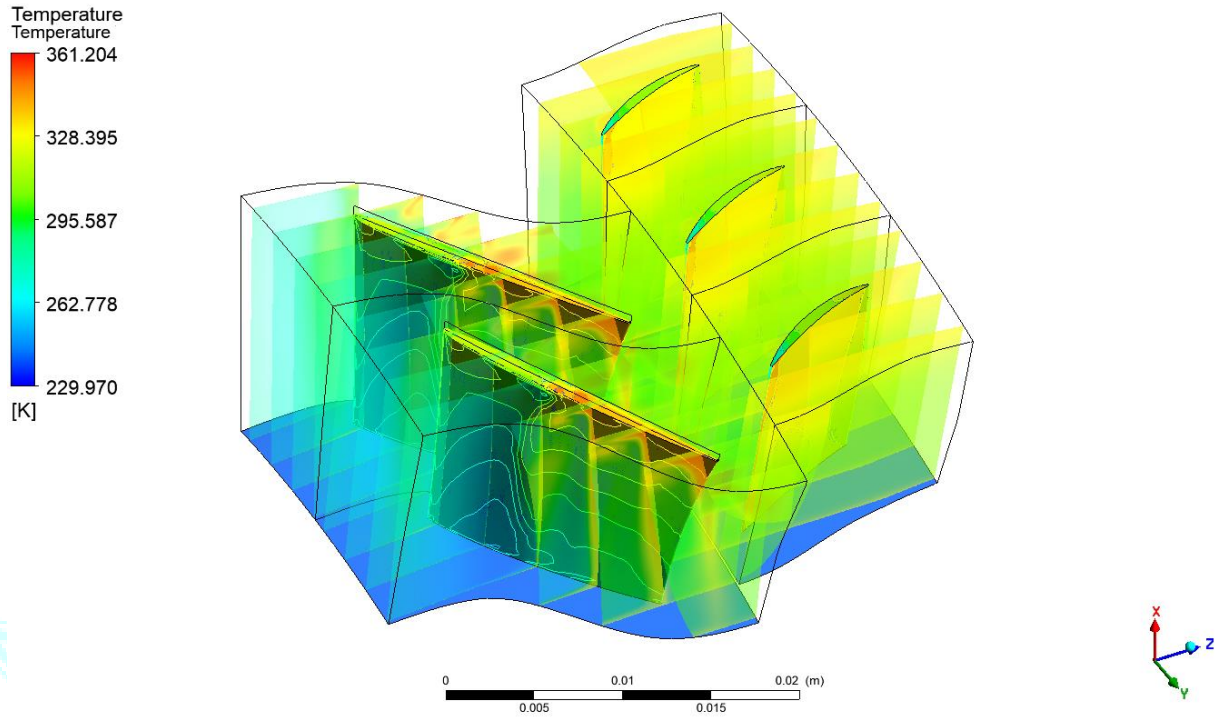


Şekil 3.29: Fan Meridyonel Düzlem Mach Sayısı Konturü

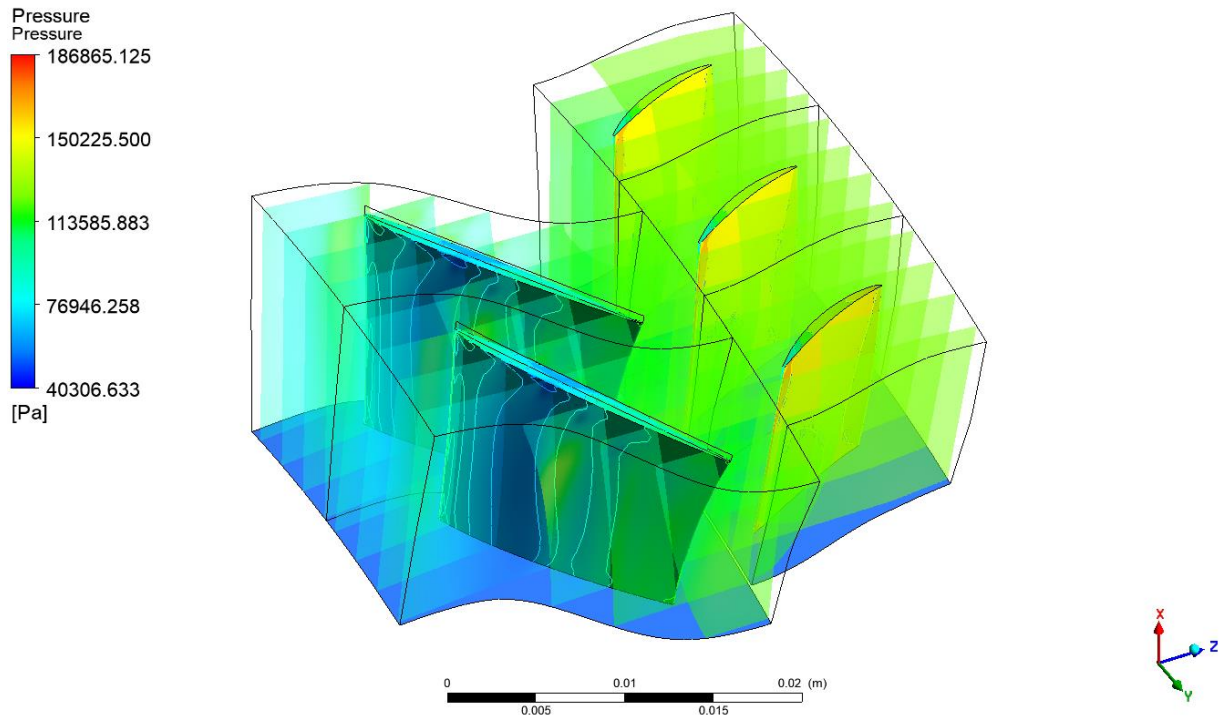


Şekil 3.30: Fan Meridyonel DüzlemTürbülans Kinetik Enerji Konturü

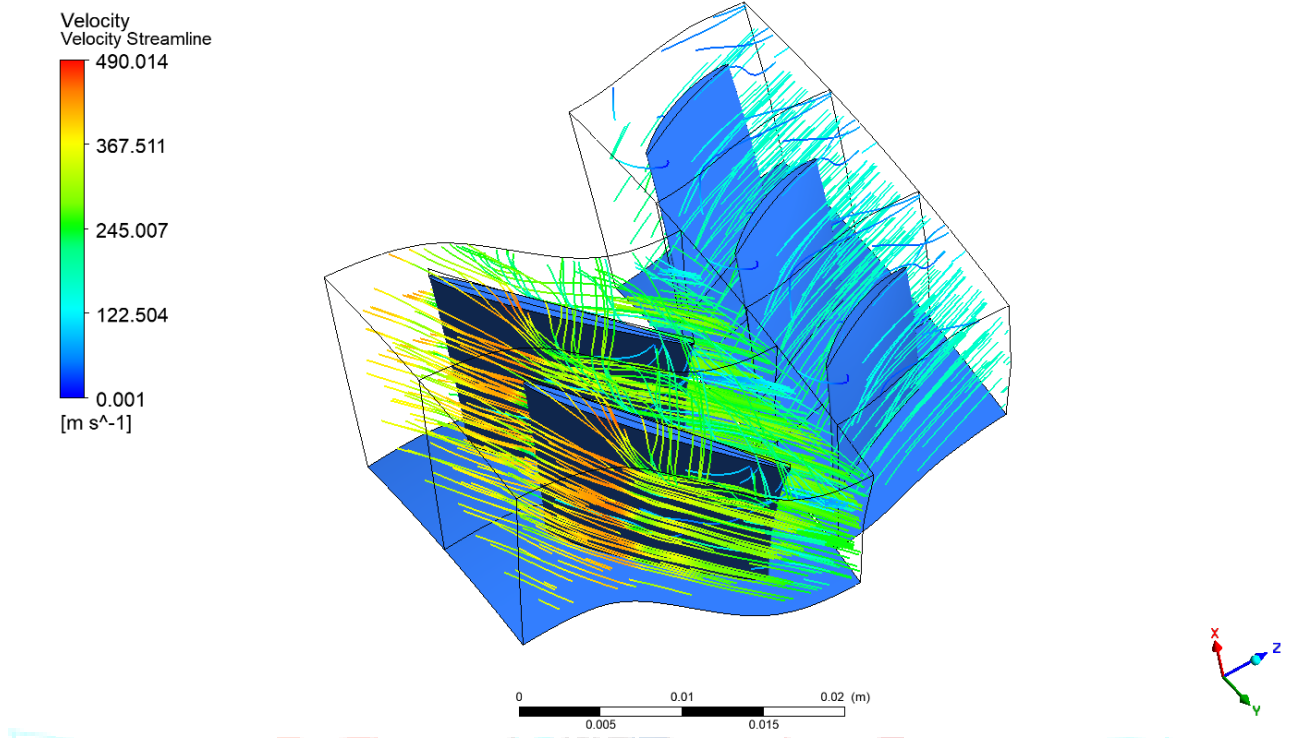
### 3.3.1.3. Üç Boyutlu Fan Analizi



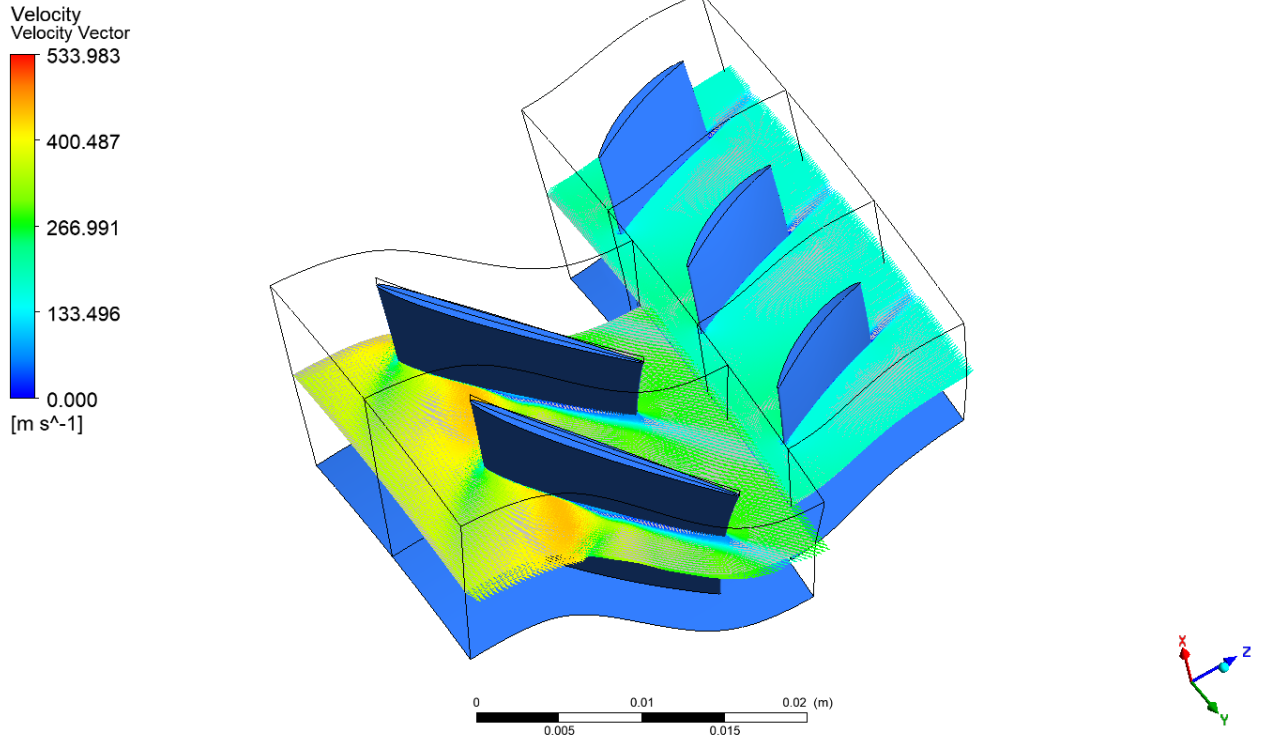
Şekil 3.31: Fan Üç Boyutlu Sıcaklık Konturü



Şekil 3.32: Fan Üç Boyutlu Basınç Konturü

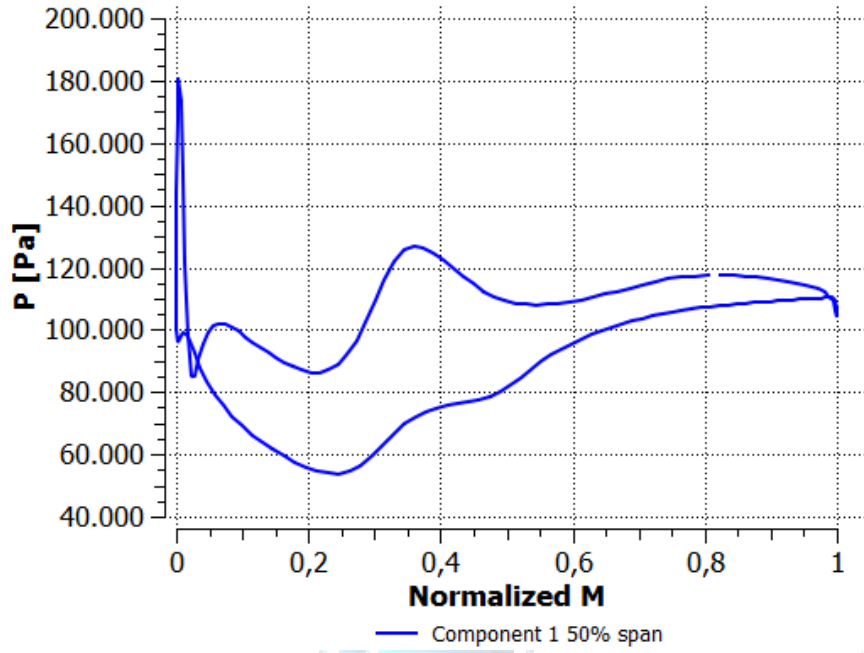


Şekil 3.33: Fan Üç Boyutlu Hız Akış Çizgisi

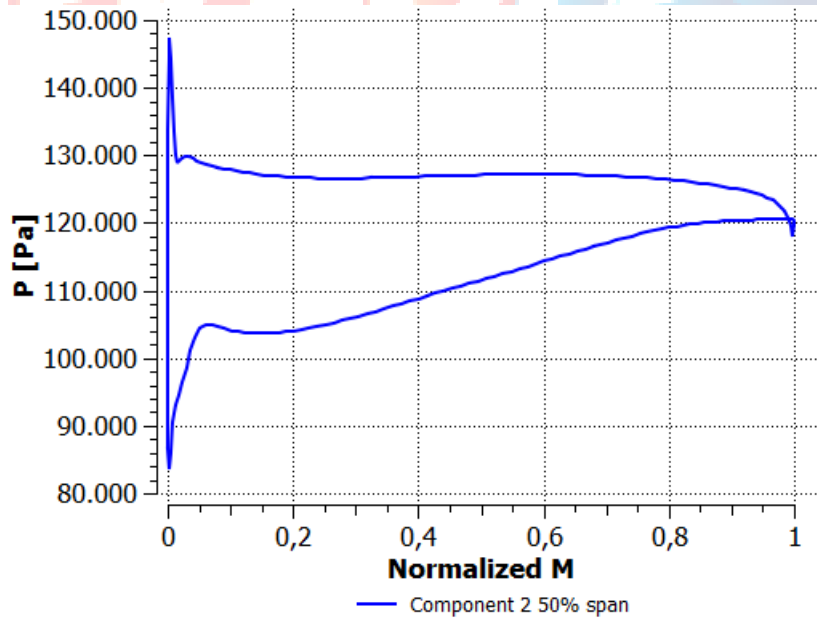


Şekil 3.34: Fan Üç Boyutlu Hız Vektörü

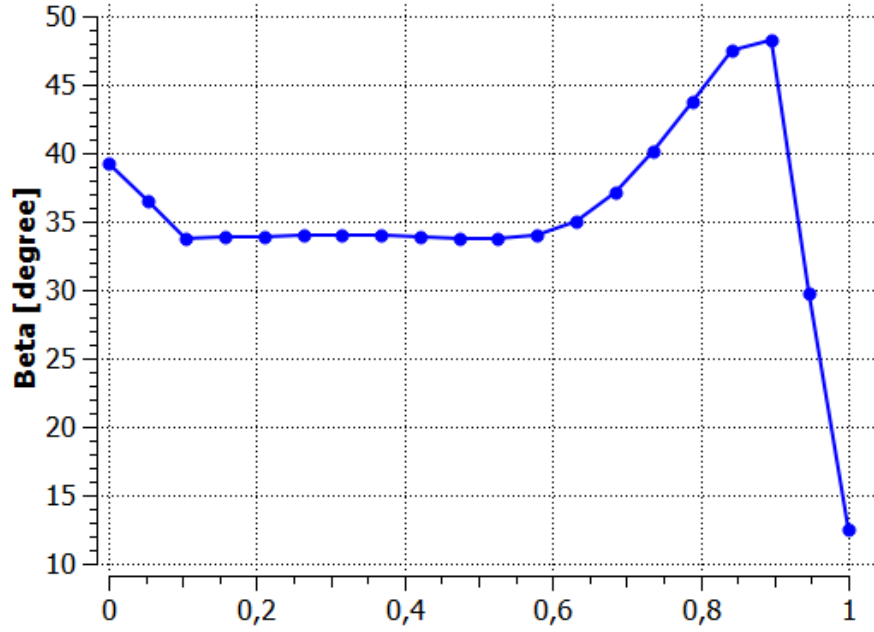
### 3.3.1.4. Grafikler



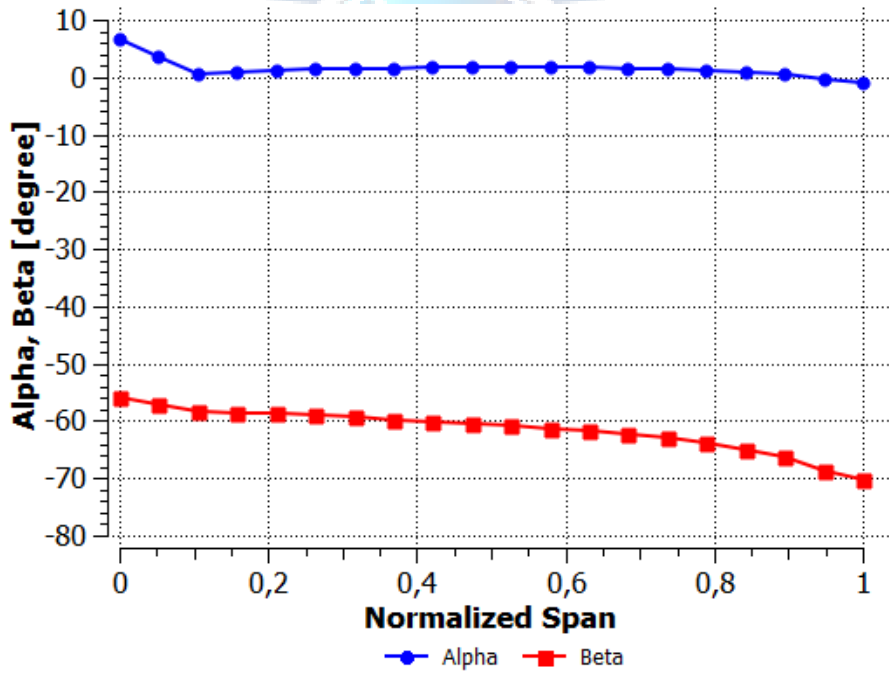
Şekil 3.35: Fan Rotor Hub-to-Tip Blade Loading Grafiği



Şekil 3.36: Fan Stator Hub-to-Tip Blade Loading Grafiği

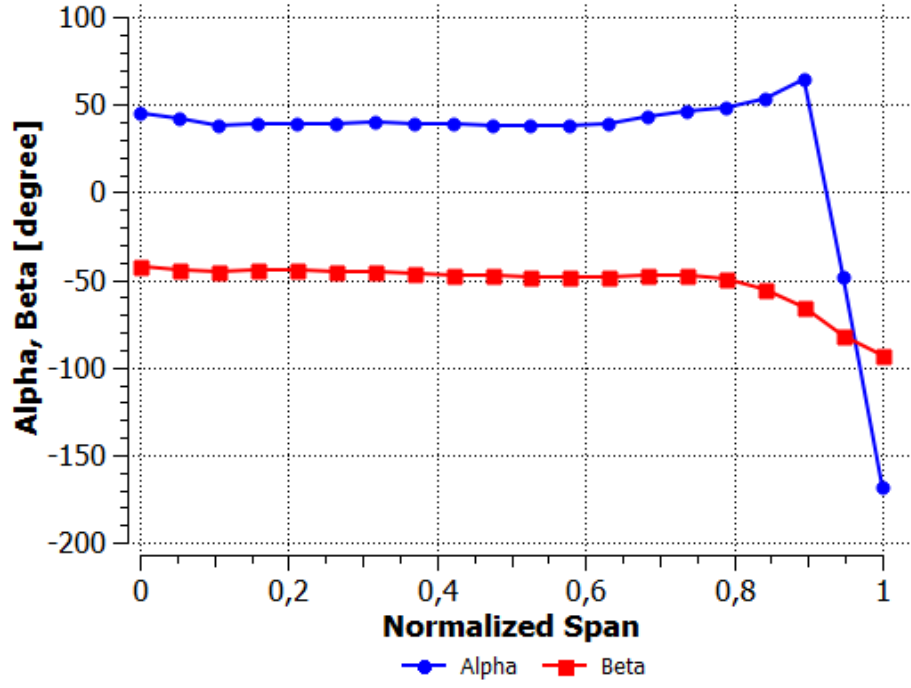


Şekil 3.37: Fan Stator Hub-to-Tip Leading Edge Ortalama Akış Açları Grafiği

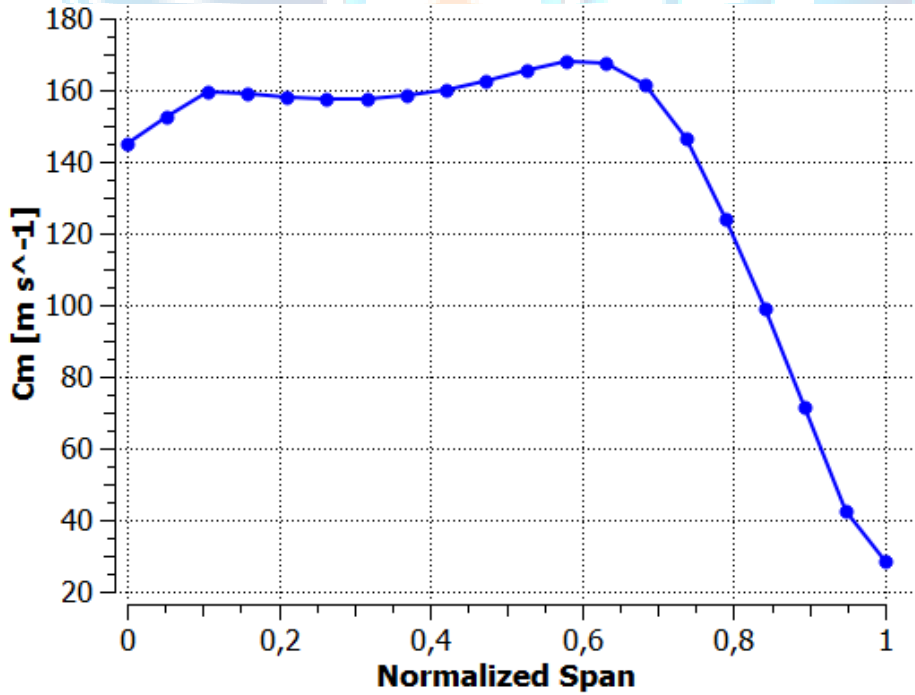


Şekil 3.38: Fan Rotor Hub-to-Tip Leading Edge Ortalama Akış Açları Grafiği

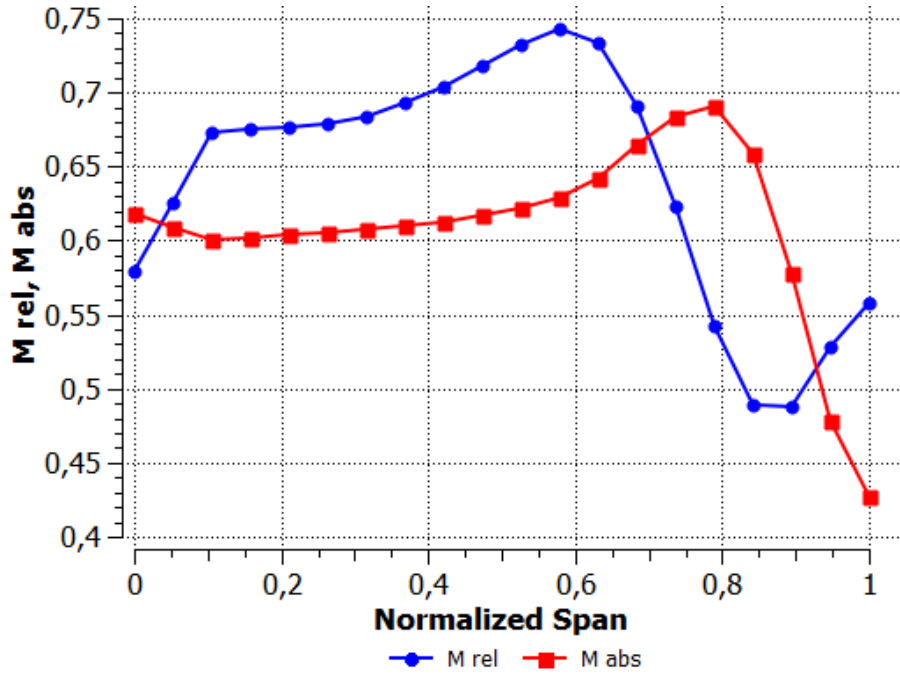




Şekil 3.39: Fan Rotor Hub-to-Tip Trailing Edge Ortalama Akış Açları Grafiği



Şekil 3.40: Fan Hub-to-Tip Meridyonel Hız Grafiği



Şekil 3.41: Fan Rotor Hub-to-Tip Mutlak ve Bağıl Mach Sayısı Grafiği

### 3.3.1.5. Fan Performans Haritası

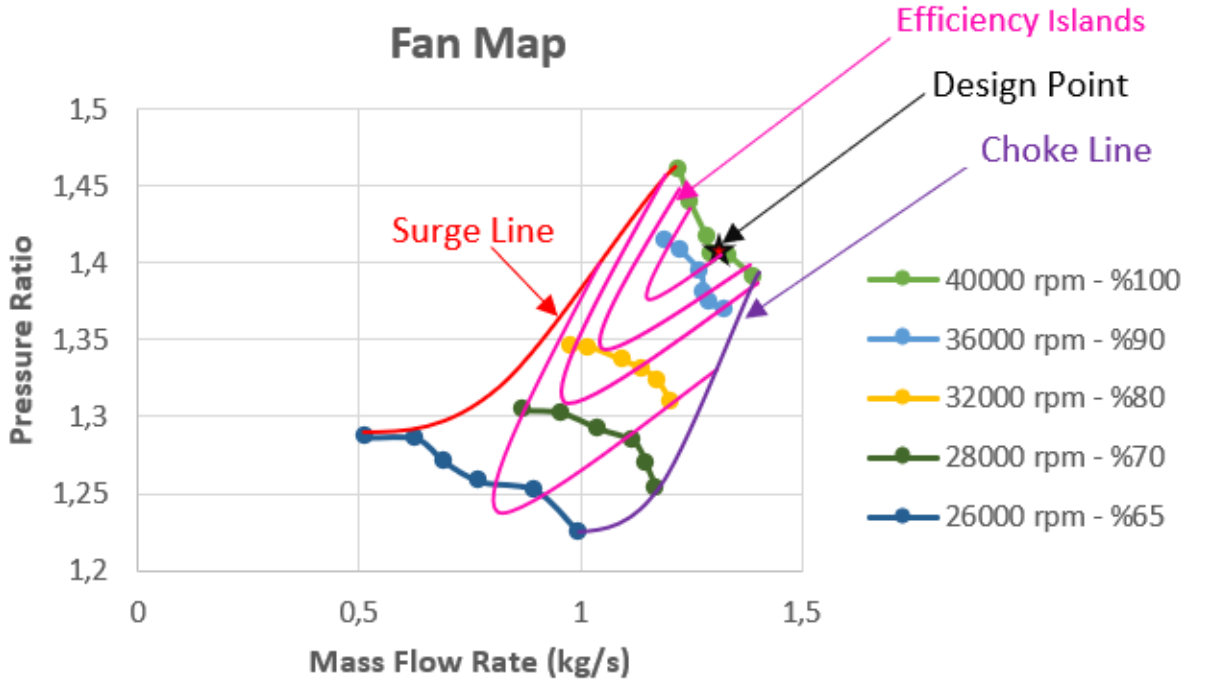
Fan performansı, ortam basıncı ve sıcaklığında meydana gelen değişikliklerden etkilenmektedir. Uçak fanlarındaki, giriş basıncı ve sıcaklık, irtifa ve hava hızıyla değişiklik göstermektedir. Her giriş sıcaklığı ve basınç kombinasyonu için farklı performansın sunulması anlaşılabilirliğe yol açmaktadır. Ancak bunların tümünü, boyutsal analiz kullanarak geniş giriş koşulları yelpazesine uygulanabilen tek bir harita üzerinde daraltmak mümkündür. Boyutsal analizde rotor hızı, kütle akışı ve basınç oranı gibi boyutsuz nicelikler kullanılır. Fan haritası, turbomakine fan performansını gösteren bir grafikdir. Fan haritası, test sonuçlarının verileri kullanılarak oluşturulmaktadır veya özel bir bilgisayar programı tarafından tahmin edilmektedir. Bir fan haritası, bir fanın çalışma aralığını ve çalışma aralığında ne kadar iyi çalıştığını gösterir. Fandan geçen akış için iki temel gereksinim, bir tasarım koşulunda en iyi çalışmasının nedenini ve tasarım dışı olarak bilinen diğer koşullarda neden o kadar iyi olmadığını açıklamaktadır. Şekil 3.42, kompresörün kütle akış hızı ve basınç oranı gösterilmektedir.



Choke (boğulma), akışın aksel kompresör kanatçık boğazlarında 1 Mach hıza ulaşması neticesinde kompresörden daha fazla akışın geçmemesi durumu olarak tanımlanmaktadır.

Surge (akış dalgalanması), dinamik kompresörlerde görülen dinamik dengesizlik durumudur. Belirli kritik hızlarda ve çeşitli durumlarda kompresör akış dalgalanması ile meydana gelmektedir. Kritik hızlarda, ön kademelerdeki giriş, arka kademelerdeki girişe uymaz. Kompresörde iki uçta da (birbirlerine karşı olan) değişik etkileri, etkinin tesir yönünü sürekli olarak değiştirerek yok etmeye çalışır, akışın ayrılmasına ve bir noktada tersine akmasına neden olur ve kompresördeki havanın darbeler şeklinde oluşmasına neden olur. Bu duruma ise akış dalgalanması adı verilir. Bu durum kompresördeki (fandaki) sabit akışın bozulmasına yol açmaktadır. Şekil 3.42’de belirtilen surge line, fanın kararlı çalışmasının alt sınırı olarak kabul edilmektedir.

Stall (durağanlık), akışın kanat yüzeylerindeki ayrılmalarından kaynaklanmaktadır. Kompresör kademelerinde dizayn değerlerinde yaşanan küçük sapmalar, giriş açısının durağanlık değeri limitlerini aşmasına, ilk olarak kanatçık mean bölgesinde ve uç kısımlarında durağanlık bölgeleri oluşmasına neden olmaktadır. Bu durağanlık bölgelerinin büyüklük ve sayılarının artması kütle debisini düşürmektedir. Kanatçıklardaki yüksek oranlardaki durağanlık, çıkış basıncında önemli miktarda düşüşe neden olur ve bu durum ise kompresörü akış dalgalanmasına götürmektedir. Stall, titreşime neden olabilir ve bunun sonucunda komponentte fatigue (yorulma) hatası ile karşılanmaktadır.



Şekil 3.42: Fan Performans Haritası

Mass Flow Rate (kg/s)	Pressure Ratio
1,22487	1,459922
1,251044	1,438456
1,286942	1,416058
1,295101	1,405416
1,336931	1,404328
1,392911	1,390936

**Tablo 3.13:** 40000 RPM - %100'de Fan Değerleri

Mass Flow Rate (kg/s)	Pressure Ratio
1,193406	1,414424
1,229249	1,407273
1,270802	1,393688
1,278683	1,379961
1,291246	1,373817
1,326651	1,369171

**Tablo 3.14:** 36000 RPM - %90'da Fan Değerleri

Mass Flow Rate (kg/s)	Pressure Ratio
0,978528	1,345258
1,021351	1,344622
1,096995	1,336122
1,143081	1,330605
1,175931	1,322794
1,207388	1,309389

**Tablo 3.15:** 32000 RPM - %80'de Fan Değerleri

Mass Flow Rate (kg/s)	Pressure Ratio
0,873081	1,303704
0,957252	1,302066
1,040002	1,292025
1,118721	1,283881
1,147832	1,268836
1,170087	1,253373

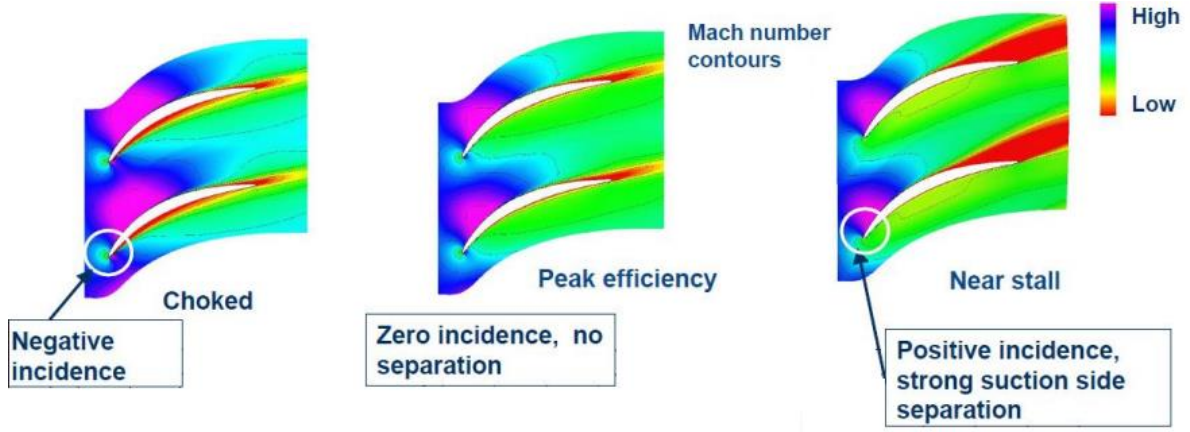
**Tablo 3.16:** 28000 RPM - %70'te Fan Değerleri

Mass Flow Rate (kg/s)	Pressure Ratio
0,514279	1,286616
0,628482	1,285771
0,692779	1,270544
0,774048	1,257874
0,896395	1,252262
0,995696	1,224935

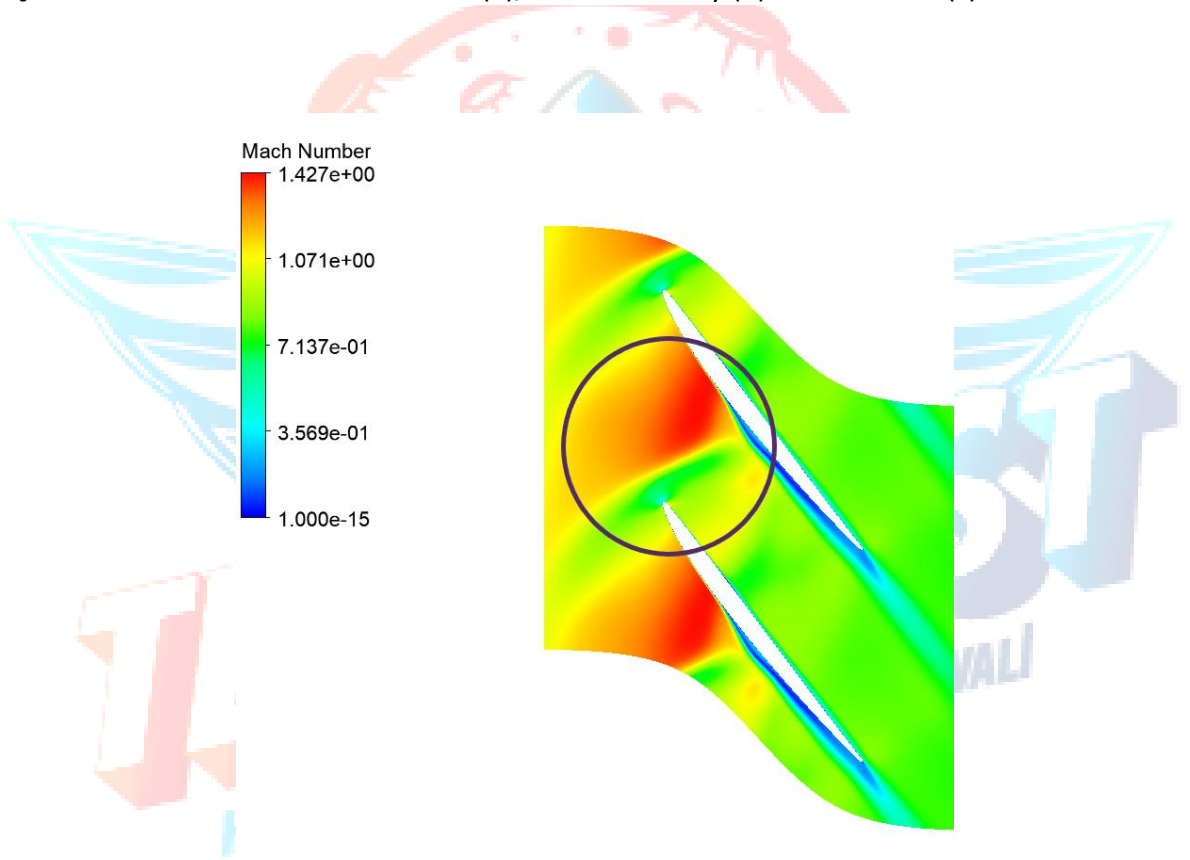
**Tablo 3.17:** 26000 RPM - %65'te Fan Değerleri

Belirli basınç ve sıcaklıkta akan bir akış, daralan bir kesit alanından daha düşük basınçlı bir ortama geçtiğinde, akışkanın hızı artmaktadır. Aynı zamanda, daralan kesit alanından geçen akış basıncının azalması olarak tanımlanan venturi etkisi, statik basıncın ve dolayısıyla yoğunluğun daralmada azalmasına neden olur. Şekil 3.42'de choke line performans eğrisinin sabit upstream basınç ve sıcaklığı için downstream basınç ortamında daha fazla azalma ile mass flow rate değerinin artmayacağını gösteren bir diğer sınırdır. Akış hızı, boğulma noktasındaki değerin ötesine geçemez. Normalde tek kademeli kompresörlerde hasara neden olmaz, ancak çok kademeli kompresörde ciddi hasara neden olmaktadır. Bu durumu önlemek için şok önleyici vanalar kullanılmaktadır.

Yapılan analizler sonucunda çıkarılan fan haritasında görüldüğü üzere fan tasarım noktası, surge line ve choke line arasında en verimli çalışan bölge üzerinde bulunmaktadır. Devir hızı %65'in altına indiğinde analizde hata alınması sebebiyle fan haritası devir hızı için %65-%100 aralığında çıkarılmıştır.



Şekil 3.43a: Blade-to-Blade Choked (a), Peak Efficiency (b) ve Near Stall (c) Mach Konturü



Şekil 3.43b: Fan Rotor Blade-to-Blade %50 Span Mach Sayısı Konturü

Tablo 3.12’de belirtilen hesaplanan ve düzeltilmiş  $\beta_1$  değerleri arasındaki fark, incidence değeri,  $3.28^\circ$ ’dir. Böylece pozitif incidence oluşur ve Şekil 3.43a-C’deki örnekteki gibi Şekil 3.43b’de akışın near stall durumuna *yatkın oluşu* gözlemlenmektedir. Bu durum Şekil 3.42’de verilen fan performans haritasından da anlaşılacağı üzere dizayn noktası, en verimli bölge ve stall çizgisi arasında kalmaktadır.

## 3.3.2. Türbin

### 3.3.2.1. Bir Boyutlu Türbin Analizi

Türbin bölgesi tasarım hesaplamalarında aksenal türbin için kullanılan hesaplama yöntemleri kullanılacaktır. Yapmış olduğumuz hesapların formülleri referans [1] ve [2]'den alınmış olup oradaki örnekler incelenerek çözülmüştür. Türbin tasarımında yapılan hesaplamaları Tablo 3.18'deki değerler temel alınarak yapılmıştır. Türbin tasarımında izlenen yol haritası Şekil 3.45'te verilmiştir.

Kütle akış miktarı, $m$ (kg/s)	0,690
Türbin izentropik verimi, $\eta_t$	0,9
Türbin giriş sıcaklığı, $T_{01}$ (K)	1045
Sıcaklık düşüş miktarı, $T_{01} - T_{03} = \Delta T_{0S}$ (K)	67,84
Giriş basıncı, $P_{01}$ (kPa)	191
Basınç oranı, $P_{01}/P_{03}$	1,35
Nozzle loss katsayısı, $\lambda_N$	0,05

Tablo 3.18: Türbin Tasarım Girdileri



### 3.3.2.1.1. Hız Üçgenleri ve Akış Açıları Hesaplamaları

$C_{a2} = C_{a3}$  ve  $C_1 = C_3$  kabulleri doğrultusunda hesaplamalara başlanmıştır. Giriş hızı akseldir ve böylece  $\alpha_1 = 0^\circ$ 'dır. Türbin bıçakları fana midplatform ile bağlı olduğu için aynı dönme hızına sahiptir. Türbin mean bıçak hızı aşağıda verilen hesaplamalar sonucunda elde edilmiştir. ( $U_m=230$  m/s ,  $N=40000$  rpm)

$$U_m = 2 * \pi * r_m * N = 230 \text{ m/s} \quad r_m = 0,055 \text{ m}$$

Buradan loading katsayısı,

$$\psi = \frac{2 * c_p * \Delta T_{0s}}{U^2} \quad \psi = 2,94$$

Akış katsayısı 0,6 ve  $\alpha_3 = 0^\circ$  olarak kabul alınarak reaksiyon derecesi kontrol edilir.

$$\phi = \frac{C_\alpha}{U_m} \quad \phi = 0,6$$

$$\alpha_3 = \tan\beta_3 - \frac{1}{\phi} \quad \tan\beta_3 = 1,66$$

$$2 * \Lambda = (\tan\beta_3 * 2 * \phi) - \frac{\psi}{2} \quad \Lambda = 0,264$$

Bulunan reaksiyon derecesi ( $\Lambda = 0,264$ ) küçük bir değerdir ama mean bölgesi için kabul edilebilirdir. Root bölgesinden daha küçük bir değer gelecektir ve negatif değerlerden kaçınmak gerekir. Bu sebeple swirl açısı  $\alpha_3 = 10^\circ$  derece alınarak işlemlere devam edilmiştir.

$$\alpha_3 = 10^\circ \quad \tan\alpha_3 = 0,176$$

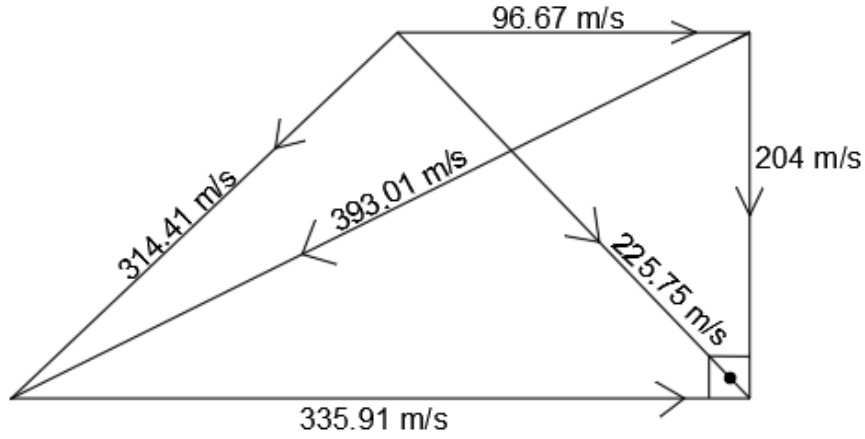
$$\tan\beta_3 = 1,66 + \tan\alpha_3 \quad \tan\beta_3 = 1,843$$

$$2 * \Lambda = (\tan\beta_3 * 2 * \phi) - \frac{\psi}{2} \quad \Lambda = 0,37$$

Bulunan reaksiyon derecesi ( $\Lambda = 0,37$ ) yine küçük bir değerdir ama kabul edilebilirdir. Çıkış açısını daha fazla arttırmak bu defa fazla kayıplara sebep olacaktır. Aşağıdaki işlemler sonucu elde edilen açılar kullanılarak Şekil 3.46'daki gibi hız üçgenleri çizilebilir.

$$\tan\beta_2 = \frac{1}{2 * \phi} * \left( \frac{1}{2} * \psi - 2 * \Lambda \right) \quad \tan\beta_2 = 0,7877 \quad \beta_2 = 38,2^\circ$$

$$\tan\alpha_2 = \tan\beta_2 + \frac{1}{\phi} \quad \tan\alpha_2 = 2,4538 \quad \alpha_2 = 67,8^\circ$$



Şekil 3.46: Türbin Hız Üçgeni

### 3.3.2.1.2. Kademe Hesaplamaları

1, 2 ve 3. kademe için hız, yoğunluk ve annulus alanlarının hesaplanması gerekir.  
 $(C_{\alpha 3} = C_{\alpha 2})$

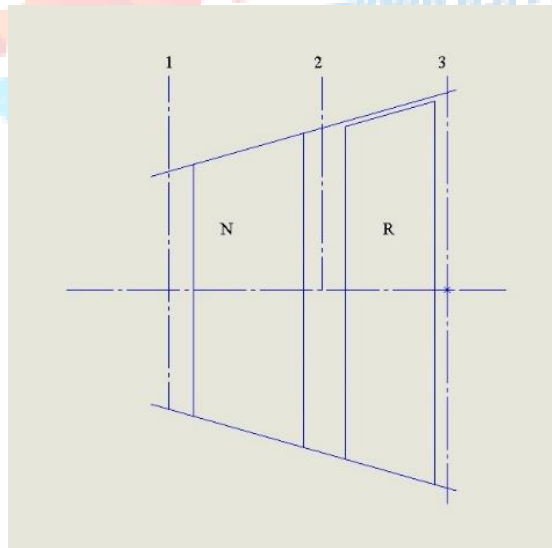
$$C_{\alpha 1} = C_1 = C_3 = \frac{C_{\alpha 3}}{\cos \alpha_3}$$

$$C_{\alpha 2} = U * \phi$$

$$C_{\alpha 2} = 138 \text{ m/s}$$

$$\frac{C_{\alpha 2}}{\cos \alpha_3} = \frac{U * \phi}{\cos \alpha_3}$$

$$C_{\alpha} = C_{\alpha 2} = C_{\alpha 3} = 138 \text{ m/s}$$



Şekil 3.47: Aft-Fan Türbin Şeması



## Kademe 2

$$C_{a2} = U * \phi \quad C_2 = \frac{C_{a2}}{\cos\alpha_2} \quad C_2 = 365,6 \text{ m/s}$$

$$T_{02} - T_{2s} = \frac{C_2^2}{2*c_p} \quad T_{02} - T_{2s} = 58,23 \text{ K} \quad T_{02} = T_{01} = 1045 \text{ K}$$

Türbin statorunda herhangi bir soğutma işlemi yapılmayacağı için  $T_{01} = T_{02}$  kabul edilmiştir.

$$T_{2s} - T'_{2s} = \lambda_N * \frac{C_2^2}{2*c_p} \quad T'_{2s} = 983,8 \text{ K}$$

Basınç değerleri hesaplanabilmesi için izentropik eşitlikler kullanılmıştır.

$$\frac{p_{01}}{p_{2s}} = \left(\frac{T_{01}}{T_{2s}'}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 1,27 \quad p_{2s} = 150,04 \text{ kPa}$$

Sürtünme etkisini yoksayarak kritik basınç oranını hesaplanmıştır ve akışın boğulup boğulmadığını kontrol edilmiştir.

$$\frac{p_{01}}{p_c} = \left(\frac{\gamma + 1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 1,85$$

Elde edilen oran kritik basınç oranından daha düşük çıktığı için akışın bu noktada boğulmadığı sonucuna ulaşılır. 2. kademe için bulunan yoğunluk, annulus alanı ve Mach sayısı değerleri aşağıda verilmiştir.

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2} \quad \rho_2 = 0,529 \text{ kg/m}^3$$

$$A_2 = \frac{m}{C_{a2} * \rho_2} \quad A_2 = 0,0094 \text{ m}^2$$

$$A_{2N} = \frac{m}{C_2 * \rho_2} \quad A_{2N} = 0,0035 \text{ m}^2$$

$$M_2 = \frac{C_2}{\sqrt{\gamma * R * T_{2s}}} \quad M_2 = 0,595$$

### Kademe 1

$C_1$  aksenal hız,  $C_1 = C_3$  ve  $C_{a2} = C_{a3}$  kabulleri alınarak işlemlere aşağıdaki gibi devam edilmiştir.

$$C_{a1} = C_1 = C_3 = \frac{C_{a3}}{\cos\alpha_3} \quad C_{a1} = 140,13 \text{ m/s}$$

$$T_{01} - T_{1s} = \frac{C_1^2}{2 \cdot c_p} = 8,55 \quad T_{1s} = 1036,44 \text{ K}$$

$$\frac{p_{1s}}{p_{01}} = \left( \frac{T_{1s}}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad p_{1s} = 184,82 \text{ kPa}$$

1. kademe için bulunan yoğunluk, annulus alanı ve Mach sayısı değerleri aşağıda verilmiştir.

$$\rho_{1s} = \frac{p_{1s}}{RT_{1s}} \quad \rho_{1s} = 0,621 \text{ kg/m}^3$$

$$A_1 = \frac{m}{C_{a1} \cdot \rho_1} \quad A_1 = 0,0079 \text{ m}^2$$

$$M_1 = \frac{C_1}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{1s}}} \quad M_1 = 0,223$$

### Kademe 3

Türbin için sıcaklık düşüş mitarı tabloda verildiği gibi 1045 K'dir. Bu değer kullanılarak 3. kademedeki sıcaklık hesaplanmıştır.

$$T_{01} - \Delta T_{0s} = T_{03} \quad T_{03} = 977,15 \text{ K}$$

$$T_{3s} = T_{03} - \frac{C_3^2}{2 \cdot c_p} \quad T_{3s} = 968,6 \text{ K}$$

$$\frac{p_{3s}}{p_{03}} = \left( \frac{T_{3s}}{T_{03}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad p_{3s} = 135,27 \text{ kPa}$$

3. kademe için bulunan yoğunluk, annulus alanı ve Mach sayısı değerleri aşağıdadır.

$$\rho_{3s} = \frac{P_{3s}}{RT_{3s}} \quad \rho_{3s} = 0,486 \text{ kg/m}^3$$

$$A_3 = \frac{m}{C_{a3} \cdot \rho_3} \quad A_3 = 0,0102 \text{ m}^2$$

$$M_3 = \frac{C_3}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{3s}}} \quad M_3 = 0,230$$

Hesaplamalar sonucu bulunan değerler Tablo 3.19'da özetlenmiştir.

Kademe	1	2	3
<b>A (m<sup>2</sup>)</b>	0,0079	0,0094	0,0102
<b>h (m)</b>	0,0229	0,0273	0,0297
<b>r<sub>t</sub>/r<sub>r</sub></b>	1,526	1,66	1,74

**Tablo 3.19:** Türbin Kademeleri Alan, Yükseklik ve Yarıçap Oran Değerleri

**$\lambda_R$  Katsayısı Hesabı**

$$\frac{T_2}{T_{3''}} = \left( \frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad T_{3''} = 961,56 \text{ K}$$

$$V_3 = \frac{C_{a3}}{\cos \beta_3} \quad V_3 = 293,82 \text{ m/s}$$

$$\frac{V_3^2}{2 \cdot c_p} = 37,6 \quad \lambda_R = \frac{T_3 - T_{3''}}{\frac{V_3^2}{2 \cdot c_p}} = 0,187$$

Beklenildiği gibi  $\lambda_R$  değeri, başlangıçta kabul alındığı gibi  $\lambda_N$  değerinden büyük gelmiştir.

### 3.3.2.1.3. Root ve Tip Bölgesi Hesaplamaları

#### Free Vortex Tasarımı

$$W_s = U * (C_{w2} + C_{w3}) = \omega * (C_{w2} * r + C_{w3} * r) = constant$$

$$C_{w2} * r = r * C_{a2} * \tan\alpha_2 = constant \quad C_{a2} = constant$$

Yukarıda verilen eşitlikler doğrultusunda herhangi bir r yarıçapındaki  $\alpha_2$ , mean radius  $r_m$ 'deki  $\alpha_{2m}$  ile şu şekilde ilişkilidir:

$$\tan\alpha_2 = \left(\frac{r_m}{r}\right)_2 * \tan\alpha_{2m}$$

Benzer olarak, kademe çıkışında swirl olan yerde,

$$\tan\alpha_3 = \left(\frac{r_m}{r}\right)_3 * \tan\alpha_{3m}$$

Rotor kanadının girişindeki akış açısı ( $\beta_2$ ), aşağıdaki hesaplamalar yapılarak bulunabilir.

$$\tan\beta_2 = \tan\alpha_2 - \frac{U}{C_{a2}} = \left(\frac{r_m}{r}\right)_2 * \tan\alpha_{2m} - \left(\frac{r}{r_m}\right)_2 * \frac{U_m}{C_{a2}}$$

Benzer olarak  $\beta_3$  için,

$$\tan\beta_3 = \left(\frac{r_m}{r}\right)_3 * \tan\alpha_{3m} - \left(\frac{r}{r_m}\right)_3 * \frac{U_m}{C_{a3}}$$

Mean bölgesi hesaplamalarından aşağıdaki değerler bulunmuştur.

$$\alpha_{2m} = 67,83^\circ$$

$$\beta_{2m} = 38,21^\circ$$

$$\alpha_{3m} = 10^\circ$$

$$\beta_{3m} = 61,52^\circ$$

Elde edilen  $h$  ve  $r_m$  değerleri,  $r_r = r_m - \frac{h}{2}$  ve  $r_t = r_m + \frac{h}{2}$  denklemlerine yazılır. Böylece,

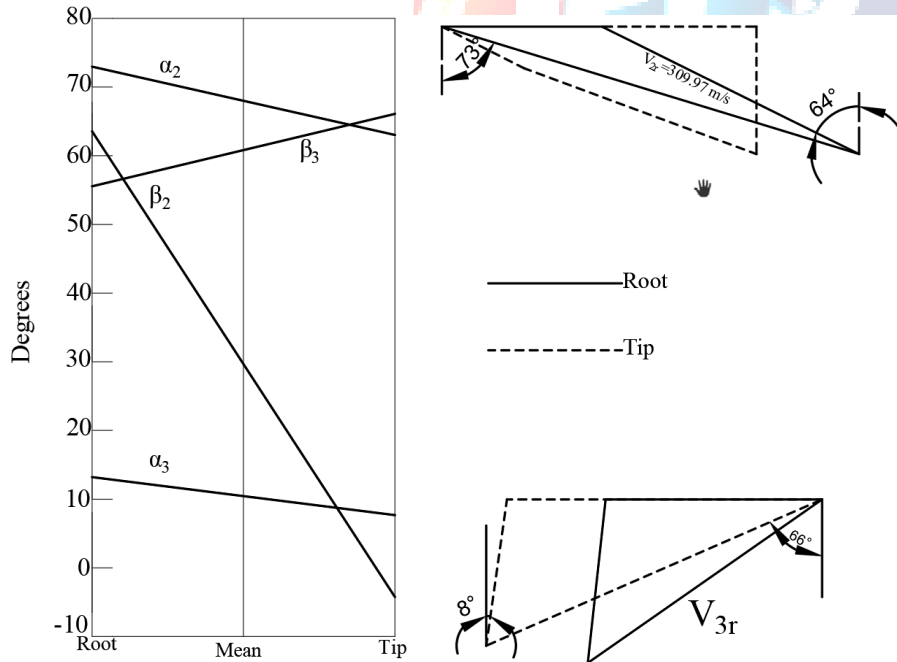
$$\left(\frac{r_m}{r_r}\right)_2 = 1,33 \quad \left(\frac{r_m}{r_t}\right)_2 = 0,80$$

$$\left(\frac{r_m}{r_r}\right)_3 = 1,37 \quad \left(\frac{r_m}{r_t}\right)_3 = 0,79$$

Türbin için hesaplanan akış açı değerleri aşağıdaki Tablo 3.20’de özetlenmiştir.

	$\alpha_2$	$\beta_2$	$\alpha_3$	$\beta_3$
Root	72,97°	63,56°	13,20°	55,55°
Mean	67,83°	38,21°	10°	61,52°
Tip	63,04°	-6,54°	8,04°	66,09°

**Tablo 3.20:** Türbin Root, Mean ve Tip Bölgesindeki Akış Açıları



**Şekil 3.48:** Akış Açısının Yarıçap İle Değişimi

$$V_{2r} = C_{a2} * \sec \beta_{2r}$$

$$V_{2r} = 309,98 \text{ m/s}$$

$$C_{2r} = C_{a2} * \sec \alpha_{2r}$$

$$C_{2r} = 471,13 \text{ m/s}$$

$$T_{2r} = T_{02} - \frac{C_{2r}^2}{2 * c_p}$$

$$T_{2r} = 948,33 \text{ K}$$

$$(M_{V2})_r = \frac{V_{2r}}{\sqrt{\gamma * R * T_{2r}}}$$

$$(M_{V2})_r = 0,514$$

### 3.3.2.1.4. Bıçak Tasarımı

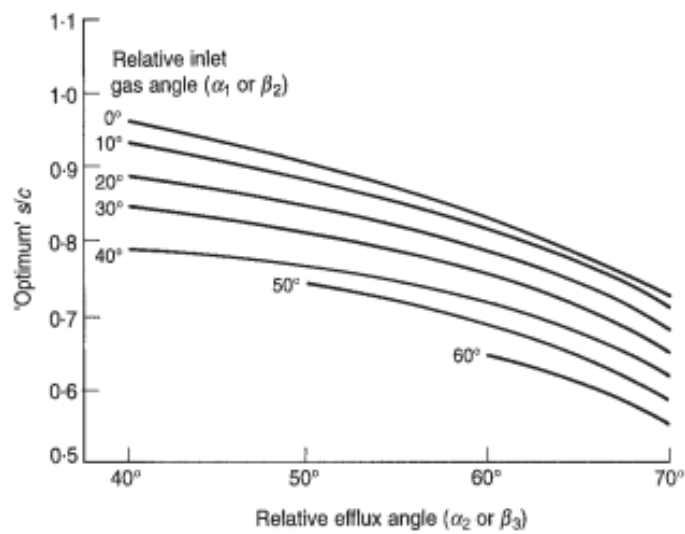
#### Bıçak Sayısının Belirlenmesi

#### Optimum the pitch/chord ratio

Nozzle ve rotorda s/c oranını bulmak için Şekil 3.49'da verilen grafik incelenmiştir. Bulunan açılar kullanılarak s/c oranları aşağıda belirtilen değerlerde bulunmuştur. ( $\alpha_{1m} = 0^\circ$ )

$$\left(\frac{s}{c}\right)_N = 0,85$$

$$\left(\frac{s}{c}\right)_R = 0,83$$



Şekil 3.49: Optimum Pitch/Chord Oranı

### Aspect ratio (h/c)

Aspect ratio'nun çok yüksek olmaması gerekir. Yüksek aspect ratio bıçak üzerindeki stresi arttırmaktadır. Tasarlanmakta olan bıçak geometrisi için makul bir değer olan 2,3 değeri alınarak işlemlere devam edilmiştir.

$$h_N = \left[ \frac{(h_1+h_2)}{2} \right] \quad h_N = 0,0251 \text{ m}$$

$$h_R = \left[ \frac{(h_2+h_3)}{2} \right] \quad h_R = 0,0285 \text{ m}$$

Aspect ratio belirlendikten sonra bıçağın chord uzunluğunu bulunur. Aşağıda nozzle ve rotor için hesaplanan chord uzunlukları verilmiştir.

$$C_N = 0,0109 \text{ m} \quad C_R = 0,0124 \text{ m}$$

Bulunan s/c oranları ve chord uzunlukları kullanılarak nozzle ve rotor için pitch uzunlukları hesaplanır.

$$S_N = \left( \frac{s}{c} \right)_N * C_N \quad S_N = 0,00928 \text{ m}$$

$$S_R = \left( \frac{s}{c} \right)_R * C_R \quad S_R = 0,01029 \text{ m}$$

Bıçak sayılarını bulabilmek için fan bölgesindeki bıçak sayısını bulurken kullanılan denklem bu bölümde de kullanılabilir.

$$N = \frac{2*\pi*r_m}{s} \quad N_N = 37 \quad N_R = 34$$

Bıçak sayısı nozzle için 37 ve rotor için 34 olarak hesaplanmıştır. Yapılan akış analizlerinde, nozzle ve rotor bıçak sayıları birbirine yakın olduğu durumda verimde ve üretilen shaft gücünde artış gözlemlenmiştir. Böylece nozzle ve rotor bıçak sayılarının her birinin 37 adet olmasına karar verilmiştir.

## Bıçak Açılarının Belirlenmesi

Türbin bölgesindeki nozzle ve rotor bıçak açılarının bulunabilmesi için fan bıçak açılarını bulurken kullanılan yönetimi tekrarlamak gerekir. Hesaplamalarımızda, havanın fan rotoruna giriş ve çıkış açıları  $\beta_1$  ve  $\beta_2$ , türbin rotoruna giriş ve çıkış açıları  $\beta_2$  ve  $\beta_3$ , nozzle bölgesindeki giriş ve çıkış açıları  $\alpha_1$  ve  $\alpha_2$  olarak alınmıştır.

### Rotor

İncidence açısı, fan için yapılan hesaplamalarda olduğu gibi türbin için yapılacak hesaplamalarda da  $0^\circ$  ( $i=0^\circ$ ) olarak kabul alınır. Detay tasarım raporunda  $\pm 2^\circ$  derece değiştirilerek analiz yapılacaktır. ( $\alpha_1' = \alpha_1 = \beta_2 = 38,20^\circ$ ,  $\alpha_2 = \beta_3 = 61,51^\circ$ )

Deviation angle:

$$\delta = m * \theta * \sqrt{\frac{s}{c}} \quad \delta = -9,05^\circ$$

Stagger angle:

$$\zeta = \alpha_1' - \frac{\theta}{2} \quad \theta = -29,54^\circ ; \quad \zeta = 52,98^\circ$$

$$\alpha_2' = \alpha_1' - \theta \quad \alpha_2' = 67,75^\circ$$

Türbin rotor bıçak çıkış açısı ( $\alpha_2'$ )  $67,75^\circ$  derece olarak bulunmuştur.

### Nozzle

İncidence açısı, fan için yapılan hesaplamalarda olduğu gibi türbin için yapılacak hesaplamalarda da  $0^\circ$  ( $i=0^\circ$ ) olarak kabul alınır. Yapılan analizlerde incidence  $0^\circ$ 'dan farklı alınmış olup türbin iki boyutlu analizi başlığı altında verilen tabloda detaylı olarak açıklanmıştır. ( $\alpha_1' = \alpha_1 = 0^\circ$ ,  $\alpha_2 = 67,82^\circ$ )

Deviation angle:

$$\delta = m * \theta * \sqrt{\frac{s}{c}} \quad \delta = -18,7^\circ$$



Stagger angle:

$$\zeta = \alpha_1' - \frac{\theta}{2} \quad \theta = -81,34^\circ ; \quad \zeta = 40,67$$

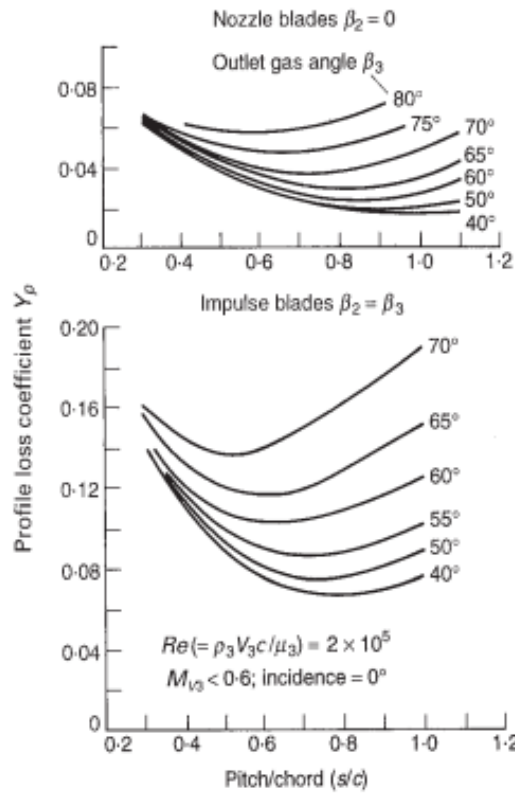
$$\alpha_2' = \alpha_1' - \theta \quad \alpha_2' = 81,34^\circ$$

### 3.3.2.1.5. Türbin Verim Hesabı

Verim hesabına başlamadan önce nozzle ve rotor için profile loss coefficient değerlerinin hesaplanması gerekir. Thickness/chord oranı 0,2 kabul alarak işlemlere başlanmıştır.  $(Y_p)_N$  değerinin hesaplanabilmesi için nozzle aspect ratio (s/c) oranını ve nozzle akış çıkışı ( $\alpha_2$ ) değerlerinin bilinmesi gerekir. Bu değerler Şekil 3.50'deki grafik kullanılarak elde edilmiştir.

thickness/chord (t/c)= 0,2

$(Y_p)_N = 0,019$



Şekil 3.50: Pitch/Chord Oranı – Profile Lost Coefficient Grafiği

$(Y_P)_R$  değeri ise aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$Y_P = \left\{ Y_{P(\beta_2=0)} + \left( \frac{\beta_2}{\beta_3} \right)^2 * [Y_{P(\beta_2=\beta_3)} - Y_{P(\beta_2=0)}] \right\} * \left( \frac{t/c}{0,2} \right)^{\frac{\beta_2}{\beta_3}} \quad (Y_P)_R = 0,059$$

Daha sonra ise secondary ve tip clearance loss coefficient değerlerinin bulunması gerekir. Türbin rotorunda tip bölgesi, midplatform ile fan bıçaklarına bağlıdır. Bu sebeple herhangi bir tip clearance açıklığı yoktur. B değeri  $0^\circ$  alınarak işlemlere devam edilecektir.

### Nozzle için

Nozzle için tip/root oranı 1,59 olarak elde edilmiştir.

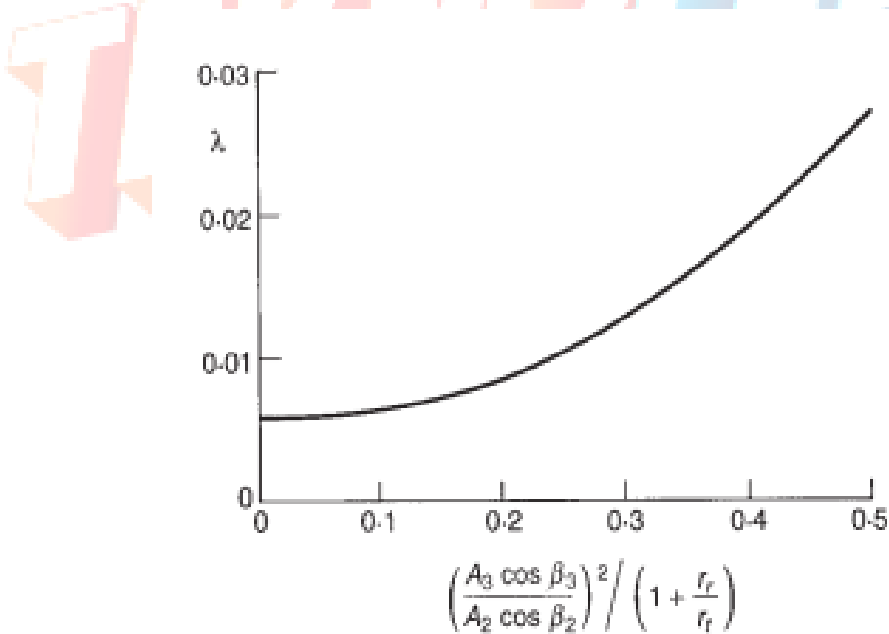
$$\left( \frac{r_t}{r_r} \right)_m = 1,59$$

$$A_1 = 0,0079 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 0,0094 \text{ m}^2$$

$$\frac{(A_2 \cos \alpha_2)^2}{(A_1 \cos \alpha_1)^2} = 0,276$$

$\lambda$  değerini bulmak için Şekil 3.51'deki grafik incelenmiş ve  $\lambda = 0,0012$  değeri elde edilmiştir. Daha sonra nozzle için toplam loss coefficient değeri hesaplanmıştır.



Şekil 3.51: İkincil Kayıp Parametre Grafiği

$$\alpha_m = \tan^{-1} \left[ \frac{(\tan\alpha_2 - \tan\alpha_1)}{2} \right] \quad \alpha_m = 50,81^\circ$$

$$\frac{C_L}{s/c} = 2 * (\tan\alpha_1 + \tan\alpha_2) * \cos\alpha_m = 3,10$$

$$\frac{\cos^2\alpha_2}{\cos^3\alpha_m} = 0,564$$

$$[Y_s + Y_k]_N = \left[ \lambda + B * \left( \frac{k}{h} \right) \right] \left[ \frac{C_L}{s/c} \right]^2 \left[ \frac{\cos^2\beta_3}{\cos^2\beta_m} \right] \quad [Y_s + Y_k]_N = 0,065$$

Nozzle için toplam loss coefficient değeri 0,065 olarak hesaplanmıştır.

### Rotor için

Rotor için tip/root oranı 1,70 olarak elde edilmiştir.

$$\left( \frac{r_t}{r_r} \right)_m = 1,70$$

$$A_2 = 0,0094 \text{ m}^2 \quad A_3 = 0,0102 \text{ m}^2 \quad \frac{\left( \frac{A_2 * \cos\beta_3}{A_1 * \cos\beta_2} \right)^2}{\left( 1 + \frac{r_r}{r_t} \right)} = 0,419$$

$\lambda$  değerini bulmak için Şekil 3.14'teki grafik incelenmiş ve  $\lambda = 0,017$  değeri elde edilmiştir. Daha sonra rotor için toplam loss coefficient değeri hesaplanmıştır. B değeri, rotor bıçakları midplatforma bağlı olduğu için  $0^\circ$  olarak alınmıştır.

$$\beta_m = \tan^{-1} \left[ \frac{(\tan\beta_3 - \tan\beta_2)}{2} \right] \quad \beta_m = 27,83^\circ$$

$$\frac{C_L}{s/c} = 2 * (\tan\beta_3 + \tan\beta_2) * \cos\beta_m = 4,65$$

$$\frac{\cos^2\beta_3}{\cos^3\beta_m} = 0,328$$

$$[Y_s + Y_k]_N = \left[ \lambda + B * \left( \frac{k}{h} \right) \right] \left[ \frac{C_L}{s/c} \right]^2 \left[ \frac{\cos^2\beta_3}{\cos^2\beta_m} \right] \quad [Y_s + Y_k]_N = 0,121$$

Toplam loss coefficient değeri;

$$Y_N = (Y_p)_N + [Y_s + Y_k]_N = 0,0841$$

$$Y_R = (Y_p)_R + [Y_s + Y_k]_R = 0,18$$

$$\lambda_N = \frac{Y_N}{\frac{T_{02}}{T_2}} = 0,079$$

$$T_{03rel} = T_3 + \left( \frac{V_3^2}{2 * c_p} \right) \quad T_{03rel} = 1006,2 K$$

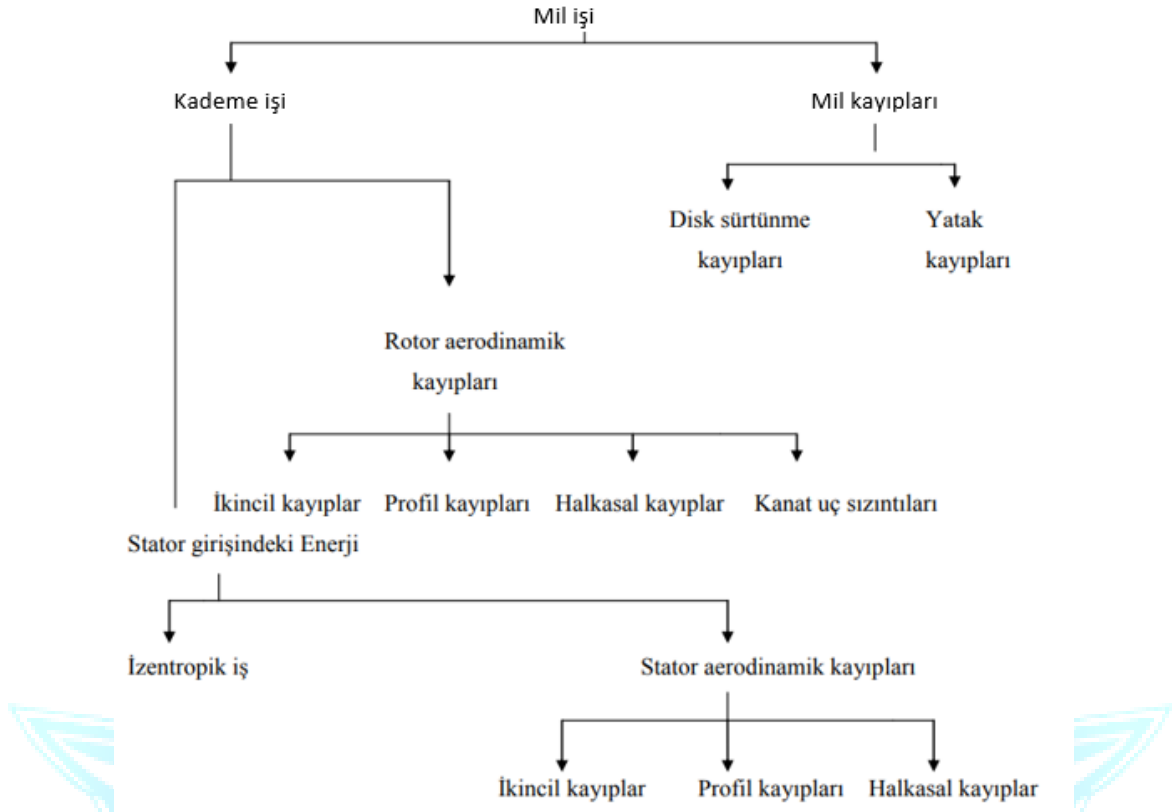
$$\lambda_R = \frac{Y_R}{\frac{T_{03rel}}{T_3''}} = 0,172$$

$$\eta_s \cong \frac{1}{1 + \frac{\left[ \lambda_R * \left( \frac{V_3^2}{2 * c_p} \right) + \left( \frac{T_3}{T_2} \right) * \lambda_N * \left( \frac{C_2^2}{2 * c_p} \right) \right]}{T_{01} - T_{03}}} \quad \eta_s = 0,9101 = \%91,01$$

Yapılan bir boyutlu türbin analizinde türbin verimi yaklaşık olarak %91 gelmiştir. Yarışma şartnamesinde belirtilen minimum türbin verim değeri olan %88'ün üzerinde çıkmıştır.

### 3.3.2.1.5.1. Performansı Etkileyen Kayıplar

Eksenel akışlı bir türbinde verimin %100 olmamasının nedeni türbin kademesinde meydana gelen kayıplardır. Soğutma işlemi yapılmayan ve bir kademedeki oluşan türbinde, türbin kanatlarının aerodinamik yapısı dolayısıyla çeşitli kayıplar söz konusudur. Bu kayıplar nozzle aerodinamik kayıpları, kanat ucunda hava sızıntısından ötürü meydana gelen kayıplar, disk kayıpları ve egzoz sistem kayıpları olarak sıralanır. Belirtilen kayıplara ek olarak, kanat bölümlerinde viskoz kaymaya bağlı olan profil kayıpları ve kademe çıkışında akışın üç boyutlu hale dönüşmesi nedeniyle oluşan ikincil akış kayıpları meydana gelebilir. Profil kayıplarının sınır tabakadan kaynaklanan tipi, toplam basınç kaybının viskoz akışkanda momentum kaybına dönüşmesine sebebiyet veren türüdür. İkincil akış ise çıkış akışında türbülans sebebiyle kayıplara neden olmaktadır. Bu kayıpların etkisiyle toplam türbin verimi, bir boyutlu analiz sonucuna göre yaklaşık %91 olarak elde edilmiştir.



Şekil 3.52: Türbin Verim Kayıp Şeması

### 3.3.2.2. İki Boyutlu Türbin Analizi

Türbin için bir boyutlu hesaplamalar sonucu elde edilen değerler ile Ansys Bladegen kullanılarak bıçak tasarımları yapılmış, Ansys Turbogrid ile mesh atılmış böylece sonlu elemanlar metodu (FEA) ile Ansys CFX ile iki ve üç boyutlu akış analiz sonuçları elde edilmiştir. Türbinde de akış giriş açısı  $\alpha_1 = 0^\circ$  kabul alınıp genel, kademe ve komponentler için performans sonuçları aşağıdaki tablolardaki gibi belirtilmiştir.

Inlet Mass Flow Rate	0.8041	[kg s <sup>-1</sup> ]
Inlet Volume Flow Rate	1.2629	[m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]
Total Pressure Ratio	1.2284	
Total Temperature Ratio	1.0527	
Total-to-Total Isentropic Efficiency %	89.4871	
Total-to-Total Polytropic Efficiency %	89.2313	

Tablo 3.21: Türbin FEA Performans Sonuçları

Rotation Speed	-4188.7900	[radian s <sup>-1</sup> ]
Mass Flow Rate	0.9461	[kg s <sup>-1</sup> ]
Shaft Power	49648.4000	[W]
Inlet Volume Flow Rate	1.2629	[m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]
Reference Radius	0.0574	[m]
Inlet Flow Coefficient	0.8588	
Power Ratio	0.0763	
Reaction	0.9801	
Total Pressure Ratio	1.2284	
Total Temperature Ratio	1.0527	
Polytropic Head	58999.1000	[J kg <sup>-1</sup> ]
Polytropic Head Coefficient	1.0177	
Total-to-Total Polytropic Efficiency %	89.0383	
Nozzle Loss Coefficient	0.2100	
Nozzle Efficiency %	86.5045	

**Tablo 3.22:** Türbin FEA Kademe Performans Sonuçları

Quantity	Inlet	LE Cut	TE Cut	Outlet	TE/LE	TE-LE	Units
Density	0.6107	0.6109	0.5593	0.5673	0.9156	N/A	[kg m <sup>-3</sup> ]
Pstatic	180179.0000	180345.0000	160660.0000	163307.0000	0.8908	-19684.9000	[Pa]
Ptotal	191020.0000	190835.0000	187129.0000	188743.0000	0.9806	-3705.4800	[Pa]
Tstatic	1027.6000	1027.4300	996.4860	1002.5100	0.9699	-30.9470	[K]
Ttotal	1045.0000	1045.0100	1044.9900	1045.0100	1.0000	-0.0160	[K]
Hstatic	732657.0000	732492.0000	701409.0000	707460.0000	0.9576	-31083.2000	[J kg <sup>-1</sup> ]
Htotal	750134.0000	750142.0000	750126.0000	750142.0000	1.0000	-16.0000	[J kg <sup>-1</sup> ]
Entropy	1077.6600	1077.8700	1079.3700	1080.4700	1.0014	1.5012	[J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
Mach	0.2897	0.2824	0.4540	0.4580	1.6081	0.1717	
Cm	186.1870	173.8590	182.9080	167.2440	1.0520	9.0494	[m s <sup>-1</sup> ]
Cu	0.0001	0.8494	217.4510	236.2880	256.0090	216.6020	[m s <sup>-1</sup> ]
C	186.1870	181.4750	287.2300	290.6710	1.5828	105.7560	[m s <sup>-1</sup> ]
Distortion Parameter	1.0095	1.0580	1.1851	1.0196	1.1202	N/A	
Flow Angle	0.0000	1.1187	42.7507	54.7253	N/A	41.6320	[degree]

**Tablo 3.23:** Türbin Nozzle FEA Sonuçları

Quantity	Inlet	LE Cut	TE Cut	Outlet	TE/LE	TE-LE	Units
Density	0.5664	0.5532	0.5120	0.5193	0.9254	N/A	[kg m <sup>-3</sup> ]
Pstatic	162567.0000	157759.0000	142487.0000	144999.0000	0.9032	-15272.1000	[Pa]
Pt	189811.0000	188474.0000	155813.0000	155505.0000	0.8267	-32661.7000	[Pa]
Pt (rot)	156633.0000	155513.0000	152891.0000	153827.0000	0.9831	-2621.6900	[Pa]
T	999.6870	992.0050	966.0120	971.9580	0.9738	-25.9926	[K]
Tt	1044.9400	1044.9200	992.5650	992.6970	0.9499	-52.3563	[K]
Tt (rot)	989.0120	988.9730	988.9160	988.9050	0.9999	-0.0569	[K]
H	704624.0000	696908.0000	670801.0000	676772.0000	0.9625	-26107.0000	[J kg <sup>-1</sup> ]
Ht	750078.0000	750057.0000	697471.0000	697603.0000	0.9299	-52586.6000	[J kg <sup>-1</sup> ]
Ht adiabatic	748674.0000	746464.0000	692132.0000	691316.0000	0.9272	-54332.8000	[J kg <sup>-1</sup> ]
Ht polytropic	748669.0000	746454.0000	691966.0000	691126.0000	0.9270	-54488.3000	[J kg <sup>-1</sup> ]
Rothalpy	693902.0000	693863.0000	693806.0000	693795.0000	0.9999	-57.1875	[J kg <sup>-1</sup> ]
Entropy	1079.0100	1081.1100	1083.0500	1084.0100	1.0018	1.9393	[J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
Mach (abs)	0.4751	0.5032	0.3533	0.3122	0.7021	-0.1499	
Mach (rel)	0.3029	0.3498	0.4874	0.4829	1.3933	0.1376	
U	239.6050	240.2720	240.7730	241.0920	1.0021	0.5010	[m s <sup>-1</sup> ]
Cm	183.8760	206.3560	206.6030	192.3980	1.0012	0.2469	[m s <sup>-1</sup> ]
Cu	237.0140	235.5090	20.2624	9.5995	0.0860	-215.2470	[m s <sup>-1</sup> ]
C	301.1490	317.8070	220.4010	195.1470	0.6935	-97.4069	[m s <sup>-1</sup> ]
Wu	-2.5917	-4.7632	-220.5110	-231.4920	46.2948	-215.7480	[m s <sup>-1</sup> ]
W	192.0250	220.8790	303.7620	301.8380	1.3752	82.8836	[m s <sup>-1</sup> ]
Distortion Parameter	1.0099	1.0787	1.0954	1.0962	1.0155	N/A	
Flow Angle: Alpha	52.1180	47.8038	3.1019	1.9975	N/A	-44.7020	[degree]
Flow Angle: Beta	0.0520	-0.9498	-49.1658	-50.6562	N/A	-48.2160	[degree]

**Tablo 3.24: Türbin Rotor FEA Sonuçları**

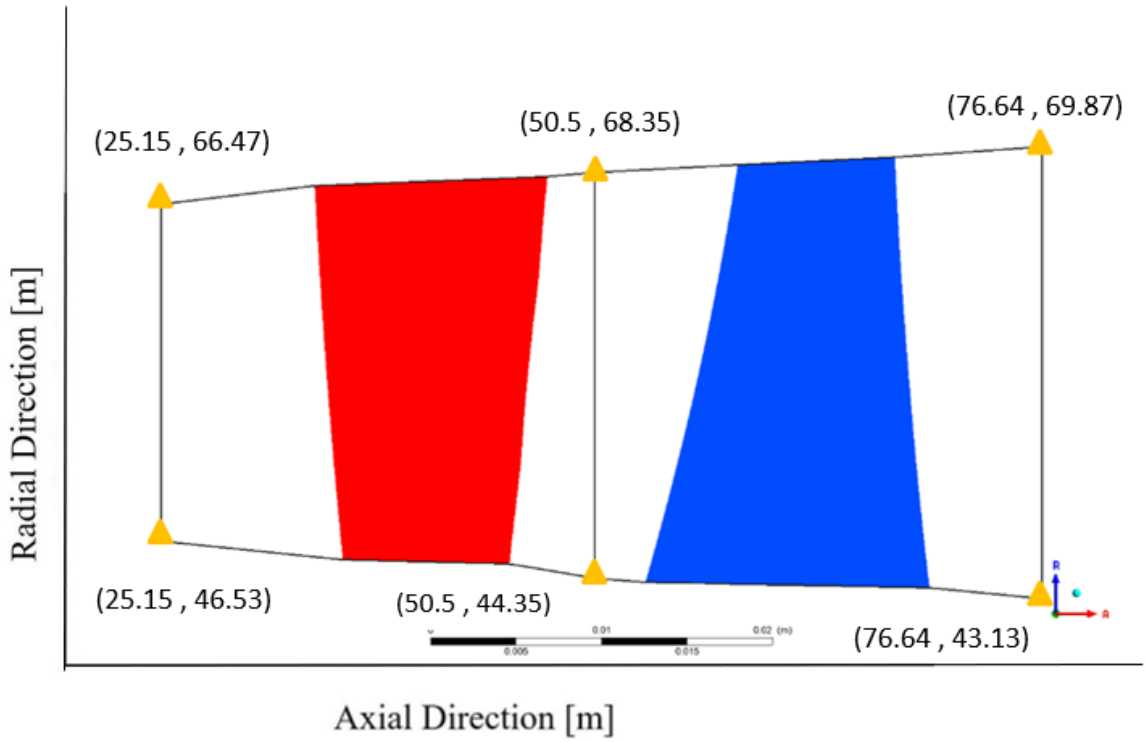
	Analitik	Nümerik	Sapma (%)
<b>Inlet Mass Flow Rate (kg/s)</b>	0,69	0,8041	16,53
<b>Density (kg/m<sup>3</sup>)</b>	0,621	0,6107	1,66
<b>Static Temperature (K)</b>	1036,44	1027,6	0,85
<b>Static Pressure (kPa)</b>	181,82	180,18	0,9
<b>Mach number</b>	0,222	0,289	30,18
<b>C (m/s)</b>	186,19	140,13	24,74

**Tablo 3.25: Türbin Nozzle Inlet Analitik ve Nümerik Sonuçlarının Karşılaştırılması**

	Analitik	Nümerik	Sapma (%)
Density (kg/m <sup>3</sup> )	0,53	0,566	5,66
Static Temperature (K)	983,76	999,69	2,99
Static Pressure (kPa)	150,04	162,57	1,62
Mach number	0,59	0,48	18,64

**Tablo 3.26:** Türbin Rotor Inlet Analitik ve Nümerik Sonuçlarının Karşılaştırılması

Türbin meridyonel yapısında fanın aksine akış çıkış alanı giriş alanından daha büyük olmalıdır. Çünkü gelen akış için akışın genişleme yoluyla yoğunluk, sıcaklık ve basınç değerlerinin düşmesi amaçlanmıştır. Çıkış alanı, tasarım koşulunda belirli bir hacmi geçecek şekilde boyutlandırılır. Bu durum Şekil 3.53'te açıkça görülmektedir. Rotor inlet domain ve stator outlet domain akış düzensizliğini önlemek ve analiz sonuçlarında karşılaşılabilecek hataları minimize etmek için yatay ekseninde uzatılmıştır.



**Şekil 3.53:** Türbin Meridyonel Yapı Görünümü

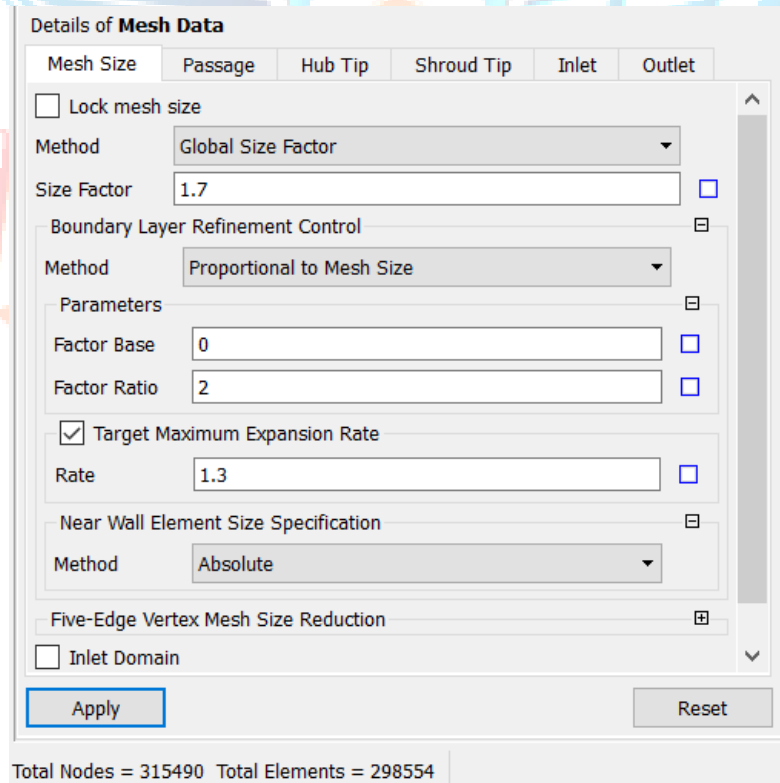


İlk yapılan akış analizlerinden elde edilen performans sonuçları incelendiğinde isterlere ve hesaplanan değerlere yakın sonuçlar elde etmek amaçlı nozzle ( $\alpha$ ) ve rotor ( $\beta$ ) bıçak açıları değerlerinde akışı düzeltmek amaçlı, bazı noktalarda incidence değerinin üzerinde, değişiklikler yapılmıştır. Bladegen üzerinden tasarlanan türbin bıçaklarının, alınan analiz sonuçlarına göre değiştirilen  $\alpha$  ve  $\beta$  açı değerleri Tablo 3.27’de verilmiştir.

Mean Bölgesi Açılı Değerleri	Hesaplanan Değer (°)	Düzeltilmiş Değer (°)
$\beta_2$	38,21	-15
$\beta_3$	61,52	52,02
$\alpha_1$	0	0
$\alpha_2$	67,83	-64,92

**Tablo 3.27:** Türbin Hesaplanan ve Düzeltilmiş Bıçak Açılıları

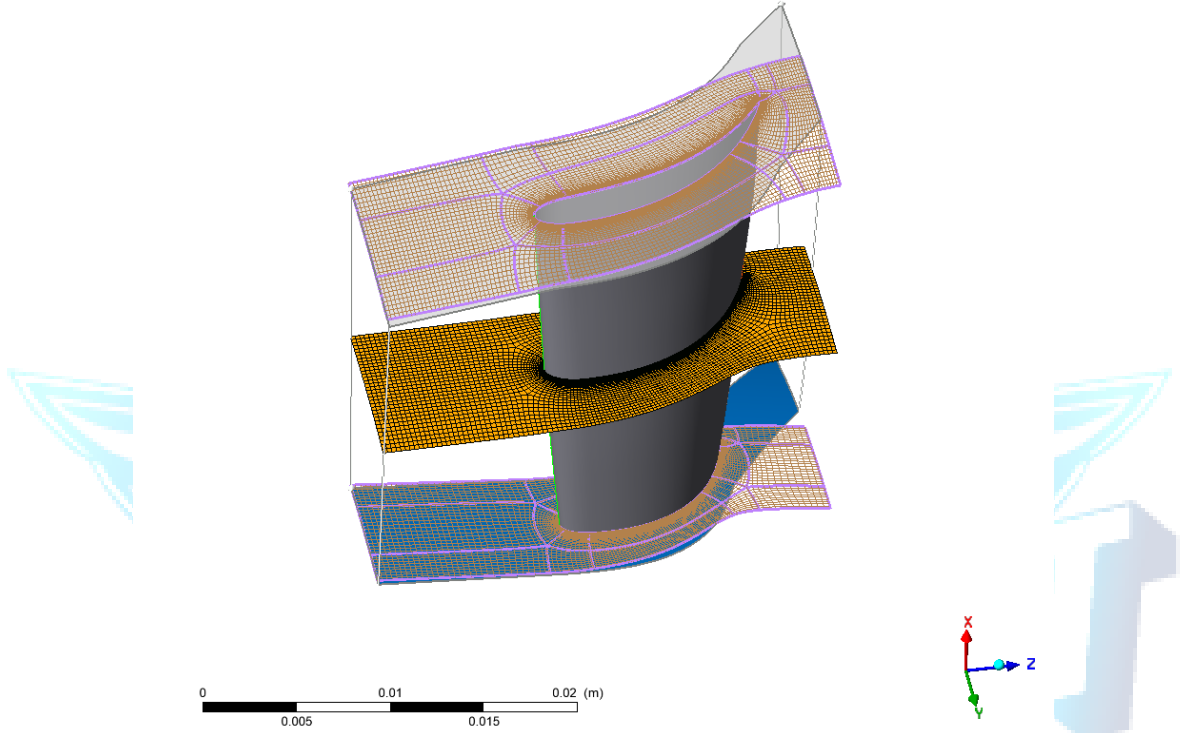
Aşağıda verilen şekillerde türbin nozzle ve stator mesh data değerleri, mesh hataları ve mesh yapılarının ayrıntılı görüntüleri verilmiştir.



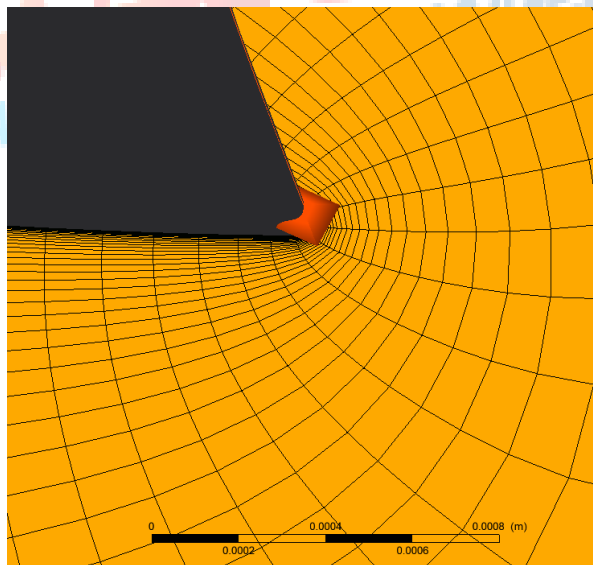
**Şekil 3.54:** Türbin Nozzle Mesh Data

Mesh Measure	Value	% Bad	
Minimum Face Angle	29.0201 [degr...	0.0000	✓
Maximum Face Angle	151.208 [degr...	0.0000	✓
Maximum Element Volume Ratio	6.33995	0.0000	✓
Minimum Volume	1.24929e-17 [...	0.0000	✓
Maximum Edge Length Ratio	3788	1.5214	!
Maximum Connectivity Number	10	0.0000	✓

Şekil 3.55: Türbin Nozzle Mesh Error



Şekil 3.56: Türbin Nozzle Mesh Yapısı



Şekil 3.57: Türbin Nozzle Mesh Yapısı Trailing Edge

Details of **Mesh Data**

Mesh Size | Passage | Hub Tip | Shroud Tip | Inlet | Outlet

Lock mesh size

Method: Global Size Factor

Size Factor: 1.7

Boundary Layer Refinement Control

Method: Proportional to Mesh Size

Parameters

Factor Base: 0

Factor Ratio: 2.5

Target Maximum Expansion Rate

Rate: 1.3

Near Wall Element Size Specification

Method: Absolute

Five-Edge Vertex Mesh Size Reduction

Inlet Domain

Outlet Domain

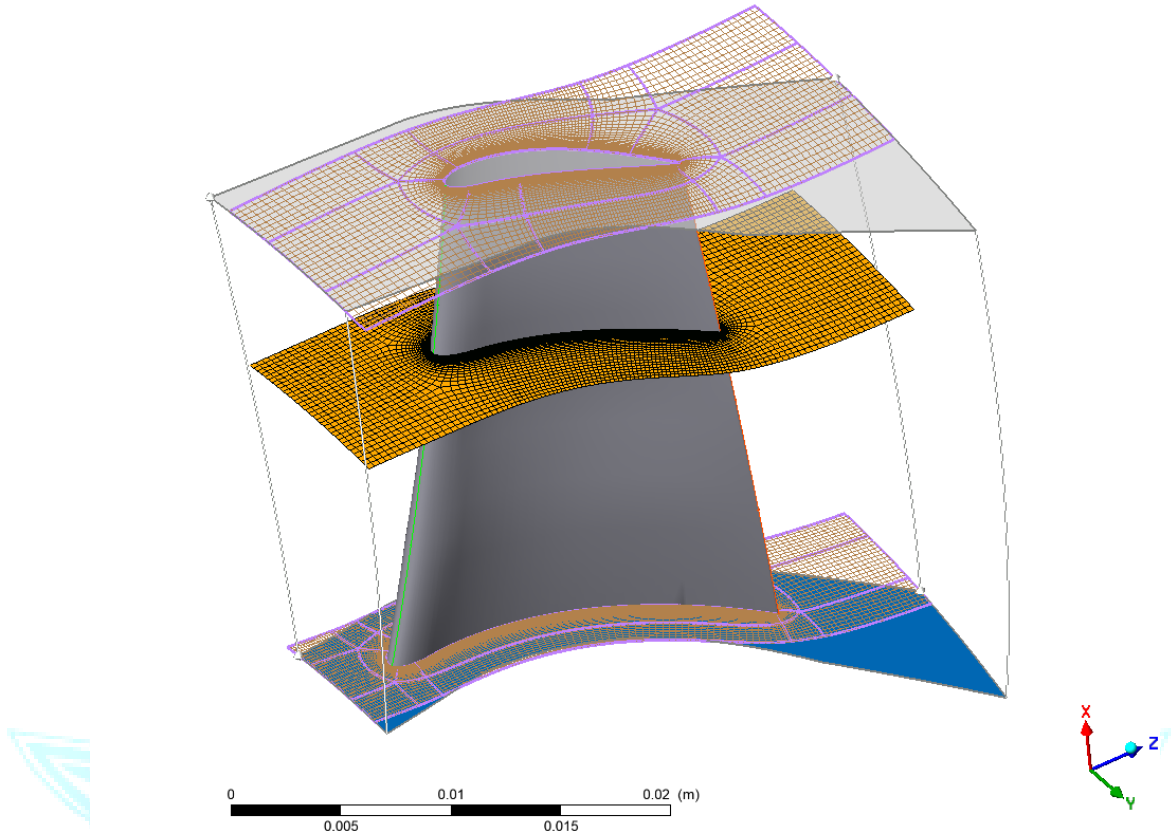
Apply | Reset

Total Nodes = 487907 Total Elements = 466808

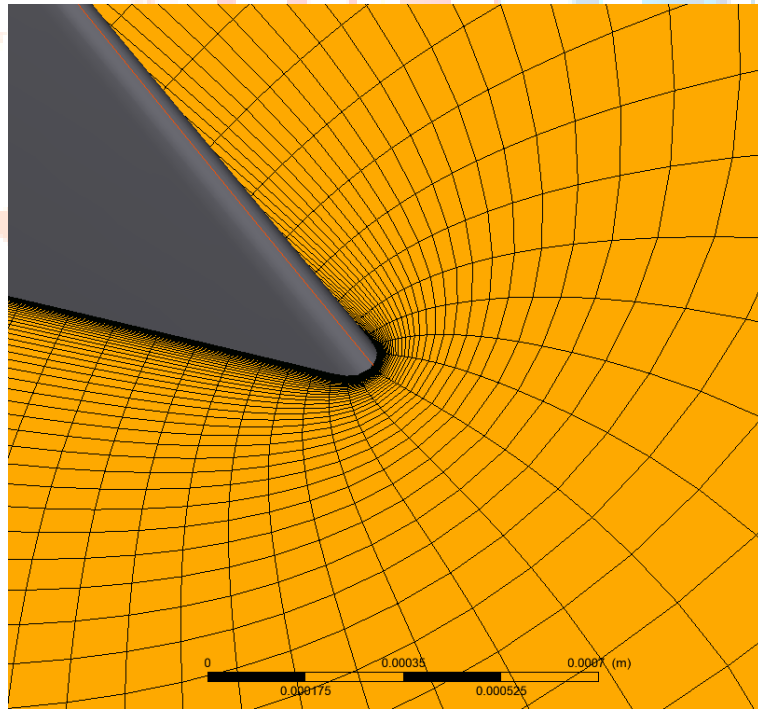
Şekil 3.58: Türbin Rotor Mesh Data

Mesh Measure	Value	% Bad	
Minimum Face Angle	31.4337 [degr...	0.0000	✓
Maximum Face Angle	149.184 [degr...	0.0000	✓
Maximum Element Volume Ratio	3.87819	0.0000	✓
Minimum Volume	9.85969e-18 [...	0.0000	✓
Maximum Edge Length Ratio	2622.84	1.6371	!
Maximum Connectivity Number	10	0.0000	✓

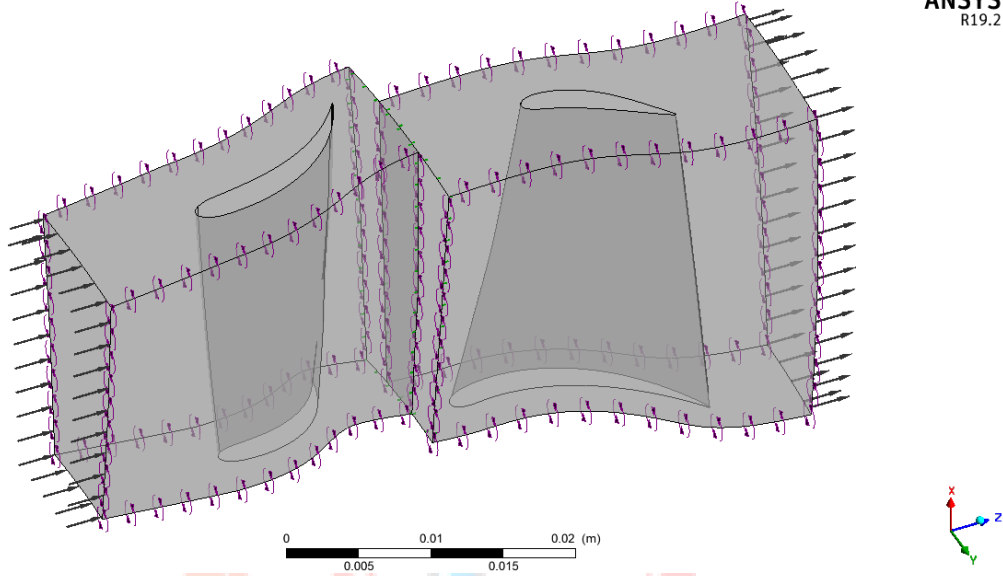
Şekil 3.59: Türbin Rotor Mesh Error



Şekil 3.60: Türbin Rotor Mesh Yapısı



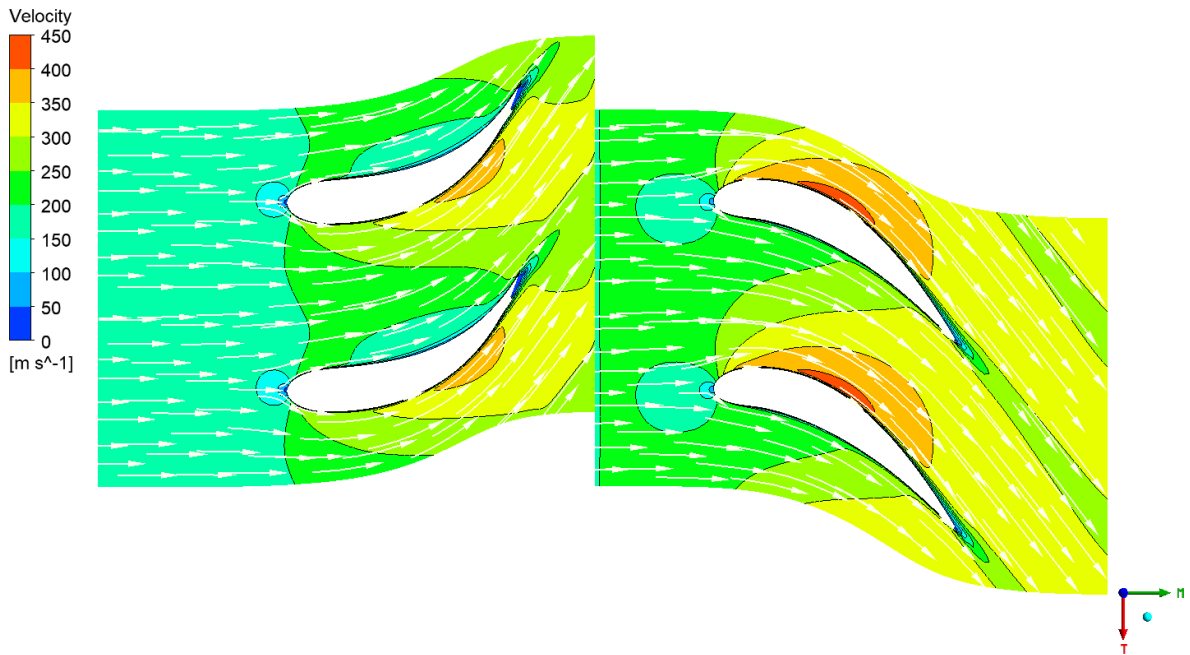
Şekil 3.61: Türbin Rotor Mesh Yapısı Trailing Edge



Şekil 3.62: Türbin Nozzle-Rotor Fluid Domain

### 3.3.2.2.1. Blade-to-Blade Analiz

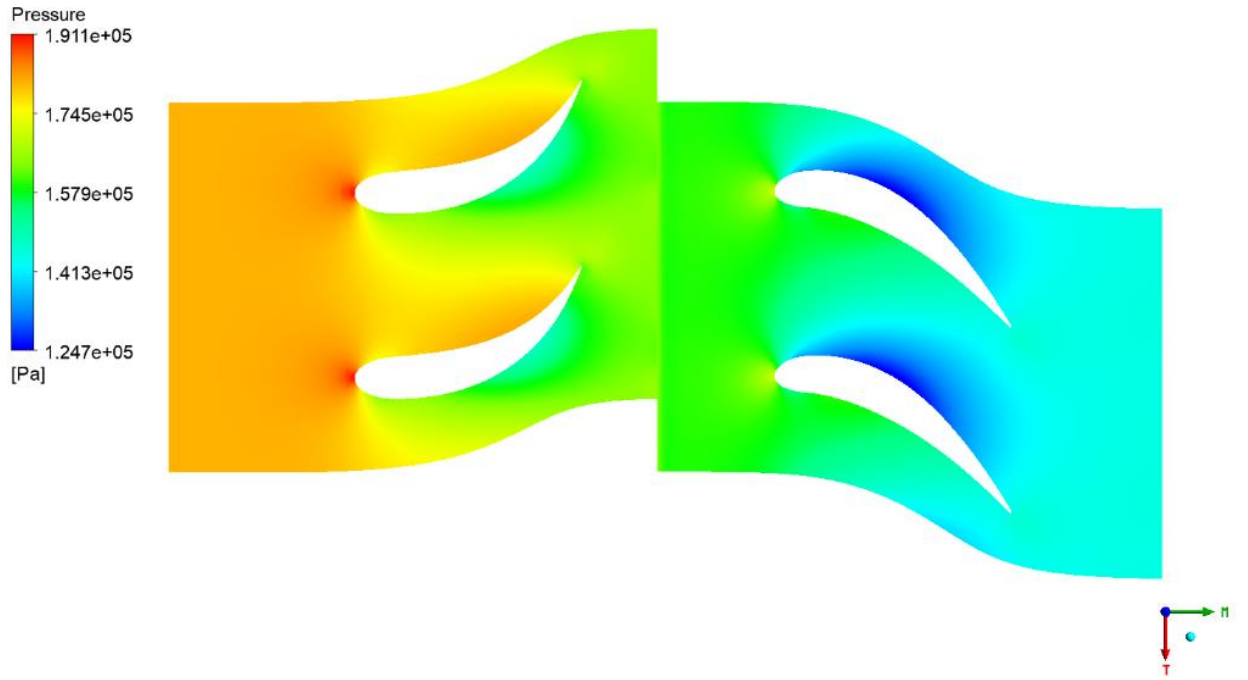
İki boyutlu analizler, blade-to-blade ve meridyonel yapı olmak üzere toplam iki şekilde incelenmiştir. Şekil 3.63'te %50 span blade-to-blade akış yolu hız vektörleri incelendiğinde akışın rotor bıçağına  $0^\circ$  ile girdiği ve stator bıçağından yaklaşık  $2^\circ$ 'de ters akış oluşturmadan ayrıldığı görülmektedir.



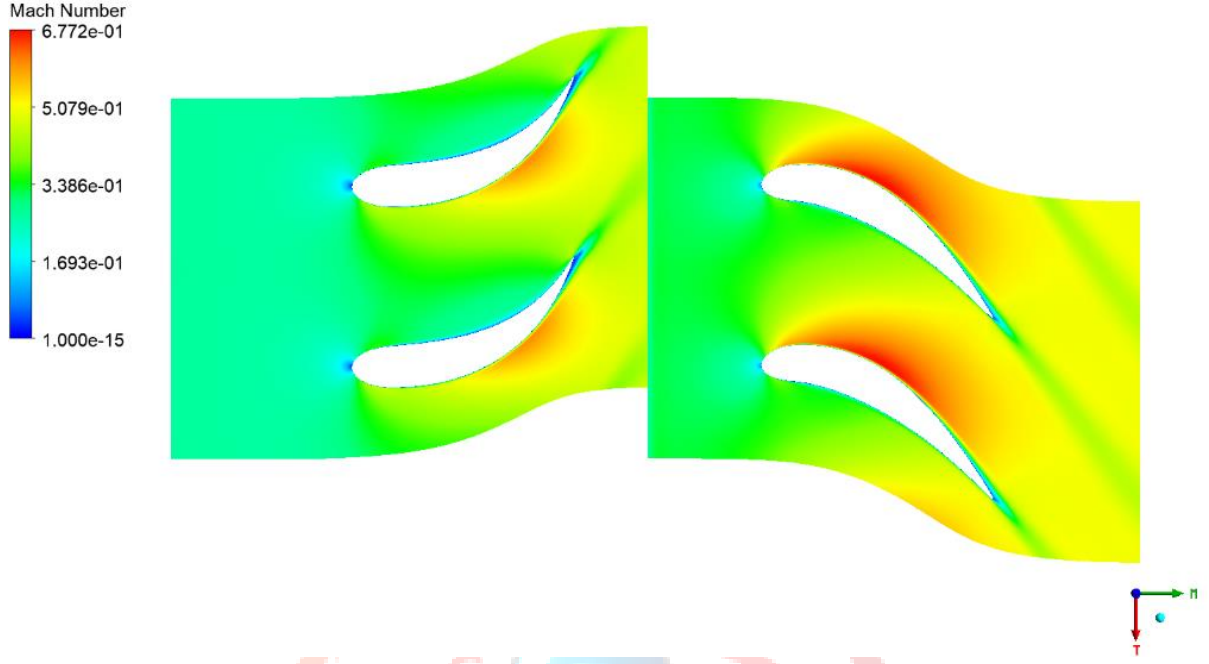
Şekil 3.63: Türbin Blade-to-Blade %50 Span Hız Vektörü



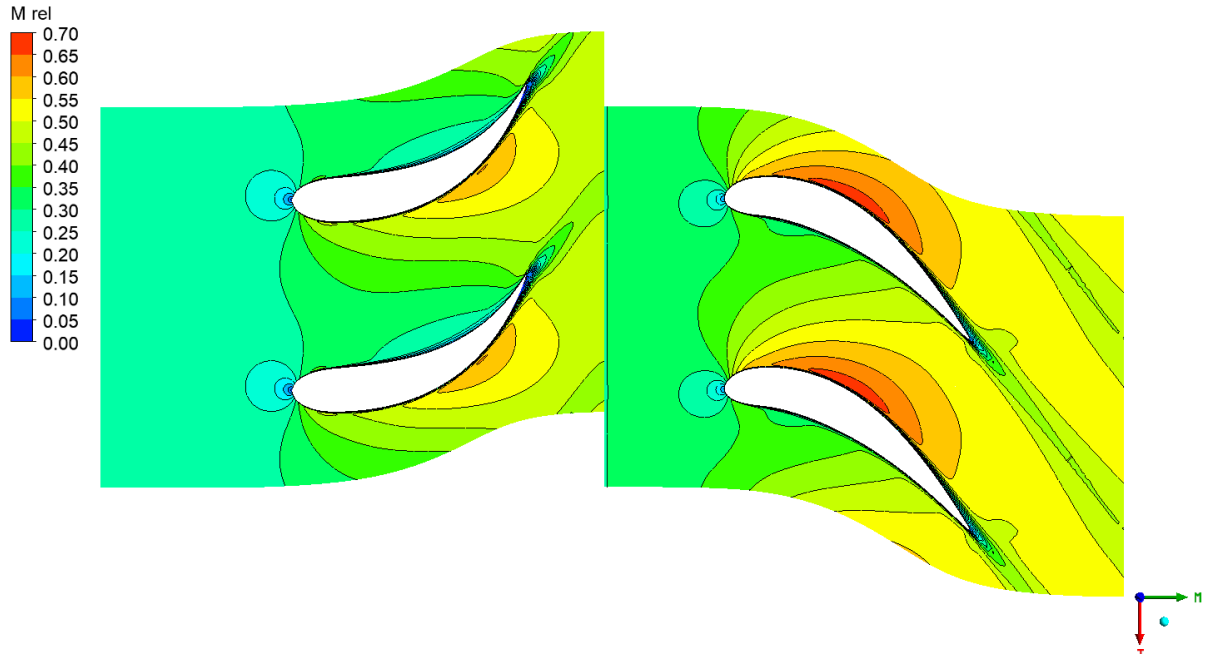
Şekil 3.64: Türbin Blade-to-Blade %50 Span Sıcaklık Konturü



Şekil 3.65: Türbin Blade-to-Blade %50 Span Basınç Konturü



Şekil 3.66: Türbin Blade-to-Blade %50 Span Mach Sayısı Kontürü



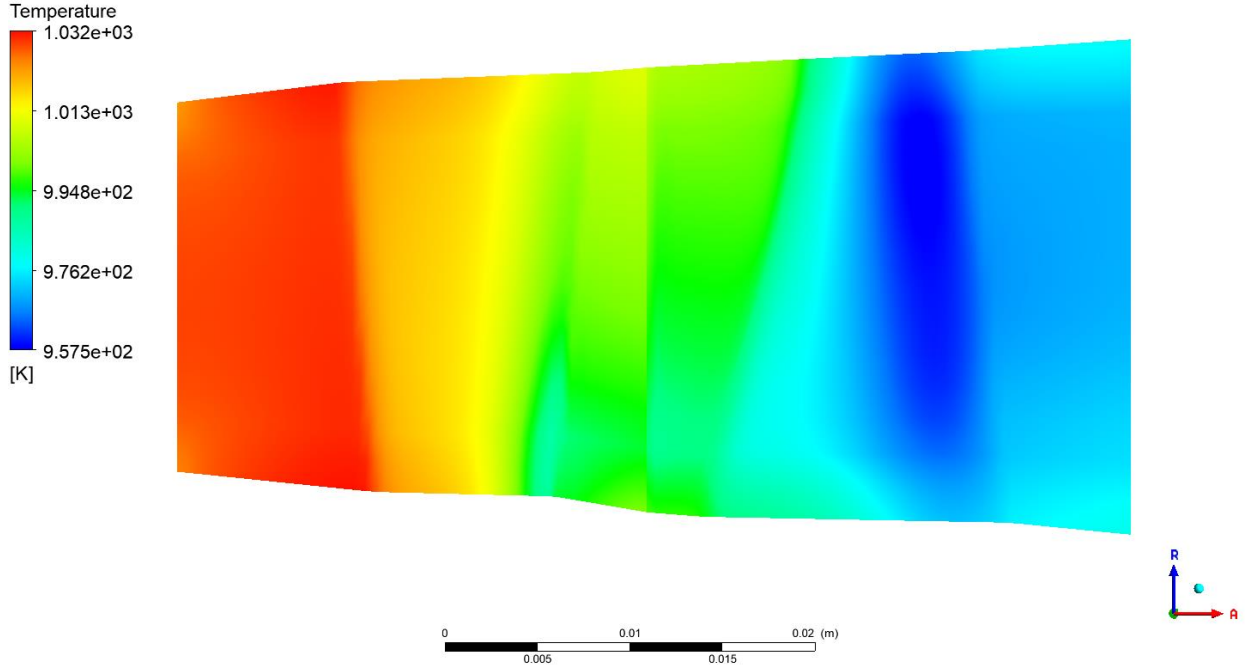
Şekil 3.67: Türbin Blade-to-Blade %50 Span Bağıl Mach Sayısı Kontürü





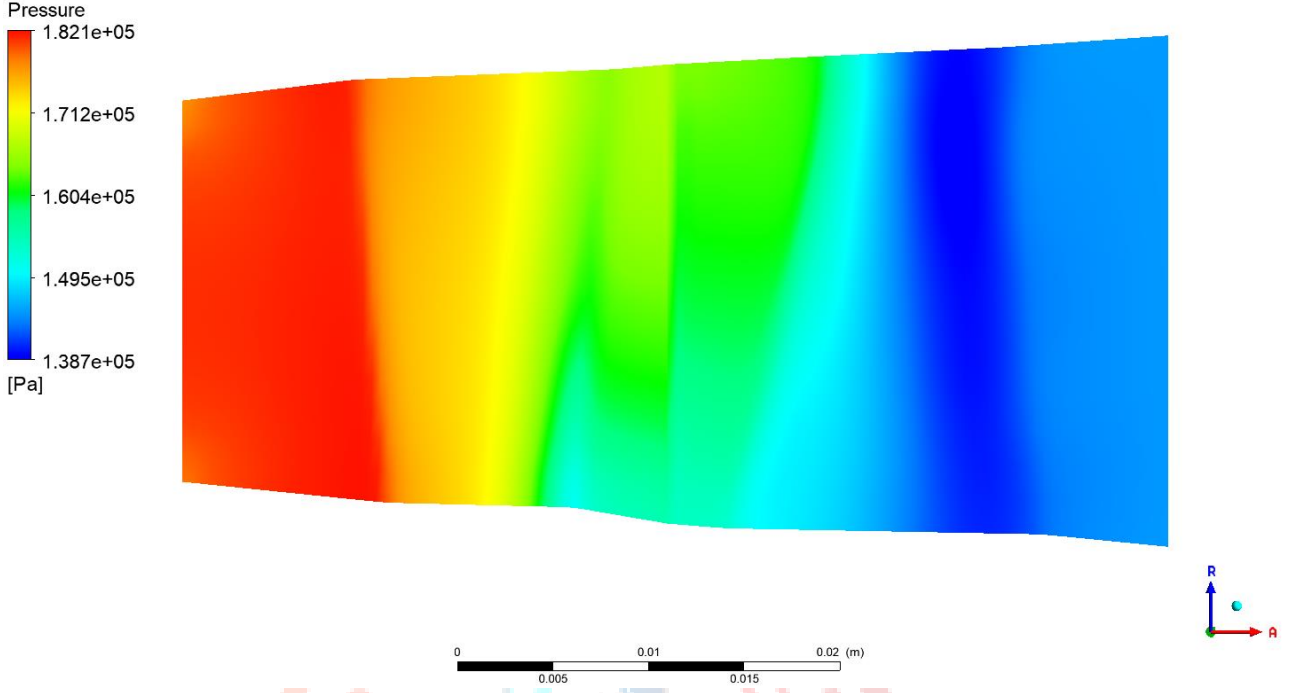
Şekil 3.68: Türbin Blade-to-Blade %50 Span Türbülans Kinetik Enerji Kontürü

### 3.3.2.2.2. Meridyonel Analiz

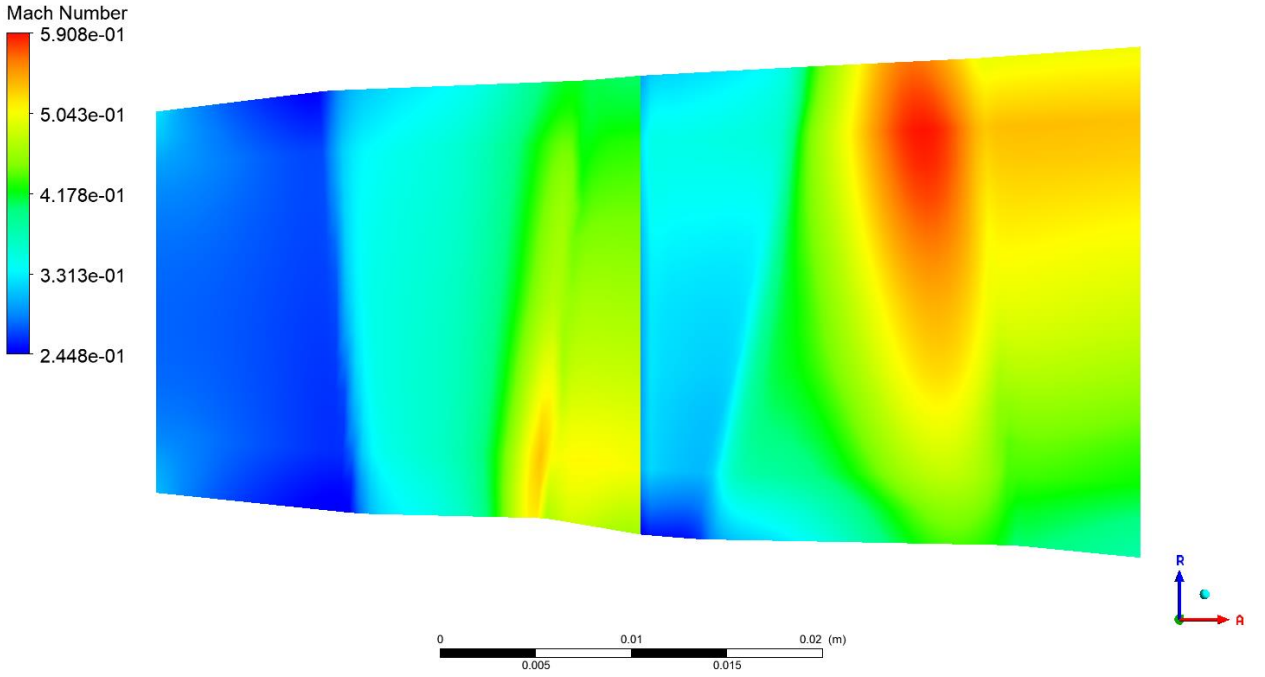


Şekil 3.69: Türbin Meridyonel Düzlem Sıcaklık Kontürü

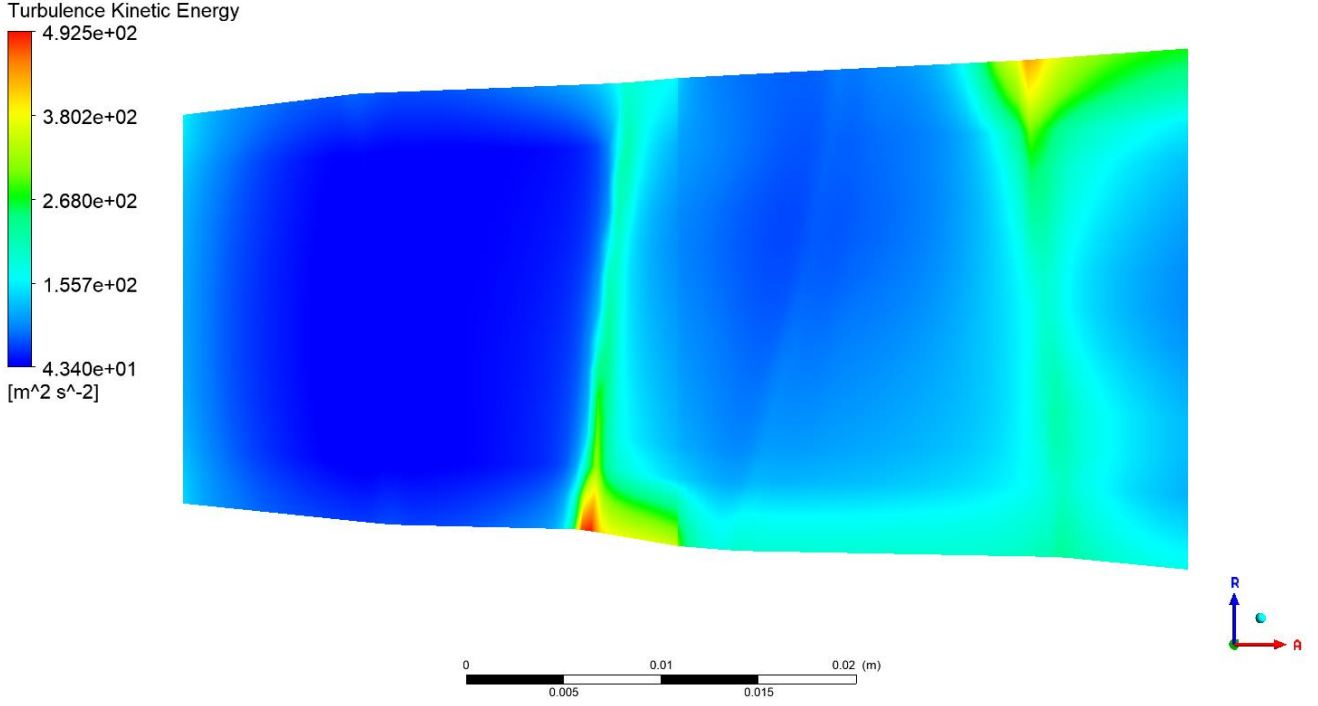




Şekil 3.70: Türbin Meridyonel Düzlem Basınç Konturü

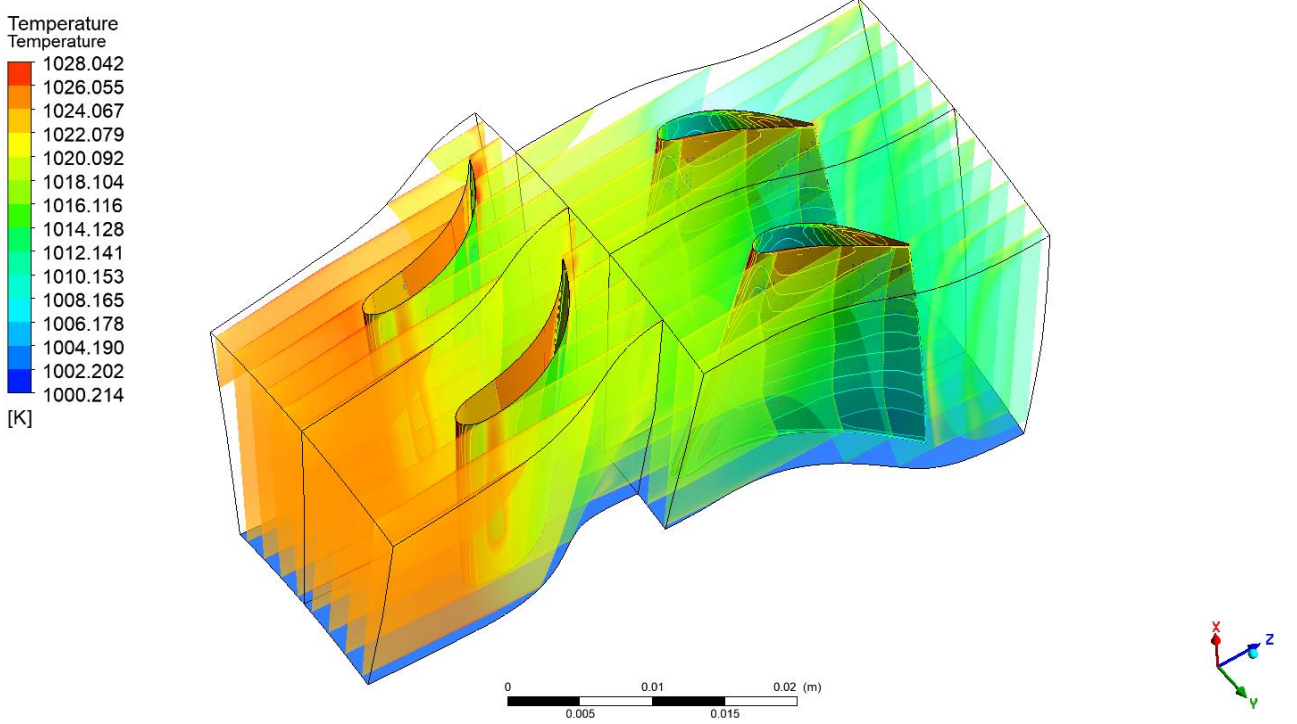


Şekil 3.71: Türbin Meridyonel Düzlem Mach Sayısı Konturü

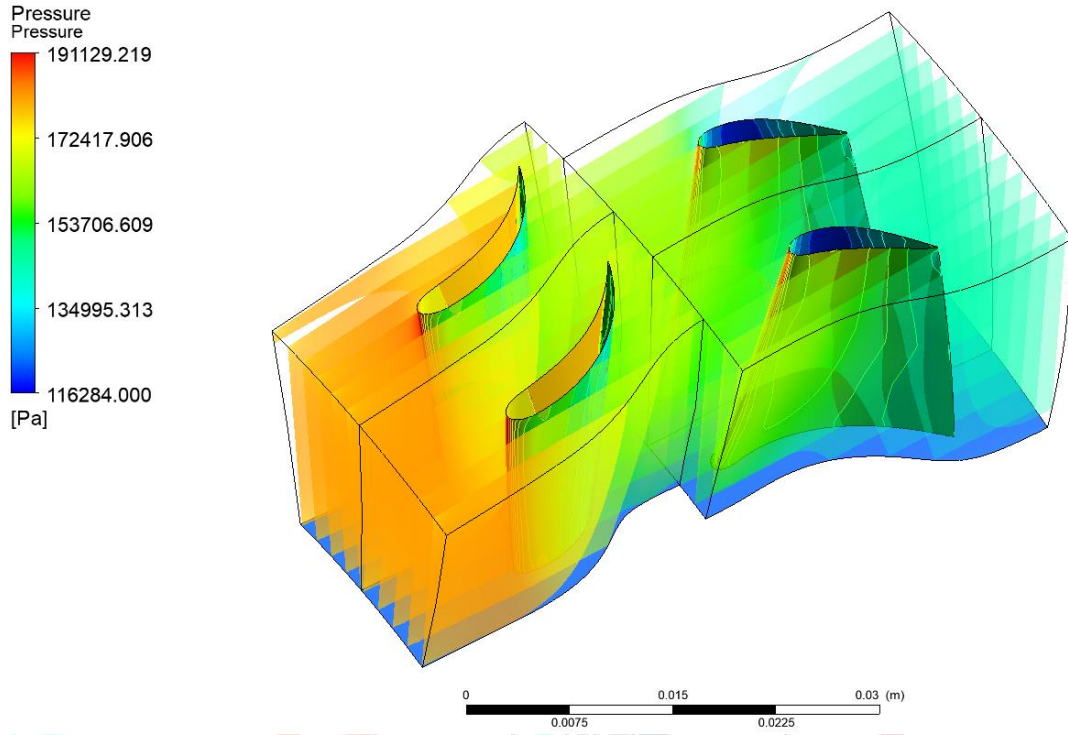


Şekil 3.72: Türbin Meridyonel Düzlem Türbülans Kinetik Enerji Kontürü

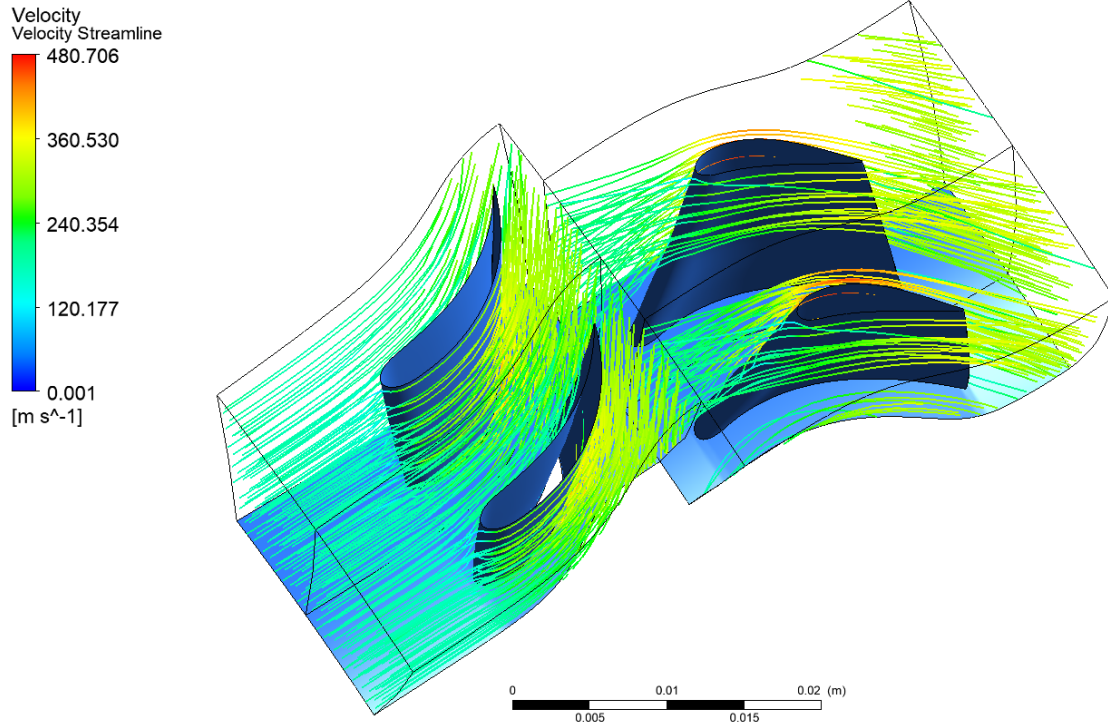
### 3.3.2.3. Üç Boyutlu Türbin Analizi



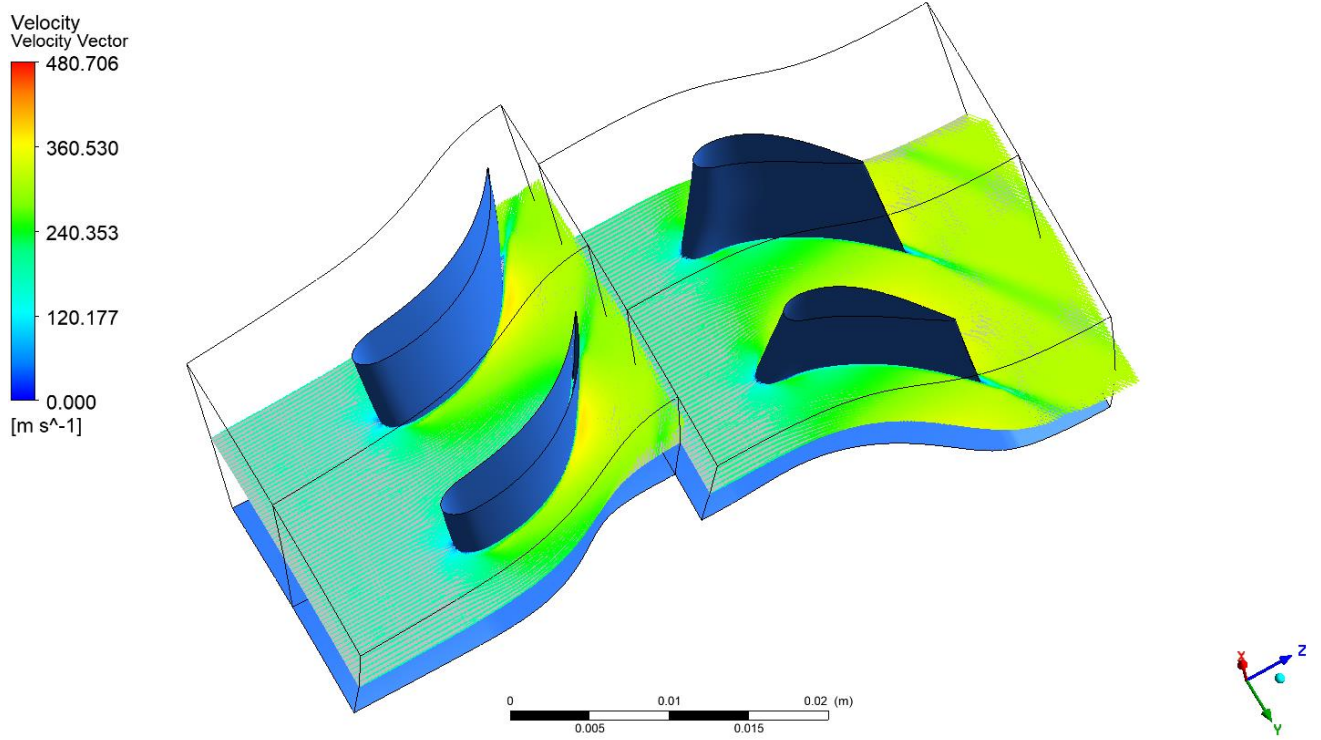
Şekil 3.73: Türbin Üç Boyutlu Sıcaklık Kontürü



Şekil 3.74: Türbin Üç Boyutlu Baskınç Konturü

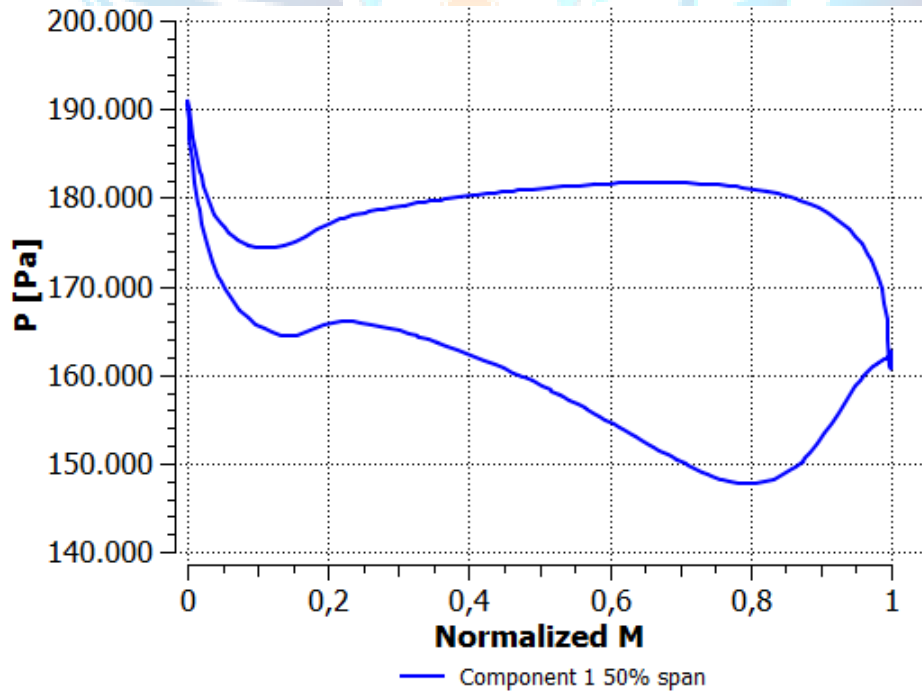


Şekil 3.75: Türbin Üç Boyutlu Hız Akış Çizgisi

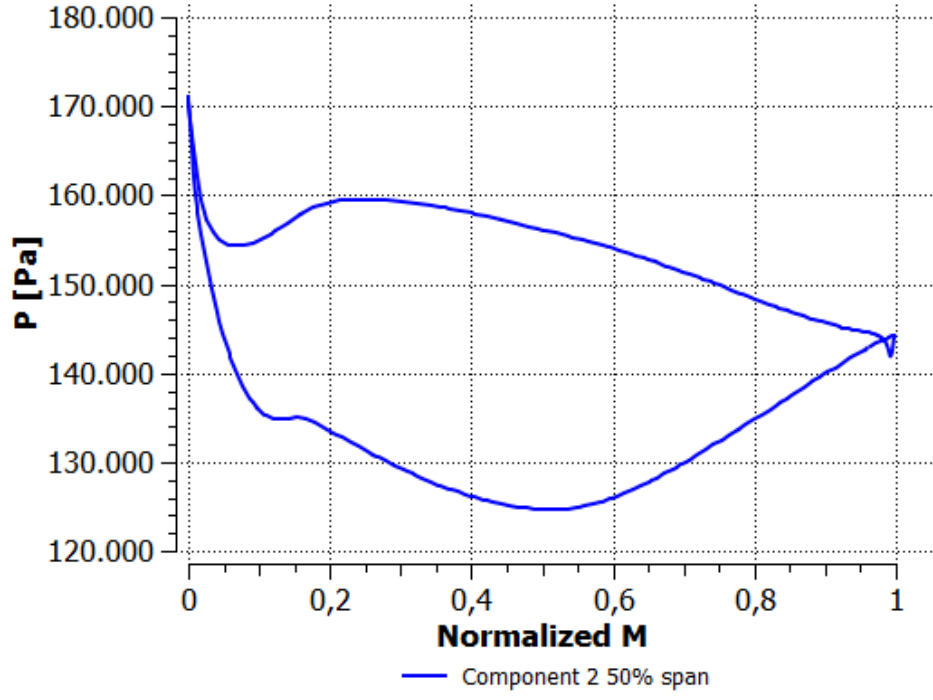


Şekil 3.76: Türbin Üç Boyutlu Hız Vektörü

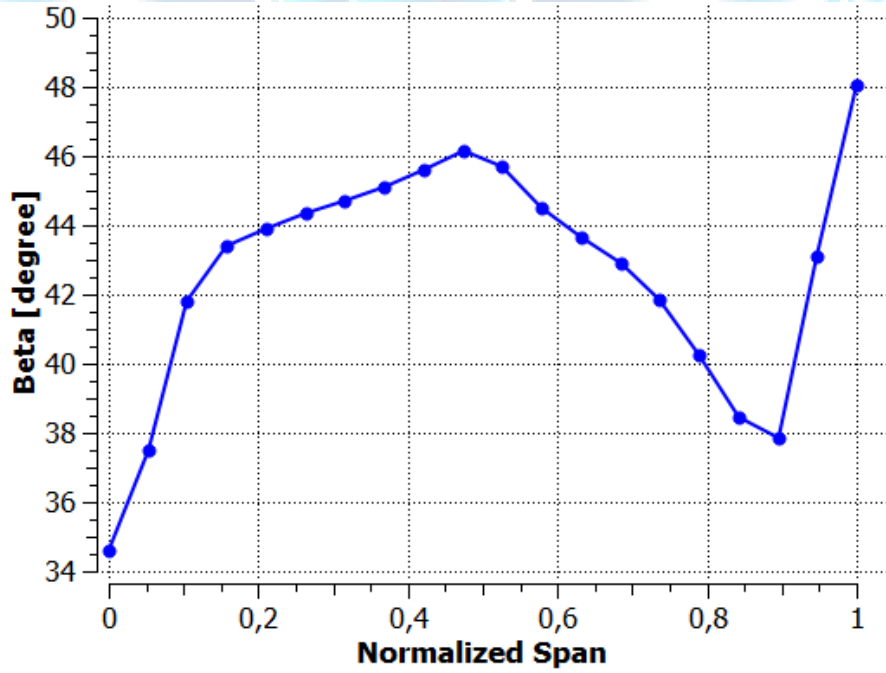
### 3.3.2.4. Grafikler



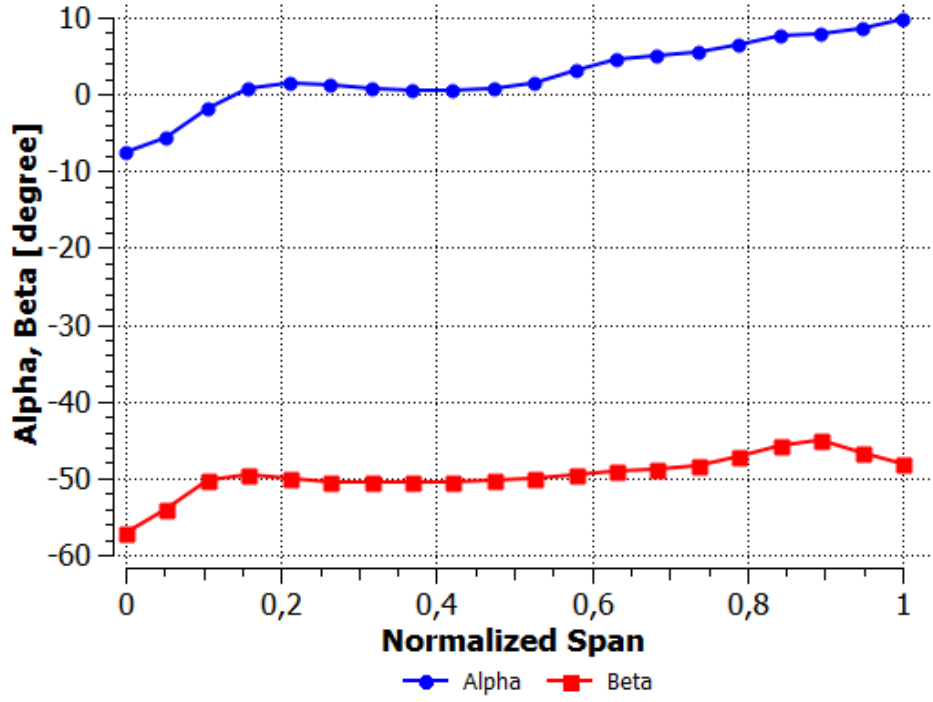
Şekil 3.77: Türbin Nozzle Hub-to-Tip Blade Loading Grafiği



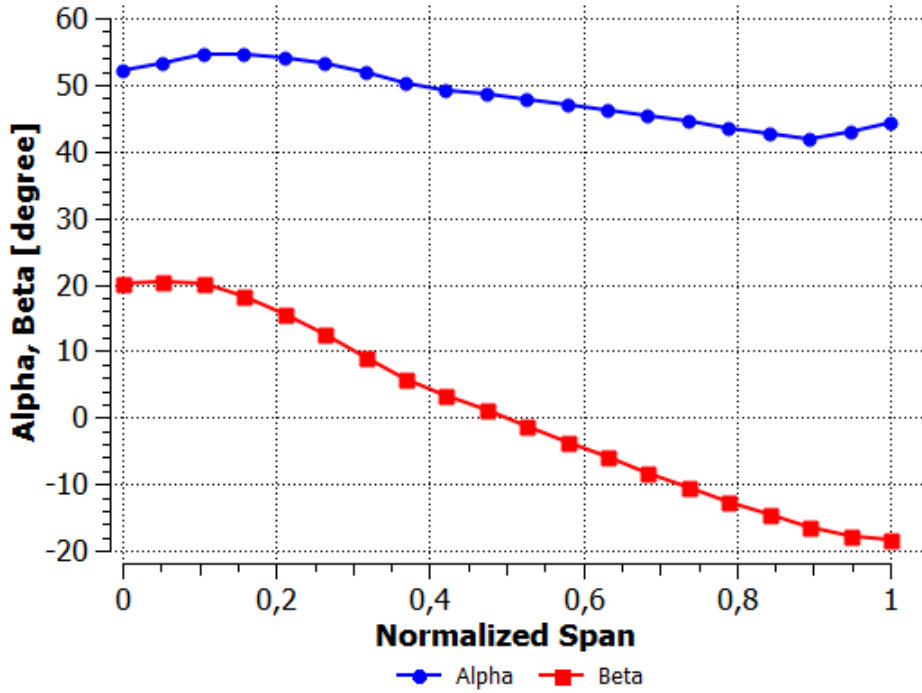
Şekil 3.78: Türbin Stator Hub-to-Tip Blade Loading Grafiği



Şekil 3.79: Türbin Stator Hub-to-Tip Leading Edge Ortalama Akış Açları Grafiği

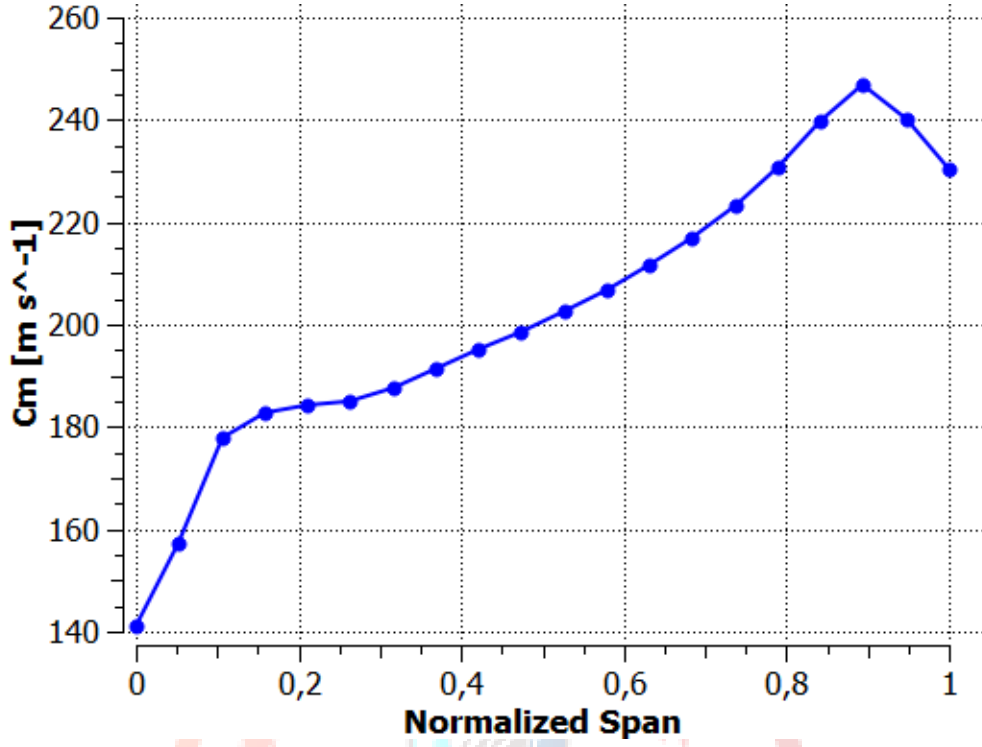


Şekil 3.80: Türbin Rotor Hub-to-Tip Leading Edge Ortalama Akış Açları Grafiği

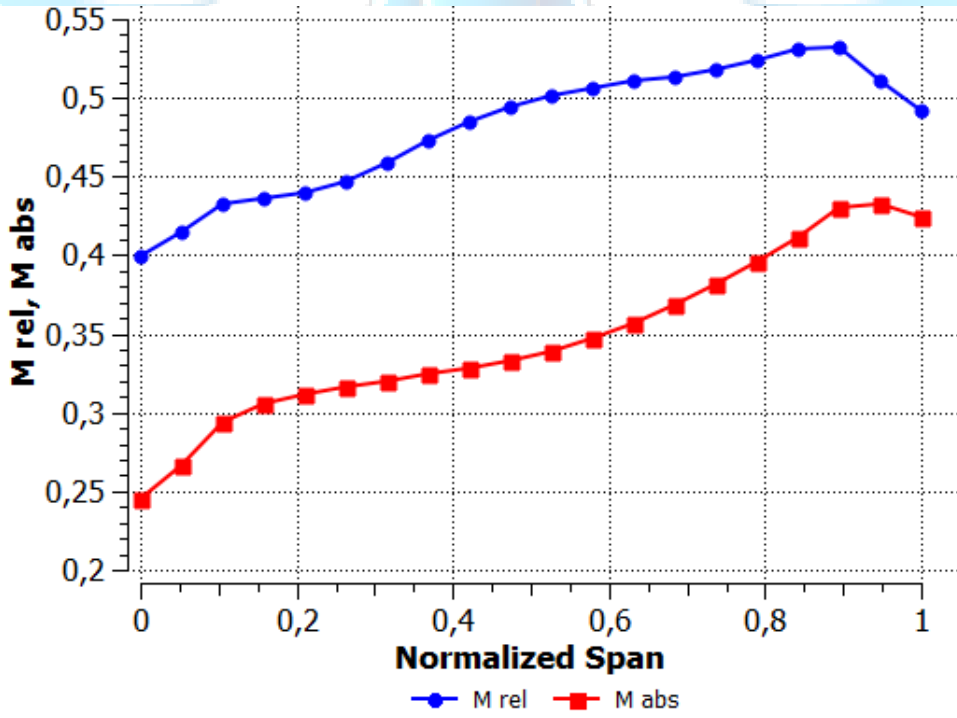


Şekil 3.81: Türbin Rotor Hub-to-Tip Leading Edge Ortalama Akış Açları Grafiği





Şekil 3.82: Türbin Hub-to-Tip Meridyonel Hız Grafiği

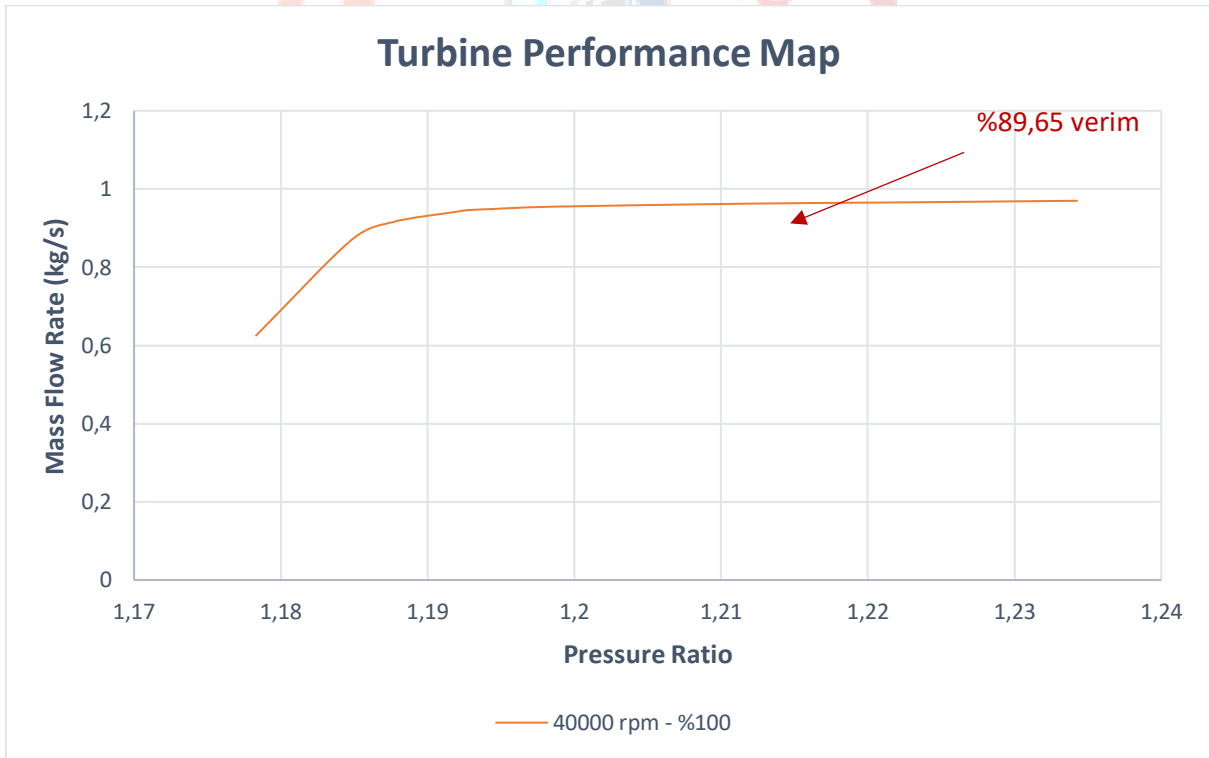


Şekil 3.83: Türbin Rotor Hub-to-Tip Mutlak ve Bağlı Mach Sayısı Grafiği

### 3.3.2.5. Türbin Performans Haritası

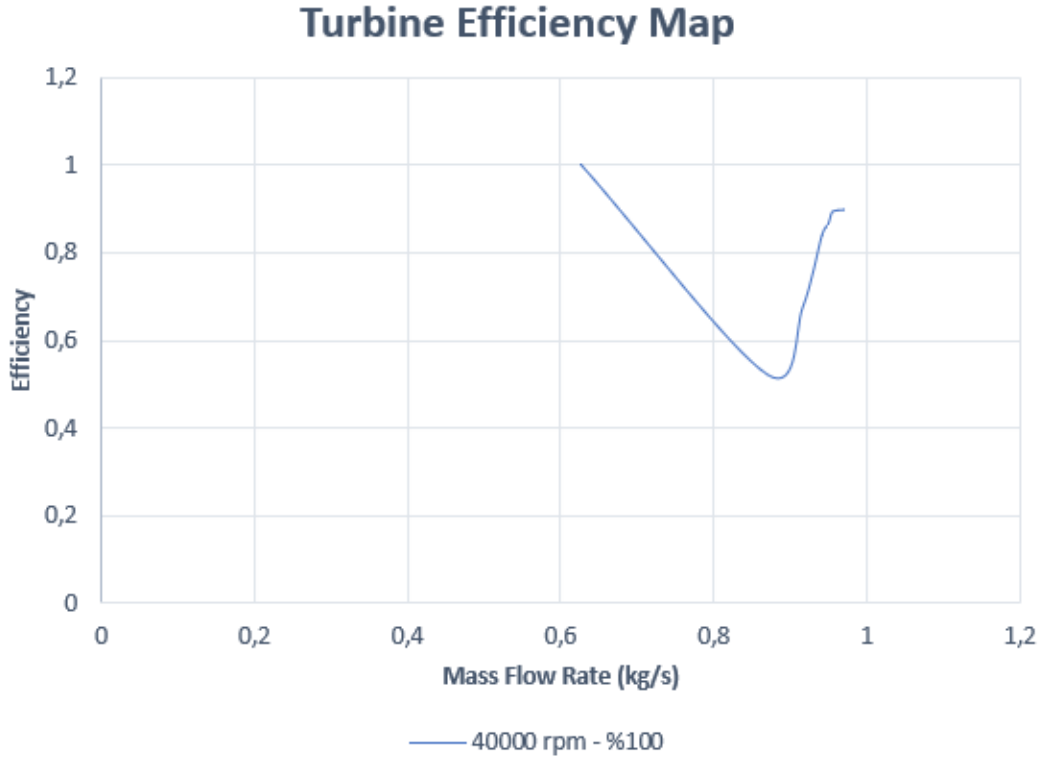
Türbin performansı da fan performansında olduğu gibi ortam basıncı ve sıcaklığında meydana gelen değişikliklerden etkilenmektedir. Uçak fanlarındaki, giriş basıncı ve sıcaklık, irtifa ve hava hızıyla değişir. Her giriş sıcaklığı ve basınç kombinasyonu için farklı performansın sunulması anlaşılabilirliğe yol açmaktadır. Ancak bunların tümünü, türbin için de boyutsal analiz kullanarak geniş giriş koşulları yelpazesine uygulanabilen tek bir harita üzerinde daraltmak mümkündür. Boyutsal analizde rotor hızı, kütle akışı ve basınç oranı gibi boyutsuz nicelikler kullanılır. Türbin haritası, test sonuçlarının verileri kullanılarak oluşturulmaktadır veya özel bir bilgisayar programı tarafından tahmin edilmektedir.

Türbin haritası, basınç oranı boyunca kütle akış miktarının değişimine bağlı olarak ikinci ekseninde verimliliği gösterir. Türbin haritasında yatay ekseninde basınç oranı, dikey ekseninde ise akışın bir ölçüsü olan ve genellikle boyutsuz akış veya düzeltilmiş akış vardır. Şekil 3.84'teki haritada ise dikey ekseninde giriş kütle akış miktarı kullanılmıştır.



Şekil 3.84: Türbin Performans Haritası





Şekil 3.85: Türbin Verim Haritası

Mass Flow Rate (kg/s)	Pressure Ratio	Efficiency
0,625233	1,178314	0,999999
0,869963	1,184827	0,521494
0,915883	1,187675	0,673784
0,941161	1,191839	0,838747
0,946041	1,192751	0,857032
0,948989	1,194483	0,861271
0,951815	1,196022	0,877223
0,954839	1,198504	0,892478
0,962547	1,211516	0,895669
0,965754	1,221889	0,896325
0,969887	1,233907	0,896471
0,969894	1,234184	0,896485
0,969899	1,234199	0,896503
0,969909	1,234211	0,896531
0,969917	1,234257	0,896549

Tablo 3.28: 40000 RPM - %100'de Türbin Değerleri

### 3.4. İkincil Akış ve Yağlama Analizleri

SAS havası, soğutma motorun sağlıklı çalışabilmesi ve fonksiyonelliğın sağlanabilmesi için çok kritik bir öneme sahiptir. Motorun yağlama işlemleri için ilk olarak yağlama konseptleri incelenmiş, yağlama türüne karar verilmiş, daha sonra yağlama sisteminde kullanılan parçalar belirlenerek yağlamanın şematik gösterimi yapılmıştır. Son olarak da rulmanları soğutmak için gerekli yakıt ve SAS havası hesabı yapılarak hesaplamalar tamamlanmıştır.

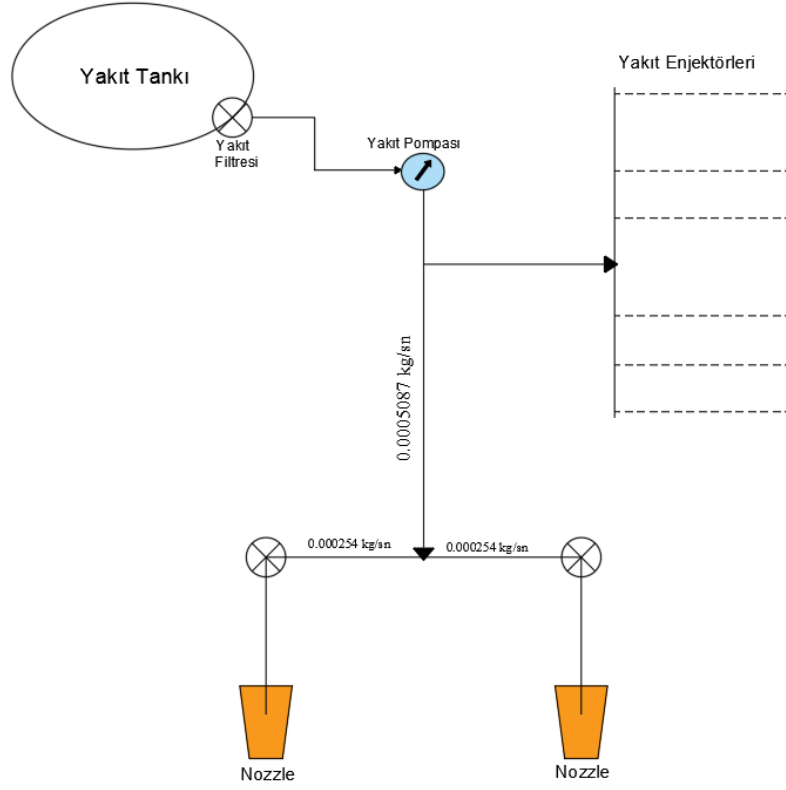
Yağlama konseptleri *Açık Çevrim Yağlama* ve *Kapalı Çevrim Yağlama* olmak üzere ikiye ayrılır. İki konsept arasındaki temel fark, kapalı çevrimde kullanılan sentetik yağ rulmanlarda açığa çıkan ısıyı büyük oranda azalttıktan sonra depoya gönderilerek yağın tekrar tekrar kullanılmasına sağlar. Böylece kapalı çevrim yağlama sistemi, içerisindeki yağ dışarı atılmadan ve çalışma sırasında dışarıdan herhangi bir ek soğutucu akışkan almadan çalışır.

Motor yağlama işleminde kapalı çevrim, açık çevrime göre daha efektif bir soğutma sağlasa da açık çevrime göre yüksek maliyetli bir yağlama konsepti olması, sistemde kullanılan ekipman ve teçhizatların motora ek ağırlık katacağı ve şartnamede belirtilen 4 kg ağırlığın geçileceğı öngörüsü dikkate alındığından motorda kapalı çevrim yağlama konseptinin kullanılmamasına karar verilmiştir.

Rulmanlarda açığa çıkan ısıyı azaltmak amacıyla kullanılan soğutucu akışkanın yakıt olarak tercih edilmesi ve bunun açık yağlamaya uygun olması açık yağlama konseptinin tercih edilmesindeki önemli etkenlerdendir. Aynı zamanda açık çevrim, kapalı çevrime göre basit ve az ekipman gerektiren bir yağlama konsepti olduğundan harcanabilir bir motora daha uygun olduğuna karar verilmiştir.

Yağlama sistemi aslında yakıt sisteminin bir parçasıdır. Çünkü soğutma işlemini yakıtla gerçekleştirilmektedir. Böylece yanma odasına gönderilen yakıt transfer sistemine ek bir hat çekilerek rulmanların soğutulması için gerekli yakıt debisi kadar yakıt sağlanması durumunda rulmanlar soğutulabilir. Kısacası motorda ek olarak kullanılan herhangi bir sistem yoktur. Sadece yakıtın rulmanlara belirli bir hız ve miktarda püskürtülebilmesi için bu aşamada enjektör bulunması gereklidir.

Yağlama sistemini, sistemde yer alan parçaları göstermek ve tanıtmak için Şekil 3.86'da şematik olarak gösterilmiştir.

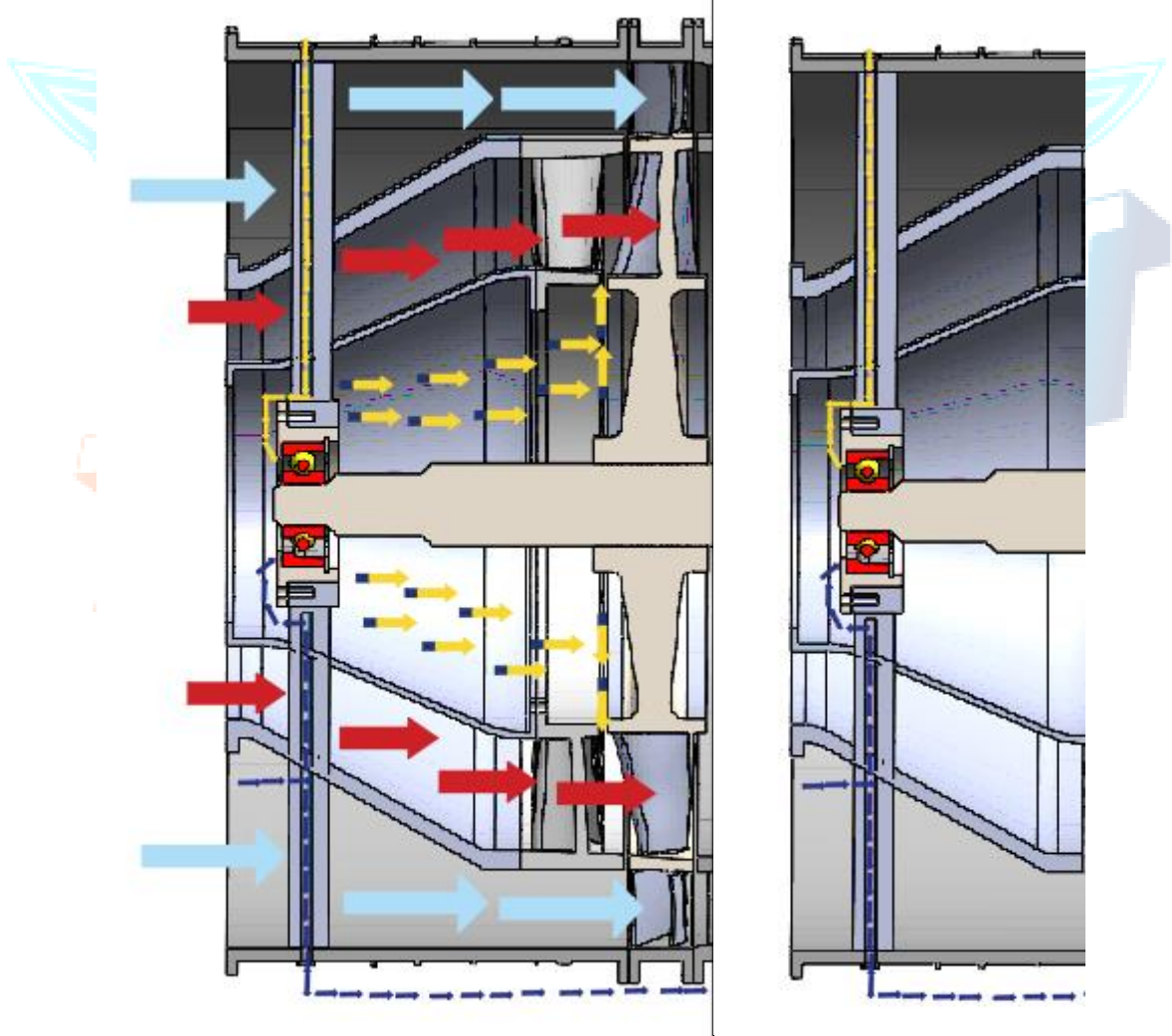


**Şekil 3.86:** Yağlama Sistemi Şematik Gösterimi

İlk olarak yanma odasında yanma ve rulmanları soğutmak için gerekli yakıt, yakıt deposundan çıkmaktadır. Yakıt, depodan ayrılmadan önce filtre ile süzülmemektedir. Yakıt deposundan bir yakıt pompası ile alınmakta olan yakıt, yanma odasına ve rulmanlara bu pompa ile basılmaktadır. Daha sonra pompadan geçen yakıtın bulunduğu hat ikiye ayrılmaktadır. Yakıtın bir kısmı yanma odası manifoldlarına giderken bir kısmı da hesaplanan debide sağ ve sol rulmanlara gönderilmektedir. Rulmanlara püskürtülmek üzere hızla gelen yakıt enjektörden püskürtülmeden önce last change filter'dan geçirilir.

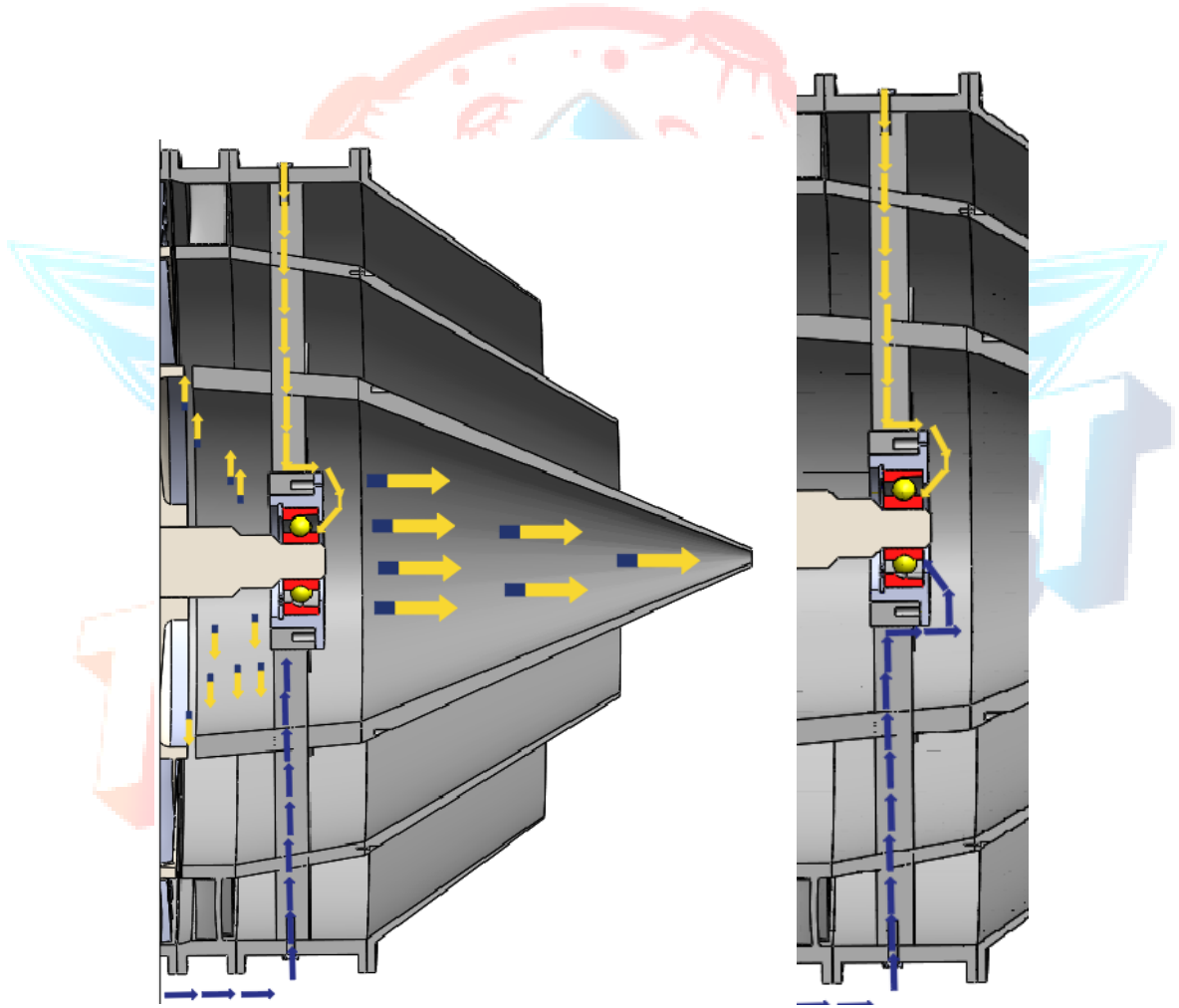
Yakıt deposunda bulunan filtrenin tıkanması ve verimli süzülmemesi durumunda yakıt içindeki katı partiküller yağlama noktasındaki enjektöre kadar gelir. Enjektörden sonra belirli bir hızda püskürtülüp bilyalara zarar vermemesi için enjektörün hemen önüne son şans filtresi (last-chance filter) yerleştirilmesine ihtiyaç olduğu düşünülmektedir.

Yüksek basınç türbini tarafındaki rulmanın yağlama işlemi **Şekil 3.87'deki** gibidir. Yakıt hattından gelen boru, rulmanlara strutlar vasıtası ile taşınır. Strutun alt kısmına delik açılarak, yakıt hattından gelen boru vasıtası ile rulmanların gerekli mesafede yağlanması sağlanır. Ayrıca çekirdek motordan gelen yüksek basınçlı soğutma havasının taşınımı da strutlar ile gerçekleştirilir. Front frame'de bulunan bir strutun, soğuk akış bölümüne delik açılır. Kompresörden çekilen yüksek basınçlı soğutma havası, borular vasıtasıyla strutlardaki deliğe kadar taşınır. Hava strutta ikiye ayrılır: yukarı giden hava yüksek basınç türbini tarafındaki rulmanı, aşağı giden hava nozzle tarafındaki rulmanı soğutmak üzere caselerin üzerinden borular ile taşınır. SAS havası ve yakıt, sol rulmanı soğutma işlemi tamamladıktan sonra birbirine karışarak türbin stator ve rotor arasındaki boşluğa aktarılır. Stator-rotor arası boşluğa gelen yakıt hava karışımı, yanma odasından gelen yüksek basınçlı ve sıcak akışın aşağıya inmesini (ingress) engelleyerek ana akış yoluna katılmalıdır. Bunun için sızdırmazlık işlemleri büyük önem arz etmektedir. Şekilde sarı oklar yağ, lacivert oklar SAS'ı temsil etmektedir.



**Şekil 3.87:** İkincil Akış Yağlama Sistemi Sol Rulman

Nozzle tarafındaki rulmanın yağlanması da aynı şekilde strutlar vasıtası ile olur. Pompadan çıkan yakıt bulunduğu hat itibariyle ikiye ayrılır. Hatlardan biri sol rulmanı soğutmak için Front Frame'deki struttan diğeri ise sağ rulmanı soğutmak için Rear Framedeki struttan boru vasıtasıyla gerekli mesafede sağ rulmana gönderilir. SAS havası Front Frame'de bulunan struttan muhafazanın üstündeki boru ile çekilir ve sağ rulmanı soğutmak için yine strutlar ile aktarılır. Soğutma işleminde kullanılan yakıt-hava karışımı alt nozzleden atmosfere ve rotor-rear frame arasındaki boşluktan sıcak akışa karışarak sistemden atılır. Sıcak akışkanın rotor ve rear frame arasındaki boşluktan girmesini ve rulmanların gereğinden fazla ısınmasını engellemek için sızdırmazlık işlemleri rotor-stator arasında olduğu gibi bu bölgede de büyük önem arz etmektedir. Gerekli işlemler Seal Tasarımı bölümünde anlatılacaktır.



**Şekil 3.88:** İkincil Akış Yağlama Sistemi Sağ Rulman

### 3.4.1. Rulmanlara Gönderilen Yakıt Debisinin Hesaplaması

Yakıt debisi hesabı yapılırken, rulmanlarda üretilen ısıyı hesaplayıp, ortaya çıkan bu ısıdan kaç K'lik soğutma yapılabileceği belirlenmiştir.

Rulmanlarda oluşan ısı hesaplanırken Ref [8]'den yararlanılmış ve Palmgren'in rulmanlara etkileyen kuvvetleri ve bilyaların sürtünmeleri nedeniyle ortaya çıkan ısıyı analitik bir yolla hesaplamaya dayalı yöntemi tercih edilmiştir.

Tasarlanan aft-fan modülünde iki adet rulman bulunmaktadır. İlk rulman şaftın solunda yüksek basınç türbini tarafında, ikinci rulman şaftın sağında alt nozzle tarafındadır. Kavram tasarım raporu mil tasarımında, aft-fan rotoru milin tam ortasında konumlandırılmıştı. Bu durum sonucunda iki rulmana da etkileyen radyal ve aksel yükler eşitti. Detay tasarım raporunda ise mil tasarımını ve rotorun milin üzerindeki konumunu değiştirildiği için rulmanlara etkileyen kuvvetlerde değişiklikler ortaya çıkmıştır. Bu değişiklikler neticesinde iki rulman için de gönderilmesi gereken yakıt debisi ayrı ayrı hesaplanmış, en sonunda iki debi toplanarak yakıt deposundan çekilmesi gereken toplam yakıt miktarı elde edilmiştir.

Rulmanlarda ortaya çıkan ısı aşağıdaki gibi belirlenmektedir.

$$H_f = 1,047 * 10^{-4} * n * M \quad (2.1)$$

Buradaki  $n$  rulmanların dönme hızı (rpm),  $M$  ise toplam sürtünme torkudur ( $N \cdot mm$ ). Toplam sürtünme tork değerine etkileyen iki farklı olay vardır. Bunlardan birincisi  $M_1$ , yağlayıcının viskozitesi nedeniyle oluşan tork; ikincisi ise  $M_2$ , rulmana etkileyen yükler nedeniyle oluşan torktur. Bu iki torkun toplamı  $M$ 'i vermektedir. Böylece denklem (2.1) kullanılarak  $H_f$  belirlenir.

$$\sum M = M_1 + M_2$$
$$M_1 = \begin{cases} 10^{-7} * f_0 * (v * n)^{\frac{2}{3}} * D^3 & , v * n > 2000 \\ 160 * 10^{-7} * f_0 * D^3 & , v * n < 2000 \end{cases}$$

$$M_2 = f_1 * P_1 * D$$

2.2 2.3

Burada  $f_1$  rulman tasarımına göre değişkenlik gösteren relative yüküdür ve Tablo3.29'dan elde edilir.

Type	$f_1$	$P_1$
Ball bearing	$0,0009 \left( \frac{P_0}{C_0} \right)^{0,55}$	$3 * F_a - 0,1 * F_r$

**Tablo 3.29:**  $M_2$  Torkunun Hesaplanmasında Kullanılan Formüller

$f_1$  ve  $P_1$  değerleri **Tablo 3.29'da** verilen formüllerle hesaplanarak  $M_2$  torku hesaplanır, ve **denklem 2.1'**de bulunan tüm değerler yerine konularak rulmanlarda ortaya çıkan toplam ısı hesaplanır. Fakat bu şekilde belirlenen ısıya ek olarak motor içerisinde bilinmeyen sebeplerden dolayı ısı ortaya çıkabileceği tahmin edilmektedir. Bu sebeple hesaplanan ısı transferi miktarının %20 fazlası ile hesaplamalara devam edilmiş ve soğutma için kullanılan yakıtın debisi buna göre belirlenmiştir.

$$Q = \dot{m} * c_p * \Delta T = 1,2 * H_f = 1,2 * 1,047 * 10^{-4} * n * M \quad [2.4]$$

Yukarıdaki formüllerle her bir rulmanda ortaya çıkan ısı tek tek hesaplanmıştır. Şartnamede yağlama ve ikincil akış için tercih edeceğimiz yakıtla ilgili herhangi bir bilgi verilmediğinden detay raporunun bu bölümü için JET A1 yakıtı kabul alınmıştır. Seçilen yakıtın ortalama sıcaklıktaki  $c_p$  değeri 2.12 kJ/kg'dir[2.5]. Rulmanlarda ortalama 80 K'lik bir soğutma hedeflenmektedir.  $Q$ ,  $\Delta T$  ve  $c_p$  değerleri **denklem 2.4'te** yerine konulduktan sonra her bir rulman için strut deliklerinden borularla gönderilmesi gereken yakıt debisi belirlenmiştir.

#### **Sol Rulman İçin Yakıt Hesabı**

Sol rulman için yakıt debisi hesabına ilk olarak yağlayıcının viskozitesi nedeniyle oluşan tork ( $M_1$ ) hesaplanmıştır.  $v * n > 2000$  olduğundan denklem 2.2'deki birinci formül kullanılmıştır.

<b>n, bearing speed (rev/min)</b>	40000
<b>v, yağın kinematik viskozitesi (m<sup>2</sup>/sn)</b>	1
<b>D, bearing pitch diameter (m)</b>	0,024
<b><math>f_0</math>, bearing lubricant method</b>	0,8

**Tablo 3.30:** Sol Rulman  $M_1$  Hesabı için Gerekli Değerler

$$M_1 = 1,29 * 10^{-9} N * mm$$

Rulman yükleri nedeniyle oluşan torku ( $M_2$ ) belirlemek için;

Bearing radial load, $f_r$ (N)	165,54
Bearing axial load, $f_a$ (N)	364,707
Bearing rated static load, $C_0$ (N)	1370
Bearing equivalent static load, $P_0$ (N)	250,5352
$f_1$ (N)	0,000353
$P_1$ (N)	1077.567

**Tablo 3.31:** Sol Rulman  $M_2$  Hesabı için Gerekli Değerler

Yukarıdaki değerleri denklem 2.3'de yerine yazarsak  $M_2$  değeri  $0.00912N*mm$  olarak hesaplanır.

$$\sum M = M_1 + M_2 \quad \sum M = 0,00913 N * mm$$

Denklem 2.1'den  $H_f = 0.038$  kW olarak hesaplanır. Motor içerisinde bilinmeyen dolayı ekstra ısı ortaya çıkabileceği düşünüldüğünden bu değer %20 fazlası ile işlemlere devam edilir. ( $c_p = 2,12$  kJ/kg,  $\Delta T = 80$  K)

$$Q = 1,2 * H_f \quad Q = 45.88 W$$

$$Q = \dot{m}_{sol} * c_p * \Delta T \quad \dot{m}_{sol} = 0,0002705 kg/s$$

Elde edilen değer, motorun yüksek basınç türbini tarafındaki rulmanı soğutmak için gerekli olan yakıt debisidir.



### Sağ Rulman İçin Yakıt Debisi Hesabı

n, bearing speed (rev/min)	40000
v, yağın kinematik viskozitesi (m <sup>2</sup> /sn)	1
D, bearing pitch diameter (m)	0,024
f <sub>0</sub> , bearing lubricant method	0,8

**Tablo 3.32:** Sağ Rulman M<sub>1</sub> Hesabı için Gerekli Değerler

Sağ rulman için yakıt debisi hesabına, sol rulman da olduğu gibi, ilk olarak yağlayıcının viskozitesi nedeniyle oluşan tork (M<sub>1</sub>) hesaplanmıştır. v\*n > 2000 olduğundan denklem 2.2'deki birinci formül kullanılmıştır. Böylece M<sub>1</sub> değeri,

$$M_1 = 1,29 * 10^{-9} N * mm$$

Rulman yükleri nedeniyle oluşan torku (M<sub>2</sub>) belirlemek için;

Bearing radial load, f <sub>r</sub> (N)	316,27
Bearing axial load, f <sub>a</sub> (N)	364,707
Bearing rated static load, C <sub>0</sub> (N)	1370
Bearing equivalent static load, P <sub>0</sub> (N)	325,90
f <sub>1</sub> (N)	0,0004085
P <sub>1</sub> (N)	1062,494

**Tablo 3.33:** Sağ Rulman M<sub>2</sub> Hesabı için Gerekli Değerler

Yukarıdaki değerleri denklem 2.3'de yerine yazarsak M<sub>2</sub> değeri 0.01041 N\*mm olarak hesaplanır.

$$\sum M = M_1 + M_2 \quad \sum M = 0.0104166 N * mm$$

Denklem 2.1'den  $H_f = 0.0436$  kW olarak hesaplanır. Motor içerisinde bilinmeyen dolayı ekstra ısı ortaya çıkabileceği düşünüldüğünden bu değer %20 fazlası ile işlemlere devam edilir. ( $c_p = 2,12$  kJ/kg,  $\Delta T = 80$  K)

$$Q = 1,2 * H_f$$

$$Q = 0.0523 \text{ kW}$$

$$Q = \dot{m}_{\text{sol}} * c_p * \Delta T$$

$$\dot{m}_{\text{sol}} = 0.00030083 \text{ kg/s}$$

Elde edilen değer, motorun yüksek basınç nozle tarafındaki rulmanı soğutmak için gerekli olan yakıt debisidir. Aft-fan rotoru, nozle tarafındaki (sağ) rulmana daha yakın olduğu için türbin tarafındaki (sol) rulmana göre daha fazla radyal yüke maruz kalmaktadır. Bu yüzden rulmana etkiyen yükler nedeniyle oluşan tork sağ rulmanda daha fazla olacaktır. Bu nedenle sağ rulmanı soğutmak için daha fazla yakıt debisi kullanılmaktadır.

Yakıt deposundan çekilecek toplam debi aşağıdaki gibidir.

$$\sum \dot{m}_{\text{yağlama}} = \dot{m}_{\text{sol}} + \dot{m}_{\text{sağ}}$$

$$\sum \dot{m}_{\text{yağlama}} = 0.0005788 \text{ kg/s}$$

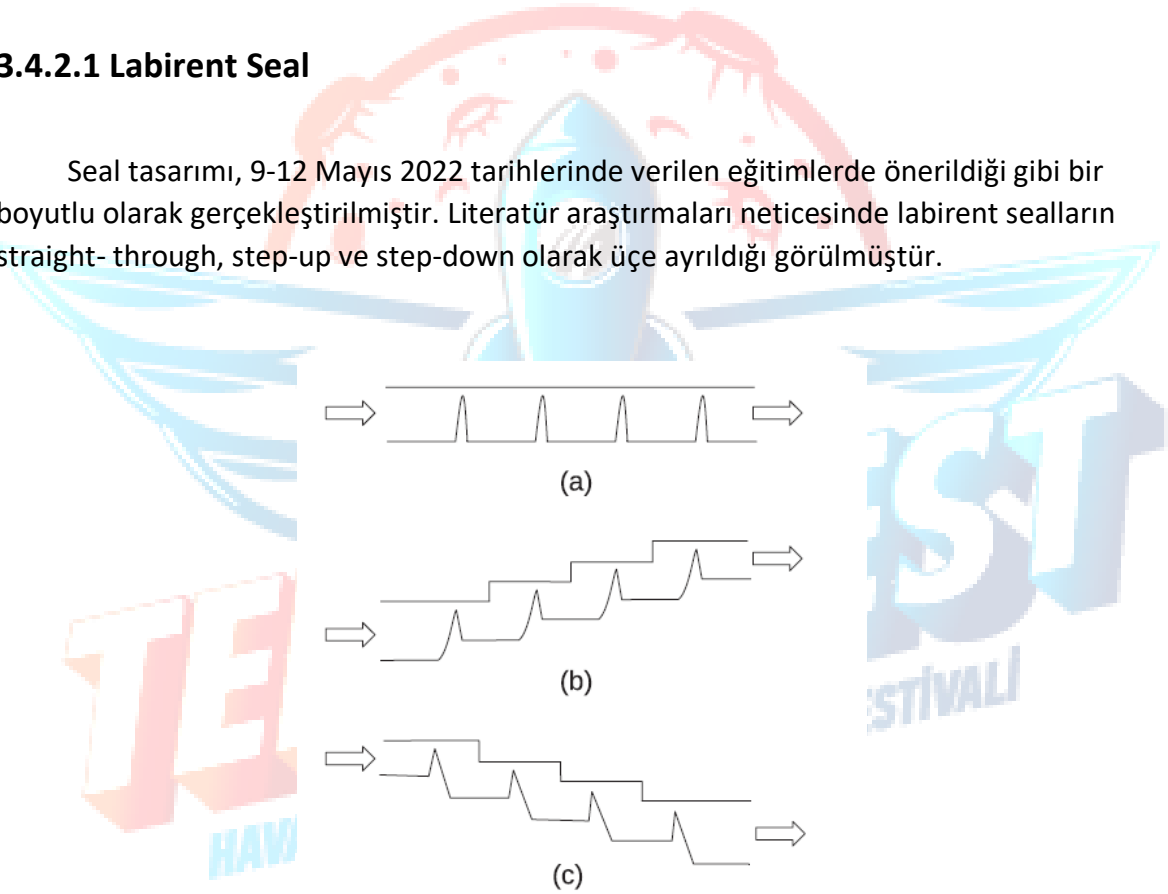
### 3.4.2. Seal Tasarımı

Tasarımı gerçekleştirilen aft-fan modülünde üç farklı akış bulunmaktadır. Bunlar fan bölgesindeki soğuk akış, türbin bölgesindeki sıcak akış ve rulmanları soğutmak için fan front frame ve fan rear frame'deki strutlara açılan delikler vasıtasıyla rulmanlara iletilen ikincil akış(SAS)'tır. Tasarımdaki iki sabit parça (fan stator ve türbin stator) ve bir hareketli parça (aft-fan rotor) bulunmaktadır. Bu parçalarda türbin-fan rotoru dönerken diğer parçalar LPT Case ve OGV (Outlet Guide Vane'e) sabitlenerek hareket etmemektedir. Rotorun motor içerisindeki diğer parçalara temas etmesi istenmeyen sonuçlar doğurabileceğinden rotor ve statorlar arasında boşluk bırakılmalıdır. Fakat bu boşluklardan da yukarıda belirtilen akışlar arası geçişler olabilmektedir. Bu boşluklardan sızan akışların debisinin fazla olması da istenmeyen sonuçlar doğurabilir. Örneğin sıcak akış ve soğuk akış arası sızan debi aft-fan modülünün verimini azaltabilir veya yüksek basınç türbininden gelen yüksek basınçlı sıcak akışın türbin stator-rotor arasındaki boşluktan aşağı inmesi (ingress) türbin disklerinin fail etmesine, mil, rulman ve disk elemanlarının hesaplanandan çok daha fazla ısınmasına yol açabilir. Bu bölgelerde akışlar arasındaki geçişin minimum olması için sızdırmazlık elemanlarının kullanılması gereklidir.

Sızdırmazlık elemanları hiçbir zaman sıfır geçirgenlik sağlamazlar fakat yapılan tasarımlara ve sızdırmazlık eleman çeşitlerine bağlı olarak akış arası sızan kütle debisini, motorun genel performansını etkilemeyecek seviyede minimuma indirirler. Yapılan literatür araştırmaları ve grup arkadaşlarımızla gerçekleştirdiğimiz fikir alışverişi sonucu türbin ve fan rotorunu birbirinden ayıran midplatformun iki tarafında labirent seallar konulmasına karar verilmiştir. Bu bölgelerde labirent seallar tercih edilmesinin amacı soğuk akış ile sıcak akış arasındaki kaçak debiyi minimuma indirmektir. Türbin diski-türbin statoru ve türbin diski-fan rear frame arasında ise yüksek basınçlı sıcak havanın boşluklardan sızmasını yani ingress olmasını engellemek için diskin iki tarafında rim seal kullanması ve fazla debideki SAS havasını yukarı göndererek (engress) sıcak hava akış yolunda tutulması amaçlanmıştır.

### 3.4.2.1 Labirent Seal

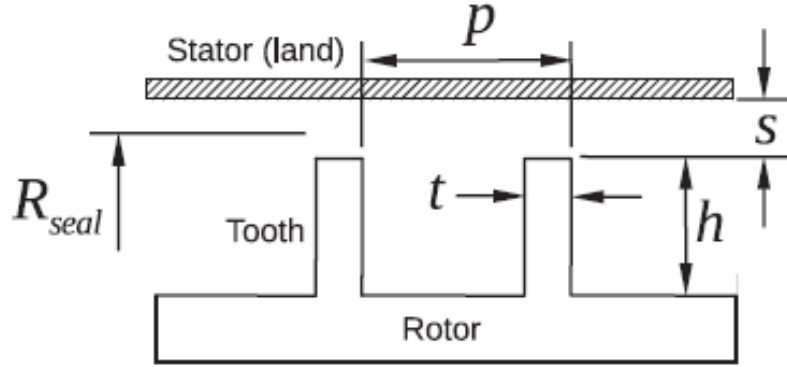
Seal tasarımı, 9-12 Mayıs 2022 tarihlerinde verilen eğitimlerde önerildiği gibi bir boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir. Literatür araştırmaları neticesinde labirent sealların straight- through, step-up ve step-down olarak üçe ayrıldığı görülmüştür.



Şekil 3.89: Labirent Seal Çeşitleri - Straight-Through (a), Step-Up (b), Step-Down (c)

Üç labirent seal çeşidinin de birbirine göre avantaj ve dezavantajları incelendiğinde *Straight Through Labirent Seal* kullanılmasına karar verilmiştir. Ref [29] incelendiğinde kaçak debinin belirlenmesi için Martin, Vermes, Zimmerman ve Wolff gibi belirli yaklaşımlar bulunmaktadır. Bu tasarım projesi kapsamında kaçak debiyi hesaplamak için Vermes'in yaklaşımı kullanılmıştır.

Vermes'in kaçak debi hesabı aşağıdaki **Denklemler 3.1,3.2,3.3** kullanılarak yapılmaktadır. Denklemlerde verilen sembollerin neler olduğu **Tablo 3.34**'te açıklanmıştır.



**Şekil 3.90:** Labirent Seal Geometrik Parametreleri

$$m = 5,76 * C_d * a * \beta * \frac{P_{t(0)}}{\sqrt{R * T_{t(0)} * (1-a)}} \quad (3.1)$$

$$\alpha = \frac{8,52}{\frac{(p-b)}{s} + 7,23} \quad (3.2)$$

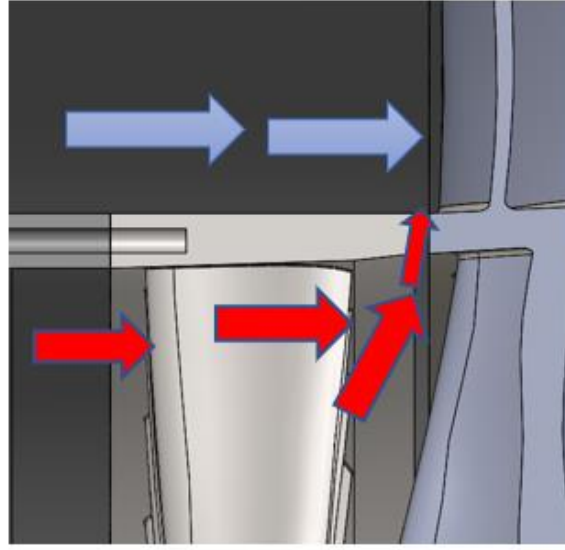
$$\beta = \left[ \frac{1 - \left( \frac{P_s(n)}{P_{t(0)}} \right)^2}{n - \ln \left( \frac{P_s(n)}{P_{t(0)}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.3)$$

<b>C<sub>d</sub></b>	Discharge Coefficient
<b>A</b>	Seal Tasarımı İçin Gerekli Alan
<b>β</b>	Gland Faktör
<b>P<sub>t(0)</sub></b>	Toplam Basınç
<b>T<sub>t(0)</sub></b>	Toplam Sıcaklık
<b>P<sub>s</sub></b>	Seal Çıkış Static Basıncı
<b>α</b>	Kinetik Enerji Carry Over Faktörü
<b>p</b>	Seal Pitch
<b>t</b>	Tooth Tip Width
<b>s</b>	Seal Clearance Boşluk
<b>n</b>	Diş Sayısı

**Tablo 3.34:** Vermes Kaçak Debi Hesabında Kullanılan İfadeler

### 3.4.2.1.1 Türbin Stator Midplatform 1. Labirent Seal

Labirent sealın konumlandırılacağı ilk yer mid platform ve türbin statoru arasındaki boşluktur. Akış, yüksek basınçtan düşük basınca doğru yönelme eğilimi göstereceğinden türbin rotorunun girişindeki sıcak akış, fan rotorunun girişindeki soğuk akışa karışmak isteyecektir. Midplatforma konumlandırılan labirent seal ile bu geçişin minimum seviyede gerçekleşmesi amaçlanmıştır.



Şekil 3.91: Midplatform-Türbin Stator Boşluğu Akış Geçişi

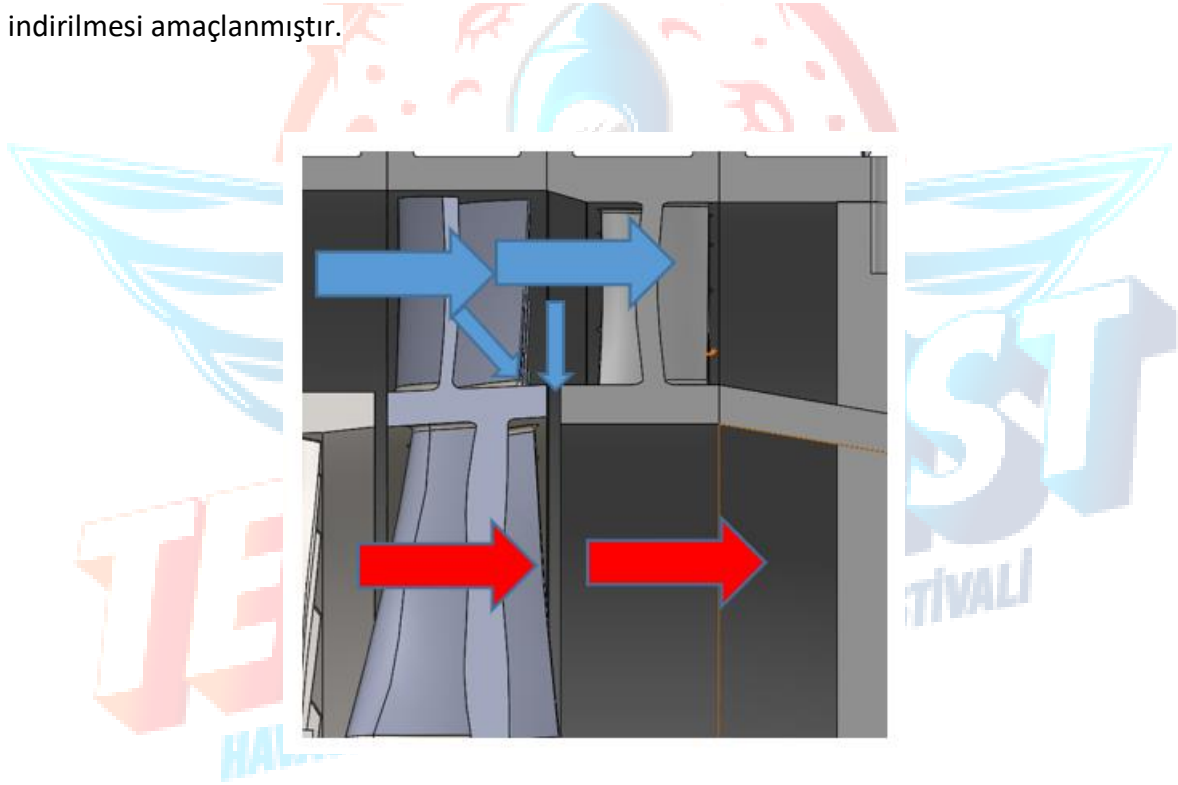
$C_d$	0.8
$A(\text{mm}^2)$	17041.12
$\beta$	0.445
$P_{t(0)} (\text{kPa})$	191
$T_{t(0)} (\text{K})$	1045
$P_{(s)} (\text{kPa})$	101.325
$\alpha$	0.454
$p$	3
$t$	0.7
$s$	0.2
$n$	3
$R (\text{J/kg K})$	287

Tablo 3.35: Türbin Stator Midplatform 1. Labirent Seal Tasarım Parametreleri

$\dot{m}=0.0165$  kg/s sıcak akış bölgesinden soğuk akış bölgesine kaçan akışın kütle debisidir. Labirent sealdaki diş sayısını artırılarak debi miktarı daha da küçültülebilir. Tercih edilen 3 dişli yapı ve tasarım parametreleriyle kaçak debi miktarının kabul edilebilir seviyede olduğu düşünülmektedir.

### 3.4.2.1.2 Fan Stator Midplatform 2. Labirent Seal

Labirent seali konumlandıracağımız ikinci yer fan stator-midplatform arası boşluktur. Fandan çıkarak basıncı artan soğuk hava, türbinden çıkarak basıncı azalan sıcak akışın olduğu bölgeye doğru yönelme eğilimi gösterir. Midplatformun sağ tarafının uzunluğu sol tarafından az olduğu için 2 dişli bir seal tasarımıyla soğuk akış kaçağının minimuma indirilmesi amaçlanmıştır.



Şekil 3.92: Midplatform OGV Boşluğu Akış Geçişi

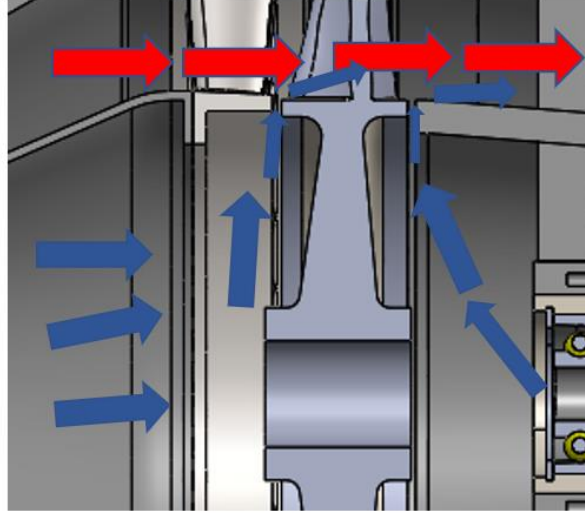
$\dot{m}=0.00309$  kg/s soğuk akış bölgesinden sıcak akış bölgesine sızan akışın kütle debisidir. Tercih edilen 2 dişli labirent seal tasarımı sayesinde kaçak soğuk akış debisini kabul edilebilir miktarlarda tutmayı başardık.

$C_d$	0.8
$A$ (mm <sup>2</sup> )	16936.12
$\beta$	0.0838
$P_{t(0)}$ (kPa)	141
$T_{t(0)}$ (K)	320
$P_{(s)}$ (kPa)	140
$A$	0.67
$p$	2
$t$	0.9
$s$	0.2
$n$	2
$R$ (J/kg K)	287

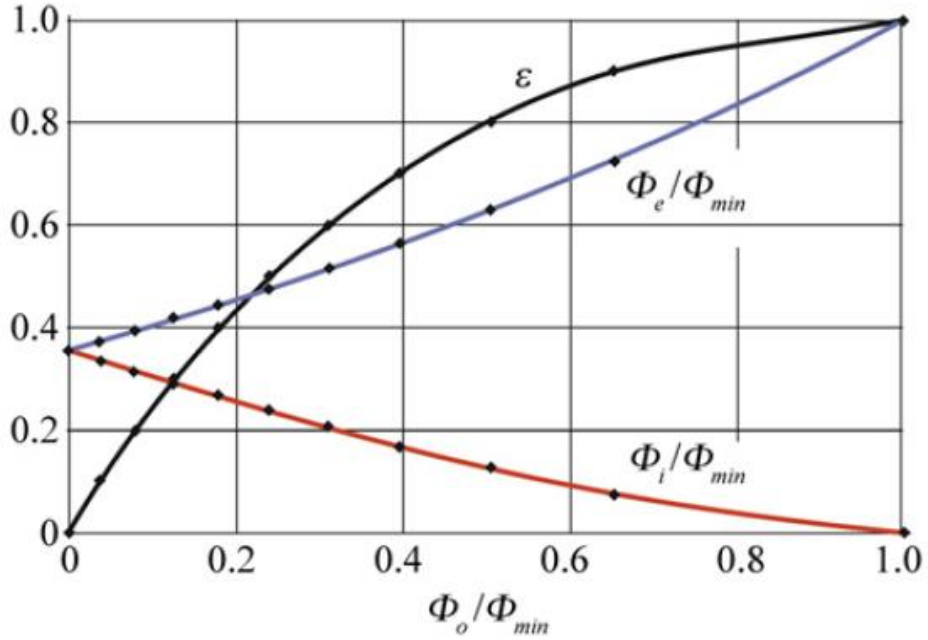
**Tablo 3.36:** Fan Stator Midplatform 2. Labirent Seal Tasarım Parametreleri

### 3.4.2.2. Rim Seal

Motorda yüksek basınç türbininden gelen sıcak akışın stator-rotor arasındaki boşluktan sızarak türbin disklerini fail ettirebilir. Bu olayı engellemek için belli çözümlerin ortaya konulması gerekebilir. Rim seal tasarlayarak sıcak akışın aşağı inmesi zorlaştırılabilir ya da açık bir sistemle fazla kütleli debide SAS havasını rotor stator arasındaki boşluktan yollayarak (engress) sıcak akış kendi yolunda tutulabilir.



Şekil 3.93: Motor Sıcak Gaz Engelleme Yöntemi



Şekil 3.94: Rim Seal Etkinliği Eğrisi

Şekil 3.94'te verilen grafikte ingress (kırmızı) ve engress (mavi) eğrileri bulunmaktadır ve bu eğrilerin toplamı sealin effectiveness değerini 1 yapmaktadır. Rim Seal tasarımı için engressin (yukarı çıkıp ana akışa katılan hava) maksimum, ingressin (boşluktan içeri girmeye çalışan hava) minimum olduğu şartlar sağlanmalıdır.

$$\Phi = \frac{C_w}{2 * \pi * G_c * Re} \quad (3.4)$$



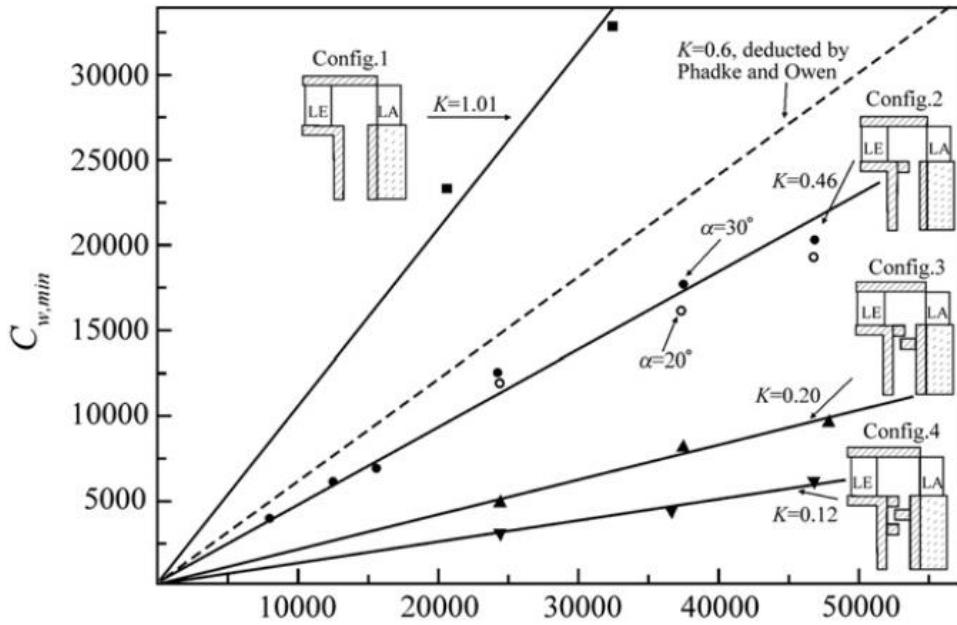
Grafikte görüldüğü üzere sistemin,  $\frac{\Phi_e}{\Phi_i}$  oranını 1'e eşitleyecek şekilde tasarlanması gerekmektedir. Bilinmeyen değerler yerine konulduğunda,

$$C_w = \frac{m}{\mu * b} (3.5)$$

$$C_{w,min} = 2 * \pi * K * G_c * P_{max} (3.6)$$

Buradaki  $K, G_c$  ve  $P_{max}$  değerleri bilinmemektedir.  $K$  katsayısı, **Şekil 3.95'teki grafikten** 0.6 olarak alınmıştır. Grafikten de görüldüğü üzere rim sealın hangi şekilde olacağı yukarıdan gelen gazın aşağıya inerken önünde engel olması halinde  $K$  katsayısının azalması, böylece aşağıdan yollanacak havanın azalması anlamına gelmektedir. Herhangi bir labirent yapı kullanmadan açık bir sistem tercih edildiğinde  $K$  sayısı artar ve yollanması gereken havanın debisi de artar.

Rim sealda herhangi bir labirent yapı tercih edildiğinde, aradaki boşluktan yakıt-hava karışımının bir süre sonra buradan atılamayabileceği ihtimalini göz önünde bulundurarak labirent olmadan açık bir rim seal yapısı kullanımı tercih edilmiştir. Bu tercih ile sıcak gazı içeri sokmamak için daha fazla debide yakıt hava karışımını yukarı gönderilmesi gerekir. Fakat tasarımda yakıt-hava karışımı, toplam havanın yaklaşık % 0.14'ü miktarında olacağından motorun performansını etkileyeceğini düşünülmemektedir.



Şekil 3.95: K Parametresi Grafiği [28]

$G_c$  katsayısı, havanın çıkış yapacağı stator-rotor arası mesafenin ( $S_c$ ) rotorun disk yarıçapına ( $b$ ) bölünmesiyle bulunur.

$$G_c = \frac{S_c}{b}$$

$$P_{max} = \frac{C_{p,max} * (Re_w)^2}{2}$$

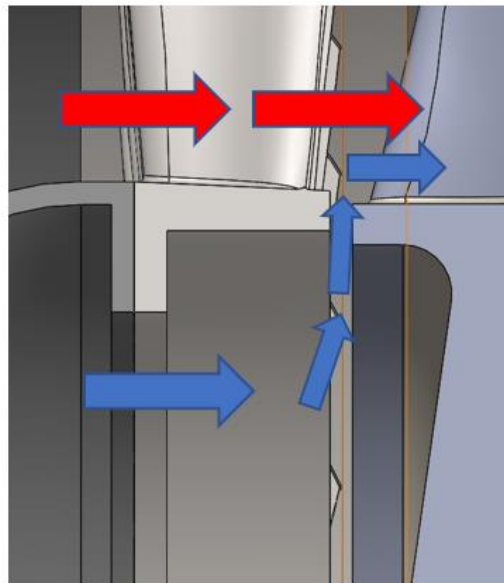
$$C_{p,max} = \frac{2 * \Delta p}{\rho * W^2}$$

$$Re_w = \frac{\rho * W * b}{\mu}$$

$C_{p,max}$  ve  $Re_w$ 'yi hesapladıktan sonra  $P_{max}$  hesaplanır, ve en sonunda **Formül 3.5'deki deklem** kullanılarak sıcak havanın boşluktan sızmasını engellemek için yukarı gönderilmesi gereken toplam yakıt hava karışımının debisi elde edilir. Rim seal tasarımını, Motor Sıcak Gaz Engelleme Yöntemi adını verdiğimiz şekilde gösterildiği üzere hem

stator-rotor arası boşluk için, hem de rotor-fan rear frame arası boşluk için gerçekleştirilmiştir. Mil, rotora sıkı geçme ile bağlı olduğu için, milin çevresinde SAS havasının sağ rulmana iletilmesi için özel hava kanalı yoktur. Sağ rulman içinde sıcak hava girişinin önlenmesi için boşluktan yukarı yollanması gereken hava debisi ayrı olarak hesaplanmalıdır.

#### 3.4.2.2.1 Türbin Stator-Rotor Rim Seal



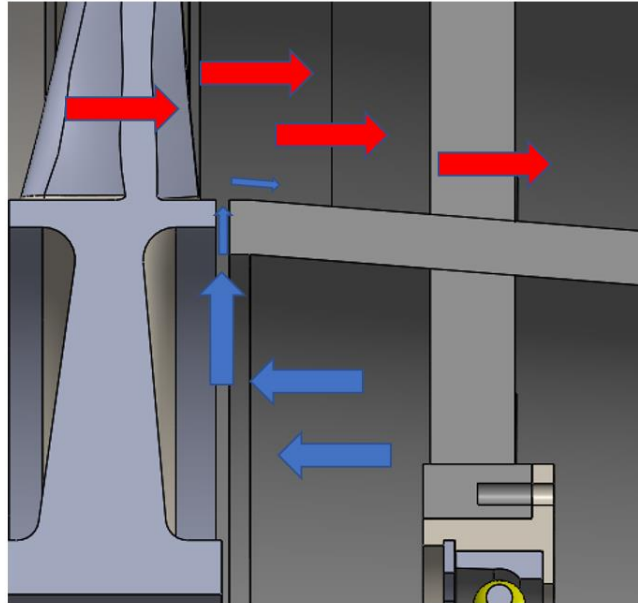
**Şekil 3.96:** Türbin Stator-Rotor Sıcak Akış Girişi Engelleme Yöntemi

<b>K</b>	0,6
<b>Pmax</b>	212655
<b>Gc</b>	0,047
<b>Sc(m)</b>	0,0020
<b>b(m)</b>	0,0423
<b><math>\rho(\text{kg/m}^3)</math></b>	1,225
<b><math>\Omega(\text{rad/s})</math></b>	4188
<b><math>\mu</math></b>	$2.008 \cdot 10^{-5}$
<b>Re<sub>w</sub></b>	457454
<b>C<sub>w,min</sub></b>	37673

**Tablo 3.37:** Türbin Stator-Rotor Rim Seal Tasarım Parametreleri

Hesapladığımız parametreleri yerine konulduğunda  $\dot{m}=0,000775 \text{ kg/s}$  olarak hesaplanır. Bu debi yüksek basınçlı sıcak akışın boşluktan girmesini engellemek için yukarı yollanması gereken yakıt-hava karışımının debisidir.

### 3.4.2.2.2 Türbin Rotor-Rear Frame Rim Seal



**Şekil 3.97:** Türbin Rotor-Fan Rear Frame Sıcak Akış Girişi Engelleme Yöntemi

<b>K</b>	0,6
<b>Pmax</b>	152644
<b>Gc</b>	0,052
<b>Sc(m)</b>	0,0036
<b>b(m)</b>	0,0423
<b><math>\rho</math>(kg/m<sup>3</sup>)</b>	1,225
<b><math>\Omega</math>(rad/s)</b>	4188
<b><math>\mu</math></b>	2.008*10 <sup>-5</sup>
<b>Re<sub>w</sub></b>	457454
<b>C<sub>w,min</sub></b>	46254

**Tablo 3.38:** Türbin Rotor- Rear Frame Rim Seal Tasarım Parametreleri

$\dot{m}=0,0009953$  kg/s sıcak hava girişini engellemek için yukarı yollanması gereken yakıt-hava karışımı debisidir.

### 3.4.3. SAS Havası

Rulmanları yağlamak için gerekli olan yakıt debisi miktarlarını belirlenmiştir. Seal Tasarımı bölümünde de sıcak hava girişinin önlenmesi için gönderilmesi gereken yakıt hava karışımının debisini hesaplanmıştır. Hesaplanan bu debi, soğutmada kullanılan yakıtlardan ve SAS havasından oluşmaktadır. Yani, iki rulman için de ayrı ayrı hesaplanan bu yakıt-hava karışımından yağlama için kullanılan yakıtın debisi çıkarıldığında SAS için kullanılan havanın debisi elde edilmektedir.

#### **Sol Rulman için SAS Havası Debisi**

Engress için gerekli olan debi 0,000775 kg/s'dir. Sol rulmanı yağlamak için kullanılan yakıtın debisi 0,0002705 kg/sn'dir. Aradaki fark SAS için gerekli olan hava debisidir. Bu değer 0,0005045 kg/s'dir. Bu hava rulmanları soğutmak için kullanılan yakıtı karışarak türbin stator-rotor arasındaki rim sealdan dışarı atılarak ana akış yoluna katılan havadır. Bu hava rulmanları soğutmada kullanılan yakıtlarla karışacağından seçilen yakıtın yakıt/hava oranına dikkat edilmelidir. 0,0005045 kg/s hava içerisinde 0,0002705 kg/s yakıt debisi bulunmaktadır. Bu oran yaklaşık 1,86'ya tekabül etmektedir. Yakıt için tercih edilen JET A1'in yakıt/hava oranı 15'tir. Akışta yanmanın meydana gelmesi için gereken oranın çok altında bir oran elde edildiğinden bu bölgede herhangi bir lokal yanma beklenmemektedir.

#### **Sağ Rulman için SAS Havası Debisi**

Fan rear frame-türbin rotoru arasındaki boşlukta sıcak hava girişinin önlenmesi için hesaplanan yakıt hava karışımının debisi 0,0009953 kg/s'dir. Sağ rulmanı yağlamak için gereken yakıt debisi 0,0003083 kg/s'dir. Aradaki fark SAS için gerekli hava debisidir. Bu değer 0,000687 kg/s'dir. 0,000687 kg/s hava içerisinde 0,000383 kg/s yakıt bulunmaktadır. Bu oran yaklaşık 1,79'a tekabül etmektedir. Sol rulmanda olduğu gibi sağ rulmanı soğutmak için kullanılan SAS havası için de yakıtla temas edince herhangi bir lokal yanma beklenmemektedir.

<b>Sol Rulmanı Soğutmak için Kullanılan Yakıt Kütleli Debisi (kg/s)</b>	0,0002705
<b>Sağ Rulmanı Soğutmak için Kullanılan Yakıt Kütleli Debisi (kg/s)</b>	0,0003083
<b>Sol Rulmanı Soğutmak için Çekirdek Motordan Çekilen SAS Havası Debisi (kg/s)</b>	0,0005045
<b>Sağ Rulmanı Soğutmak için Çekirdek Motordan Çekilen SAS Havası Debisi (kg/s)</b>	0,000687
<b>Sol Rulman SAS Bölgesi Yakıt/Hava Oranı</b>	1,86
<b>Sağ Rulman SAS Bölgesi Yakıt/Hava Oranı</b>	1,79

Tablo 3.39: SAS Özeti

### 3.5. Termal Analizler

#### 3.5. Termal Analizler

##### 3.5.1. Malzeme Sıcaklığı ve Termal Genleşme Hesaplamaları

###### 3.5.1.1. Taşınım Katsayısının Hesaplanması

Havanın taşınım katsayısının doğru hesaplanabilmesi, malzemenin ulaştığı sıcaklıkları değerlerini doğru bir şekilde elde etmek için önemli ve gerekli bir parametredir. Bu nedenle iletimden kaynaklı ısı transferi, parçanın iç ve dış yüzeylerinden geçen ve hava akışından (konveksiyon) kaynaklı ısı transferi ve sıcak yüzeylerden kaynaklı radyasyon ısı transferinin bulunması gerekir. Taşınım katsayısı hesaplanırken denklem (3.5) kullanılmaktadır.

$$h_c = \frac{k \cdot Nu}{L_c} \quad (3.5)$$

Formüldeki k değeri yani ısı iletim katsayısı Ek-8'deki tablodan sıcaklığa uygun olacak şekilde seçilir. Bunun için duruma göre interpolasyon yapılır.  $L_c$ , havanın temas ettiği yüzeyi simgelerken Nusselt sayısı (3.6) denklemi ile bulunur.

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} \quad (3.6)$$

(3.6) denklemi,  $0,7 \leq Pr \leq 160$  ve  $Re > 10000$  aralığında olduğu zaman kullanılmaktadır. Üzerinde çalışılan sistem heating olduğu için  $n=0,4$  alınacaktır.

Denklem (3.6)'de kullanılan Reynold sayısı ise aşağıda verilen denklem (3.7) ile elde edilir. Denklemdeki  $V$  değeri hızı,  $L_c$  değeri uzunluğu,  $\mu$  değeri dinamik viskoziteyi ve  $\rho$  değeri yoğunluğu belirtmektedir. Denklemdeki Prandtl sayısı ise Ek-8'de verilen tablo kullanılarak belirlenmektedir.

$$Re = \frac{\rho * V * L_c}{\mu} \quad (3.7)$$

Bulunan bu değerler yerlerine konularak Nusselt sayısı elde edilir ve denklem (3.5) ile havanın taşınım katsayısına ulaşılır.

### 3.5.1.2. Yüksek Hızlı Akışlar İçin Hava Sıcaklığının Hesaplanması

Yüksek hızlı akışkanlar için hava sıcaklığı hesaplanırken, hava yüksek hızlara ulaştığı için kinetik enerjinin etkisi de sıcaklık hesabına eklenir. Böylece adyabatik duvar sıcaklığı (adiabatic wall temperature)  $T_{aw}$ , denklem (3.8) ile elde edilir.

$$T_{aw} = T_{\infty} + \frac{r * V_{rel}^2}{2 * c_p} \quad (3.8)$$

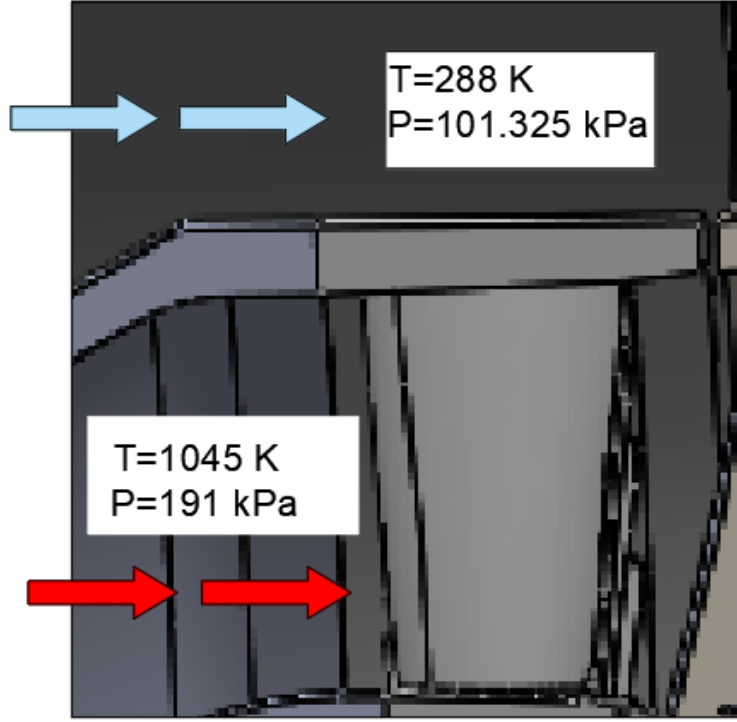
Buradaki  $V$ , duvara göre relatif akış hızını temsil etmektedir. Türbülanslı akışlarda  $r$  ifadesi  $(Pr)^{1/3}$  ile hesaplanır.

### 3.5.2. Türbin Stator Case (Muhafaza) Sıcaklığı

Türbin stator muhafazasında üstten ve alttan geçen havanın basınç, sıcaklık gibi değerleri daha önce yapılmış olan performans analiz sonuçlarından alınmıştır. Aşağıdaki Tablo 3.57'de bu özellikler verilmektedir.

	P (Pa)	M	$T_{\infty}$ (K)	A (mm <sup>2</sup> )	$L_c$ (mm)
Üstten	101325	0,6	288	13570	30
Altan	191000	0,23	1045	13570	30

Tablo 3.57: Türbin Stator Performans Hesaplama Sonuçları



**Şekil 3.98:** Türbin Stator Case Isı Transferi Modellemesi

### Üstten ve Alttan Geçen Havanın Taşınım Katsayısının Hesaplanması

Türbin stator case’de üstten ve alttan geçen havanın iletim katsayı hesabı aşağıdaki gibidir. Belirli  $T_{\infty,üst}$  ve  $T_{\infty,alt}$  değerleri kullanılarak Ek-8’de verilen  $k$  değerleri elde edilmiştir.

$$T_{\infty,üst} = 288 \text{ K} ; \quad k = 0,02476 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\infty,alt} = 1045 \text{ K} ; \quad k = 0,06909 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

Belirli  $T_{\infty,üst}$  ve  $T_{\infty,alt}$  değerleri kullanılarak Ek-8’deki tablodan Prandtl sayıları elde edilmiştir.

$$Pr_{üst} = 0,7323$$

$$Pr_{alt} = 0,713$$

Türbin stator muhafazasında üstten ve alttan geçen havanın yoğunluklar aşağıdaki gibidir.

$$P_{üst} = \rho_{üst} * R * T_{üst} \quad \rho_{üst} = 1,2254 \text{ kg/m}_3$$

$$P_{alt} = \rho_{alt} * R * T_{alt} \quad \rho_{alt} = 0,64 \text{ kg/m}_3$$

Mach sayıları sonucu elde edilen üst ve alt bölgedeki hız değerleri aşağıdaki gibidir.

$$M = \frac{V}{\sqrt{\gamma * R * T}}$$

$$M_{üst} = \frac{V_{üst}}{\sqrt{\gamma * R * T_{üst}}} ; \quad V_{üst} = 198,97 \text{ m/s}$$

$$M_{alt} = \frac{V_{alt}}{\sqrt{\gamma * R * T_{alt}}} ; \quad V_{alt} = 145,29 \text{ m/s}$$

Belirli  $T_{\infty,üst}$  ve  $T_{\infty,alt}$  değerleri kullanılarak Ek-8'deki tablodan dinamik viskozite değerleri elde edilmiştir.

$$\mu_{üst} = 1,802 * 10^{-5} \text{ Ns/m}^2$$

$$\mu_{alt} = 4,29172 * 10^{-5} \text{ Ns/m}^2$$

Elde edilen yoğunluk, hız ve dinamik viskozite değerleri (3.7) denkleminde yerine yazılarak türbin stator muhafazasında alt ve üst bölgedeki Reynolds sayılarına ulaşılmıştır.

$$Re_{üst} = \frac{\rho * V * L_c}{\mu_{üst}} ; \quad Re_{üst} = 405912$$

$$Re_{alt} = \frac{\rho * V * L_c}{\mu_{alt}} ; \quad Re_{alt} = 64998$$

Aşağıda belirten eşitlik koşulu dikkate alınarak bulunan Pr ve Re sayıları kullanılmış ve Nu sayıları elde edilmiştir.

$$0,7 \leq Pr \leq 160 \quad Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^n ;$$

$$\begin{aligned} Nu_{üst} &= 622,80 \\ Nu_{alt} &= 141,784 \end{aligned} \quad Re > 10000$$

Denklem (3.5)'de elde edilen ve bilinen değerler yerine konulmuştur ve türbin stator muhafazasında üst ve alt bölgedeki havanın taşınım katsayıları elde edilmiştir.

$$h_c = \frac{k * Nu}{L_c} ;$$



$$h_{c,\text{üst}} = 514,02 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$h_{c,\text{alt}} = 327,83 \text{ W/m}^2\text{K}$$

### Adyabatik Duvar Sıcaklığı

Yüksek hızlı akıştan dolayı ortam sıcaklığında kinetik enerjinin etkisinin de hesaba dahil edilmesi gerekir. Denklem (3.8) kullanılarak türbin stator muhafazasındaki üst ve alt bölgeler için adyabatik duvar sıcakları elde edilmiştir.

$$T_{aw,\text{üst}} = 303,54 \text{ K}$$

$$T_{aw,\text{alt}} = 1053,21 \text{ K}$$

### Isı Direnci ve Toplam Isı Transferi Hesabı

Taşınım katsayısı hesaplandıktan sonra iletim ve taşınım kaynaklı ısı dirençleri hesaplanır. İletim katsayısı ise malzeme özelliklerine uygun olacak şekilde alınır.

İletim katsayısı  $k = 18 \text{ W/mK}$  alınarak iletimden kaynaklı ısı direnci Denklem 3.9 ile hesaplanır.

$$R_{th} = \frac{L}{kA} \quad (3.9)$$

$$R_{th} = 0,12282 \text{ K/W}$$

Taşınım kaynaklı ısı direnci ise Denklem 3.10'den bulunur.

$$R_{th} = \frac{1}{hA} \quad (3.10)$$

$$h_{c,\text{alt}} = 327,83 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$h_{c,\text{üst}} = 514,02 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Burada türbin stator muhafazası altından ve üstünden geçen havanın taşınım ve iletimden kaynaklı ısı dirençleri hesaba dahil edilir. Taşınım kaynaklı üstten geçen havanın ısı direnci  $0,14336 \text{ K/W}$ , alttan geçen havanın taşınım kaynaklı ısı direnci  $0,22478$  olarak hesaplanır.

Sonuç olarak tüm ısı direnci  $0,49096 \text{ K/W}$  olmaktadır. Buradan toplam ısı transferi Denklem 3.11'den  $1526,95 \text{ W}$  olarak bulunur.

$$Q = \frac{T_2 - T_1}{\sum R_{th}} \quad (3.11)$$

$$Q = 1526,95 \text{ W}$$

### Yüzey Sıcaklığı ve Ortalama Malzeme Sıcaklığı Hesabı

Türbin stator muhafazasının dış yüzey sıcaklığı hesaplanırken taşınım kaynaklı ısı transferi üzerinden gidilir. Tüm yüzey boyunca ısı transferi 1526,95 W olduğu için yüzey sıcaklığından ortam sıcaklığı çıkartılır, üstten geçen havanın taşınım kaynaklı ısı direncine bölünür ve 1526,95 W'a eşitlenir.

Bu işlem sonucunda yüzey sıcaklığı ( $T_{w1}$ ) 468,196 K bulunur. Ayrıca aynı işlemlerle türbin stator muhafazasının iç yüzey sıcaklığı ( $T_{w2}$ ) 1388,227 K olarak hesaplanır.

### Mühendislik Yaklaşımı

Malzemede oluşan ortalama sıcaklık ise 928,212 K olarak bulunur ve tüm sıcaklıklar MarM247'nin ergime sıcaklığından (1500 K) düşük olduğu için malzeme termal açıdan kabul edilebilir seviyede çalışacaktır.

### Uzama Hesabı

Aerodinamik verim ve gerekli itki gücünün sağlanması için uzamanın belirli sınırlar içinde olması gerekmektedir. Bu amaçla Denklem 3.12'de verilen deformasyon formülüyle termal kaynaklı toplam uzama tespit edilir. Aşağıdaki denklemde verilen

$\alpha$  (uzama katsayısı) değeri kullandığımız malzeme özelliklerine göre  $18 \times 10^{-6}$  m/mK olarak bulunmuştur.

$$\Delta L = \alpha L_0 \Delta T \quad (3.12)$$

$$\alpha = 18 \times 10^{-6} \text{ m/mK için,} \quad \Delta L = 0,501 \text{ mm}$$

Bununla birlikte malzemenin oda sıcaklığından ortalama sıcaklığa ısıtıldığı varsayılarak türbin stator case bölgesinde toplam uzama 0,501 mm olarak hesaplanmıştır.

Türbin stator muhafazası için yapılan işlemler, aşağıda belirtilen her bir bölge için aynı yöntemler kullanılarak tekrarlanmıştır. Bu sebeple ilerleyen hesaplamalarda sadece hesaplamalar sonucu elde edilen değerler belirtilmiştir.

### 3.5.3. Türbin Rotor Sıcaklığı

P(Pa)	M	$T_{\infty}$ (K)	A(m <sup>2</sup> )	L (mm)	T (mm)
152000	0,57	1045	0,00934	15	4

**Tablo 3.58:** Türbin Rotor Termal Hesaplama Girdileri



Şekil 3.99: Türbin Rotor Isı Transferi Modellemesi

Ek-8'den, 1045 K için elde edilen  $k$ ,  $Pr$  ve  $\mu$  değerleri Tablo 3.59'daki gibidir.

$k$ (W/m°C)	0,06909
$Pr$	0,7133
$\mu$ (kg/ms)	$4,29172 \cdot 10^{-5}$
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	0,5066
$V$ (m/s)	360,06
$Re$	63752
$Nu$	140,16
$h_c$	645,596

Tablo 3.59: Türbin Rotor Termal Hesaplama Sonuçları

#### Adyabatik Duvar Sıcaklığı

Yüksek hızlı akıştan dolayı ortam sıcaklığında kinetik enerjinin etkisinin de hesaba dahil edilmesi gerekir. Denklem (3.8) kullanılarak türbin rotoru için adyabatik duvar sıcaklığı hesaplanmıştır.

$$T_{aw} = 1095,45$$

#### Isı Direnci ve Toplam Isı Transferi Hesabı

Malzemenin iletim katsayısı literatürdeki grafiklerden 18 W/mK olarak bulunur. Bu değer denklem 3.9'da yerine yazıldığında iletim ısı direnci elde edilir.

$$k = 18 \text{ W/mK için; } R_{th} = 0,08922 \text{ K/W}$$

Taşınımından kaynaklı ısı direnci ise Denklem 3.10'dan bulunur. Burada türbin rotordan geçen havanın taşınım katsayısı 645,596W/m<sup>2</sup>K olarak hesaplandığından hesaba dahil edilir.

$$h_c = 645,596 \text{ W/m}^2\text{K } R_{th} = 0,16584 \text{ K/W}$$

Toplamda tüm ısı direnci 0,25506 K/W olmaktadır. Buradan toplam ısı transferi Denklem 3.11'den 196,032 W olarak bulunur.

$$Q = 196,032 \text{ W}$$

#### Yüzey Sıcaklığı ve Ortalama Malzeme Sıcaklığı Hesabı

Malzemede oluşan ortalama sıcaklık ise 1077,509 K olarak bulunur.

#### Mühendislik Yaklaşımı

Sonuç olarak malzemede oluşan ortalama sıcaklık 1077,509 K olarak bulunur ve bu sıcaklık MarM247'nin ergime sıcaklığından(1500 K) düşük olduğu için malzeme termal açıdan kabul edilebilir seviyede çalışacaktır.

#### Uzama Hesabı

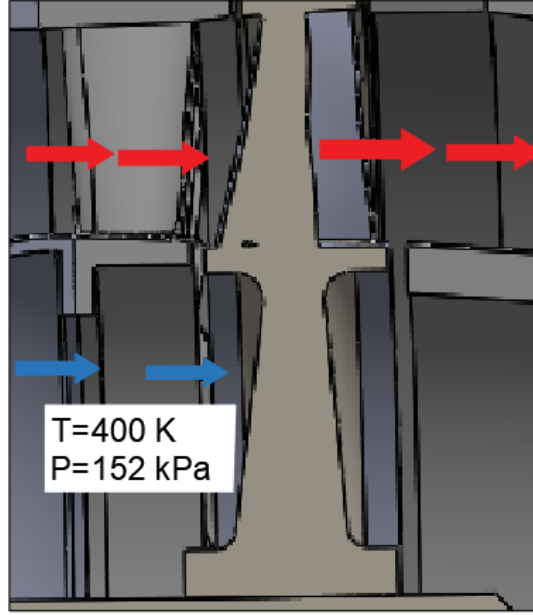
Termal kaynaklı toplam uzama değeri Denklem 3.12 kullanılarak 0,291 mm olarak hesap edilir.

$$\alpha = 18 \times 10^{-6} \text{ m/mK için, } \Delta L = 0,291 \text{ mm}$$

#### 3.5.4. Türbin Rotor Disk

P(Pa)	M	$T_{\infty}$ (K)	$r_1$ (mm)	$r_2$ (mm)	L(mm)
152000	0,57	400	8	42	15

**Tablo 3.60:** Türbin Rotor Diski Termal Hesaplama Girdileri



**Şekil 3.100:** Türbin Rotor Disk Isı Transferi Modellemesi

Ek-8'den, 1045 K için elde edilen  $k$ ,  $Pr$  ve  $\mu$  değerleri Tablo 3.61'deki gibidir.

$k$ (W/m <sup>°C</sup> )	0,0328365
$Pr$	0,70618
$\mu$ (kg/ms)	2,29235*10 <sup>-5</sup>
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1,32
$V$ (m/s)	222,73
$Re$	192381
$Nu$	345,69
$h_c$	756,749

**Tablo 3.61:** Türbin Rotor Diski Termal Hesaplama Sonuçları

#### Adyabatik Duvar Sıcaklığı

Yüksek hızlı akıştan dolayı ortam sıcaklığında kinetik enerjinin etkisinin de hesaba dahil edilmesi gerekir. Denklem (3.8) kullanılarak türbin rotor disk için adyabatik duvar sıcaklığı hesaplanmıştır.

$$T_{aw} = 419,24$$

### Isı Direnci ve Toplam Isı Transferi Hesabı

Malzemenin iletim katsayısı literatürdeki grafiklerden 9 W/mK olarak bulunur. Bu değer denklem 3.13'te yerine yazıldığında iletim ısı direnci elde edilir.

$$k = 9 \text{ W/mK için; } R_{th} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi Lk} \quad (3.13)$$

$$R_{th} = 1,9549 \text{ K/W}$$

Taşınımından kaynaklı ısı direnci ise Denklem 3.14'ten bulunur. Burada türbin rotor diski üstünden geçen havanın taşınım katsayısı 756,749 W/m<sup>2</sup>K olarak hesaplandığından hesaba dahil edilir.

$$h_c = 756,749 \text{ W/m}^2\text{K için; } R_{th} = \frac{1}{2\pi r L h} \quad (3.14)$$

$$R_{th} = 0,3338 \text{ K/W}$$

Toplamda tüm ısı direnci 2,28873 K/W olmaktadır. Buradan toplam ısı transferi Denklem 3.11'den 8,4064 K/W olarak bulunur.

$$Q = 8,4064 \text{ W}$$

### Yüzey Sıcaklığı ve Ortalama Malzeme Sıcaklığı Hesabı

İşlemler sonucunda yüzey sıcaklığı (T<sub>w</sub>) 402,80 K olarak hesaplanır.

### Mühendislik Yaklaşımı

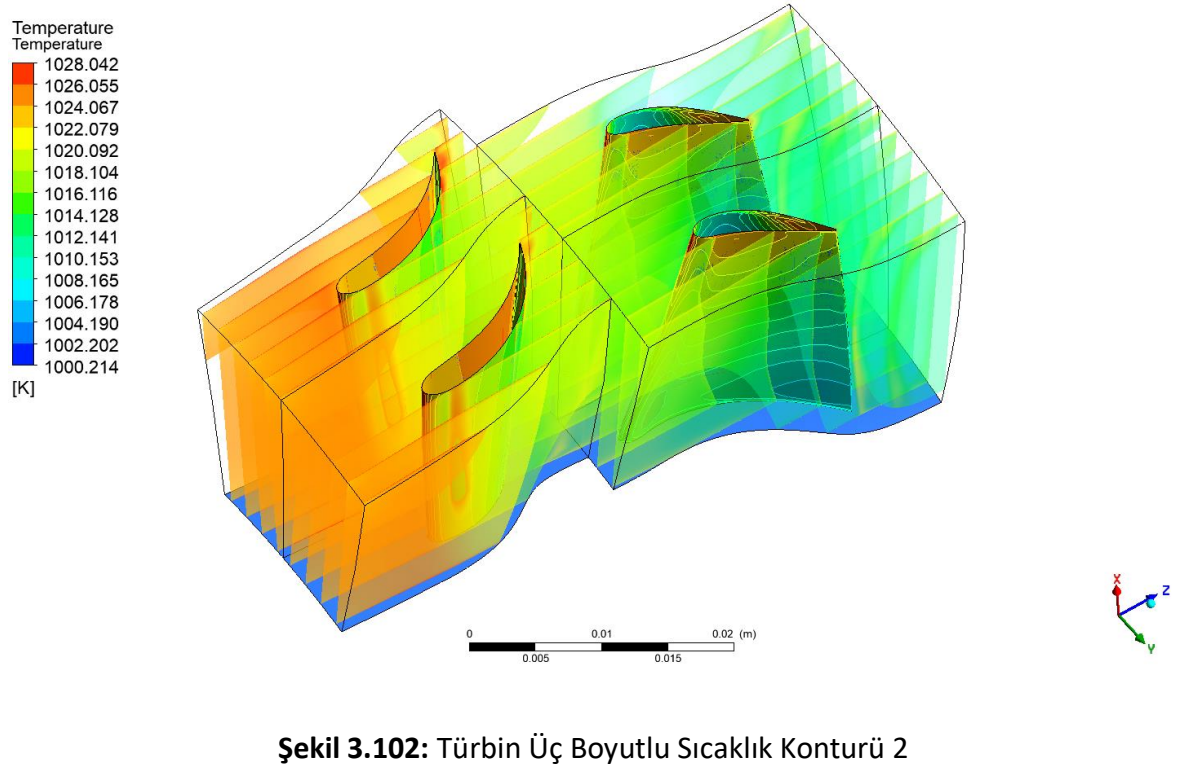
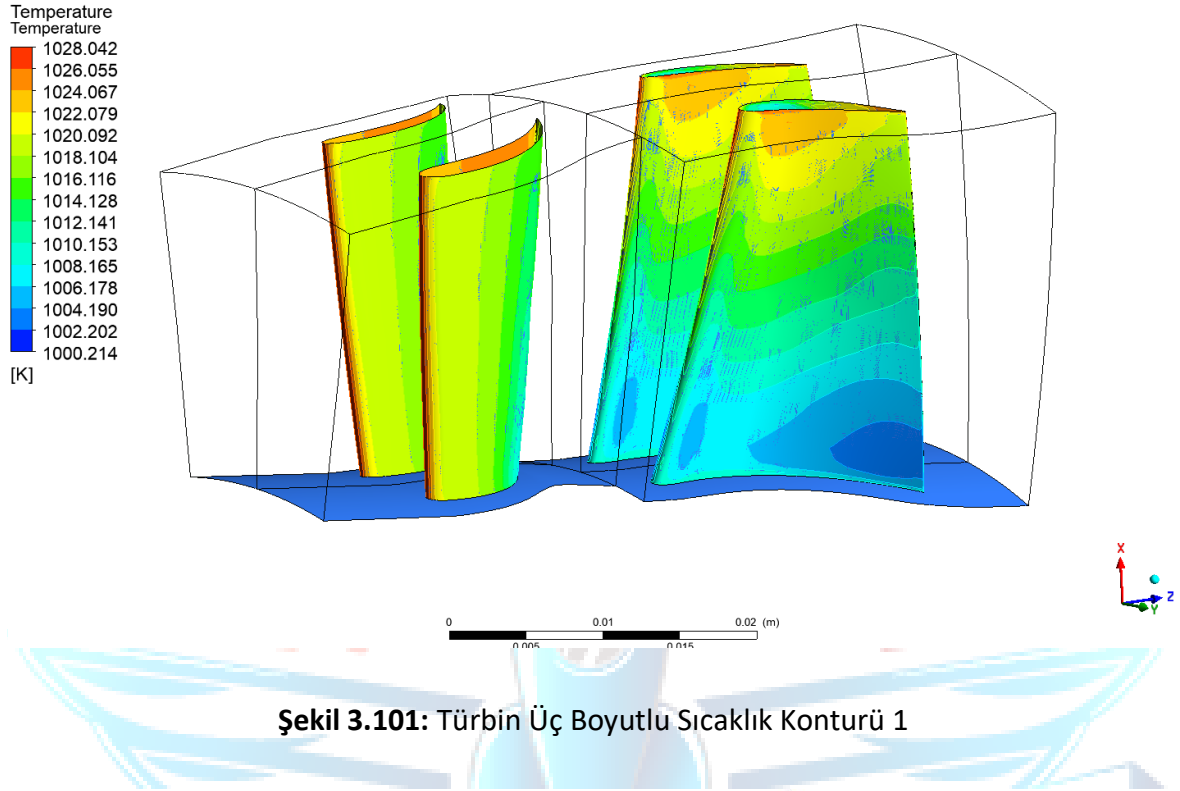
Malzemede oluşan ortalama sıcaklığın 402,80 olarak bulunması sonucunda sıcaklıkların MarM247'nin ergime sıcaklığından (1500 K) düşük olduğu için malzeme termal açıdan kabul edilebilir seviyede olduğu gözlenmektedir.

### Uzama Hesabı

Termal kaynaklı toplam uzama 0,108756 mm olarak hesap edilir.

$$\alpha = 18 \times 10^{-6} \text{ m/mK için; } \Delta L = 0,108756 \text{ mm}$$

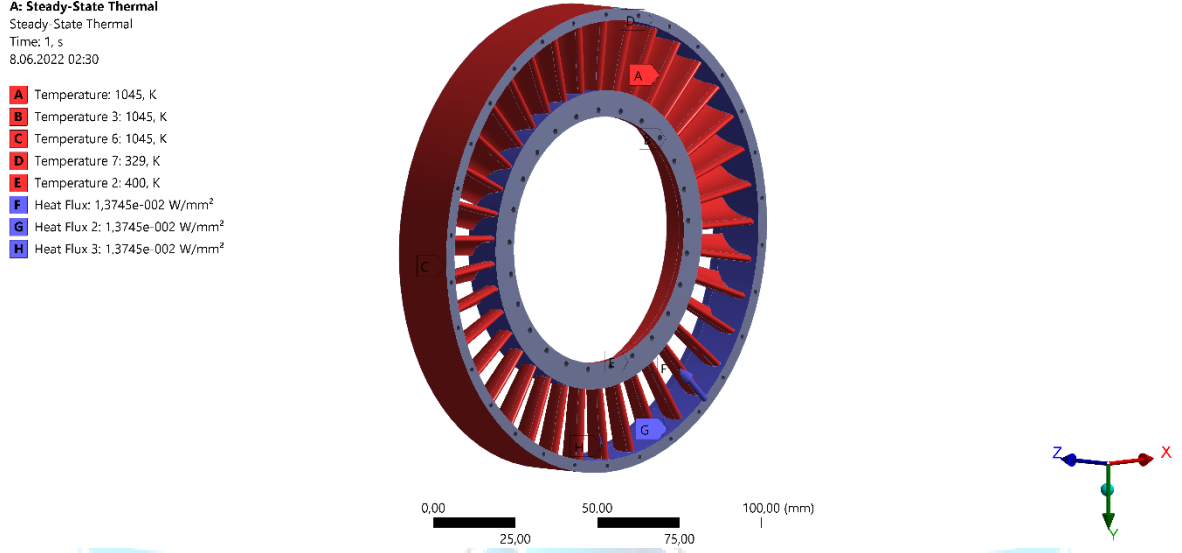
## Türbin Üç Boyutlu Termal Analiz Sonuçları



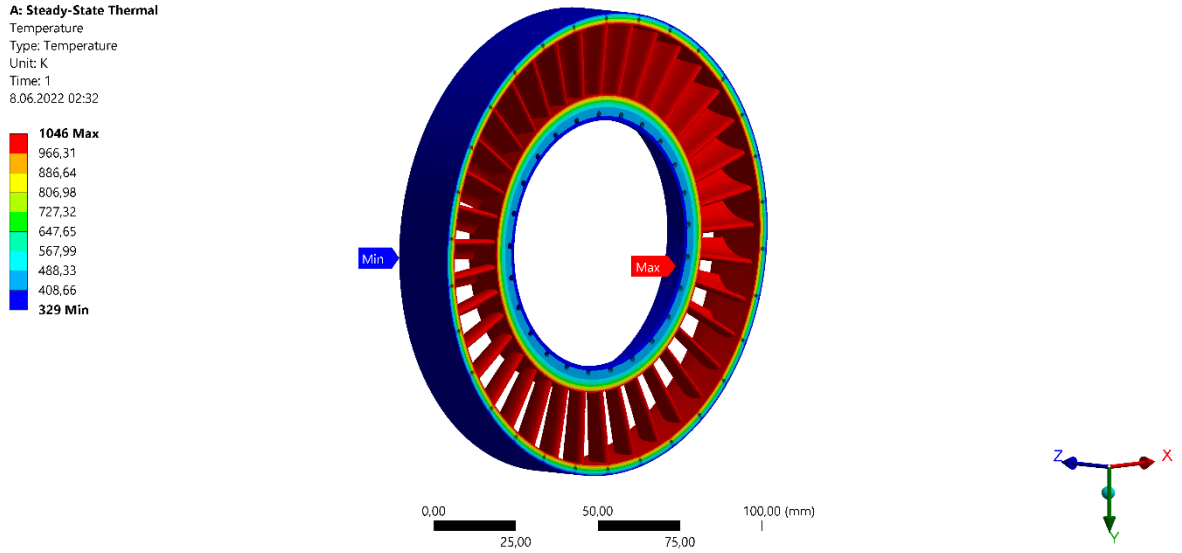
Birincil akış analizleri sonucu bıçaklar üzerindeki sıcaklık değerleri, geometri üzerine birebir aktarılmadığı için sonlu elemanlar analizinde bıçakların alt ve üst sıcaklık

değerlerinin ortalaması alınarak devam edilmiştir. Ardından buradan elde edilen değerler yapısal analizde girdi olarak tanımlanmıştır.

El hesaplamalarıyla bulunan yüzey sıcaklıkları Ansys Stead-State Thermal ile yapılan sonlu elemanlar analizleriyle aşağıdaki gibi kontrol edilmiştir.



**Şekil 3.103: Türbin Stator Steady-State Thermal FEA 1**

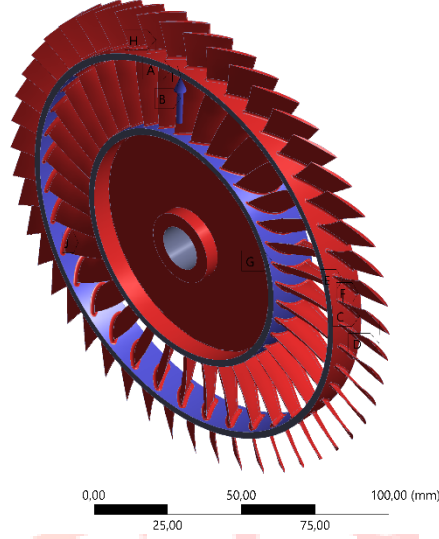


**Şekil 3.104: Türbin Stator Steady-State Thermal FEA 2**



**B: Steady-State Thermal**  
 Steady-State Thermal  
 Time: 1, s  
 Items: 10 of 12 indicated  
 8.06.2022 02:04

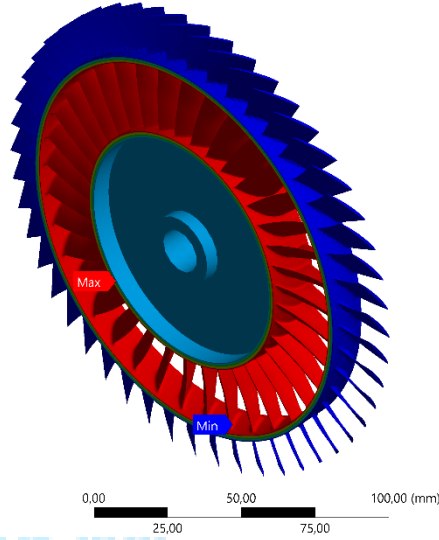
**A** Temperature: 1018,7 K  
**B** Temperature 2: 1018,7 K  
**C** Temperature 5: 308,94 K  
**D** Temperature 6: 308,94 K  
**E** Temperature 8: 308,94 K  
**F** Temperature 9: 308,94 K  
**G** Temperature 10: 1018,7 K  
**H** Temperature 11: 1018,7 K  
**I** Heat Flux: 6,47 W/mm<sup>2</sup>  
**J** Temperature 12: 308,94 K



Şekil 3.105: Aft-Fan Rotor Steady-State Thermal FEA 1

**B: Steady-State Thermal**  
 Temperature  
 Type: Temperature  
 Unit: K  
 Time: 1  
 8.06.2022 02:05

**1019,8 Max**  
 940,77  
 861,74  
 782,71  
 703,68  
 624,66  
 545,63  
 466,6  
 387,57  
**308,55 Min**

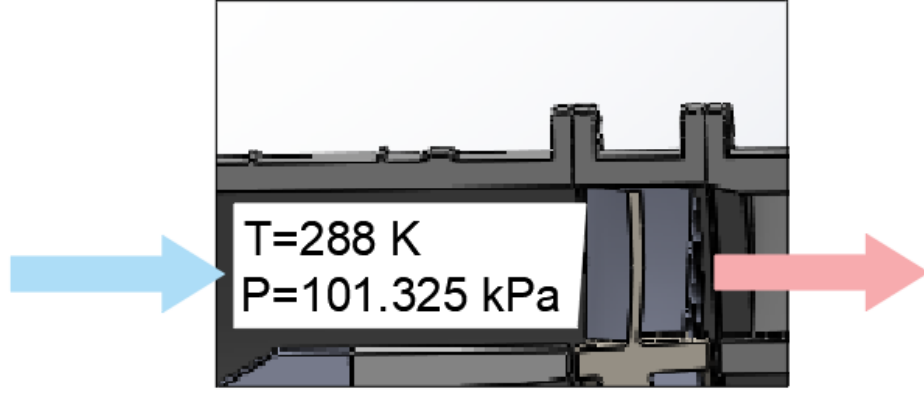


Şekil 3.106: Aft-Fan Rotor Steady-State Thermal FEA 2

### 3.5.5. Fan Rotor Sıcaklığı

P (Pa)	M	$T_{\infty}$ (K)	A (mm <sup>2</sup> )	L(mm)	T(mm)
101325	1.273	288	6622	12	0,5

Tablo 3.62: Fan Rotor Termal Hesaplama Girdileri



Şekil 3.107: Fan Rotor Isı Transferi Modellemesi

$k$ (W/m°C)	0,02476
$Pr$	0,7323
$\mu$ (kg/ms)	$1,802 \cdot 10^{-5}$
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1,225
$V$ (m/s)	422
$Re$	344250
$Nu$	557,34
$h_c$	1149,97

Tablo 3.63: Fan Rotor Termal Hesaplama Sonuçları

#### Adyabatik Duvar Sıcaklığı

Yüksek hızlı akıştan dolayı ortam sıcaklığında kinetik enerjinin etkisinin de hesaba dahil edilmesi gerekir. Denklem (3.8) kullanılarak fan rotoru için adyabatik duvar sıcaklığı hesaplanmıştır.

$$T_{aw} = 357,91 K$$

#### Isı Direnci ve Toplam Isı Transferi Hesabı

Malzemenin iletim katsayısı literatürdeki grafiklerden 7,8 W/mK olarak bulunur. Bu değer denklem 3.9'da yerine yazıldığında iletim ısı direnci elde edilir.

$$k = 18 W/mK \text{ için;}$$

$$R_{th} = 0,23232 K/W$$

Taşınmıdan kaynaklı ısı direnci ise Denklem 3.10'dan bulunur. Burada türbin rotordan geçen havanın taşınım katsayısı 1149,97 W/m<sup>2</sup>K olarak hesaplandığından hesaba dahil edilir.

$$h_c = 1149,97 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$R_{th} = 0,1313 \text{ K/W}$$

Toplamda tüm ısı direnci 0,36362 K/W olmaktadır. Buradan toplam ısı transferi Denklem 3.11'den 192,26 W olarak bulunur.

$$Q = 192,26 \text{ W}$$

### Yüzey Sıcaklığı ve Ortalama Malzeme Sıcaklığı Hesabı

Dış yüzey sıcaklığı hesaplanırken taşınım kaynaklı ısı transferi üzerinden gidilir. Tüm yüzey boyunca ısı transferi 192,26 W olduğundan ortam sıcaklığından yüzey sıcaklığı çıkartılıp üstteki havanın taşınım kaynaklı ısı direncine bölünür ve toplam ısı transferine eşitlenir. Malzemede oluşan ortalama sıcaklık ise 313,24 K olarak bulunur.

### Mühendislik Yaklaşımı

Sonuç olarak malzemede oluşan ortalama sıcaklık 313,24 K olarak bulunur ve elde ettiğimiz sıcaklıklar MarM247'nin ergime sıcaklığından(1500 K) düşük olduğu için malzeme termal açıdan kabul edilebilir seviyede çalışacaktır.

### Uzama Hesabı

Fan rotorunda uzama hesabı yapılırken Denklem 3.12'de verilen deformasyon formülü kullanılır. Aerodinamik verim ve gerekli itki gücünün sağlanması için uzamanın belirli sınırlar içinde olması gerekmektedir. Bu amaçla termal kaynaklı toplam uzama tespit edilir. Denklem 3.12'de verilen  $\alpha$ (uzama katsayısı) değeri malzeme özelliklerine uygun olarak  $18 \cdot 10^{-6}$  m/mK olarak bulunmuştur. Böylece malzemede oluşacak uzama 0,06766 mm olarak hesaplanmıştır.

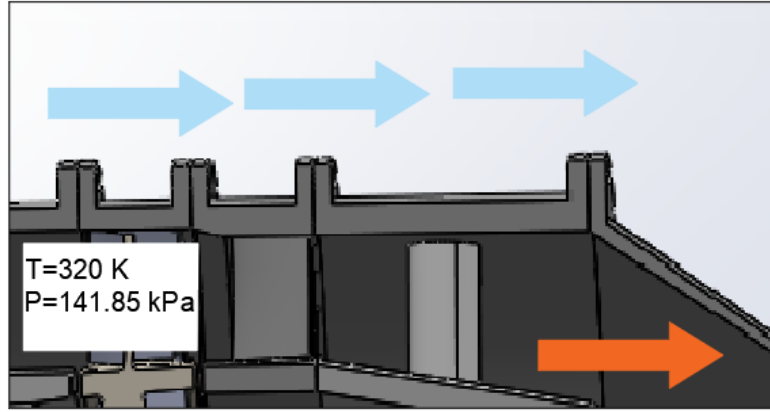
$$\alpha = 18 \cdot 10^{-6} \text{ m/mK için;}$$

$$\Delta L = 0,06766 \text{ mm}$$

### 3.5.6. Fan Stator Sıcaklığı

P (Pa)	M	$T_{\infty}$ (K)	A (mm <sup>2</sup> )	L(mm)	T(mm)
141855	0,603	320.29	6300	13	0,3

Tablo 3.64: Fan Stator Termal Hesaplama Girdileri



Şekil 3.108: Fan Statoru Isı Transferi Modellemesi

k (W/m°C)	0,02717
Pr	0,72345
$\mu$ (kg/ms)	$1,952 \cdot 10^{-5}$
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1,54
V (m/s)	210,87
Re	216272
Nu	374,53
$h_c$	782,76
$T_{aw}$ (K)	337,675

Tablo 3.65: Fan Stator Termal Hesaplama Sonuçları

### Adyabatik Duvar Sıcaklığı

Yüksek hızlı akıştan dolayı ortam sıcaklığında kinetik enerjinin etkisinin de hesaba dahil edilmesi gerektiği için hesaplamalar sonucu  $T_{aw} = 337,675 K$  olarak bulunmuştur.

$$T_{aw} = 337,675 K$$

### Isı Direnci ve Toplam Isı Transferi Hesabı

İlk olarak iletim ısı direnci verilen Denklem 3.9 ile hesaplanır.

$$k = 9,8 W/mK \text{ için; } R_{th} = 0,21056 K/W$$

Malzemenin iletim katsayısı literatürdeki araştırmalar sonucu  $167 W/mK$  olarak bulunur. Daha sonra denklemde ilgili değerler yerlerine yazıldığında iletimden kaynaklı ısı direnci  $0,21056K/W$  olarak hesaplanır.

Ardından fan statorunda taşınım kaynaklı ısı direnci Denklem 3.10 ile hesaplanır. Buradan geçen havanın taşınım katsayısı  $782,76 W/m^2K$  olarak hesaplanmıştır.

$$h_c = 782,76 W/m^2K \quad R_{th} = 0,20278 K/W$$

Yukarıdaki formülde tüm değerler yerine koyulduğunda taşınım kaynaklı ısı direnci  $0,20278 K/W$  olarak hesap edilir. Sonuç olarak tüm ısı direnci  $0,41334 K/W$  olmaktadır. Buradan toplam ısı transferi Denklem 3.11'den  $41,346 W$  olarak bulunur.

$$Q = 41,346 W$$

### Yüzey Sıcaklığı ve Ortalama Malzeme Sıcaklığı Hesabı

Türbin statoru dış yüzey sıcaklığı hesaplanırken taşınım kaynaklı ısı transferi hesabı üzerinden gidilir. Tüm işlemler tekrarlandığında yüzey sıcaklığı ( $T_w$ )  $328,67$  bulunmuştur ve analiz sonucunda karşılaştırılmıştır.

### Mühendislik Yaklaşımı

Malzemede oluşan sıcaklık Inconel625'in ergime sıcaklığından ( $1290 - 1350 \text{ }^\circ C$ ) düşük olduğu için malzeme termal açıdan kabul edilebilir seviyede çalışacaktır.

## Uzama Hesabı

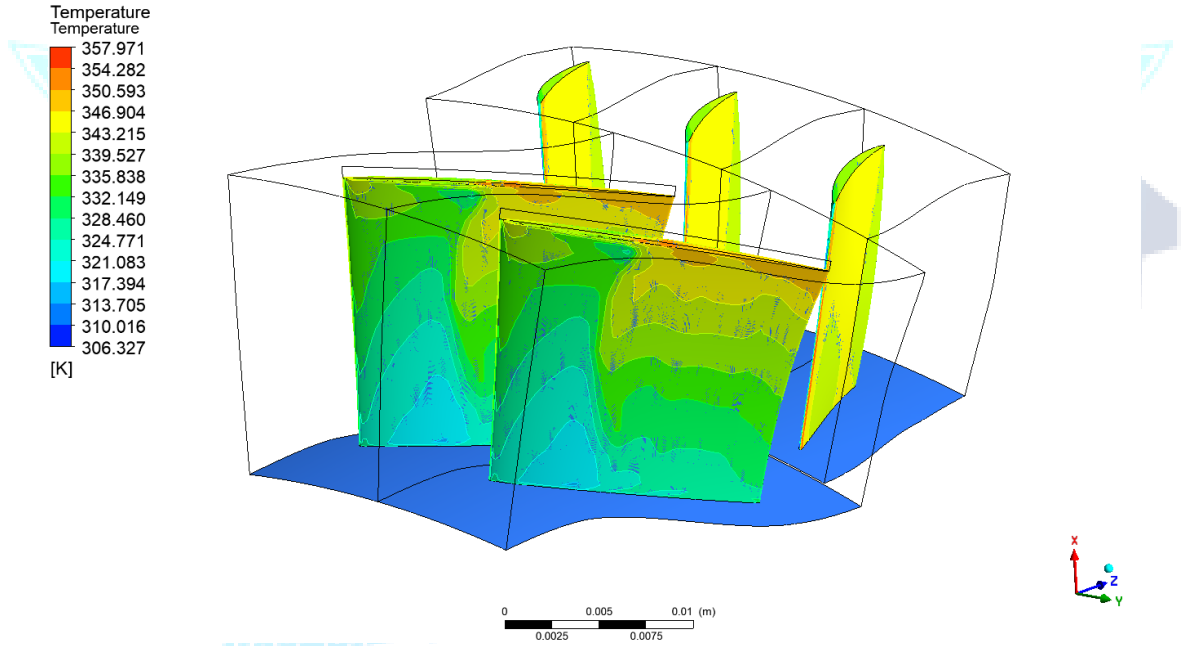
Aerodinamik verim ve gerekli itki gücünün sağlanması için uzamanın belirli sınırlar içinde olması gerekmektedir. Bu amaçla fan statorunda termal kaynaklı toplam uzamanın tespit edilmesi gereklidir. Denklem 3.12’de verilen  $\alpha$ (uzama katsayısı) değeri malzeme özelliklerinden  $1,28 \cdot 10^{-5} \text{m/mK}$  olarak bulunmuştur. Bununla birlikte malzemede gözlenecek toplam uzama 0,054 mm olarak hesaplanmıştır.

$$\alpha = 1.28 \times 10^{-5} \text{ 1/K için;}$$

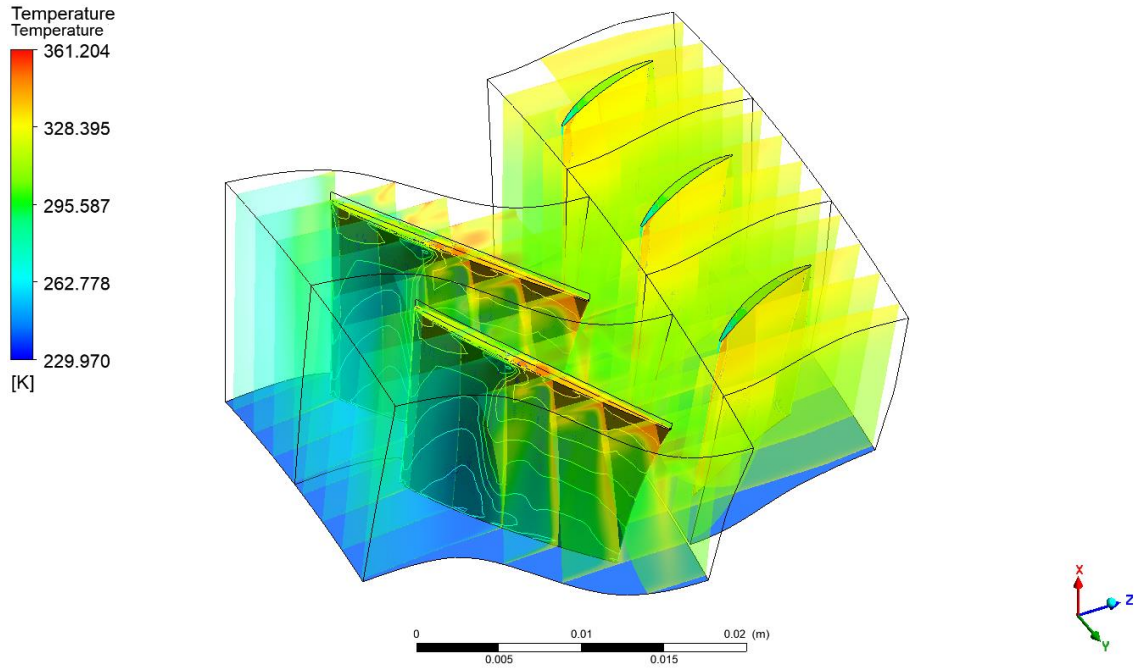
$$\Delta L = 0,0546 \text{ mm}$$

## Fan Termal Analizi Sonuçları

El hesaplamalarıyla bulunan yüzey sıcaklıkları ansys ile yapılan sonlu elemanlar analizleriyle aşağıdaki gibi doğrulanmıştır.



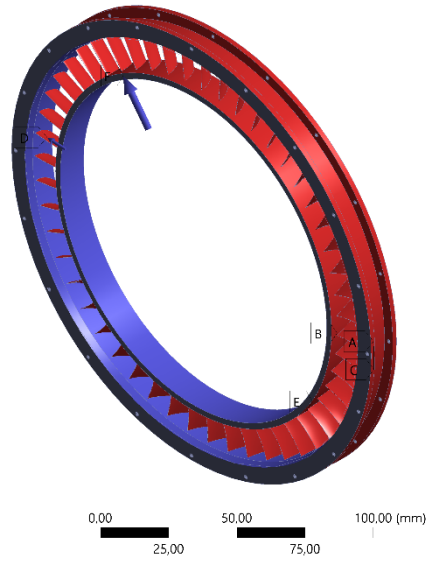
Şekil 3.109: Fan Üç Boyutlu Sıcaklık Konturü 1



Şekil 3.110: Fan Üç Boyutlu Sıcaklık Kontürü 2

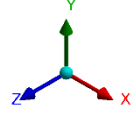
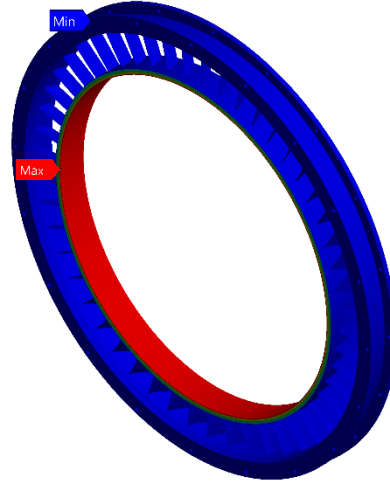
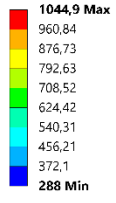
**A: Steady-State Thermal**  
 Steady State Thermal  
 Time: 1, s  
 8.06.2022 03:20

**A** Temperature: 327, K  
**B** Temperature 2: 327, K  
**C** Temperature 3: 288, K  
**D** Heat Flux 2: 3,04e-004 W/mm<sup>2</sup>  
**E** Temperature 4: 1044,9 K  
**F** Heat Flux: 7,9519e-003 W/mm<sup>2</sup>



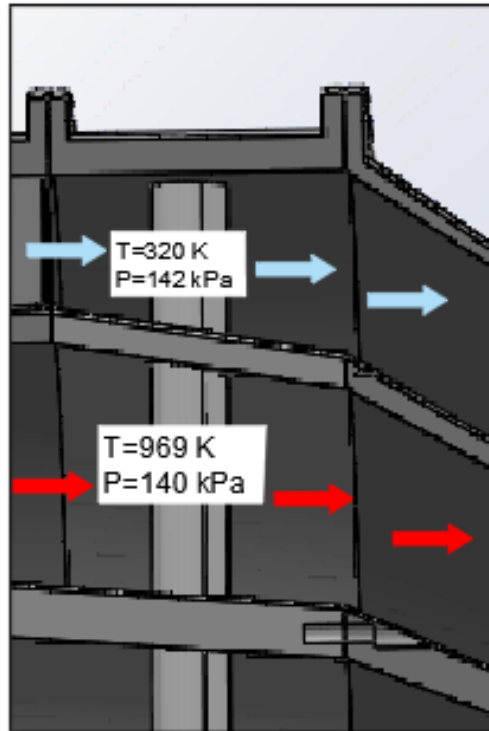
Şekil 3.111: Fan Stator Steady-State Thermal FEA 1

A: Steady-State Thermal  
Temperature  
Type: Temperature  
Unit: K  
Time: 1  
8.06.2022 03:21



Şekil 3.112: Fan Stator Steady-State Thermal FEA 1

### 3.5.7. Case(Gövde) Sıcaklığı



Şekil 3.113: Inner Case Isı Transferi Modellemesi



### 3.5.7.1. Inner Case Alt

P (Pa)	M	$T_{\infty}$ (K)	A (mm <sup>2</sup> )	L(mm)	T(mm)
140000	0,23	969	65973	150	3

Tablo 3.66: Inner Case Alt Termal Hesaplama Girdileri

Ek-8'den, 969 K için elde edilen k, Pr ve  $\mu$  değerleri Tablo 3.67'deki gibidir.

k (W/m <sup>°C</sup> )	0,656148
Pr	0,70898
$\mu$ (kg/ms)	4,1004*10 <sup>-5</sup>
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	0,503
V (m/s)	139,9
Re	257545
Nu	427,43
$h_c$	186,86
$T_{aw}$ (K)	1049,07

Tablo 3.67: Inner Case Alt Termal Hesaplama Sonuçları

### 3.5.7.2. Inner Case Üst

P(Pa)	M	$T_{\infty}$ (K)	A (mm <sup>2</sup> )	$L_c$ (mm)	T(mm)
142000	0,58	320	65973	150	3

Tablo 3.68: Inner Case Üst Termal Hesaplama Girdileri

Ek-8'den, 320 K için elde edilen  $k$ ,  $Pr$  ve  $\mu$  değerleri Tablo 3.69'daki gibidir.

$k$ (W/m°C)	0,027134
$Pr$	0,72358
$\mu$ (kg/ms)	$1,9498 \cdot 10^{-5}$
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1,5456
$V$ (m/s)	202,74
$Re$	2410714
$Nu$	2577,74
$h_c$	466,296
$T_{aw}$ (K)	336,072

**Tablo 3.69:** Inner Case Üst Termal Hesaplama Sonuçları

#### Adyabatik Duvar Sıcaklığı

Yüksek hızlı akıştan dolayı ortam sıcaklığında kinetik enerjinin etkisinin de hesaba dahil edilmesi gerekir. Denklem (3.8) kullanılarak inner case için üst ve alt bölgelerde adyabatik duvar sıcaklığı hesaplanmıştır.

$$T_{aw,üst} = 336,072 K$$

$$T_{aw,alt} = 1049,07 K$$

#### Isı Direnci ve Toplam Isı Transferi Hesabı

Malzemenin iletim katsayısı literatürdeki grafiklerden 22,83 W/mK olarak bulunur. Bu değer denklem 3.9'da yerine yazıldığında iletim ısı direnci elde edilir.

$$k = 22,83 W/mK \text{ için;}$$

$$R_{th} = 0,09959 K/W$$

Taşınımından kaynaklı ısı direnci ise Denklem 3.10'dan bulunur. Burada türbin rotordan geçen havanın taşınım katsayısı hesaba dahil edilir.

$$h_{c,üst} = 466,296 W/m^2K \text{ için;}$$

$$R_{th,üst} = 0,0325K/W$$

$$h_{c,alt} = 186,86 W/m^2K \text{ için ;}$$

$$R_{th,alt} = 0,08111K/W$$

Toplamda tüm ısı direnci 0,2132 K/W olmaktadır. Buradan toplam ısı transferi Denklem 3.11'den 3344,268 W olarak bulunur.

$$Q = 3344,268 W$$

### Ortalama Sıcaklık Ve Mühendislik Yaklaşımı

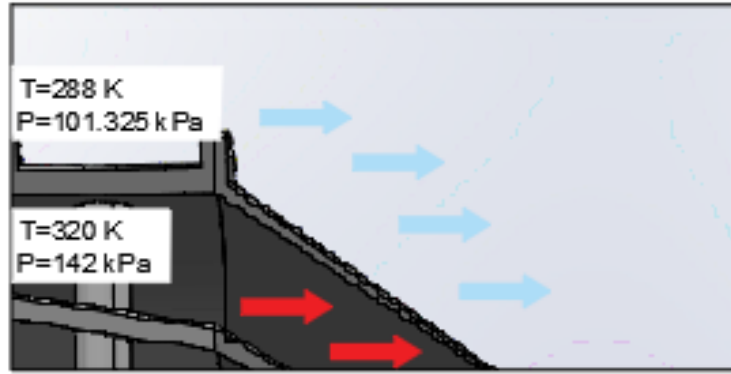
Malzemede oluşan ortalama sıcaklıklar ise üst kısımda 1077,688 K, alt kısımda 591,22K olarak bulunur. Sonuçlar doğrultusunda ortalama sıcaklık 834,454 olarak bulunur. Bu sıcaklıklar Haynes188'nin ergime sıcaklığından (1315-1410°C) düşük olduğu için malzeme termal açıdan kabul edilebilir seviyede çalışacaktır.

### Uzama Hesabı

Aerodinamik verim ve gerekli itki gücünün sağlanması için uzamanın belirlenmesi için termal kaynaklı toplam uzama tespit edilir.

$$\alpha = 16,2 * 10^{-6} \text{ m/mK için; } \Delta L = 2,02\text{mm}$$

### 3.5.7.3. Outer Case Alt



Şekil 3.114: Outer Case Isı Transferi Modellemesi

P(Pa)	M	$T_{\infty}$ (K)	A (mm <sup>2</sup> )	$L_c$ (mm)	T(mm)
142000	0,58	320	61574	140	2,6

Tablo 3.70: Outer Case Alt Termal Hesaplama Girdileri

Ek-8'den, 320 K için elde edilen k, Pr ve  $\mu$  değerleri Tablo 3.48'deki gibidir.

<b>k (W/m°C)</b>	0,027134
<b>Pr</b>	0,72358
<b><math>\mu</math> (kg/ms)</b>	$1,9498 \cdot 10^{-5}$
<b><math>\rho</math> (kg/m<sup>3</sup>)</b>	1,5456
<b>V (m/s)</b>	202,74
<b>Re</b>	2249958
<b>Nu</b>	2439,28
<b>h<sub>c</sub></b>	472,77
<b>T<sub>aw</sub> (K)</b>	336,072

**Tablo 3.48:** Outer Case Alt Termal Hesaplama Sonuçları

#### 3.5.7.4. Outer Case Üst

<b>P(Pa)</b>	<b>M</b>	<b>T<sub>∞</sub>(K)</b>	<b>A (mm<sup>2</sup>)</b>	<b>L<sub>c</sub> (mm)</b>	<b>T(mm)</b>
<b>101325</b>	<b>0,6</b>	<b>288</b>	<b>61574</b>	<b>140</b>	<b>2,6</b>

**Tablo 3.49:** Outer Case Üst Termal Hesaplama Girdileri

Ek-8'den, 288 K için elde edilen k, Pr ve  $\mu$  değerleri Tablo 3.50'deki gibidir.

<b>k (W/m°C)</b>	0,02476
<b>Pr</b>	0,7323
<b><math>\mu</math> (kg/ms)</b>	$1,802 \cdot 10^{-5}$
<b><math>\rho</math> (kg/m<sup>3</sup>)</b>	1,2254
<b>V (m/s)</b>	198,97
<b>Re</b>	1894256
<b>Nu</b>	2135,77
<b>h<sub>c</sub></b>	377,73
<b>T<sub>aw</sub> (K)</b>	303,54

**Tablo 3.50:** Outer Case Üst Termal Hesaplama Sonuçları

### Adyabatik Duvar Sıcaklığı

Yüksek hızlı akıştan dolayı ortam sıcaklığında kinetik enerjinin etkisinin de hesaba dahil edilmesi gerektiğinden dolayı Denklem (3.8) kullanılarak outer case üstünden ve altından geçen bölgeler için adyabatik duvar sıcakları elde edilmiştir.

$$T_{aw,üst} = 303,54 K$$

$$T_{aw,alt} = 336,067 K$$

### Isı Direnci ve Toplam Isı Transferi Hesabı

Malzemenin iletim katsayısı literatürdeki grafiklerden 140 W/mK olarak bulunur. Bu değer Denklem 3.9'da yerine yazıldığında iletim ısı direnci elde edilir.

$$k = 140 W/mK \text{ için; } R_{th} = 0,01624 K/W$$

Taşınmadan kaynaklı ısı direnci ise Denklem 3.10'dan bulunur. Burada türbin rotordan geçen havanın taşınım katsayısı 377.73 W/m<sup>2</sup>K olarak hesaplandığından hesaba dahil edilir.

$$h_{c,üst} = 377,73 W/m^2K \text{ için; } R_{th,üst} = 0,04299 K/W$$

$$h_{c,alt} = 472,77 W/m^2K \text{ için; } R_{th,alt} = 0,03435 K/W$$

Toplamda tüm ısı direnci 0,09358 K/W olmaktadır. Buradan toplam ısı transferi Denklem 3.11'den 347,638 W olarak bulunur.

$$Q = 347,638W$$

### Ortalama Malzeme Sıcaklığı Hesabı

Malzemede oluşan ortalama sıcaklık ise  $T_{ort,alt}=331,94K$  ve  $T_{ort,üst}=302,94 K$  olarak bulunur.

### Mühendislik Yaklaşımı

Malzemede oluşan ortalama sıcaklık ise 317,44 K olarak bulunur ve bu sıcaklık Al7075'nin ergime sıcaklığından (640°C) düşük olduğu için malzeme termal açıdan kabul edilebilir seviyede çalışacaktır.

## Uzama Hesabı

Bizden istenen aerodinamik verim ve gerekli itki gücünün sağlanması için uzamanın belirli sınırlar içinde olması gerekmekte uzamanın kabul edilebilir toleranslar içinde olması gerekmektedir. Bu amaçla Denklem 3.12’de verilen deformasyon formülüyle termal kaynaklı toplam uzama tespit edilir. Denklem 3.12’de verilen  $\alpha$  değeri malzemenin genleşme katsayısı  $23,4 \cdot 10^{-6} \text{ m/m}^\circ\text{C}$  olarak alınmıştır. Bununla birlikte toplam uzama 0,1455 olarak hesaplanmıştır.

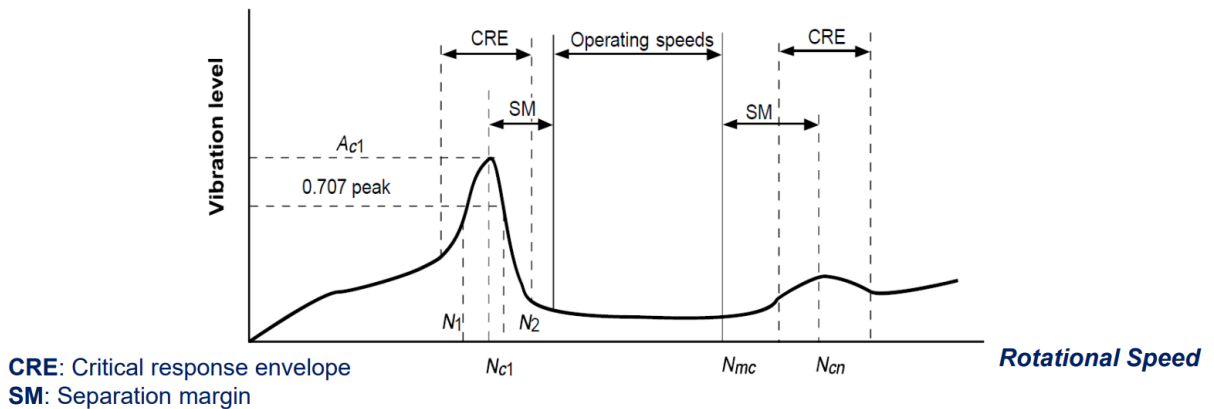
$$\alpha = 23,4 \cdot 10^{-6} \text{ m/m}^\circ\text{C} \text{ için,}$$

$$\Delta L = 0,1455 \text{ mm}$$

## 3.6. Dinamik Analizler

### 3.6.1. Rotor Dinamiği Analizleri

Rotor dinamiği analizlerine başlamadan önce aft-fan modülünün çalışma hız aralığının bilinmesi gerekir. Aerodinamik hesaplamalardan gelen sonuçlara göre çalışma hız aralığı 20000-40000 rpm’dir. Birincil akış analiz sonuçlarında fan, 26000 rpm altında çalıştırıldığında hata verdiğini bu nedenle itki üretiminin olmadığını tekrar belirtmek isteriz. Burada verilen 20000 rpm ise rölanti devri olup itki üretmemektedir. TEI’nin bize vermiş olduğu teknik rehber ve almış olduğumuz eğitimlere göre bu çalışma hızına ek olarak seperated margin değerlerinin de bilinmesi gerekir.



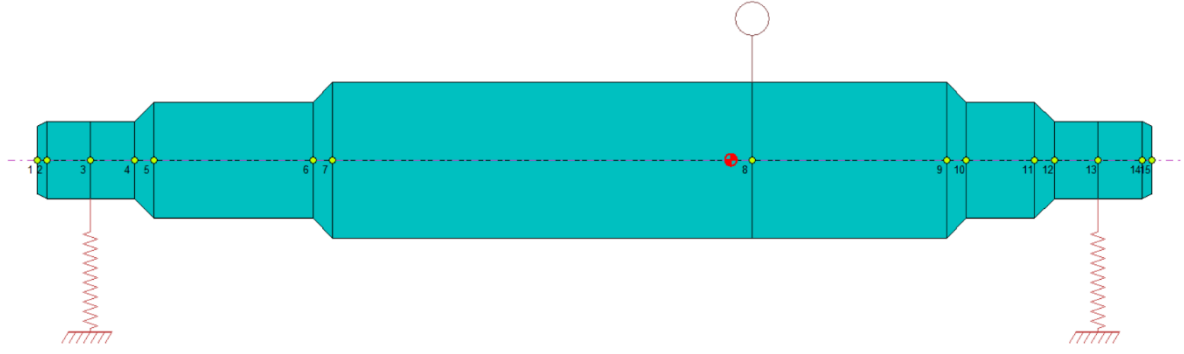
Şekil 3.115: Seperated Margin Gösterimi

Şekil 3.115'teki gibi çalışma hızına ek olarak imalatçı çıkabilecek sorunları da göz önüne almak gerekir. Bu sorunların modül çalışırken ortaya çıkmaması için çalışma hızı ile birlikte seperated margin aralığında kritik hız olmaması gerekir. Bu proje kapsamında seperated margin değeri %20 kabul alınmış ve rotor dinamiği analizleri bu değere bağlı olarak elde edilmiştir. %20 değerleri baz alındığında çalışma hız aralığı 16000-48000 rpm'dir.

Rotor dinamiği analizleri Dyrobes yazılımı üzerinden elde edilmiştir. Mil malzemesi daha önce Inconel718 olarak belirlenmişti. Analize rotor dinamiği analizi için gerekli malzeme özellikleri literatür araştırmalarının ardından elde edilen Şekil 3.116'daki gibi input olarak girilerek başlanmıştır.

	Mass Density	Elastic Modulus	Shear Modulus	Comments
1	8190	2.049E+11	7.72E+10	Inconel718
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				
11				
12				
13				
14				
15				
16				
17				
18				
19				
20				
21				

Şekil 3.116: Inconel718 Malzeme Özellikleri



**Şekil 3.117: İki Boyutlu Mil Gösterimi**

Şekil 3.117’de görüleceği üzere tasarımın getirdiği zorunluluklardan dolayı diskin, milin sağ tarafına yerleştirmesine karar verilmiştir. Mil tasarım girdileri ise Şekil 3.118’de verilmiştir.

Rotor Bearing System Data

Axial Forces | Static Loads | Constraints | Misalignments | Shaft Bow | Time Forcing | Harmonics | Base Motion | Torsional/Axial  
 Units/Description | Material | Shaft Elements | Disks | Unbalance | Bearings | Supports | Foundation | User's Elements

Shaft: 1 of 1 Starting Station #: 1 Add Shaft Del Shaft Previous Next  
 Speed Ratio: 1 Axial Distance: 0 Y Distance: 0 Import \*.xls Export \*.xls  
 Comment:

	Ele	Sub	Mat	Lev	Length	Mass ID	Mass OD	Stiff ID	Stiff OD	Comments
1	1	-1	1	0	1	0	7	0	8	
2	2	1	1	0	4.5	0	8	0	8	
3	3	1	1	0	4.5	0	8	0	8	
4	4	-1	1	0	2	0	8	0	12	
5	5	1	1	0	16.3	0	12	0	12	
6	6	-1	1	0	2	0	12	0	16	
7	7	1	1	0	43	0	16	0	16	
8	8	1	1	0	20	0	16	0	16	
9	9	-1	1	0	2	0	16	0	12	
10	10	1	1	0	7	0	12	0	12	
11	11	-1	1	0	2	0	12	0	8	
12	12	1	1	0	4.5	0	8	0	8	
13	13	1	1	0	4.5	0	8	0	8	
14	14	-1	1	0	1	0	8	0	7	
15										
16										
17										
18										
19										
20										

Unit: (4) - Length, Diameter: mm

Insert Row Delete Row ReNumber Copy & Paste Tor K Save Save As Close Help

**Şekil 3.118: Mil İstasyonları**



Disk tasarım girdileri ise aşağıdaki şekilde verilmiştir.

Disk Data

The column width can be adjusted by drag the header's boundary

Import \*.xls Export \*.xls

	Type	Stn	Mass	Dia.Inertia	Polar Inertia	SkewX	SkewY	Length	ID	OD	Density	Offset	Kr-flex	It-flex	Ip-flex	Comments
1	Rigid	8	0.849	0.000988	0.00195	0	0	0	16	180	0	0	0	0	0	
2																
3																
4																
5																
6																
7																
8																
9																
10																
11																
12																
13																
14																
15																
16																
17																
18																
19																
20																
21																

Unit:(4) - M: kg, l: kg-m<sup>2</sup>, Skew: deg, L: mm, Density: kg/m<sup>3</sup>, Kr: N-mm/rad

Insert Row Delete Row

Şekil 3.119: Disk Tasarım Girdileri

Diametral ve Polar inertia değerleri CAD ortamında tasarlanan diskin kütle özellikleri bölümünden alınmıştır.



Rotor Bearing System Data ×

Foundation

Station I:  J:  Angle:

Type:

Comment:

Translational Bearing Properties

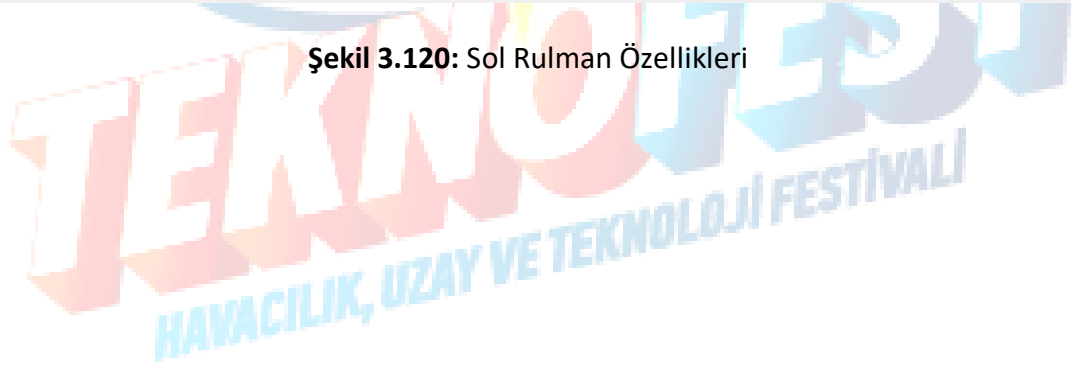
Kxx: <input type="text" value="21000"/>	Kxy: <input type="text" value="0"/>	Cxx: <input type="text" value="0.1"/>	Cxy: <input type="text" value="0"/>
Kyx: <input type="text" value="0"/>	Kyy: <input type="text" value="21000"/>	Cyx: <input type="text" value="0"/>	Cyy: <input type="text" value="0.1"/>

Rotational Bearing Properties

Kaa: <input type="text" value="0"/>	Kab: <input type="text" value="0"/>	Caa: <input type="text" value="0"/>	Cab: <input type="text" value="0"/>
Kba: <input type="text" value="0"/>	Kbb: <input type="text" value="0"/>	Cba: <input type="text" value="0"/>	Cbb: <input type="text" value="0"/>

Unit: (4) - Kt: N/mm, Ct: N-s/mm, Kr: N-mm/rad, Cr: N-mm-s/rad

Şekil 3.120: Sol Rulman Özellikleri



Rotor Bearing System Data

Foundation

Station I:  J:  Angle:

Type:

Comment:

Translational Bearing Properties

Kxx:  Kxy:  Cxx:  Cxy:   
 Kyx:  Kyy:  Cyx:  Cyy:

Rotational Bearing Properties

Kaa:  Kab:  Caa:  Cab:   
 Kba:  Kbb:  Cba:  Cbb:

Unit: (4) - Kt: N/mm, Ct: N-s/mm, Kr: N-mm/rad, Cr: N-mm-s/rad

**Şekil 3.121:** Sağ Rulman Özellikleri

Rulmanların direngenlik katsayı değerleri seçmiş olduğumuz rulmanın belirtilen rulman kataloğundan elde edilmiştir. Böylece tasarım girdileri Şekil 3.121'deki gibi oluşturulmuştur.

```

***** Rigid/Flexible Disks *****
Stn      Mass      Diametral      Polar      Skew      Skew      Offset
no       (kg)      Inertia      Inertia      X          Y          (mm)
              (kg-m^2)    (kg-m^2)    (deg.)    (deg.)
      8      0.84900      0.98800E-03  0.19500E-02  0.0000    0.0000    0.0000

*****

***** Rotor Equivalent Rigid Body Properties *****
Rotor Left End      C.M.      Diametral      Polar      Speed
no  Location Length Location Mass      Inertia      Inertia      Ratio
      (mm)    (mm)    (mm)    (kg)    (kg-m^2)    (kg-m^2)
      1      0.000    114.300    71.217  0.99014    0.1117E-02  0.195394E-02  1.0000

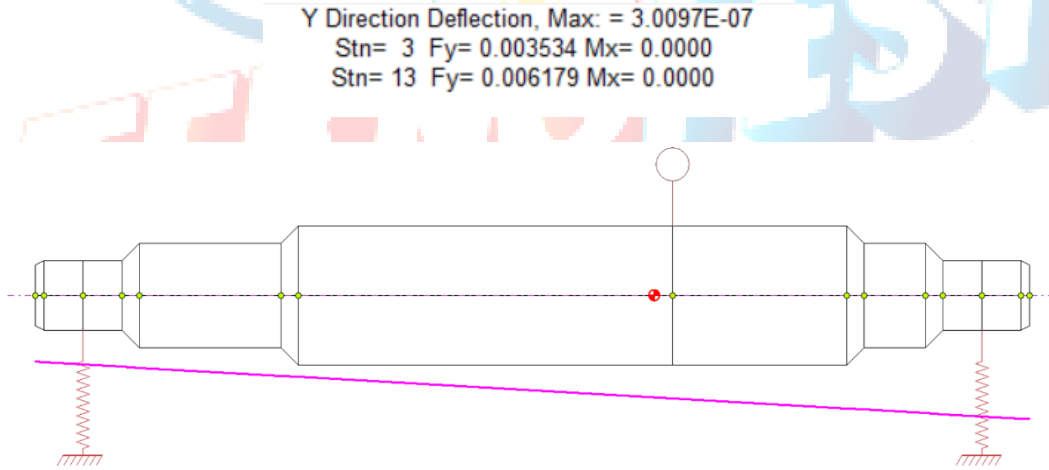
*****

```

**Şekil 3.122:** Disk-Mil Tasarım Çıktıları

Yapılan rotor tasarımı toplamda 0,990 kg gelmiştir.

### Static Deflection Analizi

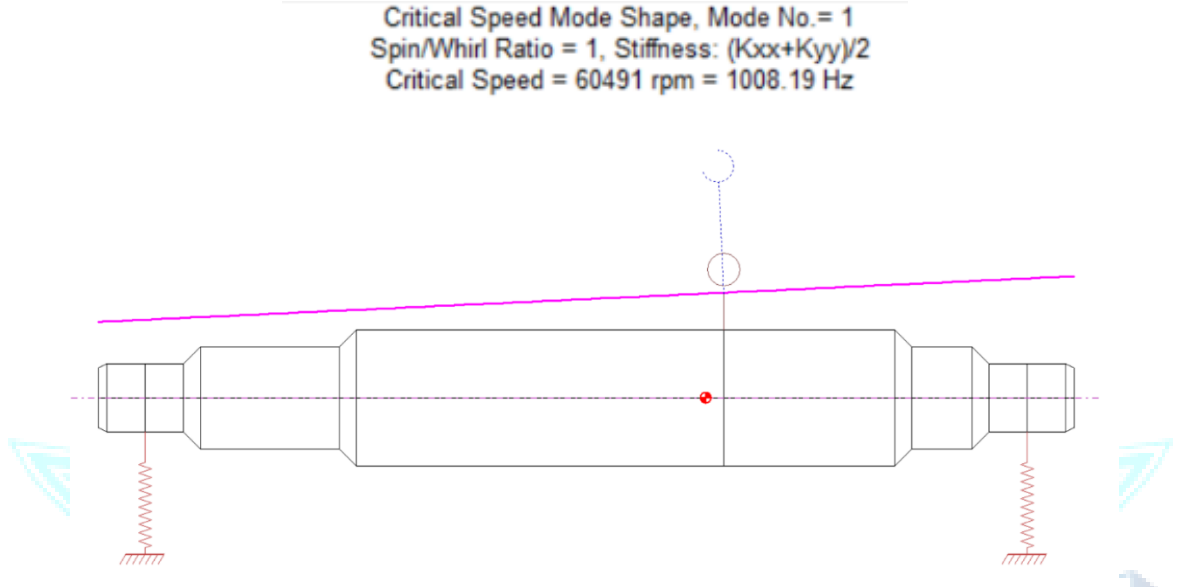


**Şekil 3.123:** Static Deflection Analizi

Static deflection analizinde rotor sisteminin Y eksenindeki deflection değeri incelenmiştir. Bulunan değer ihmal edilebilecek kadar düşük çıktığına karar verilmiştir.

## Critical Speed Analizi

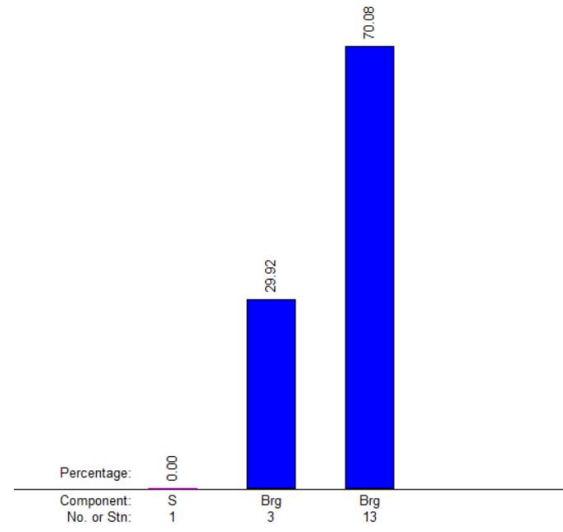
Kritik hız analizinde 3 mod incelenmiştir ve sonuçlar aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.



Şekil 3.124: Critical Speed Analizi

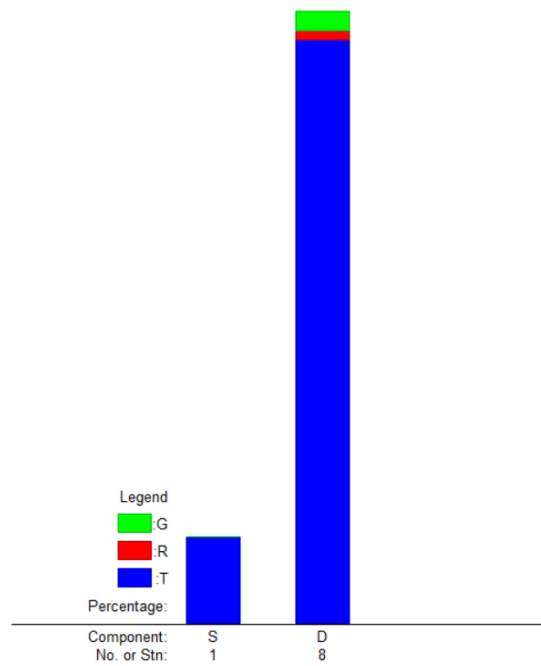
Bulunan ilk kritik hız değeri 60491 RPM olarak elde edilmiştir. Çalışma hızı 40000 rpm olarak belirlenmişti. Separated margin değeri eklendiğinde 48000 rpm değerinin üzerinde kritik hızlar olmasına karar verilmiştir ve bulunan bu değer çalışma hızının üzerinde gelmiştir. Böylece çalışma hızının üzerinde gelen bu kritik hız, modülün çalışmasında bir engel teşkil etmemektedir. Yapılan rotor dinamiği analizlerinin devamı getirilerek Campbell diyagramı da incelenmiştir. Rotor sistemimizin kinetik ve potansiyel enerji dağılımı ise aşağıdaki şekillerdeki gibidir.

Mode No. = 1, Critical Speed = 60491 rpm = 1008.19 Hz  
 Potential Energy Distribution (s/w=1)  
 Overall: Shaft(S)= 0.00%, Bearing(Brg)= 100.00%



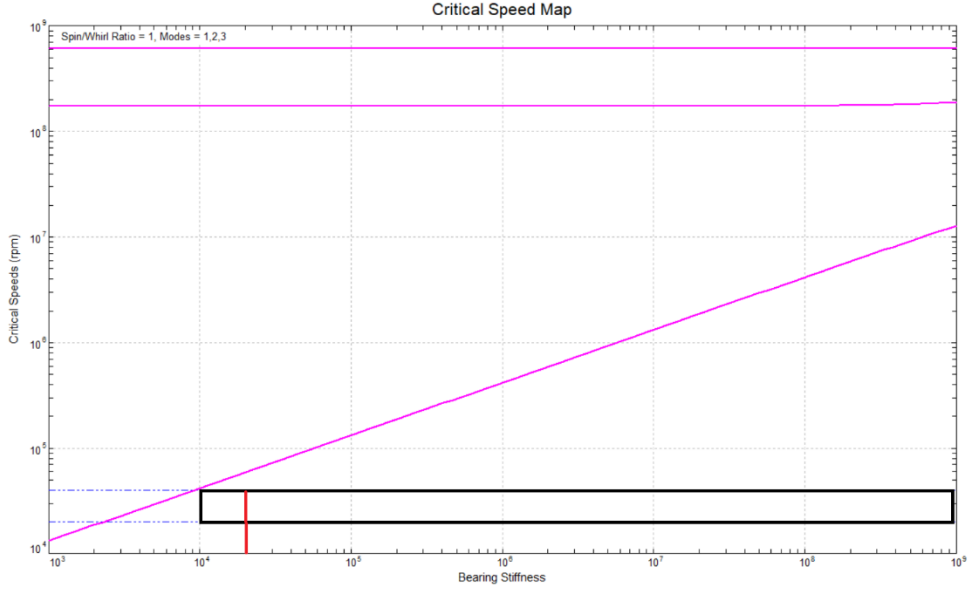
Şekil 3.125: Potansiyel Enerji Grafiği

Mode No. = 1, Critical Speed = 60491 rpm = 1008.19 Hz  
 Kinetic Energy Distribution (s/w=1)  
 Translatory: Shaft(S)= 12.50%, Disk(D)= 83.31%  
 Rotatory: Shaft(S)= 0.00%, Disk(D)= 1.41%  
 Gyroscopic: Shaft(S)= -0.01%, Disk(D)= -2.77%



Şekil 3.126: Kinetik Enerji Grafiği

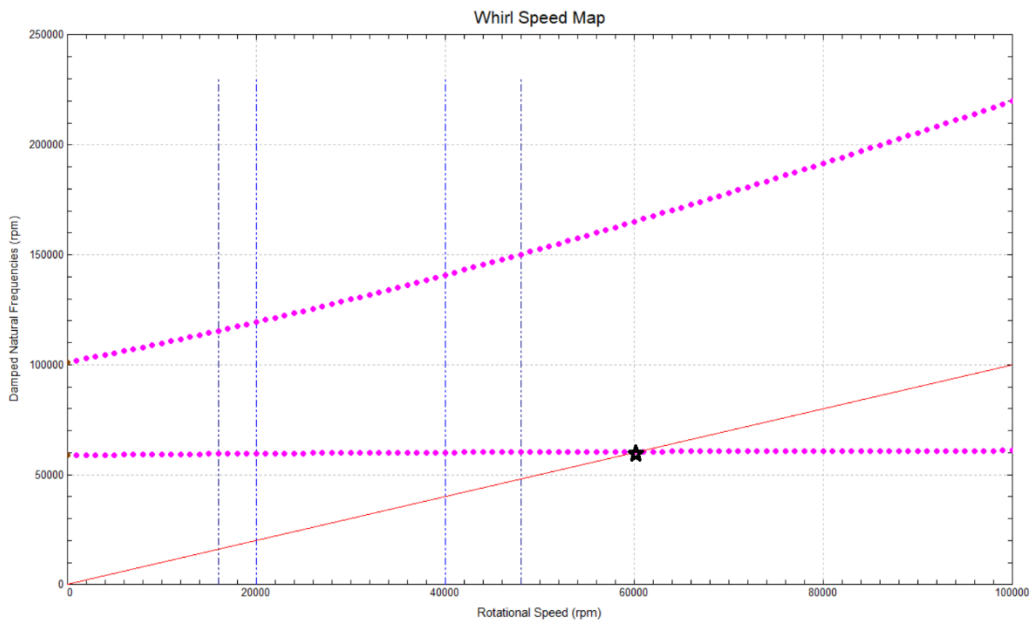
## Critical Speed Map



Şekil 3.127: Critical Speed Map

Kritik hız haritasına bakıldığında bu noktada da 3 mod incelenmiştir. Rulman direngelik katsayısı 21000 N/mm'dir. Çalışma hızı aralığında bir çözüm kümesi belirtildiğinde Şekil 3.127'de siyah kenarlı dikdörtgenin alanını belirlenir. Seçilen rulmanın direngelik katsayısı ise bu çözüm kümesi içinde kalmaktadır.

## Whirl Speed Analizi



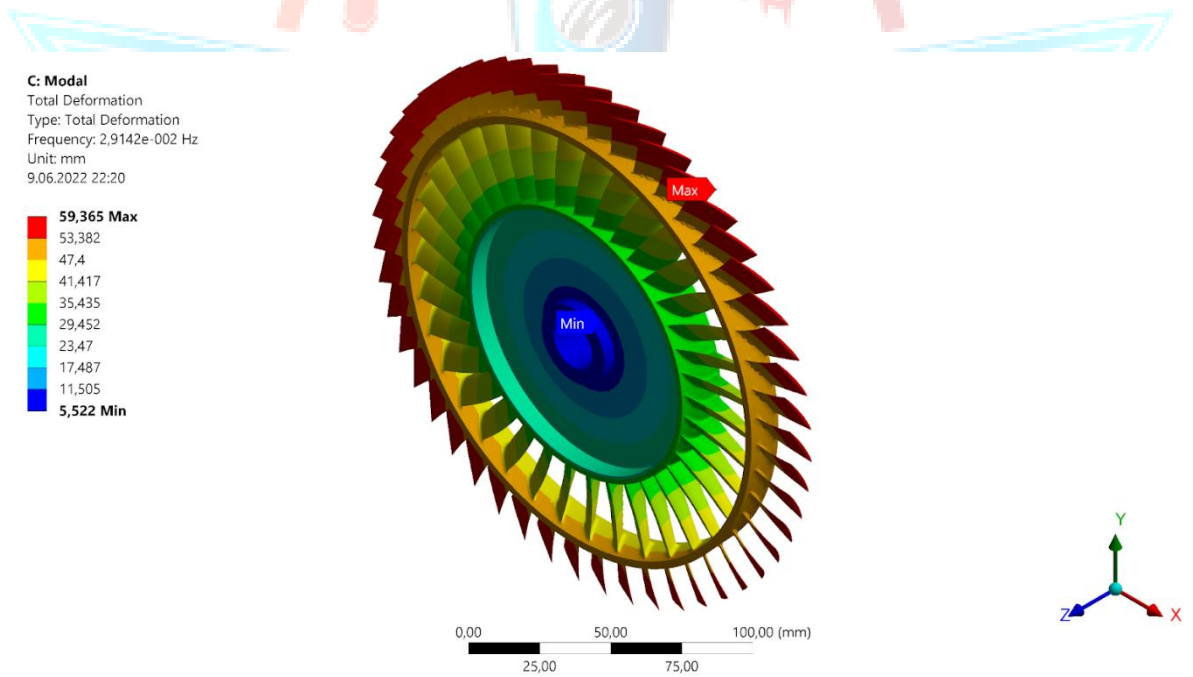
Şekil 3.128: Whirl Speed Analizi

Şekil 3.128’de whirl speed map’i incelediğimizde kesişen ilk kritik hız 60491 RPM olarak bulunmuştur. Çalışma hızı ve seperated margin bölgesinden çok uzakta olduğu görülmektedir. Şekildeki harita incelendiğinde tasarlanacak rotor sisteminin kritik hız optimizasyonun sorun yaratmayacağını düşünülmektedir.

### 3.6.2. Titreşim Analizleri

#### 3.6.2.1. Aft-Fan Rotor

Geometrimizin modal analizi Ansys Modal Analysis modülünün yapısal analiz modülüne bağlanarak yapılmıştır. Yapısal analizde geometriye atanan mesh yapısı ve parçaya tanımlanan sınır şartları burada da aynıdır. Yapılan modal analizde *ilk dört mode* incelenmiştir. Modal analiz sonucu elde edilen görseller **Şekil 3.129-130’da** gösterilmiştir.

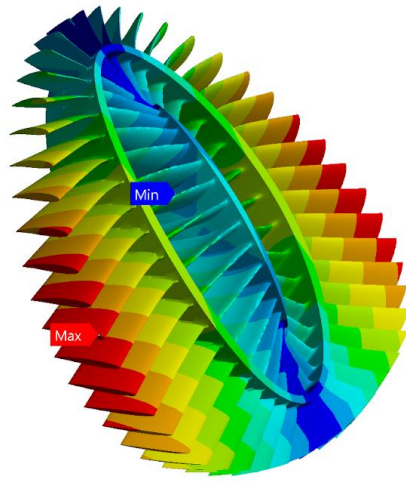


**Şekil 3.129:** Aft-Fan Rotor Modal Analiz Mode 1 (İzometrik Arka)



C: Modal  
Total Deformation 2  
Type: Total Deformation  
Frequency: 2097,6 Hz  
Unit: mm  
9.06.2022 22:24

126,62 Max  
112,56  
98,493  
84,43  
70,367  
56,304  
42,241  
28,178  
14,115  
0,051879 Min

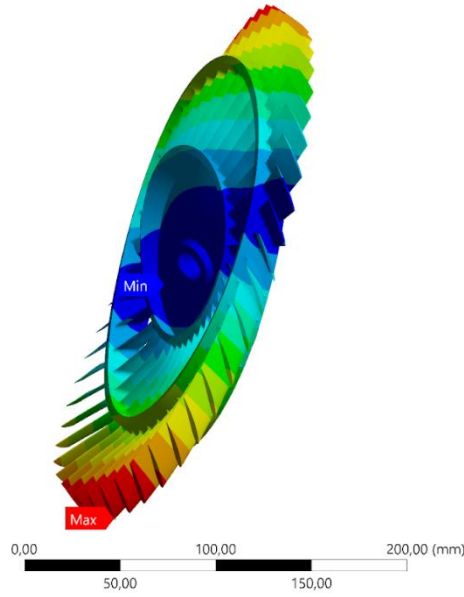


0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)

Şekil 3.130: Aft-Fan Rotor Modal Analiz Mode 2 (İzometrik Arka)

C: Modal  
Total Deformation 3  
Type: Total Deformation  
Frequency: 2098,1 Hz  
Unit: mm  
9.06.2022 22:25

126,34 Max  
112,31  
98,272  
84,24  
70,207  
56,174  
42,142  
28,109  
14,076  
0,043517 Min

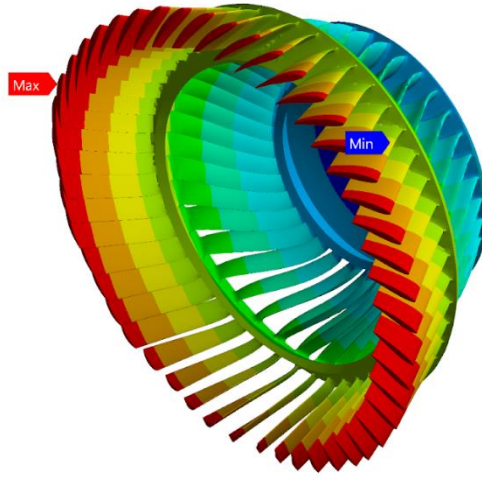


0,00 50,00 100,00 150,00 200,00 (mm)

Şekil 3.131: Aft-Fan Rotor Modal Analiz Mode 3 (İzometrik Arka)

C: Modal  
Total Deformation 4  
Type: Total Deformation  
Frequency: 2229,7 Hz  
Unit: mm  
9.06.2022 22:25

94,021 Max  
83,733  
73,444  
63,155  
52,867  
42,578  
32,289  
22,001  
11,712  
1,4232 Min



0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)

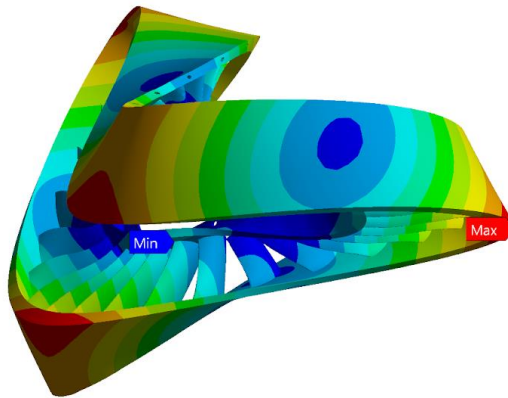
Şekil 3.132: Aft-Fan Rotor Modal Analiz Mode 4 (İzometrik Arka)

### 3.6.2.2. Türbin Stator

Geometrinin modal analizi Ansys Modal Analysis modülünün yapısal analiz modülüne bağlanarak yapılmıştır. Yapısal analizde geometriye atanan mesh yapısı ve parçaya tanımlanan sınır şartları burada da aynıdır. Yapılan modal analizde *ilk dört mode* incelenmiştir. Modal analiz sonucu elde edilen görseller Şekil 3.133-134'te gösterilmiştir.

C: Modal  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Frequency: 1527,2 Hz  
Unit: mm  
10.06.2022 16:51

84,195 Max  
76,961  
69,726  
62,492  
55,258  
48,023  
40,789  
33,554  
26,32  
19,086 Min

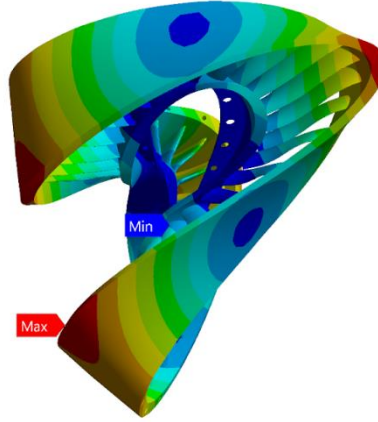


0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)

Şekil 3.133: Türbin Stator Modal Analiz Mode 1 (İzometrik Arka)

**C: Modal**  
Total Deformation 2  
Type: Total Deformation  
Frequency: 1527,4 Hz  
Unit: mm  
10.06.2022 16:46

**84,126 Max**  
76,906  
69,687  
62,467  
55,248  
48,028  
40,808  
33,589  
26,369  
**19,15 Min**

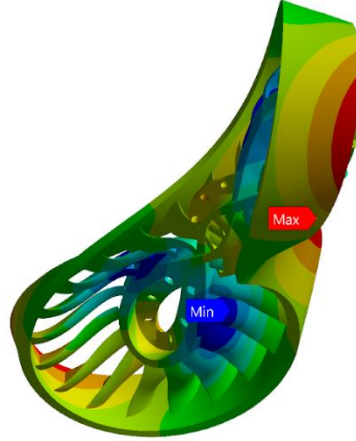


0,00 50,00 100,00 (mm)  
25,00 75,00

**Şekil 3.134:** Türbin Stator Modal Analiz Mode 2 (İzometrik Arka)

**C: Modal**  
Total Deformation 3  
Type: Total Deformation  
Frequency: 1662,8 Hz  
Unit: mm  
10.06.2022 16:47

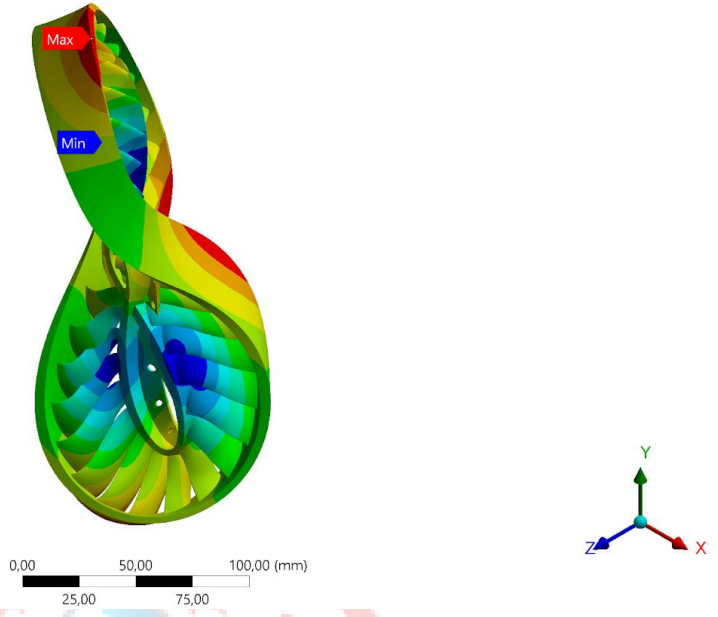
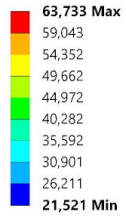
**63,84 Max**  
59,137  
54,435  
49,732  
45,03  
40,327  
35,625  
30,923  
26,22  
**21,518 Min**



0,00 50,00 100,00 (mm)  
25,00 75,00

**Şekil 3.135:** Türbin Stator Modal Analiz Mode 3 (İzometrik Arka)

C: Modal  
Total Deformation 4  
Type: Total Deformation  
Frequency: 1662,8 Hz  
Unit: mm  
10.06.2022 16:48



Şekil 3.136: Türbin Stator Modal Analiz Mode 4 (İzometrik Arka)



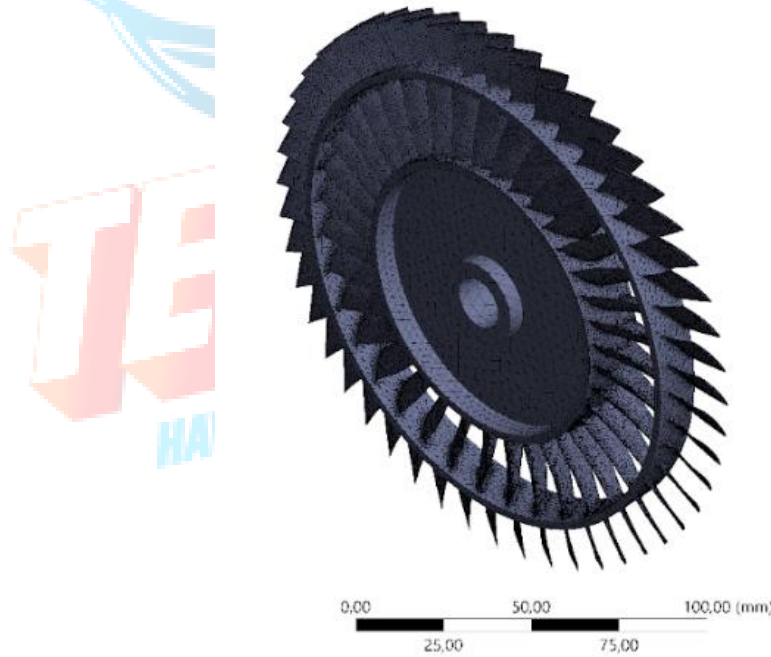
## 4.YAPISAL ANALİZ

### 4.1. Aft-Fan Rotor Yapısal Analizi

İlk aşamada rotor geometrisi Ansys Static Structural modülüne tanımlanmıştır. Ardından MarM247 malzemesinin özellikleri sisteme girilerek geometriye atanmıştır. Geometriye uygun mesh yapısı atıldıktan sonra sınır şartları girilerek parçanın maruz kaldığı kuvvetler neticesinde oluşan gerilmeler ve deformasyonlar belirlenmiştir. Ardından Ansys Steady State Thermal modülü Static Structural modülüne bağlanıp aynı mesh yapısına sahip model üzerinden termal sınır şartları girilerek termal genişleme sonucu parçanın maruz kaldığı stresler ve deformasyonlar ile birlikte yapısal analiz tekrarlanmıştır. Son olarak parçanın ömür analizi yapılmıştır.

#### 4.1.1. Aft-Fan Rotor Mesh Yapısı

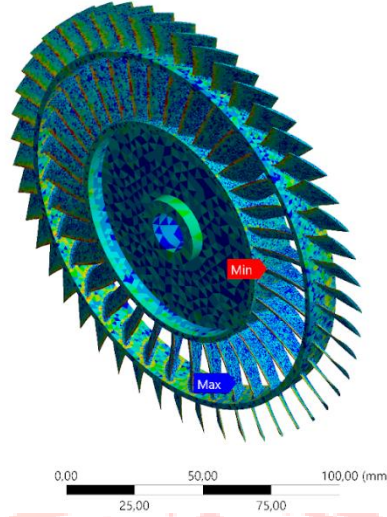
Geometri pek çok yüzeyden oluşmaktadır. Bunların bazıları eğimli bazıları da süz yapıdadır. Mesh kalitesinin yüksek olması için her yüzeye farklı büyüklüklerde ve sıklıklarda mesh atılmıştır.



Şekil 4.1: Rotor Mesh Yapısı (İzometrik)

Mesh  
Element Quality  
3.06.2022 00:28

0,99994 Max  
0,89262  
0,78529  
0,67797  
0,57065  
0,46332  
0,356  
0,24868  
0,14135  
0,034032 Min



Şekil 4.2: Rotor Mesh Kalitesi (İzometrik)

#### 4.1.1.1. Eleman kalitesi (Element Quality) Dağılımı

Eleman kalitesi değerlendirmesi yapıldığında, değerlerin limit kriterleri sağladığı görülmüştür. Değerlerin detayları Tablo 4.1’de, değerlendirme kriterinin altında kalan elemanların dağılımı Şekil 4.3’te gösterilmiştir.



Şekil 4.3: Eleman Kalitesi <0,4 Olan Eleman Dağılımı

<b>Minimum</b>	3,4032e-002
<b>Maximum</b>	0,99994
<b>Ortalama</b>	0,77198
<b>Değerlendirme Kriteri</b>	>0,4 olmalı
<b>Kriteri Sağlamayan Eleman Sayısı</b>	29173
<b>Kriteri Sağlayan Eleman Sayısı</b>	858732 (%96,71)

**Tablo 4.1 : Eleman Kalitesi**

#### 4.1.1.2. Açıklık Oranı (Aspect Ratio) Dağılımı

Açıklık oranı değerlendirmesi yapıldığında, değerlerin limit kriterleri sağladığı görülmüştür. Değerlerin detayları Tablo 4.2’de, değerlendirme kriterinin altında kalan elemanların dağılımı Şekil 4.4’te gösterilmiştir.



**Şekil 4.4:** Açıklık Oranı (Aspect Ratio) >5 Olan Elemanların Dağılımı

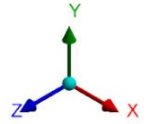
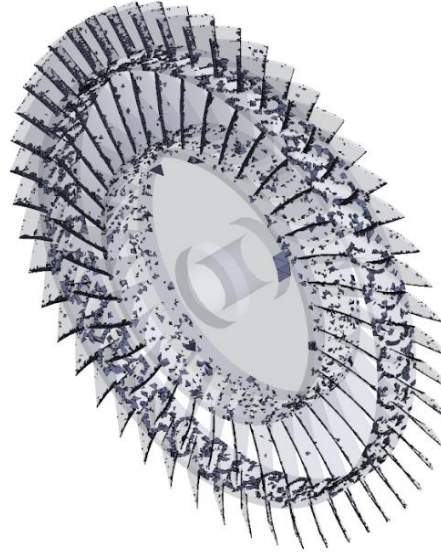


Minimum	1,1623
Maximum	153,17
Ortalama	2,3274
Değerlendirme Kriteri	<5 olmalı
Kriteri Sağlamayan Eleman Sayısı	22693
Kriteri Sağlayan Eleman Sayısı	865213 (%97,44)

**Tablo 4.2:** Aspect Ratio (Açıklık Oranı)

#### 4.1.1.3. Eğrilik (Skewness) Dağılımı

Eğrilik (skewness) değerlendirmesi yapıldığında, değerlerin limit kriterleri sağladığı görülmüştür. Değerlerin detayları Tablo 4.3’de, değerlendirme kriterinin altında kalan elemanların dağılımı Şekil 4.5’te gösterilmiştir.



**Şekil 4.5:** Eğrilik (Skewness) >0,75 Olan Elemanların Dağılımı



<b>Minimum</b>	1,047e-004
<b>Maximum</b>	0,99998
<b>Ortalama</b>	0,32295
<b>Değerlendirme Kriteri</b>	<0,75 olmalı
<b>Kriteri Sağlamayan Eleman Sayısı</b>	34253
<b>Kriteri Sağlayan Eleman Sayısı</b>	853652 (%96,14)

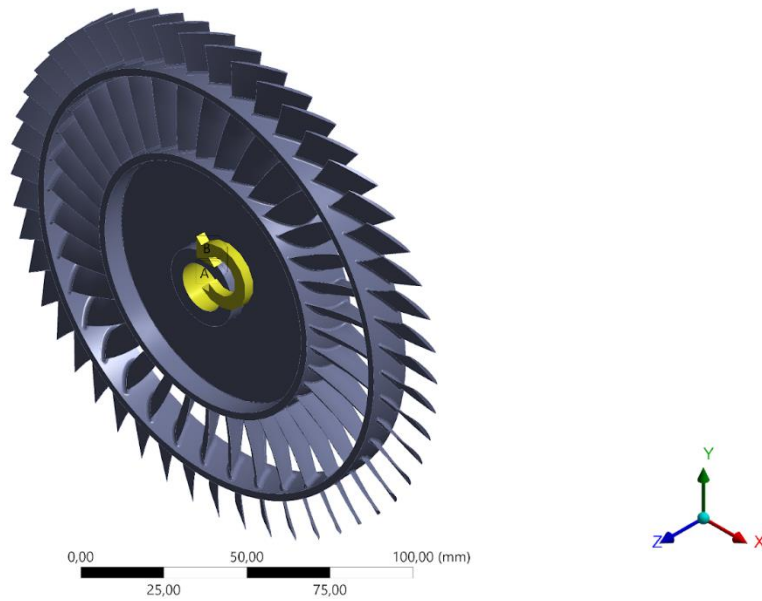
**Tablo 4.3:** Skewness (Eğrilik)

#### 4.1.2. Aft-Fan Rotor Analiz Sonuçları

Bir önceki konuda bahsedildiği gibi mesh yapısı atanan rotor parçasına Ansys Static Structural modülü ile sınır şartları girilerek analiz yapılmıştır. Ardından Static Structural modülündeki setup kısmına sağ tıklayarak *transfer data from new* bölümünden Steady State Thermal seçilmiş ve böylelikle termal analiz yapısal analize eklenmiştir. Sonrasında Modal Analysis modülü sürüklenerek yapısal analiz modülündeki *solution* kısmına bırakılmıştır. Bu sayede aynı mesh yapısı ve sınır şartlarına sahip bir geometriye modal analiz yapılmıştır. Sınır şartları *rotor bore* kısmına *remote displacement* olarak tanımlanmıştır ve z ekseninde 40000 rpm değerinde bir *rotational velocity* atanmıştır. Sınır şartları Şekil 4.6'da ve Şekil 4.7'de verilmiştir. Elde edilen maksimum Equivalent (von-Mises) Stress değeri olan 1000,1 MPa'ın malzemenin akma gerilmesi olan 1100 MPa'dan düşük olduğundan ister sağlanmaktadır. Rotora ait güvenlik katsayısının 1,1 olduğu hesaplanmıştır. Elde edilen analiz sonuçları Şekil 4.8'de ve Şekil 4.9'da gösterilmiştir.

**B: Static Structural**  
Static Structural  
Time: 1, s  
13.06.2022 15:10

**A** Remote Displacement  
**B** Rotational Velocity

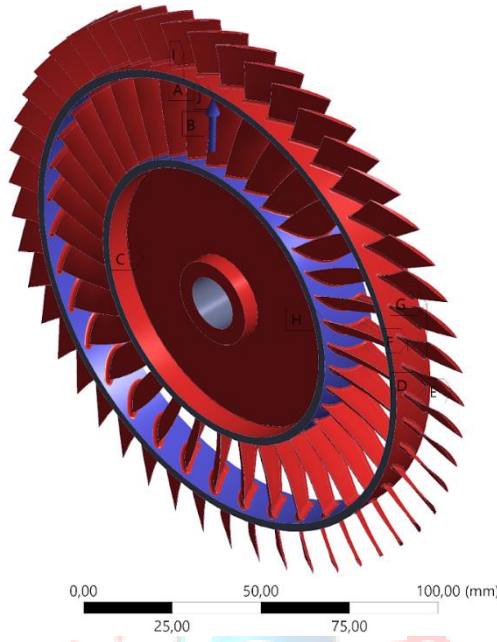


**Şekil 4.6:** Rotor Sınır Şartları (İzometrik Arka)

**A: Steady-State Thermal**

Steady-State Thermal  
Time: 1, s  
Items: 10 of 12 indicated  
13.06.2022 15:11

- A** Temperature: 1018,7 K
- B** Temperature 2: 1018,7 K
- C** Temperature 3: 400, K
- D** Temperature 5: 308,94 K
- E** Temperature 6: 308,94 K
- F** Temperature 8: 308,94 K
- G** Temperature 9: 308,94 K
- H** Temperature 10: 1018,7 K
- I** Temperature 11: 1018,7 K
- J** Heat Flux: 6,47 W/mm<sup>2</sup>

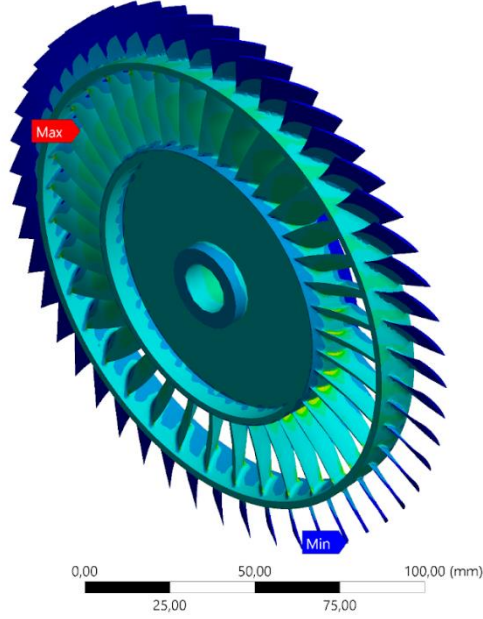


**Şekil 4.7:** Rotor Steady State Thermal Sınır Şartları (İzometrik Arka)

**B: Static Structural**

Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
9.06.2022 20:41

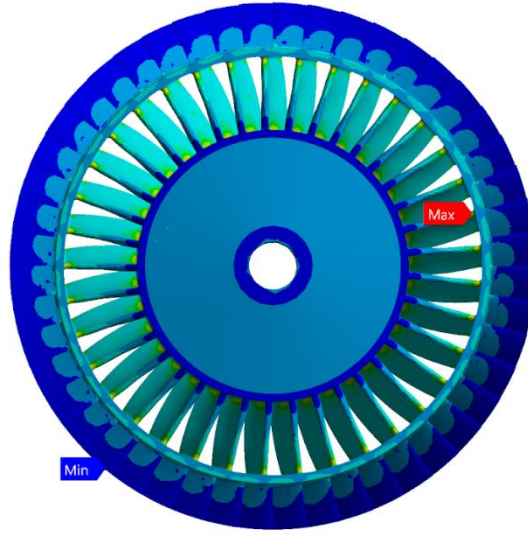
- 1000,1 Max**
- 889,04
- 777,94
- 666,84
- 555,74
- 444,64
- 333,54
- 222,44
- 111,34
- 0,24073 Min**



**Şekil 4.8:** Rotor von-Mises Stress Analizi (İzometrik Arka)

B: Static Structural  
Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
9.06.2022 20:45

1000,1 Max  
889,04  
777,94  
666,84  
555,74  
444,64  
333,54  
222,44  
111,34  
0,24073 Min



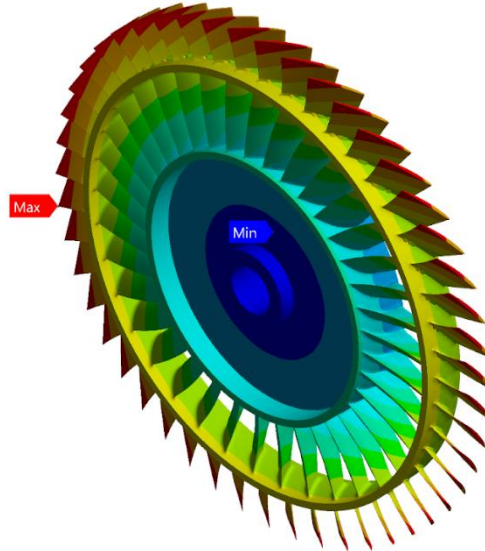
0,00 50,00 100,00 (mm)  
25,00 75,00

Şekil 4.9: Rotor von-Mises Stress Analizi (Ön)

Yapılan analiz sonucunda elde edilen maksimum deformasyonun 0,26008 mm olduğu görülmüştür. Toplam deformasyon için elde edilen analiz sonuçları Şekil 4.10'da ve Şekil 4.11'de gösterilmiştir.

B: Static Structural  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 1  
9.06.2022 20:41

0,26008 Max  
0,23175  
0,20342  
0,17509  
0,14677  
0,11844  
0,090111  
0,061784  
0,033456  
0,005129 Min

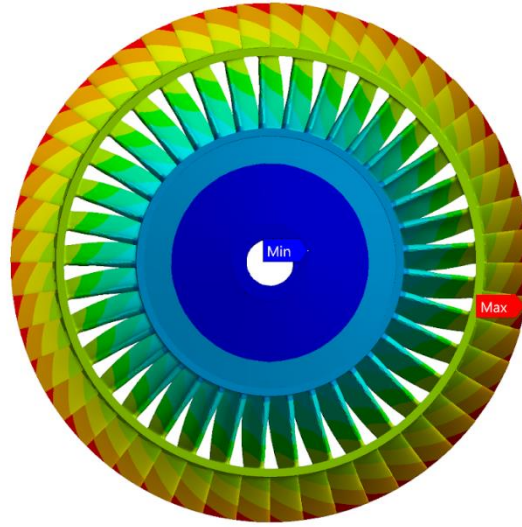


0,00 50,00 100,00 (mm)  
25,00 75,00

Şekil 4.10: Rotor Toplam Deformasyon (İzometrik Arka)

**B: Static Structural**  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 1  
9.06.2022 20:44

**0,26008 Max**  
0,23175  
0,20342  
0,17509  
0,14677  
0,11844  
0,090111  
0,061784  
0,033456  
**0,005129 Min**



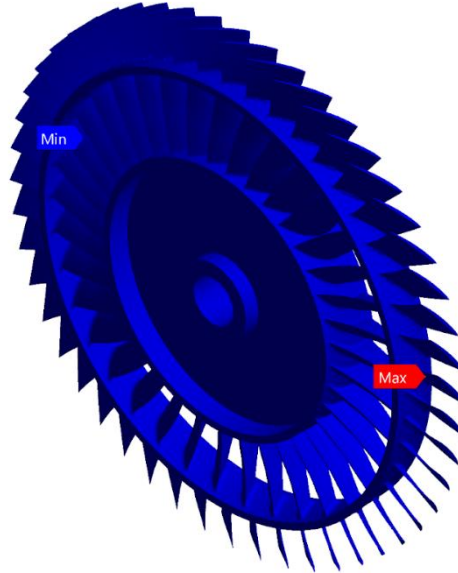
0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)

**Şekil 4.11 : Rotor Toplam Deformasyon (Ön)**

Yapılan analizler sonucunda rotorun ömür hesapları elde edilmiştir. Rotorun minimum ömrünün  $7,6855e7$  çevrim olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Bu ömür isterleri karşılamaktadır. Analiz sonucu elde edilen görseller Şekil 4.12-4.17'de paylaşılmıştır.

**B: Static Structural**  
Life  
Type: Life  
13.06.2022 15:13

**1e9 Max**  
7,5194e8  
5,6542e8  
4,2516e8  
3,197e8  
2,404e8  
1,8076e8  
1,3592e8  
1,0221e8  
**7,6855e7 Min**

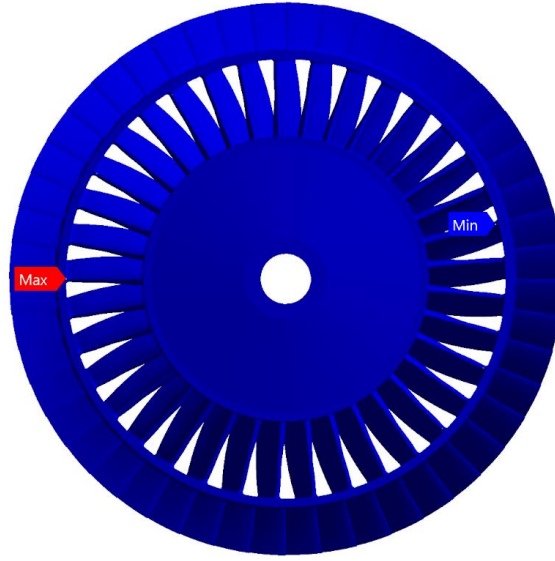


0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)

**Şekil 4.12 : Rotor Ömür Analizi (İzometrik Arka)**

**B: Static Structural**  
Life  
Type: Life  
13.06.2022 15:15

**1e9 Max**  
7,5194e8  
5,6542e8  
4,2516e8  
3,197e8  
2,404e8  
1,8076e8  
1,3592e8  
1,0221e8  
**7,6855e7 Min**

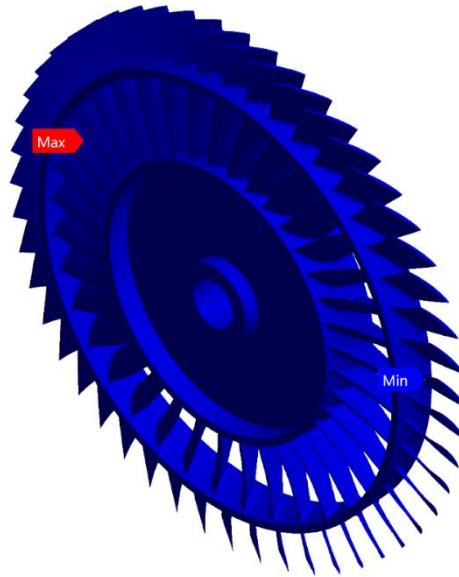


0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)

**Şekil 4.13 : Rotor Ömür Analizi (Ön)**

**B: Static Structural**  
Damage  
Type: Damage  
13.06.2022 15:14

**13,012 Max**  
9,784  
7,357  
5,5321  
4,1598  
3,1279  
2,352  
1,7686  
1,3299  
**1 Min**

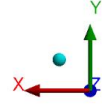
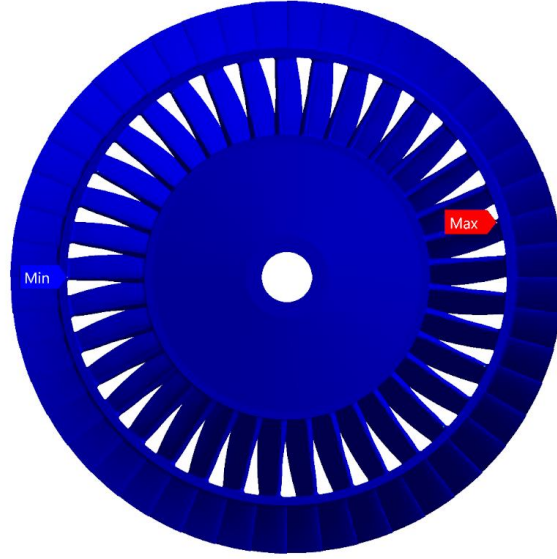
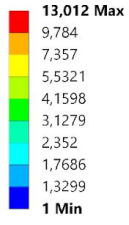


0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)

**Şekil 4.14: Rotor Hasar Analizi (İzometrik Arka)**

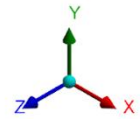
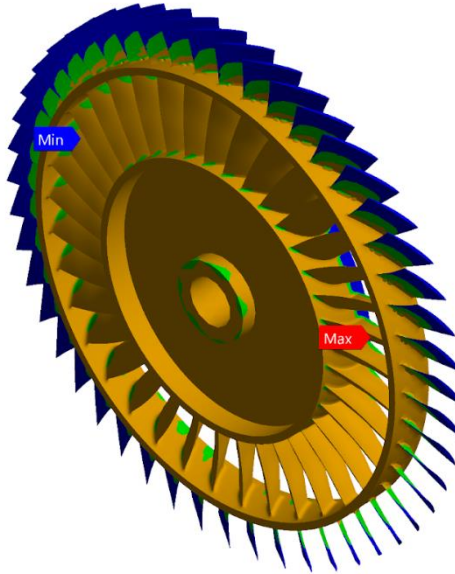
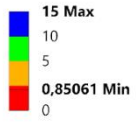


**B: Static Structural**  
Damage  
Type: Damage  
13.06.2022 15:16



**Şekil 4.15: Rotor Hasar Analizi (Ön)**

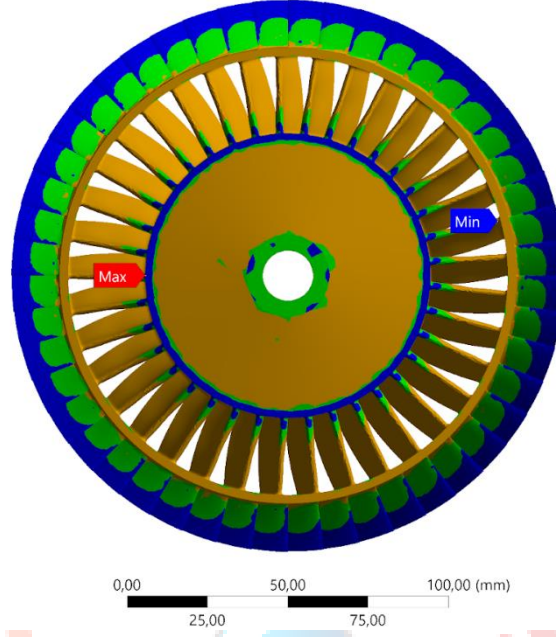
**B: Static Structural**  
Safety Factor  
Type: Safety Factor  
13.06.2022 15:15



**Şekil 4.16: Rotor Güvenlik Katsayısı Analizi (İzometrik Arka)**

B: Static Structural  
Safety Factor  
Type: Safety Factor  
13.06.2022 15:16

15 Max  
10  
5  
0,85061 Min  
0



Şekil 4.17: Rotor Güvenlik Katsayısı Analizi (Ön)

## 4.2. Türbin Stator Yapısal Analizi

İlk aşamada türbin statoru Ansys Static Structural modülüne tanımlanmıştır. Ardından MarM247 malzemesinin özellikleri sisteme girilerek geometriye atanmıştır. Geometriye uygun mesh yapısı atılmıştır. Ardından Ansys Steady State Thermal modülü Static Structural modülüne bağlanıp aynı mesh yapısına sahip model üzerinden termal sınır şartları girilmiştir. Static Structural modülüne geçiş yapıp termal genleşme sonucu parçanın maruz kaldığı stresler ve deformasyonlar ile birlikte yapısal analiz tekrarlanmıştır. Son olarak parçanın ömür analizi yapılmıştır.

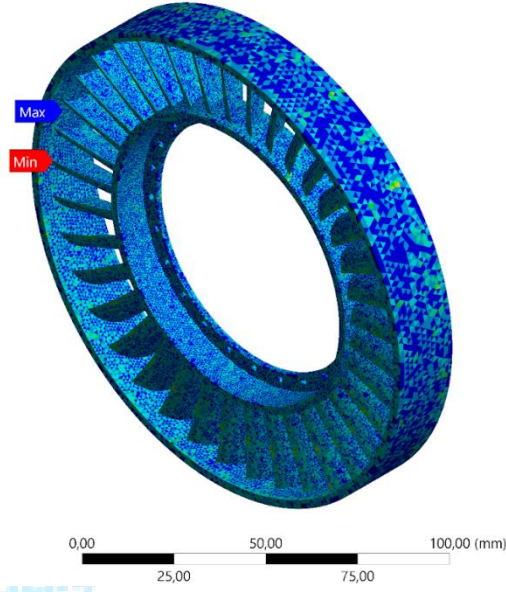
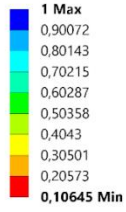
### 4.2.1. Türbin Stator Mesh Yapısı

Geometri pek çok yüzeyden oluşmaktadır. Bunların bazıları eğimli bazıları da süz yapıdadır. Mesh kalitesinin yüksek olması için her yüzeye farklı büyüklüklerde ve sıklıklarda mesh atılmıştır. Parçaya atılan mesh yapısı ve mesh kalitesi Şekil 4.18'de ve Şekil 4.19'te verilmiştir.



Şekil 4.18: Türbin Stator Mesh Yapısı

Mesh  
Element Quality  
3.06.2022 20:47



Şekil 4.19: Türbin Stator Mesh Kalitesi

#### 4.2.1.1. Eleman Kalitesi (Element Quality) Dağılımı

Eleman kalitesi değerlendirme yapıldığında, değerlerin limit kriterleri sağladığı görülmüştür. Değerlerin detayları Tablo 4.4'te, değerlendirme kriterinin altında kalan elemanların dağılımı Şekil 4.20'de gösterilmiştir.





**Şekil 4.20:** Eleman Kalitesi <0,4 Olan Elemanların Dağılımı

<b>Minimum</b>	0,10645
<b>Maximum</b>	1,0
<b>Ortalama</b>	0,81542
<b>Değerlendirme Kriteri</b>	>0,4 olmalı
<b>Kriteri Sağlamayan Eleman Sayısı</b>	2739
<b>Kriteri Sağlayan Eleman Sayısı</b>	1204894 (%99,77)

**Tablo 4.4:** Eleman Kalitesi

#### 4.2.1.2 Açıklık Oranı (Aspect Ratio) Dağılımı

Açıklık oranı değerlendirmesi yapıldığında, değerlerin limit kriterleri sağladığı görülmüştür. Değerlerin detayları Tablo 4.5'te, değerlendirme kriterinin altında kalan elemanların dağılımı Şekil 4.21'de paylaşılmıştır.



0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)

**Şekil 4.21:** Açıklık Oranı (Aspect Ratio) >5 Olan Elemanların Dağılımı

<b>Minimum</b>	1,1575
<b>Maximum</b>	32,41
<b>Ortalama</b>	1,9206
<b>Değerlendirme Kriteri</b>	<5 olmalı
<b>Kriteri Sağlamayan Eleman Sayısı</b>	1702
<b>Kriteri Sağlayan Eleman Sayısı</b>	1205931 (%99,86)

**Tablo 4.5:** Aspect Ratio (Açıklık Oranı)

#### 4.2.1.3. Eğrilik (Skewness) Dağılımı

Eğrilik (skewness) değerlendirmesi yapıldığında, değerlerin limit kriterleri sağladığı görülmüştür. Değerlerin detayları Tablo 4.6'da, değerlendirme kriterinin altında kalan elemanların dağılımı Şekil 4.22'de paylaşılmıştır.



Şekil 4.22: Eğrilik (Skewness) >0,75 Olan Elemanların Dağılımı

<b>Minimum</b>	3,4081e-009
<b>Maximum</b>	0,999
<b>Ortalama</b>	0,26495
<b>Değerlendirme Kriteri</b>	<0,75 olmalı
<b>Kriteri Sağlamayan Eleman Sayısı</b>	4891
<b>Kriteri Sağlayan Eleman Sayısı</b>	1202742 (%99,59)

Tablo 4.6: Skewness (Eğrilik)

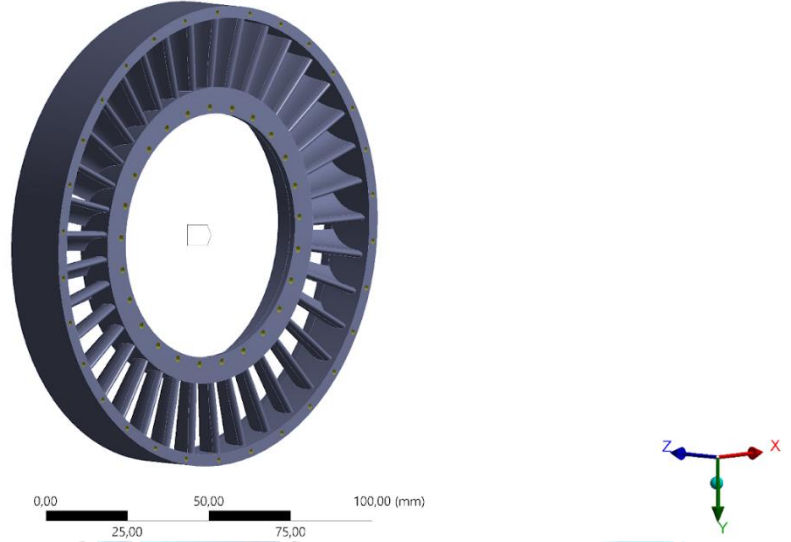
#### 4.2.2. Türbin Stator Analiz Sonuçları

Yukarıda bahsedildiği gibi mesh yapısı atanan türbin stator parçasına Ansys Static Structural modülü ile sınır şartları girilerek analiz yapılmıştır. Ardından Static Structural modülündeki *setup* kısmına sağ tıklayarak *transfer data from new* bölümünden Steady State Thermal seçilmiş ve böylelikle termal analiz yapısal analize eklenmiştir. Sonrasında modal analiz modülü sürüklenerek yapısal analiz modülündeki *solution* kısmına bırakılmıştır. Bu sayede aynı mesh yapısı ve sınır şartlarına sahip bir geometriye modal analiz yapılmıştır. Sınır şartları türbin rotorunun bağlantı noktalarına *remote displacement*

olarak tanımlanmıştır. Sınır şartları Şekil 4.23’de ve Şekil 4.24’de verilmiştir. Elde edilen maksimum Equivalent (von-Mises) Stress değeri olan 952,62 MPa’ın malzemenin akma gerilmesi olan 1100MPa’dan düşük olduğundan ister sağlanmaktadır. Türbin statoruna ait güvenlik katsayısının 1,15 olduğu hesaplanmıştır. Elde edilen analiz sonuçları Şekil 4.25’de ve Şekil 4.26’da gösterilmiştir.

**B: turbine stator**  
Static Structural  
Time: 1, s  
8.06.2022 02:33

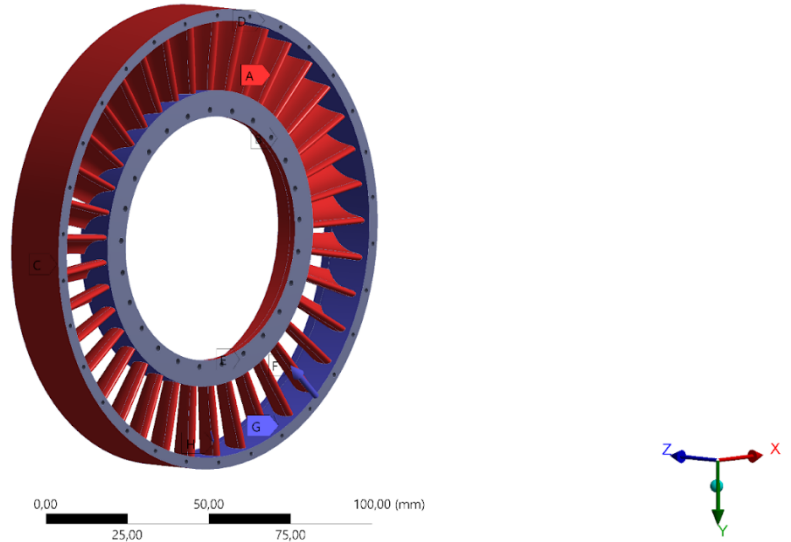
Remote Displacement  
Components: 0,0,0, mm  
Rotation: 0, 0, 0, °  
Location: 6,5052e-016, 3,8311e-007, -5,1543 mm



Şekil 4.23: Türbin Stator Static Structural Sınır Şartları

**A: Steady-State Thermal**  
Steady-State Thermal  
Time: 1, s  
8.06.2022 02:30

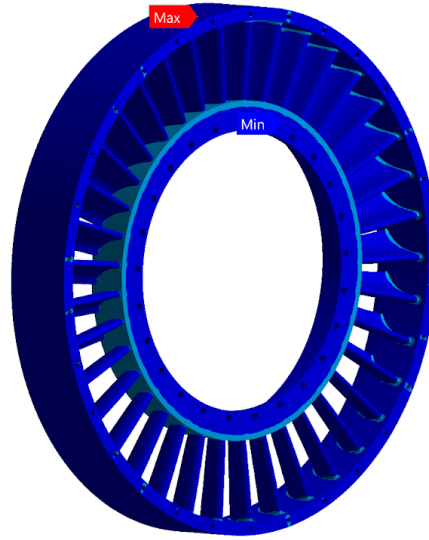
A Temperature: 1045, K  
B Temperature 3: 1045, K  
C Temperature 6: 1045, K  
D Temperature 7: 329, K  
E Temperature 2: 400, K  
F Heat Flux: 1,3745e-002 W/mm<sup>2</sup>  
G Heat Flux 2: 1,3745e-002 W/mm<sup>2</sup>  
H Heat Flux 3: 1,3745e-002 W/mm<sup>2</sup>



Şekil 4.24: Türbin Stator Steady State Thermal Sınır Şartları

**B: turbine stator**  
Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
9.06.2022 20:16

952,62 Max  
846,83  
741,05  
635,26  
529,48  
423,7  
317,91  
212,13  
106,34  
0,56082 Min

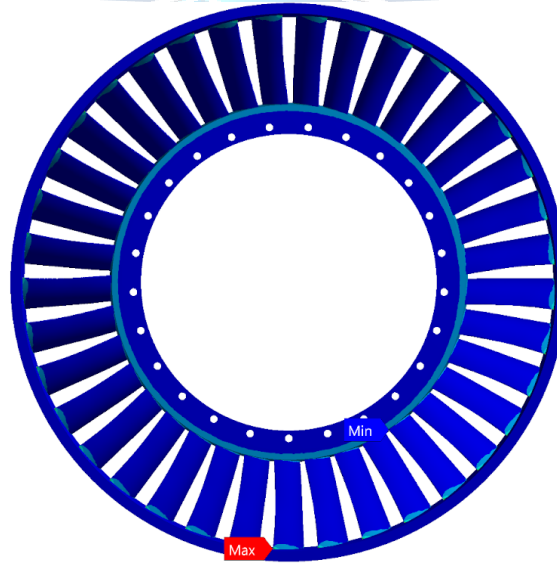


0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)

**Şekil 4.25: Türbin Stator von-Mises Stress Analizi (İzometrik Ön)**

**B: turbine stator**  
Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
9.06.2022 20:22

952,62 Max  
846,83  
741,05  
635,26  
529,48  
423,7  
317,91  
212,13  
106,34  
0,56082 Min



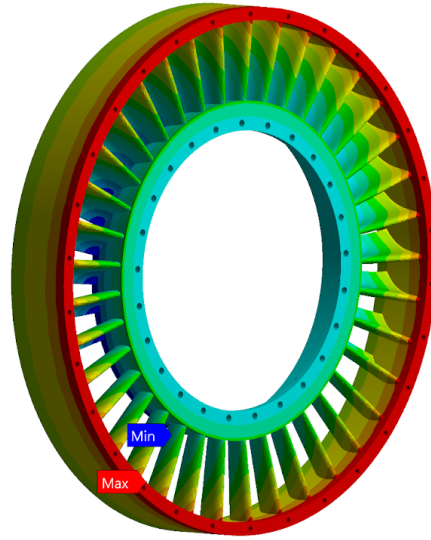
0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)

**Şekil 4.26: Türbin Stator von-Mises Stress Analizi (Arka)**

Yapılan analiz sonucunda elde edilen maksimum deformasyonun 0,028417 mm olduğu görülmüştür. Toplam deformasyon için elde edilen analiz sonuçları Şekil 4.27’de ve Şekil 4.28’de gösterilmiştir.

B: turbine stator  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 1  
9.06.2022 20:15

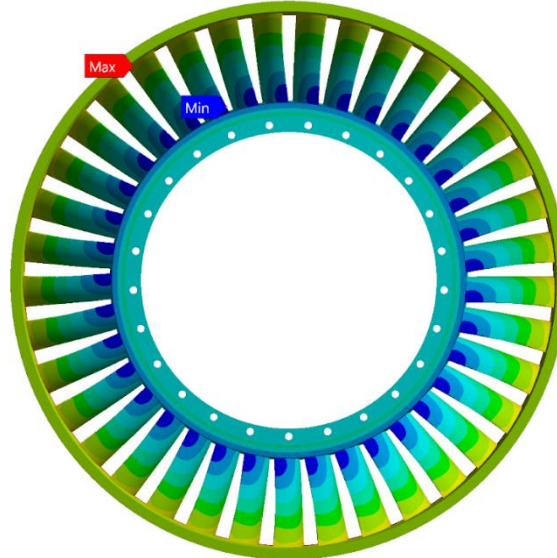
0,028417 Max  
0,025336  
0,022254  
0,019173  
0,016092  
0,013011  
0,0099294  
0,0068481  
0,0037668  
0,00068557 Min



Şekil 4.27: Türbin Stator Toplam Deformasyon (İzometrik Ön)

B: turbine stator  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 1  
9.06.2022 20:20

0,028417 Max  
0,025336  
0,022254  
0,019173  
0,016092  
0,013011  
0,0099294  
0,0068481  
0,0037668  
0,00068557 Min

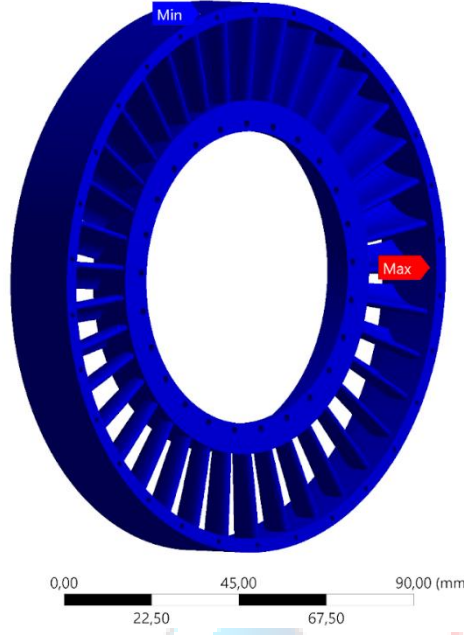


Şekil 4.28: Türbin Stator Toplam Deformasyon (Arka)

Yapılan analizler sonucunda türbin statorunun ömür hesapları elde edilmiştir. Elde edilen ömür isterleri karşılamaktadır. Analiz sonucu elde edilen görseller Şekil 4.29 - 4.34'te paylaşılmıştır.

B: turbine stator  
Life  
Type: Life  
13.06.2022 13:16

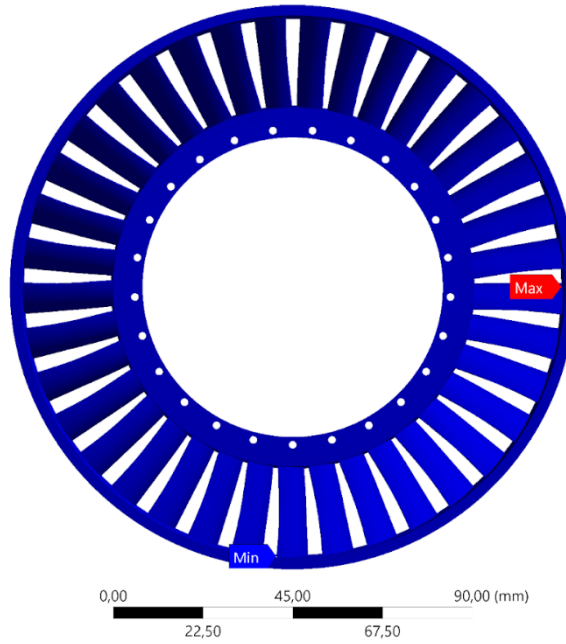
1e9 Max  
9,8449e8  
9,6922e8  
9,5419e8  
9,3939e8  
9,2483e8  
9,1048e8  
8,9636e8  
8,8246e8  
8,6878e8 Min



Şekil 4.29: Türbin Stator Ömür Analizi ( İzometrik Ön)

B: turbine stator  
Life  
Type: Life  
13.06.2022 13:20

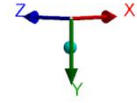
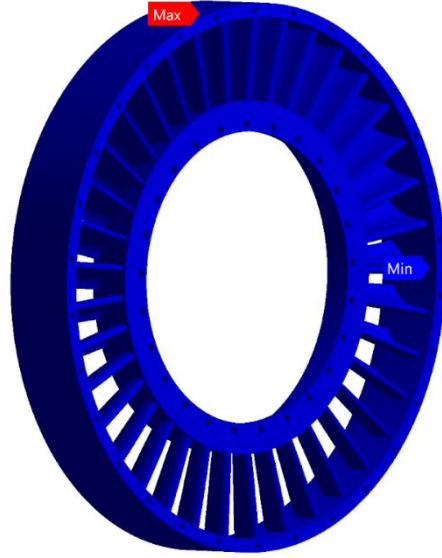
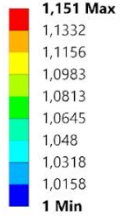
1e9 Max  
9,8449e8  
9,6922e8  
9,5419e8  
9,3939e8  
9,2483e8  
9,1048e8  
8,9636e8  
8,8246e8  
8,6878e8 Min



Şekil 4.30: Türbin Stator Ömür Analizi ( Arka)

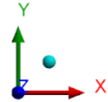
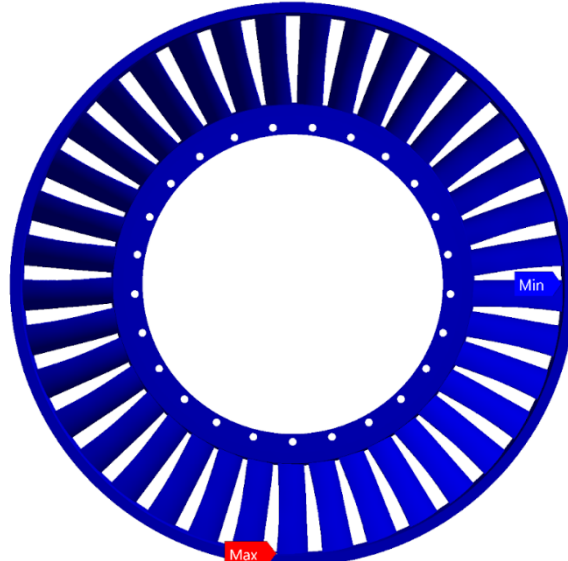
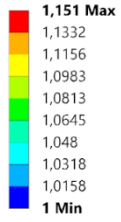


**B: turbine stator**  
Damage  
Type: Damage  
13.06.2022 13:17



**Şekil 4.31: Türbin Stator Hasar Analizi ( İzometrik Ön)**

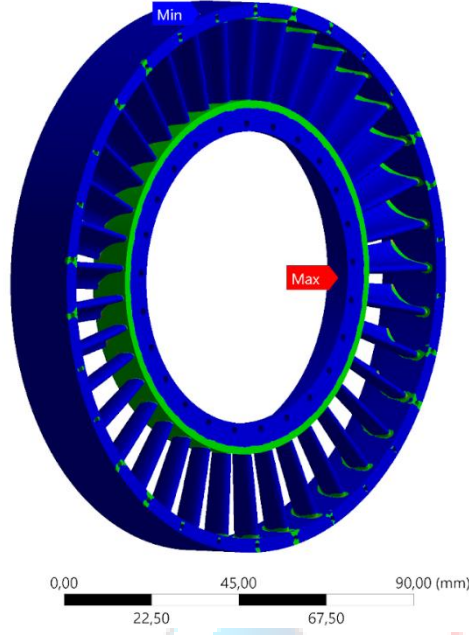
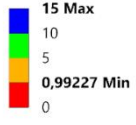
**B: turbine stator**  
Damage  
Type: Damage  
13.06.2022 13:20



**Şekil 4.32: Türbin Stator Hasar Analizi ( Arka)**

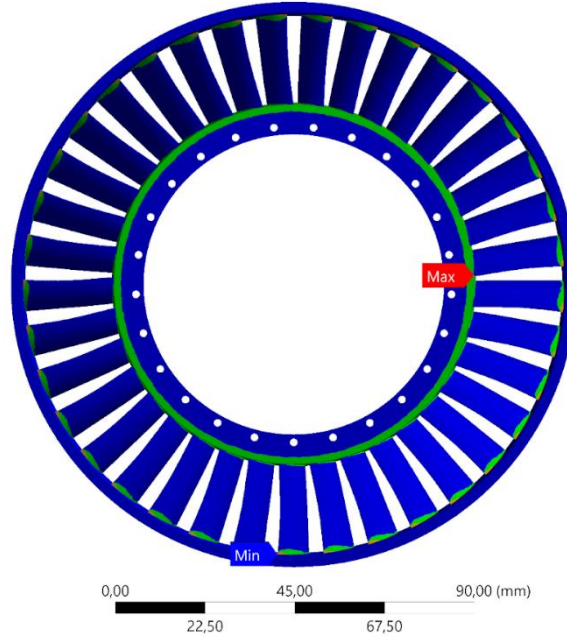
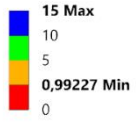


**B: turbine stator**  
Safety Factor  
Type: Safety Factor  
13.06.2022 13:18



**Şekil 4.33:** Türbin Stator Güvenlik Katsayısı Analizi ( İzometrik Ön)

**B: turbine stator**  
Safety Factor  
Type: Safety Factor  
13.06.2022 13:22



**Şekil 4.34:** Türbin Stator Güvenlik Katsayısı Analizi ( Arka)

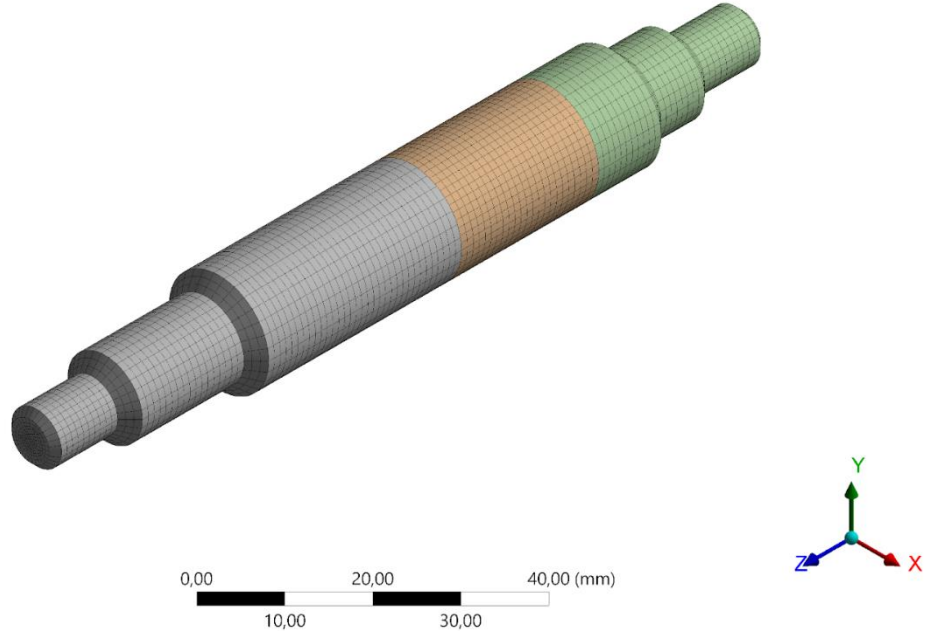
### 4.3. Milin Yapısal Analizi

İlk aşamada mil ansys static structural modülüne tanımlanmıştır. Ardından Inconel 718 malzemesinin özellikleri sisteme girilerek geometriye atanmıştır. Sınır şartları girildikten sonra geometriye uygun mesh yapısı atılmıştır.

#### 4.3.1 Geometriye Atılan Mesh Yapısının Detayları

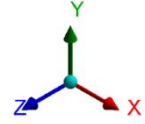
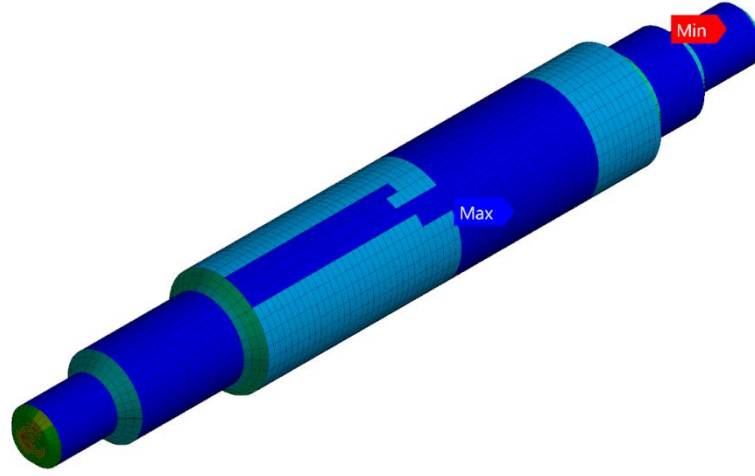
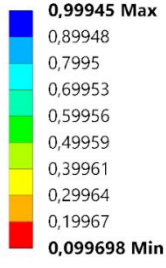
Milin yüzeylerine uygun mesh atabilmek amacıyla burada sweep metodu kullanılmıştır. Rotorun bağlı olduğu bölüm daha fazla yüke maruz kaldığından o bölgeye daha sık bir mesh yapısı atılmıştır. Parçaya atılan mesh yapısı ve mesh kalitesi Şekil 4.35’de ve Şekil 4.36’te verilmiştir.

Mesh  
13.06.2022 17:06



Şekil 4.35: Milin Mesh Yapısı

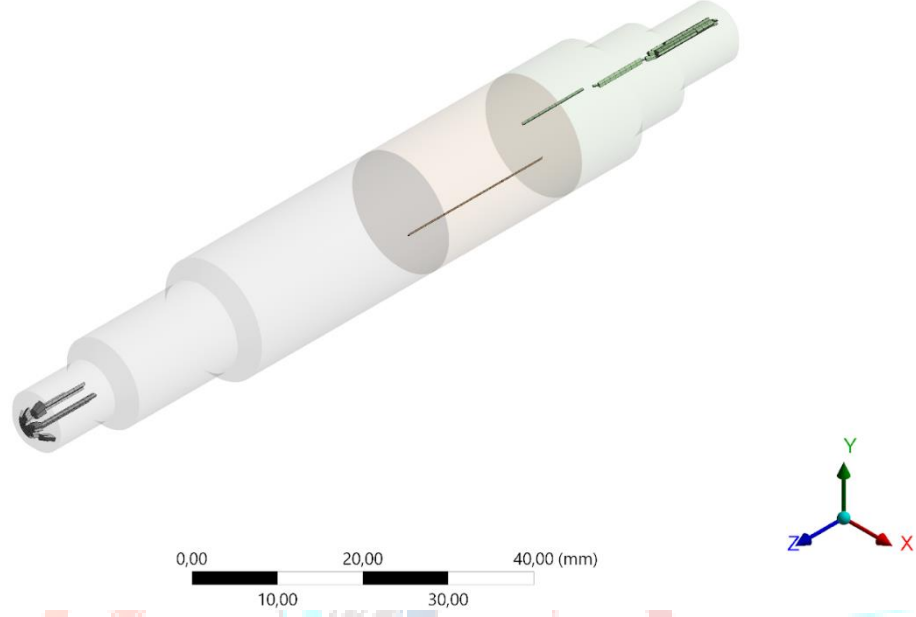
Mesh  
Element Quality  
13.06.2022 17:06



Şekil 4.36: Milin Mesh Kalitesi

#### 4.3.1.1 Eleman kalitesi (Element Quality) Dağılımı

Eleman kalitesi değerlendirmesi yapıldığında, değerlerin limit kriterleri sağladığı görülmüştür. Değerlerin detayları Tablo 4.7'te, değerlendirme kriterinin altında kalan elemanların dağılımı Şekil 4.37'te paylaşılmıştır.



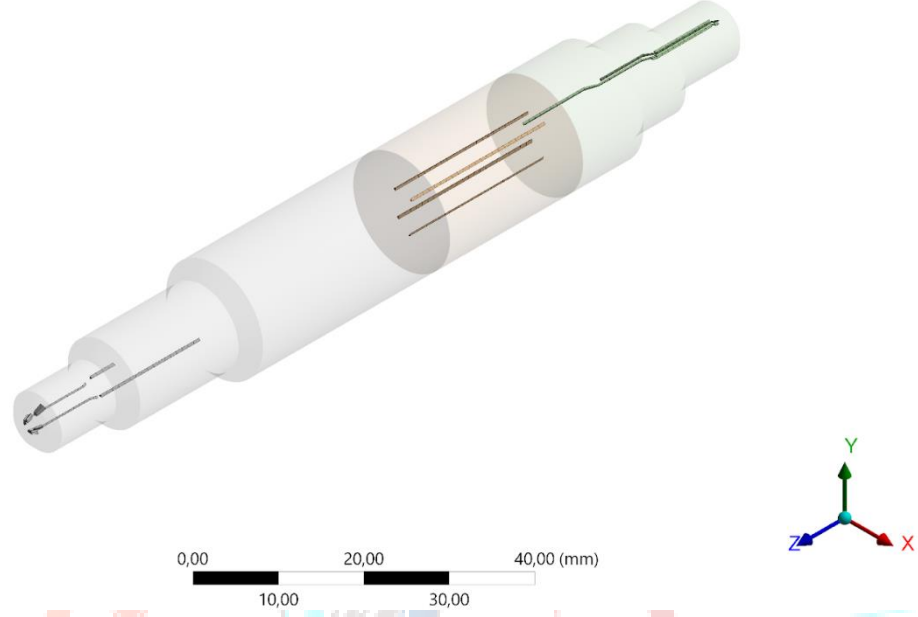
Şekil 4.37: Eleman Kalitesi <0,4 Olan Eleman Dağılımı

Minimum	9,9698e-002
Maximum	0,99945
Ortalama	0,84046
Değerlendirme Kriteri	>0,4 olmalı
Kriteri Sağlamayan Eleman Sayısı	561
Kriteri Sağlayan Eleman Sayısı	30159 (%98)

Tablo 4.7 : Eleman Kalitesi

#### 4.3.1.2 Açıklık Oranı (Aspect Ratio) Dağılımı

Açıklık oranı değerlendirmesi yapıldığında, değerlerin limit kriterleri sağladığı görülmüştür. Değerlerin detayları Tablo 4.8te, değerlendirme kriterinin altında kalan elemanların dağılımı Şekil 4.38’te paylaşılmıştır.



Şekil 4.38 : Açıklık Oranı (Aspect Ratio) >5 Olan Elemanların Dağılımı

Minimum	1,0281
Maximum	15,055
Ortalama	1,7784
Değerlendirme Kriteri	<5 olmalı
Kriteri Sağlamayan Eleman Sayısı	275
Kriteri Sağlayan Eleman Sayısı	30445 (%99)

Tablo 4.8 : Aspect Ratio ( Açıklık Oranı)

#### 4.3.1.3 Eğrilik (Skewness) Dağılımı

Eğrilik (skewness) değerlendirmesi yapıldığında, değerlerin limit kriterleri sağladığı görülmüştür. Değerlerin detayları Tablo 4.9'da verilmiştir. Kriteri sağlamayan eleman bulunmadığından kriteri sağlamayan elemanların görseli koyulmamıştır.

Minimum	1,1547e-002
Maximum	0,62632
Ortalama	0,14421
Değerlendirme Kriteri	<0,75 olmalı
Kriteri Sağlamayan Eleman Sayısı	0
Kriteri Sağlayan Eleman Sayısı	30720 ( %100 )

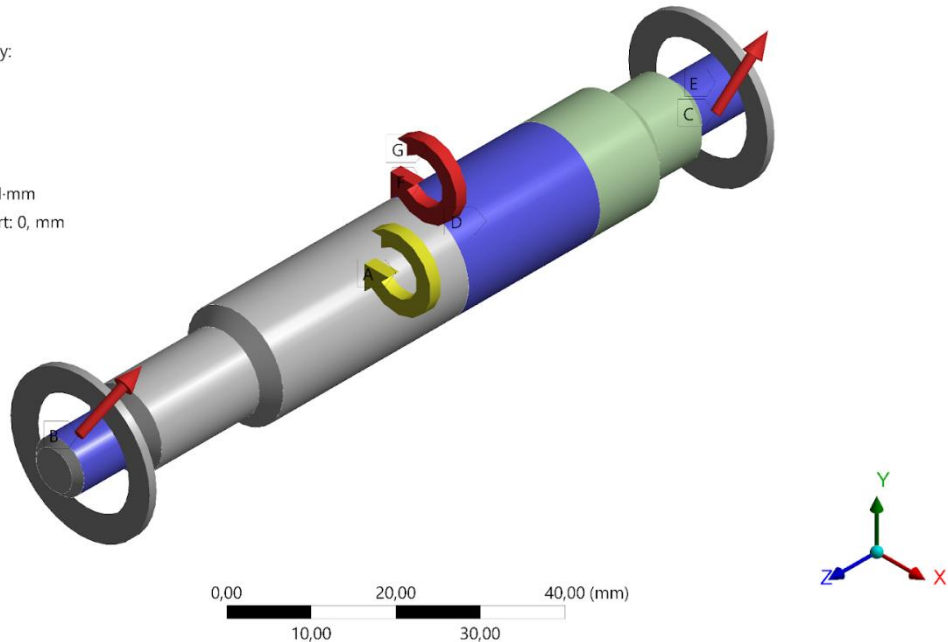
**Tablo 4.9:** Skewness (Eğrilik)

#### 4.3.2 Mil Analiz Sonuçları

Yukarıda bahsedildiği gibi mesh yapısı atanan mile ansys static structural modülü ile sınır şartları girilerek analiz yapılmıştır. Rotorun bağlı oldu bölüme rotorun ağırlığınca point mass atanmıştır. Sınır şartları Şekil 4.39’da paylaşılmıştır. Elde edilen maksimum Equivalent (von-Mises) Stress değeri olan 176,82 MPa’ın malzemenin akma gerilmesi olan 1100 MPa’dan düşük olduğundan ister sağlanmaktadır. Mile ait güvenlik katsayısının 6,22 olduğu hesaplanmıştır. Analiz görselleri Şekil 4.40-4.41’de paylaşılmıştır.

**A: rotor-shaft**  
Static Structural  
Time: 1, s  
13.06.2022 17:32

- A** Rotational Velocity:
- B** Force: 400,52 N
- C** Force 2: 482,74 N
- D** Point Mass
- E** Fixed Support
- F** Moment: 11223 N-mm
- G** Cylindrical Support: 0, mm



Şekil 4.39: Mil Static Structural Sınır Şartları

A: rotor-shaft

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

13.06.2022 17:33

176,82 Max

157,18

137,53

117,88

98,238

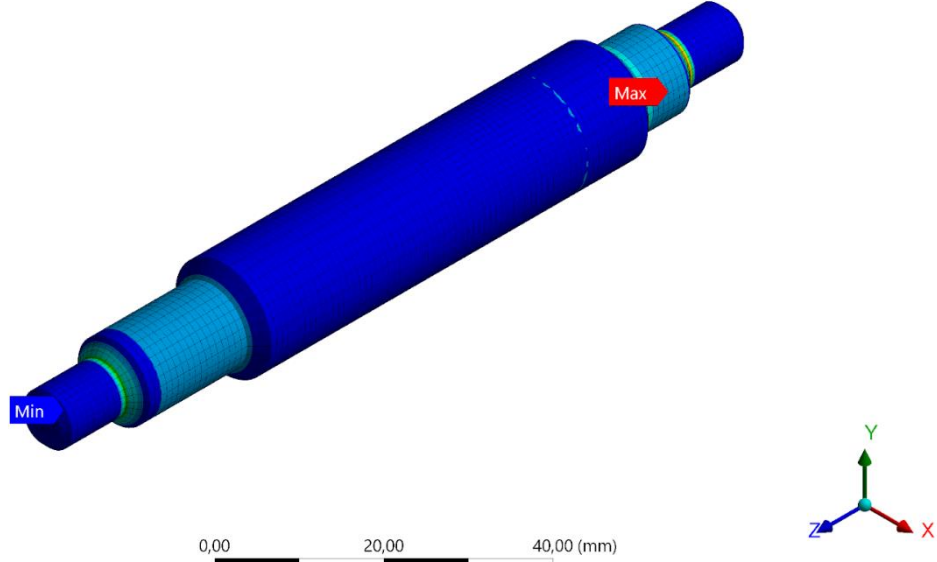
78,592

58,946

39,301

19,655

0,0088728 Min



Şekil 4.40 : Mil von-Mises Stress Analizi (İzometrik Ön )

A: rotor-shaft

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

13.06.2022 17:36

176,82 Max

157,18

137,53

117,88

98,238

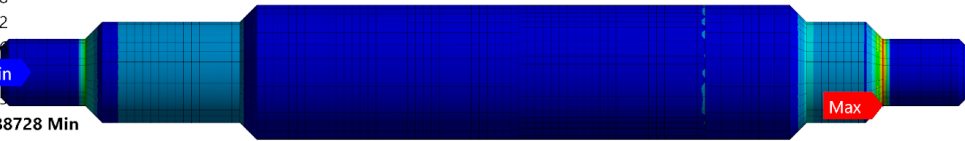
78,592

58,94

39 Min

19,65

0,0088728 Min

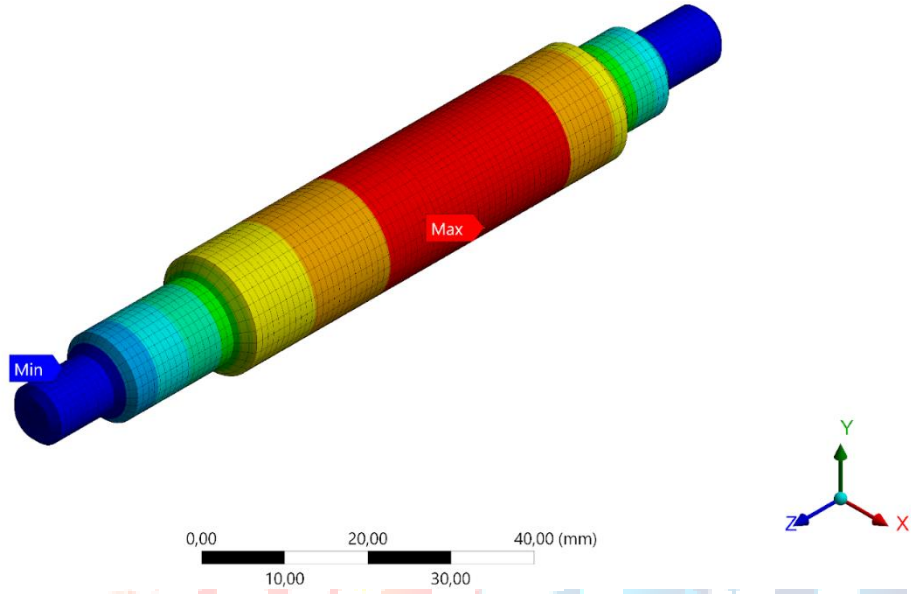


#### Şekil 4.41 : Mil von-Mises Stress Analizi (Yan )

Yapılan analiz sonucunda elde edilen maksimum deformasyonun 0,0074272 mm olduğu görülmüştür. Elde edilen analiz görselleri Şekil 4.42’de ve Şekil 4.43’de paylaşılmıştır.

**A: rotor-shaft**  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 1  
13.06.2022 17:34

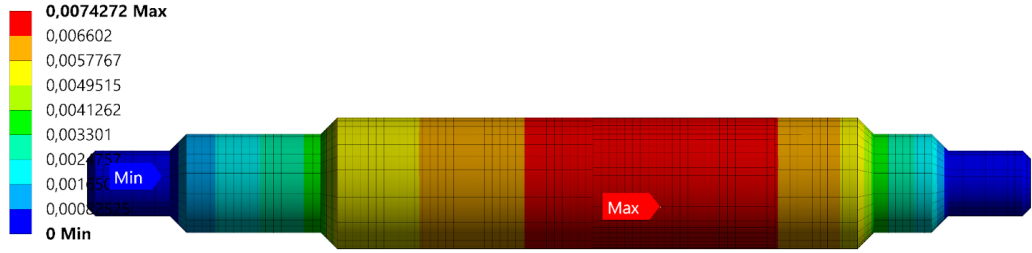
0,0074272 Max  
0,006602  
0,0057767  
0,0049515  
0,0041262  
0,003301  
0,0024757  
0,0016505  
0,00082525  
0 Min



Şekil 4.42 : Mil Toplam Deformasyon (İzometrik Ön)



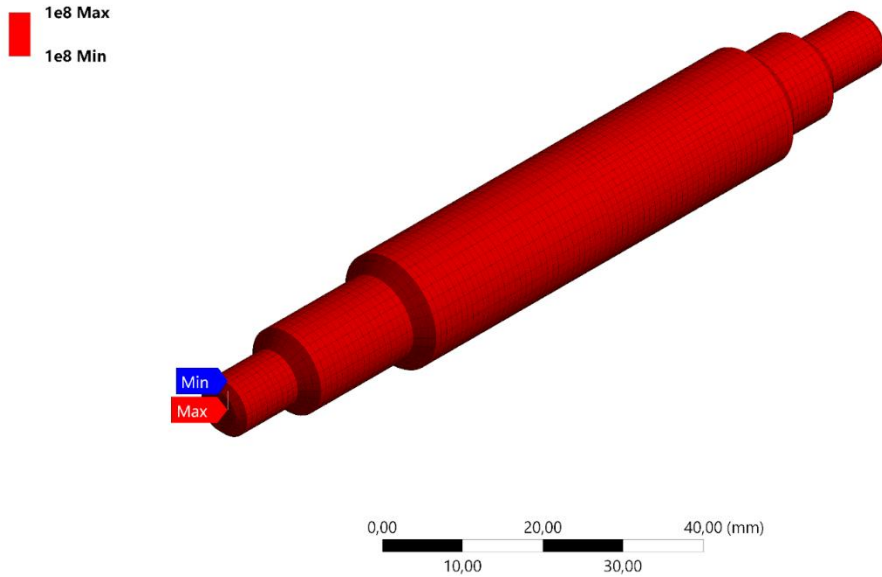
**A: rotor-shaft**  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 1  
13.06.2022 17:37



**Şekil 4.43 : Mil Toplam Deformasyon (Yan)**

Yapılan analizler sonucunda milin ömür hesapları elde edilmiştir. Milin minimum ömrünün  $1e8$  çevrim olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Bu sonuç isterleri karşılamaktadır. Analiz sonucu elde edilen görseller Şekil 4.44-4.49'da paylaşılmıştır.

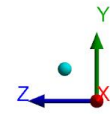
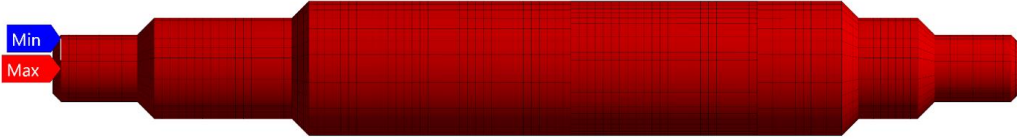
**A: rotor-shaft**  
Life  
Type: Life  
13.06.2022 17:34



**Şekil 4.44: Mil Ömür Analizi ( İzometrik Ön)**

A: rotor-shaft  
Life  
Type: Life  
13.06.2022 17:37

1e8 Max  
1e8 Min

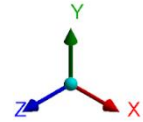
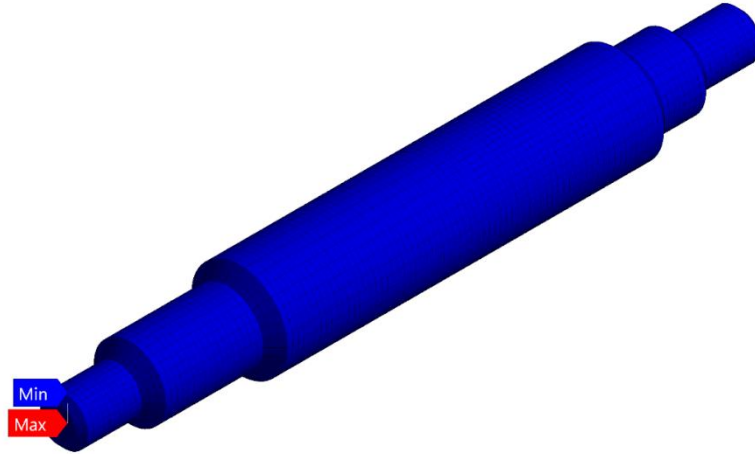


0,00 10,00 20,00 30,00 40,00 (mm)

Şekil 4.45: Mil Ömür Analizi ( Yan)

A: rotor-shaft  
Damage  
Type: Damage  
13.06.2022 17:34

10 Max  
10 Min

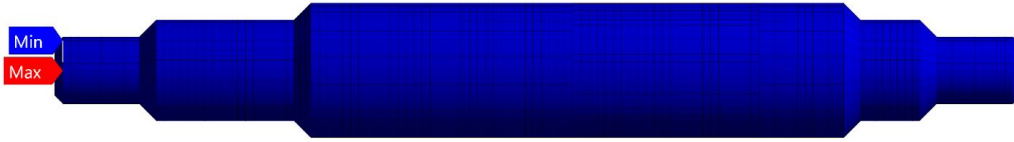


0,00 10,00 20,00 30,00 40,00 (mm)

Şekil 4.46: Mil Hasar Analizi ( İzometrik Ön)

A: rotor-shaft  
Damage  
Type: Damage  
13.06.2022 17:39

10 Max  
10 Min

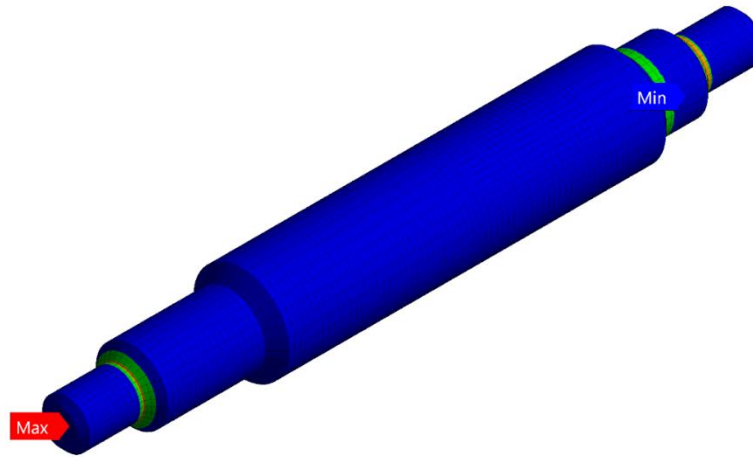


0,00 20,00 40,00 (mm)  
10,00 30,00

Şekil 4.47: Mil Hasar Analizi ( Yan )

A: rotor-shaft  
Safety Factor  
Type: Safety Factor  
13.06.2022 17:35

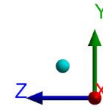
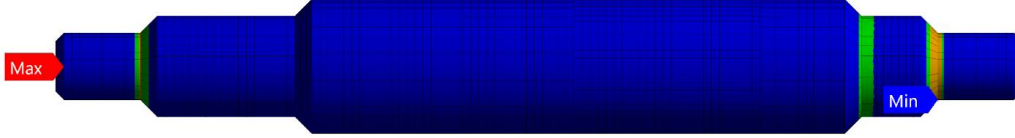
15 Max  
10  
2,1208 Min  
0



0,00 20,00 40,00 (mm)  
10,00 30,00

Şekil 4.48: Mil Güvenlik Katsayısı Analizi ( İzometrik Ön)

A: rotor-shaft  
Safety Factor  
Type: Safety Factor  
13.06.2022 17:39



Şekil 4.49: Mil Güvenlik Katsayısı Analizi ( Yan )

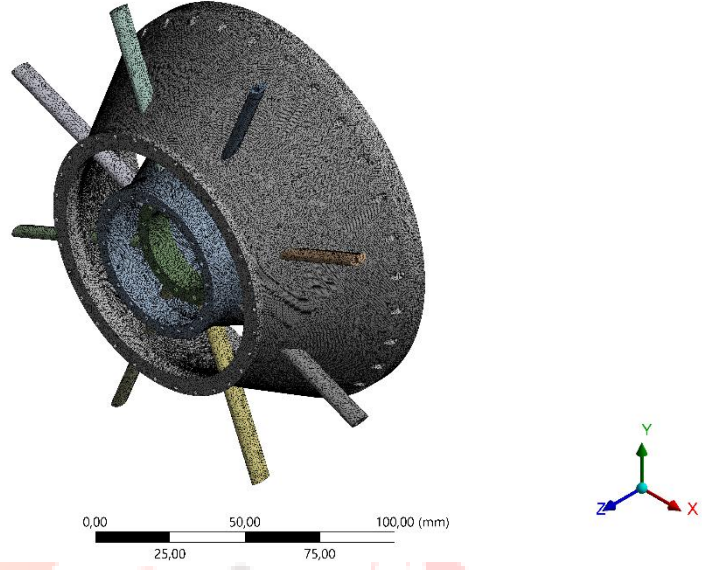
#### 4.4. Parça Bütünlüğü

İlk aşamada front frame Ansys Static Structural modülüne tanımlanmıştır. Ardından Haynes 188 malzemesinin özellikleri sisteme girilerek geometriye atanmıştır. Geometriye uygun mesh yapısı atılmıştır. Mesh atıldıktan sonra sınır şartları girilerek analiz yapılmıştır.

##### 4.4.1. Front Frame Mesh Yapısı

Geometri pek çok yüzeyden oluşmaktadır. Bunların bazıları eğimli bazıları da düz yapıdadır. Mesh kalitesinin yüksek olması için her yüzeye farklı büyüklüklerde ve sıklıklarda mesh atılmıştır. Parçaya atılan mesh yapısı ve mesh kalitesi Şekil 4.50'de ve Şekil 4.51'te verilmiştir.

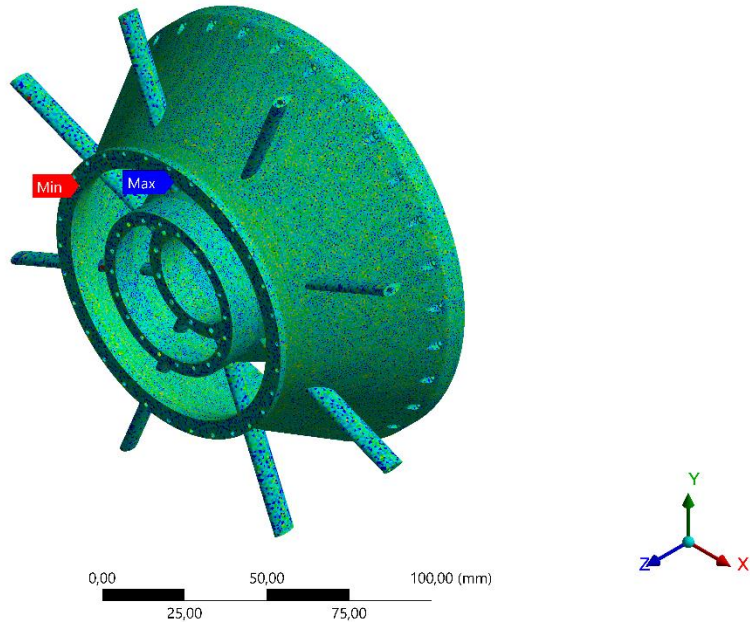
Mesh  
13.06.2022 21:57



Şekil 4.50: Front Frame Mesh Yapısı

Mesh  
Element Quality  
13.06.2022 21:58

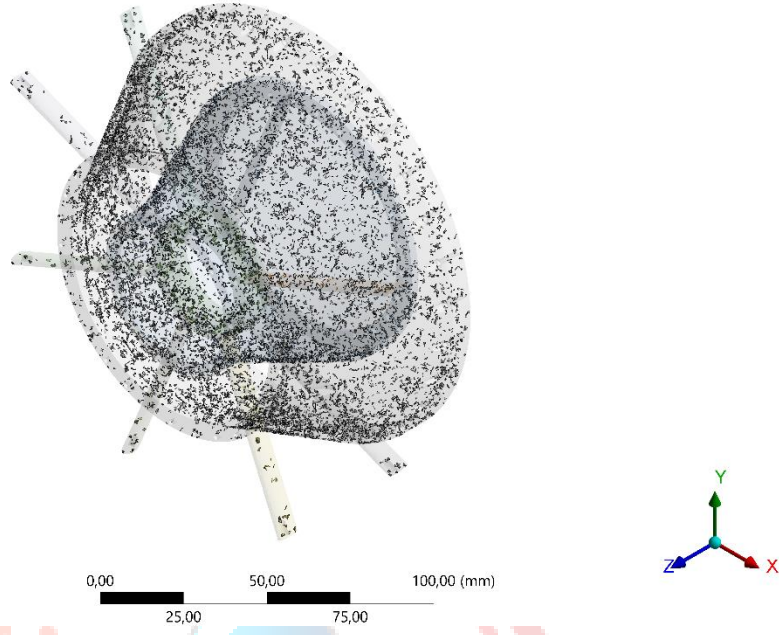
0,99948 Max  
0,90098  
0,80248  
0,70398  
0,60548  
0,50698  
0,40848  
0,30998  
0,21148  
0,11299 Min



Şekil 4.51: Front Frame Mesh Kalitesi

#### 4.4.1.1. Eleman Kalitesi (Element Quality) Dağılımı

Eleman kalitesi değerlendirmesi yapıldığında, değerlerin limit kriterleri sağladığı görülmüştür. Değerlerin detayları **Tablo 4.10**'te, değerlendirme kriterinin altında kalan elemanların dağılımı **Şekil 4.52**'de gösterilmiştir.



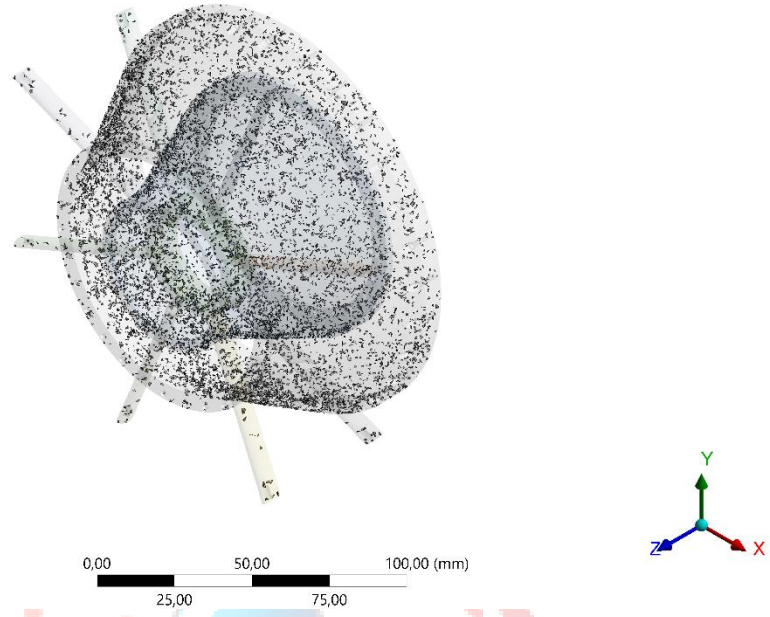
Şekil 4.52: Eleman Kalitesi <0,4 Olan Elemanların Dağılımı

Minimum	0,11299
Maximum	0,99948
Ortalama	0,72441
Değerlendirme Kriteri	>0,4 olmalı
Kriteri Sağlamayan Eleman Sayısı	17050
Kriteri Sağlayan Eleman Sayısı	1767612 (%99)

Tablo 4.10: Eleman Kalitesi

#### 4.4.1.2 Açıklık Oranı (Aspect Ratio) Dağılımı

Açıklık oranı değerlendirmesi yapıldığında, değerlerin limit kriterleri sağladığı görülmüştür. Değerlerin detayları Tablo 4.11’te, değerlendirme kriterinin altında kalan elemanların dağılımı Şekil 4.53’de paylaşılmıştır.



Şekil 4.53: Açıklık Oranı (Aspect Ratio) >5 Olan Elemanların Dağılımı

Minimum	1,1702
Maximum	26,849
Ortalama	2,2619
Değerlendirme Kriteri	<5 olmalı
Kriteri Sağlamayan Eleman Sayısı	12777
Kriteri Sağlayan Eleman Sayısı	1771885 (%99)

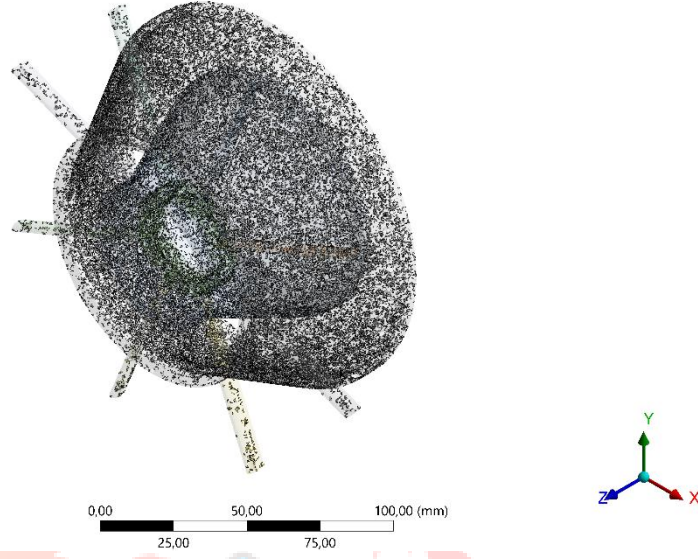
Tablo 4.11: Aspect Ratio (Açıklık Oranı)

#### 4.4.1.3. Eğrilik (Skewness) Dağılımı

Eğrilik (skewness) değerlendirmesi yapıldığında, değerlerin limit kriterleri sağladığı görülmüştür. Değerlerin detayları Tablo 4.12’de, değerlendirme kriterinin altında kalan elemanların dağılımı Şekil 4.54’de paylaşılmıştır.



Mesh  
13.06.2022 22:14



Şekil 4.54: Eğrilik (Skewness) >0,75 Olan Elemanların Dağılımı

Minimum	7,0885e-004
Maximum	0,99458
Ortalama	0,40959
Değerlendirme Kriteri	<0,75 olmalı
Kriteri Sağlamayan Eleman Sayısı	81795
Kriteri Sağlayan Eleman Sayısı	1702867 (%95)

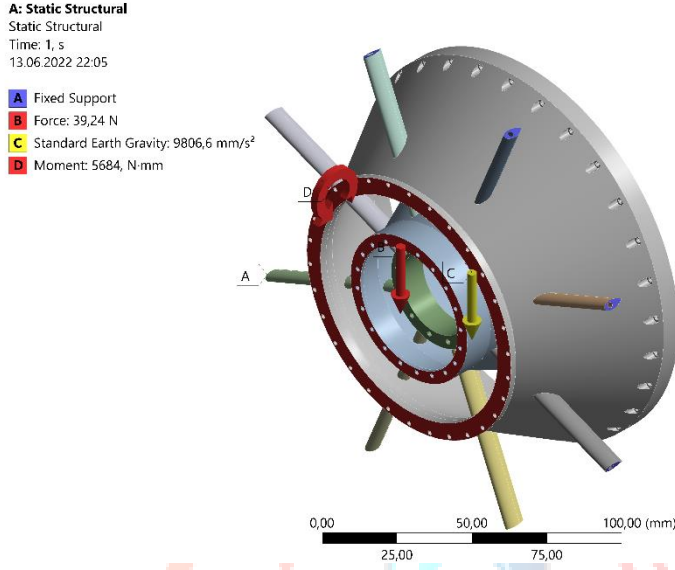
Tablo 4.12: Skewness (Eğrilik)

#### 4.4.2. Front Frame Analiz Sonuçları

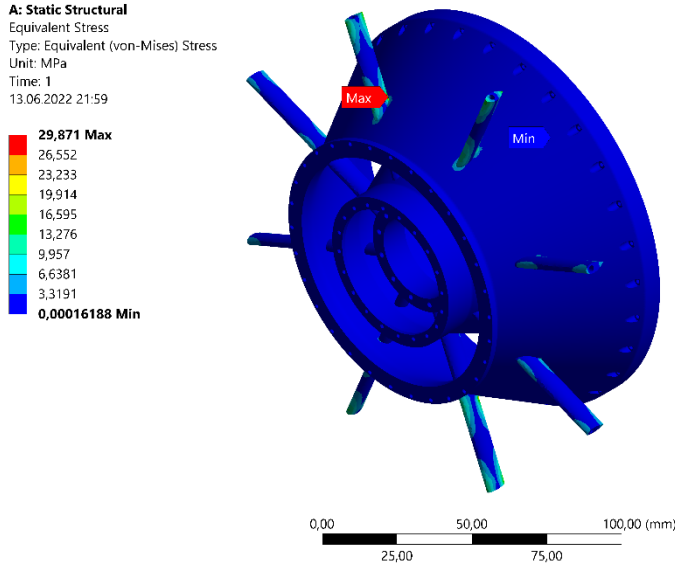
Yukarıda bahsedildiği gibi mesh yapısı atanan türbin stator parçasına Ansys Static Structural modülü ile sınır şartları girilerek analiz yapılmıştır. Sınır şartları Şekil 4.55’de verilmiştir. Elde edilen maksimum Equivalent (von-Mises) Stress değeri olan 29,87 MPa’ın



malzemenin akma gerilmesi olan 464MPa'dan düşük olduğundan ister sağlanmaktadır. Elde edilen analiz sonuçları Şekil 4.56'da ve Şekil 4.57'da gösterilmiştir.



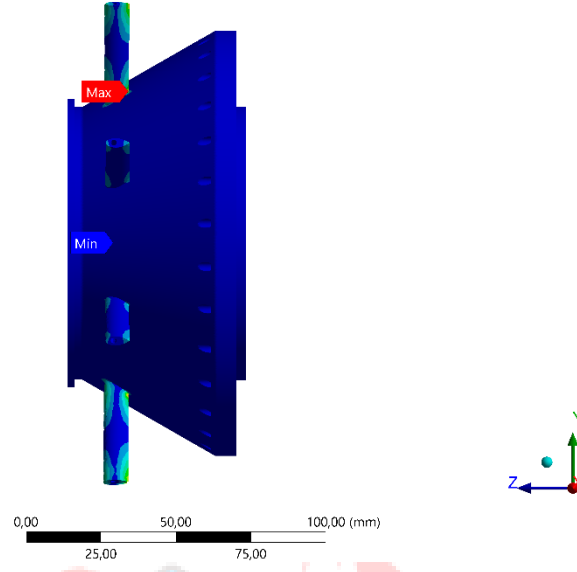
Şekil 4.55: Front Frame Static Structural Sınır Şartları



Şekil 4.56: Front Frame von-Mises Stress Analizi (izometrik Ön)

A: Static Structural  
Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
13.06.2022 22:06

19,984 Max  
17,764  
15,544  
13,324  
11,104  
8,8834  
6,6633  
4,4431  
2,2229  
0,0027278 Min

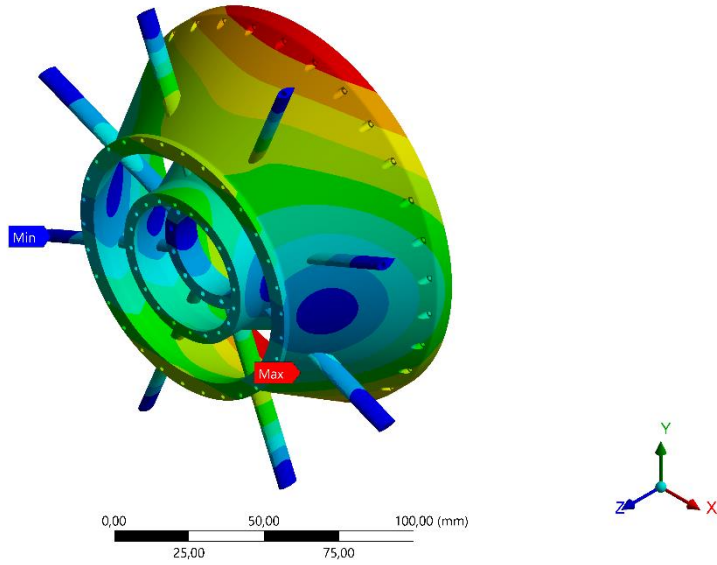


Şekil 4.57: Front Frame von-Mises Stress Analizi (Yan)

Yapılan analiz sonucunda elde edilen maksimum deformasyonun 0,0064559 mm olduğu görülmüştür. Toplam deformasyon için elde edilen analiz sonuçları Şekil 4.58'de ve Şekil 4.59'de gösterilmiştir.

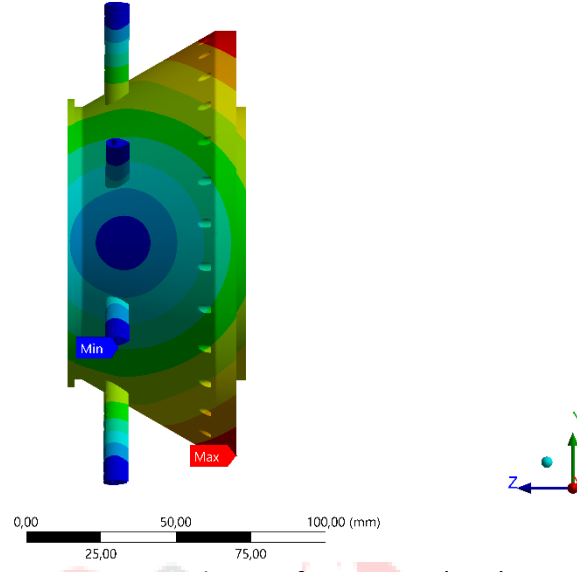
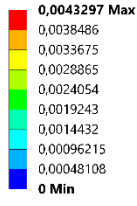
A: Static Structural  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 1  
13.06.2022 22:00

0,0064559 Max  
0,0057386  
0,0050213  
0,004304  
0,0035866  
0,0028693  
0,002152  
0,0014347  
0,00071733  
0 Min



Şekil 4.58: Front Frame Toplam Deformasyon (İzometrik Ön)

**A: Static Structural**  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 1  
13.06.2022 22:06



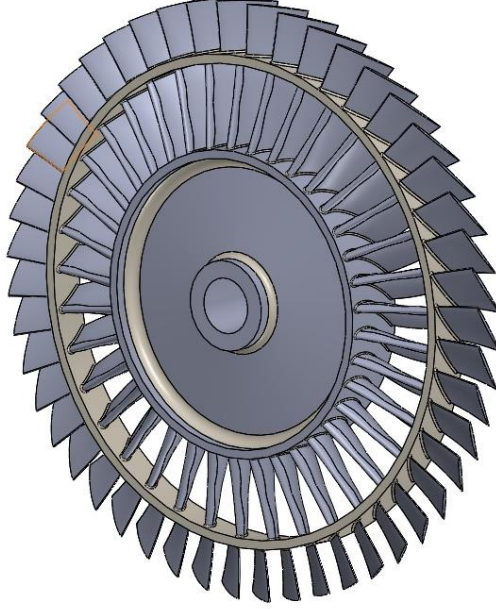
**Şekil 4.59: Front Frame Toplam Deformasyon (Yan)**

Burada tasarladığımız front frame'in çekirdek motor ile aft-fan modülünü sorunsuz biçimde birbirine bağladığı analizler sonucunda anlaşılmıştır.



## 5. MALZEME VE İMALAT YÖNTEMİ

### 5.1. Aft-Fan Rotor Malzeme Seçimi ve İmalat Yötemi



**Şekil 5.1:** Aft-Fan Rotor

Tasarlanmakta olan aft-fan rotorunun alt bıçakları şekilde görüldüğü gibi çekirdek motorun HP türbininden gelen sıcak hava ile çalışırken üst bıçakları ise dış hava koşullarına sahip soğuk hava ile çalışır. Türbinde genleşme sağlanırken fanda sıkıştırma işlemi gerçekleşir. Yüksek sıcaklıkta çalışan türbin, modülün çalışma ömrü fazla olmadığı için soğutma işlemi yapılmayacaktır. Soğutma işlemi yapılmadığı için üretilecek olan bu aft-fan rotorunun türbin bölümü yüksek sıcaklığa dayanmak zorundadır.

Tasarlanan rotor hem yüksek devirlerde hem de yüksek sıcaklıklarda çalışacaktır. Bu çalışma şartlarında türbin, yüksek/düşük çevrim yorulması, sürünme, korozyon gibi istenmeyen durumlara maruz kalacaktır bu yüzden türbinde bu etkilere karşı dayanıklı malzeme kullanılması gerekmektedir.

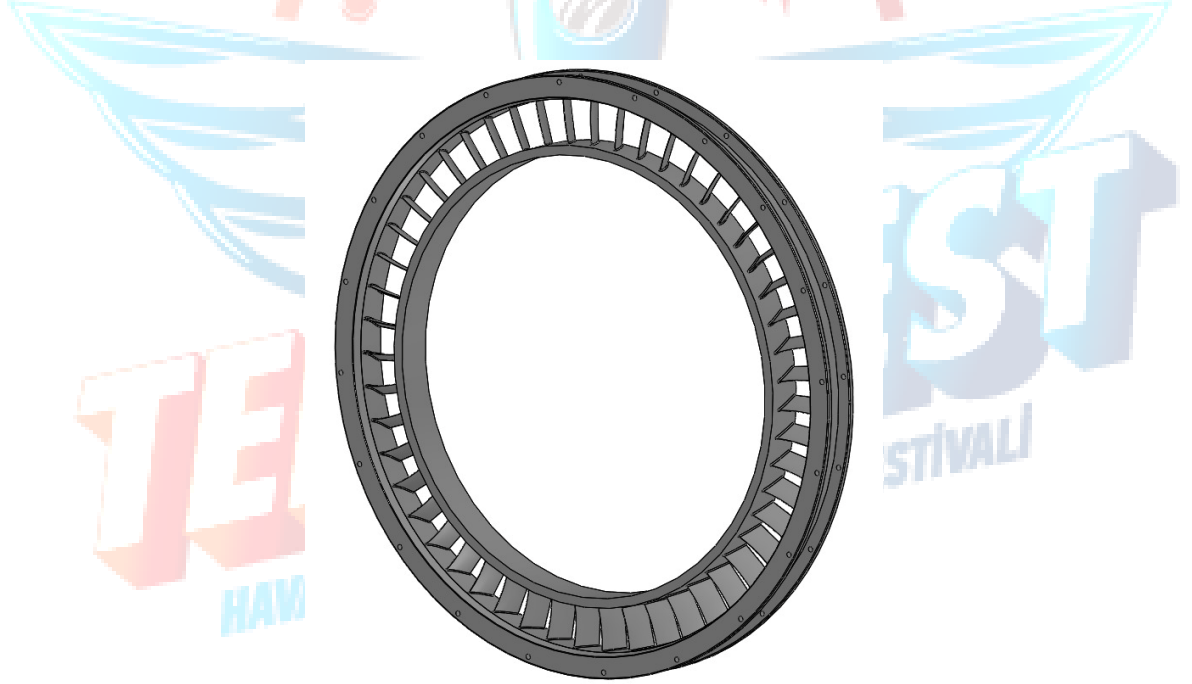
Yapmış olduğumuz literatür araştırmaları sonucunda türbin için iki malzeme göz önüne alınmıştır. İki malzeme de nikel bazlı süper alaşımlardan olan MarM247LC ve Inconel939'dur. MarM247LC ve Inconel939'un özellikleri karşılaştırıldığında daha iyi sürünme ve oksidasyon direncine sahip olan ve yüksek yüzey stabilitesinin gerekli olduğu yerlerde çalışabilen MarM247 seçilmiştir. Ayrıca çok yüksek sıcaklıklarda ve yüksek mekanik gerilmelerin olduğu yerlerde kullanılabilirler.

Türbin ve fan bıçaklarının birbirine bağlı ve yekpare olduğu aft-fan rotorunun üretim yöntemini belirlemek için talaşlı imalat, eklemeli imalat ve döküm yöntemleri

incelenmiştir. İmal edilecek olan rotoru, bıçak-disk yöntemi ile değil, yekpare halde blisk olarak imal edilmesine karar verilmiştir. MarM247 malzemesinin işlenebilirliği düşük olduğundan ve rotoru yekpare olarak üretilecek olmasından talaşlı imalat ile üretilmesinin zor olacağı düşünülmüştür. Hassas döküm, talaşlı imalat yöntemleriyle imali zor veya bazen imkansız olan ince cidarlı ve kompleks şekilli parçaların imalatını mümkün kılmaktadır. Hassas döküm tekniğinde dökülen parçalar, dış korozyon etkilere dayanıklı olup, kullanım ömrü uzundur. Daha küçük tane yapısı ve dağılımı ile daha yüksek mukavemet elde edilmesi mümkündür. Bu imalat yöntemi ile malzeme kırılmaya, çatlamaya, çizilmeye veya termal şoklarda son derece dayanım göstermektedir. Üretilen parça maksimum 200 mm çapında bir boyuta sahip olacağından hassas döküm yönteminin daha uygun olacağına karar verilmiştir.

Malzeme özelliklerinden biri olan ısı iletim katsayısı-sıcaklık grafiği Ref. [30]'da belirtilen tabloda gösterilmiştir. Termal analiz hesaplamalarında kullanılmış olan ısı iletim katsayıları bu grafik kullanılarak seçilmiştir.

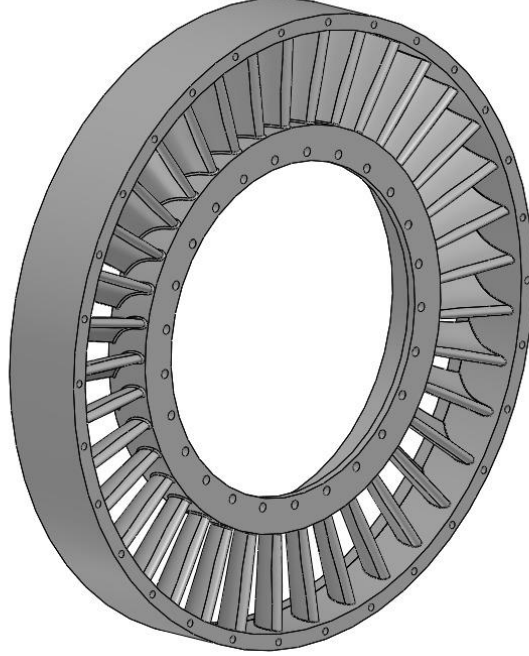
## 5.2. Fan Stator Malzeme Seçimi ve İmalat Yöntemi



**Şekil 5.2:** Fan Stator

Fan statoru hareketsiz bir parçadır ve yüksek sıcaklıkta çalışmaz fakat fan statorun iç bölgesinden sıcak hava geçmektedir. Bu nedenle yüksek sıcaklıklara dayanan bir malzeme seçilmelidir. Fan stator malzemesi için Inconel625 seçilirken, aft-fan rotor imalat yöntemi seçiminde belirtildiği gibi fan stator imalatı için de hassas döküm uygun görülmüştür.

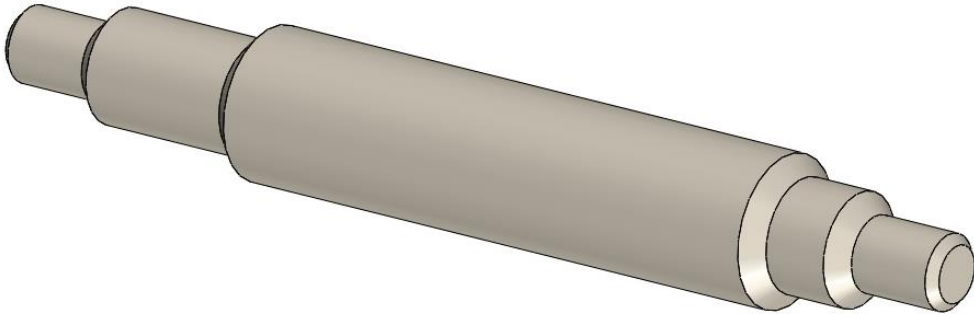
### 5.3. Türbin Stator Malzeme Seçimi ve İmalat Yöntemi



**Şekil 5.3:** Türbin Stator

Türbin stator imalatında kullanılacak olan malzeme de MarM247 olarak seçilmiştir. Aft-fan rotor da belirtilen nedenlerden dolayı türbin statorunun imalatının da hassas döküm yöntemi ile yapılması uygun görülmüştür.

### 5.4. Mil Malzeme Seçimi ve İmalat Yöntemi



**Şekil 5.4:** Mil

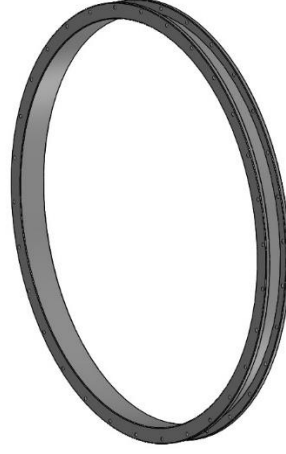
Mil için malzeme seçerken yüksek devirde meydana gelen streslere karşı dayanıklı olması göz önüne alınır. Yapılan araştırmalar sonucunda havacılık sektöründe kullanılan mil malzemeleri genel olarak nikel bazlı süper alaşımlardan seçilmektedir. Mil için, yaygın olarak kullanılan nikel bazlı süper alaşımlardan yüksek mukavemete sahip olması, işlenebilirliğinin çok zor olmaması ve yüksek sıcaklıklarda mekanik özelliklerini koruyabiliyor olması sebebiyle Inconel718 malzemesini seçilmiştir. Inconel718'in yoğunluğu, mekanik ve termal özellikleri Tablo 5.1'de verilmiştir.

Mil imalat yöntemi olarak CNC torna tezgahının kullanılması uygun görülmüştür. CNC torna tezgahları, dönen bir iş parçası üzerinden kesici bir takım vasıtasıyla talaş kaldırma işlemi yapan bilgisayar destekli sayısal kontrollü takım tezgahlarıdır. CNC tezgahlarda üretim daha hassas, kaliteli, ekonomik ve seri olmaktadır. Böylece mil imalatında CNC torna tezgahı kullanılmasına karar verilmiştir.

<b>Yoğunluk (g/cc)</b>	<b>8,19</b>
<b>Çekme Mukavemeti (MPa)</b>	<b>1375</b>
<b>Akma Mukavemeti (MPa)</b>	<b>1100</b>
<b>Uzama Miktarı (%)</b>	<b>25</b>
<b>Isıl İletim Katsayısı (W/m.K)</b>	<b>11.4</b>
<b>Erime Noktası (°C)</b>	<b>1260-1336</b>

**Tablo 5.1:** Inconel718 Fiziksel ve Mekanik Özellikleri 1

## 5.5. Fan Shroud Malzeme Seçimi ve İmalat Yöntemi



Şekil 5.5: Fan Shroud

Yapılan literatür araştırmaları sonucu shroudtaki sıcaklık ve basınç değerlerini karşılayabilecek en uygun malzemenin Al7075 olduğuna karar verilmiştir. Al7075'in yoğunluğu, mekanik ve termal özellikleri Tablo 5.2'de verilmiştir.

Yoğunluk (g/cm <sup>3</sup> )	2.8
Çekme Mukavemeti (MPa)	460
Akma Mukavemeti (MPa)	385
Uzama Miktarı (%)	8
Isıl İletim Katsayısı (W/m.K)	130-160
Erime Noktası (°C)	640
Elastisite Modülü(GPa)	71
Özgül ısı kapasitesi (J/kg-K)	870

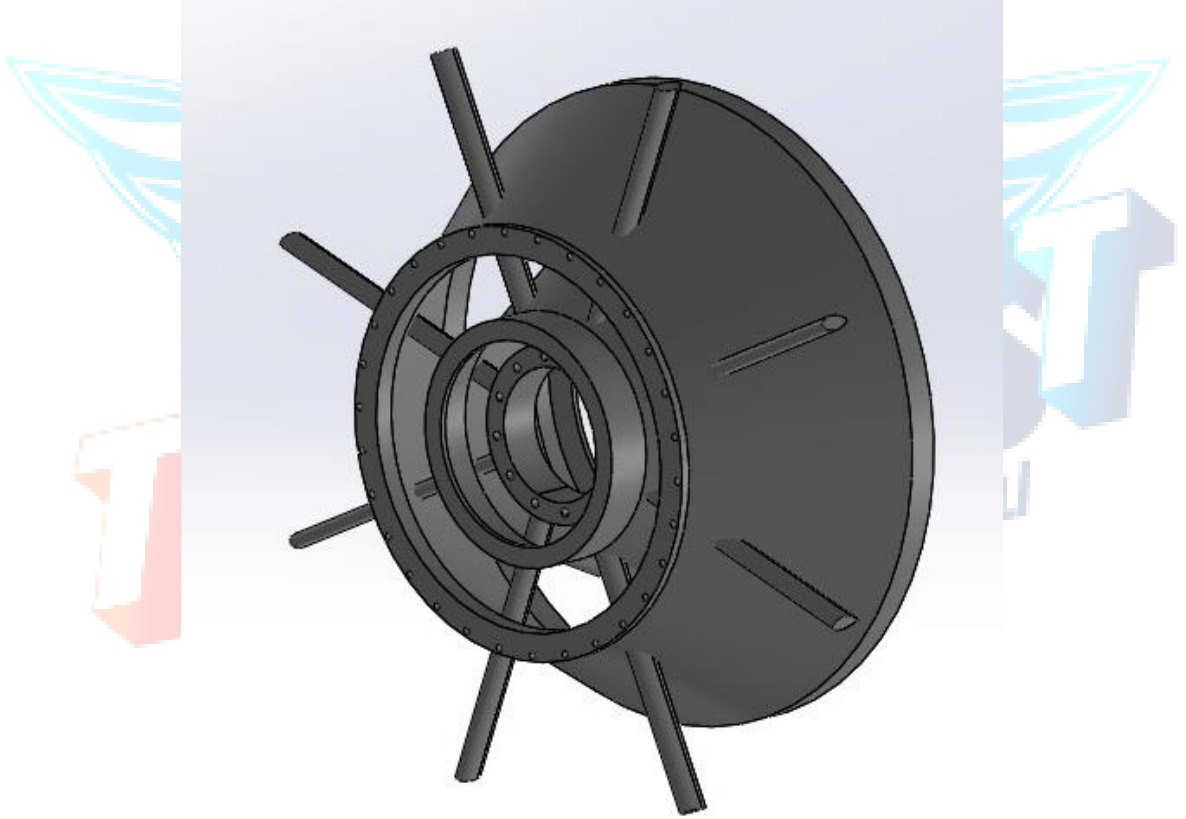
Tablo 5.2: Al7075 Fiziksel ve Mekanik Özellikleri



Malzemenin kullanılacağı parçanın boyutlandırması ve Tablo 5.2de verilen malzeme özellikleri dikkate alınarak shroud imalatında sıvama ve CNC dikey işleme yöntemlerinin kullanılması uygun bulunmuştur. CNC dik işleme, kesici takımlar yardımıyla katı bir bloktan (iş parçasından) malzeme çıkartılması esasına dayanmaktadır. Bu yöntem ile bağlanan iş parçası üzerinde çok fazla operasyon (delik, kılavuz, diş, paht, radyus, vs.) gerçekleştirilmektedir. Böylece hassas toleranslarda ve mükemmel yüzey kalitesinde parçalar elde edilebilir.

## 5.6. Front Frame Malzeme Seçimi ve İmalat Yöntemi

Yapılan literatür araştırmaları sonucu front frame'deki sıcaklık ve basınç değerlerini karşılayabilecek en uygun malzemenin Haynes188 olduğuna karar verilmiştir.



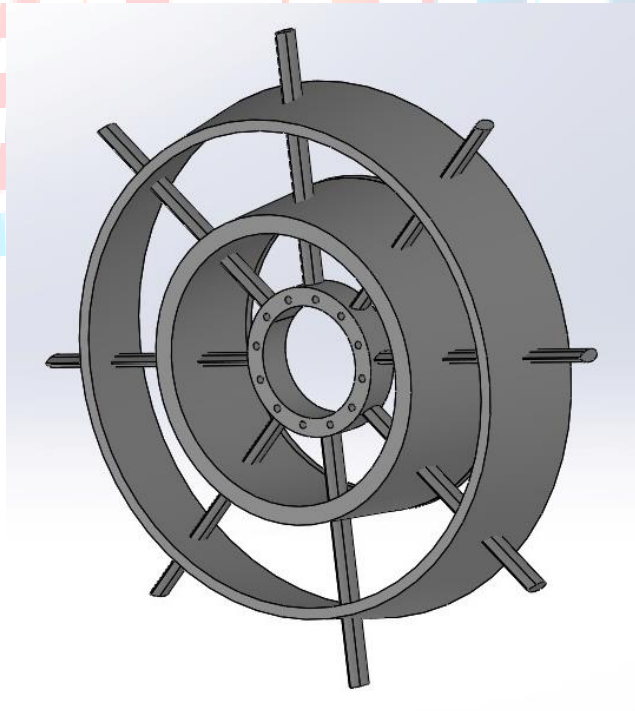
**Şekil 5.6:** Front Frame

Yoğunluk (g/cm <sup>3</sup> )	9.14
Çekme Mukavemeti (MPa)	963
Akma Mukavemeti (MPa)	446
Uzama Miktarı (%)	55
Isıl İletim Katsayısı (W/m.C)	10.4
Erime Noktası (°C)	1315-1410
Elastisite(GPa)	69

**Tablo 5.3:** Haynes188 Fiziksel ve Mekanik Özellikleri

Malzemenin kullanılacağı parçanın boyutlandırması ve Tablo 5.3'te verilen malzeme özellikleri dikkate alınarak front frame imalatının hassas döküm ile yapılması uygun görülmüştür. Transient duct kısmında bulunan delikler ise hassas döküm ile yapılan imalat sonucu meydana gelmektedir.

### 5.7. Rear Frame Malzeme Seçimi ve İmalat Yöntemi



### Şekil 5.7: Rear Frame

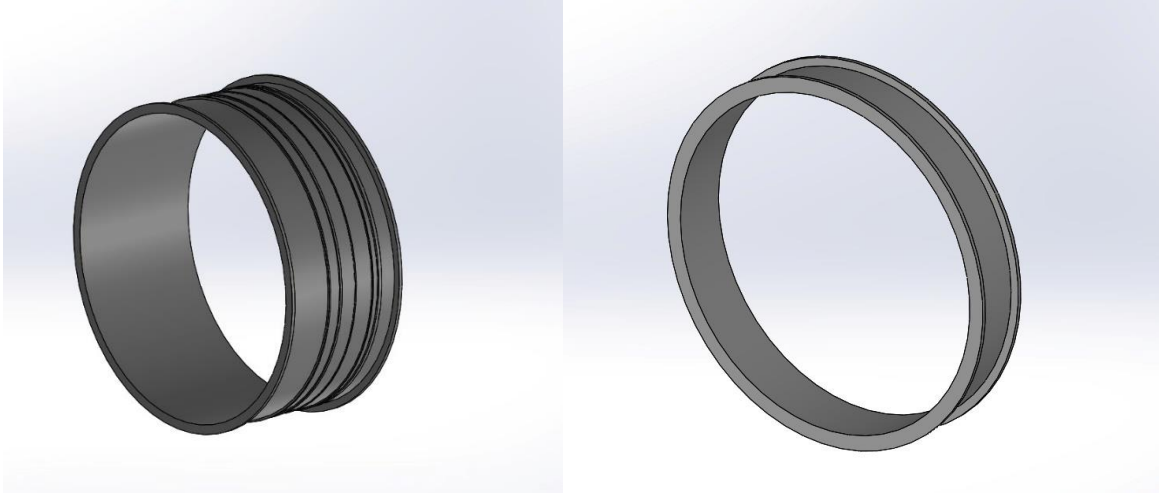
Yapılan literatür araştırmaları sonucu rear frame'deki sıcaklık ve basınç değerlerini karşılayabilecek en uygun malzemenin Inconel939 olduğuna karar verilmiştir.

<b>Yoğunluk (g/cm<sup>3</sup>)</b>	8.15
<b>Çekme Mukavemeti (MPa)</b>	1520
<b>Akma Mukavemeti (MPa)</b>	1130
<b>Uzama Miktarı (%)</b>	11
<b>Sertlik (HRC)</b>	48

**Tablo 5.4:** Inconel939 Fiziksel ve Mekanik Özellikleri

Malzemenin kullanılacağı parçanın boyutlandırması ve Tablo 5.4'te verilen malzeme özellikleri dikkate alınarak rear frame imalatının hassas döküm ile yapılması uygun görülmüştür.

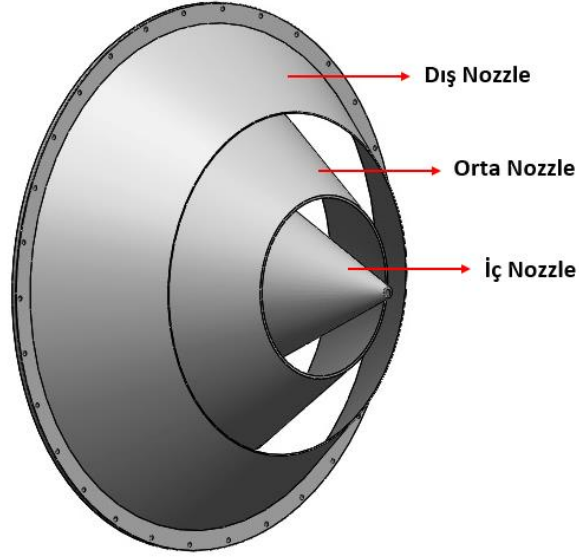
### 5.8. Front Case ve Rear Case Malzeme Seçimi ve İmalat Yöntemi



**Şekil 5.8:** Front Case ve Rear Case

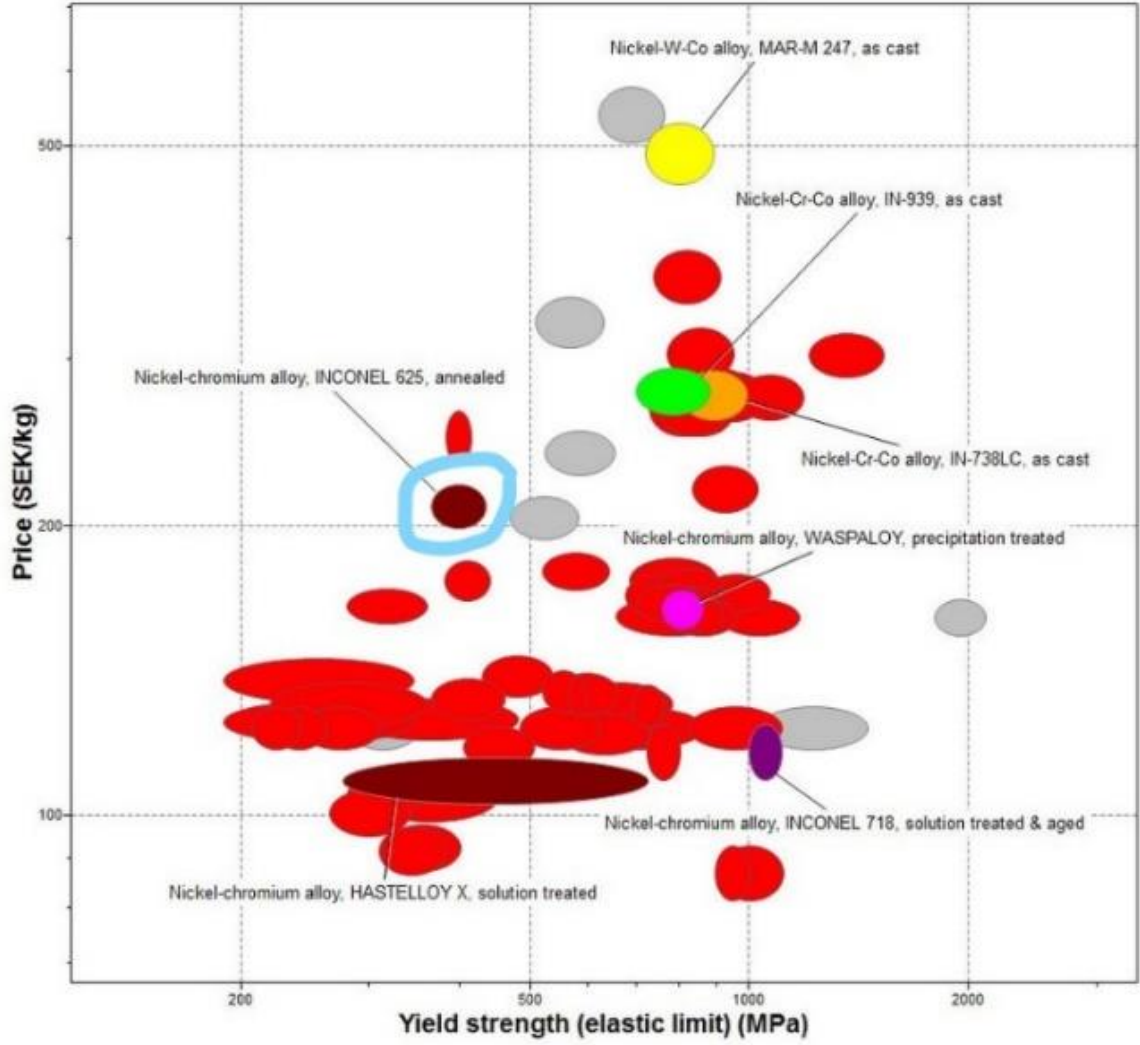
Front case ve rear case imalatında kullanılacak olan malzeme de Al7075 olarak seçilmiştir. Malzemenin kullanılacağı parçanın boyutlandırması ve Tablo 5.2'de verilen malzeme özellikleri dikkate alınarak front case ve rear case imalatının daha önce bahsedilen imalat yöntemlerinden sıvama ile yapılması uygun görülmüştür.

## 5.9. Nozzle Malzeme Seçimi ve İmalat Yöntemi



Şekil 5.9: İç-Orta-Dış Nozzle

Nozzle malzemesinin seçiminde dikkat edilen en temel özellikler kolay şekillenebilmesi, yüksek sıcaklıklara dayanabilmesi, üretim ve malzeme maliyetinin uygun fiyatlı olmasıdır. Bunun için yine süper alaşımlardan nikel bazlı alaşımlar incelenmiştir. Literatür araştırmaları ve Teknofest 2021 Jet Motor Tasarım Yarışması finalist takımı CF-Design takımının detay tasarım raporunun da incelenmesinin ardından CF-Design takımının da bizim gibi nozzle için Inconel625 malzemesini kullanıldığı görülmüştür. Nozzle'ın iç ve orta bölümlerine Inconel625 ve dış bölümünde daha hafif bir malzeme olan Al7075 kullanılması uygun görülmüştür. Al7075'in malzeme özellikleri Tablo 5.2'de belirtilmiştir. Nikel bazlı süper alaşımlar için Şekil 5.10'daki ASHBY Maliyet Mukavemet grafiği incelenmiştir.



Şekil 5.10: ASHBY Maliyet Mukavemet Grafiği

Özellik/ Sıcaklık (°C)	20	204	427	649	871	982
Termal İletkenlik (W/M°C)	10	12.6	15.7	19	22.8	25.3
Poisson's Oranı	0.308	0.312	0.313	3.328	0.33	0.33
Elastiklik Modülü (GPa)	205	195	185	170	146	129
Termal Genleşme (E- 06m/mm °C)	12.8	13.1	13.7	14.8	15.8	17.3

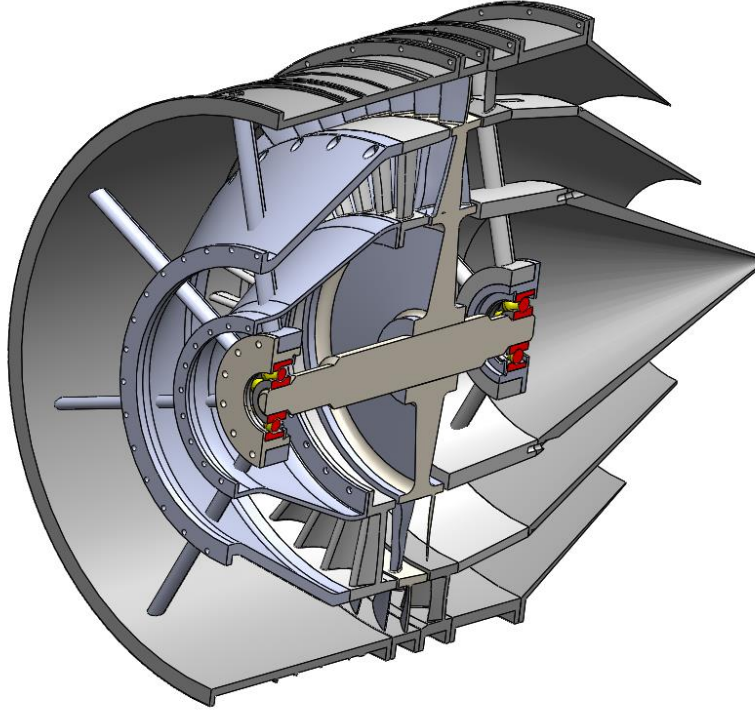
Tablo 5.5: Inconel625 Fiziksel ve Mekanik Özellikleri 2

Inconel625'in yukarıda belirtilen özellikleri, çalışma koşullarında beklenen malzeme davranışlarını yeterli seviyede karşılamaktadır. Lülenin imalat yöntemi için sac şekillendirme yöntemlerinden olan derin çekme, sıvama ve haddeden geçirme yöntemleri incelenmiştir. Sıvama ile imalat, sac veya boru biçimli malzemelerin kendi eksenleri etrafında döndürülürken çeşitli takımlar ile uygulanan kuvvetler vasıtasıyla şekillendirilerek gerçekleştirilir. Bu yöntemlerden, hem maliyet açısından hem de parçada kaynak bağlantısını içeren bir yapının olmasını tercih edilmediğinden lüle için sıvama ile imalat yöntemi seçilmiştir.



## 6. MİL TASARIMI VE RULMAN SEÇİMİ

Aft-fan modülünün termodinamik ve aerodinamik performans hesaplamalarının ardından ve mekanik hesaplamaları yapılmıştır. Mekanik tasarımda rulman ve mil üzerindeki kuvvetler incelenmiştir



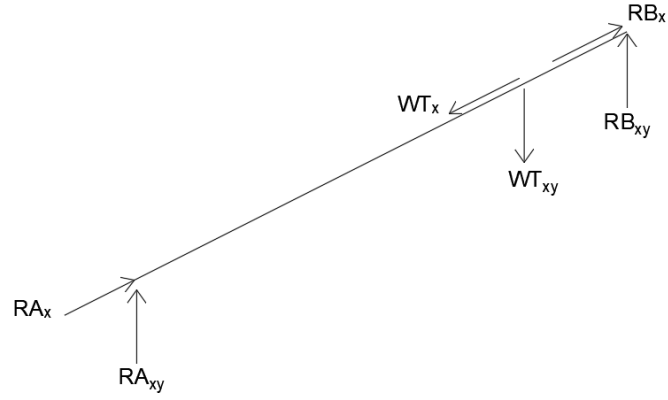
Şekil 6.1: Af-Fan Modülü Detaylı Gösterimi

### 6.1. Mil Tasarımı

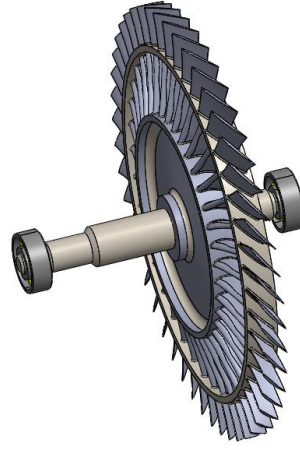
Mil tasarımı yapılırken radyal kuvvetler nedeniyle kritik noktada oluşan moment değerleri kullanılmıştır. Aksenal kuvvetler mil üzerinde moment oluşumuna sebep olamayacağından hesaplamalara dahil edilmemiştir. Yapılan hesaplamalar sonucunda kritik noktanın türbinin komponentlerinden biri olan aft-fan rotorunda olduğu belirlenmiştir. Yapılan işlemler sonucu, türbin rotoruna etkiyen radyal kuvvet hesaplanmış, elde edilen değerler kullanılarak kuvvet-moment diyagramları çizilmiştir.

#### 6.1.1. Radyal Yük Hesaplamaları

Türbin radyal yükünü, ağırlık ve imalat kaynaklı hatalardan meydana gelebilecek dengesizlik kuvveti oluşturmaktadır.



Şekil 6.2: Mil Kuvvet Dağılımı



Şekil 6.3: Aft-Fan Rotor – Mil

#### 6.1.1.1. Türbin Radyal Kuvvet Hesabı

Aft-fan rotoruna etkiyen ağırlıktan kaynaklanan radyal kuvvet hesabı **Tablodaki** değerler kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

Kütle, m (g)	851,36
Hacim, v (mm <sup>3</sup> )	103824,58
Yoğunluk, $\rho$ (kg/cm <sup>3</sup> )	8200

**Tablo 6.1:** Aft-Fan Rotoru Kütle, Hacim ve Yoğunluk Değerleri



Aft-fan rotorunun ağırlığı yerçekimi ivmesinin değeri  $9,81 \text{ m/s}^2$  için,

$$W_T = m * g \quad W_T = 8,348 \text{ N}$$

Aft-fan rotoruna etkiyen dengesizlikten kaynaklanan radyal kuvvet hesabında üretimden kaynaklı kütle ( $m = 0.0005 \text{ kg}$ ), açısal hız ( $w = 4188 \text{ rad/s}$ ) ve aft-fan rotor yarıçap ( $R \cong 0,09 \text{ m}$ ) değerleri kullanılmıştır.

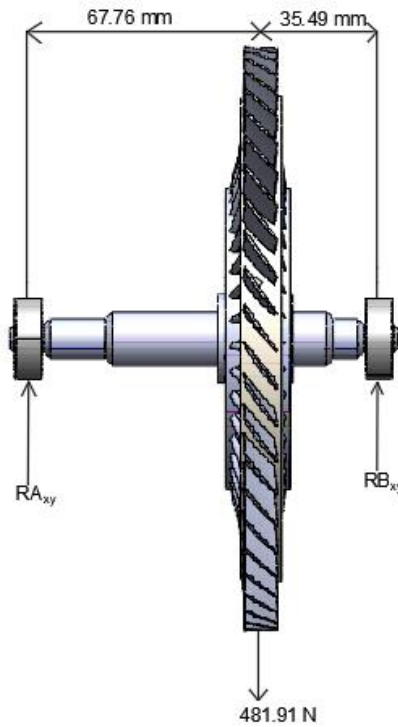
$$F_{dengesizlik} = m * w^2 * R \quad F_{dengesizlik} = 473,56 \text{ N}$$

Net türbin radyal kuvveti,

$$\sum F_{radyal} = W_T + F_{dengesizlik} \quad \sum F_{radyal} = 481,91 \text{ N}$$

### 6.1.1.2. Rulmanlara Etkiyen Radyal Kuvvetler

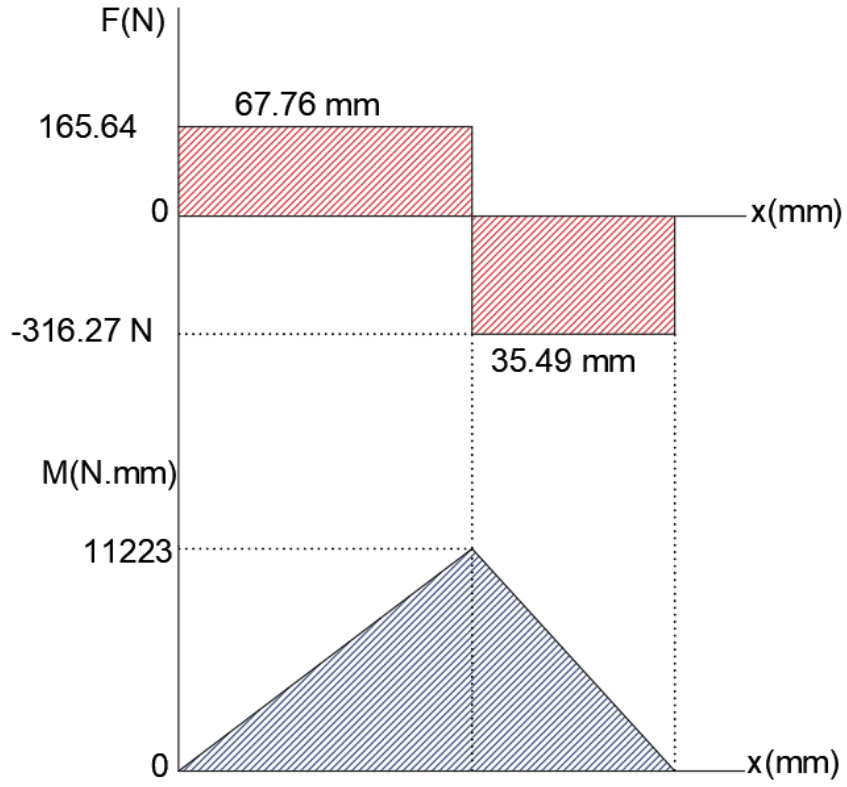
Aft-fan rotoruna etkiyen radyal kuvvetler (şekil), rulmanlara etkiyen radyal kuvvetlere sebep olmaktadır. Rulmanlara etkiyen radyal kuvvetler, kuvvet ve moment dengesi ile hesaplanmış, kuvvet-moment diyagramı şekildeki gibi çizilmiştir.



Şekil 6.4: Rulmanlara Etkiyen Radyal Kuvvetler

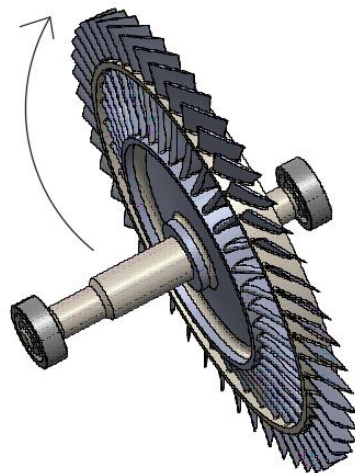
$$\sum M_B = 0 \quad ; \quad RA_{xy} = 165,64 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \quad ; \quad RB_{xy} = 316,27 \text{ N}$$



Şekil 6.5: Rulmanlara Etkiyen Radyal Kuvvet-Moment Diyagramı

### 6.1.1.3. Mil Üzerindeki Tork Hesabı



### Şekil 6.6: Aft-Fan Rotor – Mil'e Uygulanan Tork

Yapılan performans hesaplamaları sonucu alçak basınç türbininin, çekirdek motorda bulunan alçak basınç kompresörünü çevirebilmesi için gerçekleştirilmesi gereken iş 53 kW olarak hesaplanmıştır.

$$H = T * w \quad T = 12655 N * mm$$

#### 6.1.2. Mil Çapı Hesabı

Mil çapı hesaplanırken, Ref. [4]'teki anlatım baz alınmıştır. Şaftta kritik nokta hesabı yapılarak kritik noktanın üzerinde olduğu rotor bölgesinin mil çapı hesaplanmıştır. Kademeli şaft tercih edildiği için rulmanların oturacağı mil çapı da hesaplanmıştır. Şaftın uzunluğu, kademe oranları, kademe sayısı ve rotorun şaft üzerindeki konumu daha önce anlatılan rotor dinamiği analizi başlığı altında Dyrobes uygulaması kullanılarak belirlenmiş, gerçekleştirdiğimiz hesaplarla da doğruluğu teyit edilmiştir

#### Kritik Nokta

Kritik nokta, şaftın üzerinde maximum momentin olduğu noktadır. Yapılan hesaplamalar sonucu kritik nokta rotor bölgesi olarak belirlenmiştir. İki rulman ve bir rotorun olduğu şaft sisteminde kritik noktanın sabit parçalar üzerinde olma imkanı olmadığı bilinerek kritik noktanın rotor üzerinde olduğu kesinleştirilmiştir.

Kritik noktanın rotor bölgesine etkileyen radyal kuvvet sonucu oluşan toplam moment değeri,

$$\sum M = \sqrt{WT_{xy}^2}$$

$$WT_{xy} = 11223 N * mm$$

$$\sum M = 11223 N * mm$$

$$T = 12655 N * mm$$

Daha önce mil malzemesi Inconel718 seçilmişti. Inconel718 için akma mukavemeti **denklemden**  $S_y = 1100$  MPa olarak elde edilir. Mil çapı ise 16 mm tahmini değer olarak kabul alınmıştır. Bu değer kullanılarak tensile bending stress, torsional stress ve von misses stress değerleri elde edilmiştir.

$$\sigma_x = \frac{32 * M}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_x = 28 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad \tau_{xy} = 15,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2} \quad \sigma' = 39 \text{ MPa}$$

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad n = 28$$

Havacılık sektörü için öngörülen güvenlik katsayısı 1.5 olduğundan, aldığımız 16 mm mil çapı değeri sonucunda hesaplanan Inconel718 malzeme akma mukavemetinin toplam von misses stressine bölünmesiyle elde edilen güvenlik katsayısı sonucu rotor bölgesinden geçem milin çapı 16 mm olarak alınabilir. Elde edilen güvenlik katsayısı değeri (n=28) standartların çok üzerindedir. Bunun sebebi seçilen mil malzemesinin termal, yapısal ve rotor dinamiği analizlerinde istenilen kriterlerin karşılamasıdır. Mil çapı ve uzunluğu dikkate alındığında elde edilen güvenlik katsayısına rağmen üretim maliyeti olarak çok büyük değerlere ulaşmayacağı öngörülmektedir.



Şekil 6.7: Kademeli Mil Çapları

$$\frac{D_1}{D_0} = 1,5 \quad \frac{D_2}{D_0} = 2$$

$$D_2 = 16 \text{ mm} \quad D_1 = 12 \text{ mm} \\ D_0 = 8 \text{ mm}$$

Rulmanların yerleştirileceği shaft kademelerinin çapı 8 mm olarak hesaplanmıştır.

## 6.2. Rulman Tasarımı

### 6.2.1. Rulman Seçimi

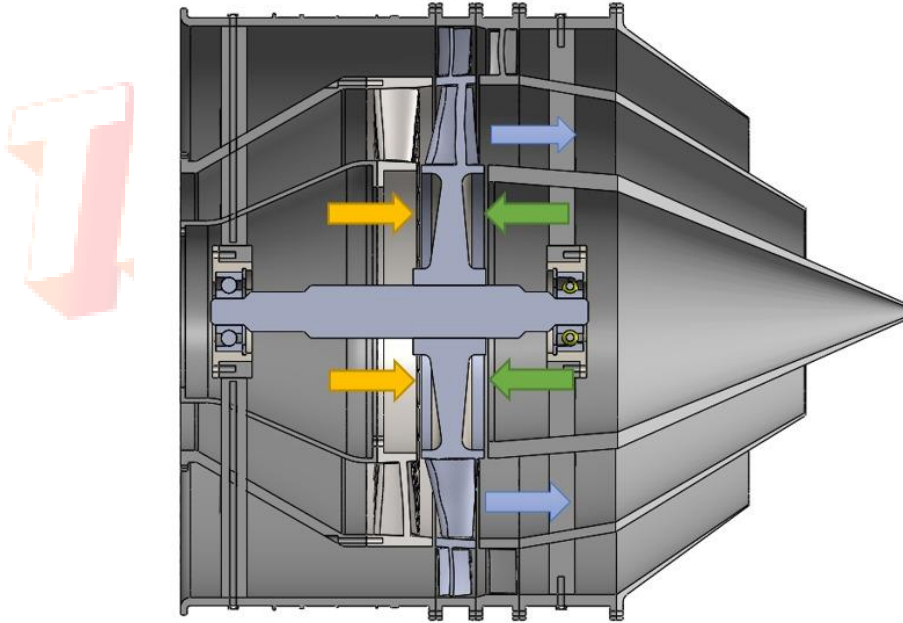
Rulmanlar dönen parçalarla sabit parçalar arasında kuvvet iletimini sağlayan düşük sürtünmeli yapılardır. Rulmanların silindirik, makaralı, bilyeli, konik ve iğneli rulman gibi birçok çeşidi vardır. Rulmanlar aksenal ve radyal kuvvetlere maruz kalabilirler.

Aft-fan tasarımında özdeş iki adet rulman kullanılması uygun görülmüştür. İlk rulman shaftın solundaki yüksek basınç türbini tarafında, ikinci rulman ise shaftın sağındaki nozzle tarafında bulunmaktadır. Aft-fan tasarımında kullanılması gereken rulmanlar mil ve türbin-fan yapısının ağırlığı nedeniyle radyal, türbin-fan yapısının ürettiği itki nedeniyle de aksel kuvvetlere maruz kalmaktadır. Milin dönüş hızı ve rulmanların maruz kalacağı ısı göz önüne alındığında kullanılacak rulmanların yüksek hız ve sıcaklıklarda sorunsuz çalışabilmesi gerekmektedir. Rulman seçimindeki bir diğer kriter ise rulmanın içine geçirilecek milin çapıdır. Yapılan hesaplamalar sonucu kullanılacak rulmanın iç çapı 8 mm olarak bulunmuştur.

Kullanacağımız rulman radyal yükün yanında aksel yüke de maruz kalacağı için açısal temaslı rulman olarak seçilmiştir. Kavramsal raporda seçilen SKF firmasına ait **SKF 728CD/HCP4A** adlı rulmanın maruz kaldığı yükleri karşıladığı, maruz kaldığı sıcaklığa dayandığı ve istenilen süre zarfında sorunsuz çalıştığı tespit edilmiş olup aynı rulman kullanılmaya devam edilmiştir.

## 6.2.2. Rulman Yüğü Hesaplamaları

### 6.2.2.1. Aksel Yük Hesaplamaları



Şekil 6.8: Türbine Etkiyen Aksel Yükler



**Şekil 6.9:** Türbin Eksenel Yük Kuvvet Yönleri

$$F_{aero} = F_{axial} + F_{platform} + F_{momentum} \quad [6.1]$$

$$F_{axial} = P_{s1} * A_i - P_{s2} * A_o \quad [6.2]$$

$$F_{platform,h} = \frac{P_{s1} + P_{s2}}{2} * A_h * -1 \quad [6.3]$$

$$F_{axial} = 103,46 \text{ N}$$

$$F_{platform} = 76,92 \text{ N}$$

$$F_{momentum} = (\dot{m}_i * V_i * 1) + (\dot{m}_o * V_o * -1) \quad [6.4]$$

$$F_{momentum} = -7,20 \text{ N}$$

$$F_{aero} = 173,18 \text{ N}$$

		Türbin Bıçağı		
		Giriş	Çıkış	Net Aero Kuvvet
<b>Eksenel</b>	$P_{s1}(\text{Pa})$	180079	144999	
	$R_1(\text{mm})$	45,44	43,78	
	$R_2(\text{mm})$	67,56	69,25	
	$A(\text{m}^2)$	0,0078526	0,0090443	
	$F_{\text{axial}}(\text{N})$	1414,87	1311,410	103,46
<b>Platform</b>	$P_s(\text{Pa})$	177740	144100	
	$R_1(\text{mm})$	47	43	
	$A(\text{m}^2)$	0,0004780		
	$F_{\text{platform}}(\text{N})$			76,92
<b>Momentum</b>	$W_{41}(\text{kg/s})$	0,8041	0,8041	
	Yoğunluk( $\text{kg/m}^3$ )	0,6107	0,5193	
	$V(\text{m/s})$	186,187	195,147	
	$F_{\text{momentum}}(\text{N})$			-7,2
<b>Net Kuvvet(N)</b>	173,18 N			

$$F = \pi \rho_2 (b^2 - a^2) - \frac{\pi \rho \beta^2 \Omega^2 b^2}{2} * (b^2 - a^2) + \frac{\pi \rho \beta^2 \Omega^2}{4} * (b^4 - a^4) \quad [6.5]$$

$$F_{\text{ön}} = 954,736 \text{ N}$$

$$F_{\text{arka}} = -763,29 \text{ N}$$

$$F_{\text{disk}} = 954,736 - 763,29 = 191,527 \text{ N}$$

		Yön	$R_2(\text{mm})$	$R_1(\text{mm})$	$P_{s2}$	N(d/dk)	Teğetsel Hız Oranı	Kuvvet(N)
Ön Türbin Boşluğu	$F_{\text{ön}}$	(+)	41,833	8	180179	40000	0,12	954,736
Arka Türbin Boşluğu	$F_{\text{arka}}$	(-)	41,833	8	144999	40000	0,12	-763,209
Net Kuvvet(N)								191,527

$$F_{\text{toplam}} = F_{\text{aero}} + F_{\text{disk}}$$

$$F_{\text{toplam}} = 364,707 \text{ N}$$

Net türbin eksenel yükü 364,707 N olarak hesaplanmıştır.

## 6.2.2.2 Radyal Yük Hesaplamaları

### Ağırlık Kaynaklı Radyal Yük

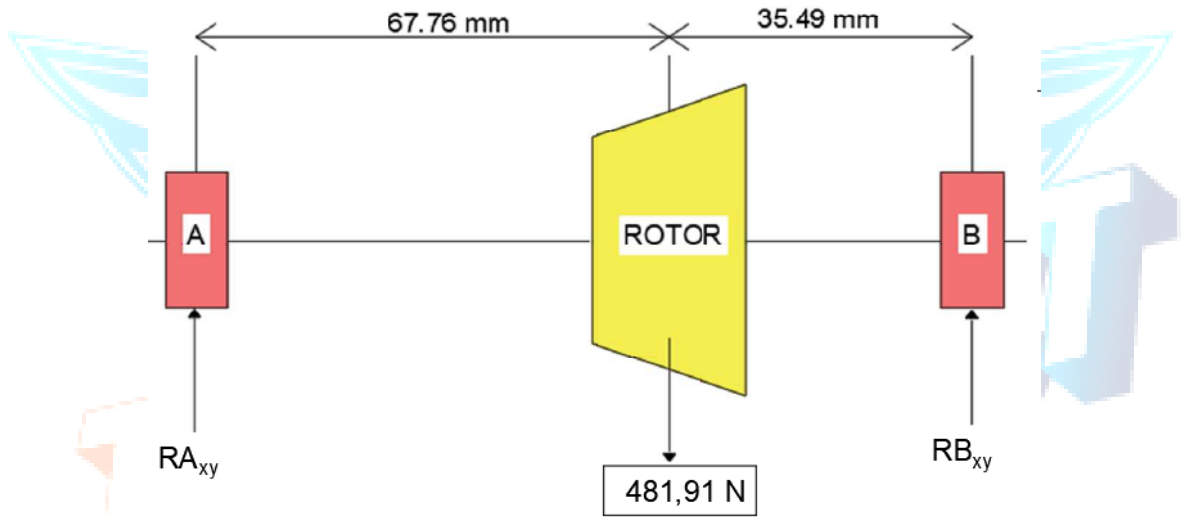
$$W_T = m * g \quad m=851,36 \text{ g}$$

$$W_T = 8,348 \text{ N}$$

### Dengesizlik Kaynaklı Radyal Yük

$$F_{dengesizlik} = m * w^2 * R \quad F_{dengesizlik} = 473,56 \text{ N}$$

Net türbin radyal yükü = 481,91 N



Şekil 6.10: Türbin Radyal Kuvvet Şematik Gösterimi

$$\sum M_B = 0 \quad ; \quad RA_{xy} = 165,64 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \quad ; \quad RB_{xy} = 316,27 \text{ N}$$

Rulmanlarda hesap boyuta ve maruz kalınan yüke bağlı olarak talep edilen ömre uygun yatağın belirlenmesi şeklindedir. Bu hesapların gerçekleştirilebilmesi için statik yük katsayısı ( $C_0$ ) ve dinamik yük katsayısının ( $C$ ) belirlenmesi gerekir. Hem radyal hem de eksenel yük taşıyan yataklarda dinamik eşdeğer yük ( $P$ ) ve statik eşdeğer yük ( $P_0$ ) belirlenmelidir. Yapılan hesaplamalarda SKF firmasının Ref.[13]'teki kataloğu kaynak olarak kullanılmıştır.



**Ön rulman için,**

•Dinamik eşdeğer yük:  $P = X * F_r + Y * F_a ; \frac{F_a}{F_r} > e$

$$P = F_r ; \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$P = 489,078 N$$

•Statik eşdeğer yük :  $P_0 = 0,5 \times F_r + Y_0 \times F_a$

$$P_0 = 250,535 N$$

**Arka rulman için,**

•Dinamik eşdeğer yük:  $P = X \times F_r + Y \times F_a ; \frac{F_a}{F_r} > e$

$$P = 555,399 N$$

•Statik eşdeğer yük:  $P_0 = 0,5 \times F_r + Y_0 \times F_a$

$$P_0 = 325,90 N$$

$$\frac{(F_0 \times F_a)}{C_0} = 1,9238$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 1,3529 > e$$

$$e = 0,491$$

Table 13

Calculation factors for single bearings and bearings paired in tandem

$f_0 F_a / C_0$	Calculation factors			
	e	X	Y	$Y_0$
<b>For 15° contact angle</b> designation suffix CD (1)				
$\leq 0,178$	0,38	0,44	1,47	0,46
0,357	0,4	0,44	1,4	0,46
0,714	0,43	0,44	1,3	0,46
1,07	0,46	0,44	1,23	0,46
1,43	0,47	0,44	1,19	0,46
2,14	0,5	0,44	1,12	0,46
3,57	0,55	0,44	1,02	0,46
$\geq 5,35$	0,56	0,44	1	0,46
<b>For 25° contact angle</b> designation suffix ACD (3)				
–	0,68	0,41	0,87	0,38

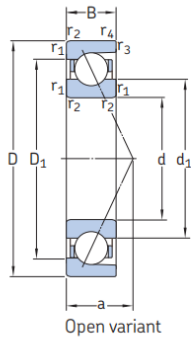
**Tablo 6.2:** Ref. [13]'teki Katalogtan Alınan Edilen Rulman Değerleri

Tablolardan hesaplama için alınan ve hesaplanan değerler Tablo 3.11'de verilmiştir.

Hesaplama faktörü, X	0,44
Hesaplama faktörü, Y	1,1413
Hesaplama faktörü, Y <sub>0</sub>	0,46
Dinamik yük sayısı, C (kN)	3,71
Statik yük sayısı, C <sub>0</sub> (kN)	1,37
Hesaplama faktörü f <sub>0</sub>	7,9
Maksimum devir sayısı, n <sub>max</sub> (rpm)	130000
Devir sayısı, n (rpm)	40000
Kütle, m (kg)	0,015
Yorulma yükü limiti, P <sub>u</sub> (kN)	0,057
İç çap, d (mm)	8
Dış çap, D (mm)	24
Genişlik, B (mm)	8
Radyal yük, F <sub>r</sub> (kN)	Ön rulman için: 165,54 Arka rulman için: 316,27
Eksenel yük, F <sub>a</sub> (kN)	Ön rulman için: 364,707 Arka rulman için: 364,707

**Tablo 6.2:** Rulman Hesaplamalarında Kullanılan Değerler

Super-precision angular contact ball bearings  
d 7 – 15 mm



Open variant



Sealed variant

Principal dimensions	Basic load ratings dynamic static	Fatigue load limit P <sub>u</sub>	Calculation factor f <sub>0</sub>	Attainable speeds when lubricating with grease oil-air	Mass	Designations SKF	SNFA				
								d	D	B	C
7	22	7	2,96	1,16	0,049	8,4	80 000	120 000	0,013	727 CD/P4A	E 207 7CE1
	22	7	2,96	1,16	0,049	8,4	95 000	150 000	0,012	727 CD/HCP4A	E 207 /NS 7CE1
	22	7	2,91	1,12	0,048	–	70 000	110 000	0,013	727 ACD/P4A	E 207 7CE3
	22	7	2,91	1,12	0,048	–	85 000	130 000	0,012	727 ACD/HCP4A	E 207 /NS 7CE3
8	24	8	3,71	1,37	0,057	7,9	70 000	110 000	0,017	728 CD/P4A	E 208 7CE1
	24	8	3,71	1,37	0,057	7,9	85 000	130 000	0,015	728 CD/HCP4A	E 208 /NS 7CE1
	24	8	3,58	1,34	0,057	–	67 000	100 000	0,017	728 ACD/P4A	E 208 7CE3
	24	8	3,58	1,34	0,057	–	75 000	120 000	0,015	728 ACD/HCP4A	E 208 /NS 7CE3

**Şekil 6.3:** Rulman Özellik Tablosu [13]

### 6.2.3. Rulmanlarda Ön Yükleme

Rulmanlar ve rulmanların bağlı olduğu mil, aft fan çalıştıkça ısınacaktır. Bu ısınmadan kaynaklı genleşmeler meydana gelecek ve bu genleşmeler rulmanlara ekstra bir yük olarak binecektir. Rulmanların maruz kaldığı bu yükü karşılamak amacıyla helisel yay yardımıyla rulmanlara ön yükleme yapılması gerekir. Rulmanlara ön yükleme yapan bu helisel yay rulmanın dış bileziğine temas ederek rulmanı bir tarafa doğru itirmektedir. Ek-5’de verilen tablo değerleri kullanılarak rulman faktörü bulunmuş, ardından Ek-4 ve Ek-6 kullanılarak rulmana kaç Newton ön yükleme yapılacağı bulunmuştur. Yapılan tablo okumaları neticesinde ön yükleme değeri 56 N’a kadar ulaşabilmektedir. Ön yükleme için uygulanan kuvvet eksenel yöndedir ve genleşmelerden kaynaklı yükleri karşılamaktadır.

### 6.2.4. Rulmanlara Ait Toleranslar

Kullandığımız rulmanlara ait tolerans değerleri Ek-2 ve Ek-3’te belirtilmiştir. Rulman isminin sonunda yer alan P4A ifadesine binaen tolerans değerleri Ek-2’de belirtilen P4A sınıfına ait değerlerden bulunmuştur.

$$2,5mm \leq d < 10mm$$

Ortalama bore çapının nominal değerden sapması,

$$\Delta_{dmp} = \begin{matrix} +0 \\ -4 \end{matrix} \mu m$$

Tek bore çapının nominal değerden sapması,

$$\Delta_{ds} = \begin{matrix} +0 \\ -4 \end{matrix} \mu m$$

Bir düzlemdaki en büyük ve en küçük bore çapı arasındaki fark,

$$\Delta_{dp} = 1,5 \mu m$$

En büyük ve en küçük ortalama bore çapı arasındaki fark,

$$\Delta_{dmp} = 1 \mu m$$

değerleri elde edilmiştir.

### 6.2.3 Rulman Ömür Hesabı

Rulman ömür hesabı, basic rating life eşitliği aşağıda verilen denklem kullanılarak yapılmıştır. Ömür denklemi üssü (p) değeri bilyalı yataklar için 3 alınmıştır. C değeri Şekil 6.3’teki tablodan alınmıştır. Milin dönüş hızı 40000 rpm değerine çok yakın olduğundan n değeri 40000 rpm alınmıştır. Rulmanlara etkiyen radyal ve eksenel kuvvetler hesaplandıktan sonra ilgili formüller kullanılarak rulman hesapları yapılmıştır.

**Ön rulman için,**

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad C = 3710 \text{ N}, \quad P = 489,78 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times n} \times L_{10} \quad n = 40000 \text{ rpm}$$

$$L_{10h} = 181,88 \text{ saat}$$

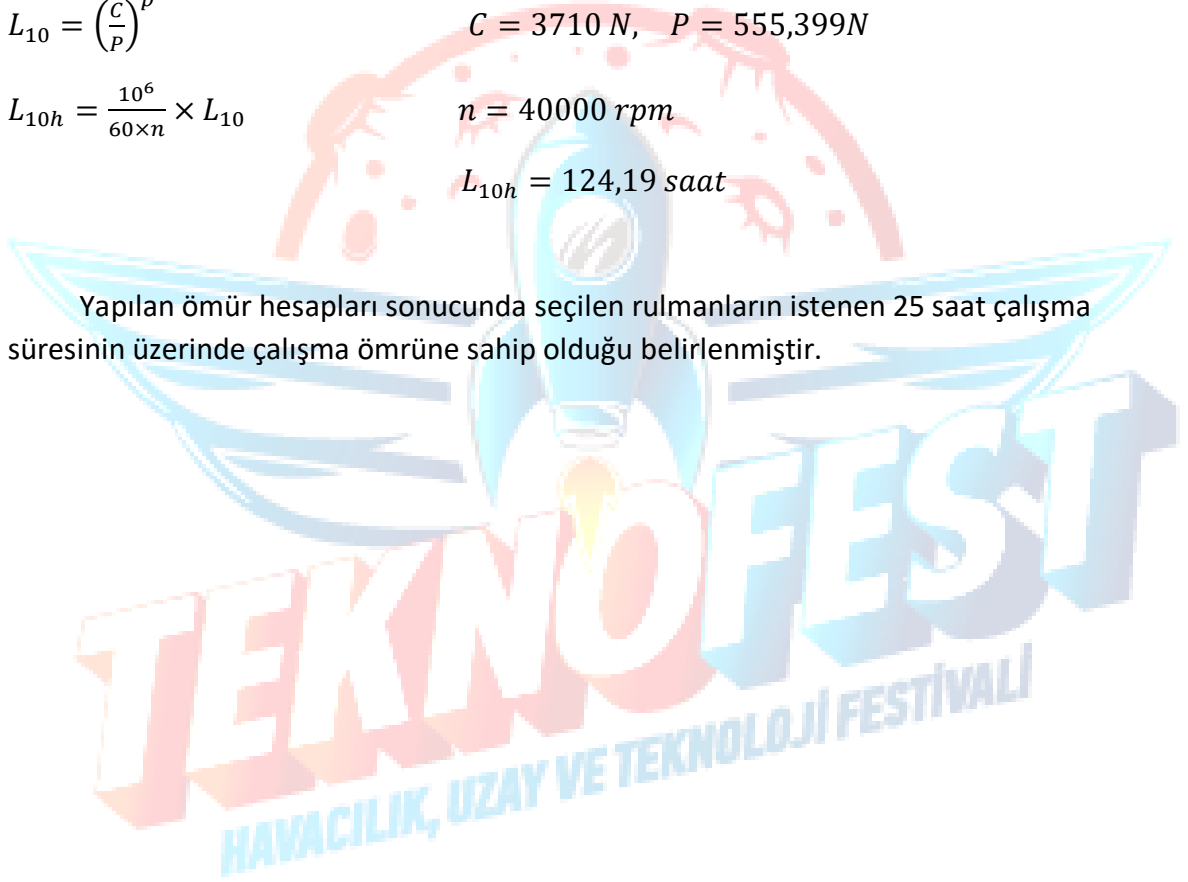
**Arka rulman için,**

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad C = 3710 \text{ N}, \quad P = 555,399 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times n} \times L_{10} \quad n = 40000 \text{ rpm}$$

$$L_{10h} = 124,19 \text{ saat}$$

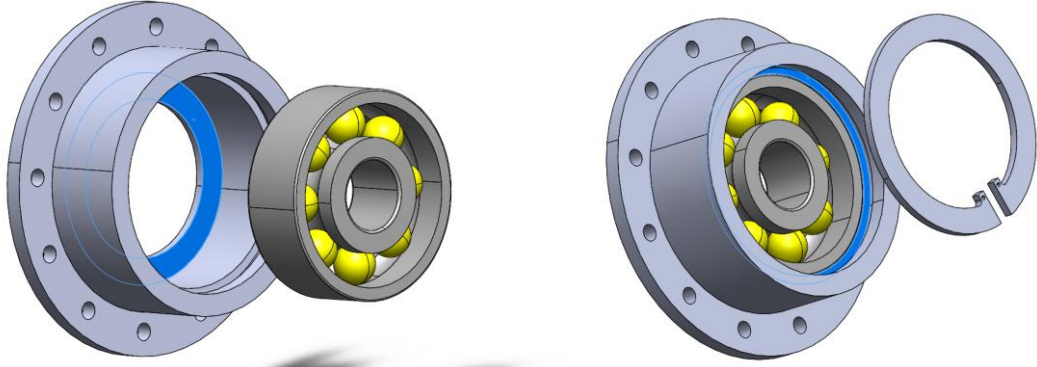
Yapılan ömür hesapları sonucunda seçilen rulmanların istenen 25 saat çalışma süresinin üzerinde çalışma ömrüne sahip olduğu belirlenmiştir.



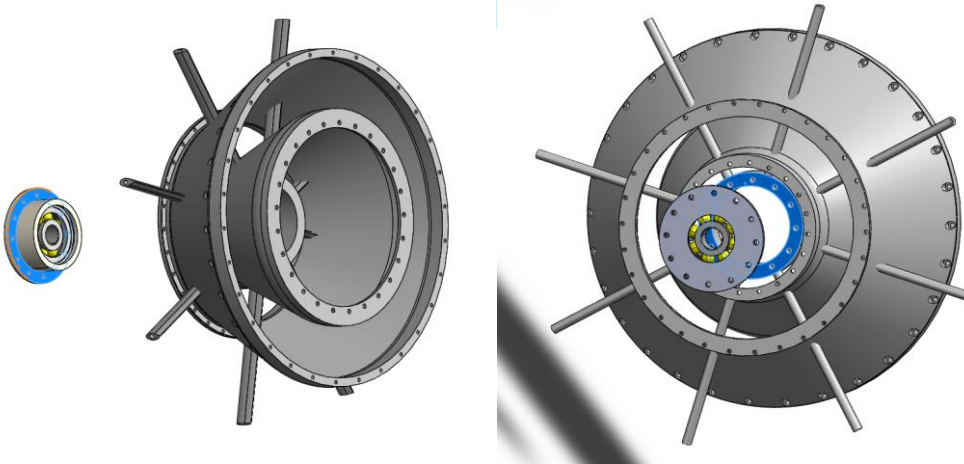
## 7. ÜRETİLEBİLİRLİK VE MONTAJ EDİLEBİLİRLİK DEĞERLENDİRMESİ

Aft-fan modülünün montajı aşağıda daha detaylı açıklanmak üzere 14 adımda tamamlanmaktadır.

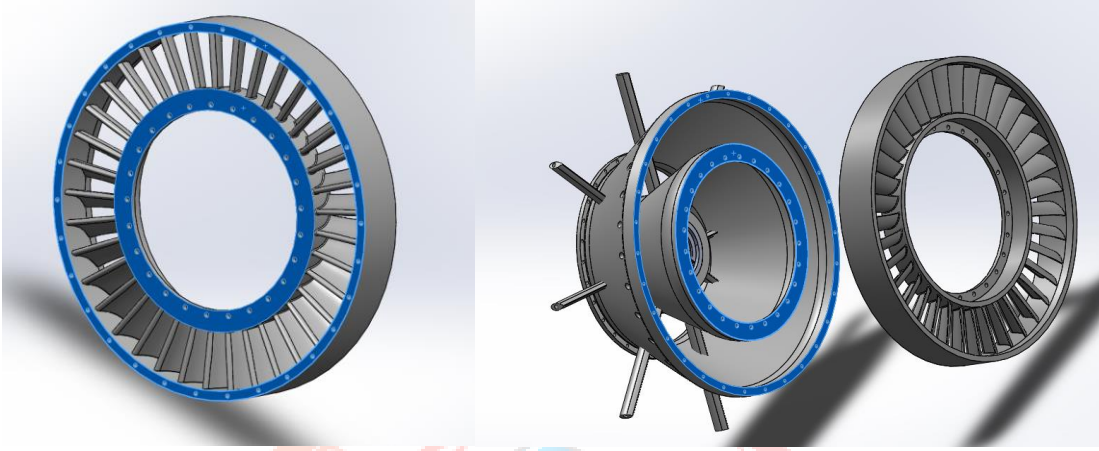
- 1. Montaj Adımı:** Montaj işlemine sol rulmanın rulman yatağının iç yüzeyine presleme yöntemiyle yerleştirerek başlanır. Rulman segmanı, sağ tarafta gösterilen yüzeye eksenleri tam çakışık olacak şekilde takılır.



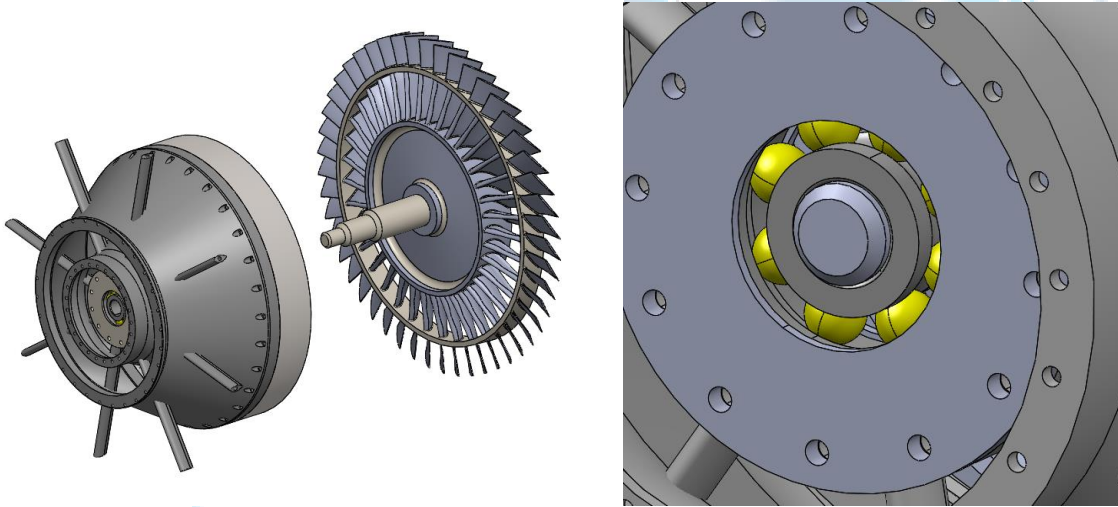
- 2. Montaj Adımı:** Hassas dökümle üretilen LPT case, duct ve strutlardan oluşan fan front frame, belirtilen yüzeylerden çakıştırılarak rulman yatağına M2 alyan başlı civatalarla sabitlenir.



- 3. Montaj Adımı:** Türbin nozzle'l (statoru) M1.6 imbus vidalarla LPT case'e, M2 somun-civata-somun ilişkisiyle duct'a takılarak sabitlenir. Burada iki deliğin de hizalanmadan montaja başlanmamasına dikkat edilmelidir.



- 4. Montaj Adımı:** Birbirine sıkı geçme yöntemiyle montajlanan shaft rotor sistemi, rulmanın sol dış yüzeyinden 1.5 mm solda kalacak şekilde rulman yatağına sabitlenir.

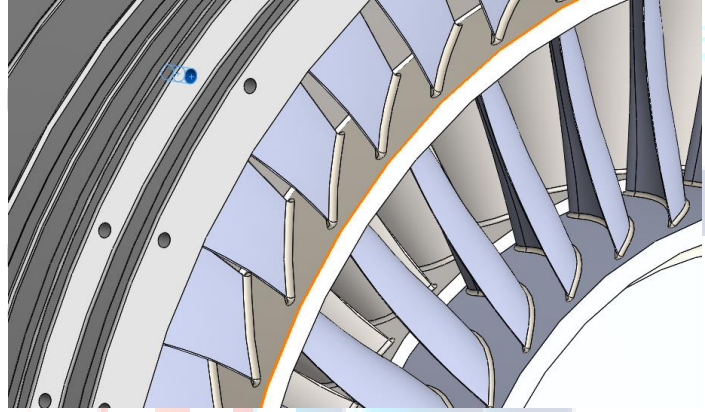
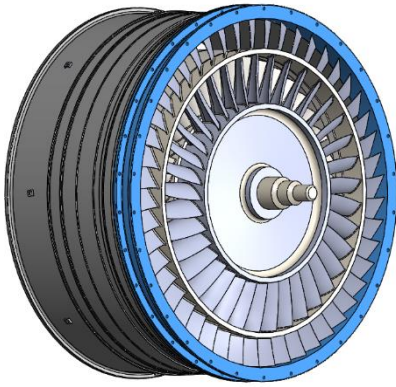


- 5. Montaj Adımı:** Fan front case, front frame'deki strutlara M2 vidalarla burçlar yardımıyla monte edilerek sabitlenir.

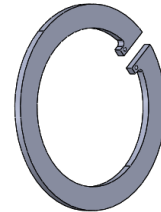
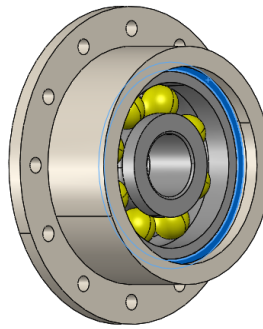
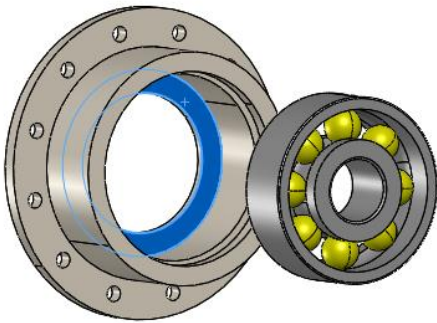




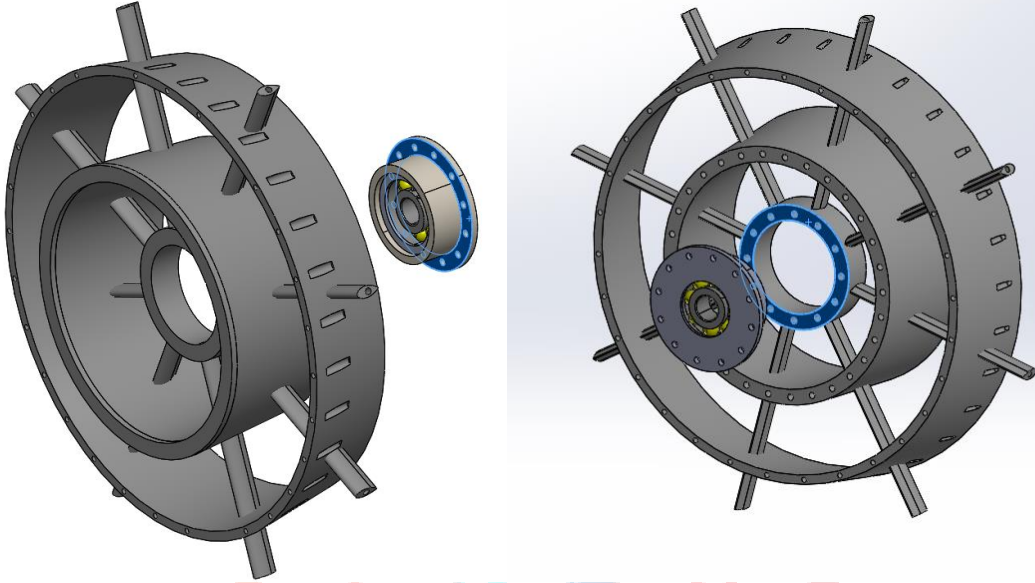
- 6. Montaj Adımı:** Fan shroud M1.6 civata-somun ilişkisi ile front case'deki deliklere monte edilir.



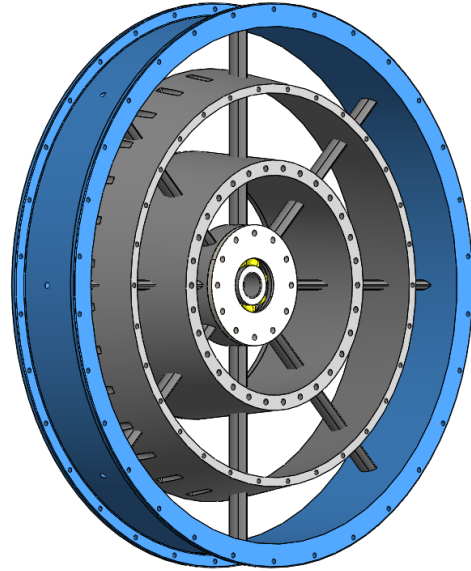
- 7. Montaj Adımı:** Sağ rulman presleme yöntemiyle rulman yatağına belirtilen yüzeye çakışık olacak şekilde monte edilir. Ardından segman da belirtilen yüzeye çakışık olacak şekilde takılır.



- 8. Montaj Adımı:** Fan rear frame, belirtilen yüzeylerden çakıştırılarak sağ rulman yatağına M2 imbus vidalar yardımıyla montajlanır.

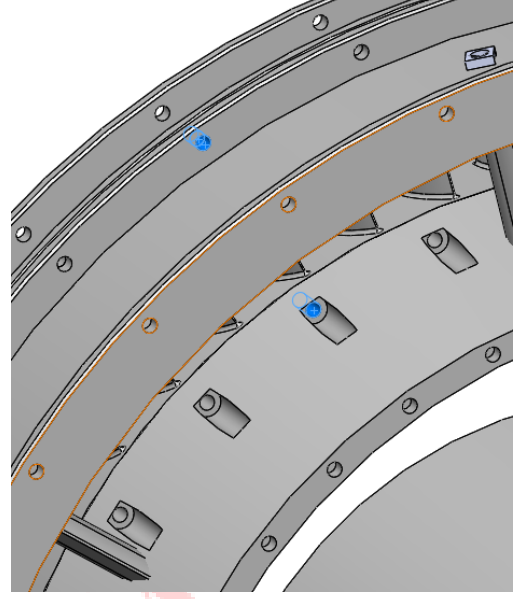
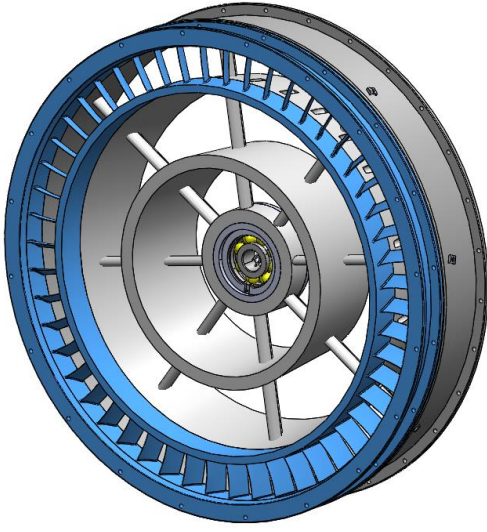


- 9. Montaj Adımı:** Fan rear framedeki strutla, rear case'e burçlar yardımıyla M2 vidalarla monte edilir.

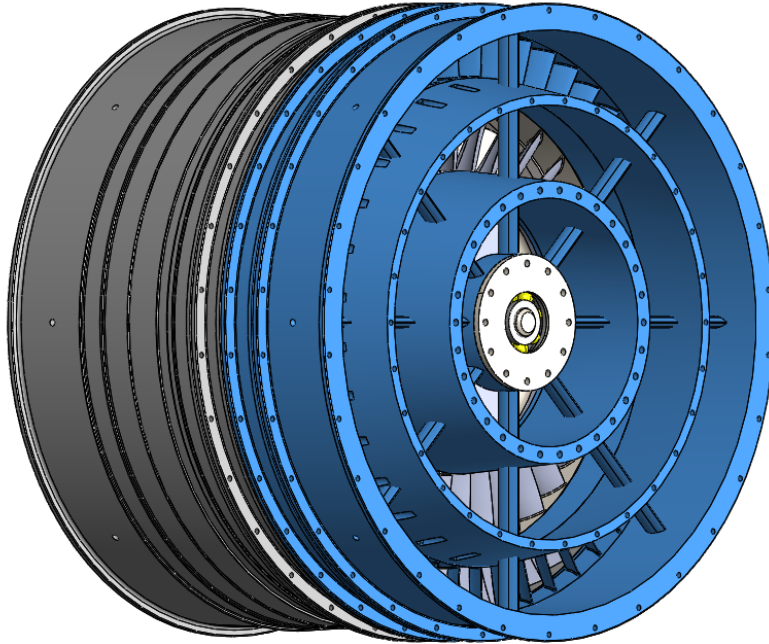


- 10. Montaj Adımı:** OGV, M1.6 civata-somun ilişkisiyle fan rear case'e, M1.6 vidalar yardımıyla fan rear frame'e montajlanır. Bu işlem esnasında hem casedeki hem de framedeki deliklerin hizalanmadan montaj işlemine başlanmamasına dikkat edilmelidir. Strutlar gerekçesi ile fan rear frame'de üst ve alt strutların bulunduğu bölgelere vida deliği açılmamıştır. OGV'de de bu bölgelerin hizalandığı kısımlarda vida deliği açılmamıştır.

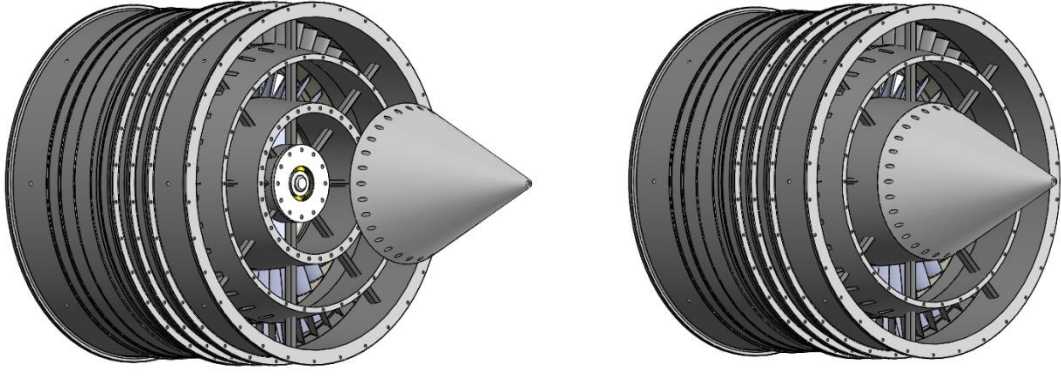




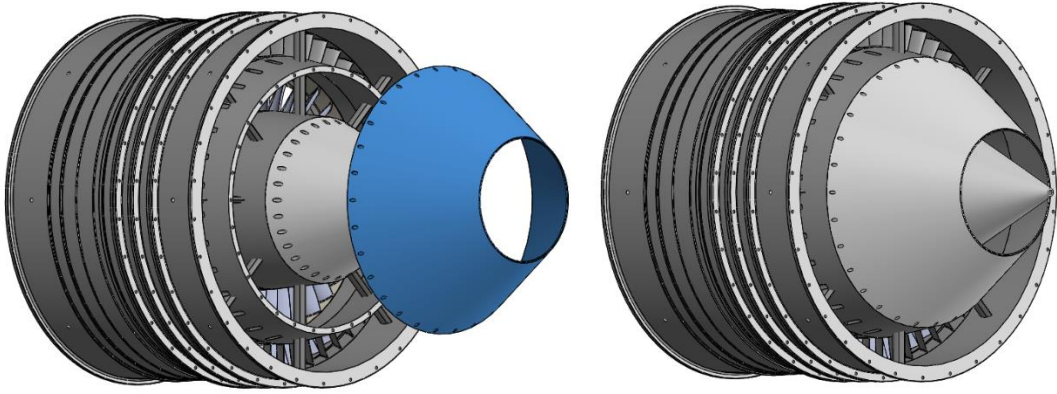
**11. Montaj Adımı:** Fan rear frame, fan rear case ve OGV montajı, fan shroud ve OGV'deki civata delikleri eş merkezli olacak şekilde hizalanarak M1.6 civata-somun ilişkisiyle sisteme monte edilir.



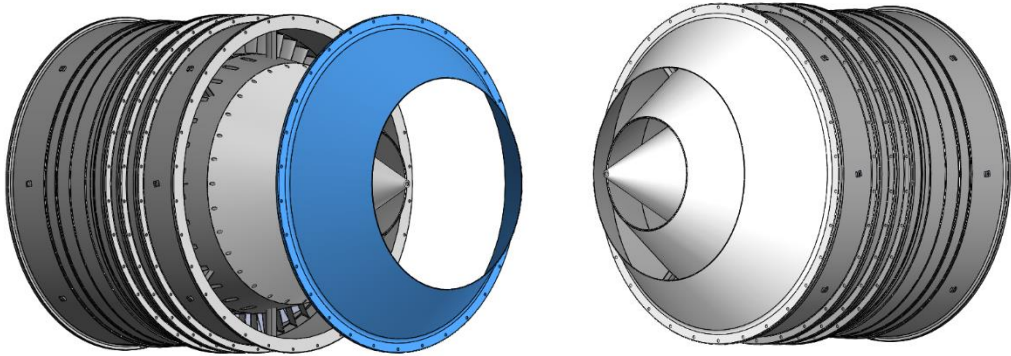
**12. Montaj Adımı:** İç nozzle M2 imbus vida yardımıyla fan rear frame'e sabitlenir.



**13. Montaj Adımı:** Orta Nozzle M1.6 imbus civatayla rear frame'e monte edilir.



**14. Montaj Adımı :** Son olarak dış nozzle fan rear case'e M1.6 civata somun ilişkisiyle bağlanır ve montaj adımları tamamlanır.



## 9. SONUÇLARIN TARTIŞILMASI VE İLERİDEKİ ÇALIŞMALAR İÇİN ÖNERİLER

Aft-fan modülünün tasarımı yarışma şartnamesi doğrultusunda verilen, analitik olarak hesaplanan ve literatür araştırmaları sonucunda kabul alınan değerler kullanılarak ve çeşitli analizler yapılarak tamamlanmıştır. Daha sonra CAD ortamında aft-fan modül tasarımı yapılarak detay tasarım raporunun sonuna gelinmiştir.

Performans çevrimi, birincil akış ve fan-türbin bıçak tasarımlarında şartname isterleri doğrultusunda aft-fan modülünün performans çevrimi tamamlanmış, bir, iki ve üç boyutlu akış analizleri elde edilmiştir. Bir boyutlu hesaplamalar sonucu elde edilen basınç, sıcaklık, hız, Mach sayısı ve bıçak-akış açıları değerleri kullanılarak bıçak tasarımları yapılmış ve tasarlanan bıçaklar iki ve üç boyutlu analize sokulmuştur. İki ve üç boyutlu analiz sonuçlarına bağlı olarak bıçak tasarımlarında değişikliklere gidilmiştir. Fan rotor bıçakları üzerindeki akışta oluşan akış dönmeleri (vortex) minimize edilmiştir. Böylece elde edilen sonuçlar ve yarışma şartnamesinde belirtilen isterler doğrultusunda optimum tasarıma yaklaşılması amaçlanmış ve fan ve türbin bıçak tasarımları tamamlanmıştır. Türbin bölgesinde üretilen mil gücünün fan bölgesindeki giriş gücünden büyük olması amacına ulaşılmış böylece yekpare olan aft-fan rotor tasarımının en kritik noktası tamamlanmıştır. Ardından fan ve türbin performans haritaları çıkarılarak fan bıçakları üzerindeki akış daha detaylı olarak incelenmiştir. Fan bıçakları üzerindeki akışın near stall durumuna yatkınlığı gözlemlenmiştir. Bu durum fan performans haritasında da görülmektedir. Son olarak türbindeki kademe ve mil kayıpları incelenmiştir.

Yağlama konsepti olarak "Açık Çevrim Yağlama" tercih edilmiş, hesaplar buna göre yapılmıştır. Sol ve sağ rulman için yakıt hattından iki ayrı yağlama hattı çekilmiş ve bu hatlar caselerdeki strutlar yardımıyla rulmanlara püskürtülmüştür. Bu yakıtların sistemden süpürülüp atılması ve rulmanların soğutulmasına yardımcı olması adına eğitimlerde önerildiği gibi kompresörden borularla strutlara iletilen yüksek basınçlı SAS havası kullanılmış ve yakıt hava karışımının oranı kontrol edilerek motor içerisinde herhangi bir yanmanın beklenmediği hesaplarla açıklanmıştır. Ayrıca SAS'tan gelen yakıt-hava karışımının dışarı atılırken yüksek basınçlı sıcak gazın türbin diskleri ve diğer sabit parçalar arasındaki boşlukardan girmeleri 2 ayrı rim seal tasarımı ile engellenmiştir. Ek olarak motordaki soğuk akış ve sıcak akış arasındaki geçişin minimum oranda olması adına 2 adet Labirent Seal tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Malzeme seçimi proje için en önemli unsurlardan birisidir. Tasarım sonucunda bizden beklenen isterlere ulaşabilmek ancak malzemenin doğru seçilmesi sonucunda elde edilebilir. Ayrıca malzeme seçimi maliyeti de beraberinde değiştirecektir. Malzemenin istenilen özellikleri göstermesinin yanı sıra yapılan tasarımın gereksiz bir şekilde pahalı olması yapılabirliliğini riske atmaktadır. Ana sebepleri bunlar olmakla birlikte seçilen malzemenin özellikleri bakımından hem isterleri karşılaması hem de olabildiğince ekonomik olması gerekmektedir.

Termal açıdan analiz yapılması malzeme seçimini etkileyen çok önemli bir adımdır. Bu nedenle tasarımın her adımında bulunması gereklidir. Örnek verecek olursak fan statoru için başta uygun görülen Al6061 termal analizi geçememiş, el hesabıyla yapılan uzama hesabı sonucunda beklenenden çok daha fazla uzama görülmüştür. Bu sonuç karşısında malzeme özellikleri tekrar incelenmiş olup malzemenin Inconel625 olarak değiştirilmesine karar verilmiştir. Ana akışın geçtiği kısma temas eden yüzeylere termal kapmalar ( $\text{SiO}_2$ ) yapılması önerilir. Tekrar yapılan analizler sonucunda malzemenin termal açıdan kabul edilebilir seviyede çalışması sonucunda malzeme seçimi uygun görülmüştür ve yapısal analizde aşamasında kullanılmasında bir sorun görülmemiştir.

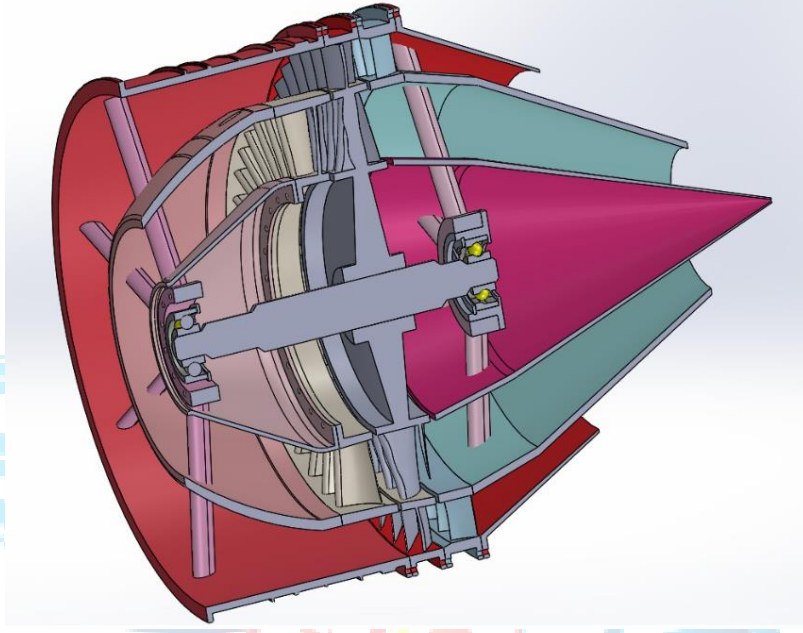
Dinamik analizlerde, rotor dinamiği ve titreşim analizlerini yapılmış ve sonuçları değerlendirilmiştir. İlk olarak rotor dinamiğinde CAD ortamından gelen aft-fan rotor ve mil geometrisini Dyrobes uygulamasında analize sokulmuştur. Buradaki amaç bu hareketli parçaların ilk 3 modda hangi frekanlarda rezonansa uğradığını gözlemlemektir. Öncelikle çalışma hızı aralığında rezonansın olup olmadığı kontrol edilmiştir. Rezonans çıkması durumunda mil geometrisi üzerinde değişiklikler yaparak bu rezonanstan kurtulmayı amaçladık. Yapılan Critical Speed analizi, Critical Speed Map ve Whirl Speed Map analizleri sonucunda oluşan rezonans frekansları bizim aft-fan modülümüzün çalışma hızı aralığının dışında çıkınca rotor-mil kompleksi bu analizleri başarıyla geçtiğine karar verilmiştir. Dinamik analizin bir sonraki aşaması ise hareketsiz parçaların ANSYS Modal analizdeki ilk 4 modun titreşim frekanslarını tespit etmektir. Yaptığımız analizlerin sonucunda bu frekansların yine modülün çalışma aralığında olmadığı gözlemlenmiştir.

Tasarlanan aft-fan modülünde kullanılan parçaların dönme hızlarından kaynaklı yüklere ve termal koşullardan kaynaklı yüklere maruz kalmaktadır. Parça analizlerinde parçasına göre sadece dönme hızı, sadece termal koşullar ve her iki unsur sınır şartı olarak parçalara tanımlanmıştır. Analizi yapılan parçaların maruz kaldıkları streslerin parça malzemelerinin akma gerilmelerinin altında kaldığı görülmüştür. Bu dayanımın sağlanmasında parçalar için seçilen malzemeler büyük rol oynamaktadır.

Mil tasarımı için "kritik nokta" yöntemi kullanılmış, ve bu yolla mil çapı hesaplanmıştır. Kritik nokta milde maksimum momentin olduğu nokta olduğu için bu noktanın rotor bölgesi olduğu saptanmıştır. Bu bölgede alınan moment değerleri ve tahmini alınan çap değeri ile Von Mises Stress hesaplanmıştır. Malzememizin akma mukavemetini Von Mises stresine bölündüğünde milin güvenlik katsayısını hesaplanmıştır. Eğer güvenlik katsayısı öngörülen güvenlik katsayısının çok altında çıksaydı alınan çap değeri artırılabilecekti. Fakat milin güvenlik katsayısı hesaplanan stresler ve alınan çap değeri neticesinde öngörülenin çok üzerinde hesaplandı. Tornalama yöntemi ile üretimi gerçekleştirilecek olan milin uzunluğu ve çapı dikkate alındığında aşırı üretim maliyeti olacağını düşünülmediğinden, güvenlik katsayısının bu kadar yüksek gelmesi sorun olarak görülmemektedir. Mil için, mil malzemesi yüksek sıcaklara maruz kalacağı düşünüldüğünde sıcaklığa dayanıklı bir malzeme olarak INCONEL 718 tercih edilmiştir.



Aft-fan modül parçalarının tasarımı ve montajı SOLIDWORKS program üzerinden gerçekleştirmiştir. Aft-turbofan motorunun günümüzde kullanılmaması ve hakkında makale, teknik resim vb. dökümanların yetersizliği nedeniyle bazı montaj işlemleri mümkün olan en iyi şekilde gerçekleştirilmiştir. Örneğin LPT Case -Türbin Statoru bağlantısı için neredeyse 10 farklı bağlantı şekli düşünülmüş ve en sonunda LPT Case'in eğimli yüzeyine delikler açarak türbin statoruna sabitlenmiştir.



**Şekil 8.1:** Aft-Fan Modülü Eski Tasarımı

Bir başka örnek de yukarıdaki motorla ilgili verilebilir. Bu motor, bizim bu proje kapsamında tasarladığımız ilk motorlardandı. Üç nozle'ı ve arka strutları tek bir parça gibi düşünerek montajı böyle gerçekleştirdik. Fakat takım arkadaşlarımızla detaylı değerlendirmeler yapınca bu motorun üretilmeyeceğini sonucuna vardık. Çünkü nozle'ları OGV'ye monte edince strutları rulman yatağına sabitleyemiyorduk. Bu düşünce neticesinde nozleları strutlardan ayrı 3 parça şeklinde monte etmeye karar verdik ve bu sayede rulman yatağını da kolayca monte etme imkanı bulduk. Bu ve buna benzer hataları ayıklayarak en doğru montaj gerçekleştirmeye çalışılmıştır.

## Motorun Fiziksel Özelliklerinin Karşılaştırılması

### Şartnamede İstenen Değerlerin Karşılaştırılması

Parametre	Şartnamede İstenen Değerler	Motorumuzun Değerleri
Ağırlık [gr]	4000	5002
Ömür [saat]	25	32
Çap [mm]	230	187
Boy [mm]	220	221

Modülün Kütle Hesaplamaları	
Parçalar	Ağırlık(kg)
Rulman Yatağı	0,036
Fan Shroud	0,075
Fan Front Frame	1
Fan Front Frame Case	0,334
Mil	0,141
Fan Stator(OGV)	0,432
İç Nozzle	0,33
Orta Nozzle	0,273
Dış Nozzle	0,09
Fan Rear Frame Case	0,184
Türbin-Fan Rotor	0,850
Türbin Stator	0,445
Fan Rear Frame	0,812
<b>TOPLAM</b>	<b>5,002</b>

**Tablo 8.1:** Aft-Fan Modülü Kütle Hesaplamaları

## Sonraki Çalışmalar

Modülün kütlesi, yarışma şartnamesinde istenen 4 Kg'lık değerden daha yüksek gelmiştir. Gerek yarışma tarihinin dar bir takvimde olması gerekse var olan bilgi birikimimizin yeteri kadar fazla olmayışından istenen bu kütle isterini karşılayamamış bulunmaktayız. Uzun süreli bir Ar-Ge çalışmasıyla bu sorunun da üstesinden gelinebileceği düşünmekteyiz. TEI mühendisleri tarafından aldığımız eğitimler sayesinde aerodinamik ve mekanik hesapların daha önemli olduğu kanaatine vardık ve çalışmalarımızı bu yönde ilerlettik. Şartname isterlerindeki değerlere ulaşabilmek için onlarca iterasyon yapıp istelere olabildiğince yakın olma gayretinde bulunduk. Aerodinamik açıdan tasarım noktamızda bir sorun olmadığı sonucuna vardık. Tüm bu başarılı olduğumuz kısımlardaki sonucu etkilemeden zamanla malzeme ve imalat bilgimizi de geliştirerek ağırlık isteri şartını da karşılayabileceğimizi düşünüyoruz.

## 10. RİSK ANALİZİ

L-tipi matris risk analizi yöntemi, iş sağlığı ve güvenliği risk değerlendirmesinde yaygın olarak kullanılan sistematik yöntemlerden biridir. Bir riskin gerçekleşme ihtimali ile gerçekleşmesi sonucunda ortaya çıkaracağı şiddet derecesi gibi iki faktör değerlendirilerek bir risk ölçüm değeri elde edilir. Bu nedenle risk analizi yapılırken L-tipi matris kullanılmasına karar verilmiştir.

OLASILIK		ŞİDDET				
		Çok hafif	Hafif	Orta	Ciddi	Çok ciddi
		1	2	3	4	5
1	Çok küçük	1	2	3	4	5
2	Küçük	2	4	6	8	10
3	Orta	3	6	9	12	15
4	Yüksek	4	8	12	16	20
5	Çok yüksek	5	10	15	20	25

**Tablo 9.1:** L-Tipi Risk Puanı Derecelendirme Matrisi

	RİSK	RİSK DEĞERLENDİRME		
		OLASILIK	ŞİDDET	RİSK
RİSK	Rulman bilyalarının dağılması	2	5	ORTA
ÖNLEM	Çalışma öncesi bakım yağlama enjektörlerinin kontrolü	1	5	DÜŞÜK
RİSK	Rulman yağlama enjektörlerinde tıkanıklık	3	5	YÜKSEK
ÖNLEM	Filtrelerin periyodik değiştirilmesi	1	5	DÜŞÜK
RİSK	Termal genişleme kaynaklı rotor kasıntısı	3	5	YÜKSEK
ÖNLEM	Termal genişlemelerin toleranslara dahil edilmesi	1	4	DÜŞÜK

RİSK	Türbinde lokal ısınmalar sonucu sürünme	3	5	YÜKSEK
ÖNLEM	Seyreltme bölgesine soğutma hava debisi gönderimi	1	3	DÜŞÜK
RİSK	Dinamik dengesizlik etkisiyle türbin diskinde deformasyon, çatlak oluşumu(brust)	2	5	ORTA
ÖNLEM	Türbin üzerinde denge ağırlığı eklemeye çıkarma	1	3	DÜŞÜK
RİSK	Tam performansta rotorun sabitlendiği yuvalardan çıkması	3	5	YÜKSEK
ÖNLEM	Cıvata montajlarının kontrolü, öngerilme oluşturulması	1	2	DÜŞÜK
RİSK	Yabancı madde hasarı (FOD)	5	5	YÜKSEK
ÖNLEM	Çalışma öncesi katı partikül kontrolü Montajda hassasiyet	3	5	YÜKSEK
RİSK	İmalat kusurları, geometrilerin tolerans dahilinde olmaması	4	4	YÜKSEK
ÖNLEM	Üretimde tecrübeli eleman tercihi ve Sürekli kontrol	1	1	DÜŞÜK
RİSK	Entegrasyonda komponentlerin uyumsuzluğu	2	5	ORTA
ÖNLEM	Sistem mühendisliği koordinasyonu	1	2	DÜŞÜK

**Tablo 9.2:** Risk Analizi

Yapılan literatür araştırmaları ve 2021 Teknofest Jet Motor Tasarım Yarışması finalist CF-Design takımının detay tasarım raporunda belirtilen risk analizi temel alınarak Tablo 9.2 elde edilmiştir.



## 10.KAYNAKÇA

- [1] Saravanamutto H. I. H., (2017), "Gas Turbine Theory," 7th Editon, Pearson.
- [2] Aungier R. H., (2003), "Axial-Flow Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis ", ASME Press.
- [3] Aungier R. H., (2006), "Turbine Aerodynamics: Axial-Flow and Radial-Inflow Turbine Design and Analysis ", ASME Press.
- [4] Budynas R.G., Nisbett J.G., (2008), "Shigley's Mechanical Engineering Design", 9th Edition, McGraw-Hill.
- [5] Dodge W.R., Sells B.E, (1959), "A Transport Aft-Turbofan", ASME Press.
- [6] Weber R.J., Evans D.G., (1971), "Variable Geometry Aft-Fan For Takeoff Quieting or Thrust Augmentation of A Turbojet Engine", Technical Report No: NASA TM X-67983, Lewis Research Center, Ohio, USA.
- [7] TEI, (2022), "Aerodynamics Technical Guideline".
- [8] TEI, (2022), "Thermal Systems Design Technical Guideline".
- [9] TEI, (2022), "Mechanical and Rotordynamics Technical Guideline"
- [10] Xu Jinghao, (2021), "Alloy Design and Characterization of  $\gamma'$  Strengthened Nickel-based Superalloys for Additive Manufacturing", Metallurgy and Metallic Materials.
- [11] Web 1, (2022), [https://en.wikipedia.org/wiki/General\\_Electric\\_CJ805](https://en.wikipedia.org/wiki/General_Electric_CJ805) (Erişim Tarihi: 05.03.2022)
- [12] Web 2, (2022), <https://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=NINC34#:~:text=Inconel%20718%20is%20a%20precipitation,includin%20resistance%20to%20postweld%20crack ing.> (Erişim Tarihi: 13.03.2022)
- [13] SKF, (2012), Super Precision Angular Contact Ball Bearings: High Capacity Catalog (Publication No. 6002)
- [14] Çengel Y.A., Ghajar A.J, (2011), "Heat and Mass Transfer", 5th Edition, McGraw-Hill.

- [15] Mattingly J.D., (2006), "Elements of Propulsion: Gas Turbines and Rockets", 2nd Edition, AIAA Education Series.
- [16] Dinçer o., (2014), "Hermetik Pistonlu Bir Kompresörde Birleşik (Konjuge) Isı Geçişinin Sayısal Olarak İncelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, İTÜ.
- [17] Jones S.M., (2014), "Development of an Object-Oriented Turbomachinery Analysis Code Within the NPSS Framework", Technical Report No: NASA/TM—2014-216621, Glenn Research Center, Cleveland, Ohio, USA.
- [18] Stanitz J.D., (1953), "Effect of Blade-Thickness Taper on Axial-Velocity Distribution at The Leading Edge of an Entrance Rotor-Blade Row With Axial Inlet, and The Influence of This Distribution on Alinement of The Rotor Blade For Zero Angle of Attack", Technical Report No: NACA TN 2986, Lewis Flight Propulsion Laboratory Cleveland, Ohio, USA.
- [19] Özkan D., (2009), "Gaz Türbini Çalışma Donanımlarının İncelenmesi, AxStream Programı İle Eksenel Akışlı Kompresör ve Türbin Dizaynı-Analizi", Yüksek Lisans Tezi, NKÜ.
- [20] Nicolle J., (2010), "Impact of blade geometry differences for the CFD performance analysis of existing turbines", IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science, Canada.
- [21] Web 3, (2022), <https://scialert.net/fulltext/?doi=jas.2011.1885.1894> Erişim Tarihi: 11.04.2022)
- [22] Web 4, (2022), <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/pdf/10.1002/9781119975489.app2> (Erişim Tarihi: 11.04.2022)
- [23] Web 5, (2022), [https://stringfixer.com/tr/Compressor\\_map#:~:text=Bir%20kompres%C3%B6r%20haritas%C4%B1%20%2C%20bir%20turbo,bilindi%C4%9Fi%20end%C3%BCstriyel%20prosesler%20i%C3%A7in%20kullan%C4%B1l%C4%B1r.](https://stringfixer.com/tr/Compressor_map#:~:text=Bir%20kompres%C3%B6r%20haritas%C4%B1%20%2C%20bir%20turbo,bilindi%C4%9Fi%20end%C3%BCstriyel%20prosesler%20i%C3%A7in%20kullan%C4%B1l%C4%B1r.)  
(Erişim Tarihi: 25.05.2022)
- [24] Web 7, (2022), <https://www.uslularhadde.com/hassas-dokum>, Erişim Tarihi: 18.04.2022)
- [25] Web 8, (2022), <https://www.erkancnc.com/5-eksen-isleme-nedir/#:~:text=5%20eksenli%20CNC%20%C4%B0%C5%9Fleme%20nedir,ve%20medikal%20uygulamalar%C4%B1%20i%C3%A7in%20pop%C3%BClerdir.>, Erişim Tarihi: 18.04.2022)
- [26] Web 9, (2022), <https://aluminumburada.com/blog?p=en-aw-7075-aluminyum-ozellikleri>, Erişim Tarihi: 18.04.2022)

[27] Web 10, (2022), <https://www.hightempmetals.com/techdata/hitempHaynes188data.php>, Erişim Tarihi: 22.04.2022)

[28] Owen J.M, (2012), "Theoretical Modelling of Hot Gas Ingestion Through Turbine Rim Seals", Propulsion and Power Research.

[29] Sultanian B., (2018), "Gas Turbines Internal Flow Systems Modeling", 1st Edition, Cambridge University Press.

[30] Web 10, (2022), [https://www.researchgate.net/figure/Properties-of-MAR-M247-Ni-based-superalloy-vs-temperature-a-Thermal-conductivity-b\\_fig7\\_268509009](https://www.researchgate.net/figure/Properties-of-MAR-M247-Ni-based-superalloy-vs-temperature-a-Thermal-conductivity-b_fig7_268509009), Erişim Tarihi: 04.05.2022)

[31] Ansys, (2021) Ansys BladeGen Tutorial.

[32] Ansys, (2021) Ansys Turbogrid Tutorial.

[33] Ansys, (2021) Ansys CFX Tutorial.



# 11.EKLER

## Ek-1

Designation system for SKF super-precision angular contact ball bearings in the 72 .. D (E 200) series

Single bearing: 7214 ACDGA/HCP4A		72	14	ACD	GA	/	HC	P4A		
	Variant prefix	Series	Size	Contact angle and design	Execution and preload (single bearing)		Ball material	Tolerance class	Arrangement	Preload
Matched bearing set: S7220 CD/PA9AQBCD	S	72	20	CD		/		PA9A	QBC	D

**Sealing**  
 - Open bearing (no designation prefix)  
 S Sealed bearing

**Bearing series**  
 72 In accordance with ISO dimension series 02

**Bearing size**  
 7 7 mm bore diameter  
 8 8 mm bore diameter  
 9 9 mm bore diameter  
 00 10 mm bore diameter  
 01 12 mm bore diameter  
 02 15 mm bore diameter  
 03 17 mm bore diameter  
 04 (x5) 20 mm bore diameter  
 to  
 28 (x5) 140 mm bore diameter

**Contact angle and internal design**  
 CD 15° contact angle, high-capacity basic design  
 ACD 25° contact angle, high-capacity basic design

**Single bearing – execution and preload<sup>1)</sup>**  
 - Single bearing (no designation suffix)  
 GA Single, universally matchable, for extra light preload  
 GB Single, universally matchable, for light preload  
 GC Single, universally matchable, for moderate preload  
 GD Single, universally matchable, for heavy preload

**Cage**  
 - Fabric reinforced phenolic resin or carbon fibre reinforced PEEK, outer ring centred (no designation suffix)

**Ball material**  
 - Carbon chromium steel (no designation suffix)  
 HC Bearing grade silicon nitride Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> (hybrid bearings)

**Tolerance class**  
 P4A Dimensional accuracy in accordance with ISO tolerance class 4, running accuracy better than ISO tolerance class 4  
 PA9A Dimensional and running accuracy better than ABMA tolerance class ABEC 9

**Bearing set – arrangement**  
 DB Two bearings arranged back-to-back <>  
 DF Two bearings arranged face-to-face ><  
 DT Two bearings arranged in tandem <<  
 DG Two bearings for universal matching  
 TBT Three bearings arranged back-to-back and tandem <>>  
 TFT Three bearings arranged face-to-face and tandem >><<  
 TT Three bearings arranged in tandem <<<  
 TG Three bearings for universal matching  
 QBC Four bearings arranged tandem back-to-back <<>>  
 QFC Four bearings arranged tandem face-to-face >><<  
 QBT Four bearings arranged back-to-back and tandem <>><<  
 QFT Four bearings arranged face-to-face and tandem >><<<  
 QT Four bearings arranged in tandem <<<<  
 QG Four bearings for universal matching

**Bearing set – preload<sup>1)</sup>**  
 A Extra light preload  
 B Light preload  
 C Moderate preload  
 D Heavy preload  
 G... Special preload, expressed in daN e.g. G240

## Ek-2

Table 1

Class P4A tolerances															
Inner ring		$\Delta_{dmp}$		$\Delta_{ds}$		$V_{dp}$	$V_{dmp}$	$\Delta_{Bs}$		$\Delta_{B1s}$		$V_{Bs}$	$K_{ia}$	$S_d$	$S_{ia}$
d	incl.	high	low	high	low	max	max	high	low	high	low	max	max	max	max
mm		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$
2,5	10	0	-4	0	-4	1,5	1	0	-40	0	-250	1,5	1,5	1,5	1,5
10	18	0	-4	0	-4	1,5	1	0	-80	0	-250	1,5	1,5	1,5	1,5
18	30	0	-5	0	-5	1,5	1	0	-120	0	-250	1,5	2,5	1,5	2,5
30	50	0	-6	0	-6	1,5	1	0	-120	0	-250	1,5	2,5	1,5	2,5
50	80	0	-7	0	-7	2	1,5	0	-150	0	-250	1,5	2,5	1,5	2,5
80	120	0	-8	0	-8	2,5	1,5	0	-200	0	-380	2,5	2,5	2,5	2,5
120	150	0	-10	0	-10	6	3	0	-250	0	-380	4	4	4	4
Outer ring		$\Delta_{Dmp}$		$\Delta_{Ds}$		$V_{Dp}$	$V_{Dmp}$	$\Delta_{Cs}, \Delta_{C1s}$		$V_{Cs}$	$K_{ea}$	$S_D$	$S_{ea}$		
D	incl.	high	low	high	low	max	max			max	max	max	max		
mm		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$			$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$		
18	30	0	-5	0	-5	2	1,5	Values are identical to those for the inner ring of the same bearing ( $\Delta_{Bs}, \Delta_{B1s}$ )		1,5	1,5	1,5	1,5		
30	50	0	-6	0	-6	2	1,5			1,5	2,5	1,5	2,5		
50	80	0	-7	0	-7	2	1,5			1,5	4	1,5	4		
80	120	0	-8	0	-8	2,5	1,5			2,5	5	2,5	5		
120	150	0	-9	0	-9	4	1,5			2,5	5	2,5	5		
150	180	0	-10	0	-10	6	3			4	6	4	6		
180	250	0	-11	0	-11	6	4			5	8	5	8		

## Ek-3

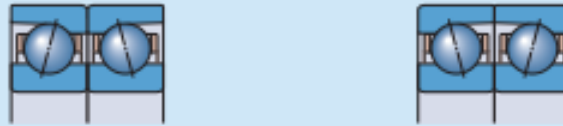
Table 2

Class PA9A tolerances															
Inner ring		$\Delta_{dmp}$		$\Delta_{ds}$		$V_{dp}$	$V_{dmp}$	$\Delta_{Bs}$		$\Delta_{B1s}$		$V_{Bs}$	$K_{ia}$	$S_d$	$S_{ia}$
d	incl.	high	low	high	low	max	max	high	low	high	low	max	max	max	max
mm		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$
2,5	10	0	-2,5	0	-2,5	1,5	1	0	-40	0	-250	1,5	1,5	1,5	1,5
10	18	0	-2,5	0	-2,5	1,5	1	0	-80	0	-250	1,5	1,5	1,5	1,5
18	30	0	-2,5	0	-2,5	1,5	1	0	-120	0	-250	1,5	2,5	1,5	2,5
30	50	0	-2,5	0	-2,5	1,5	1	0	-120	0	-250	1,5	2,5	1,5	2,5
50	80	0	-4	0	-4	2	1,5	0	-150	0	-250	1,5	2,5	1,5	2,5
80	120	0	-5	0	-5	2,5	1,5	0	-200	0	-380	2,5	2,5	2,5	2,5
120	150	0	-7	0	-7	4	3	0	-250	0	-380	2,5	2,5	2,5	2,5
Outer ring		$\Delta_{Dmp}$		$\Delta_{Ds}$		$V_{Dp}$	$V_{Dmp}$	$\Delta_{Cs}, \Delta_{C1s}$		$V_{Cs}$	$K_{ea}$	$S_D$	$S_{ea}$		
D	incl.	high	low	high	low	max	max			max	max	max	max		
mm		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$			$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$		
18	30	0	-4	0	-4	2	1,5	Values are identical to those for the inner ring of the same bearing ( $\Delta_{Bs}, \Delta_{B1s}$ )		1,5	1,5	1,5	1,5		
30	50	0	-4	0	-4	2	1,5			1,5	2,5	1,5	2,5		
50	80	0	-4	0	-4	2	1,5			1,5	4	1,5	4		
80	120	0	-5	0	-5	2,5	1,5			2,5	5	2,5	5		
120	150	0	-5	0	-5	2,5	1,5			2,5	5	2,5	5		
150	180	0	-7	0	-7	4	3			2,5	5	2,5	5		
180	250	0	-8	0	-8	5	4			4	7	4	7		

# Ek-4

Table 4

Axial preload of universally matchable bearings and matched bearing pairs, prior to mounting, arranged back-to-back or face-to-face



Bearing Bore diameter	Size	Axial preload of bearings in the series <sup>1)</sup>							
		72 CD (E 200 CE1) 72 CD/HC (E 200 /NS CE1) for preload class				72 ACD (E 200 CE3) 72 ACD/HC (E 200 /NS CE3) for preload class			
d		A	B	C	D	A	B	C	D
mm	–	N							
7	7	12	24	48	96	18	36	72	144
8	8	14	28	56	112	22	44	88	176
9	9	15	30	60	120	25	50	100	200
10	00	17	34	68	136	27	54	108	216
12	01	22	44	88	176	35	70	140	280
15	02	30	60	120	240	45	90	180	360
17	03	35	70	140	280	60	120	240	480
20	04	45	90	180	360	70	140	280	560
25	05	50	100	200	400	80	160	320	640
30	06	90	180	360	720	150	300	600	1 200
35	07	120	240	480	960	190	380	760	1 520
40	08	125	250	500	1 000	200	400	800	1 600
45	09	160	320	640	1 280	260	520	1 040	2 080
50	10	170	340	680	1 360	265	530	1 060	2 120
55	11	210	420	840	1 680	330	660	1 320	2 640
60	12	215	430	860	1 720	350	700	1 400	2 800
65	13	250	500	1 000	2 000	400	800	1 600	3 200
70	14	260	520	1 040	2 080	420	840	1 680	3 360
75	15	270	540	1 080	2 160	430	860	1 720	3 440
80	16	320	640	1 280	2 560	520	1 040	2 080	4 160
85	17	370	740	1 480	2 960	600	1 200	2 400	4 800
90	18	480	960	1 920	3 840	750	1 500	3 000	6 000
95	19	520	1 040	2 080	4 160	850	1 700	3 400	6 800
100	20	590	1 180	2 360	4 720	950	1 900	3 800	7 600
105	21	650	1 300	2 600	5 200	1 000	2 000	4 000	8 000
110	22	670	1 340	2 680	5 360	1 050	2 100	4 200	8 400
120	24	750	1 500	3 000	6 000	1 200	2 400	4 800	9 600
130	26	810	1 620	3 240	6 480	1 300	2 600	5 200	10 400
140	28	850	1 700	3 400	6 800	1 350	2 700	5 400	10 800

## Ek-5

Table 5

Bearing factor  $f$  for calculating the preload in mounted bearing sets

Bearing Bore diameter	Size	Bearing factor $f^{(1)}$
d		
mm	-	-
7	7	1,02
8	8	1,02
9	9	1,02
10	00	1,02
12	01	1,02
15	02	1,03
17	03	1,03
20	04	1,03
25	05	1,03
30	06	1,05
35	07	1,05
40	08	1,05
45	09	1,07
50	10	1,08
55	11	1,08
60	12	1,07
65	13	1,07
70	14	1,08
75	15	1,08
80	16	1,09
85	17	1,08
90	18	1,09
95	19	1,09
100	20	1,09
105	21	1,08
110	22	1,08
120	24	1,08
130	26	1,09
140	28	1,09

## Ek-6

Table 6

### Correction factors for calculating the preload in mounted bearing sets

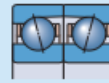
Bearing series <sup>1)</sup>	Correction factors					$f_{HC}$
	$f_1$	$f_2$ for preload class				
		A	B	C	D	
72 CD (E 200 CE1)	1	1	1,01	1,03	1,05	1
72 ACD (E 200 CE3)	0,99	1	1,01	1,02	1,05	1
72 CD/HC (E 200 /NS CE1)	1	1	1,01	1,03	1,06	1,01
72 ACD/HC (E 200 /NS CE3)	0,99	1	1,01	1,03	1,06	1,01

<sup>1)</sup> Data is also applicable to sealed bearings.

## Ek-7

Table 9

### Static axial stiffness for bearing pairs arranged back-to-back or face-to-face



Bearing Bore diameter d	Size	Static axial stiffness of all-steel bearings in the series <sup>1)</sup> 72 CD (E 200 CE1) for preload class				72 ACD (E 200 CE3) for preload class			
		A	B	C	D	A	B	C	D
mm	–	N/μm							
7	7	11	15	21	30	27	35	46	61
8	8	12	15	21	30	28	36	48	63
9	9	13	17	23	33	32	41	54	71
10	00	14	19	26	37	35	45	59	78
12	01	16	22	30	42	41	52	68	90
15	02	19	26	35	49	46	60	78	102
17	03	21	28	38	53	53	68	89	118
20	04	25	33	45	63	61	79	102	135
25	05	29	38	52	72	71	92	119	158
30	06	43	59	82	118	105	137	181	244
35	07	50	67	94	136	119	154	204	275
40	08	53	71	100	143	127	165	218	294
45	09	61	82	115	166	146	190	252	341
50	10	65	88	124	178	154	201	266	359
55	11	72	98	137	197	172	224	296	399
60	12	75	102	142	205	182	238	315	424
65	13	78	106	148	212	189	245	324	437
70	14	83	112	156	225	201	261	345	464
75	15	87	118	165	237	211	274	361	487
80	16	96	130	181	260	257	303	401	540
85	17	102	139	193	278	250	325	429	578
90	18	114	154	215	314	273	355	469	632
95	19	115	156	217	313	280	365	482	649
100	20	122	165	230	331	296	388	509	685
105	21	129	174	243	349	308	399	527	708
110	22	135	183	254	364	325	423	557	748
120	24	139	188	261	373	338	440	579	777
130	26	155	209	291	416	378	491	650	869
140	28	163	220	305	437	397	516	679	911

<sup>1)</sup> Data is also applicable to sealed bearings.



# Ek-8

**TABLE A-15**

Properties of air at 1 atm pressure

Temp. <i>T</i> , °C	Density $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	Specific Heat $c_p$ , J/kg·K	Thermal Conductivity $k$ , W/m·K	Thermal Diffusivity $\alpha$ , m <sup>2</sup> /s	Dynamic Viscosity $\mu$ , kg/m·s	Kinematic Viscosity $\nu$ , m <sup>2</sup> /s	Prandtl Number Pr
-150	2.866	983	0.01171	$4.158 \times 10^{-6}$	$8.636 \times 10^{-6}$	$3.013 \times 10^{-6}$	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	$8.036 \times 10^{-6}$	$1.189 \times 10^{-5}$	$5.837 \times 10^{-6}$	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	$1.252 \times 10^{-5}$	$1.474 \times 10^{-5}$	$9.319 \times 10^{-6}$	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	$1.356 \times 10^{-5}$	$1.527 \times 10^{-5}$	$1.008 \times 10^{-5}$	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	$1.465 \times 10^{-5}$	$1.579 \times 10^{-5}$	$1.087 \times 10^{-5}$	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	$1.578 \times 10^{-5}$	$1.630 \times 10^{-5}$	$1.169 \times 10^{-5}$	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	$1.696 \times 10^{-5}$	$1.680 \times 10^{-5}$	$1.252 \times 10^{-5}$	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	$1.818 \times 10^{-5}$	$1.729 \times 10^{-5}$	$1.338 \times 10^{-5}$	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	$1.880 \times 10^{-5}$	$1.754 \times 10^{-5}$	$1.382 \times 10^{-5}$	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	$1.944 \times 10^{-5}$	$1.778 \times 10^{-5}$	$1.426 \times 10^{-5}$	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	$2.009 \times 10^{-5}$	$1.802 \times 10^{-5}$	$1.470 \times 10^{-5}$	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	$2.074 \times 10^{-5}$	$1.825 \times 10^{-5}$	$1.516 \times 10^{-5}$	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	$2.141 \times 10^{-5}$	$1.849 \times 10^{-5}$	$1.562 \times 10^{-5}$	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	$2.208 \times 10^{-5}$	$1.872 \times 10^{-5}$	$1.608 \times 10^{-5}$	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	$2.277 \times 10^{-5}$	$1.895 \times 10^{-5}$	$1.655 \times 10^{-5}$	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	$2.346 \times 10^{-5}$	$1.918 \times 10^{-5}$	$1.702 \times 10^{-5}$	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	$2.416 \times 10^{-5}$	$1.941 \times 10^{-5}$	$1.750 \times 10^{-5}$	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	$2.487 \times 10^{-5}$	$1.963 \times 10^{-5}$	$1.798 \times 10^{-5}$	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	$2.632 \times 10^{-5}$	$2.008 \times 10^{-5}$	$1.896 \times 10^{-5}$	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	$2.780 \times 10^{-5}$	$2.052 \times 10^{-5}$	$1.995 \times 10^{-5}$	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	$2.931 \times 10^{-5}$	$2.096 \times 10^{-5}$	$2.097 \times 10^{-5}$	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	$3.086 \times 10^{-5}$	$2.139 \times 10^{-5}$	$2.201 \times 10^{-5}$	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	$3.243 \times 10^{-5}$	$2.181 \times 10^{-5}$	$2.306 \times 10^{-5}$	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	$3.565 \times 10^{-5}$	$2.264 \times 10^{-5}$	$2.522 \times 10^{-5}$	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	$3.898 \times 10^{-5}$	$2.345 \times 10^{-5}$	$2.745 \times 10^{-5}$	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	$4.241 \times 10^{-5}$	$2.420 \times 10^{-5}$	$2.975 \times 10^{-5}$	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	$4.593 \times 10^{-5}$	$2.504 \times 10^{-5}$	$3.212 \times 10^{-5}$	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	$4.954 \times 10^{-5}$	$2.577 \times 10^{-5}$	$3.455 \times 10^{-5}$	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	$5.890 \times 10^{-5}$	$2.760 \times 10^{-5}$	$4.091 \times 10^{-5}$	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	$6.871 \times 10^{-5}$	$2.934 \times 10^{-5}$	$4.765 \times 10^{-5}$	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	$7.892 \times 10^{-5}$	$3.101 \times 10^{-5}$	$5.475 \times 10^{-5}$	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	$8.951 \times 10^{-5}$	$3.261 \times 10^{-5}$	$6.219 \times 10^{-5}$	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	$1.004 \times 10^{-4}$	$3.415 \times 10^{-5}$	$6.997 \times 10^{-5}$	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	$1.117 \times 10^{-4}$	$3.563 \times 10^{-5}$	$7.806 \times 10^{-5}$	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	$1.352 \times 10^{-4}$	$3.846 \times 10^{-5}$	$9.515 \times 10^{-5}$	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	$1.598 \times 10^{-4}$	$4.111 \times 10^{-5}$	$1.133 \times 10^{-4}$	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	$1.855 \times 10^{-4}$	$4.362 \times 10^{-5}$	$1.326 \times 10^{-4}$	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	$2.122 \times 10^{-4}$	$4.600 \times 10^{-5}$	$1.529 \times 10^{-4}$	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	$2.398 \times 10^{-4}$	$4.826 \times 10^{-5}$	$1.741 \times 10^{-4}$	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	$3.908 \times 10^{-4}$	$5.817 \times 10^{-5}$	$2.922 \times 10^{-4}$	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	$5.664 \times 10^{-4}$	$6.630 \times 10^{-5}$	$4.270 \times 10^{-4}$	0.7539



## 12.ŞEKİLLER

Şekil 1.1: Tasarlanan Aft-Fan Modülü

Şekil 1.2: Aft-Fan Dizayn Yol Haritası

Şekil 2.1: Aft-Fan Turbofan

Şekil 2.2: Aft-Fan Turbofan Şematik Gösterimi

Şekil 2.3: CJ805-21 Aft-Fan 'Blucket' Yapısı

Şekil 2.4: CJ805-21 Aft-Fan Rotoru Ön Görünüşü

Şekil 2.5: CJ805-21 Aft-Fan Turbofan

Şekil 2.6: CJ805-3 ve CJ805-21 Performans Grafiği

Şekil 3.1: Tasarlanan Aft-Fan Modülü Detaylı Gösterim

Şekil 3.2: Aft-Fan İstasyon Şematik Gösterimi

Şekil 3.3: Performans Çevrim Analiz Sonuçlarının Tasarlanan Aft-Fan Modülü Üzerinde Gösterimi

Şekil 3.4: Fan Tasarımında İzlenen Yol Haritası

Şekil 3.5: Fan Bölgesi Hız Üçgenleri

Şekil 3.6: Tek Kademe Rotor-Stator Hız Üçgenleri

Şekil 3.7: Air Angles Radyal Değişim Grafiği

Şekil 3.8: Tasarım Sapma Eğrileri

Şekil 3.9: Fan Cascade Yapısı

Şekil 3.10: Difüzyon Faktörü İle Sürtünme Kaybının Değişimi

Şekil 3.11: Fan Meridyonel Yapı Görünümü

Şekil 3.12: Fan Rotor Mesh Data

Şekil 3.13: Fan Rotor Mesh Error

Şekil 3.14: Fan Rotor Mesh Yapısı

Şekil 3.15: Fan Rotor Mesh Yapısı Trailing Edge

**Şekil 3.16:** Fan Stator Mesh Data

**Şekil 3.17:** Fan Stator Mesh Error

**Şekil 3.18:** Fan Stator Mesh Yapısı

**Şekil 3.19:** Fan Stator Mesh Yapısı Trailing Edge

**Şekil 3.20:** Fan Rotor-Stator Fluid Domain

**Şekil 3.21:** Fan Blade-to-Blade %50 Span Hız Vektörü

**Şekil 3.22:** Fan Blade-to-Blade %50 Span Sıcaklık Konturü

**Şekil 3.23:** Fan Blade-to-Blade %50 Span Basınç Konturü

**Şekil 3.24:** Fan Blade-to-Blade %50 Span Mach Sayısı Konturü

**Şekil 3.25:** Fan Blade-to-Blade %50 Span Bağlı Mach Sayısı Konturü

**Şekil 3.26:** Fan Blade-to-Blade %50 Span Türbülans Kinetik Enerji Konturü

**Şekil 3.27:** Fan Meridyonel Düzlem Sıcaklık Konturü

**Şekil 3.28:** Fan Meridyonel Düzlem Basınç Konturü

**Şekil 3.29:** Fan Meridyonel Düzlem Mach Sayısı Konturü

**Şekil 3.30:** Fan Meridyonel Düzlem Türbülans Kinetik Enerji Konturü

**Şekil 3.31:** Fan Üç Boyutlu Sıcaklık Konturü

**Şekil 3.32:** Fan Üç Boyutlu Basınç Konturü

**Şekil 3.33:** Fan Üç Boyutlu Hız Akış Çizgisi

**Şekil 3.34:** Fan Üç Boyutlu Hız Vektörü

**Şekil 3.35:** Fan Rotor Hub-to-Tip Blade Loading Grafiği

**Şekil 3.36:** Fan Stator Hub-to-Tip Blade Loading Grafiği

**Şekil 3.37:** Fan Stator Hub-to-Tip Leading Edge Ortalama Akış Açılı Grafiği

**Şekil 3.38:** Fan Rotor Hub-to-Tip Leading Edge Ortalama Akış Açılı Grafiği

**Şekil 3.39:** Fan Rotor Hub-to-Tip Trailing Edge Ortalama Akış Açılı Grafiği

**Şekil 3.40:** Fan Hub-to-Tip Meridyonel Hız Grafiği

**Şekil 3.41:** Fan Rotor Hub-to-Tip Mutlak ve Bağlı Mach Sayısı Grafiği

**Şekil 3.42:** Blade-to-Blade Choked (a), Peak Efficiency (b) ve Near Stall (c) Mach Konturü

**Şekil 3.43:** Fan Rotor Blade-to-Blade %50 Span Mach Sayısı Konturü

**Şekil 3.44:** Fan Performans Haritası

**Şekil 3.45:** Türbin Tasarımında İzlenen Yol Haritası

**Şekil 3.46:** Türbin Hız Üçgeni

**Şekil 3.47:** Aft-Fan Türbin Şeması

**Şekil 3.48:** Akış Açısının Yarıçap İle Değişimi

**Şekil 3.49:** Optimum Pitch/Chord Oranı

**Şekil 3.50:** Pitch/Chord Oranı – Profile Lost Coefficient Grafiği

**Şekil 3.51:** İkincil Kayıp Parametre Grafiği

**Şekil 3.52:** Türbin Verim Kayıp Şeması

**Şekil 3.53:** Türbin Meridyonel Yapı Görünümü

**Şekil 3.54:** Türbin Nozzle Mesh Data

**Şekil 3.55:** Türbin Nozzle Mesh Error

**Şekil 3.56:** Türbin Nozzle Mesh Yapısı

**Şekil 3.57:** Türbin Nozzle Mesh Yapısı Trailing Edge

**Şekil 3.58:** Türbin Rotor Mesh Data

**Şekil 3.59:** Türbin Rotor Mesh Error

**Şekil 3.60:** Türbin Rotor Mesh Yapısı

**Şekil 3.61:** Türbin Rotor Mesh Yapısı Trailing Edge

**Şekil 3.62:** Türbin Nozzle-Rotor Fluid Domain

**Şekil 3.63:** Türbin Blade-to-Blade %50 Span Hız Vektörü

**Şekil 3.64:** Türbin Blade-to-Blade %50 Span Sıcaklık Konturü

**Şekil 3.65:** Türbin Blade-to-Blade %50 Span Basınç Konturü

- Şekil 3.66:** Türbin Blade-to-Blade %50 Span Mach Sayısı Konturü
- Şekil 3.67:** Türbin Blade-to-Blade %50 Span Bağlı Mach Sayısı Konturü
- Şekil 3.68:** Türbin Blade-to-Blade %50 Span Türbülans Kinetik Enerji Konturü
- Şekil 3.69:** Türbin Meridyonel Düzlem Sıcaklık Konturü
- Şekil 3.70:** Türbin Meridyonel Düzlem Basınç Konturü
- Şekil 3.71:** Türbin Meridyonel Düzlem Mach Sayısı Konturü
- Şekil 3.72:** Türbin Meridyonel Düzlem Türbülans Kinetik Enerji Konturü
- Şekil 3.73:** Türbin Üç Boyutlu Sıcaklık Konturü
- Şekil 3.74:** Türbin Üç Boyutlu Basınç Konturü
- Şekil 3.75:** Türbin Üç Boyutlu Hız Akış Çizgisi
- Şekil 3.76:** Türbin Üç Boyutlu Hız Vektörü
- Şekil 3.77:** Türbin Nozzle Hub-to-Tip Blade Loading Grafiği
- Şekil 3.78:** Türbin Stator Hub-to-Tip Blade Loading Grafiği
- Şekil 3.79:** Türbin Stator Hub-to-Tip Leading Edge Ortalama Akış Açılı Grafiği
- Şekil 3.80:** Türbin Rotor Hub-to-Tip Leading Edge Ortalama Akış Açılı Grafiği
- Şekil 3.81:** Türbin Rotor Hub-to-Tip Leading Edge Ortalama Akış Açılı Grafiği
- Şekil 3.82:** Türbin Hub-to-Tip Meridyonel Hız Grafiği
- Şekil 3.83:** Türbin Rotor Hub-to-Tip Mutlak ve Bağlı Mach Sayısı Grafiği
- Şekil 3.84:** Türbin Performans Haritası
- Şekil 3.85:** Türbin Verim Haritası
- Şekil 3.86:** Yağlama Sistemi Şematik Gösterimi
- Şekil 3.87:** İkincil Akış Yağlama Sistemi Sağ Rulman
- Şekil 3.88:** İkincil Akış Yağlama Sistemi Sol Rulman
- Şekil 3.89:** Labirent Seal Çeşitleri - Staright-Throug (a), Step-Up (b), Step-Down (c)
- Şekil 3.90:** Labirent Seal Geometrik Parametreleri

**Şekil 3.91:** Midplatform-Türbin Stator Boşluğu Akış Geçişi

**Şekil 3.92:** Midplatform OGV Boşluğu Akış Geçişi

**Şekil 3.93:** Motor Sıcak Gaz Engelleme Yöntemi

**Şekil 3.94:** Rim Seal Etkinliği Eğrisi

**Şekil 3.95:** K Parametresi Grafiği

**Şekil 3.96:** Türbin Stator-Rotor Sıcak Akış Girişi Engelleme Yöntemi

**Şekil 3.97:** Türbin Rotor-Fan Rear Frame Sıcak Akış Girişi Engelleme Yöntemi

**Şekil 3.98:** Türbin Stator Case Isı Transferi Modellemesi

**Şekil 3.99:** Türbin Rotor Isı Transferi Modellemesi

**Şekil 3.100:** Türbin Rotor Disk Isı Transferi Modellemesi

**Şekil 3.101:** Türbin Üç Boyutlu Sıcaklık Konturü 1

**Şekil 3.102:** Türbin Üç Boyutlu Sıcaklık Konturü 2

**Şekil 3.103:** Türbin Stator Steady-State Thermal FEA 1

**Şekil 3.104:** Türbin Stator Steady-State Thermal FEA 2

**Şekil 3.105:** Aft-Fan Rotor Steady-State Thermal FEA 1

**Şekil 3.106:** Aft-Fan Rotor Steady-State Thermal FEA 2

**Şekil 3.107:** Fan Rotor Isı Transferi Modellemesi

**Şekil 3.108:** Fan Statoru Isı Transferi Modellemesi

**Şekil 3.109:** Fan Üç Boyutlu Sıcaklık Konturü 1

**Şekil 3.110:** Fan Üç Boyutlu Sıcaklık Konturü 2

**Şekil 3.111:** Fan Stator Steady-State Thermal FEA 1

**Şekil 3.112:** Fan Stator Steady-State Thermal FEA 1

**Şekil 3.113:** Inner Case Isı Transferi Modellemesi

**Şekil 3.114:** Outer Case Isı Transferi Modellemesi

**Şekil 3.115:** Separated Margin Gösterimi

**Şekil 3.116:** Inconel718 Malzeme Özellikleri

**Şekil 3.117:** İki Boyutlu Mil Gösterimi

**Şekil 3.118:** Mil İstasyonları

**Şekil 3.119:** Disk Tasarım Girdileri

**Şekil 3.120:** Sol Rulman Özellikleri

**Şekil 3.121:** Sağ Rulman Özellikleri

**Şekil 3.122:** Disk-Mil Tasarım Çıktıları

**Şekil 3.123:** Static Deflection Analizi

**Şekil 3.124:** Critical Speed Analizi

**Şekil 3.125:** Potansiyel Enerji Grafiği

**Şekil 3.126:** Kinetik Enerji Grafiği

**Şekil 3.127:** Critical Speed Map

**Şekil 3.128:** Whirl Speed Analizi

**Şekil 3.129:** Aft-Fan Rotor Modal Analiz Mode 1 (İzometrik Arka)

**Şekil 3.130:** Aft-Fan Rotor Modal Analiz Mode 2 (İzometrik Arka)

**Şekil 3.131:** Aft-Fan Rotor Modal Analiz Mode 3 (İzometrik Arka)

**Şekil 3.132:** Aft-Fan Rotor Modal Analiz Mode 4 (İzometrik Arka)

**Şekil 3.133:** Türbin Stator Modal Analiz Mode 1 (İzometrik Arka)

**Şekil 3.134:** Türbin Stator Modal Analiz Mode 2 (İzometrik Arka)

**Şekil 3.135:** Türbin Stator Modal Analiz Mode 3 (İzometrik Arka)

**Şekil 3.136:** Türbin Stator Modal Analiz Mode 4 (İzometrik Arka)

**Şekil 4.1:** Rotor Mesh Yapısı (İzometrik)

**Şekil 4.2:** Rotor Mesh Kalitesi (İzometrik)

**Şekil 4.3:** Eleman Kalitesi  $<0,4$  Olan Eleman Dağılımı

**Şekil 4.4:** Açıklık Oranı (Aspect Ratio)  $>5$  Olan Elemanların Dağılımı

**Şekil 4.5:** Eğrilik (Skewness)  $>0,75$  Olan Elemanların Dağılımı

- Şekil 4.6:** Rotor Sınır Şartları (İzometrik Arka)
- Şekil 4.7:** Rotor Steady State Thermal Sınır Şartları (İzometrik Arka)
- Şekil 4.8:** Rotor von-Mises Stress Analizi (İzometrik Arka )
- Şekil 4.9:** Rotor von-Mises Stress Analizi (Ön)
- Şekil 4.10:** Rotor Toplam Deformasyon (İzometrik Arka)
- Şekil 4.11 :** Rotor Toplam Deformasyon (Ön)
- Şekil 4.12 :** Rotor Ömür Analizi ( İzometrik Arka )
- Şekil 4.13 :** Rotor Ömür Analizi ( Ön )
- Şekil 4.14:** Rotor Hasar Analizi ( İzometrik Arka )
- Şekil 4.15:** Rotor Hasar Analizi (Ön )
- Şekil 4.16:** Rotor Güvenlik Katsayısı Analizi ( İzometrik Arka )
- Şekil 4.17:** Rotor Güvenlik Katsayısı Analizi (Ön )
- Şekil 4.18:** Türbin Stator Mesh Yapısı
- Şekil 4.19:** Türbin Stator Mesh Kalitesi
- Şekil 4.20:** Eleman Kalitesi  $<0,4$  Olan Elemanların Dağılımı
- Şekil 4.21:** Açıklık Oranı (Aspect Ratio)  $>5$  Olan Elemanların Dağılımı
- Şekil 4.22:** Eğrilik (Skewness)  $>0,75$  Olan Elemanların Dağılımı
- Şekil 4.23:** Türbin Stator Static Structural Sınır Şartları
- Şekil 4.24:** Türbin Stator Steady State Thermal Sınır Şartları
- Şekil 4.25:** Türbin Stator von-Mises Stress Analizi (İzometrik Ön)
- Şekil 4.26:** Türbin Stator von-Mises Stress Analizi (Arka)
- Şekil 4.27:** Türbin Stator Toplam Deformasyon (İzometrik Ön)
- Şekil 4.28:** Türbin Stator Toplam Deformasyon (Arka)
- Şekil 4.29:** Türbin Stator Ömür Analizi ( İzometrik Ön)
- Şekil 4.30:** Türbin Stator Ömür Analizi ( Arka)
- Şekil 4.31:** Türbin Stator Hasar Analizi ( İzometrik Ön)



**Şekil 4.32:** Türbin Stator Hasar Analizi ( Arka)

**Şekil 4.33:** Türbin Stator Güvenlik Katsayısı Analizi ( İzometrik Ön)

**Şekil 4.34:** Türbin Stator Güvenlik Katsayısı Analizi ( Arka)

**Şekil 4.35:** Milin Mesh Yapısı

**Şekil 4.36:** Milin Mesh Kalitesi

**Şekil 4.37:** Eleman Kalitesi  $<0,4$  Olan Eleman Dağılımı

**Şekil 4.38 :** Açıklık Oranı (Aspect Ratio)  $>5$  Olan Elemanların Dağılımı

**Şekil 4.39:** Mil Static Structural Sınır Şartları

**Şekil 4.40 :** Mil von-Mises Stress Analizi (İzometrik Ön )

**Şekil 4.41 :** Mil von-Mises Stress Analizi (Yan )

**Şekil 4.42 :** Mil Toplam Deformasyon (İzometrik Ön)

**Şekil 4.43 :** Mil Toplam Deformasyon (Yan)

**Şekil 4.44:** Mil Ömür Analizi ( İzometrik Ön)

**Şekil 4.45:** Mil Ömür Analizi ( Yan)

**Şekil 4.46:** Mil Hasar Analizi ( İzometrik Ön)

**Şekil 4.47:** Mil Hasar Analizi ( Yan )

**Şekil 4.48:** Mil Güvenlik Katsayısı Analizi ( İzometrik Ön)

**Şekil 4.49:** Mil Güvenlik Katsayısı Analizi ( Yan )

**Şekil 4.50:** Front Frame Mesh Yapısı

**Şekil 4.51:** Front Frame Mesh Kalitesi

**Şekil 4.52:** Eleman Kalitesi  $<0,4$  Olan Elemanların Dağılımı

**Şekil 4.53:** Açıklık Oranı (Aspect Ratio)  $>5$  Olan Elemanların Dağılımı

**Şekil 4.54:** Eğrilik (Skewness)  $>0,75$  Olan Elemanların Dağılımı

**Şekil 4.55:** Front Frame Static Structural Sınır Şartları

**Şekil 4.56:** Front Frame von-Mises Stress Analizi (İzometrik Ön)

**Şekil 4.57:** Front Frame von-Mises Stress Analizi (Yan)

**Şekil 4.58:** Front Frame Toplam Deformasyon (İzometrik Ön)

**Şekil 4.59:** Front Frame Toplam Deformasyon (Yan)

**Şekil 5.1:** Aft-Fan Rotor

**Şekil 5.2:** Fan Stator

**Şekil 5.3:** Türbin Stator

**Şekil 5.4:** Mil

**Şekil 5.5:** Fan Shroud

**Şekil 5.6:** Front Frame

**Şekil 5.7:** Rear Frame

**Şekil 5.8:** Front Case ve Rear Case

**Şekil 5.9:** İç-Orta-Dış Nozzle

**Şekil 5.10:** ASHBY Maliyet Mukavemet Grafiği

**Şekil 6.1:** Af-Fan Modülü Detaylı Gösterimi

**Şekil 6.2:** Mil Kuvvet Dağılımı

**Şekil 6.3:** Aft-Fan Rotor – Mil

**Şekil 6.4:** Rulmanlara Etkiyen Radyal Kuvvetler

**Şekil 6.5:** Rulmanlara Etkiyen Radyal Kuvvet-Moment Diyagramı

**Şekil 6.6:** Aft-Fan Rotor – Mil'e Uygulanan Tork

**Şekil 6.7:** Kademeli Mil Çapları

**Şekil 6.8:** Türbine Etkiyen Eksenel Yükler

**Şekil 6.9:** Türbin Eksenel Yük Kuvvet Yönleri

**Şekil 6.10:** Türbin Radyal Kuvvet Şematik Gösterimi

**Şekil 8.1:** Aft-Fan Modülü Eski Tasarımı

## 13.TABLolar

**Tablo 2.1:** CJ805-3B ve CJ805-23B Özellikleri

**Tablo 3.1:** Aft-Fan Performans Hesaplamalarında Kabul Alınan Değerler

**Tablo 3.2:** Yarışma Şartnamesinde Verilen Değerler

**Tablo 3.3:** Fan Rotor Inlet ve Stator Outlet Değerleri

**Tablo 3.4:** Fan Root, Mean ve Tip Bölgesindeki Akış Açılı

**Tablo 3.5:** Hub ve Tip Bölgesi Yarıçap ve Hız Değerleri

**Tablo 3.6:** Fan FEA Performans Sonuçları

**Tablo 3.7:** Fan FEA Kademe Performans Sonuçları

**Tablo 3.8:** Fan Rotor FEA Sonuçları

**Tablo 3.9:** Fan Stator FEA Sonuçları

**Tablo 3.10:** Fan Rotor Inlet Analitik ve Nümerik Sonuçların Karşılaştırılması

**Tablo 3.11:** Fan Stator Inlet Analitik ve Nümerik Sonuçların Karşılaştırılması

**Tablo 3.12:** Fan Hesaplanan ve Düzeltilmiş Bıçak Açılı

**Tablo 3.13:** 40000 RPM - %100'de Fan Değerleri

**Tablo 3.14:** 36000 RPM - %90'da Fan Değerleri

**Tablo 3.15:** 32000 RPM - %80'de Fan Değerleri

**Tablo 3.16:** 28000 RPM - %70'te Fan Değerleri

**Tablo 3.17:** 26000 RPM - %65'te Fan Değerleri

**Tablo 3.18:** Türbin Tasarım Girdileri

**Tablo 3.19:** Türbin Kademeleri Alan, Yükseklik ve Yarıçap Oran Değerleri

**Tablo 3.20:** Türbin Root, Mean ve Tip Bölgesindeki Akış Açılı

**Tablo 3.21:** Türbin FEA Performans Sonuçları

**Tablo 3.22:** Türbin FEA Kademe Performans Sonuçları

**Tablo 3.23:** Türbin Nozzle FEA Sonuçları

**Tablo 3.24:** Türbin Rotor FEA Sonuçları

**Tablo 3.25:** Türbin Nozzle Inlet Analitik ve Nümerik Sonuçlarının Karşılaştırılması

**Tablo 3.26:** Türbin Rotor Inlet Analitik ve Nümerik Sonuçlarının Karşılaştırılması

**Tablo 3.27:** Türbin Hesaplanan ve Düzeltilmiş Bıçak Açıları

**Tablo 3.28:** 40000 RPM - %100'de Türbin Değerleri

**Tablo 3.29:**  $M_2$  Torkunun Hesaplanmasında Kullanılan Formüller

**Tablo 3.30:** Sol Rulman  $M_1$  Hesabı için Gerekli Değerler

**Tablo 3.31:** Sol Rulman  $M_2$  Hesabı için Gerekli Değerler

**Tablo 3.32:** Sağ Rulman  $M_1$  Hesabı için Gerekli Değerler

**Tablo 3.33:** Sağ Rulman  $M_2$  Hesabı için Gerekli Değerler

**Tablo 3.34:** Türbin Stator Performans Hesaplama Sonuçları

**Tablo 3.35:** Türbin Rotoru Termal Hesaplama Girdileri

**Tablo 3.36:** Türbin Rotoru Termal Hesaplama Sonuçları

**Tablo 3.37:** Türbin Rotor Diski Termal Hesaplama Girdileri

**Tablo 3.38:** Türbin Rotor Diski Termal Hesaplama Sonuçları

**Tablo 3.39:** Fan Rotoru Termal Hesaplama Girdileri

**Tablo 3.40:** Fan Rotoru Termal Hesaplama Sonuçları

**Tablo 3.41:** Fan Statoru Termal Hesaplama Girdileri

**Tablo 3.42:** Fan Statoru Termal Hesaplama Sonuçları

**Tablo 3.43:** Inner Case Alt Termal Hesaplama Girdileri

**Tablo 3.44:** Inner Case Alt Termal Hesaplama Sonuçları

**Tablo 3.45:** Inner Case Üst Termal Hesaplama Girdileri

**Tablo 3.46:** Inner Case Üst Termal Hesaplama Sonuçları

**Tablo 3.47:** Outer Case Alt Termal Hesaplama Girdileri

**Tablo 3.48:** Outer Case Alt Termal Hesaplama Sonuçları

**Tablo 3.49:** Outer Case Üst Termal Hesaplama Girdileri

**Tablo 3.50:** Outer Case Üst Termal Hesaplama Sonuçları

**Tablo 3.51:** Vermes Kaçak Debi Hesabında Kullanılan İfadeler

**Tablo 3.52:** Türbin Stator Midplatform 1. Labirent Seal Tasarım Parametreleri

**Tablo 3.53:** Fan Stator Midplatform 2. Labirent Seal Tasarım Parametreleri

**Tablo 3.54:** Türbin Stator-Rotor Rim Seal Tasarım Parametreleri

**Tablo 3.55:** Türbin Rotor- Rear Frame Rim Seal Tasarım Parametreleri

**Tablo 3.56:** SAS Özet

**Tablo 3.57:** Türbin Stator Performans Hesaplama Sonuçları

**Tablo 3.58:** Türbin Rotor Termal Hesaplama Girdileri

**Tablo 3.59:** Türbin Rotor Termal Hesaplama Sonuçları

**Tablo 3.60:** Türbin Rotor Diski Termal Hesaplama Girdileri

**Tablo 3.61:** Türbin Rotor Diski Termal Hesaplama Sonuçları

**Tablo 3.62:** Fan Rotor Termal Hesaplama Girdileri

**Tablo 3.63:** Fan Rotor Termal Hesaplama Sonuçları

**Tablo 3.64:** Fan Stator Termal Hesaplama Girdileri

**Tablo 3.65:** Fan Stator Termal Hesaplama Sonuçları

**Tablo 3.66:** Inner Case Alt Termal Hesaplama Girdileri

**Tablo 3.67:** Inner Case Alt Termal Hesaplama Sonuçları

**Tablo 3.68:** Inner Case Üst Termal Hesaplama Girdileri

**Tablo 3.69:** Inner Case Üst Termal Hesaplama Sonuçları

**Tablo 3.70:** Outer Case Alt Termal Hesaplama Girdileri

**Tablo 4.1 :** Eleman Kalitesi

**Tablo 4.2:** Aspect Ratio (Açıklık Oranı)

**Tablo 4.3:** Skewness (Eğrilik)

**Tablo 4.4:** Eleman Kalitesi

**Tablo 4.5:** Aspect Ratio (Açıklık Oranı)

**Tablo 4.6:** Skewness (Eğrilik)

**Tablo 4.7 :** Eleman Kalitesi

**Tablo 4.8 :** Aspect Ratio ( Açıklık Oranı)

**Tablo 4.9:** Skewness (Eğrilik)

**Tablo 4.10:** Eleman Kalitesi

**Tablo 4.11:** Aspect Ratio (Açıklık Oranı)

**Tablo 4.12:** Skewness (Eğrilik)

**Tablo 5.1:** Inconel718 Fiziksel ve Mekanik Özellikleri 1

**Tablo 5.2:** Al7075 Fiziksel ve Mekanik Özellikleri

**Tablo 5.3:** Haynes188 Fiziksel ve Mekanik Özellikleri

**Tablo 5.4:** Inconel939 Fiziksel ve Mekanik Özellikleri

**Tablo 5.5:** Inconel625 Fiziksel ve Mekanik Özellikleri 2

**Tablo 6.1:** Aft-Fan Rotoru Kütle, Hacim ve Yoğunluk Değerleri

**Tablo 6.2:** Rulman Hesaplamalarında Kullanılan Değerler

**Tablo 8.1:** Aft-Fan Modülü Kütle Hesaplamaları



## 14.CAD MODELLERİ

Yapmış olduğumuz aft fan montajının ve ve montajın alt parçalarının model boyutu 30 MB'lık dosya yükleme sınırını aştığından .step formatında aşağıdaki Drive linkinde bulabilirsiniz.

**Aft- Fan Montajı Modelleri**

[https://drive.google.com/file/d/1wbRiGL4Ct\\_ZWLgNG8hGScMJPYrfqmLES/view?usp=sharing](https://drive.google.com/file/d/1wbRiGL4Ct_ZWLgNG8hGScMJPYrfqmLES/view?usp=sharing)

