

TEKNOFEST

HAVACILIK, UZAY VE TEKNOLOJİ FESTİVALİ

JET MOTOR TASARIM YARIŞMASI

DETAY TASARIM RAPORU



JETLAB

#418849



Takım Kaptanı

Muhammet KOLO

Marmara Üniversitesi Makine Mühendisliği 4.Sınıf



Takım Üyesi

Hakan ÖZCAN

Marmara Üniversitesi Makine Mühendisliği 4.Sınıf



Takım Üyesi

Melikşah TEKE

Marmara Üniversitesi Makine Mühendisliği 4.Sınıf



Takım Üyesi

Yalçın YILMAZ

Marmara Üniversitesi Makine Mühendisliği 3.Sınıf

İçindekiler

1. Özet	22
2. Giriş	23
2.1 Literatür Araştırması	23
3. Detay Tasarım Geliştirme ve Fizibilite Çalışmaları	24
3.1 Detay Tasarımının Tarif Edilmesi	24
3.2 Performans Çevrimi Analizi	27
3.2.1 Çevrim Hesaplamaları	31
3.3 Birincil Akış Geliştirme	34
3.3.1 Fan	34
3.3.1.1 Fan Bir Boyutlu Tasarımı	34
3.3.1.1.1 Ortalama Çizgi Tasarımı	34
3.3.1.1.2 Free-Vortex	44
3.3.1.1.3 Kanatçık Sayısının Belirlenmesi	45
3.3.1.2 Fan Üç Boyutlu Tasarımı	47
3.3.1.2.1 Hava Alığı	48
3.3.1.2.1 Fan Rotor Kanatçığı	50
3.3.1.2.1 Fan OGV Kanatçığı	51
3.3.1.2.1 Fan Nozülü Tasarımı	52
3.3.1.3 Fan Haritaları	55
3.3.1.4 Fan İki Boyutlu Akış Analizleri	56
3.3.1.4.1 Fan Rotor Kanatçığı İki Boyutlu Akış Analizi	56
3.3.1.4.2 OGV Kanatçığı İki Boyutlu Akış Analizi	58
3.3.1.5 Fan Üç Boyutlu Akış Analizleri	59
3.3.1.5.1 Fan Geometrisinin ANSYS İçerisine Aktarılması	60
3.3.1.5.2 Fan Rotor ve OGV'sine Mesh Atılması	61
3.3.1.5.3 Analizin CFX Modülünde Sınır Şartlarının Hazırlanması ve Çözdürülmesi	66
3.3.1.5.4 HAD-Post Modülünden Sonuçların İncelenmesi	69
3.3.2 Türbin	81
3.3.2.1 Türbin Bir Boyutlu Tasarımı	81
3.3.2.1.1 Ortalama Çizgi Tasarımı	85

3.3.2.1.2 Vortex Teorisi	93
3.3.2.1.3 Kanatçık Sayısı Belirlenmesi	96
3.3.2.1.4 Kanat Profili, Aralık ve Genişliği Parametreleri Detayları	97
3.3.2.2 Türbin Üç Boyutlu Tasarımı	102
3.3.2.2.1 Aerodinamik Geçiş Kanalı	103
3.3.2.2.2 Türbin Stator Kanatçığı	105
3.3.2.2.3 Türbin Rotor Kanatçığı	107
3.3.2.2.4 Türbin Nozülü Tasarımı	108
3.3.2.3 Türbin İki Boyutlu Akış Yolu Analizi	111
3.3.2.3.1 Stator İki Boyutlu Akış Analizleri	111
3.3.2.3.2 Rotor İki Boyutlu Akış Analizleri	112
3.3.2.4 Türbin Üç Boyutlu Akış Yolu Analizi	113
3.3.2.4.1 Türbin Geometrisinin ANSYS İçerisine Aktarılması	113
3.3.2.4.2 Fan Stator ve Rotorda Mesh Atılması	114
3.3.2.4.3 Analizin CFX Modülünde Sınır Şartlarının Hazırlanması ve Çözdürülmesi	118
3.3.2.4.4 HAD-Post Modülünden Sonuçların İncelenmesi	120
3.4 İkincil Akış ve Yağlama Analizleri	129
3.4.1 İkincil Akış Analizleri	129
3.4.1.1 Bölge Bir Debi ve Cd Hesabı	134
3.4.1.2 Bölge İki Debi ve Cd Hesabı	137
3.4.1.3 Midplatform Debi ve Cd Hesabı	146
3.4.1.4 Aero Yük Hesaplamaları	148
3.4.2 Yağlama Konseptinin Detayları	150
3.4.2.1 Yağlama Debi Hesabı	153
3.5 Termal Analizler	159
3.5.1 Türbin Rotor Kanatçığı 1 Boyutlu Isı Transfer Analizi	159
3.5.2 Disk Cavity Termal Hesaplamalar	163
3.5.3 Türbin Diski İki Boyutlu Isı Transfer Analizi	166
3.5.4 Türbin Kanatçığı Üç Boyutlu Isı Transfer Analizi	171
3.6 Dinamik Analizler	175
3.6.1 Rotor Dinamiği Hesaplamaları	175
3.7 Yapısal Analizler	196

3.7.1 Bir Boyutlu Yapısal Analizler	196
3.7.1.1 Türbin Termal Gerilme	196
3.7.1.2 Türbin Santrifüj Gerilme	197
3.7.1.3 Türbin Gas Bending Gerilmesi	197
3.7.2 Üç Boyutlu Yapısal Analizler	199
3.7.2.1 Fan Üç Boyutlu Yapısal Analizi	200
3.7.2.2 Türbin Üç Boyutlu Yapısal Analizi	212
3.7.2.3 Mil Üç Boyutlu Yapısal Analiz	221
3.7.2.3.1 Mil Tasarımı	221
3.7.2.3.2 Mil Yapısal Analizi	228
3.7.3 Burst, Sürünme ve Ömür Analizleri	236
3.7.3.1 Burst	236
3.7.3.2 Sürünme ve Ömür Analizi	237
4. Malzeme ve İmalat Yöntemi Seçimi	241
4.1 Türbin Bölümü Malzeme ve İmalat Yöntemi Seçimi	243
4.2 Fan Bölümü Malzeme ve İmalat Metodu Seçimi	245
5. Rulman Seçimi	248
5.1 Eksenel Yük Hesabı	248
5.2 Radyal Yük Hesabı	250
5.3 Rulman Seçimi ve Ömür Analizi	254
5.3.1 Rulman Yüğü Hesabı	261
5.3.1.1 Dinamik Eşdeğer Yük Hesabı	261
5.3.1.2 Statik Eşdeğer Yük Hesabı	263
5.3.2 Rulman Ömür Hesabı	263
5.3.3 Rulman Geometrik Ve Pozisyon Toleransları	265
6. Üretilirlik ve Montaj Edilebilirlik	272
6.1 Üretilirlik Analizi	273
6.2 Montajlanabilirlik Analizi	274
7. Sonuçların Tartışılması ve İlerideki Çalışmalar İçin Öneriler	275
8. Risk Analizi	277
9. Kaynakça	280

10. Ekler	284
Ek A. CFturbo Programında Yapılan Fan Tasarımı ve Parametreleri	284
Ek B. CFturbo Türbin Tasarım Parametreleri	298
Ek C. Teknik Resimler	314
Ek D. Python Bir Boyutlu Hesaplama Kodları	315



Semboller**Açıklamalar**

T_a	Atmosfer Havaşı Giriş Sıcaklığı
T_t	Toplam Basınç
T_s	Statik Basınç
P_a	Atmosfer Havaşı Giriş Basıncı
P_c	Kritik Basınç
P_t	Toplam Basınç
P_s	Statik Basınç
c_{pa}	Özgül Isı Katsayısı
c_{pg}	Yanmış Gaz Özgül Isısı
R	Gaz Sabiti
γ	Gamma
β	Bypass Oranı
\dot{m}	Kütlesel Debi
ρ	Yoğunluk
M	Mach Değeri
ψ	Yük Katsayısı
ϕ	Akış Katsayısı
Λ	Reaksiyon Derecesi
N	Devir Sayısı
U	Kanat Hızı
λ_N	Nozzle Kayıp Katsayısı

λ_R	Rotor Kayıp Katsayısı
C	Mutlak Hız
V	Bağıl Hız
ΔT_{0s}	Sıcaklık Farkı
A	Kesit Alanı
r_m	Ortalama Yarıçap
h_m	Ortalama Yükseklik
A	Kesit Alanı
η	Verimlilik
ΔW	Güç
Z	Kanat Sayısı
ψ	Zweifel Katsayısı
w	Kanat Genişliği
S_{ut}	Malzemenin Çekme Mukavemeti
S_e	Malzemenin Sürekli Mukavemeti
S_y	Malzemenin Akma Mukavemeti
K_t	Gerilme Yığılması Katsayısı
ϕ_h	Müsaade Edilebilir Dönme Açısı
G	Kayma Elastisite Modülü
P	Dinamik Eşdeğer Yük
F_r	Rulmana Etki Eden Radyal Yük
F_a	Rulmana Etki Eden Eksenel Yük

L_h	Rulman Ömrü
ω_n	Kritik Hızın rad/s Cinsinden Gösterimi
δ_{st}	Bir Kütlelden Dolayı Oluşan Statik Çökme
E	Malzemenin Elastikiyet Modülü
$e_{per}\Omega$	Unbalance Grade Derecesi
U_{per}	İzin Verilebilir Kalıntı Dengesizliği
F_{Ar}	A Rulmanına Etki Eden Radyal Yük
F_{Br}	B Rulmanına Etki Eden Radyal Yük
T_{aw}	Adyabatik Duvar Sıcaklığı
T_{∞}	Mutlak Sıcaklık
P_r	Prandtl Sayısı
R_e	Reynolds Sayısı
μ	Dinamik Viskozite
N_u	Nusselt Sayısı
k	Termal Geçişkenlik Katsayısı
σ_T	Termal Gerilme
α	Genleşme Katsayısı
σ_{ct}	Santrifüj Gerilme
ρ_b	Malzemenin Yoğunluğu
σ_{gb}	Gas Bending Gerilmesi

Şekiller Dizini

Şekil 2.1 Benchmark Aft-Fan Turbofan Motorları	23
Şekil 3.1 Tasarlanan Aft-fan Modülü Kesit Görünümü	26
Şekil 3.2 Aft-Fan Modülü İstasyon Numaraları	27
Şekil 3.3 Fan Rotor Kanatçığı Hız Üçgenleri	36
Şekil 3.4 Hesaplanmış Fan Rotor Hız Üçgenleri	41
Şekil 3.5 Akış - Yük Katsayısı Bağlantı Grafiği	42
Şekil 3.6 Free Vortex Span Konumları	43
Şekil 3.7 Optimum s/c Oran Grafiği	45
Şekil 3.8 Fan OGV Kanatçık Sayısı Hesabı	47
Şekil 3.9 CFturbo Fan Tasarım Kesiti	48
Şekil 3.10 CFturbo Hava Giriş kanalı Giriş Değerleri	49
Şekil 3.11 CFturbo Hava Giriş kanalı Çıkış Değerleri	50
Şekil 3.12 CFturbo Fan Rotor Geometrik Ölçüleri	51
Şekil 3.13 CFturbo Fan Rotoru Giriş ve Çıkış Değerleri	51
Şekil 3.14 CFturbo Fan OGV Giriş ve Çıkış Değerleri	52
Şekil 3.15 CFturbo Fan Nozül Giriş Değerleri	54
Şekil 3.16 CFturbo Fan Nozül Çıkış Değerleri	54
Şekil 3.17 Fan Nozülü İki Boyutlu Akış Analizi	55
Şekil 3.18 Fan Bölümü 3 Boyutlu Tasarımı	55
Şekil 3.19 Fan Haritası	56
Şekil 3.20 Fan Rotor İki Boyutlu Akış Analizi-1	57
Şekil 3.21 Fan Rotor İki Boyutlu Akış Analizi-2	58
Şekil 3.22 Fan OGV İki Boyutlu Akış Analizi	59
Şekil 3.23 Örnek Bir HAD Analiz Görüntüsü	60
Şekil 3.24 Tasarlanan Fanın Rotor ve OGV Geometrisi	61
Şekil 3.25 Fan Geometrisinin TurboGrid Formatında Aktarılması	62
Şekil 3.26 Mesh Data Sekmesinde Mesh Size Bölümü	63
Şekil 3.27 Mesh Data Sekmesinde Mesh Pasaj Bölümü	64
Şekil 3.28 a) Fan Rotoru b) Fan OGV Mesh İstatistikleri	64
Şekil 3.29 Fan Rotor Kanatçığının a) Hub Bölümünde b) Shroud Bölümünde c) 0.5 Span Bölümünde d) Kanatçık Yüzeylerinde e) 3D Mesh Yapısı	66

Şekil 3.30 Fan OGV Kanatçığının a) Hub Bölümünde b) Shroud Bölümünde c) 0.5 Span Bölümünde d) Kanatçık Yüzeylerinde e) 3D Mesh Yapısı	67
Şekil 3.31 Makine ve Analiz Tipinin Belirlenmesi	67
Şekil 3.32 Fan Rotorun (R1) ve OGV'sinin (S1) Tanımlanması	68
Şekil 3.33 CFX-Pre Üzerinden Fanın Sınır Şartlarının Girilmesi	69
Şekil 3.34 CFX-Pre Üzerinde Fanın Modellenmesi	69
Şekil 3.35 CFX-Pre Çözücü Ayarları	70
Şekil 3.36 Fanın HAD Analizi Sonucunda Yakınsama Değerleri	71
Şekil 3.37 HAD Analizinin ANSYS Workbench Proje Şeması	72
Şekil 3.38 Blade-to-Blade a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık c) Mach Number Sonuçları	72
Şekil 3.39 Meridional Analiz a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık c) Mach Number Sonuçları	74
Şekil 3.40 Fan Rotor ve OGV Hub Kısımındaki a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık c) Mach Number Sonuçları	75
Şekil 3.41 Fan Rotor ve OGV Orta Düzlemdeki a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık c) Mach Number Sonuçları	76
Şekil 3.42 Fan Rotor ve OGV Shroud Kısımındaki a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık c) Mach Number Sonuçları	77
Şekil 3.43 Fan Rotor ve OGV Hub, Orta Düzlem ve Shroud Kısımındaki Toplam Basınç Dağılımı	78
Şekil 3.44 Fan Rotor ve OGV Birleşim Yerindeki a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık c) Mach Number Sonuçları	79
Şekil 3.45 Fan Rotor ve OGV Orta Düzlemdeki Toplam Basınç Dağılımı ve Fan Rotorundaki Şok Etkilerinin Gösterilmesi	80
Şekil 3.46 Fan Rotor ve OGV Kanatçıkları Üzerindeki Basınç Dağılımı	81
Şekil 3.47 Fan Rotor ve OGV Kanatçıkları Üzerindeki Hava Akışının Gösterilmesi	82
Şekil 3.48 Türbin Tasarımı Akış Şeması	84
Şekil 3.49 Reaksiyon Derecesi 0,5 Alınmış Akış -Yük Katsayısı Bağlantı Grafiği	85
Şekil 3.50 Türbin Hız Üçgenleri	86
Şekil 3.51 Belirlenen Türbin Kademesi	87
Şekil 3.52 Hesaplanmış Türbin Hız Üçgeni	90
Şekil 3.53 Türbin Yükseklik Geometrisi	96
Şekil 3.54 Türbin Rotoru Kesit Konumları	97

Şekil 3.55 Kanatçık Sayısı Hesabı	100
Şekil 3.56 Stator Kanat Sayısı Hesabı	101
Şekil 3.57 Kanat Geometrisi Ölçü İsimlendirmeleri	102
Şekil 3.58 Türbin Rotoru İncidence Açısına Bağlı Profil Kayıpları Grafiği	102
Şekil 3.59 CFturbo Türbin Rotoru Belirlenen İncidence ve Deviation Açıları	102
Şekil 3.60 CFturbo Türbin Optimal Eksenel Genişlik Oranı	103
Şekil 3.61 CFturbo Türbin Rotoru Kanat Profil Parametreleri	104
Şekil 3.62 CFturbo Türbin ve Fan Konvansiyonel Kanat Tasarım Parametreleri	104
Şekil 3.63 CFturbo Türbin Rotoru Geçiş Alanı Grafiği	105
Şekil 3.64 CFturbo Türbin Rotoru Stacking ve Wrap Açıları	105
Şekil 3.65 CFturbo Türbin Rotoru Kökten Uca Kanat Profili Grafiği	105
Şekil 3.66 CFturbo Türbin Kesit Görüntüsü	106
Şekil 3.67 CFturbo Aerodinamik Geçiş Kanalı Giriş Değerleri	108
Şekil 3.68 CFturbo Aerodinamik Geçiş Kanalı Giriş Değerleri	108
Şekil 3.69 CFturbo Aerodinamik Geçiş Kanalı İki Boyutlu Akış Analizi	109
Şekil 3.70 CFturbo Türbin Stator Giriş Değerleri	110
Şekil 3.71 CFturbo Türbin Stator Çıkış Değerleri	110
Şekil 3.72 CFturbo Türbin Rotor Giriş ve Çıkış Değerleri	112
Şekil 3.73 CFturbo Türbin Nozülü Giriş Değerleri	113
Şekil 3.74 CFturbo Türbin Nozülü İki Boyutlu Akış Analizi	113
Şekil 3.75 Türbin Kademesi 3 Boyutlu Perspektif Görünüşü	114
Şekil 3.76 Türbin Stator İki Boyutlu Akış Yolu Analizleri	115
Şekil 3.77 Şekil 3.77 Türbin Rotor İki Boyutlu Akış Yolu Analizleri-1	116
Şekil 3.78 Türbin Rotor İki Boyutlu Akış Yolu Analizleri-2	117
Şekil 3.79 Tasarlanan Türbinin Rotor ve Stator Geometrisi	118
Şekil 3.80 Mesh Data Sekmesinde Mesh Size Bölümü	119
Şekil 3.81 a) Türbin Rotoru b) Türbin Statoru Mesh İstatistikleri	119
Şekil 3.82 Türbin Statot Kanatçığının a) Hub Bölümünde b) Shroud Bölümünde c) 0.5 Span Bölümünde d) Kanatçık Yüzeylerinde e) 3D Mesh Yapısı	120
Şekil 3.83 Türbin Rotor Kanatçığının a) Hub Bölümünde b) Shroud Bölümünde c) 0.5 Span Bölümünde d) Kanatçık Yüzeylerinde e) 3D Mesh Yapısı	121
Şekil 3.84 Makine ve Analiz Tipinin Belirlenmesi	122
Şekil 3.85 Türbin Stator (S1) ve Rotorun (R1) Tanımlanması	123
Şekil 3.86 CFX-Pre Üzerinden Fanın Sınır Şartlarının Girilmesi	123

Şekil 3.87 CFX-Pre Üzerinde Türbinin Modellenmesi	123
Şekil 3.88 Türbinin HAD Analizi Sonucunda Yakınsama Değerleri	124
Şekil 3.89 HAD Analizinin ANSYS Workbench Proje Şeması	124
Şekil 3.90 Blade-to-Blade a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık c) Mach Number Sonuçları	126
Şekil 3.91 Meridional Analiz a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık c) Mach Number Sonuçları	128
Şekil 3.92 Türbin Stator ve Rotor Hub Kısımındaki a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık c) Mach Number Sonuçları	129
Şekil 3.93 Türbin Stator ve Rotor Orta Düzlemdaki a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık c) Mach Number Sonuçları	130
Şekil 3.94 Türbin Stator ve Rotor Shroud Kısımındaki a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık c) Mach Number Sonuçları	131
Şekil 3.95 Türbin Stator ve Rotor Hub, Orta Düzlem ve Shroud Kısımındaki Toplam Basınç Dağılımı	132
Şekil 3.96 Türbin Stator ve Rotor Birleşim Yerindeki a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık c) Mach Number Sonuçları	132
Şekil 3.97 Türbin Stator ve Rotor Kanatçıkları Üzerindeki Hava Akışının Gösterilmesi	133
Şekil 3.98 Örnek Bir Seal Tasarımı ve Sıcak Gaz Geçişi	134
Şekil 3.99 Akış Yolundaki Örnek Basınç Varyasyonu	134
Şekil 3.100 Orifice Şeması	135
Şekil 3.101 Seal çeşitlerine göre K ve varyasyonu	136
Şekil 3.102 Seal Geometrisi	139
Şekil 3.103 Purge Flow Gönderilmemesi Durumunda Sıcaklık Dağılımı	153
Şekil 3.104 Purge Flow Gönderilmemesi Durumunda Basınç Dağılımı	153
Şekil 3.105 Purge Flow Gönderilmemesi Durumunda Hız Dağılımı	154
Şekil 3.106 $C_{w,e}$, $C_{w,i}$ ve ϵ 'nin $C_{w,0}$ ile değişimi	156
Şekil 3.107 Cavity Hava Sıcaklıkları	157
Şekil 3.108 Cavity Akış Streamline Gösterimi	159
Şekil 3.109 Orta Platform Seal Tasarımı	152
Şekil 3.110 Türbin ve Fan Kanatçığı Kesit Geometrisi	154
Şekil 3.111 Örnek Yağlama Sistemi	156
Şekil 3.112 Örnek 2 Boyutlu Radyal Keçe Gösterimi	157
Şekil 3.113 Yağlama Sistemi ve Örnek Sızdırmazlık Elemanı	158

Şekil 3.114 JP-8 Sıcaklığa Bağlı Kinematik Vizkozite Diyagramı	158
Şekil 3.115 Rulmanda Kontak Açıklarına Göre Katsayı Listesi	163
Şekil 3.116 JP-8 Yakıtının Farklı Sıcaklıklarda Termodinamik Özellik Listesi	163
Şekil 3.117 Yakıtların g/mol Oranları Listesi	168
Şekil 3.118 Yağlama Sistemi Hattı Kesit Görüntüsü	169
Şekil 3.119 Eşdeğer Termal Devre	170
Şekil 3.120 Stator Rotor Arası Sıcaklık ve Basınç Dağılımı	170
Şekil 3.121 Akış Sıcaklıkları	170
Şekil 3.122 Streamline Sonuçları	172
Şekil 3.123 Malzeme Tanımı	179
Şekil 3.124 Disk Geometrisi	181
Şekil 3.125 Mesh Kalitesi	181
Şekil 3.126 Mesh Görüntüsü	182
Şekil 3.127 Fixed Support Uygulaması	182
Şekil 3.128 Disk Yan Yüzeyine Tanımlanan Hava Sıcaklıkları	183
Şekil 3.129 Disk Yan Yüzeyine Tanımlanan Hava Sıcaklıkları	183
Şekil 3.130 Disk Üst Yüzeyine Tanımlanan Hava Sıcaklıkları	184
Şekil 3.131 Disk Metal Sıcaklık Dağılımı	185
Şekil 3.132 Y Eksenindeki Deformasyon	177
Şekil 3.133 Mesh Görüntüsü	178
Şekil 3.134 Skewness Değerleri	189
Şekil 3.135 Skewness Grafiği	188
Şekil 3.136 Konveksiyon Tanımlaması	189
Şekil 3.137 HAD Verileri	189
Şekil 3.138 Metal Sıcaklıkları	190
Şekil 3.139 Mil Üzerindeki Rulman ve Yekpare Fan ve Türbin Yapısının Konumları	182
Şekil 3.140 Jeffcott Rotorunun Sabit Destekler Üzerindeki Kesiti	183
Şekil 3.141 Tasarlanan Mil Geometrisi	184
Şekil 3.142 Tasarlanan Mil Geometrisinin Ölçüleri	185
Şekil 3.143 İzin Verilen Dengesizlik ve Türbin Çalışma Hızı Grafiği	186
Şekil 3.144 Static Deflection & Bearing Loads Analiz Tipi Detayları	187
Şekil 3.145 Milin Dönmediği Durumdaki Statik Çökme Miktarı	188
Şekil 3.146 Milin Dönmediği Durumdaki Rulmanlara Gelen Reaksiyon Kuvvetleri	189
Şekil 3.147 Critical Speed Analysis Analiz Tipi Detayları	192

Şekil 3.148 1. Moddaki a) Mod Şekli, b) Enerji Dağılımı, c) Modal Stress Değerleri	195
Şekil 3.149 2. Moddaki a) Mod Şekli, b) Enerji Dağılımı, c) Modal Stress Değerleri	196
Şekil 3.150 3. Moddaki a) Mod Şekli, b) Enerji Dağılımı, c) Modal Stress Değerleri	197
Şekil 3.151 Kritik Hız Analiz Tipi Detayları	198
Şekil 3.152 1. Moddaki a) Mod Şekli, b) Enerji Dağılımı, c) Modal Stress Değerleri	199
Şekil 3.153 2. Moddaki a) Mod Şekli, b) Enerji Dağılımı, c) Modal Stress Değerleri	201
Şekil 3.154 3. Moddaki a) Mod Şekli, b) Enerji Dağılımı, c) Modal Stress Değerleri	203
Şekil 3.155 Whirl Speed Analiz Tipi Detayları	204
Şekil 3.156 Kritik Hız Haritası	204
Şekil 3.157 Motor Çalışma Hızlarının Grafiğe Aktarılması	204
Şekil 3.158 Campbell Diyagramı	205
Şekil 3.159 İlk Üç Moddaki Üç Boyutlu Mode Shapeleri	206
Şekil 3.160 Steady State Synchronous Response-Linear System Analiz Tipi Detayları	206
Şekil 3.161 Dengesizlik (Balanssızlık) Sonucunda Rulmana Etki Eden Yük	207
Şekil 3.162 Dengesizlik (Unbalance) Kuvveti Sonucunda Farklı Bölgelerdeki Deplasman Miktarları	207
Şekil 3.163 In738 Elastikiyet Modülü (Young Modülü) Sıcaklık İlişkisi	208
Şekil 3.164 Kanat Kavis Açısı (Blade Camber Angle) ve n İlişkisi	209
Şekil 3.165 Yapısal Analiz Örneği	210
Şekil 3.166 ANSYS Workbench Üç Boyutlu Akış Yolu Analiz Şeması	211
Şekil 3.167 Inconel 738 Malzeme Özellikleri	212
Şekil 3.168 Ansys SpaceClaim de Düzenlenen Türbin Rotoru Geometrisi	213
Şekil 3.169 HAD Verilerinin Mekanik Bölüme Aktarılması	213
Şekil 3.170 Model Bölümü İçerisinde Türbin Rotor Malzemesinin Seçilmesi	214
Şekil 3.171 Türbin Rotoru İçin İlk Mesh Çalışması	215
Şekil 3.172 Türbin Rotoru Ön Ve Arka kenar Mesh Görüntüsü	215
Şekil 3.173 Türbin Rotoru a) Mesh Kontrolü b) Mesh Kalitesi	216
Şekil 3.174 Türbin Rotoruna Yerçekimi İvmesinin Girilmesi	216
Şekil 3.175 Türbin Rotoruna Açısal Hız Değerinin Girilmesi	217
Şekil 3.176 Türbin Rotoruna Etki Eden Yatak Yük Değerinin Girilmesi	218
Şekil 3.177 HAD Analiz Sonucunda Elde Edilen Sıcaklık Dağılımının Mekanik Bölüme Aktarılması	218
Şekil 3.178 HAD Analiz Sonucunda Elde Edilen Basınç Dağılımının Mekanik Bölüme Aktarılması	218

Şekil 3.179 Fan rotoruna “Dispacement” ın Girilmesi	219
Şekil 3.180 Türbin Rotorun Sınır Şartlarının Ve Yüklerinin Gösterilmesi	219
Şekil 3.181 Türbin Rotorunda Üç Boyutlu Yapısal Analiz Sonucunda Oluşan Toplam Deformasyon Değerleri	220
Şekil 3.182 Türbin Rotorunda Üç Boyutlu Yapısal Analiz Sonucunda Oluşan Y Yönündeki Deformasyon Değerleri	220
Şekil 3.183 Türbin Rotorunda Üç Boyutlu Yapısal Analiz Sonucunda Oluşan Von-Mises Gerilmeleri	221
Şekil 3.184 Türbin Rotorunda Üç Boyutlu Yapısal Analiz Sonucunda Oluşan Emniyet Faktörü Dağılımı	222
Şekil 3.185 Ansys SpaceClaim’de Düzenlenen Türbin Rotoru Geometrisi	223
Şekil 3.186 Model Bölümü İçerisinde Türbin Rotor Malzemesinin Seçilmesi	223
Şekil 3.187 Türbin Diskinin Mesh Görüntüsü	224
Şekil 3.188 Türbin Kanatçığı Mesh Görüntüsü	225
Şekil 3.189 Türbin Rotoru Ön ve Arka Kenar Mesh Görüntüsü	225
Şekil 3.190 Türbin Rotoru a) Mesh Kontrolü b) Mesh Kalitesi	226
Şekil 3.191 Türbin Rotoruna Yerçekimi İvmesinin Girilmesi	227
Şekil 3.192 Türbin Rotoruna Açısal Hız Değerinin Girilmesi	228
Şekil 3.193 Yatak Yükün Türbin Rotoruna Etki Eden Değerinin Girilmesi	229
Şekil 3.194 HAD Analiz Sonucunda Elde Edilen Sıcaklık Dağılımının Mekanik Bölüme Aktarılması	230
Şekil 3.195 HAD Analiz Sonucunda Elde Edilen Basınç Dağılımının Mekanik Bölüme Aktarılması	231
Şekil 3.196 Net Eksenel Kuvvetin Türbin Rotoruna Girilmesi	232
Şekil 3.197 Türbin Rotorun Sınır Şartlarının ve Yüklerinin Gösterilmesi	233
Şekil 3.198 Türbin Rotorunda Üç Boyutlu Yapısal Analiz Sonucunda Oluşan Toplam Deformasyon Değerleri	234
Şekil 3.199 Türbin Rotorunda Üç Boyutlu Yapısal Analiz Sonucunda Oluşan Y Yönündeki Deformasyon Değerleri	235
Şekil 3.200 Türbin Rotorunda Üç Boyutlu Yapısal Analiz Sonucunda Oluşan Von-Mises Gerilmeleri	236
Şekil 3.201 Türbin Rotorunda Üç Boyutlu Yapısal Analiz Sonucunda Oluşan Emniyet Faktörü Dağılımı	236
Şekil 3.202 Örnek Mil Şekilleri	236

Şekil 3.203 Mil Üzerinde Bulunan Parçaların Konumu	237
Şekil 3.204 Mil Serbest Cisim Diyagramı	237
Şekil 3.205 Mil Geometrisinin a) Solidworks Tasarımı b) Teknik Resmi	238
Şekil 3.206 Ansys SpaceClaim de Düzenlenen Mil Geometrisi	238
Şekil 3.207 Mil Malzemesinin Mekanik Özelliklerinin Girilmesi	238
Şekil 3.208 Mil Geometrisi a) Genel b) Kesit Mesh Görüntüsü	239
Şekil 3.209 Mil Geometrisi Mesh Kalitesi	239
Şekil 3.210 Mil Geometrisine Yerçekimi İvmesinin Girilmesi	239
Şekil 3.211 Mil Geometrisine Etki Eden Disk Yükü	240
Şekil 3.212 Mil Geometrisine Etki Eden Yatak Yüklerin Girilmesi	240
Şekil 3.213 Mil Geometrisine Açısız Hızın Girilmesi	240
Şekil 3.214 Mil Geometrisi Üzerinde Eksenel Yükün Gösterimi	241
Şekil 3.215 Mil Geometrisine Displacement'ın Girilmesi	241
Şekil 3.216 Mil Geometrisi Sınır Şartlarının Ve Yüklerin Gösterilmesi	241
Şekil 3.217 Analiz Sonucunda Oluşan a) Toplam b) Y yönündeki Deformasyonlar	242
Şekil 3.218 Yapısal Analiz Sonucu Oluşan Von-Mises Gerilmeleri	242
Şekil 3.219 Yapısal Analiz Sonucu Oluşan Emniyet Faktörü	243
Şekil 3.220 Sürünme Eğrisi Grafiği	243
Şekil 3.221 In738 Malzemesinin Farklı Sıcaklıklardaki Sürünme Özellikleri	243
Şekil 3.222 In738 Malzemesinin Farklı Stresslerdeki Kopma Süresi	244
Şekil 3.223 Larsson-miller parametresi	245
Şekil 4.1 Montaj Kesit Görünüşü	245
Şekil 4.2 Montaj Parçaları ve İsimleri	246
Şekil 4.3 Hassas Döküm Proses Kademeleri	246
Şekil 5.1 Eksenel kuvvetler	247
Şekil 5.2 Eksenel yük girdileri	247
Şekil 5.3 Balans Kalite Derecesi	248
Şekil 5.4 Rulman ve Disk Konumu	248
Şekil 5.5 Asimetrik Bir Konumda Kütle merkezinin Gösterilmesi	249
Şekil 5.6 Yuvarlanma Elemanına Göre a) Bilyalı Rulmanlar	
b) Makaralı Rulmanlar	250
Şekil 5.7 Maruz Kaldıkları Yüklere Göre a) Radyal Rulmanlar b) Eksenel Rulmanlar	251
Şekil 5.8 a) Sabit b) Yataklı c) Eğik d) Oynak Bilyalı Rulmanlar	252

Şekil 5.9 Tek Sıralı b) Çift Sıralı c) Dört Nokta Temaslı Eğik Bilyalı Rulmanlar	253
Şekil 5.10 Dört Nokta Temaslı Eğik Bilyalı Rulmanın Parçalar	253
Şekil 5.11 Rulmana Etki Eden Kuvvetlerin Gösterimi	254
Şekil 5.12 QJ 203 N2MA Kodlu Rulman Genel Ölçüleri	254
Şekil 5.13 QJ N2MA Kodlu Rulmanın Dayanma Ölçüleri	258
Şekil 5.14 OJ 203 N2MA Kodlu Rulman Hesaplama Parametreleri	258
Şekil 5.15 Bilyalı Rulmanda Temas Açısının Gösterimi	259
Şekil 5.16 SKF Firmasındaki Farklı Rulman Tiplerinin Kontak Açısı	260
Şekil 5.17 Eğik Bilyalı Rulmanın Kafes Parçasının Malzemeleri	264
Şekil 5.18 OJ 203 N2MA Kodlu Rulman Değerleri	265
Şekil 5.19 Rulmanın Mil ve Yatak Geçme Durumları	266
Şekil 5.20 ISO Standart Tolerans Sınıflandırması	267
Şekil 5.21 Rulman Dış Çapı için P6 Standart Tolerans Aralık Değerleri	268
Şekil 5.22 Rulman İç Çapı için h5 Standart Tolerans Aralık Değerleri	268
Şekil 5.23 Rulman Yatakları İçin ISO Standartları	275
Şekil 5.24 Rulman Yatakları İçin ISO Standartları Tolerans Derecesi	276
Şekil 5.25 Rulman Eksenel Dahili Boşluk Sınıfı	277
Şekil 5.26 Bilye Uyumunun Rulman Şekli Üzerindeki Gösterimi	279
Şekil 5.27 Belirli Yükler Altında Rulmandaki Sapma Miktarı	280
Şekil 6.1 Montaj Parçaları ve İsimleri	280
Şekil 6.2 Montaj $\frac{3}{4}$ Kesit Görünüş	282
Şekil 7.1 Montaj Kesit Görünümü	285

Tablolar Dizini

Tablo 3.1 Geometrik Kısıtlamalar	23
Tablo 3.2 Tasarım İsterleri	23
Tablo 3.3 Performans Çevrim Kabulleri	30
Tablo 3.4 Fan Tasarım Girdileri	34
Tablo 3.5 Fan Tasarım Kabulleri	34
Tablo 3.6 Fan RPM Hesabı	35
Tablo 3.7 Fan Termodinamik Değerler	38
Tablo 3.8 Fan Kanatçığı Geometrisi	38
Tablo 3.9 Fan Kinematik Değerleri	40
Tablo 3.10 Fan Free-Vortex Açılımları	44
Tablo 3.11 Hava Alığı Geometrisi	48
Tablo 3.12 Hava Alığı Termodinamik Değerler	48
Tablo 3.13 Hava Alığı Kinematik Değerleri	49
Tablo 3.14 Fan Rotor Kanatçığı Geometrisi	50
Tablo 3.15 Fan Rotor Kanatçığı Termodinamik Değerler	50
Tablo 3.16 Fan Rotor Kanatçığı Kinematik Değerleri	52
Tablo 3.17 Fan OGV Kanatçığı Geometrisi	52
Tablo 3.18 Fan OGV Kanatçığı Termodinamik Değerler	52
Tablo 3.19 Fan OGV Kanatçığı Kinematik Değerleri	53
Tablo 3.20 Fan Kanatçığı Geometrisi	53
Tablo 3.21 Fan Termodinamik Değerler	53
Tablo 3.22 Fan Kinematik Değerleri	53
Tablo 3.23 Fan Rotoru ve OGV'si Element ve Nodes Sayısı	64
Tablo 3.24 Türbin Tasarım Girdileri Tablosu	88
Tablo 3.25 Türbin Kabuller	88
Tablo 3.26 Boyutsuz Parametre Sonuçları	89
Tablo 3.27 Türbin Ortalama Açılar	90
Tablo 3.28 Türbin Termodinamik Değerler	92
Tablo 3.29 Türbin Kinematik Mutlak Hız Sonuçları	93
Tablo 3.30 Türbin Kademesi Geometri Değerleri	94
Tablo 3.31 Türbin Vorteks Açılımları	95
Tablo 3.32 Türbin Kanat Parametreleri	96

Tablo 3.33 Türbin Kanat Parametreleri	97
Tablo 3.34 Aerodinamik Geçiş Kanalı Geometrisi	98
Tablo 3.35 Aerodinamik Geçiş Kanalı Termodinamik Değerler	99
Tablo 3.36 Aerodinamik Geçiş Kanalı Kinematik Değerleri	102
Tablo 3.37 Türbin Stator Kanatçığı Geometrisi	103
Tablo 3.38 Türbin Stator Termodinamik Değerler	105
Tablo 3.39 Türbin Stator Kinematik Değerleri	106
Tablo 3.40 Türbin Rotor Geometrisi	108
Tablo 3.41 Türbin Rotor Termodinamik Değerler	110
Tablo 3.42 Türbin Rotor Kinematik Değerleri	111
Tablo 3.43 Türbin Nozülü Geometrisi	112
Tablo 3.44 Türbin Nozülü Termodinamik Değerler	113
Tablo 3.45 Türbin Nozülü Kinematik Değerleri	114
Tablo 3.46 Türbin Stator ve Rotoru Element ve Node Sayısı	115
Tablo 3.47 Debi ve Cd Değerleri	115
Tablo 3.48 Basınç Düşümü Parametreleri	114
Tablo 3.49 Hesaplanan Basınç Düşümü Değerleri	116
Tablo 3.50 Hesaplanan Mid-Platform Debi ve Cd Değerleri	118
Tablo 3.51 Türbin Kanatçığının Maruz kaldığı Yükler	120
Tablo 3.52 Fan Kanatçığının Maruz kaldığı Yükler	122
Tablo 3.53 Hesaplanan Yük Değerleri	126
Tablo 3.54 Yağlama Tipleri	135
Tablo 3.55 M1 Momenti Değerleri	136
Tablo 3.56 Türbin Kanatçık Geometrisi	137
Tablo 3.57 Türbin Rotor Kanatçığı Girişi Havanın Özellikleri	138
Tablo 3.58 AISI 321H Malzemesinin Özellikler	139
Tablo 3.59 Yekpare Fan ve Türbin Yapısının Kütleli Özellikler	140
Tablo 3.60 Kalıcı Dengesizlik Değeri	141
Tablo 3.61 Rulmanın Özellikleri	142
Tablo 3.62 Termal Gerilme Girdileri	143
Tablo 3.63 Türbin Tasarım Santrifüj Gerilme Girdileri	144
Tablo 3.64 Bir Boyutlu Yapısal Analiz Çıktıları	146
Tablo 3.65 AISI 321H Annealed Stainless Steel Kimyasal Özellikleri	150
Tablo 3.66 AISI 321H Annealed Stainless Steel Mekanik Özellikleri	151

Tablo 4.1 Montaj Malzeme Ağırlık Listesi	151
Tablo 4.2 Fan ve Türbin Kanatçık Malzemeleri	152
Tablo 4.3 Inconel 738 Mekanik Özellikleri	158
Tablo 4.4 Fan Bölümü Maksimum Metal Servis Sıcaklığı	160
Tablo 4.5 Alüminyum 7075-T6 Alaşımının Kimyasal Analiz Sonuçları	161
Tablo 4.6 Alüminyum 7075-T6 Alaşımının Çekme Testi Sonuçları	162
Tablo 5.1 Üçüncü ve Dördüncü Yönteme Göre Eksenel Yük Sonuçları	163
Tablo 5.2 Radyal Yük Hesabında Kullanılacak Parametreler	164
Tablo 5.3 Dinamik Eşdeğer Yük Hesabı İçin Gerekli Olan Değerler	175
Tablo 5.4 Dinamik Eşdeğer Yük Katsayıları	185
Tablo 5.5 Statik Eşdeğer Yük Hesabı İçin Gerekli Olan Değerler	190
Tablo 7.1 Motorun Teknik Özellikleri	282
Tablo 8.1 Risk Analizi	285



1. Özet

Bu projede, Teknofest Jet Motor Tasarım Yarışması kapsamında 150 libre itki üreten bir aft-fan turbofan motor için aft fan modülünün detay tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Detay tasarım raporu aşamasına literatür araştırması yapılarak başlanmıştır. TEİ tarafından verilen eğitim ve yaptığımız literatür araştırmaları sonucunda önce KTR aşamasında yaptığımız bir boyutlu tasarım revize edilmiş ve geliştirilmiştir. Ardından CFturbo programı ile 3 boyutlu aerodinamik tasarım yapılmış ve iki boyutlu akış yolu ve üç boyutlu HAD analizleri yapılmıştır. Bu analizler sonucunda da 3 boyutlu tasarıma geri dönülüp üzerinde optimizasyonlar gerçekleştirilmiştir. Aft-fan modülünün nihai tasarımı Solidworks programında tamamlanmıştır. Solidworks programında ayrıca montaj stratejisi ve ağırlık optimizasyonları yapılmıştır.

İkincil akış ve yağlama analizleri bölümünde, ana akış yolundan sıcak gazın stator ve rotor diski arasındaki boşluğa ve fan bölümüne geçen havanın debisi bulunmuştur. Ardından 2D HAD analizler ile en kritik bölge olan stator-rotor diski arasındaki boşluğa giren sıcak gazın rotor diskindeki dağılımları incelenmiştir. Yapısal analiz bölümünde 2D HAD analiz sonuçlarında elde edilen sıcaklık dağılımının rotor diskinde oluşturduğu deformasyonlar incelenmiştir. Analizin sonucunda geçen debinin disk üzerinde oluşturduğu yüksek sıcaklık ve y yönünde yüksek deplasman oluşturduğu için kompresörden purge flow havası çekilmesine karar verilmiştir. Ardından yağlama türü olarak açık yağlama sistemi seçilmiştir ve ardından yağ debi hesabı yapılmıştır.

Termal hesaplamalar bölümünde, türbin ve fan rotor kanatçığı için eş değer devre metodu kullanılarak bir boyutlu ısı transfer analizi yapılmıştır. Ardından türbin diskinin iki boyutlu ısı transfer analizi ve disk cavity hesaplamaları yapılmıştır. Metal sıcaklıkları hesaplanarak seçilen diskin bu sıcaklıklarda deformasyona uğramadığı kanıtlanmıştır. Rotordinamiği analizleri ile detay tasarım rapor kapsamında tasarladığımız motor için Dyrobes yazılımı kullanılarak modal ve harmonik analizler gerçekleştirilerek, fan ve türbin kanatçıklarında oluşan deplasman analizi, motorun çalışma aralığında olabilecek kritik hızların tespiti ve rulmana binen yük analizi gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerin sonucunda motorun güvenli çalışabilmesi için yapılan tasarımlar revize edilmiş ve rulman konumlandırılması gerçekleştirilmiştir. Yapısal analiz bölümünde, HAD analizlerinden gelen basınç ve sıcaklık yükleri, termal analizlerden termal yükler, rotordinamiği analizinden gelen yatak yükleri,

ikincil akış analizlerinden gelen eksenel ve aero yükleri gibi çeşitli disiplinlerden gelen girdiler ile yapısal dayanım, ömür analizleri yapılmıştır.

Malzeme ve imalat yöntemi seçimi bölümde malzeme ve imalat yöntemi seçimleri parça üzerine etki eden yükler, motorun ömrü, maliyetleri ve teminleri göz önünde bulundurularak yapılmıştır. Rulman seçimi bölümünde, rulmana etki eden eksenel yük ve radyal yük hesapları yapılmış ve seçtiğimiz rulmanın ömür hesabı yapılmıştır. Ardından tasarımı yapılan motor için üretilebilirlik ve montaj edilebilirlik değerlendirmesi yapılmıştır. Çalışmanın son kısımlarında ise yapılan çalışmanın sonucu, ileriki aşamalar ve risk analizine yer verilmiştir.

2. Giriş

2.1 Literatür Araştırması

Birçok hava aracı için basit turbojet motoru, tercih edilen bir itki sistemidir. Bu tercih özellikle süpersonik seyir gerektiğinde gereklidir. Bununla birlikte motorlar, en verimli süpersonik seyir performansı için tasarlanmış ise kalkışta yetersiz veya aşırı gürültülüdür. Kalkış kısıtlamalarını karşılamak için motorlar büyütüldüğünde ise uçak menziline veya uçağın yük kapasitesinin azalmasına neden olur. Diğer bir sorun ise ses altı uçuş hızlarında çalışırken turbojet motorlarının turbofan motorlarından verimliliği daha düşük olmuştur.[1] Turbojet motorlarının bu dezavantajlarını ortadan kaldırmak için bir konsept motor geliştirilmiştir. Bu konsept, mevcut bir turbojet motorunun arkasına aft-fan modülü eklenmesiyle oluşmaktadır. Bu konsept motora aft-fan turbofan motoru denmektedir.

Aft-fan turbofan motoru, mevcut turbojet motorunda yüksek basınç türbini bölümünün ardına monte edilen aft-fan modülünden oluşmaktadır. Aft-fan modülü döner ve sabit olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Döner kısımda, çekirdek motordan ayrı kendi şaftı ve yataklaması, tek kademe disk üzerinde bulunan türbin ve fan kanatçıklarından oluşmaktadır. Sabit kısımda ise, yüksek basınç türbininden çıkan akışı düzenleyerek serbest türbine ileten aerodinamik geçiş bölümü (geçiş kanalı), serbest türbin statoru, egzoz ve dış muhafazadan oluşmaktadır. Fan, çekirdek motor türbininden çıkan sıcak gaz akımı tarafından tahrik edilen türbin ile ayrı bir hava akışını sıkıştırır. Aft-fan tipinde üretilmiş birkaç turbofan motoru vardır. Bunlar, General Electric tarafından üretilen CF700, CJ805-23[2] motorları, Wisdomturbine firması tarafından üretilen Aft-fan-200 ve Aft-1000 motorlarıdır. Bu motorların teknik özellikleri Şekil 2.1'de gösterilmiştir.

Motor Adı	Çap (mm)	Uzunluk (mm)	Ağırlık (kg)	İtki (N)	RPM1	RPM2	Bypass Ratio	Fan Compression Ratio	Compression Ratio
CF-700	838,2	1918	333,4	2024	-	-	2	-	-
CJ805-23	1346	3531	1692	7162	-	-	-	-	13
Aft-fan-200	518	1181	82	2094	54000	33000	5	1,3	7,5
Aft-fan-1000	1045	2250	328	942,8	27000	16500	5	1,3	7,5

Şekil 2.1 Benchmark Aft-Fan Turbofan Motorları

3. Detay Tasarım Geliştirme ve Fizibilite Çalışmaları

3.1 Detay Tasarımının Tarif Edilmesi

2022 Jet Motoru Yarışması kapsamında 150 lb itki üreten bir aft-fan turbofan motorunun aft-fan modülünün detay motor tasarımı istenmektedir. Şartnamede verilen geometrik kısıtlamalar Tablo 3.1’de ve temel tasarım isterleri Tablo 3.2’te verilmiştir.

Tablo 3.1 Geometrik Kısıtlamalar

Parametre	Değer	Açıklama
Ağırlık [kg]	4	Azami ağırlık
Çap [mm]	230	Azami Çap Ölçüsü
Boy [mm]	220	Azami Eksenel Boy Ölçüsü

Tablo 3.2 Tasarım İsterleri

Parametre	Değer	Açıklama
Aft Fan İtkisi	150 lb	Aft Fan İtkisi
Türbin İzentropik Verimi	>88 %	Aft-fan modülünün türbin izentropik verimi alt limitidir.
Fan İzentropik Verimi	>83 %	Aft-fan modülünün fan izentropik verimi alt limitidir.
Sabit Hız Surge Margin	>15 %	Aft-fan modülü surge margin değeridir.
Ömür	25	Modülün sağlaması gereken asgari çalışma ömrüdür.

Bir önceki aşamada aft-fan turbofan motoru için aft-fan modülünün kavramsal tasarımı yapılmıştır. Şu anda ise detay motor tasarım aşamasına geçilmiştir. Detay motor motor tasarım

aşamasında TEİ tarafından verilen eğitimler ve yaptığımız literatür araştırmaları sonucunda kavramsal tasarım raporunda eksik olan yerler saptanmış ve geliştirilmiştir.

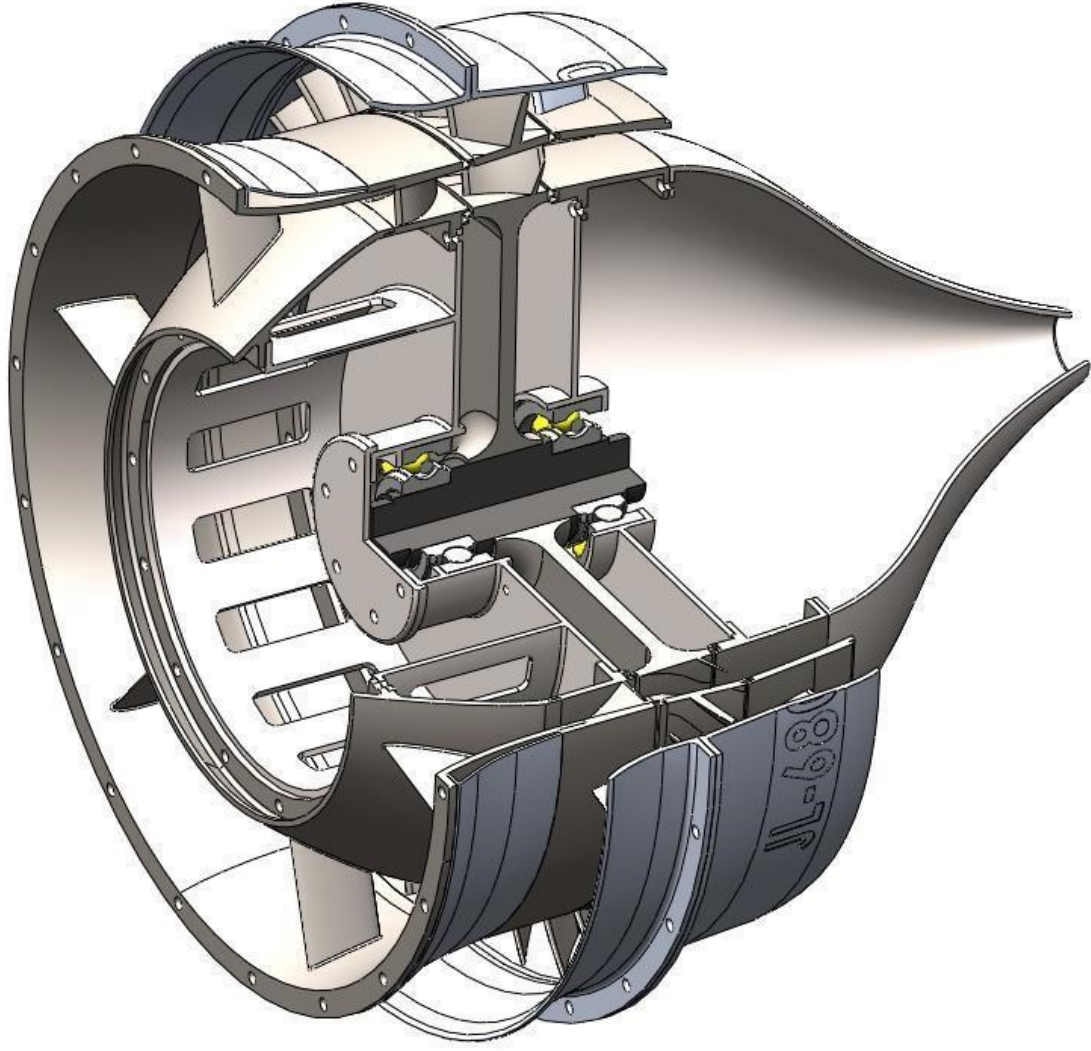
Tasarım aşamasına ilk önce performans çevrimi analizi yapılarak başlanmıştır. Performans çevrimi analizinde her istasyon için gerekli değerler (verim, basınç oranı, termodinamik değerler) hesaplanmıştır. Ardından bu değerler aerodinamik tasarım ekibe verilmiştir.

Performans analizinden gelen termodinamik değerlerden sonra fan ve türbin istasyonları için kademe sayısına karar verilmiştir. Türbinin tek kademedeki (stator ve rotor) oluşmasına karar verilmiştir. Çünkü havanın çekirdek motorda bulunan yüksek basınç türbininden girdaplı (swirl'e sahip) çıkmasından dolayı tasarlanacak olan türbin rotoruna girmeden önce havanın akışının düzeltilmesi için stator tasarlanması uygun görülmüştür. Kavramsal tasarım raporunda aft-fan modülünde fan tek kademe rotordan olmasına karar verilmişti. Çünkü şartnamedeki geometrik kısıtlamaları gereği, ağırlık kısıtlaması düşünülerek fan rotor kanatçığının önünde veya arkasında IGV, OGV tarzı kanatçıkların tasarlanmaması düşünülmüştü fakat yapılan literatür araştırmaları sonucunda fan rotor kanatçığından çıkan havanın çıkış açısı çok yüksek olduğu için itkide kayıpların olacağı anlaşılmıştır. Bu yüzden fan rotor kanatçığının arkasına OGV kanatçığı eklenmiştir. Fan ve türbin istasyonlarının kademe sayısı belirlendikten sonra bir boyutlu tasarımına geçilmiştir. Yapılan bir boyutlu tasarımlar Excel yazılımından iteratif bir şekilde yapılmıştır. Bir boyutlu tasarım yapıldıktan hesaplanan değerler CFTurbo programına aktarılarak 3 boyutlu aerodinamik tasarım yapılmıştır. Ardından iki boyutlu akış analizleri ve üç boyutlu HAD analizleri yapılmış ve tasarımın aerodinamik açıdan doğruluğu kanıtlanmıştır. Fan ve türbin tasarımının ardından nozul ve aerodinamik geçiş kanalının tasarımına geçilmiştir. Aft-fan turbofan motoru ses altı hızda uçuş yaptığından dolayı yakınsak nozul tercih edilmiştir. Aerodinamik geçiş kanalı basınç kaybını minimize edecek şekilde tasarlanmıştır.

Aerodinamik tasarımın ardından ikincil akış ve yağlama analizleri gerçekleştirilmiştir. İkincil akış analizinde seal tasarımı yapılmıştır. Çekirdek motordaki kompresörden çekilecek olan purge flow havasının debisi, aksenal ve aero yükler hesaplanmıştır. Yekpare türbin ve fan rotor kanatçıkları döner yapıda oldukları için sabit parçalarla aralarında boşluk olacak şekilde tasarımı yapılmıştır. Bu boşluklardan türbin bölümünden gelen sıcak gaz, fan bölümündeki stator ve rotor arasındaki boşluklara doğru geçiş yapmaktadır. Bu geçişi engellemek için seal tasarımı yapılmıştır. Türbin rotoru ve diski arasındaki boşluklarda config 4 seal konfigürasyonu, türbin rotoru ve fan rotoru arasındaki boşluklarda ise config 3 seal konfigürasyonu tasarlanmıştır. Seal tasarımının ardından boşluklardan geçen debi

hesaplanmıştır. Ardından türbin rotor ve stator arasındaki boşluğa geçen sıcak gazın türbin diski üzerindeki etkisinin anlaşılabilmesi için 2D boyutlu türbin disk analizleri yapılmıştır. Analizlerin sonucunda türbin diski malzemesinin türbin bölümünden geçen sıcaklığa yeterli dayanımı sağlamadığı ve total deformasyonun yüksek olduğu görülmüştür. Analiz sonuçlarının ardından purge flow havasının çekilmesi gerektiği anlaşılmıştır. Çekilecek olan purge flow havasının debisi hesaplanmış ve tekrar 2D türbin disk analizi yapılmıştır. Analiz sonucunda çekilen purge flow havasının yeterli olduğu ve türbin diskinin yapısal olarak yeterli dayanımı gösterdiği görülmüştür. Seal tasarımı ve purge flow hesabının ardından aksel ve aero yük hesaplamaları yapılmıştır. Aft fan modülünün yağlama sistemi olarak açık sistem seçilmiştir. Yağlama elemanı olarak ise yakıt ise seçilmiştir. Tanktaki yakıtı çeken pompa, yakıtın küçük bir kısmını aft-fan modülündeki ön ve arka rulmana gönderecektir. Yakıtın yakıt enjektörü tarafından rulman doğrultusunda püskürtülmesi ile rulmanların yağlanması sağlanacaktır. Böylelikle yakıtın istenen hedeften sapma ihtimali azaltılacaktır. Yağlama sistemi türü ve yağlama akışkanının belirlenmesinin ardından yağlama için gerekli olan yakıt debisi hesabı yapılmıştır.

İkincil akış ve yağlama analizlerinin ardından aft-fan modülü için gerekli termal, yapısal ve rotor dinamiği analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizlerde tasarladığımız aft-fan modülü parçalarının ve seçtiğimiz malzemelerinin yeterliliği incelenmiştir. Analizlerin sonucunda tasarladığımız parçaların ve seçtiğimiz malzemelerin doğruluğu ve yeterliliği kanıtlanmıştır. Analizlerin ardından mekanik tasarım aşamasına geçilmiştir. Aft-fan modülünün nihai tasarımı Solidworks programında tamamlanmıştır. Tasarlanan aft-fan modülü komponentlerinin üretilebilirlik ve montaj olabilirlik analizleri yapılmıştır. Solidworks programında ayrıca montaj stratejisi ve ağırlık optimizasyonları yapılmıştır. Böylelikle aft-fan modülünün nihai tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan aft-fan modülünün kesit görünümü Şekil 3.1'de verilmiştir.

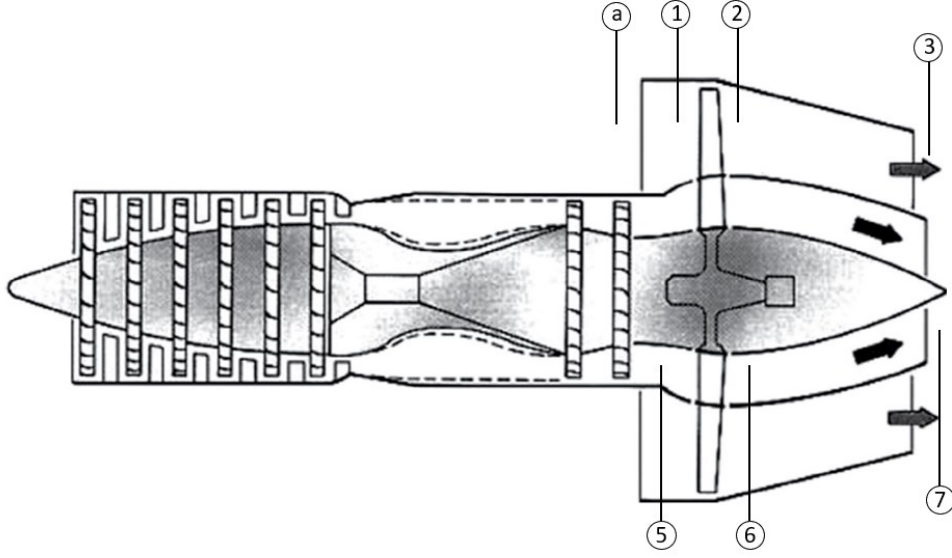


Şekil 3.1 Tasarlanan Aft-fan Modülü Kesit Görünümü

3.2 Performans Çevrimi Analizi

Yarışma şartnamesinde çekirdek motor hakkında bilgi verilmediği için aft-fan turbofan motorunun detaylı performans çevrim analizi yapılamamaktadır. Fakat aft-fan modülünün giriş şartları verildiğinden dolayı aft-fan modülü için performans çevrim analizi yapılabilmektedir. Performans çevrim hesaplamalarında Gas Turbine Theory [3] ve Aircraft Propulsion and Gas Turbine Combustion [4] kitaplarından yararlanılmıştır.

Termodinamik çevrimlere başlamadan önce sonuçların kolaylıkla anlaşılabilmesi amacıyla verilen termodinamik çevrim sonuçlarındaki istasyon numaraları aşağıdaki Şekil 3.2’de görselde verilmiştir.



Şekil 3.2 Aft-Fan Modülü İstasyon Numaraları

Çevrim hesaplamalarında kullanılan denklem setleri aşağıda her istasyon için ayrı ayrı verilmiştir:

1- Fan Girişi (a – 1 arası)

Statik koşullar altında $T_1 = T_a$, $P_1 = P_a$ eşittir. [3]

2- Fan (1 – 2 arası)

Denklem 3.2.1 ve 3.2.2 fandan çıkan gazın basınç ve sıcaklık değerlerini vermektedir.

$$P_2 = fpr * P_1 \quad (3.2.1)$$

$$T_2 = T_1 * \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3.2.2)$$

$$\text{sıkıştırma için } \frac{(n-1)}{n} = \frac{1}{\eta_{\infty f}} * \left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right) \quad (3.2.3)$$

Burada;

fpr : Fan basınç oranı,

$\eta_{\infty f}$: Fan politropik verimidir.

3- Türbin (5 – 6 arası)

Türbin çıkışındaki havanın sıcaklık ve basınç değerleri fan ve türbinin enerji denkliğinden gelmektedir.

$$W_t = W_f \quad (3.2.4)$$

$$m_c * n_m * c_{pg} * (T_5 - T_6) = \dot{m}_f * c_{pa} * (T_2 - T_1) \quad (3.2.5)$$

Denklem 3.2.6 ve 3.2.7’de serbest türbinden çıkan havanın sıcaklık ve basınç denklemleri,

$$T_5 - T_6 = (\beta) \frac{c_{pa}}{n_m * c_{pg}} (T_2 - T_1) \quad (3.2.6)$$

$$P_6 = \frac{P_5}{\left(\frac{T_5}{T_6}\right)^{\frac{n}{n-1}}} \quad (3.2.7)$$

$$\text{genleşme için } (n-1)/n: \frac{(n-1)}{n} = \eta_{\infty t} * \left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right) \quad (3.2.8)$$

verilmiştir.

Burada;

n_m : mekanik verim,

$\eta_{\infty t}$: Türbin politropik verimdir.

4- Nozul (2-3, 6-7 arası)

Soğuk Gaz Nozul İtki Hesabı (2-3 arası):

Fan nozulu basınç oranı 3.2.9 numaralı denklemde verilmiştir.

$$\frac{P_2}{P_a} \quad (3.2.9)$$

Fan nozulu kritik basınç oranı 3.2.10 numaralı denklemde verilmiştir.

$$\frac{P_2}{P_c} = \frac{1}{\left[1 - \frac{1}{n_j} \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma + 1}\right)\right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}} \quad (3.2.10)$$

$\frac{P_2}{P_c} > \frac{P_2}{P_a}$ ise akış boğulmamış (unchoked) akıştır. Boğulmamış akışlarda $P_3 = P_a$ 'dır.

Nozul çıkışındaki hız,

$$C_3 = [2 * c_{pa} * (T_2 - T_3)]^{0.5} \quad (3.2.11)$$

$$T_2 - T_3 = n_j * T_2 * \left[1 - \left(\frac{1}{\frac{P_2}{P_a}}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}\right] \quad (3.2.12)$$

Burada;

n_j : nozul verimidir.

Fan bölümünden çıkan soğuk hava itkisi, 3.2.13 numaralı denklemden hesaplanır.

$$F_f = \dot{m}_f * C_3 \quad (3.2.13)$$

Sıcak Gaz Nozul İtki Hesabı (6-7 arası):

Nozulu basınç oranı,

$$\frac{P_6}{P_a}$$

Fan nozulü kritik basınç oranı 3.2.14 numaralı denklem ile ifade edilmiştir,

$$\frac{P_6}{P_c} = \frac{1}{\left[1 - \frac{1}{n_j} \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma + 1}\right)\right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}} \quad (3.2.14)$$

$\frac{P_6}{P_c} > \frac{P_6}{P_a}$ ise akış boğulmamış ise (unchoked) $P_7 = P_a$ 'dır.

Nozul çıkışındaki hız 3.2.15 numaralı denklemde ifade edilmiştir,

$$C_7 = [2 * c_{pg} * (T_6 - T_7)]^{0,5} \quad (3.2.15)$$

$$T_6 - T_7 = n_j * T_6 * \left[1 - \left(\frac{1}{\frac{P_7}{P_a}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (3.2.16)$$

Çekirdek motordan çıkan sıcak gaz itkisi, 3.2.17 numaralı denklemden hesaplanır

$$F_c = \dot{m}_c * C_7 \quad (3.2.17)$$

Toplam itki,

$$F_{net} = F_f + F_c \quad (3.2.18)$$

bulunur.

3.2.1 Çevrim Hesaplamaları

Tasarlanacak motorun tasarım noktası deniz seviyesi (101,325 kPa hava basıncı) standart gün (15°C hava sıcaklığı) statik (durağan) koşuldur. Performans çevrimi analizine ilk başta el hesabı yapılarak başlanmıştır. Ardından el hesabı Excel formatına dökülmüş ve farklı iterasyonlar sonucunda optimum değerler bulunmuştur. Çevrim hesaplamalarına başlamadan önce kabul aldığımız değerler Tablo 3.3'te gösterilmiştir.

Tablo 3.3 Performans Çevrim Kabulleri

Parametre	Değer
Baypas Oranı	2,54
Fan Kütleli Debi \dot{m}_f	1,7522
Fan Basınç Oranı (p_1/p_2)	1,42
Fan Politropik Verimliliği	0,86
Serbest Türbin Politropik Verimliliği	0,90
Geçiş Kanalı Basınç Kaybı	%1
Her nozul için İzentropik Verimlilik (n_j)	0,95
Mekanik Verim n_m	0,99

Gaz Sabiti R (kJ/K.mol)	0,287
Havanın Özgül Isısı C_{pa} (kJ/kg.K)	1,005
Yanmış Gazın Özgül Isısı C_{pg} (kJ/kg.K)	1,148
Gamma γ_a	1,4
Gamma γ_g	1,33

Soğuk Gazın İtki Hesabı:

Statik koşullar altında $T_1 = T_a$ ve $P_1 = P_a$ böylece, fandan çıkan gazın basınç ve sıcaklık değerleri Denklem 3.2.1 ve 3.2.2 ile bulunur.

$$P_2 = 1,42 * 1 = 1,42 \text{ bar}$$

$$T_2 = 288,15 * (1,42)^{0,3175} = 323,75 \text{ K}$$

Fan nozulun basınç oranı Denklem 3.2.9'dan aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\frac{P_2}{P_a} = f_{pr} = 1,42$$

nozul için kritik basınç oranı is denklem 3.2.10'dan aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\frac{P_2}{P_c} = \frac{1}{\left[1 - \frac{1}{0,95} \left(\frac{0,4}{2,4}\right)\right]^{3,5}} = 1,943$$

Fan nozulu basınç oranı kritik basınç oranından düşük olduğu için nozul boğulmamış (unchoked) nozuldur. Bundan dolayı P_3 basıncı P_a 'ya eşittir.

Çıkan gazın sıcaklığı 3.2.12 numaralı denklemden aşağıdaki şekilde bulunur. Hız ise 3.2.11 numaralı denklemden bulunmuştur.

$$T_2 - T_3 = 0,95 * 323,75 * \left[1 - \left(\frac{1}{1,42}\right)^{\frac{1}{3,5}}\right] = 29,32 \text{ K}$$

$$C_3 = [2 * 1,005 * (29,32) * 1000]^{0,5}$$

$$C_3 = 242,77 \text{ m/s}$$

Böylece fan bölümün sağladığı soğuk gaz itkisi, Denklem 3.2.13 ile hesaplanır.

$$F_f = 2,54 * 0,69 * 242,77 = 425,470 \text{ N}$$

Sıcak Gaz İtki Hesabı:

Serbest türbin ve fan arasındaki enerji dengesi göz önüne alındığında Denklem 3.2.6'dan türbin çıkış sıcaklığı,

$$T_6 = 1045 - (2,54) \frac{1,005}{0,99 * 1,448} (323,75 - 288,15)$$
$$T_6 = 965,05 \text{ K}$$

bulunur.

Türbin giriş basıncı P_5 , çekirdek motorda bulunan yüksek güç türbini ile serbest türbin arasındaki aerodinamik geçiş bölümünde basınç kaybına uğramaktadır. Böylece P_5 basıncı,

$$P_5 = 1,91 - (1,91 * 0,01) = 1,89 \text{ bar}$$

olarak hesaplanır.

Türbin çıkış basıncı P_6 , Denklem 3.2.7 aşağıdaki gibi bulunur.

$$P_6 = \frac{1,89}{\left(\frac{1045}{965,05}\right)^{(1/0,225)}} = 1,327 \text{ bar}$$

Çekirdek motor nozul basınç oranı,

$$\frac{P_6}{P_a} = \frac{1,327}{1} = 1,327$$

Çekirdek motor nozulu için kritik basınç oranı denklem 3.2.14 ile bulunur.

$$\frac{P_6}{P_c} = \frac{1}{\left[1 - \frac{1}{0,95} \left(\frac{0,33}{2,33}\right)\right]^{3,5}} = 1,965$$

Çekirdek motor nozulu basınç oranı kritik basınç oranından düşük olduğu için nozul boğulmamış nozuldur. Bundan dolayı $P_7 = P_a$ 'dır.

Denklem 3.2.15 ve 3.2.16'dan çekirdek motor nozulundan çıkan sıcaklık ve hız,

$$T_6 - T_7 = 0,95 * 966,29 * \left[1 - \left(\frac{1}{\frac{1,42}{1}}\right)^{\frac{1}{3,5}}\right] = 62,59 \text{ K}$$

$$C_7 = [2 * 1,148 * (62,59) * 1000]^{0,5}$$

$$C_7 = 379,08 \text{ m/s}$$

bulunur. Böylece fan bölümün sağladığı itki 3.2.17 numaralı denklem ile aşağıdaki şekilde bulunmuştur.

$$F_c = 0,69 * 385,44 = 261,567 N$$

Toplam itki, denklem 3.2.18'den bulunmuştur.

$$F_{toplam} = 425,3752 + 261,567 = 686,999 N$$

Yapılan performans çevrimi analizinin sonucunda aft-fan turbofan motorunun ürettiği itki 154,44 lb bulunmuştur. Şartnamede tasarım isteri olarak istenen asgari 150 lb itki değeri karşılanmıştır.

3.3 Birincil Akış Geliştirme

3.3.1 Fan

3.3.1.1 Fan Bir Boyutlu Tasarımı

Turbofan motorlardaki fan, aksenal bir sıkıştırma modülüdür ve çok büyük yükseklikte, geniş kanat genişliğinde ve daha az kanatlara sahip bir aksenal kompresör gibi işlem görür. Bu fanlar tek kademeli veya düşük baypaslı turbofan motorlarda üç kademeye kadar olabilir. [4] Aft-fan modülünde tek kademe rotordan oluşan aksenal bir fan tasarlanacaktır.

Fan bir boyutlu tasarımında ilk başta devir ve akış yolu (uç ve kök) yarıçapları belirlenir. Daha sonra her aksenal konumda (istasyon) havanın termodinamik ve kinematik hesaplamaları yapılır. Süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin her istasyonda karşılandığı iteratif bir analiz yapılır. Ardından, istenen termodinamik ve aerodinamik özellikleri elde etmek için kanat geometrisi tasarlanır.

3.3.1.1.1 Ortalama Çizgi Tasarımı

Ortalama çizgi tasarımına başlamadan önce bir boyutlu tasarım için gerekli olan performans çevriminden gelen değerler Tablo 3.4 ve alınan kabuller Tablo 3.5'te verilmiştir.

Tablo 3.4 Fan Tasarım Girdileri

Parametreler	Değer
Giriş Sıcaklığı T_a	288,15 K
Giriş Basıncı P_a	1 bar
Fan Giriş Debisi \dot{m}_f	1,7522 kg/s
Fan Basınç Oranı	1,42
Fan Politropik Verim	0,86

Tablo 3.5 Fan Tasarım Kabulleri

Parametreler	Değer
U_t	401 m/s
C_a	187,44 m/s
Preswirl (α_1)	0°

Literatür araştırması yapıldığında, tasarımcının uygun bir devir değeri seçmesini sağlayan bir denklem olmadığı görülmektedir. Ancak devir, kanat ucu hızı U_t , eksenel hız C_{a1} ve girişteki kök-ucu oranı r_r/r_t için değerler varsayılarak bulunabilir. Tasarladığımız eksenel fan için, kanat ucu hızı (U_t) yaklaşık olarak 401 m/s'ye ve eksenel hız (C_a) ise 187,44 m/s kabul alınmıştır.

Sabit bir kanat hızı için, devir r_r/r_t oranının bir fonksiyonudur. Devir (RPM) ve girişteki gerekli halka alanı bulunurken kullanılan denklem seti:

$$\dot{m}_f = \rho_1 * \pi * r_t^2 * \left[1 - \left(\frac{r_r}{r_t} \right)^2 \right] * C_a \quad (3.3.1)$$

$$r_t^2 = \frac{\dot{m}_f}{\rho_1 * \pi * \left[1 - \left(\frac{r_r}{r_t} \right)^2 \right] * C_a} \quad (3.3.2)$$

$$N = \frac{U_t}{2 * \pi * r_t} \quad (3.3.3)$$

$$T_{s1} = T_1 - \frac{C_1}{2 * c_p} \quad (3.3.4)$$

$$P_{s1} = P_1 * \left(\frac{T_1}{T_{01}}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3.3.5)$$

$$\rho_1 = \frac{P_{s1}}{T_{s1} * R} \quad (3.3.6)$$

$$A_1 = \frac{\dot{m}_f}{\rho_1 C_1} \quad (3.3.7)$$

Kök-uç oranına göre hesaplanan r_t ve devir değerleri Tablo 3.6'da verilmiştir.

Tablo 3.6 Fan Devir (RPM) Hesabı

r_r/r_t	r_t (m)	N (RPM)
0,835	0,097539	39258,66
0,84	0,098917	38711,89
0,845	0,100364	38153,95
0,85	0,101885	37584,34
0,855	0,103487	37002,53
0,86	0,105177	36407,93

Devir belirlenirken türbin tasarımı da dikkate alınmalıdır. Türbin tasarımında 37000 RPM yeterli bir sonuç verdiği görüldüğü için yukarıdaki tabloya göre kök-uç oranı 0,855 seçilmiştir. Bu aşamada rotor kanatçığı uç Mach sayısını kontrol etmemiz gerekmektedir. Aşağıda M_{1t} 'nin hesaplanması için gerekli denklem seti verilmiştir.

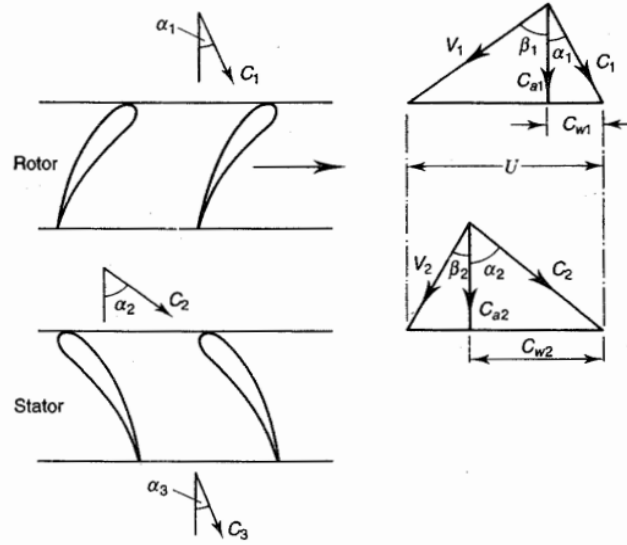
$$V_{1t}^2 = U_{1t}^2 * C_{a1}^2 \quad (3.3.8)$$

$$a = \sqrt{\gamma * R * T_1} \quad (3.3.9)$$

$$M_{1t} = \frac{V_{1t}}{a} \quad (3.3.10)$$

$M_{1t} = 1,30$ bulunmuştur. Literatür araştırması sonucunda aksenal fan için M_{1t} sayısının 1.5'ten küçük olmasının uygun olduğu görülmüştür. [4] Bu yüzden 1,30 kabul edilebilir bir değerdir.

Fanın RPM ve yarıçap değerleri belirlendikten sonra ortalama çizgi tasarımına, hız üçgenleri ile devam edilmektedir. Hız üçgeninde, fan rotor kanatçıklarından geçen havanın kinematik ve termodinamik özellikleri hesaplanmaktadır. Şekil 3.3'te fan rotor kanatçıklarındaki hız üçgeni verilmiştir.



Şekil 3.3 Fan Rotor Kanatçığı Hız Üçgenleri

Rotora giren havanın termodinamik değerleri RPM belirlenirken hesaplanmıştır. Rotor-Stator arasındaki istasyonda havanın termodinamik özelliklerini hesaplamada kullanılan denklem setleri aşağıda verilmiştir:

Toplam basınç,

$$P_{t2} = f_{pr} * P_{t1} \quad (3.3.11)$$

Toplam sıcaklık,

$$T_{t2} = T_{t1} * \left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right)^{(n-1)/n} \quad (3.3.12)$$

Statik sıcaklık,

$$T_{s2} = T_{t2} - \frac{C_2}{2 * c_{pa}} \quad (3.3.13)$$

Statik basınç,

$$P_{s2} = P_{t2} * \left(\frac{T_{t2}}{T_{s2}}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3.3.14)$$

Yoğunluk,

$$\rho = \frac{P_{s2}}{T_{s2} * R} \quad (3.3.15)$$

Alan,

$$A_2 = \frac{\dot{m}_f}{\rho_2 C_2} \quad (3.3.16)$$

Stator çıkışındaki havanın termodinamik özelliklerini hesaplamada kullanılan denklem setleri:

Toplam basınç,

$$P_{t3} = P_{t2} \quad (3.3.17)$$

Toplam sıcaklık,

$$T_{t3} = T_{t2} \quad (3.3.18)$$

Statik sıcaklık,

$$T_{s3} = T_{t3} - \frac{C_3}{2 * c_{pa}} \quad (3.3.19)$$

Statik basınç,

$$P_{s3} = P_{t3} * \left(\frac{T_{t2}}{T_{s2}}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3.3.20)$$

Yoğunluk,

$$\rho = \frac{P_{s2}}{T_{s2} * R} \quad (3.3.21)$$

Alan,

$$A_3 = \frac{\dot{m}_f}{\rho_2 C_3} \quad (3.3.22)$$

Hesaplanan termodinamik değerler Tablo 3.7’de gösterilmiştir.

Tablo 3.7 Fan Termodinamik Değerler

İstasyon	T_t (K)	T_s (K)	P_t (bar)	P_s (bar)	ρ (kg/m ³)	A (m ²)
1	288,150	270,726	1	0,804	1,034609	0,0090496
2	323,752	301,723	1,42	1,110	1,281399	0,0064984
3	323,752	306,328	1,42	1,170	1,330846	0,0070352

Termodinamik değerler hesaplandıktan sonra rotor kanatçığının yükseklik ve yarıçap değerleri hesaplanır. KTR raporu aşamasında r_m değeri fan boyunca sabit olarak kabul alınmıştır. DTR aşamasında 3 boyutlu aerodinamik tasarım yapıldıktan sonra istediğimiz kinematik ve yarıçap değerleri için r_m değeri değişkendir. 3 boyutlu aerodinamik tasarımda istediğimiz yarıçap değerleri Tablo 3.8’de verilmiştir.

Tablo 3.8 Fan Kanatçığı Geometrisi

İstasyon	h (m)	r_r (m)	r_t (m)
1	0,0150	0,0885	0,1035
2	0,0109	0,0896	0,1005
3	0,0119	0,0880	0,0999

Tablo 3.9’deki yarıçap değerlerine göre $r_{m_1} = 0,09598 m$, $r_{m_2} = 0,09503 m$, $r_{m_3} = 0,09395 m$ bulunmuştur.

Rotora giren havanın kinematik özellikleri hesaplamalarında kullanılan denklem setleri:

C_{w1} ,

$$C_{w1} = C_a * \tan \alpha_1 \quad (3.3.23)$$

V_{w1} ,

$$V_{w1} = C_{w1} - U_1 \quad (3.3.24)$$

C_1 mutlak hızı,

$$C_1 = \sqrt{C_a^2 * C_{w1}^2} \quad (3.3.25)$$

V_1 bağıl hızı,

$$V_1 = \sqrt{C_a^2 * V_{w1}^2} \quad (3.3.26)$$

C_{w2} ,

$$\Delta C_w = \frac{c_{pa} * \Delta T_s}{U} \quad (3.3.27)$$

$$\Delta C_{w2} = \Delta C_w - C_{w1} \quad (3.3.28)$$

β_1 açısı,

$$\tan \beta_1 = \frac{V_{w1}}{C_a} \quad (3.3.29)$$

β_2 açısı,

$$\tan \beta_2 = \frac{U - C_{w2}}{C_a} \quad (3.3.30)$$

α_2 açısı,

$$\tan \alpha_2 = \frac{C_{w2}}{C_a} \quad (3.3.31)$$

Rotordan çıkan havanın kinematik özelliklerini hesaplamada kullanılan denklem setleri:

V_{w2} ,

$$V_{w2} = C_a * \tan \beta_1 * \tan \beta_2 \quad (3.3.32)$$

C_2 mutlak hızı,

$$C_2 = \sqrt{C_a^2 * C_{w2}^2} \quad (3.3.33)$$

V2 bağıl hızı,

$$V_2 = \sqrt{C_a^2 * V_{w2}^2} \quad (3.3.34)$$

3.istasyondaki havanın çıkış açısı (a_3) 14° olarak, hızı ise giriş hız değeri olan 187,144 m/s kabul alınmıştır.

Hesaplanan kinematik değerler Tablo 3.9'da gösterilmiştir.

Tablo 3.9 Fan Kinematik Değerleri

İstasyon	C (m/s)	V (m/s)	α (°)	β (°)	C_w (m/s)	V_w (m/s)	U (m/s)
1	187,144	416,357	0	63,290	0	-371,928	371,928
2	210,423	330,170	27,206	55,834	96,20217	-272,010	368,212
3	187,144	-	14	-	-	-	-

Rotor kanatlarındaki sapma değeri $\beta_2 - \beta_1 = 7,4557$ derecedir. Difüzyon, de Haller ve difüzyon faktör sayılarıyla kontrol edilir. De Haller sayısı Denklem 3.3.35 ile bulunur.

$$de\ Haller = \frac{V_2}{V_1} \quad (3.3.35)$$

$$(de\ Haller)_{rotor} = 0,7930$$

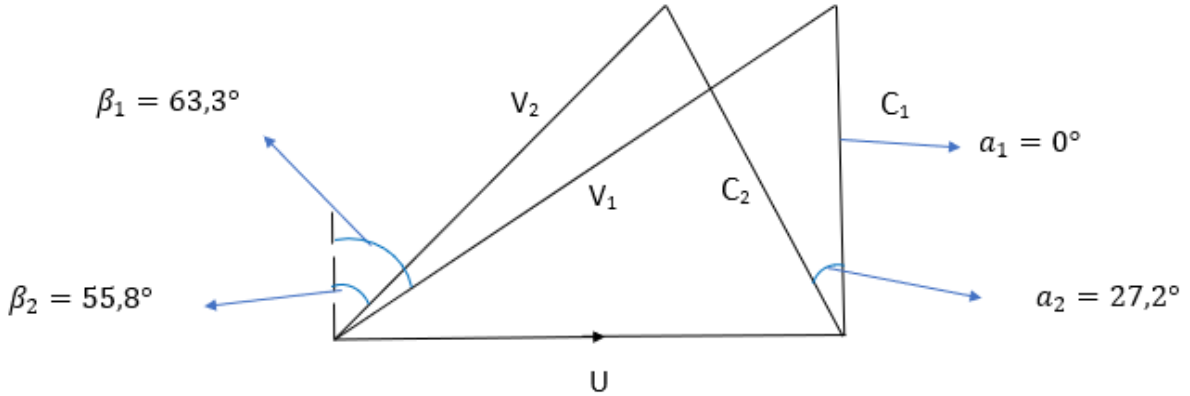
De Haller sayısının bu değeri hafif bir aerodinamik yüklemeyi, yani düşük bir difüzyon oranını gösterir. Literatürde de Haller sayısının 0,7 – 0,8 değerleri arasında olması gerektiği görülmüştür. De Haller sayısıyla birlikte önemli parametrelerden bir diğeri de difüzyon faktör değeridir. Literatürde difüzyon faktörün 0,45'ten küçük olmasının daha güzel sonuçlar verdiği görülmüştür. [5] Difüzyon faktör denklemi Denklem 3.3.36'de verilmiştir.

$$D \approx 1 - \frac{V_2}{V_1} + \frac{\Delta C_w}{2V_1} * \frac{s}{c} \quad (3.3.36)$$

$$D \approx 0,363$$

bulunmuştur. Bu değer istediğimiz aralıkta olduğu için kabul edilebilir bir değerdir.

Şekil 3.4'te fanda hesaplanan hız üçgenleri çizilmiştir.



Şekil 3.4 Hesaplanmış Fan Rotor Hız Üçgenleri

Fan tasarımında son olarak dikkate almamız gereken üç adet boyutsuz parametre vardır. Bunlar;

1. Akış katsayısı (ϕ)
2. Yük katsayısı (ψ)
3. Reaksiyon Derecesi (Λ)

Akış katsayısı, aksenal ve dönme hızları arasındaki oran olarak tanımlanır. Literatür araştırmaları sonucunda akış katsayısının 0,4-0,6 arasında olduğunda fanın daha verimli olduğu görülmüştür. [5]

Yük katsayısı, kademe başına toplam entalpi artışının dönüş hızının karesine oranı olarak tanımlanır. Literatür araştırmaları sonucunda akış katsayısının 0,25-0,4 arasında olduğunda fanın daha verimli olduğu görülmüştür. [5]

Reaksiyon derecesi, rotordaki entalpi (veya sıcaklık) artışının tüm aşamadaki entalpi (veya sıcaklık) artışına oranı olarak tanımlanır.

Akış katsayısı,

$$\phi = \frac{V_{ax}}{U} \quad (3.3.37)$$

$$\phi = 0,50317$$

Yük katsayısı,

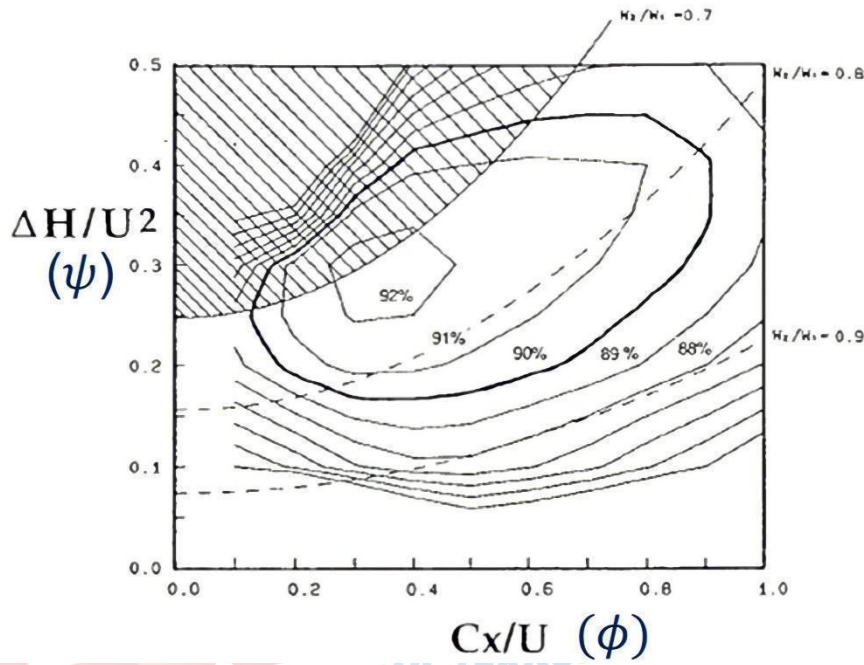
$$\psi = \frac{\Delta H}{U^2} \quad (3.3.38)$$

$$\psi = 0,25866$$

Reaksiyon derecesi,

$$\Lambda = 1 - \frac{\psi}{2} + \phi * \tan \alpha_1 \quad (3.3.39)$$

$$\Lambda = 0,87067$$

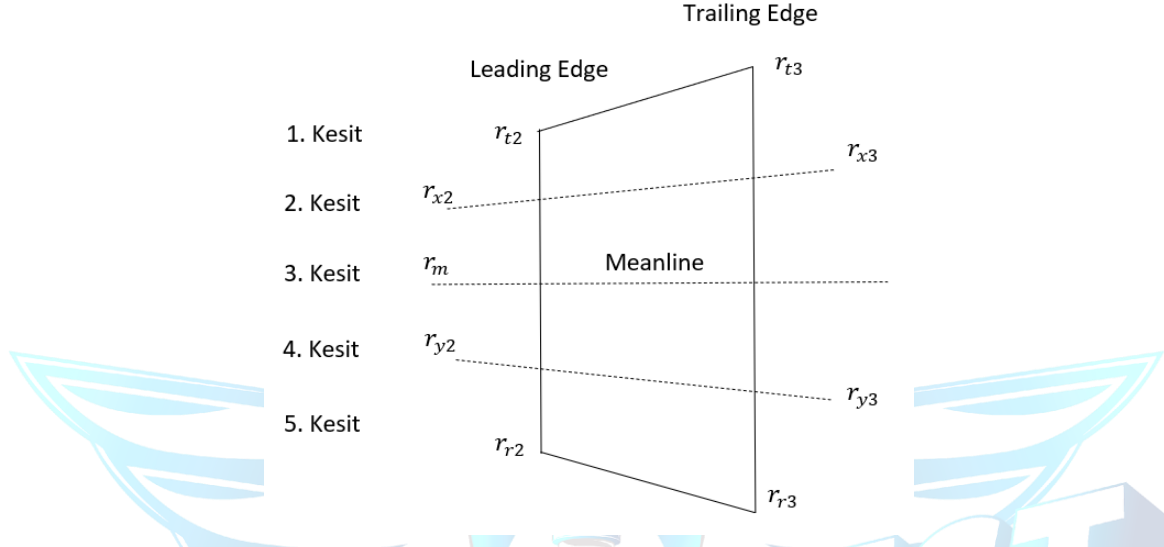


Şekil 3.5 Akış- Yük Katsayısı Bağıntı Grafiği [5]

Hesaplanan akış katsayısı, yük katsayısı ve de Haller sayısına göre şekil 3.5'te fan kademesinin verimini veren grafik gösterilmektedir. Grafığe baktığımızda performans çevriminde hesapladığımız değerler ile grafikten elde ettiğimiz değerler uyuşmaktadır.

3.3.1.1.2 Free-Vortex

Fan kanatçıkları üzerinde yarıçap değiştiğçe kanat hızı (U) değişmektedir. Bundan dolayı hız üçgenlerinin şeklinin kanadın kök noktasından uç noktasına kadar değişmesi gerekmektedir. Bu literatürde girdap teorisi (vortex theory) olarak adlandırılır. Farklı spanlerdeki hız üçgenlerinin hesaplanmasında free vortex teorisi kullanılmıştır. Free Vortex hesaplamalarında 5 adet span atılmıştır. Şekil 3.6’da span konumları gösterilmiştir.



Şekil 3.6 Free Vortex Span Konumları

Free vortex hesaplamalarında kullanılan denklem setleri:

$$U_r = N * r_r \quad (3.3.40)$$

$$U_t = N * r_t \quad (3.3.41)$$

$$\tan \beta_1 = \frac{U}{C_a} \quad (3.3.42)$$

$$C_{w2r} = C_{w2m} * \frac{R_m}{R_{2r}} \quad (3.3.43)$$

$$C_{w2t} = C_{w2m} \frac{R_m}{R_{2t}} \quad (3.3.44)$$

$$\tan \alpha_{2r} = \frac{C_{w2r}}{C_a} \quad (3.3.45)$$

$$\tan \alpha_{2t} = \frac{C_{w2t}}{C_a} \quad (3.3.46)$$

$$\tan \beta_{2r} = \frac{U_r - C_{w2r}}{C_a} \quad (3.3.47)$$

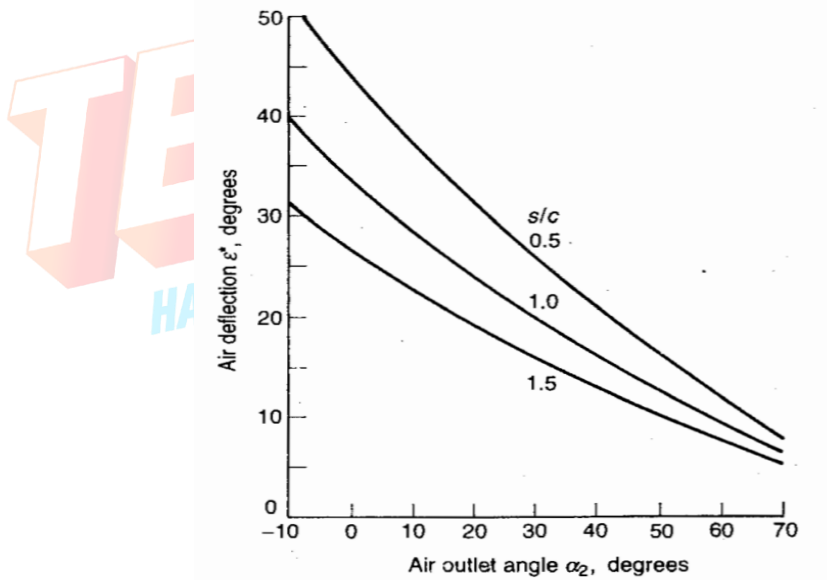
$$\tan \beta_{2t} = \frac{U_t - C_{w2t}}{C_a} \quad (3.3.48)$$

Hesaplanan free-vortex değerleri Tablo 3.10'da verilmiştir.

Tablo 3.10 Fan Free-Vortex Açılıarı

Kesit	r_m (m)	U (m/s)	C_{w2} (m/s)	β_1 (°)	a_2 (°)	β_2 (°)
1	0,08903	344,98991	103,71386	61,52178	28,99485	52,20125
2	0,09251	358,45870	99,81689	62,43180	28,07404	54,11177
3	0,09598	371,92750	96,20217	63,28962	27,20557	55,83389
4	0,09898	383,53853	93,28980	63,99032	26,49584	57,18718
5	0,10198	395,14957	90,54858	64,65757	25,81971	58,43376

3.3.1.1.3 Kanatçık Sayısının Belirlenmesi



Şekil 3.7 Optimum s/c Oran Grafiği [3]

Şekil 3.7'de hava çıkış açısı α_2 , havanın sapma açısı ve s/c oranı arasındaki bağıntı gösterilmiştir. Şekil 3.6'da gösterilen grafik, tasarımcı için önemlidir çünkü söz konusu üç

değişkenden herhangi ikisini sabitledikten sonra, üçüncüsü için uygun bir değer belirlenebilir. Örneğin, hava çıkış açısı ve sapma açısı belirlendikten sonra sonra diyagramdan uygun bir s/c oranı okunabilir.

Chord uzunluğunun belirlenmesi, kanatların sayısının bulunması için önemlidir. Bu sayı için bir seçim yapılırken, kanadın en boy oranı, yani yüksekliğin chorda oranı, ikincil kayıplar üzerindeki etkisi nedeniyle dikkate alınmalıdır. En-boy oranı belirlendikten sonra yükseklik bilindiğinden dolayı chord uzunluğu Denklem 3.3.49'den bulunur.

$$AR = \frac{h}{c} \quad (3.3.49)$$

$$c = \frac{0,01294}{1} = 0,01294 \text{ m}$$

Denklem 3.3.50'e göre s/c oranı,

$$\sigma_{rTip} = 0,5 * M_{Rel1s} + 0,7 \quad (3.3.50)$$

$$\sigma_{rTip} = 1,35$$

bulunmuştur. s/c = 1,35 için s değeri,

$$1,35 = \frac{s}{c}$$

$$s = 1,35 * 0,01294 = 0,03696 \text{ m}$$

Denklem 3.3.51'ten fan rotor kanatçık sayısı,

$$n = \frac{2 * \pi * r_m}{s} \quad (3.3.51)$$

$$n = \frac{2 * \pi * 0,09598}{0,01747} = 34,503 \cong 35$$

35 adet bulunur.

OGV kanatçığının gerçek difüzör kısmı için kanat sayısı, stator çıkış çapı ve minimum kanat mesafesi önemlidir ve bu nedenle akış kayıpları üzerinde yüksek etkiye sahiptir. Bu 3 parametrenin dikkatli bir şekilde ayarlanması gerekir. Basınç titreşimini ve dolayısıyla mekanik yük ve gürültü emisyonunu en aza indirmek için rotor ve stator kanatlarının sayısı dikkatli bir şekilde koordine edilmelidir.

3 boyutlu aerodinamik tasarımın yapıldığı CFturbo yazılımı tarafından fan rotor kanatçığı tasarımı ve kanatçık sayısına bağlı olarak önerdiği kanat sayısı Şekil 3.8’te verilmiştir. Şekil 3.8’de görüldüğü üzere OGV kanatçık sayısı 31 adet olarak seçilmiştir.

Number of blades

Fan zI

Stator zII

Recommended: ...31,32,33,37,38...

Periodicity

$m = |v_I z_I - v_{II} z_{II}|$

vI	vII	m
1	1	4
1	2	27
1	3	58
2	1	39
2	2	8
2	3	23
3	1	74
3	2	43
3	3	12

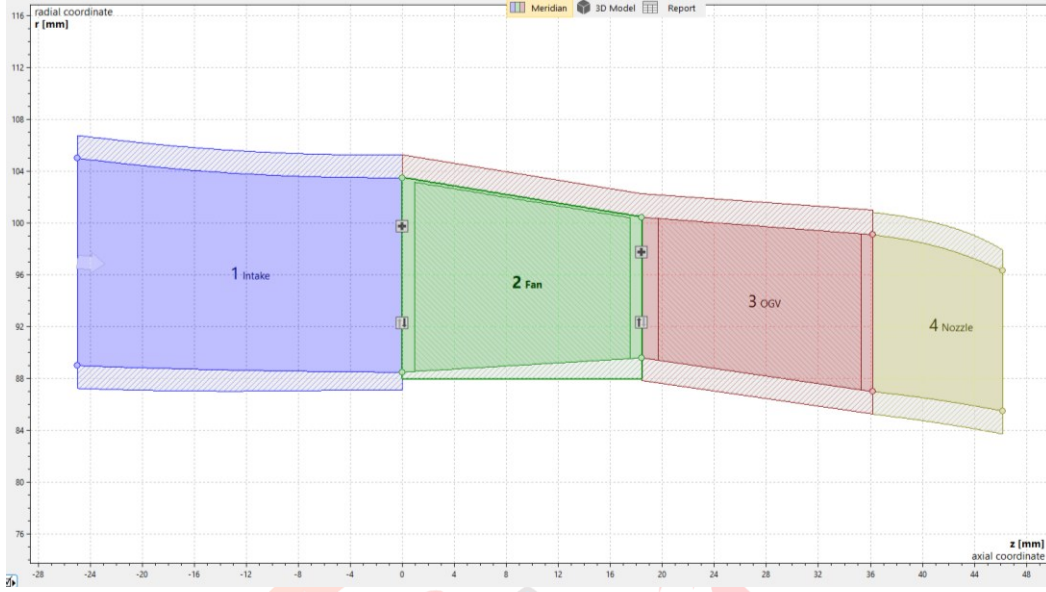
Minimum m-value

- m=0: not allowed
- m=1: not allowed for vI=1 ... 2
- m=2: unfavorable but acceptable

Şekil 3.8 Fan OGV Kanatçık Sayısı Hesabı

3.3.1.2 Fan Üç Boyutlu Tasarımı

Bir önceki bölümde fan kanatçığının bir boyutlu el hesaplamaları anlatılmıştır. Bir boyutlu el hesaplamalarında çeşitli iterasyonlar sonucunda fan kademesinde her istasyon için termodinamik, kinematik ve geometrik değerler hesaplanmıştır. Bu hesaplamaların yapıldıktan sonraki aşama 3 boyutlu aerodinamik tasarım yapılmasıdır. 3 boyutlu aerodinamik tasarım, CFturbo programı kullanılarak yapılmıştır. CFturbo programına bir boyutlu tasarım bölümünde hesaplanan değerler girilerek fan hava alığı, rotor kanatçığı, OGV kanatçığı ve fan nozulünün tasarımı yapılmıştır. 3 boyutlu tasarımın ardından iki boyutlu ve üç boyutlu akış yolu analizleri sonucunda tasarımın doğruluğu kanıtlanacaktır. Tasarımın yetersiz olması durumunda revize edilecek ve tekrardan analize ekibine iletilecektir. Şekil 3.9 CFturbo’da yapılan tasarım kesiti gösterilmiştir.



Şekil 3.9 CFTurbo Fan Tasarım Kesiti

Bölüm 3.3.1.2.1'den 3.3.1.2.5'a kadar tasarımı yapılan parçaların CFTurbo programına girilen girdiler sonucunda verdiği termodinamik ve kinematik değerlerin bir önceki bölümde yapılan bir boyutlu hesaplamalarıyla karşılaştırılması anlatılmıştır. Fan ve türbin bölümlerinin tasarımıyla ilgili detaylı bilgiler Ek A'de paylaşılmıştır.

3.3.1.2.1 Hava Alığı

Fan bölümü tasarımına önce hava alığı ile başlanmıştır. Bir boyutlu el hesaplamalarıyla bulunan hava alığı geometrik ölçüleri Tablo 3.11'de verilmiştir. Bu geometrik ölçülerde ve giriş şartlarıyla hesaplanan termodinamik ve kinematik değerler Tablo 3.12 ve Tablo 3.13'te verilmiştir.

Tablo 3.11 Hava Alığı Geometrisi

İstasyon	r_r (m)	r_t (m)
Giriş	0,0885	0,1035
Çıkış	0,0896	0,1005

Tablo 3.12 Hava Alığı Termodinamik Değerler

İstasyon	T_t (K)	T_s (K)	P_t (bar)	P_s (bar)	ρ (kg/m ³)	A (m ²)
Giriş	288,15	274,008	1	0,8385	1,06625	0,00975
Çıkış	288,15	270,726	1	0,8038	1,03461	0,00905

Tablo 3.13 Hava Alığı Kinematik Değerleri

İstasyon	C (m/s)	Ca(m/s)	α (°)
Giriş	168,6	168,6	0
Çıkış	187,144	187,144	0

Tablo 3.11’de ki geometri değerleri ve hava alığının giriş şartları CFturbo programına girilmiştir. CFturbo programının hesapladığı hava giriş kanalı giriş ve çıkış değerleri Şekil 3.10 ve Şekil 3.11’da verilmiştir.

Average diameter	d	194 mm
Width	b	16 mm
Inlet area	AIn	9750 mm ²
Kinematics		
Meridional velocity	cm	168.6 m/s
Circ. velocity	cu	0.00 m/s
Velocity	c	168.6 m/s
Flow angle	α	0 °
Thermodynamics		
Static pressure	p	0.838 bar
Total pressure	pt	1 bar
Temperature	T	274.1 K
Total temperature	Tt	288.2 K
Density	ρ	1.066 kg/m ³
Mach Number	Ma	0.508

Şekil 3.10 CFturbo Hava Giriş kanalı Giriş Değerleri

Average diameter	d	192 mm
Width	b	15 mm
Outlet area	AOut	9050 mm ²
Ratio to next component		
Diameter ratio	d-Ratio	1.00
Width ratio	b-Ratio	1.00
Area ratio	A-Ratio	1.00
Kinematics		
Meridional velocity	cm	187.3 m/s
Circ. velocity	cu	0.00 m/s
Velocity	c	187.3 m/s
Flow angle	α	0 °
Thermodynamics		
Static pressure	p	0.803 bar
Total pressure	pt	1 bar
Temperature	T	270.7 K
Total temperature	Tt	288.2 K
Density	ρ	1.034 kg/m ³
Mach Number	Ma	0.568

Şekil 3.11 CFturbo Hava Giriş kanalı Çıkış Değerleri

3.3.1.2.1 Fan Rotor Kanatçığı

Hava alığının ardından fan rotor kanatçığı tasarımına geçilmiştir. Bir boyutlu el hesaplamalarıyla bulunan fan rotor kanatçığı geometrik ölçüleri Tablo 3.14'te verilmiştir. Bu geometrik ölçülerde ve giriş şartlarıyla hesaplanan termodinamik ve kinematik değerler Tablo 3.15 ve Tablo 3.16'da verilmiştir.

Tablo 3.14 Fan Rotor Kanatçığı Geometrisi

İstasyon	h (m)	r_r (m)	r_t (m)
Giriş	0,0150	0,0885	0,1035
Çıkış	0,0109	0,0896	0,1005

Tablo 3.15 Fan Rotor Kanatçığı Termodinamik Değerler

İstasyon	T_t (K)	T_s (K)	P_t (bar)	P_s (bar)	ρ (kg/m ³)	A (m ²)
Giriş	288,150	270,726	1	0,804	1,034609	0,0090496
Çıkış	323,752	301,723	1,42	1,110	1,281399	0,0064984

Tablo 3.16 Fan Rotor Kanatçığı Kinematik Değerleri

İstasyon	C (m/s)	V (m/s)	α (°)	β (°)	C_w (m/s)	V_w (m/s)	U (m/s)
Giriş	187,144	416,357	0	63,290	0	-371,928	371,928
Çıkış	210,423	330,170	27,206	55,834	96,20217	-272,010	368,212

Şekil 3.12'de CFturbo programına girilen geometrik değerler verilmiştir. CFturbo programının hesapladığı fan rotoru giriş ve çıkış değerleri Şekil 3.13'te verilmiştir.

The screenshot shows the CFturbo software interface for defining fan rotor geometry. It is divided into 'Inlet' and 'Outlet' sections. The 'Inlet' section has two rows: 'Hub diameter inlet' with a value of 177 mm (dH1) and 'Shroud diameter inlet' with a value of 207 mm (dS1) and a calculated tip diameter of 206.6 mm. The 'Outlet' section also has two rows: 'Hub diameter outlet' with a value of 179.2 mm (dH2) and 'Shroud diameter outlet' with a value of 200.9 mm (dS2) and a calculated tip diameter of 200.5 mm.

Inlet	
Hub diameter inlet	dH1 177 mm
Shroud diameter inlet	dS1 207 mm dTip = 206.6 mm
Outlet	
Hub diameter outlet	dH2 179.2 mm
Shroud diameter outlet	dS2 200.9 mm dTip = 200.5 mm

Şekil 3.12 CFturbo Fan Rotor Geometrik Ölçüleri

Inlet				Outlet			
Peripheral speed	u1	372.0 m/s	Peripheral speed	u2	368.2 m/s		
Meridional velocity	cm1	187.3 m/s	Meridional velocity	cm2	226.3 m/s		
Abs. circumferential velocity	cu1	0.00 m/s	Abs. circumferential velocity	cu2	97.5 m/s		
Absolute velocity	c1	187.3 m/s	Absolute velocity	c2	246.4 m/s		
Rel. circumferential velocity	wu1	-372.0 m/s	Rel. circumferential velocity	wu2	-270.7 m/s		
Relative velocity	w1	416.5 m/s	Relative velocity	w2	352.8 m/s		
Absolute flow angle	α_1	0 °	Absolute flow angle	α_2	23.3 °		
Relative flow angle	β_1	-63.3 °	Relative flow angle	β_2	-50.1 °		
Area	A1	9050 mm ²	Area	A2	6480 mm ²		
Mid diameter	dM1	192 mm	Mid diameter	dM2	190 mm		
Area averaged diameter	dAvg1	192.6 mm	Area averaged diameter	dAvg2	190.4 mm		
Shroud diameter	dS1	207 mm	Shroud diameter	dS2	200.9 mm		
Blade height	h1	14.81 mm	Blade height	h2	10.66 mm		
Diameter ratio	v1	0.86	Diameter ratio	v2	0.89		
Peripheral tip speed	u1S	401 m/s	Peripheral tip speed	u2S	389.2 m/s		
Static pressure	p1	0.803 bar	Density	ρ_2	1.195 kg/m ³		
Density	ρ_1	1.034 kg/m ³	Static pressure	p2	1.008 bar		
Temperature	T1	270.7 K	Temperature	T2	293.7 K		
Total pressure	pt1	1 bar	Total density	pt2	1.527 kg/m ³		
Total density	pt1	1.209 kg/m ³	Total pressure	pt2	1.42 bar		
Total temperature	Tt1	288.2 K	Total temperature	Tt2	323.9 K		
Absolute Mach Number	Mc1	0.57	Absolute Mach Number	Mc2	0.72		
Relative Mach Number	Mw1	1.26	Relative Mach Number	Mw2	1.03		
Machine tip Mach Number	MuS1	1.22	Machine tip Mach Number	MuS2	1.13		

Şekil 3.13 CFturbo Fan Rotoru Giriş ve Çıkış Değerleri

3.3.1.2.1 Fan OGV Kanatçığı

Fan rotor kanatçığı tasarımının ardından OGV kanatçığına geçilmiştir. Bir boyutlu el hesaplamalarıyla bulunan OGV kanatçığı geometrik ölçüleri Tablo 3.17’de verilmiştir. Bu geometrik ölçülerde ve giriş şartlarıyla hesaplanan termodinamik ve kinematik değerler Tablo 3.18 ve Tablo 3.19’da verilmiştir.

Tablo 3.17 Fan OGV Kanatçığı Geometrisi

İstasyon	h (m)	r_r (m)	r_t (m)
Giriş	0,0109	0,0896	0,1005
Çıkış	0,0119	0,0880	0,0999

Tablo 3.18 Fan OGV Kanatçığı Termodinamik Değerler

İstasyon	T_t (K)	T_s (K)	P_t (bar)	P_s (bar)	ρ (kg/m ³)	A (m ²)
Giriş	323,752	301,723	1,42	1,110	1,281399	0,0064984
Çıkış	323,752	306,328	1,42	1,170	1,330846	0,0070352

Tablo 3.19 Fan OGV Kanatçığı Kinematik Değerleri

İstasyon	C (m/s)	V (m/s)	α (°)	β (°)	C_w (m/s)	V_w (m/s)	U (m/s)
Giriş	210,423	330,170	27,206	55,834	96,20217	-272,010	368,212
Çıkış	187,144	-	14	-	-	-	-

Tablo 3.17’de ki geometrik ölçüler CFturbo programına girilmiştir. CFturbo programının hesapladığı fan OGV kanatçığı giriş ve çıkış değerleri Şekil 3.14’te verilmiştir.

Average diameter	d	190 mm	Average diameter	d	186.1 mm
Width	b	10.85 mm	Width	b	12.1 mm
Inlet area	Aln	6480 mm ²	Outlet area	AOut	7070 mm ²
Ratio to previous component			Ratio to next component		
Diameter ratio	d-Ratio	1.00	Diameter ratio	d-Ratio	1.00
Width ratio	b-Ratio	1.00	Width ratio	b-Ratio	1.00
Area ratio	A-Ratio	1.00	Area ratio	A-Ratio	1.00
Kinematics			Kinematics		
Meridional velocity	cm	227.0 m/s	Meridional velocity	cm	188.3 m/s
Circ. velocity	cu	99.6 m/s	Circ. velocity	cu	46.9 m/s
Velocity	c	247.8 m/s	Velocity	c	194.0 m/s
Flow angle	α	23.7 °	Flow angle	α	14 °
Thermodynamics			Thermodynamics		
Static pressure	p	1.004 bar	Static pressure	p	1.153 bar
Total pressure	pt	1.42 bar	Total pressure	pt	1.42 bar
Temperature	T	293.4 K	Temperature	T	305.2 K
Total temperature	Tt	323.9 K	Total temperature	Tt	323.9 K
Density	ρ	1.192 kg/m ³	Density	ρ	1.316 kg/m ³
Mach Number	Ma	0.722	Mach Number	Ma	0.554

Şekil 3.14 CFturbo Fan OGV Giriş ve Çıkış Değerleri

3.3.1.2.1 Fan Nozülü Tasarımı

Fan OGV kanatçığı tasarımından sonra nozül tasarımına geçilmiştir. Bir boyutlu el hesaplamalarıyla bulunan nozül kanatçığı geometrik ölçüleri Tablo 3.20’de verilmiştir. Bu geometrik ölçülerde ve giriş şartlarıyla hesaplanan termodinamik ve kinematik değerler Tablo 3.21 ve Tablo 3.22’de verilmiştir.

Tablo 3.20 Fan Kanatçığı Geometrisi

İstasyon	h (m)	r_r (m)	r_t (m)
Giriş	0,0109	0,0896	0,1005
Çıkış	0,0119	0,0880	0,0999

Tablo 3.21 Fan Termodinamik Değerler

İstasyon	T_t (K)	T_s (K)	P_t (bar)	P_s (bar)	ρ (kg/m ³)	A (m ²)
Giriş	323,752	306,328	1,42	1,170	1,330846	0,0070352
Çıkış	294,431	270,726	1	0,74544	1,1834	0,006099

Tablo 3.22 Fan Kinematik Değerleri

İstasyon	C (m/s)	α (°)	β (°)
Giriş	187,144	14	-
Çıkış	242,765	-	-

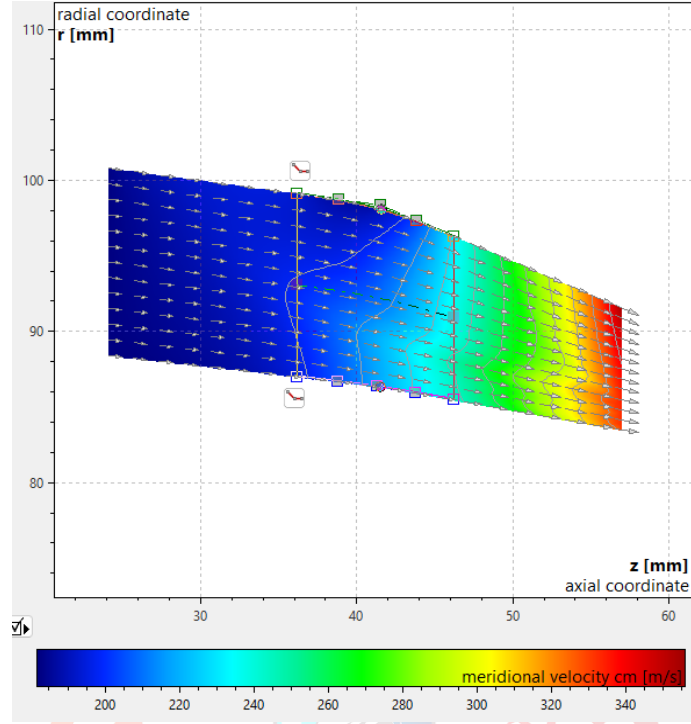
Tablo 3.20'deki geometrik ölçüler CFturbo programına girilmiştir. CFturbo programının hesapladığı fan nozül giriş ve çıkış değerleri Şekil 3.15 ve Şekil 3.16'te verilmiştir. Şekil 3.17'te fan nozülünün iki boyutlu akış analizi verilmiştir.

Average diameter	d	186.1 mm
Width	b	12.1 mm
Inlet area	AIn	7070 mm ²
Ratio to previous component		
Diameter ratio	d-Ratio	1.00
Width ratio	b-Ratio	1.00
Area ratio	A-Ratio	1.00
Kinematics		
Meridional velocity	cm	188.4 m/s
Circ. velocity	cu	47.9 m/s
Velocity	c	194.4 m/s
Flow angle	α	14.3 °
Thermodynamics		
Static pressure	p	1.152 bar
Total pressure	pt	1.42 bar
Temperature	T	305.1 K
Total temperature	Tt	323.9 K
Density	ρ	1.315 kg/m ³
Mach Number	Ma	0.555

Şekil 3.15 CFturbo Fan Nozül Giriş Değerleri

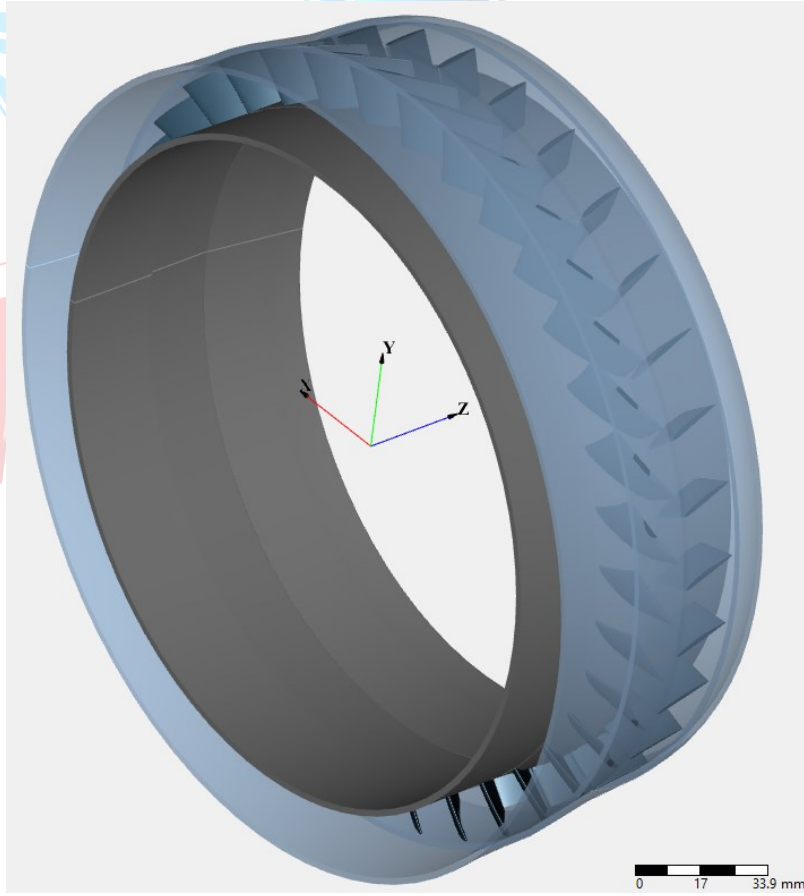
Average diameter	d	181.8 mm
Width	b	10.8 mm
Outlet area	AOut	6170 mm ²
Kinematics		
Meridional velocity	cm	234.2 m/s
Circ. velocity	cu	49.0 m/s
Velocity	c	239.3 m/s
Flow angle	α	11.8 °
Thermodynamics		
Static pressure	p	1.029 bar
Total pressure	pt	1.42 bar
Temperature	T	295.4 K
Total temperature	Tt	323.9 K
Density	ρ	1.213 kg/m ³
Mach Number	Ma	0.694

Şekil 3.16 CFturbo Fan Nozül Çıkış Değerleri



Şekil 3.17 Fan Nozülü İki Boyutlu Akış Analizi

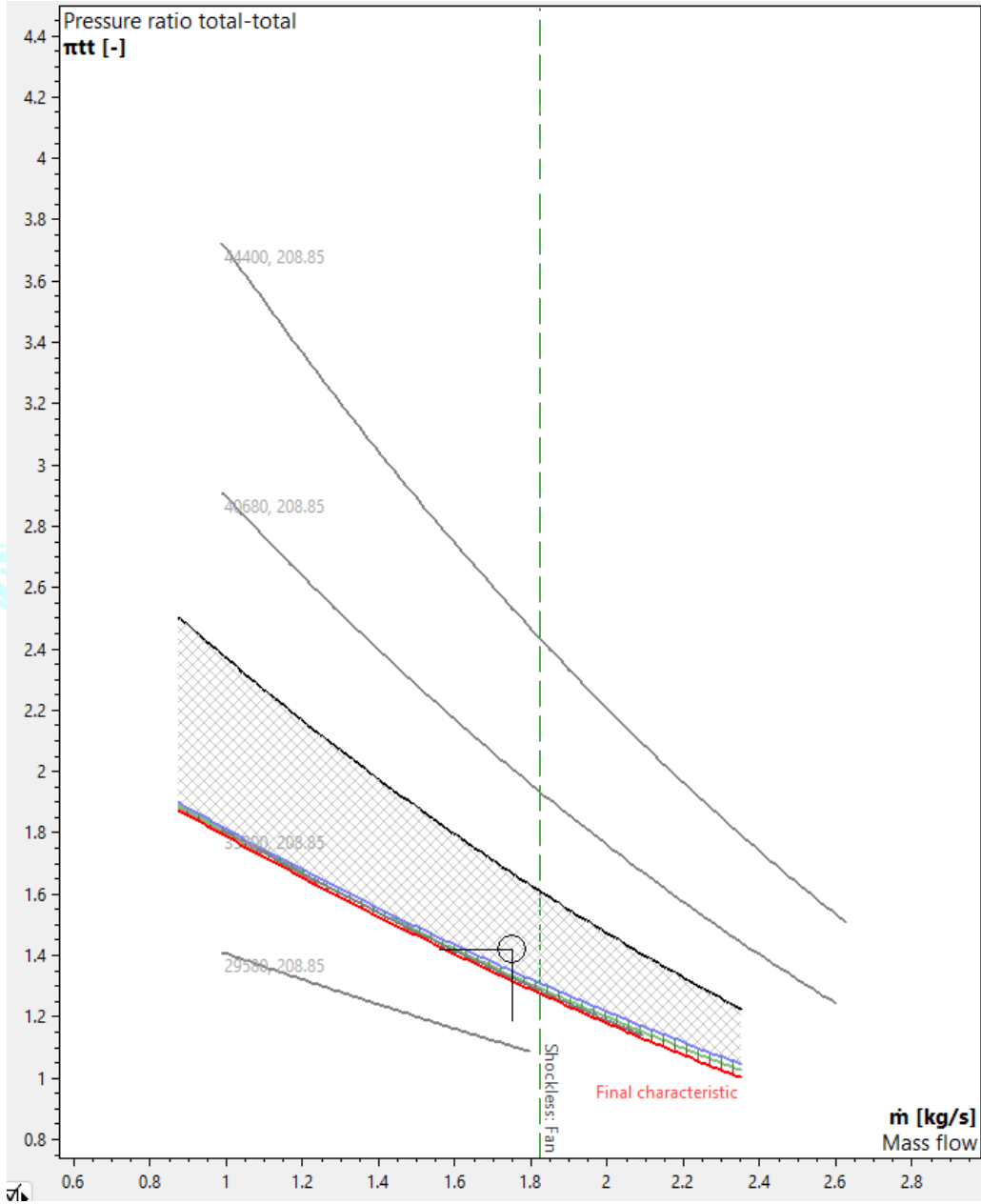
CFturbo'da tasarımı yapılan fan bölümün 3 boyutlu görseli Şekil 3.18'de gösterilmiştir.



Şekil 3.18 Fan Bölümü 3 Boyutlu Tasarımı

3.3.1.3 Fan Haritaları

Fan haritası Cfturbo programı kullanılarak oluşturulmuştur. Şekil 3.19’de fan haritası verilmiştir.

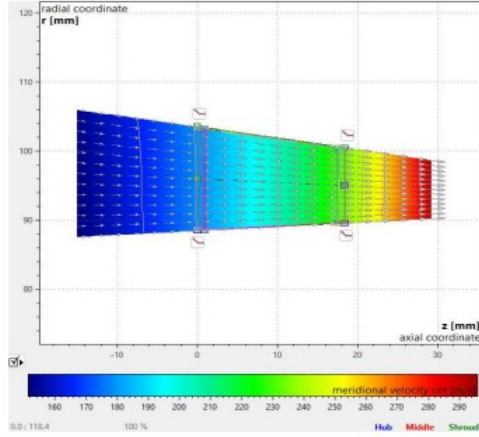


Şekil 3.19 Fan Haritası

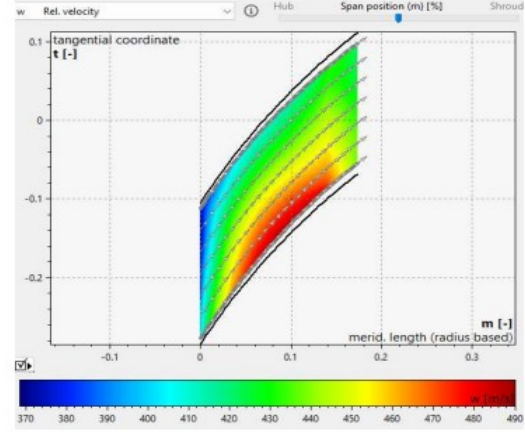
3.3.1.4 Fan İki Boyutlu Akış Analizleri

3.3.1.4.1 Fan Rotor Kanatçığı İki Boyutlu Akış Analizi

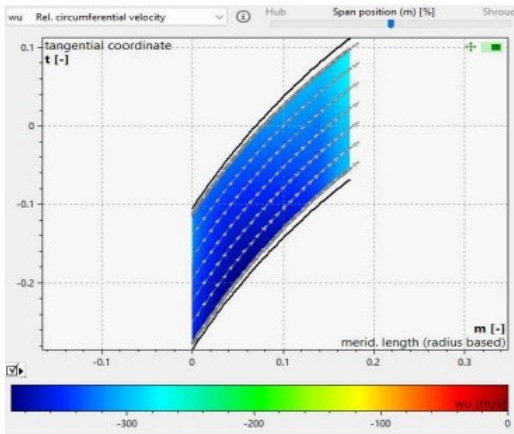
CFturbo programından aldığımız fan rotoru iki boyutlu akış analizi Şekil 3.20 ve 3.21’da verilmiştir.



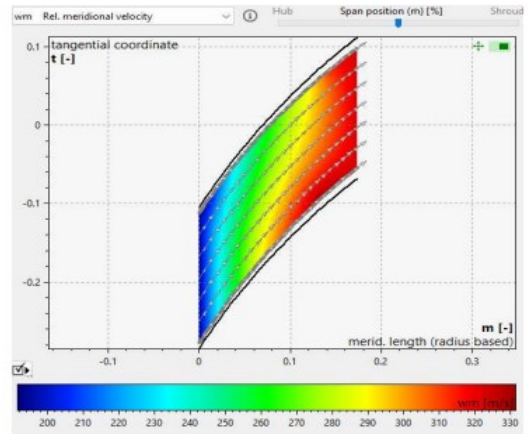
Fan İki Boyutlu Akış Analizi



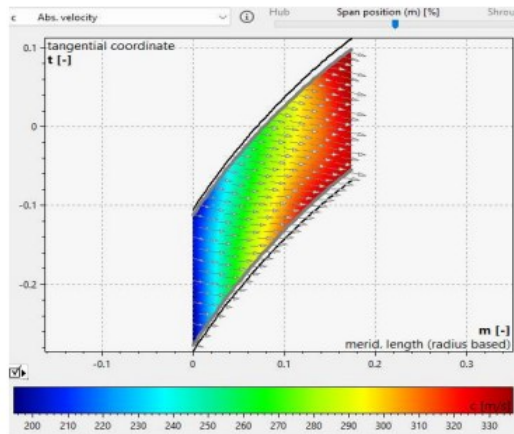
Fan Relatif Hız



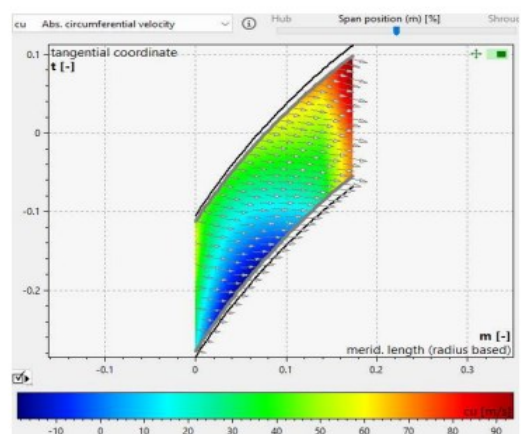
Fan Relatif Çevresel Hız



Fan Relatif Meridyenel Hız

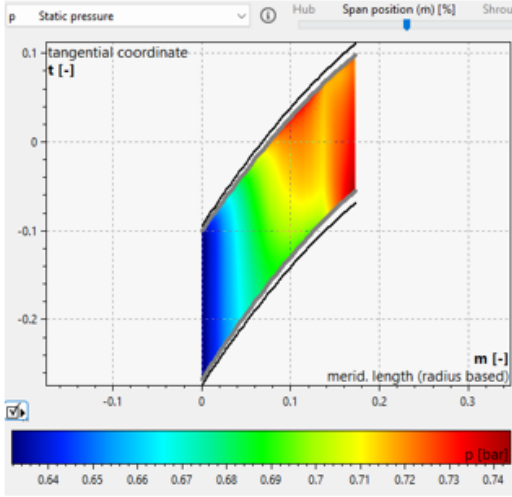


Fan Mutlak Hız

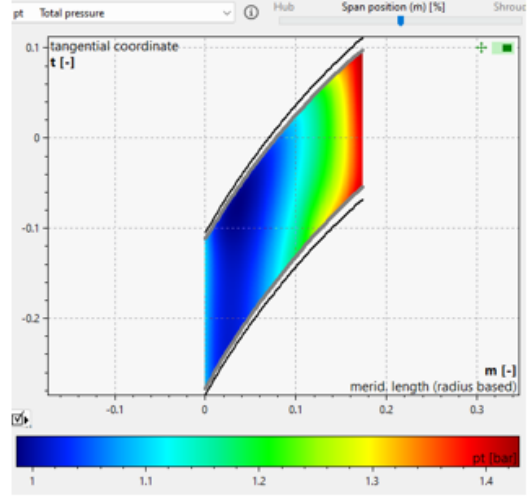


Fan Mutlak Çevresel Hız

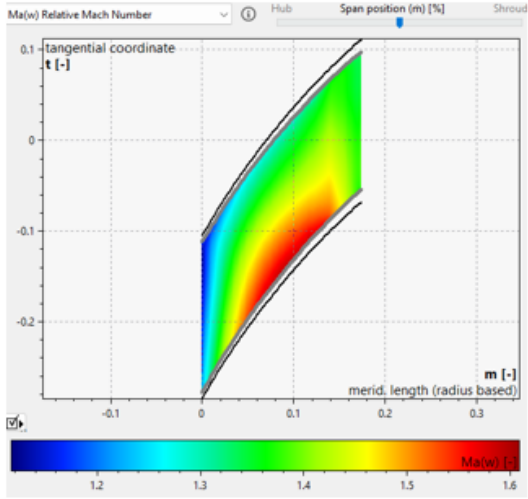
Şekil 3.20 Fan Rotor İki Boyutlu Akış Analizi-1



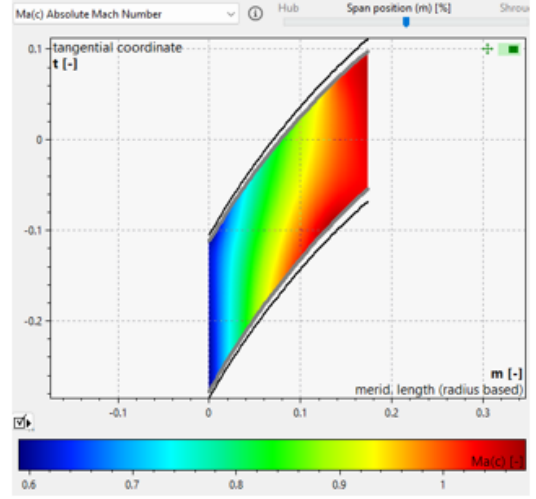
Fan Statik Basınç



Fan Toplam Basınç



Fan Bağlı Mach Değeri



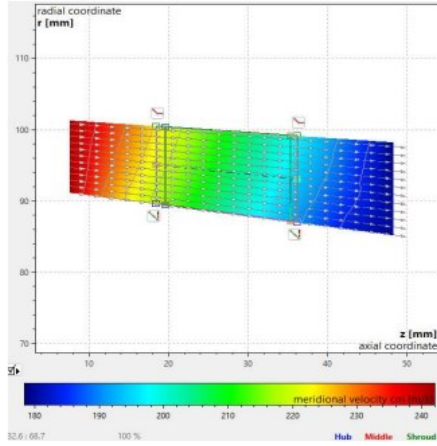
Fan Mutlak Mach Değeri

Şekil 3.21 Fan Rotor İki Boyutlu Akış Analizi-2

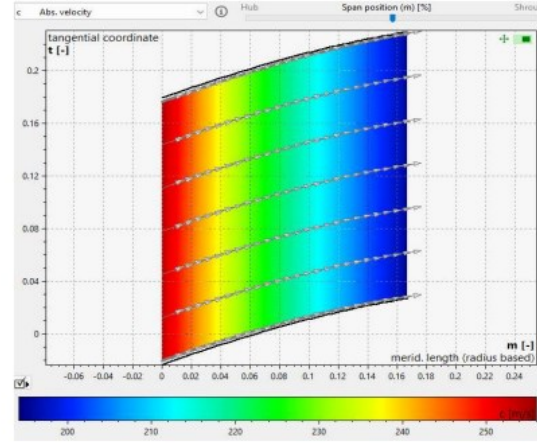
HAVACILIK, UZAY VE TEKNOLOJİ FESTİVALI

3.3.1.4.2 OGV Kanatçı İki Boyutlu Akış Analizi

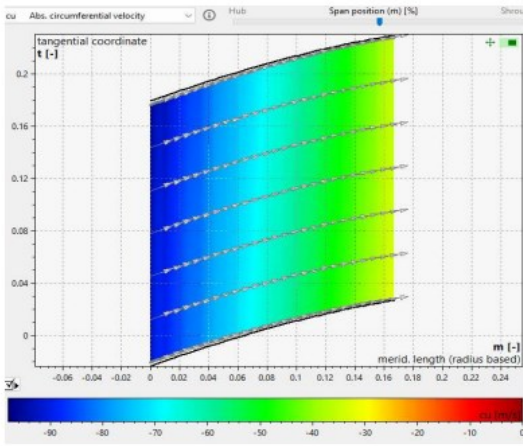
CFturbo programından aldığımız fan ogv kanatçı iki boyutlu akış analizi Şekil 3.22’de verilmiştir.



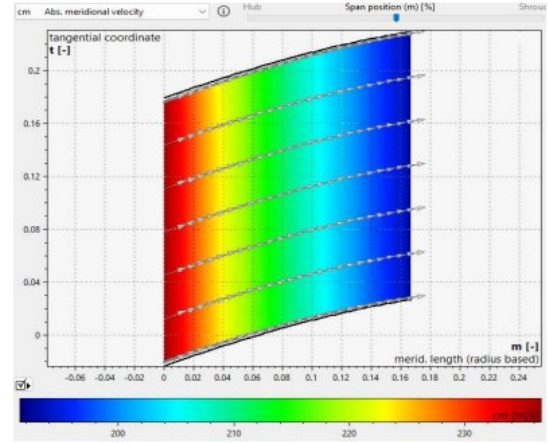
OGV İki Boyutlu Akış Analizi



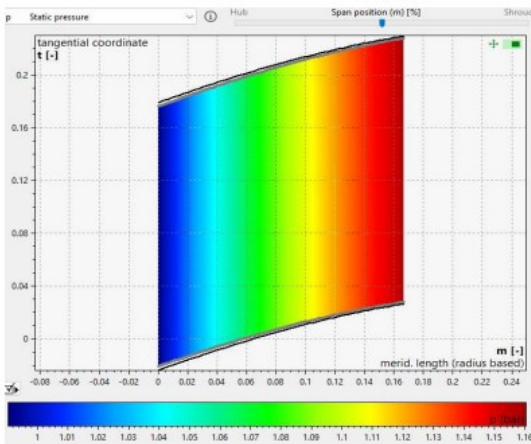
OGV Mutlak Hız



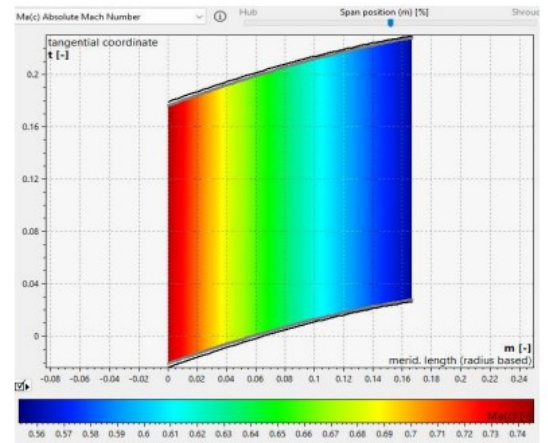
OGV Mutlak Çevresel Hız



OGV Mutlak Meridyenel Hız



OGV Statik Basınç

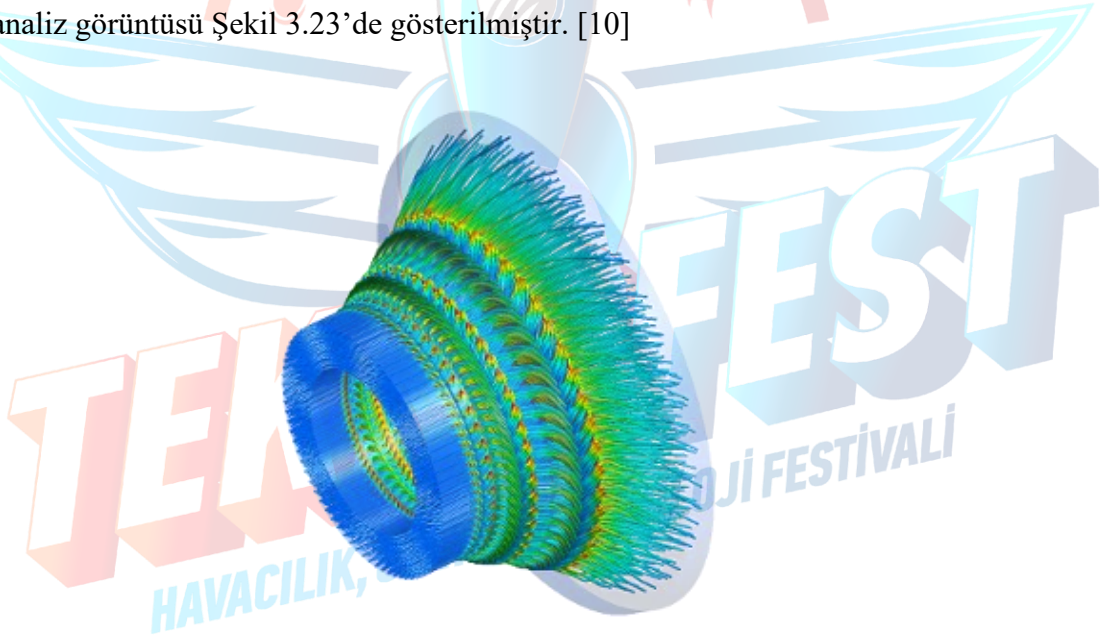


OGV Mutlak Mach Değeri

Şekil 3.22 Fan OGV İki Boyutlu Akış Analizi

3.3.1.5 Fan Üç Boyutlu Akış Analizleri

HAD (Computational Fluid Dynamics) yani HAD (Hesaplama Akışkan Dinamiği), sıvı veya gaz gibi akışkanların katı yüzeyler ile etkileşimlerini matematiksel metotlarla ve belirli algoritmalarla bilgisayar yardımıyla hesaplayıp sonuçları simülasyon olarak aktaran bir yöntemdir. HAD bir bilgisayar programı değil, sadece ANSYS gibi akış analiz programlarında kullanılan bir metottur. Bu yöntem birçok endüstriyel ve endüstriyel olmayan uygulamalarda yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bir mühendis, örneğin uçak veya otomobil tasarım etmek istediğinde aerodinamik mühendislik prosesinde çok önemli bir rol oynar. Ancak, aerodinamik prosesler kolaylıkla ölçülebilir değildir. Genellikle mühendisler için tek yol tasarımları optimize ederek, ürünün prototipi üzerinde testler gerçekleştirmektir. Bilgisayar teknolojisinin yaygınlaşmasıyla Hesaplama Akışkan Dinamiği yani HAD akışkan akışları için yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. HAD analizinde akışın incelenmesi; akışkanın hızı, basıncı, sıcaklığı, yoğunluğu ve viskozitesi gibi fiziksel özelliklerine göre gerçekleştirilir. Örnek bir HAD analiz görüntüsü Şekil 3.23’de gösterilmiştir. [10]



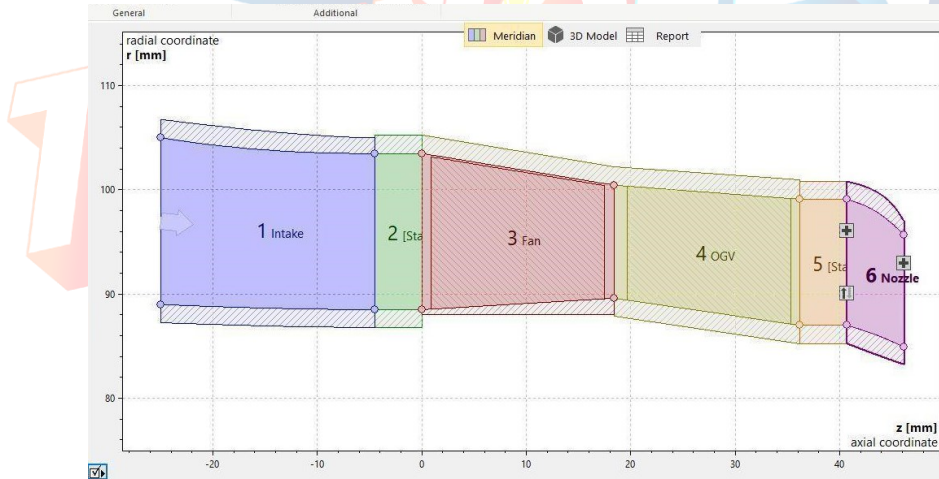
Şekil 3.23 Örnek Bir HAD Analiz Görüntüsü [10]

Fan ve Türbin geometrilerinin üç (3) boyutlu akış analizleri HAD yöntemi ile yapılmıştır. Geometriler CFTurbo Programında oluşturulmuş daha sonra ANSYS yazılımına import edilmiştir. ANSYS içerisinde bulunan “Turbogrid” modülü ile stator ve rotor için mesh oluşturulmuştur. Mesh işlemi tamamlandıktan sonra “CFX-Pre” modülünde analiz sınır koşulları girilerek analiz gerçekleştirilmiştir. “HAD-Post” modülünde ise fan ve türbin

üzerindeki basınç, sıcaklık ve hız dağılımları incelenmiştir. HAD analizi sonucunda fan ve türbin bölümünde bulunan her istasyondaki basınç, sıcaklık ve hız dağılımları incelenecektir. Türbin ve fan kanatçıklarından geçen havanın kanatçık geometrisi üzerindeki dağılımları incelenecektir. Böylece fan ve türbin tasarımı aerodinamik açıdan kontrol edilecektir. HAD analizleri sonucunda fan ve türbin aerodinamik açıda uygun olmadığı anlaşılırsa tasarımda revize ye gidilerek fan ve türbin tasarımının aerodinamik açıdan uygun oluncaya kadar revizelere devam edilecektir. HAD analizleri sonucunda kanatçıklar üzerinde elde edeceğimiz basınç ve sıcaklık dağılımları mekanik hesaplamalarda kullanılacaktır. Fan ve türbin kanatçıklarına gelen hava kanatçığın her noktasında farklı etki etmektedir. Örneğin türbin rotorunda yüksek sıcaklık ve basınçta gelen sıcak gaz kanatçık ön kenarında daha çok gerilme oluştururken arka kenarda daha az gerilme oluşturmaktadır. Böylece HAD analiz sonuçları mekanik bölüme aktarılarak hesaplamalar daha doğru şekilde yapılmaktadır. Üç boyutlu akış yolu analizi fan ve türbin için ayrı ayrı yapılmıştır. Yapılan analizler bir sonraki kısımlarda verilmiştir.

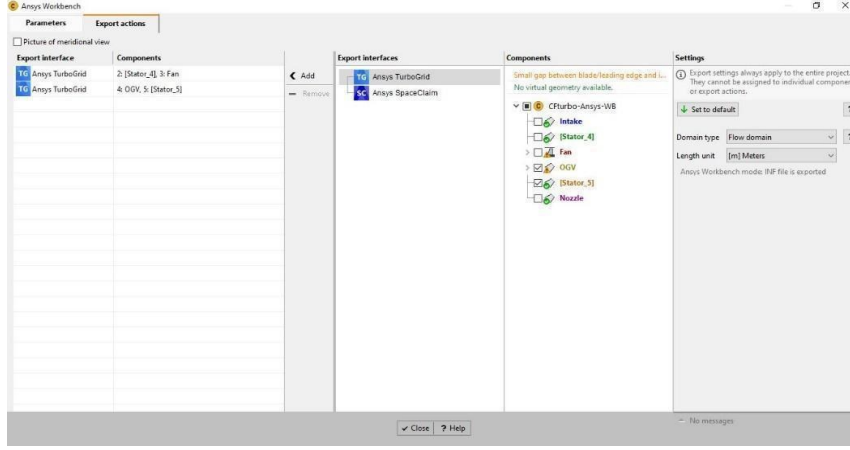
3.3.1.5.1 Fan Geometrisinin ANSYS İçerisine Aktarılması

HAD analizine ilk önce tasarlanan fan geometrisinin ANSYS içerisine aktarılması ile başlanmıştır. Fan'ın rotor ve OGV tasarımı "CFturbo" programında tasarlanmıştır. Tasarlanan fan rotor ve OGV CFturbo programında görüntüsü Şekil 3.24'de verilmiştir.



Şekil 3.24 Tasarlanan Fanın Rotor ve OGV Geometrisi

ANSYS Workbench içerisinde CFturbo modülü eklenmiştir. Daha sonra CFturbo modülü açılarak geometri "TurboGrid" formatında dışarı aktarılmıştır. Şekil 3.25'te geometrinin CFturbo modülünde "TurboGrid" formatında aktarılması gösterilmiştir. HAD analizi için fan rotor giriş kısmı ve OGV çıkış kısımları uzatılarak geometri analize hazır hale getirilmiştir.

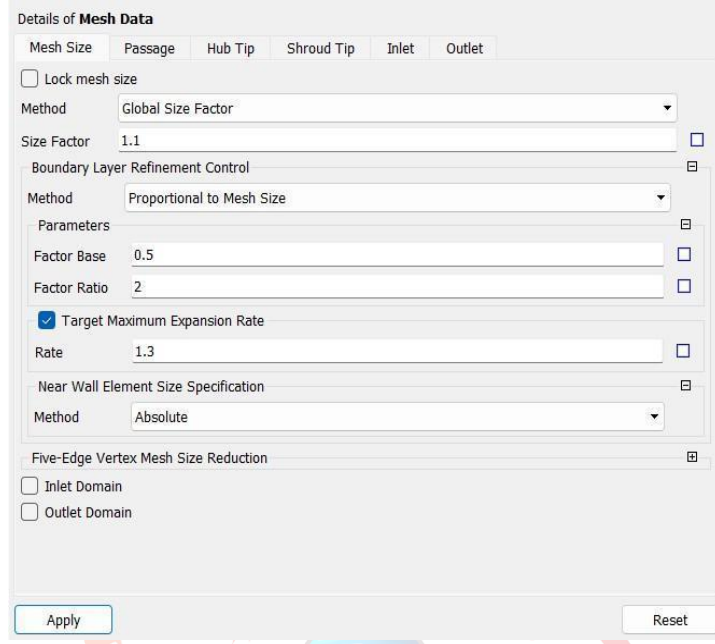


Şekil 3.25 Fan Geometrisinin TurboGrid Formatında Aktarılması

3.3.1.5.2 Fan Rotor ve OGV'sine Mesh Atılması

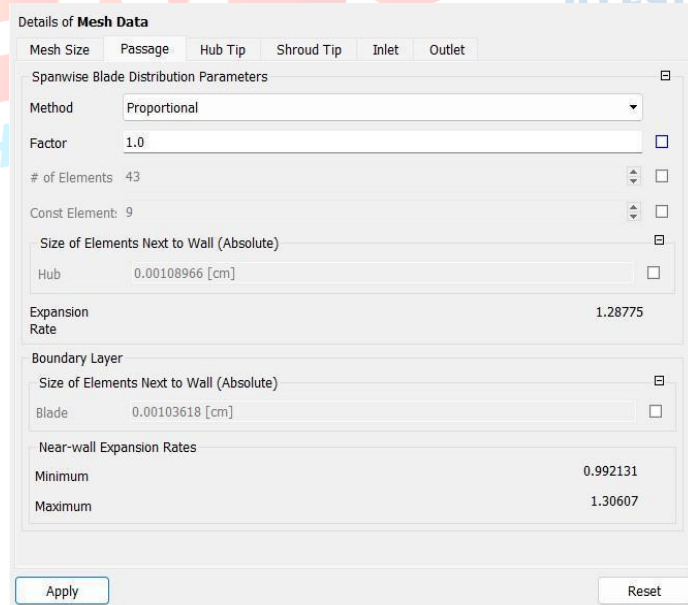
Mesh, sonlu elemanlar yönteminin en önemli bölümlerinden biridir. Bundan dolayı yapılacak analizlerde meshin en optimum seviyede ayarlanması gerekmektedir. Yapılacak meshin hangi parametrelere göre yapılması gerektiği önem arz etmektedir. Fan geometrisinin mesh işlemi ANSYS TurboGrid modülü kullanılarak yapılmıştır. Meshin parametrelerinin ayarlanması “Mesh Data” sekmesinden yapılmıştır. Mesh parametrelerinde ayarlamalar yapılarak mesh kalitesi en optimum seviyede tutulmuştur. ANSYS TurboGrid uygulamasının da ilk olarak “Machine Data” bölümünden geometrinin fan olduğu belirtilmiştir. Sonra mesh yapılarını geometriye göre konumlandırıp daha etkili bir mesh atabilmek için “Topology” seçeneğini kullanılmıştır. Analiz için en uygun meshi belirlemek için farklı mesh parametreleri girilerek mesh oluşturulmuştur. Mesh parametrelerin farklı kombinasyon tipleri denenmiştir. “Mesh Size” sekmesinde bulunan “Method” bölümünde “Size Factor” arttırdığımızda mesh kalitesinde bir artma gözlemlenmiş fakat element ve nodes sayıları artmıştır. “Factor Base” ve “Factor Ratio” değerlerini arttırdığımızda ise mesh kalitesinde artma gözlemlenmiş fakat mesh element ve boyutlarının artmasında kayda değer bir iyileştirme sağlayamamıştır.

Mesh Data sekmesinden “Method” olarak “Global Size Factor” ve “Target Passage Mesh Size” metodları bulunmaktadır. Global Size Factor metodu genel ağ boyutunu tanımlamak için kullanılır. 1’den 5’e kadar boyut faktör değerleri bulunmaktadır. Genellikle yapılan mesh çalışmalarında Ağın çözünürlüğünü artırmak için boyut faktörü artırılır. “Target Passage Mesh Size” metodu ise rakam azlığı sebebiyle daha kullanışlı olmasına rağmen mesh kalitesinde yeterli isterleri sağlayamamaktadır. Method olarak “Global Size Factor” seçilmiştir. Daha önceki çalışmalardan da global size factor değerinin 1-2 arasında olduğunda çok iyi sonuçlar verdiği görülmüştür. Şekil 3.26’te Mesh Data sekmesinden Mesh Size bölümüne girilen değerler gösterilmektedir. [11]



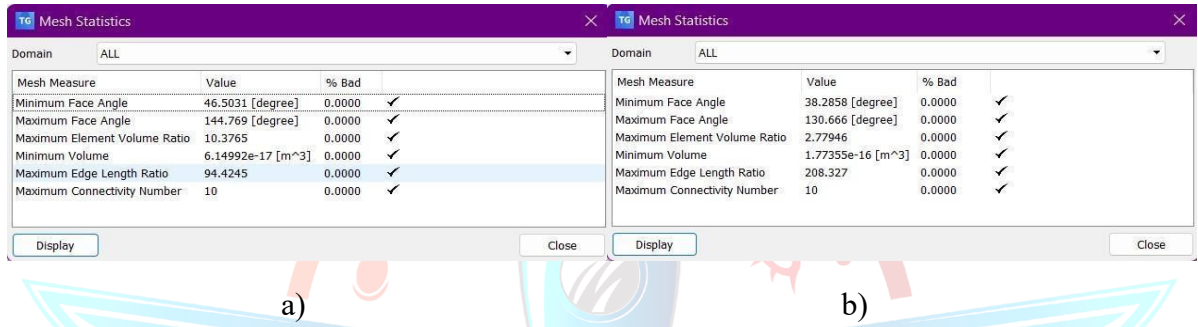
Şekil 3.26 Mesh Data Sekmesinde Mesh Size Bölümü

“Boundary Layer Refinement Control” sekmesinden “Metod” olarak “Proportional Mesh Size” metodu seçilmiştir. Parametre değeri olarak Faktör Tabanı ve Faktör Oranının varsayılan değerleri olarak bulunmaktadır. Faktör Tabanı ve Faktör Oranı için belirtilen değerlerle orantılı olarak sınır tabakası bölgesindeki eleman sayısını kontrol eder. Bu yöntem, global size factor metodu değiştirildiğinde benzer genişleme oranlarını korur. Bıçağın kesme kenarı varsa, Faktör Oranı ayrıca kesme kenarı boyunca öğelerin sayısını da kontrol eder. Bütün mesh parametre değerleri Mesh Data sekmesine girildikten sonra mesh atılmıştır. Şekil 3.27’te Mesh Data sekmesinde Passage bölümüne girilen değerler gösterilmektedir. [11]



Şekil 3.27 Mesh Data Sekmesinde Mesh Pasaj Bölümü

Atılan meshin kalitesi kontrol etmek için birçok yöntem vardır. HAD uygulamalarında meshin kalitesini kontrol etmek için en çok kullanılan yöntem Skewness (Çaprazlık) değeridir. Skewness bir meshin eğriliği, ağ kalitesi ve uygunluğunun bir göstergesidir. Skewness değerinin yüksek olması enterpolasyonlu bölgelerin doğruluğunu tehlikeye atar. Bundan dolayı kontrol edilmesi gerekmektedir. TurboGrid modülünde skewness değeri minimum ve maksimum yüzey açıları ile kontrol edilmiştir. Şekil 3.6'da fan rotoru ve OGV için mesh istatistikleri gösterilmiştir. Kontrol sonucunda girilen parametrelerin isterleri sağladığı görülmüştür.



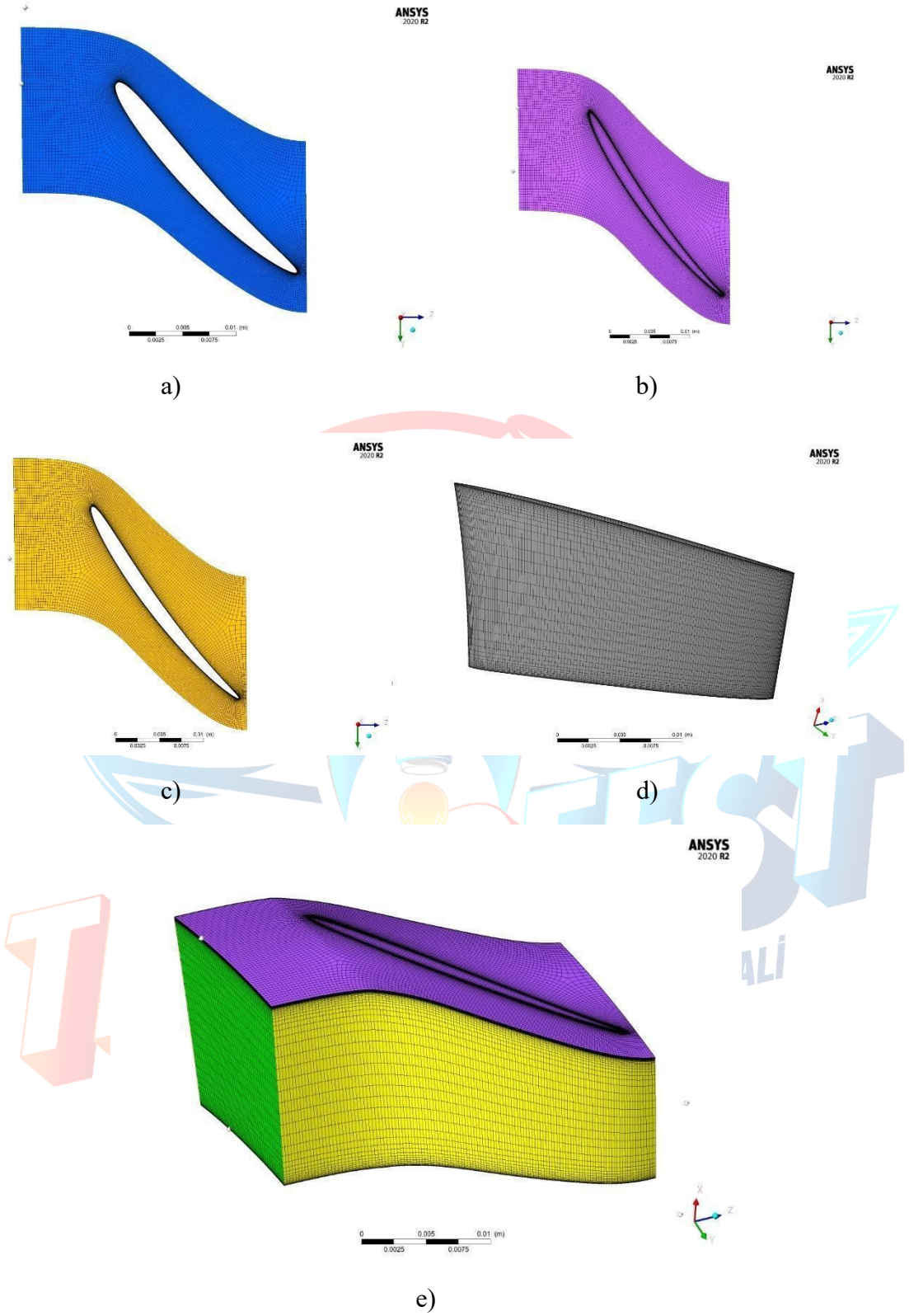
Şekil 3.28 a) Fan Rotoru b) Fan OGV Mesh İstatistikleri

Tablo 3.23'te fan rotoru ve OGV si için atılan mesh sayıları gösterilmiştir.

Tablo 3.23 Fan Rotoru ve OGV'si Elment ve Nodes Sayısı

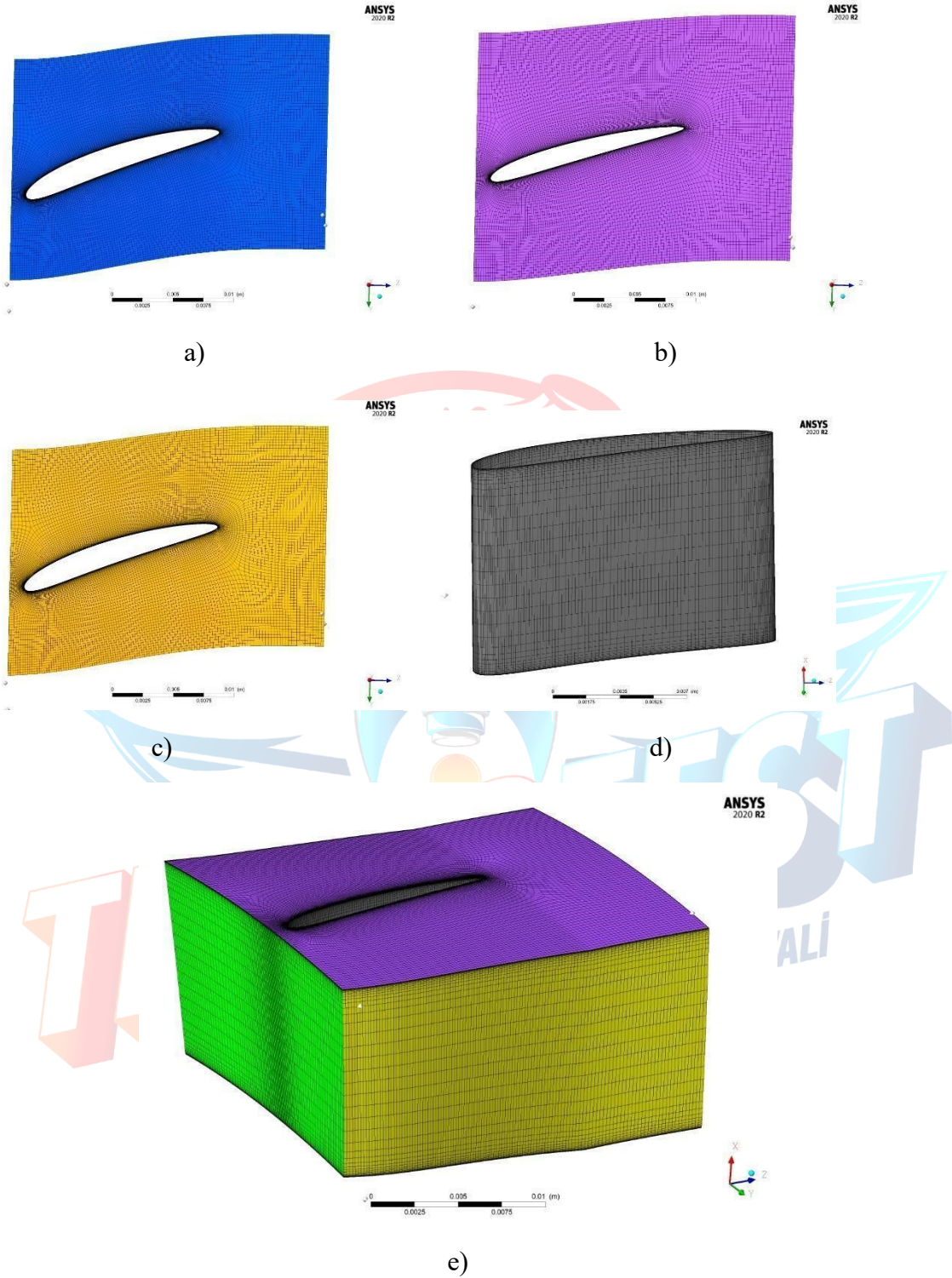
	Fan Rotoru	Fan OGV
Total Nodes Sayısı	696396	860617
Total Element Sayısı	662167	826206

Mesh işlemi tamamlandıktan sonra fan kanatçıklarının farklı kısımlarındaki mesh görüntüleri incelenmiştir. İnceleme sonucunda fan kanatçıklarının akış ile ilk temas ettiği yüzeylerde daha sık mesh atılmıştır. Böylece fan kanatçığına gelen akışın kanatçık üzerindeki dağılımı iyi bir şekilde modellenmesi amaçlanmıştır. Fan kanatçık geometrisi sınır tabakalarında ise daha küçük mesh atılarak akışın dağılımı en iyi şekilde görülmesi amaçlanmıştır. Şekil 3.29'da fan rotoru için farklı bölgelerdeki mesh görüntüleri gösterilmiştir.



Şekil 3.29 Fan Rotor Kanatçığının a) Hub Bölümünde b) Shroud Bölümünde c) 0.5 Span Bölümünde d) Kanatçık Yüzeylerinde e) 3D Mesh Yapısı

Şekil 3.30'de fan OGV'si için farklı bölgelerdeki mesh görüntüleri gösterilmiştir.

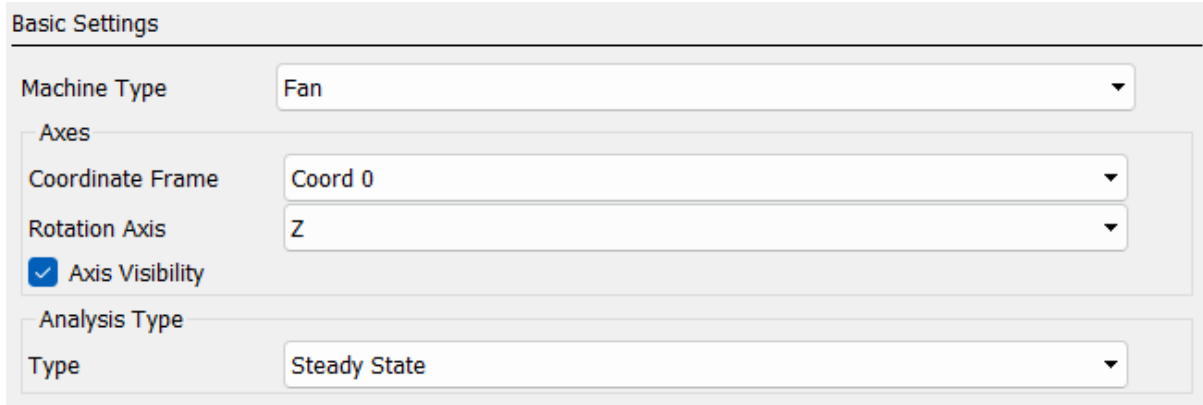


Şekil 3.30 Fan OGV Kanatçığının a) Hub Bölümünde b) Shroud Bölümünde c) 0.5 Span Bölümünde d) Kanatçık Yüzeylerinde e) 3D Mesh Yapısı

Fan rotor ve OGV bölümlerine mesh atıldıktan sonra CFX modülüne geçilmiştir.

3.3.1.5.3 Analizin CFX Modülünde Sınır Şartlarının Hazırlanması ve Çözdürülmesi

Mesh işlemi tamamlandıktan sonra CFX-Pre modülün de sınır şartları girilmiştir. Analizin sınır şartları için “Tools” sekmesinde Turbo makineler için kullanılan “Turbo Mode” bölümü kullanılmıştır. Burada makine tipi olarak “Fan” ve analiz tipi olarak ise “Stead State” seçilmiştir. Şekil 3.31’da makine ve analizin tipinin belirlenmesi gösterilmiştir.



Basic Settings

Machine Type: Fan

Axes

Coordinate Frame: Coord 0

Rotation Axis: Z

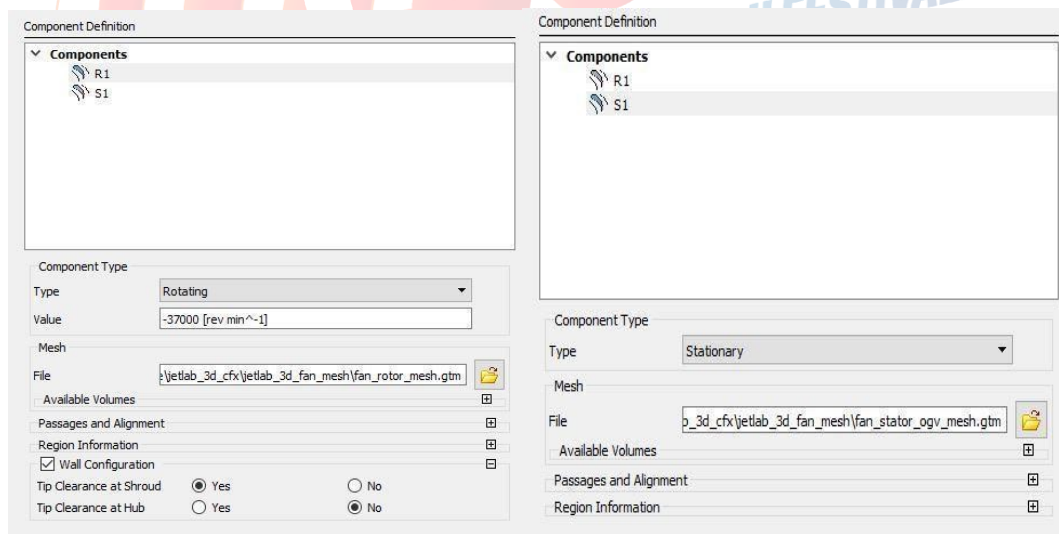
Axis Visibility

Analysis Type

Type: Steady State

Şekil 3.31 Makine ve Analiz Tipinin Belirlenmesi

Makine ve analiz tipi belirlendikten sonra CFX-Pre modülüne fan rotoru ve OGV’si tanımlanmıştır. Sırasıyla rotor R1 (rotating) ve OGV S1 (stationary) olarak eklenmiştir. Fan rotorunun sadece uç kısmında uç açıklığı bulunmaktadır. Açıklık değeri de burada modellenmiştir. Bu kısımda OGV durgun, rotor ise döner olarak tanımlanmıştır. Rotorun dönüş hızı değeri fan tasarımı bölümünden 37000 *rpm* olarak alınmış ve burada R1 komponentine girilmiştir. Şekil 3.32’de fan rotor ve OGV’sinin tanımlanması gösterilmiştir.



Component Definition

Components

R1

S1

Component Type

Type: Rotating

Value: -37000 [rev min⁻¹]

Mesh

File: \\jetlab_3d_cfx\jetlab_3d_fan_mesh\fan_rotor_mesh.gtm

Available Volumes

Passages and Alignment

Region Information

Wall Configuration

Tip Clearance at Shroud: Yes No

Tip Clearance at Hub: Yes No

Component Definition

Components

R1

S1

Component Type

Type: Stationary

Mesh

File: p_3d_cfx\jetlab_3d_fan_mesh\fan_stator_ogv_mesh.gtm

Available Volumes

Passages and Alignment

Region Information

Şekil 3.32 Fan Rotorun (R1) Ve OGV’sinin (S1) Tanımlanması

Fan rotor ve OGV kademeleri tanımladıktan sonra fiziksel sınır şartları tanımlanmıştır. Performans çevriminden gelen değerlere göre akış ses altı hızlarda hareket etmektedir. Fan bölümüne giren akışın ses altı hızlarda havanın sıkıştırılabilir (compressible) olduğu durumda ideal gaz yasasına göre modellenmiştir.

Türbülans modeli için ANSYS iki çözüm modeli sunmaktadır. Bu modeller Standart $k - \epsilon$ modeli ve Shear Stress Transport (SST) modelidir. Standart $k - \epsilon$ modeli yeterli doğruluk oranı sağlamasıyla akış analizlerinde geniş bir uygulama alanına sahiptir. Ancak model akışın düz olmadığı ayrılmanın çok olduğu karmaşık geometrilerde yetersiz tahmin yapabilmektedir. Fan/Türbin gibi geometrilerde ayrılma büyük bir öneme sahiptir ve bu yüzden bu model tercih edilmemiştir. Fan/Türbin gibi geometrilerde ayrılma büyük bir öneme sahip olduğundan dolayı daha doğru çözüm yöntemini seçmek gerekir. Bir diğer çözüm yöntemi olan Shear Stress Transport (SST) modeli ise duvarlara yakın kısımlarda türbülans/frekans tabanlı olan $k - \omega$ ve kitlesel akışın (bulk flow) olduğu bölgelerde $k - \epsilon$ yöntemi ile çalışır. SST modeli dengesiz akışın olduğu uygulamalarda sınır katmanında türbülanslı akış ve ısı transferinin tahmininde önemli avantajlar sağlamaktadır. Fan akış analizinde SST modeli çözüm yöntemi olarak seçilmiştir. Performans çevriminden fanın giriş ve çıkışındaki sıcaklık, basınç değerleri alınarak analize aktarılmıştır. Şekil 3.33’de girilen sınır şartları değerler verilmiştir. [12]

Physics Definition

Fluid: Air Ideal Gas

Model Data

Reference Pressure: 1 [atm]

Heat Transfer: Total Energy

Turbulence: Shear Stress Transport

Inflow/Outflow Boundary Templates

None

P-Total Inlet P-Static Outlet

P-Total Inlet Mass Flow Outlet

Mass Flow Inlet P-Static Outlet

Inflow

P-Total: 1 [bar]

T-Total: 288.15 [K]

Flow Direction: Normal to Boundary

Outflow

P-Static: 1.17002 [bar]

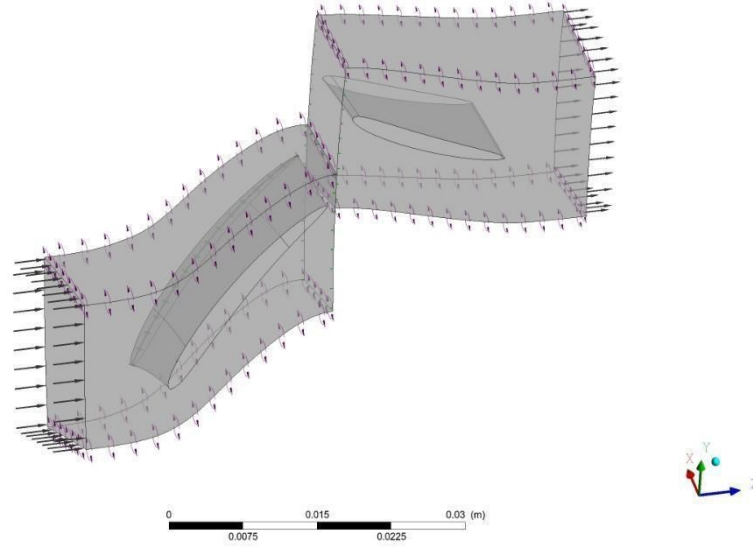
Interface

Default Type: Stage (Mixing-Plane)

Solver Parameters

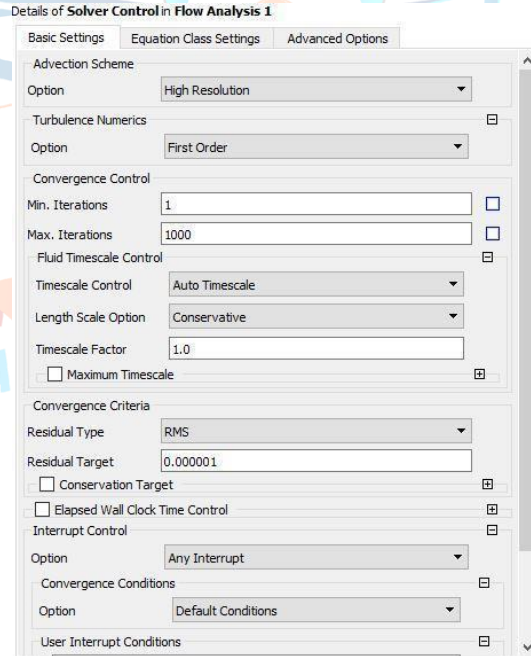
Şekil 3.33 CFX-Pre Üzerinden Fanın Sınır Şartlarının Girilmesi

Fan için girilen sınır şartları Şekil 3.34’de gösterilmiştir. Burada akış ilk önce rotordan daha sonra OGV’den geçerek ilerlemektedir.



Şekil 3.34 CFX-Pre Üzerinde Fanın Modellenmesi

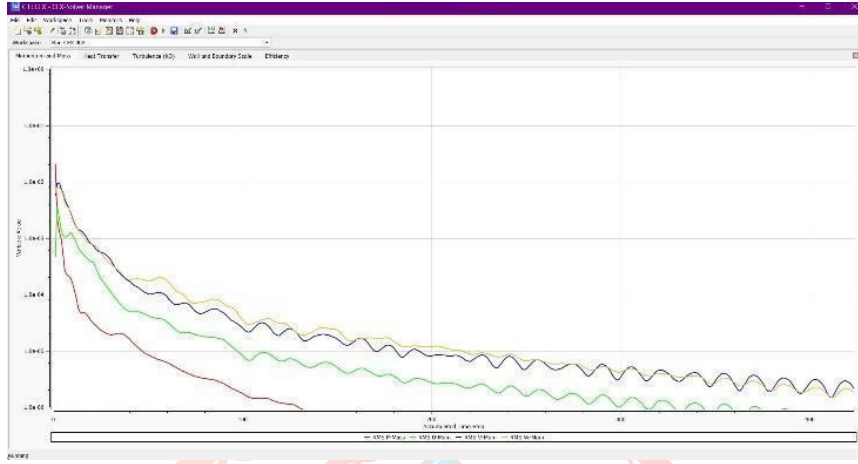
Son olarak CFX-Pre modülünde iterasyon sayısı ve yakınsama değerleri belirlenmiştir. Şekil 3.35’te analiz çözücü ayarları verilmiştir.



Şekil 3.35 CFX-Pre Çözücü Ayarları

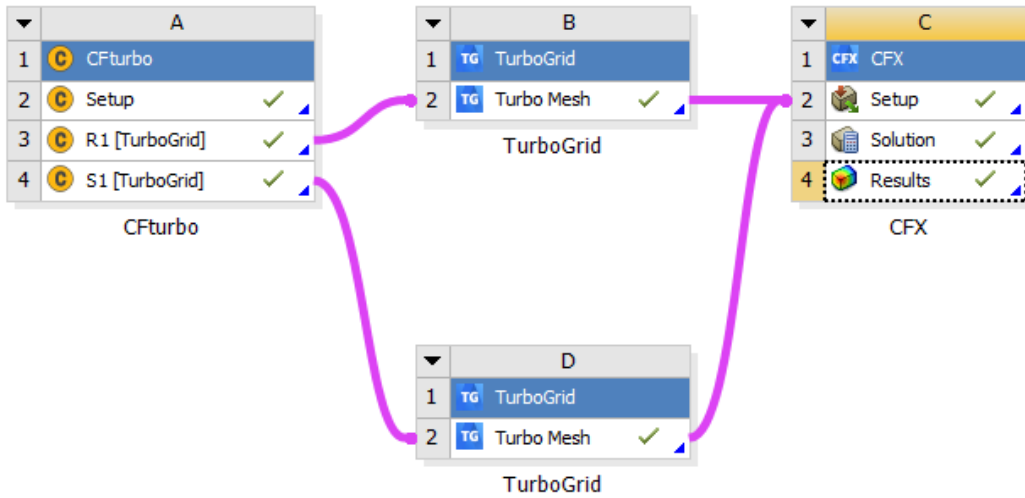
Analiz sınır şartları ve fiziksel durumlar CFX-Pre modülüne girildikten sonra “CFX-Solver Manager” modülü üzerinden analiz çözdürülmüştür. Analizin 500 iterasyona ulaşıldıktan sonra

yakınsadığı görülmüş ve analiz sonlanmıştır. Şekil 3.36’te analiz sonucunda yakınsama değerleri verilmiştir.



Şekil 3.36 Fanın HAD Analizi Sonucunda Yakınsama Değerleri

Analiz çözdürüldükten sonra HAD-Post modülüne geçilmiştir. Şekil 3.37’te ANSYS Workbench proje şeması verilmiştir. Analizin çözdürülmesine kadar yapılan bütün işlemler gösterilmiştir.

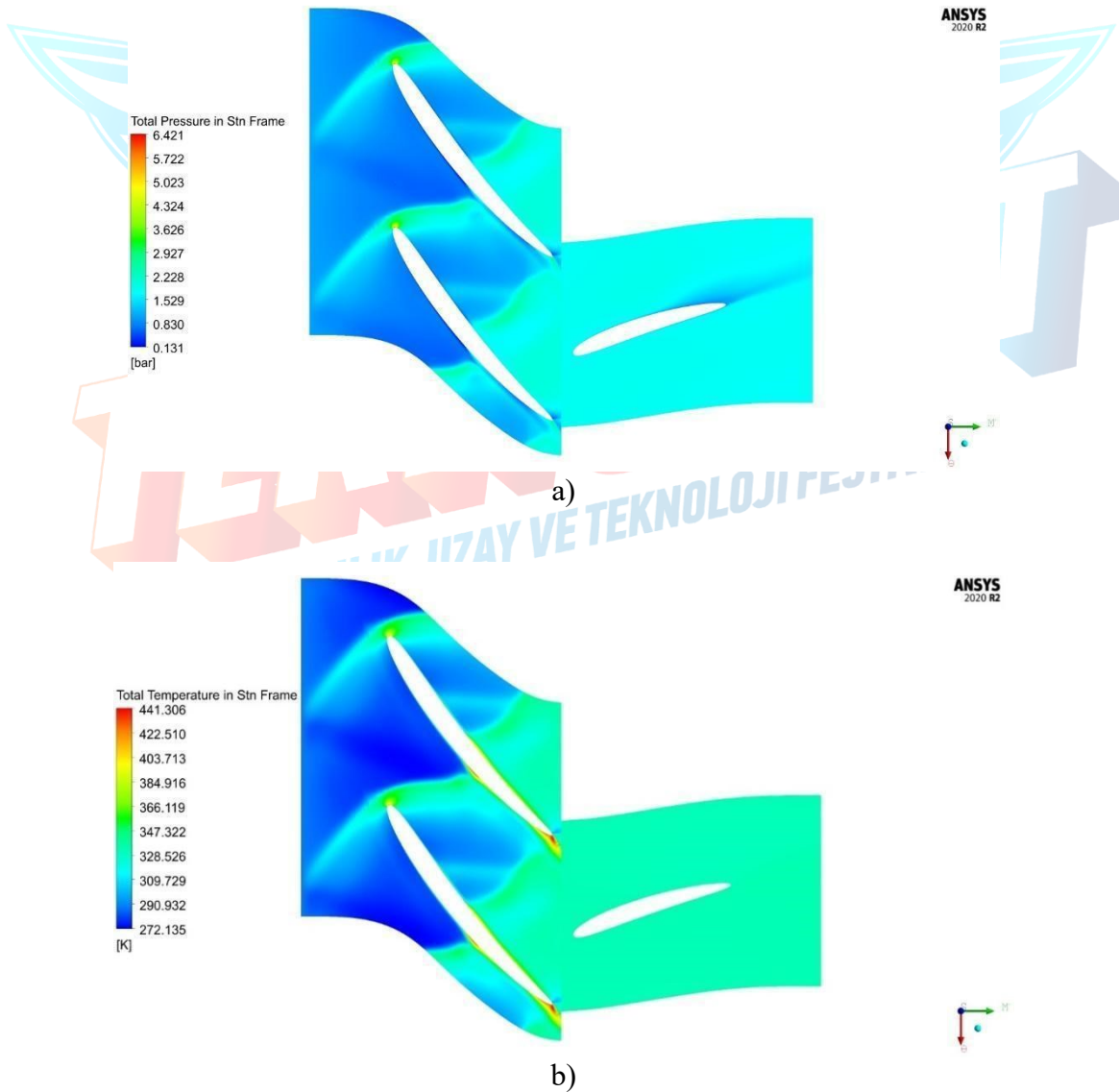


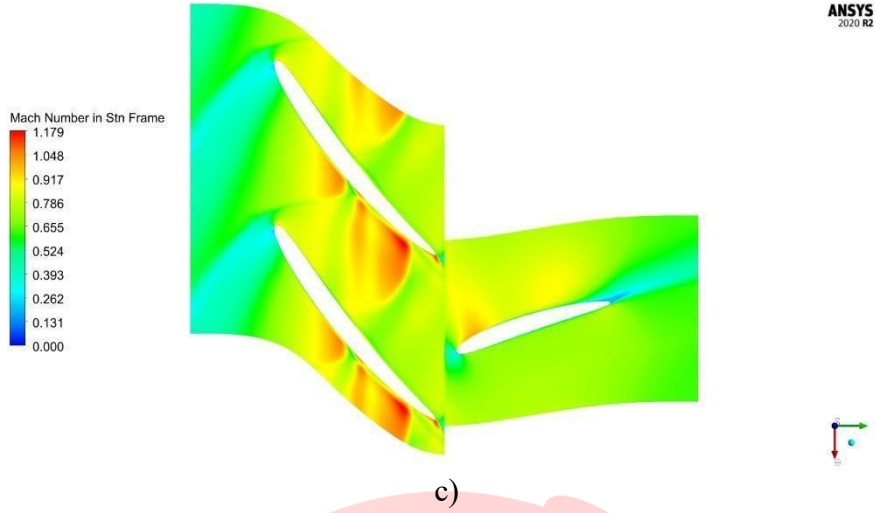
Şekil 3.37 HAD Analizinin ANSYS Workbench Proje Şeması

3.3.1.5.4 HAD-Post Modülünden Sonuçların İncelenmesi

Analiz CFX-Solver Manager modülünde çözdürüldükten sonra sonuçların incelenmesi için HAD-Post modülüne geçilmiştir. İlk olarak analiz sonuçları HAD-post içerisine aktarılmıştır. Sonra Blade-to-Blade bölümünden fan kanatçıklarına gelen havanın basınç, sıcaklık ve mach

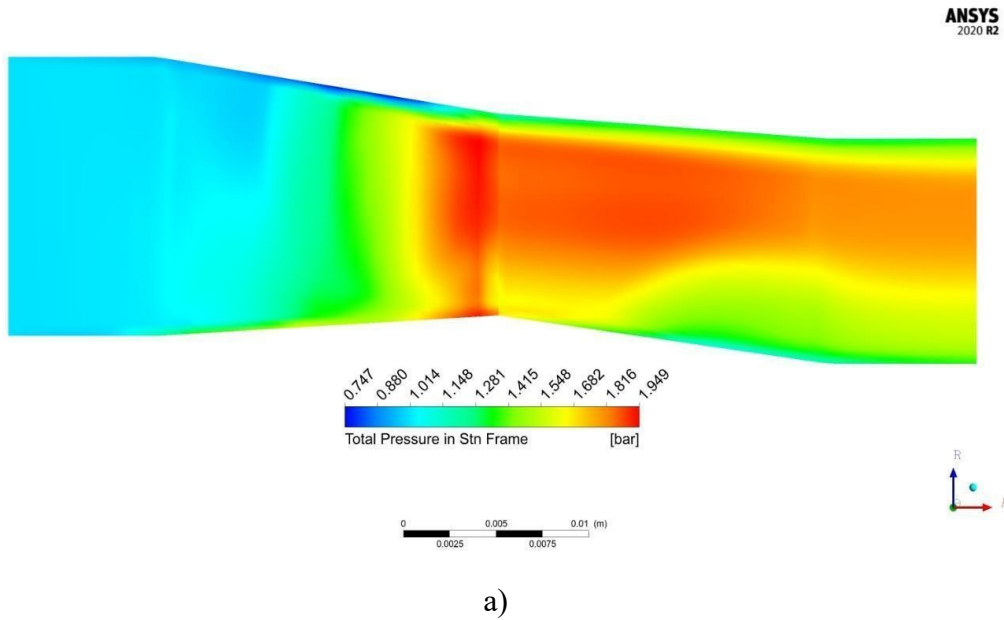
değerleri incelenmiştir. İnceleme sonucunda fan rotoru içindeki havanın toplam basıncı ve sıcaklığı artmaktadır. Yapılan performans analizi sonucunda da rotordan çıkan havanın toplam sıcaklık, toplam basınç, statik sıcaklık ve statik basınç değerlerinin arttığı görülmüştür. HAD sonucunda ise rotor çıkışındaki statik basıncın arttığı görülmüştür. OGV istasyonunda ise yapılan performans analizi sonucunda ise toplam sıcaklık ve basınç değerlerinin değişmediği, statik sıcaklık ve basınç değerlerinin arttığı görülmüştür. Yapılan HAD analizi sonucunda ise OGV den geçen havanın toplam sıcaklık ve basınç değerleri değişmemekte, statik sıcaklık ve basınç değerlerinin arttığı görülmüştür. Son olarak ise performans analizi sonucunda fan rotoruna giren havanın hızı rotor-OGV arasında azalmakta, OGV çıkışında ise artmaktadır. HAD analizi sonucunda ise hızın rotor-OGV arasında azalmakta, OGV çıkışında ise artmakta olduğu görülmüştür. Şekil 3.38’da Blade-to-Blade analiz sonuçları verilmiştir.

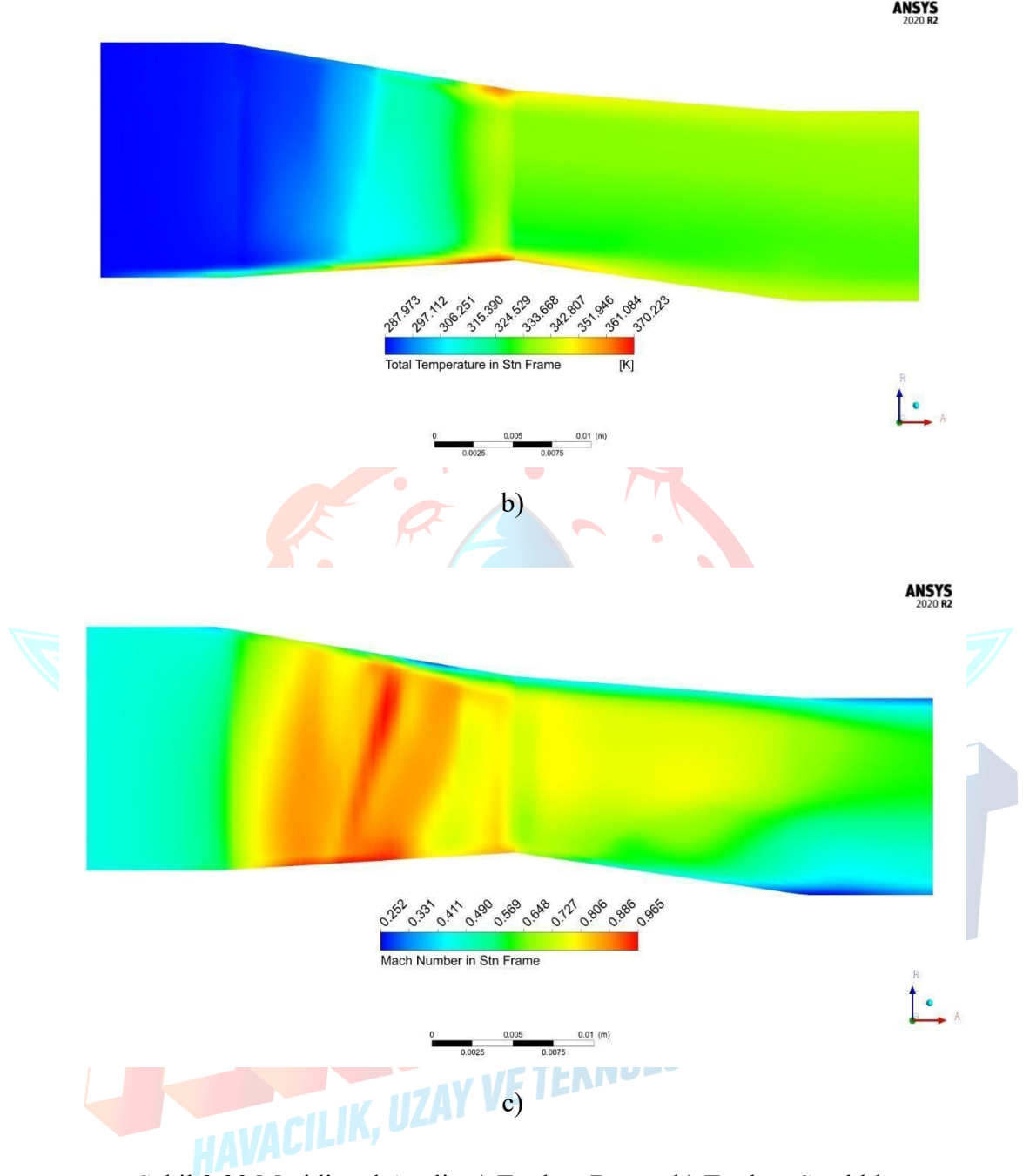




Şekil 3.38 Blade-to-Blade a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık c) Mach Number Sonuçları

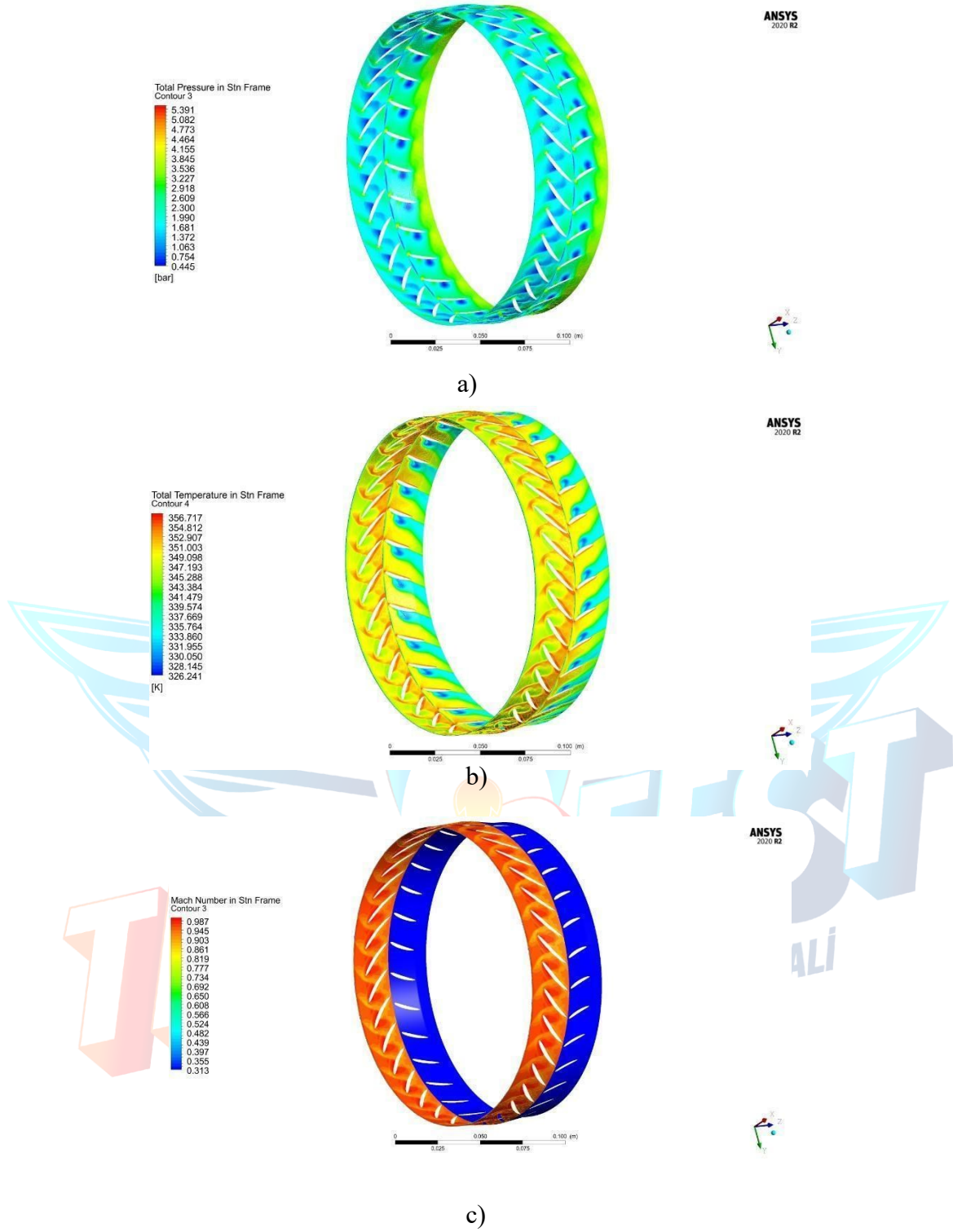
Blade-to-Blade analiz sonuçları incelendikten sonra “Meridional” sekmesinden havanın fan statoru ve rotor kademesindeki hız, sıcaklık ve basınç değerlerinin dağılımı gözlemlenmiştir. Şekil 3.39’da meridional analiz sonuçları gösterilmiştir. Stator kademesi içinden geçen havanın toplam basıncı ve sıcaklığı değişmemekte, rotordan geçen havanın sıcaklık ve basınç değerleri azalmaktadır.





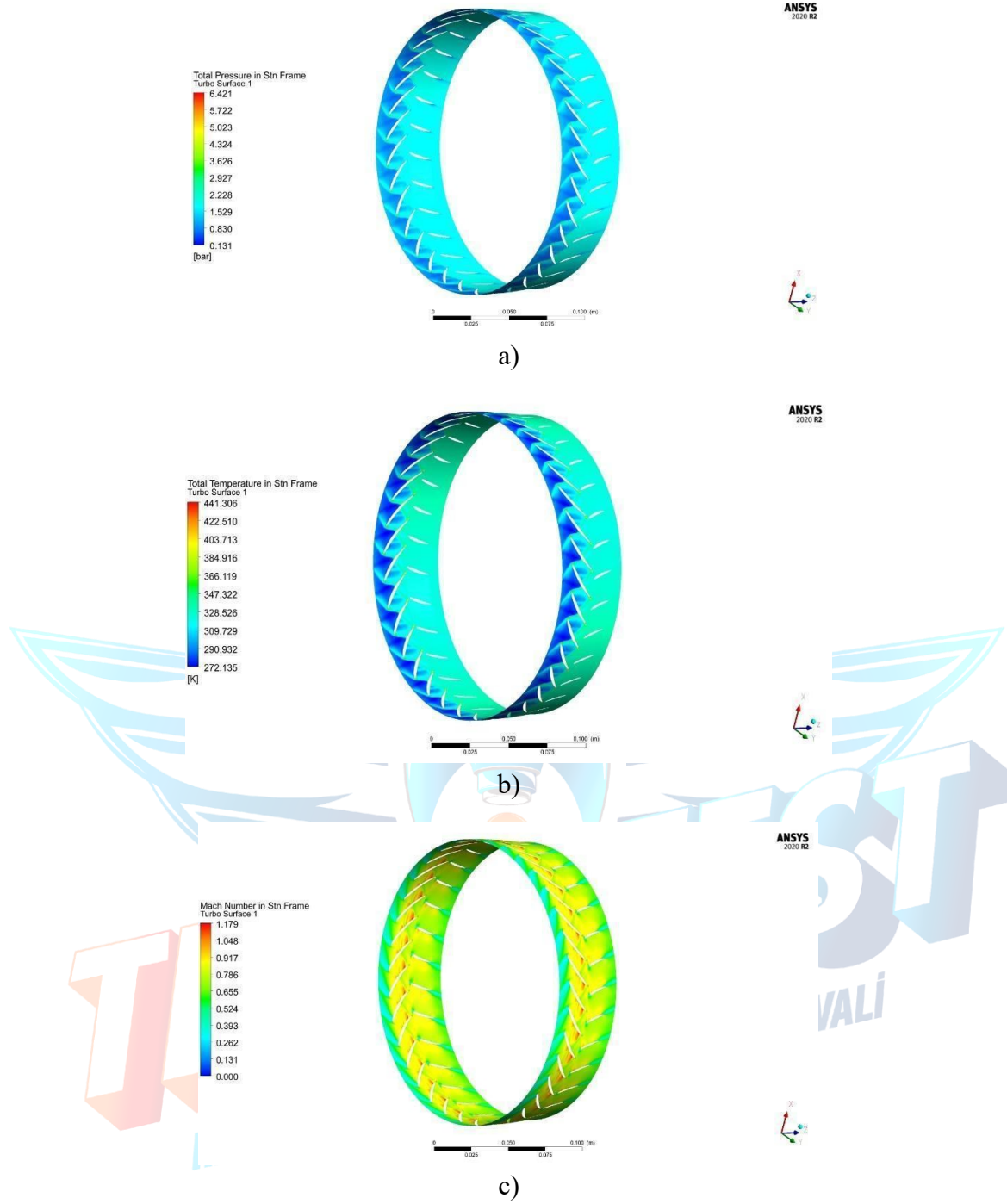
Şekil 3.39 Meridional Analiz a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık
c) Mach Number Sonuçları

Fan rotoru ve OGV hub kısımlarındaki analiz sonuçları incelenmiştir. Analiz sonucu olarak hub kısmındaki toplam basınç, toplam sıcaklık ve mach sayısı incelenmiştir. Şekil 3.40'da fan rotoru ile OGV'nin hub kısmındaki analiz sonuçları gösterilmiştir.



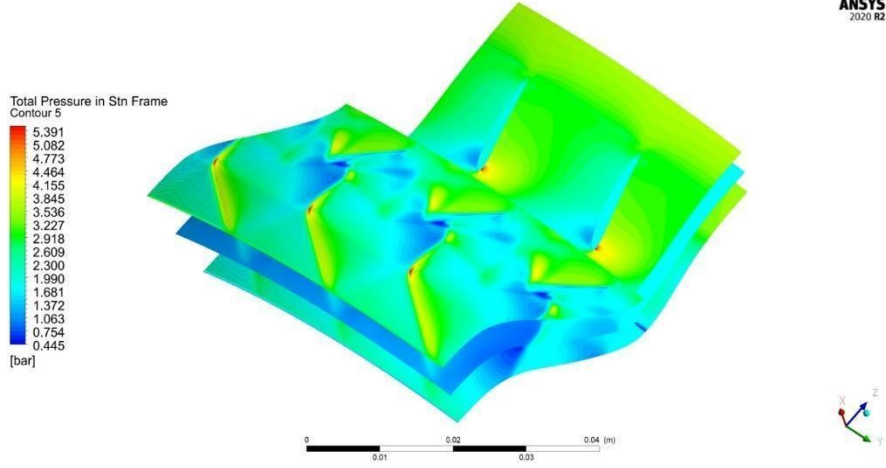
Şekil 3.40 Fan Rotor ve OGV Hub Kısımındaki a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık c) Mach Number Sonuçları

Fan rotoru ve OGV orta düzlemdeki analiz sonuçları incelenmiştir. Analiz sonucu olarak orta düzlemdeki toplam basınç, toplam sıcaklık ve mach sayısı incelenmiştir. Şekil 3.41’de fan rotoru ile OGV’nin orta düzlemdeki analiz sonuçları gösterilmiştir.



Şekil 3.41 Fan Rotor ve OGV Orta Düzlemdeki a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık c) Mach Number Sonuçları

Fan rotoru ve OGV shroud kısımlarındaki analiz sonuçları incelenmiştir. Analiz sonucu olarak shroud kısmındaki toplam basınç, toplam sıcaklık ve mach sayısı incelenmiştir. Şekil 3.42’te fan rotoru ile OGV’sinin shroud kısmındaki analiz sonuçları gösterilmiştir. Mach sayısındaki farklılığın sebebi tip clearance değerinin olmasıdır. HAD-Post aşamasında shroud kısmı olarak fanın clearance değerinin olduğu kısmı aldığından dolayı mach number değerlerinde farklılık çıkmaktadır.

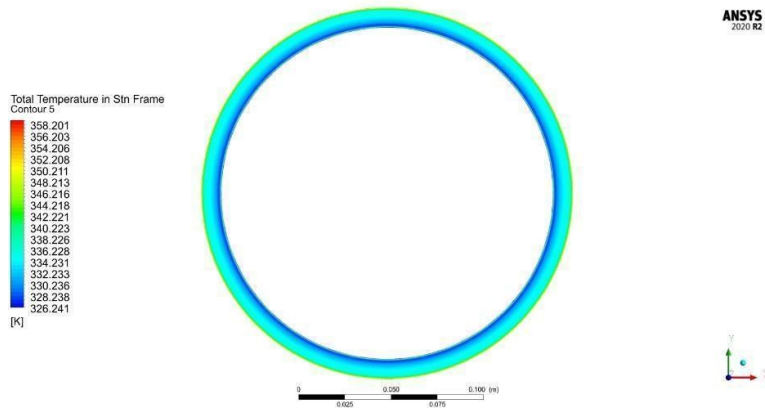


Şekil 3.43 Fan Rotor ve OGV Hub, Orta Düzlem ve Shorud Kısımındaki Toplam Basınç Dağılımı

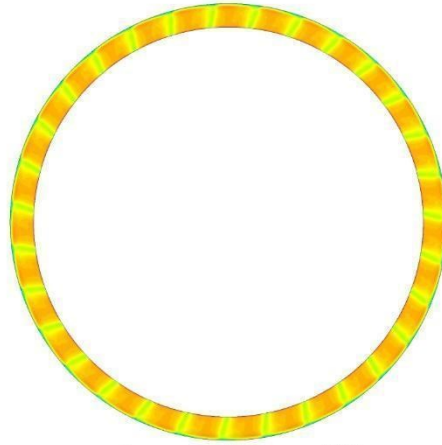
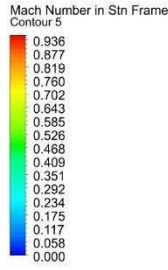
Fan rotoru ve OGV'nin birleşim yerlerindeki analiz sonuçları incelenmiştir. Analiz sonucu olarak birleşim yerlerindeki toplam basınç, toplam sıcaklık ve mach sayısı incelenmiştir. Şekil 3.44'de fan rotoru ile OGV'sinin birleşim yerindeki analiz sonuçları gösterilmiştir.



a)



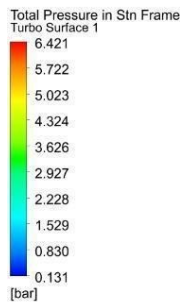
b)

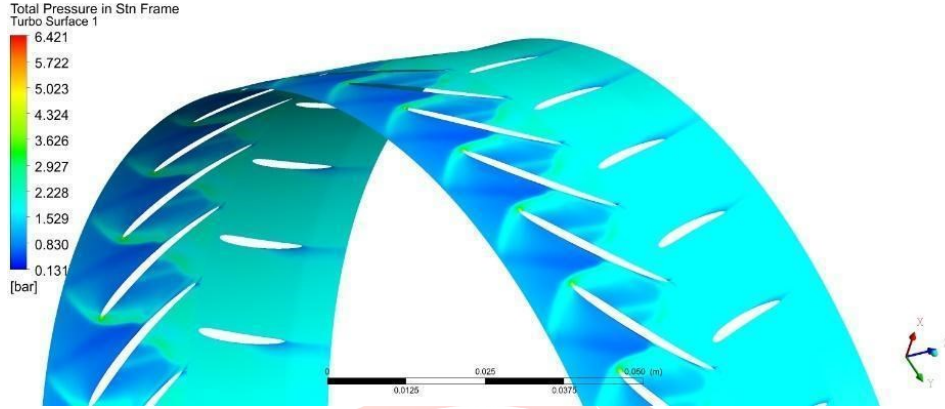


c)

Şekil 3.44 Fan Rotor ve OGV Birleşim Yerindeki a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık
c) Mach Number Sonuçları

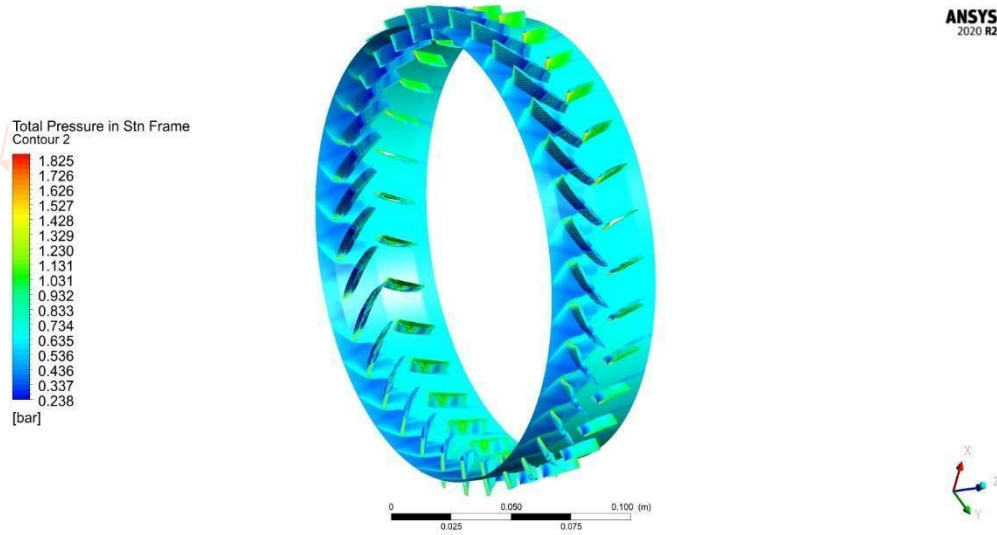
Fan rotorunda ve OGV’inde bulunan orta düzlemdeki analiz sonuçları incelenmiştir. Analiz sonucu olarak orta düzlemdeki toplam basınç incelenmiştir. Fan rotoruna gelen hava rotor kanatçıklarında şok etkisi oluşturmaktadır. Eğitimde de bahsedildiği gibi fan rotor kanatçıklarında şok etkisinin oluşması beklenmekteydi. Aerodinamik açıdan önemli olan bu şok etkisinin rotor kanatçıklarına çarptıktan sonra paralel olarak rotor kanatçıklarını terk etmesidir. İlk yapılan tasarımın HAD analizi sonucunda oluşan şok etkisinin rotor kanatçıklarını paralel olarak terk etmediği görülmüştür. Tasarımdaki arkadaşlarla görüşerek fan kanatçık geometrisinde revizyona gidilmiştir. Tasarımda gerekli değişiklikler yapıldıktan sonra analiz tekrar çözdürülmüştür. Analiz sonucunda fan kanatçık geometrisinde oluşan şok etkisinin rotor kanatçığı çıkışına doğru paralel dağıldığı gözlemlenmiştir. Şekil 3.45’te fan rotoru ile OGV’sinin orta düzlemdeki analiz sonuçları gösterilmiştir.





Şekil 3.45 Fan Rotor ve OGV Orta Düzlemdeki Toplam Basınç Dağılımı ve Fan Rotorundaki Şok Etkileri

Fan rotor ve OGV kanatçıklarındaki basınç dağılımları incelenmiştir. Kanatçık yüzeylerinde akışın ilk temas ettiği yüzeylerdeki basınç değerleri diğer yüzeylerdeki basınç değerlerine göre daha fazladır. Fan kanatçıkları üzerindeki basınç ve sıcaklık dağılımı ilerleyen bölümlerde mekanik hesaplamalarda kullanılacaktır. Şekil 3.46'da Fan kanatçıkları üzerindeki basınç dağılımı verilmiştir.

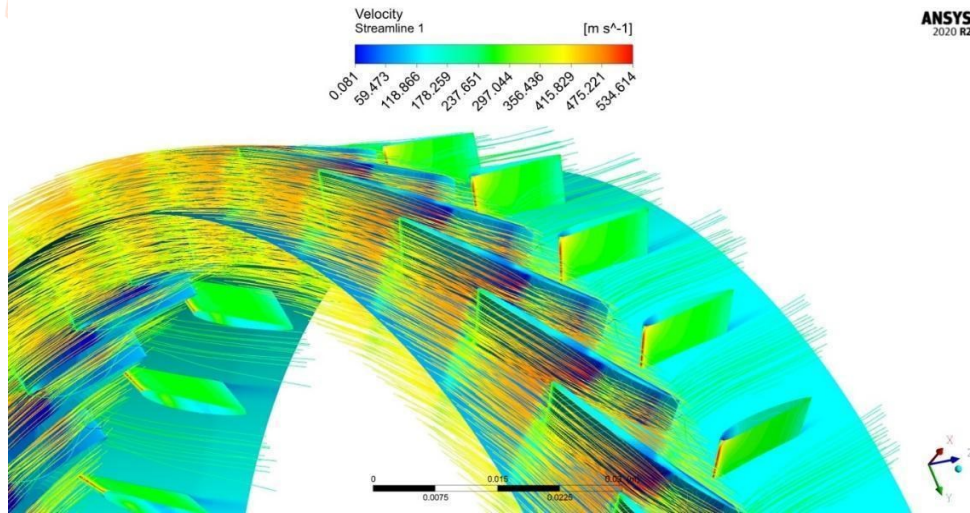
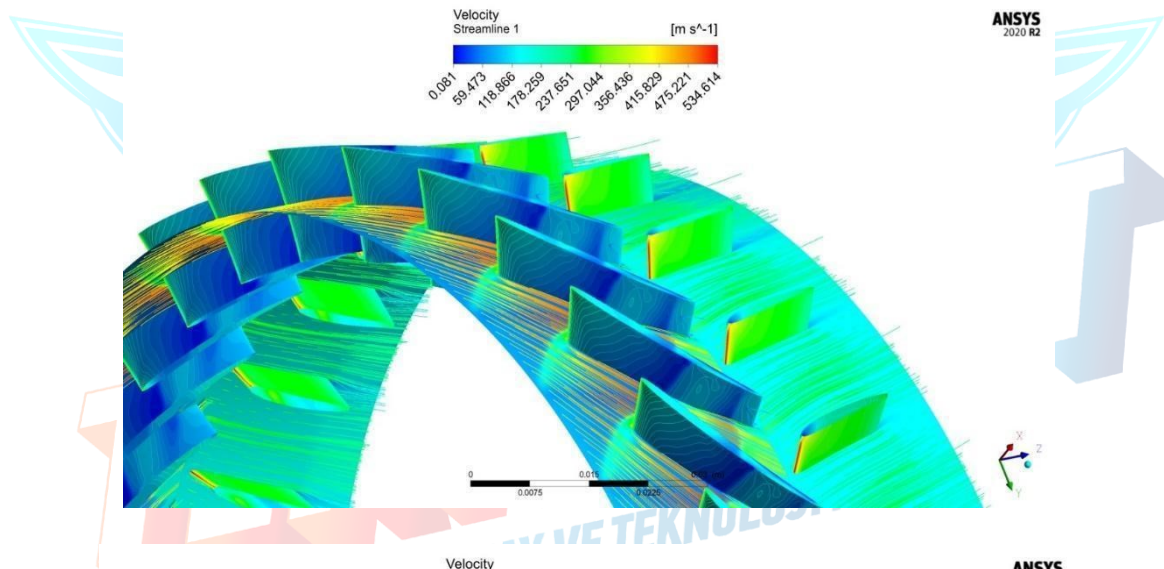


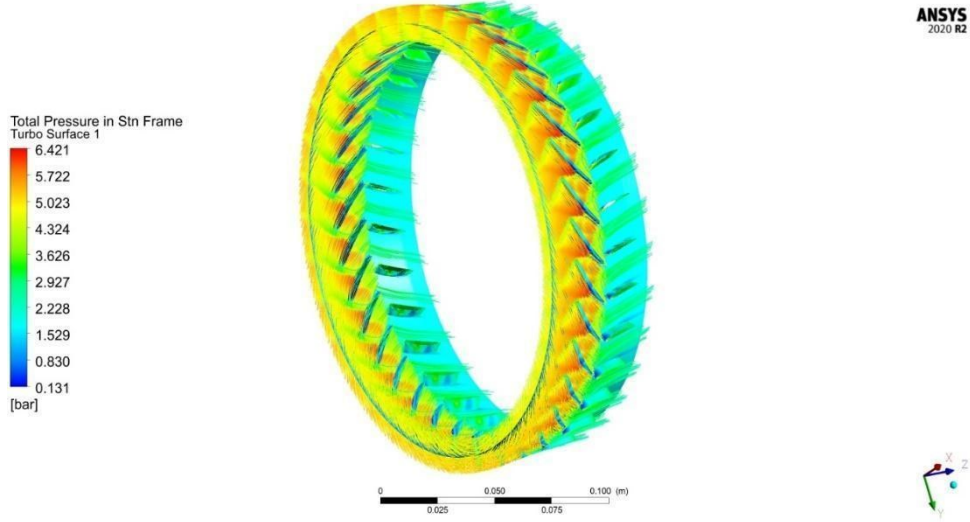
Şekil 3.46 Fan Rotor ve OGV Kanatçıkları Üzerindeki Basınç Dağılımı

Fan rotor ve OGV kanatçıklarına gelen hava kanatçık geometrisine bağlı olarak ilerlemektedir. HAD analiz sonucunda tasarlanan fan kanatçıkları geometrisinde gelen havanın bu yüzeylerde akım ayrılması olup olmadığı incelenmiştir. "Akım ayrılması" sınır tabakanın ters basınç

gradyanından yeteri kadar uzakta hareket etmesi durumunda oluşur. Bu durumda sınır tabakasının hızı neredeyse sıfıra düşer. Kanatçık yüzeyine gelen hava akımı cisim yüzeyinden ayrılır. Akım ayrılması sonucunda bu bölgelerde girdaplar oluşmaya başlamaktadır. Akım ayrılması cismin geometrisine de bağlıdır. Keskin hatlara ya da yüksek eğriliklere sahip küt cisimlerde akım ayrılması daha kolay olur. Bu türü cisimlerde akışın cisim yüzeyini takip edebilmesi zordur. Aerodinamikte akım ayrılması genellikle artan sürükleme, özellikle akışkan içerisinde hareket eden cismin ön ve arka yüzeyleri arasındaki basınç farkından kaynaklanan basınç sürüklemesiyle sonuçlanır. Bu sebepten dolayı aerodinamik ve hidrodinamik yüzeylerin tasarımında akım ayrılmasını geciktirmek ve yerel akışı yüzeye mümkün olduğunca yapışık tutmak için fazla efor sarf edilmektedir. [13]

Yapılan HAD analiz sonucunda fan kanatçıkları yüzeylerinde akım ayrılmasının oluşmadığı gözlemlenmiştir. Şekil 3.47’de farklı bölgelerdeki hava akışı gösterilmiştir. Analiz sonucunda da görüleceği gibi kanatçık yüzeylerinin arka kısmında akım ayrılması gerçekleşmemektedir.





Şekil 3.47 Fan Rotor ve OGV Kanatçıkları Üzerindeki Hava Akışının Gösterilmesi

HAD sonucunda fan kanatçıklara gelen hava vorteks oluşturmadan kanatçıkları terk etmektedir. Fan bölümü içerisinde havanın akışını düzgün olarak hareket ettiği gözlenmiştir. Fan stator giriş, stator-rotor arası ve rotor çıkışındaki sıcaklık değerleri hesaplanmıştır. Hesaplanan bu değerler performans analizinde hesaplanan değerler ile uyuşmaktadır. HAD analiz sonucunda fan kanatçıklarında oluşan basınç ve sıcaklık dağılımı yapısal analizler de kullanılacaktır. Yapısal analiz sonucunda kanatçıklara etki eden havanın kanatçıklarda ne gibi deformasyon oluşturduğu, gerilme yığılmalarının nerelerde olduğu ve en yüksek gerilmenin nerelerde olduğu belirlenecektir. Yapısal analiz sonucunda nihai fan stator ve rotor kademelerin tasarımı yapılacaktır. Yapılan üç boyutlu akış yolu analizi sonucunda tasarlanan fan geometrisinin aerodinamik açıdan uygun olduğu anlaşılmıştır.

HAVACILIK, UZAY VE TEKNOLOJİ FESTİVALİ

3.3.2 Türbin

Türbin, yanma odasından çıkan sıcak gazları daha düşük bir basınç ve sıcaklığa genişleterek gazdan enerji çeken makine elemandır. Türbin tarafından alınan enerji, aft fan modülündeki fanı çalıştırmak için kullanılır.

Türbinler aksel, radyal olmak üzere ikiye ayrılır. Aksel türbinlerde akış, dönme akseline paralel hareket eder. Radyal türbinlerde akış, dönme akseline dik olarak hareket eder. Yarışma kapsamında tasarlayacağımız türbin tek kademeli aksel türbin seçilmiştir. [6]

Bir türbin kademesi, stator ve rotor kanatçıklarının dan oluşmaktadır. Stator, rotorun daha verimli çalışması için rotordan önce düzgün akış oluşturur ve türbin girişi akış sapmasını artırır böylece çıkarılan iş daha yüksek olur. Türbin rotoru, fan rotorunu çevirecek güç üretimini sağlar.

3.3.2.1 Türbin Bir Boyutlu Tasarımı



Şekil 3.48 Türbin Tasarımı Akış Şeması

Türbin tasarımının akış şeması Şekil 3.48’de gösterilmiştir. Türbin bir boyutlu tasarımına öncelikle ortalama çizgi tasarımı yapılarak başlanır. Ortalama çizgi tasarımında türbin kademesinin meridyen akış yolu, kanatçığın ortasındaki hız üçgenleri ve kanat sayıları elde edilir.

Ortalama çizgi tasarımında öncelikle 3 adet boyutsuz parametrenin belirlenmesi gerekmektedir. Bunlar;

- Yük Katsayısı (Sıcaklık düşüş katsayısı) (ψ)
- Akış Katsayısı (ϕ)
- Reaksiyon Derecesi (Λ)

Yük Katsayısı: Bir kademenin çalışma kapasitesini ifade eder. Denklem 3.3.52 veya 3.3.53 ile hesaplanır.

$$\psi = \frac{2c_{pg}\Delta T_{0s}}{U^2} \quad (3.3.52)$$

$$\psi = 2\phi(\tan \alpha_2 + \tan \alpha_3) \quad (3.3.53)$$

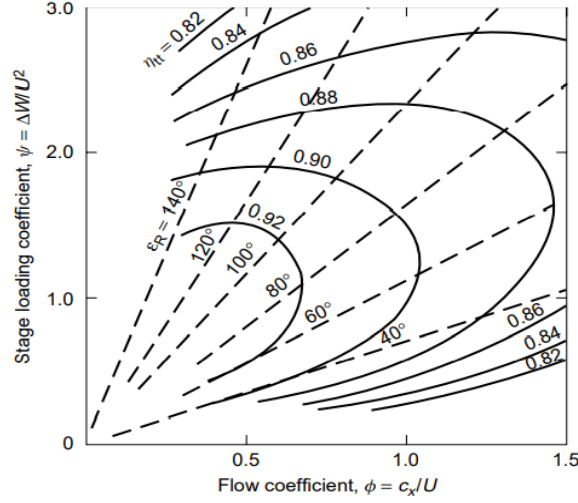
Akış Katsayısı: Türbin kademesinin akış kapasitesini ifade eder. Denklem 3.3.54 ile hesaplanır.

$$\phi = \frac{C_a}{U} \quad (3.3.54)$$

Reaksiyon Derecesi: Gaz genişleme işleminin rotor ve stator arasında bir aşamada nasıl bölündüğünü belirler. Reaksiyon derecesi 0 ile 1 arasında olmaktadır. Çok yüksek değerlerde rotorun statordan daha çok genişleme işlemi yaptığı anlamına gelmektedir. Türbinlerde ideal reaksiyon derecesinin literatürde $0,3 < \Lambda < 0,6$ olduğu görülmüştür. Reaksiyon derecesi formülü entalpi veya sıcaklık oranına göre Denklem 3.3.55 ya da 3.3.56 gibi yazılabilir.

$$\Lambda = \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_3} \quad (3.3.55)$$

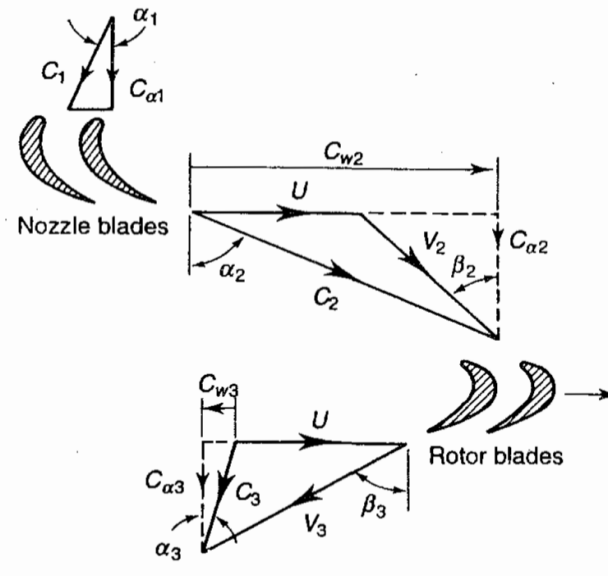
$$\Lambda = \frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_3} \quad (3.3.56)$$



Şekil 3.49 Reaksiyon Derecesi 0,5 Alınmış Akış -Yük Katsayısı Bağntı Grafiği

Bu bilgilere ek olarak yapılan araştırmalar doğrultusunda Kacker ve Okapuu adında bir ankette reaksiyon derecesi 0,5'e yaklaşan çoğu türbin sisteminde akış katsayısı $0,5 \leq \phi \leq 1,5$ aralığında, kademe yüklem katsayısı da $0,8 \leq \psi \leq 2,8$ olduğu görülmüş ve bu aralıklara dikkat edilerek hesaplamalar yapılmıştır. Bu aralıktaki türbin sistemlerinde Şekil 3.49'de de görüldüğü üzere toplamdan toplama verimlilik (total to total efficiency) η_{tt} en yüksek çıktığı görülmüştür.[8]

Boyutsuz parametreler belirlendikten sonra ortalama çizgi hız üçgeni hesaplanır. Şekil 3.50'de rotor ve stator kanatçıklarındaki hız üçgenleri verilmiştir.



Şekil 3.50 Türbin Hız Üçgenleri

Yüksek güç türbininden çıkan hava stator kanatlarına a_1 açısıyla P_1 statik basıncı, T_1 statik sıcaklığı ve C_1 hızı ile girer ve genişleyerek P_2, T_2 ve C_2 hızı a_2 açısıyla statordan çıkar. V_2 bağlı hızı ve β_2 açısı, vektörel olarak C_2 hızından ortalama bıçak hızı U 'nun çıkarılması ile bulunur. Hava rotor kanatlarında genişledikten sonra, P_3, T_3 ve V_3 bağlı hızı ile β_3 açısıyla çıkar. V_3 bağlı hızına ortalama bıçak hızı U 'nun vektörel olarak eklenmesi ile C_3 hızı ve a_3 açısı bulunur. a_3 açısı çıkış girdap (swirl) açısı olarak belirlenmiştir. [3]

Hız üçgenlerini hesaplamada kullanılan denklem setleri,

$$\tan a_2 = \tan \beta_2 + \frac{1}{\phi} \quad (3.3.57)$$

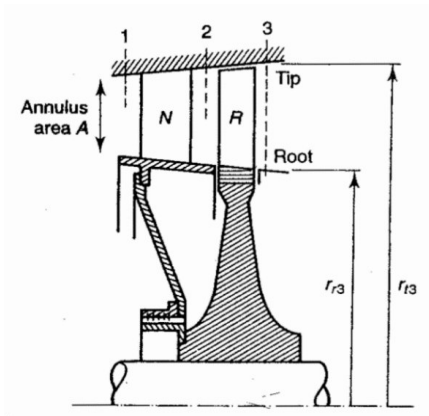
$$\tan a_3 = \tan \beta_3 - \frac{1}{\phi} \quad (3.3.58)$$

$$\tan \beta_2 = \frac{1}{2\phi} \left(\frac{1}{2}\psi - 2\Lambda \right) \quad (3.3.59)$$

$$\tan \beta_3 = \frac{1}{2\phi} \left(\frac{1}{2}\psi + 2\Lambda \right) \quad (3.3.60)$$

olarak gösterilir.

Şekil 3.51'de türbin kademesi istasyonları gösterilmiştir. Boyutsuz parametreler ve hız üçgeni hesaplandıktan sonra stator girişi (1), stator ve rotor arası (2) ve rotor çıkışının (3) olduğu bölümlerdeki akışkanın termodinamik (basınç, sıcaklık, hız, yoğunluk, alan) özellikleri bulunmaktadır. Termodinamik özelliklerin bulunmasından sonra türbin kanatçıklarının boyutlandırılmasına geçilecektir.



Şekil 3.51 Belirlenen Türbin Kademesi

Türbin kanatçıkları üzerinde yarıçap değiştiğinde kanat hızı (U) değişmektedir. Bundan dolayı hız üçgenlerinin şeklinin kanadın kök noktasından uç noktasına kadar değişmesi gerekmektedir. Buna girdap teorisi (vortex theory) denmektedir. Hız üçgenlerinin hesaplanmasında free vortex teorisi kullanılır. Uç ve kök için hız üçgenleri hesaplandıktan sonra 3 boyutlu bir kanat geometrisi elde edilmektedir.

Free vortex teorisi hesaplamalarında kullanılan denklem setleri,

$$\tan a_2 = \left(\frac{r_m}{r}\right)_2 \tan a_{2m} \quad (3.3.61)$$

$$\tan a_3 = \left(\frac{r_m}{r}\right)_3 \tan a_{3m} \quad (3.3.62)$$

$$\tan \beta_2 = \left(\frac{r_m}{r}\right)_2 * \tan a_{2m} - \left(\frac{r_m}{r}\right)_2 * \frac{U_m}{C_{a2}} \quad (3.3.63)$$

$$\tan \beta_3 = \left(\frac{r_m}{r}\right)_3 * \tan a_{3m} - \left(\frac{r_m}{r}\right)_3 * \frac{U_m}{C_{a3}} \quad (3.3.64)$$

olarak gösterilir.

Bir boyutlu tasarımın en son aşaması Zweifel katsayısı ile türbin kanatçıklarının sayısının bulunmasıdır. Bu hesaplar sonrasında CFturbo programı kullanılarak türbin kanatçıklarının tasarımı gerçekleştirilecek ve iki boyutlu blade-to-blade analizi yapılacaktır.

3.3.2.1.1 Ortalama Çizgi Tasarımı

Ortalama çizgi tasarımına başlamak için gerekli performans çevriminden gelen değerler Tablo 3.24 ve alınan kabuller ve Tablo 3.25'te verilmiştir.

Tablo 3.24 Türbin Tasarım Girdileri Tablosu

Parametreler	Değer
Kütleli Debi \dot{m}_c (kg/s)	0,69
Türbin Giriş Gaz Sıcaklığı T_{t1} (K)	1045
Türbin Giriş Gaz Basıncı P_{t1} (bar)	1,89
Türbin Kademesi Sıcaklık Düşüşü $T_{t1} - T_{t3}$ (K)	79,95
Türbin kademesi Basınç Oranı P_{t1}/P_{t3}	1,42

Tablo 3.25 Türbin Kabuller

Parametreler	Değer
Ortalama Kanat Hızı U (m/s)	315
Dönel Hız N (rev/s)	616,667
c_{pg} (kJ/kg.K)	1,148
Nozul Kayıp Katsayısı λ_N	0,05
Adyabatik Verimlilik n_{ts}	0,87
Gaz Sabiti R (kJ/K.mol)	0,287
Gamma γ	1,333
$\gamma/(\gamma - 1)$	4

İşlemlere başlamadan önce $C_{a2} = C_{a3}$ ve $C_1 = C_3$ olarak kabul edilecektir. Bunun yanında türbin bölümü yalnızca tek kademe olacağı öngörülmüştür ve gazın türbine giriş açısı $\alpha_1 = 5^\circ$ olarak kabul edilmiştir.

Tasarım girdilerine göre kanat yüklenme katsayısı Denklem 3.3.52'den,

$$\psi = \frac{2c_{pg}\Delta T_{0s}}{U^2}$$

$$\psi = 1,8499$$

olarak bulunur. Akış katsayısı olarak $\phi = 0,8$ ve girdap (swirl) açısının yüksek olması enerji kayıplarını artırdığından dolayı $\alpha_3 = 1^\circ$ kabul edilerek işlemlere başlanmıştır.

Reaksiyon derecesi Denklem 3.3.58 ve Denklem 3.3.60'dan,

$$\tan \alpha_3 = 0 = \tan \beta_3 - \frac{1}{\phi}$$

$$\tan \beta_3 = 1,26745$$

$$\beta_3 = 51,72717^\circ$$

$$\tan \beta_3 = \frac{1}{2\phi} \left(\frac{1}{2}\psi + 2\Lambda \right)$$

$$\Lambda = 0,55146$$

Hesaplanan boyutsuz parametreler Tablo 3.26'da verilmiştir.

Tablo 3.26 Boyutsuz Parametre Sonuçları

Yük Katsayısı	Reaksiyon Derecesi	Akış Katsayısı
2,518	0,5187	0,8

$$\alpha_3 = 1^\circ, \beta_3 = 51,72717^\circ$$

ise Denklem 3.3.59'den β_2 açısı,

$$\tan \beta_2 = \frac{1}{2\phi} * \left(\frac{1}{2}\psi - 2\Lambda \right)$$

$$\tan \beta_2 = -0,11121$$

$$\beta_2 = -6,34588^\circ$$

ve Denklem 3.3.57'dan α_2 açısı,

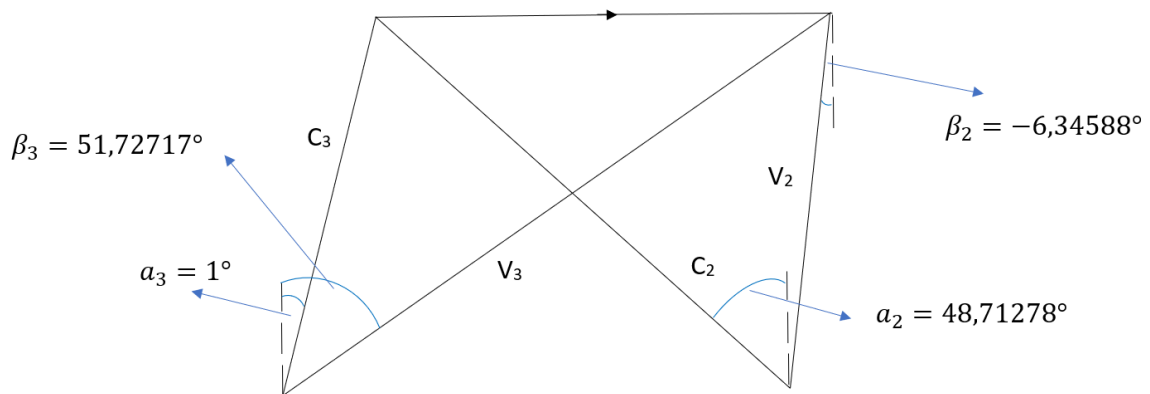
$$\tan \alpha_2 = \tan \beta_2 + \frac{1}{\phi}$$

$$\tan \alpha_2 = 1,1387$$

$$\alpha_2 = 48,712^\circ$$

bulunur.

Bu işlemler sonucunda Şekil 3.52'deki gibi hız üçgeni çizilebilir.



Şekil 3.52 Hesaplanmış Türbin Hız Üçgeni

Hesaplanan ortalama açılar Tablo 3.27'de verilmiştir.

Tablo 3.27 Türbin Ortalama Açılar

İstasyon	α	β
1	5°	-
2	48,712°	-6,34588°
3	1°	51,712°

Hız üçgenlerinin belirlenmesinin ardından 1,2 ve 3. istasyonlardaki havanın termodinamik parametreleri bulunmalıdır. Bu işlemler sonucunda kanat yüksekliği h ve uç/kök oranı r_t/r_r bulunmaktadır. Hesaplamalara 2. bölümden başlanacaktır. Çünkü bu bölümdeki basınç oranı $\frac{P_1}{P_2}$ daralan nozul bölümünde kritik değeri aşarsa ya da kanatlara bağlı Mach değeri $M_{V2} < 0,75$ olursa parametrelerde değişikliğe gidilecektir. [3]

Rotora giren meridyenel ve mutlak hız,

$$C_{a2} = U\phi \quad (3.3.65)$$

$$C_{a3} = C_{a2} = 252 \text{ m/s}$$

$$C_2 = \frac{C_{a2}}{\cos a_2} \quad (3.3.66)$$

$$C_2 = 381,9142 \text{ m/s}$$

Stator çıkış bölümündeki hıza eşdeğer olan sıcaklık,

$$T_{t2} - T_{s2} = \frac{C_2^2}{2c_p} \quad (3.3.67)$$

$$T_{t2} - T_{s2} = 63,572 \text{ K}$$

$T_{t2} = T_{t1} = 1045 \text{ K}$ ve $T_{s2} = 1007,814 \text{ K}$ olduğundan,

$$T_{s2} - T'_{s2} = \lambda_N \frac{C_2^2}{2c_p} \quad (3.3.68)$$

$$T_{s2} - T'_{s2} = 3,17636 \text{ K}$$

$$T'_{s2} = 978,2964 \text{ K}$$

bulunur.

Böylelikle P_2 Denklem 3.3.69'dan bulunur.

$$\frac{P_{t1}}{P_{s2}} = \left(\frac{T_{t1}}{T'_{s2}} \right)^{\gamma(\gamma-1)} \quad (3.3.69)$$

$$P_{s2} = 1,452 \text{ bar}$$

Kritik basınç oranı, aşağıdaki formülden,

$$\frac{P_{t1}}{P_c} = \left(\frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\gamma(\gamma-1)} \quad (3.3.70)$$

$$\frac{P_{t1}}{P_c} = 1,851565$$

bulunur. Buradan kritik basınç oranını gerçek basınç oranından büyük olduğu için statorun boğulmadığı anlaşılmıştır. Ayrıca boğaz girişindeki bölümdeki basınç P_2 'ye eşit olduğu anlaşılır.

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2} \quad (3.3.71)$$

$$\rho_2 = 0,5156 \text{ kg/m}^3$$

2. kesitteki dairesel halkadaki alan,

$$A_2 = \frac{\dot{m}_t}{\rho_2 C_{a2}} \quad (3.3.72)$$

$$A_2 = 0,006232 \text{ m}^2$$

Stator bölümündeki dairesel halka boğaz alanı,

$$A_{2N} = \frac{\dot{m}_t}{\rho_2 C_2} \quad (3.3.73)$$

$$A_{2N} = 0,003504 \text{ m}^2$$

Bu değerler bulunduktan sonra 1. ve 3. istasyonlardaki dairesel halkaların alanlarını bulunacaktır. En başta $C_{a2} = C_{a3}$ ve $C_1 = C_3$ kabulünden,

$$C_1 = C_3 = \frac{C_{a3}}{\cos a_3} = 0,003504 \text{ m/s}$$

Giriş ve çıkışta oluşan kinetik enerjinin sıcaklık olarak karşılığı,

$$\frac{C_1^2}{2c_{pg}} = 27,666$$

$$T_{s1} = T_{t1} - \frac{C_1^2}{2c_{pg}}$$

$$T_{s1} = 1017,33 \text{ K}$$

Sıcaklığın bulunması ile basınç ise;

$$\frac{P_{s1}}{P_{t1}} = \left(\frac{T_{s1}}{T_{t1}} \right)^{\gamma(\gamma-1)} \quad (3.3.74)$$

$$P_{s1} = 1,698 \text{ bar}$$

Giriş basıncı bulunduğuna göre yoğunluk,

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} \quad (3.3.75)$$

$$\rho_1 = 0,581716 \text{ kg/m}^3$$

Giriş yoğunluğu bulunduğuna göre de giriş bölüm kesit alanı,

$$A_1 = \frac{\dot{m}_t}{\rho_1 C_{a1}} \quad (3.3.76)$$

$$A_1 = 0,004724 \text{ m}^2$$

Çıkış bölümünde de aynı şekilde;

$$T_{t3} = T_{t1} - \Delta T_{0s} \quad (3.3.77)$$

$$T_{t3} = 965,05 \text{ K}$$

$$T_{s3} = T_{t3} - \frac{C_3^2}{2c_{pg}} \quad (3.3.78)$$

$$T_{s3} = 937,383 \text{ K}$$

P_{s3} basınç oranından belirlendiğinden,

$$P_{s3} = P_{t3} \left(\frac{T_{s3}}{T_{t3}} \right)^{\gamma(\gamma-1)} \quad (3.3.79)$$

$$P_{s3} = 1,18537 \text{ bar}$$

Çıkış basıncı bulunduğuna göre yoğunluk,

$$\rho_3 = \frac{P_3}{RT_3} \quad (3.3.80)$$

$$\rho_3 = 0,4406 \text{ kg/m}^3$$

Giriş yoğunluğu bulunduğuna göre de giriş bölüm kesit alanı,

$$A_3 = \frac{\dot{m}_t}{\rho_3 C_{a3}} \quad (3.3.81)$$

$$A_3 = 0,006214 \text{ m}^2$$

Tablo 3.28'da hesaplanan termodinamik değerler verilmiştir.

Tablo 3.28 Türbin Termodinamik Değerler

İstasyon	T_t (K)	P_t (bar)	T_s (K)	P_s (bar)	T' (K)	T'' (K)	A (m ²)	Mach	ρ (kg/m ³)
1	1045	1,8909	1017,333	3	-	-	0,69	3	0,004724
2	1045	1,8909	981,4728	7	4	-	0,69	6	0,00531
3	965,05	1,33162	937,383	7	-	932,9016	0,69	9	0,006214

Tablo 3.29'de hesaplanan kinematik değerler verilmiştir.

Tablo 3.29 Türbin Kinematik Mutlak Hız Sonuçları

İstasyon	C_a (m/s)	C (m/s)	V (m/s)
1	251,0793	252,0384	251,0793
2	252	381,9142	253,5536
3	252	252,0384	406,8409

1,2 ve 3. bölümlerdeki gerekli hesaplamalar yapıldıktan sonra kanat yükseklikleri ve dairesel halka yarıçap oranını bulunmaktadır. Buradan itibaren ortalama çizgi değerleri için sınıflandırmada m harfi konularak gösterilecektir.

$$U_m = 2\pi N r_m \quad (3.3.82)$$

$$r_m = 0,081339 \text{ m}$$

Aşağıdaki denklemlerden her kesitin dairesel halka alanı ile kanat yükseklikleri bulunur. Sonrasında halka kesitlerindeki yarıçap oranları bulunur.

$$A = 2\pi r_m h \quad (3.3.83)$$

$$h = \frac{AN}{U_m} \quad (3.3.84)$$

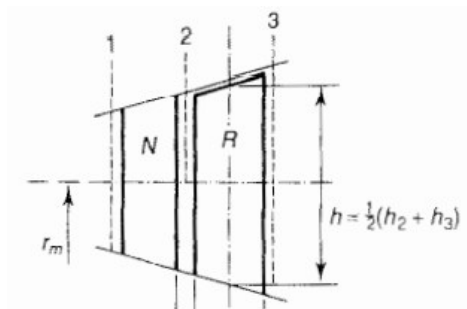
$$\frac{r_t}{r_r} = \frac{r_m + \left(\frac{h}{2}\right)}{r_m - \left(\frac{h}{2}\right)} \quad (3.3.85)$$

Tablo 3.30'da türbin kademesinin geometrik değerleri verilmiştir.

Tablo 3.30 Türbin Kademesi Geometri Değerleri

İstasyon	A (m ²)	h (m)	r _r (m)	r _t (m)
1	0,00472	0,00925	0,0767	0,0860
2	0,00531	0,0104	0,0761	0,0865
3	0,00621	0,01217	0,0753	0,0874

Kanat genişliği, ortalama kanat yüksekliği ve kademe arası uzaklık gibi parametreler aşağıdaki şekle göre belirlenir.



Şekil 3.53 Türbin Yükseklik Geometrisi

Şekil 3.14'e göre ortalama rotor yüksekliği,

$$h_m = 0,5(h_2 + h_3) \quad (3.3.86)$$

$$h_m = 0,01128 \text{ m}$$

Kanat çıkışı mach değeri ise,

$$M_3 = \frac{C_3}{\sqrt{(\gamma RT_3)}} \quad (3.3.87)$$

$$M_3 = 0,42087$$

Son olarak kayıplar λ_N ve η_S olarak alınacaktır. Rotor için λ_R ise $(T_3 - T_3'')$ ile belirlenebilir.

$$\frac{T_2}{T_3''} = \left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (3.3.88)$$

$$T_3'' = 932,902 \text{ K}$$

Ayrıca kanata bağlı çıkış kinetik enerjisinin sıcaklık olarak karşılığı bulunması gerekmektedir.

$$V_3 = \frac{C_{a3}}{\cos \alpha_3 \cos \beta_3} \quad (3.3.89)$$

$$V_3 = 406,841 \text{ m/s}$$

$$\frac{V_3^2}{2c_{pg}} = 72,09 \text{ K}$$

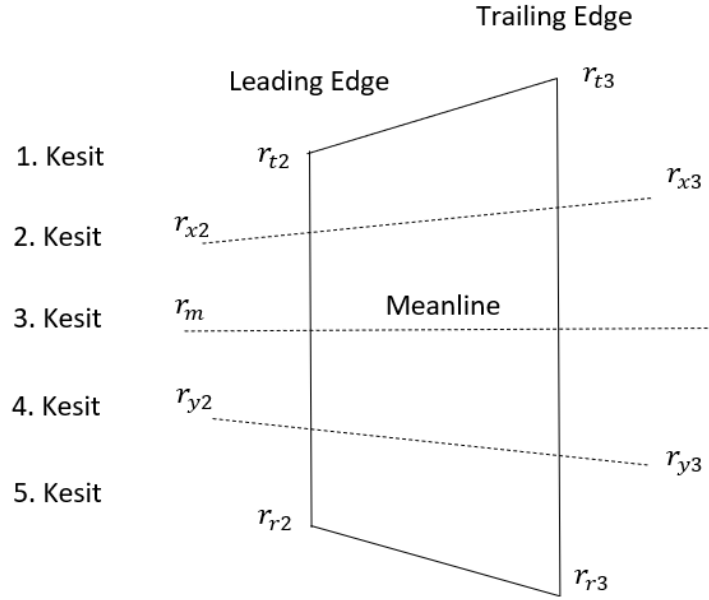
$$\lambda_R = \frac{T_3 - T_3''}{\left(\frac{V_3^2}{2c_{pg}}\right)} \quad (3.3.90)$$

$$\lambda_R = 0,06216$$

3.3.2.1.2 Vortex Teorisi

Önceki bölümde hesaplanmış olan açılar ortalama açılardı. Bu bölümde ise kanattaki kıvrılmanın bulunabilmesi, verimliliğin maksimum seviyede olabilmesi için ayrıca uç ve kök kısım açıları da bulunacaktır. Stator için kökten uca açılarının değişmediği kabulü yapılır. Stator açısı çoğu zaman 60° üzerinde olduğu durumlarda performansın ve akış dengesinin korunarak

dizayn yapılmasını uygun hale getirir. [7] Bu yüzden sadece rotor için hesaplama yapılacaktır. $C_{a2} = \text{sabit}$ olarak kabul edilip hesaplamaya başlanacaktır. Free Vortex hesaplamalarında 5 adet span atılmıştır. Şekil 3.54’de span konumları gösterilmiştir.



Şekil 3.54 Türbin Rotoru Kesit Konumları

Önceki bölümde hesaplanan açılar;

$$a_{2m} = 48,7128^\circ \quad \beta_{2m} = -6,34588^\circ \quad a_{3m} = 1^\circ \quad \beta_{3m} = 51,7272^\circ$$

Önceden bulunmuş olan h ve r_m ile kökteki ve uçtaki yarıçaplar Denklem 3.3.91 ve 3.3.92 ile bulunur.

$$r_r = r_m - \left(\frac{h}{2}\right) \quad (3.3.91)$$

$$r_r = r_m + \left(\frac{h}{2}\right) \quad (3.3.92)$$

$$\left(\frac{r_m}{r_r}\right)_2 = 1,0683 \quad \left(\frac{r_m}{r_t}\right)_2 = 0,9399 \quad \left(\frac{r_m}{r_r}\right)_3 = 1,0808 \quad \left(\frac{r_m}{r_t}\right)_3 = 0,99304$$

Denklem 3.3.61, 3.3.62, 3.3.63 ve 3.3.64 kullanılarak vorteks açıları hesaplanmıştır. Tablo 3.31’de Excel formatında bulunan vorteks açıları ve yarıçapları verilmiştir.

Tablo 3.31 Türbin Vorteks Açılıarı

İstasyon	α_2	β_2	α_3	β_3
1. Kesit	46,9	-14,5	0,9	53,7
2. Kesit	47,8	-10,6	1,0	52,7
3. Kesit	48,7	-6,3	1,0	51,7
4. Kesit	49,6	-1,9	1,0	50,7
5. Kesit	50,6	2,7	1,1	49,6

Kökteki mach numarası en yüksek olduğundan o bölümdeki değer kontrol edilmelidir ve $M_{V2} < 0,75$ 'den çok daha küçük olmalıdır.

$$M_{V2} = \frac{V_2}{\sqrt{\gamma RT_2}} \quad (3.3.93)$$

V_2 hız bu durumda maksimum, T_2 sıcaklık minimum durumundadır. Ayrıca reaksiyon derecesi kökte maksimumdur. Çünkü $V_{3r} > V_{2r}$ 'dir. Tasarımın uygunluğunun kontrol edilmesi için $(M_{V2})_r$ değerinin hesaplanması ve $(M_{V2})_r < 0,75$ koşulunun sağlanması gerekmektedir.

$$V_{2r} = \frac{C_{a2}}{\cos \alpha_2 \cos \beta_{2r}} \quad (3.3.94)$$

$$V_{2r} = 252,271 \text{ m/s}$$

$$C_{2r} = \frac{C_{a2}}{\cos \alpha_2 \cos \beta_{2r}} \quad (3.3.95)$$

$$C_{2r} = 396,846 \text{ m/s}$$

$$T_{2r} = T_{02} - \frac{C_{2r}^2}{2c_p} \quad (3.3.96)$$

$$T_{2r} = 912,881 \text{ K}$$

$$(M_{V2})_r = \frac{V_{2r}}{\sqrt{\gamma RT_{2r}}} \quad (3.3.97)$$

$$(M_{V2})_r = 0,42688$$

$(M_{V2})_r$ değeri istenen değerin altındadır. Bu yüzden uygun olduğu belirlenmiştir.

Türbin adyabatik verimliliği $\eta_{ts}=0,87$ alınmıştır. Yapılan spesifik iş,

$$\Delta W = \eta_{ts} * c_{pg} * T_{t1} * \left(1 - \left(\frac{P_{s3}}{P_{t1}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right) \quad (3.3.98)$$

$$\Delta W = 97,4911 \text{ kJ/kg}$$

olarak bulunur. Yapılan iş kJ/s cinsinden yazılmak istenirse,

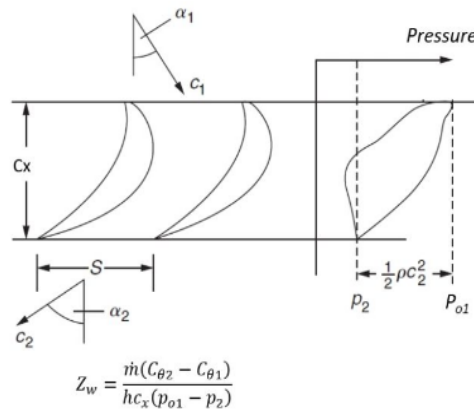
$$\Delta W \dot{m}_t = 79,3 \text{ kJ/s}$$

olur.

3.3.2.1.3 Kanatçık Sayısı Belirlenmesi

Yapılan literatür araştırması sonucunda önerilen rotor kanat sayısı zweifel yöntemi ile bulunduğu görülmüştür. Bu yöntem ile rotor kanat sayısı, sonrasında da periyodik liğe bağlı olan bir denklem sistemi ve tablosu ile de stator kanat sayısı bulunacaktır.

$$Z = 2\pi * \frac{d_m}{\Psi_w} * (\tan \alpha_2 + \tan \alpha_3) * a_2 \quad (3.3.99)$$



Şekil 3.55 Kanatçık Sayısı Hesabı

Zweifel katsayısı, yapılan kademe testlerine göre 1,15 olarak alınması uygun görülür. Ancak günümüzde üretim ve malzeme teknolojilerinin gelişmesi, bu katsayının 1,0 ve 1,15 gibi

değerlerin de alınabildiğini göstermektedir. Burada sınırlayıcı faktör olarak kanat uç hızları olduğu görülmüştür. Bu bilgilere istinaden $\Psi = 1,15$ olarak alınmıştır. Kalan değerler de önceki bölümlerden yerine konulduğunda,

$$Z = 39,6433$$

Kanat sayısı 39,6433 bulunmuştur. Bu değer tam sayıya tamamlanması gerektiğinden kanat sayısı 40 olarak seçilmiştir. [9]

Number of blades

Rotor: zl 40

Stator: zll 37

Recommended: ...36,37,38,42,43...

Periodicity

$m = |v_l z_l - v_{ll} z_{ll}|$

v_l	v_{ll}	m
1	1	3
1	2	34
1	3	71
2	1	43
2	2	6
2	3	31
3	1	83
3	2	46
3	3	9

Minimum m-value

- m=0: not allowed
- m=1: not allowed for $v_l=1 \dots 2$
- m=2: unfavorable but acceptable

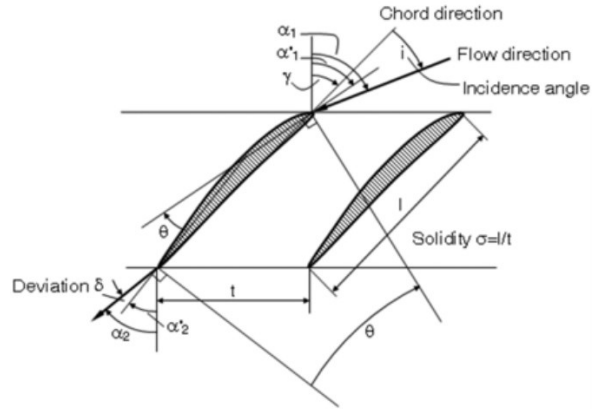
Şekil 3.56 Stator Kanat Sayısı Hesabı

$$m = |v_l z_l - v_{ll} z_{ll}| \quad (3.3.100)$$

Stator kanat sayısı ise Şekil 3.56'da periyodiklik denkleminde bağlı bir sistem ile tabloya göre 37 olarak seçilmiştir.

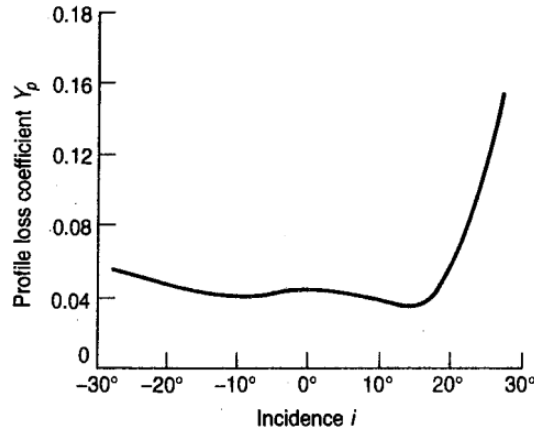
3.3.2.1.4 Kanat Profili, Aralık ve Genişliği Parametreleri Detayları

Bu bölüme kadar akış açıları, yarıçap ölçülendirmeleri ve kanat yüksekliği gibi değerler bulunmuştur. Bu bölümde ise stator ve rotor şekillerini belirleyecek olan kanat profili, pitch, chord ölçülendirmeleri ve stacking, wrap, incidence ve deviation açıları hesaplanacaktır. Kanat geometrilerinde bazen akış kanat boyunca yüzeyini takip edemez. Bu durumlarda profil kayıpları ve sürtünme kayıpları çoğalır. Bu durumun önüne geçebilmek için Şekil 3.57'de görüldüğü gibi incidence ve deviation açıları verilir.



Şekil 3.57 Kanat Geometrisi Ölçü İsimlendirmeleri

Yapılan araştırmalarda incidence açısı blade to blade analizlerinde en uygun sonuçların alınabilmesi için kök ve uçta Şekil 3.59'de görüldüğü gibi 5 derece verilmiştir. Ayrıca Şekil 3.58'deki grafiğe göre profil kayıplarının seçilen açıda uygun olduğu görülmüştür. Deviation açısı ise değişken durumlarda blade to blade analizleri üzerinde etkisi minimal olduğu görüldüğünden 0 dereceden farklı yapılmaya gerek duyulmamıştır. Incidence ve deviation akışın üniform olması açısından önemlidir.



Şekil 3.58 Türbin Rotoru Incidence Açısına Bağlı Profil Kayıpları Grafiği

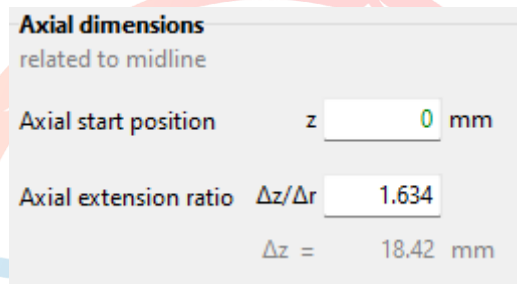
β1: Incidence $i = \beta B - \beta F$ Deviation from shockless inflow Definition <input type="text" value="Angle direct"/> $i =$ Incidence angle iHub <input type="text" value="5.0"/> ° iShr <input type="text" value="5.0"/> °	β2: Slip $\delta = \beta B - \beta F$ Deviation from blade-congruent flow Slip model <input type="text" value="User defined"/> <input checked="" type="checkbox"/> Angular deviation <input type="checkbox"/> Velocity ratio δ direct δHub <input type="text" value="0.0"/> ° δShr <input type="text" value="0.0"/> °
--	---

Şekil 3.59 CFturbo Türbin Rotoru Belirlenen Incidence ve Deviation Açıları

Kanat genişliği Şekil 3.59’de görüldüğü gibi yüksekliğe oranı 1,634 olacak şekilde Denklem 3.3.101’de verilmiştir. Bu formül,

$$w = 1,634h_m \quad (3.3.101)$$

olarak bulunur. Bunun nedeni türbinin fan ile yekpare üretileceğinden genişliklerin birbirine yakın ve hatta aynı olması gerektiği içindir. Bir başka neden ise blade to blade analizlerinde de ve Şekil 3.60’de Geçiş alanı grafiğinde görüldüğü gibi akış yüzünden kanat üzerinde yük yoğunlaşması olmadan kanat boyunca dağılarak ilerlemesidir.



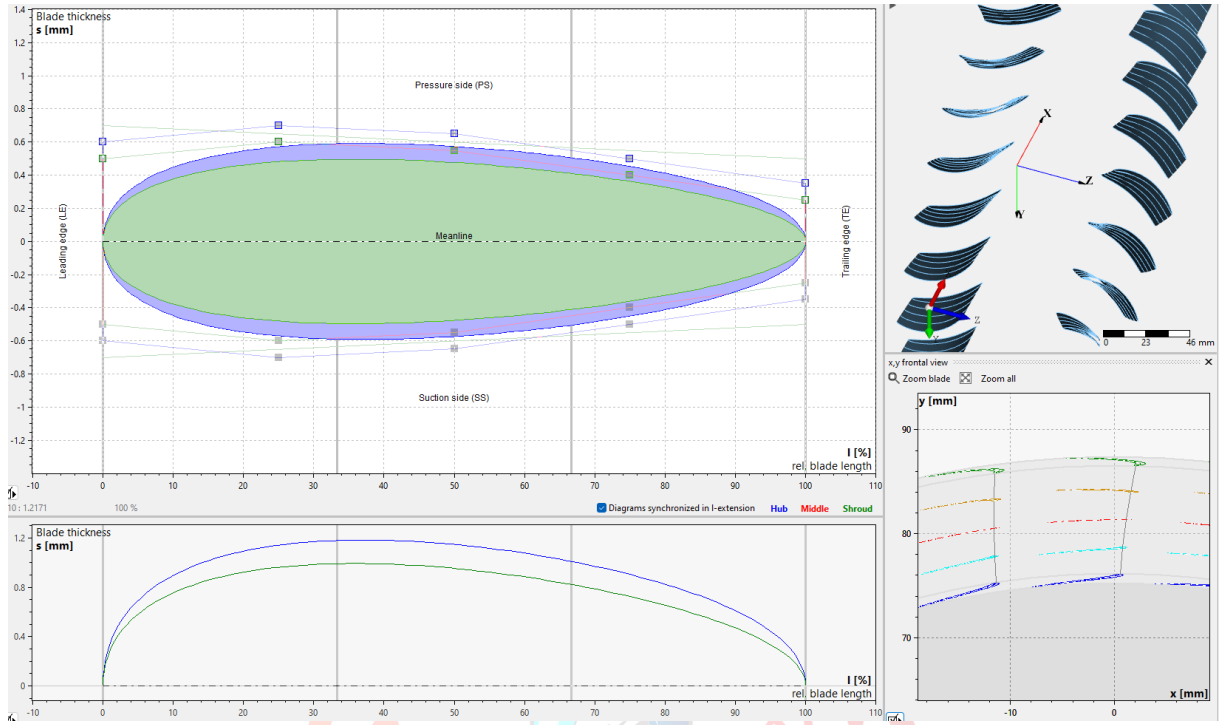
Şekil 3.60 CFturbo Türbin Optimal Eksenel Genişlik Oranı

Tablo 3.32’de rotor kanat parametreleri verilmiştir.

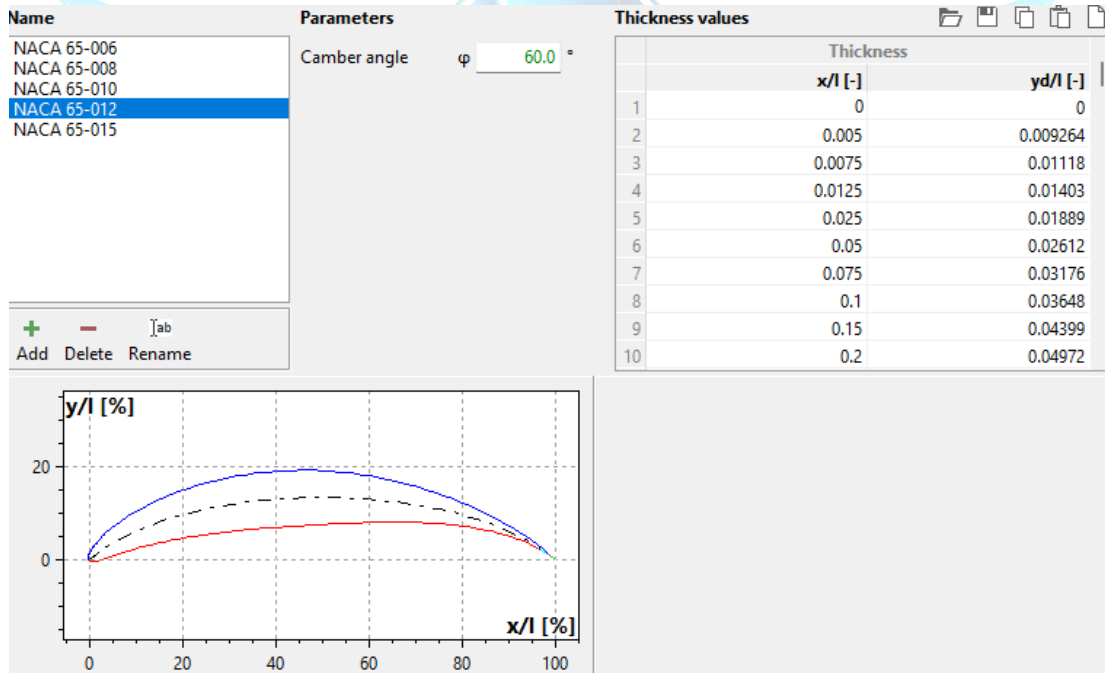
Tablo 3.32 Türbin Kanat Parametreleri

Ort. Rotor Yükseklik (hm)	Ort. Yarıçap Rotor (rm)	Kanat Genişliği (w)	N ve R kanatları arası uzaklık (Orta Çizgi)
0,011281	0,081339	0,01842	0,003750

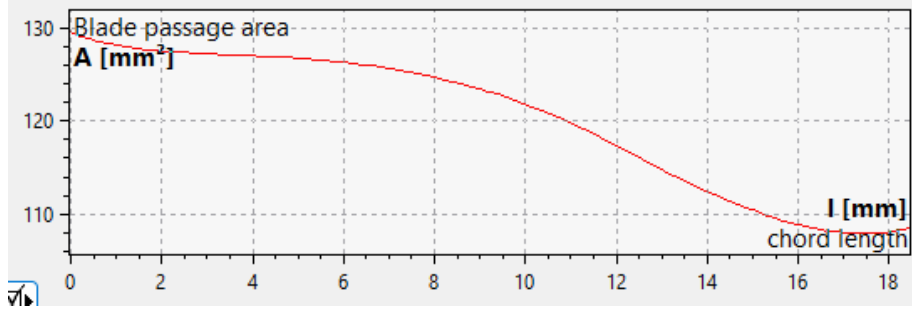
Kanat kalınlığı literatür araştırmasında görüldüğü üzere konvansiyonel ve standart kanat profili olan NACA65-012 seçilmiş ve ölçülendirmeler bu profilin oranlarına yaklaşık olarak gerçekleştirilmiştir. Profil ölçülendirmesi ve grafikleri Şekil 3.61’de görülmektedir.



Şekil 3.61 CFturbo Türbin Rotoru Kanat Profil Parametreleri



Şekil 3.62 CFturbo Türbin ve Fan Konvansiyonel Kanat Tasarım Parametreleri

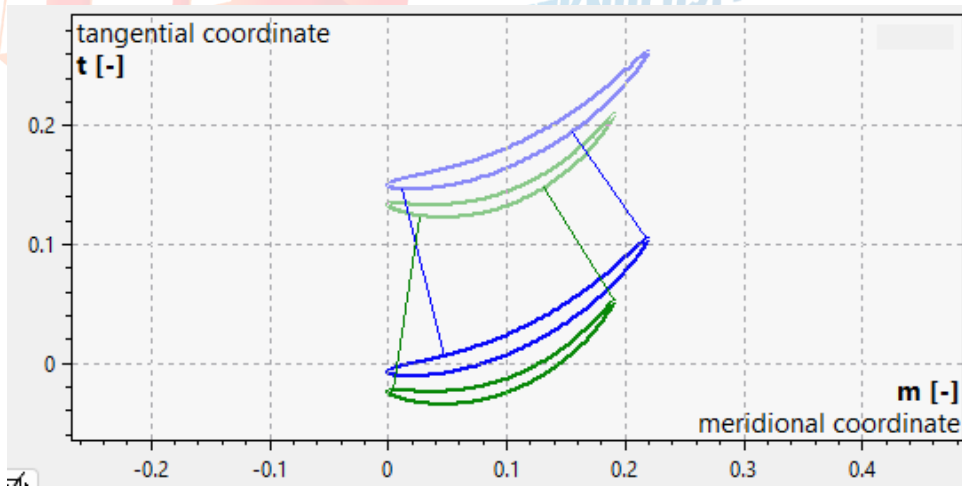


Şekil 3.63 CFturbo Türbin Rotoru Geçiş Alanı Grafiği

Stacking ve wrap açısı kanatçıkların radyal açılmasını diğer bir deyişle yatıklığını belirler. Literatürde eğimli kanadın ikincil akışların azalmasına neden olduğundan performans özelliklerini iyileştirdiği görülmüştür. Bununla beraber stacking durumunun olmaması durumuna ilişkin deterministik sonuçlar da çıkarılmamış olmakla beraber açılarının verilmesi iteratif yöntemlerle bulunduğu görülmüştür. Blade to blade analizinde deneme yanılma yöntemi ile çıkarılmış açılar belirlenmiştir. Verilen stacking ve wrap açılarının etkisi Şekil 3.64’de kökten uca görülebilmektedir.

j	Stacking angle	Wrap angle
	φ [°]	$\Delta\varphi$ [°]
1	6.0	6.4
2	5.3	5.8
3	4.5	5.3
4	3.8	4.8
5	3.0	4.4

Şekil 3.64 CFturbo Türbin Rotoru Stacking ve Wrap Açıları



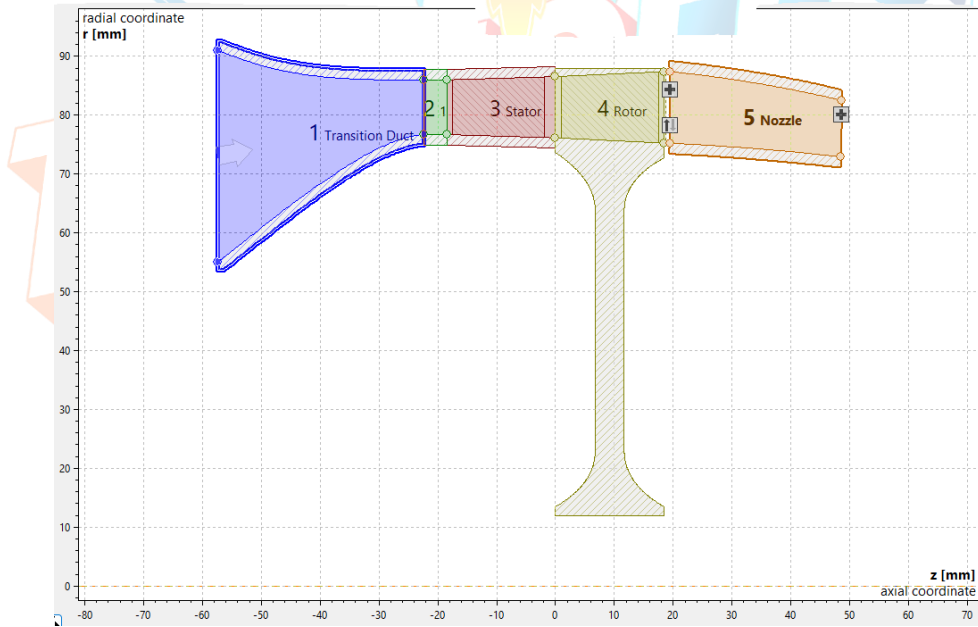
Şekil 3.65 CFturbo Türbin Rotoru Kökten Uca Kanat Profili Grafiği

Tablo 3.33 Türbin Kanat Parametreleri

Ort. Rotor Yükseklik (h_m)	Ort. Yarıçap Rotor (r_m)	Kanat Genişliği (w)	N ve R arası uzaklık ($0,5w$)
0,011281	0,081339	0,011281	0,00564

3.3.2.2 Türbin Üç Boyutlu Tasarımı

Bir önceki bölümde türbin kademesinin bir boyutlu el hesaplamaları anlatılmıştır. Bir boyutlu el hesaplamalarında çeşitli İterasyonlar sonucunda fan bölümünde her istasyon için termodinamik, kinematik ve geometrik değerler hesaplanmıştır. Bu hesaplamaların yapıldıktan sonraki aşama 3 boyutlu aerodinamik tasarımın yapılmasıdır. 3 boyutlu tasarım, CFturbo programı kullanılarak yapılmıştır. CFturbo programına bir boyutlu tasarım bölümünde hesaplanan değerler girilerek aerodinamik geçiş kanalı, türbin statoru, türbin rotor ve türbin nozulünün tasarımları yapılmıştır. 3 boyutlu tasarımın ardından iki boyutlu ve üç boyutlu akış yolu analizleri sonucunda tasarımın doğruluğu kanıtlanacaktır. Tasarımın yetersiz olması durumunda revize edilecek ve tekrardan analize ekibine iletilecektir. Şekil 3.66’da CFturbo’da yapılan tasarım kesiti gösterilmiştir.



Şekil 3.66 CFturbo Türbin Kesit Görüntüsü

Bölüm 3.3.1.2.1’den 3.3.1.2.5’a kadar tasarımı yapılan parçaların CFturbo programına girilen girdiler sonucunda verdiği termodinamik ve kinematik değerlerin bir önceki bölümde

yapılan bir boyutlu hesaplamalarıyla karşılaştırılması anlatılmıştır. Türbin bölümünün tasarımıyla ilgili detaylı bilgiler Ek B’de paylaşılmıştır.

3.3.2.2.1 Aerodinamik Geçiş Kanalı

Türbin bölümü tasarımına aerodinamik geçiş kanalı tasarımı ile başlanmıştır. Aerodinamik geçiş kanalının giriş geometresi ve giriş sıcaklık ve basınç değerleri şartnamede verilmiştir. Bir boyutlu el hesaplamalarıyla elde edilen aerodinamik geçiş kanalının geometrik ölçüleri Tablo 3.34’te verilmiştir. Bu geometrik ölçülerde ve giriş şartlarıyla hesaplanan termodinamik ve kinematik değerler Tablo 3.35 ve Tablo 3.36’te verilmiştir.

Tablo 3.34 Aerodinamik Geçiş Kanalı Geometrisi

İstasyon	r_r (m)	r_t (m)
Giriş	0,055	0,091
Çıkış	0,0896	0,1005

Tablo 3.35 Aerodinamik Geçiş Kanalı Termodinamik Değerler

İstasyon	T_t (K)	T_s (K)	P_t (bar)	P_s (bar)	ρ (kg/m ³)	A (m ²)
Giriş	1045	274,008	1,91	0,8385	1,06625	0,00975
Çıkış	1045	270,726	1	0,8038	1,03461	0,00905

Tablo 3.36 Aerodinamik Geçiş Kanalı Kinematik Değerleri

İstasyon	C (m/s)	C_a (m/s)	α (°)
Giriş	168,6	168,6	0
Çıkış	187,144	187,144	0

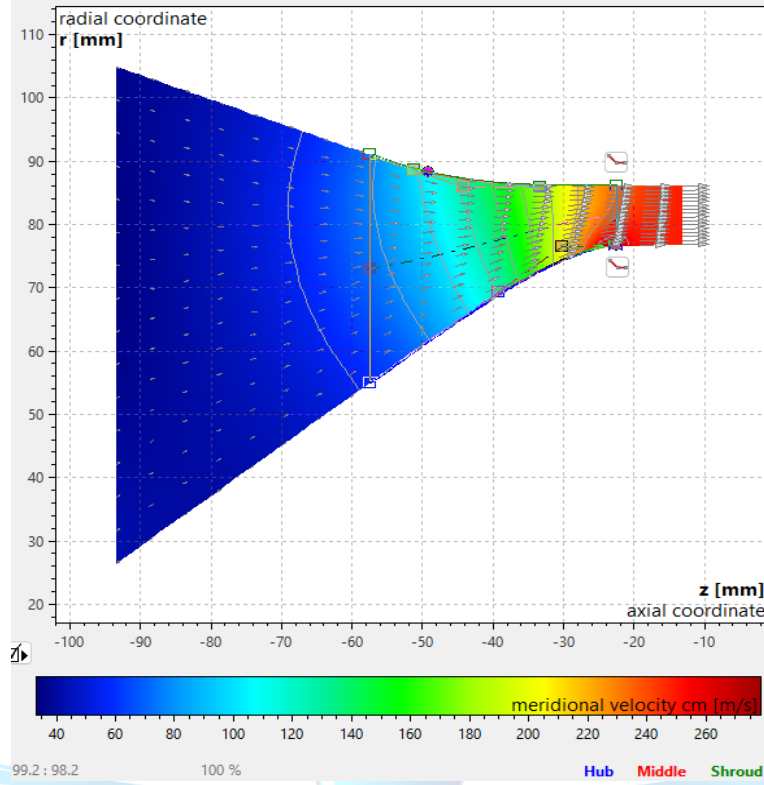
Tablo 3.34’de ki geometrik ölçüler ve giriş şartları CFturbo programına girilmiştir. CFturbo programının hesapladığı aerodinamik geçiş kanalı giriş ve çıkış değerleri Şekil 3.67 ve Şekil 3.68’te verilmiştir.

Average diameter	d	146 mm
Width	b	36 mm
Inlet area	A _{In}	16510 mm ²
Kinematics		
Meridional velocity	cm	66.0 m/s
Circ. velocity	cu	0.00 m/s
Velocity	c	66.0 m/s
Flow angle	α	0 °
Thermodynamics		
Static pressure	p	1.896 bar
Total pressure	pt	1.91 bar
Temperature	T	1043 K
Total temperature	Tt	1045 K
Density	ρ	0.633 kg/m ³
Mach Number	Ma	0.1044

Şekil 3.67 CFturbo Aerodinamik Geçiş Kanalı Giriş Değerleri

Average diameter	d	162.7 mm
Width	b	9.3 mm
Outlet area	A _{Out}	4754 mm ²
Ratio to next component		
Diameter ratio	d-Ratio	1.00
Width ratio	b-Ratio	1.00
Area ratio	A-Ratio	1.00
Kinematics		
Meridional velocity	cm	246.2 m/s
Circ. velocity	cu	0.00 m/s
Velocity	c	246.2 m/s
Flow angle	α	0 °
Thermodynamics		
Static pressure	p	1.724 bar
Total pressure	pt	1.91 bar
Temperature	T	1019 K
Total temperature	Tt	1045 K
Density	ρ	0.59 kg/m ³
Mach Number	Ma	0.3942

Şekil 3.68 CFturbo Aerodinamik Geçiş Kanalı Giriş Değerleri



Şekil 3.69 CFTurbo Aerodinamik Geçiş Kanalı İki Boyutlu Akış Analizi

3.3.2.2.2 Türbin Stator Kanatçığı

Aerodinamik geçiş kanalının ardından türbin stator kanatçığı tasarımına geçilmiştir. Bir boyutlu el hesaplamalarıyla bulunan türbin stator kanatçığı geometrik ölçüleri Tablo 3.37’de verilmiştir. Bu geometrik ölçülerde ve giriş şartlarıyla hesaplanan termodinamik ve kinematik değerler Tablo 3.38 ve Tablo 3.39’te verilmiştir.

Tablo 3.37 Türbin Stator Kanatçığı Geometrisi

İstasyon	A (m ²)	h (m)	r _r (m)	r _t (m)
Giriş	0,00472	0,00925	0,0767	0,0860
Çıkış	0,00531	0,0104	0,0761	0,0865

Tablo 3.38 Türbin Stator Termodinamik Değerler

İstasyon	T _t (K)	P _t (bar)	T _s (K)	P _s (bar)	T'(K)	T''(K)	A(m ²)	Mach	ρ (kg/m ³)
Giriş	1045	1,8909	1023,91	1,743	-	-	0,0053 1	0,35	0,5931

Çıkış 1045 1,8909 985,506 1,477 982,531 - 0,0061 0,60 0,5224
1

Tablo 3.39 Türbin Stator Kinematik Değerleri

İstasyon	C (m/s)	V (m/s)	α (°)
Giriş	251,0793	252,0384	251,0793
Çıkış	252	381,9142	253,5536

Şekil 3.1’de CFturbo programında girilen Tablo 3.37’de ki geometrik ölçüler verilmiştir. CFturbo programının hesapladığı türbin statoru giriş ve çıkış değerleri Şekil 3.70 ve Şekil 3.71’de verilmiştir.

Average diameter	d	162.7 mm
Width	b	9.3 mm
Inlet area	AIn	4754 mm ²
Ratio to previous component		
Diameter ratio	d-Ratio	1.00
Width ratio	b-Ratio	1.00
Area ratio	A-Ratio	1.00
Kinematics		
Meridional velocity	cm	246.2 m/s
Circ. velocity	cu	0.00 m/s
Velocity	c	246.2 m/s
Flow angle	α	0 °
Thermodynamics		
Static pressure	p	1.724 bar
Total pressure	pt	1.91 bar
Temperature	T	1019 K
Total temperature	Tt	1045 K
Density	ρ	0.59 kg/m ³
Mach Number	Ma	0.3942

Şekil 3.70 CFturbo Türbin Stator Giriş Değerleri

Average diameter	d	162.7 mm
Width	b	10.4 mm
Outlet area	AOut	5320 mm ²
Ratio to next component		
Diameter ratio	d-Ratio	1.00
Width ratio	b-Ratio	1.00
Area ratio	A-Ratio	1.00
Kinematics		
Meridional velocity	cm	232.8 m/s
Circ. velocity	cu	222.6 m/s
Velocity	c	322.1 m/s
Flow angle	α	43.7 °
Thermodynamics		
Static pressure	p	1.601 bar
Total pressure	pt	1.91 bar
Temperature	T	1000 K
Total temperature	Tt	1045 K
Density	ρ	0.558 kg/m ³
Mach Number	Ma	0.521

Şekil 3.71 CFturbo Türbin Stator Çıkış Değerleri

3.3.2.2.3 Türbin Rotor Kanatçığı

Türbin stator kanatçığı tasarımının ardından türbin rotor kanatçığına geçilmiştir. Bir boyutlu el hesaplamalarıyla bulunan türbin rotor kanatçığı geometrik ölçüleri Tablo 3.40'ta verilmiştir. Bu geometrik ölçülerde ve giriş şartlarıyla hesaplanan termodinamik ve kinematik değerler Tablo 3.41 ve Tablo 3.42'te verilmiştir.

Tablo 3.40 Türbin Rotor Geometrisi

İstasyon	A (m ²)	h (m)	r _r (m)	r _t (m)
Giriş	0,00531	0,0104	0,0761	0,0865
Çıkış	0,00621	0,01217	0,0753	0,0874

Tablo 3.41 Türbin Rotor Termodinamik Değerler

İstasyon	T _t (K)	P _t (bar)	T _s (K)	P _s (bar)	T'(K)	T''(K)	A(m ²)	Mach	ρ (kg/m ³)
Giriş	1045	1,8909	981,4728	1,452397	978,296	4	0,69	253,553	0,00531
Çıkış	965,05	1,33162	937,383	1,185357	-	932,901	0,69	406,840	0,006214

Tablo 3.42 Türbin Rotor Kinematik Değerleri

İstasyon	C _a (m/s)	C (m/s)	V (m/s)
Giriş	252	381,9142	253,5536
Çıkış	252	252,0384	406,8409

Şekil 3.1'de CFturbo programına girilen değerler ve Tablo 3.1'de geometrik ölçüler verilmiştir. CFturbo programının hesapladığı fan rotoru giriş ve çıkış değerleri Şekil 3.72'da verilmiştir.

Inlet			Outlet		
Peripheral speed	u1	315.2 m/s	Peripheral speed	u2	315.1 m/s
Meridional velocity	cm1	238.1 m/s	Meridional velocity	cm2	250.1 m/s
Abs. circumferential velocity	cu1	253.6 m/s	Abs. circumferential velocity	cu2	-34.0 m/s
Absolute velocity	c1	347.9 m/s	Absolute velocity	c2	252.4 m/s
Rel. circumferential velocity	wu1	-61.6 m/s	Rel. circumferential velocity	wu2	-349.1 m/s
Relative velocity	w1	246.0 m/s	Relative velocity	w2	429.4 m/s
Absolute flow angle	α_1	46.8 °	Absolute flow angle	α_2	-7.7 °
Relative flow angle	β_1	-14.5 °	Relative flow angle	β_2	-54.4 °
Area	A1	5320 mm ²	Area	A2	6210 mm ²
Mid diameter	dM1	162.7 mm	Mid diameter	dM2	162.7 mm
Area averaged diameter	dAvg1	163 mm	Area averaged diameter	dAvg2	163.1 mm
Shroud diameter	dS1	173.1 mm	Shroud diameter	dS2	174.8 mm
Blade height	h1	10.4 mm	Blade height	h2	12.15 mm
Diameter ratio	v1	0.88	Diameter ratio	v2	0.86
Peripheral tip speed	u1S	335.3 m/s	Peripheral tip speed	u2S	338.6 m/s
Static pressure	p1	1.553 bar	Density	ρ_2	0.4444 kg/m ³
Density	ρ_1	0.545 kg/m ³	Static pressure	p2	1.197 bar
Temperature	T1	992 K	Temperature	T2	938 K
Total pressure	pt1	1.91 bar	Total density	pt2	0.485 kg/m ³
Total density	pt1	0.637 kg/m ³	Total pressure	pt2	1.345 bar
Total temperature	Tt1	1045 K	Total temperature	Tt2	966 K
Absolute Mach Number	Mc1	0.56	Absolute Mach Number	Mc2	0.42
Relative Mach Number	Mw1	0.40	Relative Mach Number	Mw2	0.72
Machine tip Mach Number	MuS1	0.54	Machine tip Mach Number	MuS2	0.57

Şekil 3.72 CFturbo Türbin Rotor Giriş ve Çıkış Değerleri

3.3.2.2.4 Türbin Nozülü Tasarımı

Türbin rotor kanatçığı tasarımından sonra nozül tasarımına geçilmiştir. Bir boyutlu el hesaplamalarıyla bulunan nozül kanatçığı geometrik ölçüleri Tablo 3.43'te verilmiştir. Bu geometrik ölçülerde ve giriş şartlarıyla hesaplanan termodinamik ve kinematik değerler Tablo 3.44 ve Tablo 3.45'te verilmiştir.

Tablo 3.43 Türbin Nozülü Geometrisi

İstasyon	r_r (m)	r_t (m)
Giriş	0,07615	0,0,8615
Çıkış	0,07525	0,08714

Tablo 3.44 Türbin Nozülü Termodinamik Değerler

İstasyon	T_t (K)	P_t (bar)	T_s (K)	P_s (bar)	A (m ²)	Mach	ρ (kg/m ³)
Giriş	1045	1,8909	981,4728	1,45239	0,00621	0,42087	0,44061
Çıkış	910,74	1	937,383	1,18535	0,00468	0,64907	0,3864

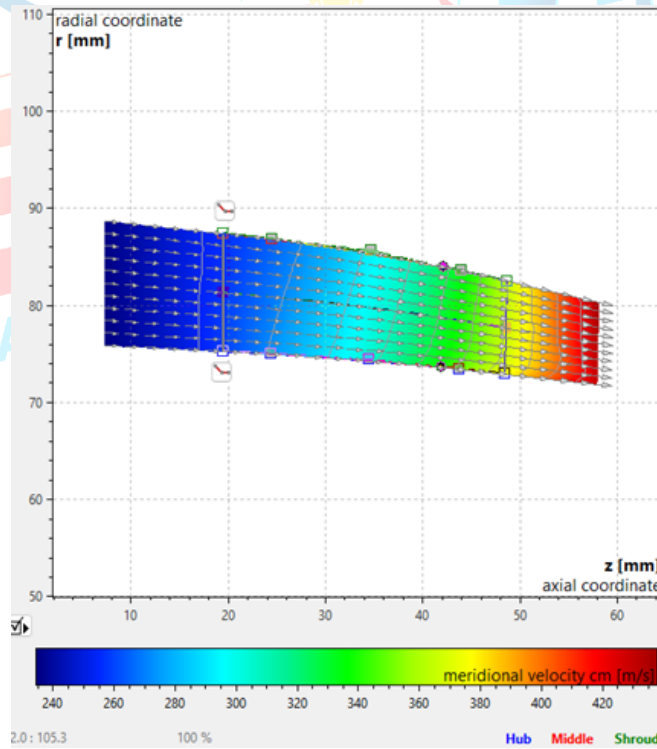
Tablo 3.45 Türbin Nozülü Kinematik Değerleri

İstasyon	C_a (m/s)	C (m/s)	V (m/s)
Giriş	252	252,0384	406,8409
Çıkış	-	379,03	-

Şekil 3.1’de CFturbo programına girilen Tablo 3.43’de ki geometrik ölçüler verilmiştir. CFturbo programının hesapladığı türbin nozülü giriş ve çıkış değerleri Şekil 3.73’te verilmiştir.

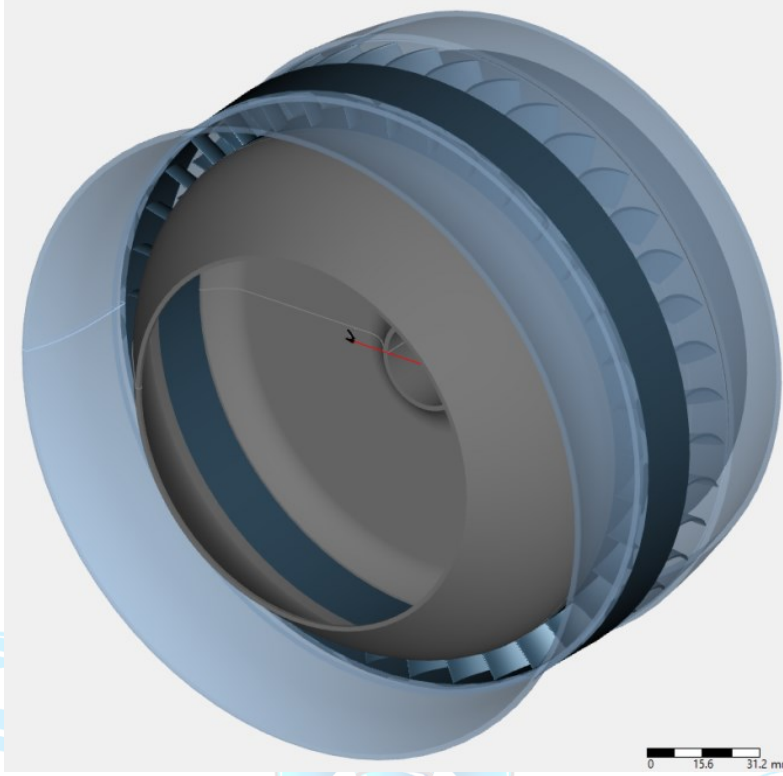
Average diameter	d	162.7 mm	Average diameter	d	155.4 mm
Width	b	12.15 mm	Width	b	9.58 mm
Inlet area	AIn	6210 mm ²	Outlet area	AOut	4679 mm ²
Ratio to previous component			Kinematics		
Diameter ratio	d-Ratio	1.00	Meridional velocity	cm	369.2 m/s
Width ratio	b-Ratio	1.00	Circ. velocity	cu	-51.5 m/s
Area ratio	A-Ratio	1.00	Velocity	c	372.8 m/s
Kinematics			Flow angle	α	172.1 °
Meridional velocity	cm	250.6 m/s	Thermodynamics		
Circ. velocity	cu	-49.2 m/s	Static pressure	p	1.038 bar
Velocity	c	255.4 m/s	Total pressure	pt	1.345 bar
Flow angle	α	168.9 °	Temperature	T	906 K
Thermodynamics			Total temperature	Tt	966 K
Static pressure	p	1.194 bar	Density	ρ	0.3995 kg/m ³
Total pressure	pt	1.345 bar	Mach Number	Ma	0.633
Temperature	T	938 K			
Total temperature	Tt	966 K			
Density	ρ	0.4434 kg/m ³			
Mach Number	Ma	0.4263			

Şekil 3.73 CFturbo Türbin Nozülü Giriş Değerleri



Şekil 3.74 CFturbo Türbin Nozülü İki Boyutlu Akış Analizi

CFturbo programında tasarımı yapılan türbin bölümünün 3 boyutlu görseli Şekil 3.75’de gösterilmiştir.

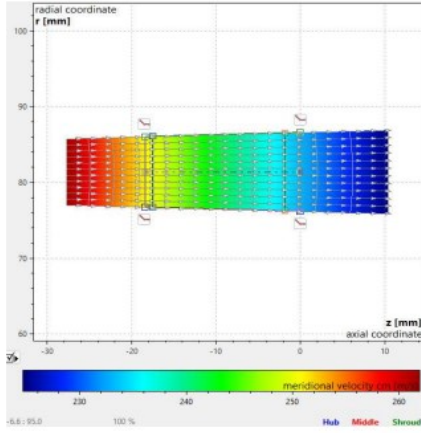


Şekil 3.75 Türbin Kademesi 3 Boyutlu Perspektif Görünüşü

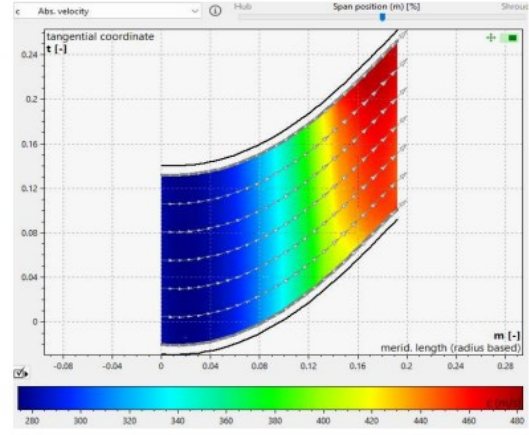
TEKNOFEST
HAVACILIK, UZAY VE TEKNOLOJİ FESTİVALİ

3.3.2.3 Türbin İki Boyutlu Akış Yolu Analizi

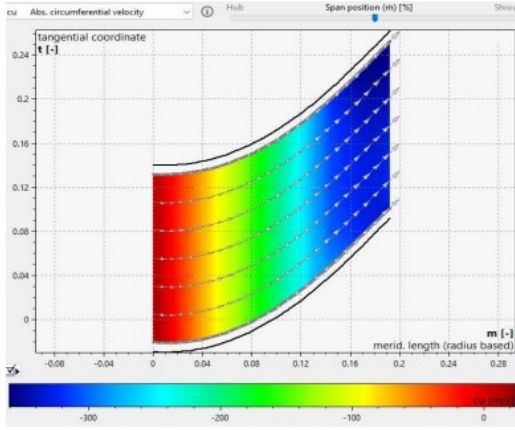
3.3.2.3.1 Stator İki Boyutlu Akış Analizleri



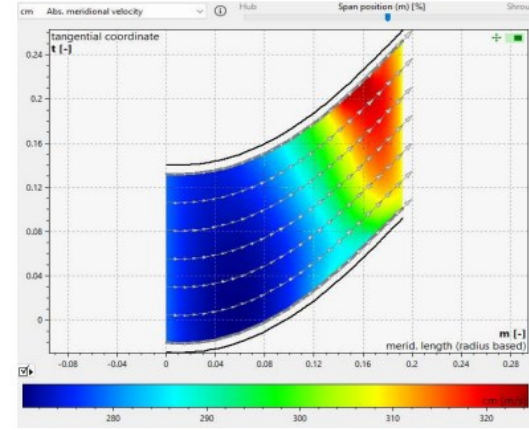
Stator İki Boyutlu Akış Analizi



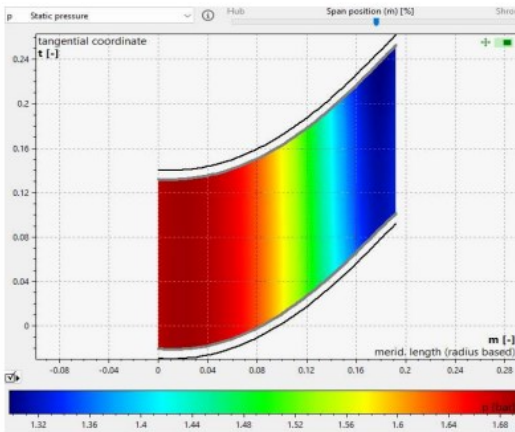
Stator Mutlak Hız



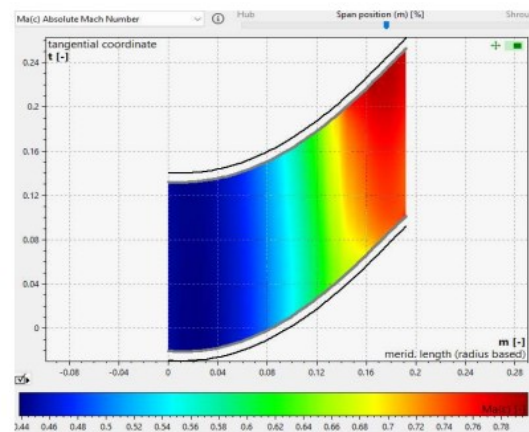
Stator Mutlak Çevresel Hız



Stator Mutlak Meridyenel Hız



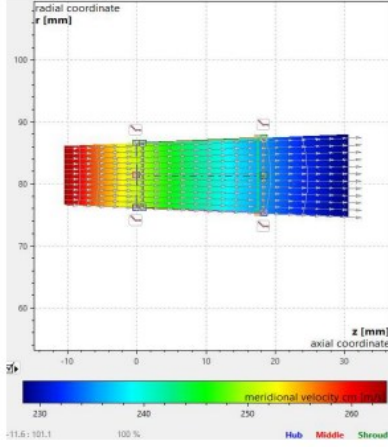
Stator Statik Basınç



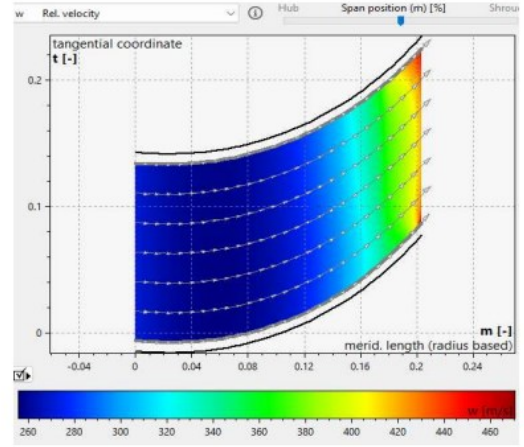
Stator Mutlak Mach Değeri

Şekil 3.76 Türbin Stator İki Boyutlu Akış Yolu Analizleri

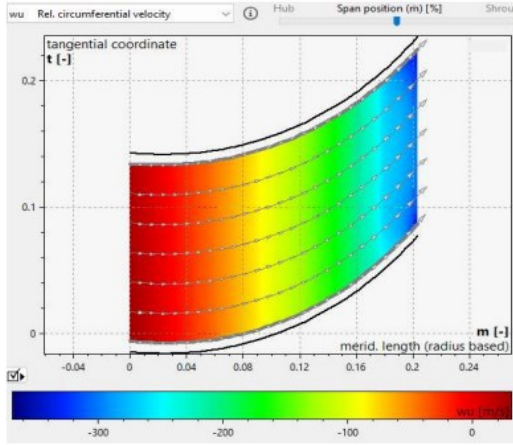
3.3.2.3.2 Rotor İki Boyutlu Akış Analizleri



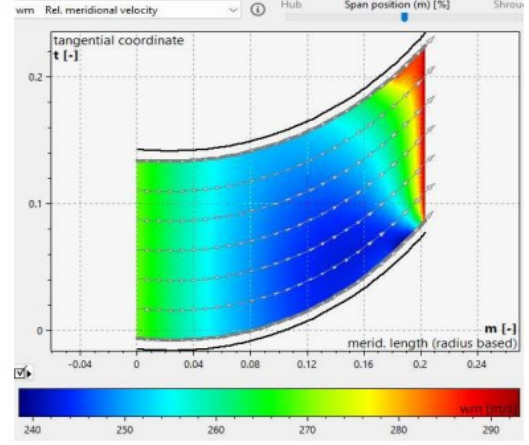
Rotor İki Boyutlu Akış Analizi



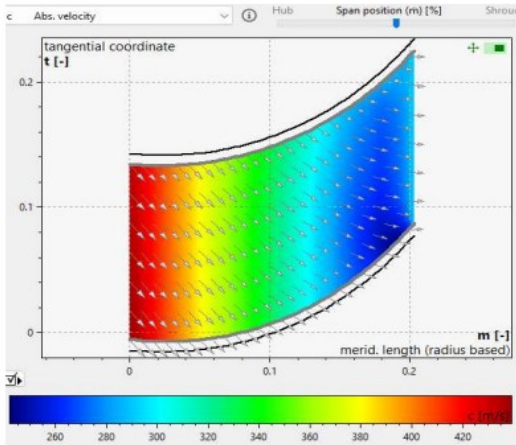
Rotor Relatif Hız



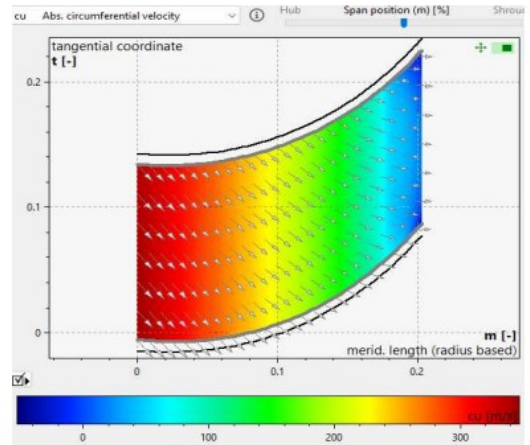
Rotor Relatif Çevresel Hız



Rotor Relatif Meridyenel Hız

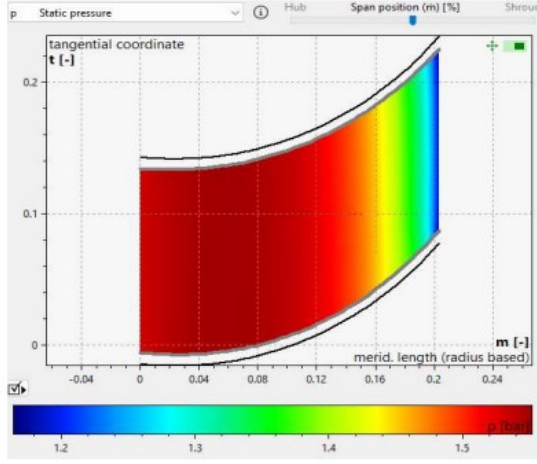


Rotor Mutlak Hız

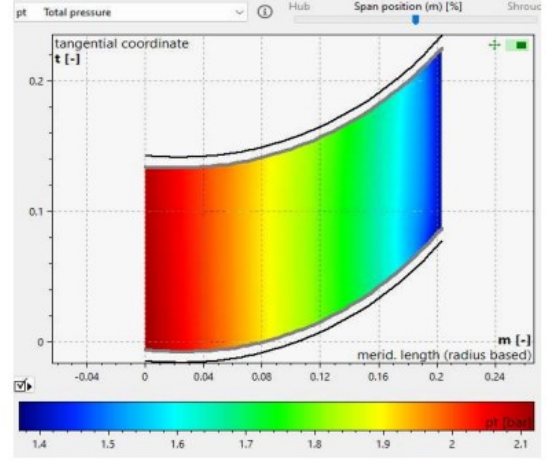


Rotor Mutlak Çevresel Hız

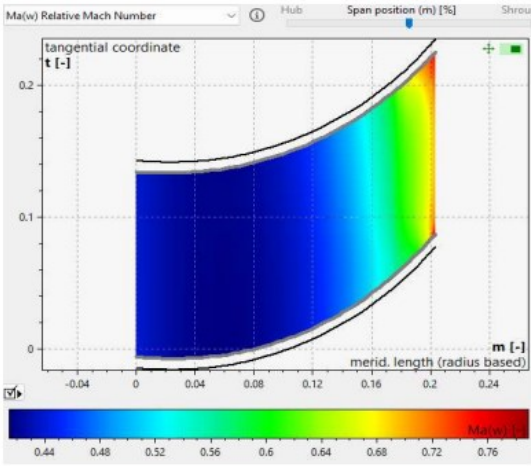
Şekil 3.77 Türbin Rotor İki Boyutlu Akış Yolu Analizleri-1



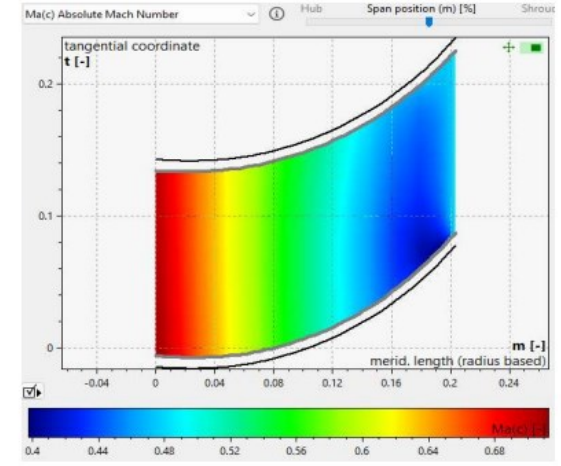
Rotor Statik Basınç



Rotor Toplam Basınç



Rotor Bağlı Mach Değeri



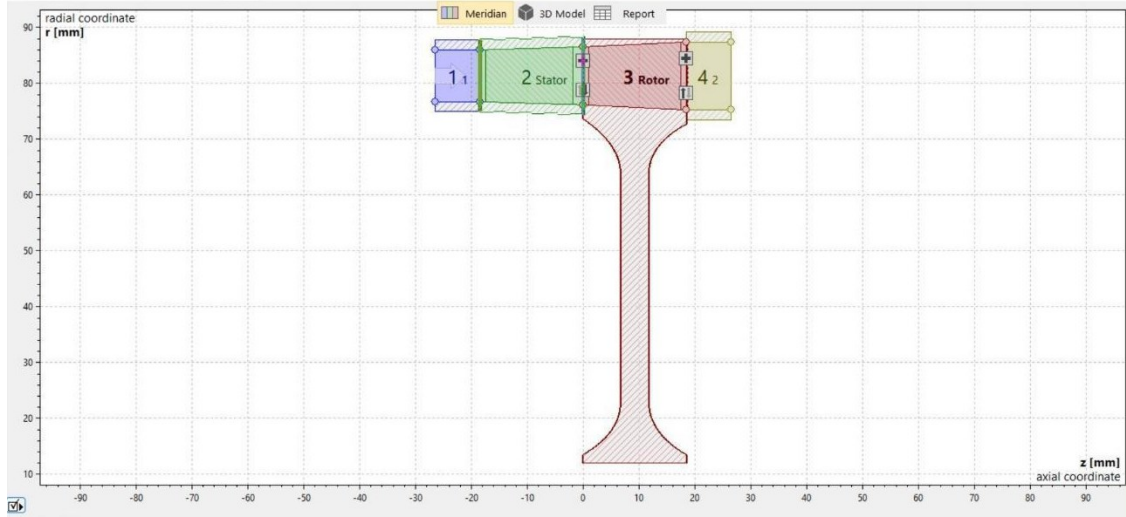
Rotor Mutlak Mach Değeri

Şekil 3.78 Türbin Rotor İki Boyutlu Akış Yolu Analizleri-2

3.3.2.4 Türbin Üç Boyutlu Akış Yolu Analizi

3.3.2.4.1 Türbin Geometrisinin ANSYS İçerisine Aktarılması

Türbin geometrisi Cfturbo programında tasarlanmıştır. Tasarlanan türbin stator ve rotorunun akış hacmi inlet ve outlet kısımlarından uzatılarak akışı rahatlatmak, bu sayede daha doğru sonuçlar elde etmek hedeflenmiştir. Cfturbo programındaki görüntüsü Şekil 3.79'da gösterilmiştir.



Şekil 3.79 Tasarlanan Türbinin Rotor ve Stator Geometrisi

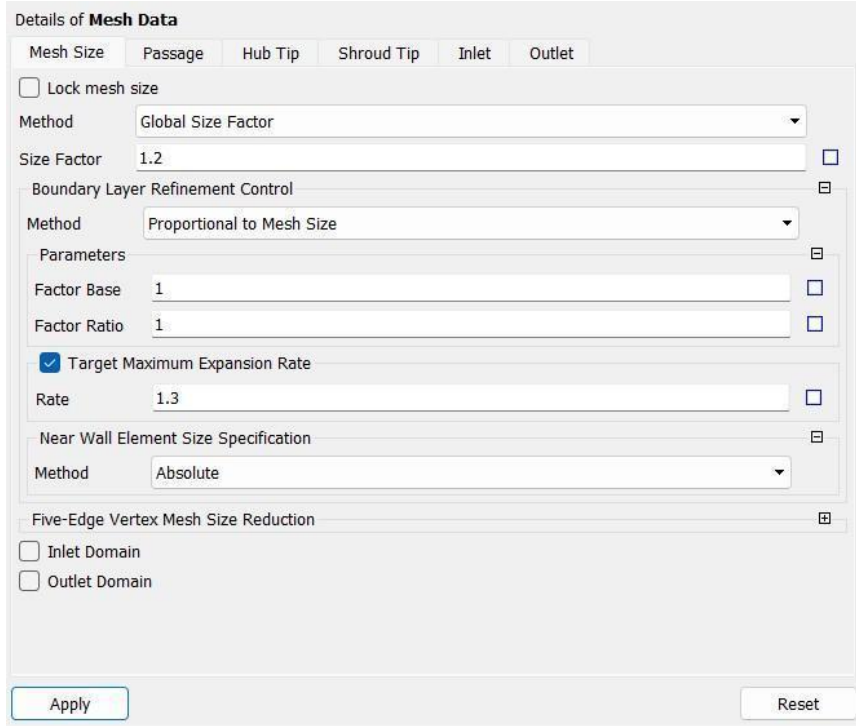
ANSYS Workbench CFTurbo modülü üzerinden geometri TurboGrid formatında dışarı aktarılmıştır.

3.3.2.4.2 Fan Stator ve Rotorda Mesh Atılması

Türbin geometrisinin stator ve rotor kademelerinin mesh işlemi ANSYS TurboGrid modülü ile ayrı ayrı yapılmıştır. Machine Data bölümünden makine tipi eksenel türbin seçilmiştir. Türbin rotorunda uç açıklığı bulunmamaktadır. Bu kısımda sadece inlet ve outlet kısımları fully extend seçeneği ile akışın daha rahat akması için uzatılmıştır. Ön hazırlıklar tamamlandıktan sonra Mesh Data sekmesinden mesh parametreleri değiştirilerek kalite en optimum seviyede ayarlanmaya çalışılmıştır.

Global boyut faktörü (Global Size Factor) metodu genel ağ boyutunu tanımlamak için kullanılır ve 1'den 5'e kadar boyut faktörü değerleri bulunmaktadır. Genellikle yapılan mesh çalışmalarında ağın çözünürlüğünü artırmak için boyut faktörü artırılır ancak bu durumda mesh kalitesi artsa bile element ve node sayıları çok fazla olmaktadır.

“Boundary Layer Refinement Control” kısmındaki parametreler ile sınır tabakasındaki mesh kontrolü sağlanmıştır. Faktör Tabanı (Factor Base) arttıkça sınır tabakasındaki element sayısı ve çözünürlüğü artmaktadır. Şekil 3.80'de en uygun parametreler kullanılarak Türbin için oluşturulan mesh ayarları gösterilmiştir.



Şekil 3.80 Mesh Data Sekmesinde Mesh Size Bölümü

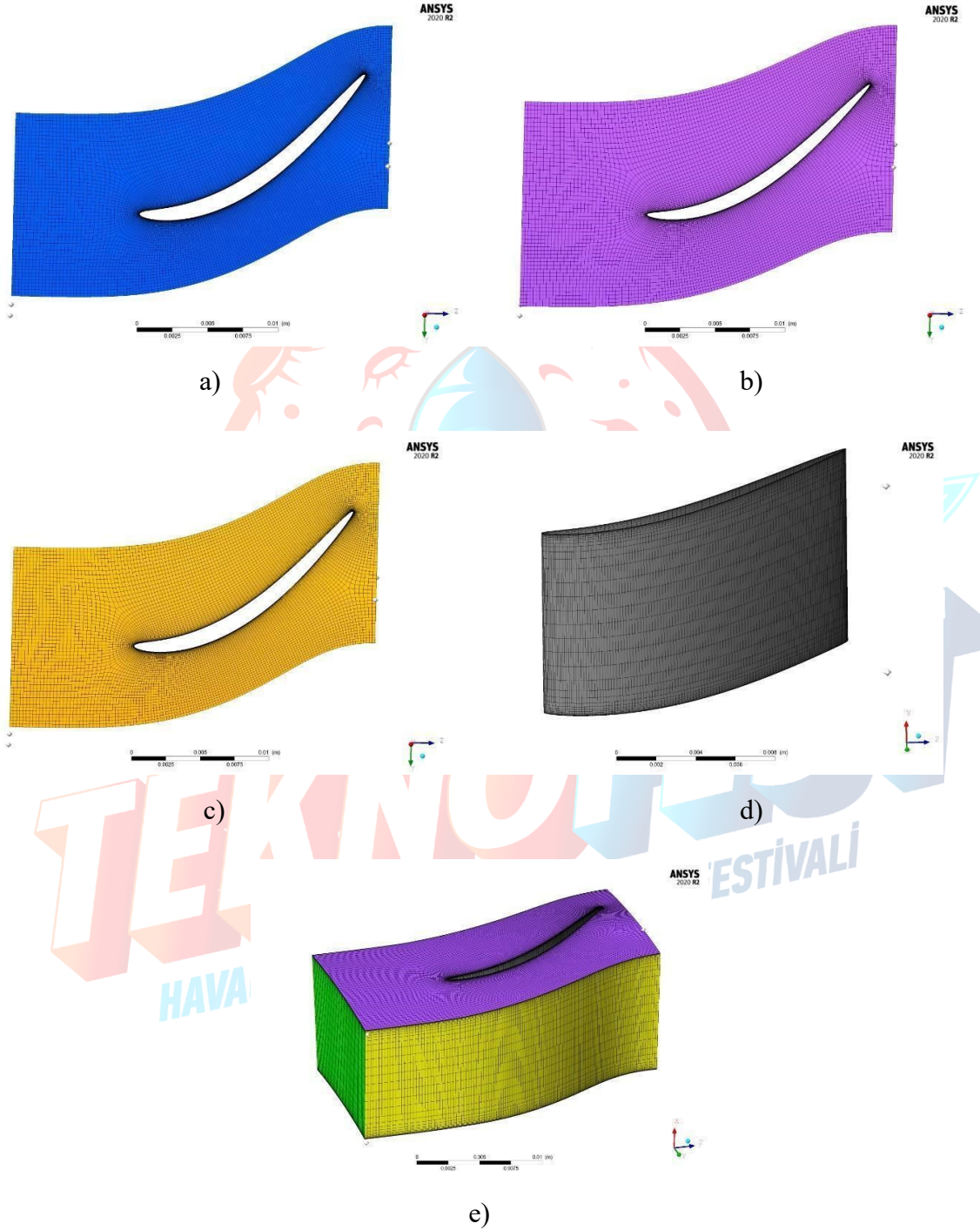
Mesh Measure	Value	% Bad	
Minimum Face Angle	36.0532 [degree]	0.0000	✓
Maximum Face Angle	134.71 [degree]	0.0000	✓
Maximum Element Volume Ratio	2.63587	0.0000	✓
Minimum Volume	2.39908e-15 [m ³]	0.0000	✓
Maximum Edge Length Ratio	85.474	0.0000	✓
Maximum Connectivity Number	10	0.0000	✓

a) b)
Şekil 3.81 a) Türbin Rotoru b) Türbin Statoru Mesh İstatistikleri

Tablo 3.46 Türbin Stator ve Rotoru Element ve Node Sayısı

Türbin	Rotor	Stator
Total Node Sayısı	455050	429940
Total Element Sayısı	495729	470972

Türbin kanatçık geometrisi sınır tabakalarına daha küçük mesh atılarak akışın dağılımını en iyi şekilde elde edilmesi amaçlanmıştır. Sırasıyla Şekil 3.82 ve Şekil 3.83’da stator ve rotor kademelerinin belli bölgelerdeki mesh görüntüleri verilmiştir.



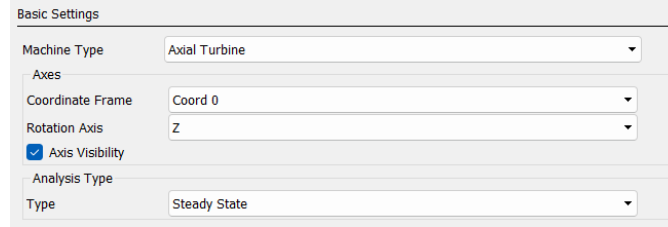
Şekil 3.82 Türbin Statot Kanatçığının a) Hub Bölümünde b) Shroud Bölümünde c) 0.5 Span Bölümünde d) Kanatçık Yüzeylerinde e) 3D Mesh Yapısı



Şekil 3.83 Türbin Rotor Kanatçığının a) Hub Bölümünde b) Shroud Bölümünde c) 0.5 Span Bölümünde d) Kanatçık Yüzeylerinde e) 3D Mesh Yapısı

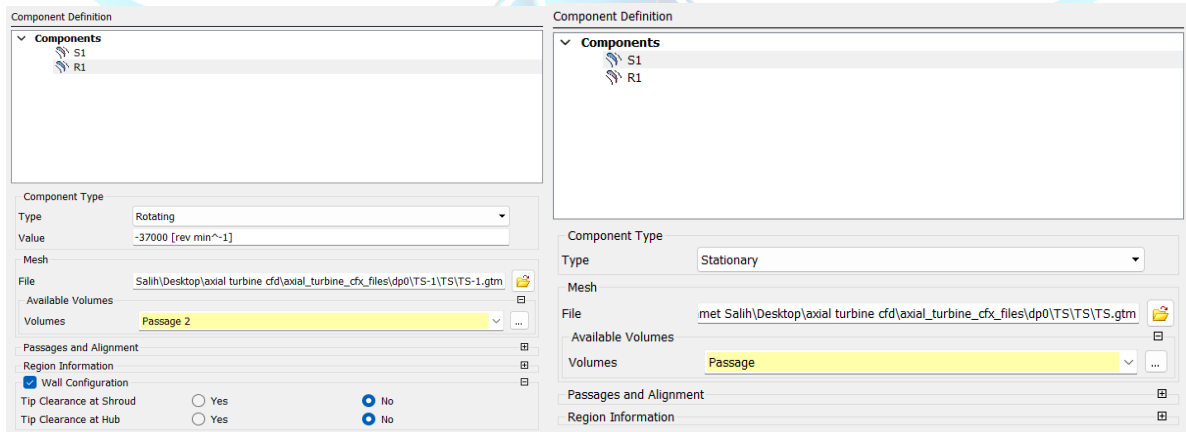
3.3.2.4.3 Analizin CFX Modülünde Sınır Şartlarının Hazırlanması ve Çözdürülmesi

Analiz Ansys CFX-Pre modülü içerisinde turbo makineler için kullanılan Turbo modu ile modellenmiştir. Bu kısımda makine tipi olarak “Eksenel Türbin” ve analiz tipi olarak ise “Stead State” seçilmiştir. Şekil 3.84’de makine ve analizin tipinin belirlenmesi gösterilmiştir.



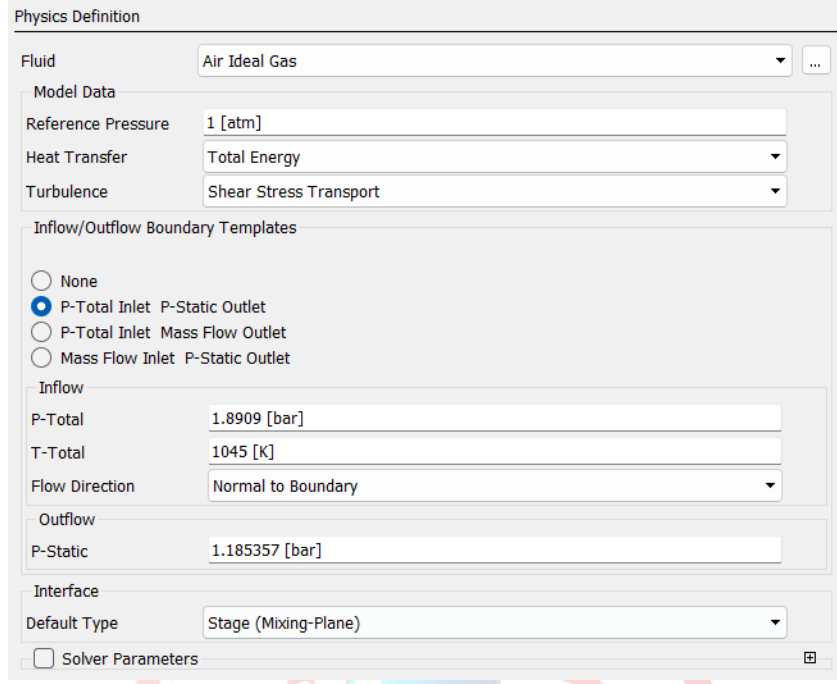
Şekil 3.84 Makine ve Analiz Tipinin Belirlenmesi

Sonrasında stator ve rotor için sırasıyla S1 (stationary) ve R1 (rotating) tanımlamaları yapılmıştır. Türbin rotorunda uç ve köklerde uç açıklığı bulunmamaktadır. Bu kısımda stator durgun, rotor ise döner olarak tanımlanmıştır. Rotorun dönüş hızı değeri performans çevriminden 37000 rpm olarak alınmıştır.



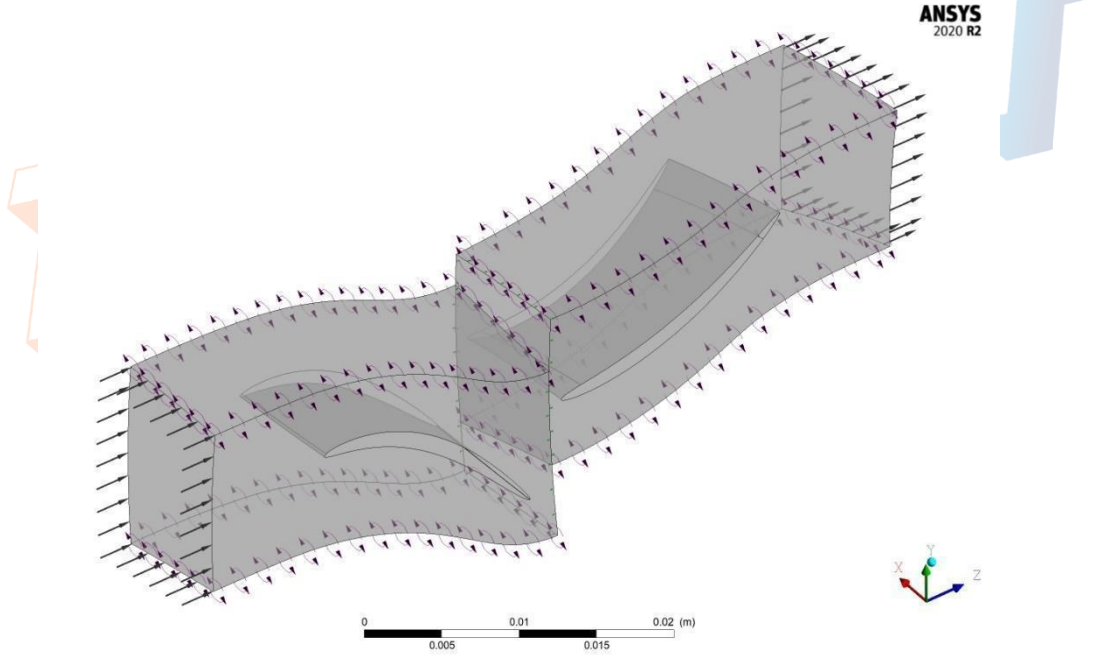
Şekil 3.85 Türbin Stator (S1) ve Rotorun (R1) Tanımlanması

Türbin için fiziksel tanımlamaları akışın ses altı hızlarda havanın sıkıştırılabilir (compressible) olduğu durumda ideal gaz yasasına göre modellenmiştir. Türbülans modeli Fan analizinde olduğu gibi Shear Stress Transport (SST) seçilmiştir. Inlet için toplam sıcaklık ve basınç, outlet için statik basınç değerleri ile sınır koşulları girilmiştir.



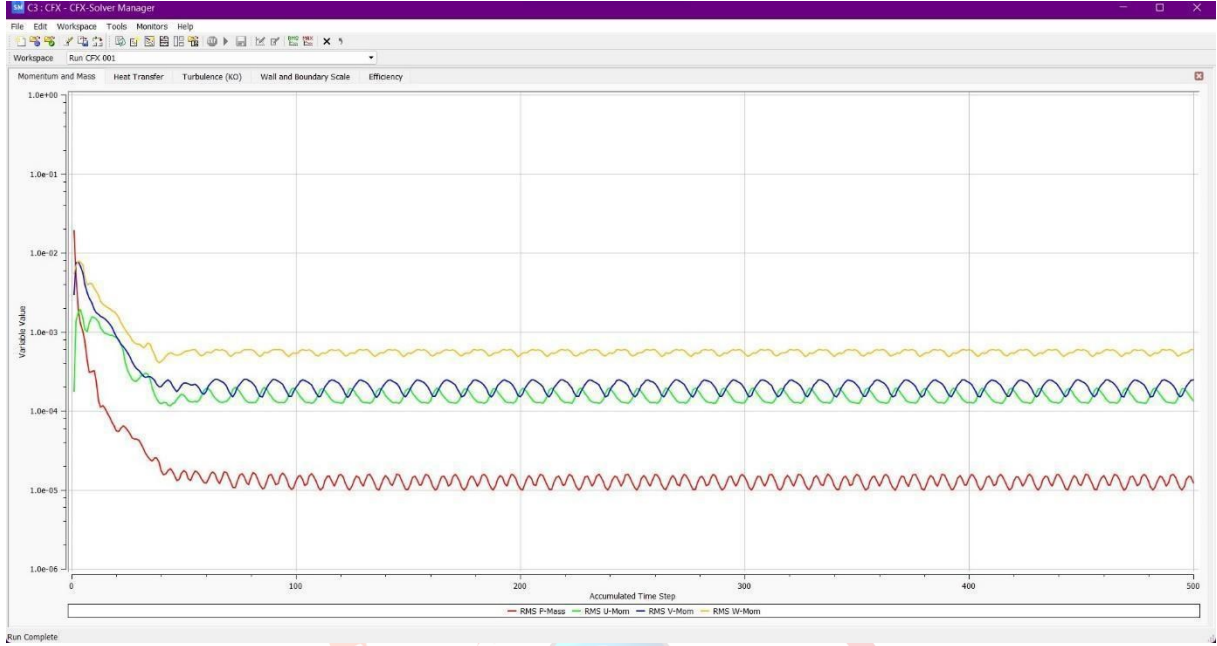
Şekil 3.86 CFX-Pre Üzerinden Fanın Sınır Şartlarının Girilmesi

Eksenel Türbin üzerindeki akış önce statordan rotora olacak şekilde ilerlemektedir. Şekil 3.1’de modellenmiş Eksenel Türbin gösterilmiştir.

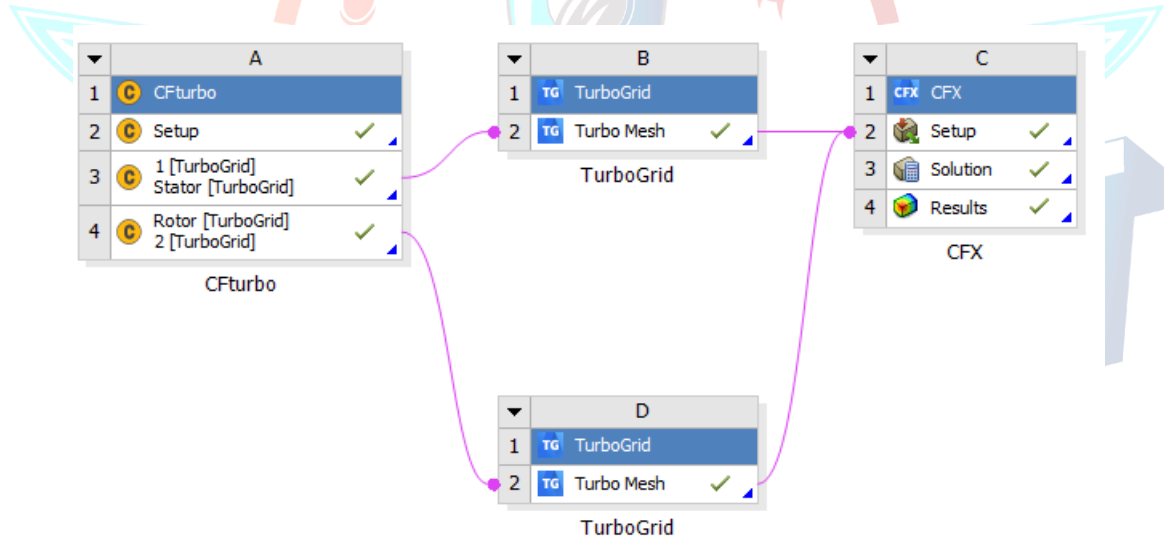


Şekil 3.87 CFX-Pre Üzerinde Türbinin Modellenmesi

Model en son CFX-Solver Manager modülü ile 500 iterasyonda çözdürülmüştür. Şekil 3.88’te analiz sonucunun yakınsama grafiği gösterilmektedir.



Şekil 3.88 Türbinin HAD Analizi Sonucunda Yakınsama Değerleri



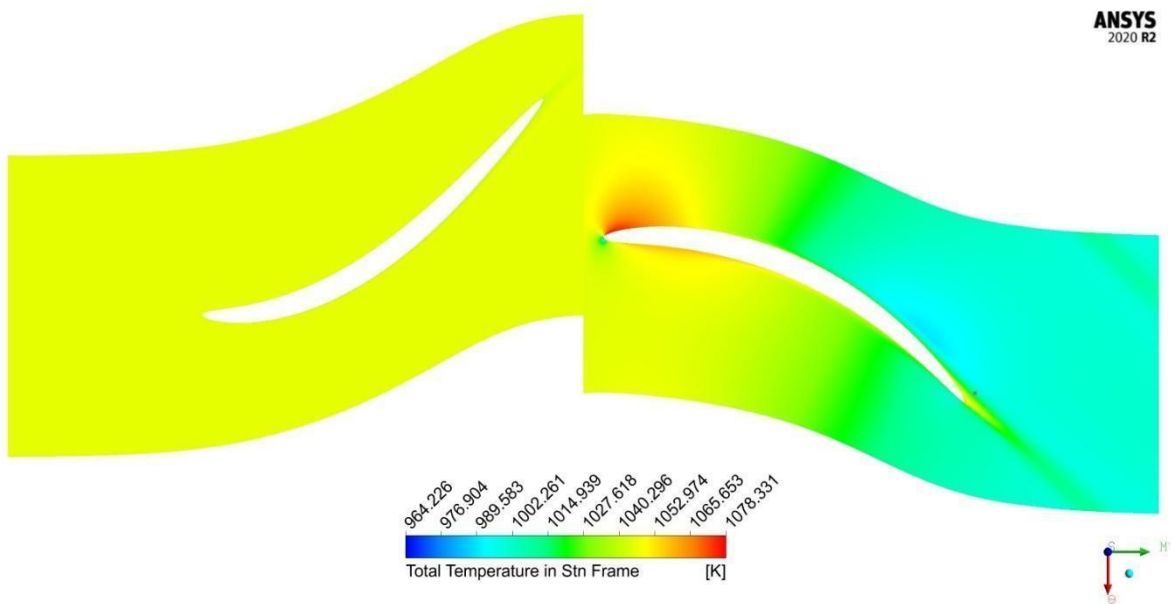
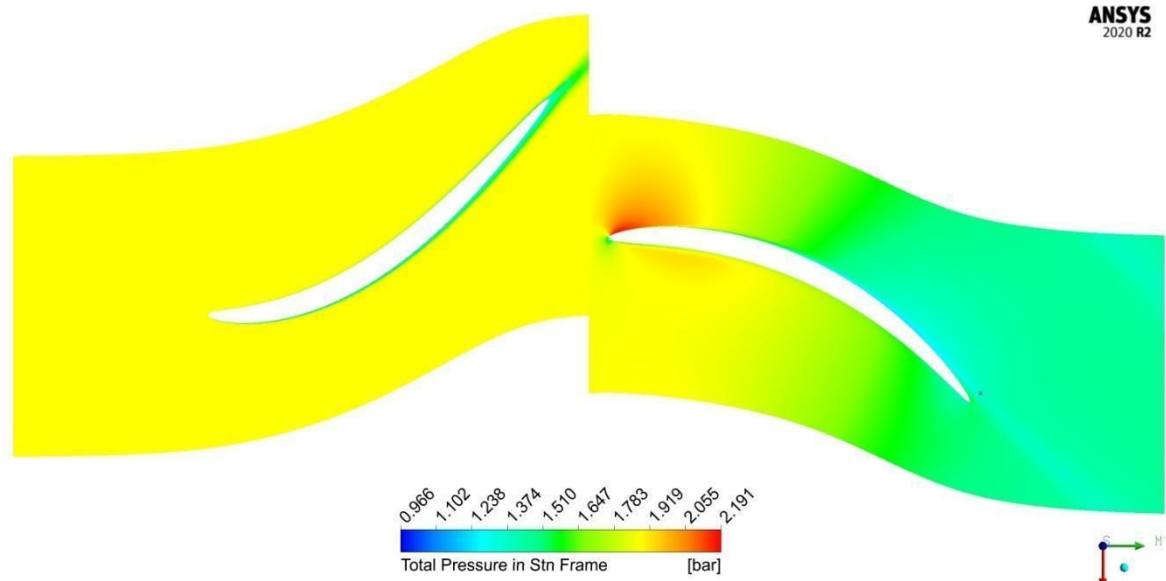
Şekil 3.89 HAD Analizinin ANSYS Workbench Proje Şeması

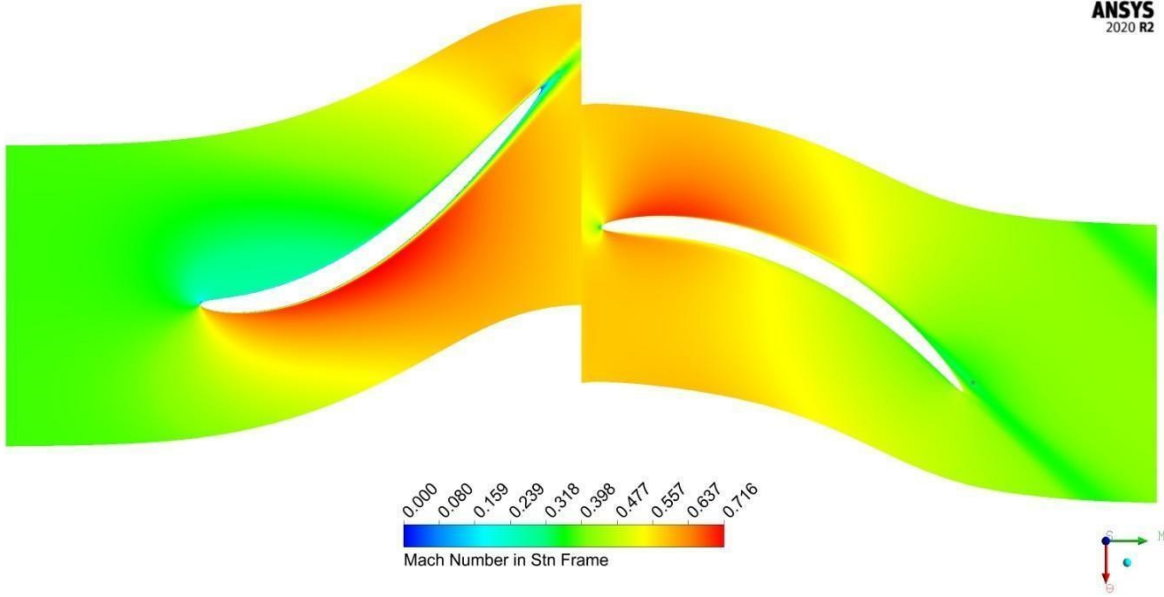
3.3.2.4.4 HAD-Post Modülünden Sonuçların İncelenmesi

HAD-post modülü içerisinde Turbo analizler için kullanılan Blade-to-Blade ve Meridional görüşlerine göre gelen havanın basınç, sıcaklık ve mach değerlerinin dağılımı görselleştirilmiştir.

Stator içindeki havanın toplam basıncı ve sıcaklığı değişmemektedir. Yapılan performans analizi sonucunda da statordan çıkan havanın toplam sıcaklık ve basıncın değişmediği, statik basıncının azaldığı görülmüştür. HAD sonucunda ise stator çıkışındaki statik basıncın düştüğü görülmüştür. Rotor kademesinde ise yapılan performans analizi sonucunda toplam sıcaklık,

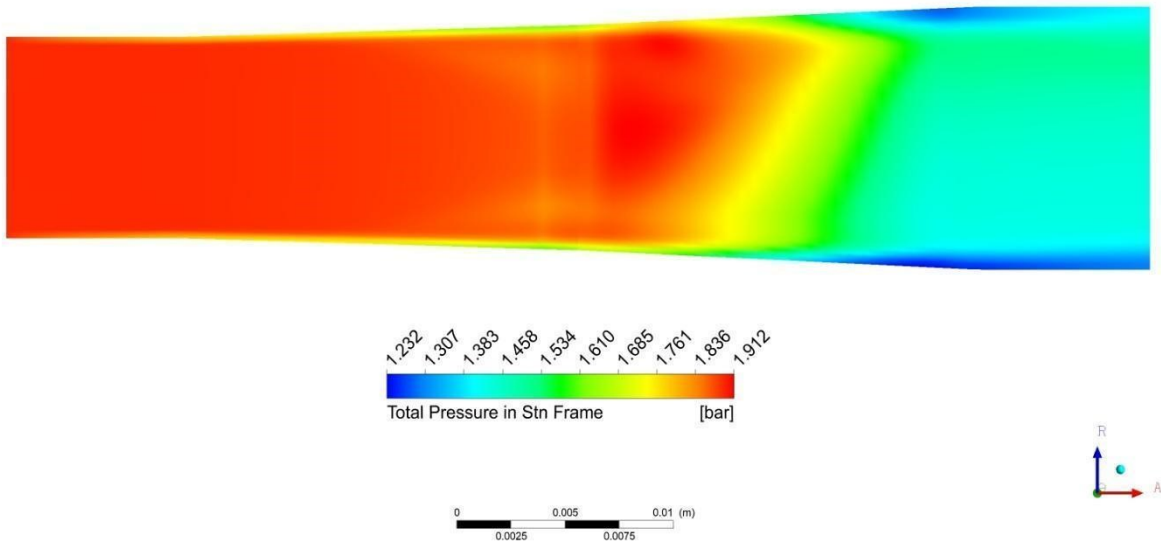
toplam basınç, statik sıcaklık ve statik basınç değerlerinin azaldığı görülmektedir. Yapılan HAD analizi sonucunda rotordan geçen havanın sıcaklık ve basınç değerleri benzer oranda azalmaktadır. Son olarak performans analizi sonucunda statora giren havanın hızı stator-rotor arasında artmakta, türbin çıkışında ise azalmaktadır. HAD analizi sonucunda ise hızın stator-rotor arasında artmakta, türbin çıkışında ise azalmakta olduğu görülmüştür. Şekil 3.90'te Blade-to-Blade analiz sonuçları gösterilmiştir.





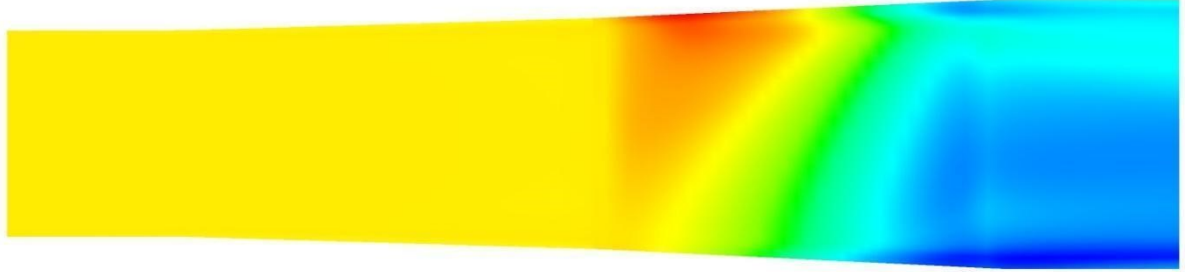
Şekil 3.90 Blade-to-Blade a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık
c) Mach Number Sonuçları

Blade-to-Blade analiz sonuçları incelendikten sonra “Meridional” sekmesinden stator ve rotor kademesindeki havanın basınç, sıcaklık ve hız değerlerinin dağılımı gözlemlenmiştir. Şekil 3.91’de meridional analiz sonuçları gösterilmiştir.



a)

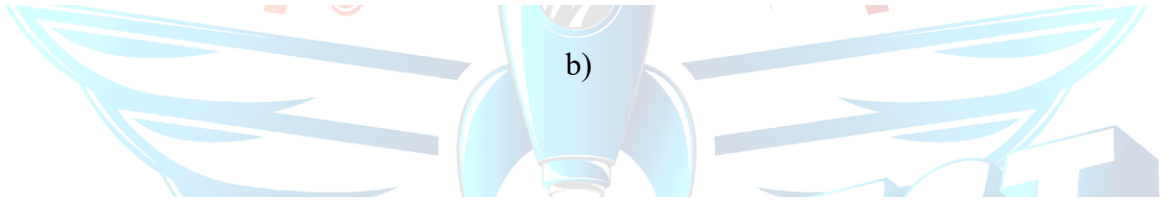
ANSYS
2020 R2



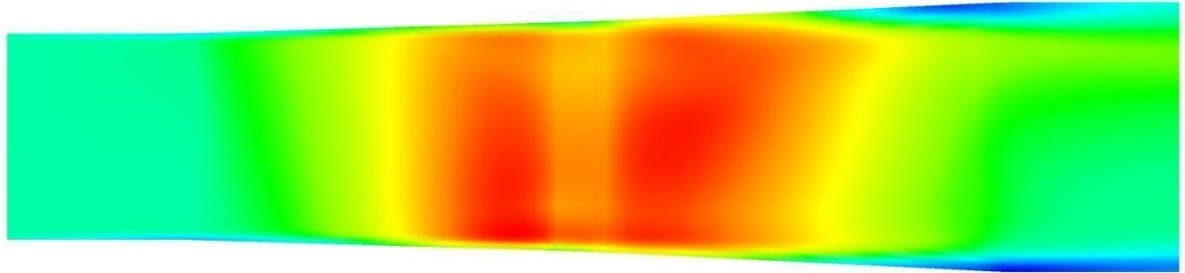
993.504
1000.861
1008.217
1015.574
1022.930
1030.287
1037.643
1045.000
1052.356
1059.713

Total Pressure in Stn Frame [K]

0 0.0025 0.005 0.0075 0.01 (m)



ANSYS
2020 R2



0.231
0.274
0.316
0.359
0.402
0.444
0.487
0.530
0.572
0.615

Mach Number in Stn Frame

0 0.0025 0.005 0.0075 0.01 (m)

R
A

c)

Şekil 3.91 Meridional Analiz a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık

c) Mach Number Sonuçları

Total Pressure in Stn Frame
Contour 7

1.874
1.823
1.773
1.722
1.671
1.621
1.570
1.520
1.469
1.418
1.368
1.317
1.266
1.216
1.165
1.114
1.064

[bar]



ANSYS
2020 R2



a)

Total Temperature in Stn Frame
Contour 7

1045.190
1043.189
1041.189
1039.189
1037.189
1035.188
1033.188
1031.188
1029.188
1027.187
1025.187
1023.187
1021.187
1019.186
1017.186
1015.186
1013.186

[K]



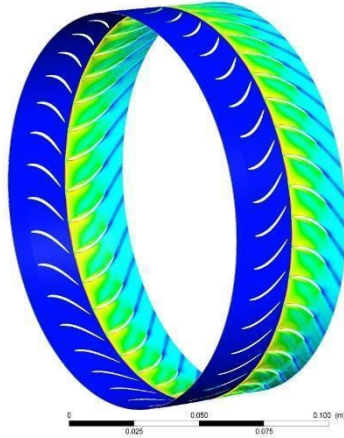
ANSYS
2020 R2



b)

Mach Number in Stn Frame
Contour 7

0.224
0.210
0.196
0.182
0.168
0.154
0.140
0.126
0.112
0.098
0.084
0.070
0.056
0.042
0.028
0.014
0.000

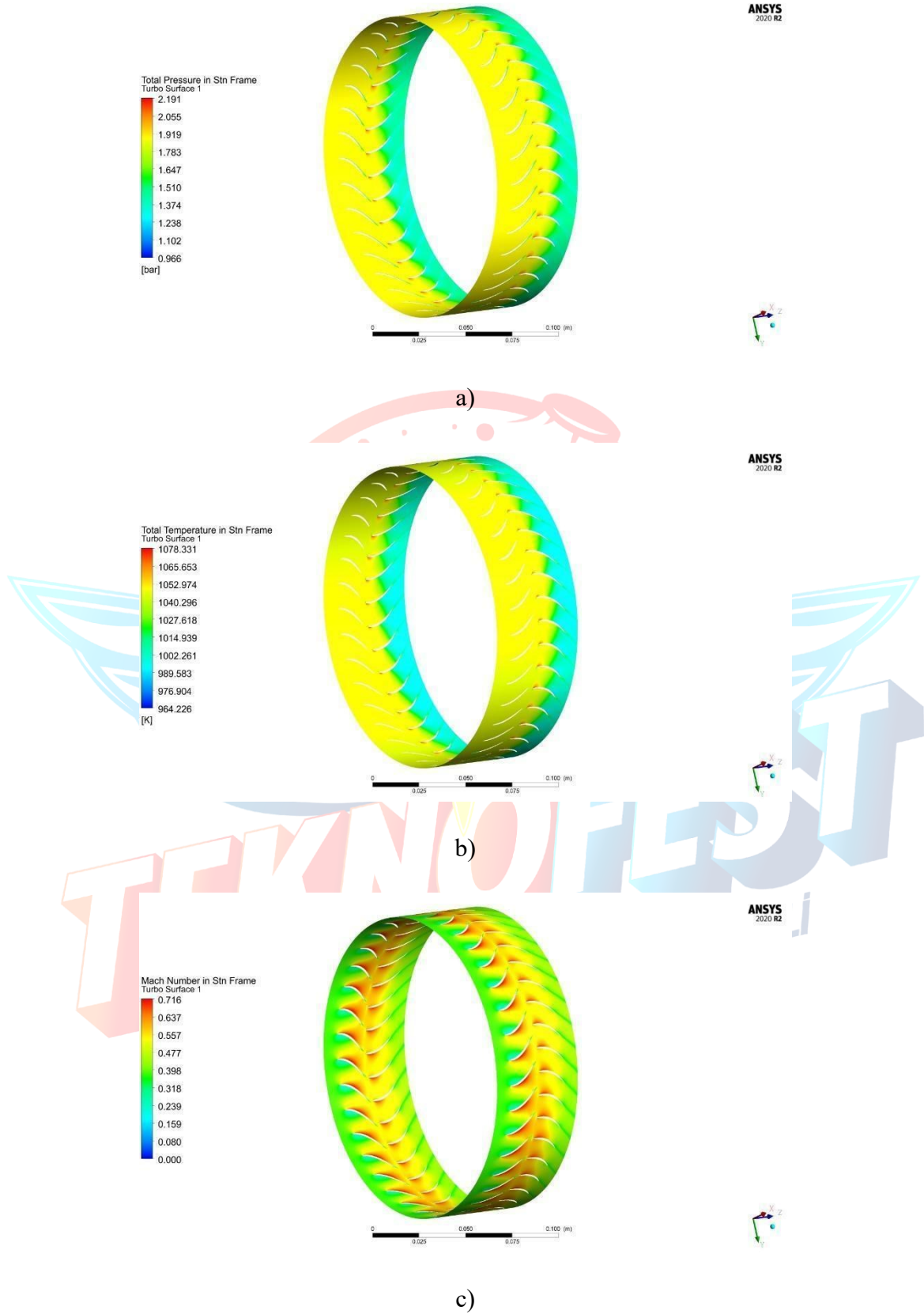


ANSYS
2020 R2

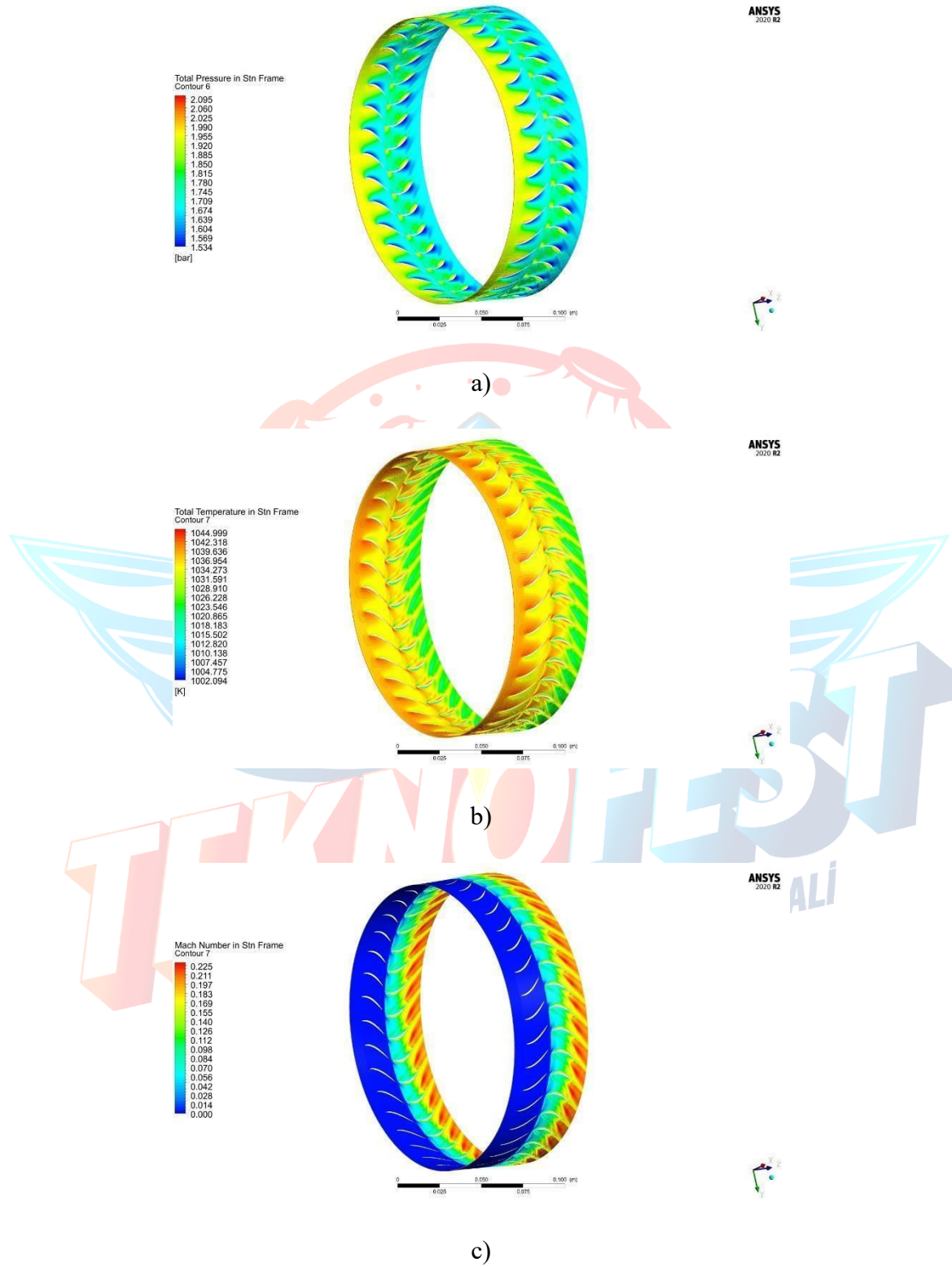


c)

Şekil 3.92 Türbin Stator ve Rotor Hub Kısımındaki a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık
c) Mach Number Sonuçları

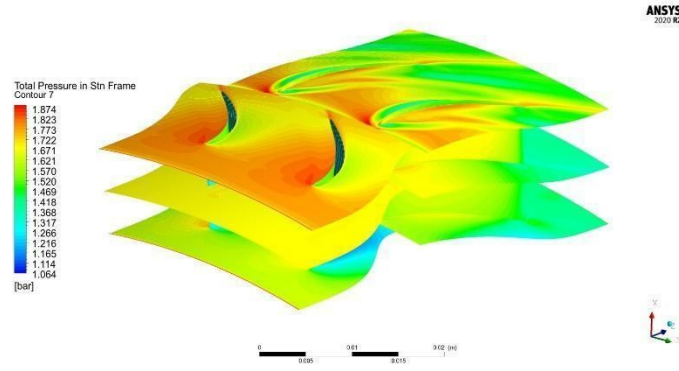


Şekil 3.93 Türbin Stator ve Rotor Orta Düzlemdeki a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık c) Mach Number Sonuçları



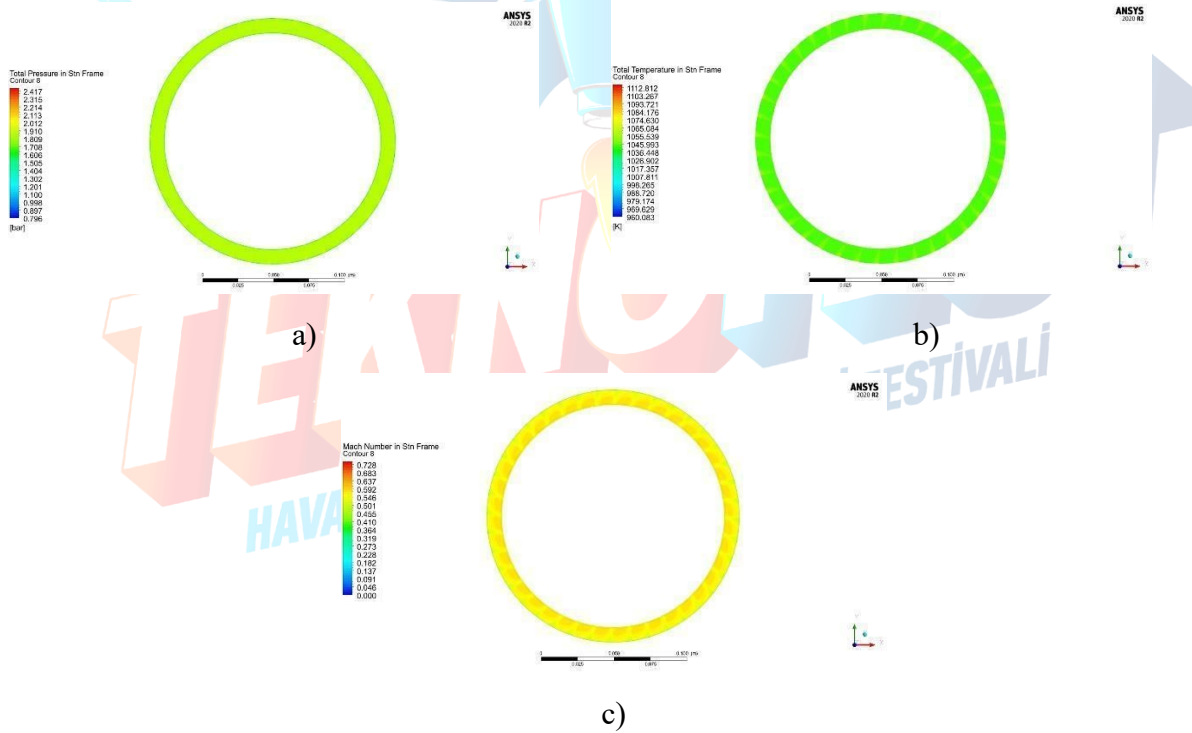
Şekil 3.94 Türbin Stator ve Rotor Shroud Kısımındaki a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık c) Mach Number Sonuçları

Türbin stator ve rotor hub, shroud ve orta düzlemdeki toplam basınç dağılımı Şekil 3.95’de gösterilmiştir.

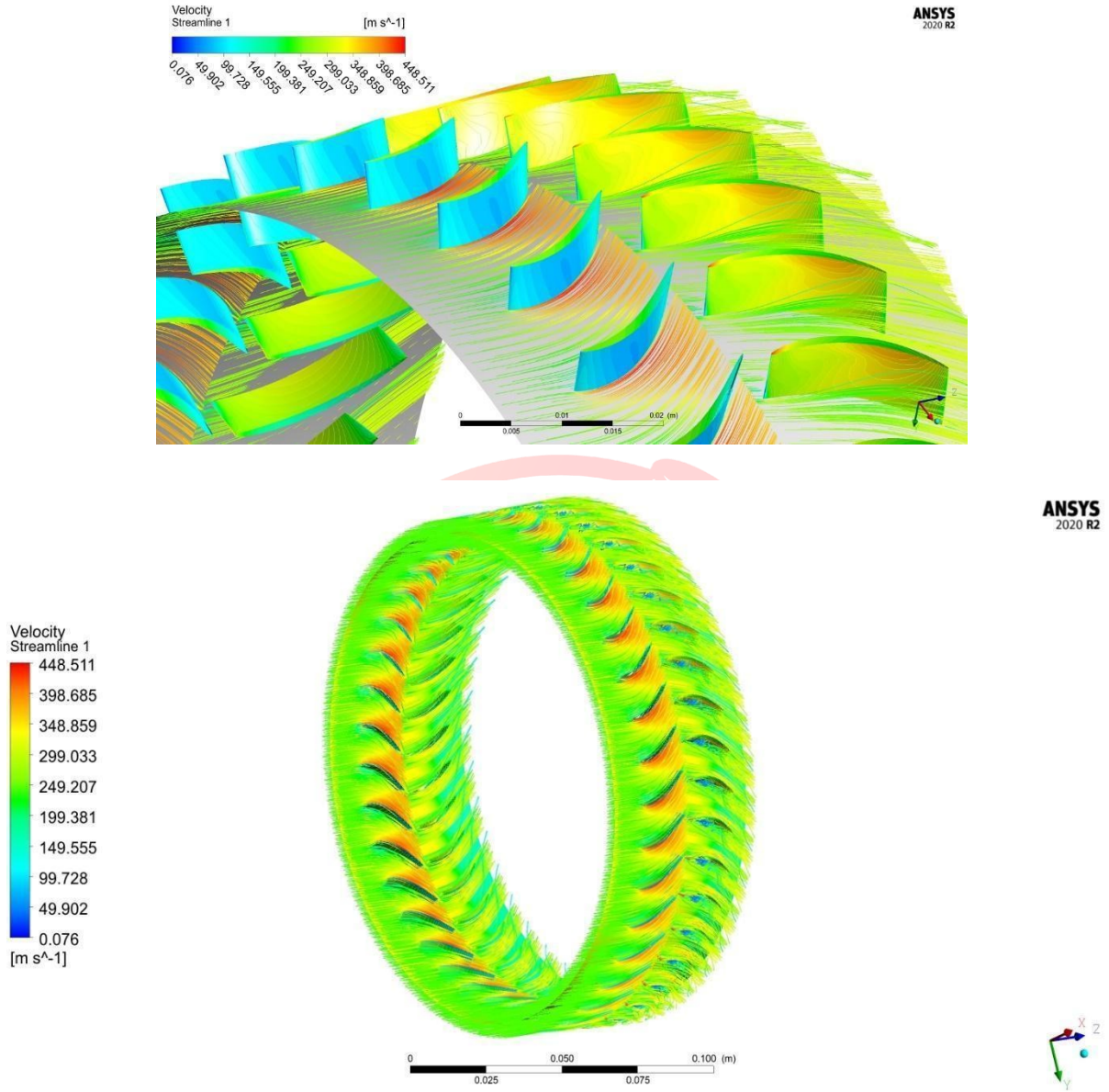


Şekil 3.95 Türbin Stator ve Rotor Hub, Orta Düzlem ve Shroud Kısımındaki Toplam Basınç Dağılımı

Stator ve rotorun birleşim yerindeki toplam basınç, toplam sıcaklık ve mach sayısı Şekil 3.96’de incelenmiştir.



Şekil 3.96 Türbin Stator ve Rotor Birleşim Yerindeki a) Toplam Basınç b) Toplam Sıcaklık c) Mach Number Sonuçları



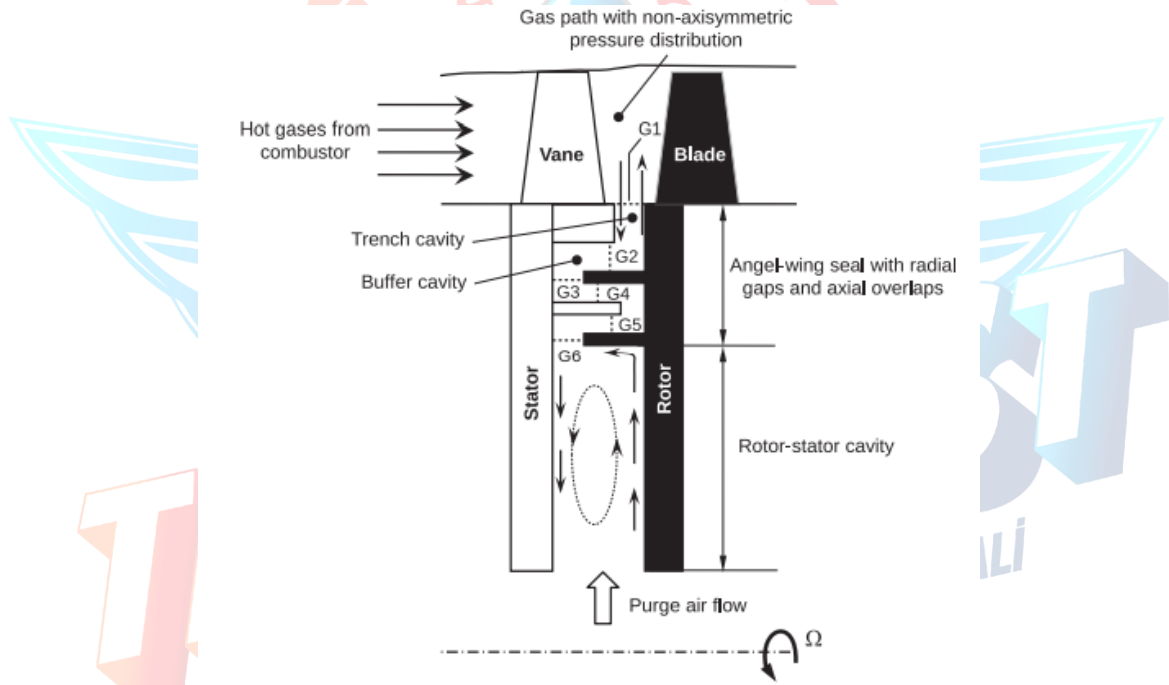
Şekil 3.97 Türbin Stator ve Rotor Kanatçıkları Üzerindeki Hava Akışının Gösterilmesi

HAD sonucunda Türbin kanatçıklarına gelen akışın vorteks oluşturmadan, düzgün bir şekilde kanatçıkları terk ettiği görülmüştür. Stator giriş, stator-rotor arası ve rotor çıkışındaki sıcaklık değerleri hesaplanmıştır. Hesaplanan bu değerler performans analizinde hesaplanan değerler ile uyumaktadır. Analiz sonucunda Türbin kanatçıklarında oluşan basınç ve sıcaklık dağılımı yapısal analizler de girdi olarak kullanılacaktır. Yapısal analiz sonucunda kanatçıklara etki eden havanın kanatçıklarda ne gibi deformasyon oluşturduğu, gerilme yığılmalarının ve maksimum gerilmenin nerelerde olduğu belirlenecektir. Son olarak nihai Türbin stator ve rotor kademelerinin tasarımı yapılacaktır. Yapılan üç (3) boyutlu akış yolu analizi sonucunda tasarlanan Türbin geometrisinin aerodinamik açıdan uygun olduğu anlaşılmıştır.

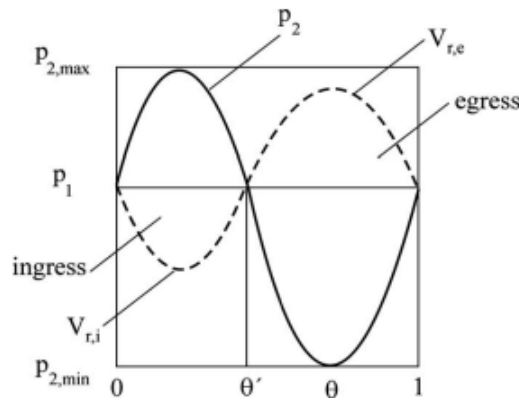
3.4 İkincil Akış ve Yağlama Analizleri

3.4.1 İkincil Akış Analizleri

Aft-Fan modülümüzde ana akıştaki sıcak gazın türbin stator ve rotor kanatçıkları arasındaki bölgelerden disk bölgesine geçişinin engellenmesi gerektiğinden bir sızdırmazlık tasarımının yapılması gerekmektedir. Sızdırmazlık tasarımının yapılacağı bölgelerde statik basınç varyasyonu oluşmaktadır. Sıcak gaz geçişinin nedeni ana akış yolundaki sıcak gazın basıncının cavity bölgelerindeki basınçtan yüksek olmasıdır. Bu bölümdeki çalışmaların ana hedefi, sıcak gaz geçişini engellemek veya kabul edilebilir düzeye indirmek için çekirdek motordan çekilmesi gerekli minimum purge flow hava debisini hesaplamaktır. Şekil 3.98 örnek bir seal tasarımı gösterilmiş ve sıcak gaz geçişi şematize edilmiştir. Şekil 3.99'da ise akış yolunda oluşan örnek bir basınç varyasyonu gösterilmiştir.



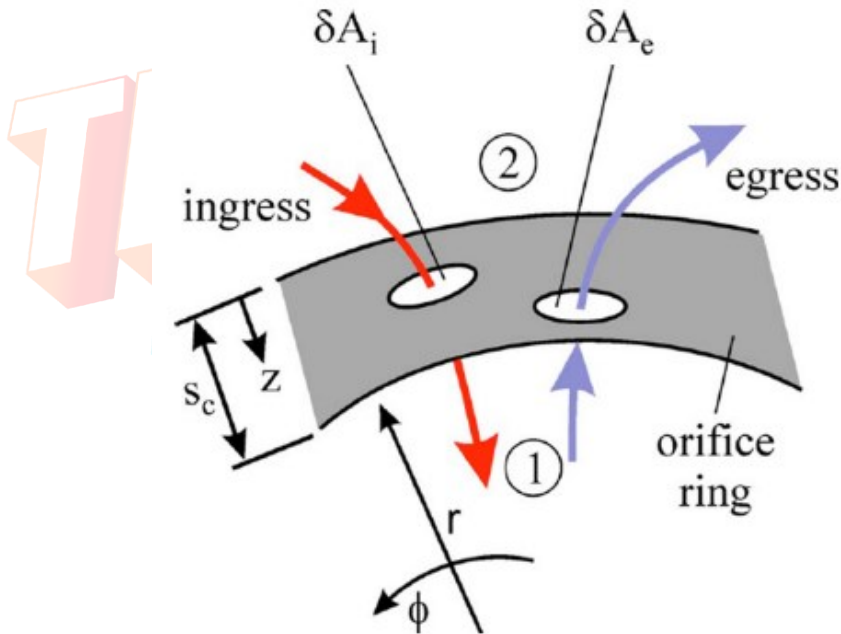
Şekil 3.98 Örnek Bir Seal Tasarımı ve Sıcak Gaz Geçiş



Şekil 3.99 Akış Yolundaki Örnek Basınç Varyasyonu

Türbin ingress yani sıcak gaz girişinin hesaplanma yöntemleri farklı yaklaşımlara dayanmaktadır. Modülümüzde hem rotasyondan kaynaklı diskin hava akışına uyguladığı basınç nedeniyle ısı gradyanı oluşmakta (Rotationally- Induced Ingress) hem de ana akış yolunda stator ve rotor kanatçıkları arasında basınç varyasyonu oluşmaktadır (Externally-Induced Ingress). Bu sebeple hesaplamalarımız Combined Ingress üzerinden gerçekleşecektir. Gaz türbinlerinin çoğunluğunda da hesaplamalar Combined Ingress yaklaşımı üzerinden gerçekleştirilmektedir. [21] Hesaplamalar boyutsuz parametreler kullanılarak gerçekleştirilmekte olup birçok parametre deneysel verilere dayanarak ele alınmaktadır. Bu hesaplamalar “Orifice” olarak adlandırılan yaklaşıma ait denklemler kullanılarak yapılmaktadır.

Orifice, bir elektrik şebekesindeki bir direnç gibi, gaz türbini iç akış sisteminin temel bir bileşenidir. Sabit kısma veya dönen bir parçaya ait olabilir, bu durumda dönen bir delik olarak adlandırılır. Tipik olarak, bir delik adyabatik bir akış elemanı olarak modellenir. Verilen giriş toplam basıncı ve sıcaklığı, çıkış statik basıncı ve referans akış alanı için, delik kütlesi akış hızı, esas olarak uzunluk-çap oranına, çıkış hızının delik girişindeki toplam hıza oranına, delikteki basınç oranına ve dönme hızına bağlı olan discharge coefficient veya loss coefficient değerlerine bağlıdır. Hem discharge coefficient hem de loss coefficient ampirik korelasyonlar kullanılarak belirlenmektedir. Şekil 3.100’de bir Orifice şeması gösterilmektedir. [15]



Şekil 3.100 Orifice Şeması

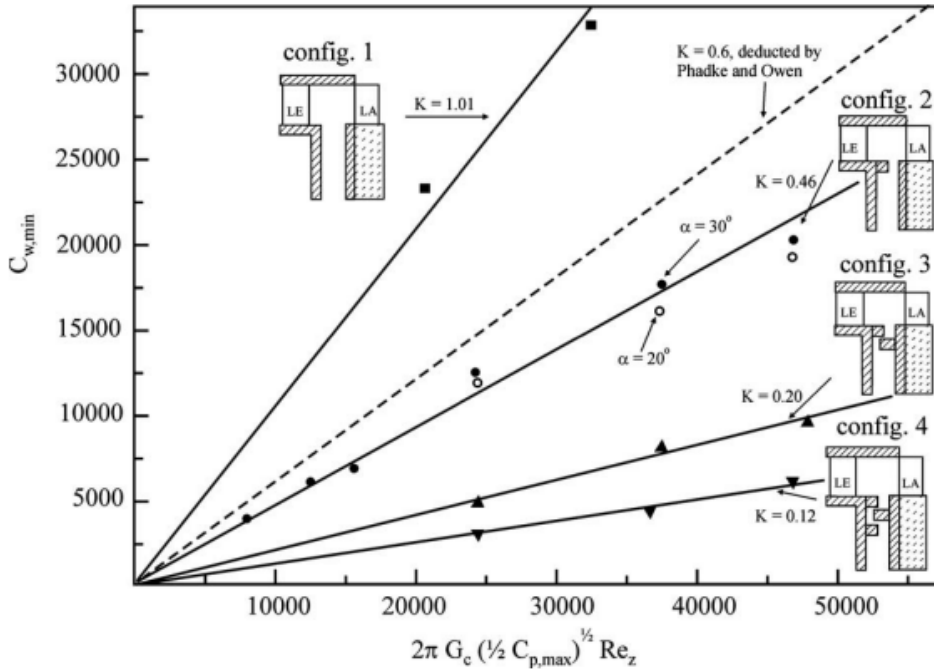
Phadke ve Owen [15-17], basit bir rotor-statorda girişi önlemek için gereken minimum sızdırmazlık boyutsuz hava debisi olan $C_{w,min}$ 'i şu şekilde belirlemiştir,

$$C_{w,min} = 2\pi K G_c P_{max}^{\frac{1}{2}} \quad (3.4.1)$$

$$P_{max} = \frac{1}{2} C_{p,max} Re_w^2 \quad (3.4.2)$$

$C_{p,max}$, dış halkadaki boyutsuz bir basınç farkıdır. K ampirik bir sabittir ve verilere dayalı olarak seçeceğimiz config çeşidine göre değişmektedir. P_{max} boyutsuz basınç parametresidir. G_c ise seal radyusu ve seal clearance oranıdır.[14]

Şekil 3.101'da config çeşitlerine göre K değerleri verilmiştir. Bizim kullandığımız disk seal yapısı daha efektif olduğundan config 4 olarak seçilmiştir. Mid Platform seal tasarımı için ise config 3 seçilmiştir. Geometrik kısıtlamadan dolayı mid platformda disk seal yapısına nazaran daha yüksek K değerine sahip config seçilmiştir.



Şekil 3.101 Seal çeşitlerine göre K ve $C_{w,min}$ varyasyonu

Seal yapımızın clearance değerleri geometrimizde belirlediğimiz değerlerdir. Bu noktada görmek istediğimiz ana akış yolundan geçen sıcak havanın seal yapılarından ne kadar debi ile geçeceği ve metal sıcaklıklarına bağlı olarak geçen debi miktarının purge flow ile engellenip engellenemeyeceği belirlenecektir. Denklemleri 3.4.1’i tekrar yazacak olursak,

$$C_{w,min} = 2\pi K G_c P_{max}^{\frac{1}{2}}$$

Burada G_c Denklem 3.4.3 ile P_{max} Denklem 3.4.4 ile hesaplanır.

$$G_c = \frac{S_c}{b} \quad (3.4.3)$$

$$P_{max} = \frac{1}{2} C_{p,max} Re_w^2 \quad (3.4.4)$$

Burada; S_c seal clearance, b seal radyusu, Re_w aksel reynold sayısıdır.

Eksel reynold sayısı Re_w Denklem 3.4.5 ile hesaplanır.

$$Re_w = \frac{\rho W b}{\mu} \quad (3.4.5)$$

Burada; W aksel hız, ρ yoğunluk, b seal radyusu ve μ ise dinamik viskozitedir.

Denklem 3.4.4 deki $C_{p,max}$ değeri Denklem 3.4.6 ile hesaplanır. [14]

$$C_{p,max} = \frac{\Delta P}{(1/2)\rho W^2} \quad (3.4.6)$$

Burada; W aksel hız, ρ yoğunluk ve ΔP ise basınç farkıdır.

Discharge coefficient seal tasarımımda bulmamız gereken bir başka değerdir. Bu değer akışın bir nozuldan ideal geçmesi gereken akışın gerçek akışa oranı olarak tanımlanabilir. Discharge Coefficient değerini hesaplamak için ise loss coefficient ve discharge coefficient ilişkisi kullanılacaktır. [16] C_d hesaplamaları için kullanılacak olan denklem setleri aşağıda verilmiştir.

$$K = \frac{P_{t1} - P_{t2}}{P_{t2} - P_{s2}} \quad (3.4.7)$$

Denklem 3.4.7 deki K değeri loss coefficient değeridir. K değeri toplam ve statik basınç değerleri ile ilişkilidir.

$$M_2 = \sqrt{\frac{2}{K-1} \left[\left(\frac{P_{t2}}{P_{s2}} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]} \quad (3.4.8)$$

K değerinin mach sayısı ile ilişkisi denklem 3.4.8 de verilmiştir.

$$\widehat{F}_{ft} = M_2 \sqrt{\frac{K}{\left(1 + \frac{K-1}{2} M_2^2 \right)^{\frac{K+1}{K-1}}}} \quad (3.4.9)$$

Denklem 3.4.9 boyutsuz toplam basınç ve debi fonksiyonudur.

$$M_2 = \sqrt{\frac{2}{K-1} \left[\left(\frac{P_{t1}}{P_{s2}} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]} \quad (3.4.10)$$

$$\widehat{F}_{ft} = M_2 \sqrt{\frac{K}{\left(1 + \frac{K-1}{2} M_2^2 \right)^{\frac{K+1}{K-1}}}} \quad (3.4.11)$$

Boyutsuz fonksiyonlar bulunduktan sonra C_d denklemi gerçek debi akışı ve ideal debi akışı oranı olduğundan Denklem 3.4.12 deki gibi yazılır.

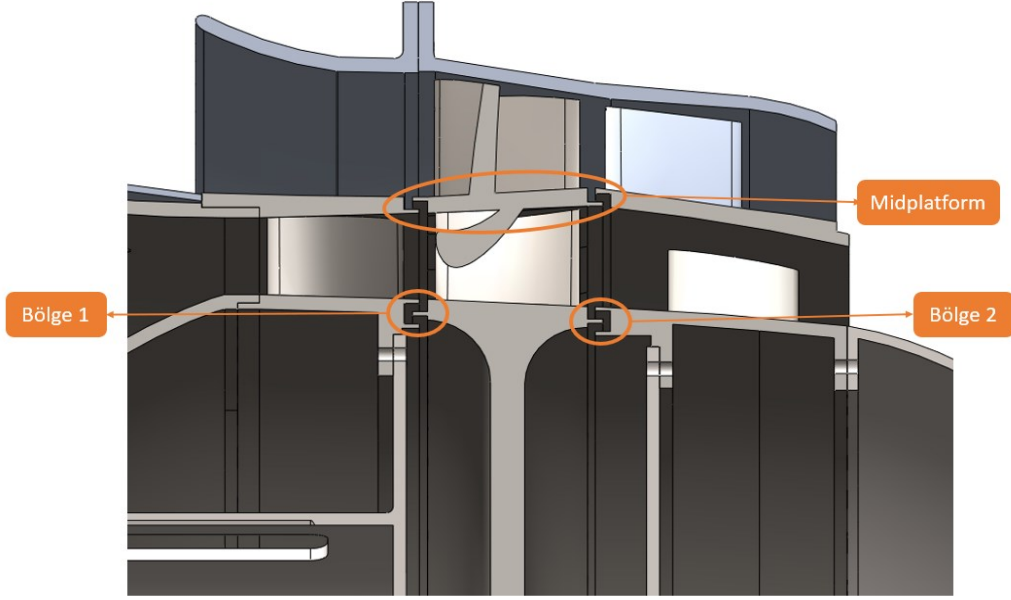
$$C_d = \left(\frac{\widehat{F}_{ft}}{\widehat{F}_{ft}} \right) \left(\frac{\frac{P_{t1}}{P_{s2}} + K}{\frac{P_{t1}}{P_{s2}} (K+1)} \right) \quad (3.4.12)$$

Yapılan hesaplarda disk cavity bölgesine giren havanın miktarı, purge flow ile engellenip engellenemeyeceği konusunda bize bilgi verecektir. Bu hesaplamalar sonucunda seal tasarımıımızdan geçen debi miktarı ve cavity bölgesinin geometrisi belli olduğundan cavity bölgesinde disk rotasyonundan kaynaklı pumping effect de göz önüne alınarak havanın bölgedeki davranışı analiz edilecektir. Disk yüzeylerinde oluşacak sıcaklık değerlerinin diskin ömür, dayanım, deformasyon gibi özelliklerinin istenen değer aralığında olup olmadığı kontrol edilecektir. J. Michael Owen' nın yaklaşımına göre herhangi bir soğuk hava ile engellenmeyen ingress havasının seal akış oranı Denklem 3.4.13 ve Denklem 3.4.14'de verilmiştir. [14]

$$\phi_{i,max} = \phi_{e,min} = \frac{1}{\sqrt{2}} \quad (3.4.13)$$

$$C_{w,i,max} \approx 0.35 C_{w,min} \quad (3.4.14)$$

Bu denklem setleri herhangi bir purge flow gönderilmemesi dahilinde bulunan $C_{w,min}$, yani sıcak hava girişini engellemek için gereken boyutsuz hava debisi parametresinin yüzde 35'inin sızdırmazlık tasarımıımızdan içeri girdiğini göstermektedir. Tasarlanan seal geometrisi Şekil 3.102 de verilmiştir.



Şekil 3.102 Seal Geometrisi

3.4.1.1 Bölge Bir Debi ve Cd Hesabı

Performans çevrimi analizi sonucunda aksenal hız 218 m/s ve dinamik viskozite ise 0,00004112 olarak bulunmuştur. Seal tasarımdan ise seal radyusu 0,076 m olarak alınmıştır. Daha sonra bu değerler Denklem 3.4.5 de yerine konularak aksenal reynold sayısı,

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

$$Re_w = 205588,3212$$

olarak bulunur.

Yapılan üç boyutlu akış yolu analizi sonucunda türbin stator ve rotoru arasındaki basınç farkı 6000 Pa olarak bulunmuştur. Havanın yoğunluğu ise $0,51 \text{ kg/m}^3$ olarak alınarak Denklem 3.4.6 da yerine konularak $C_{p,max}$ değeri,

$$C_{p,max} = \frac{\Delta P}{\left(\frac{1}{2}\right)\rho W^2}$$

$$C_{p,max} = 0,495105878$$

olarak bulunur.

Daha sonra bulunan bu değerler Denklem 3.4.2 de yerine konularak P_{max} değeri,

$$P_{max} = \frac{1}{2} C_{p,max} Re_w^2$$

$$P_{max} = 10463210613$$

olarak bulunur.

Seal tasarımı bölümünden seal clearance değeri 0,001 m ve seal radiusu 0,076 m olarak alınmıştır. Alınan bu değerler Denklem 3.4.3 de yerine konularak G_c değeri,

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

$$G_c = 0,013157895$$

olarak bulunur.

K değeri Şekil 3.101'den config. 4 için 0.12 olarak alınmıştır. Denklem 3.4.1 de K değeri yerine konularak $C_{w,min}$ değeri,

$$C_{w,min} = 2\pi K G_c P_{max}^{\frac{1}{2}}$$

$$C_{w,min} = 1014,798942$$

olarak bulunur.

Boyutsuz $C_{w,min}$ değerini boyutlu hale getirmek için $\frac{\dot{m}}{\mu b}$ ile çarptığımızda,

$$\dot{m} = 0,00317 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m} \times 0,35 = 0,001109 \text{ kg/s}$$

bulunur.

Performans çevrimi analizi sonucunda P_{t1} , P_{t2} ve P_{s2} değerleri sırasıyla 188000 Pa, 182000 Pa ve 145000 Pa olarak bulunmuştur.. Bulunan bu değerler Denklem 3.4.7 de yerine konularak loss coefficient değeri,

$$K = \frac{P_{t1} - P_{t2}}{P_{t2} - P_{s2}}$$

$$K = 0.16216216$$

olarak bulunur.

Denklem 3.4.10 kullanılarak ilk mach sayısı değeri,

$$M_2 = \sqrt{\frac{2}{K-1} \left[\left(\frac{P_{t2}}{P_{s2}} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]}$$

$$M_2 = 1,28427339$$

olarak bulunur.

Bulunan mach sayısı Denklem 3.4.11 de yerine konularak boyutsuz toplam basınç değeri,

$$\widehat{F}_{ft} = M_2 \sqrt{\frac{K}{\left(1 + \frac{K-1}{2} M_2^2 \right)^{\frac{K+1}{K-1}}}}$$

$$\widehat{F}_{ft} = 0,22905782$$

olarak bulunur.

Diğer mach sayısı denklem 3.4.10 kullanılarak,

$$\dot{M}_2 = \sqrt{\frac{2}{K-1} \left[\left(\frac{P_{t1}}{P_{s2}} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]}$$

$$\dot{M}_2 = 1.32785014$$

olarak bulunur.

$$\widehat{F}_{ft} = \dot{M}_2 \sqrt{\frac{K}{\left(1 + \frac{K-1}{2} \dot{M}_2^2 \right)^{\frac{K+1}{K-1}}}}$$

Buradan,

$$\widehat{F}_{ft} = 0.23682999$$

bulunur.

Boyutsuz fonksiyonlar bulunduktan sonra Denklem 3.4.12 de yerine konularak C_d değeri yani gerçek debi akışı ve ideal debi akışı oranı,

$$C_d = \left(\frac{\widehat{F}_{ft}}{\dot{\widehat{F}}_{ft}} \right) \left(\frac{\frac{P_{t1}}{P_{s2}} + K}{\frac{P_{t1}}{P_{s2}} (K + 1)} \right)$$

$$C_d = 0.57381321$$

olarak bulunur.

3.4.1.2 Bölge İki Debi ve Cd Hesabı

Performans çevrimi analizi sonucunda aksenal hız 252 m/s ve dinamik viskozite ise 0,000042 olarak bulunmuştur. Seal tasarımdan ise seal radyusu 0.076 m olarak alınmıştır. Daha sonra bu değerler Denklem 3.4.5 de yerine konularak aksenal reynold sayısı,

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

$$Re_w = 200640$$

olarak bulunur.

Yapılan üç boyutlu akış yolu analizi sonucunda türbin stator ve rotoru arasındaki basınç farkı 6900 Pa olarak bulunmuştur. Havanın yoğunluğu ise $0,44 \text{ kg/m}^3$ olarak alınarak Denklem 3.4.6 da yerine konularak $C_{p,max}$ değeri,

$$C_{p,max} = \frac{\Delta P}{(1/2)\rho W^2}$$

$$C_{p,max} = 0,493884422$$

bulunur.

Daha sonra bulunan bu değerler Denklem 3.4.2 de yerine konularak P_{max} değeri

$$P_{max} = \frac{1}{2} C_{p,max} Re_w^2$$

$$P_{max} = 9941006803$$

olarak bulunur.

Seal tasarımı bölümünden seal clearance değeri 0,001 m ve seal radyusu 0,076 m olarak alınmıştır. Alınan bu değerler Denklem 3.4.3 de yerine konularak G_c değeri,

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

$$G_c = 0,013157895$$

bulunur.

K değeri Şekil 3.101'den config. 4 için 0.12 olarak alınmıştır. Denklem 3.4.1 de K değeri yerine konularak $C_{w,min}$ değeri,

$$C_{w,min} = 2\pi K G_c P_{max}^{\frac{1}{2}}$$

$$C_{w,min} = 989,1512579 \text{ bulunur.}$$

Boyutsuz $C_{w,min}$ değerini boyutlu hale getirmek için $\frac{\dot{m}}{\mu b}$ ile çarptığımızda,

$$\dot{m} = 0,003157 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m} \times 0,35 = 0,001105 \text{ kg/s}$$

olarak bulunur.

Performans çevrimi analizi sonucunda P_{t1} , P_{t2} ve P_{s2} değerleri sırasıyla 146900 Pa, 140000 Pa ve 132000 Pa olarak bulunmuştur.. Bulunan bu değerler Denklem 3.4.7 de yerine konularak loss coefficient değeri,

$$K = \frac{P_{t1} - P_{t2}}{P_{t2} - P_{s2}}$$

$$K = 0,8625$$

bulunur.

Denklem 3.4.10 kullanılarak ilk mach sayısı değeri,

$$M_2 = \sqrt{\frac{2}{K-1} \left[\left(\frac{P_{t2}}{P_{s2}} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]}$$

$$M_2 = 0,36851567$$

olarak bulunur.

Bulunan mach sayısı Denklem 3.4.11 de yerine konularak boyutsuz toplam basınç değeri,

$$\widehat{F}_{ft} = M_2 \sqrt{\frac{K}{\left(1 + \frac{K-1}{2} M_2^2\right)^{\frac{K+1}{K-1}}}}$$

$$\widehat{F}_{ft} = 0,32117704$$

olarak bulunur.

Diğer mach sayısı denklem 3.4.10 kullanılarak,

$$\dot{M}_2 = \sqrt{\frac{2}{K-1} \left[\left(\frac{P_{t1}}{P_{s2}} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]}$$
$$\dot{M}_2 = 0,49588117$$

bulunur.

$$\widehat{F}_{ft} = \dot{M}_2 \sqrt{\frac{K}{\left(1 + \frac{K-1}{2} M_2^2 \right)^{\frac{K+1}{K-1}}}}$$

Buradan,

$$\widehat{F}_{ft} = 0,4321847$$

bulunur.

Boyutsuz fonksiyonlar bulunduktan sonra Denklem 3.4.12 de yerine konularak C_d değeri yani gerçek debi akışı ve ideal debi akışı oranı,

$$C_d = \left(\frac{\widehat{F}_{ft}}{\dot{M}_2} \right) \left(\frac{\frac{P_{t1}}{P_{s2}} + K}{\frac{P_{t1}}{P_{s2}} (K+1)} \right)$$
$$C_d = 0,4933856$$

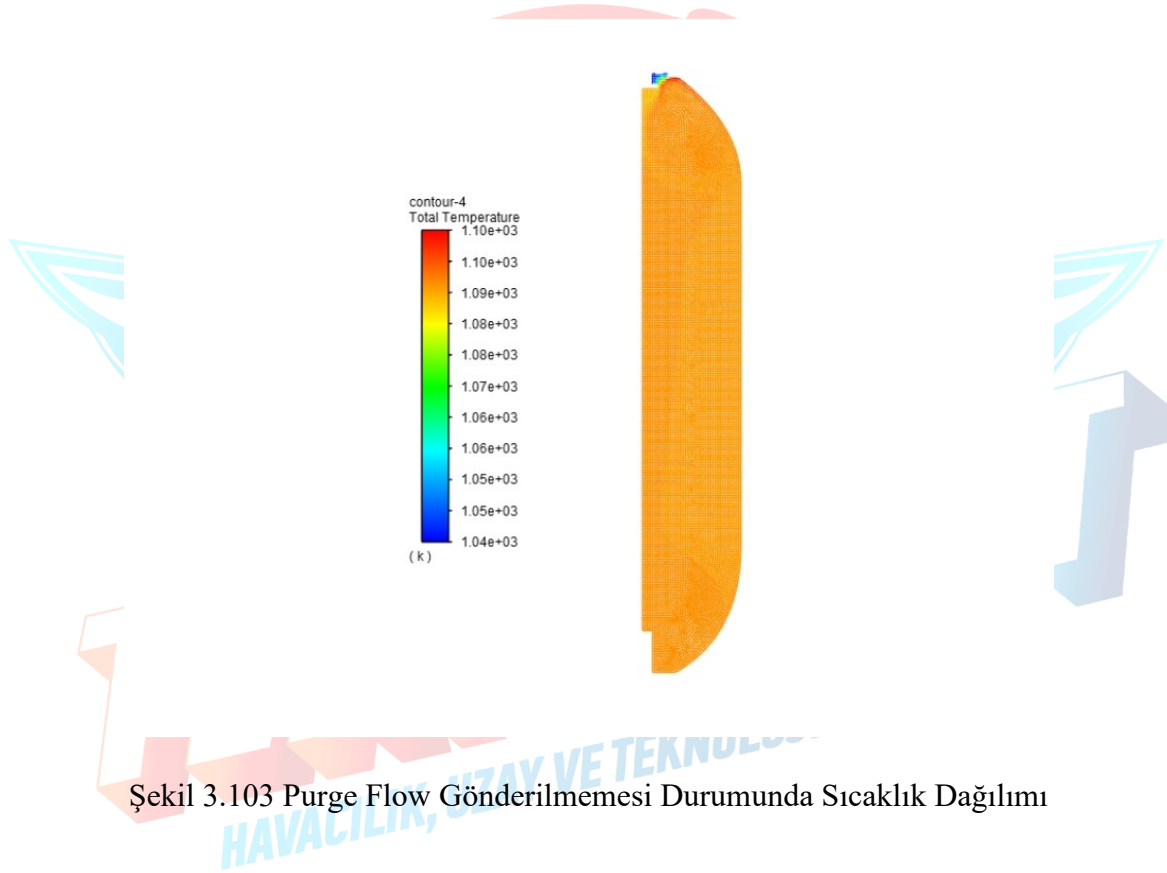
olarak bulunur.

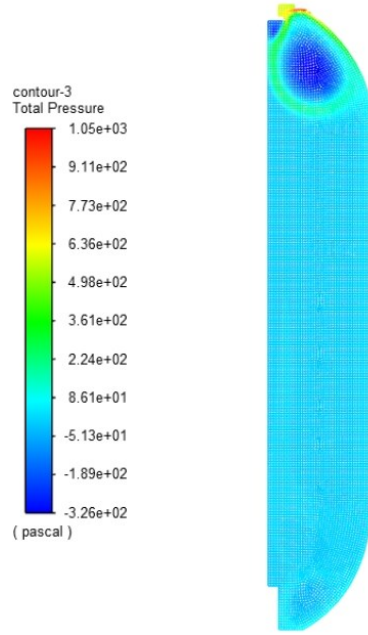
İki bölgede de bulunan debi ve C_d değerleri Tablo 3.47'de verilmiştir.

Tablo 3.47 Debi ve C_d değerleri

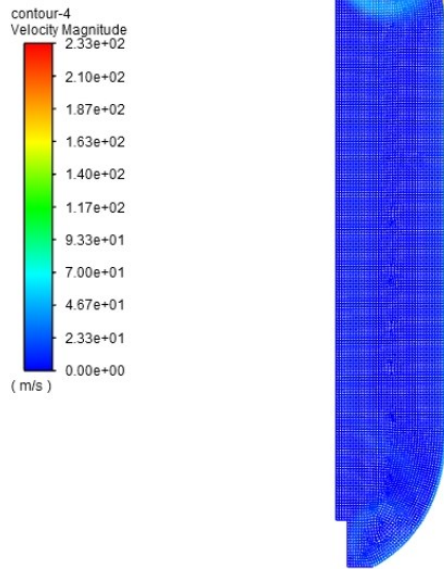
Sızdırmazlık Tasarımı	Bölge 1	Bölge 2
Debi (kg/s)	0,001109	0,001105
C_d	0.57381321	0,4933856

Görüldüğü üzere seal yapılarından geçen hava debisel olarak ana akış yolundaki havanın çok küçük bir kısmı olduğundan ilk olarak purge flow gönderilmemesi kararlaştırılmıştır. Purge flow gönderilmediği durumlar için disk cavity bölgesinin iki boyutlu geometrisi çıkarılmış ve sızdırmazlık tasarımından giren hava bu bölgeye tanımlanarak disk yüzeyinde hava akış analizi yapılmıştır. Fakat disk cavity bölgesine yapılan iki boyutlu akış analizleri sonucunda diskin maruz kalacağı sıcaklıklar altında istenilen değer aralıklarında çalışamayacağı görülmüş. Yapılan analizler sonucunda purge flow gönderilmesine karar verilmiştir. Şekil 3.103 , 3.104 ve 3.105’de purge flow gönderilmemesi durumundaki disk cavity bölgesinin iki boyutlu analizleri sonucunda elde edilen sıcaklık, toplam basınç ve hız değerleri gösterilmiştir.





Şekil 3.104 Purge Flow Gönderilmemesi Durumunda Basınç Dağılımı

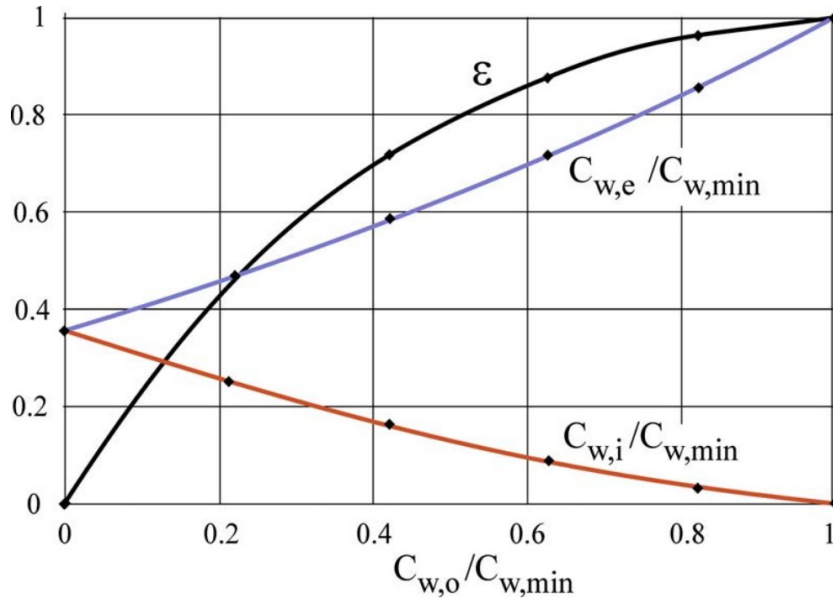


Şekil 3.105 Purge Flow Gönderilmemesi Durumunda Hız Dağılımı

Görüldüğü üzere purge flow gönderilmediği takdirde boşluktaki geçen akışın türbin diski üzerinde yüksek sıcaklık dağılımlarına neden olmaktadır.

Purge flow çekirdek motordaki kompresör kademesinden çekilecektir. Aft-fan modülümüzde IGV olmadığından akışın casing kısmından cavity bölgesine getirilmesi mümkün

görünmemektedir. Akışın motorun iç parçalarından boru ile getirilerek cavity bölgesine iletimine karar verilmiştir. Kompresördeki basınç oranının eğitimde 4,5 olduğu söylenmiş ve politropik verim 0,9 olarak alınabileceği söylenmiştir. Bu giriş koşulları ile akışın boru içindeki hareketi boyunca basınç düşümü hesaplanacaktır. Kompresörden gelen havanın debisi owen yaklaşımları ile tekrardan belirlenecek ve akışın gönderileceği keçeden iletilecek olan akış yüzdesi belirlenecektir. Bu akış yüzdesi Şekil 3.106'deki grafikten tekrar okunarak giren sıcak gaz debisi hesaplanacaktır. Bu hesaplar sonucunda yapılacak olan iki boyutlu cavity analizleri gösterilecektir.



Şekil 3.106 $C_{w,e}$, $C_{w,i}$ ve ϵ 'nin $C_{w,0}$ ile değişimi

Türbin seal tasarımımızda cavity bölgesine geçen havanın basınç değeri 1,82 bar olduğu hesaplanmıştır. Bu bölgeye kompresörden çekilecek olan purge flow havasının cavity bölgesine geçen havanın basınç değeri ile aynı olması amaçlanmaktadır. Çünkü hava yüksek basınçtan düşük basınca hareket etme eğilimindedir. Bu basınçların eşitliği havanın hareket anlamında dengelenmesine neden olur.

Kompresörden çekilen havanın iletim borusuna girişindeki termodinamik değerleri hesaplanmalıdır. İletim borusuna girecek havanın basınç değeri 1,82 bardır. Kompresörden çekilen havanın iletim borusuna giriş değerlerinin hesaplanması için öncelikle basınç oranını ve verimini bildiğimiz kompresörden geçecek atmosfer havasının basınç ve sıcaklık değişimleri hesaplanmalıdır. Bu hesaplama kullanılan denklem setleri aşağıda verilmiştir,

$$T_2 = T_1 * \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3.4.15)$$

$$\text{Sıkıştırma için } \frac{n-1}{n} = \frac{1}{n_{\infty f}} * \left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right) \quad (3.4.16)$$

$$\rho = \frac{P_2 * 100}{T_2 * R} \quad (3.4.17)$$

Denklemlerde kullanılan T_1 kompresör girişi hava sıcaklığı, T_2 iletim borusu giriş sıcaklığı, P_1 kompresör giriş basıncı ve P_2 iletim borusu giriş basıncıdır. Denklemler kullanılarak iletim borusuna girişteki sıcaklık değeri 348 K, basıncı 1,82 bar bulunmuştur. İletim borusundan çekilecek debi $C_{w,min}$ değeri ile birlikte hesaplanmıştır. Bu değer boyutsuz değerdir, boyutlu hali daha önce yapılan hesaplamalardan 0,00317 kg/s bulunmuştur. İletim borusu boyunca cavity bölgesine kadar hareket eden hava basınç düşümüne uğrar. Bu basınç düşümü denklem 3.4.18 ile hesaplanır.

$$\Delta P_{loss} = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} \quad (3.4.18)$$

Burada;

f: sürtünme faktörü,

L: boru uzunluğu,

D: boru çapı,

ρ : yoğunluk,

V: akışkan hızıdır.

Sürtünme faktörü f laminar akış için Denklem 3.4.19 ile, türbülanslı akış için Denklem 3.4.20 ile hesaplanmaktadır.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.4.19)$$

$$f = \left\{ -2 \log_{10} \left[\frac{\left(\frac{\varepsilon}{D} \right)}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right] \right\}^{-2} \quad (3.4.20)$$

Burada;

ε : Boru pürüzlülüğü,

Re: Reynold sayıdır.

Basınç düşümünü hesaplariken kullanılan parametreler Tablo 3.48’de verilmiştir.

Tablo 3.48 Basınç Düşümü Parametreleri

Debi (m^3/s)	Yoğunluk (kg/m^3)	Boru Uzunluğu (m)	Boru Pürüzlülüğü (ks)	Dinamik Viskozite ($kg/m*s$)
0,00000317	1,819736566	0,3	0,0005	0,00002065

Bu parametrelere göre basınç düşümü farklı boru çaplarına göre hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler Tablo 3.49’da verilmiştir. Tablo 3.49’daki hesaplama göre 3 mm çapındaki boru seçildiğinde basınç düşümünün 0,0033 bar gibi çok düşük bir değer olduğu görülmüştür. Bu yüzden 3 mm çapındaki boru seçilmiştir. 0,0033 bar çok düşük bir basınç kaybı olduğu için bundan sonraki hesaplamalarda ihmal edilmiştir.

Tablo 3.49 Hesaplanan Basınç Düşümü Değerleri

Parametre	Çaplar				
ID(m)	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005
Hız (m/s)	4,0362	1,0090	0,4485	0,2523	0,1614
Re	355,6787	177,8393	118,5596	88,9197	71,1357
f	5,5575	2,7787	1,8525	1,3894	1,1115
Basınç Kaybı (bar)	2,4235	0,0379	0,0033	0,0006	0,0002

Kullanılan seal effectiveness değeri 0.6 ve bu değere bağlı olarak Şekil 3.106’dan okunan değerler aşağıdadır.

$$\frac{C_{wo}}{C_{w,min}} = 0,35$$

$$\frac{C_{wi}}{C_{w,min}} = 0,20$$

$$\frac{C_{we}}{C_{w,min}} = 0,45$$

Bölge bir için bulunan $C_{w,min}$ değeri $0,00317 \text{ kg/s}$ 'dir. Bu durumda bölge bir için,

$$C_{wo} = 0,001109 \text{ kg/s}$$

$$C_{wi} = 0,000634 \text{ kg/s}$$

$$C_{we} = 0,0014265 \text{ kg/s}$$

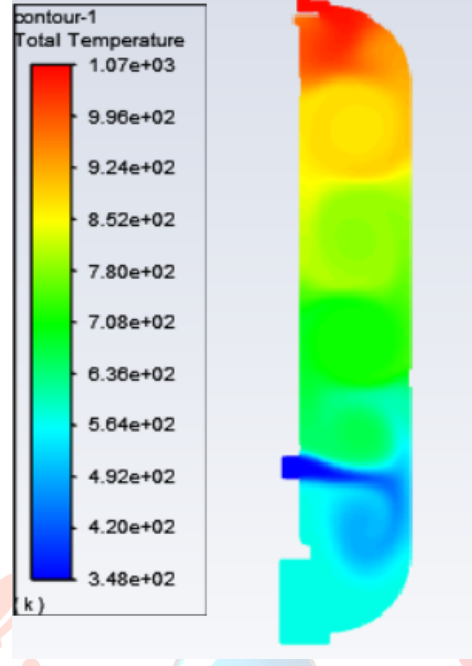
Bölge iki için bulunan $C_{w,min}$ değeri $0,003385 \text{ kg/s}$ 'dir. Bu durumda bölge iki için,

$$C_{wo} = 0,001185 \text{ kg/s}$$

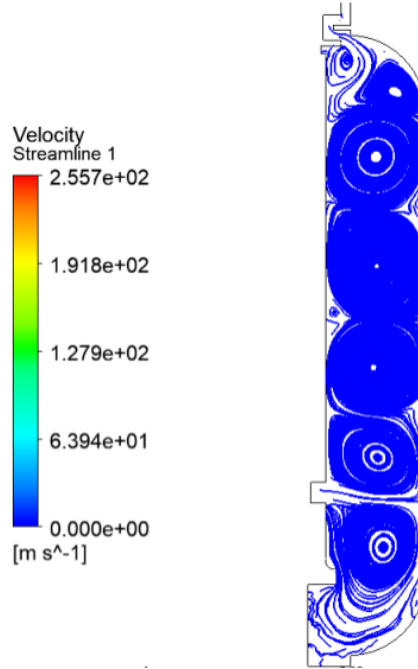
$$C_{wi} = 0,000677 \text{ kg/s}$$

$$C_{we} = 0,00152325 \text{ kg/s}$$

Gönderilen purge flow havası cavity bölümü boyunca akışın sıcaklığını ve hareket yönünü etkilemektedir. Bu etkiler türbin diski yüzeylerinde termal gradyanlar oluşturmaktadır. Bu gradyanların görülmesi ve diske etkilerinin hesaplanması amacıyla öncelikle cavity akış analizleri ile havanın sıcaklık değişimleri görülecek ardından bu termal data ANSYS içerisinde bulunan "Steady State" modülüne aktararak analiz edilecektir. Böylece disk metal sıcaklıkları bulunacaktır. Şekil 3.107 ve Şekil 3.108 'de purge flow gönderildiği takdirde cavity içerisindeki hava sıcaklık ve hız dağılımı gösterilmiştir.



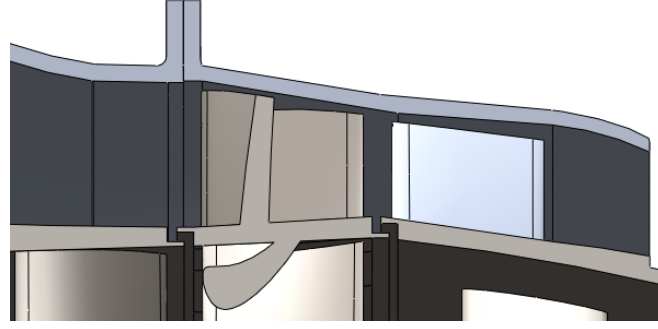
Şekil 3.107 Cavity Hava Sıcaklıkları



Şekil 3.108 Cavity Akış Streamline Gösterimi

3.4.1.3 Midplatform Debi ve Cd Hesabı

Mid-platform seal tasarımının amacı üst soğuk akış yolu ile sıcak ana akış yolu arasındaki gaz akışını minimuma indirmektir. Şekil 3.109’da tasarımını yapılan seal dizaynı gösterilmiştir.



Şekil 3.109 Orta Platform Seal Tasarımı

Geometrik kısıtlamalar göz önüne alınarak seal clearance 1 mm ve seal config. 3 seçilmiştir. Seal clearance seçimi termal genleşmeler göz önüne alınarak seçilmiştir. Önceki bölümlerde debi ve Cd katsayısının hesaplanabilmesi için gerekli olan formüller anlatılmıştır. Bu bölümde hesaplamalar için gerekli parametreler verilip sonuç verilmiştir.

Eksenel hız 218 m/s , seal clearance 1 mm , dinamik viskozite $4 \times 10^{-5} \mu, \frac{kg}{m-s}$, P_{t1} , P_{t2} ve P_{s2} değerleri sırasıyla 140000Pa , 130000Pa ve 126000Pa'dır.

$$K = 0,8625$$

$$M_2 = 0,36851567$$

$$\widehat{F}_{ft} = 0,32117704$$

$$M_2 = 0,49588117$$

$$\widehat{F}_{ft} = 0,4321847$$

Boyutsuz fonksiyonlar bulunduktan sonra Cd denklemi gerçek debi akışı ve ideal debi akışı oranı,

$$C_d = 0,4933856$$

bulunur.

Değerler fan ve türbin akış yolları arasındaki hava geçiş debisini göstermektedir. Hesaplanan değerler ve ana akış debisi yüzdeleri Tablo 3.50'de gösterilmiştir.

Tablo 3.50 Hesaplanan Midplatform Debi ve Cd Değerleri

Seal	Debi (kg/s)	Cd	Ana akış yolu yüzdesi (%)
Mid-platform Seal	0,006477	0,4933	%0,938757

3.4.1.4 Aero Yük Hesaplamaları

Türbin kanatçıklarına etki eden yükler; momentumdan kaynaklı yükler, platform yükleri ve eksenel yükler olarak sıralanabilir. Aero yük olarak tanımlanan bu yüklerin toplamı Denklem 3.4.21’de verilmiştir.

$$F_{aero} = (F_{axial} + F_{platform} + F_{mom}) \quad (3.4.21)$$

Kanatçığın girişinde ve çıkışında oluşan yük farkına kanatçık eksenel yükü denilmektedir. Kanatçık eksenel yükü Denklem 3.4.22 ile hesaplanmaktadır.

$$F_{axial} = (P_{s1} \cdot A_i \cdot (1)) + (P_{s2} \cdot A_0 \cdot (-1)) \quad (3.4.22)$$

Kanatçık alanları halkasal kabul edilerek hesaplanmaktadır. Kanatçık alanları Denklem 3.4.23 ve 3.4.24 ile hesaplanmaktadır.

$$A_i = (R_{2i}^2 - R_{1i}^2) * \pi \quad (3.4.23)$$

$$A_0 = (R_{20}^2 - R_{10}^2) * \pi \quad (3.4.24)$$

Platform yükleri platformun eğime sahip olduğu durumlarda geçerlidir. Basınç değerleri olarak giriş ve çıkış basınçlarının ortalaması alınmaktadır. Denklem 3.4.25 de platform yük denklemi verilmiştir.

$$F_{platform,h} = (P_{s1} + P_{s2})/2 \cdot A_h \cdot (-1) \quad (3.4.25)$$

$$A_h = (R_{1i}^2 - R_{10}^2) * \pi \quad (3.4.26)$$

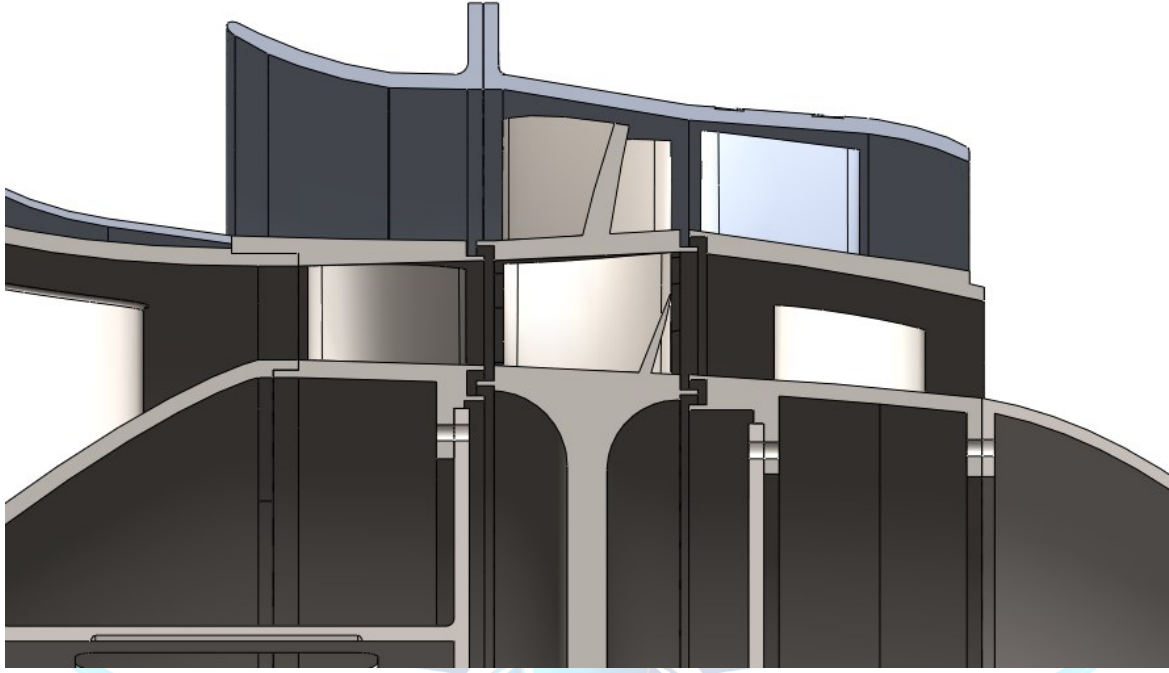
Momentumdan kaynaklanan yükler yüksek hızlarda artmaktadır. Bu yükler debi ve hız değerlerinin bir fonksiyonudur. Denklem 3.4.27 ile aşağıda momentumdan kaynaklanan yük denklemi verilmiştir.

$$F_{mom} = (W_{41} \cdot V_i \cdot (1)) + (W_{41} \cdot V_i \cdot (-1)) \quad (3.4.27)$$

$$V_i = \frac{W_{41}}{\rho_i A_i} \quad (3.4.28)$$

$$V_0 = \frac{W_{41}}{\rho_0 A_0} \quad (3.4.29)$$

Tasarlanan türbin ve fan kanatçığı kesit geometrisi Şekil 3.110’da verilmiştir.



Şekil 3.110 Türbin ve Fan Kanatçığı Kesit Geometrisi

Türbin ve fan kanatçığı ölçüleri ve kanatçık giriş-çıkışlarında oluşan basınç değerleri yukarıdaki denklemlerde yerine konularak yükler hesaplanmıştır.

Tablo 3.51 Türbin Kanatçığının Maruz kaldığı Yükler

		Inlet	Outlet	Net
Eksenel	Ps1[Pa]	145239,00	118535,00	
	R1[mm]	0,076	0,075	
	R2[mm]	0,087	0,087	
	Alan [m2]	0,00531	0,006	
	Fx[N]	771,59	-733,11	38,48
Hub	Ps_Hub[Pa]	142300,00	110000,00	
	R1[mm]	0,076	0,075	
	Alan[m2]	0,000381		
	Fplatform[N]	-48,001		-48,00
Momentum	w[kg/s]	0,69		
	rho[kg/m3]	0,510	0,440	
	V[m/s]	381,000	252,000	
	Fm[N]	262,890	-173,880	89,01
			Ftürbintotal[N]	79,49

Tablo 3.52’de ise fan kanatçığının geometrik değerleri kullanılarak hesaplanan yükler verilmiştir.

Tablo 3.52 Fan Kanatçığının Maruz kaldığı Yükler

		Inlet	Outlet	Net
Eksenel	Ps1[Pa]	80387,00	110962,00	
	R1[mm]	0,089	0,091	
	R2[mm]	0,104	0,101	
	Alan [m2]	0,00904	0,006	
	Fx[N]	726,70	-710,16	16,54
Hub	Ps_Hub[Pa]	90000,00	80000,00	
	R1[mm]	0,089	0,091	
	Alan[m2]	-0,001131		
	Fplatform[N]	96,133		96,13
Momentum	w[kg/s]	1,75		
	rho[kg/m3]	1,034	1,281	
	V[m/s]	187,454	213,725	
	Fm[N]	328,457	-374,488	-46,03
		Ffantotal[N]		66,64

Hesaplanan fan,türbin ve disk aero yük değerleri Tablo 53’de verilmiştir. Bu değerler yapılan analizlerdeki değerler ile karşılaştırılarak ömür ve stress hesabında kullanılacaktır.

Tablo 3.53 Hesaplanan Yük Değerleri

F fan [N]	79,49
F turb [N]	66,64
F disk [N]	1292
F total [N]	1438,132

3.4.2 Yağlama Konseptinin Detayları

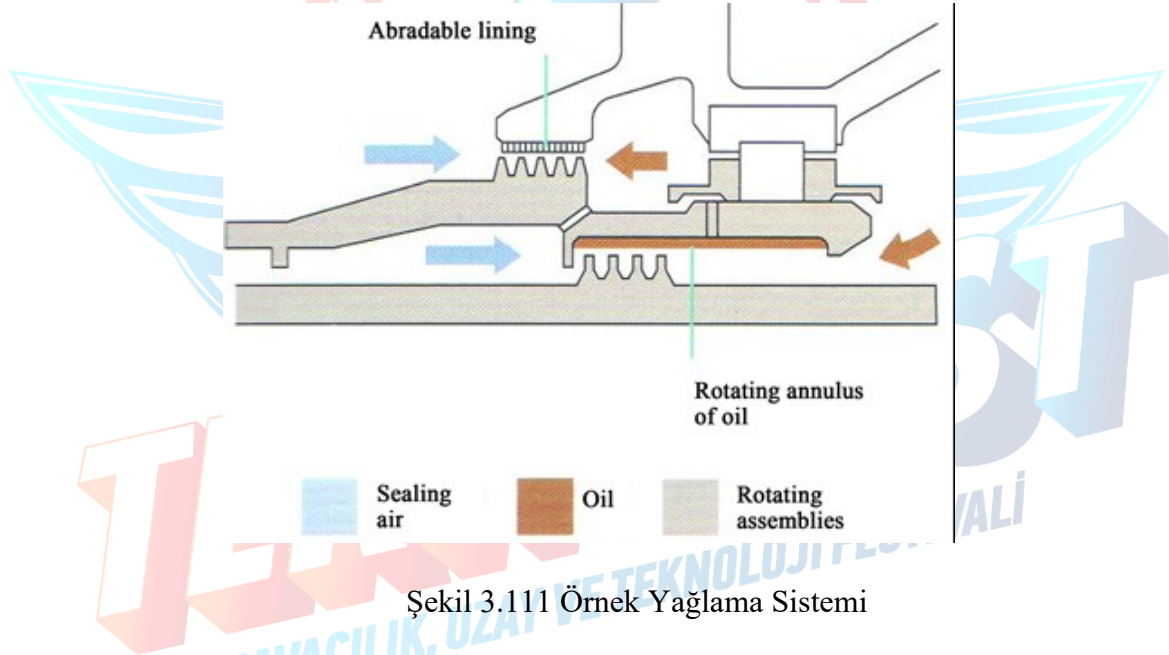
Rulmanın yüksek devirde dönmesinden dolayı oluşan yüksek sıcaklığın mil kısmına yakın bir bölgede ısı emici vb. konveksiyon yöntemleri ile uzaklaştırılmayacağından yağlama sistemine ihtiyaç duyulmaktadır. Yağlama sistemleri açık sistem ve kapalı sistem olarak ikiye ayrılır. Kapalı sistem turbofan, turboshaft, turboprop ve turbojet sistemlerde kullanılır. Açık sistemler ise modüler jet motorlarında kullanılır. Kullanılacak olan aft-fan modülü turbo-fan sistemine benzer olacağından açık yağlama sistemi seçilecektir.

Yağlama sisteminde yağlayıcı eleman olarak mineralli yağ ve sentetik jet motoru yağı vb. yağlar kullanılmaktadır. Ancak yarışma şartları gereği yağlama yağı olarak jet motorunda

kullanılacak olan yakıt kullanılacaktır. Literatür araştırması sonucunda yakıtın kullanılma nedenin yağlama sisteminde ayrıca yağ tankı ve yağ filtreleme vb. elemanları bulundurmamak olduğu görülmüştür.

Tanktaki yakıtı çeken pompa, yakıtın küçük bir kısmını aft fan modülündeki ön ve arka rulmana gönderecektir. Rulmanların yağlanması bir takım yakıt enjektörü tarafından rulman doğrultusunda püskürtülerek sağlanacaktır. Böylelikle yakıtın istenen hedeften sapma ihtimali azaltılacaktır.

Yakıtın mil ve rulman arasından sızmasını, bunun sonucunda doğabilecek yakıt kaybını düşürmek için milin dönüşünden elde edilen merkezkaç kuvveti ve bir takım sızdırmazlık elemanının yeterli olacağı öngörülmüştür. Örnek bir sızdırmazlık sistemi Şekil 3.111'de verilmiştir.



Şekil 3.111 Örnek Yağlama Sistemi

Motorda kullanılacak olan yağlama sisteminin amacı;

- Rulmanların arasındaki stator diski, mil ve enjektörler arasında operasyon sırasında meydana gelecek sürtünme kuvvetlerinin düşmesidir. Kuvvet ve gerilmelerin düşmesi sonucunda da motor verimliliği artacaktır.
- Rulmanlarda sürtünmeden ve çalışan türbinin sıcak ortamda çalışmasından dolayı sıcaklık yükselmesi kaçınılmazdır. Sıcaklığın optimum seviyede tutulması için yağlama ve soğutma sistemi görevi görür. Sıcaklığın kontrol edilmesi sağlanır. Ayrıca rulmanların yanı sıra mil duvarlarının ve sızdırmazlık elemanlarının da soğutulması gerekmektedir.

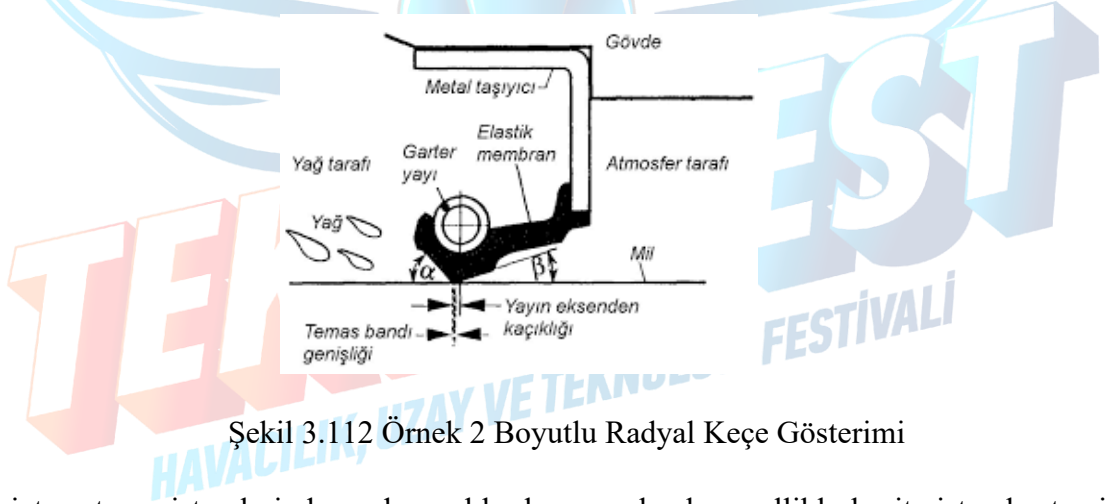
- Sürtünmeden meydana gelecek metal toz çökteltilerin motordan uzaklaştırılmasında görev alır.
- Korozyonun azaltılmasını sağlar.

Yağlama sisteminde bulunacak olan ekipmanlar;

- Son şans filtresi
- Sızdırmazlık elemanları
- Sıcaklığın ve yakıtın kaynama noktası hesaba katılarak tasarlanmış olan boru sistemi

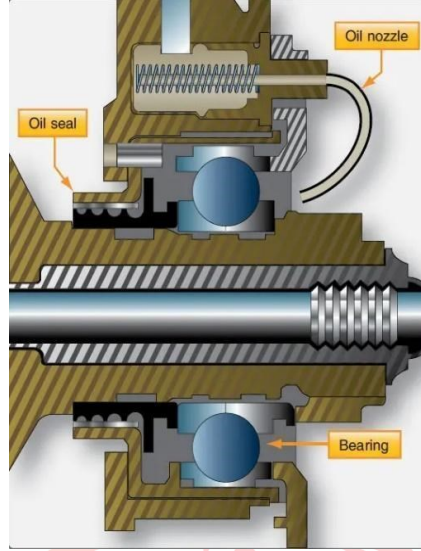
Jet motorlarında yağlama sistemine sızdırmazlık elemanı olarak seçilen malzemenin ısıya, yüksek gerilmelere ve korozyona dayanıklı olmalıdır.

Yapılan araştırmalar sonucunda sızdırmazlık elemanı olarak Şekil 3.112'deki gibi radyal keçe göz önünde bulundurulmuştur. Ancak bu tür keçeler 0,5 bar gibi düşük basınçlarda çalışabilmektedir. Bu yüzden de keçe dudağının eğilip mil üzerine yatma riski oluşmaktadır. Bu duruma ek olarak termal hesaplamalarda bulunan yüksek sıcaklıklara dayanamayacağı öngörülmüştür.



Şekil 3.112 Örnek 2 Boyutlu Radyal Keçe Gösterimi

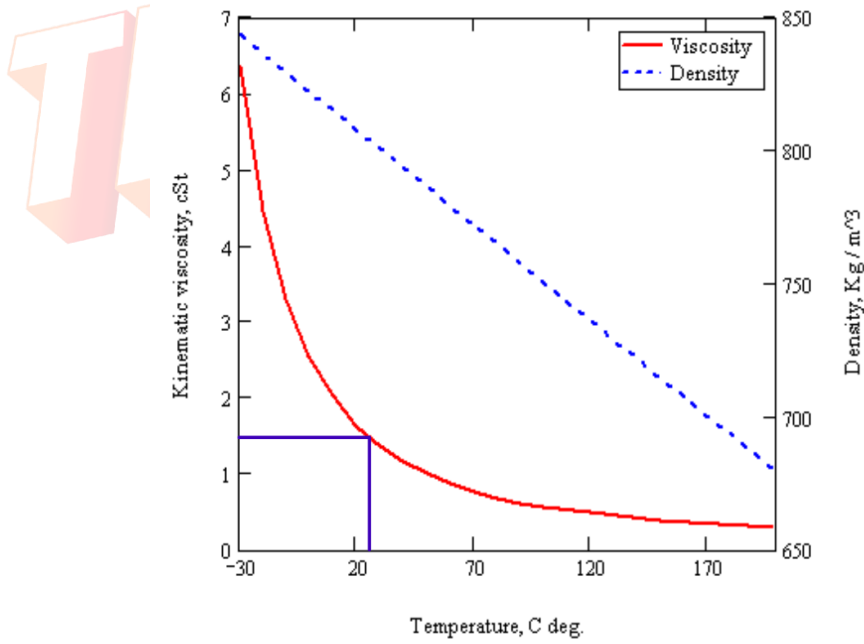
Küçük jet motoru sistemlerinde sızdırmazlık elemanı olarak genellikle basit sistemler tercih edilmektedir. Bu yüzden labirent keçe yağlama sisteminde Şekil 3.113'te görüldüğü gibi sızdırmazlık elemanı olarak seçilmiştir.



Şekil 3.113 Yağlama Sistemi ve Örnek Sızdırmazlık Elemanı

3.4.2.1 Yağlama Debi Hesabı

Yağlama debisi hesabı için öncelikle kullanılacak olan yağın vizkozitesinin bilinmesi gerekir. Motorda yakıt olarak kullanılacak olan JP-8 bileşimi yağlama sisteminde de kullanılacaktır. Bu yakıtın seçilme nedeni ise yaygın kullanılan diğer yakıt türlerine göre daha az yanıcı ve toksik olmasıdır. Yani motordaki yağlama sisteminin güvenlik faktörünün yükseltilmesi için seçilme nedenlerinden biridir. Aynı zamanda yakıt olmasına rağmen kimyasal ve fiziksel özellikleri sayesinde soğutucu sıvı görevi görmeye daha elverişlidir. [18]



Şekil 3.114 JP-8 Sıcaklığa Bağlı Kinematik Vizkozite Diyagramı [19]

JP-8 yakıtı oda şartlarında (25° C sıcaklık ve 1 atm atmosfer basıncında) vizkozitesi $\mu = 1,45 \text{ cSt}$ ya da $\frac{mm^2}{s}$ olarak bulunur.

Ortaya çıkan ısı miktarı Denklem 3.4.30 ile hesaplanacaktır.

$$Q = 1,0747 * 10^{-4} * n * M \quad (3.4.30)$$

Rulmanlara verilmesi gereken yağın kütleli debisi ise Denklem 3.4.31'den hesaplanacaktır.

$$Q = \dot{m}_{soğutma} * c_{p(JP-8)} * \Delta T \quad (3.4.31)$$

Rulmanlarda meydana gelen toplam sürtünme momenti ise Denklem 3.4.32 ile hesaplanacaktır. [20] [21]

$$M = M_1 + M_2 \quad (3.4.32)$$

Yağlama tipine göre değişen f_0 katsayısının tablosu Tablo 3.53'de gösterilmiştir. Bu değer kullanılacak olan rulmanın hafif rulman serisinden olduğu için değeri düşük olan yağ spreylere yağlama seçilmiştir.

Tablo 3.53 Yağlama Tipleri

Tip	Yağ-Sprey Yağlama	Yağ-Duşu/Gres Yağlama	Yağ-Duşu/Sprey-Gres Yağlama
Bilyalı Rulman	0,7-1,0	1,5-2,0	3,0-4,0

M_1 momenti yağda meydana gelen hidrodinamik kayıpları temsil etmektedir. Bu moment Denklem 3.4.33 ile hesaplanmaktadır.

$$M_1 = \mu * N \quad (3.4.33)$$

Bu işlem sonucunda momentin büyüklük-küçüklük ilişkisi bulunduğundan sonra Denklem 3.4.34 ile hangi işlemin kullanılacağı seçilecektir. Denklem 3.4.34 de d_m değeri seçilen rulmanın dış çapını mm cinsinden ifade etmektedir.

$$M_1 = \begin{cases} 10^{-7} f_0 (\mu n)^{2/3} d_m^3, & \mu N \geq 2000 \\ \mu N, & \mu N < 2000 \end{cases} \quad (3.4.34)$$

M_2 momenti yüklerden meydana gelen sürtünme kayıplarını temsil etmektedir. Denklem 3.4.35’de bu momentin formülü gösterilmiştir.

$$M_2 = f_1 P_1 d_m \quad (3.4.35)$$

Ayrıca formül içinde kullanılacak olan parametrelerin hesaplamaları Tablo 3.54’da verilmiştir.

Tablo 3.54 M1 Momenti Değerleri

Tip	f_1	P_1
Bilyalı Rulman	$z \left(\frac{P_0}{C_0} \right)^y$	$3F_a - 0,1F_r$

Tabloda;

C_0 : Temel Statik Yük Değeri (Şekil 3.33’de verilmiştir. 11400 N olarak alınır.)

P_0 : Rulman Statik Eşdeğer Yük Değeri (Rulman Seçimi bölümünde hesabı yapılmıştır. 7311,248 N olarak bulunmuştur.)

F_a : Rulman Üzerine Binen Eksenel Yük (Rulman Seçimi bölümünde hesabı yapılmıştır. 1292,26 N olarak bulunmuştur.)

F_r : Rulman Üzerine Binen Radyal Yük (Rulman Seçimi bölümünde hesabı yapılmıştır. 6561,74 N olarak bulunmuştur.)

D : Rulman Bilyelerinin Etrafında Döndüğü Merkezin Çapı (Şekil 3.33’ten alınan bilgiler)

$$\frac{D - d}{2} = \frac{32 - 15}{2} = 17 \text{ mm}$$

μN

$$1,45 * 37000 = 53650$$

olarak bulunduktan sonra işlem 2000 değerinin üzerinde bulunduğundan Denklem 3.4.33’de formül de belirlenmiş olur. Sonuç olarak bu işlemde Tablo 3.53’de verilen $f_0 = 0,85$, $\mu = 1,45 \text{ cSt}$ ve $D = 32 \text{ mm}$ olarak yerine konulduğunda,

$$10^{-7} f_0 (\mu n)^{2/3} D^3 \geq 2000$$

$$M_1 = 10^{-7} * 0,85 * (1,45 * 37000)^{2/3} * 32^3 = 3,962 \text{ N.mm}$$

olarak bulunur.

M_2 momentinin hesaplanması için bulunması gereken parametreler Tablo 3.54'de gösterilmiştir.

Ball bearing type	Nominal contact angle	z	y
Radial deep groove	0°	0.006–0.004	0.55
Angular contact	30–40°	0.001	0.33
Thrust	90°	0.0008	0.33
Double-row, self-aligning	10°	0.0001	0.40

Şekil 3.115 Rulmanda Kontak Açılarına Göre Katsayı Listesi [22]

f_1 katsayısı formülünde kullanılacak olan y ve z değerleri Şekil 3.115 den belirlenmiştir.

$$f_1 = z \left(\frac{P_0}{C_0} \right)^y$$

$$f_1 = 0,001 \left(\frac{7311,25}{11400} \right)^{0,33}$$

$$f_1 = 0,00086835$$

$$P_1 = 3F_a - 0,1F_r$$

$$P_1 = 3 * 1292,26 - 0,1 * 6561,74$$

$$P_1 = 3220,6155 \text{ N}$$

Yapılan işlemler sonucunda M_2 momenti formülde yerine konularak,

$$M_2 = f_1 P_1 d_m$$

$$M_2 = 0,00086835 * 3220,36155 * 32$$

$$M_2 = 47,285 \text{ N.mm}$$

olarak bulunur.

En son olarak bulunan momentler toplanarak rulmanlarda meydana gelen toplam sürtünme momenti,

$$M = M_1 + M_2$$

$$M = 3,962 + 47,285$$

$$M = 51,247 \text{ N.mm}$$

olarak bulunur.

Toplam moment bulunduktan sonra ortaya çıkan ısı hesabı Denklem 3.4.30 ile hesaplanacaktır.

$$Q = 1,0747 * 10^{-4} * n * M$$

$$Q = 1,0747 * 10^{-4} * 37100 * 51,427$$

$$Q = 203,7793 W$$

Ancak hesabı yapılmamış belirsiz kuvvetlerden dolayı bu ısı hesabına %20 tolerans değeri eklenmiştir. Sonuç olarak ısı hesabı,

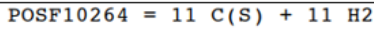
$$Q = 244,5352 W$$

olarak bulunmuştur. Isı belirlendikten sonra yağlama debisi Denklem 3.4.31'den hesaplanacaktır.

$$Q = \dot{m}_{soğutma} c_{p(JP-8)} \Delta T$$

$$\dot{m}_{soğutma} = \frac{Q}{c_{p(JP-8)} \Delta T}$$

İşleme başlamadan önce JP-8 yakıtının özgül ısısı belirlenmek zorundadır. Şekil 3.116'da verilecek olan POSF10264, JP-8 yakıtının kimyasal ismidir. Bu tablodan 25° C sıcaklığında yakıtın özgül ısısı $c_{p(JP-8)} = 54,325 \frac{cal}{mol.K}$ olarak bulunur.



T (K)	Cp (cal/mol-K)	S (cal/mol-k)	H(T)-H(298) (kcal/mol)	Hf (kcal/mol)	Gf (kcal/mol)
298.	54.325	121.203	0.000	-65.114	5.628
300.	54.646	121.567	0.109	-65.201	6.103
400.	70.216	139.447	6.362	-69.298	30.505
500.	84.305	156.662	14.102	-72.747	55.869
600.	96.474	173.139	23.158	-75.530	81.865
700.	106.672	188.800	33.331	-77.719	108.278
800.	115.244	203.619	44.438	-79.415	134.970
900.	122.926	217.640	56.350	-80.682	161.848
1000.	130.845	230.993	69.031	-81.490	188.844
1100.	135.847	243.702	82.369	-81.894	215.899
1200.	140.409	255.721	96.185	-82.066	242.981
1300.	144.555	267.126	110.437	-82.037	270.068
1400.	148.310	277.979	125.083	-81.836	297.146
1500.	151.700	288.329	140.087	-81.489	324.205
1600.	154.750	298.218	155.412	-81.021	351.237
1700.	157.485	307.684	171.026	-80.452	378.236
1800.	159.931	316.756	186.899	-79.802	405.199
1900.	162.115	325.462	203.004	-79.088	432.125
2000.	164.064	333.828	219.314	-78.324	459.011
2100.	165.803	341.876	235.809	-77.525	485.858
2200.	167.361	349.626	252.469	-76.699	512.667
2300.	168.766	357.097	269.277	-75.855	539.437
2400.	170.044	364.307	286.218	-74.999	566.171
2500.	171.224	371.272	303.282	-74.134	592.868

Şekil 3.116 JP-8 Yakıtının Farklı Sıcaklıklarda Termodinamik Özellik Listesi [23]

Bulunan özgül ısı değeri formülde kullanılabilmesi ve birden fazla dönüşüm yapılmasına gerek kalmaması için $\frac{cal}{mol.K}$ biriminden $\frac{Kj}{kg.K}$ birimine dönüştürülmüştür. Bu dönüşümün yapılabilmesi için $\frac{g}{mol}$ olarak moleküler kütlesi bilinmesi gereklidir. Bu bilgiye Şekil 3.117'dan ulaşılmıştır.

Name	POSF#	Description	Average Formula	MW (g/mol)
A1	10264	JP8 (best case)	C _{10.8} H _{21.6}	151.9
A2	10325	Jet A (middle case)	C _{11.4} H _{21.7}	158.6
A3	10289	JP5 (worse case)	C _{12.0} H _{22.3}	166.1
C1	11498	Gevo ATJ	C _{12.5} H _{27.1}	178.0
C2	12223	Bimodal fuel C14/TMB	C _{12.3} H _{24.6}	173.0
C3	12341	High viscosity	C _{12.8} H _{25.0}	179.6
C4	12344	Low cetane, broad boiling	C _{11.4} H _{24.7}	162.2
C5	12345	Flat boiling	C _{9.7} H _{18.7}	135.4
C6	10279-2	Virent HDO SK	C _{11.9} H _{23.7}	166.8

Şekil 3.117 Yakıtların g/mol Oranları Listesi [23]

Sonuç olarak birim dönüşümü yapıldığında özgül ısı,

$$c_{p(JP-8)} = 929,531 \frac{J}{kg.K}$$

şeklinde bulunur.

Otomatik ateşleme sıcaklığı $229^{\circ}C^i$, kaynama noktası $170^{\circ}C^f$, JP-8 yakıtının minimum flash point sıcaklığı $38^{\circ}C^{d,i}$ olarak belirlenir. [24] Ancak JP-8 yakıtı hakkında yapılan kapsamlı bir araştırmada değişken ortam koşullarına göre flash point sıcaklığının $61^{\circ}C^{d,i}$ kadar çıkabildiği görülmüştür. [25] Bu durumda yakıtın ilk olarak flash point sıcaklığına çıkacağından kritik sıcaklık olarak kabul edilecektir. Bu durumda pompa girişinde $25^{\circ}C$ sıcaklığında olan bu yakıtın $\sim 30^{\circ}C$ yükseldiği varsayılacaktır.

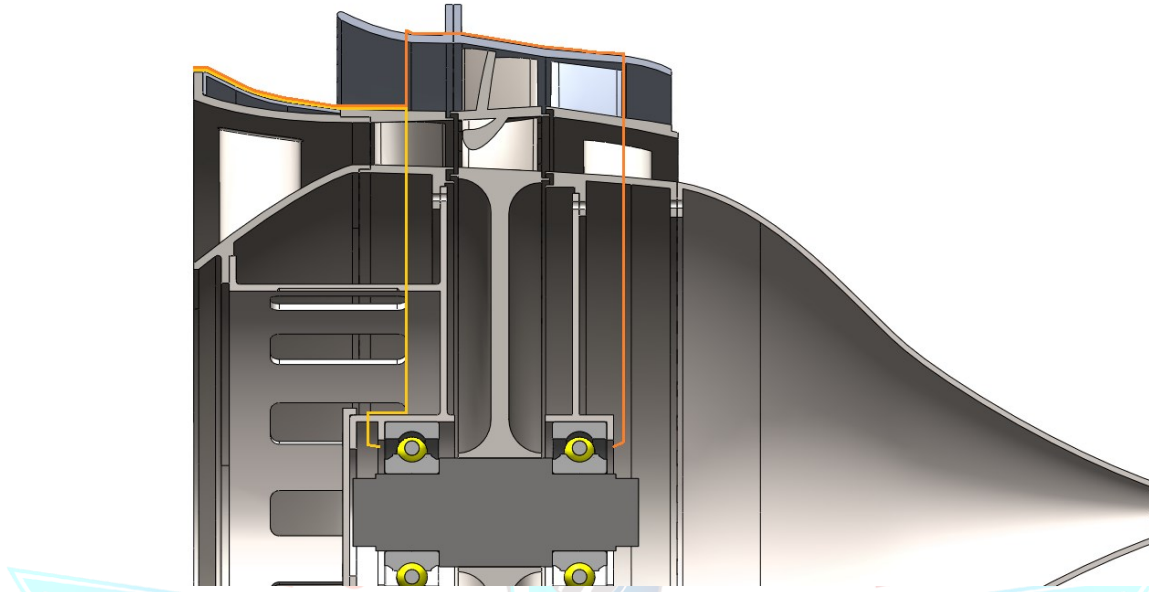
Sonuçların hepsi Denklem 3.4.31'de yerine konulduğunda ise soğutma için gerekli olan yağlamanın debisi ,

$$\dot{m}_{soğutma} = \frac{244,53527}{929,531 * 30}$$

$$\dot{m}_{soğutma} = 0,00734 \text{ kg/s}$$

olarak bulunmuştur.

Şekil 3.118’ de rulmanların konumları ve yağlama sisteminin geçeceği yol turuncu ve sarı renklerle ifade edilmiştir.



Şekil 3.118 Yağlama Sistemi Hattı Kesit Görüntüsü

3.5 Termal Analizler

3.5.1 Türbin Rotor Kanatçığı 1 Boyutlu Isı Transfer Analizi

Aft-fan modülü içerisindeki ısı transferi çeşitleri iletim, taşınım ve ışıınım olarak adlandırılır. İletim ile ısı transferi rotor kanatçıklarının kök kısımlarında etkilidir ve en çok ısı geçişinin olduğu transfer çeşididir. Taşınım ile ısı transferi ise stator-rotor veya rotor-rotor boşlukları arasında etkilidir. Bu ısı transferi taşınım transferi denklemleri ile elde edilir. Şartnamede çekirdek motoru çıkış sıcaklığı 1045 K verilmiştir. Türbin kanatçıklarının yüksek sıcaklıklar sebebiyle konveksiyon transferleri ile ısı transferlerine maruz kalmaktadır. Bu hesaplamalar havanın kanatçık giriş ve çıkış değerlerine bağlı olarak ısı transferini görmemizi ve ortalama bir metal sıcaklıkları almamıza yardımcı olmaktadır.

Hesaplama yapılacak bölgedeki sıcaklığa bağlı olarak değişen havanın özellikleri ilk olarak adyabatik duvar sıcaklığı ve Reynolds sayısı hesabında kullanılacaktır. Sonrasında bulunan bu değerler ile Nusselt sayısı hesaplamaları gerçekleştirilecektir. Bu hesaplamaların ardından oluşturulacak eşdeğer termal devre ile kanatçık sıcaklıkları bulunacak ve bu sıcaklık değerleri malzeme seçiminde kullanılacaktır. Hesaplamalar işlem kolaylığı açısından Python üzerinden gerçekleştirilecektir.

Rotor hareketli bir parçadır bu nedenle havanın sıcaklık değerlerinde bağıl sıcaklık, havanın hız değerlerinde ise bağıl hız kullanılacaktır. Performans çevrimi analizinden Türbin rotor girişindeki bağıl sıcaklık değeri 981,4728 K , bağıl hız değeri 252 m/s ve türbin rotor çıkışında ise bağıl sıcaklık değeri 937,383 K , bağıl hız değeri 406,8409 m/s olarak hesaplanmıştır.

Türbin rotor kanatçıklarının ısı transferi hesaplamaları öncesinde türbin bölümünden alınan geometrik değerler Tablo 3.55’te verilmiştir.

Tablo 3.55 Türbin Kanatçık Geometrisi

Türbin İstasyon Numarası	2
A	0,00144 m ²
h	0,01128 m
r _t	0,0761 m
r _r	0,0865 m

Adyabatik bir duvar için, sınır tabakasındaki viskoz dağılma ve ısı iletimi dengesi altında ulaşılan yüzey sıcaklığına Adyabatik Duvar Sıcaklığı (T_{aw}) denir. Prandtl sayısı statik basınç ve sıcaklıklara bağlı olarak havanın bir değeri olarak gösterilecektir.

Termal hesaplamalar için kullanılacak denklemler aşağıda belirtilmiştir.[21]

Adyabatik duvar sıcaklığı denklemi;

$$T_{aw} = T_{\infty} + \frac{rV_{rel}^2}{2c_p} \quad (3.5.1)$$

Burada,

V_{rel} : Akışkanın bağıl hızı

Denklem 3.5.1’de ki “r” değeri türbülanslı akış için Denklem 3.5.2 den, laminar akış için ise Denklem 3.5.3 den hesaplanacaktır.

$$r = (P_r)^{\frac{1}{3}} \quad (3.5.2)$$

$$r = (P_r)^{\frac{1}{2}} \quad (3.5.3)$$

Burada,

P_r = Prandtl sayısı

Reynolds sayısı Denklem 3.5.4'den hesaplanmaktadır.

$$R_e = \frac{\rho V L}{\mu} \quad (3.5.4)$$

μ = dinamik viskozite

ρ = havanın yoğunluğu

L = rotor kanatçığı uzunluğu

V = havanın hızı

Nusselt denklemi, $R_{eL} < 5 \times 10^5$ ve $P_r > 0,6$ ise laminar akıştır ve Denklem 3.5.5'ten hesaplanır. $5 \times 10^5 < R_{eT} < 10^7$ ve $0,6 < P_r < 60$ ise türbülanslı akıştır ve Denklem 3.5.6'dan hesaplanır.

$$N_u = \frac{hL}{k} = 0,664 * R_{eL}^{0,5} * (P_r)^{\frac{1}{2}} \quad (3.5.5)$$

$$N_u = \frac{hL}{k} = 0,037 * R_{eT}^{0,8} * (P_r)^{\frac{1}{3}} \quad (3.5.6)$$

Havanın türbin rotor girişindeki bağıl sıcaklık 981,473 K'dir. Bu sıcaklıktaki havanın özellikleri Tablo 3.56'da verilmiştir.

Tablo 3.56 Türbin Rotor Kanatçığı Girişi Havanın Özellikleri

T(K)	$c_p \left(\frac{Kj}{kgK}\right)$	$\mu \left(\frac{Ns}{m^2}\right)$	$k \left(\frac{W}{mK}\right)$	P_r	$\rho \left(\frac{kg}{m^3}\right)$
981,473	1182,51	0,0744619	50,33387E-06	0,7444619	0,403140

Yukarıdaki verilen denklem setleri kullanılarak aşağıdaki değerler hesaplanmıştır. Bir boyutlu türbin tasarımında, gazın elde edilen mutlak hızı 381,419 m/s'dir. Bu değer Reynold sayısı hesabında kullanılacaktır.

$$T_{aw_1} = 1004,930 K$$

$$R_{e_1} = 34459,34286$$

$$Nu_1 = 143,0074$$

$$h_1 = 1013,641429 \left(\frac{W}{m^2K} \right)$$

Havanın türbin rotor çıkışındaki sıcaklığı 937.383 K'dir. Havanın bu sıcaklıktaki özellikleri Tablo 3.57'de verilmiştir.

Tablo 3.57 Türbin Rotor Kanatçığı Çıkışı Havanın Özellikleri

$T(K)$	$c_p \left(\frac{Kj}{kgK} \right)$	$\mu \left(\frac{Ns}{m^2} \right)$	$k \left(\frac{W}{mK} \right)$	Pr	$\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right)$
937.383	1176,27996	0,077992	49,17363E-06	0,74184	0,34129

Türbin rotor çıkışındaki sıcaklık değeri için yeni hesaplanan değerler aşağıdaki gibidir.

$$T_{aw_2} = 997,981 K$$

$$R_{e_2} = 19731,78446$$

$$Nu_2 = 84,43477$$

$$h_2 = 583,797594 \left(\frac{W}{m^2K} \right)$$



Şekil 3.119 Eşdeğer Termal Devre

Bulunan değerler eşdeğer termal devre denkleminde T_{w1} ve T_{w2} değerlerini bulmak amacıyla kullanılır. Eşdeğer termal devre denklemindeki k değeri seçilen Inconel 738 malzemesi için 26 olarak alınmıştır. [38]

Denklem 3.5.7 de Eşdeğer termal devre denklemi verilmiştir.

$$\frac{T_{aw1} - T_{aw2}}{\frac{1}{h_1 A} + \frac{1}{kA} + \frac{1}{h_2 A}} = \frac{T_{aw1} - T_{w1}}{\frac{1}{h_1 A}} = \frac{T_{w2} - T_{aw2}}{\frac{1}{h_2 A}} \quad (3.5.7)$$

Yukarıda bulunan değerler Denklem 3.5.7 de yerine konularak T_{w1} ve T_{w2} değerleri,

$$T_{w1} = 1002,7423 \text{ K}$$

$$T_{w2} = 1001,7802 \text{ K}$$

olarak bulunur. Bu sıcaklıkların ortalaması yani kanatçığın maruz kalacağı sıcaklık,

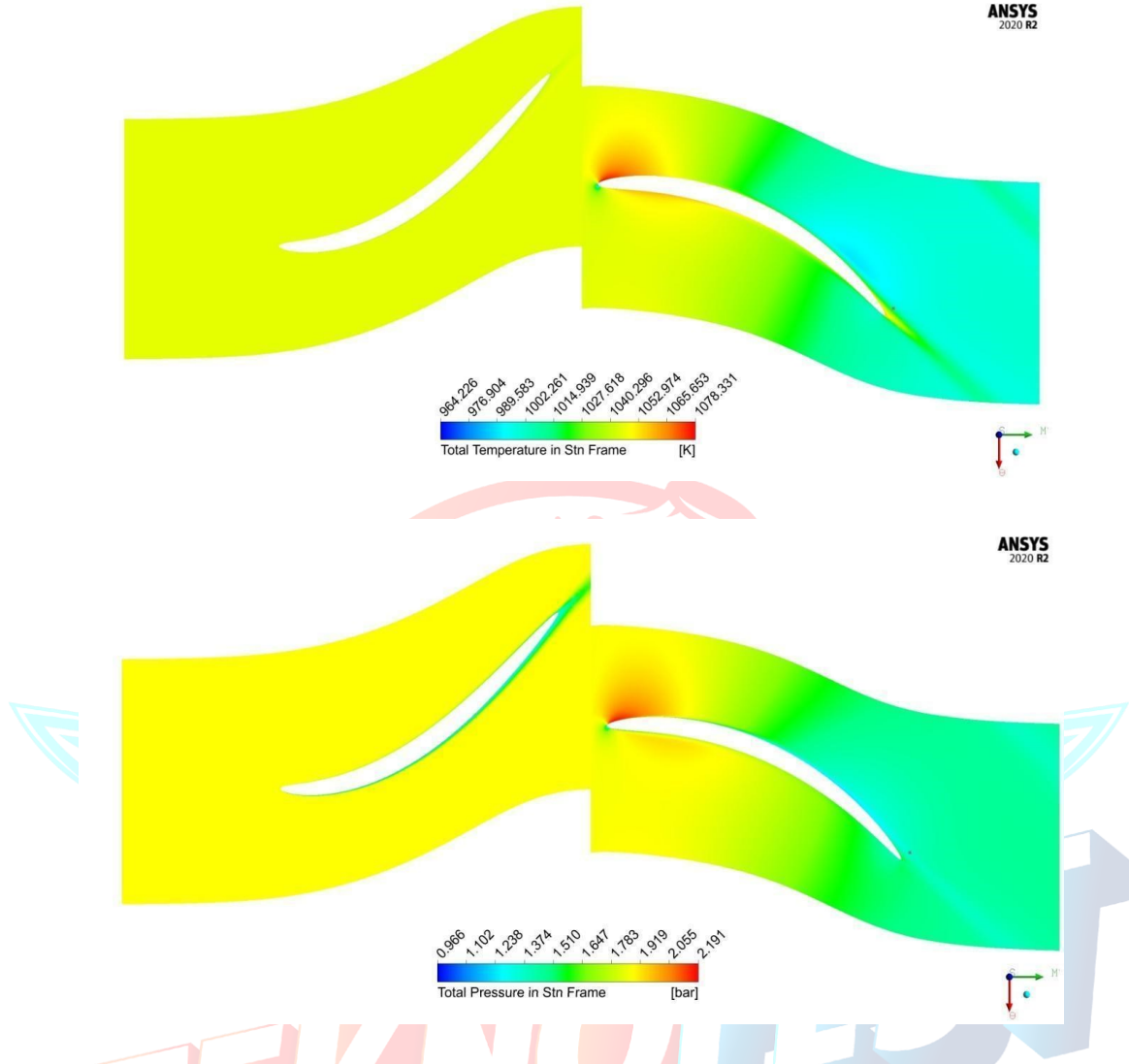
$$T_{ort} = 1002,26129 \text{ K}$$

olarak bulunur.

Hesapladığımız sıcaklık değerinin malzemenin dayanabileceği en yüksek sıcaklık değerinden düşük olduğu anlaşılmıştır. Seçmiş olduğumuz Inconel 738 malzemesinin yapılan hesaplamalar sonucu rotor kanatçıkları için uygun olduğu anlaşılmıştır.

3.5.2 Disk Cavity Termal Hesaplamalar

Rotor-rotor ve rotor-stator boşlukları, gaz türbinlerinin iç akış sistemlerinin en baskın ve her yerde bulunan özellikleridir. Bu sistemlerde türbülanslı bir soğutma ve sızdırmazlık akışı olduğu varsayıldığında, bir rotor yüzeyi, bir stator yüzeyi ve radyal olarak dışa veya içe akışla ilişkili kütle akış hızı üzerindeki akış davranışı etkileşimi, bu boşluklarda bulunan çeşitli akış özelliklerinden sorumludur. Bu akış özelliklerinin iyi anlaşılması, bu dahili akış sistemlerinin akış ağı simülasyonu için tek boyutlu modellemelerinin anahtarıdır. Rotor boşluğunun 1-D ısı transferi modellemesi için, boşluğu çoklu kontrol hacimlerine bölünecektir. Ardından her bir kontrol hacmindeki taşınım ile ısı transferi hesaplanacak ve toplam taşınım ile ısı transfer oranını bulunacaktır. Türbin rotor stator arasındaki akış dağılımı bizim yapmış olduğumuz sızdırmazlık tasarımı üzerindeki havanın sıcaklık ve basınç değerlerini vermektedir. Şekil 3.120 Stator-Rotor arası sıcaklık ve basınç dağılımını göstermektedir.



Şekil 3.120 Stator Rotor Arası Sıcaklık ve Basınç Dağılımı

Disk cavity hesaplamalarında bulacağımız sıcaklık farkı HAD dan aldığımız giriş koşulları belli olan havanın bore kısmına kadar olan değişimini verecektir. Bu farkı bir boyutlu ve iki boyutlu disk sıcaklık hesaplamalarında, disk üzerindeki havanın sıcaklık dağılımı olarak kullanacağız.

$$T_{out} - T_{in} = \frac{(r_{out}^2 - r_{in}^2)}{2C_p} + \frac{T_S \varphi}{mC_p} \quad (3.5.8)$$

$$T_S = m r_{in}^2 s_{fin} \varphi \quad (3.5.9)$$

$$s_{fin} = \frac{V_{\phi}}{r_{out} \varphi} \quad (3.5.10)$$

$$s_{fin} = \frac{218.059}{0,0761 \times 3874,63} = 0,88$$

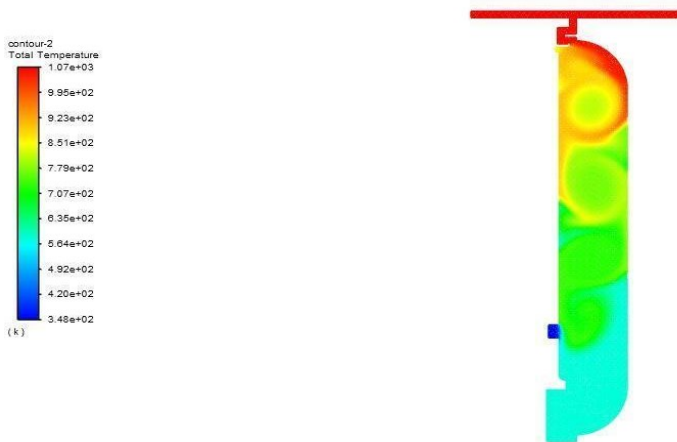
Türbin mekanik tasarımdan r_{in} değeri 0,008 m ve aerodinamik tasarımdan r_{out} değeri 0.0761m olarak hesaplanmıştır. Motorun devri 37000 RPM olduğundan φ değeri 3874,63 (rad/s) hesaplanmıştır.

$$T_{out} - T_{in} = \frac{(0,0761^2 - 0,008^2) * 3874,63^2}{2 * 1148} + \frac{0,008 * 0,88 * 3874,63^2}{1148}$$

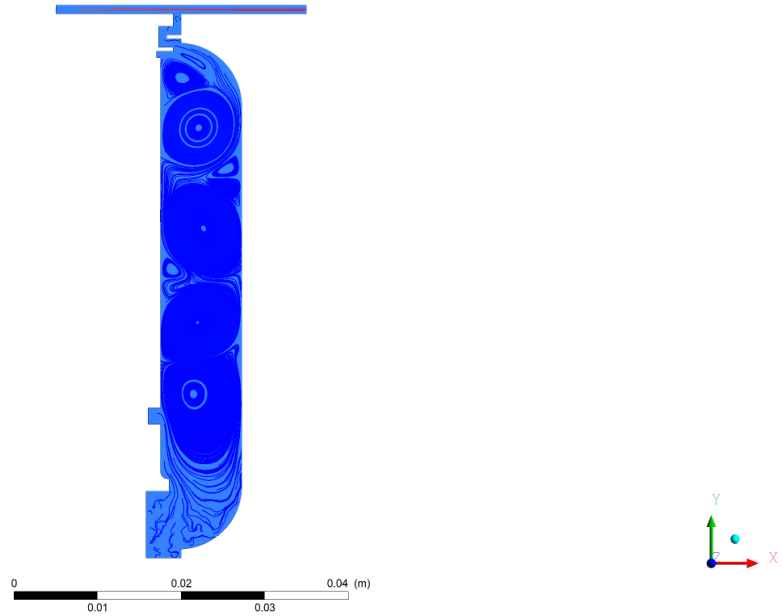
$$T_{out} - T_{in} = 129.5K$$

olarak bulunur. Bu sıcaklıklar hareketli parça olan türbin diskinin iş yapması nedeniyle havaya kazandırdığı ısı olarak adlandırılabilir. Cavity bölgesi incelendiğinde akışa etki eden sıcaklıklar ,sızdırmazlık tasarımı bölümünde gösterilen sıcak havanın girişi , kompresörden çekilen purge flow ve disk hareketinden kaynaklı hava ile hareketli parça arasındaki enerji alışverişi olarak gösterilebilir. Bu etkiler bölgede birbirleri ile de etkileşim içinde olduğundan cavity bölgesi kompleks bir akış haline gelmektedir. Bu bölgedeki akışın sıcaklık dağılımı disk üzerinde de termal etkiler gösterdiğinden önem arz etmektedir. Bu sebeple üç etkiyi içerisinde barındıracak bir HAD analizi bir boyutlu hesaplamalara nazaran daha doğru sonuçlar verecektir. Analiz sınır koşulları, kompresörden çekilen havanın basın ve sıcaklık değişimleri daha önce hesaplandığından purge flow için giriş koşullarını oluşturur, ana akış yolundaki havanın sıcaklık basınç ve hız değerleri blade to blade analizlerinden gelen verilerdir. Bu sınır koşulları ve disk rotasyonu bölgeye tanımlandığında akışın cavity bölgesinde bölge bölge rotasyon hareketinde olduğunu görülmüştür. Bu rotasyon hareketi sıcak havanın disk yüzeylerinde sabit kalmaktansa nazaran daha soğuk hava ile sürekli yer değiştirme hareketinde olduğunu ve bunun disk yüzeyinde olumlu sonuçlar verdiği görülmüştür.

Şekil 3.121 ve 3.122'de bölgedeki sıcaklık dağılımı ve streamline sonuçları verilmiştir.



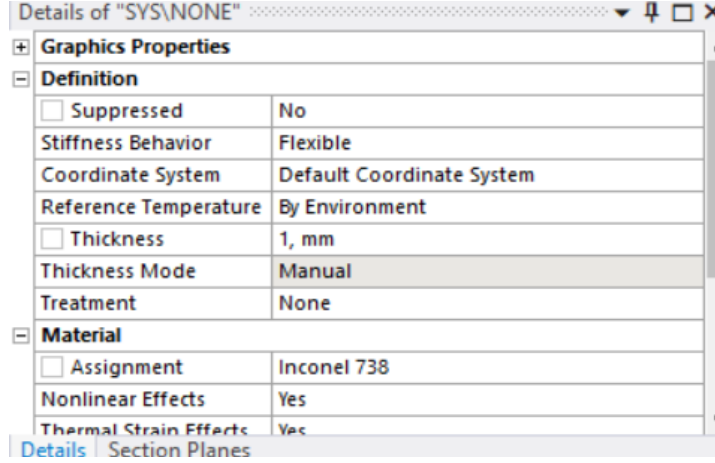
Şekil 3.121 Akış Sıcaklıkları



Şekil 3.122 Streamline Sonuçları

3.5.3 Türbin Diski İki Boyutlu Isı Transfer Analizi

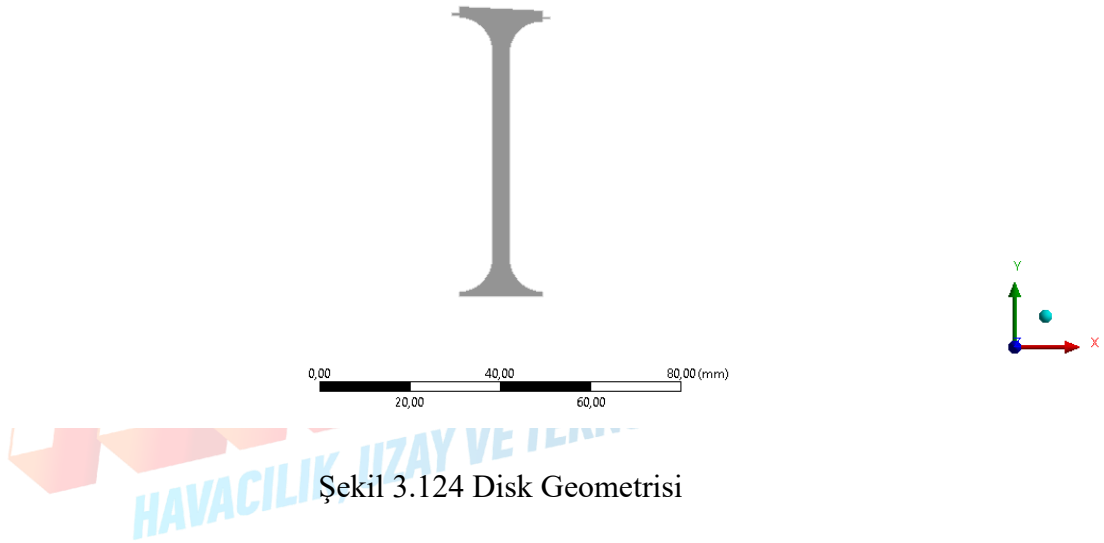
Türbin disk iki boyutlu ısı transferi analizi temel olarak türbin diskinin iki yüzeyindeki havanın sınır şartlarının bilinmesi ile ilişkilidir. Daha önce yapmış olduğumuz sızdırmazlık tasarımında sıcak hava disk cavity bölgesine geçmektedir. Ana akış yolundan gelen sıcak havanın purge flow tarafından engellenmesi sebebiyle soğutma görevi olan bir hava bölgede bulunmaktadır. Bu boşluktaki akışların diske etkileri göz ardı edilemez. İki boyutlu ısı transfer analizinin temelini diskin iki yüzeyindeki bu sıcak havanın diske etkileri oluşturmaktadır. Diskin yüzeylerine tanımlanacak olan havanın giriş sıcaklıkları HAD analizlerinden gelen ana akış yolundan cavity bölgesine geçen hava sıcaklığıdır. Giriş bölgesinden yani diskin rim bölgesinden bore bölgesine gelen havanın sıcaklığı değiştiğinden dolayı bore ve rim bölgeleri arasındaki havanın sıcaklık farkı hesaplamaları daha önce yapılmış ve 129.5 K bulunmuştur. Giriş sıcaklığı 1040K olduğundan hava sıcaklık değerleri HAD analizlerinden gelen değerler analize girilecektir. Analiz ANSYS programı üzerinden “Steady-State” analizi olarak gerçekleştirilecektir. Seçilen malzemenin programa tanımlanması Şekil 3.123 de gösterilmiştir.



Şekil 3.123 Malzeme Tanımı

Disk geometrisi ağırlık ve dayanım isterlerinin karşılanması amacıyla güncellenmiştir. Güncel iki boyutlu disk geometrisi Şekil 3.124’de gösterilmiştir.

Geometry
3.06.2022 09:06

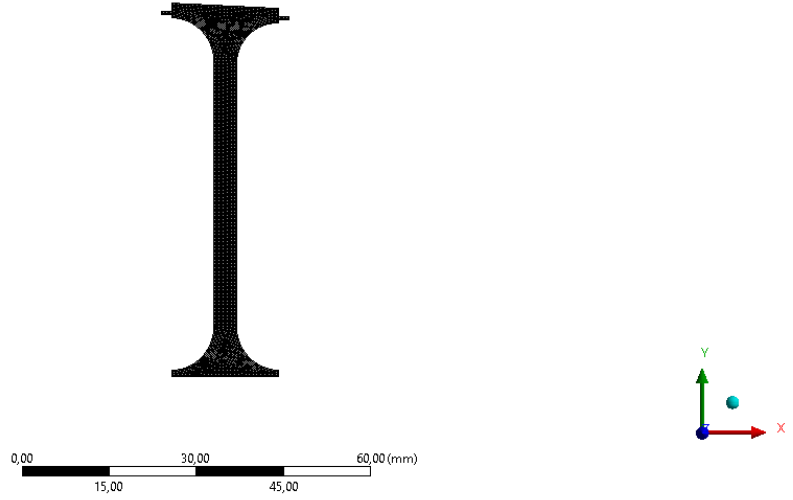


Şekil 3.124 Disk Geometrisi

Programda geometriye tanımlayacağımız mesh kalitesine “Element Quality” değerlerine bakılarak kontrol edilecektir. Geometrinin iki boyutlu ve basit bir geometri olmasından dolayı tanımlayacağımız mesh büyüklüğünü küçük seçilerek istenilen mesh kalitesine ulaşılması hedeflenmiştir. Şekil. 3.125 Element Quality değerleri ve 3.126 da Mesh görüntüsü verilmiştir.

Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	0,68666
<input type="checkbox"/> Max	1,
<input type="checkbox"/> Average	0,98755
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	2,828e-002

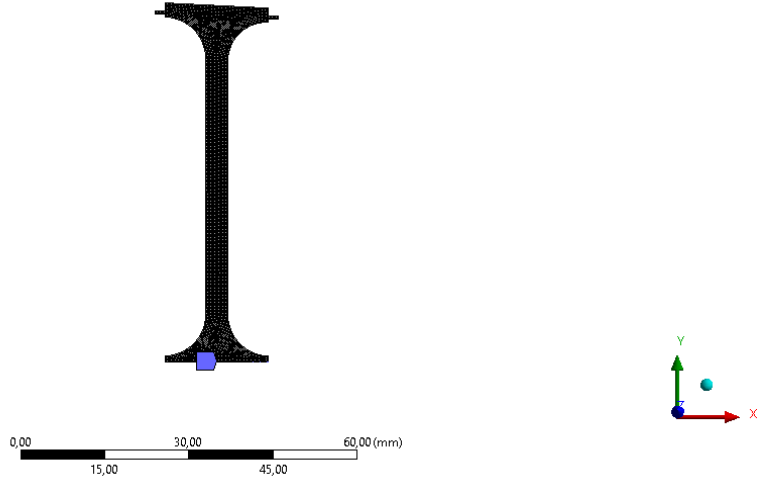
Şekil 3.125 Mesh Kalitesi



Şekil 3.126 Mesh Görüntüsü

Disk in mil ile bağlantılı olduğu noktayı programa tanımlamamız gerekmektedir. Bu tanımlama “Fixed Support” olarak gerçekleştirilmiştir. Programdaki görüntüsü Şekil 3.127’de verilmiştir.

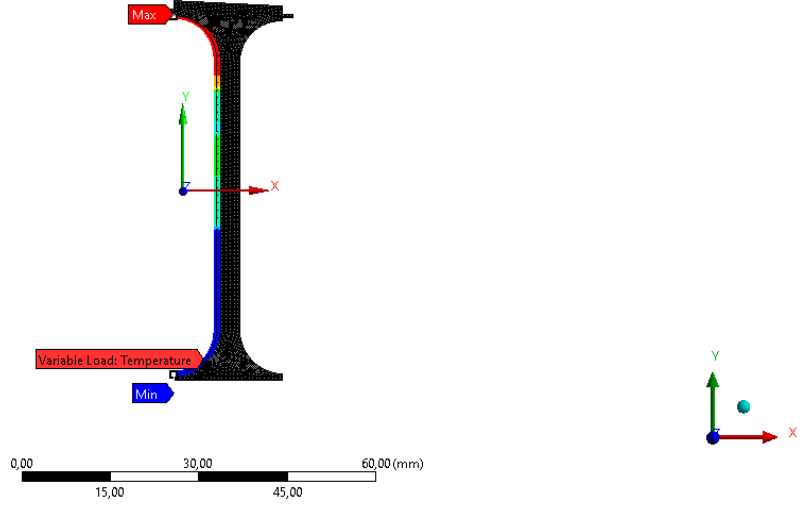
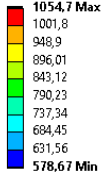
V: Static Structural
Fixed Support
Time: 1, s
3.06.2022 02:22
■ Fixed Support



Şekil 3.127 Fixed Support Uygulaması

Disk cavity bölgesine giren sıcak havanın sıcaklık düşümü o bölgedeki disk yüzeyine tanımlanmıştır. Bu tanımlama havanın sıcaklık düşümü daha önce yapmış olduğumuz cavity akış analizlerinden gelen verilere dayanmaktadır. Şekil 3.128’da disk yüzeyine tanımlanan hava gösterilmiştir.

U: Steady-State Thermal
Temperature
Time: 1, s
Unit: K
3.06.2022 02:22

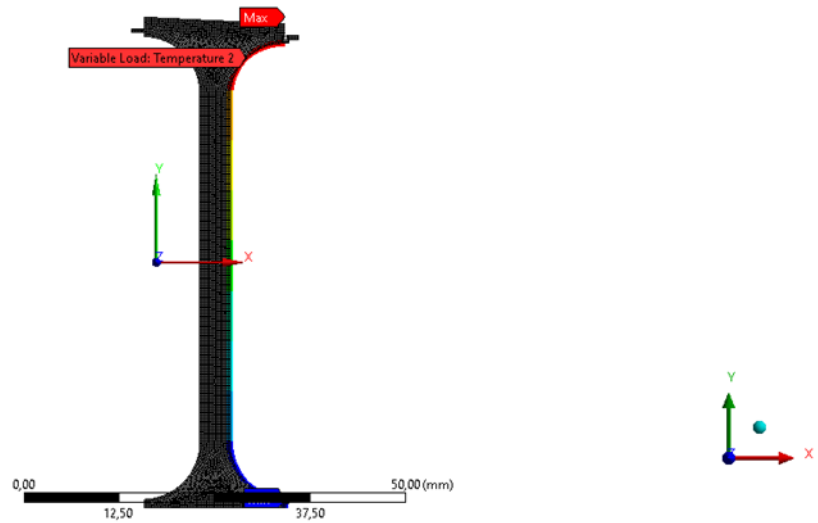
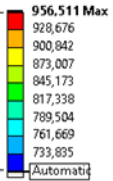


Şekil 3.128 Disk Yan Yüzeyine Tanımlanan Hava Sıcaklıkları

Bu hava sıcaklıklarının sınır değerleri bore to rim hesaplamalarındaki sıcaklık farkına ve HAD analizlerinden gelen giriş sıcaklığına göre verilmiştir. Bu değerler giriş sıcaklığı olarak üst kısımda 1040 K ve alt kısımda 578K alınmıştır. Sıcaklık farkını cavity bölgesindeki soğuk akış olan purge flow ve disk rotasyonu oluşturmaktadır.

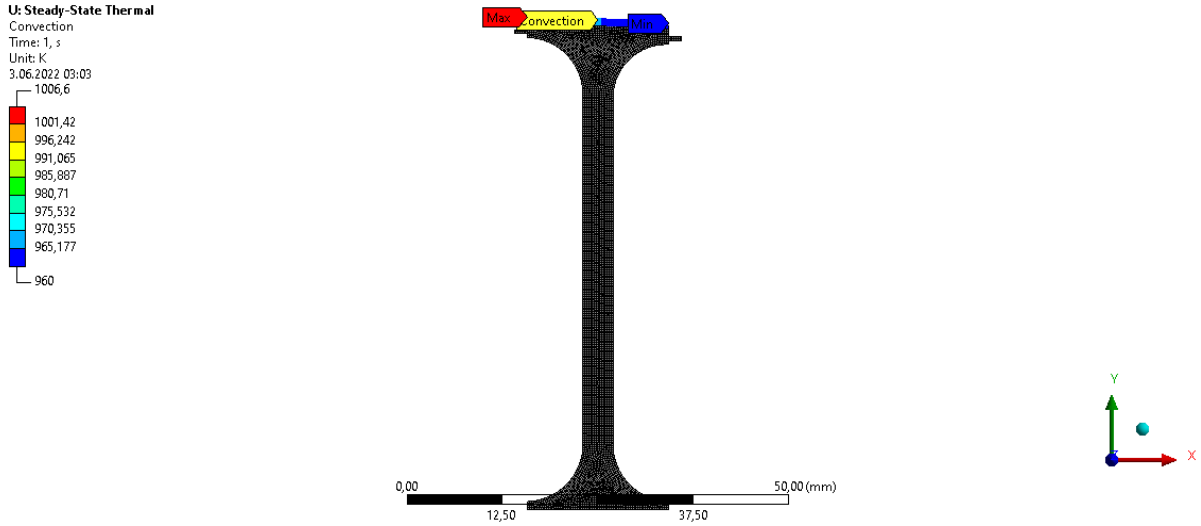
Disk diğer yüzeyine tanımlanacak hava sınır şartları rotor kanatçığı çıkışındaki havanın sıcaklık değerleri ile ilişkilidir. Bu değerler HAD analizlerinden gelen ana akış yolu çözümlenmeleri sonucunda görece daha soğuk havanın cavity girişindeki hava sıcaklığı 956 K olarak alınmıştır. Şekil 3.129’de diğer yüzeydeki havanın sıcaklık dağılımının disk yüzeyine tanımlanması gösterilmiştir.

U: Steady-State Thermal
Temperature 2
Time: 1, s
Unit: K
3.06.2022 03:02



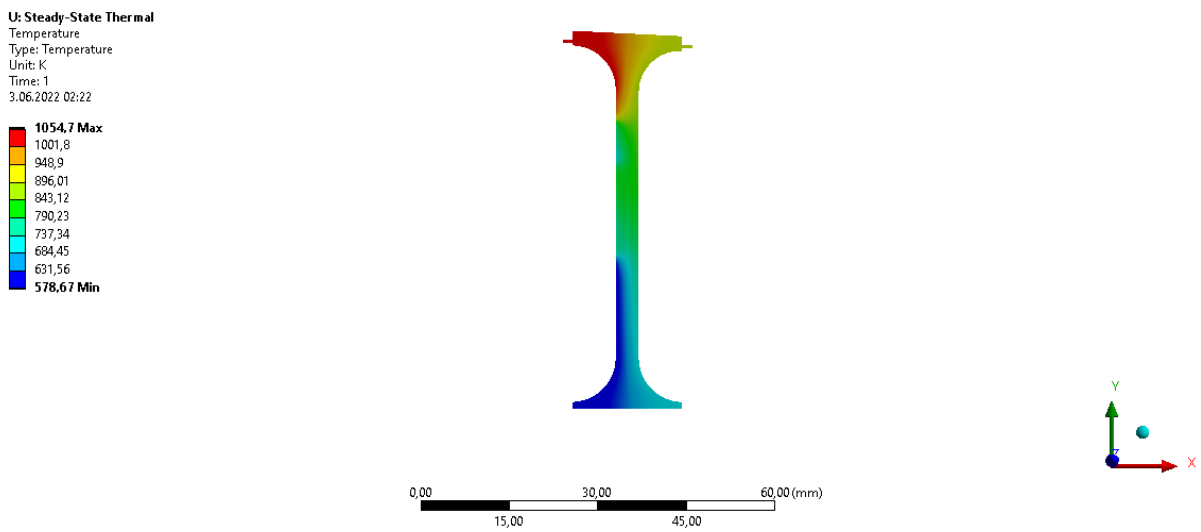
Şekil 3.129 Disk yan yüzeyine tanımlanan hava sıcaklıkları

Disk rotor kanatçıklarının olduğu üst kısmında da daha önceki tanımlamaların aynısı yapılmış ve HAD den gelen akış yolu sıcaklıkları bu yüzeye 1040K ve 965K sınır sıcaklıkları olarak tanımlanmıştır. Şekil 3.130’da bu tanımlama gösterilmiştir.



Şekil 3.130 Disk Üst Yüzeyine Tanımlanan Hava Sıcaklıkları

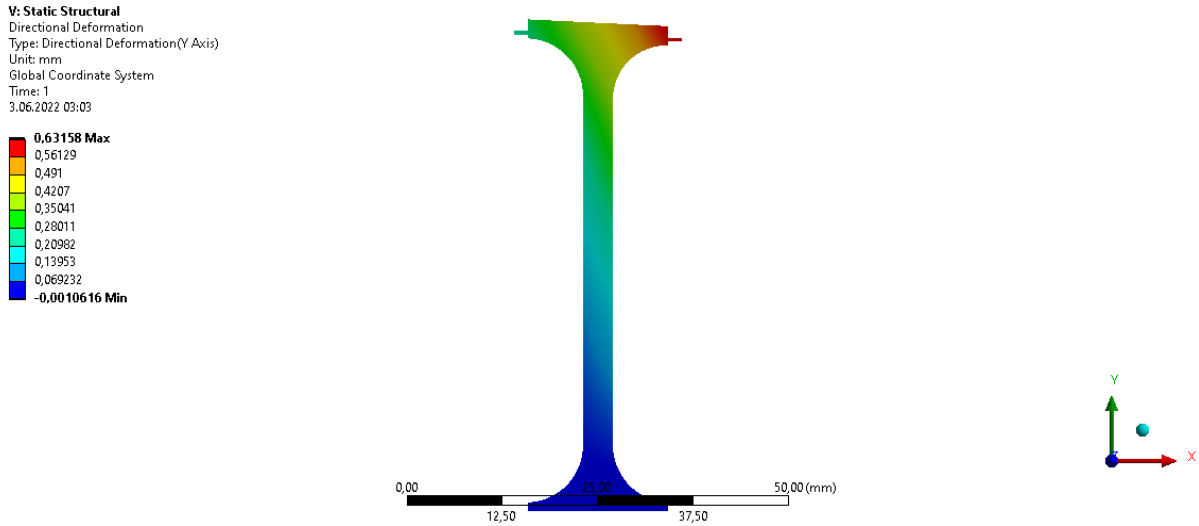
Bu tanımlamalar havanın disk yüzeyine sabit bir sıcaklıkta etki etmemesi sebebiyle gerçeğe en yakın sonuçları vermesi açısından sıcaklık dağılımı olarak girilmiştir. Analizin çözümü diskimizin bore dan rim bölgesine kadar olan sıcaklık dağılımını vermektedir. Şekil 3.131’de disk metal sıcaklıkları gösterilmiştir.



Şekil 3.131 Disk Metal Sıcaklık Dağılımı

Görüldüğü üzere diskin kanatçık ile bağlantılı olduğu kısımlarda yaklaşık 1000 K civarlarına ulaşan metal sıcaklıkları rim bölgesine kadar 750 K civarlarında sıcaklık dağılımı göstermektedir. Sıcaklık dağılımı neticesinde termal gerilmeler oluşmaktadır. Bu sebeple bu sıcaklık dataları yapısal analizlerde girdi olarak kullanılacaktır.

Daha önce bahsettiğimiz termal gerilmelere bağlı olarak disk üzerinde deformasyon oluşmaktadır. Şekil 3.132’de Y eksenindeki deformasyon dağılımı gösterilmiştir.



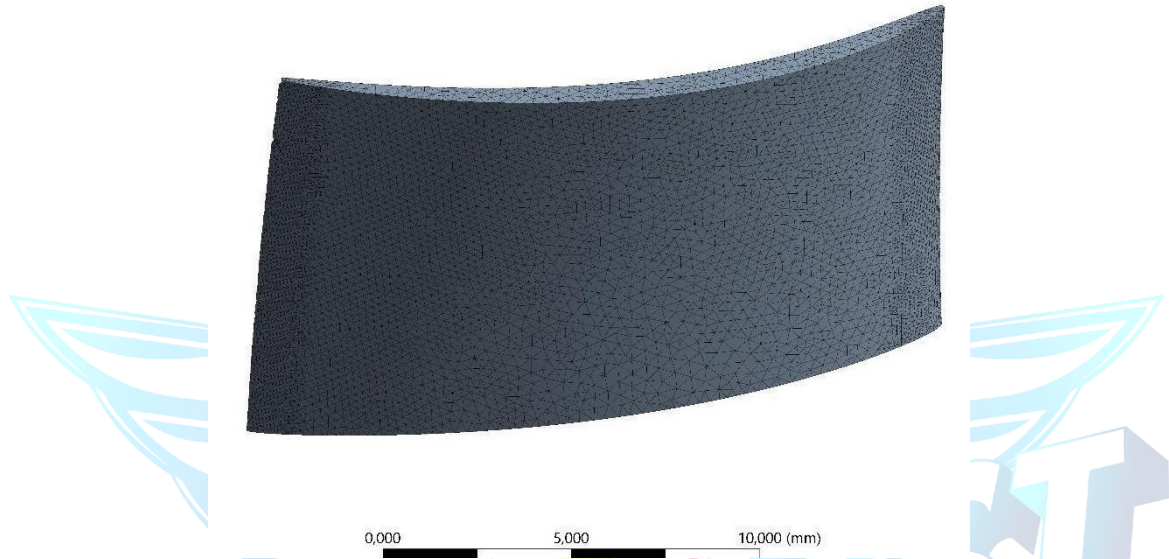
Şekil 3.132 Y Eksenindeki Deformasyon

Radyal doğrultuda olan deformasyonun 0,63 mm olduğu görülmüştür. Bu uzama miktarı aerodinamik ekipleri tarafından belirlenen tip clearance değeri ile kısıtlanmaktadır. Bu değer ilk olarak aerodinamik ekipleri tarafından 0,34 mm olarak alınmıştır. Yapılan iki boyutlu türbin diski analizi sonucunda seçilen clearance değerinin yeterli olmadığı anlaşılmıştır. Yapısal analizler, termal analizler ve rotor dinamiği analizleri sonucunda bulunan uzamalar dikkate alınarak tekrardan bir clearance değeri belirlenmiştir. Belirlenen clearance değerine göre tekrardan tasarım ve analizler yapılmıştır.

3.5.4 Türbin Kanatçığı Üç Boyutlu Isı Transfer Analizi

Türbin kanatçığı için yapılacak üç boyutlu ısı transfer analizi daha önce yaptığımız HAD analizlerinden gelen verilere dayanmaktadır. Bu veriler akış yolundaki havanın sıcaklık ve hız gibi değerlerinin kanatçık yüzeyi boyunca değişimlerini içermektedir. Bu analizin temelini havanın kanatçık üzerindeki bu davranışının seçmiş olduğumuz kanatçık malzemesinin metal sıcaklıklarına etkileri oluşturmaktadır. Bu etkiler aynı zamanda fan kanatçıkları içinde gerçekleşmektedir. Fakat fan ve türbin parçaları tek bir parça olarak üretileceğinden aynı

malzeme özelliklerine sahiptir. Bu açıdan türbin kanatçıklarının fan kanatçıkları ile karşılaştırıldığında çok daha yüksek sıcaklıklara maruz kalması, hem dayanım analizleri hem de termal analizler bağlamında bizim türbin kanatçıklarına yoğunlaşmamıza neden olmaktadır. Türbin kanatçıklarının bu etkiler altında istediğimiz çalışma şartlarını sağladığı durumlarda fan da aynı şekilde çalışma şartlarını yerine getirebilmektedir. Analiz ANSYS “Steady-State” modülü ile gerçekleştirilmiştir. Geometrimiz tasarımı bitmiş olan türbinden gelen kesilmiş kanatçık geometrisidir. Şekil 3.133’de geometrimize atanan mesh verilmiştir.

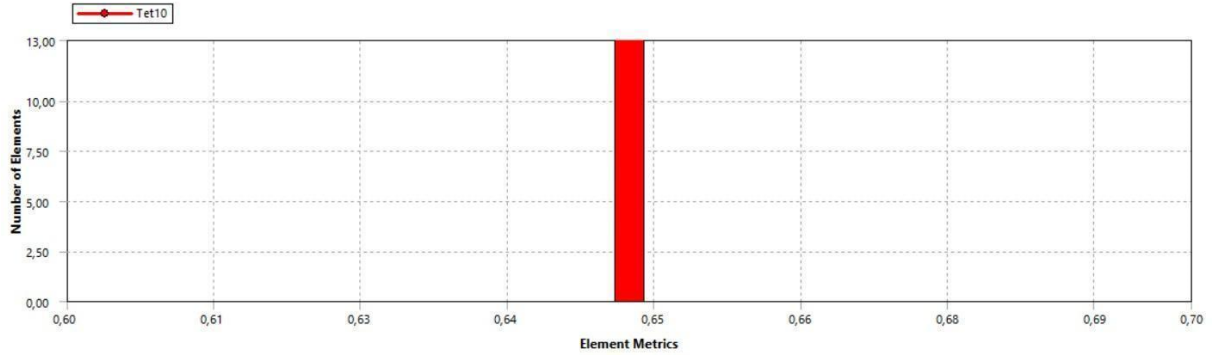


Şekil 3.133 Mesh Görüntüsü

Mesh kalitesi ölçümü için ölçüm metodlarından biri olan Skewness kullanılmıştır. Şekil 3.134 Skewness değerleri ve 3.135’te Skewness grafiği verilmiştir.

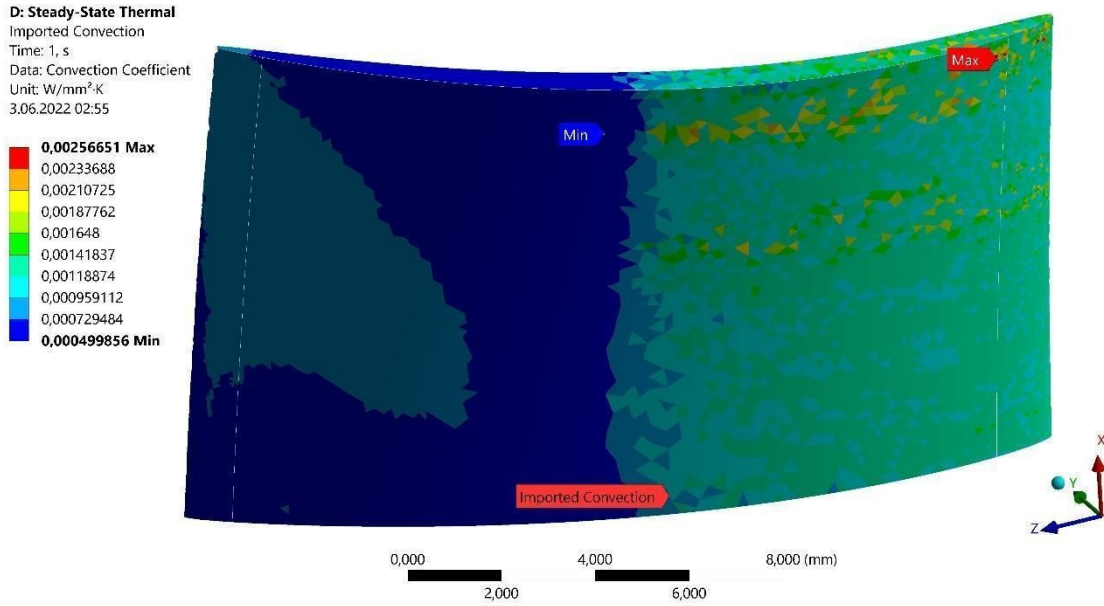
Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Aggressive Mechanical
<input type="checkbox"/> Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	Skewness
<input type="checkbox"/> Min	4,0711e-003
<input type="checkbox"/> Max	0,69576
<input type="checkbox"/> Average	0,21957
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0,14664

Şekil 3.134 Skewness Değerleri

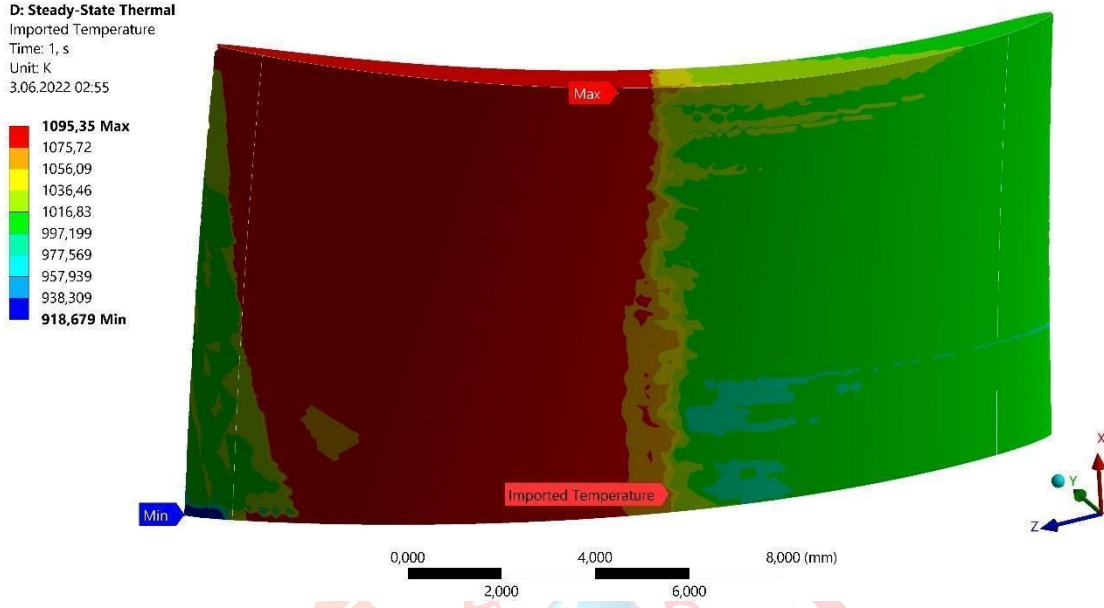


Şekil 3.135 Skewness Grafiği

Kanatçık üzerinde gerçekleşen ısı transfer çeşidi konveksiyon ısı transferidir. Programa ısı transfer çeşidi olarak konveksiyon tanımlanmıştır. Isı transferinin gerçekleşeceği hava sıcaklıkları ise HAD verilerinin “Imported Temperature” seçeneği ile eklenmesi sonucu belirlenmiştir. Kanatçık malzeme tanımlaması ise Inconel 738 olarak eklenmiştir. Şekil 1.136 konveksiyonun tanımlaması ve Şekil 1.137 eklenen HAD datası gösterilmiştir.

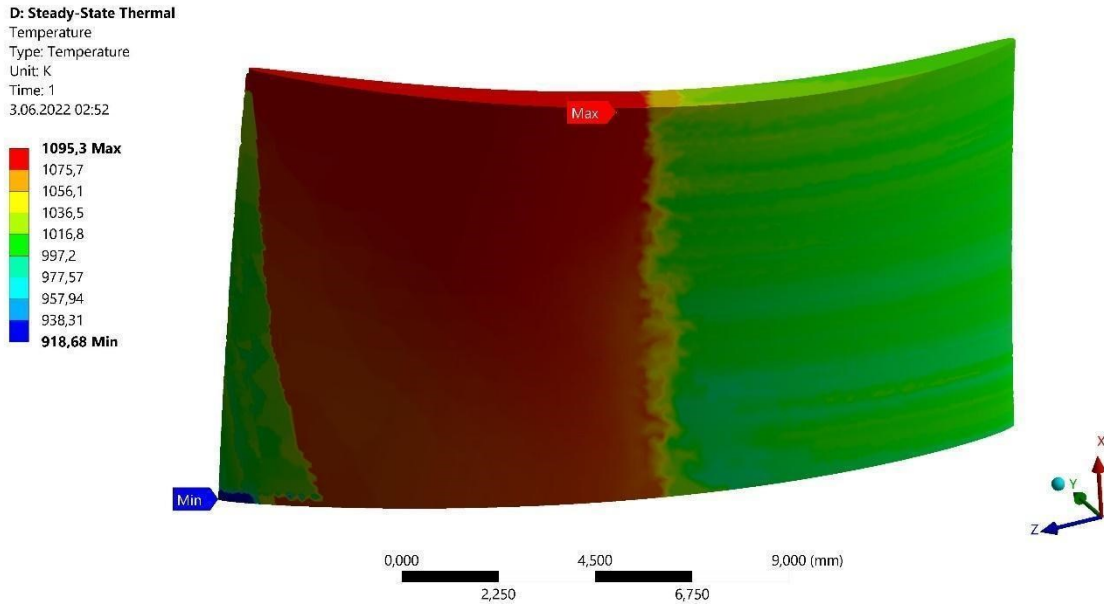


Şekil 1.136 Konveksiyon Tanımlaması



Şekil 1.137 HAD Verileri

Analiz içerisine sınır şartları girildikten sonra analiz çözülmüştür. Analiz sonucunda bulunan metal sıcaklıkları Şekil 3.138'de gösterilmiştir.



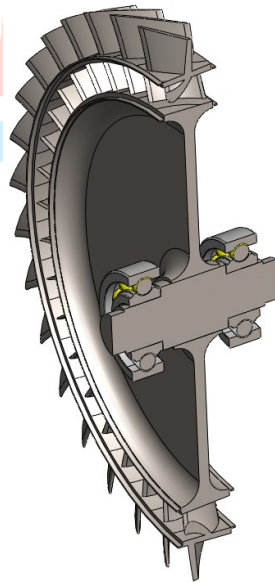
Şekil 3.138 Metal Sıcaklıkları

Görüldüğü üzere kanatçık üzerindeki metal sıcaklıkları 1000 K ile 1095 K sıcaklıkları arasında değişmektedir. Daha önce yapmış olduğumuz bir boyutlu ısı transfer analizinde bulduğumuz değer ile çok yakındır. Daha önce yapmış olduğumuz bir boyutlu hesaplamalarda kanatçığı bir ısı transfer hacmi gibi düşündüğümüzden bulduğumuz değerler kanatçık geometrisi üzerindeki dağılımı göstermekten çok ortalama bir değer bulunur. Bu sebeple bulduğumuz metal sıcaklıkların karşılaştırılmasında ortalama değerler üzerinden ilerlemek daha önem arz etmektedir. Bu şekilde incelediğimizde bir boyutlu ısı transfer analizi sonucu bulduğumuz sonuç ile bu analizden aldığımız sonuçların kabul edilebilir seviyede yakın olduğu görülmüştür. Analiz sonucunda türbin kanatçığına gelen sıcak gazın türbin kanadı üzerindeki dağılımı incelenmiştir.

3.6 Dinamik Analizler

3.6.1 Rotor Dinamiği Hesaplamaları

Mil, kesiti dairesel olan, boyu daire çapına oranla çok büyük olan güç/moment transfer eden ve gövde üzerinde bulunan yataklarla desteklenen makine elemanıdır. Miller, üzerinde taşıdığı elemanların değişik şekillerde yüklenmeleri sonucunda eğilmeye, güç iletimini sağlayan döndürme momenti nedeniyle de burulmaya zorlanır. Miller genellikle en az iki noktadan yataklanırlar. Şekil 3.139'de mil üzerindeki elemanların konumlandırılması gösterilmiştir.



Şekil 3.139 Mil Üzerindeki Rulman ve Yekpare Fan ve Türbin Yapısının Konumları

Dönen miller tasarlanırken milin çalışma bölgesi kritik hızlarından uzakta seçilmelidir. Seçilen bu devir sayısı milin kritik hızından küçük olabileceği gibi büyük de olabilir. Milin mukavemet değerlerini değiştirerek çalışma bölgesi, kritik hızın çok üstüne çıkarılabileceği gibi altına da düşürülebilir. Milin burulma doğal frekansı mile uygulanan zorlayıcı frekanstan daha küçük seçilmelidir. Bunun anlamı ise milin sertliği gereğinden fazla olmamalıdır.

Dönen milin hızı artırıldıkça, merkezde olmayan kütlelerin oluşturduğu merkezkaç kuvvetin etkisiyle mil eğilmeye başlar. Merkezkaç kuvvetine sadece malzemenin elastik kuvvetleri karşı koyar. [27]

Bir milde eğilme arttıkça eksantriklik ve merkezkaç kuvvet artar. Devir sayısı en düşük kritik devrin altında ise santrifüj kuvvetleri milin elastik kuvvetleri tarafından dengede tutulur. Kritik devirde ise, kütle merkezi teorik olarak sonsuz bir eğilmeye uğrar. Milin ve rulmanların sağladığı sönümleme sonucunda, teorik olarak sonsuz olan yer değiştirme sonlu hale gelir. Rotorlar veya miller iyi dengelenmiş olsalar da kritik hız veya kritik savrulma hızı olarak isimlendirilen bazı özel dönme hızlarında dengesiz kuvvetlerin etkisi altında sarsıntılı ve gürültülü çalışırlar. [29]

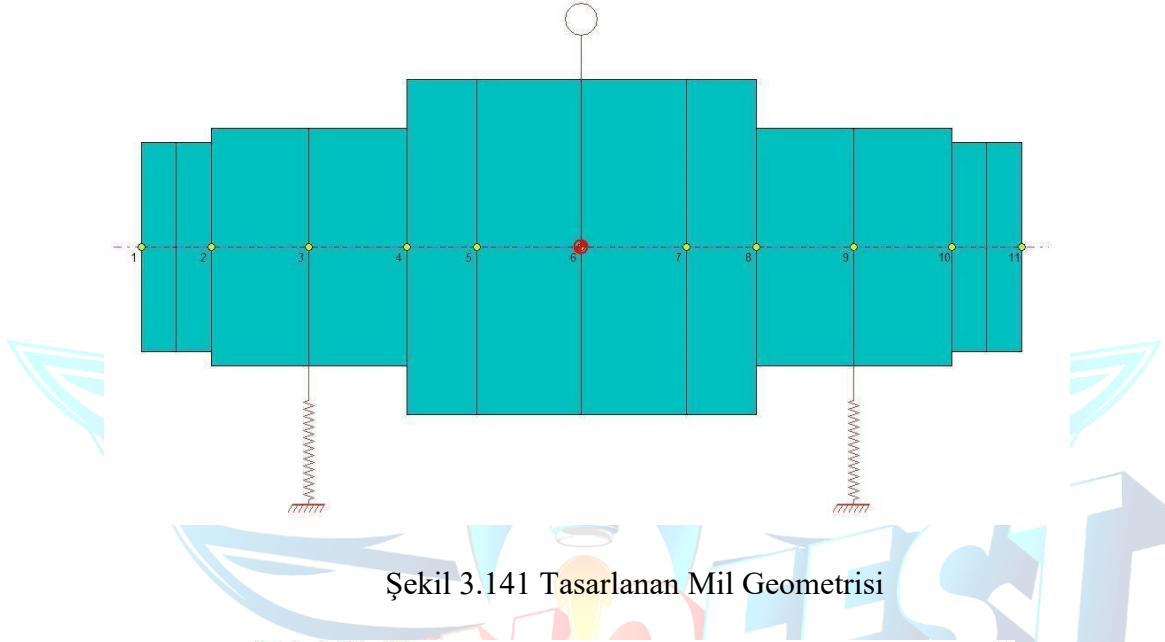
Rotor Dinamiği analizindeki amacı tasarlanan milin, seçilen rulmanın ve rulman konumlarının rotor dinamiği açısından uygun olup olmadığına bakmaktır.

Her milin veya rotorun yapısal özelliklerine bağlı kendisine özel kritik hızları bulunur. Kritik hızı etkileyen 3 önemli parametre vardır. Bu parametreler sırasıyla diskin kütlesi, sönümleme katsayısı ve en sonuncu parametre ise milin ve rulmanın direngenliğidir. Rotor dinamiği analizinde bu 3 parametre değiştirilerek milin çalışma aralığında olan doğal frekanslar ortadan kaldırılır. Böylece motoru tetikleyecek olan frekans değerleri minimize edilmiş olunur. Turbo makineler yüksek çalışma hızlarında çalıştıklarında dolayı de en çok kuvveti dengesizlik kuvveti oluşturur. Bu kuvvetlerin artması motorun zarar görmesine neden olur. Bu yüzden dengesizlik kuvvetlerini olabildiğince minimize ederek motorun çalışma ömrü uzatılmaya çalışılır. Gaz türbinlerinde bulunan rotorlar ilk çalıştırma sırasında durgun halden çalışma hızına doğru ivmelenirken kritik hız değerinde titreşimli ve gürültülü çalışırlar. Motorlar ilk kritik hız değerini çok hızlı geçecek şekilde tasarım yapılır. Gaz türbinleri motorunun çalışma aralığı belirlenirken bu kritik hız değerlerinden uzak bölgelerde çalışma hızı aralığı seçilir.

Yataklamada kullanılan rulmanların esnekliği, yatak uzunluğu, yatak boşluğu, yağlama yağı, sistemdeki sürtünme kuvvetleri ve türbin gibi elemanlara etki eden jiroskopik kuvvetler kritik hız değerini değiştirmektedir.

3.8.1 Milin Modlarının Belirlenmesi

KTR aşamasında tasarlanan mil DTR aşamasında bizlere verilen eğitimden sonra revize edilerek tekrardan tasarlanmıştır. Mil tasarımı olarak kademeli mil tercih edilmiştir. Programda mil 12 parçaya bölünmüş olup “Subsystem” oluşturularak 11 nokta şeklinde modellenmiştir. Aşağıda Şekil 3.141’de programa girilen mil geometrisi, Şekil 3.142’de ise tasarlanan milin ölçüleri gösterilmiştir.



Şekil 3.141 Tasarlanan Mil Geometrisi

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	2.5	0	15	0	0	
2	1	2	1	0	2.5	0	15	0	0	
3	2	1	1	0	7	0	17	0	0	
4	3	1	1	0	7	0	17	0	0	
5	4	1	1	0	5	0	24	0	0	
6	5	1	1	0	7.5	0	24	0	0	
7	6	1	1	0	7.5	0	24	0	0	
8	7	1	1	0	5	0	24	0	0	
9	8	1	1	0	7	0	17	0	0	
10	9	1	1	0	7	0	17	0	0	
11	10	1	1	0	2.5	0	15	0	0	
12	10	2	1	0	2.5	0	15	0	0	
13										
14										
15										
16										
17										
18										
19										
20										

Unit: (4) - Length, Diameter: mm

Tor K Save Save As Close Help

Şekil 3.142 Tasarlanan Mil Geometrisinin Ölçüleri

DYROBES programına mil geometrisi girildikten sonra milin malzeme özellikleri girilmiştir. KTR aşamasında mil malzemesi için “AISI 321H Annealed Stainless Steel” seçilmiştir. Tablo 3.58’de AISI 321H malzemesinin mekanik özellikleri verilmiştir. Bu özellikler “Shaft Elements” kısmından girilerek DYROBES programına aktarılmıştır.

Tablo 3.58 AISI 321H Malzemesinin Özellikler,

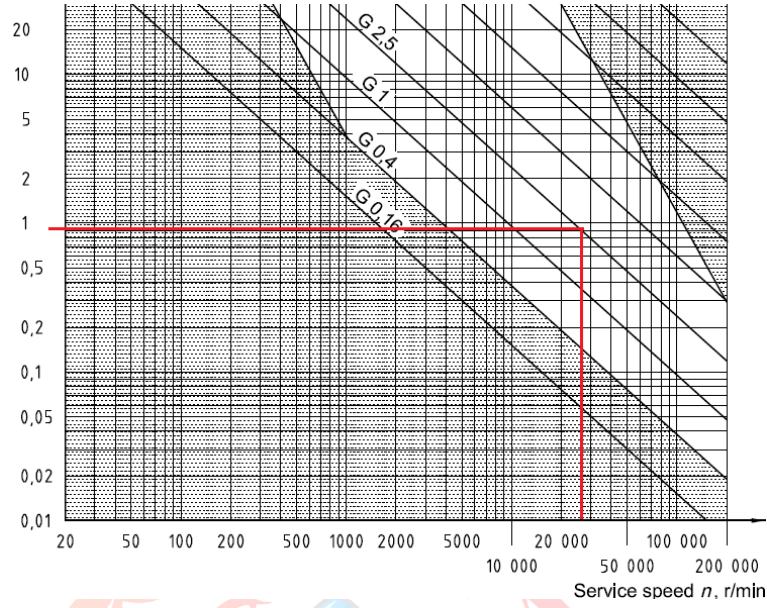
Yoğunluk (Kg/m ³)	Elastikiyet Modülü (MPa)	Kesme Modülü (MPa)
7800	220000	77000

Malzeme özellikleri DYROBES programına girildikten sonra aft-fan modülünde bulunan yekpare fan ve türbin yapısı disk şeklinde programa modellenmiştir. Programda “Disk” sekmesine diskin kütleli özellikleri ve konumu girilmiştir. Diskin mil üzerindeki konumu 6. Nokta olarak belirlenmiştir. Tablo 3.59’te diskin ağırlığı ve atalet momentleri verilmiştir.

Tablo 3.59 Yekpare Fan ve Türbin Yapısının Kütleli Özellikler,

Kütle (Kg)	Diameter İntertia (Kg.m ²)	Polar İntertia (Kg.m ²)
1,20324	0,003028	0,00602

Disk modellendikten sonra diskin dönmesi sonucunda bir miktar “balanssızlık” oluşur. Oluşan bu balanssızlık sonucunda dengesizlik kuvveti oluşacaktır. Dengesizlik kuvveti milin modları üzerinde etkilidir. Dengesizlik kuvveti bulunurken ISO 1940 standartından yararlanılmıştır. Şekil 3.143’ten kalıcı dengesizlik değeri belirlenmiştir. Şekil de yatay eksen motorun çalışma hızını dikey eksen ise izin verilen dengesizlik değerini temsil etmektedir. Radyal yük hesabı bölümünde balans kalite derecesi “G 2.5” olarak alınmıştır. Şekil de motorun çalışma hızından ve balans kalite derecesinden çizgi çekilerek izin verilebilir dengesizlik değeri “0,9” olarak bulunmuştur.



Şekil 3.143 İzin Verilen Dengesizlik ve Türbin Çalışma Hızı Grafiği

Daha sonra izin verilebilir dengesizlik değeri yekpare fan ve türbin yapısının kütlesi ile çarpılarak kalıcı dengesizlik değeri bulunmuştur. Tablo 3.60'da programa girilen kalıcı dengesizlik değeri verilmiştir.

Tablo 3.60 Kalıcı Dengesizlik Değeri

İstasyon	Kalıcı Dengesizlik Değeri (Kg.mm)
6	0,0008422

Disk in dönmesi sonucu oluşacak olan kalıcı dengesizlik değeri programa girildikten sonra rulmanlar programa eklenmiştir. Tasarımda 2 adet rulman kullanılmaktadır. KTR aşamasında gerekli el hesabı yapılarak rulman seçici yapılmıştır. Rotor dinamiği bölümünde rulman direngenliği seçilen rulmanın kataloğundan alınmıştır. Rotor dinamiği analizi sonucunda rulman direngenlikleri değiştirilerek milin çalışma aralığında olan kritik hızlar minimize edilecektir. Rulman direngenliğini düşürmek için rulman önüne sızdırmazlık elemanı koyularak direngenlik değeri düşürülecektir. Böylece tasarlanan aft-fan modülünün rotor dinamiği açısından uygun olduğu tasarım yapılacaktır.

Dyrobex programında yapılacak olan rotor dinamiği analizi sonucunda gerekli görülürse rulmanların yeri değiştirilecektir. Rotor dinamiği analizlerinde rulman direngenliklerinin

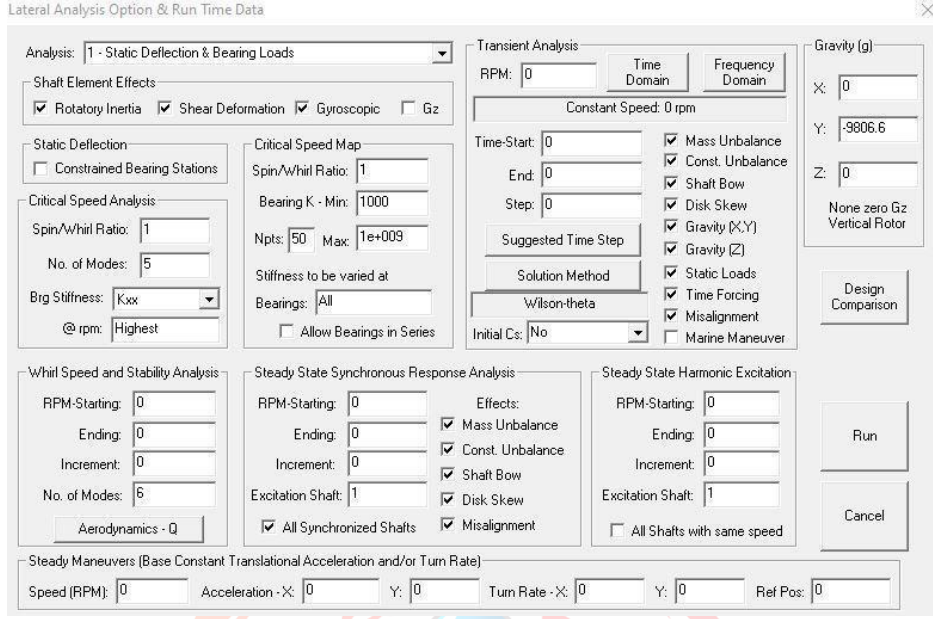
belirlenmesi çok önemli bir yere sahiptir. Rulmanın direngenliği rulman üreticilerinden veya özel programlar ile belirlenebilmektedir. Yapılan analizler sonucunda direngenlik değeri rulmanda daha küçük olan bir sızdırmazlık elemanı olan keçe kullanılacaktır. Direngenlik değeri tekrardan hesaplanıp programa girilmiştir. Rulmanın kendi direngenliği rulman kataloğundan alınmıştır. Genellikle sızdırmazlık elemanını literatür araştırması ve eğitimde bizlerle paylaşılan değerler sonucunda direngenlik değeri 5000 olarak alınmıştır. Sonra her iki parçanın direngenliği alınarak eşdeğer direngenlik değeri bulunmuştur. Sönümlenme katsayısı olarak ise rulmanın kendi içindeki yağdan dolayı 0.1 olarak alınmıştır. Bu değer rulman kataloğundan ve verilen eğitimler sonucu belirlenmiştir. Tablo 3.61’de programa girilen rulmanın özellikler gösterilmiştir. [32]

Tablo 3.61 Rulmanın Özellikleri

Rulman Adı	İstasyon	K_{xx}	K_{yy}	C_{xx}	C_{yy}
A	3	5000	5000	0.1	0.1
B	9	5000	5000	0.1	0.1

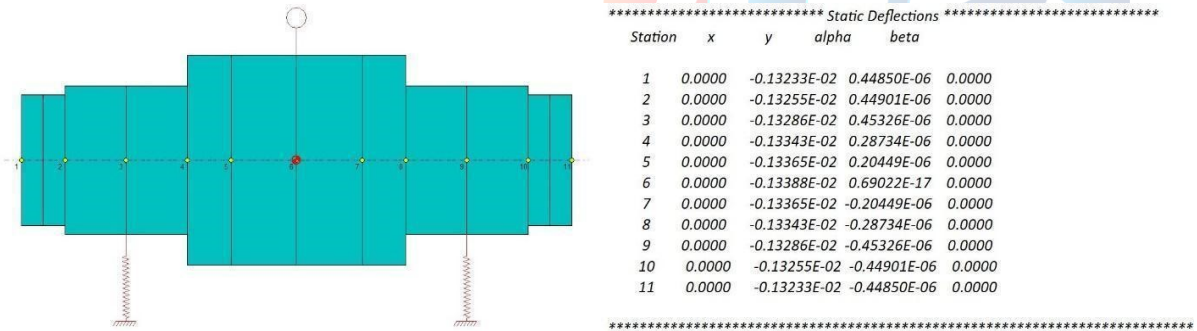
DYROBES programına bütün girdiler girildikten sonra ilk başta girilen değerlerin CAD programında tasarlana değerler ile doğru olup olmadığı kontrol edilmiştir. DYROBES programında “Model Summary” bölümünden girilen bütün değerler kontrol edilmiştir. Kontrol sonucunda değerler CAD programındaki değerler ile uyumaktadır.

Daha sonra “Analysis” sekmesi altında “Lateral Vibration” seçilerek analiz sekmesine girilmiştir. Burada analiz tipi olarak “Static Deflection & Bearing Loads” seçilmiştir. Şekil 3.144’de analiz tipinin detayları gösterilmiştir.



Şekil 3.144 Static Deflection & Bearing Loads Analiz Tipi Detayları

Analiz çözdürüldükten sonra ilk olarak milde ne kadar statik çökme olmuş ona bakılmıştır. Bu analiz tipinde milin hareket etmediği durumda sadece mil üzerindeki yekpare fan, türbin yapısındanın ağırlığından dolayı rulmanlara gelen reaksiyon yükleri, rulmanlarda oluşan sehim miktarları belirlenmiştir. Şekil 3.145’de milin dönmediği durumdaki statik çökme miktarı gösterilmiştir. Şekil 3.146’de ise milin dönmediği durumda yekpare fan ve türbin yapısının ağırlığında dolayı rulmanlara gelen reaksiyon kuvvetleri verilmiştir.



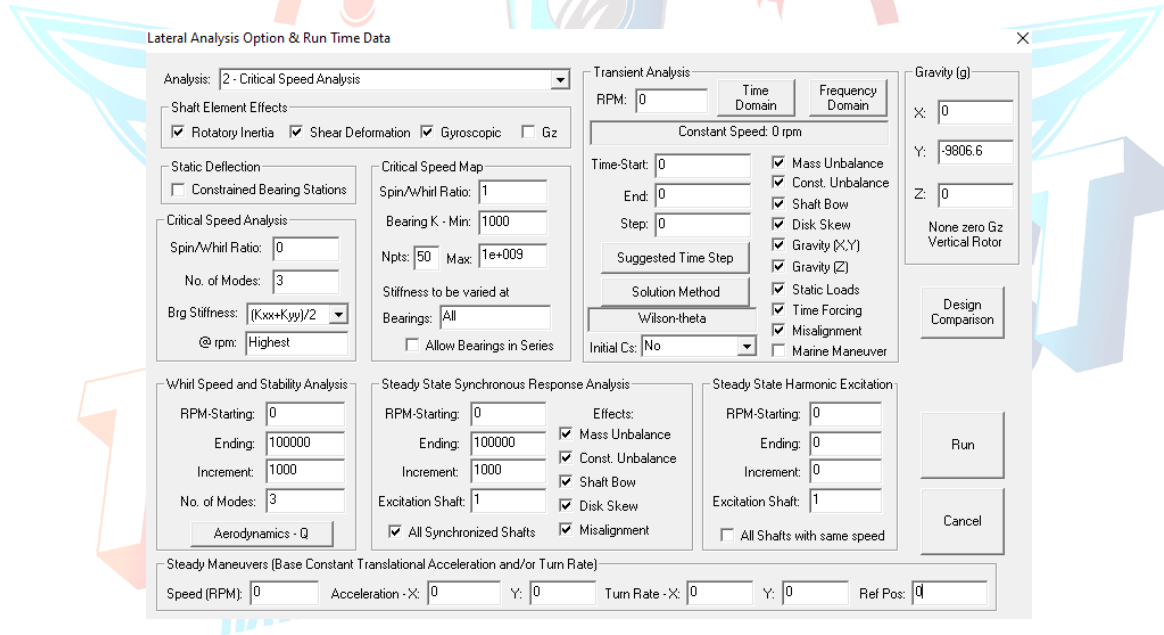
Şekil 3.145 Milin Dönmediği Durumdaki Statik Çökme Miktarı

***** Bearing and Constraint Reaction

Station	Fx	Fy	Mx	My
3	0.0000	6.6431	0.0000	0.0000
9	0.0000	6.6431	0.0000	0.0000

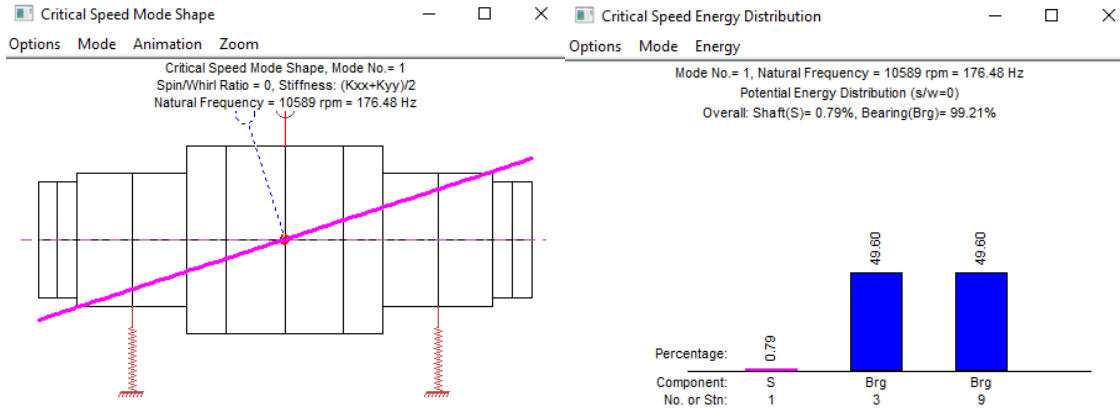
Şekil 3.146 Milin Dönmediği Durumdaki Rulmanlara Gelen Reaksiyon Kuvvetleri

İkinci olarak ise sistemin hareket etmediği durumlardaki “Mod Şekilleri” belirlenmiştir. Analiz tipi “Critical Speed Analysis” seçilmiştir. Bu analiz tipinde “Spin/Whirl Ratio” değeri “0” girilerek sistemin dönmediği kabul edilerek analiz çözdürülmüştür. Daha önceden yapılan analizlerde 3 modun yeterli olduğu görülmüştür. Bundan dolayı Mod sayısı olarak “3” seçilmiştir. Şekil 3.147’de analiz tipinin detayları gösterilmiştir.



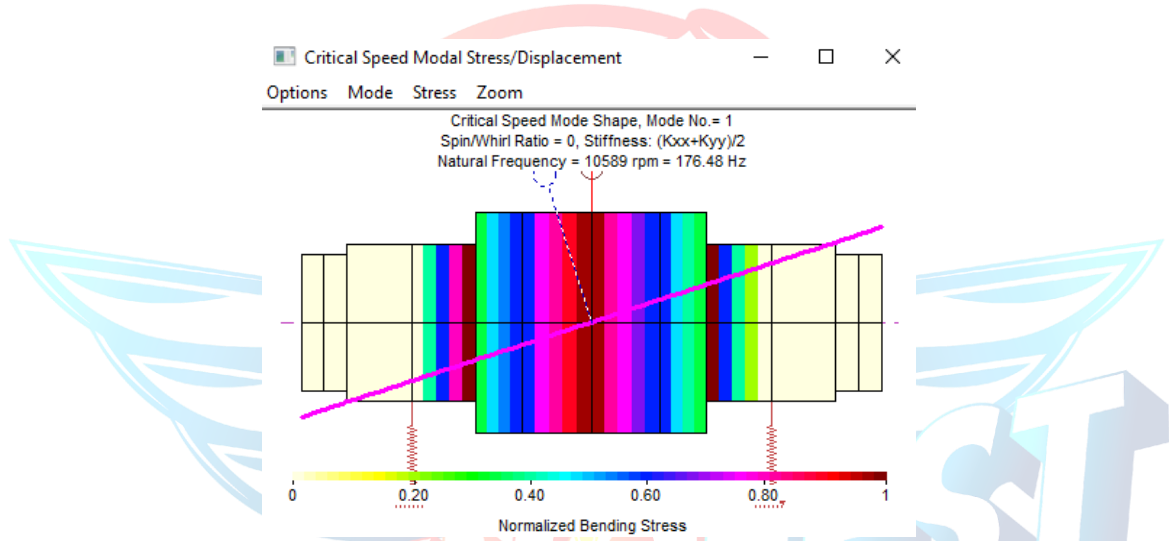
Şekil 3.147 Critical Speed Analysis Analiz Tipi Detayları

Analiz çözdürüldükten sonra “PostProcessor” sekmesi altında “Critic Speed Analysis” bölümünden her 3 moddaki milin şekli, enerji dağılımları ve modal çökmeleri incelenmiştir. Şekil 3.148’de 1. Moddaki değerler verilmiştir. Sistemin ilk modu “Rijit” mod olarak davranmaktadır.



a)

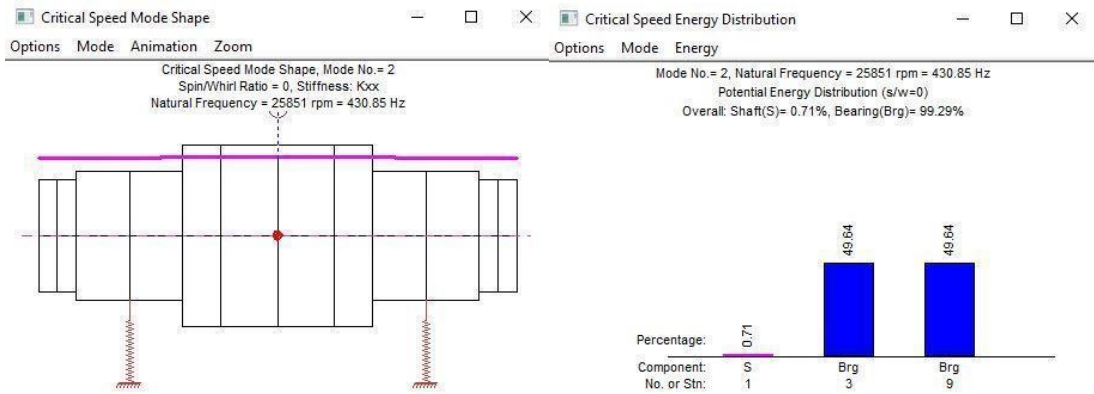
b)



c)

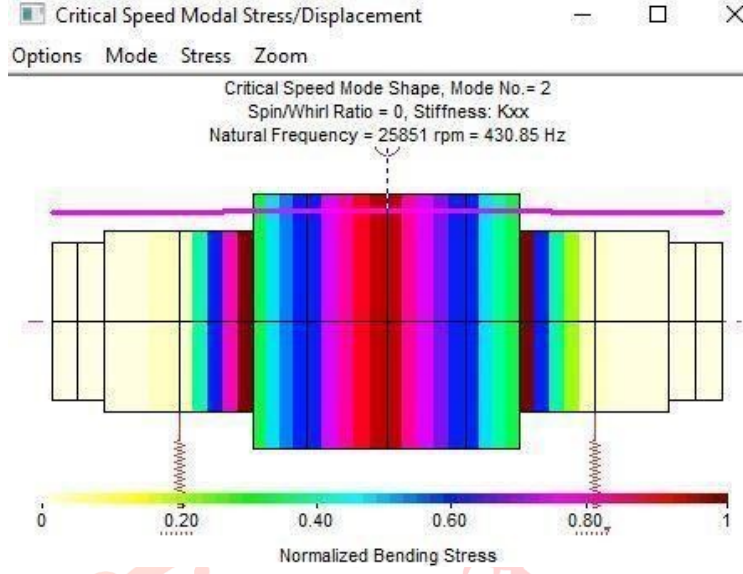
Şekil 3.148 1. Moddaki a) Mod Şekli, b) Enerji Dağılımı, c) Modal Stress Değerleri

1.Mod incelendikten sonra 2. Moda bakılmıştır. Şekil 3.149’de 2. Moddaki milin şekli, enerji dağılımı ve modal çökme değeri verilmiştir. 2. Mod “Rijit Mode” olarak davranmaktadır.



a)

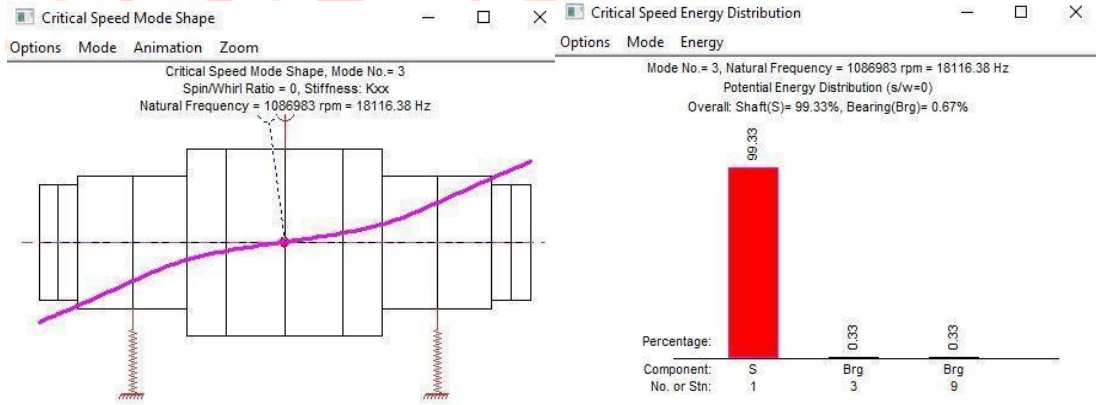
b)



c)

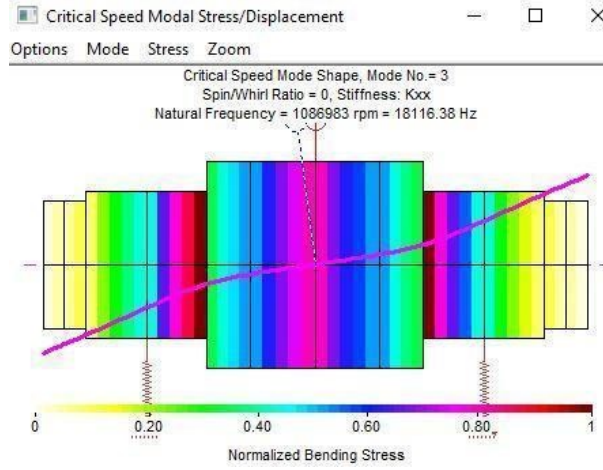
Şekil 3.149 2. Moddaki a) Mod Şekli, b) Enerji Dağılımı, c) Modal Stress Değerleri

2.Mod incelendikten sonra 3. Mod incelenmiştir. 3. Mod değeri motorun çalışma hızı aralığının çok yukarısında bir değerdedir. Şekil 3.150'de 3. Moddaki milin şekli, enerji dağılımı ve modal çökme değeri verilmiştir. 3. Mod "Bending Mode" olarak davranmaktadır.



a)

b)



c)

Şekil 3.150 3. Moddaki a) Mod Şekli, b) Enerji Dağılımı, c) Modal Stress Değerleri

Sistem hareket etmediği durumlardaki mod değerleri belirlendikten sonra sistemin hareket ettiği durumdaki mod değerleri belirlenmiştir. Bu analiz için analiz tipi olarak yine “Critical Speed Analysis” seçilmiştir. “Spin/Whirl Ratio” değeri ise “1” olarak girilerek sistemin döndüğü kabulü yapılmıştır. Bu analizde sistemin döndüğü durumdaki modalrı belirlenmiştir. Daha önceden yapılan analizlerde 3 modun yeterli olduğu görülmüştür. Bundan dolayı Mod sayısı olarak “3” girilerek sadece bu modlara bakılmıştır. Şekil 3.151’de girilen değerler gösterilmiştir.

Lateral Analysis Option & Run Time Data

Analysis: 2 - Critical Speed Analysis

Shaft Element Effects
 Rotatory Inertia Shear Deformation Gyroscopic Gz

Static Deflection
 Constrained Bearing Stations

Critical Speed Analysis
Spin/Whirl Ratio: 1
No. of Modes: 3
Brg Stiffness: (Kxx+Kyy)/2
@ rpm: Highest

Critical Speed Map
Spin/Whirl Ratio: 1
Bearing K - Min: 1000
Npts: 50 Max: 1e+009
Stiffness to be varied at
Bearings: All
 Allow Bearings in Series

Whirl Speed and Stability Analysis
RPM-Starting: 0
Ending: 100000
Increment: 1000
No. of Modes: 3
Aerodynamics - Q

Steady State Synchronous Response Analysis
RPM-Starting: 0
Ending: 100000
Increment: 1000
Excitation Shaft: 1
 All Synchronized Shafts

Effects:
 Mass Unbalance
 Const. Unbalance
 Shaft Bow
 Disk Skew
 Misalignment

Steady State Harmonic Excitation
RPM-Starting: 0
Ending: 0
Increment: 0
Excitation Shaft: 1
 All Shafts with same speed

Transient Analysis
RPM: 0
Time Domain
Frequency Domain
Constant Speed: 0 rpm
Time-Start: 0
End: 0
Step: 0
Suggested Time Step
Solution Method
Wilson-theta
Initial Cs: No

Gravity (g)
X: 0
Y: -9806.6
Z: 0
None zero Gz
Vertical Rotor

Design Comparison

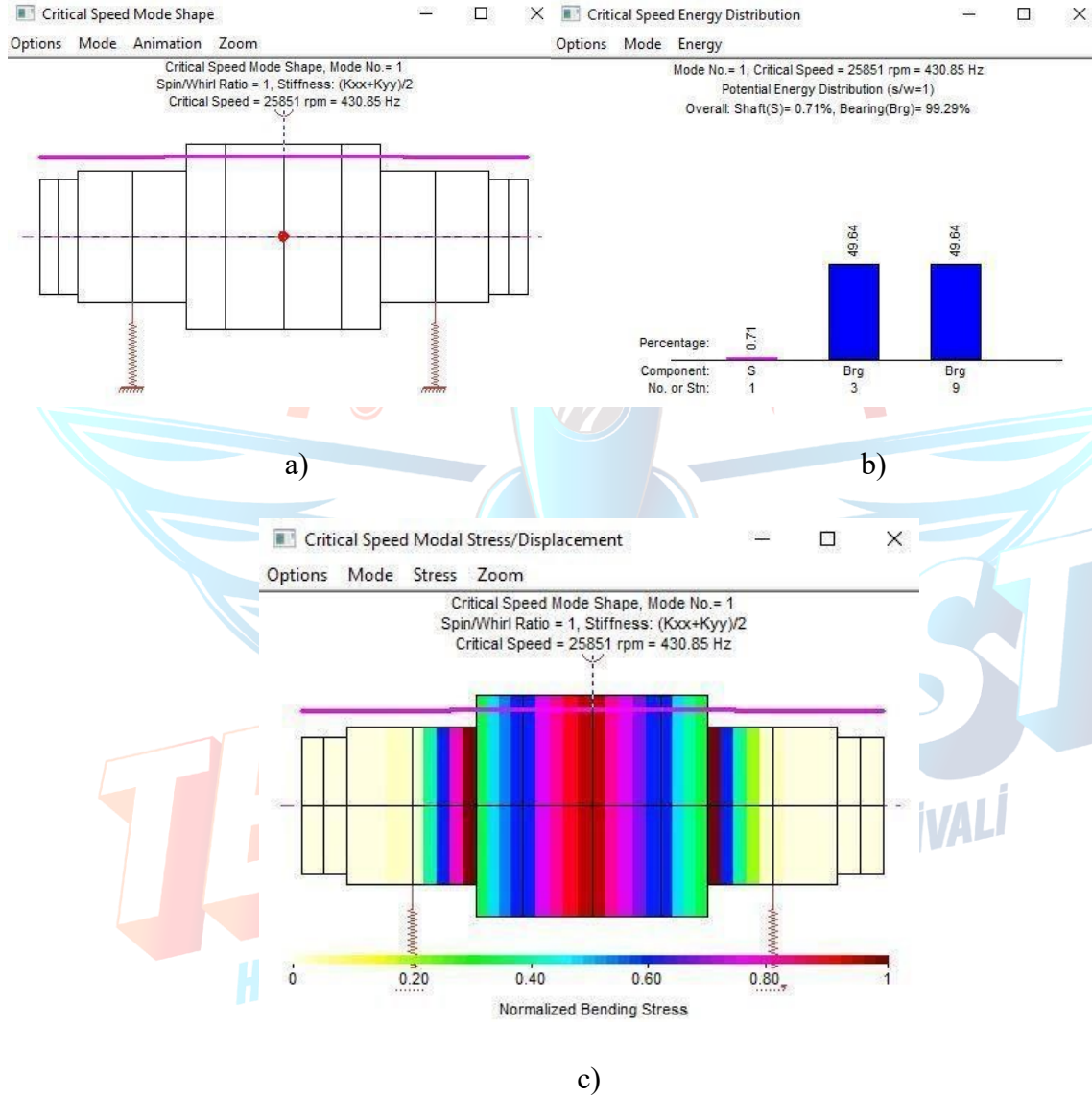
Run

Cancel

Steady Maneuvers (Base Constant Translational Acceleration and/or Turn Rate)
Speed (RPM): 0
Acceleration - X: 0
Y: 0
Turn Rate - X: 0
Y: 0
Ref Pos: 0

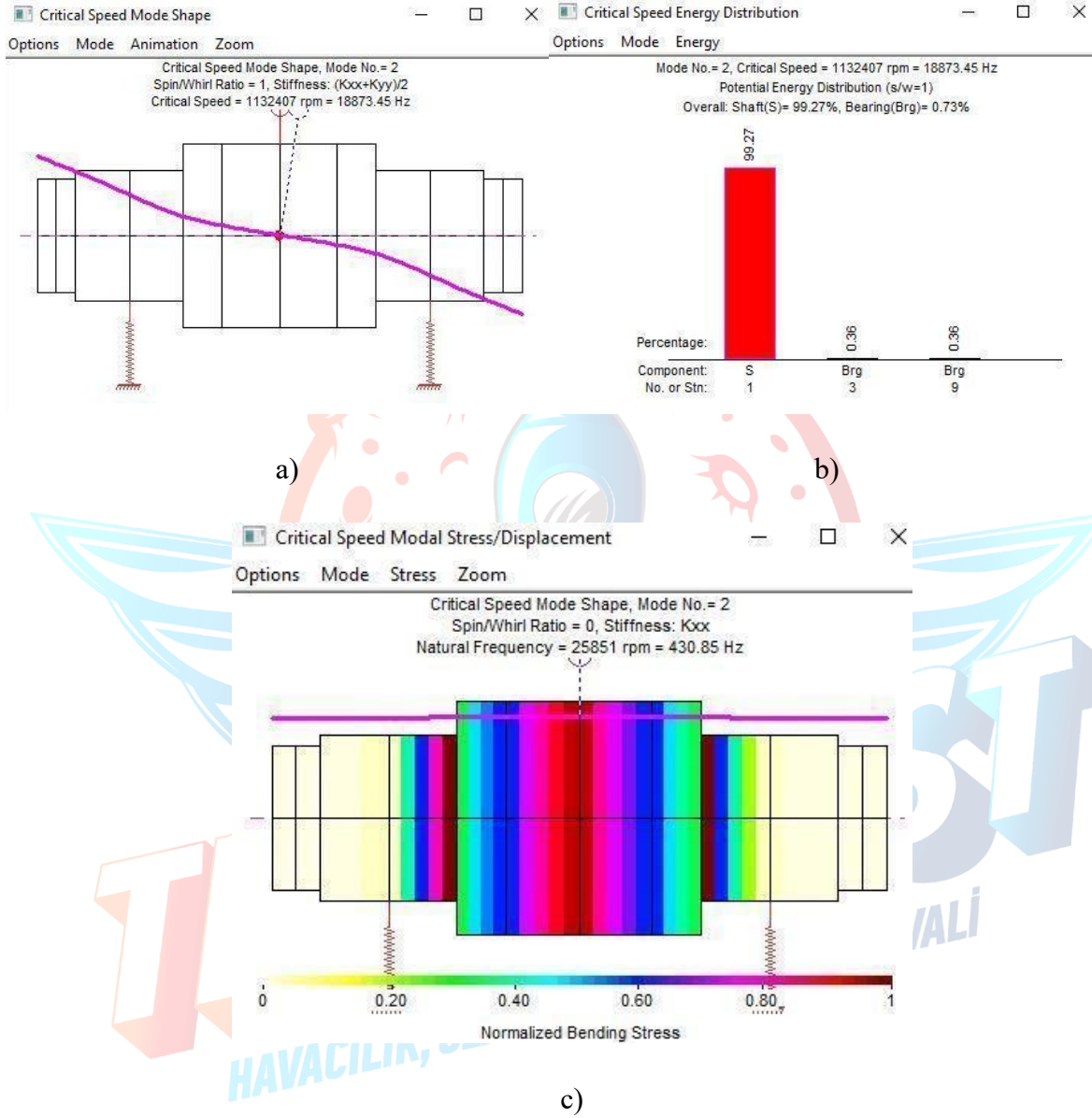
Şekil 3.151 Kritik Hız Analiz Tipi Detayları

Analiz çözdürüldükten sonra “PostProcessor” sekmesi altında “Criti/8c Speed Analysis” bölümünden her 3 moddaki milin şekli, enerji dağılımları ve modal çökmeleri incelenmiştir. Şekil 3.152’de 1. Moddaki değerler verilmiştir. Sistemin ilk modu “Rijit” mod olarak davranmaktadır.



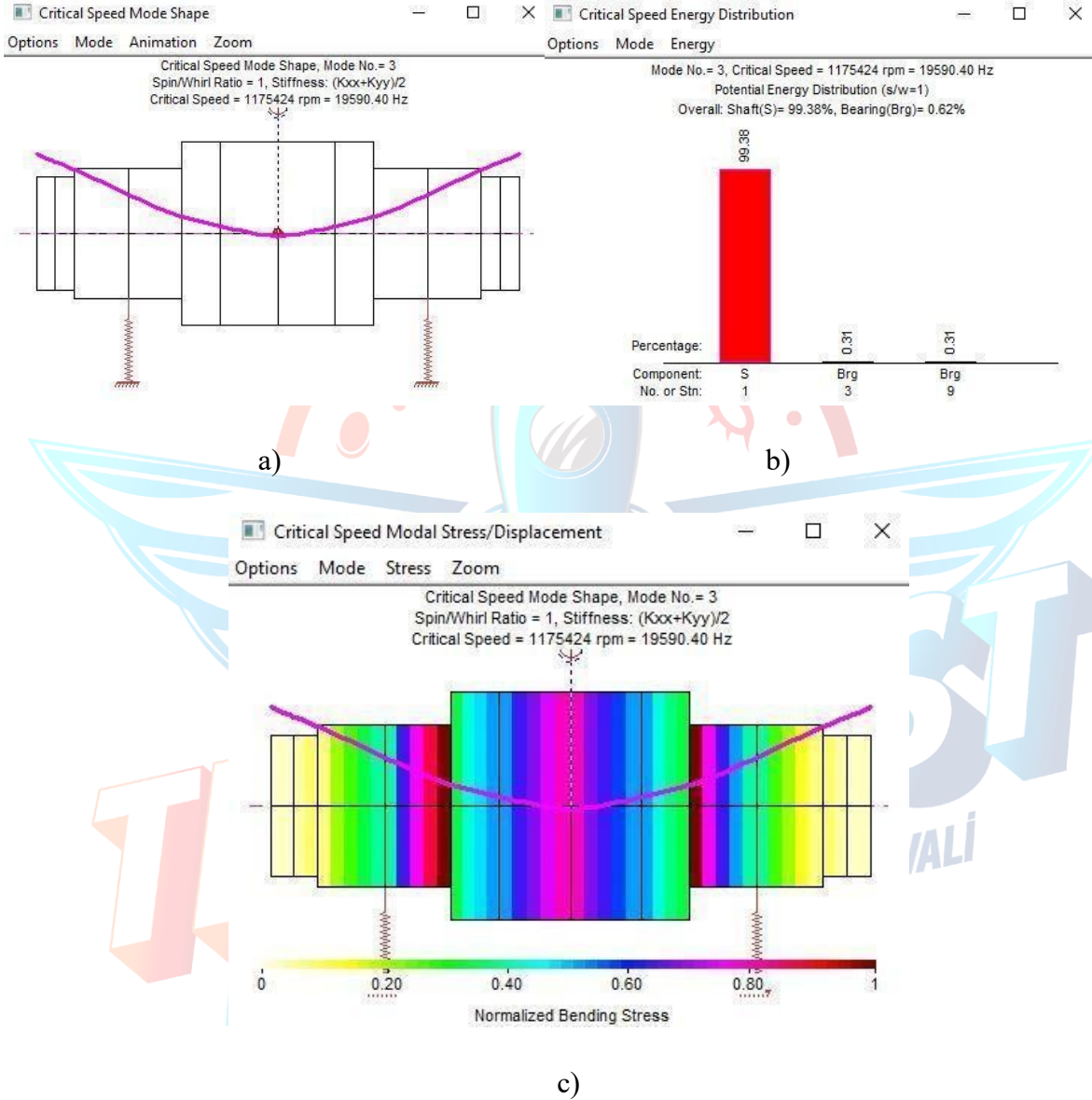
Şekil 3.152 1. Moddaki a) Mod Şekli, b) Enerji Dağılımı, c) Modal Stress Değerleri

1. Mod incelendikten sonra 1. Mod incelenmiştir. 1. Mod değeri motorun çalışma hızı aralığının çok yukarısında bir değerdedir. Şekil 3.153'de 2. Moddaki milin şekli, enerji dağılımı ve modal çökme değeri verilmiştir. 2. Mod "Bending Mode" olarak davranmaktadır.



Şekil 3.153 2. Moddaki a) Mod Şekli, b) Enerji Dağılımı, c) Modal Stress Değerleri

2.Mod incelendikten sonra 3. Mod incelenmiştir. 3. Mod değeri motorun çalışma hızı aralığının çok yukarısında bir değerdedir. Şekil 3.154’de 3. Moddaki milin şekli, enerji dağılımı ve modal çökme değeri verilmiştir. 3. Mod “Bending Mode” olarak davranmaktadır.

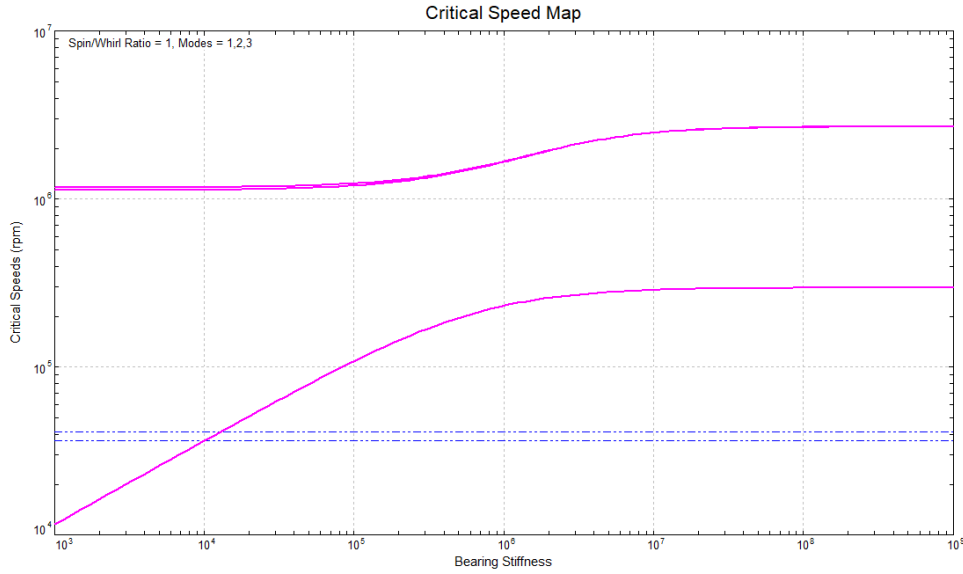


Şekil 3.154 3. Moddaki a) Mod Şekli, b) Enerji Dağılımı, c) Modal Stress Değerleri

Bir sonraki analiz tipi olarak “Whirl Speed & Stability Analysis” tipi seçilmiştir. Bu analiz tipinde sistemin modunun bizim çalışma aralığımızda olup olmadığını belirlenecektir. Analizde maksimum 100000 rpm’e kadar 1000 rpm artarak analiz çözümlenmiştir. İlk 3 moddaki değerlere incelenmiştir. Şekil 3.155’de analize girilen değerler gösterilmiştir.

Şekil 3.155 Whirl Speed Analiz Tipi Detayları

Analiz çözdürüldükten sonra ilk olarak “PostProcessor” sekmesi altında “Critc Speed Map” eklenmiştir. Kritik hız haritasında ilk 3 mod değerleri incelenmiştir. Şekil 3.156’de rulman direngenliği ile çalışma hızının grafiği verilmiştir. Motorumuzun çalışma aralığında en uygun rulman direngenlik değeri bu grafik yardımı ile belirlenebilir. Çalışma aralığı içinde mod olan bölgelerdeki rulman direngenliği değerleri motorun parçalanmasına yol açabilir. Rulman direngenliği değeri seçilirken bu değer dışındaki direngenlik değerleri seçilecektir.

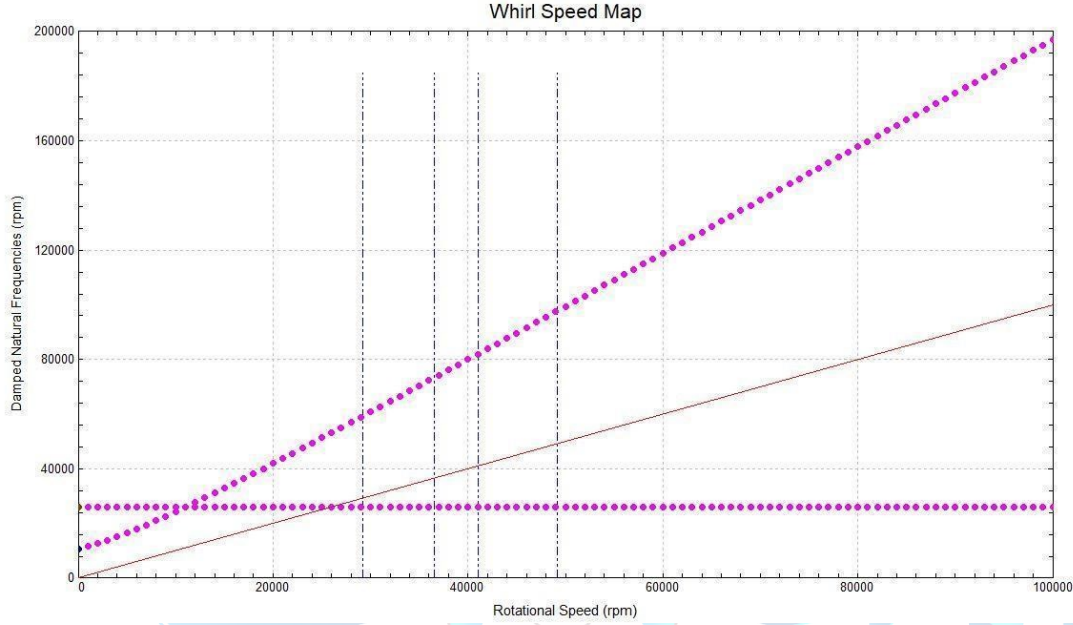


Şekil 3.156 Kritik Hız Haritası

Sonra “PostProcessor” sekmesinde “Whirl Speed And Stability (vs. rpm)” bölümü altından “Whirl Speed Map” eklenmiştir. Bu grafik “Campbell Diagram” olarak bilinmektedir. Bir Campbell diyagramı grafik, bir sistemin salınım rejiminin bir fonksiyonu olarak tepki spektrumunu temsil eder. Konsepti tanıtan Wilfred Campbell'ın adı verilmiştir. Aynı zamanda girişim diyagramı olarak da adlandırılır. Campbell diyagramında motorun çalışma hızı aralığı ile sistemin doğal frekans değerleri bulunmaktadır. Çalışma hızı değeri alınırken eğitimde söylenildiği gibi %20 marjın değeri alınarak analize girilmiştir. Motorun çalışma hızı aralığı ise 36500 rpm ile 41000 rpm arasında alınmıştır. Bu değerler Şekil 3.157’de gösterilmiştir. [33]

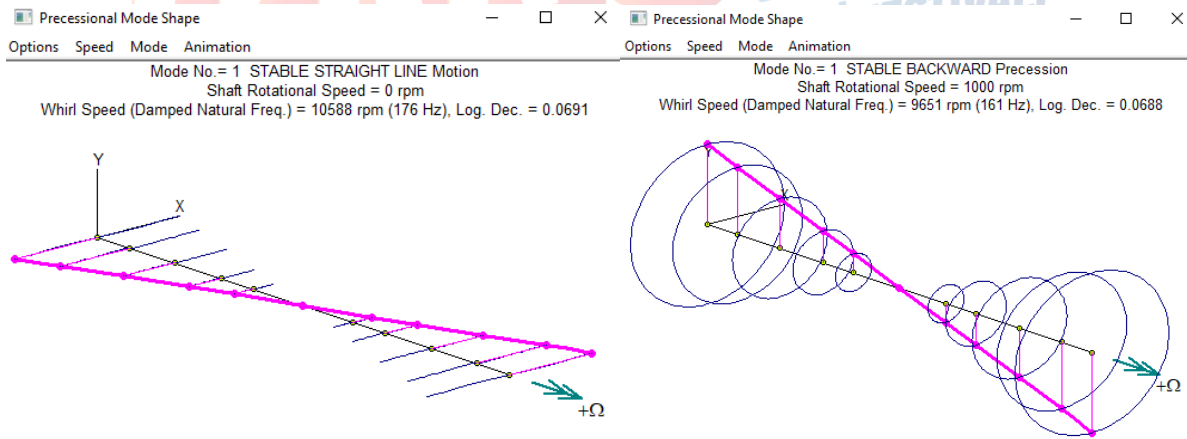
Şekil 3.157 Motor Çalışma Hızlarının Grafiğe Aktarılması

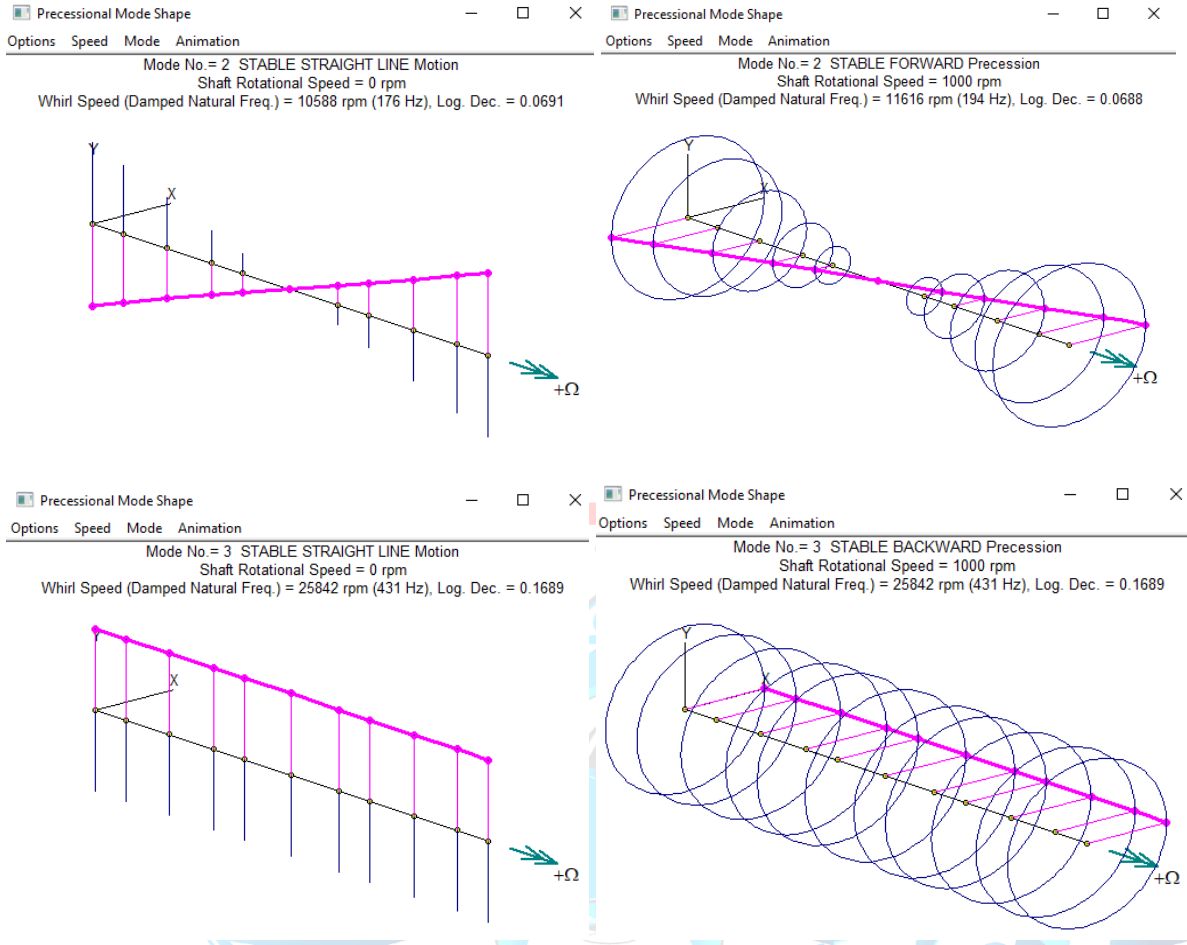
Daha sonra Campbell diyagramı incelendikten sonra grafik oluşturulmuştur. Grafikte sistemin modları ile dönme frekansı değerleri eğer bizim motorumuzun çalışma aralığında çakışırsa o hız bizim kritik hızımız olmaktadır. Campbell diyagramı incelendiğinde motorumuz çalışma aralığında hiçbir kritik hız değeri bulunmamaktadır. Şekil 3.158’de campbell diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 3.158 Campbell Diyagramı

Şekil 3.159’de her modun dönmediği durum ve döndüğü durumlardaki 3D Mode Shapeleri gösterilmiştir.





Şekil 3.159 İlk Üç Moddaki Üç Boyutlu Mode Shapeleri

Bir sonraki analiz tipi olarak “Steady State Synchronous Response – Linear System” tipi seçilmiştir. Bu analiz tipinde sistemde bulunan rulmanlara dengesizlik(unbalance) sonucunda ne kadar yük geliyor ve bölgeler ne kadar sehim yapmış onlar belirlenecektir. Analizde maksimum 100000 rpm’e kadar 1000 rpm artarak analiz çözümlenmiştir. Şekil 3.160’de analize girilen değerler gösterilmiştir.

Lateral Analysis Option & Run Time Data

Analysis: 5 - Steady State Synchronous Response - Linear System

Shaft Element Effects:
 Rotatory Inertia Shear Deformation Gyroscopic Gz

Static Deflection:
 Constrained Bearing Stations

Critical Speed Analysis:
 Spin/Whirl Ratio: 1
 No. of Modes: 3
 Brg Stiffness: (Kxx+Kyy)/2
 @ rpm: Highest

Critical Speed Map:
 Spin/Whirl Ratio: 1
 Bearing K - Min: 1000
 Npts: 50 Max: 1e+009
 Stiffness to be varied at
 Bearings: All
 Allow Bearings in Series

Transient Analysis:
 RPM: 0
 Time Domain
 Frequency Domain
 Constant Speed: 0 rpm
 Time-Start: 0
 End: 0
 Step: 0
 Suggested Time Step
 Solution Method
 Wilson-theta
 Initial Cs: No

Gravity (g):
 X: 0
 Y: -9806.6
 Z: 0
 None zero Gz Vertical Rotor
 Design Comparison

Whirl Speed and Stability Analysis:
 RPM-Starting: 0
 Ending: 100000
 Increment: 1000
 No. of Modes: 3
 Aerodynamics - Q

Steady State Synchronous Response Analysis:
 RPM-Starting: 0
 Ending: 100000
 Increment: 1000
 Excitation Shaft: 1
 All Synchronized Shafts

Effects:
 Mass Unbalance
 Const. Unbalance
 Shaft Bow
 Disk Skew
 Misalignment

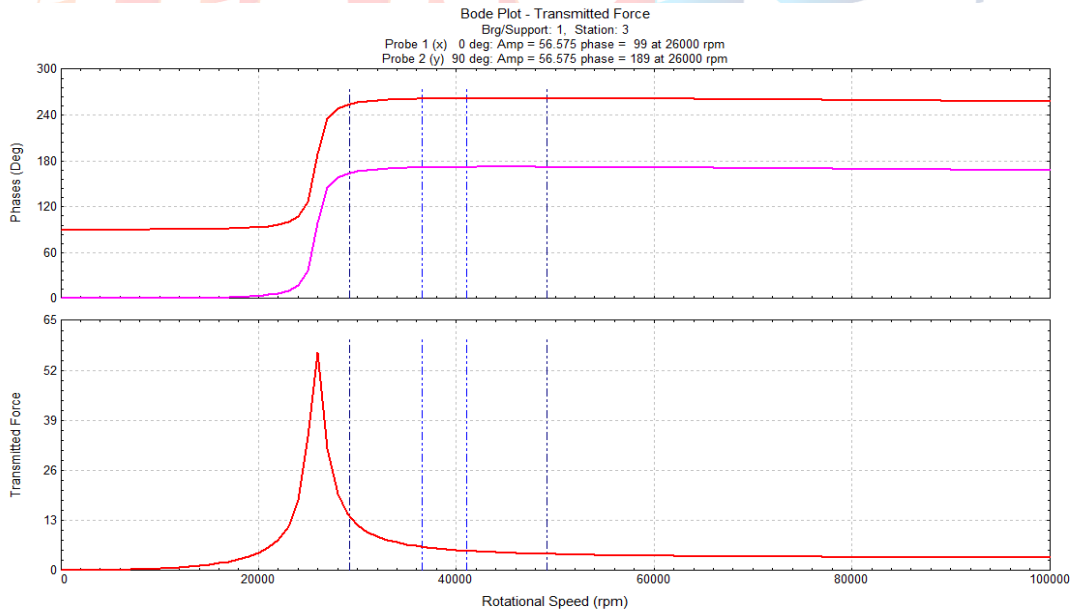
Steady State Harmonic Excitation:
 RPM-Starting: 0
 Ending: 0
 Increment: 0
 Excitation Shaft: 1
 All Shafts with same speed

Steady Maneuvers (Base Constant Translational Acceleration and/or Turn Rate)
 Speed (RPM): 0 Acceleration - X: 0 Y: 0 Turn Rate - X: 0 Y: 0 Ref Pos: 0

Run
Cancel

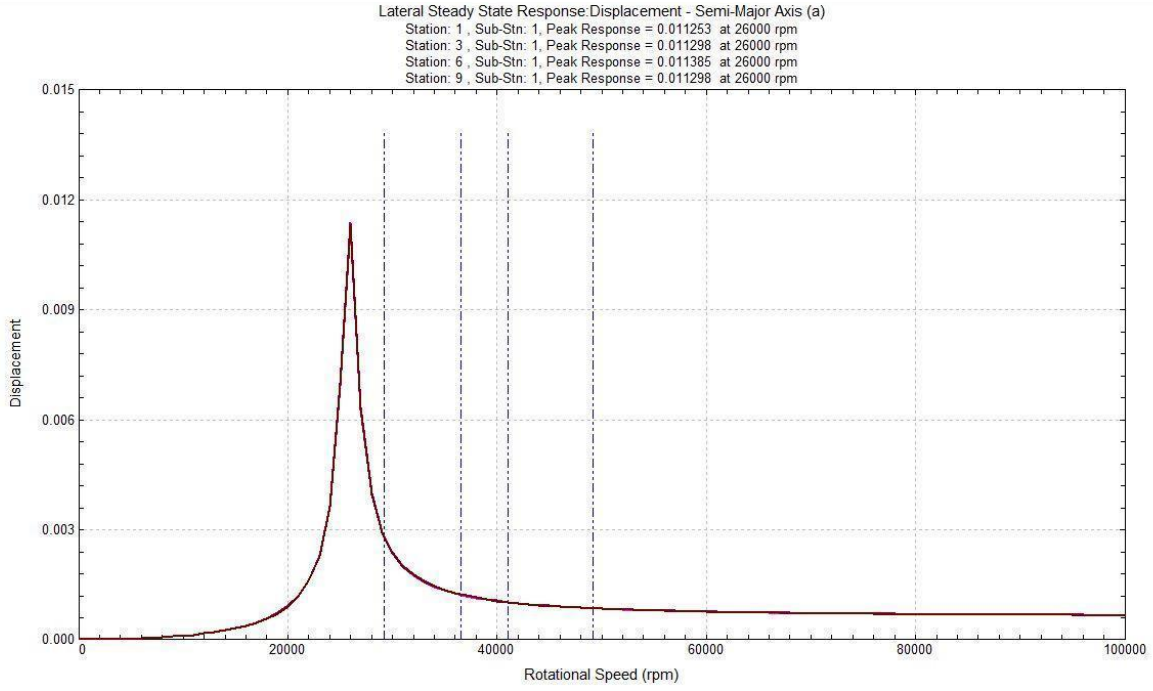
Şekil 3.160 Steady State Synchronous Response-Linear System Analiz Tipi Detayları

Sistemde bulunan rulmanlara dengesizlik (unbalance) den dolayı kuvvet etki etmektedir. Bu dengesizlik kuvveti her rulmana ayrı ayrı etki etmektedir. Tasarımda "jeffcott" yapısı benimsendiğinden dolayı her iki rulmanlara da aynı kuvvet etki etmektedir. Şekil 3.161'de dengesizlikten (unbalance) dolayı rulmanlara etkiyen kuvvetler gösterilmiştir. Grafikte yatay eksen motorun çalışma hızını, dikey eksen ise rulmanlara aktarılan kuvveti göstermektedir. Bir önceki analiz tipinde olduğu gibi bu analiz tipinde de %20 marjin değeri alınarak motorun çalışma hızı aralığı girilmiştir.



Şekil 3.161 Dengesizlik (Balanssızlık) Sonucunda Rulmana Etki Eden Yük

Dengesizlik (Balanssızlık) sonucunda sistemdeki her bölge farklı deplasman değerlerine sahiptir. Şekil 3.162’de dengesizlik kuvveti sonucunda sistemdeki farklı istasyonlardaki deplasman miktarları gösterilmiştir. Maksimum deplasman yekpare fan ve türbin yapısının olduğu bölgede oluşmaktadır. Şekilde rulmanların olduğu ve yekpare fan ve türbin yapısının olduğu bölgelerdeki deplasman miktarları gösterilmiştir.



Şekil 3.162 Dengesizlik (Unbalance) Kuvveti Sonucunda Farklı Bölgelerdeki Deplasman Miktarları

Yapılan rotor dinamiği analizi sonucunda sistemin modları belirlenmiştir. Belirlenen bu modların motorun çalışma aralığında olup olmadığına bakılarak sistemin kritik hızı olup olmadığına bakılmıştır. Yapılan analiz sonucunda sistemin çalışma hızı aralığındaki kritik hız değerleri ortadan kaldırılmıştır. Böylece motor çalışma hızı aralığında rezonansa girmeden çalışmasına devam edebilecektir. Rotor dinamiği analizi sonucunda rulmanın dirençlik değeri belirlenmiş olup rulman seçimi bölümünde gerekli dirençliği sağlayan rulman seçilecektir. Rotor dinamiği analizi sonucunda bulunan maksimum sehim miktarı termal analizler sonucunda gelecek olan sehim ile toplanarak aerodinamik tasarım bölümünde verilen “clearance” değerinin yeterli olup olmadığına bakılacaktır.

3.7 Yapısal Analizler

3.7.1 Bir Boyutlu Yapısal Analizler

Bir boyutlu yapısal analizler aerodinamik tasarım üzerinde doğrudan bir etkiye sahiptir. Bir boyutlu yapısal analizlerin sonucunda tasarlanan aerodinamik tasarımın üzerindeki gerilmelerin ve ömür hesabının yapılmasında önemlidir.

Genel olarak jet motorlarındaki türbinlerin kanatçıkları için üç tür gerilme vardır. Bu gerilmeler kanatçıkların içindeki yüksek sıcaklık gradyanı nedeniyle termal gerilme, mekanik gerilmeler nedeniyle santrifüj gerilme ve gas bending gerilme olarak adlandırılır. Bu bölümde yukarıda bahsedilen termal, santrifüj ve gas bending gerilmeler hesaplanacaktır.

3.7.1.1 Türbin Termal Gerilme

Türbin kanatçık sıcaklığı, kanatçık yüksekliği ve enine kesiti boyunca düzgün değildir. Kanatçık, sıcak gazlarla çevrilidir ve her kesitte kanatçık yüksekliğine bağlı olarak ortalama bir sıcaklık vardır. Kanatçıktaki herhangi bir nokta için ortalama sıcaklığın üstünde veya altında bir ΔT sıcaklık farkı vardır. Bu sıcaklık farkından dolayı termal gerilmeler oluşmaktadır.

Termal gerilme Denklem 3.7.1 ile hesaplanmaktadır. [3]

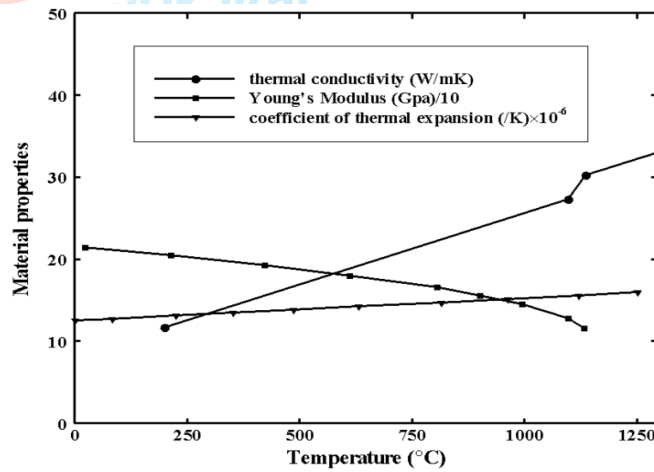
$$\sigma_T = E * \alpha * \Delta T$$

(3.7.1)

Burada;

α : Kanatçık malzemesinin genleşme katsayısını,

E : Kanatçık malzemesinin elastikiyet modülüdür (MPa).



Şekil 3.163 In738 Elastikiyet Modülü (Young Modülü) Sıcaklık İlişkisi [28]

Tablo 3.62 Termal Gerilme Girdileri

Elastikiyet Modülü (MPa)	Genleşme Katsayısı (1/K)	Sıcaklık Farkı (ΔT)
$1,75 \times 10^5$	$14,5 \times 10^{-6}$	35,657 K

Tablo 3.38'deki değerler Denklem 3.9.1'de yerine konulduğunda termal gerilme,

$$\sigma_T = 90.428 \text{ Mpa}$$

ulunur.

3.7.1.2 Türbin Santrifüj Gerilme

Santrifüj gerilme dönme hızından kaynaklı kanatçıklarda oluşan gerilmedir. Dönme hızıyla doğru orantılı olarak artmaktadır. Santrifüj gerilme Denklem 3.7.2'den bulunmaktadır. [3]

$$(\sigma_{ct})_{max} = 2\pi * N^2 * \rho_b * A \quad (3.7.2)$$

Burada;

N : Dönme hızı (rev/s),

A : Annulus alanı (m^2),

ρ_b : Malzemenin yoğunluğudur (kg/m^3).

Tablo 3.63 Türbin Tasarım Santrifüj Gerilme Girdileri

Dönme hızı	Annulus alanı	Yoğunluk
616,666 (rev/s)	0,005312 (m^2)	8109,99 (kg/m^3)

Tablo 3.39'daki değerler Denklem 3.7.2'de yerine konulduğunda santrifüj gerilme,

$$(\sigma_{ct})_{max} = 102,944 \text{ Mpa}$$

bulunur.

3.7.1.3 Türbin Gas Bending Gerilmesi

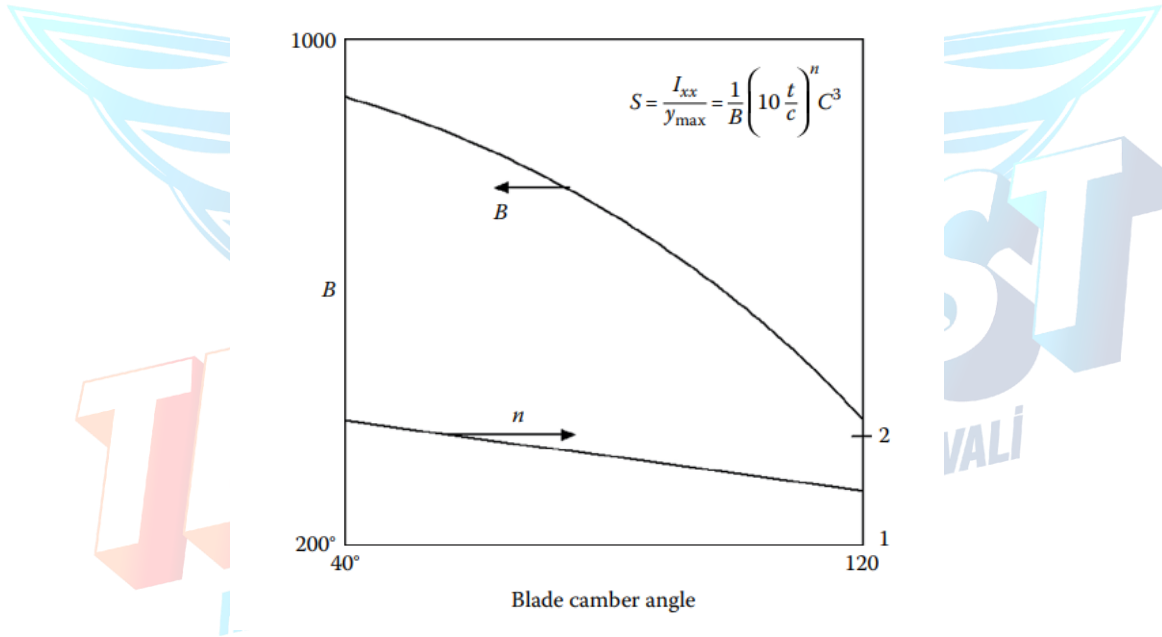
Gazın, teğetsel yöndeki açısal momentumun da oluşan değişimden kaynaklanan ve faydalı torku oluşturan bir kuvveti vardır. Bu kuvvet aynı zamanda eksenel yönde de gas bending gerilmelerine neden olmaktadır. Bu gerilme Denklem 3.7.3'te hesaplanacaktır. [4]

$$(\sigma_{gb})_{max} \cong \frac{m * C_a * (\tan\alpha_2 + \tan\alpha_3)}{Z} * \frac{h}{2} * \frac{1}{zc^3} \quad (3.7.3)$$

Denklem 3.7.3'te zc^3 ifadesi Denklem 3.7.4'ten gelmektedir. Ayrıca Denklem 3.7.3'te Z değeri kanatçık sayısı, $C_a = C_{a2} = C_{a3}$ gazın mutlak hızı, α_2 açısı türbin giriş açısı, α_3 açısı ise türbin çıkış açısıdır.

$$\frac{I_{xx}}{y_{max}} = \frac{1}{B} * \left(10 \frac{t}{c}\right)^n * c^3 = zc^3 \quad (3.7.4)$$

Denklem 3.7.4'te $\frac{t}{c}$ ifadesi kanatçık geometrisi dolayısıyla 0,1 olarak alınmıştır. z değerini hesaplayabilmek için Şekil 3.164 deki grafik kullanılmıştır.



Şekil 3.164 Kanat Kavis Açısı (Blade Camber Angle) ve n İlişkisi [4]

Şekil 3.164'te gösterilen kanat kavis açısı değeri β_{2r} ve β_{3r} değerlerinin toplamını ifade etmektedir.

$$\beta_{2r} + \beta_{3r} = 45,381$$

Kanatçık kavis açısı değeri bulduktan sonra Sekil 3.164'ten B ve n değerleri $B = 892$, $n = 2,03$ şeklinde bulunmuştur.

B ve n değerlerini Denklem 3.7.4'te yerine koyarsak z_r ,

$$z_r = 0,00112$$

bulunur.

$h_r = 0,011281 m$ ve $c_r = 0,01842 m$ değeri için Denklem 3.7.3'ten gas bending gerilmesi,

$$(\sigma_{gb})_{max} = 4,0462 Mpa$$

olarak bulunur.

Hesaplanan türbin rotor kanatçığı gerilmeleri ve mukavemet değerleri Tablo 3.64'ta verilmiştir.

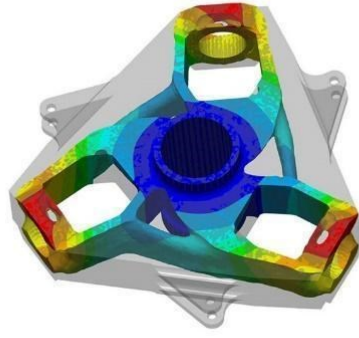
Tablo 3.64 Bir Boyutlu Yapısal Analiz Çıktıları

Termal Gerilme	Santrifüj Gerilme	Gas Bending Gerilme	Toplam Gerilme
90,428 Mpa	102,944 Mpa	4,0462 Mpa	197,418 Mpa

Türbinin malzemesi için seçilen In738 malzemesinin akma mukavemeti 770 MPa'dır. Bir Boyutlu Yapısal hesaplamalar sonucunda türbinde meydana gelen toplam gerilmeler Tablo 3.64'ta verilmiştir. Yapılan hesaplamalar sonucu seçilen türbin malzemesinin 3,9 emniyet katsayısı olarak hesaplanmıştır.

3.7.2 Üç Boyutlu Yapısal Analizler

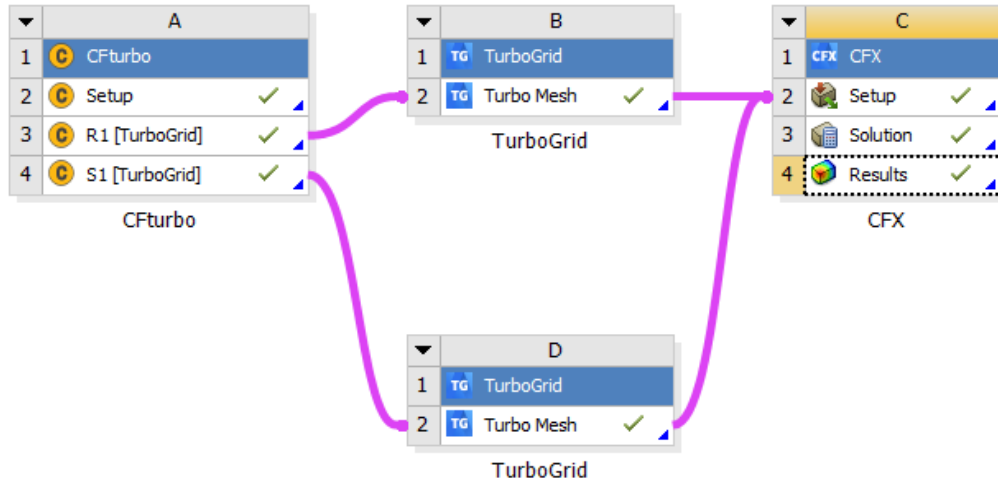
Yapısal analizler genel olarak, fiziksel bir yapı ve bileşenlerini üzerine etki eden mekanik yüklemelerin bu yapı üzerinde yaratacağı etkileri bulmayı amaçlamaktadır. Bunun için fizik ve matematik gibi birçok alandan faydalanılmaktadır. Yapısal analizlerin amacı örneğin hareket eden sistemlerin üzerinde oluşan gerilmeleri, reaksiyon kuvvetlerini, deformasyonları vb. çıktı değerlerini elde etmektir. Böylece tasarlanan parça üretilmeden bilgisayar ortamında istenilen performansı sağlayıp sağlamadığı, parça için optimizasyon çalışmaları yapılabilmektedir. Yapısal analizler kendi içinde bir çok kategoriye ayrılmaktadır. Bu kategoriler; statik, dinamik, doğrusal, doğrusal olmayan, kapalı çözümlü (implicit), açık çözümlü (explicit) olarak ifade edilebilir. Bu kategorilerde yer alan belli başlı analiz başlıkları ise statik mukavemet analizleri, serbest titreşim (modal) analizler, zorlamalı titreşim analizleri (harmonik, rastlantısal), şok cevabı analizleri, dinamik ömür (fatigue) hesaplamaları, çarpışma ve patlama analizleri, kinematik analizler, termal genleşme analizleri olarak sıralanabilir. Şekil 3.165'de örnek bir yapısal analiz çalışması yer almaktadır. [32]



Şekil 3.165 Yapısal Analiz Örneği [1]

3.7.2.1 Fan Üç Boyutlu Yapısal Analizi

Fan üç boyutlu yapısal analizinde en kritik parça olan fan rotoru için 3 boyutlu analiz yapılmıştır. Çünkü fan rotoruna birçok yapısal yük etmektedir. Bu yükler fan ağırlığından dolayı oluşan kuvvet, rulmanlardan gelen tepki kuvveti, rotor diskine gelen aksenal yük, milin yüksek rpm lerde çalışmasından dolayı oluşacak kuvvet ve en önemlisi olan aero yükleridir. Aero yükleri fan rotorundan geçen belli basınçta ve sıcaklıktaki havanın kanatçık yüzeylerine etki eden kuvvetlerdir. Bu kuvvetler basınç ve sıcaklık kuvvetleridir. Bu kuvvetler önceki bölümde yapılan 3 boyutlu akış yolu analizinde belirlenmiştir. Şekil 3.166'de ANSYS HAD analiz ekran görüntüsü yer almaktadır.

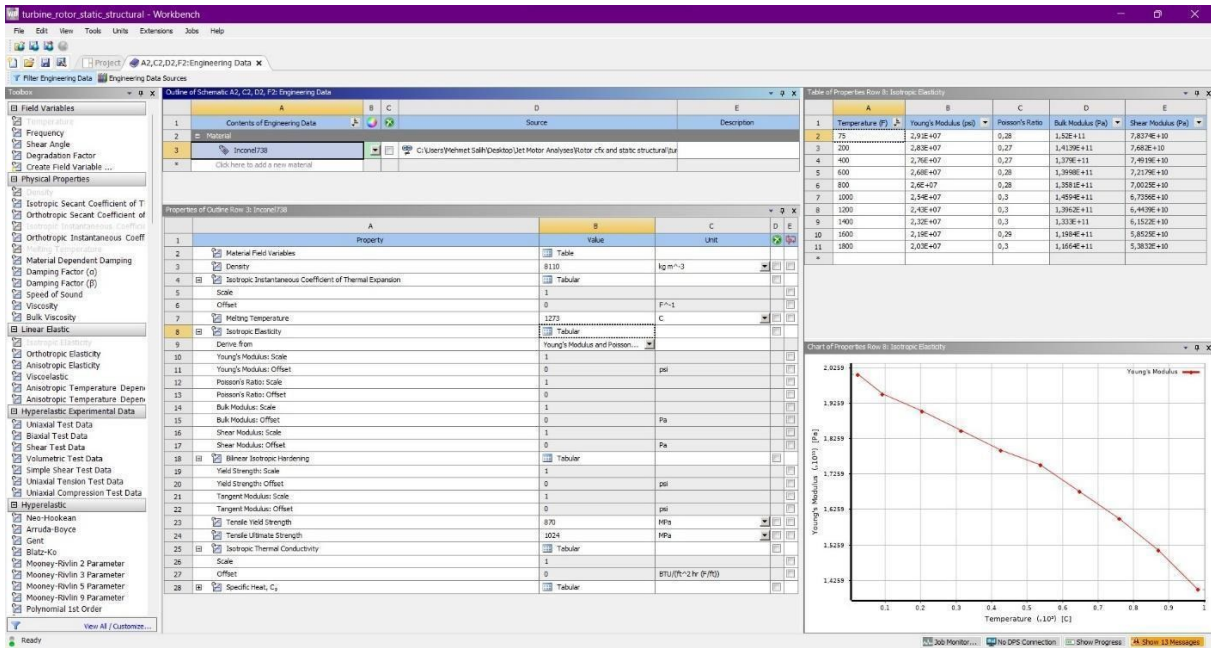


Şekil 3.166 ANSYS Workbench Üç Boyutlu Akış Yolu Analiz Şeması

Üç boyutlu yapısal analiz ANSYS programında Workbench modülünde yapılmıştır. Bu analiz de fan rotoruna etki eden kuvvetler sonucunda fan rotorunun gerekli dayanımı

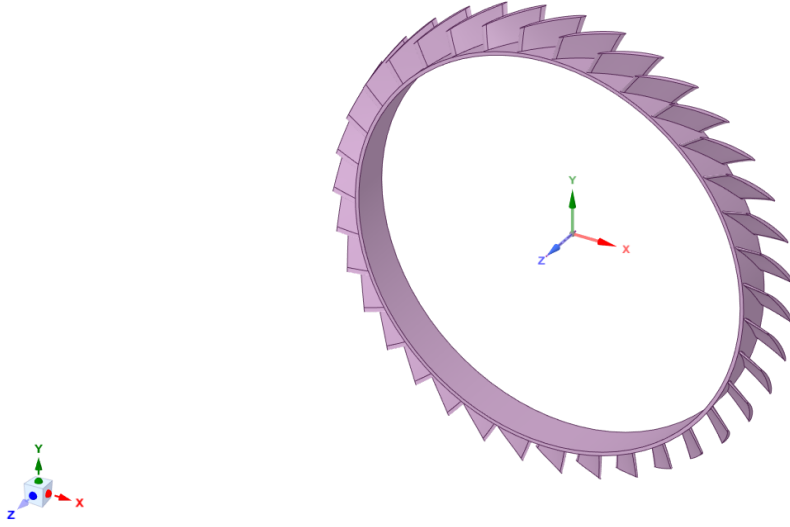
gösterip göstermediğine bakılacaktır. Eğer fan rotoru gerekli dayanımı göstermiyor ise fan rotoru için dayanımı daha yüksek malzeme seçilecek veya fan rotorunun kalınlığı artırılacaktır. Aşağıda analiz detayları ve sonuçları bulunmaktadır.

Fan rotor kanatçıkları ve diski için malzeme olarak inconel 738 seçilmiştir. Inconel 738 malzemesi için farklı sıcaklıklardaki mekanik özellikleri belirlenmiştir. Belirlenen bu değerler ANSYS içerisinde bulunan “Engineering Data” kısmına girilerek malzeme ANSYS içerisine tanımlanmıştır. Şekil 3.167’de ANSYS içerisine tanımlanan malzeme özellikleri gösterilmiştir.



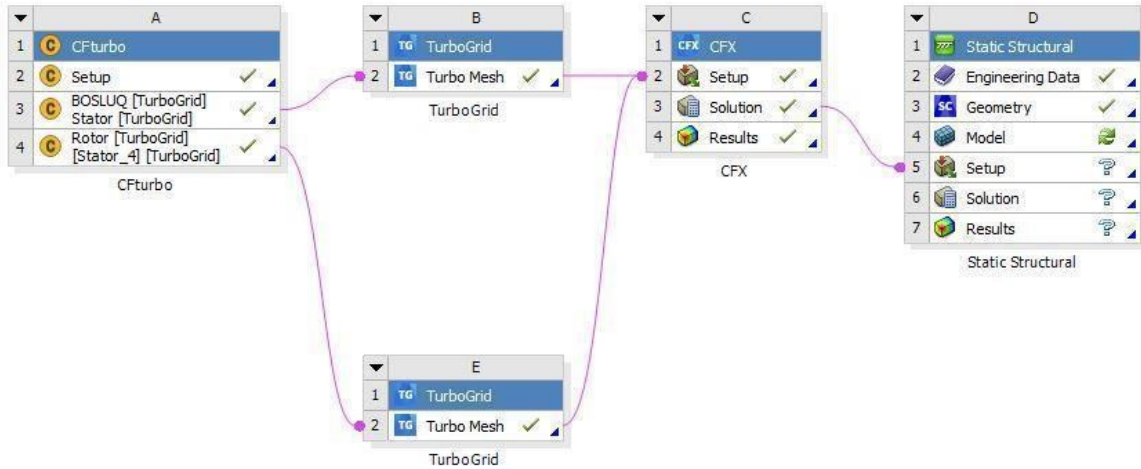
Şekil 3.167 Inconel 738 Malzeme Özellikleri

Malzeme ANSYS içerisine tanımlandıktan sonra geometrinin ANSYS içerisine aktarılmasına geçilmiştir. ANSYS içerisinde bulunan “SpaceClaim” modülüne geometri aktarılmıştır. Burada geometri üzerinde bulunan fazla yüzeyler, kenarlar temizlenerek geometri analize hazır hale getirilmiştir. Şekil 3.168’de SpaceClaim’de düzenlenen geometri verilmiştir. Bu temizleme işleminde detaylı kenar ve yüzeyler kaldırılarak daha az mesh atılması sağlanmıştır. Temizlenen yüzeyler ve kenarlar türbin rotorunun dayanımına etki etmemektedir.



Şekil 3.168 Ansys SpaceClaim de Düzenlenen Türbin Rotoru Geometrisi

Geometri düzenlendikten sonra model bölümüne geçilmiştir. Üç boyutlu akış yolu analizinden elde edilen aero yükleri bu bölümde “Setup” içerisine aktarılmıştır. Şekil 3.169’de HAD analiz sonuçlarının Mekanik bölümüne aktarılması gösterilmiştir.

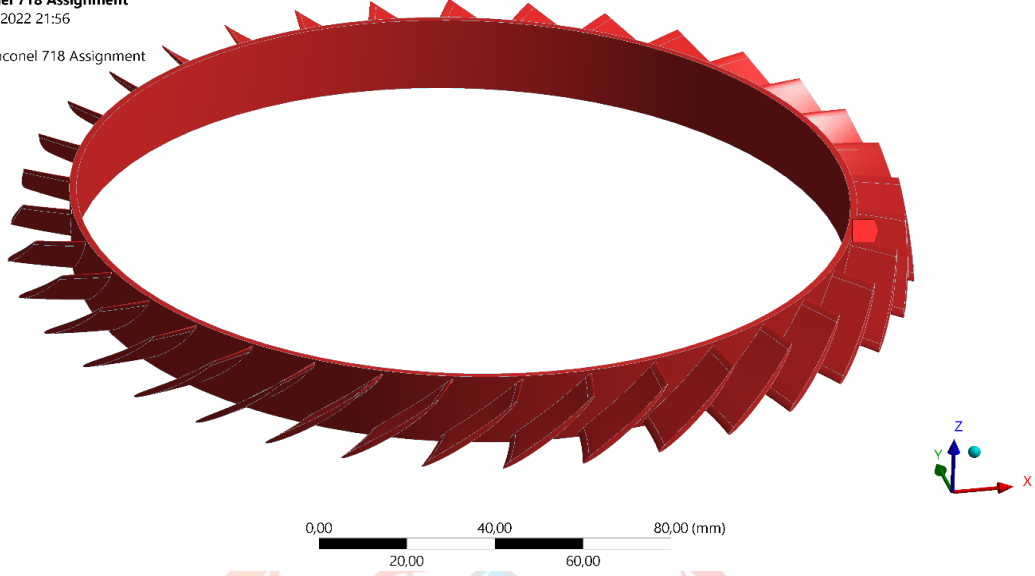


Şekil 3.169 HAD Verilerinin Mekanik Bölüme Aktarılması

Model bölümü içerisinde ilk olarak daha önce belirlenen malzeme fan rotor malzemesi olarak girilmiştir. Şekil 3.170’de Model bölümü içerisinde fan rotor malzemesinin seçilmesi gösterilmiştir.

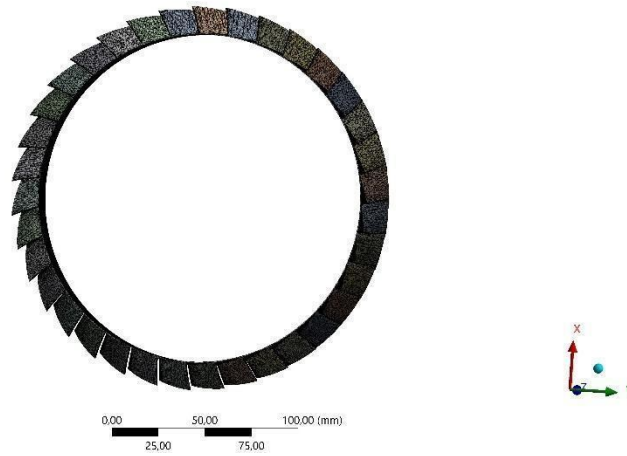
Inconel 718 Assignment
31.05.2022 21:56

Inconel 718 Assignment



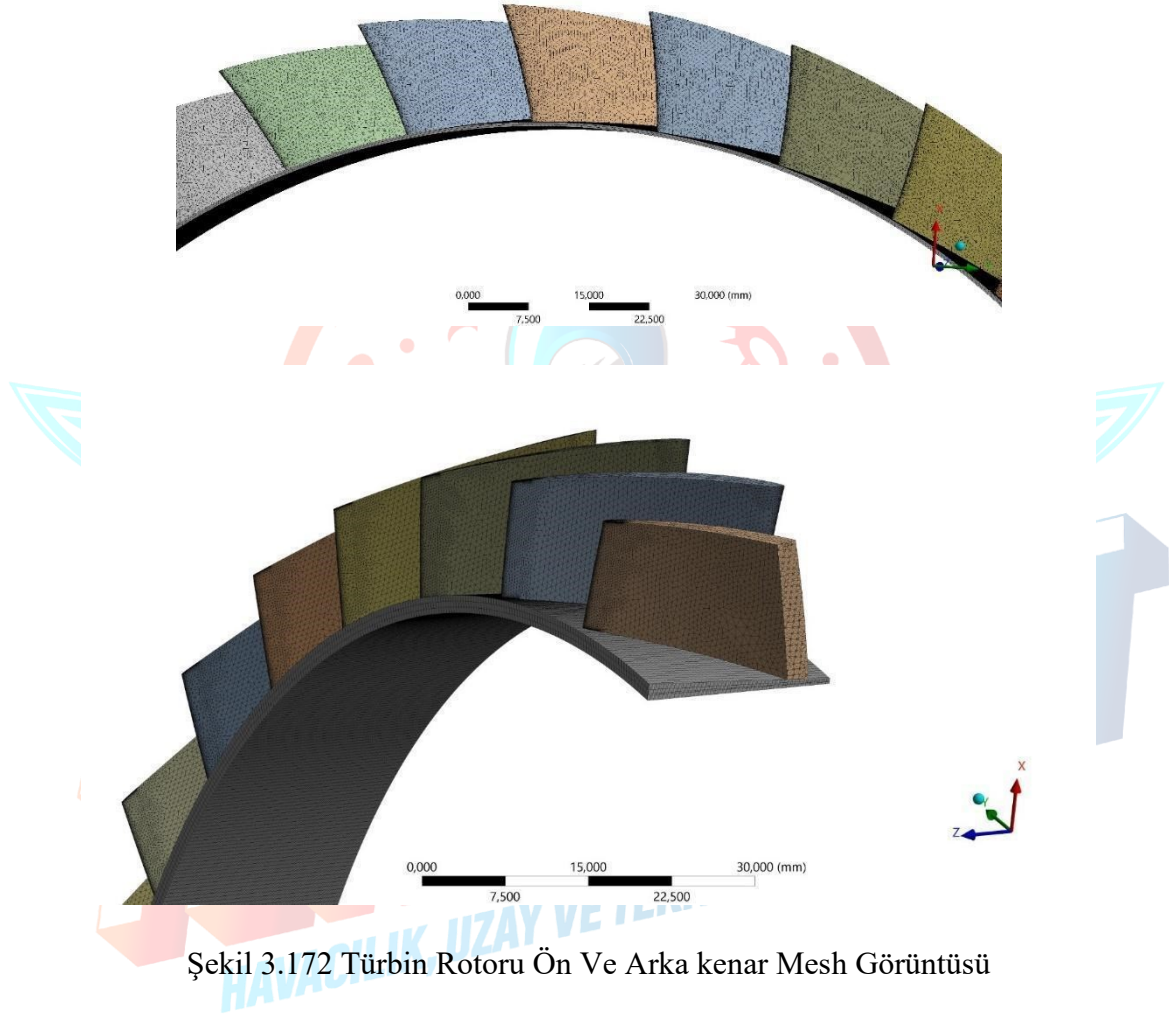
Şekil 3.170 Model Bölümü İçerisinde Türbin Rotor Malzemesinin Seçilmesi

Fan rotor malzemesi belirlendikten sonra mesh işlemine geçilmiştir. Fan rotoru toplam 35 kanatçıktan oluşmaktadır. Bu kanatçıklar ise airfoil yapıdadır. Yapısal analizde airfoil yapının iyi bir şekilde modellenmesi için yüzeylere iyi mesh atılması gerekmektedir. Çünkü HAD analizinden gelecek olan aero yükleri fan kanatçıklarından etki etmektedir. Mesh bölümünde ilk önce fan rotoruna “Metod” eklenmiştir. Metod olarak ise “Tetrahedrons” seçilmiştir. Tetrahedrons mesh yapısı dört yüzlü üçgen piramit yapısıdır. Tetrahedrons mesh yapısı ile karmaşık geometrilerinin modellenmesi çok daha kolaydır. Fan rotoru kanatçıklarındaki airfoil yapının modellenmesi bu yöntem ile çok daha kolaydır. Bu gibi avantajlarından dolayı tetrahedrons mesh yapısı seçilmiştir. Daha sonra fan rotoruna mesh atılmıştır. Şekil 3.171’de fan rotoru için atılan ilk mesh gösterilmiştir. [33]

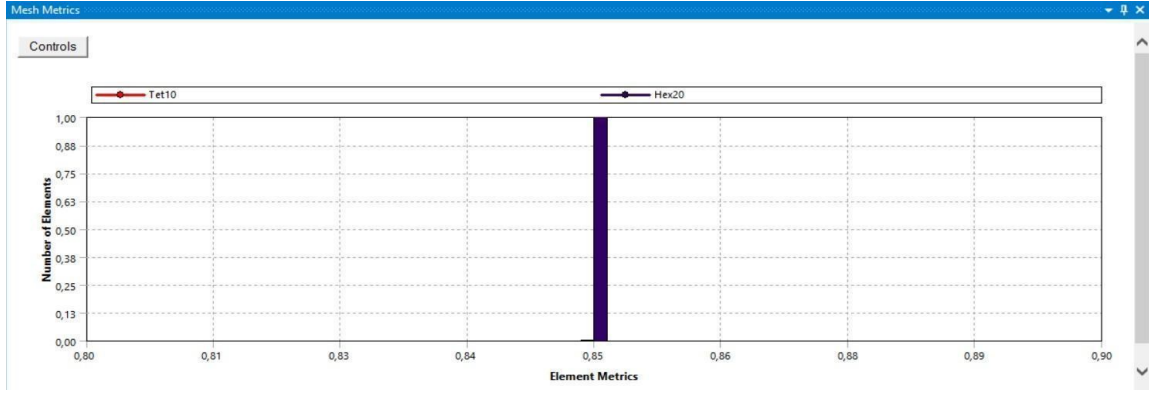


Şekil 3.171 Türbin Rotoru İçin İlk Mesh Çalışması

Atılan mesh sonucunda kanatçıklarda bulunan ön ve arka kenarların iyi modellenmediği görülmüştür. Bu sebeple bu bölgeler “sizing” verilmiştir. Element boyutu olarak ise 0,1 mm girilmiştir. Daha sonra mesh atılmıştır. Şekil 3.172’de fan rotoru kanatçıklarındaki ön ve arka kenarlarda atılan mesh yapısı gösterilmiştir.



Mesh işlemi tamamlandıktan sonra “Mesh Metric” sekmesinden atılan meshin kalitesi kontrol edilmiştir. Mesh kalitesi için “skewness” değerine bakılmıştır. Skewness değeri ideal eleman tiplerinin açılara göre eleman kalitesinin açısal ölçüsüdür. Yani bir yüzün veya hücrenin ideale ne kadar yakın (yani eşkenar veya eş açısal) olduğunu belirler. Genellikle yapısal analizlerde ilk olarak bu değere bakılır. Şekil 3.178’de ise atılan mesh sonucunda skewness değerleri gösterilmiştir. Atılan mesh sonucunda fan rotoru için atılan meshin yeterli olduğu görülmüştür. [33]



a)

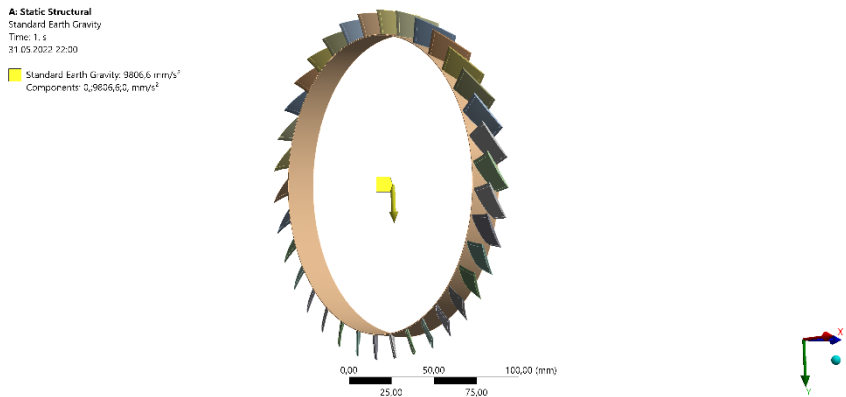
Quality	
Check Mesh Qua...	Yes, Errors
Error Limits	Aggressive Mechanical
<input type="checkbox"/> Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	Skewness
<input type="checkbox"/> Min	8,1606e-004
<input type="checkbox"/> Max	0,80034
<input type="checkbox"/> Average	0,28118
<input type="checkbox"/> Standard Devi...	0,16761

b)

Şekil 3.178 Türbin Rotoru a) Mesh Kontrolü b) Mesh Kalitesi

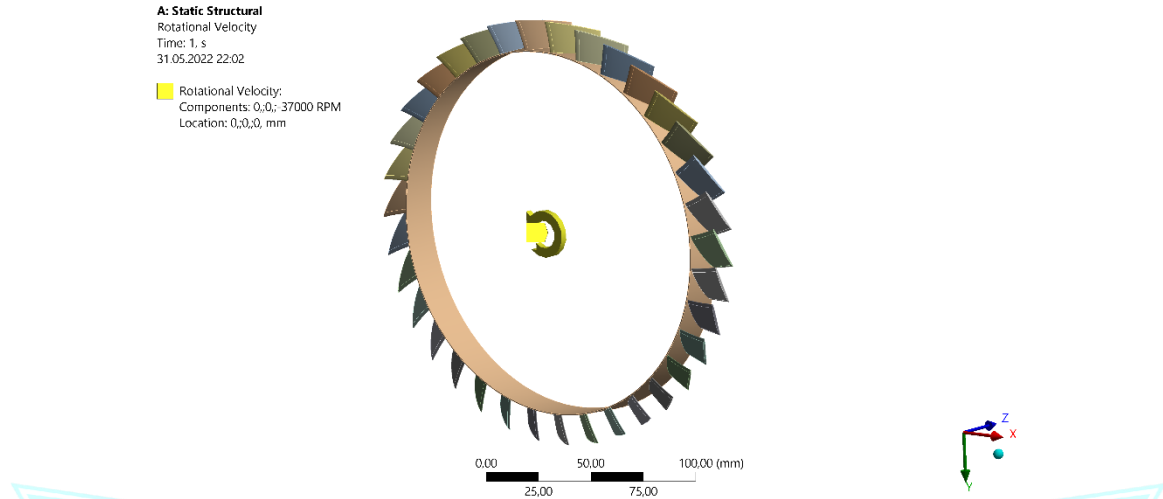
Fan rotoru için mesh işlemi tamamlandıktan sonra sınır şartları ANSYS içerisine girilmiştir. Fan rotoru belirli bir rpm değerinden dönerken üzerine birçok yük etki etmektedir. Bu yükler sırasıyla “Model” bölümüne girilmiştir.

İlk olarak fan rotorunun kütlelerinden dolayı oluşacak olan ağırlık kuvveti girilmiştir. Şekil 3.179’da ANSYS içerisine yerçekimi ivmesinin girildiği kısım gösterilmiştir.



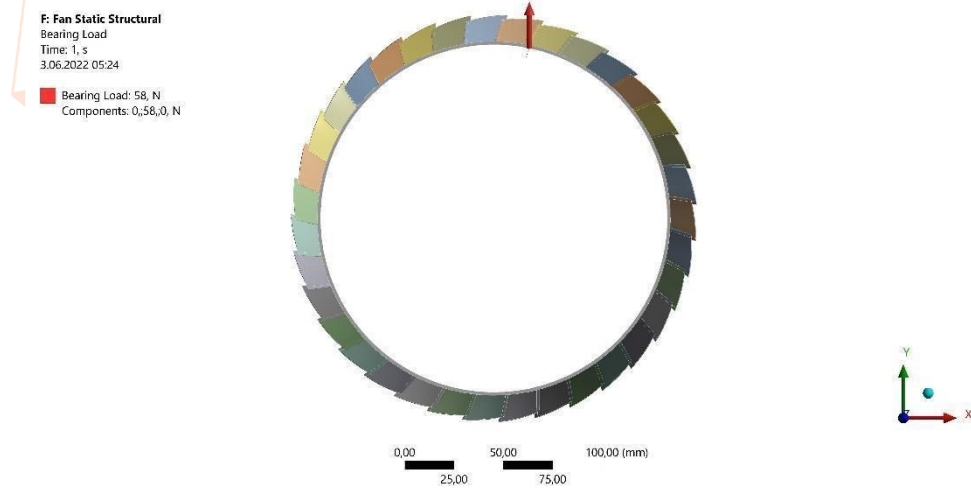
Şekil 3.179 Türbin Rotoruna Yerçekimi İvmesinin Girilmesi

Fan tasarım bölümünden Fan rotorunun maksimum 37000 rpm değerine döndüğü bulunmuştur. ANSYS içerisinde analiz girdisi olarak fan rotorunun maksimum rpm değeri dikkate alınarak girilmiştir. “Static Structural” modülü altından “Rotational Velocity” seçilerek rpm değeri girilmiştir. Şekil 3.180’de ANSYS içerisinde açısal hız değeri gösterilmiştir.



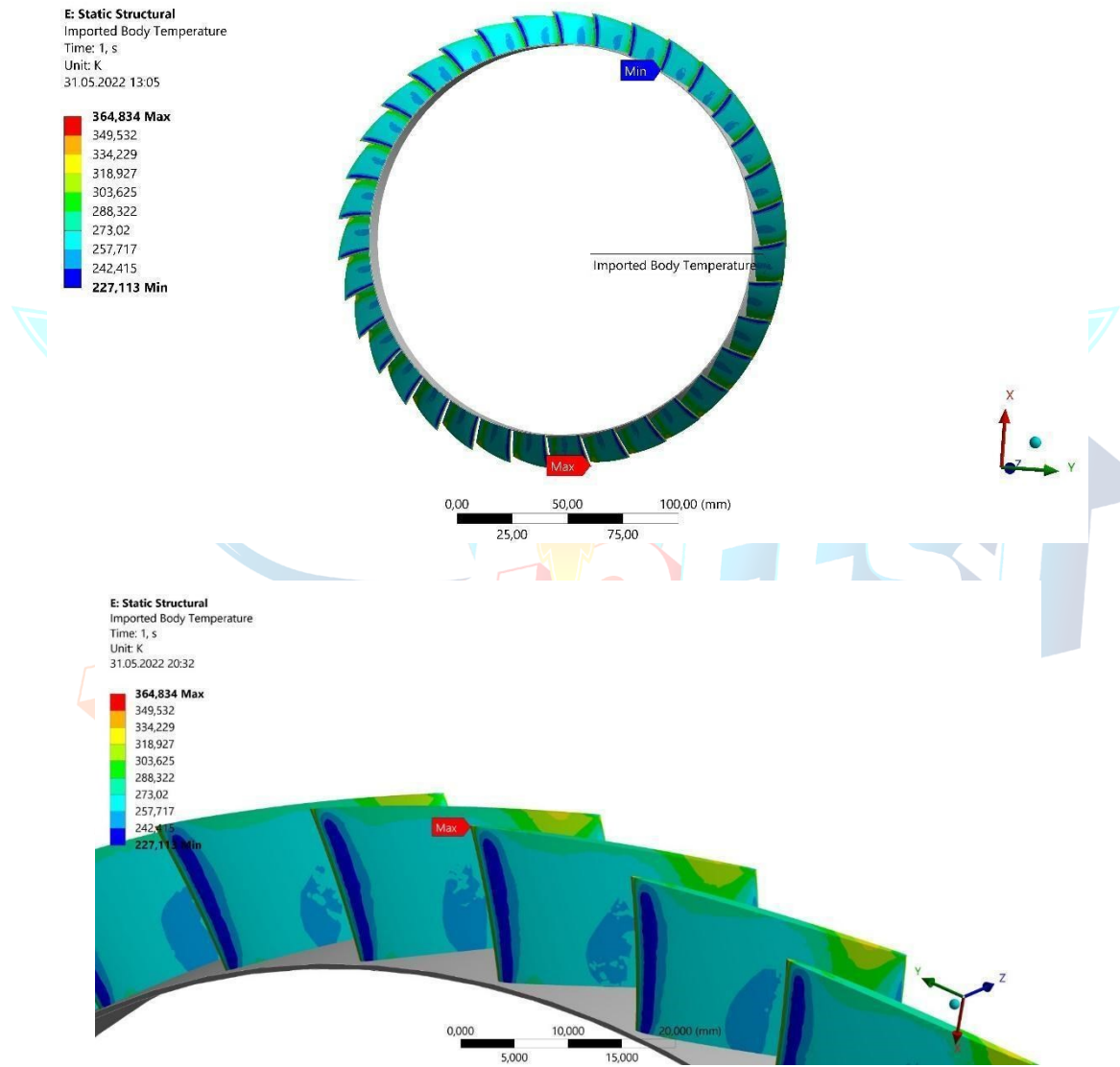
Şekil 3.180 Türbin Rotoruna Açısal Hız Değerinin Girilmesi

Aft-fan turbofan modülünde 2 adet rulman kullanılmaktadır. Rotor dinamiği analizi sonucunda yatak yükü belirlenmiştir. Belirlenen yatak yük değeri ANSYS içerisinde “Bearing Load” eklenerek yatak yük değeri girilmiştir. Şekil 3.181’de ANSYS içerisinde girilen yatak yükü gösterilmiştir.



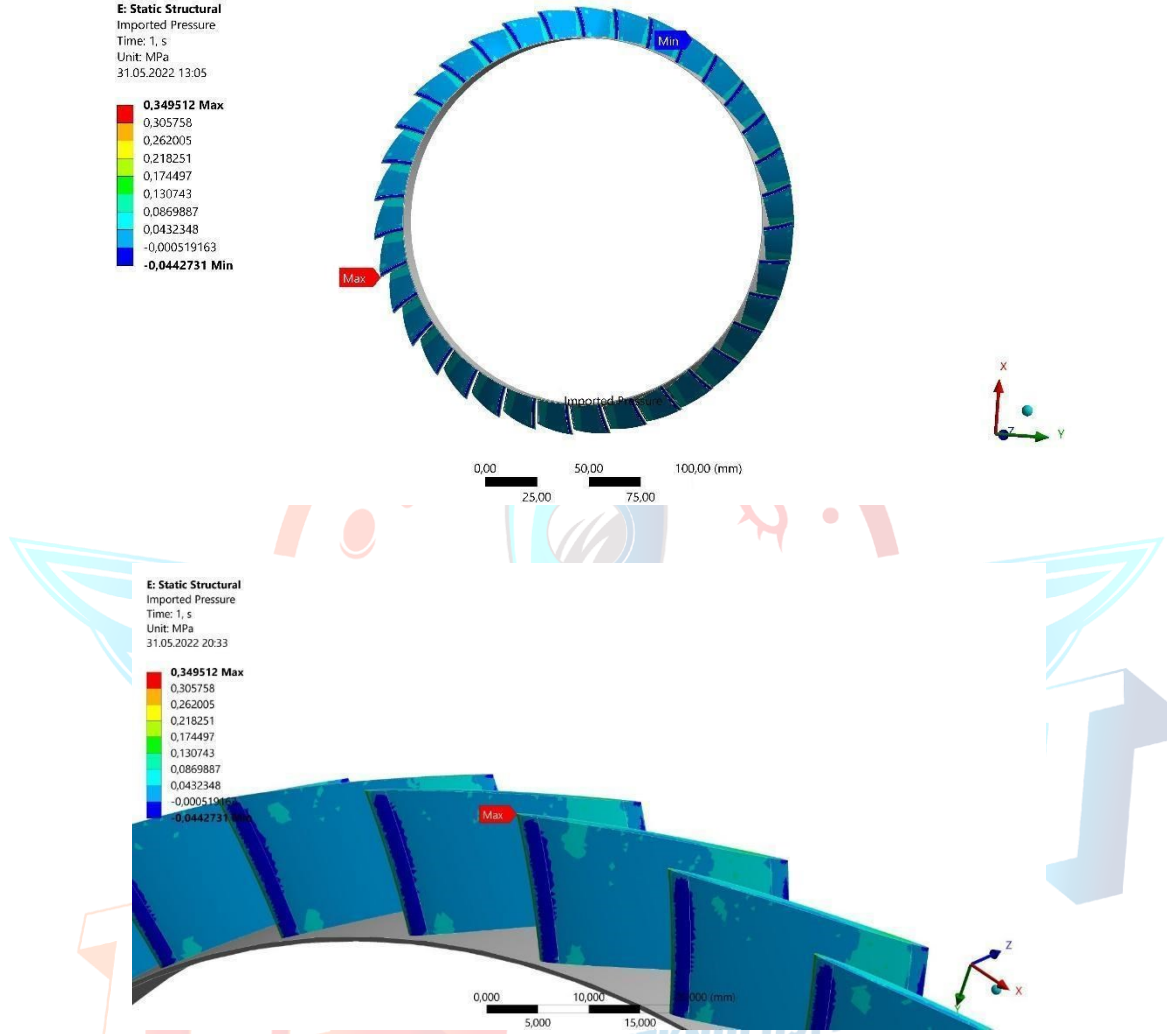
Şekil 3.181 Türbin Rotoruna Etki Eden Yatak Yük Değerinin Girilmesi

Yapılan HAD analizi sonucunda fan rotor kanatçıklarına gelen havanın kanatçıklar üzerindeki dağılımları incelenmiştir. HAD analizinden sonra fan rotor kanatçıklarına gelen havanın kanatçıkların yapısal olarak nasıl etkilediği incelenecektir. HAD sonuçları Mekanik bölümüne aktarılarak etki eden hava sonucunda fan kanatçıklarında ne gibi deformasyonlar oluşturulacağına bakılacaktır. Şekil 3.182’de HAD analizinden alınan sıcaklık değerlerinin fan rotor kanatçığı üzerindeki dağılımının mekanik bölümüne aktarılması gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği gibi sıcaklık değeri kanatçık üzerinde düzenli olarak dağılmamaktadır.



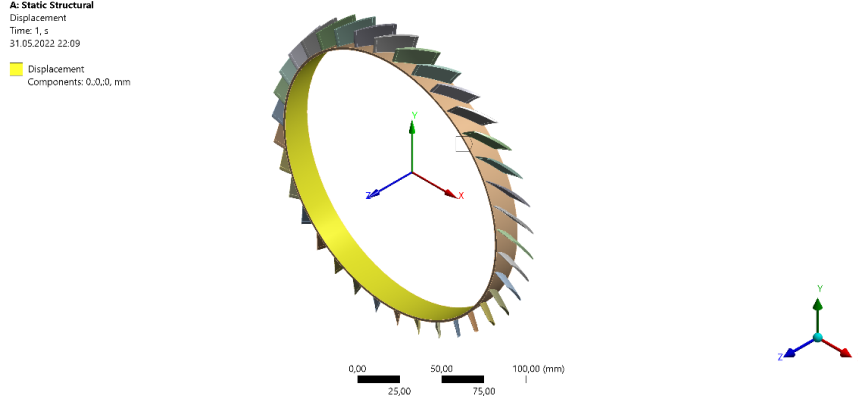
Şekil 3.182 HAD Analiz Sonucunda Elde Edilen Sıcaklık Dağılımının Mekanik Bölüme Aktarılması

Şekil 3.183’de HAD analizinden alınan basınç değerlerinin fan rotor kanatçığı üzerindeki dağılımının mekanik bölüme aktarılması gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği gibi basınç değeri kanatçık üzerinde düzenli olarak dağılmamaktadır.



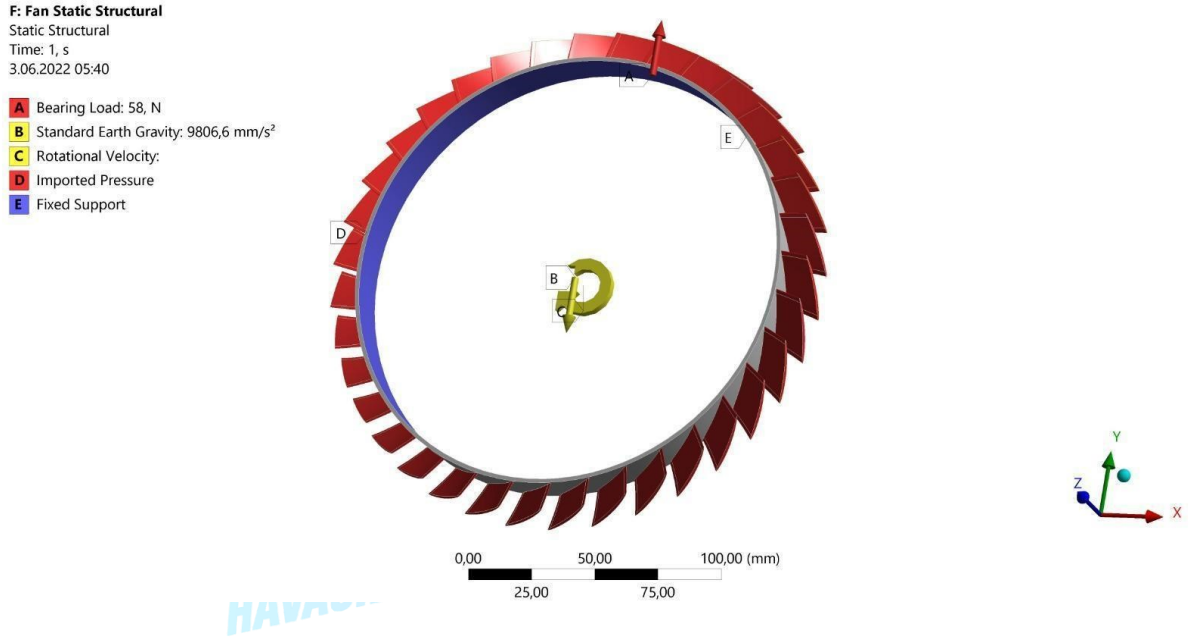
Şekil 3.183 HAD Analiz Sonucunda Elde Edilen Basınç Dağılımının Mekanik Bölüme Aktarılması

Sınır şartı olarak ise “Displacement” girilmiştir. Her 3 ekseninde de “0” girilerek bu yönlere hareket sınırlandırılmıştır. Şekil 3.184’de girilen sınır şartı gösterilmiştir.



Şekil 3.184 Fan rotoruna “Dispacement” ın Girilmesi

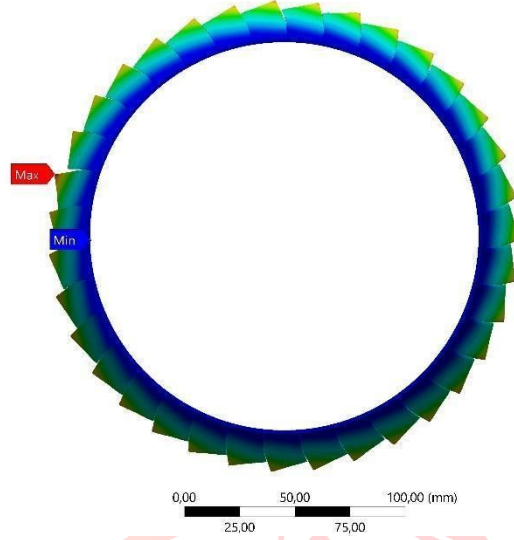
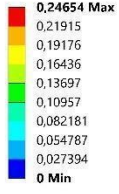
Fan rotoru etki eden bütün yük değerleri ANSYS içerisine girilmiştir. Bütün yükler Şekil 3.185’de gösterilmiştir. Böylece fan rotoruna etki eden yükler aynı anda uygulanarak bu kuvvetler sonucunda fan rotorunda oluşacak olan deformasyonlar ve gerilmeler incelenecektir.



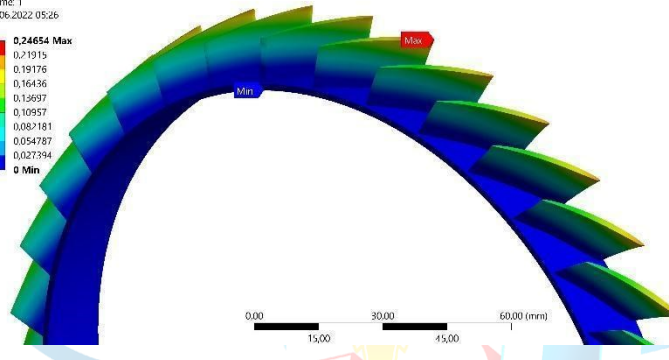
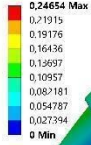
Şekil 3.185 Türbin Rotorun Sınır Şartlarının Ve Yüklerinin Gösterilmesi

Sınır şartları ve yükler analiz içerisine tanımlandıktan sonra analiz çözülmüştür. Analiz sonucunda beklenildiği gibi en fazla deformasyonun ve gerilmenin fan rotor kanatçıkları uç kısımlarında olduğu gözlemlenmiştir. Analiz sonucunda elde edilen gerilme değerlerinin fan rotor malzemesinin akma dayanımının altında olduğu görülmüştür. Şekil 3.186’da toplam deformasyon değerleri, Şekil 3.187’de Y yönündeki deformasyon değerleri ve Şekil 3.188’de Von-Mises gerilme değerleri gösterilmiştir.

F: Fan Static Structural
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
3.06.2022 05:24

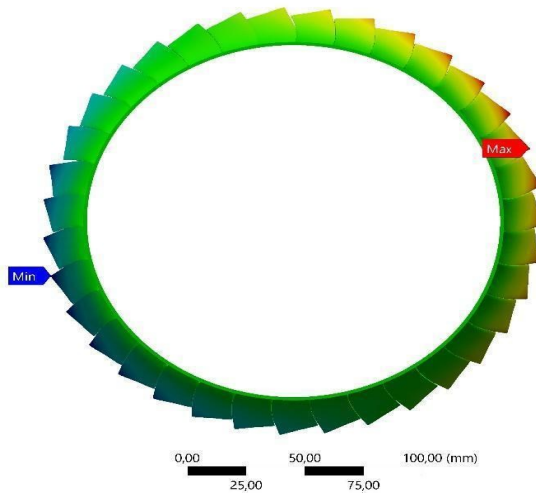
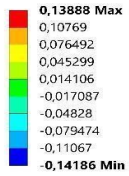


F: Fan Static Structural
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
3.06.2022 05:26



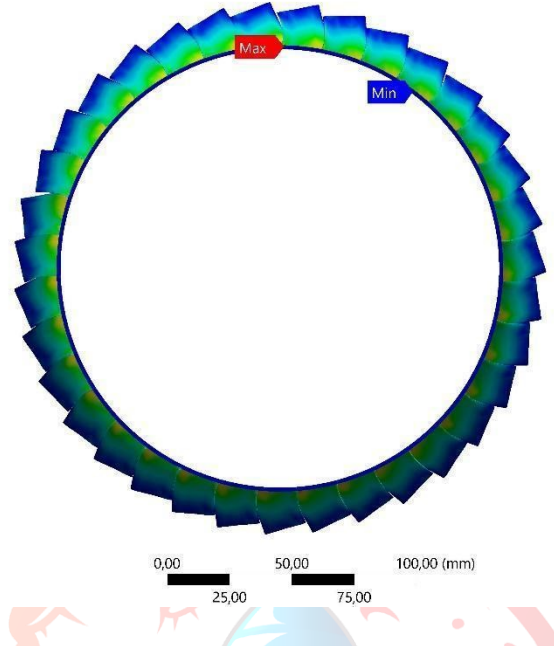
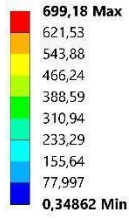
Şekil 3.186 Türbin Rotorunda Üç Boyutlu Yapısal Analiz Sonucunda Oluşan Toplam Deformasyon Değerleri

F: Fan Static Structural
Directional Deformation
Type: Directional Deformation(Y Axis)
Unit: mm
Global Coordinate System
Time: 1
3.06.2022 05:24

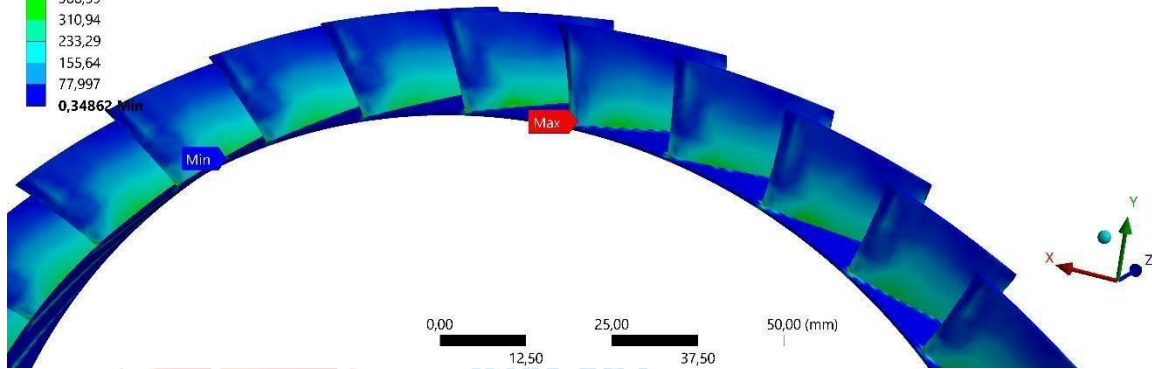
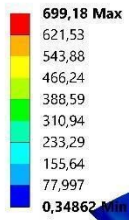


Şekil 3.187 Türbin Rotorunda Üç Boyutlu Yapısal Analiz Sonucunda Oluşan Y Yönündeki Deformasyon Değerleri

F: Fan Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
3.06.2022 05:25



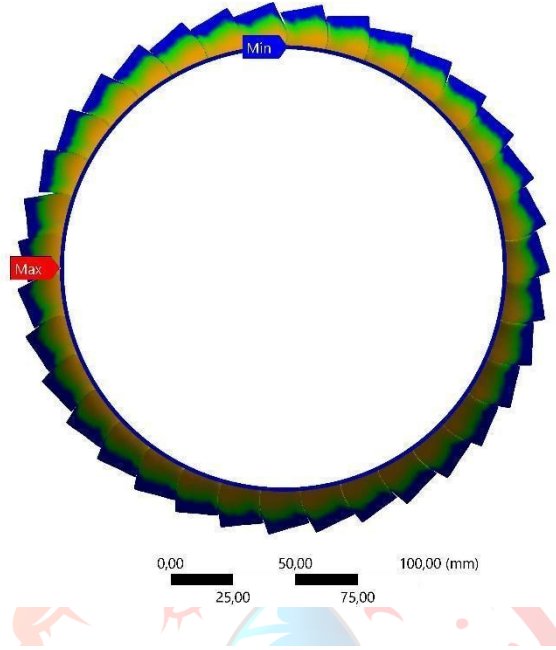
F: Fan Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
3.06.2022 05:27



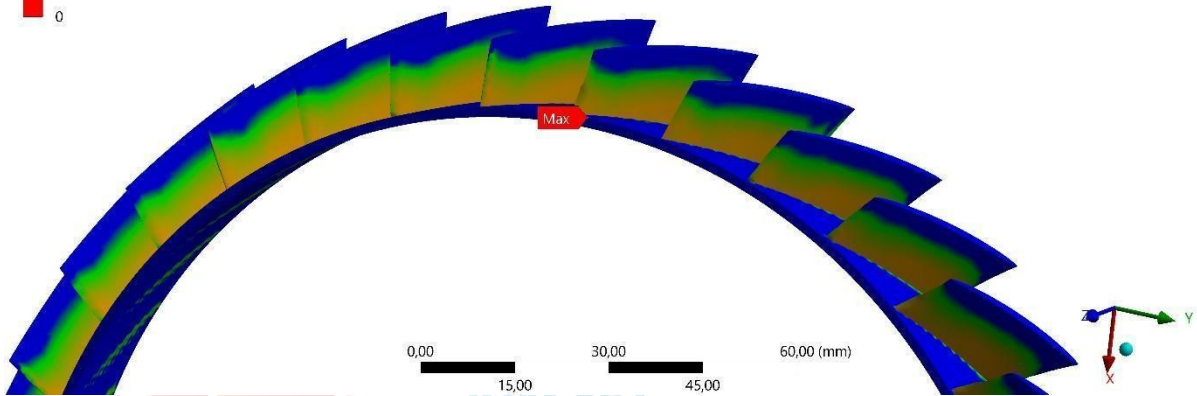
Şekil 3.188 Türbin Rotorunda Üç Boyutlu Yapısal Analiz Sonucunda Oluşan Von-Mises Gerilmeleri

Toplam deformasyon ve Von-Mises Gerilmelerine bakıldıktan sonra fan rotoruna etki eden bütün yükler altında fan rotorunun emniyet faktörüne bakılmıştır. Şekil 3.189’de emniyet faktörü gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği gibi fan rotorunda ilk olarak kanatçık uç kısımları zarar görmeye başlayacaktır.

F: Fan Static Structural
Safety Factor
Type: Safety Factor
Time: 1
3.06.2022 05:25



F: Fan Static Structural
Safety Factor
Type: Safety Factor
Time: 1
3.06.2022 05:27



Şekil 3.189 Türbin Rotorunda Üç Boyutlu Yapısal Analiz Sonucunda Oluşan Emniyet Faktörü Dağılımı

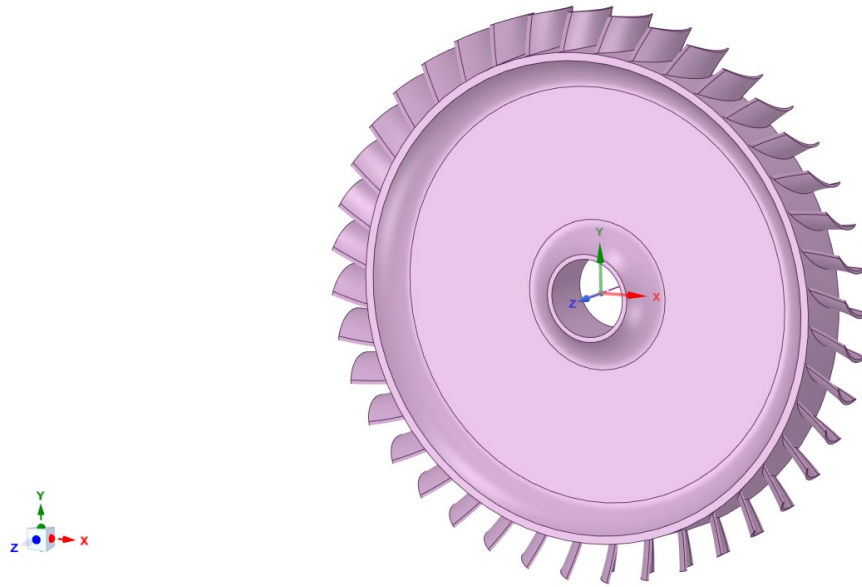
3.7.2.2 Türbin Üç Boyutlu Yapısal Analizi

Türbinin en kritik parçası olan türbin rotoru için 3 boyutlu yapısal analiz ANSYS programında Static Structural modülünde yapılmıştır. Türbin rotoruna; parçanın kendi ağırlığı, rulmandan gelen tepki kuvveti, aksenal kuvvet, milin açısai hızı ile kanatçıklarına etki eden aero kuvvetler eklenerek rotor üzerinde oluşan deformasyon ve gerilimler incelenmiş kullanılan malzemeye bağlı olarak emniyet faktörü hesaplanmıştır. Türbin rotorunun malzemesi fan rotorunda olduğu gibi Inconel 738'dir. Aero kuvvetler türbin rotoru için yapılmış üç boyutlu HAD analizi

sonucunda kanatçıklar üzerinde hesaplanan sıcaklık ve basınç verileri olarak analize dahil edilmiştir. Analiz sonucunda türbin rotorunun dayanımının yetersiz görülmesi sonucunda dayanımı daha yüksek malzeme seçilmesi veya rotorun kalınlığının artırılması planlanmıştır.

Geometri Ansys “SpaceClaim” modülü üzerinden düzenlenerek son haline getirilmiştir. Analizde kullanılacak türbin rotoru geometrisi 3.190’de gösterilmiştir.

ANSYS
2020 R2

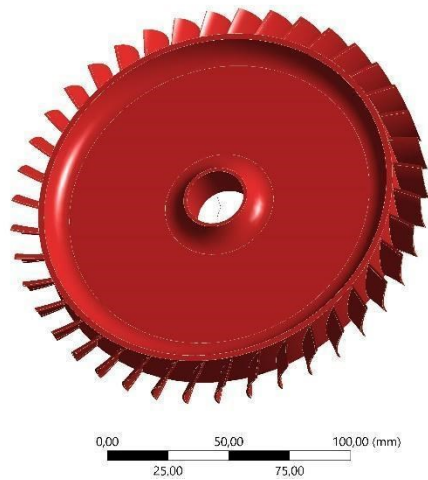


Şekil 3.190 Ansys SpaceClaim’de Düzenlenen Türbin Rotoru Geometrisi

Malzeme, geometri ve HAD verileri içeri aktarıldıktan sonra model kısmından analiz modellenmiştir.

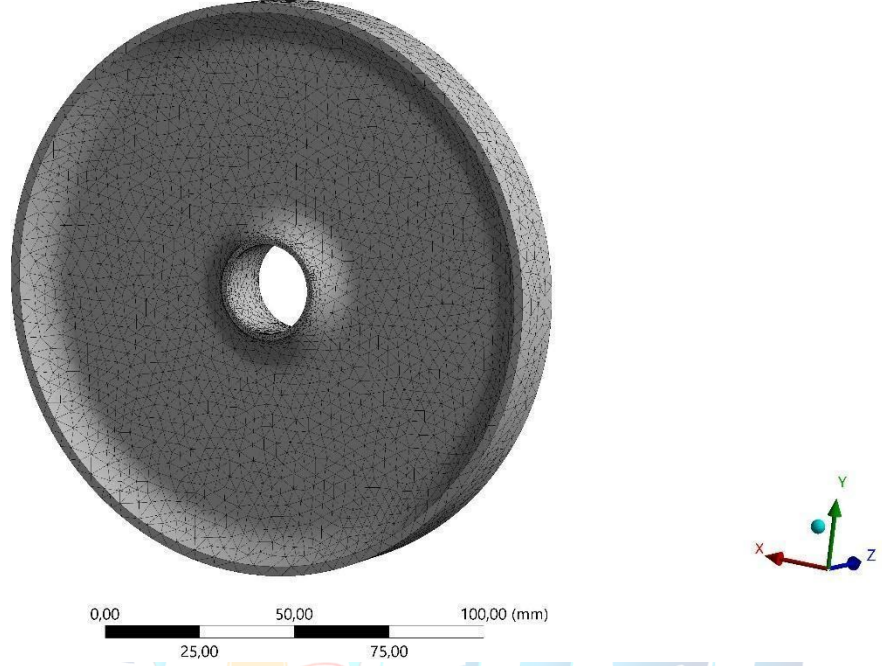
Inconel738 Assignment
3.06.2022 06:10

■ Inconel738 Assignment

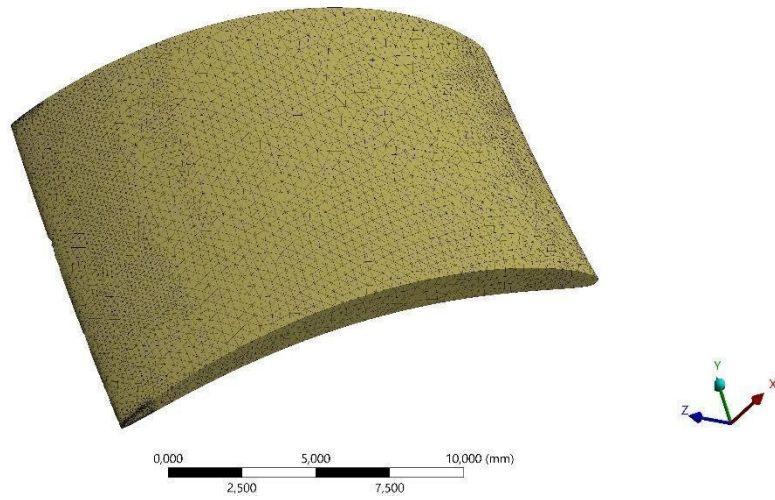


Şekil 3.191 Model Bölümü İçerisinde Türbin Rotor Malzemesinin Seçilmesi

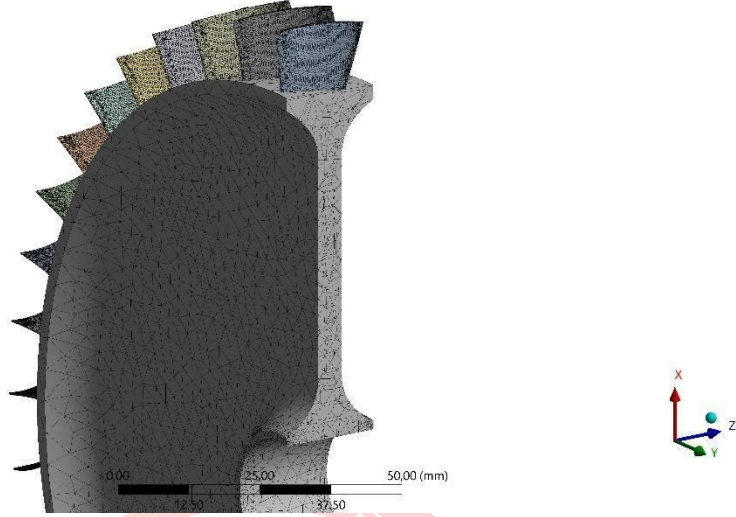
Türbin rotoru toplamda 40 kanatçıktan oluşmaktadır. Yapısal analizde sonuçların doğruluğu açısından özellikle kanatçıklar üzerinde iyi bir mesh atılması gerekmektedir. Bu sayede aero kuvvetler daha doğru bir şekilde içeri aktarılacaktır. Mesh kısmında kanatçıklara ve rotor diskinde metod kısmından “Tetrahedrons” yöntemi ile mesh atılmıştır. Şekil 3.192 ve Şekil 3.193’te disk ve kanatçıklar için atılmış mesh görüntüleri verilmiştir.



Şekil 3.192 Türbin Diskinin Mesh Görüntüsü

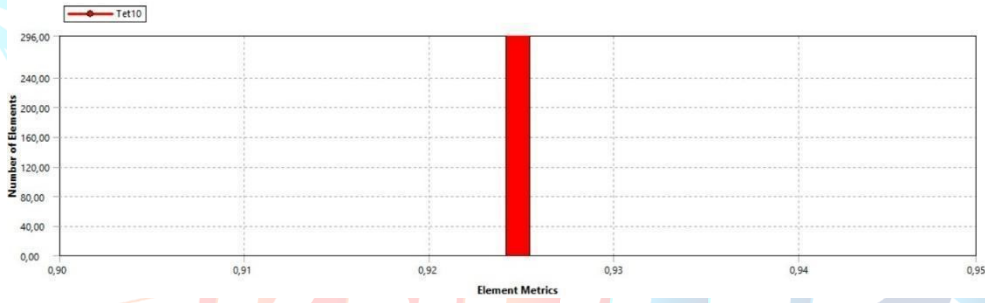


Şekil 3.193 Türbin Kanatçığı Mesh Görüntüsü



Şekil 3.194 Türbin Rotoru Ön ve Arka Kenar Mesh Görüntüsü

Mesh işlemi skewness değerleri kontrol edilerek yapılmıştır. Yapılan denemeler sonucunda atılan meshin yeterli olduğu görülmüştür.



a)

Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Aggressive Mechanical
<input type="checkbox"/> Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	Skewness
<input type="checkbox"/> Min	4,7605e-004
<input type="checkbox"/> Max	0,94957
<input type="checkbox"/> Average	0,27986
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0,17061

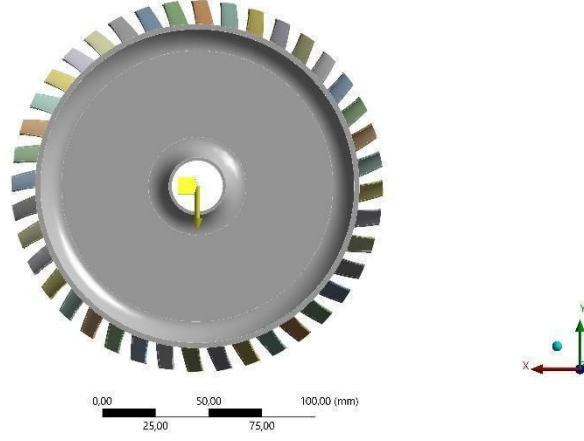
b)

Şekil 3.195 Türbin Rotoru a) Mesh Kontrolü b) Mesh Kalitesi

İlk olarak rotorunun ağırlığını modelleyebilmek için dünyanın yer çekimi ivmesi eklenmiştir.

C: Turbine Static Structural
Standard Earth Gravity
Time: 1, s
3.06.2022 05:19

Standard Earth Gravity: 9806,6 mm/s²
Components: 0, -9806,6, 0, mm/s²

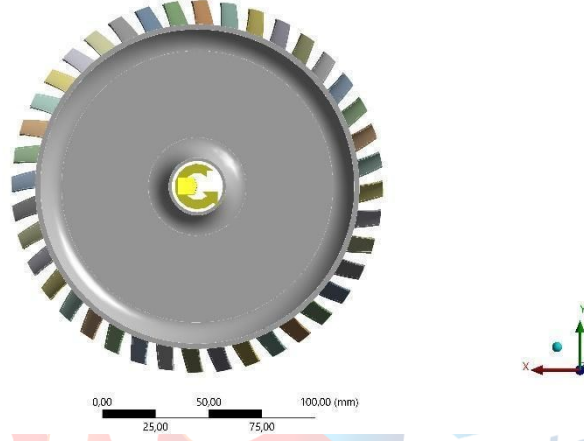


Şekil 3.196 Türbin Rotoruna Yerçekimi İvmesinin Girilmesi

Türbin rotorunun açısal hızı 37000 rpm'dir. Bu değer rotorun dönüş yönü olan -z ekseninde rpm cinsinden girilmiştir.

C: Turbine Static Structural
Rotational Velocity
Time: 1, s
3.06.2022 05:19

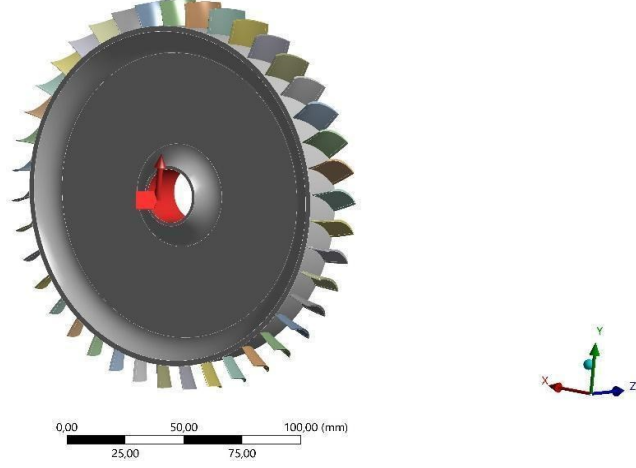
Rotational Velocity:
Components: 0, 0, -37000 RPM
Location: 0, 0, 0, mm



Şekil 3.197 Türbin Rotoruna Açısal Hız Değerinin Girilmesi

Rotor dinamiği analizi sonucunda yatak yükü belirlenmiştir. Belirlenen yatak yük değeri (Bearing Load) 58 N olarak eklenmiştir.

C: Turbine Static Structural
Bearing Load
Time: 1, s
3.06.2022 05:19
Bearing Load: 58, N
Components: 0,,58,0, N

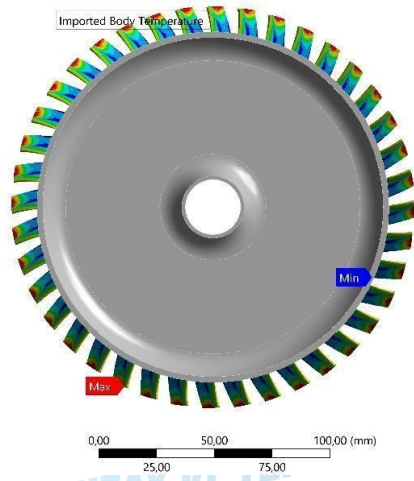


Şekil 3.198 Yatak Yük Türbin Rotoruna Etki Eden Değerinin Girilmesi

HAD analizinden sonra hesaplanan basınç ve sıcaklığın türbin rotor kanatçıklarına etkisi incelenecektir. Şekil 3.199 ve Şekil 3.200'da sırasıyla kanatçık üzerindeki sıcaklık ve basınç dağılımları gösterilmiştir.

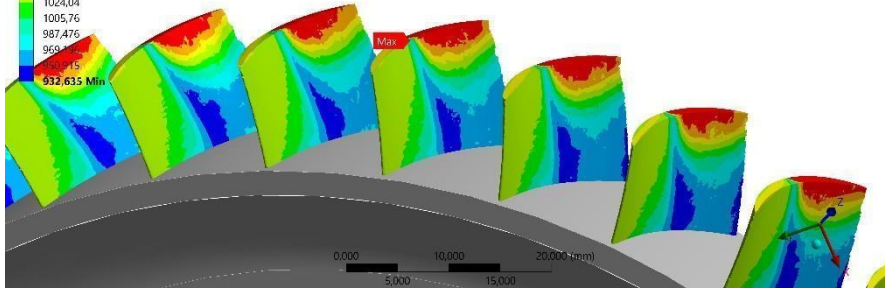
C: Turbine Static Structural
Imported Body Temperature
Time: 1, s
Unit: K
2.06.2022 22:35

1097,16 Max
1078,88
1060,6
1042,32
1024,04
1005,76
987,476
969,196
950,915
932,635 Min



C: Turbine Static Structural
Imported Body Temperature
Time: 1, s
Unit: K
2.06.2022 22:39

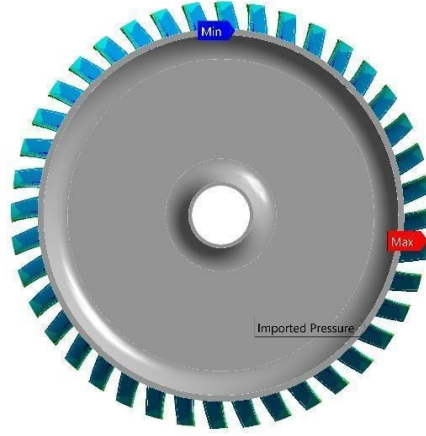
1097,16 Max
1078,88
1060,6
1042,32
1024,04
1005,76
987,476
969,196
950,915
932,635 Min



Şekil 3.199 HAD Analiz Sonucunda Elde Edilen Sıcaklık Dağılımının Mekanik Bölüme Aktarılması

C: Turbine Static Structural
Imported Pressure
Time: 1, s
Unit: MPa
2.06.2022 22:35

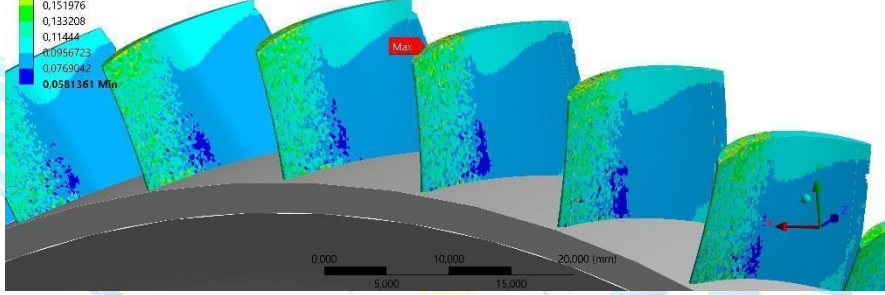
0,227049 Max
0,208281
0,189513
0,170745
0,151976
0,133208
0,11444
0,0956723
0,0769042
0,0581361 Min



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

C: Turbine Static Structural
Imported Pressure
Time: 1, s
Unit: MPa
2.06.2022 22:37

0,227049 Max
0,208281
0,189513
0,170745
0,151976
0,133208
0,11444
0,0956723
0,0769042
0,0581361 Min



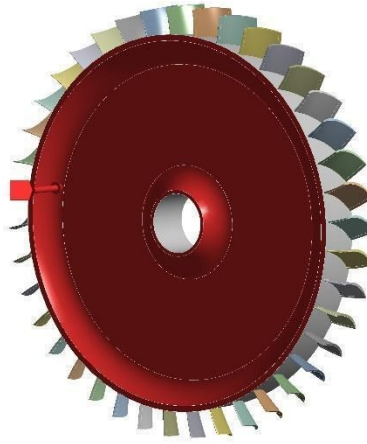
0,000 5,000 10,000 15,000 20,000 (mm)

Şekil 3.200 HAD Analiz Sonucunda Elde Edilen Basınç Dağılımının Mekanik Bölüme Aktarılması

Son olarak diske etki eden net aksenal kuvvet akış yönünde girilmiş ve disk iç yüzeyinden sabitlenerek modellenme tamamlanmıştır.

C: Turbine Static Structural
Axial Force
Time: 1, s
3.06.2022 05:18

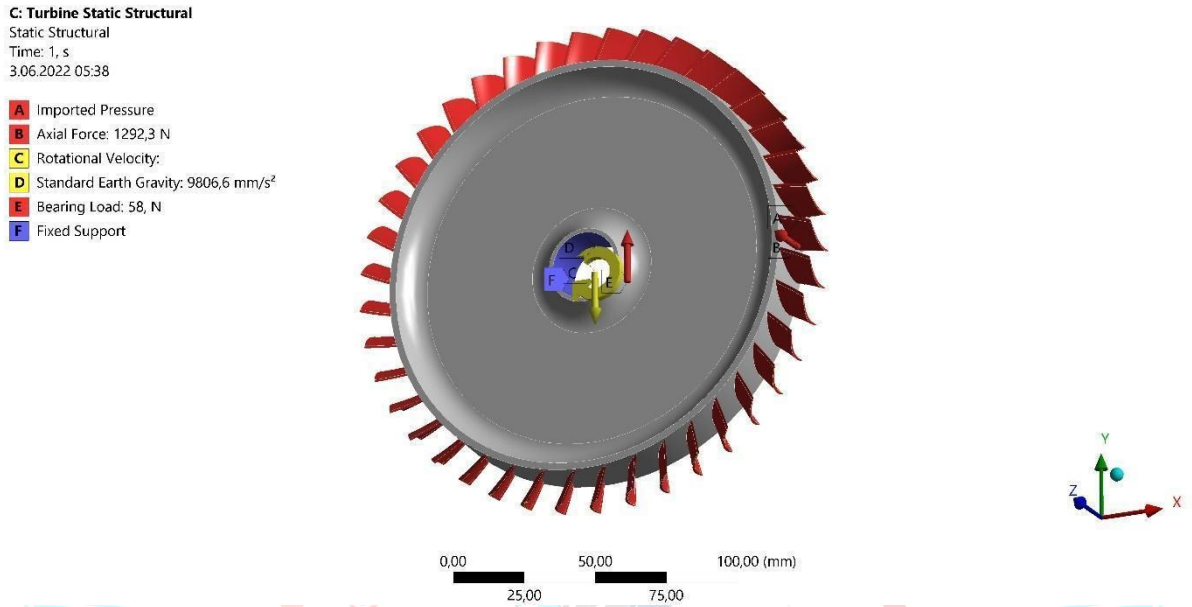
Axial Force: 1292,3 N
Components: 0,0;1292,3 N



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

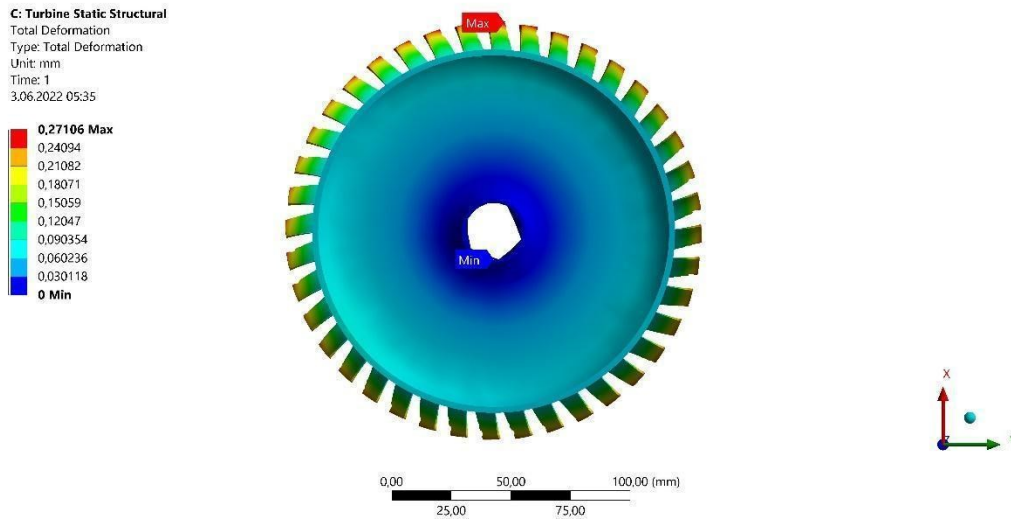
Şekil 3.201 Net Aksenal Kuvvetin Türbin Rotoruna Girilmesi

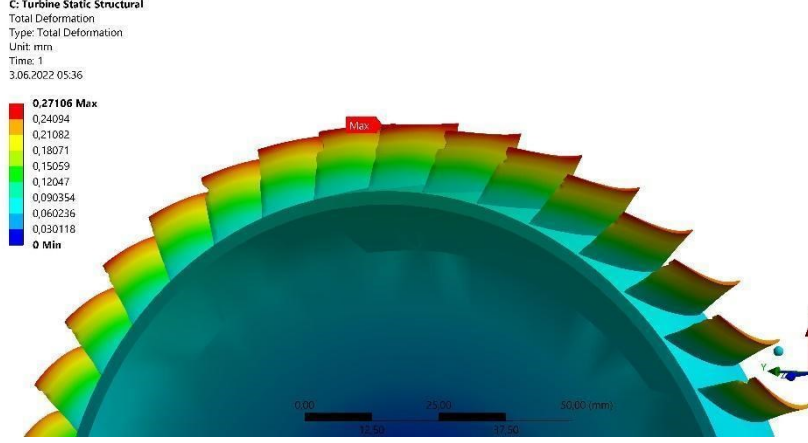
Türbin rotoruna etki eden bütün kuvvetler Şekil 3.202’te gösterilmiştir. Sonuç olarak bu kuvvetler sonucunda oluşacak deformasyonlar ve gerilmeler incelenecektir.



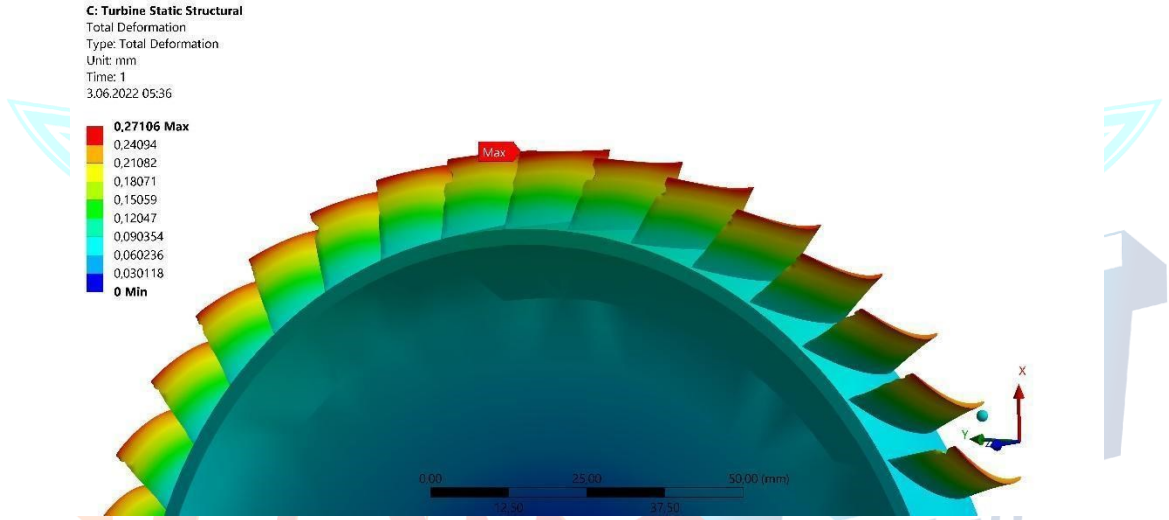
Şekil 3.202 Türbin Rotorun Sınır Şartlarının ve Yüklerinin Gösterilmesi

Analiz sonucunda beklenildiği gibi en fazla deformasyonun kanatçıkların uç kısımlarında olduğu, en fazla gerilmenin ise genelde kanatçıkların taban kısımlarında olduğu görülmüştür. Elde edilen gerilme değerlerinin fan rotor malzemesinin akma dayanımının altında olduğu ve yapının güvenli olduğu görülmüştür. Şekil 3.203 ve Şekil 3.204’de sırasıyla toplam deformasyon ve y-ekseni yönündeki deformasyon dağılımı; Şekil 3.18’de Von-Mises gerilme değerleri gösterilmiştir.

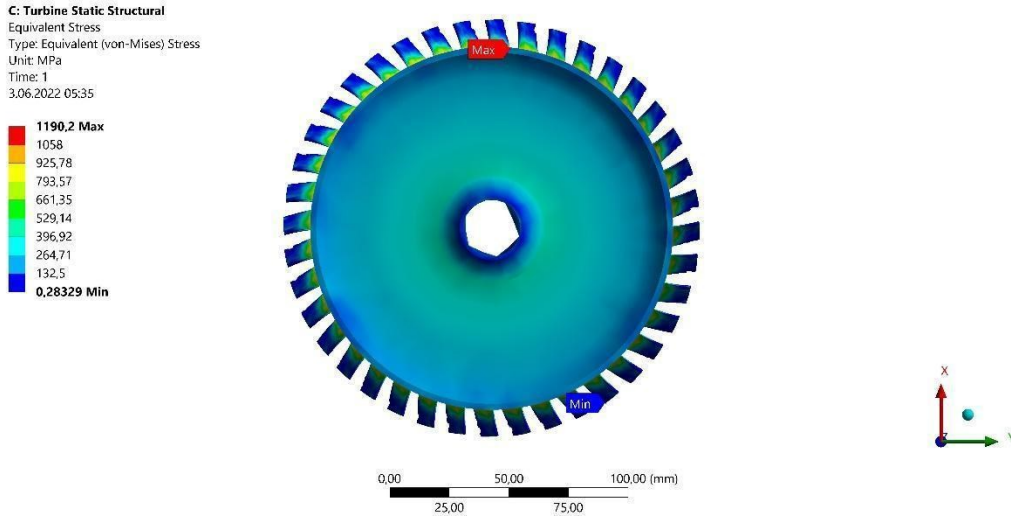


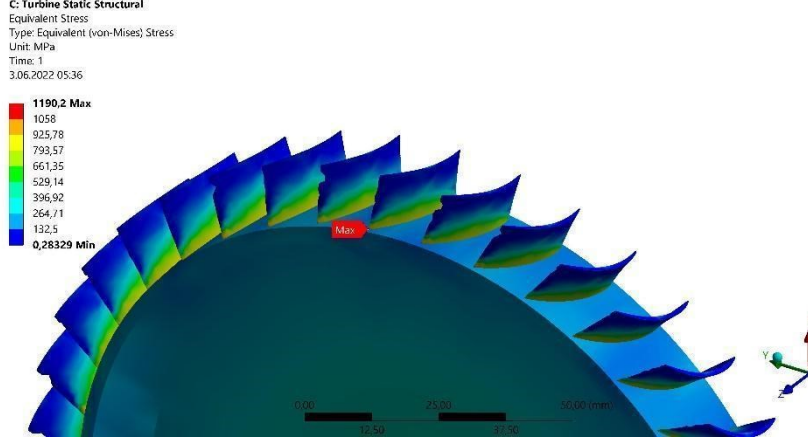


Şekil 3.203 Türbin Rotorunda Üç Boyutlu Yapısal Analiz Sonucunda Oluşan Toplam Deformasyon Değerleri



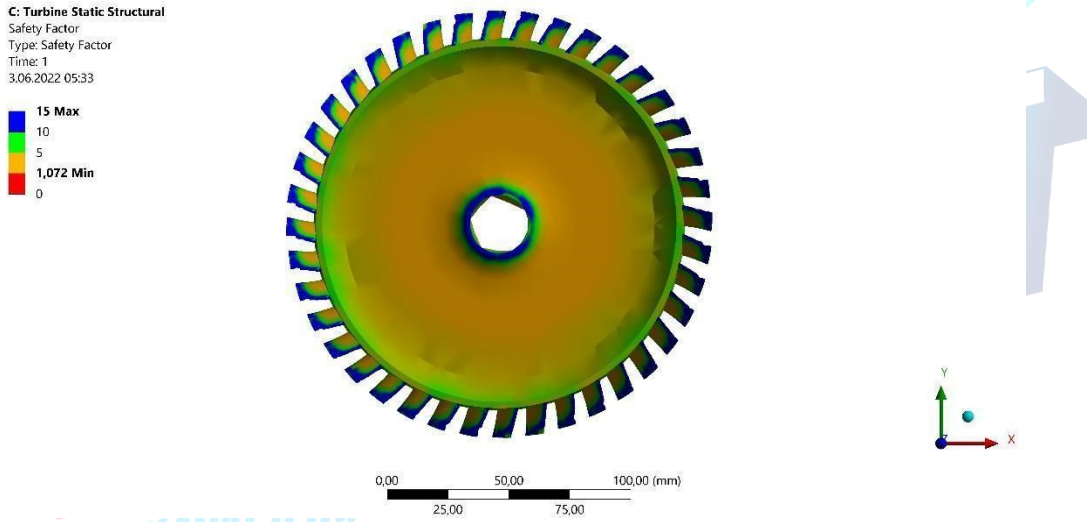
Şekil 3.204 Türbin Rotorunda Üç Boyutlu Yapısal Analiz Sonucunda Oluşan Y Yönündeki Deformasyon Değerleri





Şekil 3.205 Türbin Rotorunda Üç Boyutlu Yapısal Analiz Sonucunda Oluşan Von-Mises Gerilmeleri

Rotorun emniyet faktörü en az 1.072, en fazla 15 ve üzeri olduğu görülmüştür. Kullanılan Inconel 738 malzemesinin dayanımının yeterli olduğuna karar verilmiştir. Şekil 3.206'de rotor üzerinde emniyet faktörün dağılımı gösterilmiştir.



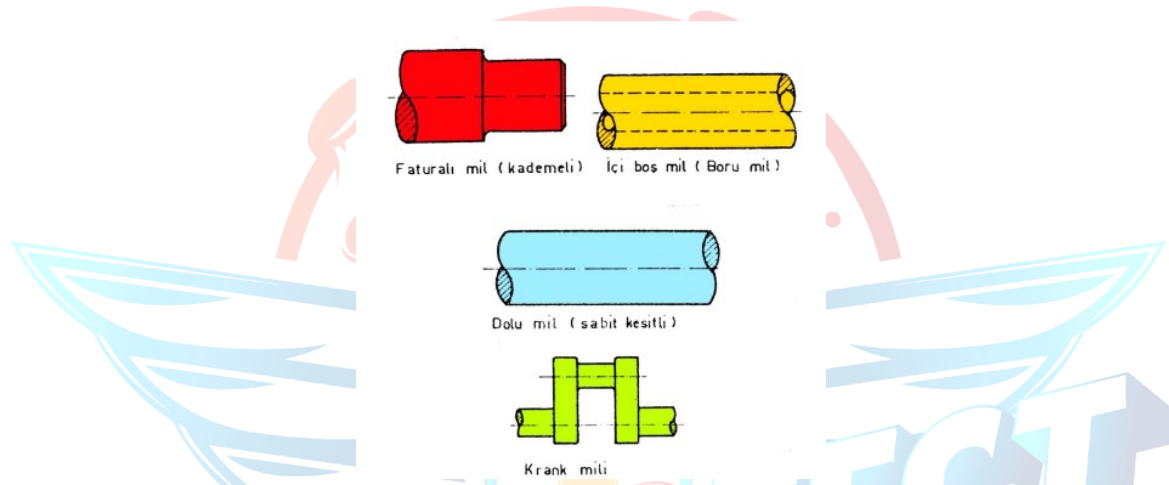
Şekil 3.206 Türbin Rotorunda Üç Boyutlu Yapısal Analiz Sonucunda Oluşan Emniyet Faktörü Dağılımı

3.7.2.3 Mil Üç Boyutlu Yapısal Analiz

3.7.2.3.1 Mil Tasarımı

Miller, üzerinde taşıdıkları parçalarla birlikte dönen, titreşen ve kayan makine elemanlarıdır. Kısaca makine içerisinde hareket eden bir eleman olduğundan makine gövdelerine rulmanlarla yataklanırlar. Bu amaçla yükün mile geliş durumuna göre aksenal veya radyal yataklar kullanılır. Yapım kolaylığı ve mukavemet üstünlüğü bakımından miller genellikle dairesel

kesitli tasarlanır. Mil tasarımında mukavemet, eğim, sehim, dönme açısı ve kritik hız incelenir. Mil tasarımı, çeşitli çalışma ve yük durumlarında güç iletimi sırasında mukavemet ve rijitliğin emniyetli olacağı mil çapının doğru olarak belirlenmesinden gerekir. Sünek malzeme için mil hesabı mukavemet esasına göre belirlenir. Kontrolü ise en büyük kayma gerilmesi teorisine göre yapılabilir. KTR aşamasında mil tasarım yapılmıştır. KTR aşamasında sonra verilen eğitimlerle birlikte mil tekrardan tasarlanacaktır. Mil şekline göre faturalı (Kademeli) mil tasarlanmasına karar verilmiştir. Kademeli mil tasarlanmasının nedeni rulmanların montajlanacağı çap ile diskin montajlanacağı çapın farklı boyutlarda olmasından dolayıdır. Şekil 3.207’de örnek mil şekilleri gösterilmiştir.[34]



Şekil 3.207 Örnek Mil Şekilleri

Yapısal hesaplamalara gelmeden önce sisteme ait isterler belirlenmiş ve daha sonra hesaplamalara geçilmiştir. Milin değişken sıcaklık koşullarında ve yüksek devir sayılarında çalışabilmesi için mil için seçilecek olan malzemenin sıcaklık ve yorulma dayanımının yüksek olması beklenmektedir. Havacılık alanında kullanılan mil malzemesi için genellikle paslanmaz çelikler (AISI 304, AISI 321, AISI 316), titanyum alaşımları (Ti-6Al-4V), demir ve nikel bazlı süper alaşımlar tercih edilmektedir. Mil malzemesi olarak “AISI 321H Annealed Stainless Steel” malzemesi seçilmiştir. Mil için gerekli olan malzeme seçimi yapılmıştır. Seçilen bu malzemenin zorlu şartlar altında çalışma karakterleri incelenmiş ve bu şartlar altındaki dayanımları el hesabı ve üç boyutlu yapısal analizler ile kontrol edilmiştir. Mil malzemesinin kimyasal özellikleri Tablo 3.65 ve mekanik özellikleri Tablo 3.66’de verilmiştir. [35]

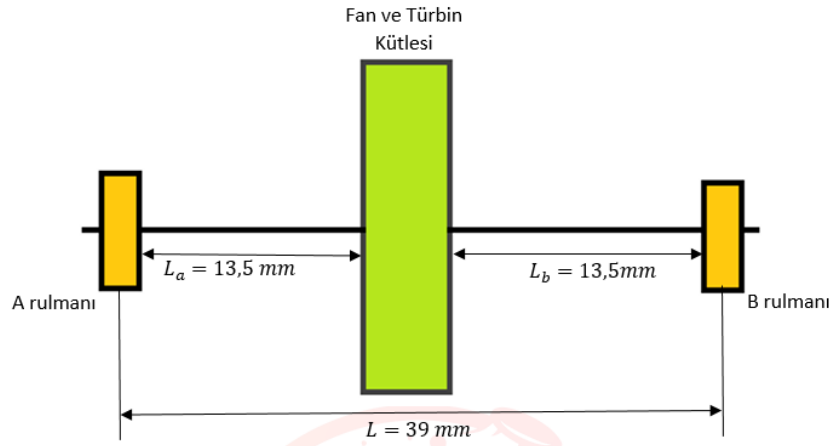
Tablo 3.65 AISI 321H Annealed Stainless Steel Kimyasal Özellikleri [36]

Element	Yüzdesi
Karbon	0,04-0,1
Krom	17-19
Demir	64-74
Manganez	0-2
Nikel	9-13
Fosfor	0-0,05
Sülfür	0-0,03
Bor	0,0015-0,005
Titanyum	0-0,8

Tablo 3.66 AISI 321H Annealed Stainless Steel Mekanik Özellikleri [36]

Özellik	Değer
Yoğunluk	7,80 g/cc
Maksimum Gerilme Dayanımı	590 MPa
Akma Dayanımı	240 MPa
Elastikiyet Modülü	220 GPa
Esneklik Modülü	145 GPa
Poisson Oranı	0,28
Kesme Modülü	77 GPa
Von Misses Oranı	0,50

Mil malzemesi belirlendikten sonra mil tasarımına geçilmiştir. Burada mil üzerinde bulunan yekpare fan, türbin yapısının ağırlığından dolayı mil üzerinde oluşturduğu gerilmeler incelenmiştir. Şekil 3.208’de tasarlanan mil ve üzerinde bulunan komponentler yer almaktadır. Mil üzerinde 2 adet rulman ve orta kısımda ise yekpare fan, türbin yapılarından bulunmaktadır. Mil tasarımında orta kısımda yekpare fan, türbin yapısı ve rulmanların mil merkezi ile uzaklıkları eşit modellenerek tasarım “Jeffcott Rotor” model olarak tasarlanmıştır.



Şekil 3.208 Mil Üzerinde Bulunan Parçaların Konumu

Milin üzerinde konumlanacak olan rulman ve yekpare fan, türbin yapısının yaklaşık konumları Şekil 3.2’de verilmiştir. Mil için seçilen malzemenin mekanik özellikleri aşağıda verilmiştir.

$$S_{ut} = 590 \text{ Mpa} \quad S_y = 240 \text{ Mpa}$$

$$S_e = 0,504 * S_{ut} = 297,36 \text{ Mpa}$$

(3.7.5)

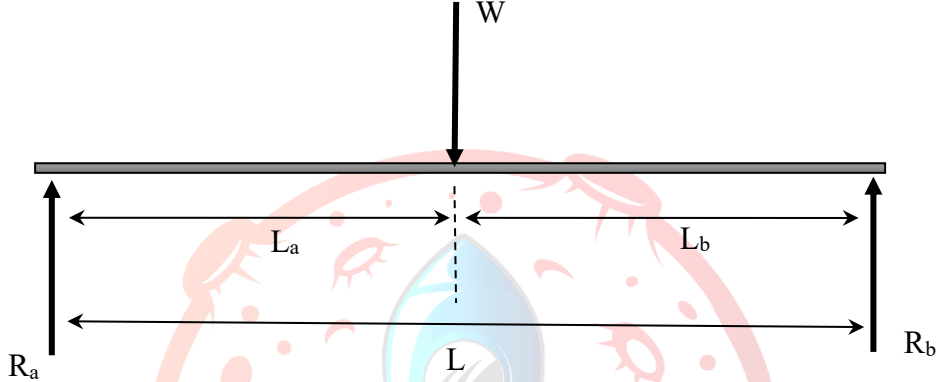
Denklem 3.7.5’de S_{ut} malzemesinin çekme mukavemeti, S_e sürekli mukavemeti, S_y ise akma mukavemetidir. Denklem 3.7.5’de 0,504 sayısı bir katsayıdır. Sürekli mukavemeti bulunurken malzemenin çekme mukavemeti 1400 MPa’dan küçükse 0,504 katsayısı malzeme çekme mukavemeti ile çarpılarak sürekli mukavemet bulunur. Eğer malzeme çekme mukavemeti 1400 MPa’dan büyükse sürekli mukavemet 700 MPa olarak alınır.[34]

Mil için mekanik verim 0,99 alınmıştır. Mil üzerinde bulunan türbinin shaft aktardığı güç 79300,94 W olarak hesaplanmıştır. Milin çalışma hızı 37000 RPM olarak belirlenmiştir.

$$P = \frac{2 * \pi * N * T}{60} \quad (3.7.6)$$

$$T = \frac{P * 60}{2 * \pi * N} = \frac{79300,94 * 60}{2 * \pi * 37000} = 20,46671 \text{ N.m}$$

Tork denklemi, denklem 3.7.6'da yer almaktadır. Bu denklemde P watt cinsinden güç birimidir, n ise RPM cinsinden çalışma hızıdır. Denklem 3.7.6'dan sistemin torku 20,46671 N.m olarak hesaplanmıştır. Tork hesapladıktan sonra eğilme gerilmesinin hesaplanmasına geçilmiştir.



Şekil 3.209 Mil Serbest Cisim Diyagramı

Şekil 3.209'de bir mil üzerinde bulunan yekpare fan, türbin yapısındanın mil üzerinde oluşturmuş olduğu etkiler gösterilmiştir. Şekil 3.3'de W ağırlığı mil üzerinde bulunan yekpare fan, türbin yapısının ağırlığıdır. A ve B noktalarında ise birer adet rulman bulunmaktadır. R_a ve R_b mil üzerindeki rulmanların tepki kuvvetleridir. L_a ve L_b ise rulmanların merkezinin mil merkezine olan uzaklıklarıdır. A ve B noktaları için ayrı ayrı moment alınarak bu noktalardaki R_a ve R_b tepki kuvvetleri serbest cisim diyagramı yardımıyla bulunacaktır.

$$\sum M_A = 0 \quad W * L_a - R_b * L = 0$$

$$R_b = \frac{W * L_a}{L} \quad (3.7.7)$$

$$\sum M_B = 0 \quad R_a * L - W * L_b = 0$$

$$R_a = \frac{W * L_b}{L} \quad (3.7.8)$$

Serbest cisim diyagramı yardımıyla A ve B noktalarındaki tepki kuvvetlerini belirlemek için denklem 3.7.7 ve 3.7.8 kullanılmıştır. Bilinen değerler denklem 3.7.7 ve 3.7.8'te yerine konularak R_a ve R_b tepki kuvvetleri bulunmuştur.

$$L_a = 19,5 \text{ mm} = 0,0195 \text{ m}$$

$$L_b = 19,5 \text{ mm} = 0,0195 \text{ m}$$

$$L = L_a + L_b = 19,5 + 19,5 = 39 \text{ mm} = 0,039 \text{ m}$$

$$m = m_t + m_f = 1,19017 \text{ kg}$$

$$W = m * g = 1,19017 * 9,81 = 11,67557 \text{ N}$$

$$R_a = \frac{W * L_b}{L} = \frac{11,67557 * 0,0195}{0,039} = 5,837784 \text{ N}$$

$$R_b = \frac{W * L_a}{L} = \frac{11,67557 * 0,0195}{0,039} = 5,837784 \text{ N}$$

A ve B noktalarındaki tepki kuvvetleri Denklem 3.7.7 ve 3.7.8'ten belirlendikten sonra moment hesabına geçilmiştir. Mil üzerinde bulunan ağırlığın oluşturmuş olduğu moment, Denklem 3.5.5'ten hesaplanmıştır.

$$M = W * L_a = 11,67557 * 0,0195 = 0,227674 \text{ N.m} \quad (3.7.9)$$

Denklem 3.7.9'te W , mil üzerinde bulunan yekpare fan, türbin yapısındanın ağırlığıdır. L_a ise A rulmanı merkezinin mil merkezine olan uzaklığıdır. 3.7.9 numaralı denklem sonucunda eğilme moment $0,227674 \text{ N.m}$ bulunmuştur.

Mile etkiyen eğilme ve burulma momentleri belirlendikten bu kuvvetler altında çalışacak olan milin minimum çapı belirlenecektir.

Hesaplanan bu kuvvetlere göre minimum mil çapı belirlenecektir. Minimum mil çapı hesabı "Soderberg" yöntemine göre belirlenmiştir. Bu yöntem ile belirlenen minimum mil çapı hesabı Denklem 3.7.10'da verilmiştir.

$$D = \left[\frac{32 * n}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{K_t * M}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.7.10)$$

Denklem 3.7.10'da n tasarım katsayısıdır (emniyet katsayısı). Bu katsayı endüstriyel uygulamaları için 3 olarak alınabilir. K_t ise gerilme yığılması katsayısıdır. Bu değer 1,5-3,0 değerleri arasında alınabilir. Endüstriyel uygulamalarda bu değer 2 olarak alınmasından dolayı tasarımımızda 2 olarak alınmıştır. Bu katsayının 2 seçilmesinin nedeni mil üzerine aniden etkiyen yüklerin olabileceğinden tercih edilmiştir. M değeri ise eğilme momentidir. T

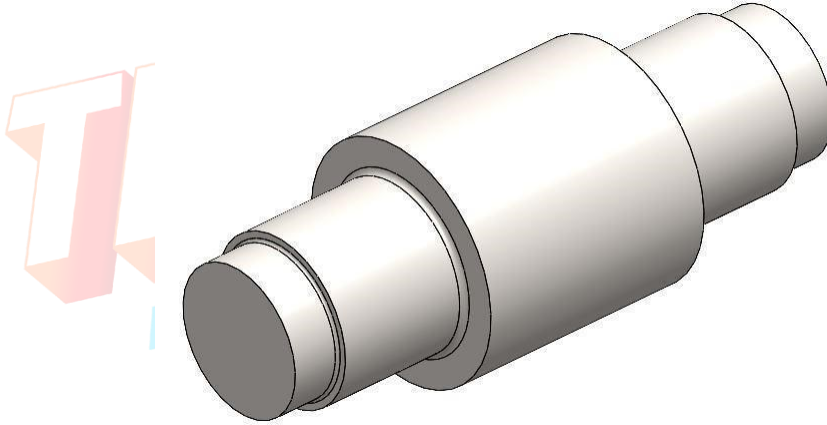
değeri torku belirtmektedir. S_e değeri sürekli mukavemet değeridir. Bu değer malzemeye göre değişmekte olup Denklem 3.7.5'te hesaplanmıştır. S_y ise akma mukavemetidir. Bu değer her malzemeye göre farklılık göstermektedir. Bu değer Tablo 3.28'de belirlenmiştir.

Belirlenen bütün değerler Denklem 3.7.10 da yerine konularak minimum mil çapı hesaplanmıştır.

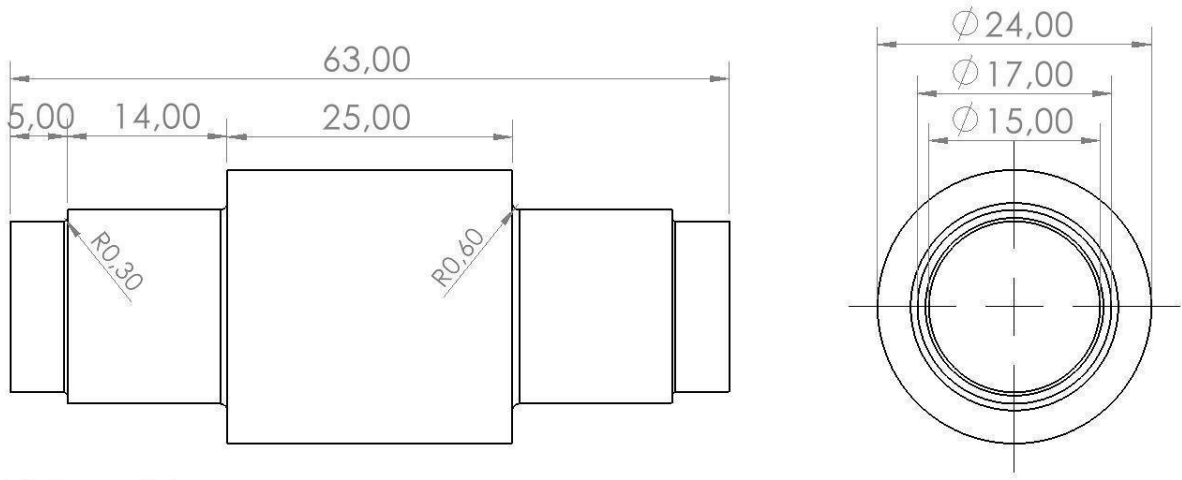
$$D = \left[\frac{32 * 3}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2 * 0,227674}{297,36}\right)^2 + \left(\frac{20,46671}{240}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 0,013762 \text{ m} = 13,76183 \text{ mm}$$

Yapılan el hesabına göre minimum mil çapı 13,458 mm olarak bulunmuştur. Rulman seçiminde minimum rulman çapı 15 mm olduğundan minimum mil çapı 15 mm olarak seçilmiştir. Kademe geçişlerindeki mil çapları ise rulman ve rotor dinamiği analizleri sonucunda bulunmuştur. Rotor dinamiği analizi sonucunda yekpare fan, türbin yapısının montajlanacağı kısmın çapı belirlenmiştir. Daha sonra mil tasarımı Solidworks programında yapılmıştır. Şekil 3.4'te Solidworks de tasarlanan mil geometrisi ve teknik resmi gösterilmiştir. Tasarlanan mil geometrisine etkiyen bütün kuvvetler ANSYS içerisinde modellenerek üç boyutlu yapısal analiz yapılacaktır. Böylece tasarlanan milin uygunluğu kontrol edilecektir.



a)

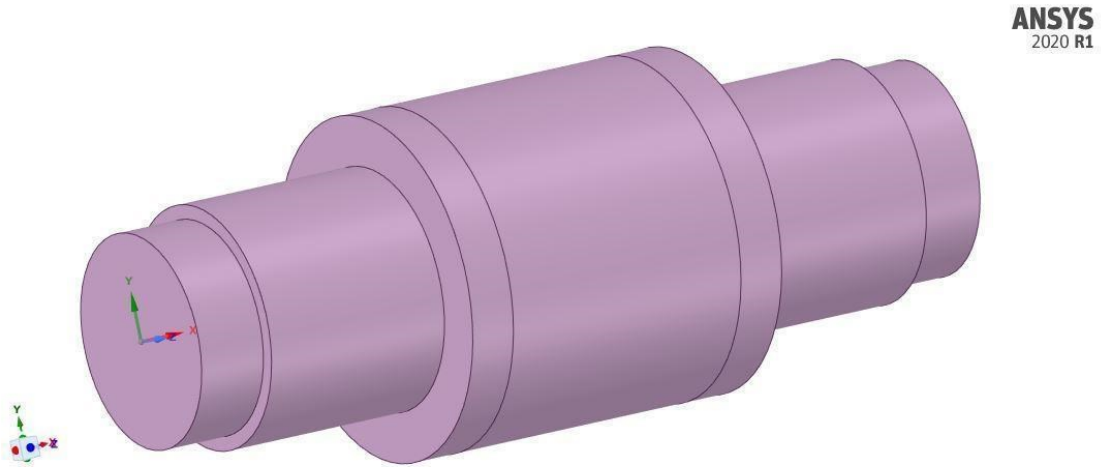


b)

Şekil 3.4 Mil Geometrisinin a) Solidworks Tasarımı b) Teknik Resmi

3.7.2.3.2 Mil Yapısal Analizi

İlk olarak ANSYS içerisinde bulunan “SpaceClaim” modülüne geometri aktarılmıştır. Burada diskin konumlanacağı yere yüzey atılarak disk modellenmiştir. Bu yüzeyden diskin ağırlığı N cinsinden girilecektir. Şekil 3.210’de SpaceClaim’de düzenlenen geometri verilmiştir.



Şekil 3.210 Ansys SpaceClaim de Düzenlenen Mil Geometrisi

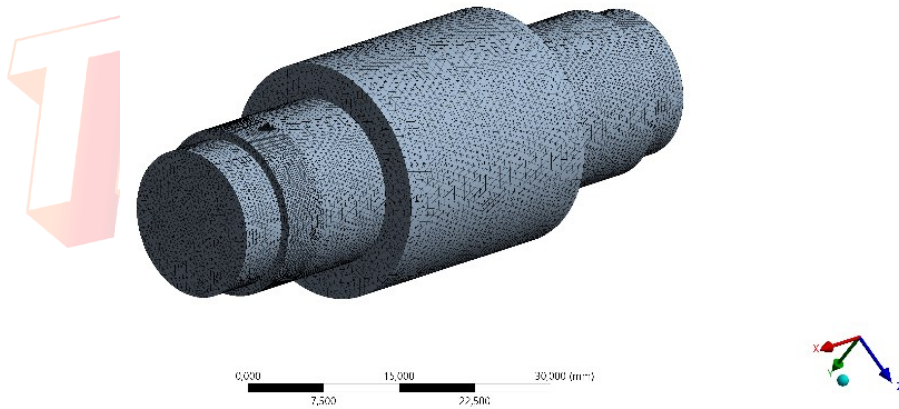
Mil geometrisi ANSYS içerisine aktarıldıktan sonra mil malzemesi ANYS içerisine girilmiştir. Mil malzemesi olarak önceki bölümlerde AISI 321H Çelik malzemesi seçilmiştir. Bu malzemenin mekanik özellikleri önceki bölümlerden alınarak ANSYS

içerisinde bulunan “Engineering Data” kısmına girilmiştir. Böylece malzeme ANSYS içerisine tanımlanmıştır. Şekil 3.211’de ANSYS içerisine tanımlanan malzeme özellikleri gösterilmiştir.

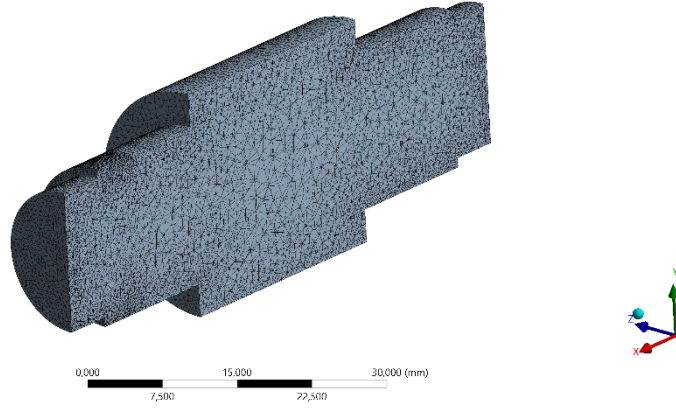
Properties of Outline Row 3: AISI 321H				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	7800	kg m ⁻³	
4	Isotropic Elasticity			
5	Derive from	Young's Modulus...		
6	Young's Modulus	2,2E+05	MPa	
7	Poisson's Ratio	0,28		
8	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
9	Shear Modulus	8,5938E+10	Pa	
10	Tensile Yield Strength	240	MPa	
11	Tensile Ultimate Strength	590	MPa	

Şekil 3.211 Mil Malzemesinin Mekanik Özelliklerinin Girilmesi

Milin malzemesi ANSYS içerisine aktarıldıktan sonra mesh işlemine geçilmiştir. Mesh bölümünde ilk önce mil geometrisine “Metod” eklenmiştir. Metod olarak ise “Tetrahedrons” seçilmiştir. Rulmanların monte edileceği yüzeylerdeki kenarlara ise “Sizing” verilerek bu kenarlardaki mesh sayısı artırılmıştır. Diskin konumlanacağı yüzeylere de “Sizing” verilmiştir. Daha sonra geometriye mesh atılmıştır. Şekil 3.212’de mil geometrisine atılan mesh gösterilmiştir. [35]



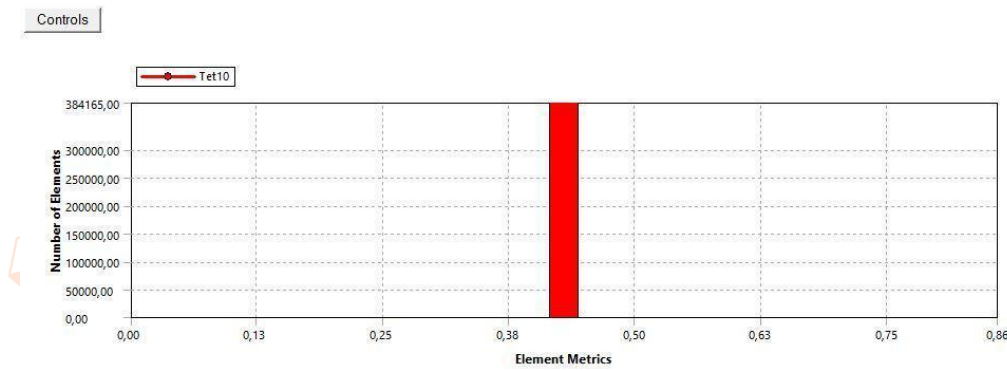
a)



b)

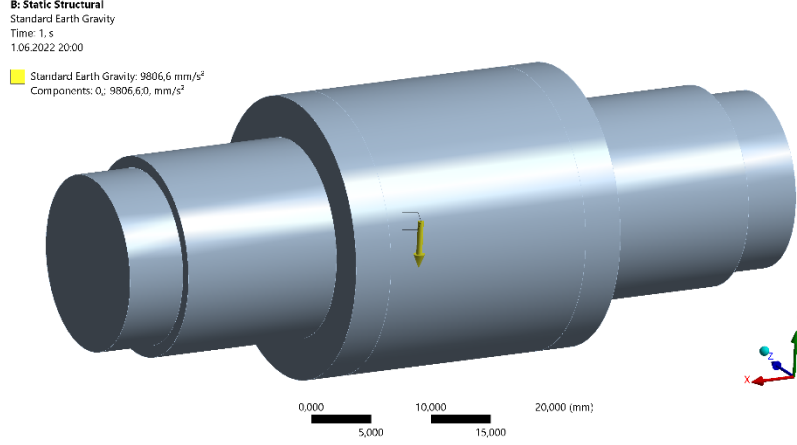
Şekil 3.212 Mil Geometrisi a) Genel b) Kesit Mesh Görüntüsü

Mesh işlemi tamamlandıktan sonra “Mesh Metric” sekmesinden atılan meshin kalitesi kontrol edilmiştir. Mesh kalitesi için “skewness” değerine bakılmıştır. Şekil 3.213’de ise atılan mesh sonucunda skewness değerleri gösterilmiştir. Mesh kontrolünden sonra atılan meshin analiz için uygun olduğu görülmüştür.



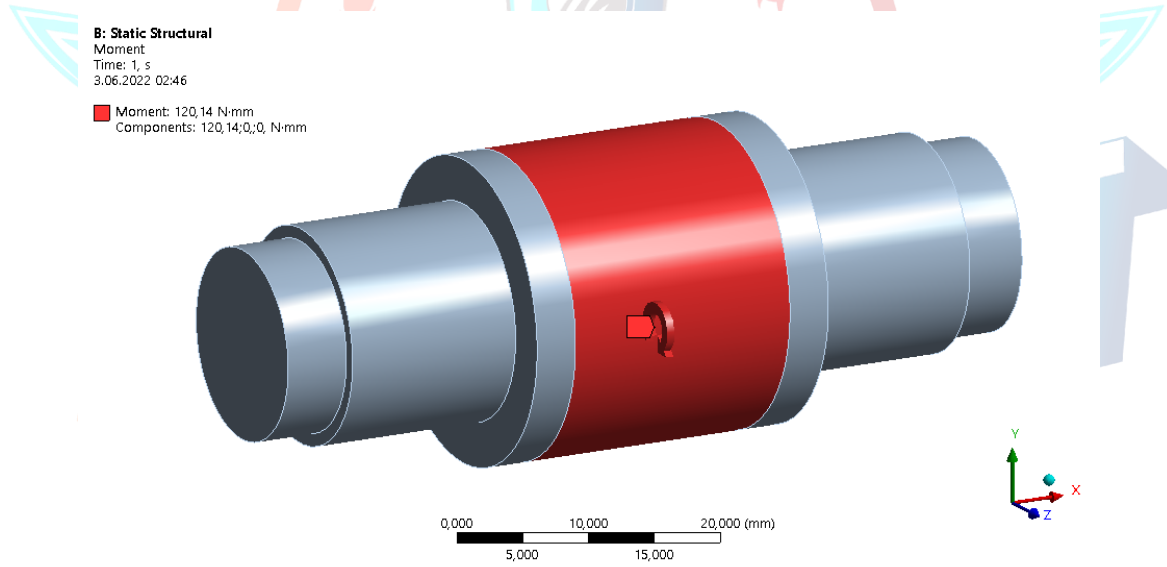
Şekil 3.213 Mil Geometrisi Mesh Kalitesi

Mesh işlemi tamamlandıktan sonra ANSYS içerisine sınır şartları ve etki eden yükler girilmiştir. İlk olarak milin kütesinden dolayı oluşacak olan ağırlık kuvveti girilmiştir. Şekil 3.214’de ANSYS içerisine yerçekimi ivmesinin girildiği kısım gösterilmiştir.



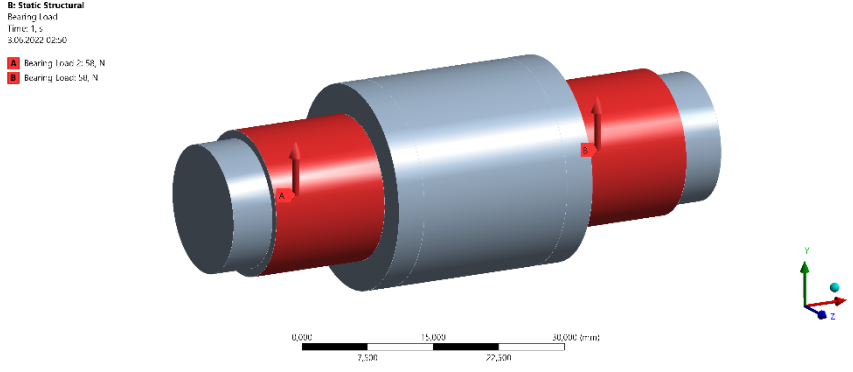
Şekil 3.214 Mil Geometrisine Yerçekimi İvmesinin Girilmesi

Daha sonra mil geometrisinin üzerinde bulunacak olan yekpare fan, türbin yapısının montajının etki edeceği eğilme momenti ANSYS içerisine girilmiştir. Eğilme momentinin değeri DYROBES programından alınmıştır. Şekil 3.215’da eğilme momenti gösterilmiştir.



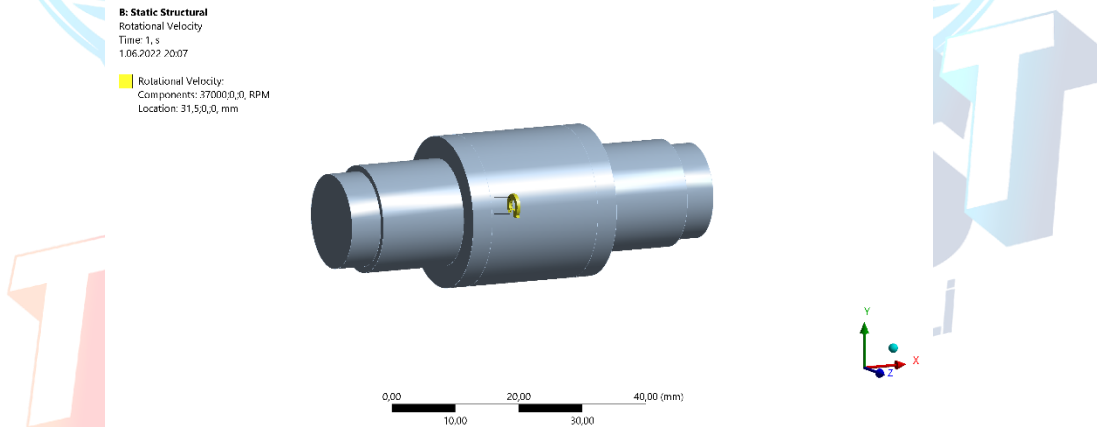
Şekil 3.215 Mil Geometrisine Etki Eden Disk Yüğü

Aft-fan turbofan modülün de 2 adet rulman kullanılmaktadır. Milin dönmesi sonucunda mil bu rulmanlara yatak kuvveti uygulanacaktır. Newton’un 3. Yasası olan Etki-Tepki prensibine göre de rulmanlar mile tepki kuvveti uygulanacaktır. Rotor dinamiği analizi sonucunda rulmanlara etki eden yatak yükler belirlenmiştir. Belirlenen yük değerleri ANSYS içerisine “Bearing Load” olarak girilmiştir. Şekil 3.216’de ANSYS içerisine girilen yatak yükü gösterilmiştir.



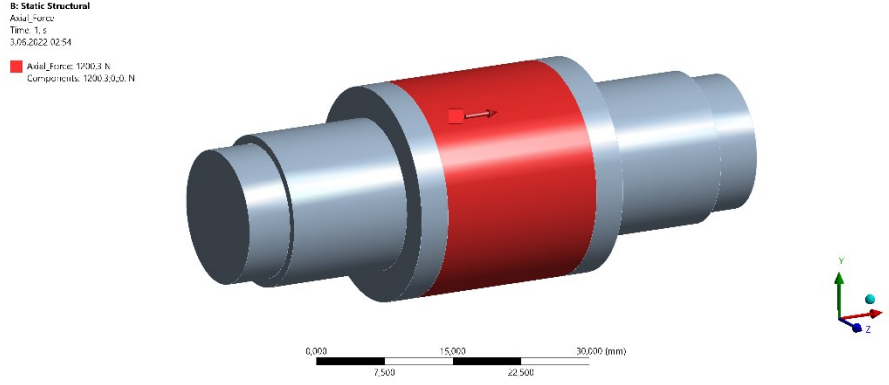
Şekil 3.216 Mil Geometrisine Etki Eden Yatak Yüklerin Girilmesi

Türbin tasarım bölümünde aft-fan turbofan modülünün maksimum 37000 RPM değerine çalıştığı bulunmuştur. Milin üç boyutlu yapısal analizinde motorun maksimum çalışma RPM’i dikkate alınarak analiz çözümlenmiştir. Maksimum çalışma rpm değeri “Rotational Velocity” seçilerek ANSYS içerisine girilmiştir. Şekil 3.217’de ANSYS içerisine girilen açısal hız değeri gösterilmiştir.



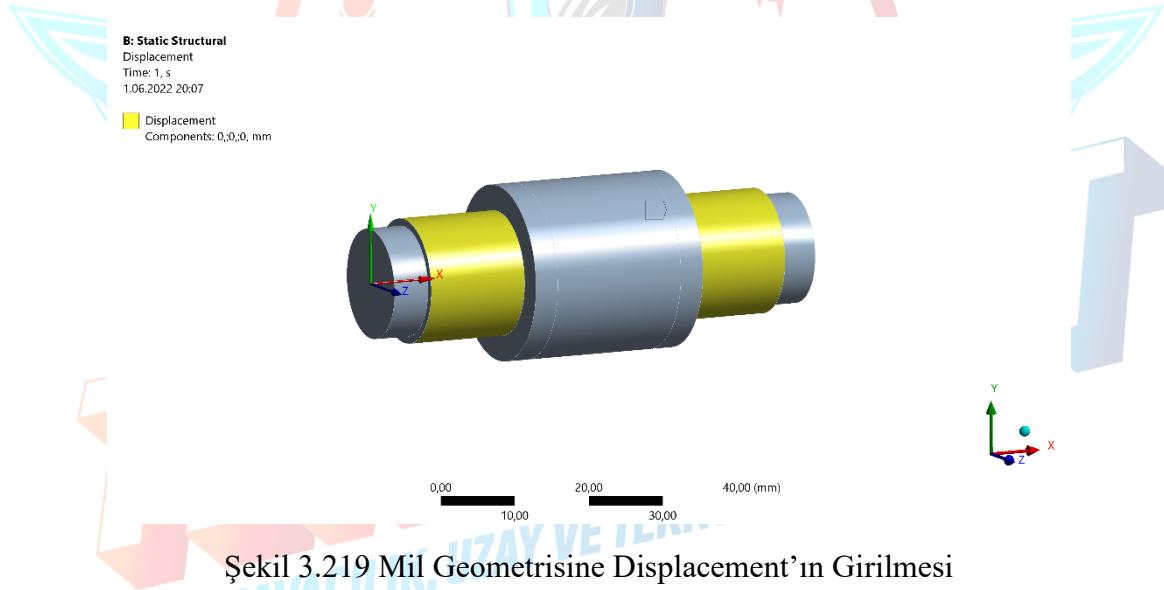
Şekil 3.217 Mil Geometrisine Açısal Hızın Girilmesi

Disk geometrisine etki eden aksenal yük mil geometrisine de uygulanmaktadır. Aksenal yük önceki bölümlerde el hesabı ile bulunmuştur. ANSYS içerisine “Force” eklenerek aksenal yük girilmiştir. Şekil 3.218’de ANSYS içerisine girilen aksenal yük gösterilmiştir.



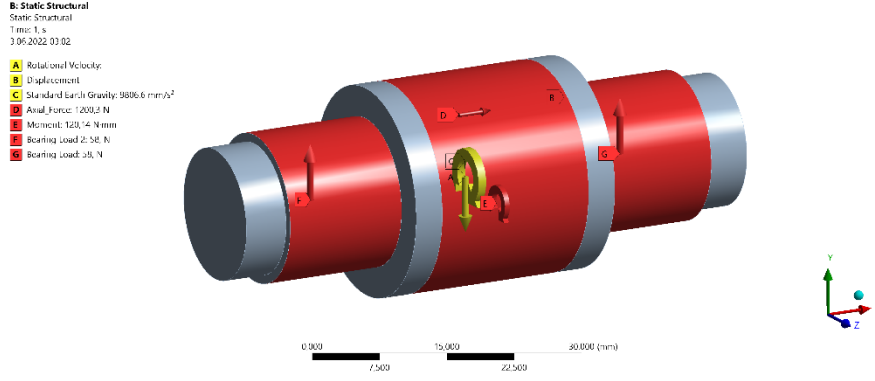
Şekil 3.218 Mil Geometrisi Üzerinde Eksenel Yükün Gösterimi

Milin rulmanlara yatakladığı bölgeler ANSYS’de “Displacement” olarak modellenmiştir. 3 farklı hareket yönünde de “0” girilerek bu kısımlardan hareketi sınırlandırılmıştır. Seçilen rulmanlar dört nokta temaslı eğik bilyalı rulmanlar dır. Bu rulmanlar motor yatağı içerisine sabitlenecektir. Şekil 3.219’de girilen sınırlandırma gösterilmiştir.



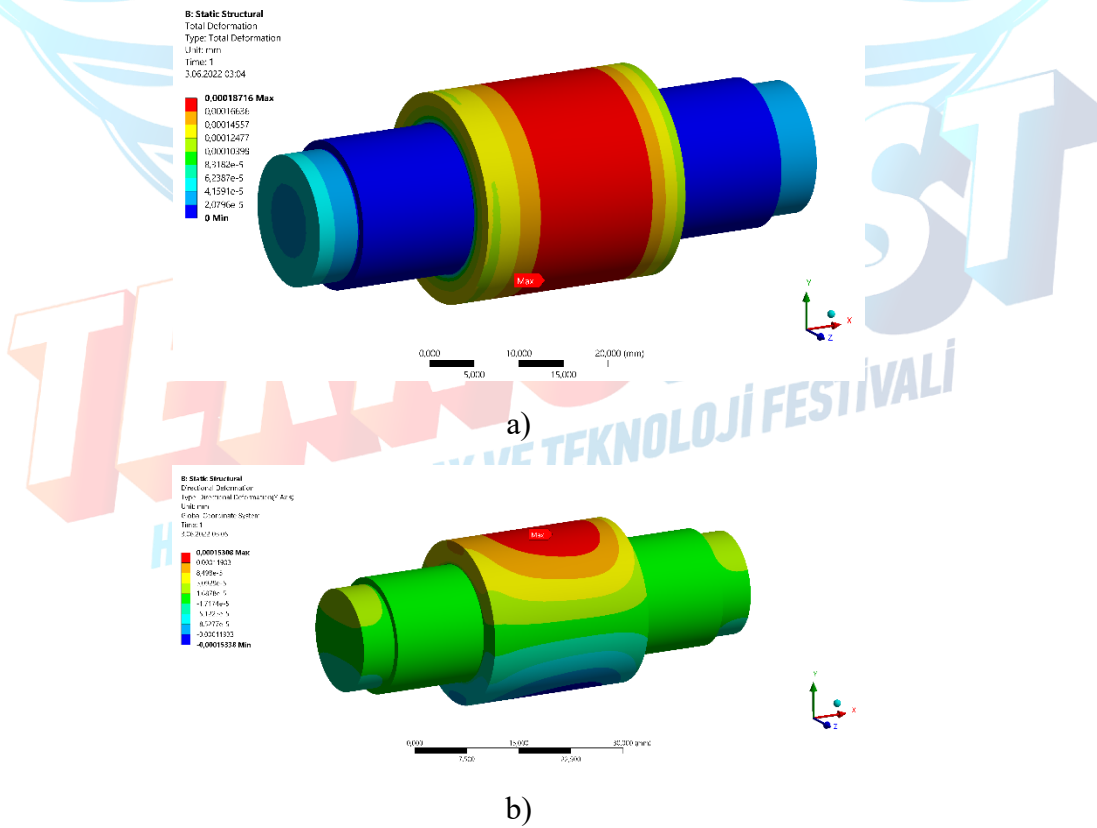
Şekil 3.219 Mil Geometrisine Displacement’ın Girilmesi

Mile etki eden bütün yük değerleri ANSYS içerisine girilmiştir. Bütün yükler Şekil 3.220’de gösterilmiştir. Böylece mile etki eden bütün yükler aynı anda uygulanarak bu kuvvetler sonucunda milde oluşacak olan deformasyonlar ve gerilmeler incelenecektir.



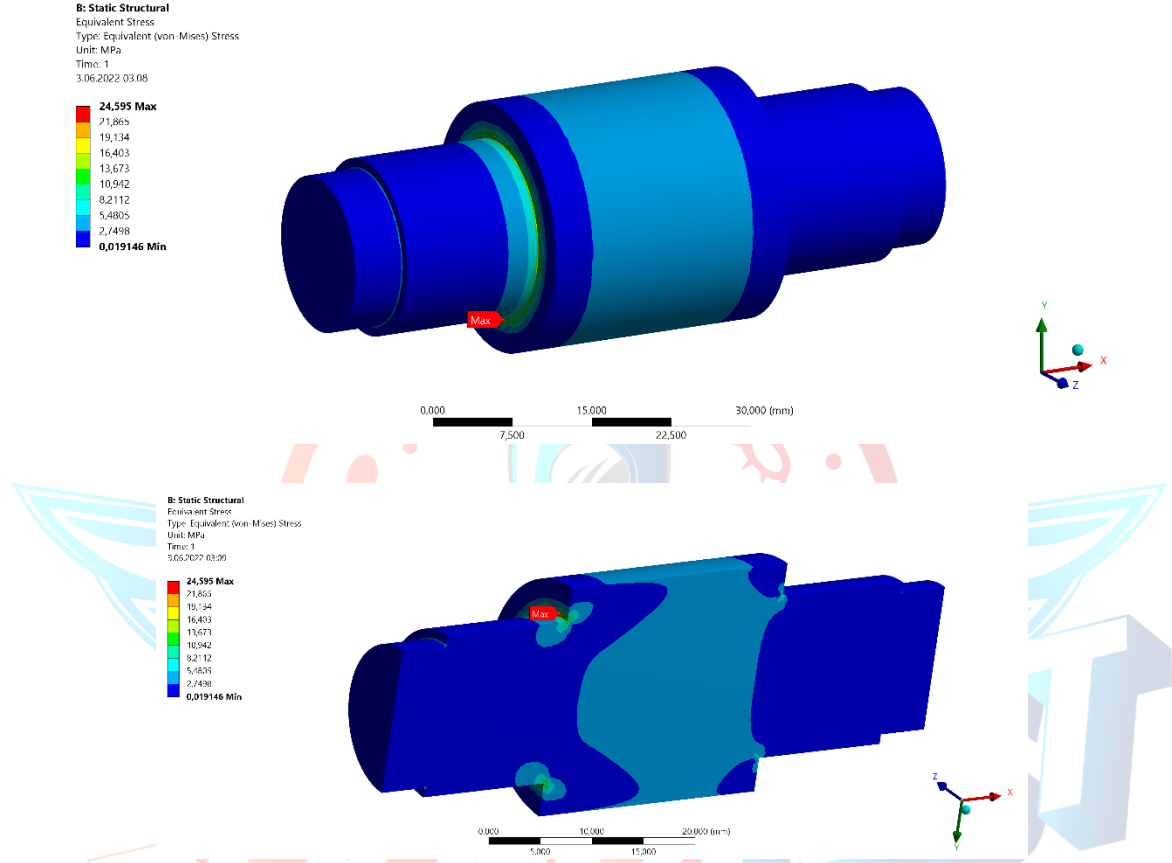
Şekil 3.220 Mil Geometrisi Sınır Şartlarının Ve Yüklerin Gösterilmesi

Sınır şartları ve yükler analiz içerisine tanımlandıktan sonra analiz çözülmüştür. Analiz sonucunda milde oluşacak olan deformasyonlar ve gerilmeler incelenmiştir. Bütün yükler altında milde oluşan deformasyon miktarları Şekil 3.221’de gösterilmiştir.



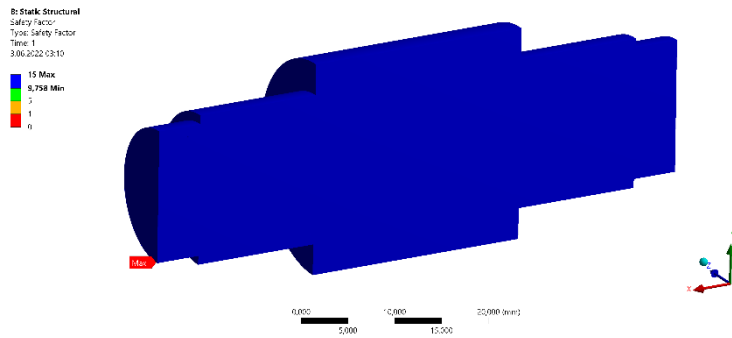
Şekil 3.221 Analiz Sonucunda Oluşan a) Toplam b) Y yönündeki Deformasyonlar

Toplam deformasyon miktarlarında sonra “von-Mises” gerilmelerine incelenmiştir. Maksimum stress değerleri kademe geçiş bölgelerinde oluşmuştur. Bu bölgelerde stress değerlerinin artmasının en büyük nedeni bu bölgelerde gerilme yığılmalarının artmasından dolayıdır. Şekil 3.222’de von-Mises gerilmeleri gösterilmiştir.



Şekil 3.222 Yapısal Analiz Sonucu Oluşan Von-Mises Gerilmeleri

Sonra “Safety Factor” değerine bakılmıştır. Maksimum gerilme malzemenin akma dayanımının çok altında bir değerdedir. Şekil 3.223’de emniyet faktörü gösterilmiştir.



Şekil 3.223 Yapısal Analiz Sonucu Oluşan Emniyet Faktörü

Analiz sonucunda tasarlanan milin yaklaşık olarak 9 emniyetli olduğu anlaşılmıştır. Analiz sonucunda maksimum gerilmenin kademe geçişlerindeki bölgelerde olduğu gözlemlenmiştir. Bu bölgelerdeki gerilmeleri azaltmak için kademe geçişlerinde “Radius” verilecektir. Böylece gerilme yığılmalarının tek noktada birikmesi önlenerek geometri yüzeylerine yayılacaktır. Böylece malzeme dayanımı arttırılacaktır.

Üç boyutlu yapısal analiz sonucunda tasarlanan mil geometrisinin yapısal açıdan uygun olduğu anlaşılmıştır. Böylece nihai mil tasarımı yapılmıştır.

3.7.3 Burst, Sürünme ve Ömür Analizleri

3.7.3.1 Burst

Disk bölgelerinde kontrol edilmesi gereken diğer değer ise burst yani patlama hızıdır. Bu hız, aero rotor diskinin tasarım sınırından sonra dönmeye zorlandığı bir durumdur. Aşırı hızın süresi, disk hızının bağlı olduğu ana faktördür. Genel olarak, uçak motoru disklerinde, bir anlık aşırı devir bile motor ömrünü azaltır veya feci arızalara yol açar. Diskin yıkıcı bir arızaya uğradığı hız, Burst hızı olarak bilinir. Bu değer bulunmasında farklı yaklaşımlar mevcut olsa da Denklem 3.7.11 temel olarak bu değeri hesaplamaktadır. Bu yaklaşım Robinson yaklaşımı olarak bilinmektedir. Bu yaklaşımın hataları gerçek gerilme ve mühendislik gerilmesi arasındaki ilişkiden kaynaklanmaktadır. Yaklaşımın güncellenmesi hesaplama üzerinde değişiklikler getirirse de sonuçlarda çok fark gözlemlenmediğinden biz bu denklem üzerinden burst hesabı gerçekleştireceğiz.

Belirlenen kuvvetler ve 37000 dev/dak hız sınır koşulu olarak alındığında türbin diskinde Şekil 3.205 gösterildiği şekilde analiz sonuçları oluşmaktadır. Tasarımda yapılan iterasyonlar sonucu, disk için 529 MPa eşdeğer von-Mises gerilmesi elde edilmiştir.

Diskte burst kontrolü Denklem 3.7.11 kullanılarak yapılmaktadır. [37]

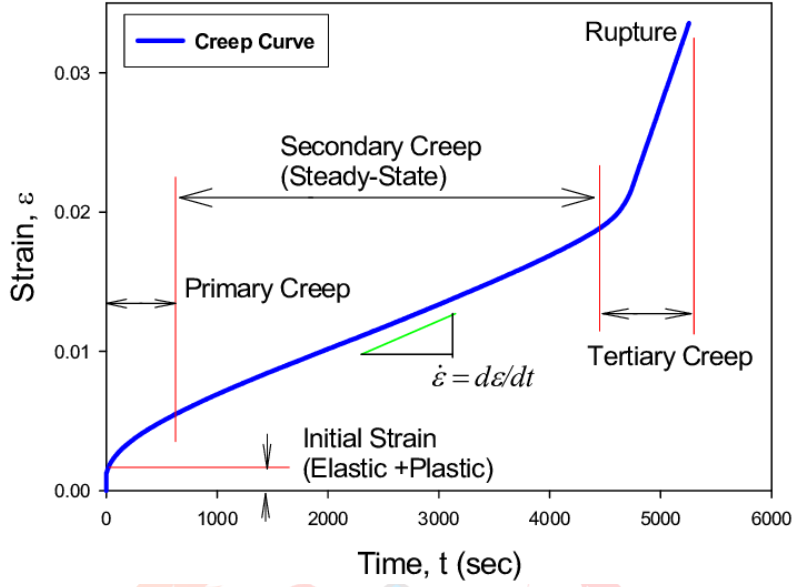
$$\frac{N_B}{37000} = \sqrt{\frac{UTS}{\sigma_\theta}} \quad (3.7.11)$$
$$\frac{N_B}{37000} = \sqrt{\frac{965}{529}}$$

Denklemde kullanılan UTS değeri malzemenin maksimum stress dayanımıdır. Bulacağımız devir parçamızın sınır devirinden aşağıda olması durumunda parçanın patlamayacağı

anlaşılacaktır. Parçanın N_B değeri 49973.244 dev/dak, redline 44400 dev/dak hızından yüksek olduğundan parçanın burst etmeyeceği görülmüştür.

3.7.3.2 Sürünme ve Ömür Analizi

Bir malzemenin sabit bir yük veya gerilme altında uğradığı plastik deformasyonun zamana bağlı değişimini ifade eder. Malzemenin sürünme davranışını etkileyen faktörlerin başlıcaları malzeme cinsi, sıcaklık, yükleme cinsi ve miktarıdır. Buna çevre şartları ve malzeme bileşenlerinin özellikleri de eklenebilir. Sürünme davranışı istenmeyen bir özelliktir. Yüksek sıcaklık deformasyon mekanizması olarak da bilinir. Sıcaklık ve yükleme miktarı arttıkça sürünme artmaktadır. Düşük sıcaklıklarda, plastik deformasyon sadece malzemeye uygulanan gerilmeye bağlıdır. Sürünmenin neden olduğu plastik deformasyon ise gerilme yanında, sıcaklık (T) ve zamana (t) bağlı olarak $[\epsilon = f(\sigma, T, t)]$ meydana gelen bir olaydır. Yüksek sıcaklıklarda atomların sahip oldukları kinetik enerjileri artacağı için yer değiştirmeleri daha kolay olur. Bu olayın görüldüğü yüksek sıcaklıklar genellikle malzemenin mutlak ergime sıcaklığının yarısından daha büyük sıcaklıklardır. Bu sayede dislokasyon hareketleri daha kolay olacağından deformasyon daha kolay olur. Yani düşük sıcaklıklarda aktif olmayan kayma sistemleri aktif hale geçebilir, böylece dislokasyon hareketleri daha kolay olur. Tasarlanmış olduğumuz Aft-fan modülü türbin parçaları da yüksek sıcaklıklarda çalışmaktadır. Bu sebeple türbinin verimli bir şekilde çalışabilmesi için kanatlardaki uzama miktarının belirli değerlerde tutulması gerekir. Burada kullanılacak malzemenin sürünme davranışının istenilen sınırlarda olmasını gerektirir. Bu yüzden yüksek sıcaklıklara veya gerilmelere maruz kalan malzemelerin sürünme hareketlerini kısıtlamak için malzemenin iç yapısında değişiklikler yapmak yaygın bir yöntemdir.



Şekil 3.224 Sürünme Eğrisi Grafiği

Şekilde 3.224’de görüldüğü gibi sürünme eğrisi başlıca 3 bölgeden oluşmaktadır;

Birincil Sürünme Bölgesi: Sürünme eğrisinde numune sabit sıcaklık ve gerilme anında önce anlık olarak elastik bir uzamaya uğrar. Bunu gerilme hızının zamanla düştüğü birincil sürünme bölgesi takip eder. Sürünme eğrisinin eğimi ($d\epsilon/dt$) sürünme hızı olarak kabul edilir. Buna göre bu bölgede sürünme hızı zamanla azalmaktadır. Bunun nedeni, bu bölgede sürünmeye dislokasyon hareketleri hâkim olduğundan, malzemede deformasyon sertleşmesi olmaktadır. Fakat diğer taraftan yüksek sıcaklık etkisiyle malzeme iç gerilmelerini gidererek kendine gelme imkanına sahiptir ancak bu bölgede deformasyon sertleşmesi sürünmeye hakim olduğundan sürünme hızı gittikçe düşer.

İkincil Sürünme: Sürünme hızının sabit olarak kaldığından dolayı bu basamağa kararlı durum sürünmesi de denir. Deformasyon sertleşmesi ile malzemenin kendine gelme hızı birbirine eşittir. Bu basamakta malzemenin sürünmeye karşı gösterdiği direnç en yüksek seviyededir. Bundan dolayı uygulamada bu bölge çok önemlidir.

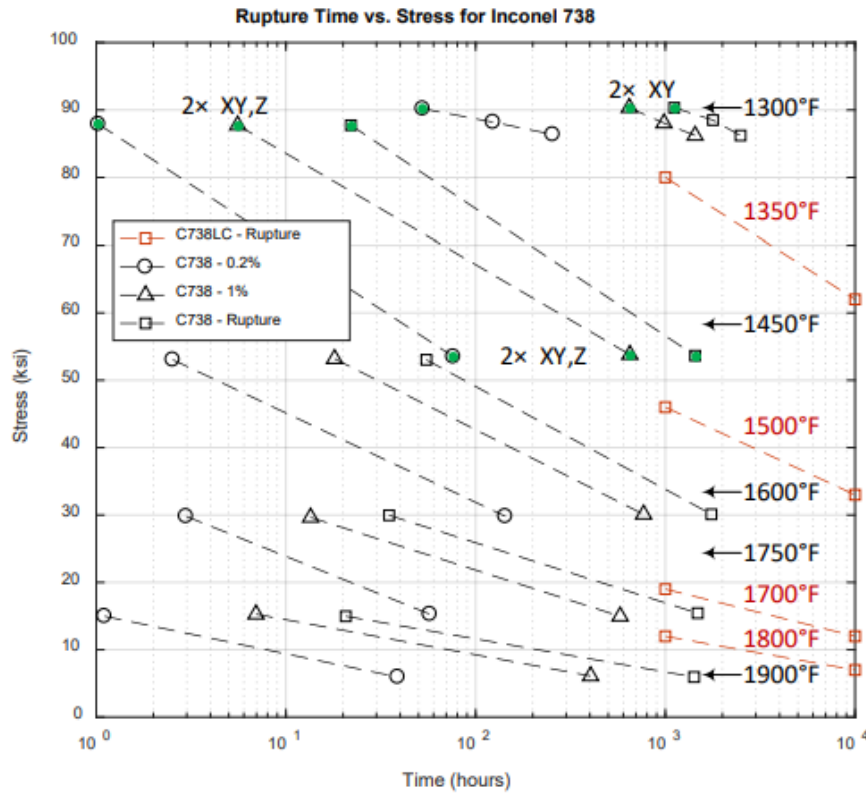
Üçüncül Sürünme: Bu bölgede sürünme hızının kopmadaki gerilmeye kadar arttığı gözlenir. Malzemede iç boşluk oluşmaya başlar. Bu ise boyun oluşumu ve buna bağlı olarak gerilim artışına neden olur ve malzeme son olarak aniden kopabilir.

Şekil 3.225 ve 3.226’da In738 malzemesinin farklı sıcaklıklarda sürünme özellikleri ve kopma dayanımları verilmiştir. [38]

Temperature °F	Stress psi	Time, hr, for Creep Strain* of				Rupture Life hr	Minimum Creep Rate %/hr
		0.1%	0.2%	0.5%	1.0%		
1350	75,000	10	20	75	235	1464	0.003
1350	75,000	10	30	120	320	1550	0.002
1350	65,000	60	250	810	1720	4666	0.0005
1350	65,000	90	250	740	1900	5219	0.0004
1500	40,000	12	24	110	315	1014	0.002
1500	35,000	60	160	580	1140	4704	0.0004
1500	35,000	130	290	680	1200	3348	0.0006
1700	17,000	38	80	200	375	1263	0.003
1700	13,000	400	760	2160	3100	5571	0.0002
1700	13,000	140	360	1080	2080	4815	0.0004
1800	10,000	30	100	200	500	1262	0.0012

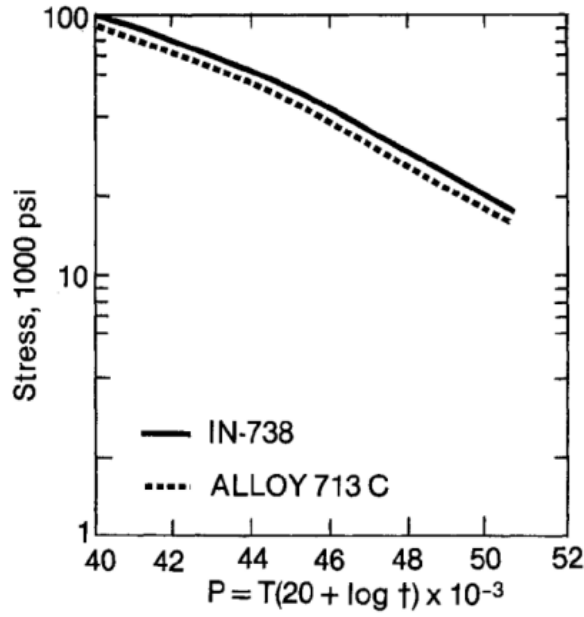
*Creep strain measured after extension on loading.

Şekil 3.225 In738 Malzemesinin Farklı Sıcaklıklardaki Sürünme Özellikleri



Şekil 3.226 In738 Malzemesinin Farklı Stresslerdeki Kopma Süresi

Sürünme kontrolü için Larson-miller parametresi kullanılacaktır. Larson Miller parametresi farklı sıcaklıklardaki gerilme kopması için gerekli ömürün hesaplanmasına izin verecektir. Bu parametre toplam gerilme üzerinden ömür değerlerini vermektedir.



Şekil 3.227 Larson-miller parametresi [38]

Larson Miller parametresi, Arrhenius oran denkleminde dayalı bağıntılı bir yaklaşım kullanarak malzemenin ömrünü zamana ve sıcaklığa bağlı olarak tahmin eder. Bu ömür hesabı Şekil 3.227'teki grafik yardımı ile yapılır. Şekil 3.227'deki grafiğe baktığımızda en yüksek değer $100 * 10^3$ psi basıncında yani yaklaşık olarak 689.47573 MPa'a denk gelmektedir. Analiz sonucunda kanatçıklarda 810 MPa'lık bir von-Mises eşdeğer gerilmesi elde edilmiştir. Sıcaklık ise yapılan analizler sonucunda 1045 K alınmıştır. Bu değerler Şekil 3.227'deki maksimum gerilme değerinden yüksektir. Literatür araştırması yaptığımızda bizim istediğimiz değerlerde larson-miller parametre grafiği bulunamamıştır. Bu yüzden bu grafikteki en düşük olan 40 değeri kabul alınarak hesap yapılmıştır. Denklem 3.7.12 ile

$$LM = T(20 + \log t) \times 10^{-3}$$

(3.7.12)

$$LM = 40$$

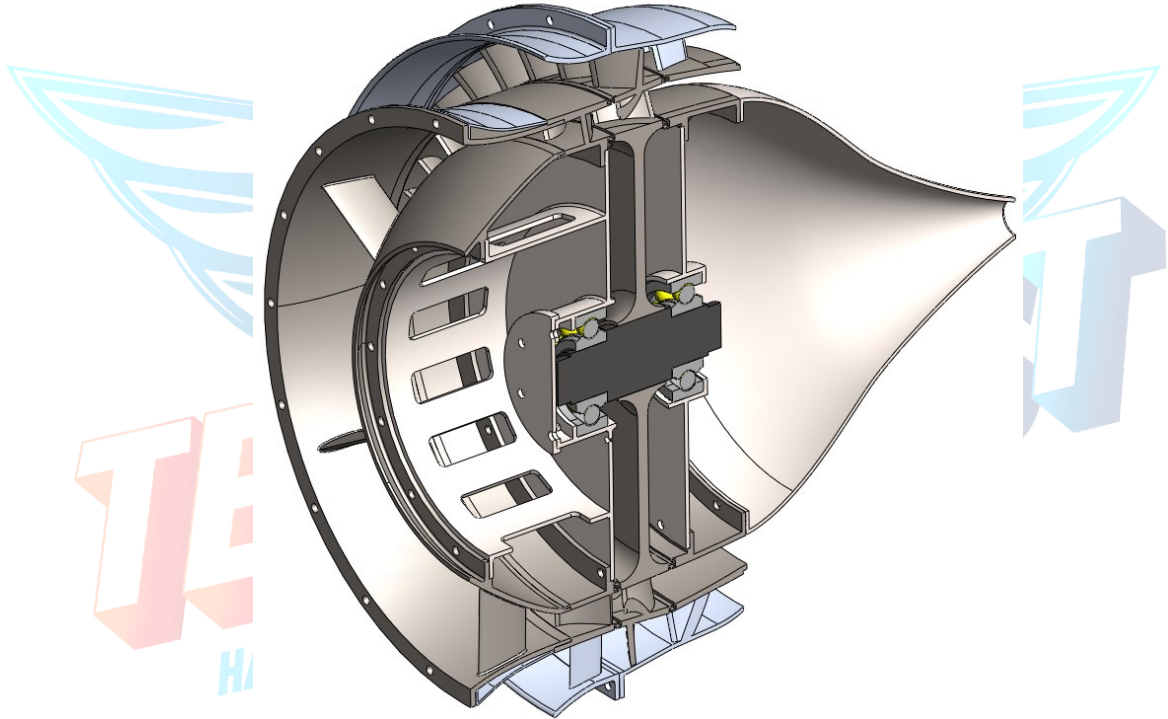
$$T = 1045$$

$$t_r = 1,8945E+18$$

Denklem 3.7.12'de bulunduğu gibi türbin kanatçıklarının sürünmeye maruz kalmadan 1,8945E+18 saat servis ömrü vardır. Bu hesaplama sonucunda şartnamede verilen asgari 25 saat çalışma ömrünün karşılamaktadır.

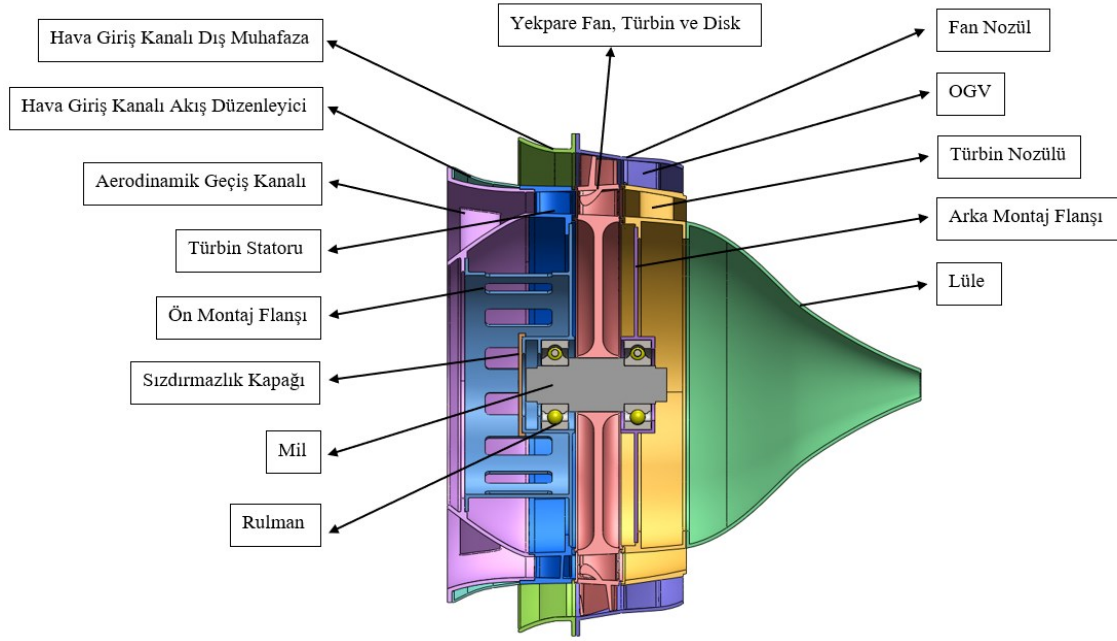
4. Malzeme ve İmalat Yöntemi Seçimi

Aft-fan turbofan motorunun aft-fan modülünde malzeme seçiminde birçok farklı parametreye göre malzeme seçimi yapılmıştır. Bu parametreler; parçadan beklenen mukavemet değeri, gerekli olan korozyon ve oksidasyon dayanımı, imalat yöntemi, malzemenin maliyeti ve temini gibi sıralanabilir. Malzeme seçiminde ilk önce tasarım şartları belirlenmiştir. Tasarım şartlarında malzeme seçimi yapılan parçanın karşılaması gereken amaç ve kısıtlamalar belirlenmiştir. Parçanın nerede kullanılacağı, hangi yüklere maruz kalacağı ve minimum ağırlık beklentisi gibi konular belirlenmiştir. Daha sonra bu isterleri karşılamayan malzemeler elimine edilmiştir. Parçaya uygun olan malzemeler arasında optimizasyon kriterleri belirlenerek malzemeler sıralanmıştır. Daha sonra en uygun malzeme seçimi yapılmıştır. Tasarladığımız aft-fan modülünün montaj kesit görünümü Şekil 4.1'de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Montaj Kesit Görünüş

Şekil 4.2'de ise aft-fan modülünde kullanılan parçalarının isimleri gösterilmiştir. Burada motorda kullanılan parçalar tek tek belirlenmiştir. Daha sonra bu parçalara malzeme seçimi yapılmıştır.



Şekil 4.2 Montaj Parçaları ve İsimleri

Yukarıda belirtilen parametrelere göre her bir parça için malzeme seçimi yapılmıştır. Tablo 4.1’de her bir parça için seçilen malzeme ve ağırlıkları verilmiştir. İlerleyen bölümlerde seçilen malzemeler daha detaylı anlatılmıştır.

Tablo 4.1 Montaj Malzeme Ağırlık Listesi

Parça	Malzeme	Ağırlık (gr)
Hava Giriş Kanalı Dış Muhafaza	Alüminyum 7075-T6	95,24
Hava Giriş Kanalı Akış Düzenleyici	Alüminyum 7075-T6	44,77
OGV Kanatçıkları	Alüminyum 7075-T6	22,94
Fan Nozül	Alüminyum 7075-T6	149,04
Aerodinamik Geçiş Kanalı	INCONEL 738	679,27
Türbin Statoru	INCONEL 738	460,55
Yekpare Fan, Türbin ve Disk	INCONEL 738	1185,37
Türbin Nozül	INCONEL 738	557,42
Lüle	Titanyum Ti-8Al-1Mo-1V	178,05
Ön Montaj Flanşı	Titanyum Ti-8Al-1Mo-1V	203,78
Arka Montaj Flanşı	Titanyum Ti-8Al-1Mo-1V	108,39
Sızdırmazlık Kapağı	Titanyum Ti-8Al-1Mo-1V	12,16
Mil	St-37	152,54

4.1 Türbin Bölümü Malzeme ve İmalat Yöntemi Seçimi

Çekirdek motordan çıkan yüksek hızdaki sıcak gaz aft-fan modülünden sırasıyla aerodinamik geçiş kanalı, türbin stator, türbin rotor ve nozuldan geçerek atmosfere çıkmaktadır. Görüldüğü üzere çekirdek motordan çıkan sıcak gazın geçtiği bölgelerdeki parçalara yüksek sıcaklık ve basınç etki etmektedir. Bu yüzden sıcak gazın geçtiği bölgelerdeki komponentlerin malzemelerinin yüksek frekans dalgalanmalarına, korozyon ve oksidasyona, yüksek eğilme yüklerine, termal şoklara dayanıklı olmalıdır. Çekirdek motordan çıkan sıcak gazın aerodinamik geçiş kanalına giriş kısmında sıcaklığı 1045 K'dir. Performans çevrimi analizi sonuçlarına göre sıcak gazın türbin rotorundan çıkış sıcaklığı ise 965,04 K'dir. Sıcak gazın nozul çıkışındaki sıcaklığı ise 902 K'dir. Sıcak gazın geçtiği bölgelerdeki parçalara etki eden sıcaklıklar belirlendikten sonra malzeme seçimine geçilmiştir. Literatür araştırması ve daha önceden tasarlanan jet motorları incelendiğinde jet motorlarında kullanılan malzemeler belirlenmiştir. Tablo 4.2 belirlenen malzemeler verilmiştir. Yukarıda belirtilen parametrelere göre sıcak gazın geçtiği bölgelerdeki komponentlerin malzeme seçimi yapılmıştır.

Tablo 4.2 Fan ve Türbin Kanatçık Malzemeleri

Malzeme	Maksimum Metal Servis Sıcaklığı(K)
Inconel 625	1033 K
Inconel 718	893 K
Inconel 738LC	1223 K
Inconel 738	1223 K
Inconel 939	1123 K
MarM247LC	1311 K

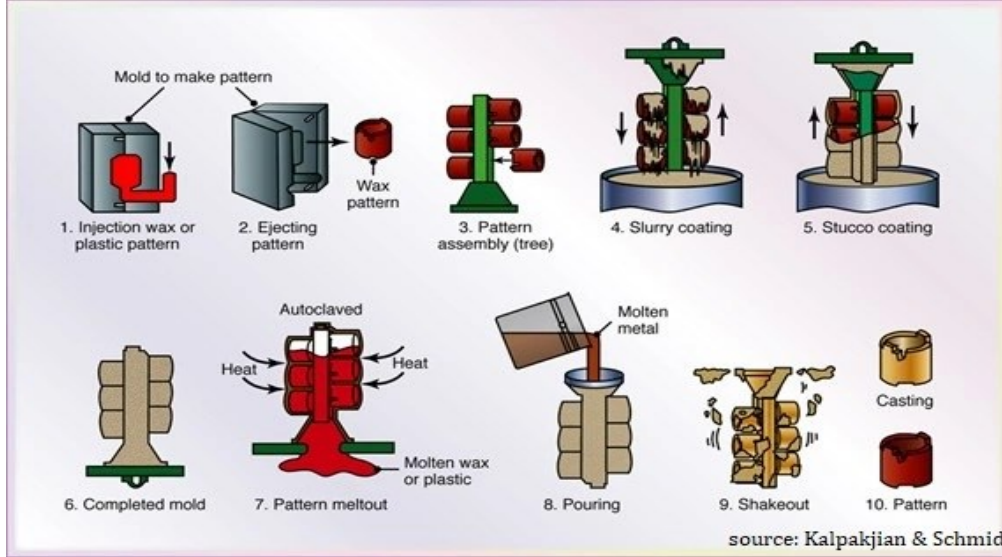
Tablodaki malzemeleri incelediğimizde sıcak gazın etki ettiği aerodinamik geçiş kanalı, stator ve rotor kanatçıkları için Inconel 738LC, Inconel 738 veya Inconel 939 malzemeleri; nozul için ise Inconel 625 malzemeleri düşünülmüştür. Malzemelerin mekanik özellikleri

incelendiğinde yoğunluklarının ve mekanik dayanımlarının birbirine yakın olduğu görülmüştür. Bu yüzden sıcak gazın etki ettiği bölgelerdeki komponentlere Inconel 738 malzemesi atanmıştır. Sıcak gazın geçtiği kısımlardaki komponentlere aynı malzemenin atanması üretilebilirlik ve maliyet açısından da kazanç sağlamaktadır. Türbin rotor kanatçığı, türbin diski ve fan rotor kanatçığı yekpare bir biçimde tasarlanmıştır. Bundan dolayı fan rotor kanatçığı ve türbin diski de Inconel 738 malzemesi atanmıştır. Yapısal analiz bölümünde seçilen malzeme ANSYS içerisine girilerek gerekli yapısal analizler yapılmıştır. Analiz sonucunda seçilen malzemenin gerekli isterleri karşıladığı görülmüştür. Tablo 4.3’de Inconel 738 malzemesinin mekanik özellikleri verilmiştir.

Tablo 4.3 Inconel 738 Mekanik Özellikleri [38]

Özellikler	Birim	Değerler
Erime sıcaklığı	K	1503,15-1588,15
Yoğunluk	g/cm^3	8,11
Özgül ısı değeri	$Jkg^{-1}C^{-1}$ (922 K)	586,152
Isı iletim katsayısı	$Wm^{-1}C^{-1}$	19,746
Isıl genleşme katsayısı	K^{-1}	$11,6 \times 10^{-6}$

Aerodinamik geçiş kanalı, türbin kademesi ve nozulun üretim yöntemi olarak talaşlı imalat, katmanlı imalat, tek kristal döküm ve hassas döküm yöntemleri düşünülmüştür. Tasarladığımız aft-fan modülünün ölçütlerinin küçük ve çalışma ömrünün az olması sebebiyle tek kristalli döküm ve katmanlı imalat yöntemlerinin maliyet açısından mantıklı bir üretim yöntemi olmadığı görülmüştür. Talaşlı imalat yönteminin, hassas döküm yöntemine göre daha hızlı bir üretim yöntemi ve maliyet açısından daha uygun olmasına rağmen hassas döküm yönteminde ise üretilen parçalar daha iyi yüzey kalitesine sahip olmakta ve çok sert parçalar bile işlenebilmektedir. Bundan dolayı aerodinamik geçiş kanalı, türbin kademesi ve nozulun üretim yöntemi olarak hassas döküm üretim yöntemi seçilmiştir. Hassas döküm yönteminde, mum veya benzeri maddelerden hazırlanan bir modelin etrafı, oda sıcaklığında sertleşen bir refrakter (seramik) çamurla sarılarak hazırlanan bir kalıp kullanılır. Daha sonra bu model ergitilerek veya yakılarak kalıp boşluğu meydana getirilir. Bu nedenle hassas döküm yöntemine “harcanan (kaybolan) mum yöntemi” adı da verilir [40]. Şekil 4.3’de hassas döküm yönteminin proses kademeleri verilmiştir.



Şekil 4.3 Hassas Döküm Proses Kademeleri

Hassas dökümün avantajları:

1. Geleneksel döküm yöntemleri ve makineyle işleme yolundan imali zor veya bazen imkânsız olan karmaşık şekilli parçaların üretimi bu yöntemle mümkün olmaktadır.
2. Bu yöntem ergitilip dökülebilen bütün metallere uygulanabilir.
3. Hassas döküm yolu ile elde edilen parçaların hemen hemen hiç ilave işlem gerektirmemesi, “kolay işlenebilir metal seçimi” faktörünü ortadan kaldırmaktadır.
4. Bu yöntem ile tane boyutu, tane yönlenmesi ve yönlenmiş katılma gibi metalurjik faktörler yakından kontrol edilebilmekte ve bu sayede mekanik özellikler de kontrol altında tutulabilmektedir.
5. Hassas döküm yönteminde tek parça kalıp kullanıldığından ayırma yüzeyi yoktur. Bu yüzden de parça üzerinde, diğer döküm yöntemlerinin ürünlerinde olduğu gibi bu yüzeyin izi bulunmaz.
6. Hassas döküm yöntemi dökülecek parçanın geometrisinin kompleks ve küçüktür. Kullanılan alaşımların sert, işlenmesi zor ve yüzey kalitesinin iyi olması gerektiği durumlarda sık tercih edilir. [41]

4.2 Fan Bölümü Malzeme ve İmalat Metodu Seçimi

Fan bölümüne giren hava, hava alığından 288.15 K ve 1 bar basınçla girmektedir. Ardından fan rotor kanatçığı, fan ogv kanatçığı ve nozuldan atmosfere çıkmaktadır. Fan ogv kanatçığından çıkan havanın sıcaklığı 343.2 K ve basıncı 1.42 bar iken nozuldan çıkan havanın sıcaklığı ise 294.2 K'dir. Fan bölümünden geçen havanın sıcaklığı türbin bölümünden geçen gazın sıcaklığından daha düşüktür. Bu yüzden fan bölümünde türbin bölümüne nazaran daha düşük

metal servis sıcaklığına ve yoğunluğa sahip malzeme seçilmiştir. Önceki bölümlerde bahsedildiği gibi fan rotor kanatçığı ile türbin rotor kanatçığı yekpare tasarlanmıştır. Bundan dolayı fan rotor kanatçığına da Inconel 738 malzemesi atanmıştır. Fan bölümünde bulunan diğer komponentlerin malzeme seçimi için yeterli maksimum servis sıcaklığına sahip metaller Tablo 4.4'te verilmiştir. Bundan dolayı aerodinamik geçiş kanalı, türbin kademesi ve nozulun üretim yöntemi olarak hassas döküm üretim yöntemi seçilmiştir.

Tablo 4.4 Fan Bölümü Maksimum Metal Servis Sıcaklığı

Element	Nominal Kimyasal Kompozisyonu	Maksimum Sıcaklık (C°)
Ti64	Ti-6Al-4V	315
Ti811	Ti-8Al-1Mo-1V	400
Alüminyum 7075 T6		400
Alloy 685	Ti-6Al-5Zr-0,5Mo-0,25Si	520
Alloy 829	Ti-5,5Al-3,5Sn-3Zr-1Nb-0.25Mo-0,3Si	550
Alloy 834	Ti-5,8Al-4Sn-3,5Zr-0,7Nb-0,5Mo-0,35Si-0,06C	600
Ti1000	Ti-6Al-2,8Sn-4Zr-0,4Mo-0,4Si	600
Ti6242S	Ti-6Al-2Sn-4Zr-2Mo-0,2Si	540

Malzeme seçimi yapılırken komponentlerin maruz kalacağı maksimum sıcaklık değerlerinin yanında malzemenin tokluk, sertlik, yorulma, akma dayanımı, korozyon direnci gibi özellikleri dikkate alınarak malzeme seçimi yapılmıştır. Fan bölümünde bulunan parçalar arasında fan rotoruna bir çok kuvvet etki etmektedir. Bu kuvvetler önceki bölümlerde hesaplanmıştır. Seçilen malzemeye göre ANSYS üzerinde yapısal analiz yapılmıştır. Analiz sonucunda seçilen fan rotoru malzemesinin bütün isterleri karşıladığı görülmüştür. Yukarıdaki malzemelerin mekanik özellikleri incelendiğinde Alüminyum 7075-T6 malzemesinin diğer malzemelere göre düşük yoğunluğa sahip olması, korozyona karşı dayanıklı olması ve yüksek sıcaklıklarda bile dayanımının yüksek olmasından dolayı hava alığı, fan ogv kanatçığı ve nozul malzemesi olarak seçilmiştir. Alüminyum 7075-T6 malzemesinin kimyasal özellikleri Tablo 4.5'te verilmiştir. Tablo 4.6'de ise Alüminyum 7075-T6 malzemesinin çekme test sonuçları verilmiştir. Hava

alığı, fan ogv kanatçığı ve nozul üretim yöntemi olarak hassas döküm üretim yöntemi seçilmiştir. Bu yöntemin detayları önceki bölümlerde anlatılmıştır.

Tablo 4.5 Alüminyum 7075-T6 Alaşımının Kimyasal Analiz Sonuçları [39]

Malzeme	% Al	% Zn	% Cu	% Cr	% Ti	% Fe	% Mn	% Zr	% Ni	% Diğer
7075-T6	92,432	5,481	1,534	0,169	0,144	0,112	0,037	0,035	0,016	0,04

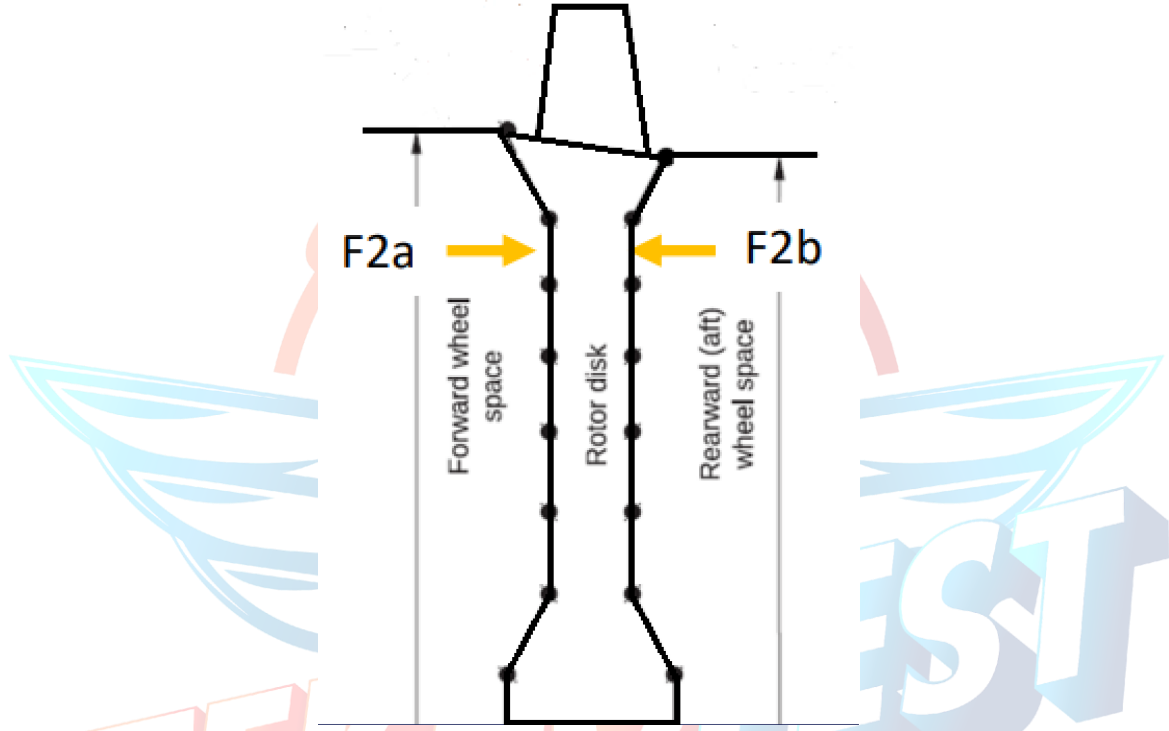
Tablo 4.6 Alüminyum 7075-T6 Alaşımının Çekme Testi Sonuçları [39]

Sıcaklık (C)	Süre (dk.)	Akma Dayanımı (MPa)	Çekme Dayanımı (MPa)	Maksimum Çekmedeki Çekme Gerinimi (%)	Kopmadaki Çekme Gerinimi (%)
20	-	542,253	579,336	0,163	0,191
100	6	539,156	583,438	0,159	0,191
	30	538,755	581,581	0,159	0,2000
	60	538,688	583,365	0,153	0,194
200	6	493,425	548,164	0,136	0,162
	30	482,021	533,840	0,127	0,155
	60	451,467	513,534	0,128	0,156
300	6	221,437	319,663	0,116	0,154
	30	172,125	277,109	0,127	0,171
	60	148,134	265,356	0,130	0,175
400	6	123,105	241,977	0,146	0,192
	30	113,081	223,914	0,168	0,216
	60	108,317	218,203	0,177	0,225

5. Rulman Seçimi

5.1 Eksenel Yük Hesabı

Eksenel yük hesaplamaları döner parçalar için yapılır. HAD analizlerinden gelen aero yükleri el hesaplamalarıyla kontrol edilecektir. Yükler eğimli platformlarda ve döner parçalarda oluşmaktadır. Şekil 5.1’de eksenel yüklerin türbin diski üzerindeki etkileri şematize edilmiştir.



Şekil 5.1 Eksenel kuvvetler

Eksenel yük hesabında 4 farklı yöntem mevcuttur. İlk yöntem basıncın etki ettiği yüzey boyunca sabit kaldığını kabul ederek elde edilen yük denklemdir. Bu denklemden basınç radyusunun bir fonksiyonu değildir. Denklem 5.1.1 de verilmiştir,

$$F = P_{s2} \times A \quad (5.1.1)$$

İkinci yöntem cavityde üst ve alt bölgedeki basınçların ortalamasını hesaba katmaktadır. Bu denklem β değerinin değişkenliğini hesaba katmadığından hata oranı mevcuttur. Denklem 5.1.2 de verilmiştir,

$$\Delta F_{rotor} = \pi(r_2^2 - r_1^2) \left(\frac{P_{s1} + P_{s2}}{2} \right) \quad (5.1.2)$$

Üçüncü yöntem basıncı radyusun bir fonksiyonu şekilde ele alır. Radyus değerlerinin düşük olduğu durumlarda ortalama değer almak ile bu yöntem arasında fazla fark bulunmamaktadır. Denklem 5.1.3 de verilmiştir.

$$P_s(r) = Ar + B$$

$$A = (P_{s2} - P_{s1})/(r_2 - r_1), B = P_{s1} - Ar_1$$

$$\Delta F_{rotor} = \int_{r_1}^{r_2} P_s(r) 2\pi r dr = \int_{r_1}^{r_2} (A_r + B)r dr$$

$$\Delta F_{rotor} - \Delta F_{rotor}^- = \frac{\pi}{6} (P_{s2} - P_{s1})(r_2 - r_1)^2$$
(5.1.3)

Bizim kullanacağımız olan dördüncü yöntem diğer yöntemlere kıyasla hata oranı en düşük olan yöntemdir. Denklem 5.1.4 de aşağıda verilmiştir.

$$F = \pi p_2 (b^2 - a^2) - \frac{\pi \rho \beta^2 \omega^2 b^2}{2} (b^2 - a^2) + \frac{\pi \rho \beta^2 \omega^2}{4} (b^4 - a^4)$$
(5.1.4)

Hesaplamalarımızda üçüncü ve dördüncü yöntem kullanılacaktır. İki yöntem için gerekli girdiler Şekil 5.2 de aşağıda verilmiştir, Girdilerdeki β değeri için eğitimlerde anlatıldığı üzere 0.4 ile 0.5 arasındaki değerler kabul alınmıştır.

Comment	Force	Direction	R2 [mm]	R1 [mm]	Ps2[Pa]	Ps1[Pa]	n[d/dk]	Beta
Turbine Fwd Cavity	F2a	1	76.1	0	188384	189132	37000	0.45
Turbine Aft Cavity	F2b	-1	75.3	0	118536	119236	37000	0,43

Şekil 5.2 Eksenel yük girdileri

F2a kuvveti ana akış yolundan geçen sıcak havanın yönünde F2b ise zıt yönde olduğundan iki kuvvet farkı bileşke eksenel kuvveti disk üzerine etki etmektedir. Bu kuvvet daha sonra yapısal analizlerde girdi olarak eklenecektir. Üçüncü yöntem için yapılan hesaplamalarda,

$$F_{2a} = 3431.923 \text{ N}$$

$$F_{2b} = 2115.651 \text{ N}$$

$$F_{net} = F_{2a} - F_{2b} = 1316.272 \text{ N}$$

bulunmuştur.

Dördüncü yöntem ile yapılan hesaplamalarda,

$$F_{2a} = 3362.411 \text{ N}$$

$$F_{2b} = 2070.148 \text{ N}$$

$$F_{net} = F_{2a} - F_{2b} = 1292,263 \text{ N}$$

bulunmuştur.

Tablo 5.1 Üçüncü ve Dördüncü Yönteme Göre Eksenel Yük Sonuçları

Üçüncü Yöntem	Dördüncü Yöntem
1316.272 N	1292,263 N

Tablo 5.1’de üçüncü ve dördüncü yönteme göre hesaplanan eksenel yük sonuçları verilmiştir. Dördüncü yöntem en doğru sonucu verdiği için, yapılan hesaplamalar sonucunda diskin maruz kaldığı eksenel yük 1292,263 N bulunmuştur.

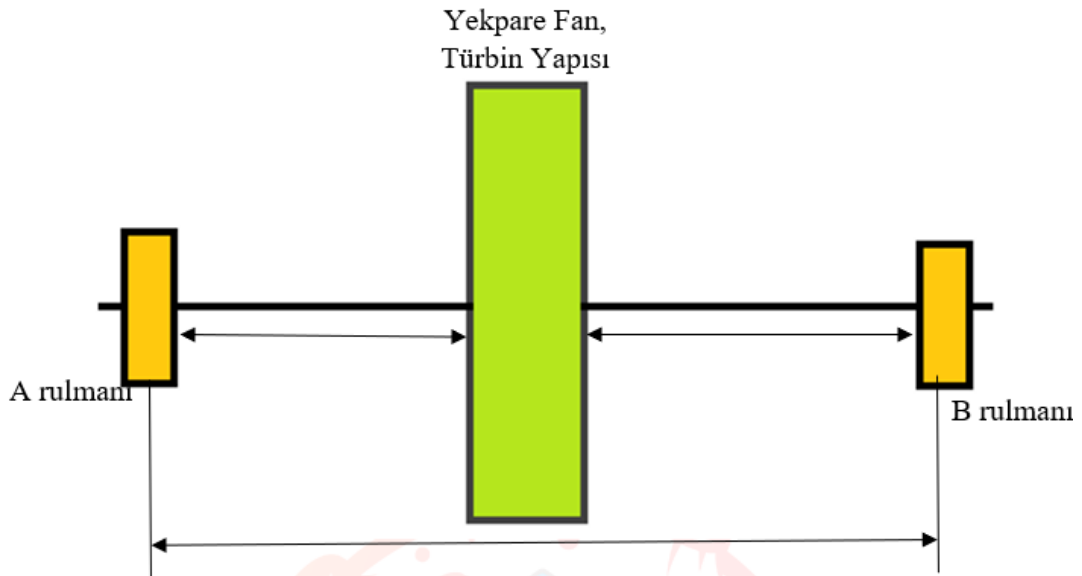
5.2 Radyal Yük Hesabı

ISO (Uluslararası Standardizasyon Örgütü), dünya çapında bir ulusal standart kuruluşları federasyonudur. Genel olarak dengesizlik ISO 1940, Balans Kalitesini “G sayısı” ile sınıflandırır (BalanceQualityGrade). Burada “G sayısı”: Birim hızda (1rad/s) dönen birim kütle (1kg) için dengelenmemiş (artık) atalet kuvvetini (mm/s) ifade eder. ISO, çeşitli rotorlar için bir Balans Kalite Derecesi (G-sayısı) belirlemiştir. Şekil 5.3’de çeşitli rotorlar için balans kalite derecesi verilmiştir. Aft-fan turbofan motorunda Balans Kalite Derecesi (G-sayısı) “G 2,5” alınarak radyal yük hesaplanmıştır. [30]

Machinery types: General examples	Balance quality grade G	Magnitude $\epsilon_{per} \cdot \Omega$ mm/s
Crankshaft drives for large slow marine diesel engines (piston speed below 9 m/s), inherently unbalanced	G 4000	4 000
Crankshaft drives for large slow marine diesel engines (piston speed below 9 m/s), inherently balanced	G 1600	1 600
Crankshaft drives, inherently unbalanced, elastically mounted	G 630	630
Crankshaft drives, inherently unbalanced, rigidly mounted	G 250	250
Complete reciprocating engines for cars, trucks and locomotives	G 100	100
Cars: wheels, wheel rims, wheel sets, drive shafts Crankshaft drives, inherently balanced, elastically mounted	G 40	40
Agricultural machinery Crankshaft drives, inherently balanced, rigidly mounted Crushing machines Drive shafts (cardan shafts, propeller shafts)	G 16	16
Aircraft gas turbines Centrifuges (separators, decanters) Electric motors and generators (of at least 80 mm shaft height), of maximum rated speeds up to 950 r/min Electric motors of shaft heights smaller than 80 mm Fans Gears Machinery, general Machine-tools Paper machines Process plant machines Pumps Turbo-chargers Water turbines	G 6,3	6,3
Compressors Computer drives Electric motors and generators (of at least 80 mm shaft height), of maximum rated speeds above 950 r/min Gas turbines and steam turbines Machine-tool drives Textile machines	G 2,5	2,5
Audio and video drives Grinding machine drives	G 1	1
Gyroscopes Spindles and drives of high-precision systems	G 0,4	0,4

Şekil 5.3 Balans Kalite Derecesi [30]

Balans kalite derecesi belirlendikten sonra radyal yük hesabına geçilmiştir. Şekil 5.4’de mil üzerinde konumlanacak olan rulmanların ve diskin konumları gösterilmiştir.



Şekil 5.4 Rulman ve Disk Konumu

Mekanik tasarım aşamasında milin üzerinde konumlanacağı yekpare fan, türbin yapısındanın toplam ağırlığı belirlenmiştir. KTR aşamasında tasarlanan mil DTR aşamasında bizlere verilen eğitim sonucunda tekrardan tasarlanmıştır. Milin şekli ise kademeli olarak tasarlanacaktır. Gerekli el hesapları yapılarak mil tasarımı yapılmıştır. Tablo 5.2’de radyal yük hesabında kullanılacak olan yekpare fan, türbin yapısındanın, milin kütlesi ve çalışma hızı aralığı verilmiştir. Bu değerler bir önceki bölümden alınmıştır. Mil hesabı sonucunda milin toplam uzunluğu 63 mm olarak hesaplanmıştır. Seçilen mil malzemesine göre milin ağırlığı ise 0,15157 kg’dır. Mil üzerinde bulunan yekpare fan, türbin yapısındanını “Jeffcott” modeli olarak modellenmiştir. Bu modelde rulmanların mil ağırlık merkezine olan uzaklığı eşittir.

Tablo 5.2 Radyal Yük Hesabında Kullanılacak Parametreler

Blisk Yapısının Kütlesi (kg)	Milin Kütlesi (kg)	Aft-fan Modülü Çalışma Hızı(rpm)
1,20324	0,15157	37000

Radyal yükü hesaplamasında ilk önce “ U_{per} ” değeri hesaplanmıştır. Bu değer literatürde kabul edilebilir dengesizlik (g·mm) değeri olarak geçmektedir. Bu değerın hesaplanmasında kullanılacak olan parametreler önceki sayfalarda belirlenmiştir. Kabul edilebilir dengesizlik hesabı Denklem 5.2.1’de verilmiştir.

$$U_{per} = 1000 * \frac{(e_{per} * \Omega) * m}{\Omega} \quad (5.2.1)$$

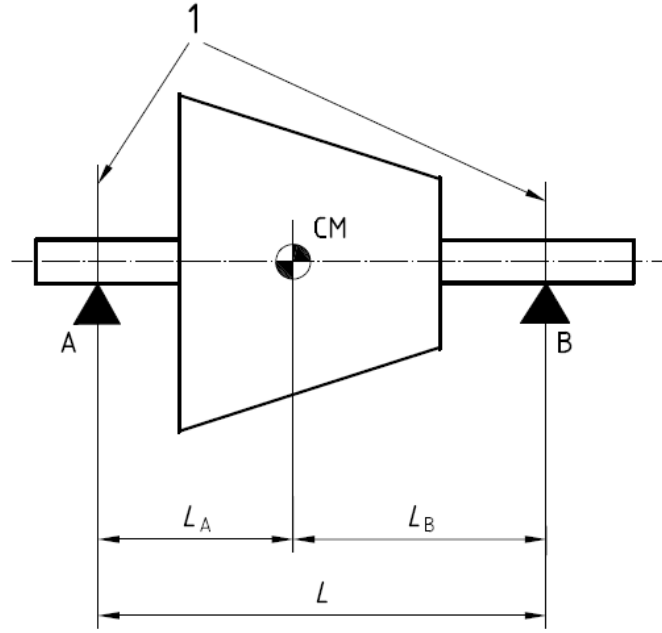
$$U_{per} = 1000 * \frac{(2,5) * 1354,81}{3874,631} = 874,1542 \text{ g} \cdot \text{mm}$$

U_{per} : Kabul edilebilir dengesizliğin sayısal değeridir, birimi gram milimetre (g·mm) dir.

$(e_{per} * \Omega)$: Seçilen balans kalite derecesi sayısal değeridir; birimi milimetre/saniye (mm/sn) dir.

m : Fan ve türbin yapısının toplam kütlesinin sayısal değeridir, birimi kilogram (kg)’dır;

Ω : Maksimum çalışma hızının sayısal değeridir, birimi saniyedeki radyan (rad/s) dir.



Şekil 5.5 Asimetrik Bir Konumda Kütle merkezinin Gösterilmesi [30]

Kabul edilebilir dengesizlik değeri hesaplandıktan sonra her rulman bölgesindeki dengesizlik yük değerleri hesaplanmıştır. Şekil 5.5’de “jeffcott” model gösterilmiştir. Burada orta kısımda diks bulunmaktadır. Denklem 5.2.2 den “A” rulmanına gelen, Denklem 5.2.3 den ise “B” rulmanına gelen dengesizlik yük değerleri hesaplanacaktır.

$$U_{perA} = \frac{U_{per} * L_B}{L} \quad (5.2.2)$$

$$U_{perA} = \frac{U_{per} * L_B}{L} = \frac{874,1542 * 0,0195}{0,039} = 437,077$$

$$U_{perB} = \frac{U_{per} * L_A}{L} \quad (5.2.3)$$

$$U_{perB} = \frac{U_{per} * L_A}{L} = \frac{874,1542 * 0,0195}{0,039} = 437,077$$

U_{perA} : A yatak düzleminde kabul edilebilir dengesizlik değeridir;

U_{perB} : B yatak düzleminde kabul edilebilir dengesizlik değeridir;

U_{per} : (toplam) Kabul edilebilir dengesizliğin sayısal değeridir, (kütle merkezi düzleminde);

L_A : Kütle merkezi düzleminde yatak düzlemi A'ya olan uzaklıktır;

L_B :Kütle merkezi düzleminden yatak düzlemi B'ye olan uzaklıktır;

L :İki rulman arasındaki mesafedir;

A ve B yatak düzleminde kabul edilebilir dengesizlik değerleri genel olarak maksimum $0.7U_{per}$ değerinden yüksek olmamalı,min $0.3U_{per}$ değerinden daha küçük olmamalıdır.

$$F_{Ar} = U_{perA} * \Omega^2 \quad (5.2.4)$$

$$F_{Ar} = U_{perA} * \Omega^2 = 874,1542 * (3874,631)^2 = 6561,73593 \text{ N}$$

$$F_{Br} = U_{perB} * \Omega^2 = 874,1542 * (3874,631)^2 = 6561,73593 \quad (5.2.5)$$

U_{perA} : A yatağında izin verilen dengesizlik değeri;

U_{perB} : B yatağında izin verilen dengesizlik değeri;

F_{Ar} : A yatağında izin verilen dengesizliklerin neden olduğu rulman yükü;

F_{Br} : B yatağında izin verilen dengesizliklerin neden olduğu rulman yükü;

Ω : Maksimum çalışma hızı.

Radyal yük A ve B rulmanları için ayrı ayrı hesaplanmıştır. A rulmanına etki eden radyal yük 6561,736 N; B rulmanına etki eden radyal yük ise 6561,736 N'dur. A ve B rulmana etki eden radyal yüklerin aynı çıkmasının sebebi iki rulmanında mil merkezine eşit uzaklık da bulunmasıdır. A ve B rulmanına etki eden radyal yükler bulunduktan sonra bu yükler rulman seçiminde kullanılacaktır.

5.3 Rulman Seçimi ve Ömür Analizi

Rulman, birbirine göre farklı yönlerde dönen parçaların bu hareketi minimum sürtünme ile yapmasını sağlayan ve yüksek devirlere çıkabilmesine olanak sağlayan bir makine elemanıdır. Sürtünmenin azaltılması ve buna bağlı olarak hareketin minimum kayıpla iletilmesi amacıyla görev yapan bu makine elemanları, sürtünmenin oluşturduğu etkiyi emerek daha az enerji harcanmasını sağlarlar.

Rulmanlardan yüksek verim almak için doğru rulmanın seçilmesi gerekir ve sınıflandırılırken yuvarlanma elemanlarının türüne göre ikiye ayrılır. Bunlar bilyalı rulmanlar ve makaralı

rulmanlardır. Ayrıca maruz kaldıkları yüklerle göre radyal ve aksel olarak ikiye ayrılırlar. Şekil 5.6’da yuvarlanma elemanına göre bilyalı ve makaralı rulman örnekleri, Şekil 5.7’de ise maruz kaldıkları yüklerle göre radyal ve aksel rulman örnekleri verilmiştir. [42]



Şekil 5.6 Yuvarlanma Elemanına Göre a) Bilyalı Rulmanlar

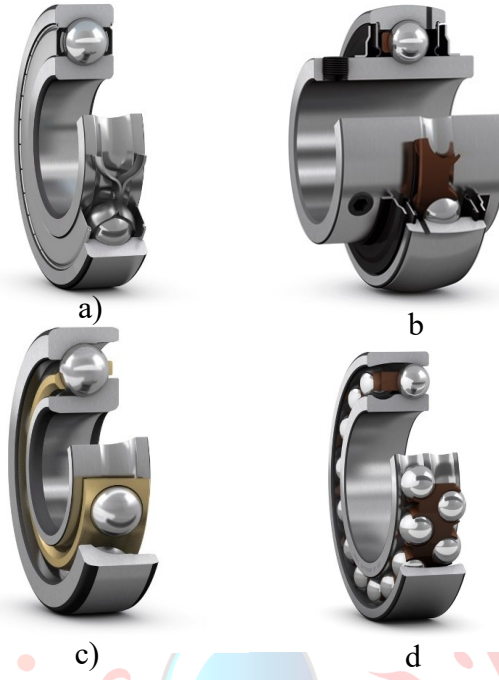
b) Makaralı Rulmanlar [42]



Şekil 5.7 Maruz Kaldıkları Yüklerle Göre a) Radyal Rulmanlar

b) Aksel Rulmanlar [42]

Maruz kaldıkları yüklerle göre radyal rulmanların yüksek hızlarda çalışabilmeleri ve her iki yönde yük taşımalarından dolayı radyal rulmanlar seçilmiştir. Yuvarlanma elemanına göre bilyalı rulmanların makaralı rulmanlara göre çok daha yüksek hızlarda çalışmaları, daha gürültüsüz ve titreşimsiz çalışmalarından dolayı tasarımımızda bilyalı rulman seçilmiştir. Bilyalı rulmanlar kendi içinde sabit bilyalı rulmanlar, yataklı rulmanlar, eğik bilyalı rulmanlar, oynak bilyalı rulmanlar olarak 4’e ayrılmaktadır. Şekil 5.8’de bilyalı rulman çeşitleri gösterilmiştir.[42]



Şekil 5.8 a) Sabit b) Yataklı c) Eğik d) Oynak

Bilyalı Rulmanlar [42]

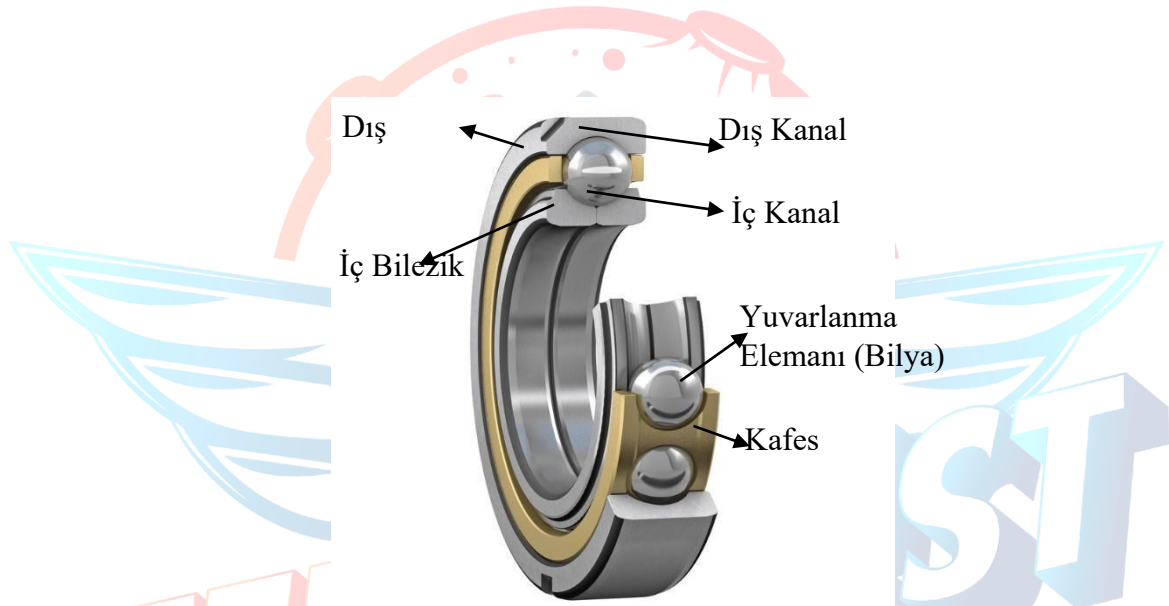
Bilyalı rulmanlar arasında Eğik Bilyalı Rulmanın diğer rulman türlerine göre aynı anda etki eden hem aksel hem de radyal yükleri taşıyabilmeleri, yüksek hızlarda çalışabilmeleri ve yüksek aksel yük taşımalarından dolayı tercih edilmiştir. Eğik Bilyalı Rulmanlar ise kendi arasında tek sıralı, çift sıralı ve dört nokta temaslı olarak 3'e ayrılmaktadır. Şekil 5.9'te eğik bilyalı rulman çeşitleri gösterilmiştir. [42]



Şekil 5.9 a) Tek Sıralı b) Çift Sıralı c) Dört Nokta Temaslı

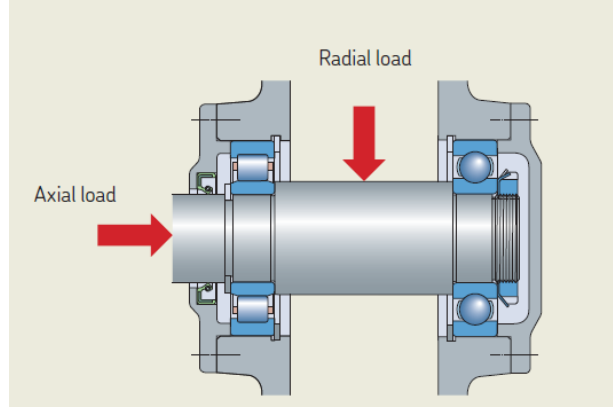
Eğik Bilyalı Rulmanlar [42]

Eğik bilyalı rulmanlar arasından dört nokta temaslı eğik bilyalı rulman tercih edilmiştir. Rulmanın diğer rulman çeşitlerine göre aksenal yükleri her iki yönde desteklemeleri, rulmanların çok yönlü olması ve daha az bakım gerektirmesinden dolayı tercih edilmiştir. Dört nokta temaslı rulmanlar genel olarak gaz türbinlerinde çok yaygın olarak kullanılmaktadır. Rulmanlar temel olarak iç bilezik, dış bilezik, ortada olabildiğince düşük sürtünme katsayısı sağlayan dönen elemanlar, bazılarında dönen elemanların bulunduğu kafes yapıları ve her rulmanda olmasa da bazı rulmanlarda yani bakım gerektiren rulmanlarda ise keçe bulunmaktadır. Şekil 5.10'de dört nokta temaslı eğik bilyalı rulmanın temel parçaları gösterilmiştir. [42]



Şekil 5.10 Dört Nokta Temaslı Eğik Bilyalı Rulmanın Parçaları

Genel olarak rulmanlara etki eden radyal ve aksenal kuvvetlerdir. Bu kuvvetler ayrı ayrı etki edeceği gibi birleşik olarak da etki etmektedir. Gaz türbinlerinde en çok karşılaştığımız durum ise hem radyal hem aksenal kuvvetin etki ettiği durumdur. Aft-fan Turbofan motorları hem dönen hemde yük taşıyan yapılar olduğu için rulmanlara hem radyal hem de aksenal yükler etki etmektedir. Şekil 5.11'de rulmana etki eden aksenal ve radyal yükler gösterilmiştir. [46]

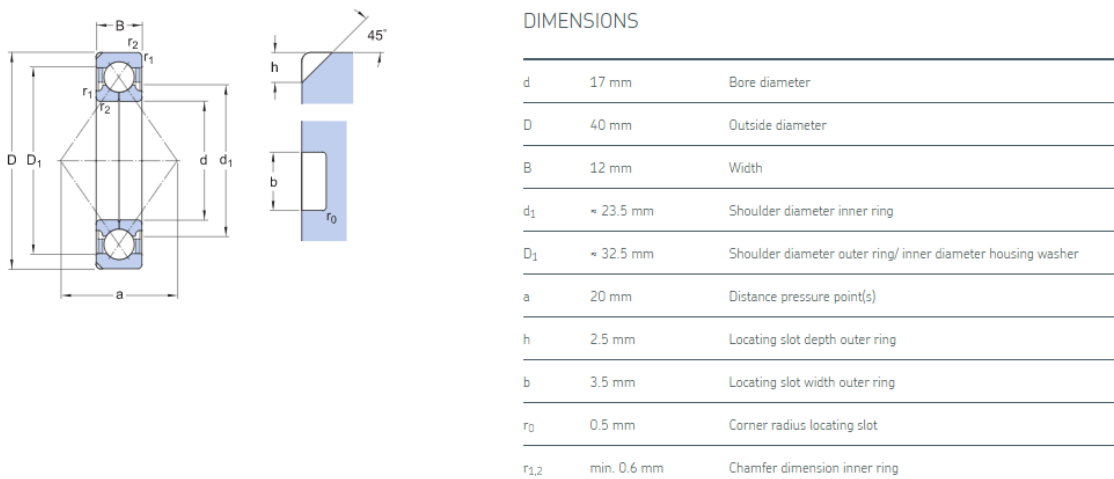


Şekil 5.11 Rulmana Etki Eden Kuvvetlerin Gösterimi [46]

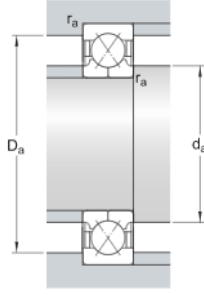
Mil tasarımı bölümünde mil çapı 15 milimetre olarak belirlenmiştir. Rulman seçiminde ilk önce uygun mil çapına göre rulman seçilmiştir. Daha sonra seçilen rulman için gerekli olan hesaplamalar yapılacaktır. Bu hesaplama sonucunda seçilen rulmanın uygun olup olmadığı karar verilecektir. [44]

Rulman seçiminde SKF, Timken, NSK gibi öncü rulman üreticilerinin katalogları incelenmiştir. Bu üretici firmalar arasından SKF firmasının kataloglarına bakılarak motorun çalışma aralığında en uygun rulman seçimi yapılmıştır. SKF firmasında bilyalı rulmanlar arasından dört nokta temaslı bilyalı rulmanlar incelenmiştir. Uygun mil çapına göre dört nokta temaslı bilyalı rulmanları arasından QJ 203 N2MA kodlu rulman seçilmiştir.

Seçilen rulman bütün isterleri karşılamaktadır. Bu rulmanın teknik detayları Şekil 5.12 ve dayanma ölçüleri Şekil 5.13’de verilmiştir.



Şekil 5.12 QJ 203 N2MA Kodlu Rulman Genel Ölçüleri [43]



ABUTMENT DIMENSIONS

d_a	min. 21.2 mm	Abutment diameter shaft
D_a	max. 35.8 mm	Abutment diameter housing
r_a	max. 0.6 mm	Fillet radius

Şekil 5.13 QJ N2MA Kodlu Rulmanın Dayanma Ölçüleri [43]

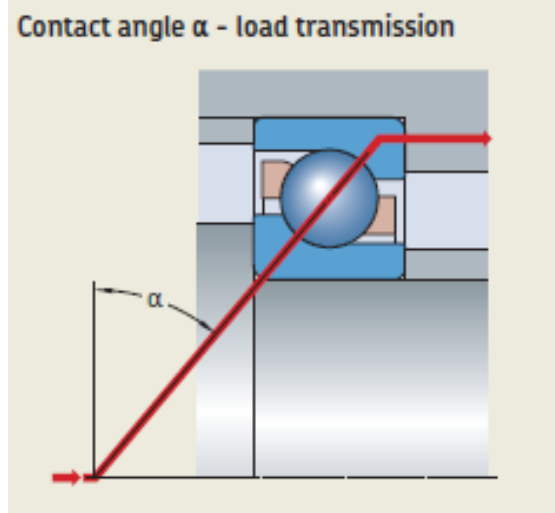
Rulmanlara gelen yükleri belirlemek için bizim bazı katsayılara ihtiyacımız vardır. Bu katsayılar her rulmanda farklılık gösterebilmektedir. Rulmanın bilyalı mı makaralı mı olduğu rulman tipinin eğik mi yoksa oynak mı olduğu gibi durumlar bu katsayıları etkilemektedir. Bu katsayılar ilerleyen bölümlerde dinamik ve statik eşdeğer yükün hesaplanmasında kullanılacaktır. Rulmanlara gelecek yükleri belirlemek için kullanılacak parametreler Şekil 5.14’de verilmiştir.

CALCULATION DATA

Basic dynamic load rating	C	17 kN
Basic static load rating	C_0	11.4 kN
Fatigue load limit	P_u	0.48 kN
Limiting speed		30 000 r/min
Calculation factor	A	0
Calculation factor	e	0.95
Calculation factor	X	0.6
Calculation factor	Y_0	0.58
Calculation factor	Y_1	0.66
Calculation factor	Y_2	1.07

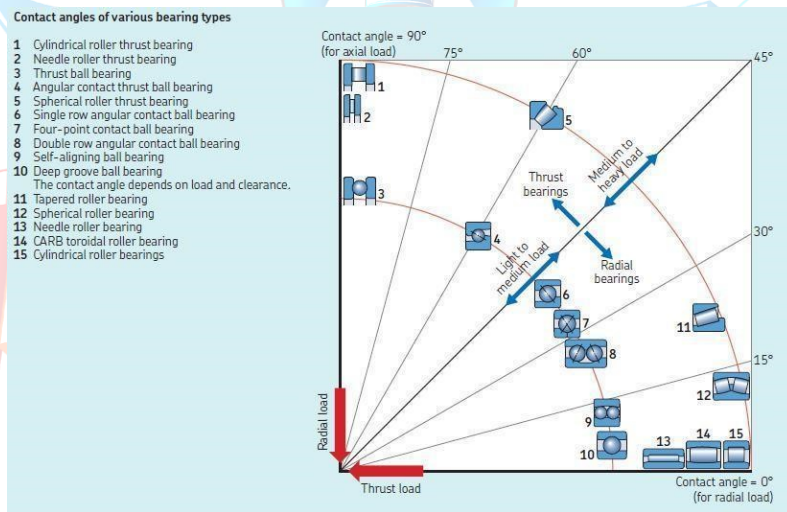
Şekil 5.14 OJ 203 N2MA Kodlu Rulman Hesaplama Parametreleri [43]

Temas açısı, bilya ile kanalların radyal düzlemde temas noktalarını birleştiren çizginin arasındaki açı olarak tanımlanır. Şekil 5.15’de gösterilmiştir. [46]



Şekil 5.15 Bilyalı Rulmanda Temas Açısının Gösterimi [46]

Temas açısı sayesinde rulmanlar radyal ve eksenel yükleri taşıyabilmektedir. Bu sebeple rulmanlar için temas açısı önemli bir parametredir. Eksenel yükün en yüksek karşılandığı yer 90 derecelik kontak açısına sahip olunan yerdir. Şekil 5.16’de farklı rulman çeşitleri için temas açısı verilmiştir. Dört noktadan temaslı eğik bilyalı rulman için en uygun kontak açısı Şekil 5.16’den 35 derece olarak belirlenmiştir. [46]



Şekil 5.16 SKF Firmasındaki Farklı Rulman Tiplerinin Kontak Açısı [46]

Şekil 5.17’de kullanılacak olan dört nokta temaslı eğik bilyalı rulmanın kafes parçalarının hangi malzemeden yapıldığı verilmiştir. Yapılan hesaplar ve analizler sonucunda rulmanların çalışma sıcaklığının 150 derece altında olduğu görülmüştür. Bundan dolayı SKF firmasında bulunan kafes malzemesi olarak peek seçilmiştir. Rulmanın bilyesi, iç ve dış bileziklerin malzemeleri ise M50 Nil Steel malzemesidir.

Cages for angular contact ball bearings						
Single row angular contact ball bearings			Four-point contact ball bearings			
Cage type	Window-type, ball centred		Window-type, ball centred	Window-type, ball centred	Window-type, outer ring centred	Window-type, lubrication grooves in the guiding surface, outer ring centred
Material	PA66, glass fibre reinforced	PEEK, glass fibre reinforced	Stamped brass, stamped steel	Machined brass, machined steel ¹⁾	Machined brass	PEEK, glass fibre reinforced
Suffix	P	PH	Y, J	M, F ¹⁾	MA	PHAS

Şekil 5.17 Eğik Bilyalı Rulmanın Kafes Parçasının Malzemeleri [46]

5.3.1 Rulman Yükü Hesabı

5.3.1.1 Dinamik Eşdeğer Yük Hesabı

Rulmanın tipi seçildikten sonra rulmanın statik ve dinamik yük taşıma kapasitesi incelenecektir. Rulmanlara etki eden aksel kuvvetler (F_a) ve radyal kuvvetlerin (F_r) oluşturmuş olduğu bileşke kuvvet (P), rulman ömrünü belirleyen en önemli faktördür. Genellikle rulman tasarımı yapılırken bileşke kuvvet dikkate alınır.[1] Bileşke kuvvete rulman literatür de “Eşdeğer Dinamik Yük” adlandırılmakta ve “P” sembolü ile gösterilmektedir.

$$P = F_r * \cos \beta + F_a * \sin \beta \quad (5.3.1)$$

Denklem 5.3.1’de $\sin \beta$ ve $\cos \beta$ değerleri rulmanın tipine ve büyüklüğüne göre değişir. Bu değerler genel olarak rulman kataloglarında X ve Y katsayıları olarak verilir. Böylece 5.3.1 denklemini,

$$P = F_r * X + F_a * Y$$

olarak yeniden yazılabilir.

Eksenel yüklerin (F_a), eşdeğer dinamik yükü bulurken kullanıp kullanılmayacağını belirlemek için rulman katalogunda verilen “e” değerine bakılır. Eğer

$$\frac{F_a}{F_r} > e \text{ ise } P = F_r * X + F_a * Y_2 \quad (5.3.2)$$

$$\frac{F_a}{F_r} < e \text{ ise } P = F_r \quad (5.3.3)$$

formülü kullanılır.

Tablo 5.3 Dinamik Eşdeğer Yük Hesabı İçin Gerekli Olan Değerler [43]

Radyal Yük, F_r (N)	Eksenel Yük, F_a (N)	Statik Yük Katsayısı, C_0 (N)
6561,735	1292,2630	11400

Eksenel ve radyal yükler önceki bölümlerde hesaplanmıştır. Tablo 5.3’de eşdeğer dinamik yükü bulmak için gerekli olan değerler verilmiştir. Eşdeğer dinamik yükü bulmak için eksenel ve radyal kuvvetlerin oranına bakılacaktır.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1292,263N}{6561,735 N} = 0,1969 \quad (5.3.4)$$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1292,263 N}{11400 N} = 0,113 \quad (5.3.5)$$

Yukarıdaki hesaplamalar sonucunda $\frac{F_a}{F_r}$ oranı 0,1969 ve $\frac{F_a}{C_0}$ ise 0,113 bulunmuştur. Rulman kataloğundan “e”, “X”, “Y₂” değerleri alınmıştır. Rulman kataloğundan alınan değerler Tablo 5.4’da verilmiştir.

Tablo 5.4 Dinamik Eşdeğer Yük Katsayıları [43]

$\frac{F_a}{F_r}$	$\frac{F_a}{C_0}$	e	X	Y ₁
0,1969	0,113	0,95	0,51	0,66

Rulman kataloğundan alınan “e” değeri $\frac{F_a}{F_r}$ oranı ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma sonucunda “e” değerinin $\frac{F_a}{F_r}$ oranından büyük olduğu bulunmuştur. Buna göre eşdeğer dinamik yük Denklem 5.3.1 kullanılarak aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

$$P = F_r * X + F_a * Y_1 = 6561,735 * 0,51 + 1292,263 * 0,66$$

$$P = 4199,378 N$$

5.3.1.2 Statik Eşdeğer Yük Hesabı

Statik yük sayısı (C_0) rulman devir sayısının çok düşük olduğu, yavaş salınım hareketlerinde bulunduğu, hareketsiz iken yük altında olduğu durumlarda ve en önemlisi şok darbelerine maruz kalacağı durumlarda dikkate alınır. Bu durumlarda rulman performansının belirlenmesinde yorulma değil fakat statik yükün sebep olduğu kalıcı deformasyon etkin olur. Bu deformasyon rulmanlarda gürültü, titreşim ve sürtünmenin artmasına sebep olur. Rulmanın düşük performans sınırına gelmeden çalışmasını temin için hesaplamalarda statik eşdeğer yük P_0 aşağıdaki 5.3.6 nolu denklem kullanılarak hesaplanır.

$$P_0 = F_r + Y_0 * F_a \quad (5.3.6)$$

Rulman kataloğunun ilgili sayfalarında X_0 ve Y_0 değerleri verilmektedir. Statik yük sayısı C_0 , Eş değer statik yük P_0 oranının ne kadar olması gerektiği Tablo 5.5'den yararlanılarak bulunacaktır.

Tablo 5.5 Statik Eşdeğer Yük Hesabı İçin Gerekli Olan Değerler

Temas Açısı	Y_0	Radyal Yük, F_r (N)	Eksenel Yük, F_a (N)
35°	0,58	6561,735	1292,263

Şimdi statik eşdeğer yük hesabı yapılacaktır. Tablodan istenilen değerler alınmış ve denklemde yerine konulmuştur.

$$P_0 = F_r + Y_0 * F_a$$

$$P_0 = 6561,735 + 0.58 * 1292,263$$

$$P_0 = 7311,248 \text{ N}$$

5.3.2 Rulman Ömür Hesabı

Dinamik Eşdeğer Yük (P) belirlendikten sonra rulman ömrünün hesabı yapılmıştır. Rulman ömür hesabı ISO 281'e göre hesaplanmıştır. Ömür hesabında kullanılan "dinamik yük sayısı (C)" katalogta ilgili rulmanın tablosundan alınır. Rulman ömür hesabı aşağıdaki 5.3.7 numaralı denklemde verilmiştir.[45]

$$L_h = \frac{10^6}{60 * N} * \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (5.3.7)$$

Burada,

L_h : Saat cinsinden rulman ömrü

C : Newton cinsinden dinamik yük sayısı rulman kataloğundan alınmıştır.

P : Newton cinsinden dinamik eşdeğer yük

p : Bu değer bilyalı rulmanlar için her zaman 3'tür.

N : Motorun RPM cinsinden çalışma hızı

Designation	Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings	
				dynamic	static	Limiting speed	
	d [mm]	t_{\downarrow}	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C_0 [kN]	[r/min]
QJ 202 N2MA	15		35	11	12.7	8.3	36 000
■ QJ 203 N2MA	17		40	12	17	11.4	30 000
QJ 303 N2MA	17		47	14	23.4	15	28 000
☆ ■ QJ 304 MA	20		52	15	32	21.6	24 000
■ QJ 304 N2MA	20		52	15	32	21.6	24 000
■ QJ 304 N2PHAS	20		52	15	32	21.6	24 000
■ QJ 205 MA	25		52	15	27	21.2	22 000
■ QJ 305 MA	25		62	17	42.5	30	20 000
■ QJ 305 N2MA	25		62	17	42.5	30	20 000

Şekil 5.18 OJ 203 N2MA Kodlu Rulman Değerleri [43]

Şekil 5.18'teki değerler rulman kataloğundan alınmıştır. Dinamik yük sayısı Şekil 5.18'dan alınarak Denklem 5.7.3'de yerine konulmuştur.

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 34100} * \left(\frac{17000}{4199,378} \right)^3$$

$$L_h = 29,884 \text{ saat}$$

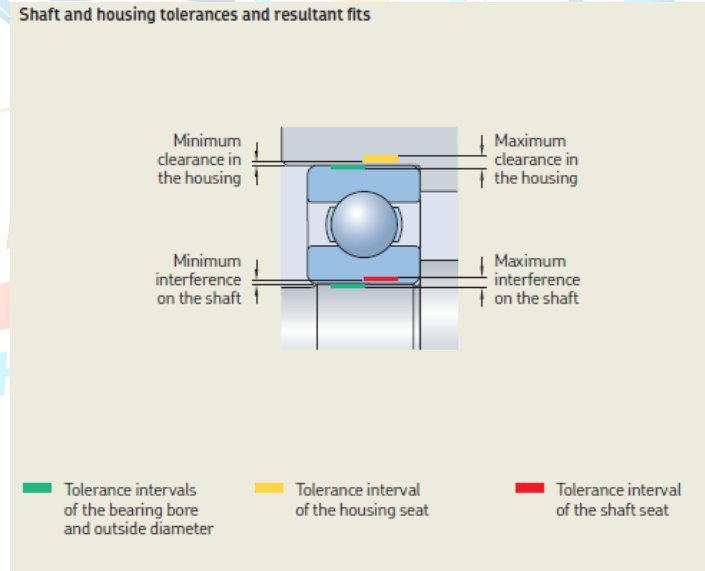
Yapılan el hesaplarında görüldüğü gibi seçilen rulmanın ömrü 29,884 saattir. Şartnamede istenilen 25 saatlik çalışma ömrünü karşılamaktadır. Yapılan el hesabı sonucunda rulmanların üzerine etkiyen hem radyal hem de aksenal yükler altında seçilen rulman gerekli ömrü karşıladığı anlaşılmıştır.

Seçilen rulman motor ömrünü karşıladığı yapılan ömür hesabı sonucunda bulunmuştur. Daha sonra seçilen rulmanın mil ile montajı ve rulmanın motor gövdesi ile montajındaki tolerans değerleri incelenmiştir.

5.3.3 Rulman Geometrik Ve Pozisyon Toleransları

- Genel Tolerans Ölçüleri

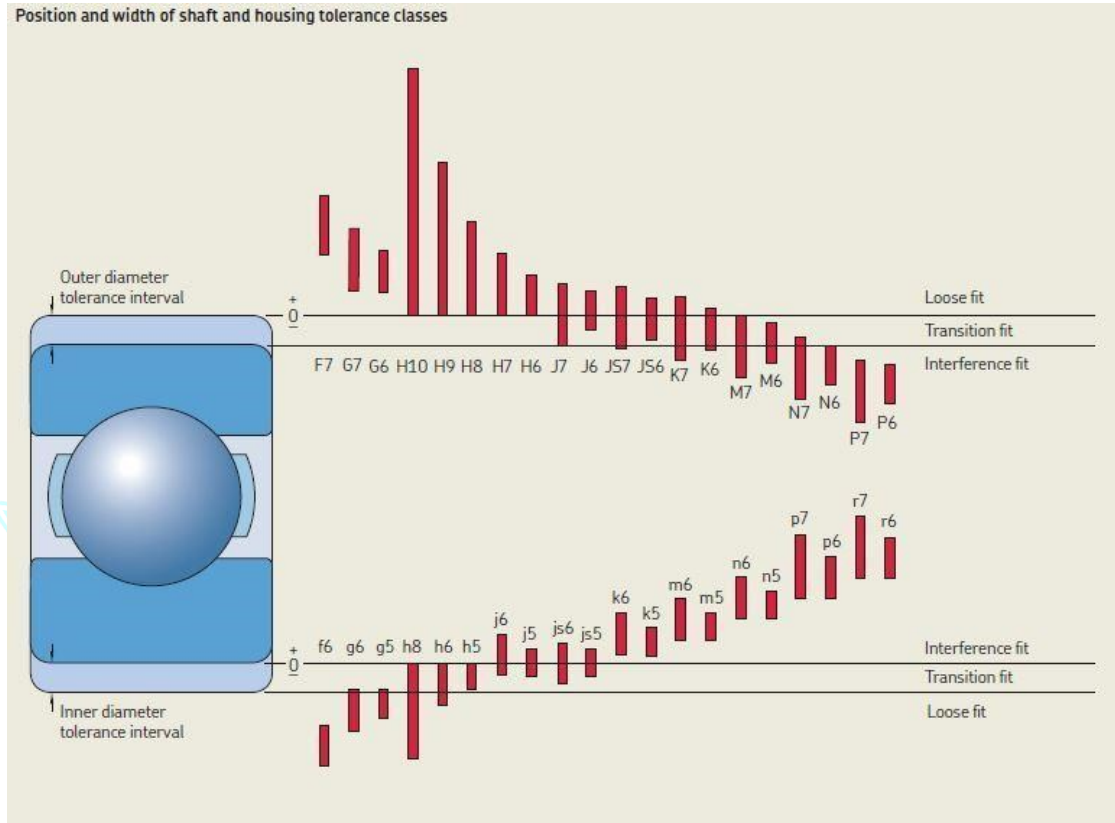
Rulmanın montajlanacağı mil ve motor yatağı aralarındaki tolerans değerleri çok önemlidir. Tasarımlarda gerekli tolerans değerlerini verilerek istenmeyen durumlardan kaçınabilir. Örneğin tasarlanan mil üretimden sonra istenilen ölçülerde olmayabilir bunu engellemek için belirli bir tolerans değeri verilerek hataları minimize edilebilir. Rulmanın yatakladığı mil ile arasında bir boşluk olursa sistem dengesizliğe girmeye başlar. Turbomakineler çok yüksek hızlarda çalıştığından dolayı oluşan bu dengesizlik sonucunda sisteme istenmeyen kuvvetler etki etmeye başlar. Bu kuvvetler zamanla sistemin ömrünü kısaltarak motorun zarar görmesine hatta parçalanmasına neden olur. Bu yüzden rulmanın mile ve motor yatağına montajlanırken tolerans değerleri dikkatlice seçilmelidir. Aşağıdaki Şekil 5.19'de rulmanın mil ve motor yatağı ile geçme durumları gösterilmiştir.



Şekil 5.19 Rulmanın Mil ve Yatak Geçme Durumları [46]

Rulman geometrik ve pozisyon toleransları ISO 2862'de belirtildiği gibi rulman iç bilezik çapı ve dış bilezik çapı için standart tolerans sınıfları kullanılmıştır. Yaygın olarak kullanılan rulman

iç çapı ve dış çapına göre tolerans aralıkları Şekil 5.20’de gösterilmiştir. Tolerans değerleri belirlenirken radyal ve aksenal boşluk değerleri dikkate alınarak belirlenmiştir. Termal analizler sonucunda rulman iç ve dış bileziklerinin genişleme miktarları belirlenmiş ve rulman seçiminde bu hesaplar radyal ve aksenal boşluğun belirlenmesinde kullanılmıştır.



Şekil 5.20 ISO Standart Tolerans Sınıflandırması [46]

Rulman kataloğu incelendiğinde rulmanın P6 tolerans aralıklarında olduğu görülmüştür. Yüksek hızlı rulmanlarda sıklık değerleri çok düşük aralıkta olmalıdır. Bundan dolayı Şekil 3.44’de belirtilen standart tolerans değerleri arasından “P6/h5” tolerans değeri kullanılmıştır. Böylece rulmanın montajı sıkı geçme olarak tolerans değerleri belirlenmiştir. Rulman dış çapı için seçilen toleransın değerleri Şekil 5.21’da, iç çapı için ise Şekil 5.22’de verilmiştir.

Housing tolerances and resultant fits

Housing Nominal bore diameter D		Bearing Outside diameter tolerance Δ_{Dmp}		Housing bore diameter deviations, resultant fits ¹⁾ Tolerance classes																							
ove	incl.	low	high	N6(E)		N7(E)		P6(E)		P7(E)																	
				Deviations (housing bore diameter)																							
				Theoretical interference (-)/clearance (+)																							
				Probable interference (-)/clearance (+)																							
mm		μm		μm																							
6	10	0	-8	-16	-7	-19	-4	-21	-12	-24	-9	-16	+1	-19	+4	-21	-4	-24	-1	-14	-1	-16	+1	-19	-6	-21	-4
10	18	0	-8	-20	-9	-23	-5	-26	-15	-29	-11	-20	-1	-23	+3	-26	-7	-29	-3	-18	-3	-20	0	-24	-9	-26	-6
18	30	0	-9	-24	-11	-28	-7	-31	-18	-35	-14	-24	-2	-28	+2	-31	-9	-35	-5	-21	-5	-25	-1	-28	-12	-32	-8
30	50	0	-11	-28	-12	-33	-8	-37	-21	-42	-17	-28	-1	-33	+3	-37	-10	-42	-6	-25	-4	-29	-1	-34	-13	-38	-10

Şekil 5.21 Rulman Dış Çapı için P6 Standart Tolerans Aralık Değerleri [46]

Shaft tolerances and resultant fits

Shaft Nominal diameter d		Bearing Bore diameter tolerance Δ_{dmp}		Shaft diameter deviations, resultant fits ¹⁾ Tolerance classes																															
over	incl.	low	high	f5(E)		f6(E)		g5(E)		g6(E)		h5(E)																							
				Deviations (shaft diameter)																															
				Theoretical interference (-)																															
				Probable interference (-)																															
mm		μm		μm																															
-	3	-8	0	-6	-10	-6	-12	-2	-6	-2	-8	0	-4	-2	+10	-2	+12	-6	+6	-6	+8	-8	-8	+4	-1	+9	0	+10	-5	+5	-4	+6	-7	-7	+3
3	6	-8	0	-10	-15	-10	-18	-4	-9	-4	-12	0	-5	+2	+15	+2	+18	-4	+9	-4	+12	-8	-8	+5	+3	+14	+4	+16	-3	+8	-2	+10	-7	-7	+4
6	10	-8	0	-13	-19	-13	-22	-5	-11	-5	-14	0	-6	+5	+19	+5	+22	-3	+11	-3	+14	-8	-8	+6	+7	+17	+7	+20	-1	+9	-1	+12	-6	-6	+4
10	18	-8	0	-16	-24	-16	-27	-6	-14	-6	-17	0	-8	+8	+24	+8	+27	-2	+14	-2	+17	-8	-8	+8	+10	+22	+10	+25	0	+12	0	+15	-6	-6	+6
18	30	-10	0	-20	-29	-20	-33	-7	-16	-7	-20	0	-9	+10	+29	+10	+33	-3	+16	-3	+20	-10	-10	+9	+12	+27	+13	+30	-1	+14	0	+17	-8	-8	+7

Şekil 5.22 Rulman İç Çapı için h5 Standart Tolerans Aralık Değerleri [46]

- **Yatak Yuvaları İçin Tolerans Sınıfları**

Rulmanların montajlanırken miller ve motor gövdesinin montajlandığı ve dayandığı kısımların toleransları çok önemlidir. Rulmanların montajlandığı yüzeylerin birbirine göre işlenmesi kritiktir. Çünkü rulmanlar mil yüzeyine konumlandırıldığında şaft eksenini alacaktır. Şaft üzerine rulmanları konumlandırabilmek için mil üzerinde rulmanların konumlanacağı yüzeylerin birbirine olan toleransın hassas olması gerekmektedir. Rulmanların montajlandığı yüzeyler arasında dairesellik ve paralellik değerlerinin bilinmesi gerekir. Yani A ve B merkezleri sürekli birbiri ile ilişkili olmalıdır. Tasarımızda ISO 1101 Standartlarından rulmanlar için standart değerleri Şekil 3.47’de verilmiştir. Bu standart değerlerine göre mil ve motor yatağında rulmanların montajlandığı ve dayandığı yüzey tolerans değerleri Şekil 5.24’da verilmiştir. [6]

Application requirements	Shaft seat			Housing seat		
	Dimensional tolerance grade	Geometrical tolerance grades		Dimensional tolerance grade	Geometrical tolerance grades	
		Radial run-out t_1	Axial run-out t_2		Radial run-out t_1	Axial run-out t_2
Bearing to Normal tolerances (moderate speed and running accuracy)	IT6	IT5/2	IT5	IT7	IT6/2	IT6
Bearing to P6 tolerances (higher speeds or running accuracy)	IT5	IT4/2	IT4	IT6	IT5/2	IT5
Bearing to P5 tolerances (high speeds and running accuracy)	IT4	IT3/2	IT3	IT5	IT4/2	IT4

Şekil 5.23 Rulman Yatakları İçin ISO Standartları [46]

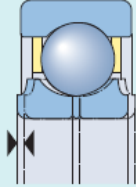
Values of ISO tolerance grades								
Nominal dimension		Tolerance grades						
>	≤	IT3 max.	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9
mm		μm						
1	3	2	3	4	6	10	14	25
3	6	3	4	5	8	12	18	30
6	10	3	4	6	9	15	22	36
10	18	3	5	8	11	18	27	43
18	30	4	6	9	13	21	33	52
30	50	4	7	11	16	25	39	62
50	80	5	8	13	19	30	46	74
80	120	6	10	15	22	35	54	87
120	180	8	12	18	25	40	63	100

Şekil 5.24 Rulman Yatakları İçin ISO Standartları Tolerans Derecesi [46]

- **Rulman Eksenel Dahili Boşluk Sınıfı**

Rulmanların montajı yapılırken rulmanlar arasında belirli bir mesafe olmalıdır. Tasarımızda ISO-286-1 Standartı kullanılmıştır. Bu standart değerlerine göre Şekil 5.25’de eksenel dahili boşluk sınıfı “C2” olarak belirlenmiştir. Aşağıda gerekli tolerans ölçüleri verilmiştir.

Axial internal clearance of four-point contact ball bearings

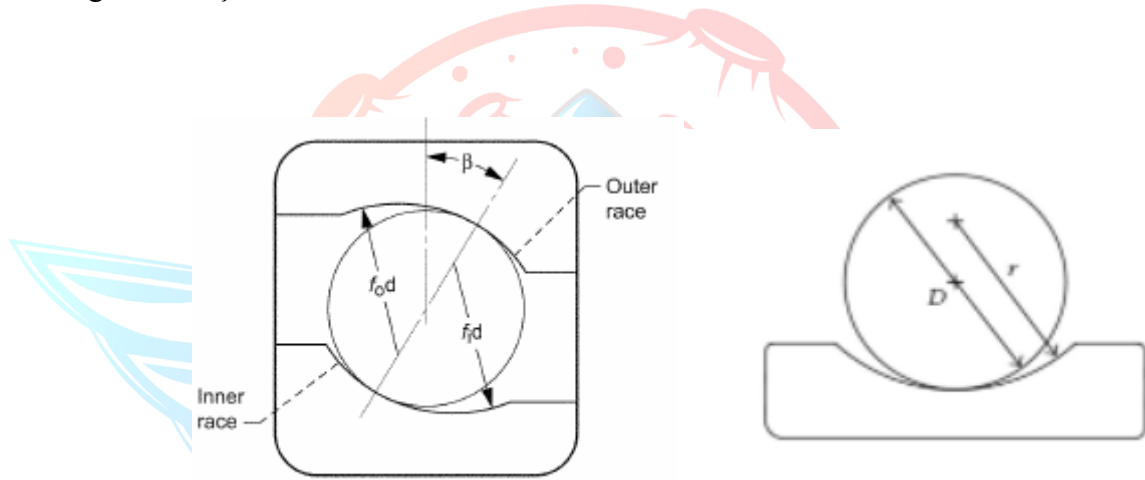


Bore diameter d		Axial internal clearance C2		Normal		C3		C4	
>	≤	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.
mm		μm							
10	18	15	65	50	95	85	130	120	165
18	40	25	75	65	110	100	150	135	185
40	60	35	85	75	125	110	165	150	200
60	80	45	100	85	140	125	175	165	215
80	100	55	110	95	150	135	190	180	235
100	140	70	130	115	175	160	220	205	265

Şekil 5.25 Rulman Eksenel Dahili Boşluk Sınıfı [46]

- **Dört Nokta Temaslı Eğik Bilyalı Rulmanın Bilye Uyumu (conformity)**

Bir bilye düzlemsel bir yuvarlanma yolu üzerinde hareket ettiğinde, yuvarlanma elemanı ile yuvarlanma yolu arasındaki temas bir noktaya (bilye için) veya bir çizgiye (makaralar için) çok yakın olacaktır. Bununla birlikte, bir bilye veya silindirik kavisli bir yuvarlanma yolunda hareket ettiğinde, yuvarlanma elemanı yuvarlanma yolu ile birden çok yerde temas eder ve küçük temas alanları oluşturur. Bu temas alanlarının konumu ve şekli, yuvarlanma elemanı ve kanal arasındaki uygunluk tarafından belirlenir. ISO 281 standartına göre belirlenir. Bilye uygunluğu (conformity), yuvarlanma yolunun yarıçapı ile bilyenin çapı arasındaki boyutsal ilişkidir. Şekil 5.26'de gösterilmiştir.



Şekil 5.26 Bilye Uyumunun Rulman Şekli Üzerindeki Gösterimi [47]

Eğer bilye uyumunu arttırsak dönen eleman ile iç bileziğin çaplarını birbirine ne kadar yakın olursa çok daha iyi iletim olur. Yani rulmanlar üzerine gele kuvveti ve yükü çok daha iyi iletir. Bu durum rulman ömrünü arttırmaktadır. Ama bileziklere sürtünen yüzey miktarı arttığından dolayı rulmanın çalışma sıcaklığı artacaktır. Eğer bilye uyumu (conformity) azalırsa bilye ile bileziklerin temas ettiği nokta azalacaktır. Bunun sonucunda noktasal yükler oluşmaya başlayacak ve stress değerleri artacaktır. Böylece bilezikler daha yüksek yüklerle maruz kalacaktır. Bu durumda rulman ömrü azalmaya başlayacaktır. Bilye uyumu (conformity) kontak açısına, eksenel ve radyal boşluğa etki etmektedir. Bilye uyumu (conformity) arttıkça kontak açısına olan etkisi azalmaktadır. Bilye uyumu (conformity) düşürdükçe kontak açısını daha hassas yapmak zorunda kalırız. Eksenel harekete iç ve dış bilezikler arasındaki harekete daha düşük olmaktadır. Daha yüksek bir bilye uyumu verilirse eksenel boşluk artacak ve bu durum bilyenin sürtmesine sebep olacaktır. [47]

Bilye uyumu (conformity) aşağıda Denklem 5.3.8'den hesaplanmıştır. Bilye uyumu (conformity) bulunduktan sonra bu değer kontrol edilecektir.

$$f = \frac{r}{D} \quad (5.3.8)$$

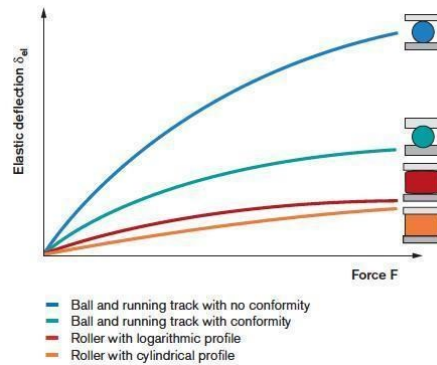
r : Kanal Yarıçapı (mm)

D : Bilye Çapı (mm)

$$f = \frac{r}{D} = \frac{4,5}{7,94} = 0,56$$

Bilye uyumu (conformity) havacılık rulmanlarında çok kritiktir. Bilye uyumu için kullanılan belirli değerler vardır. Bu değerlerin altına inmemeye ve üzerine çıkmamaya çalışırız. Rulmanlar genellikle 0,51 ile 0,54 arasında bir bilye uyumu ile tasarlanır. 0,5'lik bir uygunluk, optimum yük taşıma kapasitesi sağlamasına rağmen, bilyenin yüksek diferansiyel kaymasına neden olabilir. [47]

Uygunluk da yağlamanın etkinliğinde önemli bir faktördür. Bir bilye veya silindirin yuvarlanma yolu ile uyum sağladığında ortaya çıkan küçük temas alanı, çok yüksek temas basıncına neden olur. Bu yüksek temas basıncı, yağlamanın viskozitesini artırır, bu da yağlamanın, küçük temas bölgesinden sıkılmadan yükü destekleme yeteneğini geliştirir. Ve temas alanı nispeten büyük olduğu için uyumlu rulmanlar, düzlemsel yüzeyler üzerinde hareket eden ve hiç (veya çok az) uygunluğu olmayan rulmanlardan daha az sapma yaşarlar. Kuvvet altında rulmandaki sapma grafiği Şekil 5.27'da gösterilmiştir. [47]

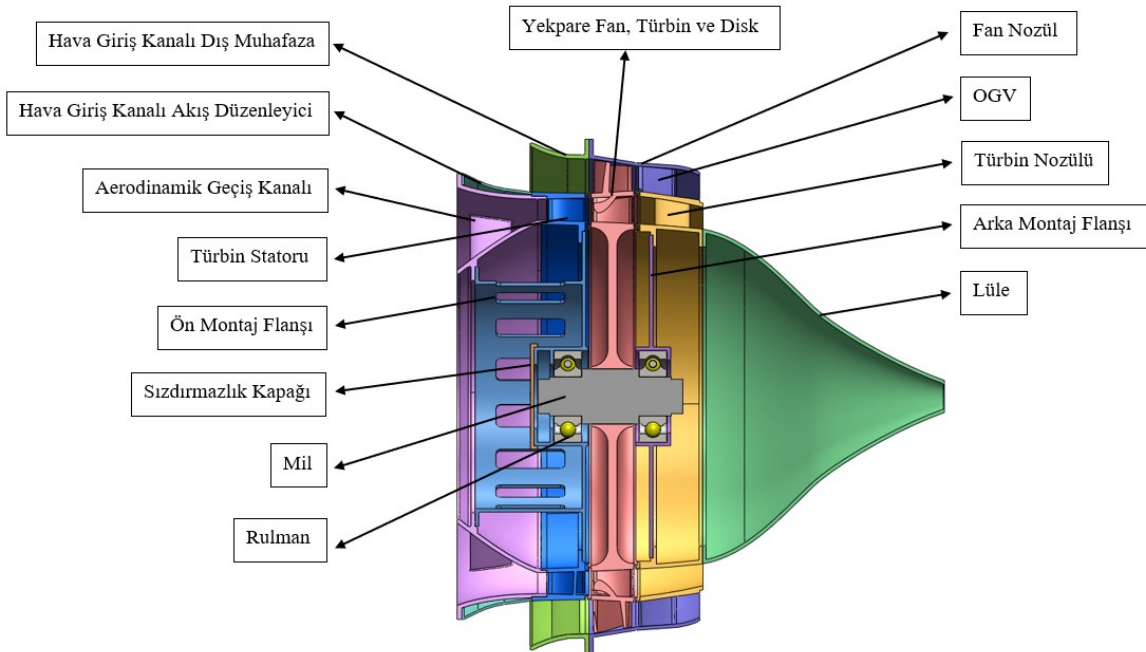


Şekil 5.27 Belirli Yükler Altında Rulmandaki Sapma Miktarı [47]

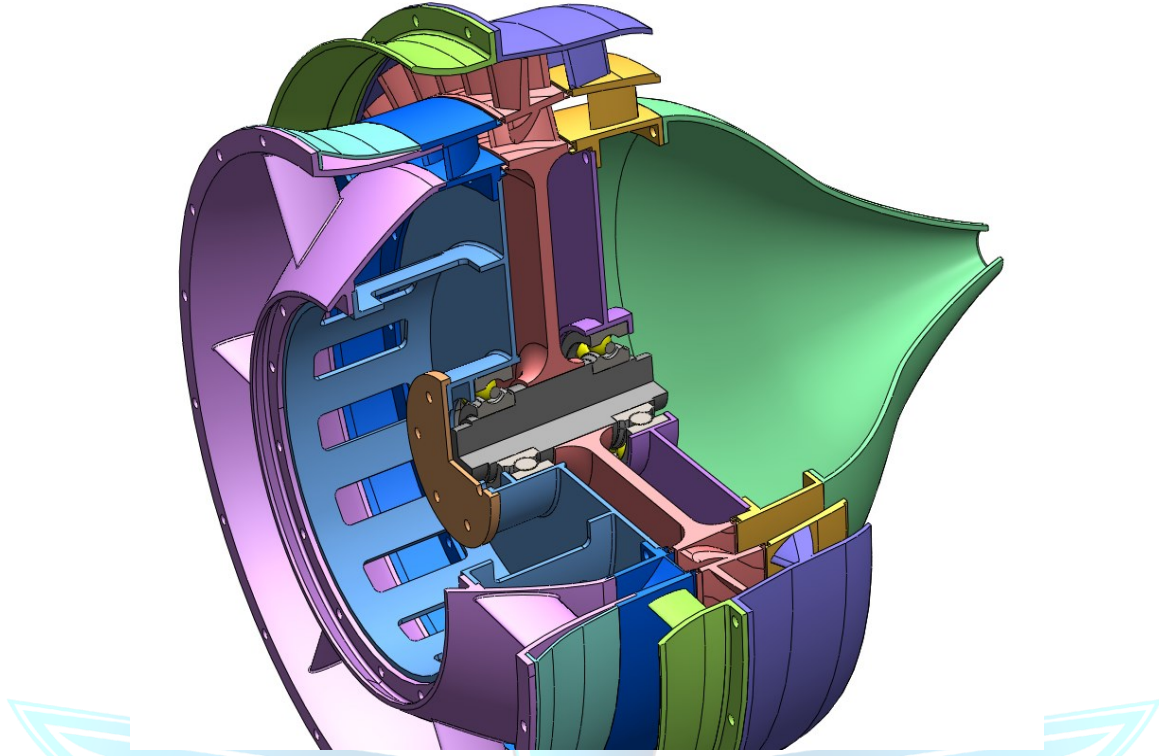
Genelde havacılıkta radyal boşluk kritik bir değerdir. Montajda gerekli toleransları belirlerken rulmanın aksenal ve radyal boşluklarının çok iyi hesaplanması gerekir. Rulmanın çalışması sonucunda rulman ısınmaya başlayacaktır. Bunun sonucunda rulman iç bileziği genişleyecek, dış bilezik genişleyecektir. Eğer iç bilezik dış bilezikten çok genişirse radyal boşluğu kapatabilir. Bu durumda rulman sıkışmaya başlayacaktır. Veya iç taraf çok sıcak değildir dış taraf çok sıcak ise dış bilezik daha fazla ısınır. Bu durumda da radyal boşluk daha çok artar. Bu durum ise rulmanın dağılmasına neden olur. Bu durumu önlemek için normal çalışma koşullarında radyal boşluk değeri belirlemek için ise rulmanın sıcak koşullardaki davranışını bilmemiz gerekir. Yani sıcak koşullarda dış bilezik ne kadar genişleyecek, iç bilezik ne kadar genişleyecek bunları bilmemiz gerekir. İç ve dış bilezik arasındaki boşluk ne kadar etkilenecek bunları bilmemiz gerekir. Bu durumları bilirsek bu durumlara uygun radyal boşluk değeri belirlememiz gerekecektir. Radyal kayma miktarı birde bizim şaftımız diskin ne kadar kayma yapması gerektiği hakkında bizlere de bilgi vermektedir. Yani hesapladığımız radyal boşluktan fazla bir kayma olursa blade ler arasındaki açıklığı kapatarak birbirine sürtmesine neden olabilir.

6. Üretilirlik ve Montaj Edilebilirlik

Tasarlanan aft-fan modülünde bulunan parçaların isimleri Şekil 6.1’de gösterilmiştir. Şekil 6.2’de ise aft-fan modülünün $\frac{3}{4}$ kesit görünümü verilmiştir.



Şekil 6.1 Montaj Parçaları ve İsimleri



Şekil 6.2 Montaj $\frac{3}{4}$ Kesit Görünüş

6.1 Üretilirlik Analizi

Havacılık endüstrisinde kullanılan malzemelerin hammaddeleri ve işleme yöntemleri motorun yüksek performans ile çalışabilmesi için büyük önem taşımaktadır. Gaz türbinli motorlarda kullanılan parçaların malzemeleri; konumlarına, kütlelerine, maruz kaldıkları streslere ve çalıştıkları sıcaklık aralıklarına göre farklılık göstermektedir. Bu sebeple bu parçaların farklı malzemelerle ve farklı metotlarla üretilmesi gerekebilmektedir.

Hava giriş kanalı akış düzenleyici 1,5 mm kalınlığında alüminyum 7075-T6 malzemesinden üretilecektir. Tasarlanacak olan uygun bükme kalıbında pres ile gerekli şekle getirilecektir. Farklı bir üretim yöntemi olarak ise torna tezgahında işlenebilecektir. Aynı şekilde hava giriş kanalı dış muhafaza, OGV bölümü ve fan nozülü de alüminyum 7075-T6 malzemesinden talaşlı imalat yöntemi ile üretilecektir.

Aerodinamik geçiş kanalı, türbin statoru, türbin nozulu ve yekpare üretilcek olan fan, türbin, disk parçaları Inconel 738 malzemesinden hassas döküm yöntemi ile üretilecektir. Hassas dökümden çıkmış olan bu malzemeler 5 eksenli torna ile işlenecektir. Sonrasında yekpare olan rotor mil üzerine hassas bir ölçü ile geçmesi gerektiğinden disk iç çapına taşlama yapılacaktır.

Ayrıca parçaların komplike geometrilere sahip olmasından dolayı son dönemlerde havacılık ve uzay alanında yaygınlaşan 3 boyutlu sinterleme işlemi ile üretim yapan yazıcılar ile de baskı şeklinde üretimi yapılabilir.

Ön ve arka iç flanş, sızdırmazlık kapağı, lüle parçaları Titanyum Ti-8Al-1Mo-1V malzemesinden üretilecektir. Seçilen titanyum alaşımı 5 eksenli torna tezgahında işlenebilmektedir. Ancak sızdırmazlık kapağının basit ve küçük bir parça olması sac pres ile basılıp deliklerinin delinmesi ile elde edilebilir.

6.2 Montajlanabilirlik Analizi

Montaj işlemi ergonomik olması açısından 4 ana bölüme bölünmüştür. Ön montaj elemanları olarak aerodinamik geçiş kanalı ve hava giriş kanalı akış düzenleyicisi 18 adet M3 cıvata ile birbirlerine sabitlenecektir. Stator parçası yine aerodinamik geçiş kanalı önüne bağlantı parçası olacak şekilde takılacaktır. Son olarak hem aerodinamik geçiş kanalına hem de stator parçasına bağlanacak olan 2 taraflı alt flanş parçası toplam 28 adet M3 cıvata ile montajı yapılacaktır. Son olarak ön flanş üzerine geçirilecek olan sızdırmazlık kapağı parçası 6 adet M3 cıvata ile montajı yapılacaktır. Böylece ön montaj tamamlanacaktır.

Ön montaj işlemi tamamlandıktan sonra mil ve bir adet rulman sıkı geçme olarak birbirlerine geçirilecek ve bu işlemden sonra segmanlar yardımı ile sabitlenecektir. Sonrasında bir numaralı rulman ön montajın alt flanşında tasarlanmış olan bölüme sıkı geçme olarak şekilde yerleştirilecektir.

Yekpare olarak üretilmiş olan disk, fan ve türbin milin üzerinde belirlenmiş olan bölüme toleranslar dahilinde sıkı geçme olacak şekilde yerleştirilecektir. Bu işlem yapıldıktan sonra iki numaralı rulman da mil üzerine gereken yere toleranslar dahilinde sıkı geçme olacak şekilde montajı yapılacaktır. Mil montajı biterken de 2 adet disk için iki adet de rulmanlar için segman takılacaktır.

OGV bölümü türbin nozulu üzerine sabitlendikten sonra bu parçanın dış kısmına fan nozülü takılacaktır. Sonrasında 14 adet M3 cıvata ile lüle türbin nozulu arkasına takılacaktır. Bu işlemden sonra da arka iç flanş da yine 14 adet M3 cıvata ile türbin nozulu içine sabitlenecektir. Son olarak bu montaj bölümü aft fan modülündeki arka rulman üzerine takıldıktan sonra fan nozülü 22 adet cıvata ile dış muhafazaya bağlanacaktır. Böylece aft-fan modülünün montajı tamamlanacaktır.

7. Sonuçların Tartışılması ve İlerideki Çalışmalar İçin Öneriler

Detay motor tasarım aşamasında şartnamede belirtilen tasarım kısıtlamaları ve tasarım girdilerine uygun şekilde aft fan modülünün tasarlanmıştır. Tasarladığımız modül 212 mm çapında 225 mm uzunluğunda ve 4014 gram ağırlığındadır. Yapılan performans çevrim analizi ve HAD analizleri sonucunda motorun 0,67 kN itki kuvvetine sahip olduğu hesaplanmıştır. Yapılan bir boyutlu ve üç boyutlu yapısal analizlerin sonucunda en kritik parçanın rulman olduğu ve rulmanın ömür saati yaklaşık olarak 30 saat olduğu görülmüştür. Bu değer şartnamedeki 25 saati karşılamaktadır.

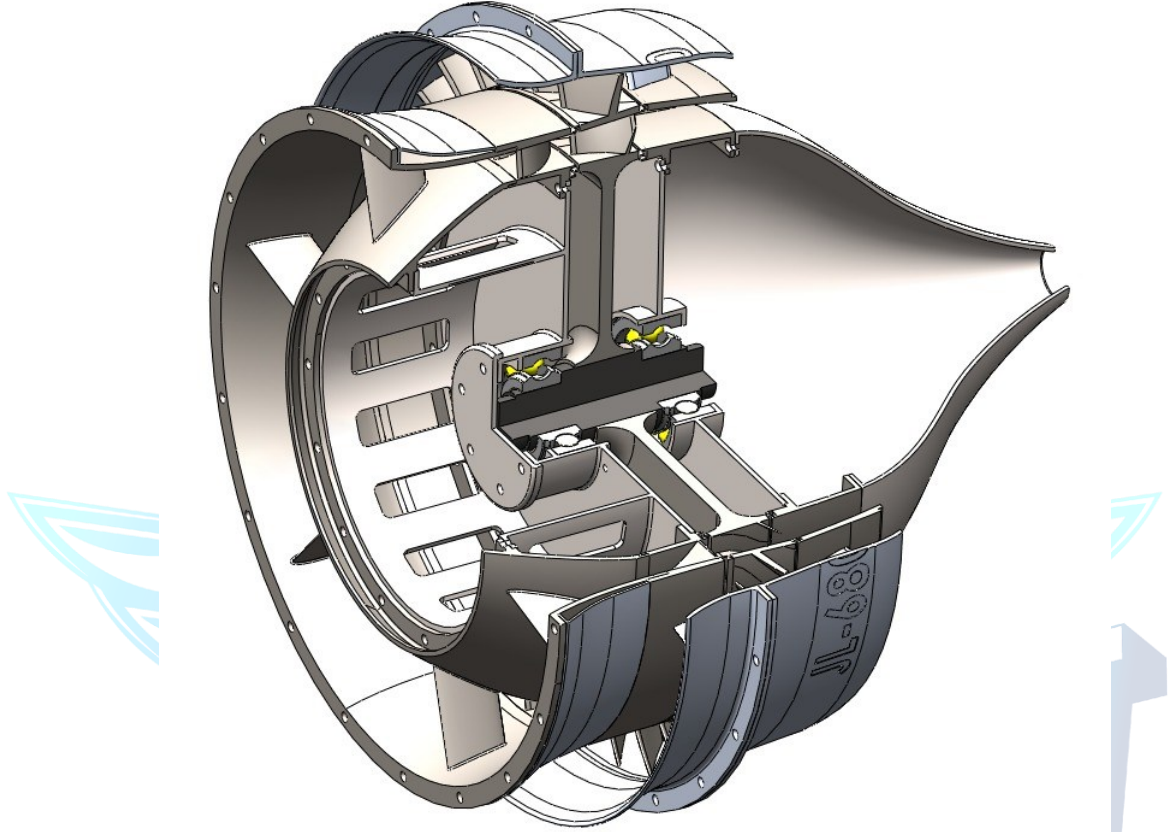
Aft fan modülü performans analizi, türbin ve fan kademeleri 1 boyutlu tasarımı Excel programı kullanılarak iteratif biçimde yapılmıştır. 1 boyutlu tasarımın sonucunda türbin ve fan kademeleri için hız üçgenleri, kinematik ve termodinamik değerler hesaplanmıştır. Türbin ve fan hesapladığımız değerler CFturbo programına aktarılarak aerodinamik tasarımları ve iki boyutlu akış yolu analizleri yapılmıştır. Motor komponentlerinin malzemesi belirlenirken üretilebilirlik, ağırlık kısıtlaması ve yüksek ısı mukavet parametreleri düşünülerek seçilmiştir. Ardından ANSYS programı CFX modülü ile türbin ve fan kanatçıklarının HAD analizi yapılmıştır. HAD analizleri sonucunda performans analizi ve aerodinamik tasarım optimize çalışmaları yapılmış ve nihayetinde tasarım doğrulanmıştır. Yapılan termal, yapısal ve rotordinamiği analizleri sonucunda aft-fan modülünün çalıştığı süre zarfında sorunsuz çalıştığı görülmüştür.

İleriki çalışmalarda özellikle EXCEL yazılımı üzerinde çalışmalar yaptığımız performans analizi ve bir boyutlu tasarım kodları geliştirmek üzere StartUp şirketi kurulabilir. Tasarlanan motorun teknik özellikleri Tablo 7.1’de verilmiştir. Tasarlanan aft-fan modülünün kesit görünüşü ise Şekil 7.1’de verilmiştir.

Tablo 7.1 Motorun Teknik Özellikleri

Azami İtki (lb)	156
Azami Şaft Hızı (RPM)	37000
Bypass Ratio	2,54
Fan Pressure Ratio	1,42
Çap (mm)	225

Motorun Uzunluğu (mm)	212
Aft-Fan Modülünün Ağırlığı (gram)	4014



Şekil 7.1 Montaj Kesit Görünümü

TEKNOLOJİ
HAVACILIK, UZAY VE TEKNOLOJİ FESTİVALİ

8. Risk Analizi

Risk, çalışma ortamlarında tehlikelerin olma olasılığı veya bu tehlikelerin olma olasılıkları ile yol açacakları zararların şiddetlerinin bir birleşimi olarak tanımlanabilir. Risk, belirsiz olayları içerir ve bu belirsizlikler bilgi eksikliği veya olan bilginin açıklayıcı olmaması sebebiyle meydana gelir. Risk analizi ise gerçekleştirilen faaliyetler sırasında olması muhtemel tehlikelerin tanımlanarak, bunlara ilişkin risklerin sınıflandırılması ve böylece gerçekleşmesi beklenen risklerle ilgili kontrol tedbirlerinin alınmasına ilişkin yöntem ve esasların tümünü kapsamaktadır.

Tasarlanan aft fan modülü motorun operasyon sürecinde çalışacak olan parçaların görevini gerçekleştirilmeden birtakım risklerle karşılaşabilir. Aşağıda bazı risk durumları verilmiştir. Seçilen malzemenin üretim sürecinde hatalı bir ısıl işlem ya da döküm yöntemi ile üretilen malzemenin üretim esnasındaki hatalar malzeme üretimi hatalarına örnek verilebilir. Malzeme üretimi ile ilgili hataların sonucu tasarım sürecinde ömür ve stres analizleri yapılan malzemenin üretimden sonra beklenen değerlerden düşük bir mukavemet göstermesi ile sonuçlanabilir. Malzemelerin üretimi ile ilgili hataları nedeniyle hedeflenen tasarım değerlerine ulaşamamasının sistemin statik ve dinamik dengesizliği üzerinde etkisi olacağından motorun düzgün bir şekilde çalışmasını engelleyecektir. Üretimdeki bu gibi hataları engellemek için üretilen parçaların kütle mukavemet analizi yapılmalı ve üretim sonucunda üretilen parçanın tasarlanan özelliklerde olmasına dikkat edilmelidir.

Aft fan modülünde bulunan rulmanların konumları motorun çalışması sırasındaki titreşim değerlerine doğrudan bir etkisi olacağı için bu noktaların doğru bir şekilde belirlenmeli ve montajı düzgün bir şekilde yapılmalıdır. Aft fan modülünde kontrol edilemeyen titreşimler yapının görevini henüz tamamlayamadan bozulmasına ve motor içerisindeki parçaların çok büyük zarar görmesine neden olabilir. Rotor dinamiğinde yapılacak hatalar motordaki parçaların zarar görmesine neden olabilir. Üretilen motor parçalarının tolerans değerlerinin özenle seçilmelidir. Tolerans değerlerinin düzgün seçilmemesi durumunda parçaların birbiri ile montajı yapılmayabilir. Buda motorun çalışması sırasında çeşitli riskleri ortaya çıkarabilir.

Tablo 8.1 Risk Analizi

Risk	Ön Değerlendirme		Alınması Gereken Önlem	Alınan Önlemler Sonrası Değerlendirme	
	Etki	Olasılık		Etki	Olasılık
Fanın Gerilmelere Dayanamayıp Parçalanması	Yüksek	Orta	Gerilme ve Ömür Hesaplarının Doğru Yapılması, Surge Marjinin Arttırılması	Orta	Düşük
Türbinin Gerilmelere Dayanamayıp Parçalanması	Yüksek	Orta	Gerilme ve Ömür Hesaplarının Doğru Yapılması, Surge Marjinin Arttırılması	Orta	Düşük
Rulman Bilyalarının Dağılması	Yüksek	Düşük	Periyodik Yağlama Sistemi Bakımı	Düşük	Düşük
Yağlama Sistemi Tıkanması	Yüksek	Orta	Yakıt Filtrelerinin Bakımı ve Kontrolü	Orta	Düşük
İmalat Kusurları	Yüksek	Orta	Üretim Takibinin Yapılması ve Kalite Kontrolün Uygulanamaması	Orta	Düşük
Milin Deforme Olması	Yüksek	Düşük	Üretimden Önceki 1,2 ve 3 Boyutlu Analizlerin Yapılması ve Bu Analizlere Göre Tasarımın Yapılması	Orta	Düşük
Motorun Rezonansa Girmesi	Yüksek	Orta	Motorun Hesaplanılan Rezonanslı Çalışma Aralığından Daha Hızlı Çıkmasını Sağlamak	Orta	Düşük

Sızdırmazlık Elemanlarının Özelliğini Kaybetmesi	Orta	Orta	Periyodik Bakım	Düşük	Düşük
Kullanılan Yağın Kaynama Noktasını Geçmesi	Yüksek	Orta	Yağlama Enjektörüne Giden Boruda Daha İyi Yalıtımlı Malzeme Kullanılması	Düşük	Düşük
Yağ Kaçağı Sonucunda Alev Alması	Yüksek	Düşük	Yağlama Sisteminin ve Sızdırmazlık Eleman Dizaynının Kontrol Edilmesi	Düşük	Düşük



9. Kaynakça

- [1] B. E. SELLS, W. R. DODGE,(1959), A Transport Aft-Turbofan 59-GTP-20
- [2] Richard J. Weber, David G. Evans,(1971), Variable Geometry Aft-Fan For Takeoff Quieting Or Thrust Augmentation Of A Turbojet Engine
- [3] Saravanamuttoo H. I. H., Rogers G. F. C., Cohen H., (2017) “Gas Turbine Theory”, fifth edition, Pearson.
- [4] Ahmed F. El-Sayed, (2017), Aircraft Propulsion and Gas Turbine Engines, Second Edition
- [5] TEI (2022), “Aerodynamics Technical Guideline”.
- [6] (1996) “Rolls Royce The Jet Engine” Fifth Edition
- [7] S.L. Dixon, B.Eng., Ph.D. (1998), “Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery”, Fourth Edition in SI/Metric Units
- [8] Kacker, S. C., and Okapuu, U. (1982) "A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency." ASME. *J. Eng. Power*.
- [9] Zweifel’s Rule in Axial Turbine, (2018), <https://turboerodesign.com/201/11/02/zweifels-rule-in-axial-turbine> , (Erişim Tarihi: 21/05/2022)
- [10] Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, (2022), <https://figes.com.tr/hesaplamali-akiskanlar-dinamigi>, (Erişim Tarihi: 27/05/2022)
- [11] ANSYS, (2021), “ANSYS TurboGrid User’s Guide”, Release R2
- [12] Bardina, J.E., Huang, P.G. and Coakley, T.J., “Turbulence Modeling, Validation, Testing and Development,” NASA Technical Memorandum 110446, 1997. (see also Bardina, J.E., Huang, P.G. and Coakley, T., “Turbulence Modeling Validation”, AIAA Paper 97-2121)
- [13] Akım Ayrılması, (2022), https://tr.wikipedia.org/wiki/Ak%C4%B1m_ayr%C4%B1mas%C4%B1#:~:text=%22Ak%C4%B1m%20ayr%C4%B1mas%C4%B1n%C4%B1r%20tabakan%C4%B

[In%20ters,ayr%C4%B1lmas%C4%B1%20cismin%20geometrisine%20de%20ba%C4%9F1%C4%B1d%C4%B1r.](#) ,(Erişim Tarihi: 31/05/2022)

[14] J. Michael Owen , 2010 , “Prediction of Ingestion Through Turbine Rim Seals – Part 2: Externally Induced and Combined Ingress

[15] Phadke, U. P., and Owen, J. M., 1988, “Aerodynamic Aspects of the Sealing of Gas-Turbine Rotor-Stator Systems, Part 1: The Behaviour of Simple Shrouded Rotating-Disk Systems in a Quiescent Environment,” Int. J. Heat Fluid Flow, 9, pp. 98–105.

[16] Bijay Sultanian , 2018 , “ Gas TurbinesInternal Flow Systems Modeling” , Loss Coefficient versus Discharge Coefficient, pp 101-105

[17] Phadke, U. P., and Owen, J. M., 1988, “Aerodynamic Aspects of the Sealing of Gas-Turbine Rotor-Stator Systems, Part 3: The Effect of Nonaxisymmetric External Flow on Seal Performance,” Int. J. Heat Fluid Flow, 9, pp. 113–117.

[18] Wikipedia Usage of JP-8 Fuel <https://en.wikipedia.org/wiki/JP-8>

[19] ON KEROSENE LUBRICATION OF HYBRID BALL BEARINGS Viorel PALEU1 , Daniel NELIAS https://www.researchgate.net/figure/Density-and-viscosity-of-JP-8-kerosene-versus-temperature_fig1_228573468

[20] Heat generation modeling of ball bearing based on internal load distribution Chao Jin, Bo Wu n , Youmin Hu Huazhong University of Science and Technology, State Key Laboratory for Digital Manufacturing Equipment and Technology, Luoyu Road 1037, Hongshan District, Wuhan, Hubei 430074, China

[21] TEI Thermal Systems Design Technical Guideline 2021

[22] 2. Rolling bearing life prediction, theory, and application Erwin V. Zaretsky Chief Engineer (Structures and Materials), NASA Glenn Research Center, USA

[23] Thermochemical Properties of Jet Fuels Rui Xu, Hai Wang, Med Colket, Tim Edwards July 6, 2015

[24] Constantinos G. Tsanaktsidis,1 --- Water Removal from Biodiesel/Diesel Blends and Jet Fuel using Natural Resin as Dehydration Agent

- [25] 15 Mayıs 1989 - A SURVEY OF JP-8 AND JP-5 PROPERTIES J.N. Bowden S.R. Westbrook Belvoir Fuels and Lubricants Research Facility (SwRI) Southwest Research Institute San Antonio, Texas Interim Report Bflurf No. 253
- [26] TEI (2022), “Mechanical and Rotordynamics Technical Guideline”.
- [27] Prof. Dr. Mustafa Kurt (2021), “Millerde Savrulma Kritik Hızın Hesaplanması”.
- [28] Bülent Acar (2021), “Rotordynamics by ANSYS”.
- [29] Dara W. Childs, Adolfo Delgado, Giuseppe Vannini (2011), “Tilting-Pad Bearings: Measured Frequency Characteristics of Their Rotordynamic Coefficients”.
- [30] ISO 1940-1, (:2003) “Mechanical vibration -Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state”, Second Edition, ISO.
- [31] Edgar J. Gunter, Ph.D, Fellow ASME (2002) “Fundamentals Of Rotor-Bearing Dynamics Using Dyrobes”, Second Edition, ISO.
- [32]Yapısal Analizler, (2022), <https://figes.com.tr/yapısal-analiz#:~:text=Yap%C4%B1sal%20analizler%2C%20mekanik%20y%C3%BCkleme%20ve,malzeme%20bilimlerinin%20ilgili%20alanlar%C4%B1ndan%20faydalan%C4%B1r> ,(Erişim Tarihi: 26/05/2022)
- [33] ANSYS, (2011), “ANSYS Mechanical APDL Structural Analysis Guide”, Release 14.0
- [34] Prof. Dr. Mustafa Kurt (2021), “Devir Mil Hesabı”.
- [35] Okura T., (2015), ”Materials for Aircraft Engines”.
- [36] AISI 1045 Medium Carbon Steel, (2022), <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6130> , (Erişim Tarihi: 24/03/2022)
- [37] Verification of Over-Speed and Burst Margin Limits Inaero Engine Rotor Coupling Along with Estimation of Low Cycle Fatigue Life Srinivas Murthy1 , Shivarudraiah
- [38] ALLOY IN-738 TECHNICAL DATA A PRACTICAL GUIDE TO THE USE OF NICKEL-CONTAINING ALLOYS NO 497 , Nickel Institute , 2020

[39] POLİTEKNİK DERGİSİ, (2020) “7075-T6 alaşımının mikroyapı ve mekanik özelliklerine tavlama işleminin etkisinin deneysel olarak araştırılması”.

[40] Prof. Dr. Mustafa Çiğdem, Kerem Altuğ Güler,(2012), Dereceli Hassas Döküm Yüzey Kalitesi Ve Boyutsal Hassasiyet

[41] Kurul A., (1999), “Hassas döküm prosesinin, kalite teknik ve araçlarının kullanılarak optimizasyonu”, Yüksek Lisans Tezi.

[42] SKF, (2022), <https://www.skf.com/tr/products/rolling-bearings> , (Erişim Tarihi: 14/05/2022)

[43] QJ 203 N2MA, (2022), <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/four-point-contact-ball-bearings/productid-QJ%20203%20N2MA>, (Erişim Tarihi: 14/05/2022)

[44] Prof. Dr. Mustafa Kurt (2021), “Rulman Tasarımı”.

[45] MinebeaMitsumi, (2022), <https://www.nhbb.com/knowledge-center/engineering-reference/miniature-instrument-bearings/load-ratings-life> , (Erişim Tarihi: 08/05/2022)

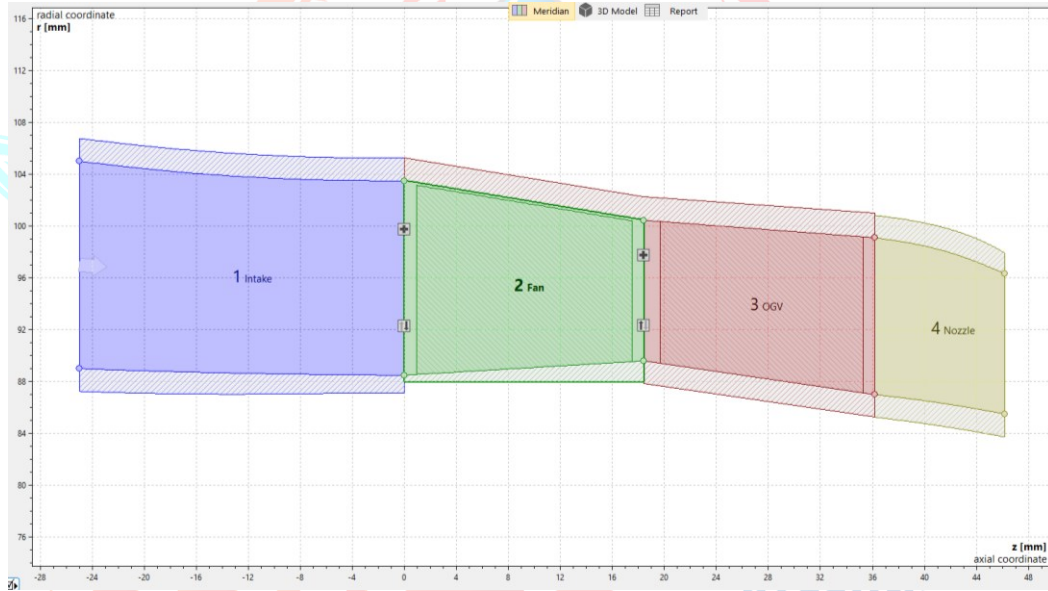
[46] SKF Group, (2018) “Rolling Bearings”.

[47] LINEAR MOTION TIPS, (2022), <https://www.linearmotiontips.com/motion-basics-what-is-ball-conformity-in-linear-guides-and-screws/#:~:text=Ball%20conformity%20is%20the%20dimensional,size%20of%20the%20ball%20diameter.>, (Erişim Tarihi: 14/05/2022)

10. Ekler

Ek A. CFturbo Programında Yapılan Fan Tasarımı ve Parametreleri

CF Turbo programı ile yapılan fan tasarımının tüm değerleri tam raporu ile beraber Ek ...'de gösterilmiştir.



Şekil 10.1 Tasarlanan Fan Bölümü Kesiti

Design point


Mass flow m kg/s

Total pressure ratio π_{tt} *

Revolutions n /min *

* can be adapted for each impeller separately

Gas

Name 

Model

Inlet conditions

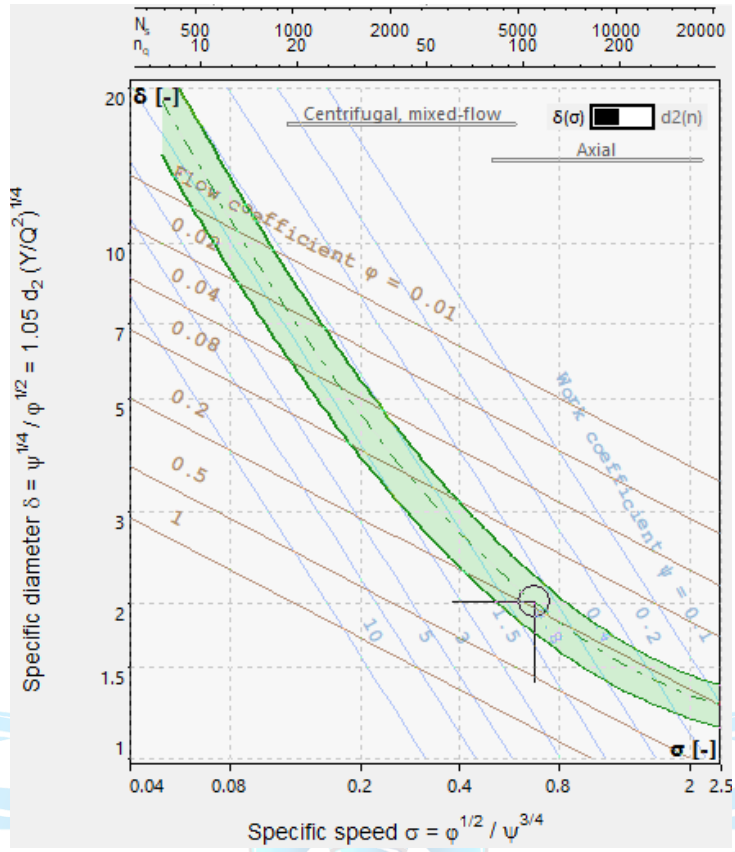
Pressure (total) pt bar

Temperature (total) Tt K

▼ **Optional**

Specific speed (SI)	nq*	0.32
Specific work	Y	30517 m ² /s ²
Power output	PQ	53.47 kW
Volume flow (total)	Qt	5219.3 m ³ /h
Sonic speed (total)	at	340.35 m/s
Total density	pt	1.2086 kg/m ³
Total pressure	pt2	1.42 bar
Total temperature (isent.)	Tt2is	318.57 K

Şekil 10.2 Fan Bütünsel Tasarım Girdileri

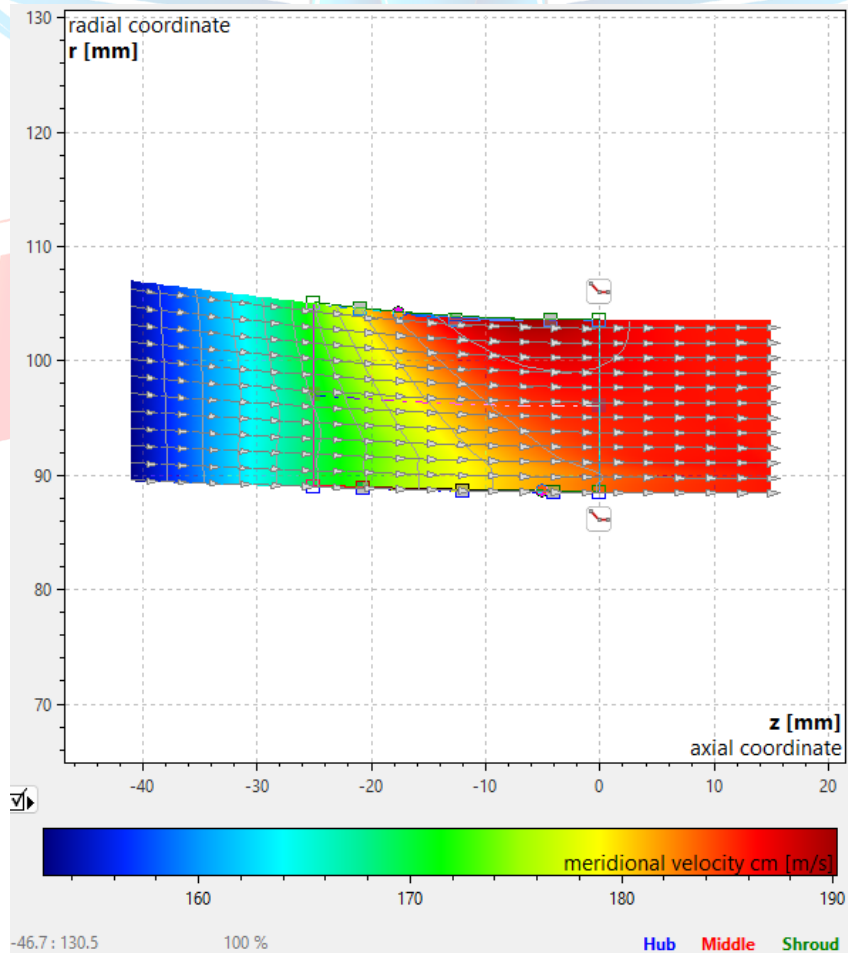


Şekil 10.3 Fan Bütünsel Cordier Grafiği

Average diameter	d	194 mm
Width	b	16 mm
Inlet area	A _{in}	9750 mm ²
Kinematics		
Meridional velocity	c _m	168.6 m/s
Circ. velocity	c _u	0.00 m/s
Velocity	c	168.6 m/s
Flow angle	α	0 °
Thermodynamics		
Static pressure	p	0.838 bar
Total pressure	p _t	1 bar
Temperature	T	274.1 K
Total temperature	T _t	288.2 K
Density	ρ	1.066 kg/m ³
Mach Number	Ma	0.508

Şekil 10.4 Hava Giriş Kanalı Giriş Parametreleri

Şekil 10.5 Hava Giriş Kanalı Çıkış Parametreleri



Şekil 10.6 Hava Giriş Kanalı Akış Analizi

Power		
Torque	M	16.4 Nm
Required driving power	PD	63.5 kW
Required power incl. motor losses	PR	74.8 kW
Power loss	PL	10.07 kW
Stage efficiency		
Internal efficiency	η_l	85 %
Stage efficiency incl. mech. losses	η_{St}	84.2 %
Stage efficiency incl. mech. & motor losses	η_{St}^*	71.5 %

Şekil 10.7 Fan Akış Verimlilik ve Güç Parametreleri

Inlet		
Hub diameter inlet	dH1	177 mm
Shroud diameter inlet	dS1	207 mm dTip = 206.6 mm
Outlet		
Hub diameter outlet	dH2	179.2 mm
Shroud diameter outlet	dS2	200.9 mm dTip = 200.5 mm

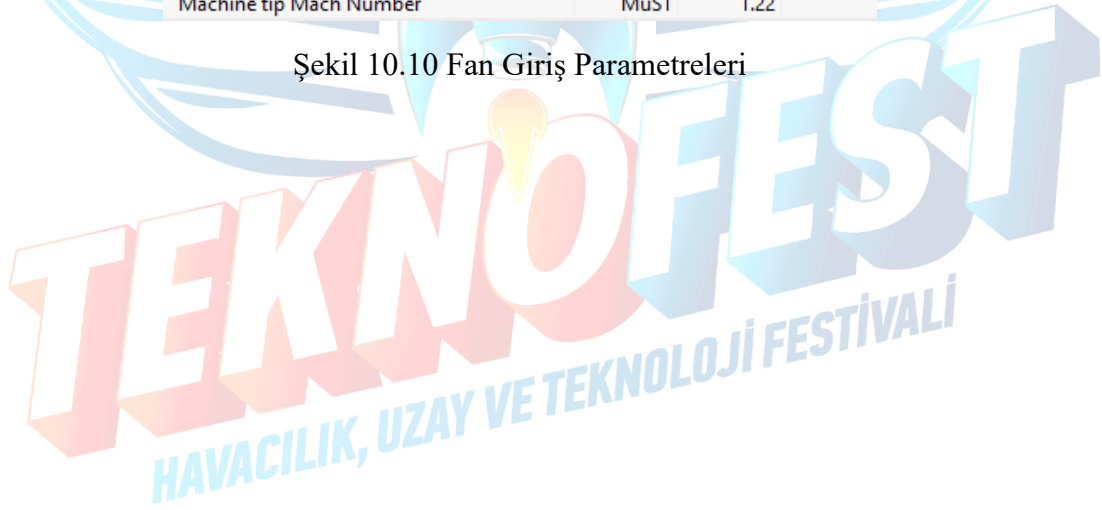
Şekil 10.8 Fan Çap Değerleri

Characteristics		
Specific speed (SI)	nq^*	0.32
Meridional flow coefficient	φ_m	0.581
Flow coefficient	φ	0.118
Work coefficient	ψ	0.403
Specific diameter	δ	2.324

Şekil 10.9 Fan Karakteristikleri

Inlet		
Peripheral speed	u1	372.0 m/s
Meridional velocity	cm1	187.3 m/s
Abs. circumferential velocity	cu1	0.00 m/s
Absolute velocity	c1	187.3 m/s
Rel. circumferential velocity	wu1	-372.0 m/s
Relative velocity	w1	416.5 m/s
Absolute flow angle	α_1	0 °
Relative flow angle	β_1	-63.3 °
Area	A1	9050 mm ²
Mid diameter	dM1	192 mm
Area averaged diameter	dAvg1	192.6 mm
Shroud diameter	dS1	207 mm
Blade height	h1	14.81 mm
Diameter ratio	v1	0.86
Peripheral tip speed	u1S	401 m/s
Static pressure	p1	0.803 bar
Density	ρ_1	1.034 kg/m ³
Temperature	T1	270.7 K
Total pressure	pt1	1 bar
Total density	pt1	1.209 kg/m ³
Total temperature	Tt1	288.2 K
Absolute Mach Number	Mc1	0.57
Relative Mach Number	Mw1	1.26
Machine tip Mach Number	MuS1	1.22

Şekil 10.10 Fan Giriş Parametreleri

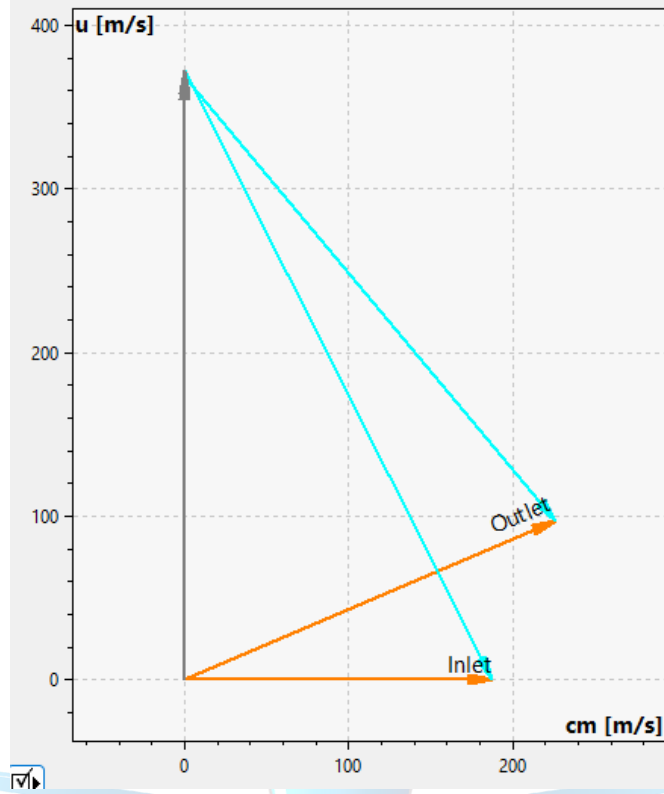


Outlet		
Peripheral speed	u2	368.2 m/s
Meridional velocity	cm2	226.3 m/s
Abs. circumferential velocity	cu2	97.5 m/s
Absolute velocity	c2	246.4 m/s
Rel. circumferential velocity	wu2	-270.7 m/s
Relative velocity	w2	352.8 m/s
Absolute flow angle	α_2	23.3 °
Relative flow angle	β_2	-50.1 °
Area	A2	6480 mm ²
Mid diameter	dM2	190 mm
Area averaged diameter	dAvg2	190.4 mm
Shroud diameter	dS2	200.9 mm
Blade height	h2	10.66 mm
Diameter ratio	v2	0.89
Peripheral tip speed	u2S	389.2 m/s
Density	ρ_2	1.195 kg/m ³
Static pressure	p2	1.008 bar
Temperature	T2	293.7 K
Total density	ρ_{t2}	1.527 kg/m ³
Total pressure	p_{t2}	1.42 bar
Total temperature	T_{t2}	323.9 K
Absolute Mach Number	Mc2	0.72
Relative Mach Number	Mw2	1.03
Machine tip Mach Number	MuS2	1.13

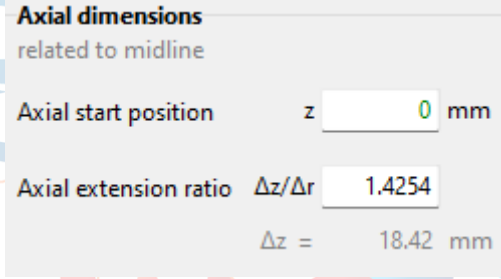
Şekil 10.11 Fan Çıkış Parametreleri

Global values		
Meridional velocity ratio S->2	cm2/cmS	1.21
Relative velocity ratio S->2	w2/wS	0.85
Area ratio	AR	0.72
Meridional velocity ratio 1->2	cm2/cm1	1.21
Relative velocity ratio 1->2	w2/w1	0.85
Pressure rise coefficient	cp	0.23
Suction capacity	sc	0.71

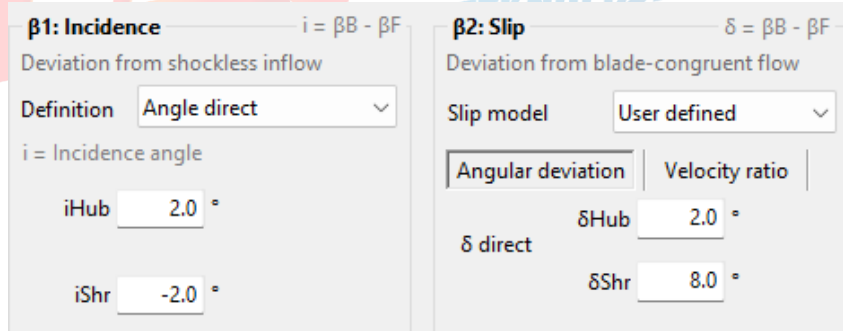
Şekil 10.12 Fan Bütünsel Parametreleri



Şekil 10.13 Fan Hız Üçgeni



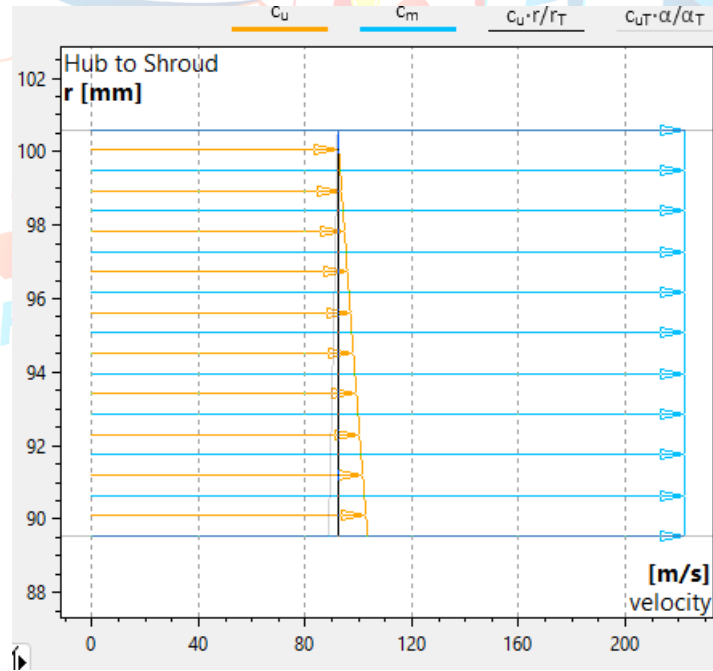
Şekil 10.14 Fan Eksenel Genişlik Oranı



Şekil 10.15 Fan İncidence ve Deviation Açıları

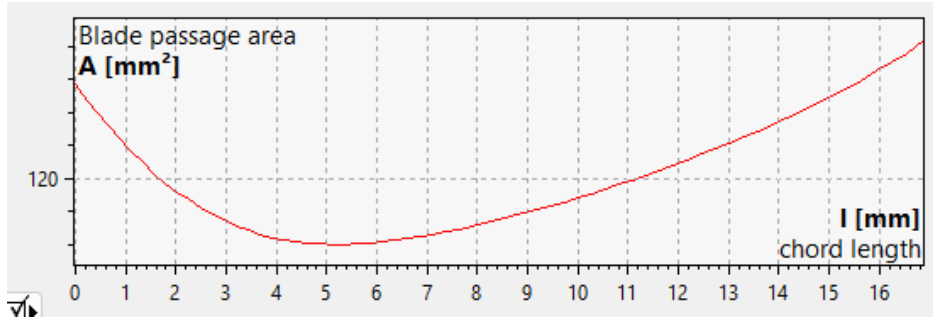
	Span = 1 (Hub)		Span = 5 (Shroud)	
	Leading edge	Trailing edge	Leading edge	Trailing edge
z	0.92	17.5	0.92	17.5
d	177.1	179.1	206.3	200.8
α_F	0	21.1	0	19.8
β_F	-59.4	-42.3	-62.1	-49.2
u	343.1	347	399.7	389.1
c_m	203	267.9	212	256
c_u	0	103.5	0	92.3
c_r	12.1	16	-34.6	-41.8
c_{ax}	202.6	267.4	209.2	252.6
c	203	287.2	212	272.1
wu	-343.1	-243.5	-399.7	-296.8
w	398.6	362	452.5	391.9
τ	1.062	1.207	1.11	1.153
i δ	2	2	-2	8
w2/w1	0.908		0.866	
c2/c1	1.415		1.283	
$\Delta\alpha_F$	-21.1		-19.8	
$\Delta\beta_F$	17.1		12.8	
$\varphi = \Delta\beta_B$	17.1		22.8	
γ	0.952		0.814	
$\Delta(c_u \cdot r)$	9.27		9.27	
T	1.928		2.131	
π	1.505		1.505	

Şekil 10.16 Fan Leading ve Trailing Köşe Parametreleri

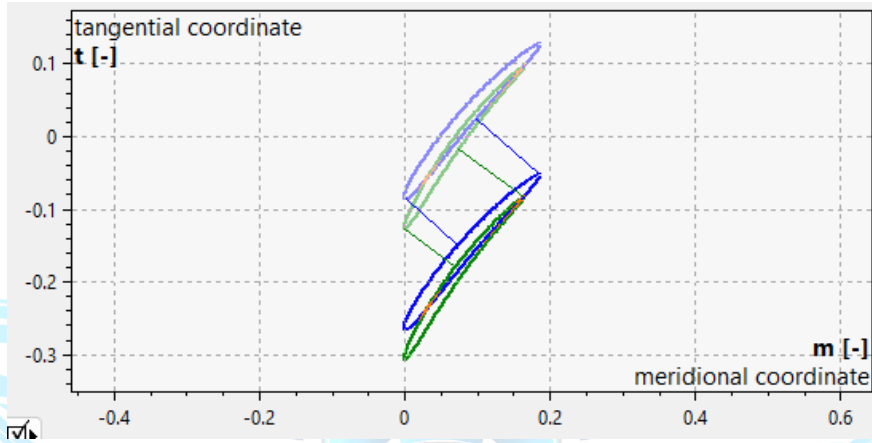


Şekil 10.17 Fan Kökten Uca Akış Hızı Grafiği

Şekil 10.20 Fan Kanat Profil Parametreleri



Şekil 10.21 Fan Geçiş Alanı Grafiği



Şekil 10.22 Fan Kökten Uca Kanat Profili Grafiği

Average diameter	d	190 mm
Width	b	10.85 mm
Inlet area	A _{in}	6480 mm ²
Ratio to previous component		
Diameter ratio	d-Ratio	1.00
Width ratio	b-Ratio	1.00
Area ratio	A-Ratio	1.00
Kinematics		
Meridional velocity	cm	227.0 m/s
Circ. velocity	c _u	99.6 m/s
Velocity	c	247.8 m/s
Flow angle	α	23.7 °
Thermodynamics		
Static pressure	p	1.004 bar
Total pressure	p _t	1.42 bar
Temperature	T	293.4 K
Total temperature	T _t	323.9 K
Density	ρ	1.192 kg/m ³
Mach Number	Ma	0.722

Şekil 10.23 Fan OGV Giriş Değerleri

Average diameter	d	186.1 mm
Width	b	12.1 mm
Outlet area	AOut	7070 mm ²
Ratio to next component		
Diameter ratio	d-Ratio	1.00
Width ratio	b-Ratio	1.00
Area ratio	A-Ratio	1.00
Kinematics		
Meridional velocity	cm	188.3 m/s
Circ. velocity	cu	46.9 m/s
Velocity	c	194.0 m/s
Flow angle	α	14 °
Thermodynamics		
Static pressure	p	1.153 bar
Total pressure	pt	1.42 bar
Temperature	T	305.2 K
Total temperature	Tt	323.9 K
Density	ρ	1.316 kg/m ³
Mach Number	Ma	0.554

Şekil 10.24 Fan OGV Çıkış Değerleri



Şekil 10.25 Fan OGV Kanat Sayısı Hesabı

α_{LE} : Incidence $i = \alpha_B - \alpha_F$

Deviation from shockless inflow

Definition Angle direct

$i =$ Incidence angle

i_{Hub} -1.0 °

i_{Shr} -1.0 °

α_{TE} : Slip $\delta = \alpha_B - \alpha_F$

Deviation from blade-congruent flow

Slip model User defined

Angular deviation
Velocity ratio

δ direct δ_{Hub} 4.0 °

δ_{Shr} 4.0 °

Şekil 10.26 Fan OGV Incidence ve Deviation Açılıları

Span	α_{BLE} [°]	α_{BTE} [°]
Hub	1 23.5	10.0
	2 22.7	10.0
Middle	3 22.0	10.0
	4 21.2	10.0
Shroud	5 20.5	10.0

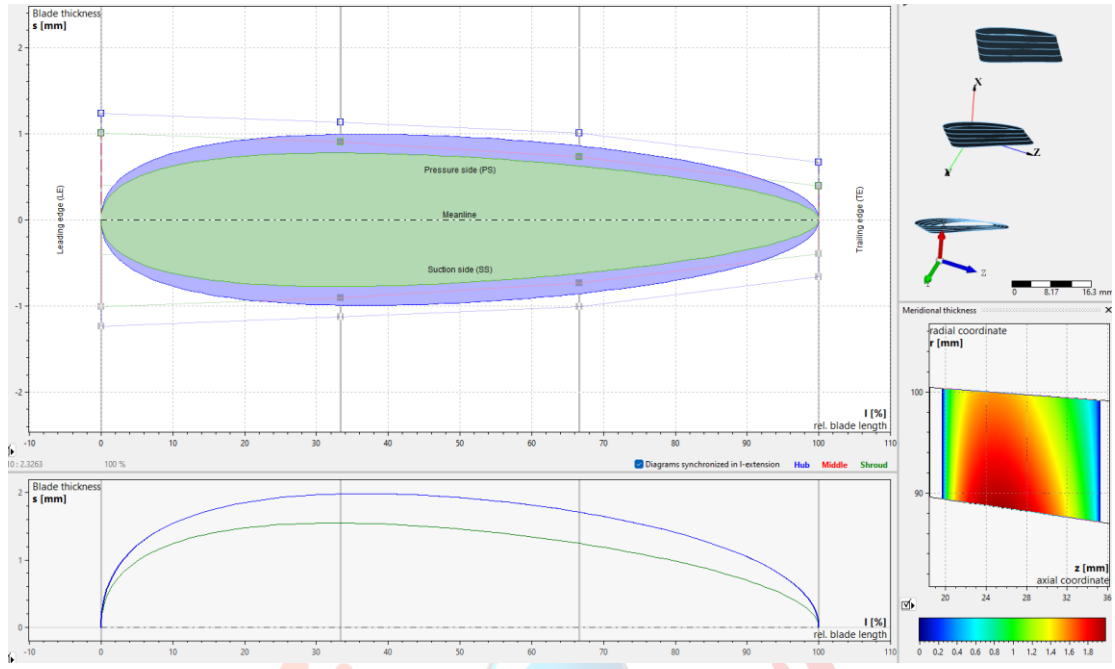
Şekil 10.27 Fan OGV Kanat Giriş ve Çıkış Açılıları

	Span = 1 (Hub)		Span = 5 (Shroud)	
	Leading edge	Trailing edge	Leading edge	Trailing edge
z	19.67	35.3	19.67	35.3
d	178.8	174.3	200.7	198.3
α_F	24.5	14	21.5	14
cm	227.8	192.2	234.2	191.8
cu	103.6	47.9	92.3	47.8
cr	-33	-27.8	-17.7	-14.5
cax	225.4	190.1	233.6	191.3
c	250.3	198	251.8	197.7
τ	1.015	1.015	1.044	1.013
$i \delta$	1	4	1	4
c_2/c_1	0.791		0.785	
$\Delta\alpha_F$	10.5		7.5	
$\Delta\alpha_B$	76.5		79.5	

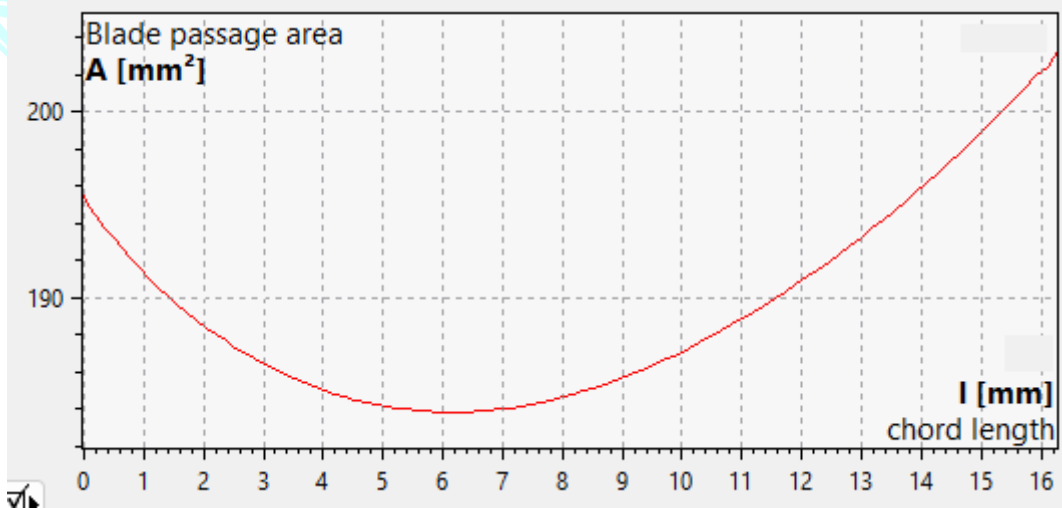
Şekil 10.28 Fan OGV Leading ve Trailing Köşe Parametreleri

j	Stacking angle	Wrap angle
	φ [°]	$\Delta\varphi$ [°]
1	1.0	3.4
2	1.3	3.1
3	1.5	2.9
4	1.8	2.7
5	2.0	2.5

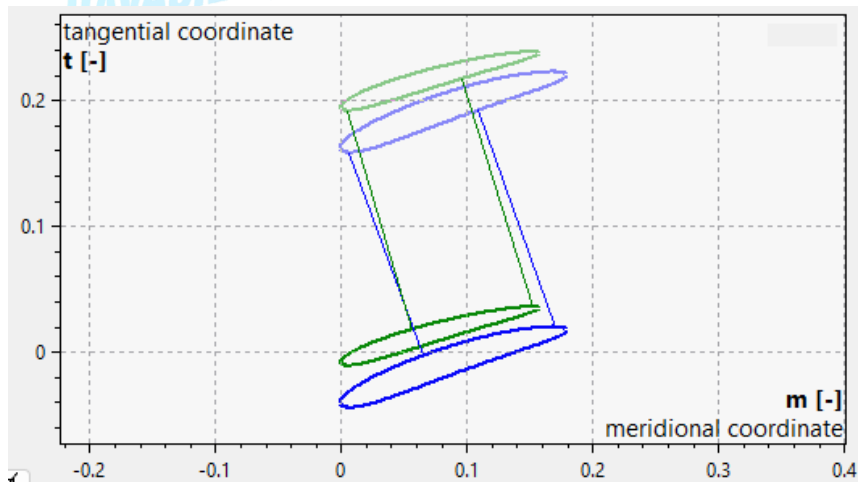
Şekil 10.29 Fan OGV Stacking Açılıları



Şekil 10.30 Fan OGV Kanat Profili Değerleri



Şekil 10.31 Fan OGV Geçiş Alanı Grafiği



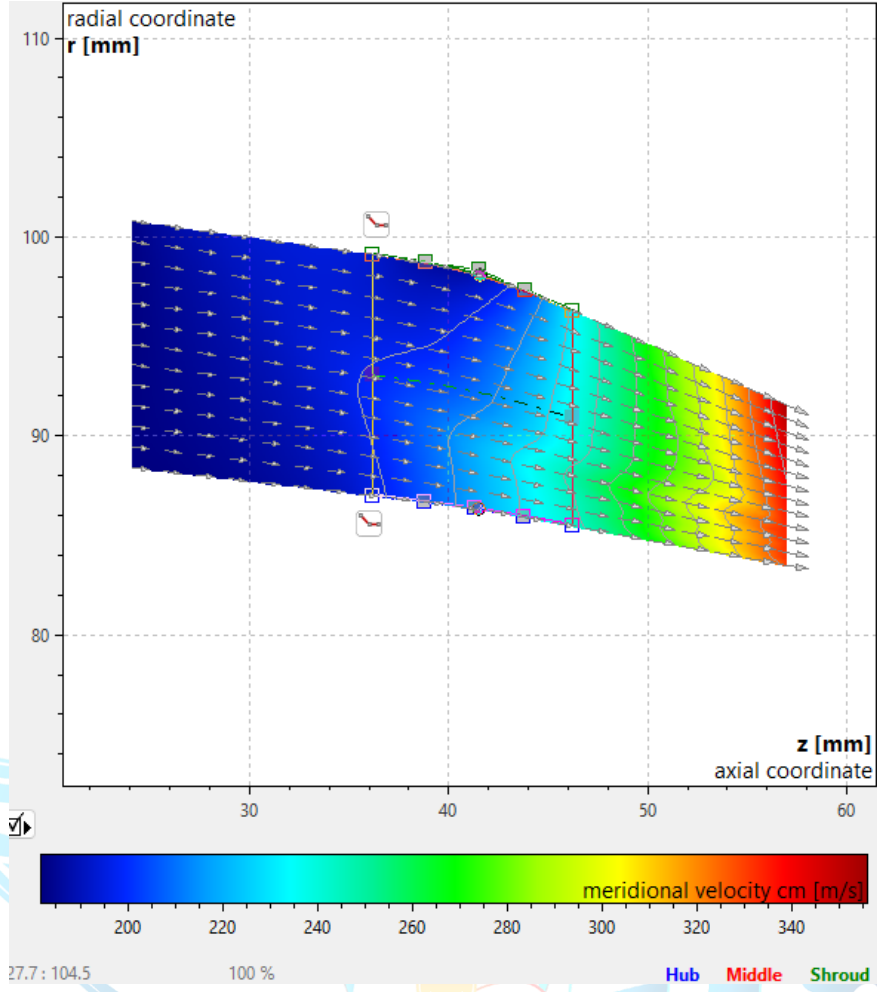
Şekil 10.32 Fan OGV Kökten Uca Kanat Profili Grafiği

Average diameter	d	186.1 mm
Width	b	12.1 mm
Inlet area	AIn	7070 mm ²
Ratio to previous component		
Diameter ratio	d-Ratio	1.00
Width ratio	b-Ratio	1.00
Area ratio	A-Ratio	1.00
Kinematics		
Meridional velocity	cm	188.4 m/s
Circ. velocity	cu	47.9 m/s
Velocity	c	194.4 m/s
Flow angle	α	14.3 °
Thermodynamics		
Static pressure	p	1.152 bar
Total pressure	pt	1.42 bar
Temperature	T	305.1 K
Total temperature	Tt	323.9 K
Density	ρ	1.315 kg/m ³
Mach Number	Ma	0.555

Şekil 10.33 Fan Nozül Giriş Parametreleri

Average diameter	d	181.8 mm
Width	b	10.8 mm
Outlet area	AOut	6170 mm ²
Kinematics		
Meridional velocity	cm	234.2 m/s
Circ. velocity	cu	49.0 m/s
Velocity	c	239.3 m/s
Flow angle	α	11.8 °
Thermodynamics		
Static pressure	p	1.029 bar
Total pressure	pt	1.42 bar
Temperature	T	295.4 K
Total temperature	Tt	323.9 K
Density	ρ	1.213 kg/m ³
Mach Number	Ma	0.694

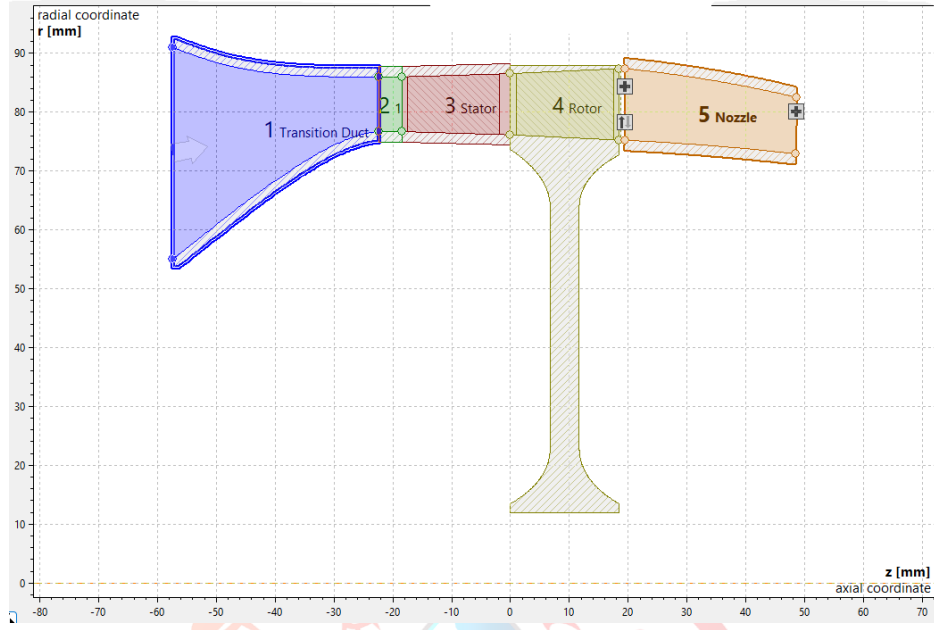
Şekil 10.34 Fan Nozül Çıkış Parametreleri



Şekil 10.35 Fan Nozül 2 Boyutlu Akış Analizi

Ek B. CFturbo Türbin Tasarım Parametreleri

CF Turbo programı ile yapılan türbin tasarımının tüm değerleri tam raporu ile beraber Ek B'de gösterilmiştir.

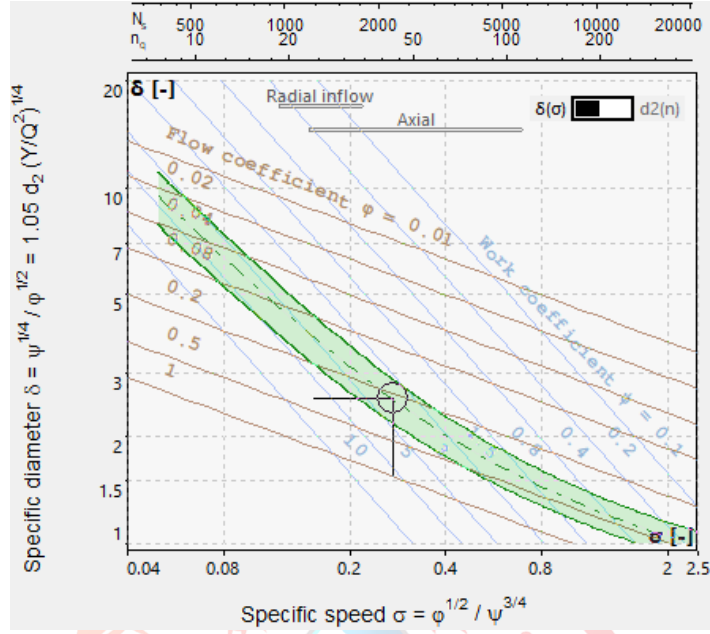


Şekil 10.36 Türbin Tam Kademe Tasarımı

Design point		Values	Cordier
Mass flow	m 0.69 kg/s	Specific speed (SI)	nq* 0.11
Total pressure ratio	πtt 1.42	Specific work	Y -1.0072E5 m ² /s ²
Revolutions	n 37000 /min	Power output	PQ 69.5 kW
* can be adapted for each impeller separately		Volume flow (total)	Qt 3901.8 m ³ /h
Gas		Sonic speed (total)	at 632.51 m/s
Name	Air_1	Total density	ρt 0.63663 kg/m ³
Model	Perfect	Total pressure	pt2 1.3451 bar
Inlet conditions		Total temperature (isent.)	Tt2is 957.26 K
Pressure (total)	pt 1.91 bar		
Temperature (total)	Tt 1045.0 K		

Şekil 10.37 Türbin Bütünsel Tasarım Girdileri

TEKNOLOJİ
HAVACILIK, UZAY VE TEKNOLOJİ FESTİVALİ



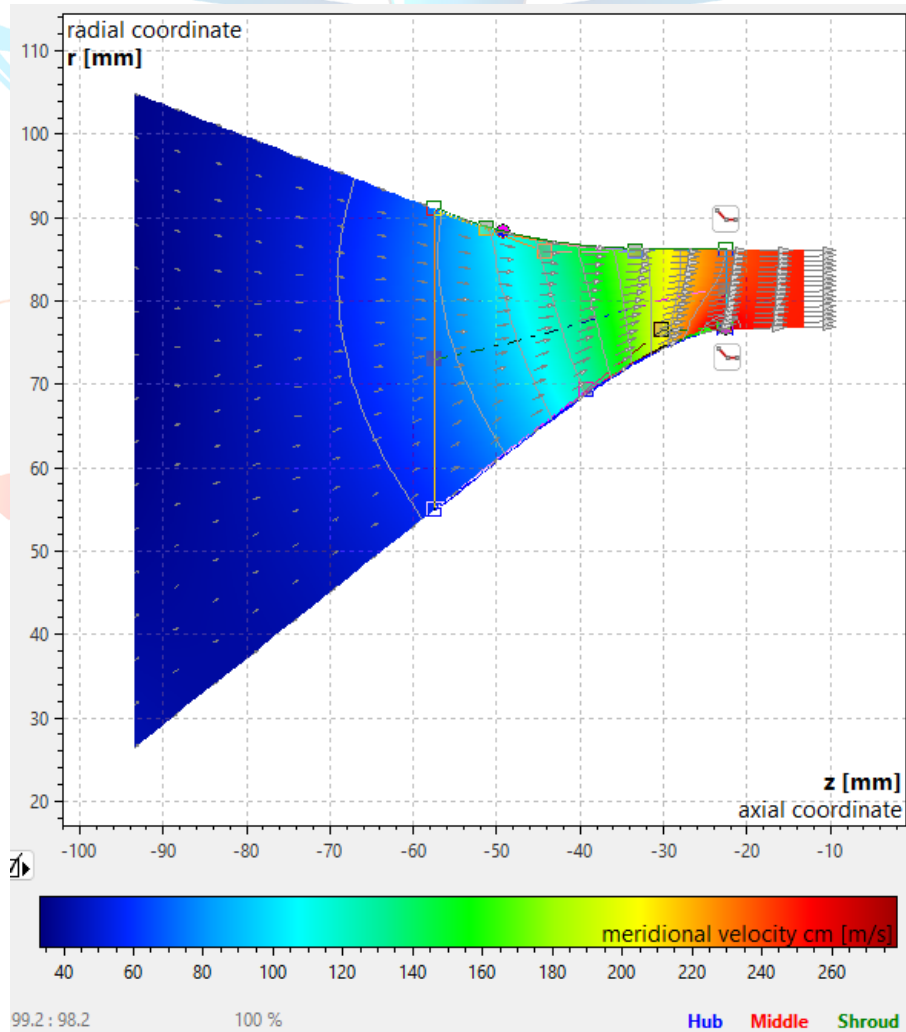
Şekil 10.38 Türbin Rotor Cordier Grafiği

Average diameter	d	146 mm
Width	b	36 mm
Inlet area	Aln	16510 mm ²
Kinematics		
Meridional velocity	cm	66.0 m/s
Circ. velocity	cu	0.00 m/s
Velocity	c	66.0 m/s
Flow angle	α	0 °
Thermodynamics		
Static pressure	p	1.896 bar
Total pressure	pt	1.91 bar
Temperature	T	1043 K
Total temperature	Tt	1045 K
Density	ρ	0.633 kg/m ³
Mach Number	Ma	0.1044

Şekil 10.39 Türbin Çekirdek Motor Geçiş Kanalı Giriş Parametreleri

Average diameter	d	162.7 mm
Width	b	9.3 mm
Outlet area	A _{Out}	4754 mm ²
Ratio to next component		
Diameter ratio	d-Ratio	1.00
Width ratio	b-Ratio	1.00
Area ratio	A-Ratio	1.00
Kinematics		
Meridional velocity	cm	246.2 m/s
Circ. velocity	cu	0.00 m/s
Velocity	c	246.2 m/s
Flow angle	α	0 °
Thermodynamics		
Static pressure	p	1.724 bar
Total pressure	pt	1.91 bar
Temperature	T	1019 K
Total temperature	Tt	1045 K
Density	ρ	0.59 kg/m ³
Mach Number	Ma	0.3942

Şekil 10.40 Türbin Çekirdek Motor Geçiş Kanalı Çıkış Parametreleri



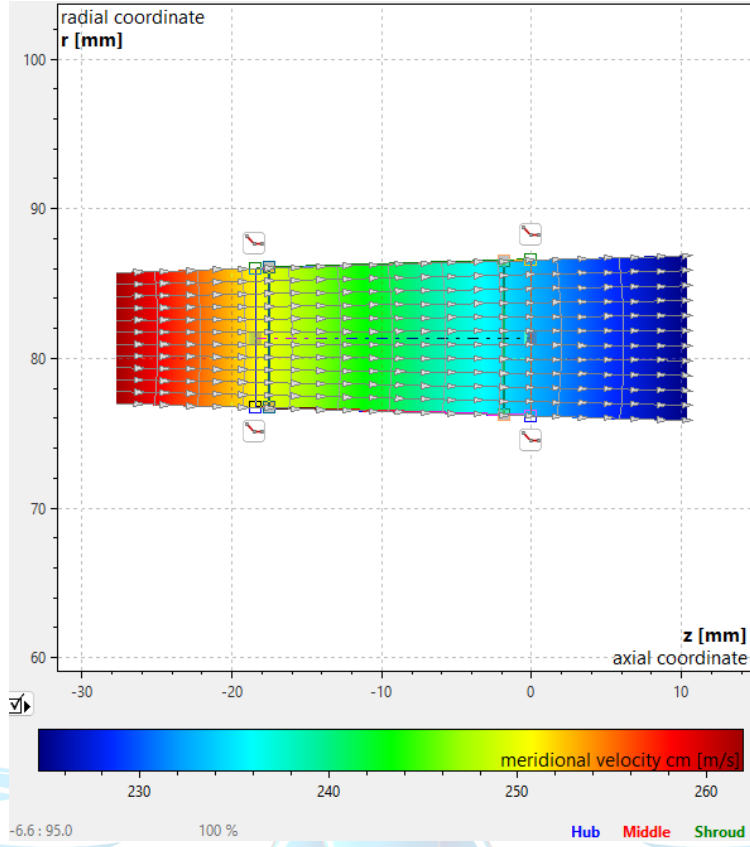
Şekil 10.41 Türbin Çekirdek Motor Geçiş Kanalı Akış Analizi

Average diameter	d	162.7 mm
Width	b	9.3 mm
Inlet area	AIn	4754 mm ²
Ratio to previous component		
Diameter ratio	d-Ratio	1.00
Width ratio	b-Ratio	1.00
Area ratio	A-Ratio	1.00
Kinematics		
Meridional velocity	cm	246.2 m/s
Circ. velocity	cu	0.00 m/s
Velocity	c	246.2 m/s
Flow angle	α	0 °
Thermodynamics		
Static pressure	p	1.724 bar
Total pressure	pt	1.91 bar
Temperature	T	1019 K
Total temperature	Tt	1045 K
Density	ρ	0.59 kg/m ³
Mach Number	Ma	0.3942

Şekil 10.42 Türbin Statoru Giriş Değerleri

Average diameter	d	162.7 mm
Width	b	10.4 mm
Outlet area	AOut	5320 mm ²
Ratio to next component		
Diameter ratio	d-Ratio	1.00
Width ratio	b-Ratio	1.00
Area ratio	A-Ratio	1.00
Kinematics		
Meridional velocity	cm	232.8 m/s
Circ. velocity	cu	222.6 m/s
Velocity	c	322.1 m/s
Flow angle	α	43.7 °
Thermodynamics		
Static pressure	p	1.601 bar
Total pressure	pt	1.91 bar
Temperature	T	1000 K
Total temperature	Tt	1045 K
Density	ρ	0.558 kg/m ³
Mach Number	Ma	0.521

Şekil 10.43 Türbin Statoru Çıkış Değerleri



Şekil 10.44 Türbin Statoru 2 Boyutlu Akış Analizi

Number of blades

Rotor 40

Stator 37

Recommended: ...36,37,38,42,43...

Periodicity

$m = |v_{I,zI} - v_{II,zII}|$

vl	vll	m
1	1	3
1	2	34
1	3	71
2	1	43
2	2	6
2	3	31
3	1	83
3	2	46
3	3	9

Minimum m-value

- m=0: not allowed
- m=1: not allowed for vl=1 ... 2
- m=2: unfavorable but acceptable

Şekil 10.45 Türbin Statoru kanat Sayısı Hesabı

α_{LE} : Incidence	$i = \alpha_B - \alpha_F$	α_{TE} : Slip	$\delta = \alpha_B - \alpha_F$
Deviation from shockless inflow		Deviation from blade-congruent flow	
Definition	Angle direct	Slip model	User defined
$i =$ Incidence angle		Angular deviation Velocity ratio	
iHub	-3.0 °	δ direct	δ_{Hub} -5.0 °
iShr	-3.0 °		δ_{Shr} -5.0 °

Şekil 10.46 Türbin Statoru Incidence ve Deviation Açılımları

Span	α_{BLE} [°]	α_{BTE} [°]
Hub	1	-5.0
	2	-5.0
Middle	3	-5.0
	4	-5.0
Shroud	5	-5.0

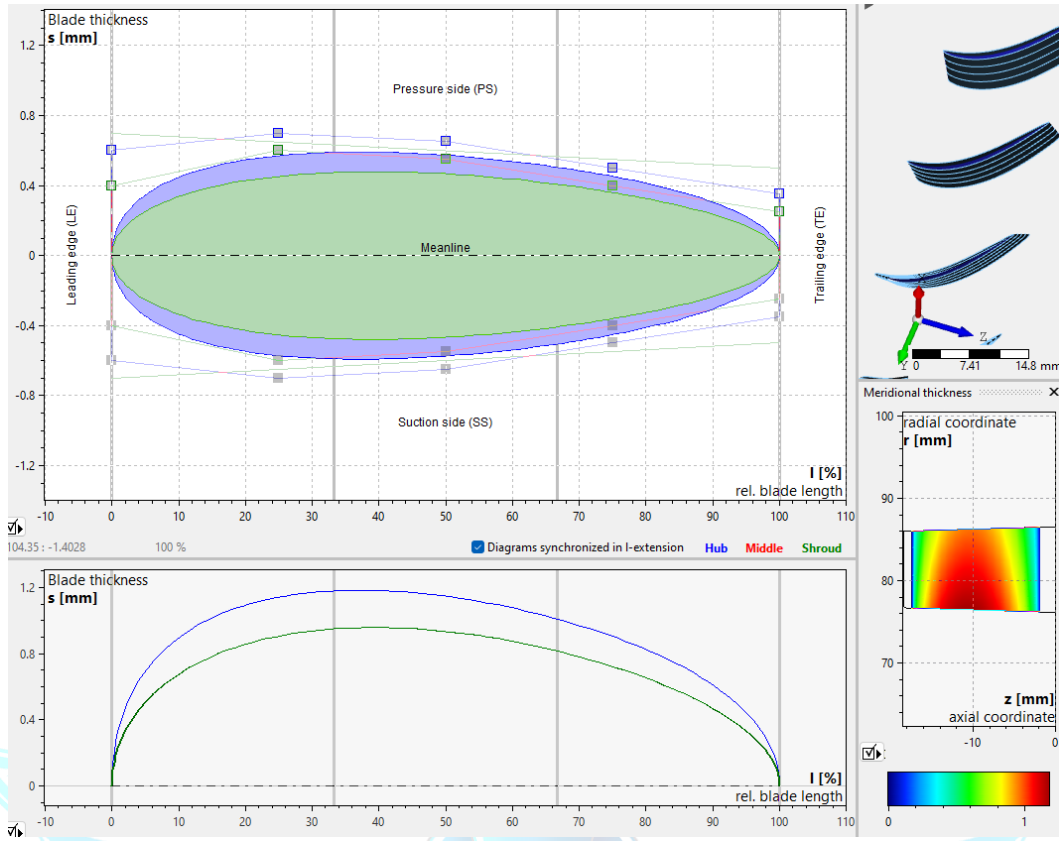
Şekil 10.47 Türbin Statoru Kanat Giriş ve Çıkış Açılımları

	Span = 1 (Hub)		Span = 5 (Shroud)	
	Leading edge	Trailing edge	Leading edge	Trailing edge
z	-17.5	-1.84	-17.5	-1.84
d	153.3	152.4	172.1	173
α_F	0	45.6	0	41.9
cm	274.1	269	270.5	262.4
cu	0	274.7	0	235.5
cr	-8.2	-8	8.1	7.8
cax	273.9	268.9	270.4	262.3
c	274.1	384.5	270.5	352.6
τ	1.121	1.139	1.106	1.111
$i \delta$	5	-5	5	-5
c_2/c_1	1.403		1.303	
$\Delta\alpha_F$	-45.6		-41.9	
$\Delta\alpha_B$	145.6		141.9	

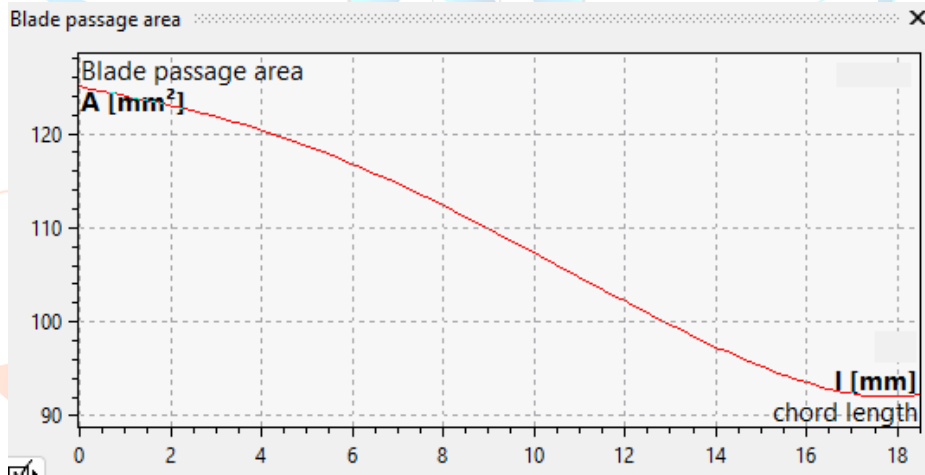
Şekil 10.48 Türbin Statoru Leading ve Trailing Köşe Parametreleri

j	Stacking angle	Wrap angle
	φ [°]	$\Delta\varphi$ [°]
1	5.5	7.7
2	5.4	7.3
3	5.3	7.0
4	5.2	6.7
5	5.1	6.4

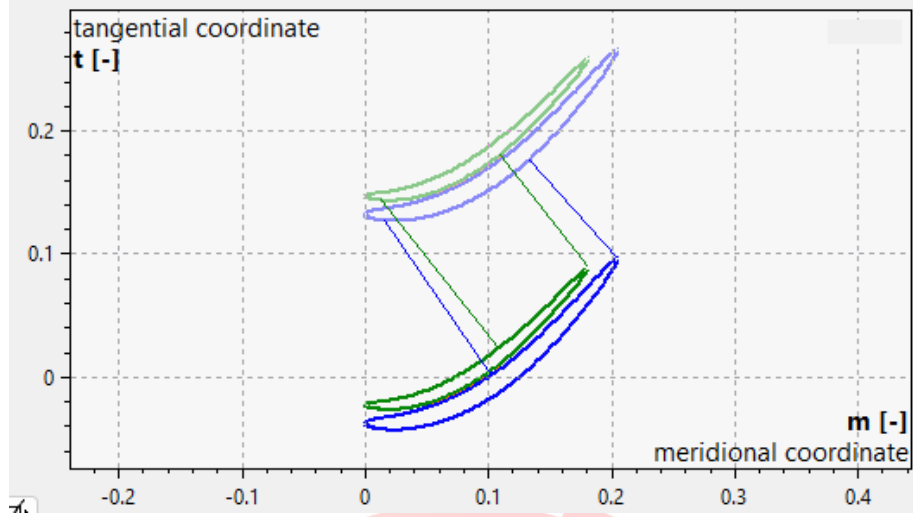
Şekil 10.49 Türbin Statoru Stacking Açılımları



Şekil 10.50 Türbin Statoru Kanat Profili Değerleri



Şekil 10.51 Türbin Statoru Geçiş Alanı Grafiği



Şekil 10.52 Türbin Statoru Kökten Uca Kanat Profili Grafiği

Power		
Actual power output	PD	62.5 kW
Power loss	PL	6.95 kW
Pressure		
Pressure ratio total-to-total	π_{tt}	1.42
Pressure ratio total-to-static	π_{ts}	1.60
Thermodynamic efficiency		
Isentropic efficiency total-total	η_{tt}	90 %
Isentropic efficiency total-static	η_{ts}	68.5 %
Polytropic efficiency total-total	η_{pol}	89.6 %

Şekil 10.53 Türbin Rotoru Verimlilik ve Güç Parametreleri

Inlet		
Hub diameter inlet	dH1	152.3 mm
Shroud diameter inlet	dS1	173.1 mm
Outlet		
Hub diameter outlet	dH2	150.5 mm
Shroud diameter outlet	dS2	174.8 mm

Şekil 10.54 Türbin Rotoru Çap Değerleri

Characteristics		
Specific speed (SI)	nq^*	0.11
Meridional flow coefficient	φ_m	0.710
Flow coefficient	φ	0.180
Work coefficient	ψ	1.612
Specific diameter	δ	2.654

Şekil 10.54 Türbin Rotoru Karakteristikleri

Inlet		
Peripheral speed	u1	315.2 m/s
Meridional velocity	cm1	238.1 m/s
Abs. circumferential velocity	cu1	253.6 m/s
Absolute velocity	c1	347.9 m/s
Rel. circumferential velocity	wu1	-61.6 m/s
Relative velocity	w1	246.0 m/s
Absolute flow angle	α_1	46.8 °
Relative flow angle	β_1	-14.5 °
Area	A1	5320 mm ²
Mid diameter	dM1	162.7 mm
Area averaged diameter	dAvg1	163 mm
Shroud diameter	dS1	173.1 mm
Blade height	h1	10.4 mm
Diameter ratio	v1	0.88
Peripheral tip speed	u1S	335.3 m/s
Static pressure	p1	1.553 bar
Density	ρ_1	0.545 kg/m ³
Temperature	T1	992 K
Total pressure	pt1	1.91 bar
Total density	pt1	0.637 kg/m ³
Total temperature	Tt1	1045 K
Absolute Mach Number	Mc1	0.56
Relative Mach Number	Mw1	0.40
Machine tip Mach Number	MuS1	0.54

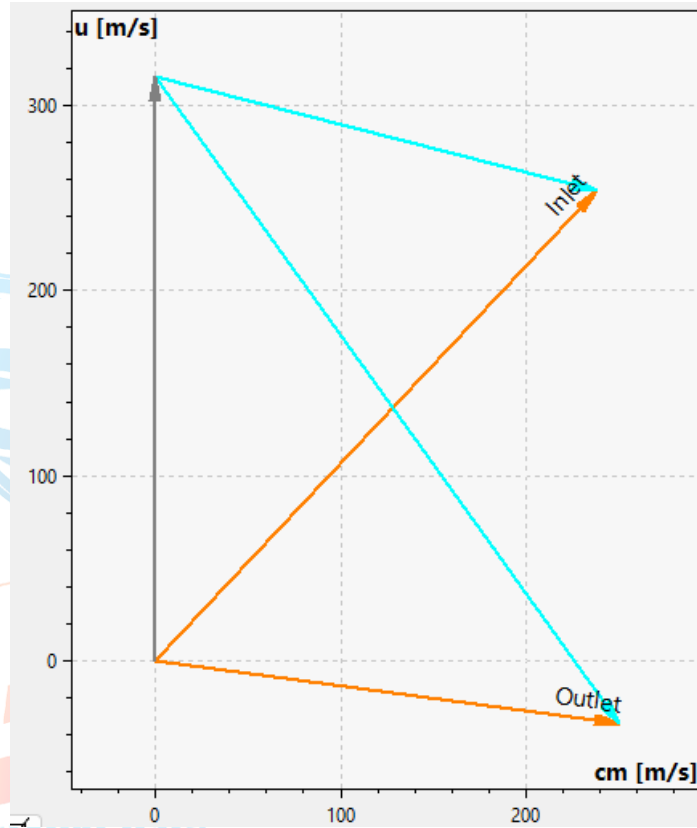
Şekil 10.55 Türbin Rotoru Giriş Parametreleri

Outlet		
Peripheral speed	u2	315.1 m/s
Meridional velocity	cm2	250.1 m/s
Abs. circumferential velocity	cu2	-34.0 m/s
Absolute velocity	c2	252.4 m/s
Rel. circumferential velocity	wu2	-349.1 m/s
Relative velocity	w2	429.4 m/s
Absolute flow angle	α_2	-7.7 °
Relative flow angle	β_2	-54.4 °
Area	A2	6210 mm ²
Mid diameter	dM2	162.7 mm
Area averaged diameter	dAvg2	163.1 mm
Shroud diameter	dS2	174.8 mm
Blade height	h2	12.15 mm
Diameter ratio	v2	0.86
Peripheral tip speed	u2S	338.6 m/s
Density	ρ_2	0.4444 kg/m ³
Static pressure	p2	1.197 bar
Temperature	T2	938 K
Total density	pt2	0.485 kg/m ³
Total pressure	pt2	1.345 bar
Total temperature	Tt2	966 K
Absolute Mach Number	Mc2	0.42
Relative Mach Number	Mw2	0.72
Machine tip Mach Number	MuS2	0.57

Şekil 10.56 Türbin Rotoru Çıkış Parametreleri

Global values		
Meridional velocity ratio S->2	cm2/cmS	1.05
Relative velocity ratio S->2	w2/wS	1.75
Area ratio	AR	1.17
Meridional velocity ratio 1->2	cm2/cm1	1.05
Relative velocity ratio 1->2	w2/w1	1.75
Degree of reaction	R	0.543
Spouting velocity	c0	514 m/s
Isen. vel. ratio total-static	u/c0	0.613
Isen. vel. ratio total-total	u/c0t	0.702

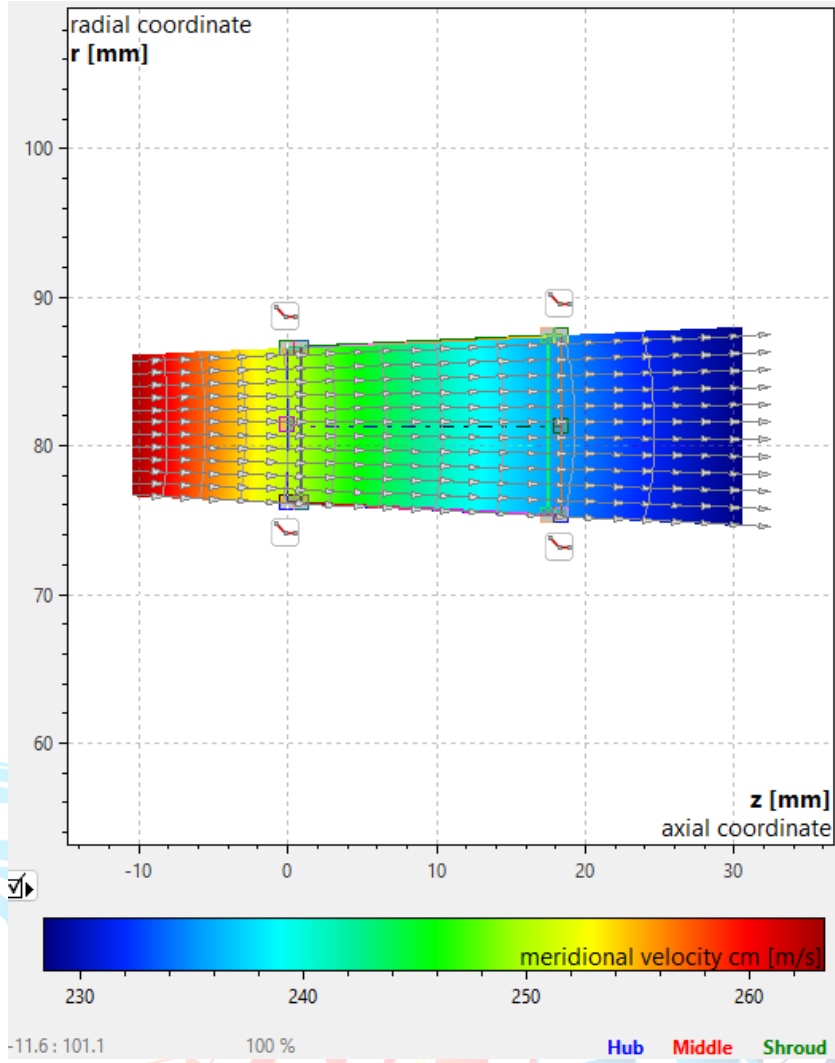
Şekil 10.57 Türbin Rotoru Bütünsel Parametreleri



Şekil 10.58 Türbin Rotoru Hız Üçgeni

Axial dimensions related to midline	
Axial start position	z = 0 mm
Axial extension ratio	$\Delta z / \Delta r = 1.634$
	$\Delta z = 18.42$ mm

Şekil 10.59 Türbin Rotoru Eksenel Genişlik Oranı



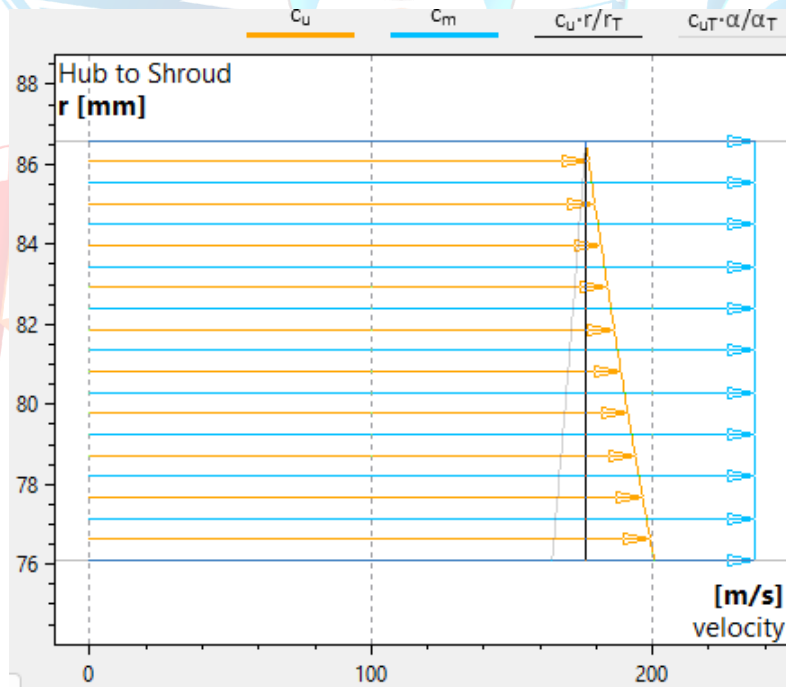
Şekil 10.60 Türbin Rotoru Akış Analizi

$\beta 1$: Incidence	$i = \beta B - \beta F$	$\beta 2$: Slip	$\delta = \beta B - \beta F$
Deviation from shockless inflow		Deviation from blade-congruent flow	
Definition: Angle direct		Slip model: User defined	
$i =$ Incidence angle		Angular deviation Velocity ratio	
i_{Hub}	5.0 °	δ_{Hub}	0.0 °
i_{Shr}	5.0 °	δ_{Shr}	0.0 °

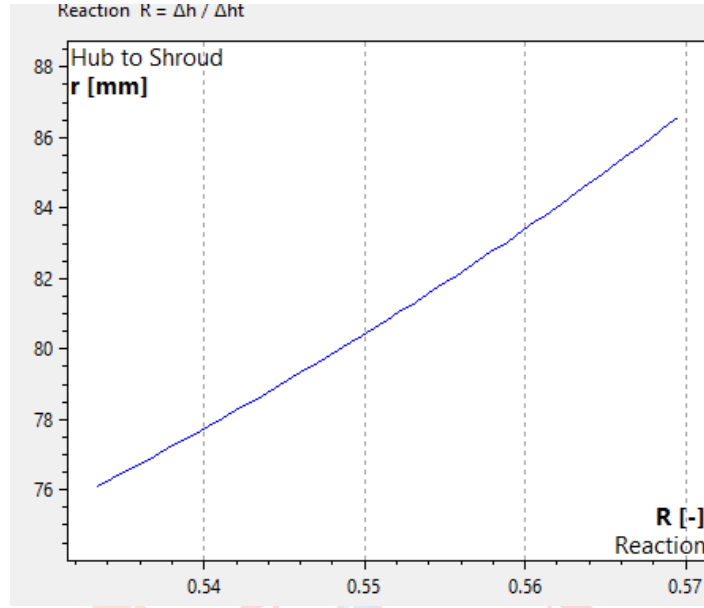
Şekil 10.61 Türbin Rotoru İncidence ve Deviation Açılı

	Span = 1 (Hub)		Span = 5 (Shroud)	
	Leading edge	Trailing edge	Leading edge	Trailing edge
z	0.92	17.5	0.92	17.5
d	152.2	150.6	173.2	174.7
α_F	45.7	-9.5	41.6	-10.4
β_F	-4.2	-49.6	-20.7	-53.7
u	294.9	291.7	335.5	338.5
c_m	268.2	289.6	264.9	287.2
c_u	275.1	-48.6	235.2	-52.5
c_r	-13.1	-14.1	12.2	13.2
c_{ax}	267.9	289.3	264.6	286.9
c	384.2	293.7	354.3	292
wu	-19.8	-340.3	-100.3	-391
w	268.9	446.9	283.3	485.1
τ	1.133	1.15	1.119	1.14
i δ	1.5	0	35.2	0
w2/w1	1.662		1.713	
c2/c1	0.764		0.824	
$\Delta\alpha_F$	55.2		52	
$\Delta\beta_F$	-45.4		-33	
$\varphi = \Delta\beta_B$	-46.9		-68.2	
γ	1		1	
$\Delta(c_u \cdot r)$	-24.59		-24.95	
T	-1.983		-2.292	
π	0.737		0.734	

Şekil 10.62 Türbin Rotoru Leading ve Trailing Köşe Parametreleri



Şekil 10.63 Türbin Rotoru Kökten Uca Akış Hızı Grafiği



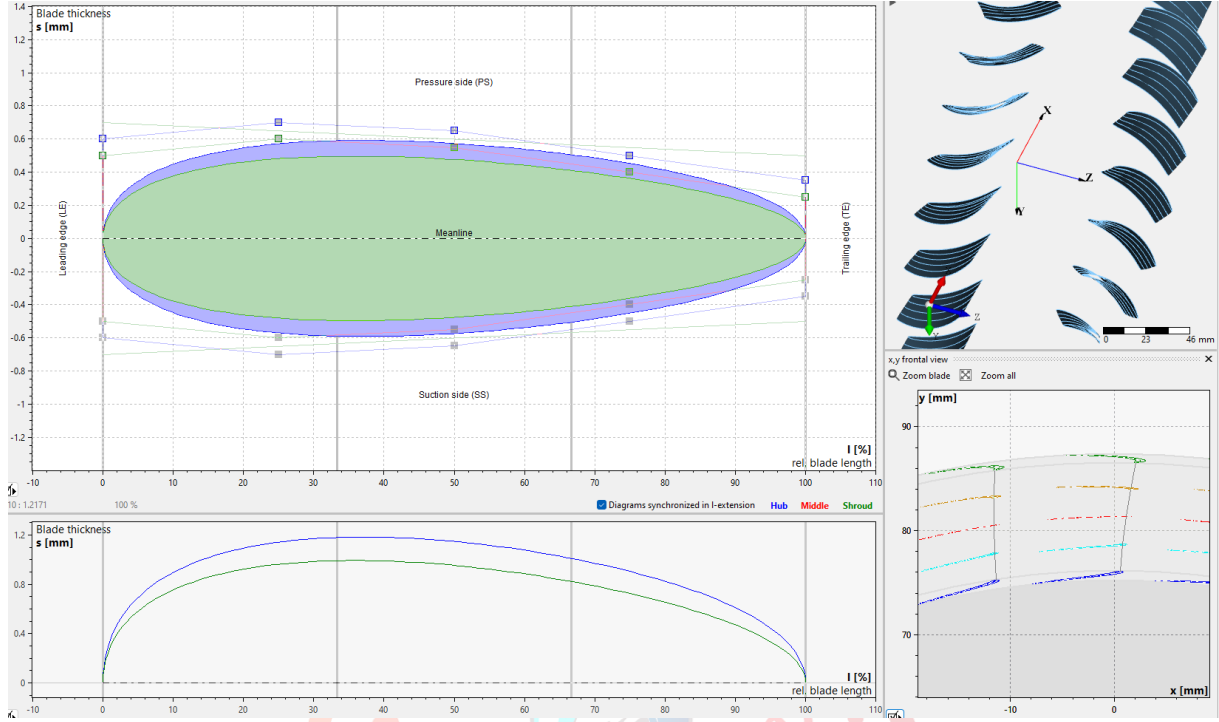
Şekil 10.64 Türbin Rotoru Kökten Uca Reaksiyon Derecesi Dağılımı

Span	i	$\beta B1$ [°]	$\beta B2$ [°]
Hub	1	-2.7	-49.6
	2	1.6	-50.6
Middle	3	5.9	-51.6
	4	10.2	-52.7
Shroud	5	14.5	-53.7

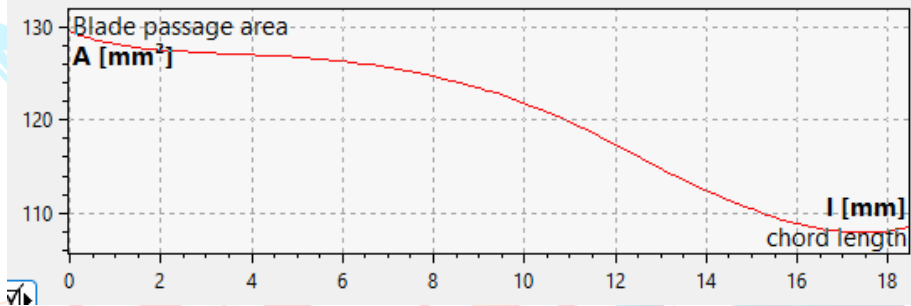
Şekil 10.65 Türbin Rotoru Giriş ve Çıkış Açıları

j	Stacking angle	Wrap angle
	φ [°]	$\Delta\varphi$ [°]
1	6.0	6.4
2	5.3	5.8
3	4.5	5.3
4	3.8	4.8
5	3.0	4.4

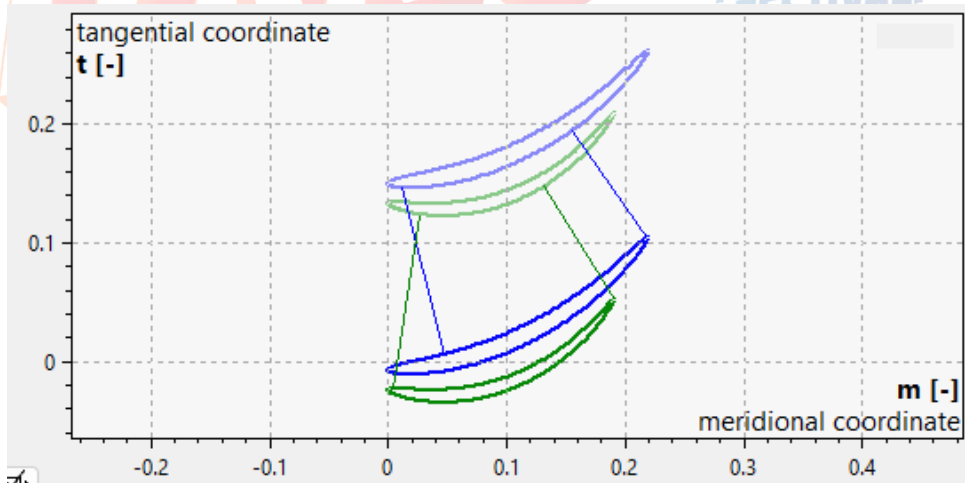
Şekil 10.66 Türbin Rotoru Stacking Açıları



Şekil 10.67 Türbin Rotoru Kanat Profil Parametreleri



Şekil 10.68 Türbin Rotoru Geçiş Alanı Grafiği



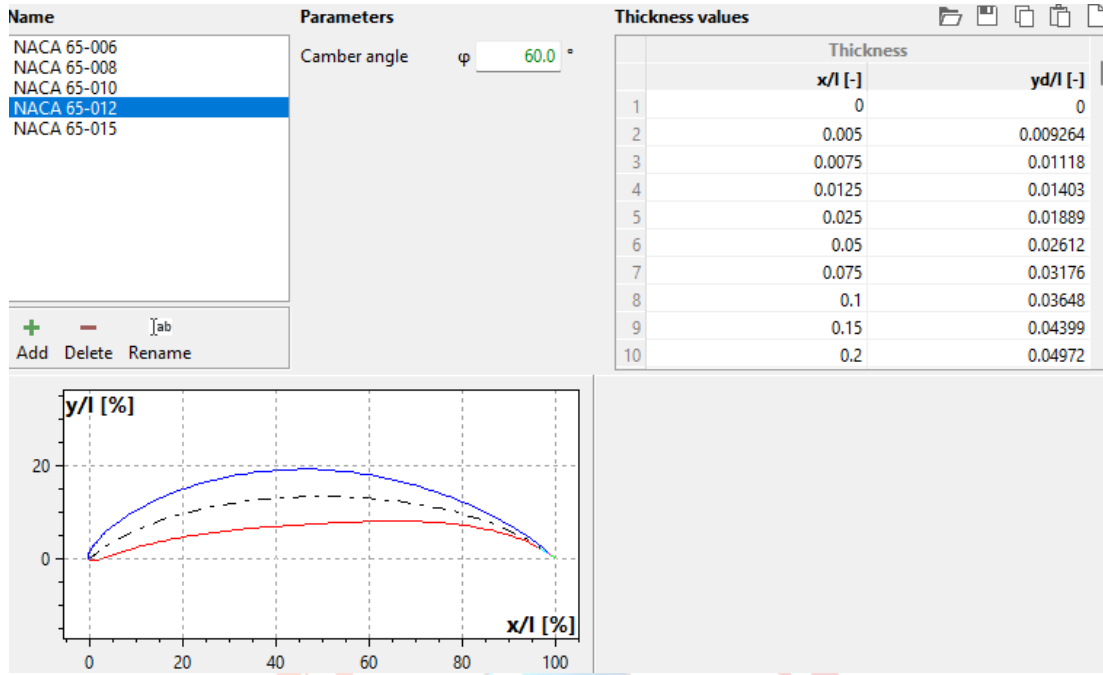
Şekil 10.69 Türbin Rotoru Kökten Uca Kanat Profili Grafiği

Average diameter	d	162.7 mm
Width	b	12.15 mm
Inlet area	AIn	6210 mm ²
Ratio to previous component		
Diameter ratio	d-Ratio	1.00
Width ratio	b-Ratio	1.00
Area ratio	A-Ratio	1.00
Kinematics		
Meridional velocity	cm	250.6 m/s
Circ. velocity	cu	-49.2 m/s
Velocity	c	255.4 m/s
Flow angle	α	168.9 °
Thermodynamics		
Static pressure	p	1.194 bar
Total pressure	pt	1.345 bar
Temperature	T	938 K
Total temperature	Tt	966 K
Density	ρ	0.4434 kg/m ³
Mach Number	Ma	0.4263

Şekil 10.70 Türbin Nozül Giriş Parametreleri

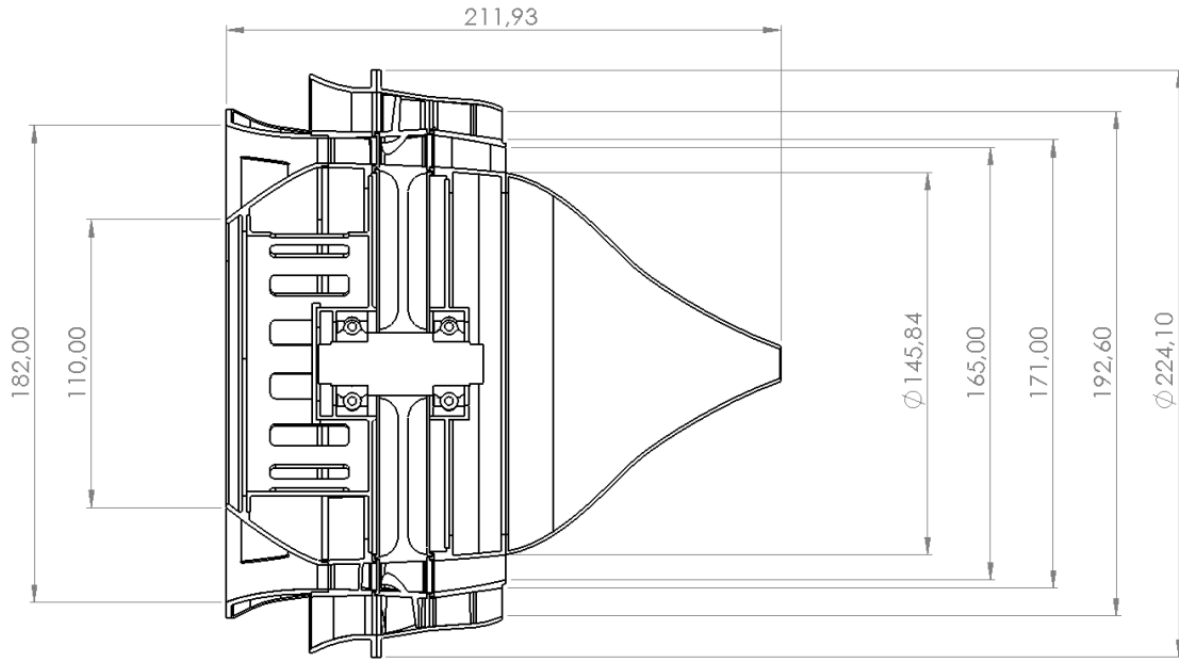
Average diameter	d	155.4 mm
Width	b	9.58 mm
Outlet area	AOut	4679 mm ²
Kinematics		
Meridional velocity	cm	369.2 m/s
Circ. velocity	cu	-51.5 m/s
Velocity	c	372.8 m/s
Flow angle	α	172.1 °
Thermodynamics		
Static pressure	p	1.038 bar
Total pressure	pt	1.345 bar
Temperature	T	906 K
Total temperature	Tt	966 K
Density	ρ	0.3995 kg/m ³
Mach Number	Ma	0.633

Şekil 10.71 Türbin Nozül Çıkış Parametreleri



Şekil 10.72 Türbin Kanat (Yaklaşık) Tasarımları

Ek C. Teknik Resimler



Şekil 10.73 Montaj Teknik Resmi

Ek D. Python Bir Boyutlu Hesaplama Kodları

```
#-----EKSENEL YUK HESABI-----  
#-----1-----  
pi = 3.141592653589793 # pi  
N = 34100 # devir sayısı  
N1 = (2*pi*N/60) # devir (rad/s)  
print(N1, 'devir')  
B1 = 0.4 # formilde kabul ettigimiz B oranı (0.4-0.5)  
p1 = 0.00810999 # p (yogunluk degeri)[g/cm3]  
K51 = p1*(B1*B1)*N1*N1 # K5 degeri  
print(K51, 'K51')  
#-----P2s ve P1s denklemi-----  
r1a = 0.06921  
r2a = 0  
A=(r1a**2)  
print(A, 'A')  
P2s1 = 149657 # (Pa)  
P1s1 = P2s1-(K51/2*A)  
print(P1s1, 'P1s1')  
F2a = pi*A*((P2s1+P1s1)/2)  
print(F2a, 'F2a')  
#-----2-----  
B2 = 0.4  
p2 = 0.00810999  
K52 = p2*(B2*B2)*N1*N1  
print(K52, 'K52')  
#-----P2s ve P1s denklemi-----  
r1b=0.06815  
r2b=0  
B=(r1b**2)-(r2b**2)  
print(B, 'B')  
P2s2 = 123122  
P1s2 = P2s2-((K52/2)*(B2))  
print(P1s2, 'P1s2')  
F2b=pi*(B)*((P2s2+P1s2)/2)  
print(F2b)  
#-----Fnet-----  
Fnet=F2a-F2b  
print(Fnet, 'Fnet')
```

Şekil 10.73 Python ile yazılmış eksenel yük hesaplama kodu

```

#-----GAS BENDING GERİLME-----
t=0.0012 # Kalınlık
c=0.01842 # Chord
tc= t/c # t/c oranı
B2r=45.381 # B2r ve B3r açılarının toplamı
h= 0.011281 # Yükseklik
m= 0.69 # Debi
tana2=1.13879 # a2 açısı
tana3=0.01746 # a3 açısı
Ca=252 # Ca hızı
n1=2.03 # Grafikten okunun n değeri
B=892 # Grafikten okunun B değeri
n=40 # Kanatçık sayısı
#-----Denklem-----
z=(1/B)
print(z)
A=(m*Ca*(tana2+tana3))
print(A)
Gb=A/n*(h/2)*(1/(z*(c**3))) # Pa
print(Gb)
T=Gb/1000000 # Mpa
print(T)

```

Şekil 10.74 Python ile yazılmış gas bending hesaplama kodu

```

#-----SANTRİFÜJ GERİLME-----
rt= 0.0865 # Türbin yarıçapı
rh= 0.0761 # Disk yarıçapı
pi=3.141592653589793 # Pi sayısı
A =(pi*rt**2)- (pi*rh**2) # Annulus alanı
N =37000 # Devir (rev/m)
N1 = N/60 # Devir (rev/s)
p = 8109.99 # Malzeme yoğunluğu
#-----Denklem-----
qs = 2*pi*p*(N1**2)*A
qs1=qs/1000000
print(qs1, 'Santrifuj Gerilme(MPa)')
print(A)
print(N1)

```

Şekil 10.75 Python ile yazılmış santrifüj hesaplama kodu

```

#-----TERMAL GERİLME-----
T=35.637 # Sıcaklık Farkı
E=1.75*(10**5) # Elastiklik Modülü
a=14.5*(10**(-6)) # Termal Geçişkenlik Katsayısı
#-----Denklem-----
Tg=T*E*a
print(Tg, 'TERMAL GERİLME Mpa')

```

Şekil 10.76 Python ile yazılmış termal gerilme hesaplama kodu

```

#TERMAL HESAPLAMALAR
#-----Taw1-----
# 1 - Havanın Degerleri
thava1 = 981.473 # havanın sicakligi (kelvin)
cp1 = 1182.51 # havanın cp degeri (Kj/kgK)
k1 = 0.079953 # havanın thermal conductivity degeri
u11 = 50.33387*(10**(-6)) # havanın dinamik viskozitesi
Pr1 = 0.744619 # havanın prandtl degeri
q1 = 0.403140 # havanın yogunlugu
V1 = 381.419 # havanın hizi

# 2 - Adyabatik duvar sicakligi hesabi
r1 = (Pr1)**(0.5) # Laminar Akis için
Vrel1 = 253.554 # Havanın relativ hizi
Taw1 = thava1 + ((r1*vrel1**2)/(2*cp1))

# 3 - Reynolds Number
A= 1
l = 0.01128 # yukseklik
Re1 = (q1*v1*l)/u11

# 4 - Nusselt Number
Nul1 = 0.664*(Re1**0.5)*(Pr1**(1/3)) # [LAMINAR] for Re < 5*(10**5) Pr > 0.6
Nut1 = 0.037*(Re1**0.8)*(Pr1**(1/3)) # [TURBULENT] for 5*(10**5) < Re < 10**7 0.6 < Pr <= 60
h1 = Nut1*k1/l

print(Taw1,'Taw1')
print(Re1,'Reynolds sayisi1')
print(Nut1,'Nusselt sayisi1')
print(h1,'h1')

```

Şekil 10.77 Python ile yazılmış 1-D termal hesaplamalar T_{aw1} kodu

```

# 1 - Havanın Degerleri
thava2 = 937.383 # havanın sicakligi (kelvin)
cp2 = 1176.27996 # havanın cp degeri
k2 = 0.077992 # havanın thermal conductivity degeri
Pr2 = 0.74184 # havanın prandtl degeri
u22 = 49.1736363*(10**(-6)) # havanın dinamik viskozitesi
q2 = 0.34129 # havanın yogunlugu
V2 = 252.038 # havanın hizi

# 2 - Adyabatik duvar sicakligi hesabi
r2 = (Pr2)**(0.5) # Laminar Akis için
Vrel2 = 406.841 # Havanın relativ hizi
Taw2 = thava2 + ((r2*vrel2**2)/(2*cp2))

# 3 - Reynolds Number
l = 0.01128 # yukseklik
Re2 = (q2*v2*l)/u22

# 4 - Nusselt Number
Nul2 = 0.664*(Re2**0.5)*(Pr2**(1/3)) # [LAMINAR] for Re < 5*(10**5) Pr > 0.6
Nut2 = 0.037*(Re2**0.8)*(Pr2**(1/3)) # [TURBULENT] for 5*(10**5) < Re < 10**7 0.6 < Pr <= 60
h2 = Nut2*k2/l

print(Taw2,'Taw2')
print(Re2,'Reynolds sayisi2')
print(Nut2,'Nusselt sayisi2')
print(h2,'h2')

```

Şekil 10.78 Python ile yazılmış 1-D termal hesaplamalar T_{aw2} kodu

```
k=26
u=Taw2-Taw1
x=Taw1-Taw2
y=1/(h1*A)
n=1/(k*A)
m=1/(h2*A)

Tw1=((u/(y+n+m))*y)+Taw1
print(Tw1, 'Tw1')
Tw2=((x/(y+n+m))*m)+Taw2
print(Tw2, 'Tw2')
Tort=(Tw1+Tw2)/2
print(Tort, 'Tort')
```

Şekil 10.79 Python ile yazılmış 1-D termal hesaplamalar T_{ort} kodu

