

TEKNOFEST

**HAVACILIK, UZAY VE TEKNOLOJİ
FESTİVALİ**

JET MOTOR TASARIM YARIŞMASI



UltraSwirl

TAKIM ID

367037

ÖZET

TEKNOFEST 2022 Jet Motor Tasarım yarışması kapsamında bu projede tasarım isterleri ve kısıtları doğrultunda 150 libre itki üretebilecek bir aft fan modülünün tasarımı istenmektedir. Gerekli literatür araştırması yapılmış ve benzer modüller incelenmiştir. Bu incelemeler sonucunda tasarımı yapılacak modüle ve bileşenlerine ait bir ön tasarım kararlaştırılmıştır. Akabinde, aft fan tasarım noktası ve tasarım dışı performans analizleri gerçekleştirilmiş, gerekli isterlerin sağlanıp sağlanamadığı incelenmiştir. Geometrik kısıtlar ışığında parçaların bir boyutlu akış yolu analizleri (free-vortex) yapılarak ilgili CAD programları kullanılarak parçalar modellenmiş olup bu modellenen parçalar daha sonrasında ANSYS ortamına aktarılmış ve buradaki sonuçlar ile analizler doğrulanmıştır. Analizleri doğrulanan bu parçalar daha sonra mekanik ve termal analizleri yapılarak ilgili mukavemet ve ısıl özelliklerine göre malzeme seçimi ve üretim yöntemleri planlanmıştır.

TEKNOFEST
HAVACILIK, UZAY VE TEKNOLOJİ FESTİVALİ

İÇİNDEKİLER

ÖZET	2
İÇİNDEKİLER	3
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	7
Akış yolu hesapları simgeleri	7
Rotor dinamiği hesapları simgeleri	8
Termal Hesaplar simgeleri	8
Alt simgeler	10
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	11
TABLolar DİZİNİ	14
1. Giriş.....	15
1.1. Aft Fan Nedir?.....	15
1.2. Aft Fan Kullanılan Motorlar.....	17
1.2.1. Aft Fan Bileşenleri.....	19
2. Performans Çevrim Analizi.....	24
3. 1D Akış Yolu Analizi	29
3.1.1. Türbin 1D akış yolu analizi.....	29
3.1.2. Boyutlandırma	34
3.1.3. Free Vortex Tasarımı.....	36
3.1.4. Kanat Geometrisi	38
3.1.5. Kanat Sayısı Belirlenmesi.....	39
3.2. Fan 1D Akış Yolu Analizi.....	41
3.2.1. Free Vortex Tasarımı.....	44
3.2.2. Kanat Tasarımı.....	49
3.2.3. Kanat Sayısı Belirlenmesi.....	49
4. İmalat Yöntemi.....	51
4.1. Ön Frame, Transition Duct Malzeme Seçimi ve İmalat Yöntemi.....	51
4.2. Türbin Stator Kademesi Malzemesi ve İmalat Yöntemi	52
4.3. Rotor Malzemesi ve İmalat Yöntemi	53
4.4. Arka Frame, Lüle Malzemesi ve İmalat Yöntemi	57
4.5. Mil Malzemesi ve Üretim Yöntemleri	58

5.Mekanik Tasarım ve Hesaplama Detayları	60
5.1. Mil Tasarımı	60
5.2.Rulman Tasarımı	64
5.2.1.Rulmanlı Yatak Malzemesi	67
5.2.2.Rulman Hesapları	68
5.2.3.Yataklama Sisteminde Ön Yükleme.....	70
5.2.4.Toleranslar ve Geçmeler	71
5.3. Rotor Gerilme Hesapları.....	72
5.3.1. Gerilme Hesaplamaları	72
5.3.2. Rotor Ömür Hesabı.....	77
6. Termal Hesaplamalar	78
6.1. Malzeme Sıcaklığı ve Termal Genleşme Hesaplamaları.....	78
6.1.1. Taşınım Katsayısının Hesabı	78
6.1.2 Yüksek Hızlı Akışlarda Hava Sıcaklığı Hesabı.....	80
6.2. Duct Sıcaklığı	80
6.2.1. İç ve Dış Yüzeylerden Geçen Havanın Taşınım Katsayısı Hesabı.....	80
6.2.2. Adyabatik Duvar Sıcaklığı Hesabı	83
6.2.3. Isıl Direnç Yazımı ve Gerçekleşen Toplam Isı Transferi Hesabı.....	83
6.2.4. Duct İç Yüzey Sıcaklığı ve Ortalama Malzeme Sıcaklığı Hesabı.....	84
6.2.5. Sonlu Elemanlar Analizi	85
6.2.6. Mühendislik Yaklaşımı.....	85
6.2.7. Uzama Hesabı	85
6.3. Dış Gövde Sıcaklığı.....	86
6.3.1. İç ve Dış Yüzeylerden Geçen Havanın Taşınım Katsayısı Hesabı.....	86
6.3.2. Adyabatik Duvar Sıcaklığı Hesabı	87
6.3.3. Isıl Direnç Yazımı ve Gerçekleşen Toplam Isı Transferi Hesabı.....	88
6.3.4. Gövde İç Yüzey Sıcaklığı ve Ortalama Malzeme Sıcaklığı Hesabı..	88
6.3.5. Sonlu Elemanlar Analizi	88
6.3.6. Mühendislik Yaklaşımı.....	88
6.3.7. Uzama Hesabı	89
6.4. Türbin Rotor Disk Sıcaklığı	89
6.4.1. Adyabatik Duvar Sıcaklığı Hesabı	91
6.4.2. Isıl Direnç Yazımı ve Gerçekleşen Toplam Isı Transferi Hesabı.....	91
6.4.3. Disk Dış Yüzey Sıcaklığı ve Ortalama Malzeme Sıcaklığı Hesabı...	91
6.4.4. Sonlu Elemanlar Analizi	92

6.4.5. Mühendislik Yaklaşımı.....	92
6.4.6.Uzama Hesabı.....	92
6.5. Türbin Rotor Kanatçık Sıcaklığı	92
6.5.1. İç ve Dış Yüzeylerden Geçen Havanın Taşınım Katsayısı Hesabı....	93
6.5.2. Adyabatik Duvar Sıcaklığı Hesabı	94
6.5.3. Isıl Direnç Yazımı ve Gerçekleşen Toplam Isı Transferi Hesabı.....	94
6.5.4. Kanatçık Yüzey Sıcaklığı ve Ortalama Malzeme Sıcaklığı Hesabı ..	95
6.5.5. Sonlu Elemanlar Analizi.....	95
6.5.6. Mühendislik Yaklaşımı.....	96
6.5.7. Uzama Hesabı.....	96
6.6. Türbin Stator Muhafaza Sıcaklığı	96
6.6.1. İç ve Dış Yüzeylerden Geçen Havanın Taşınım Katsayısı Hesabı....	96
6.6.2. Adyabatik Duvar Sıcaklığı Hesabı	97
6.6.3. Isıl Direnç Yazımı ve Gerçekleşen Toplam Isı Transferi Hesabı.....	97
6.6.4. Muhafaza İç Yüzey Sıcaklığı ve Ortalama Malzeme Sıcaklığı Hesabı	98
6.6.5. Sonlu Elemanlar Analizi.....	98
6.6.6.Mühendislik Yaklaşımı.....	99
6.6.7.Uzama Hesabı.....	99
6.7. Fan Sıcaklığı.....	99
6.7.1. Adyabatik Duvar Sıcaklığı Hesabı	100
6.7.2. Isıl Direnç Yazımı ve Gerçekleşen Toplam Isı Transferi Hesabı....	100
6.7.3. Fan Dış Yüzey Sıcaklığı ve Ortalama Malzeme Sıcaklığı Hesabı ..	100
6.7.4.Sonlu Elemanlar Analizi.....	101
6.7.5.Mühendislik Yaklaşımı.....	101
6.7.6. Uzama Hesabı.....	101
7. Yağlama Sistemi Tasarımı (Yağlama Konsepti Seçimi)	102
7.1. Uygun Yağın Seçilmesi.....	102
7.2. Kullanılan Motor Yağ Çeşitleri.....	103
7.3. Yağlama Sistemi Seçimi.....	103
8. Rotor Dinamiği Hesapları	107
8.1.Rotor Dinamiği El Hesapları	107
9. Maliyet ve Üretilebilirlik Analizi.....	113
10.Kavramsal Tasarımın Değerlendirilmesi	114
10.1.Montaj Edilebilirliğin Değerlendirilmesi ve Montaj Adımları	116

11. Sonraki Çalışmalar ve İş Planı Önerisi	118
12. Risk Analizi.....	119
12.1. Arızalar veya Kritik Durumlar	120
12.1.1 Yabancı Madde Hasarı (FOD).....	120
12.1.2. Sürünme (Creep).....	120
12.1.3. Kirlenme (Fouling)	120
12.1.4. Korozyon	120
12.1.5. Erozyon.....	121
12.1.6. Yorulma (Fatigue)	121
12.2 Arıza Analizi	121
12.3. Arıza Analizleri Çözüm Yöntemleri	122
13. Sonuç.....	123
14.Kaynakça.....	125
15. Ekler	127
15.1. Ek – 1.....	127
15. 2. Teknik Resimler	127



SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Akış yolu hesapları simgeleri

R : Genel gaz sabiti

$c_p(g)$: Yanmış gaz özgül ısısı

$c_p(a)$: Hava özgül ısısı

γ_a : Hava ısı sığası oranı

γ_g : Yanmış gaz ısı sığası oranı

γ_{nozzle} : Nozul çıkışı yanmış gaz ısı sığası

η : İzentropik verim

\dot{m} : Kütleli debi

δ : Yoğunluk

π_{fan} : Fan sıkıştırma oranı

T : Sıcaklık

ΔT : Sıcaklık farkı

C : Akış hızı

P : Basınç

T : İtme

λ_N : Nozul kayıp katsayısı (NLC)

\emptyset : Akış katsayısı

U : Mean blade speed

α : Akış açısı

β : kanat açısı

ψ : Kademe sıcaklık düşüm katsayısı

A : Alan

A_{2N} : Nozul boğaz alanı

N : Devir sayısı (RPM)

Ω : Açısal hız (rad/s)

r : Yarıçap

h : Kanat uzunluğu

M : Mach sayısı

Z_w : Zweifel sayısı

Λ : Reaksiyon derecesi

C_x : Chord uzunluğu

W : Güç

C_w : Whirl hızı

ε : Nominal hava sapması

n : Kanat sayısı

Rotor dinamiği hesapları simgeleri

k : Rijitlik katsayısı

w : Kütlesiz kritik açısal hız

Termal Hesaplar simgeleri

\bar{h} : Ortalama taşınım katsayısı

$\bar{h}_{iç}$: İç tarafta akan havanın ortalama taşınım katsayısı

$\bar{h}_{dış}$: Dış tarafta akan havanın ortalama taşınım katsayısı

k : Isı iletim katsayısı

\bar{Nu} : Ortalama Nusselt sayısı

L_c : Karakteristik boy

Re : Reynolds sayısı

ρ : Yoğunluk

C_p : Özgül ısı

μ : Dinamik viskozite

γ : Öz ağırlık

t : Kalınlık

r_1 : İç yarıçap

r_2 : Dış yarıçap

V : Hız

n : Proses tipine bağlı sabit

C : Reynolds sayısına bağlı sabit

m : Reynolds sayısına bağlı sabit

T_{aw} : Adyabatik duvar sıcaklığı

T_∞ : Akışkan sıcaklığı

r : Prandtl sayısına bağlı sabit

V_{rel} : Havanın duvara göre bağıl hızı

R_{iletim} : İletim direnci

$R_{taşınım,iç}$: İçerideki akıştan kaynaklı taşınım direnci

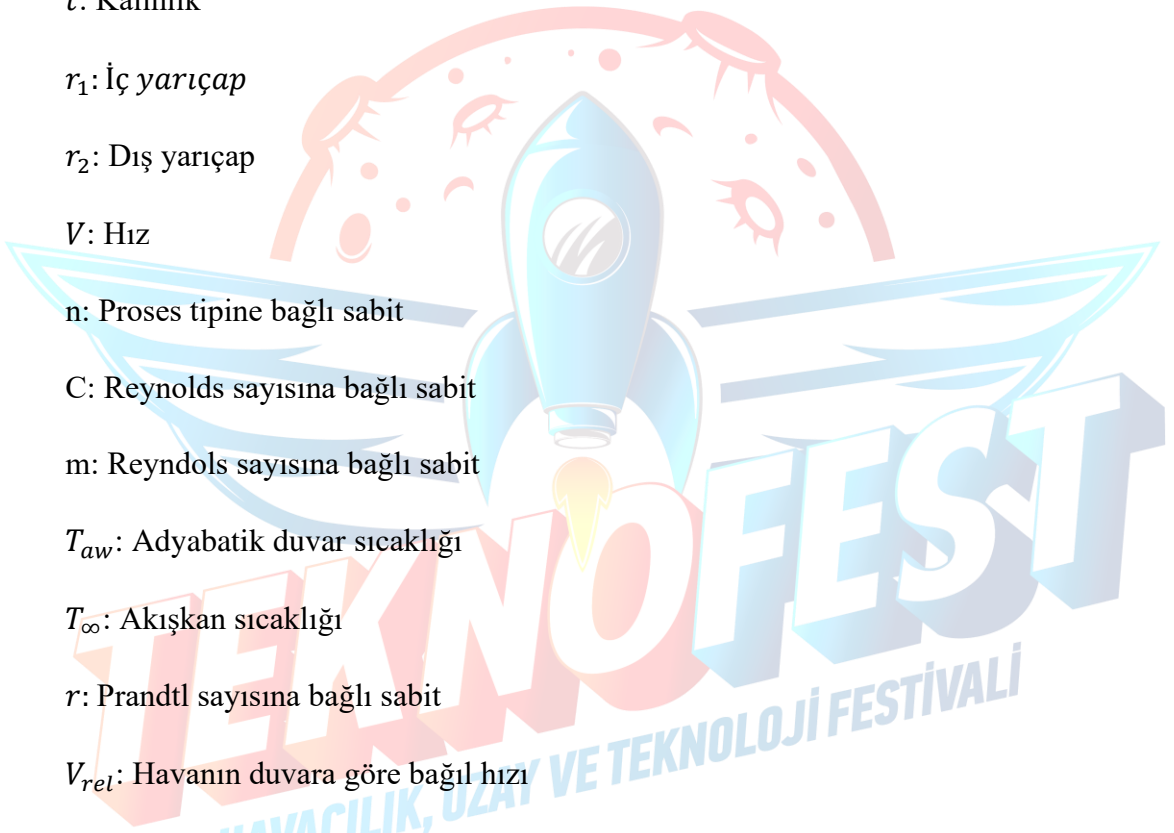
$R_{taşınım,dış}$: Dışarıdaki akıştan kaynaklı taşınım direnci

ΣR : Toplam direnç

Q_{toplam} : Toplam ısı transferi

$T_{akışkan,iç}$: İçeride akan havanın sıcaklığı

$T_{akışkan,dış}$: Dışarıda akan havanın sıcaklığı



$Q_{\text{taşınım,iç}}$: İçerideki akış için taşınım ile geçen ısı transferi

ΔL : Toplam deformasyon

α : Isıl genleşme katsayısı

L_0 : Malzemenin başlangıç boyu

Alt simgeler

1: Türbin ve fan 1. kademe

2: Türbin ve fan 2. kademe

3: Türbin ve fan 3. Kademe

4: Transition duct girişi

5: Transition duct çıkışı – türbin girişi

6: Türbin çıkışı – egzoz nozulu girişi

8: Fan girişi

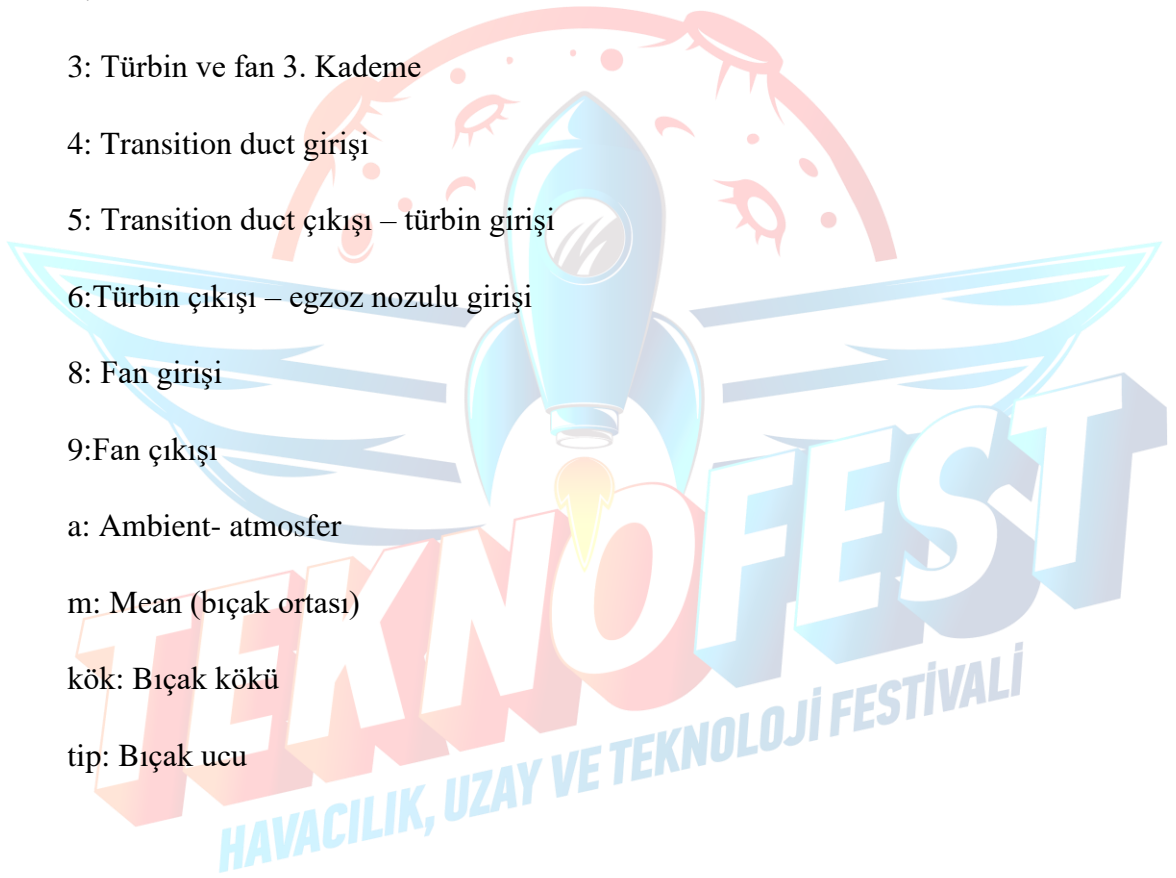
9: Fan çıkışı

a: Ambient- atmosfer

m: Mean (bıçak ortası)

kök: Bıçak kökü

tip: Bıçak ucu



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1. 1: John Blanton, Richard Novak, Linwood Wright, General Electric'in aft fan gelişimine katkı sağlayanlar	16
Şekil 1. 2: Aft fan sıcak – soğuk akış yolları	16
Şekil 1. 3: CJ805-3 Turbojet ve CJ805-21 Aft Fan Turbofan motorları performans karşılaştırılması	17
Şekil 1. 4: General Electric CF 700 Aft Fan Motoru	18
Şekil 1. 5: General Electric CJ-805-23 Aft Fan Motoru	18
Şekil 1. 6: Aft fan montaj teknik resmi patlatılmış görüntüsü.	19
Şekil 1. 7: Aft-Fan rotor örneği (CF 805-21)	20
Şekil 1. 8: Cf805-21 Blucket.....	20
Şekil 1. 9: Eksenel ve Radyal türbin örneği.....	22
Şekil 1. 10: Turbofan motoru fan bıçakları örneği.....	23
Şekil 1. 11: CJ805-21 Aft Fan Frame	23
Şekil 2. 1: Aft fan modülü kesiti	24
Şekil 2. 2: Aft fan performans çevrimi yerleşimi.....	24
Şekil 3. 1: Türbin kanatları ve hız üçgeni	30
Şekil 3. 2: Türbin kesiti.....	30
Şekil 3. 3: Smith diyagramı.....	31
Şekil 3. 4: Eksenel türbinlerde hız üçgeni.....	32
Şekil 3. 5: Önerilen hub/tip oranları.....	35
Şekil 3. 6: Türbin bıçak yerleşim ölçüleri.....	36
Şekil 3. 7: Annulus alanında hız ve basınç değişimi.....	36
Şekil 3. 8: Free vortex dizayn da hız üçgeni ve kanat pozisyonları.....	38
Şekil 3. 9: Kanat geometrisi	39
Şekil 3. 10: Zweifel sayısına göre kayıplar ve s/c oranı	40
Şekil 3. 11: Zweifel sayısına göre basınç dağılımı ve tanımı	40
Şekil 3. 12: Eksenel kompresör kanat ve hız üçgeni gösterimi.....	43
Şekil 3. 13: Mean yarıçapta hız üçgeni	44
Şekil 3. 14: Bir akış elemanının radyal dengesi.....	45
Şekil 3. 15: Fan kanat ucu hız üçgeni örneği	47
Şekil 3. 16: Fan kanat kökü hız üçgeni örneği	48

Şekil 3. 17: S/C hava sapma eğrileri grafiği	50
Şekil 4. 1: Eklemeli imalat öneği	52
Şekil 4. 2: hassas döküm yöntemi	53
Şekil 4. 3: Rotor Pale Frezeleme (TEI)	54
Şekil 4. 4: Savunma sanayisinde hassas döküm ile üretilen parçalar	54
Şekil 4. 5: CNC torna ile mil işleme	59
Şekil 5. 1: Mil serbest cisim diyagramı.....	60
Şekil 5. 2: Kuvvet-moment diyagramları.....	62
Şekil 5. 3: Yüzey düzgünlüğü faktörü.....	63
Şekil 5. 4: Rulman hareket elemanları.....	65
Şekil 5. 5: Rulmanlı yatakların sınıflandırılması.	65
Şekil 5. 6: Mil den gelen kuvvetlere karşı oluşan tepki kuvvetleri.....	66
Şekil 5. 7: X-düzeni, O-düzeni ve Tandem düzene örnekler.	67
Şekil 5. 8: kanat geometrisi ve santrifüj gerilme	73
Şekil 5. 9: Gas bending gerilme	75
Şekil 5. 10: Kesit modülü için yaklaşık kural	75
Şekil 5. 11: Bıçak eğimi (solda) ve merkezkaç dönüşü (sağda)	76
Şekil 5. 12: İnconel 718 Larson-Miller Grafiği	77
Şekil 6. 1: Duct Akış Geometrisi	81
Şekil 6. 2: Gövde Akış Geometrisi	86
Şekil 6. 3:Türbin Rotor Disk Akış Geometrisi	90
Şekil 6. 4:Kanatçık Akış Geometrisi.....	93
Şekil 7. 1: Yağlama sistemi temel özellikleri.....	102
Şekil 7. 2: Yağlama yöntemi 1.....	105
Şekil 7. 3: Yağlama yöntemi 2.....	106
Şekil 8. 1: Mil için serbest cisim diyagramı.....	107
Şekil 8. 2: Milin MESYS programındaki görüntüleri.....	108
Şekil 8. 3: Mil sehim grafiği.	109
Şekil 8. 4: Mil sehim grafiği (radyal).....	109
Şekil 8. 5: Mil kuvvetleri.	110
Şekil 8. 6: Mil momentleri.	110
Şekil 8. 7: Mil gerilmeleri.....	111
Şekil 8. 8: Mil eşdeğer gerilmesi.	111

Şekil 10. 1: Genel montaj görüntüsü.....	114
Şekil 10. 2: Aft fan montaj kesiti ve tarif edilmesi	115
Şekil 10. 3: Montaj kesit görünümü.....	116



TABLolar DİZİNİ

Tablo 2. 1: Performans çevrimi başlangıç değerleri	25
Tablo 2. 2: Performans çevrimi kabul değerleri.....	25
Tablo 3. 1: Türbin akış yolu başlangıç değerleri.....	29
Tablo 3. 2: Türbin akış yolu başlangıç kabulleri.....	29
Tablo 3. 3: Türbin free vortex değerleri.....	35
Tablo 3. 4: Türbin free vortex değerleri.....	38
Tablo 3. 5: Fan akış yolu başlangıç değerleri	41
Tablo 3. 6: Fan akış yolu başlangıç kabulleri	41
Tablo 3. 7: Fan boyutlandırılması	42
Tablo 3. 8: Fan free vortex değerleri.....	49
Tablo 4. 1: İnconel 718 sıcaklığa göre yoğunluk değeri.....	55
Tablo 4. 2: İnconel 718 sıcaklığa göre yoğunluk grafiği	56
Tablo 4. 3: İnconel 718 sıcaklığa göre elastite modülü değişimi	56
Tablo 4. 4: İnconel 718 sıcaklığa göre akma gerilmesi değişimi.....	57
Tablo 4. 5: İnconel 718 sıcaklığa göre thermal expansion değişimi.....	57
Tablo 4. 6: AISI 316 özellikleri	58
Tablo 4. 7: 1.2344 sıcak iş takım çeliği bileşenleri ve özellikleri.....	59
Tablo 5. 1 : Büyüklük faktörü.....	63
Tablo 5. 2 : Güvenirlik faktörü	63
Tablo 5. 3: Sıcaklık faktörü.....	64
Tablo 5. 4: Rulman çeliği özelliği.....	68
Tablo 5. 5: Statik - Dinamik Eşdeğer Yük Hesabı İçin X_o ve Y_o Değerleri (NSK).....	70
Tablo 6. 1: İçeriden Geçen Havanın Bilgileri	81
Tablo 6. 2: Dışarıdan Geçen Havanın Bilgileri.....	81
Tablo 6. 3: İçeriden Geçen Havanın Giriş Bilgileri	86
Tablo 6. 4: Dışarıdan Geçen Havanın Bilgileri.....	86
Tablo 6. 5: Dışarıdan Geçen Havanın Bilgileri.....	90
Tablo 6. 6: Alttan Geçen Havanın Bilgileri	93
Tablo 6. 7: Üstten Geçen Havanın Bilgileri.....	93

1.Giriş

1.1.Aft Fan Nedir?

Yarışma kapsamında bizlerden tasarımı beklenen aft fan modülü aslında bir turbojet motorunu turbofan motoruna dönüştüren ayrı bir şaftı olan ve bu kısımda bulunan LPT'nin ve fan kanatlarının dönüşü sayesinde itki üreten turbojet motor arkasına flanşlı bir bağlantı olarak tasarlanan bir modüldür. Bilindiği üzere dünyanın önde gelen motor üreticilerinden olan General Electric'in (GE) turbofan konseptine olan ilgisi 1940'larda Frank Whittle'dan aldıkları bir tasarıma dayanmaktadır. GE yine 1950'lerde bir fan motoru geliştirmek için de önemli çaba sarf etmiştir.

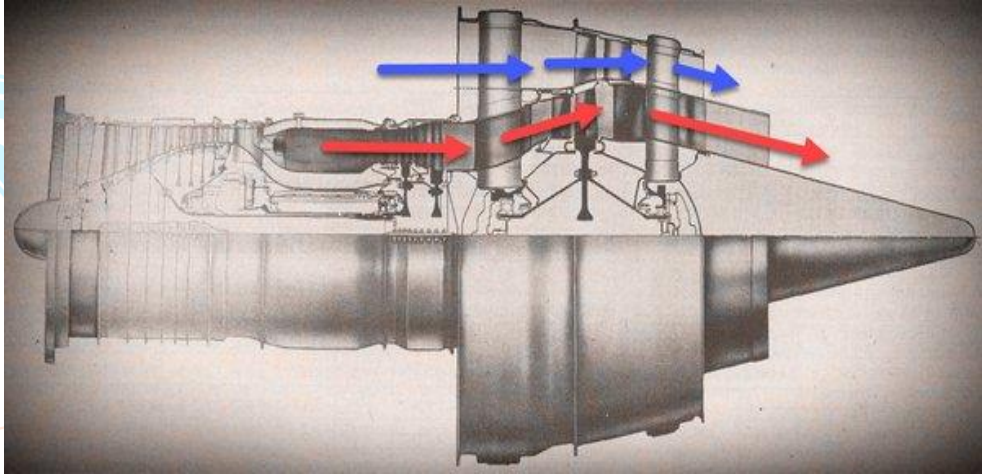
GE bünyesinde turbofan motorunun başlıca savunucusu olan Peter Kappus daha sonra bir arka fan konseptini uygulamaya başladı. Fikir, gaz jeneratörünün arkasına bağımsız olarak dönen bir fan rotoru kurmaktır. Gaz jeneratöründen çıkan egzoz, bu rotora monte edilmiş türbin kanatlarını çalıştıracak ve fan kanatları da türbin kanatlarının uçlarından uzayacaktır.

GE'nin bakış açısına göre arka fanın avantajı, yeni bir çekirdek motorun geliştirilmesinin gerekmemesiydi. GE, J-79'u veya neredeyse aynı anlama gelen ticari muadili CJ805'i kullanabilirdi. Bu motor, geçerli bir turbofan motoru için gereken özgül güce sahipti. Fan bileşeni çekirdek motorun arka tarafında olacağından ve mekanik olarak ona bağlı olmadığından, çekirdek motorun performansı veri olarak alınabilirdi. GE, 1956'da da deneysel bir aft fan motorunun geliştirilmesi için fon ayırdı ve aşağıda da resimlerini gördüğümüz mühendisleri bu tasarımı yapmaları için görevlendirdi. (Şekil 1.1)



Şekil 1. 1: John Blanton, Richard Novak, Linwood Wright, General Electric'in aft fan gelişimine katkı sağlayanlar

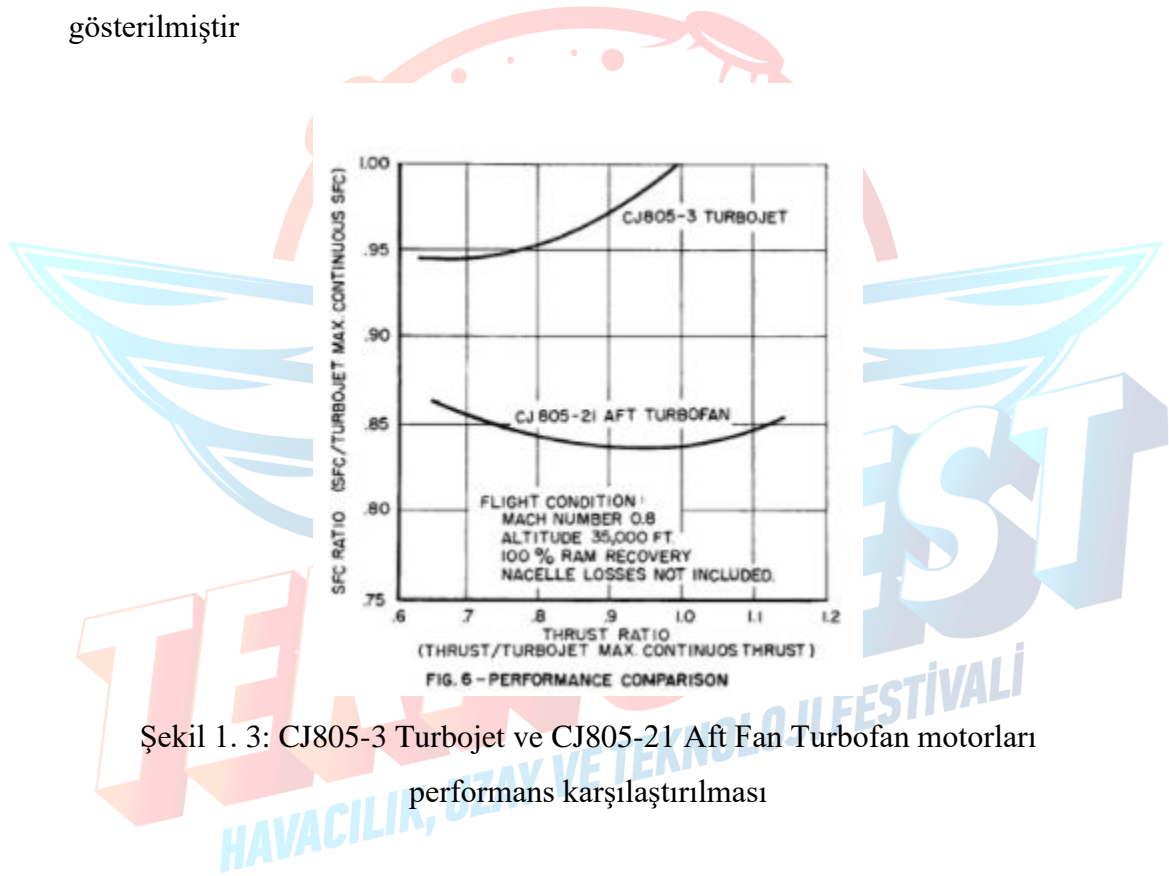
Bu modüldeki sıcak ve soğuk akış yolları da aşağıdaki Şekil 1.2'de gösterilmiş olup çalışma prensibi şu şekilde anlatılabilir:



Şekil 1. 2: Aft fan sıcak – soğuk akış yolları

Hava uçuş koşullarına göre çekirdek motorun kompresörüne girer ve burada basınçlanarak yanma odasına gönderilir. Yüksek basınca sahip hava yanma odasında jet yakıtı ile karışarak buji yardımı ile ateşlenir. Bu yanma sonucunda yüksek sıcaklık ve basınca sahip yanmış gaz elde edilir. Bu gaz HPT' ye güç vererek yüksek devirde dönüşünü sağlar. Şaft ile HPT' ye bağlanan kompresör güç kazanır ve bu şekilde çekirdek motorun devamlılığı sağlanır. HPT kademesinden çıkan egzoz gazı transition duct ile şaft bağlantısı bulunmayan aft fan modülüne aktarılır. Hala nispeten yüksek sıcaklık ve basınca sahip gaz LPT kademesinden geçerek rotorun dönüşünü sağlar. LPT kademesi çekirdek motordan daha yavaş devirlerde döner. Egzoz gazı LPT kademesinden

sonra egzoz nozulundan dışarı yüksek hızda bırakılır. Aynı rotor üzerinde bulunan fan kanatları da dönmüş olur. Dış atmosferden içeri alınan soğuk akış fan kademesinde basınçlanarak bypass havasını oluşturur. Basınçlı hava fan nozulundan dışarı yüksek hızda atılır. Dışarı atılan bu yüksek hızdaki akışlar motora gerekli olan itkiyi sağlar. Burada bypass havası kullanılmasının amacı egzozdan dışarı atılmakta olan atık enerjiyi tekrar bir türbin kademesine sokarak bypass havası ile motoru, jet motordan aft fan turbofan motoruna döndürmektir. Bu sayede atık gazdan ekstra itki elde edilmektedir. Bu itkiye ek olarak yakıt tasarrufu açısından turbofan ve turbojet motoru karşılaştırılması Şekil 1.3'te gösterilmiştir

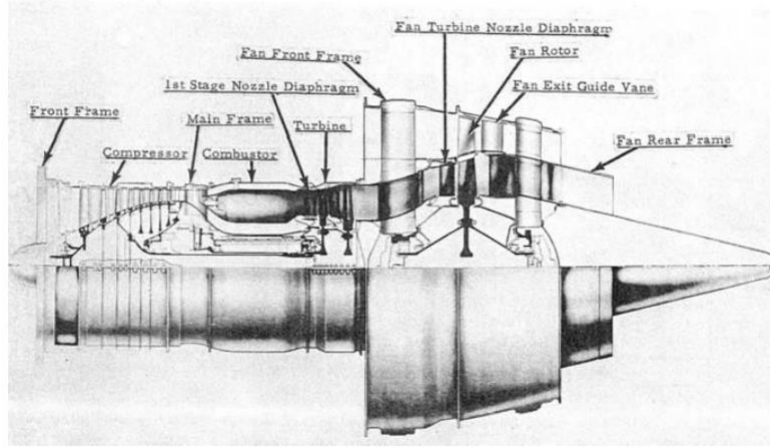


Şekil 1. 3: CJ805-3 Turbojet ve CJ805-21 Aft Fan Turbofan motorları performans karşılaştırılması

1.2Aft Fan Kullanılan Motorlar

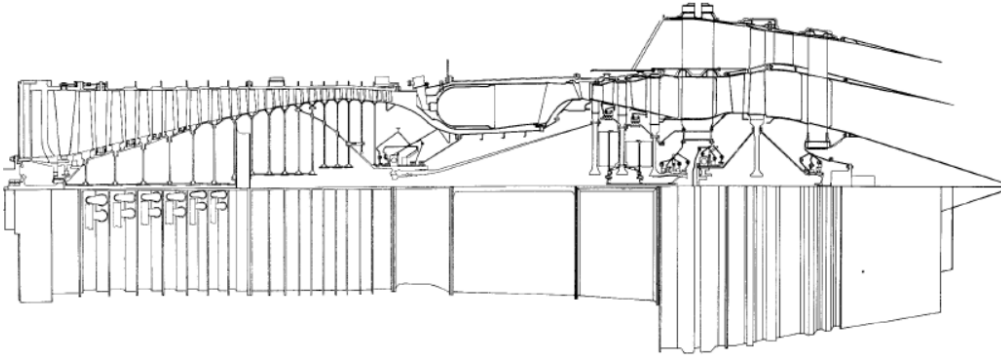
Yapılan literatür araştırmaları sonucunda aft fan kullanılan en önemli motorların CF 700 ve CJ-805-23 motorları olduğu görülmüştür. Yine aynı şekilde sektörün öncüsü olan ve aft fanın gelişimine büyük katkılar sağlayan GE'nin tasarımı olan bu motorlar ön fan tasarımına kadar kullanılmıştır. Aşağıda Şekil 1.4 ve Şekil 1.5'te sırasıyla bu motorlara yer verilmektedir.

GE CF700 AFTFAN



Şekil 1. 4: General Electric CF 700 Aft Fan Motoru

GE CJ805 AFTFAN



Şekil 1. 5: General Electric CJ-805-23 Aft Fan Motoru

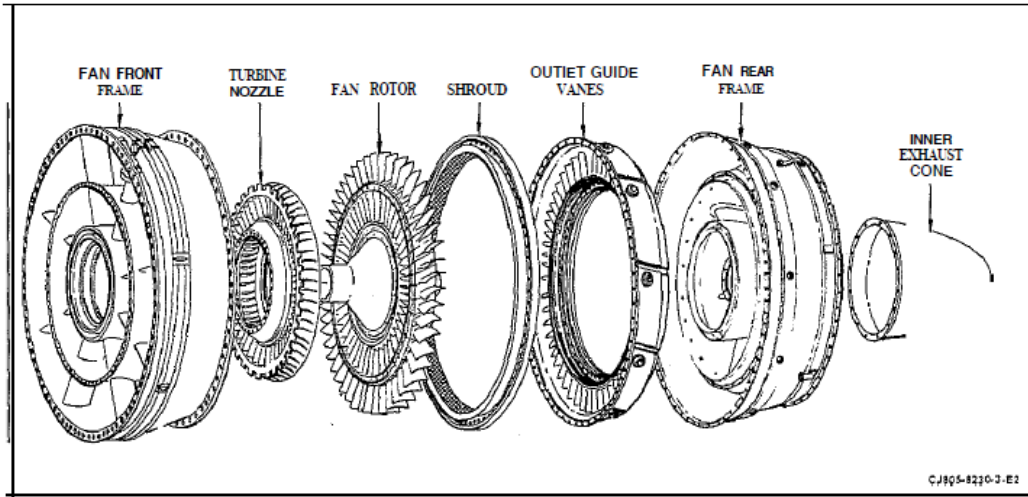
Yukarıda GE tarafından üretilmiş olan aft fan modülünün yer aldığı farklı iki tasarıma ait kesit detayları verilmiştir. Bu kesit detaylarından da anlaşılacağı üzere aft fan çekirdek motorun arka kısmında bulunan ve çekirdek motor ile hiçbir mekanik bağlantısı olmayan bir modüldür.

1.2.1 Aft Fan Bileşenleri

Aft fan belli başlı bölümlerden oluşmaktadır. Bu bölümler şu şekilde sıralanabilir:

- Fan front frame
- Türbine nozul
- Fan rotor
- Shroud
- Outlet guide vanes
- Fan rear frame
- Inner exhaust cone

Yukardaki bu bölümler aşağıda Şekil 1.6'te montaj teknik resminin patlatılmış görüntüsü olarak verilmiştir. Ayrıca bu parçalar hakkında genel bilgiler aşağıdaki şekildedir.



Şekil 1. 6: Aft fan montaj teknik resmi patlatılmış görüntüsü.

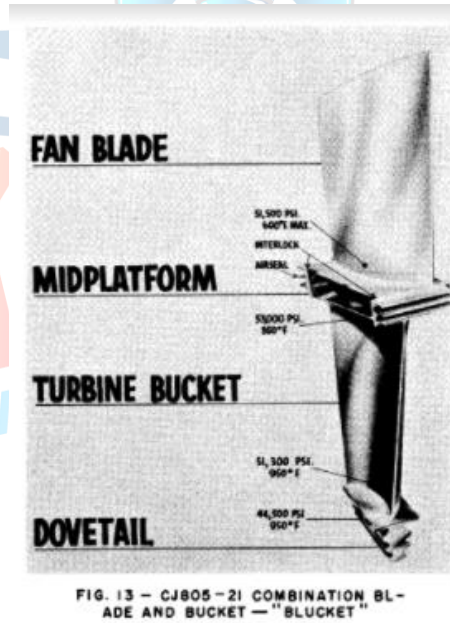
1.2.1.1. Rotor

Aft - Fan' ın en kritik bileşeni rotordur. Bu rotor türbin ve fan rotor kanatlarının eş merkezli bir kök kısmı üzerinde yekpare üretilmiş halidir. Kısaca türbin rotorunun üzerine bir shroud eklenir ve üzerine fan kanatları yerleştirilir. Fan ve

türbin kanatları aynı kanat kökü üzerinde tek parça olabileceği gibi farklı sayıda da üretilebilir. Aynı sayıda kanatlar tek tek rotorun üzerine montajlanırken; fan kanat sayısı farklı olan ve bizim de tasarımımızda kullandığımız yapı hassas döküm ile blisk şeklinde elde edilebilir.



Şekil 1. 7: Aft-Fan rotor örneği (CF 805-21)



Şekil 1. 8: Cf805-21 Blucket

Yukarıda Şekil 1.8'de tek kanat kökü üzerine birleştirilmiş türbin ve fan kanadı görülmektedir. Bu yapıya "Blucket" adı verilmiştir. Büyük motorlarda hassas döküm yöntemi ile elde etmek maliyetli olacağı için kanatlar ayrı ayrı rotor diskine montajlanır.

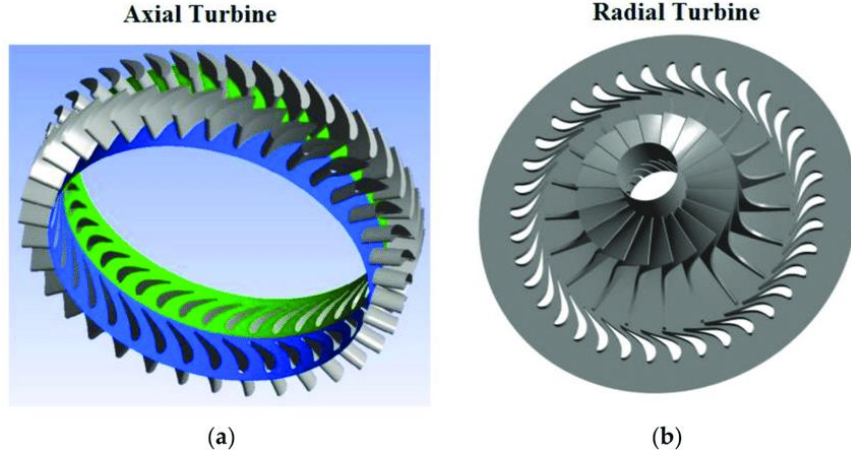
1.2.1.2. Türbin

Türbinler yanma odasından çıkan sıcak gazların enerjisini kullanarak şaft gücü elde etmeye yarayan sistemlerdir. Sıcak gazların entalpisi ile genişleme prosesi sonucu güç üretirler. Jet motorlarında türbin, kompresör ve fan dönüşü için gerekli gücü sağlar. Türbinler aksel akışlı ve radyal akışlı olmak üzere ikiye ayrılırlar. (Bkz. Şekil 1.9)

Tahrik torku üretmek için, türbin birkaç kademeden oluşabilir. Her kademedede bir sıra nozul kılavuz kanatçığı ve bir sıra hareketli pala görev alır. Kademe sayısı gaz akışından sağlanan gerekli güç, bunun üretilmesi gereken dönme hızı ve türbinin izin verilen çapı arasındaki ilişkiye bağlıdır. Şaft sayısı ve türbin sayısı motor tipiyle değişiklik gösterir. Yüksek sıkıştırma oranlı motorlar genellikle iki şafta sahiptir, yüksek ve alçak basınç kompresörlerini hareket ettirir. Stator, aksel yöndeki egzoz gazlarını türbin kanatlarına doğru yönlendirirken, egzoz gazlarının mutlak hızını ve kinetik enerjisini arttırmaktadır.

Stator ve türbin, aşırı yüksek termal yüklerle mücadele etmektedir. Türbin giriş sıcaklığını yükselterek, birim kütle akış hızı başına daha fazla itme meydana getirir. Türbin ayrıca aşırı yüksek açılarda da çalışır. Bu kriterler, motorun bu aşamasında kullanılan yeni malzemelerin ve soğutma tekniklerinin geliştirilmesini sağlamıştır. Küçük türbin kanatları bile, 100.000 rpm'e kadar dönerken, 550 santigrat derecenin üzerindeki sıcaklıklarda egzoz gazlarıyla karşılaşabilmektedir. Yüksek basınç, sıcaklık ve aksel bıçak hızları nedeniyle nikel bazlı süper alaşımlar sıklıkla kullanılmaktadır. Bu malzemeler, bu koşullar altında sürekli kullanımlarından dolayı **yüksek sürünme direncine** sahip olmalıdır. Çeşitli şirketler türbin kanatlarında kullanılmak üzere nikel-krom süper alaşımlarını geliştirmiştir.

Türbin kanadı tasarımı, itme oluşumunu iyileştirmek için belki de en kritik husustur. Türbin kanadı tasarımındaki amaç, türbin çıkışında bıçak boyunca her yerde aynı büyüklük ve yönde olan bir hız vektörü üretmektir.



Şekil 1. 9: Eksenel ve Radyal türbin örneği

1.2.1.3. Fan

Eksenel fanlar aslında eksenel kompresörlerdir. İçine aldığı havayı sıkıştırarak basınçlı hava yaratan sistemlerdir. Eksenel kompresörler esas olarak havanın paralel aktığı yapılardır. Yüksek verime sahiptirler. Ancak kademe başı basınç oranı düşüktür. Bu nedenle arka arkaya sıralanmış olarak kullanılabilirler. Günümüzdeki büyük boyutlu jet motorların hemen hemen hepsi eksenel kompresör kullanmaktadır. Turbofan motorlarındaki fan, çok büyük yükseklikte, geniş kirişte ve büyük bükümde daha az sayıda kanatlara sahip eksenel kompresör olarak kabul edilen bir eksenel sıkıştırma modülüdür. Fanlar da kompresörler gibi kademelerden oluşur. Inlet Guide Vane (IGV) ve Outlet Guide Vane (OGV) içerebilir. Yüksek devirlerde dönmelerinden dolayı yüksek gerilmelere maruz kalırlar. Küçük boyutlu motorlarda sıcaklığa maruz kalmadığı için alüminyum alaşımlarından yapılabilmektedir. Yüksek basınç oranına sahip jet ve turbofan motorlarda ise yüksek mukavemet ihtiyacından dolayı genellikle titanyum alaşımları tercih edilir.



Şekil 1. 10: Turbofan motoru fan bıçakları örneği

1.2.1.4. Frame

Fan çerçevesi, kaynaklı ve perçinlenmiş çelik bir tertibattır. Aft fanın dış kabuk sistemini oluşturur. Fan kademesinin OGV bıçaklarını, rulman yataklarını türbin stator kademesini, transition duct'ın ve lülenin sabitlenmesini sağlar. Saç parçaların büküldükten sonra, kaynaklanması ile üretilir. Mukavemeti sağlamak amacıyla federler bulundurulur.

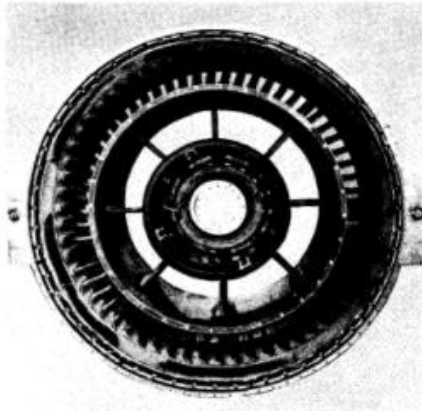


FIG. 11 - CJ805-21 AFT FAN FRAME ASSEMBLY

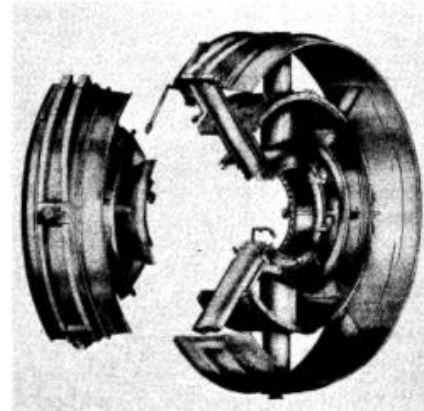


FIG. 10 - CUTAWAY OF CJ805-21 FAN FRONT FRAME

Şekil 1. 11: CJ805-21 Aft Fan Frame

- Kabul edilen akışkan değerleri deniz seviyesi şartları standart değerlerdir. Teknik şartname de verilen parametreler doğrultusunda kabuller yapılmıştır.
- Isı transferleri ihmal edilmiştir.
- Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir.
- Sürtünmeden kaynaklanan kayıplar ihmal edilmiştir.

Tablo 2. 1: Performans çevrimi başlangıç değerleri

Başlangıç değerleri		
Genel gaz sabiti (kJ/K)	R	0,287
Yanmış gaz özgül ısısı (kJ/kgK)	$c_p(g)$	1,148
Hava özgül ısısı (kJ/kgK)	$c_p(a)$	1,005
Hava ısı sığası oranı	γ_a	1,4
Yanmış gaz ısı sığası oranı	γ_g	1,33
Nozzle çıkışı yanmış gaz ısı sığası	γ_{nozzle}	1,37
Transition duct giriş sıcaklığı (K)	T_4	1045
Transition duct giriş basıncı (kPa)	P_4	191
Deniz seviyesi-fan giriş hava sıcaklığı (K)	$T_a = T_8$	288
Deniz seviyesi-fan giriş hava basıncı (kPa)	$P_a = P_8$	101,325
Sıcak gaz kütleli debi (kg/s)	$\dot{m}_{türbin}$	0,69
Fan havası kütleli debi (kg/s)	\dot{m}_{fan}	1,70

Tablo 2. 2: Performans çevrimi kabul değerleri

Kabul değerleri		
Türbin izentropik verimi	$\eta_{türbin}$	%90
Fan izentropik verimi	η_{fan}	%85
Nozzle izentropik verimi	η_{nozzle}	%97
Transition duct izentropik verimi	η_{duct}	%99
Fan sıkıştırma oranı	π_{fan}	1,6

Çekirdek motordan çıkan sıcak akış transition duct aracılığıyla aft fan türbin stator kademesine kadar taşınır. Bu taşıma esnasında akışta yaşanacak basınç kaybı transition duct izentropik verimi olarak verilmiştir. Bu değer kabaca %1 civarındadır. Transition duct çıkış basıncı;

$$P_{05} = P_{04} * \eta_{duct} = 189,09 \text{ kPa}$$

Transition duct bölümünde herhangi bir iş yapılmadığı için sıcaklık değeri sabit kabul edilir. Ancak gerçek bir motorda ısı transferi ile ısı kayıpları mevcuttur. Şu an ki temel hesaplamalar için ısı transferi ihmal edilmiştir. Daha sonra yapılacak olan analizler doğrultusunda bu kayıp hesaba dahil edilecektir.

$$T_{04} = T_{05} = 1045 K$$

Fan sıkıştırma oranı, verilen kriterler doğrultusunda ve yapılan iterasyonlarda LPT' den en fazla gücü çekebilmek için 1,6 olarak belirlenmiştir. Bu sıkıştırma oranı ile fan çıkış basıncı;

$$P_{09} = (P_{atm} = P_{08})\pi_f = 189,09 kPa$$

Fana, hava dış ortamdan deniz seviyesi şartlarında girer. Fanda yapılacak olan sıkıştırma işlemi sonucu gaz, ideal gaz yasaları gereğince ısı kazanır. Fan çıkış sıcaklığı fan verimi dikkate alınarak hesaplandığında;

$$T_{09} - T_{08} = \left(\frac{T_{08}}{\eta_{fan}} \right) \left[\frac{P_{09}}{P_{08}}^{(\gamma_g)-1/\gamma_{air}} - 1 \right] = 48,69 K$$

Buradan fan çıkış sıcaklığı hesaplanırsa;

$$T_{09} = T_{08} + 48,69 \Rightarrow T_{09} = 336,69K$$

Fan ile türbin birbirine eş merkezli ve birbirlerinin devamı niteliğindedir. Yani fan kanatlarının türbin kanatlarının devamı olması demek, fanın ihtiyacı olan gücü türbinden elde etmesi demektir. Bu nedenle fanın yaptığı iş, türbinin yaptığı işe eşittir.

$$W_T = W_F$$

$$\dot{m}_{türbin} c_p(g)(T_{06} - T_{05}) = \dot{m}_{fan} c_p(a)(T_{09} - T_{08})$$

$$T_{06} - T_{05} = \frac{\dot{m}_{fan} c_p(a) (T_{09} - T_{08})}{\dot{m}_{türbin} c_p(g)}$$

Türbin çıkış sıcaklığı;

$$T_{06} = 952,64K$$

Türbin verimi dikkate alınarak türbin çıkış basıncı:

$$\frac{P_{06}}{P_{05}} = \left[1 - \frac{1}{\eta_{nozzle}} \left(1 - \frac{T_{06}}{T_{05}} \right) \right]^{\gamma_g / (\gamma_g - 1)} = 0,62$$

$$P_{06} = P_{05} * 0,62 = 117,32 \text{ kPa}$$

Türbin çıkışı akışının şok olup, olmadığı kontrol edilirse:

$$\frac{P_{06}}{P_c} = \frac{1}{\left[1 - \frac{1}{\eta_{nozzle}} \left(\frac{\gamma_{nozzle} - 1}{\gamma_{nozzle} + 1} \right) \right]^{\lambda_{nozzle} / \lambda_{nozzle}^{-1}}} = 1,915$$

$$P_c = 61,26 \text{ kPa}$$

$P_c < P_a$ olduğundan akış şok değildir. Bu yüzden egzoz çıkış basıncı:

$$P_6 = P_a$$

Egzoz nozulu çıkışı sıcaklığı ;

$$\frac{T_{06}}{T_6} = \left(\frac{P_{06}}{P_6} \right)^{\gamma_{nozzle}^{-1} / \gamma_{nozzle}} = 1,04$$

$$T_6 = 898,03 \text{ K}$$

Egzoz nozulu çıkış akışının hızı;

$$C_6 = [2c_p(g)(T_{06} - T_6)]^{1/2} = 289,47 \text{ m/s}$$

Akış şok olmadığı için itki sadece gazın sahip olduğu hızdan kaynaklanır. Türbin çıkışı itkisi;

$$T_{türbin} = \dot{m}_{türbin} c_6 = 199,73 \text{ N}$$

Fan çıkışı akışımızın şok kontrolü;

$$\frac{P_{09}}{P_c} = \left(\frac{\gamma_a + 1}{2} \right)^{\gamma_a / \gamma_a - 1} = 1,893$$

$$P_c = 99,88 \text{ kPa Akış Şok değil}$$

$P_c < P_a$ olduğundan akış şok değildir. Bu yüzden fan nozulu çıkış basıncı:

$$P_9 = P_a$$

$$\frac{T_{09}}{T_9} = \left(\frac{P_{09}}{P_9} \right)^{\gamma_a^{-1} / \gamma_a} \Rightarrow T_9 = 296,55 \text{ K}$$

Fan nozulu çıkışı akış hızı;

$$C_9 = \left(2c_p(a) * (T_{09} - T_9) \right)^{1/2} = 284,03 \text{ m/s}$$

C_6 ve C_9 değerlerinin yakın gelmesi gerekmektedir. Çünkü türbin çıkış hızı olan C_6 değeri fazla olsaydı, eldeki kinetik enerjinin bir kısmının atmosfere atıldığı anlamına gelirdi. Yapılan hesapta iki değer neredeyse eşit gelmesi türbinden fana aktarılan gücün olabildiğince fazla olduğunun bir göstergesidir.

Fan nozulu çıkış hızından fan tarafından sağlanan itki değeri:

$$T_{fan} = \dot{m}_{fan} c_g = 482,85N$$

Toplam itki aft fan için fan ve türbin tarafından oluşturulmaktadır. Toplam itki ise:

$$T_{Toplam} = T_{fan} + T_{türbin} = 682,6 N \approx 153,45 lbf$$

Tasarlanan aft fan modülünün 150 lbf'lik tasarım kriterini karşıladığı ve bu değer üzerine çıktığı görülmektedir.

Aft fan gücü:

$$W_{Türbin} = \dot{m}_{türbin} c_p(g)(T_{06} - T_{05})$$

$$W_{Türbin} = 78,69 KW$$

Türbin tarafındaki işin, fan tarafındaki işe eşit olmasından dolayı toplam güç türbin gücünün iki katı kadar olmalıdır.

$$W_{Toplam} = 157,38 KW$$

3. 1D Akış Yolu Analizi

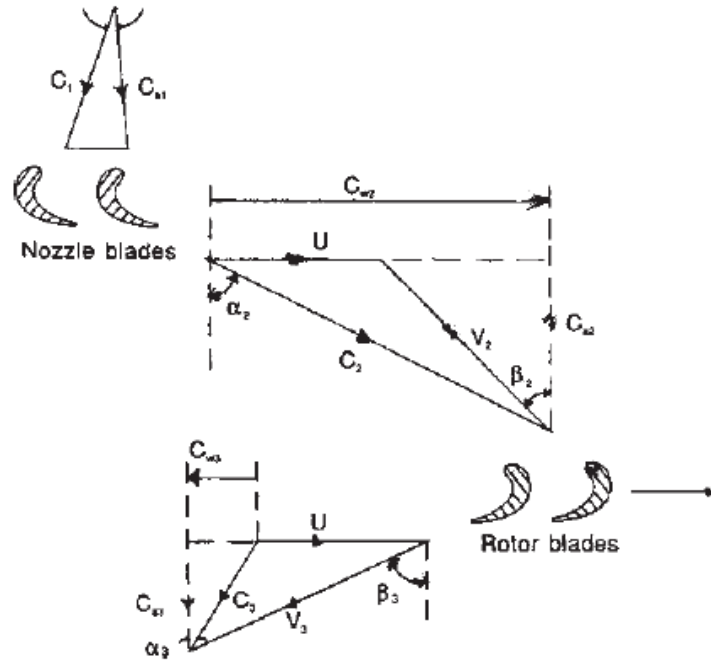
3.1.1. Türbin 1D akış yolu analizi

Tablo 3. 1: Türbin akış yolu başlangıç değerleri

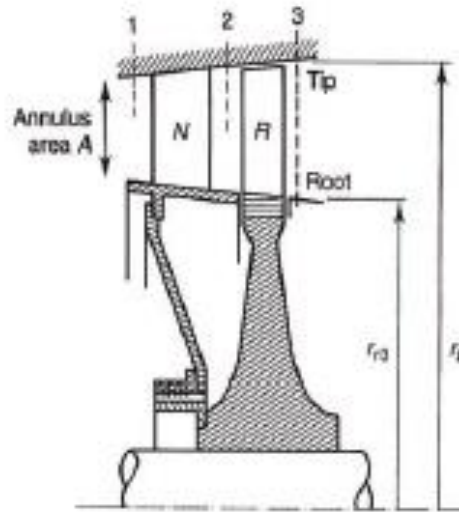
Başlangıç değerleri		
Stator giriş basıncı (kJ/K)	R	0,287
Yanmış gaz özgül ısısı (kJ/kgK)	$c_p(g)$	1,148
Yanmış gaz ısı sığası oranı	γ_g	1,33
Stator giriş sıcaklığı (K)	T_{01}	1045
Türbin çıkış basıncı (kPa)	P_{03}	117,32
Türbin sıcaklık farkı (K)	ΔT	99,34
Sıcak gaz kütleli debi (kg/s)	$\dot{m}_{türbin}$	0,69

Tablo 3. 2: Türbin akış yolu başlangıç kabulleri

Kabul edilen değerler		
Akış katsayısı	ϕ	0,8
Mean blade speed (m/s)	U	330
Stator giriş açısı (derece)	α_1	5^0
Rotor çıkış açısı (derece)	α_3	0^0
Nozzul Loss Coefficient (NLC)	λ_N	0,05
Türbin izentropik verimi	$\eta_{türbin}$	%90



Şekil 3. 1: Türbin kanatları ve hız üçgeni



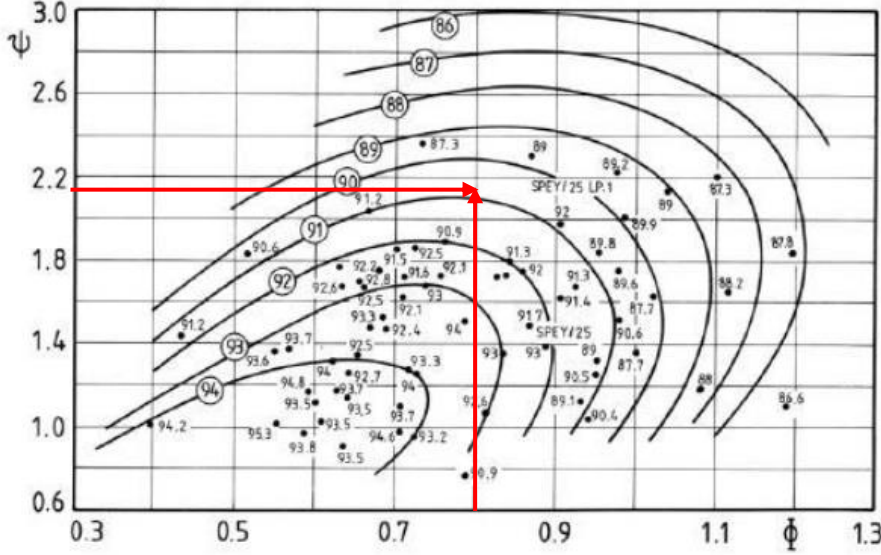
Şekil 3. 2: Türbin kesiti

Mean blade speed değeri, literatür tarafından tavsiye edilen 330 m/s olarak alınmıştır. Kütle akış değerinden, akışın aksenal hızına geçilirse;

$$\phi = \frac{C_a}{U} \Rightarrow C_a = 264 \text{ m/s}$$

Kademe sıcaklık düşüm katsayısı:

$$\psi = \frac{C_p * \Delta T}{U^2} = 2,09$$



Şekil 3. 3: Smith diyagramı

Smith diyagramında da görüldüğü üzere %90 türbin verimi için ψ ve ϕ değerleri **uygundur**.

Hız üçgenleri trigonometrik bağıntılardan:

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

Türbin çıkışı α_3 (swirl) değeri 0^0 derece olarak kabul edilmiştir.

$$\alpha_3 = 0^0 \Rightarrow \tan \alpha_3 = 0 = \left(\tan \beta_3 - \frac{1}{\phi} \right) \Rightarrow \frac{1}{\phi} = \tan \beta_3$$

$$\tan \beta_3 = 1,25 \Rightarrow \beta_3 = 51,34^0$$

Bu değerler kullanarak reaksiyon derecesi hesaplanırsa:

$$\tan \beta_3 = \frac{1}{\phi}(1/2 \psi + 2\Lambda) \Rightarrow \Lambda = 0,476$$

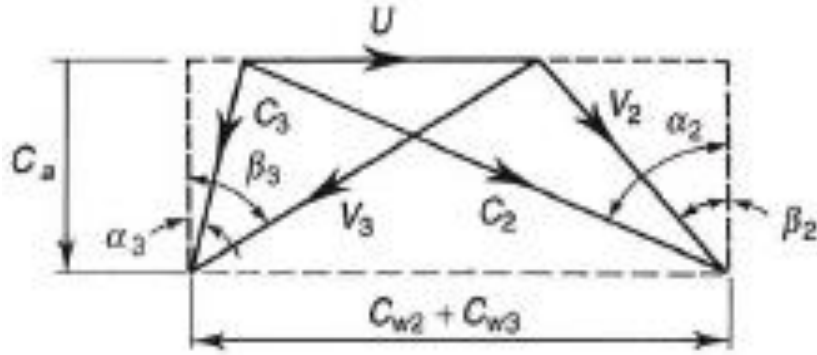
Reaksiyon derecesi literatürde yaklaşık olarak 0,5 olmalıdır. Çıkış ve giriş açılarında negatif değerlerden kaçınmak istenir. Negatif değerler stator kademesinde genişleme; rotorda sıkıştırma anlamına gelir ve kayıplar artar. Şu an için 0,476 değeri uygun görülmüş ve hesaplara devam edilmiştir.

$$\tan \beta_2 = \frac{1}{2\phi} \left(\frac{1}{2}\psi - 2\Lambda \right) = 0,06$$

$$\beta_2 = 3,38^\circ$$

$$\tan \alpha_2 = \tan \beta_2 + \frac{1}{\phi} = 1,31$$

$$\alpha_2 = 52,62^\circ$$



Şekil 3. 4: Eksenel türbinlerde hız üçgeni

Stator rotor arası eksenel akış hızı:

$$C_{a1} = C_{a2} = C_{a3}$$

Kabulü ile:

$$C_{a2} = U\phi = 264 \text{ m/s}$$

$$C_2 = \frac{C_{a2}}{\cos \alpha_2} = 434,88 \text{ m/s}$$

Çıkış hızının sıcaklık eşdeğeri:

$$T_{02} - T_2 = \frac{C_2^2}{2C_p} = 82,37K$$

$$T_{02} = T_{01} = 1045K$$

$$T_2 = 962,62 K$$

$$T_2 - T_2' = \lambda_N \frac{C_2^2}{2C_p} = 4,12K$$

$$T'_2 = 958,51K$$

Bu sıcaklık değeri izentropik bağıntıda yerine koyularak P_2 değeri elde edilirse:

$$\frac{P_{01}}{P_2} = \left(\frac{T_{01}}{T'_2} \right)^{\gamma/\gamma-1}$$

$$P_2 = 133,49kPa$$

Stator çıkışı akışının şok olup olmadığı kontrol edilirse:

$$\frac{P_{0,1}}{P_{cr}} = \left(\frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\gamma/\gamma-1} = 1,85$$

$$\frac{P_{01}}{P_2} = 1,416$$

$$\frac{P_{01}}{P_{cr}} > \frac{P_{01}}{P_2} \text{ Olduğu için akış boğulmamıştır.}$$

Buradan boğaz alanındaki yoğunluk:

$$\delta_2 = \frac{P_2}{RT_2} = 0,483 \text{ kg/m}^3$$

2. kademedeki anulus alanı;

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{\delta_2 C_{a2}} = 0,0054m^2$$

Nozulların ihtiyaç duyduğu boğaz alanı:

$$A_{2N} = A_2 \cos \alpha_2 = 0,032m^2$$

Stator giriş alanını hesaplamak için giriş ve çıkış kinetik enerjisinin sıcaklık eşdeğerleri, $\alpha_1 = 5^\circ$ kabulü ile tasarıma başlanmıştır. Buradan 1. Kademe için sıcaklık ve basınç değerleri:

$$C_1 = \frac{C_{a1}}{\cos \alpha_1} = 265 \text{ m/s}$$

$$T_1 = T_{01} - \frac{C_1^2}{2C_p} = 1014,41 \text{ K}$$

$$\frac{P_1}{P_{01}} = \left(\frac{T_1}{T_{0,1}} \right)^{\gamma/\gamma-1} \Rightarrow P_1 = 167,75kPa$$

Buradaki gazın yoğunluğu:

$$\delta_1 = \frac{P_1}{RT_1} = 0,576 \text{ kg/m}^3$$

1.kademe alanı:

$$A_1 = \frac{\dot{m}}{\delta_1 C_{a1}} = 0,0045 \text{ m}^2$$

Çıkış yani 3. kademe için hesaba devam edilirse:

$$\alpha_3 = 0^\circ \text{ kabulü ile } C_3 = \frac{C_{a3}}{\cos \alpha_3} = 264 \text{ m/s}$$

Performans çevriminden elde edilen giriş ve çıkış arası sıcaklık düşümü değerini uygulayarak türbin rotor çıkışı sıcaklık değeri elde edilir:

$$T_{03} = T_{01} - \Delta T = 945,66 \text{ K}$$

Çıkış hızına bağlı olarak kademe sıcaklık ve basınç değerleri:

$$T_3 = T_{0,3} - \frac{C_3^2}{2C_p} = 915,3 \text{ K}$$

$$\frac{P_3}{P_{03}} = \left(\frac{T_3}{T_{0,3}} \right)^{\gamma/\gamma-1} \Rightarrow P_3 = 103 \text{ kPa}$$

Yoğunluk değeri:

$$\delta_3 = \frac{P_3}{RT_3} = 0,39 \text{ kg/m}^3$$

$$A_3 = \frac{\dot{m}}{\delta_3 C_{a3}} = 0,0066 \text{ m}^2$$

3.1.2. Boyutlandırma

Türbin ve fan rotoru eş merkezli, birleşik olduğu için tek bir devir sayısı ile döner. Yapılan Excell iterasyonunda fan ve türbin boyutlandırılması için devir sayısı 50000 rpm olarak seçilmiştir. Mean yarıçapı bu devir sayısına göre şekillendirilirse:

$$U = 2\pi N r_m \Rightarrow r_m = \frac{Um}{2\pi N}$$

$$r_m = 63,02 \text{ mm}$$

Olarak bulunur. Alan hesapları kullanılarak blade yükseklikleri hesaplanırsa:

$$A = 2\pi r_m h$$

$$h = \frac{A}{2\pi r_m}$$

$$r_{tip} = r_m + (h/2)$$

$$r_{hub} = r_m - (h/2)$$

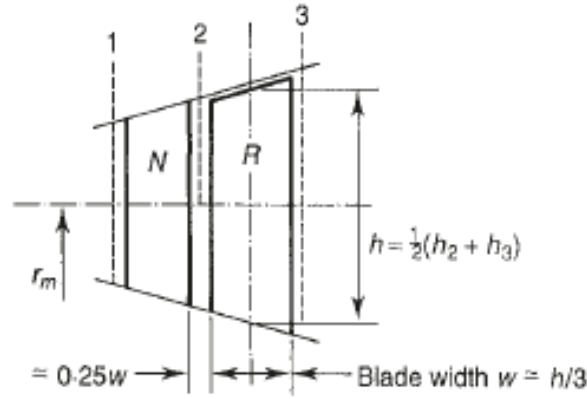
Tablo 3. 3: Türbin kademe alanları ve yarıçapları

	1. kademe	2. kademe	3. kademe
Alan (m ²)	0,0045	0,0054	0,0066
Bıçak yüksekliği (mm)	11,45	13,65	16,85
r _{tip} (mm)	68,75	69,85	71,45
r _{hub} (mm)	57,29	56,19	54,59
Hub/tip oranı	0,83	0,80	0,76

$M_1 < 0.2$ for HPT
 $M_3 < 0.40 - 0.50$ ($\Pi = 3-4$, transonic stage)
 $M_3 < 0.30 - 0.35$ ($\Pi = 2-3$, subsonic stage)
 $R_h/R_t \approx 0.9$ for HPT
 $R_h/R_t \approx 0.75-0.85$ for LPT front stage
 $R_h/R_t \approx 0.76$ for LPT rear stage

Şekil 3. 5: Önerilen hub/tip oranları

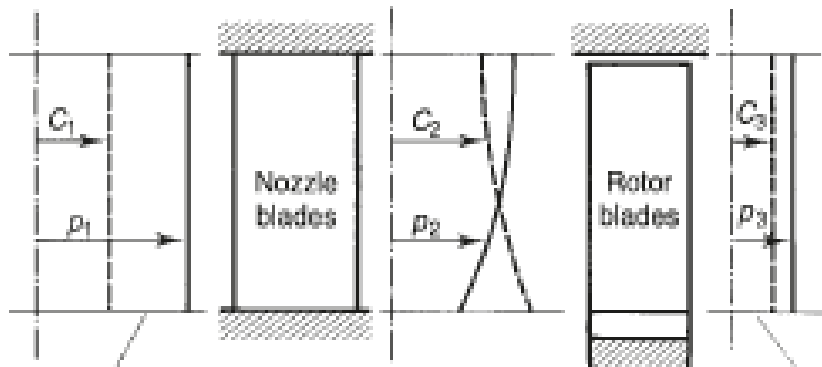
LPT için hesaplanan hub/tip oranının, literatürdeki LPT için önerilen 0.76 değerine **uygun** olduğu görülmektedir.



Şekil 3. 6: Türbin bıçak yerleşim ölçüleri

3.1.3. Free Vortex Tasarımı

Kanat tasarımı yapılırken kanat hızlarının kökten uca artan yarıçap ile değişmediğini kabulü ilgili tasarımda kayıplara yol açar. Diğer bir neden ise, nozullardan çıkan akıştaki girdap bileşeninin, halka boyunca statik basınç ve sıcaklığın değişmesine neden olmasıdır. Bu nedenlerden dolayı kanat hızı sabit kabul edilmemelidir. Bunun yerine Free Vortex tasarımı ile bükümlü, yani girdap kanadı tasarımı yapılmalıdır. Buhar türbini uygulamalarında düşük basınç türbinleri haricindeki türbinlerde bu tasarım maliyet ve düz kanatların neden olduğu verim kayıpları toleranslar içerisinde kalması nedeniyle genellikle yapılmaz. Çünkü kanatları kökten uca bükümlü olarak üretmek ekstra maliyetleri beraberinde getirecektir. Ancak gaz türbini tasarımında maliyetin yanında mümkün olan en yüksek verim gerekli olduğu için bükümlü kanat teorisi sıklıkla kullanılır.



Şekil 3. 7: Annulus alanında hız ve basınç değişimi

Free Vortex tasarımı için kabuller:

- Annulus alanı boyunca h_0 entalpi değişimi yoktur.
- Eksenel hız annulus alanı boyunca sabittir.
- Dönme hızı (whirl velocity) yarıçapla ters orantılıdır.

Mean yarıçap hesaplarında bulunan değerlerden yola çıkarak 2. ve 3. kademelerdeki mean yarıçap hub/tip oranlarını bulunursa;

$$\left(\frac{r_m}{r_r}\right)_2 = 1,12 \quad \left(\frac{r_m}{r_r}\right)_3 = 1,15$$

$$\left(\frac{r_m}{r_t}\right)_2 = 0,9 \quad \left(\frac{r_m}{r_t}\right)_3 = 0,88$$

$$\frac{U_m}{Ca_2} = \frac{U_m}{Ca_3} = \frac{1}{\phi} = 1,25$$

Herhangi bir yarıçaptaki α_2 değeri, mean yarıçap ve mean yarıçaptaki α_{2m} değeri ile şu şekilde bağıntılıdır:

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

Aynı şekilde çıkış swirl değeri de ifade edilebilir:

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

Yanmış gaz rotor bıçaklarına β_2 açısıyla girer. Bu değer;

$$\tan \beta_2 = \left(\frac{r_m}{r}\right)_2 \tan \alpha_{2m} - \left(\frac{r}{r_m}\right)_2 \frac{U_m}{Ca_2}$$

Buna benzer olarak β_3 değerleri :

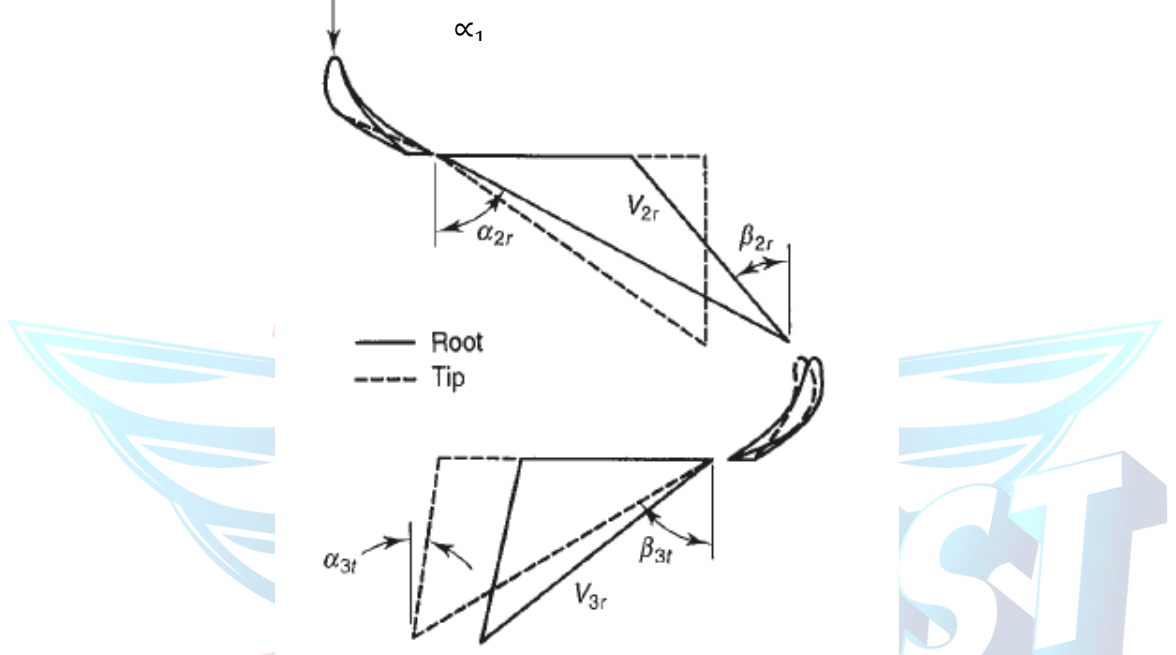
$$\tan \beta_3 = \left(\frac{r_m}{r}\right)_3 \tan \alpha_{3m} + \left(\frac{r}{r_m}\right)_3 \frac{U_m}{Ca_3}$$

Bu formülasyonları tasarıma uygularsak :

Tablo 3. 4: Türbin free vortex değerleri

	α_2	β_2	α_3	β_3
kök	55,73°	19,47°	0°	47,27°
mean	52,62°	3,37°	0°	51,34°
tip	49,74°	-11,55°	0°	54,8°

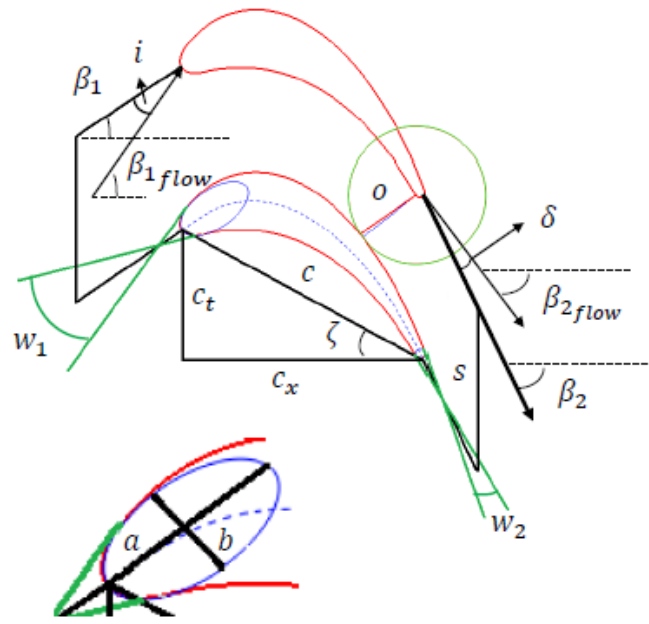
Olarak elde edilir.



Şekil 3. 8: Free vortex dizaynında hız üçgeni ve kanat pozisyonları

3.1.4. Kanat Geometrisi

Düşük basınç türbinleri için literatür taraması yapılmış ve tasarlanacak olan aft an modülü için en uygun kanat geometrisinin **NACA4412** serisi olduğu görülmüştür. Kanat geometrisi, akış yolu hesaplarına göre konumlandırılarak SolidWorks programı üzerinde tasarlanmıştır.

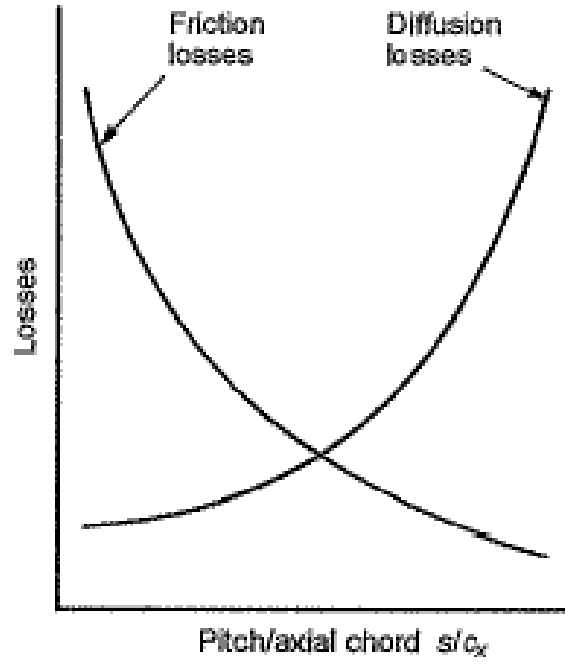


Details of leading edge

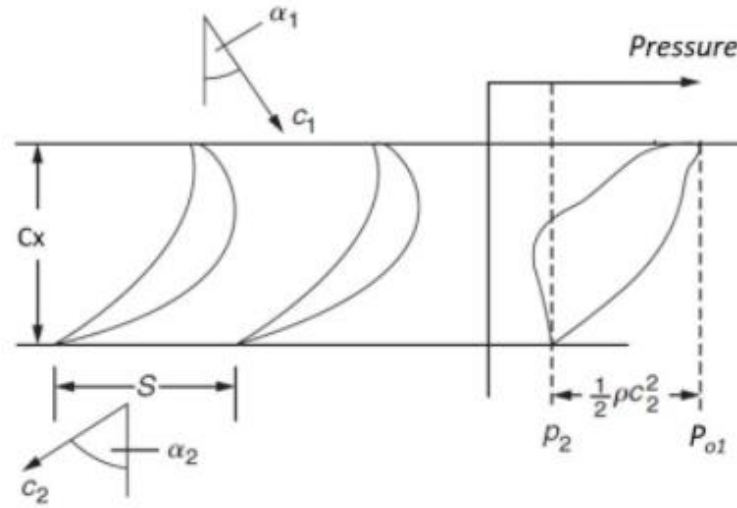
Şekil 3. 9: Kanat geometrisi

3.1.5. Kanat Sayısı Belirlenmesi

Eksenel akışlı türbinlerde kanat sayısı genellikle Zweifel kriteri tarafından belirlenir. Zweifel yükleme katsayısı teğetsel kuvvetin kanat kademesindeki ideal kuvvete oranı olarak tanımlanabilir. Gerçek ve ideal arasındaki blade hızı (U) başına aerodinamik güç oranını ifade eder. Kayıp seviyelerini minimumda tutmak için gereken kanat sayısını Zweifel sayesinde bulabiliriz.



Şekil 3. 10: Zweifel sayısına göre kayıplar ve s/c oranı



Şekil 3. 11: Zweifel sayısına göre basınç dağılımı ve tanımı

$$Zw = \frac{\dot{m}(C_{\theta 2} - C_{\theta 1})}{hc_x(P_{01} - P_2)} = 2 (s \cdot c_x)(\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1) \cos^2(\alpha_2)$$

Günümüzde rotor kademesi için yüksek verimli bıçaklar sayesinde Zweifel sayısı 1.0 , 1.1 gibi değerler alabilir ancak uç kısımları için kısıtlamalar bulunur.

Stator için ise genelde 0,8' i geçmemesi tavsiye edilir. Şu an ki aşamada stator ve rotor kademesindeki kanat sayıları eşit olarak kabul edildiği için Zweifel sayı 0,8 olarak alınabilir. Kanat chord uzunluğu = $C_x=10$ mm kabulü ile gerekli hesaplamaların ardından; $S=8,30$ olarak bulunur. Rotor alanı (A_3) değerinden rotor çevre uzunluğu elde edilip kanat arası mesafe olan S değerine bölünürse kanat sayısı elde edilir. (Çevre uzunluğu: 289.6 mm)

Buradan kanat sayısı 32,59 olarak bulunur. Bu da 33 kanat demektir.

3.2. Fan 1D Akış Yolu Analizi

Tablo 3. 5: Fan akış yolu başlangıç değerleri

Başlangıç değerleri		
Genel gaz sabiti (kJ/K)	R	0,287
Atmosfer basıncı- fan giriş basıncı (kPa)	$P_a = P_1$	101,325
Atmosfer sıcaklığı- fan giriş sıcaklığı (K)	$T_a = T_1$	288
Hava özgül ısısı (kJ/kgK)	$c_p(a)$	1,005
Hava ısı sığası oranı	γ_a	1,4

Tablo 3. 6: Fan akış yolu başlangıç kabulleri

Fan başlangıç kabulleri		
Basınç oranı	π_{fan}	1,6
Sıcaklık farkı (K)	Δ_T	48,69
Kütleli debi (kg/s)	\dot{m}_{fan}	1,7
İzentropik verim	η_{fan}	0,85
Fan giriş havası hızı	$Mach$	0,7
Reaksiyon derecesi	Λ	0,5
İş faktörü	λ	0,96

Fan hesabına başlarken öncelikle verilen sınır boyutlarına göre kök ve tip yarıçapları belirlenmiştir. Türbin hesabında belirlenmiş olan 54,6 mm yarıçapa

sahip rotor kökü üzerine 16,85 mm'lik türbin kanadı konumlandırılmıştır. Sızdırmazlık ve fan kanat kökü olması amacıyla 3 mm'lik shroud eklenmiştir. Bu nedenle fan kök yarıçapı:

$$r_{kök} = 0,0546 + 0,01685 + 0,003 = 0,07445 \text{ m}$$

Tasarım kriteri olan 230 mm'lik çap isteri göz önüne alındığında dış frame sisteminin flanş bağlantısını ve 0,7'lik saç kalınlığını düşünerek r_{tip} değeri 107 mm olarak kabul edilmiştir. Buradan kanat yüksekliği:

$$h_{fan} = r_{tip} - r_{kök} = 0,03255 \text{ m}$$

Kök yarıçapına blade yüksekliğinin yarısı eklediğinde r_{mean} değeri elde edilmiş olur:

$$r_{mean} = 0,07445 + \frac{0,03255}{2} = 0,090725 \text{ m}$$

Tablo 3. 7: Fan boyutlandırılması

Fan boyutlandırılması		
Fan rotor mean yarıçapı	r_{mean}	90,72 mm
Fan rotor kök yarıçapı	$r_{kök}$	74,45 mm
Fan rotor tip yarıçapı	r_{tip}	107,00 mm
Fan kanat uzunluğu	h	32,55 mm

Giriş Mach sayısı 0,7 olarak kabul edilmiştir. Buradan giriş eksenel hızı:

$$M = \frac{V_1}{\sqrt{\gamma * R * T}} \Rightarrow V_1 = C_a = 238,12 \text{ m/s}$$

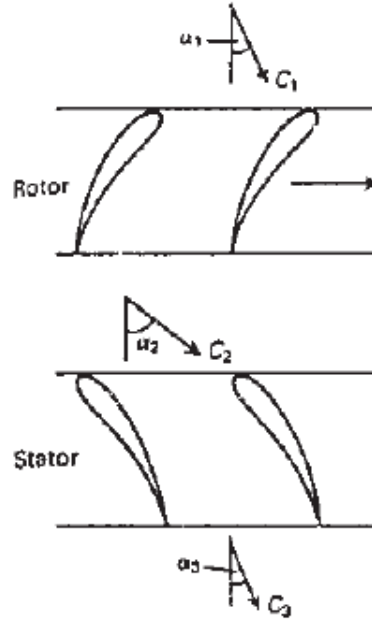
Fan ve türbin rotoru aynı kök üzerinde döndüğü için eşit devir sayısına sahiptir. Mean blade hızı r_m ve devir sayısına bağlı olduğu için:

$$U_{mean} = 2\pi N r_m = 477,58 \text{ m/s}$$

Bu değerden akış katsayısı:

$$\phi = \frac{C_a}{U} = \frac{239,12}{477,58} = 0,5$$

Olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3. 12: Eksenel kompresör kanat ve hız üçgeni gösterimi

1.ve 2 . kademe arasındaki sıcaklık artışı:

$$T_2 - T_1 = \frac{\lambda U C_a}{c_p} (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)$$

Veriler yerine koyulduğunda :

$$\tan \beta_1 - \tan \beta_2 = 0,448 \quad (\text{denklem 1})$$

Fan tasarımında reaksiyon derecesi, toplam basınç artışının iki kanat tipine dağılımını gösterir. Belirli bir reaksiyon derecesinin seçimi, hız üçgenlerini, sıvı sürtünmesini ve diğer kayıpları etkilemesi bakımından önemlidir.

$$\Lambda = \frac{\text{rotordaki statik entalpi artışı}}{\text{tüm kademedeki statik entalpi artışı}}$$

Olarak tanımlanabilir.

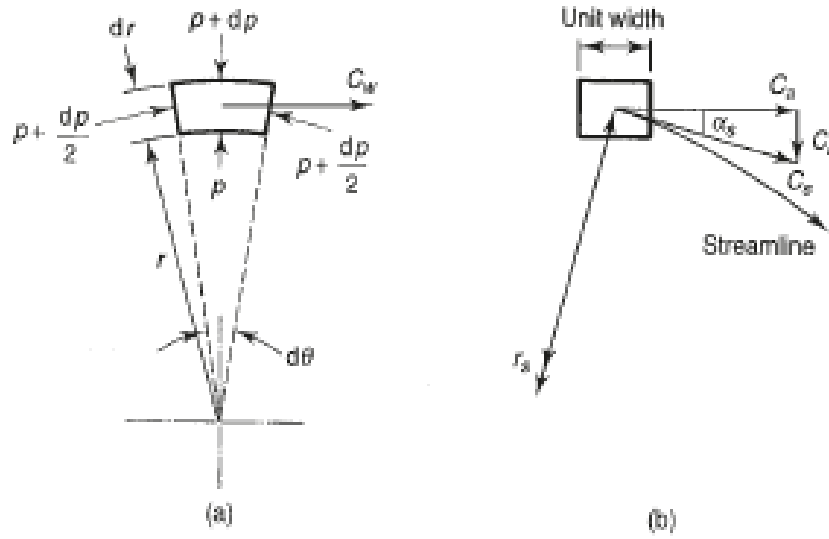
Hız üçgeni bağıntıları kullanılarak reaksiyon derecesi şu şekilde dizayn edilebilir:

$$\Lambda = \frac{C_a}{U} (\tan \beta_1 + \tan \beta_2)$$

Genellikle reaksiyon derecesi %50'ye eşit olarak ayarlanır. [2]

vektörlerinin büyüklük olarak değişmesine neden olacaktır ve bunlar da hız üçgenlerinin şeklini etkiler. Bundan, ortalama çaptaki hava açılarının, bir bıçak sırasının kökü ve ucundakileri temsil etmekten uzak olacağı sonucu çıkar. Yüksek verimlilik için kanat açılarının tüm yarıçaplarda hava açılarıyla yakından eşleşmesi önemlidir ve bu nedenle kanat, değişen hava açlarına uyacak şekilde kökten uca bükülmelidir. Akış üzerinde radyal yöndeki atalet kuvvetleri üç sebepten dolayı ortaya çıkar;

- Çevresel akışla ilişkili merkezci kuvvet
- Eğri akım çizgisi boyunca akışla ilişkili merkezci kuvvetin radyal bileşeni
- Akım çizgisi boyunca doğrusal ivmeyi üretmek için gereken kuvvetin radyal bileşeni



Şekil 3. 14: Bir akış elemanının radyal dengesi

Gösterilen radyal denge yaklaşımı sonucu free vortex eşitliklerine geçilmiş ve şu hesaplamalar yapılmıştır;

Mean değerleri daha önceden hesaplanmıştır bu aşamada ise kök ve uç hesaplamaları yapılacaktır.

$$\beta_1 = 50,82^\circ$$

$$\beta_2 = 37,9^\circ$$

$$\alpha_2 = 50,82^\circ$$

$$\alpha_1 = 37,9^\circ$$

$$W_f = U * (C_{w2} - C_{w1}) = U * \Delta C_w$$

$$C_p * (T_{02} - T_{01}) = C_p * \Delta T_s = \lambda * U * \Delta C_w$$

$$\Delta C_w = \frac{C_p * \Delta T_s}{\lambda * U}$$

$$\Delta C_{wmean} = 107,31 \text{ m/s}$$

$$C_{w1mean} = \frac{U - \Delta C_w}{2}$$

$$C_{w1mean} = 185,86 \text{ m/s}$$

Fan ve türbinin aynı açısal hız ile dönmektedir. Bu nedenle Ω değeri:

$$\Omega = N * 2 * \pi / 60$$

$$\Omega = 5236 \text{ rad/sn}$$

Kanat ucundaki ve kökündeki hızlar:

$$U = \Omega * r$$

$$U_{kök} = 5236 * 0,07445 = 389,82 \text{ m/s}$$

$$U_{tip} = 5236 * 0,107 = 560,252 \text{ m/s}$$

Kanat ucu açıları için hesaplar:

$$(\Delta C_w * U)_{tip} = (\Delta C_w * U)_{mean}$$

Buradan :

$$\Delta C_{wtip} = \frac{(\Delta C_w * U)_{mean}}{U_{tip}}$$

$$\Delta C_{wtip} = 91 \text{ m/s}$$

Uçtaki girdap hızı bileşeni:

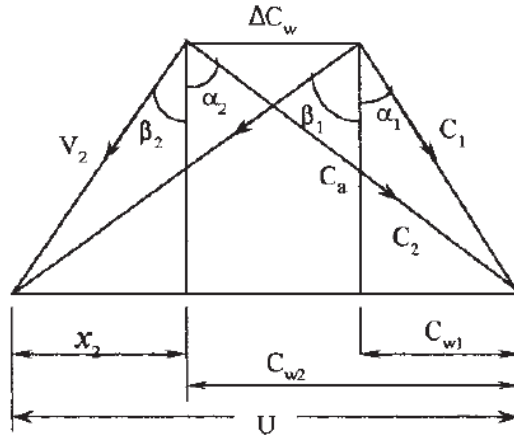
$$C_{w1tip} = \frac{C_{w1mean} * U_{mean}}{U_{tip}}$$

$$C_{w1tip} = 155,9 \text{ m/s}$$

Bu değerden açı elde edilirse:

$$\tan \alpha_{1tip} = \frac{C_{w1tip}}{C_a}$$

$$\alpha_{1 \text{ tip}} = 33,21^\circ$$



Şekil 3. 15: Fan kanat ucu hız üçgeni örneği

Tip bölgesi hız üçgeninden;

$$U_{\text{tip}} = x_2 + \Delta C_{w \text{ tip}} + C_{w1 \text{ tip}}$$

$$x_2 = 313,64 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta_{1 \text{ tip}} = \frac{x_2 + \Delta C_{w \text{ tip}}}{C_a}$$

$$\beta_{1 \text{ tip}} = 59,5^\circ$$

$$\tan \alpha_{2 \text{ tip}} = \frac{C_{w1 \text{ tip}} + \Delta C_{w \text{ tip}}}{C_a}$$

$$\alpha_{2 \text{ tip}} = 46,03^\circ$$

$$\tan \beta_{2 \text{ tip}} = \frac{x_2}{C_a}$$

$$\beta_{2 \text{ tip}} = 52,77^\circ$$

$$C_{w2 \text{ tip}} = C_a * \tan \alpha_{2 \text{ tip}} = 246,88 \text{ m/s}$$

Tip değerleri bu şekilde hesaplanmıştır. Kök hesaplarına geçilirse:

$$(\Delta C_w * U)_{\text{kök}} = (\Delta C_w * U)_{\text{mean}}$$

$$\Delta C_{w \text{ kök}} = \frac{(\Delta C_w * U)_{\text{mean}}}{U_{\text{kök}}}$$

$$\Delta C_{w \text{ kök}} = 130,77 \text{ m/s}$$

Kökteki girdap hızı bileşeni:

$$C_{w1 \text{ kök}} = \frac{C_{w1 \text{ mean}} * U_{\text{mean}}}{U_{\text{kök}}}$$

$$C_{w1 kök} = 366,8 \text{ m/s}$$

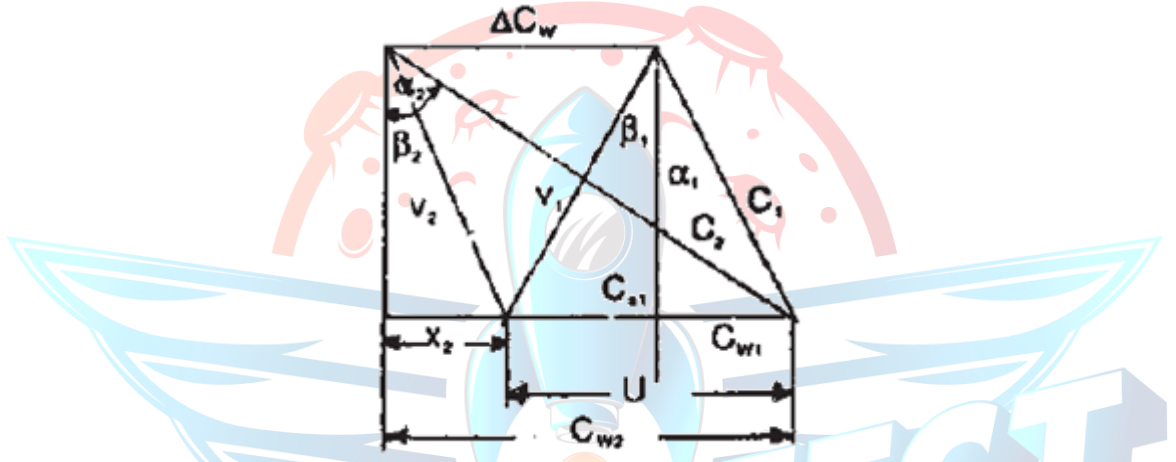
$$C_{w2 kök} = \frac{C_{w2 tip} * U_{tip}}{U_{kök}}$$

$$C_{w2 kök} = 354,82 \text{ m/s}$$

Bu değerlerden kökteki akış açısı hesaplanırsa:

$$\tan \alpha_{1 kök} = \frac{C_{w1 kök}}{C_a}$$

$$\alpha_{1 kök} = 57^\circ$$



Şekil 3. 16: Fan kanat kökü hız üçgeni örneği

Kökteki hız üçgeninden:

$$x_2 = C_{w2 kök} - U_{kök}$$

$$x_2 = -35 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta_{1 kök} = \frac{U_{kök} - C_{w1 kök}}{C_a}$$

$$\beta_{1 tip} = 39,09^\circ$$

$$\tan \alpha_{2 kök} = \frac{C_{w2 kök}}{C_a}$$

$$\alpha_{2 tip} = 56,13^\circ$$

$$\tan \beta_{2 tip} = -\frac{x_2}{C_a}$$

$$\beta_{2 tip} = 8,35^\circ$$

Tablo 3. 8: Fan free vortex değerleri

	α_2	β_2	α_1	β_1
kök	56,13°	8,35°	57,00°	39,09°
mean	50,72°	37,67°	37,67°	50,72°
tip	46,03°	52,76°	33,21°	59,50°

3.2.2. Kanat Tasarımı

Fan tasarımı için kanat geometrisi araştırması yapıldığında, **NACA65410** serisinin uygun olduğu görülmüştür. Kanat açıları free vortex tasarıma göre Solidworks programında konumlandırılmıştır.

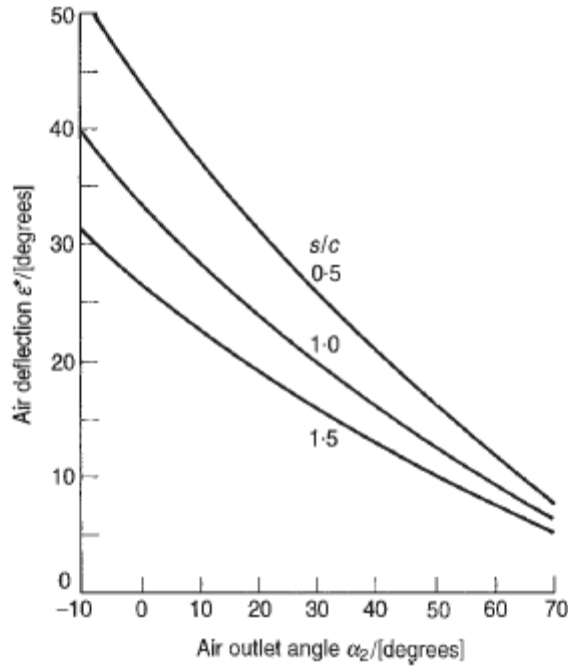
3.2.3. Kanat Sayısı Belirlenmesi

Mean yarıçapta reaksiyon derecesi %50 ye eşit olduğu için nominal hava sapması:

$$\varepsilon = \beta_1 - \beta_2$$

$$\varepsilon = 12,92^0$$

şeklindedir.



Şekil 3. 17: S/C hava sapma eğrileri grafiği

Şekil.3.17 'den span/chord oranının :1,0 olduğu görülmektedir.

$$chord = c = \frac{h}{3} = \frac{0,03255}{3} = 0,01085 \text{ m}$$

$$\frac{s}{c} = 1 \Rightarrow s = 0,01085 \text{ m}$$

Ortalama (mean) yarıçapa göre çevre uzunluğunu, span uzunluğuna bölersek kanat sayısı elde edilebilir:

$$n = \frac{2\pi r_{mean}}{s}$$

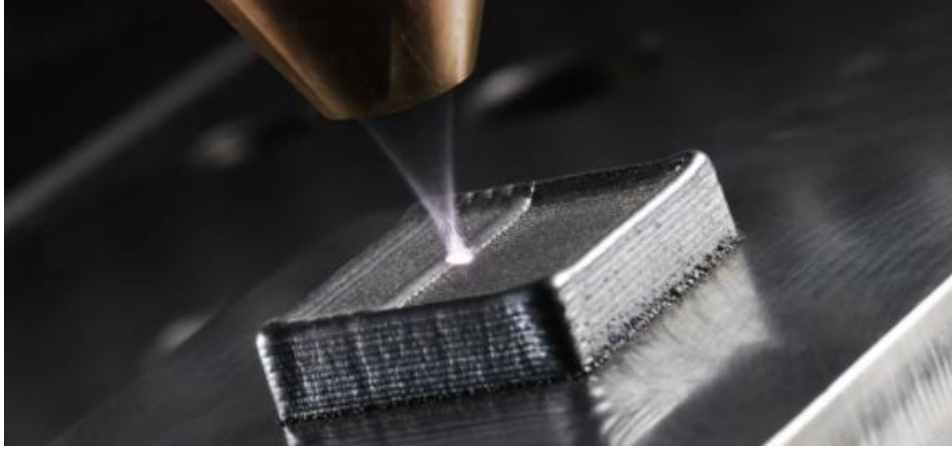
Fan kanat sayısı ise tüm hesapların ardından 52 olarak hesaplanmıştır.

4. İmalat Yöntemi

Bu bölümde aft fanda bulunan ana elemanlar olan fan, düşük basınç türbini ve lüenin malzeme seçimleri ve üretim yöntemleri hakkında bilgi verilecektir.

4.1. Ön Frame, Transition Duct Malzeme Seçimi ve İmalat Yöntemi

Duct malzemesi seçilirken dikkat edilmesi gereken en önemli etken yapılan analizler sonucunda içerisinde 1045 K sıcaklığında akışkan akmasıdır. Bu yüzden malzeme seçimi yaparken sıcaklığa dayanabilen malzemeler incelenmiştir. Ayrıca aft fan modülünün ağırlığını flanşlar aracılığıyla taşıcağı için mukavemet değerlerinin de iyi olduğu bir malzeme düşünülmüştür. Ancak en önemli parametre sıcaklıktır. Duct malzemesi olarak **Inconel 718** seçilmesine karar verilmiştir. Çünkü Inconel 718 hem yüksek sıcaklıklara dayanırken hem de işlenebilirlik açısından günümüz imalat yöntemleri ile kolaylıkla işlenebilen bir malzemedir. Üretim aşaması olarak ise uzun süre dayanması ve deformasyonlara daha iyi bir direnç gösterebilmesi için hassas döküm yöntemi düşünülmüştür. Ancak dar kesitlerin, değişen radyusların ve yağlama konseptinde bahsedilen yağlama borularının geçiş yolu olan federlerin içinin boş olması döküm yönteminde ekstra zorluklara neden olacağı için eklemeli imalat (3D Baskı) yöntemine karar verilmiştir. Inconel 718, çok çeşitli endüstriler için baskı parçaları ve bileşenlerinde etkili bir şekilde çalıştığından, 3D baskı teknolojisi ile geçmiş çalışmalara bakarak başarılı sonuçlar vermiştir. Ön frame tasarımı duct yapısı ile federler aracılığıyla birleşik olduğu için duct ile aynı malzemeye sahiptir. Ayrı iki parça olarak yaptığımızda duct ile frame arasında temas eden yüzeylerden ısı transferi dikkate alınmıştır. Ayrıca tasarımsal olarak feder yapılarının eş merkezli olması nedeniyle yekpare parça olarak tasarlanmıştır. 3D baskı yöntemi sayesinde üretim zorluğu ortadan kalkmıştır. Başta düşünülen 7075 serisi alüminyuma nazaran bir miktar kütle artışına neden olsa da yapılan optimizasyonlarla bu artış tolere edilmiştir.



Şekil 4. 1: Eklemeli imalat örneği

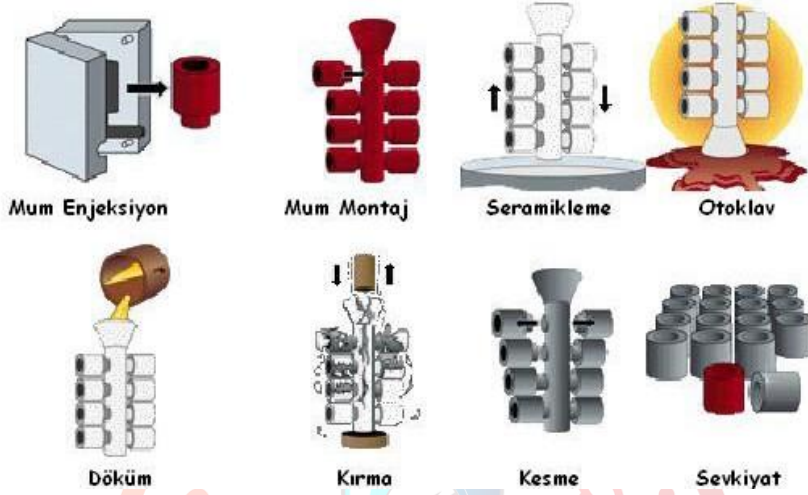
4.2. Türbin Stator Kademesi Malzemesi ve İmalat Yöntemi

Türbin nozulu imalat yöntemi ve malzemesi belirlenirken parçanın maruz kaldığı yükler düşünülmüştür. Nozul kanatlarının ve çeperinin yüksek sıcaklıkta akışa maruz kalması ve yüksek gaz kuvvetlerinden dolayı **Inconel 718** tercih edilmiştir. Inconel 718 malzemesi sıcak ortamlarda iyi çalışır ve bu nedenle metal döküm gibi aşırı ısı uygulamaları için doğal bir seçimdir. Yüksek sıcaklık nedeniyle demir alaşımlarının yerini günümüzde süper alaşımlar, özellikle nikel bazlı olanlar almıştır. Inconel 718'den yapılan kalıplar veya kalıp tutucular daha uzun süre dayanır ve deformasyona daha iyi direnç gösterir.

Üretim yöntemi olarak ise **hassas döküm** yöntemi uygun görülmüştür. Günümüzde havacılık motorlarında sıklıkla kullanılan hassas döküm yöntemi mum kalıpların seramik kaplama ile kaplanıp içine ergimiş metal dökme işlemidir. Toleransların diğer döküm yöntemlerine göre oldukça iyi olmasından ve küçük parçaların dahi dökülebilmesinden dolayı kuyumcu dökümü olarak da bilinir. Bu sebeplerden dolayı türbin nozulunun hassas döküm işlemi ile üretilmesine karar verilmiştir.

Hassas döküm işleminden sonra ise kanat açılarını vermek ve flanş deliklerini oluşturabilmek için **talaşlı imalat** düşünülmüştür. Talaşlı imalat seçilmesinin nedeni, Inconel 718' in iyi dövülebilirlik ve işleme kalitesine sahip olmasıdır. Çoğu Inconel alaşımı, işleme veya şekillendirme girişiminde

bulunulduğunda gerinim sertleşmesi yaşama eğilimindedir. Fakat İnconel 718 farklıdır, daha yavaş bir kesme mekanizması aracılığıyla sert bir kesme aleti kullanarak işlemek daha kolaydır.



Şekil 4. 2: hassas döküm yöntemi

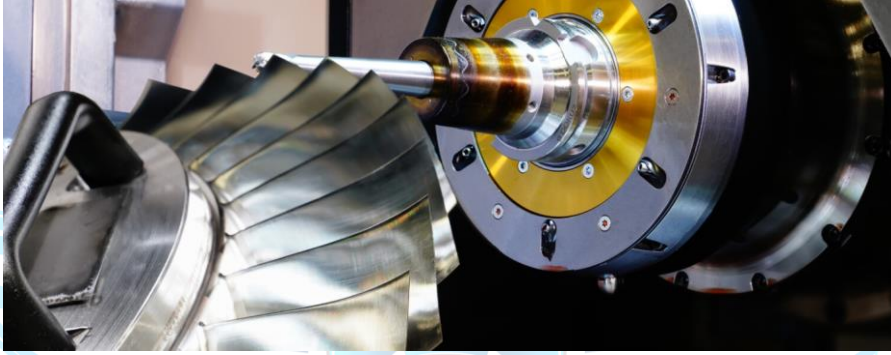
4.3. Rotor Malzemesi ve İmalat Yöntemi

Tasarlanan bu modülde hiç kuşkusuz rotor en önemli parçadır. Çünkü motordaki sıcak akışa ve yüksek mukavemete dayanması gereken ayrıca 50000 rpm' de dönen ve asıl işi yapan kritik parçadır. Bu nedenle malzeme seçimi ve imalat yönteminin doğruluğu çok önemlidir. Çekirdek motordan transion duct aracılığıyla stator kademesinden geçen akışkan yaklaşık 1045 K' dir. Ayrıca yüksek devir ve gaz kuvvetlerinden dolayı yüksek gerilmelere maruz kalmaktadır. Sıcak akışa ve yüksek mukavemete dayanımından dolayı rotor malzemesi olarak **İnconel 718** seçilmesine karar verilmiştir. Fan kanatları ise rotor diskinin üretiminin tek bir parça olarak planlanmasından ötürü **İnconel 718** olarak kabul edilmiştir.

İmalat yöntemi düşünüldüğünde, motordaki ağırlık azaltılması ve yakıt tasarrufu planlanmaktadır. Burada TEI başta olmak üzere geçmiş çalışmalar incelenerek **blisk** gövde yapısına karar verilmiştir. İleri üretim teknikleri ve yüksek teknoloji kullanılarak üretilen yeni nesil yekpare pale ve disk grupları,

motorlarda önemli oranda ağırlık ve zararlı emisyonu azaltırken, yakıt tasarrufu ile de daha üstün performans sağlamaktadır.

Rotorda blisk yöntemine karar verildikten sonra imalat yöntemi olarak **hassas döküm** planlanmıştır. Hassas dökümden sonra bliskler, yapıları itibarıyla karmaşık geometrili, üretimi zor ve maliyetli parçalar olduğu düşünülerek türbin ile fan arasındaki shroud parçası ve kanat açıları talaşlı imalat olarak planlanmıştır. Talaşlı imalat yöntemi ise karmaşık geometrisi göz önünde bulundurularak yüksek hızlı pale frezeleme olarak karar verilmiştir. (Bkz. Şekil 4.3 ve Şekil 4.4)



Şekil 4. 3: Rotor Pale Frezeleme (TEI)



Şekil 4. 4: Savunma sanayisinde hassas döküm ile üretilen parçalar

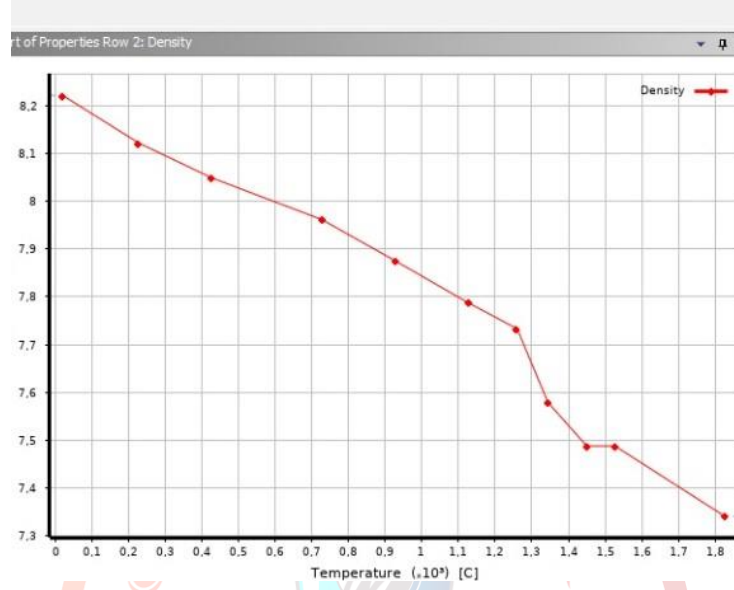
Toblo 4. 1: İnconel 718 alaşım içeriği

Element	Min	Max
Carbon	--	0.08
Manganese	--	0.35
Silicon	--	0.35
Phosphorus	--	0.015
Sulfur	--	0.015
Nickel + Cobalt	50.0	55.0
Chromium	17.0	21.0
Cobalt	--	1.00
Iron	Balance	
Aluminum	0.35	0.80
Molybdenum	2.80	3.30
Titanium	0.65	1.15
Boron	0.001	0.006
Copper	--	0.15
Cb + Ta	4.75	5.50

Toblo 4. 2: İnconel 718 sıcaklığa göre yoğunluk değeri

Table of Properties Row 2: Density		
	A	B
1	Temperature (C) ↓	Density (kg m ⁻³) ↓
2	20	8220
3	227	8121
4	427	8048
5	727	7961
6	927	7875
7	1127	7787
8	1260	7733
9	1344	7579
10	1450	7488
11	1527	7488
12	1827	7341

Tablo 4. 3: İncel 718 sıcaklığa göre yoğunluk grafiği



Tablo 4. 4: İncel 718 sıcaklığa göre elastisite modülü değışimi

Temperature		psi x 10(6)	MPa x 10(3)
°F	°C		
70	21	29.6	208
200	93	29.2	205
400	204	28.8	202
600	316	27.6	194
800	427	26.5	186
1000	538	25.5	179
1200	649	24.5	172
1400	760	23.1	162
1600	871	18.1	127
1750	954	11.1	78

Toblo 4. 5: İnconel 718 sıcaklığa göre akma gerilmesi değışimi

Test Temperature		0.2% Yield Strength		Tensile Strength		% Elongation 2"
°F	°C	ksi	MPa	ksi	MPa	
200	93	170	1172	204	1407	21.0
400	204	163	1124	198	1365	20.0
600	316	159	1096	195	1344	20.0
800	427	156	1076	191	1317	19.0
1000	538	155	1069	185	1276	18.0
1200	649	149	1027	168	1158	19.0
1400	760	110	758	110	758	27.0

Toblo 4. 6: İnconel 718 sıcaklığa göre thermal expansion değışimi

Temperature Range		10(-6)°F	10(-6)°C
77°F to	25°C to		
200	93	7.1	12.8
400	204	7.5	13.5
600	316	7.7	13.9
800	427	7.9	14.2
1000	538	8.0	14.4
1200	649	8.4	15.1
1400	760	8.9	16.0

4.4. Arka Frame, Lüle Malzemesi ve İmalat Yöntemi

Rotor kademesinden çıkan sıcak akışkan lüle kısmına girer ve hala nispeten yüksek sıcaklığa sahiptir. Tasarım basitliği açısından ara frame ve lüle kısmı federler yardımı ile birleşik tasarlanmıştır. Yüksek mukavemet ve türbin sonrası yüksek sıcaklık nedeniyle malzeme seçimine dikkat edilmelidir. Burada geçmiş çalışmalar incelenmiş olup sonuçta titanyum, paslanmaz östenitik çelik AISI 316 ve alüminyum arasında seçim yapılmıştır. Ağırlık azalması için titanyum alaşımı (Ti-6Al-4V) karar verilse de daha sonraki kütle optimizasyonlarımızla birlikte **AISI 316** ya karar verilmiştir. Çünkü kütlenin yanında maliyet olarak düşünüldüğünde titanyum, nadir bir metal çeşidi olduğu için daha pahalıdır. Ayrıca 700 C°'yi geçmeyen sıcaklıklarda östenitik paslanmaz çelikler yaygın olarak kullanılmaktadır.

Üretimi planlanan parça, tek seferde üretileceği için eklemeli imalat ya da sac büküm işlemleri incelenmiştir. Sac bükümden sonra kaynaklı imalat uygulanmalı fakat kaynak hataları göz önünde bulundurulduğundan dolayı **eklemeli imalat** planlanmıştır.

Dış kısımda sıcaklığa maruz kalmayan fan bıçaklarının üzerinde bulunan frame sacı maliyet ve ağırlık nedeniyle **7075 alüminyum** seçilmiştir. Bu frame parçası **saç büküm** yöntemi ile rahatlıkla üretilebilecek geometriye sahiptir.

Tablo 4. 7: AISI 316 özellikleri

Grade	316 Bar and Section (up to 160 mm thick)	316 Sheet (up to 8 mm thick)	316 Plate (8 - 75 mm thick)	316L Bar and Section (up to 160 mm)	316L Sheet (up to 8 mm thick)	316 L Plate (8 - 75 mm thick)	316H Bar (up to 160 mm)	316Ti Bar (up to 160 mm)
Tensile Strength (MPa)	500 - 700	530 - 680	520 - 670	500 - 700	530 - 680	520 - 670	490 - 690	500 - 700
Proof Stress (MPa)	200 Min	240 Min	220 Min	200 Min	240 Min	220 Min	205 Min	200 Min
Elongation A50 mm	40 Min %	40 Min %	45 Min %	40 Min %	40 Min %	45 Min %	35 %	40 Min %
Hardness Brinell HB	215 Max	-	-	215 Max	-	-	-	215 Max

4.5. Mil Malzemesi ve Üretim Yöntemleri

Mil malzemesi tasarımında işlenebilirlik, mukavemet ve sıcak ortamda çalışabilmesi koşulları göz önüne alınmıştır. Bunun yanında ağırlık, yakıt tasarrufu sağlayabilmek için **sıcak iş takım çelikleri** düşünülmüştür. Sıcak takım çeliklerinden **1.2344** seçilmiştir. Çünkü yüksek sıcaklıklarda mekanik özelliklerini ve dolayısıyla aşınma dayanımını yitirmeyen sıcak iş çeliğidir. Çok iyi bir ısıl kararlılığı ve tokluğu vardır. İşlenmesi açısından herhangi bir problem teşkil etmeyen bu çelik türü için **talaşlı imalat** yöntemlerinden uygun olan rahatlıkla seçilebilir. (Bkz. Şekil4.5)



Şekil 4. 5: CNC torna ile mil işleme

Tablo 4. 8: 1.2344 sıcak iş takım çeliği bileşenleri ve özellikleri

Element	Content (%)
Chromium, Cr	4.75-5.50
Molybdenum, Mo	1.10-1.75
Silicon, Si	0.80-1.20
Vanadium, V	0.80-1.20
Carbon, C	0.32-0.45
Nickel, Ni	0.3
Copper, Cu	0.25
Manganese, Mn	0.20-0.50
Phosphorus, P	0.03
Sulfur, S	0.03

Properties	Metric	Imperial
Density (@20°C/68°F)	7.80 g/cm ³	0.282 lb/in ³
Melting point	1427°C	2600°F

Properties	Metric	Imperial
Tensile strength, ultimate (@20°C/68°F, varies with heat treatment)	1200 - 1590 MPa	174000 - 231000 psi
Tensile strength, yield (@20°C/68°F, varies with heat treatment)	1000 - 1380 MPa	145000 - 200000 psi
Reduction of area (@20°C/68°F)	50.00%	50.00%
Modulus of elasticity (@20°C/68°F)	215 GPa	31200 ksi
Poisson's ratio	0.27-0.30	0.27-0.30

Properties		Conditions	
		T (°C)	Treatment
Thermal expansion	10.4 x 10 ⁻⁶ /°C	20-100	-
Thermal conductivity	28.6 W/mK	215	-

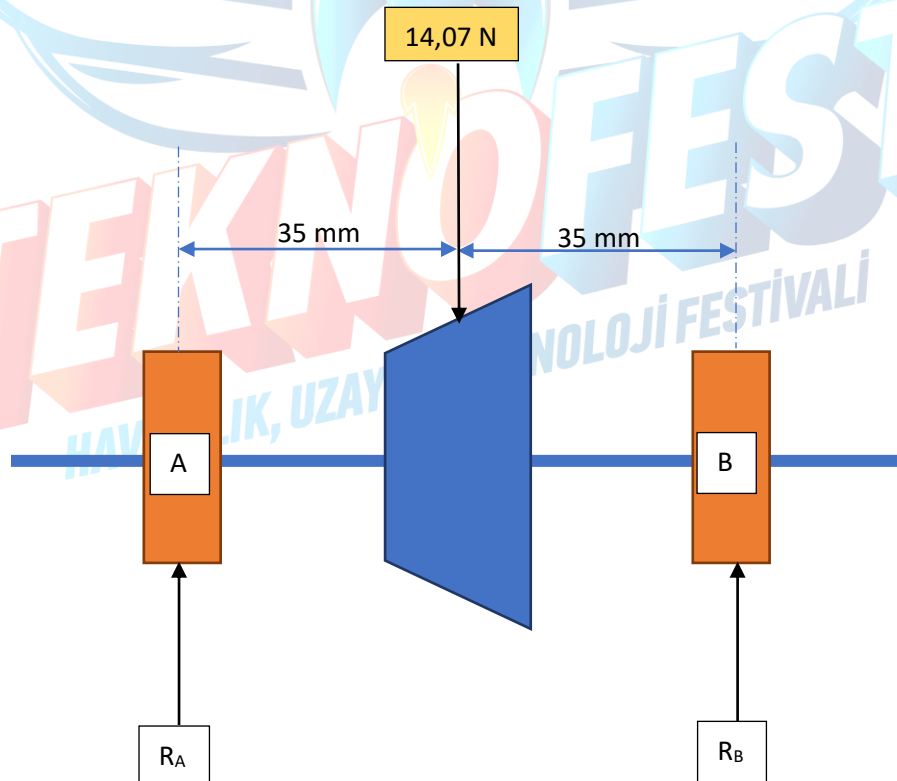
5.Mekanik Tasarım ve Hesaplama Detayları

5.1. Mil Tasarımı

Yapılan analizler sonucunda rotor ağırlığı 1,119 kg bulunmuştur. Mil malzemesi olarak 1.2344 sıcak iş takım çeliği kullanılması uygun görülmüş olup bu malzemeye ait özellikler Tablo 4.8’ de sunulmuştur.

Mil tasarım hızı için türbin tarafından belirlenen 50000 rpm’e ek olarak, güvenilir çalışma hızı 10000 rpm kabul edilerek kritik hız değeri 60000 rpm olarak seçilmiştir. Mil tasarımı yapılırken de bu hız değeri esas alınmıştır ve ilgili çalışmalar sonucunda mil çapı bulunmuştur.

Aşağıda Şekil 5.1’ de mil serbest diyagramı gösterilmiş olup bu diyagram üzerinde, mil üzerine gelen kuvvetler gösterilmiştir. Şekilden de rahatça anlaşılacağı üzere mil üzerine sadece rotor tarafından bir kuvvet ve milin kendi ağırlığı etki etmektedir ve buna karşın olarak Newton III. Yasası gereği, rulmanlar tarafından tepki kuvvetleri zıt yönlü olarak etki etmektedirler.



Şekil 5. 1: Mil serbest cisim diyagramı

$$W_{rotor} = 9,81 * 1,19 = 11,67 N$$

$$W_{shaft} = 9,81 * 0,245 = 2,40 \text{ N}$$

$$W_{toplamlam} = 11,67 + 2,40 = 14,07 \text{ N}$$

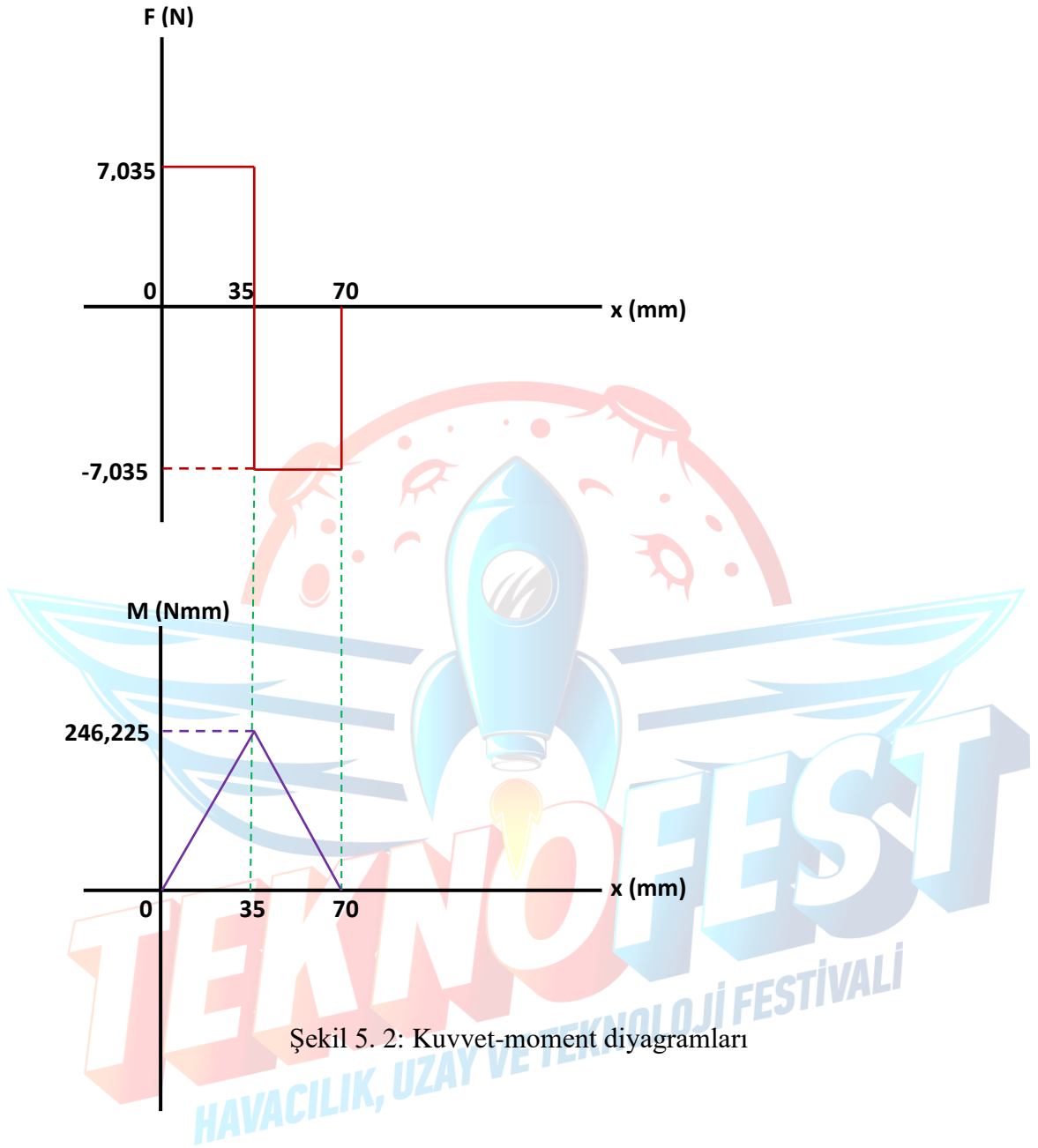
Serbest cisim diyagramından da görüleceği üzere rulman reaksiyon kuvvetlerinin, toplam kuvvetin etki ettiği noktaya olan uzaklıkları eğit ve 35 mm olarak kararlaştırılmıştır. Bu sebeple A ve B noktalarındaki yataklara gelen yatak kuvvetleri eğit ve toplam kuvvetin yarısı olarak alınmıştır.

$$R_A = R_B = W_{toplamlam}/2$$

$$R_A = R_B = 7,035 \text{ N}$$

Bu hesaplamaların ardından kuvvet-moment diyagramlarının çizimine geçilmiştir. Bu diyagramlar aşağıdaki Şekil 5.2' de gösterilmiştir.





Şekil 5. 2: Kuvvet-moment diyagramları

Şekilden de görüleceği üzere maksimum moment değerimiz 246,225Nmm olarak bulunmuştur. Bulunan bu moment değeri mil için kritik çap hesaplamasında kullanılacaktır. Milin kritik çapı şu şekilde hesaplanabilir;

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma' k_y k_b k_g k_d k_e k_f}{s}$$

sırasıyla formüldeki ifadeleri açıklamak gerekirse,

$k_y \Rightarrow$ yüzey düzgünlüğü faktörü

$k_b \Rightarrow$ büyüklük faktörü

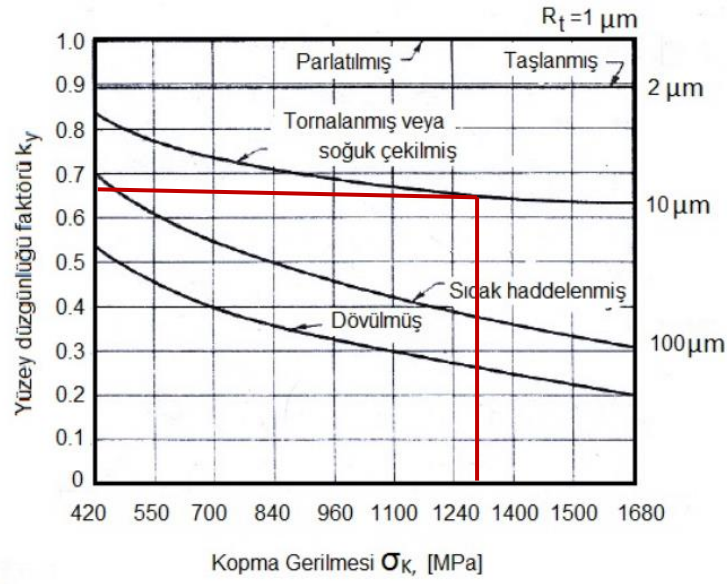
$k_g \Rightarrow$ güvenilirlik faktörü

$k_e \Rightarrow$ teorik gerilme yığılması faktörü $k_e=1/K_\sigma$, K_σ , $K_{\sigma T} \Rightarrow$ çentik faktörleri

$k_d \Rightarrow$ sıcaklık faktörü

$k_f \Rightarrow$ bilinmeyen etkiler faktörüdür.

Emniyet gerilmesinin hesabı için bu değerler aşağıdaki ilgili tablo veya şekillerden okunmuştur.



Şekil 5.3: Yüzey düzgünlüğü faktörü

Tablo 5.1 : Büyüklük faktörü

d,mm	10	20	30	50	100	200	250	300
k_b	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,57	0,56	0,56

Tablo 5.2 : Güvenirlik faktörü

Güvenirlik (%)	k_g
50	1,0
90	0,897
95	0,867
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

Tablo 5. 3: Sıcaklık faktörü

T (°C)	k _d
T ≤ 350	1
350 < T ≤ 500	0,5

Bu değerler grafik ve tablolardan alınarak emniyet gerilmesi,

$$\sigma_{em} = \frac{1000 * 0,65 * 0,9 * 1 * 0,5 * 1 * 1}{2,5} = 117 \text{ Mpa} \text{ olarak bulunmuştur.}$$

Mil için emniyetli çap,

$$d_{em} = \sqrt[3]{\frac{32 * M}{\pi * \sigma_{em}}}$$

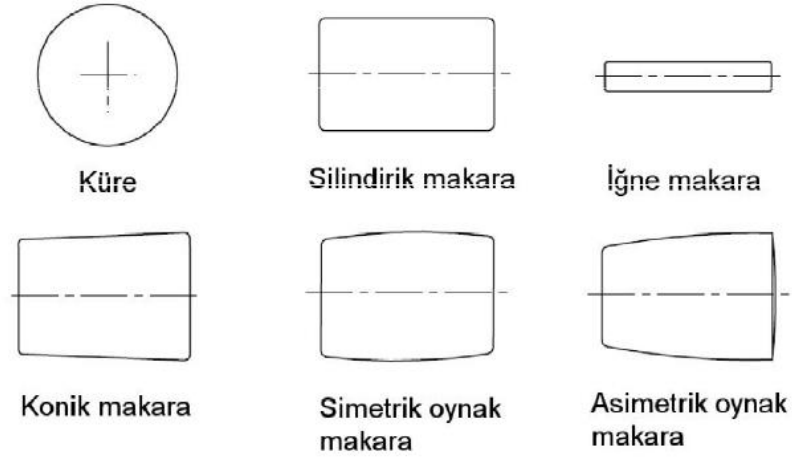
Formülüyle hesaplanacak olup ilgili değerler yerlerine yazılırsa milin kritik çap değeri,

$$d_{em} = \sqrt[3]{\frac{32 * 246,225}{\pi * 117}} = 7,15 \text{ mm}$$

olarak bulunur. Tasarlanacak olan milde en küçük çap değeri 7,15 mm'nin üzerinde seçilmelidir. Bu değer üzerinde tasarlanacak mil için herhangi bir sorun olmayacaktır. Tasarım yaparken bu değer göz önüne alınmalı ve ilgili rulmanlar bu doğrultuda seçilmelidir.

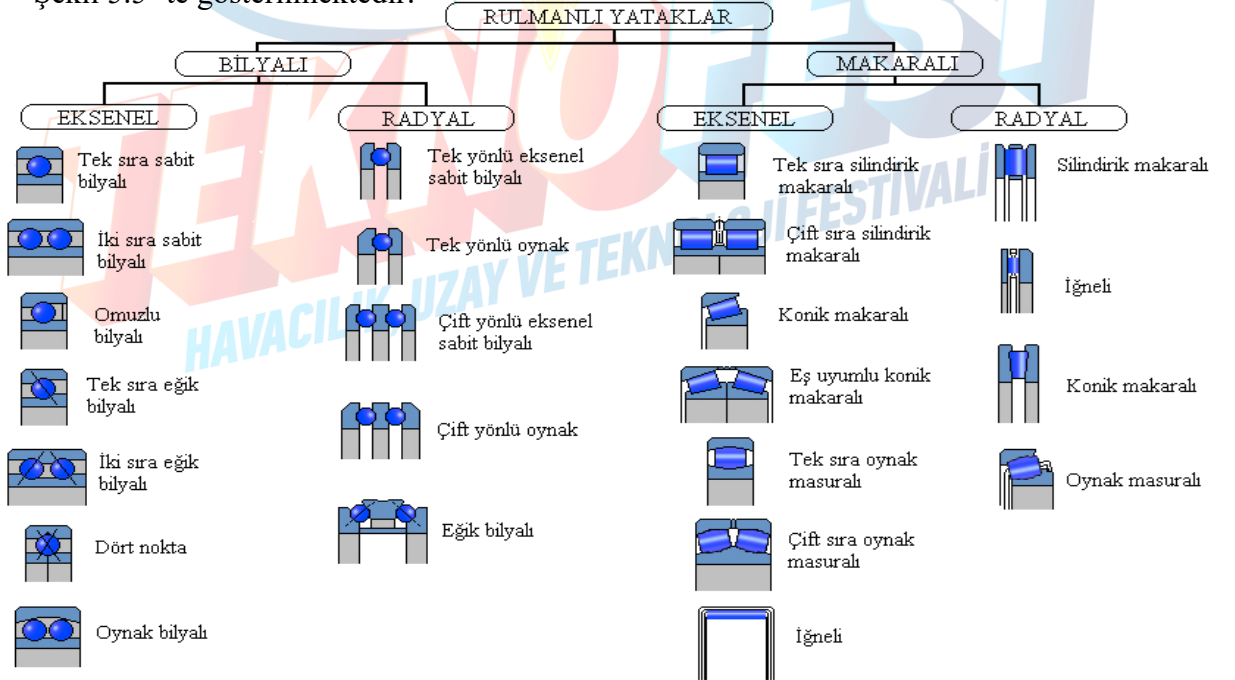
5.2.Rulman Tasarımı

Yataklar iki eleman arasındaki bir veya birkaç yönde izafi harekete minimum sürtünme ile izin veren fakat kuvvet doğrultusundaki harekete engel olan destekleme elemanlarıdır. Dönme şeklindeki izafi hareketi destekleyen ve yüzeyleri arasında yuvarlanma hareketi olan yataklara **rulman** adı verilir. Yuvarlanma hareketini gerçekleştirmek için destekleyen ve desteklenen elemanlar arasına küresel veya silindirik yuvarlanma elemanları konulmaktadır. Aşağıda Şekil 5.4' te bu elemanlar gösterilmiştir.



Şekil 5. 4: Rulman hareket elemanları.

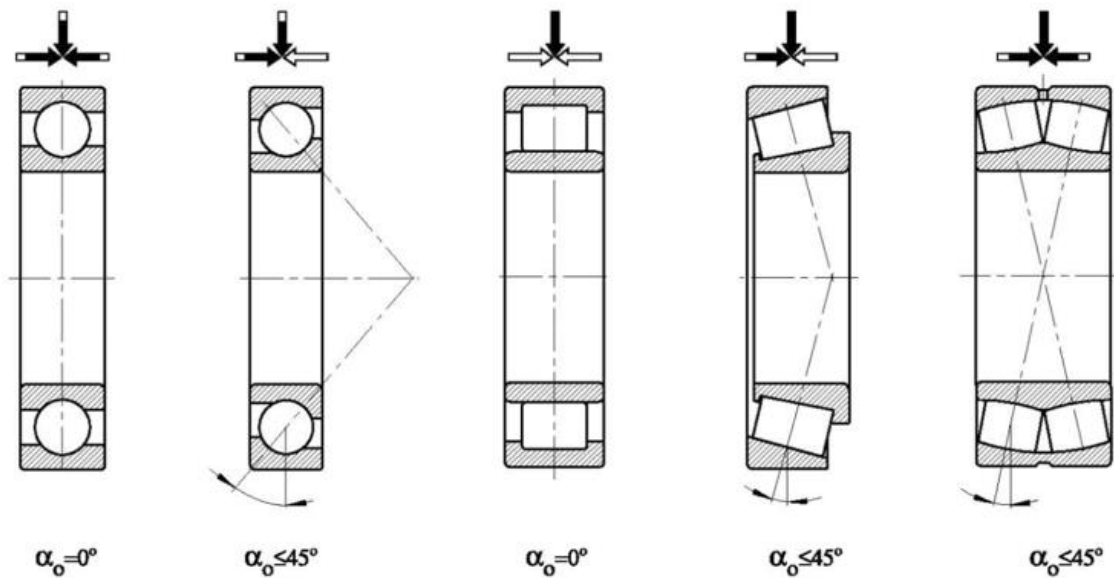
Rulmanlı yatakları yuvarlanma elemanlarının şekline göre “bilyalı ve makaralı”, taşıyabileceği yüklere göre de “radyal ve aksenal” olarak sınıflandırılabilir. Makaralı yuvarlanma elemanlarının silindirik, konik, iğne ve masura şeklinde olması da alt sınıflandırma gruplarında dikkate alınır. Genellikle aksenal rulmanlı yataklar aksenal, radyal rulmanlı yataklar radyal kuvvetleri taşıyan yataklardır. Rulmanların sınıflandırılması aşağıdaki görselde Şekil 5.5’ te gösterilmektedir.



Şekil 5. 5: Rulmanlı yatakların sınıflandırılması.

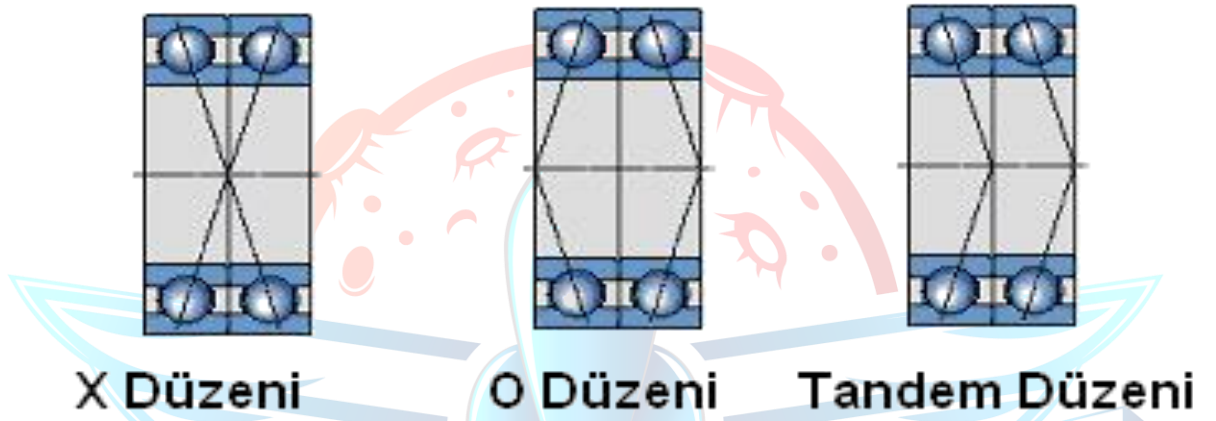
Aft Fan motorunda rulmanlara radyal ve aksel yükler etki etmektedir. Ayrıca yüksek devir sayıları nedeniyle rulmandaki yuvarlanma elemanlarının yuvarlanma hızı da yükselir ve sürtünme kayıpları dolayısıyla da ısınma artar. Merkezkaç kuvvetinin etkisiyle, yuvarlanma elemanları dış bileziği çok daha büyük bir kuvvetle bastırılırlar. Bu nedenle rulmanlar için kataloglarda, rulman cinsine ve yağlama şekline göre maksimum işletme devir sayıları tavsiye edilir. Eğer bu devir sayılarının üstünde rulman çalışırsa, malzemenin yorulmasından daha önce rulman hasara uğrayıp kullanılmaz hale gelebilir. Hem radyal hem de büyük değerli aksel yük taşıyabilmesinden dolayı ve ayrıca yüksek devir sayılarına da dayanabilmelerinden dolayı tasarımda eğik bilyalı rulmanlar tercih edilmiştir.

Radyal yataklarda yük taşıma bakımından önemli olan bir husus yük taşıma açısı (α) dır. Bu açı yuvarlanma elemanı ile iç ve dış bilezikteki yuvarlanma yüzeyi arasındaki temas noktalarının oluşturduğu doğru ile yatağın merkezler doğrusu arasındadır. Bu bakımdan yataklar iki şekilde üretilebilmektedir. Birinci grupta temas açısı sıfır ($\alpha=0$) olan (sabit bilyalı,silindirik makaralı) yataklar; ikinci grupta ise eğik bilyalı ve konik makaralı yataklarda olduğu gibi başlangıçta bir yük açısı (α) mevcuttur. Bu yataklar açısız temaslı yataklar diye isimlendirilmektedirler. Bunlar aksel yükün yanında radyal yükte taşıyabilirler.



Şekil 5. 6: Mil den gelen kuvvetlere karşı oluşan tepki kuvvetleri

Açısal temaslı yataklar X-düzeni, O-düzeni ve Tandem düzen olmak üzere üç şekilde ve çift olarak monte edilirler. Ancak imalat açısı $\alpha=0$ olan sabit bilyalı radyal yataklarda da çalışma sırasında gelen kuvvetlerin etkisi ile bir temas açısı oluşabilir. Bu sebeple sabit bilyalı radyal yataklar belirli bir oranda aksenal yük taşıyabilirler. Aşağıda X-düzeni, O-düzeni ve Tandem düzene örnekler verilmiştir ve bu doğrultuda yapılan tasarım için en uygun konsept seçilmiştir.



Şekil 5. 7: X-düzeni, O-düzeni ve Tandem düzene örnekler.

5.2.1. Rulmanlı Yatak Malzemesi

Rulmanlı yatak bilezikleri ve yuvarlanma elemanlarının malzemelerinden temel olarak alt kısımda sunulan özellikler istenmektedir.



Bileziklerin ve yuvarlanma elemanlarının üretiminde yüksek yüzey basınç mukavemetine sahip, korozyona ve aşınmaya dayanıklı rulman çeliği kullanılır. Bu malzemeye ait özelliklere aşağıdaki Tablo 5.4’ te yer verilmiştir.

Tablo 5. 4: Rulman çeliği özelliği.

Rulman çeliği: 100Cr6, 58...65 RC sertlik

Chemical Composition of High-Carbon Chromium Bearing Steel (Major Elements)								
Standard	Symbols	Chemical Composition (%)						
		C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
JIS G 4805	SUJ 2	0.95~1.10	0.15~0.35	Less than 0.50	Less than 0.025	Less than 0.025	1.30~1.60	Less than 0.08
	SUJ 3	0.95~1.10	0.40~0.70	0.90~1.15	Less than 0.025	Less than 0.025	0.90~1.20	Less than 0.08
	SUJ 4	0.95~1.10	0.15~0.35	Less than 0.50	Less than 0.025	Less than 0.025	1.30~1.60	0.10~0.25
ASTM A 295	52100	0.98~1.10	0.15~0.35	0.25~0.45	Less than 0.025	Less than 0.025	1.30~1.60	Less than 0.10

Bazı rulman çelikleri ve bu çeliklerin kullanım alanları şu şekilde sıralanabilir:

- En çok kullanılan rulman çelikleri 100Cr6, 100CrMn6, 100CrMo6 dır.
- 120 °C 'nin üzerindeki ortamlarda kullanılacak olan rulmanlar uygulanacak özel ısıtım işlemi nedeniyle 44Cr2, 44CrMo4, 48CrMo4 gibi ısıtım çeliklerinden üretilir.
- Sıcaklığın 300 °C 'yi geçtiği yerlerde (jet motorları vb.) ise **80MoCrV4216 gibi özel çelikler kullanılır.**
- Son zamanlarda plastik, cam ve silisyum-karbiden yapılan tüm özellikleri çelik rulmanlardan çok farklı olan rulmanlar da üretilmeye başlanmıştır.
- Kafesler ise hafif, aşınmaya dayanıklı ve yeteri kadar mukavim olan sac, bronz, alüminyum, pirinç, polyamid, cam elyaf takviyeli polyamid veya fiber gibi malzemelerden yapılmaktadır.

5.2.2.Rulman Hesapları

Rulman seçim işlemi döner ve sabit yataklar için ayrı ilkelere göre yapılmaktadır. Döner yataklarda bu hesabın yapılması için statik yük sayısı “C₀”

ve dinamik yük sayısı “C’nin” belirlenmesi gerekir. Bunun yanı sıra hem aksel hem radyal yük taşıyan yataklarda eşdeğer yatak yükü F belirlenmelidir.

✓ **Dinamik yük sayısı ;**

Rulmanlı yatağın 10^6 devirlik nominal ömre eriştiği yük olarak tarif edilebilir. Bu değer rulman kataloglarında verilmektedir.

✓ **Dinamik eşdeğer yük ;**

Rulmanlı yataklar aynı anda hem radyal (F_r) hem de aksel (F_a) yani kombine kuvvetleri etkisinde kalabilir. Dinamik eşdeğer yük, yorulma bakımından kombine yük gibi tesir eden, radyal yataklarda radyal, aksel yataklarda ise aksel bir yükür.

Rulmanlı yataklarda dinamik eşdeğer yük;

$$F = XF_r + YF_a$$

bağıntısı ile hesaplanırken statik eşdeğer yük;

$$F_0 = X_0F_r + Y_0F_a$$

bağıntısı ile hesaplanmaktadır.

Rulman ömrü ise;

$$L = \left(\frac{C}{F}\right)^p$$
 formülü ile bulunabilir. Burada p;

p = 10/3 makaralı yataklar

p = 3 bilyalı yataklar için değerlerdir.

Rulman ömrünü ise saat cinsinden ifade etmek gerekirse;

$$L = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{F}\right)^p$$

Şeklinde ifade edilebilir.

Burada da yine p yukardaki şekilde alınabilir.

Tablo 5. 5: Statik - Dinamik Eşdeğer Yük Hesabı İçin X_0 ve Y_0 Değerleri
(NSK)

NSK

Dinamik Eşdeğer Yük $P = XF_r + YF_a$

Temas Açısı	$i_0 F_a^*$ C_{or}	e	Tekli, DT				DB veya DF			
			$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
15°	0.178	0.38	1	0	0.44	1.47	1	1.65	0.72	2.39
	0.357	0.40	1	0	0.44	1.40	1	1.57	0.72	2.28
	0.714	0.43	1	0	0.44	1.30	1	1.46	0.72	2.11
	1.07	0.46	1	0	0.44	1.23	1	1.38	0.72	2.00
	1.43	0.47	1	0	0.44	1.19	1	1.34	0.72	1.93
	2.14	0.50	1	0	0.44	1.12	1	1.26	0.72	1.82
	3.57	0.55	1	0	0.44	1.02	1	1.14	0.72	1.66
	5.35	0.56	1	0	0.44	1.00	1	1.12	0.72	1.63
25°	—	0.68	1	0	0.41	0.87	1	0.92	0.67	1.41
30°	—	0.80	1	0	0.39	0.76	1	0.78	0.63	1.24
40°	—	1.14	1	0	0.35	0.57	1	0.55	0.57	0.93

* i için, DB, DF için 2'yi ve DT için 1'i kullanın

Statik Eşdeğer Yük $P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$

Temas Açısı	Tekli, DT		DB veya DF	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0
15°	0.5	0.46	1	0.92
25°	0.5	0.38	1	0.76
30°	0.5	0.33	1	0.66
40°	0.5	0.26	1	0.52

Tekli ya da DT yerleştirme
Aşağıdaki durumda:
 $F_r > 0.5 F_r + Y_0 F_a$
 $P_0 = F_r$ 'yi kullanın

Mil üzerindeki elemana etkiyen kuvvetler hesaplandıktan sonra A ve B noktalarındaki rulmanlara gelen eksenel ve radyal kuvvetler belirlenmiştir. Yatak seçiminde ilk olarak yatak ömrüne karar verilmiş ve devamında yataklara gelen statik ve dinamik eşdeğer yükler belirlenmiştir. Yatak ömrü 500 saat olarak alınarak. Statik - dinamik eşdeğer yük ifadelerinden uygun olanlar Tablo... dan alınarak A ve B noktalarındaki rulmanlar için hesaplanmıştır.

5.2.3. Yataklama Sisteminde Ön Yükleme

Radyal kuvvet taşıyan rulmanlı yataklarda bilyaların dönme eksenleri rulmanın simetri eksenine göre β açısı kadar sapar. Bilyalar jiroskopik momentle (Mg) hareket ederler. Bu moment bilyaların kendi eksenleri etrafında çevresel hızlarının tanjantları kadar bir hızla dönmelerine neden olur. Yeterince büyük eksenel kuvvet ile yüklenmiş rulmanlarda bilya dönmesi görülmemektedir.

Eksenel ön yükleme radyal yataklı rulmanların sağlıklı çalışması için ilk önemli şarttır. Düzgün bir önyükleme ile bilyalar iç ve dış bilezik üzerindeki kanallara iyice yerleşirler. Rulmanların taşıma kapasitesi ve dayanıklılığı artar. Jiroskopik moment sebebiyle meydana gelen bilya dönmeleri ortadan kalkar böylece sürtünme katsayısı azalır.

Aşırı ön yükleme az önyükleme kadar tehlikelidir. Bilyaların sıkışma olasılığı ortaya çıkar, temas yüzeylerine aşırı yük biner ve ısınma artar.

Ön yükleme metotları;

- 1- Rulmanların dış bileziklerini iç bileziklerine göre belirli bir miktarda aksel olarak yer değiştirerek monte etmek.
- 2- Rulmanları kesin dönme mukavemet momentine göre sıkıştırmak.
- 3- Rulmanlara sabit bir aksel kuvvet (yay ön yüklemesi) uygulamak.

olarak sıralanabilir. Bu yazılı olan metotlardan uygun olan yöntem ileriki aşamalarda seçilecek ve rulmanların belirli bir ön yüklemeyle yüklenmesi sağlanacaktır.

5.2.4.Toleranslar ve Geçmeler

İç bilezik ile mil ve dış bilezik ile gövdedeki yuva arasındaki geçme durumları, rulmanlı yatağın çalışmasını önemli ölçüde etkiler. Geçmeler çok sıkı seçilirse deformasyonlardan dolayı iç bileziğin büyümesi, dış bileziğin küçülmesi yataktaki radyal boşluğu tamamen kaldırarak kasıntı yapar, aşırı derecede ısınma meydana getirir. Geçmelerin daha az sıkı seçilmesi sonucunda ise iç bilezik ile mil arasındaki fretting korozyon (sürtünme oksidasyonu) denilen bir korozyon aşınması meydana gelir. Bu sebeple geçmelerin seçilmesi çok önemlidir. Rulmanlı yataklarda yükün büyüklüğü ve doğrultusu, çevre yükü ve nokta yükü şeklinde tanımlanmaktadır. Prensipte olarak çevre yükü alan bilezikler sıkı geçme ile takılırlarken nokta yükü alan bilezikler kaygan geçme takılırlar. Bu sebeple Aft Fan modülü incelenmiş olup mile gelen kuvvetler doğrultusunda rulmanların iç ve dış bileziklerine gelen yükler tespit edilmiştir. Bu doğrultuda rulmanların iç bilezikleri sıkı geçme ve dış bilezikleri kaygan geçme olarak takılmasına karar verilmiştir. Rulmanların iç bileziklerinin oturacağı yüzeyler iyi taşlanmalı ve ara geçme olarak takılması gerekmektedir. Bu sayede olası titreşimlerin de önüne geçmek hedeflenmektedir.

5.3. Rotor Gerilme Hesapları

5.3.1. Gerilme Hesaplamaları

Gaz türbinli motorlarda bıçaklar akışı döndürür. Bunun sonucunda fan kısmında güç emilir; türbin kısmında ise güç üretilir. Mekanik açıdan en önemli kriter; aerodinamik cihazlar olan kanatlar, doğru kanat profili hatlarına ve yüksek yüzey kalitesine sahip olmalıdır.

Kanatlardaki sabit gerilimler, titreşim gerilimi ve türbinlerde sürünme distorsiyonu için mevcut marjın belirlenmesinde önemlidir. Sabit kanat geriliminin en önemli bileşeni merkezkaç gerilimidir. Diğer önemli stresler arasında gaz bükme (gas bending), merkezkaç (santrifüj), örtü ve sabitleme (bağlantı) ve termal stresler yer alır. Bu grup içinde, titreşimsel gerilimler en yaygın olanıdır. Buna ek olarak yüksek sıcaklıklarda çalışan türbinler için kanatlarda meydana gelen sürünme (creep) önemli bir parametredir. Sünme, sabit sıcaklıkta, uzun süreli sabit çekme veya basma yükleri altında meydana gelen plastik deformasyondur. Normalde kompresör kanatlarında makul sınırlar içindedirler ancak düşük göbek-uç oranlı fan kanatlarında ve LP türbinlerinde yüksek olabilir. Bu nedenle, titreşimli stres seviyelerini sınırlamak ve kuş çarpması için sertlik sağlamak için bazen fan kanatlarında kısmi açıklıklı örtüler kullanılır.

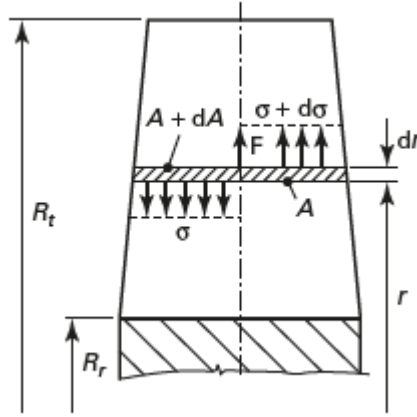
Genel olarak aft fan motorlar için üç tip mekanik gerilme tipi vardır. Türbinler için, kanatlardaki yüksek sıcaklık gradyanı nedeniyle ek bir termal stres vardır. Mekanik gerilmeler;

- Santrifüj gerilme
- Gas bending gerilme
- Santrifüj bending gerilme

5.3.1.1. Santrifüj Gerilme

Santrifüj gerilim, bir çekme gerilimidir, hem kanatlar hem de onları destekleyen diskler için önemlidir. Sabit bir stres olduğu için en büyüğüdür

ancak en önemli olması gerekmez. Türbin dönme hızıyla doğrusal olarak ilişkilidir. Maksimum santrifüj gerilimi ise, kanat kök yarıçapında meydana gelir. [3] Şekil 5.8 rotor kanadındaki merkezkaç stresini tahmin etmek için bir denklemin geliştirilmesine yardımcı olacaktır. Şekildeki bir kanat elemanı üzerindeki kuvvetlerin dengesi aşağıdaki denkleme yol açar.



Şekil 5. 8: kanat geometrisi ve santrifüj gerilme

$$(\sigma + d\sigma)(A + dA) + F - \sigma A = 0$$

Bu denklemde F, dönme hızı v ile r yarıçapındaki eleman üzerindeki atalet kuvvetine eşittir:

$$F = (\rho A dr) r \omega^2$$

Bu eşitlikler yerine koyulduğunda son denklem olarak aşağıdaki denklemi elde ederiz. Maksimum gerilme kökte olduğu için yarıçaplara, bıçak malzemesi yoğunluğuna ve açısal hıza bağlı olarak kökteki gerilme:

$$\sigma_{kök} = \frac{\rho * \omega^2}{2} (R_{tip}^2 - R_{kök}^2)$$

Buradan türbin kanat kökümüzdeki gerilme;

$$\sigma_{kök \text{ türbin}} = \frac{7900 * 5236^2}{2} (0,07145^2 - 0,0546^2)$$

$$\sigma_{kök} = 230 \text{ MPa}$$

Fan kanat kökü santrifüj gerilme:

$$\sigma_{kök fan} = \frac{7900 * 5236^2}{2} (0,107^2 - 0,07445^2)$$

$$\sigma_{kök} = 639,6 MPa$$

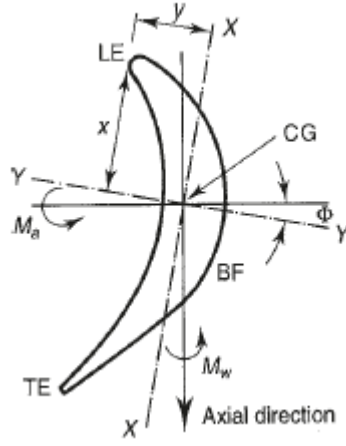
Rotor malzemesi olan İncel 718'in aft fan maksimum sıcaklıkta çalışırken minimum akma gerilmesi 758 MPa olduğundan dolayı **emniyetlidir**.

5.3.1.2. Gas Bending Gerilme

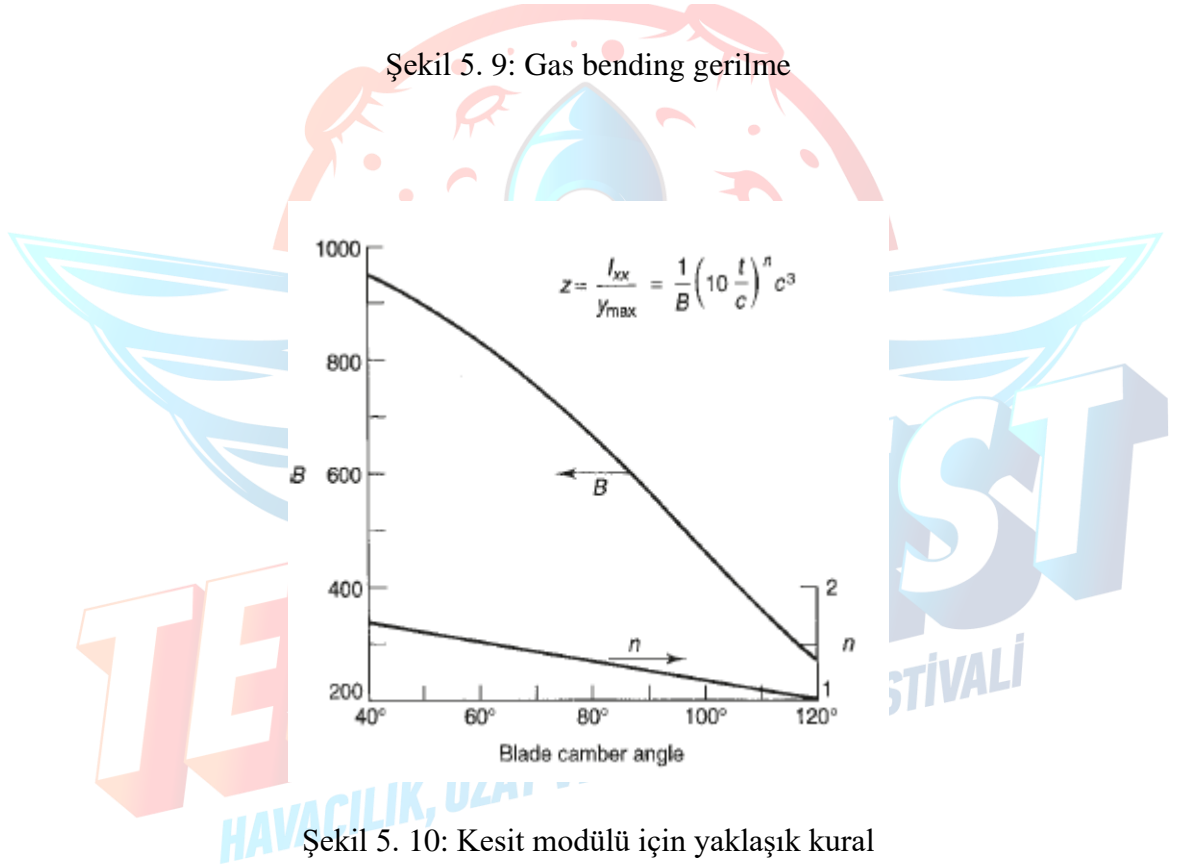
Gazın teğetsel yöndeki açısal momentumundaki değişimden kaynaklanan ve faydalı torku oluşturan kuvvet, aynı zamanda aksel yön etrafında bir gaz bükme momenti üretir. Rotor geçitlerinden geçen gaz akışı, teğetsel ve aksel kuvvetler (Ft, Fa) olmak üzere iki kuvvet oluşturur. Bir stator bıçağı sırası için sadece aksel kuvvet üretilir. Teğet kuvvet ayrıca aksel yön etrafında bir gaz eğilme momenti (Mt) geliştirirken, aksel kuvvet teğet yön etrafında başka bir gaz eğilme momenti (Ma) geliştirir. Bükülmüş ve konik bir bıçak, dh yüksekliğindeki şeritlere bölünmeli ve eğilme momentleri, her bir şerit üzerine etkiyen ortalama kuvvetten hesaplanmalıdır. Gaz eğilme stresi, ön ve arka kenarlarda gergin ve bıçağın arkasında sıkıştırıcı olacaktır ve konik ve bükülmüş bıçaklarda bile maksimum değer genellikle kök bölümünün ön veya arka kenarında meydana gelir. Bu gerilmeler aşağıdaki gibi denklemlerle bulunabilir:

$$\sigma_{gb} = \frac{\dot{m} * C_a * (tan\alpha_2 + tan\alpha_3) h}{n} \frac{1}{2 z c^3}$$

n kanat sayısıdır, dönme hızları ortalama çapta değerlendirilir ve z birim kirişli bir kanadın kök kesit modülünün ($I_{xx} > y$) en küçük değeridir. Açıkça gas bending gerilme, iş çıkışı ve kanat yüksekliği ile doğru orantılı ve kanat sayısı ve kesit modülü ile ters orantılıdır. Kesit modülünü zc^3 'ün ürünü olarak ele almak uygundur çünkü z büyük ölçüde kanat chamber açısının (gaz sapması) ve kalınlık/kordon oranının bir fonksiyonudur.



Şekil 5. 9: Gas bending gerilme



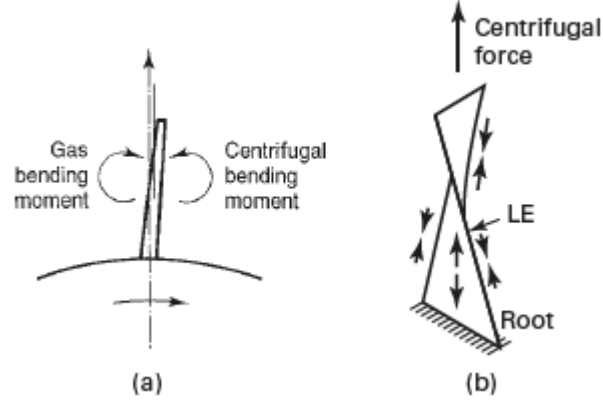
Şekil 5. 10: Kesit modülü için yaklaşık kural

Türbinimiz için gas bending gerilme değeri:

$$\sigma_{gb} = 5,7 \text{ MPa}$$

5.3.1.3. Santrifüj Bending Gerilme

Santrifüj eğilme gerilmeleri, farklı yarıçaplardaki kanat kesitlerinin ağırlık merkezleri bir radyal çizgi üzerinde yer almıyorsa ortaya çıkar. yüksek oranda bükülmüş, düşük göbek-uç oranlı fan kanatlarında önemlidir.



Şekil 5. 11: Bıçak eğimi (solda) ve merkezkaç dönüşü (sağda)

Bu tip gerilme için ileriki çalışmalarda ANSYS üzerinde analiz yapılacaktır.

5.3.1.4. Termal Gerilme

Bıçak sıcaklığı, bıçak yüksekliği boyunca veya enine kesiti boyunca tek tip değildir. Bıçak, sıcak gazlarla çevrilidir ve soğuk hava, soğutma için kullanılan iç geçitlerden akar. Her kesitte, kanat yüksekliği boyunca konumuna bağlı olarak ortalama bir sıcaklık vardır. Bu bölümdeki herhangi bir nokta için ortalama sıcaklığın üstünde veya altında bir ΔT sıcaklık farkı vardır. Bu sıcaklık farkından dolayı termal gerilmeler ortaya çıkmaktadır. Termal gerilmeyi kanat malzemesinin elastisite modülü ve termal genleşme katsayısına göre aşağıdaki formülle hesaplayabilmekteyiz.

$$\sigma_T = E * \alpha * \Delta T$$

İnconel 718 özellikleri Tablo 4.6' dan alınırsa :

$$\sigma_T = 162 * 10^3 * 16 * 10^{-6} * 99,34$$

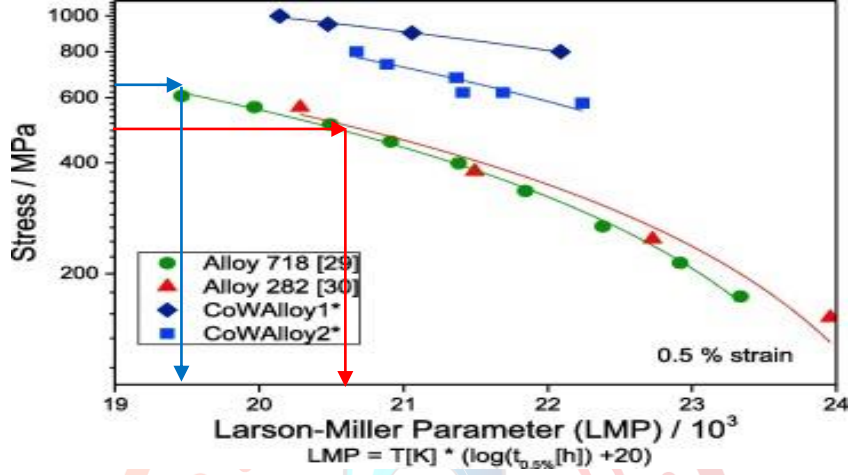
$$\sigma_T = 257.5 \text{ MPa}$$

Türbin için toplam gerilme santrifüj, gas bending ve termal gerilmelerin toplamıdır.

$$\sigma_{\text{Toplam türbin}} = 493,18 \text{ MPa}$$

Olarak hesaplanmıştır.

5.3.2. Rotor Ömür Hesabı



Şekil 5. 12: İncnel 718 Larson-Miller Grafiği

Türbin bıçaklarında hesaplanan 493,18 MPa gerilmeye bağlı olarak grafikten ilgili değer okunduğunda, yaklaşık olarak 20-21 gibi bir değere tekabül etmektedir. Türbin statoru ve rotoru arası sıcaklık değeri türbin analizinden 962.62 K olarak bulunmuştur. Bu değere göre türbin ömür hesabı aşağıdaki formül ile hesaplanabilmektedir.

$$LMP = T[20 + \log(t)]/10^3$$

$$20,6 = 962,62 [20 + \log(t)]/103$$

Bu denklem hesaplandığında türbin servis ömrü **25,11** saat bulunmuştur. Tasarım kriterlerinde verilen 25 saatlik ömrü optimum şekilde karşıladığı görülmektedir.

Fan ömrü için Larson Miller grafiğine bakıldığında ise bu değer de yaklaşık olarak 19-20 gibi bir değere tekabül ettiği görülmektedir. Fan sıcaklığı maksimum 336,7 K için ömür hesabı:

$$19,3 = 336,7 [20 + \log(t)]/103$$

Fan ömrü buradan sonsuz ömürlü olarak değerlendirilebilir. Ancak fan ve türbin birleşik olduğu için ortak ömrü **25,11** saat olarak almak doğru olacaktır.

6. Termal Hesaplamalar

6.1. Malzeme Sıcaklığı ve Termal Genleşme Hesaplamaları

Aft fan bileşenlerine bakıldığında maksimum sıcak havayla temas eden parçalar duct, türbin kanadı ve türbin rotor diskidir. Türbin stator muhafazası sıcak havaya maruz kalsa da üst tarafında bulunan fan bıçaklarına giren nispeten soğuk hava stator yüzey sıcaklığını soğutan bir etkiye sahiptir. Ayrıca dış gövdeler ve fan bileşenleri nispeten daha soğuk havayla temas etmektedirler. Bu nedenden dolayı duct, türbin rotor diski ve türbin kanatçığı için detaylı hesap yapılacaktır. Ek olarak ön frame hesabı da detaylı olarak verilip soğuk hava teması yüzünden çok fazla ısınmadığı ve termal olarak çok emniyetli olduğu kanıtlanacaktır. Fan kanatlarının malzemesi türbin kanat malzemesi gibi İnconel 718 seçildiği için, türbin kanatçıklarının emniyetli çıkması halinde fan kanatçıklarının da termal açıdan emniyetli olacağı yorumu yapılabilir.

6.1.1. Taşınım Katsayısının Hesabı

Malzemenin sıcaklığını bulabilmek için malzemenin üzerinden akan havanın taşınım katsayısını hesaplamak gereklidir. Havanın taşınım katsayısı hesabında, havanın atmosferik koşullarını belirlemek önemlidir. Isı transferi hesaplarında iletimden kaynaklı, malzemenin iç ve dış kısımlarından geçen hava akışından dolayı taşınım ve sıcak yüzeylerde gerçekleşen radyasyondan kaynaklı ısı transferlerini dikkate almak gereklidir. Toplam ısı transferi sonucuna bağlı olarak malzemenin iç ve dış yüzeylerinin sıcaklıkları hesaplanır.

Ortalama taşınım katsayısı hesabında Denklem 2.1'de gösterilen bağıntı kullanılır. Bağıntıda gösterilen 'k' değeri havanın ısı iletim katsayısını temsil eder ve sıcaklığa bağlı olarak Ek-1'den sıcaklığa bağlı olarak okunur. Bağıntıda gösterilen ' L_c ' hava akışının olduğu yüzeyin karakteristik boyunu temsil etmektedir. Bağıntıda gösterilen ' \overline{Nu} ' değeri ortalama Nusselt değerini ifade etmektedir.

$$\bar{h} = \frac{k\bar{Nu}}{L_c} \quad (2.1)$$

Ortalama Nusselt sayısı akışın karakteristiğine bağlı olan Reynolds sayısı ile bağıntılıdır. Ortalama Nusselt sayısını hesaplamak için Reynolds sayısının hesaplanması gereklidir. Reynolds sayısının hesaplanması için gerekli bağıntı Denklem 2.2.'de gösterilmektedir. Bağıntıda gösterilen ' ρ ' akışkanın yoğunluğunu belirtir. Denklemde belirtilen ' V ' akışkanın giriş kısmındaki hızını temsil eder. Denklemde belirtilen ' μ ' değeri akışkanın dinamik viskozitesini temsil eder ve Ek-1'den sıcaklığa bağlı olarak okunur.

$$Re = \frac{\rho VL_c}{\mu} \quad (2.2)$$

Reynolds sayısı hesaplandıktan sonra ortalama taşınım katsayısına geçilebilir. Ortalama taşınım katsayısı hesabında öncelikle akışın iç akış veya dış akış olduğuna karar verilmelidir. Bu iki farklı akış türü için uygun olan korelasyondan ortalama Nusselt bağıntısı seçilir. Yapılan çalışmada genel olarak iç akış inceleneceğinden ve havanın giriş hızlarının çok yüksek olmasından dolayı iç akışta türbülans olduğu zaman seçilecek korelasyon Denklem 2.3'te gösterilen 'Colburn' bağıntısıdır. Bağıntıda gösterilen ' Pr ' Prandtl sayısını temsil eder ve Ek-1'den sıcaklığa bağlı olarak okunur. Denklemde belirtilen ' n ' katsayısı havanın ısınması halinde 0.4, havanın soğuması halinde 0,3 olarak alınır.

$$\bar{Nu} = 0.023Re^{0.8}Pr^n \quad (2.3)$$

Denklem 2.2'den Reynolds sayısı hesaplanır, Denklem 2.3'te yerine konularak türbülanslı akış için ortalama Nusselt sayısı hesaplanır. Hesaplanan ortalama Nusselt sayısı Denklem 2.1'de yerine konularak içeriden akan havanın ortalama taşınım katsayısı ($\bar{h}_{iç}$) hesaplanır.

Dış akış olduğu zaman kullanılacak ortalama Nusselt bağıntısı Denklem 2.4'te ifade edilen bağıntıyla hesaplanabilir. Denklemde belirtilen 'C' ve 'm' değerleri Reynolds sayısı aralığına bağlı olarak değişen sabitlerdir.

$$\overline{Nu} = C(Re)^m(Pr)^{1/3} \quad (2.4)$$

Denklem 2.2'den Reynolds sayısı hesaplanır, Denklem 2.4'te yerine konularak dış akış için ortalama Nusselt sayısı hesaplanır. Hesaplanan ortalama Nusselt sayısı Denklem 2.1'de yerine konularak dışarıdan akan havanın ortalama taşınım katsayısı ($\bar{h}_{dış}$) hesaplanır.

6.1.2 Yüksek Hızlı Akışlarda Hava Sıcaklığı Hesabı

Yüksek hızlarda akan havanın sıcaklık hesabında, havanın kinetik enerjisinin hesaba katılması doğru bir yaklaşım olacaktır. Havanın yüksek hızdaki sıcaklığı Adyabatik Duvar Sıcaklığı (Adiabatic Wall Temperature) olarak ifade edilir. Adyabatik Duvar Sıcaklığı (T_{aw}) değeri Denklem 2.5'te belirtilen bağıntı ile hesaplanır. Bağıntıda gösterilen ' V_{rel} ' değeri havanın duvara göre bağıl hızını temsil etmektedir.

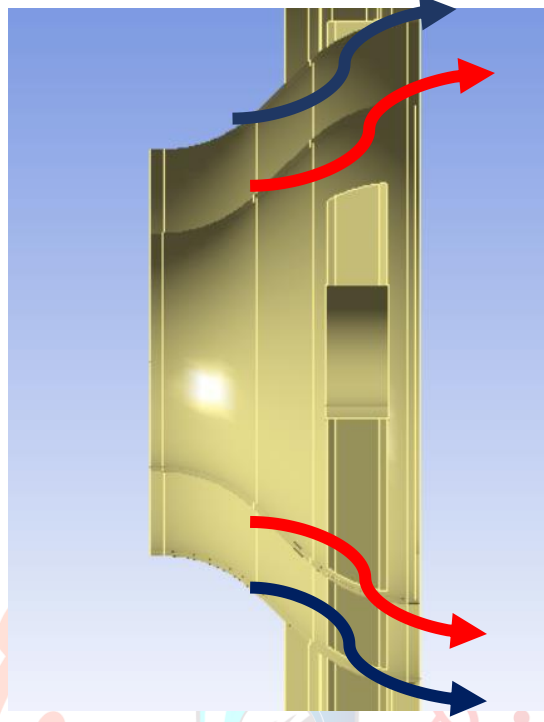
$$T_{aw} = T_{\infty} + \frac{rV_{rel}^2}{2C_p} \quad (2.5)$$

Denklem 2.5'te belirtilen ' r ' değeri türbülanslı akış olduğunda $Pr^{1/3}$ olarak hesaplanır.

6.2. Duct Sıcaklığı

6.2.1. İç ve Dış Yüzeylerden Geçen Havanın Taşınım Katsayısı Hesabı

Duct için ısı transferi modeli hazırlanacaktır. Duct sıcaklığı hesabında duct içi boş silindir gibi düşünülerek hesap yapılacaktır. Duct üzerindeki akış geometrisi Şekil 6.1'de gösterilmektedir.



Şekil 6. 1: Duct Akış Geometrisi

Alttan geçen havaya ait bilgiler Tablo 6.1’de gösterilmektedir.

Tablo 6. 1: İçeriden Geçen Havanın Bilgileri

P (kPa)	T_{∞} (K)	$A(m^2)$	V (m/s)	t (mm)	$r_1(mm)$
191	1045	0.0253	264	1	70

Üstten geçen havaya ait bilgiler Tablo 6.2’de gösterilmektedir.

Tablo 6. 2: Dışarıdan Geçen Havanın Bilgileri

P (kPa)	T_{∞} (K)	M	$A (m^2)$	t (mm)	$r_2(mm)$
101.325	288	0.6	0.0257	1	141

Duct iç yüzeylerinden geçen havanın taşınım katsayısı Denklem 2.1 yardımı ile hesaplanacaktır. Havanın yoğunluğu ise Denklem 2.6’te verilen bağıntı ile hesaplanacaktır.

$$P = \rho RT \quad (2.6)$$

Denklem 2.6 yardımı ile içerde akan havanın yoğunluğu $0.637 (kg/m^3)$ olarak bulunmuştur. Havanın C_p değeri $1149.1 (j/kgK)$, μ değeri $435.47 *$

$10^{-7} (N.s/m^2)$, k değeri $0.06886 (W/m.K)$, Prandtl sayısı 0.7269 olarak Ek-1'den alınmıştır.

İç yüzeydeki akış için, Reynolds sayısı hesabında kullanılan Denklem 2.2'de gösterilen 'V' değeri hesaplar kısmında $264 (m/s)$ olarak bulunmuştur. Denklem 2.2 yardımı ile içerideki akış için Reynolds sayısı 540646.2 olarak bulunmuştur. Bulunan Reynolds sayısı ile Denklem 2.3 yardımı ile Nusselt sayısı 780.99 olarak bulunmuştur. Denklem 2.1 yardımı ile içerdeki havanın ortalama taşınım katsayısı $384.14 W/m^2K$ olarak bulunmuştur.

Duct dış yüzeylerinden geçen havanın taşınım katsayısı Denklem 2.1 yardımı ile hesaplanacaktır. Bu denklemin çözümü için dışarıdan akan havanın sıcaklığı $288 (K)$ kabul edilerek, C_p değeri $1006.76 (j/kgK)$, μ değeri $178.6 * 10^{-7} (N.s/m^2)$, k değeri $25.34 * 10^{-3} (W/m.K)$, Prandtl sayısı 0.71012 olarak Ek-1'den alınmıştır. (Bkz. Ek-1)

Dıştaki havanın yoğunluğu ise Denklem 2.6'te verilen bağıntı ile $1.226 (kg/m^3)$ olarak bulunmuştur.

Dış yüzeydeki akış için Reynolds sayısı hesabında kullanılan Denklem 2.2'de gösterilen 'V' değeri Denklem 2.7 kullanılarak bulunur. Denklemde belirtilen 'M' Mach sayısını 'V' hız değerini, 'R' değeri ideal gaz sabitini ve 'T' değeri sıcaklığı temsil etmektedir. Denklemde $\gamma = 1.33$ olarak alınmıştır.

$$M = \frac{V}{\sqrt{\gamma * R * T}} \quad (2.7)$$

Denklem 2.7 yardımı ile hız değeri $6.29 (m/s)$ olarak bulunmuştur. Hız değeri kullanılarak Reynolds sayısı 60880.58 olarak bulunmuştur. Denklem 2.4 yardımı ile Nusselt sayısı 171.12 olarak bulunmuştur. Denklem 2.1 yardımı ile dışarıdaki havanın ortalama taşınım katsayısı $30.75 W/m^2K$ olarak bulunmuştur.

6.2.2. Adyabatik Duvar Sıcaklığı Hesabı

Denklem 2.4 yardımı ile içeriden geçen havanın adyabatik duvar sıcaklığı 1075.27 (K), dışarıdaki havanın adyabatik sıcaklığı ise hızın çok düşük olmasından dolayı değişmemekte ve 288 K olarak kalmaktadır.

6.2.3. Isıl Direnç Yazımı ve Gerçekleşen Toplam Isı Transferi

Hesabı

Toplam direnç yazımında iletim yoluyla gerçekleşen ısı transferini hesaplamak gereklidir. Düzlem duvarda iletim direnci 2.8a'da gösterildiği gibi yazılmaktadır. Denklemde gösterilen 't' duct'ın et kalınlığını, 'k' malzemenin iletim katsayısını ve 'A' ısı transferi alanını temsil etmektedir.

Duct üzerinde iletim yoluyla gerçekleşen ısı kaybı silindirik duvarda iletimle gerçekleşen ısı transferi mekanizması gibi düşünülebilir. Bu benzeşim kabulü ile iletim direnci Denklem 2.8b'de verilen bağıntı ile ifade edilir. Denklemde gösterilen 'r₂' değeri dış yarıçapı, 'r₁' değeri iç yarıçapı, 'L' değeri silindirin boyunu, 'k' değeri ise malzemenin ısı ısı iletim katsayısını temsil etmektedir.

$$R_{iletim} = \frac{t}{kA} \quad (2.8'a)$$

$$R_{iletim} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi Lk} \quad (2.8b)$$

İnconel 718 olarak seçilen duct malzemesinin ısı iletim katsayısı ilgili grafikten 11.1 W/(m * K) olarak alınmıştır. Denklem 2.8b yardımı ile iletimden kaynaklı direnç 0.02 K/W olarak bulunmuştur.

İçerdeki havanın sebep olduğu taşınımından kaynaklı ısı direnci 6.2.1 kısmında iç akış için hesaplanan taşınım katsayısı kullanılarak Denklem 2.9 yardımı ile hesaplanır.

$$R_{taşınım,iç} = \frac{1}{\bar{h}_{iç}A} \quad (2.9)$$

Denklem 2.9 yardımı içerisindeki taşınım direnci 0.10289 K/W olarak bulunmuştur.

Dışarıda akan havanın sebep olduğu taşınımından kaynaklı ısı direnci 6.2.1 kısmında dış akış için hesaplanan taşınım katsayısı kullanılarak Denklem 2.10 yardımı ile hesaplanır.

$$R_{taşınım,dış} = \frac{1}{h_{dış}A} \quad (2.10)$$

Denklem 2.10 yardımı ile dışarıdaki taşınım direnci 1.265 K/W olarak bulunmuştur.

Dirençlerin yazımından sonra toplam direnç Denklem 2.11'da gösterilen bağıntı ile hesaplanır.

$$\Sigma R = R_{iletim} + R_{taşınım,iç} + R_{taşınım,dış} \quad (2.11)$$

Denklem 2.11 yardımıyla 1.388 K/W olarak hesaplanan toplam direnç kullanılarak içerde akan akışkan ve duct dış yüzeyi arasında gerçekleşen toplam ısı transferi Denklem 2.12 yardımı ile hesaplanacaktır.

$$Q_{toplam} = \frac{T_{akışkan,iç} - T_{akışkan,dış}}{\Sigma R} \quad (2.12)$$

Denklem 2.12 yardımı ile toplam ısı transferi 567.197 W olarak hesaplanmıştır.

6.2.4. Duct İç Yüzey Sıcaklığı ve Ortalama Malzeme Sıcaklığı Hesabı

Ductın iç yüzey sıcaklığı bulunurken iç yüzeyde taşınım ile olan ısı transferi üzerinden hesap yapılır. Toplam ısı transferi iç yüzeyde taşınım ile olan ısı transferine eşittir ve denklem 2.13'te gösterilen bağıntı ile ifade edilir.

$$Q_{taşınım,iç} = Q_{toplam} = \frac{T_{akışkan,iç} - T_{iç yüzey}}{R_{taşınım}} \quad (2.13)$$

Denklem 2.13 yardımıyla duct üzerinde maksimum sıcaklığın olduğu iç yüzey sıcaklığı 1016.91 K olarak hesaplanır. Bu sıcaklık değeri yaklaşık olarak 743.76°C'dir.

6.2.5. Sonlu Elemanlar Analizi

Bağıntılar yardımıyla teorik olarak hesaplanan yüzey sıcaklık değerleri sonlu elemanlar yöntemi kullanarak çözüm yapan program analizleriyle doğrulanacaktır.

6.2.6. Mühendislik Yaklaşımı

Duct iç yüzeyinde oluşan 743.76°C, duct malzemesi olan İnconel 718'in erime başlangıcı noktası olan 1340°C'den çok düşüktür. Sıcaklık açısından malzeme yaklaşık olarak 1.8 kat emniyetlidir.

6.2.7. Uzama Hesabı

İstenilen itki gücüne ulaşmak için malzemelerin toplam deformasyonunu sınırlandırmak gereklidir. Artan sıcaklık nedeni ile malzemeler belirli bir miktar deplasman yapar. Termal kaynaklı olan bu deplasman değeri Denklem 2.14'te verilen bağıntı ile hesaplanır. Denklemde belirtilen ' α ' değeri malzemenin uzama katsayısını, ' L_0 ' malzemenin ilk boyunu ve ΔT malzemede gerçekleşen sıcaklık farkını belirtmektedir.

$$\Delta L = \alpha L_0 \Delta T \quad (2.14)$$

Literatür taraması sonucu duct malzemesi olarak seçilen İnconel 718'in uzama katsayısı değeri (α) $1.35 \times 10^{-5} (m/mK)$ olarak alınmıştır. Ek olarak malzemenin ilk olarak oda sıcaklığı olan 20°C'de olduğu varsayılacaktır.

Denklem 2.14 yardımı ile çap üzerinde, termal kaynaklı deformasyon 0.914 mm olarak bulunmuştur. Boyda meydana gelen deformasyon 0.62 mm olarak hesaplanmıştır.

6.3. Dış Gövde Sıcaklığı

6.3.1. İç ve Dış Yüzeylerden Geçen Havanın Taşınım Katsayısı Hesabı

Gövde için ısı transferi modeli hazırlanacaktır. Gövde sıcaklığı hesabında gövde içi boş silindir gibi düşünülerek hesap yapılacaktır. Gövde üzerindeki akış geometrisi Şekil 6.2' de gösterilmektedir.



Şekil 6. 2: Gövde Akış Geometrisi

İçeriden geçen havaya ait bilgiler Tablo 6.3'te gösterilmektedir.

Tablo 6. 3: İçeriden Geçen Havanın Giriş Bilgileri

P (kPa)	T_{∞} (K)	M	A(m ²)	t (mm)	r_1 (mm)
101.325	288	0.7	0.097	0.7	214.6

Dışarıdan geçen havaya ait bilgiler Tablo 6. 4'te gösterilmektedir.

Tablo 6. 4: Dışarıdan Geçen Havanın Bilgileri

P (kPa)	T_{∞} (K)	M	A (m ²)	t (mm)	r_2 (mm)
101.325	1045	0.6	0.0956	0.7	215.3

Denklem 2.6 yardımı ile içerde akan havanın yoğunluğu $1.226 \text{ (kg/m}^3\text{)}$ olarak bulunmuştur. Havanın C_p değeri 1006.76 (j/kgK) , μ değeri $178.6 \times 10^{-7} \text{ (Ns/m}^2\text{)}$, k değeri $25.34 \times 10^{-3} \text{ (W/mK)}$, Prandtl sayısı 0.71012 olarak Ek-1'den alınmıştır.

Denklem 2.7 yardımı ile hız değeri 7.34 (m/s) olarak bulunmuştur. Hız değeri kullanılarak Reynolds sayısı 107320.99 olarak bulunmuştur. Denklem 2.3 yardımı ile Nusselt sayısı 212.23 olarak bulunmuştur. Denklem 2.1 yardımı ile dışarıdaki havanın ortalama taşınım katsayısı $25.25 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak bulunmuştur.

Gövde dış yüzeylerinden geçen havanın taşınım katsayısı Denklem 2.1 yardımı ile hesaplanacaktır. Bu denklemin çözümü için dışarıdan akan havanın sıcaklığı 288 (K) kabul edilerek, C_p değeri 1006.76 (J/kgK) , μ değeri $178.6 \times 10^{-7} \text{ (Ns/m}^2\text{)}$, k değeri $25.34 \times 10^{-3} \text{ (W/mK)}$, Prandtl sayısı 0.71012 olarak Ek-1'den alınmıştır.

Dıştaki havanın yoğunluğu ise Denklem 2.6'te verilen bağıntı ile $1.226 \text{ (kg/m}^3\text{)}$ olarak bulunmuştur.

Denklem 2.7 yardımı ile hız değeri 6.29 (m/s) olarak bulunmuştur. Hız değeri kullanılarak Reynolds sayısı 91968.53 olarak bulunmuştur. Denklem 2.4 yardımı ile Nusselt sayısı 238.53 olarak bulunmuştur. Denklem 2.1 yardımı ile dışarıdaki havanın ortalama taşınım katsayısı $28.38 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak bulunmuştur.

6.3.2. Adyabatik Duvar Sıcaklığı Hesabı

Denklem 2.4 yardımı ile içeriden geçen havanın adyabatik duvar sıcaklığı 288.1 (K) , dışarıdaki havanın adyabatik sıcaklığı ise hızın çok düşük olmasından dolayı değişmemekte ve 288.2 K olarak kalmaktadır.

6.3.3. Isıl Direnç Yazımı ve Gerçekleşen Toplam Isı Transferi Hesabı

Seçilen gövde malzemesinin (AISI 316) iletim katsayısı ilgili grafikten $16.3 \text{ W}/(\text{mK})$ olarak alınmıştır. Denklem 2.8b yardımı ile iletimden kaynaklı direnç $5.45 \times 10^{-4} \text{ K/W}$ olarak bulunmuştur.

Denklem 2.9 yardımı içerideki taşınım direnci 0.408 K/W olarak bulunmuştur.

Denklem 2.10 yardımı ile dışarıdaki taşınım direnci 0.363 K/W olarak bulunmuştur.

Denklem 2.11 yardımıyla 5.8704 K/W olarak hesaplanan toplam direnç kullanılarak akan akışkan ve gövde dış yüzeyi arasında gerçekleşen toplam ısı transferi Denklem 2.12 yardımı ile yaklaşık olarak 1 W olarak bulunmuştur.

6.3.4. Gövde İç Yüzey Sıcaklığı ve Ortalama Malzeme Sıcaklığı Hesabı

Gövdenin iç yüzey sıcaklığı bulunurken iç yüzeyde taşınım ile olan ısı transferi üzerinden hesap yapılır. Toplam ısı transferi iç yüzeyde taşınım ile olan ısı transferine eşittir ve denklem 2.13'te gösterilen bağıntı ile ifade edilir.

Denklem 2.13 yardımıyla gövde üzerinde maksimum sıcaklığın olduğu iç yüzey sıcaklığı 287.52 olarak hesaplanır.

6.3.5. Sonlu Elemanlar Analizi

Bağıntılar yardımıyla teorik olarak hesaplanan yüzey sıcaklık değerleri sonlu elemanlar yöntemi kullanarak çözüm yapan program analizleriyle doğrulanacaktır.

6.3.6. Mühendislik Yaklaşımı

İç yüzeyinde oluşan sıcaklık ile gövde malzemesi olan AISI 316'nın erime noktası arasındaki fark

Gövde iç yüzeyinde oluşan 287.52(K), gövde malzemesi olan AISI 316'nın erime başlangıcı noktası olan 1645 (K)'den çok düşüktür. Sıcaklık açısından malzeme yaklaşık olarak 5.7 kat emniyetlidir.

6.3.7. Uzama Hesabı

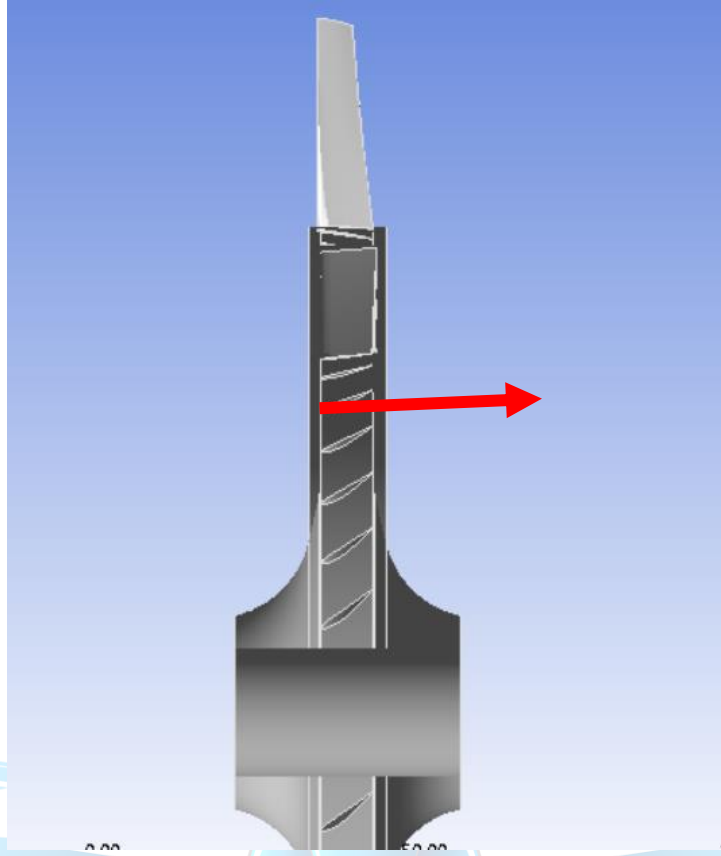
İstenilen itki gücüne ulaşmak için malzemelerin toplam deformasyonunu sınırlandırmak gereklidir. Artan sıcaklık nedeni ile malzemeler belirli bir miktar deplasman yapar. Termal kaynaklı olan bu deplasman değeri Denklem 2.14'te verilen bağıntı ile hesaplanır.

Literatür taraması sonucu gövde malzemesi olarak seçilen AISI 316'nın uzama katsayısı değeri (α) 17.2×10^{-6} olarak alınmıştır. Ek olarak malzemenin ilk olarak oda sıcaklığı olan 20°C 'de olduğu varsayılmaktadır.

Denklem 2.14 yardımı ile çap üzerinde, termal kaynaklı deformasyon 2.16×10^{-4} mm olarak bulunmuştur. Boyda meydana gelen deformasyon 2.44×10^{-4} mm olarak hesaplanmıştır.

6.4. Türbin Rotor Disk Sıcaklığı

Disk için ısı transferi modeli hazırlanacaktır. Disk sıcaklığı hesabında Disk içi boş silindir gibi düşünülerek hesap yapılacaktır. Disk üzerindeki akış geometrisi Şekil 6.3' te gösterilmektedir.



Şekil 6. 3:Türbin Rotor Disk Akış Geometrisi

Dışarıdan geçen havaya ait bilgiler Tablo 6. 5'te gösterilmektedir.

Tablo 6. 5: Dışarıdan Geçen Havanın Bilgileri

P (kPa)	T_{∞} (K)	V ($\frac{m}{s}$)	A (m^2)	r_1 (m)	r_2 (m)
189.09	1045	264	0.0042	0.02	0.1115

Mil yüzey sıcaklığının 350 K olduğu kabulü yapılmıştır.

Denklem 2.6 yardımı ile içerde akan havanın yoğunluğu $0.63 \text{ (kg/m}^3\text{)}$ olarak bulunmuştur. Havanın C_p değeri 1149.1 (j/kgK), μ değeri $435.47 \times 10^{-7} \text{ (Ns/m}^2\text{)}$, k değeri 0.06886 (W/mK) , Prandtl sayısı 0.7269 olarak Ek-1'den alınmıştır.

Hız değeri kullanılarak Reynolds sayısı 425854.36 olarak bulunmuştur. Denklem 2.4 yardımı ile Nusselt sayısı 645.248 olarak bulunmuştur. Denklem

2.1 yardımı ile dışarıdaki havanın ortalama taşınım katsayısı $398.49 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak bulunmuştur.

6.4.1. Adyabatik Duvar Sıcaklığı Hesabı

Denklem 2.4 yardımı ile dış yüzeyden geçen havanın adyabatik duvar sıcaklığı 1072.27 (K) olarak hesaplanmıştır.

6.4.2. Isıl Direnç Yazımı ve Gerçekleşen Toplam Isı Transferi Hesabı

İnconel 718 olarak seçilen disk malzemesinin ısı iletim katsayısı ilgili grafikten 11.1 W/(mK) olarak alınmıştır. Denklem 2.8b yardımı ile iletimden kaynaklı direnç 2.053 K/W olarak bulunmuştur.

Denklem 2.10 yardımı ile dışarıdaki taşınım direnci 0.597 K/W olarak bulunmuştur.

Toplam direnç 2.6502 K/W olarak bulunmuştur.

Denklem 2.12 yardımı ile toplam ısı transferi 262.244 W olarak hesaplanmıştır.

6.4.3. Disk Dış Yüzey Sıcaklığı ve Ortalama Malzeme Sıcaklığı Hesabı

Diskin dış yüzey sıcaklığı bulunurken dış yüzeyde taşınım ile olan ısı transferi üzerinden hesap yapılır. Toplam ısı transferi dış yüzeyde taşınım ile olan ısı transferine eşittir ve denklem 2.12'de gösterilen bağıntı ile ifade edilir.

Denklem 2.12 yardımıyla disk üzerinde maksimum sıcaklığın olduğu dış yüzey sıcaklığı 896.307 K hesaplanır.

6.4.4. Sonlu Elemanlar Analizi

Bağıntılar yardımıyla teorik olarak hesaplanan yüzey sıcaklık değerleri sonlu elemanlar yöntemi kullanarak çözüm yapan program analizleriyle doğrulanacaktır.

6.4.5. Mühendislik Yaklaşımı

Disk dış yüzeyinde oluşan 896.307 K , disk malzemesi olan İnconel 718'in erime başlangıcı noktası olan 1615 K 'den çok düşüktür. Sıcaklık açısından malzeme yaklaşık olarak 2 kat emniyetlidir.

6.4.6. Uzama Hesabı

İstenilen itki gücüne ulaşmak için malzemelerin toplam deformasyonunu sınırlandırmak gereklidir. Artan sıcaklık nedeni ile malzemeler belirli bir miktar deplasman yapar. Termal kaynaklı olan bu deplasman değeri Denklem 2.14'te verilen bağıntı ile hesaplanır.

Literatür taraması sonucu disk malzemesi olarak seçilen İnconel 718'in uzama katsayısı değeri (α) $1.35 \times 10^{-5} (m/mK)$ olarak alınmıştır. Ek olarak malzemenin ilk olarak oda sıcaklığı olan 20°C 'de olduğu varsayılacaktır.

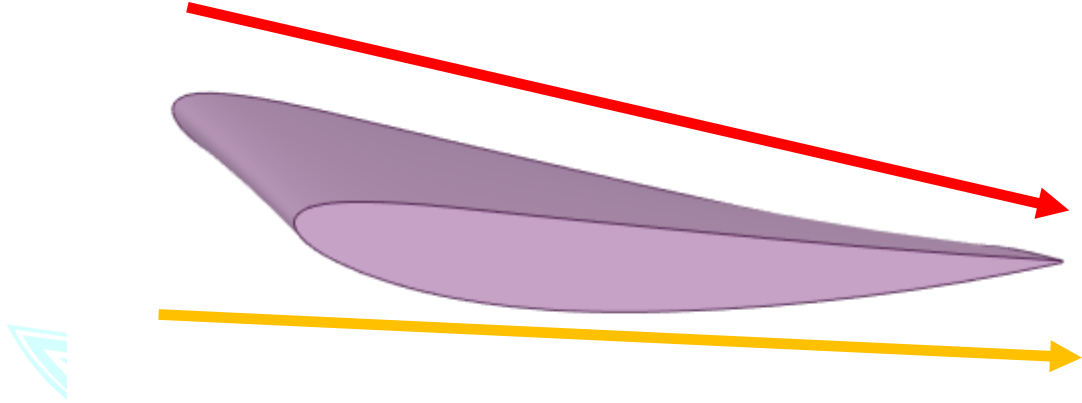
Denklem 2.14 yardımı ile çap üzerinde, termal kaynaklı deformasyon 1.067 mm olarak bulunmuştur. Boyda meydana gelen deformasyon 0.159 mm olarak hesaplanmıştır.

6.5. Türbin Rotor Kanatçık Sıcaklığı

Türbin rotor kanatçık sıcaklığı için, türbin kanatlarından biri kontrol hacmi olarak seçilecektir. Kanatçığın alt ve üst yüzeylerinden geçen havanın sıcaklık ve hızları performans çevrimi sonucu bulunan değerler olarak alınacaktır. Bu sıcaklıklarda alınan havanın özellikleri Ek-1'den alınacaktır.

6.5.1. İç ve Dış Yüzeylerden Geçen Havanın Taşınım Katsayısı Hesabı

Kanatçık için ısı transferi modeli hazırlanacaktır. Kanatçık sıcaklığı hesabında kanatçık plaka gibi düşünülerek hesap yapılacaktır. Kanatçık üzerindeki akış geometrisi Şekil 6.4' te gösterilmektedir.



Şekil 6. 4:Kanatçık Akış Geometrisi

Alttan geçen havaya ait bilgiler Tablo 6. 6' da gösterilmektedir.

Tablo 6. 6: Alttan Geçen Havanın Bilgileri

P (kPa)	T_{∞} (K)	V ($\frac{m}{s}$)	A (m^2)	t (mm)	L(mm)
189.09	1045	264	0.00015	1	10,43

Üstten geçen havaya ait bilgiler Tablo 6. 7' de gösterilmektedir.

Tablo 6. 7: Üstten Geçen Havanın Bilgileri

P (kPa)	T_{∞} (K)	V ($\frac{m}{s}$)	A (m^2)	t (mm)	L(mm)
189.09	946	264	0.00015	1	10,43

Denklem 2.6 yardımı ile alttan akan havanın yoğunluğu 0.637 (kg/m^3) olarak bulunmuştur. Havanın C_p değeri 1149.1 (j/kgK), μ değeri

$435.47 \times 10^{-7} (Ns/m^2)$, k değeri $0.06886 (W/mK)$, Prandtl sayısı 0.7269 olarak Ek-1'den alınmıştır.

Alt yüzeydeki akış için, Reynolds sayısı hesabında kullanılan Denklem 2.2'de gösterilen 'V' değeri hesaplar kısmında $264 (m/s)$ olarak bulunmuştur. Denklem 2.2 yardımı ile içerideki akış için Reynolds sayısı 40278.142 olarak bulunmuştur. Bulunan Reynolds sayısı ile Denklem 2.3 yardımı ile Nusselt sayısı 97.81 olarak bulunmuştur. Denklem 2.1 yardımı ile içerdeki havanın ortalama taşınım katsayısı $645.737 W/m^2K$ olarak bulunmuştur.

Kanatçık üst yüzeylerinden geçen havanın taşınım katsayısı Denklem 2.1 yardımı ile hesaplanacaktır. Havanın, C_p değeri $1130.80 (J/kgK)$, μ değeri $411.036 \times 10^{-7} (Ns/m^2)$, k değeri $64.254 \times 10^{-3} (W/mK)$, Prandtl sayısı 0.72294 olarak Ek-1'den alınmıştır.

Üstteki havanın yoğunluğu ise Denklem 2.6'te verilen bağıntı ile $0.68 (kg/m^3)$ olarak bulunmuştur.

Üst yüzeydeki akış için, Reynolds sayısı hesabında kullanılan Denklem 2.2'de gösterilen 'V' değeri hesaplar kısmında $264 (m/s)$ olarak bulunmuştur. Denklem 2.2 yardımı ile içerideki akış için Reynolds sayısı 45417.193 olarak bulunmuştur. Bulunan Reynolds sayısı ile Denklem 2.3 yardımı ile Nusselt sayısı 107.435 olarak bulunmuştur. Denklem 2.1 yardımı ile içerdeki havanın ortalama taşınım katsayısı $663.762 W/m^2K$ olarak bulunmuştur.

6.5.2. Adyabatik Duvar Sıcaklığı Hesabı

Denklem 2.4 yardımı ile alttan geçen havanın adyabatik duvar sıcaklığı $1072.27 (K)$, üstteki havanın adyabatik sıcaklığı ise $973.66 (K)$ olarak hesaplanmıştır.

6.5.3. Isıl Direnç Yazımı ve Gerçekleşen Toplam Isı Transferi Hesabı

Toplam direnç yazımında iletim yoluyla gerçekleşen ısı transferini hesaplamak gereklidir. Kanatçık üzerinde iletim yoluyla gerçekleşen ısı kaybı

düzlem duvarda iletimle gerçekleşen ısı transferi mekanizması gibi düşünülebilir. Bu benzeşim kabulü ile iletim direnci Denklem 2.8a'da verilen bağıntı ile ifade edilir.

Inconel 718 olarak seçilen kanatçık malzemesinin ısı iletim katsayısı ilgili grafikten 11.1 W/(mK) olarak alınmıştır. Denklem 2.8'a yardımı ile iletimden kaynaklı direnç 0.601 K/W olarak bulunmuştur.

Denklem 2.10 yardımı ile alt yüzeydeki taşınım direnci 10.324 K/W olarak bulunmuştur.

Denklem 2.10 yardımı ile üst yüzeydeki taşınım direnci 10.043 K/W olarak bulunmuştur.

Toplam direnç 20.968 K/W olarak bulunmuştur.

Denklem 2.12 yardımı ile toplam ısı transferi 4.783 W olarak hesaplanmıştır.

6.5.4. Kanatçık Yüzey Sıcaklığı ve Ortalama Malzeme Sıcaklığı Hesabı

Kanatçığın alt yüzey sıcaklığı bulunurken alt yüzeyde taşınım ile olan ısı transferi üzerinden hesap yapılır. Toplam ısı transferi alt yüzeyde taşınım ile olan ısı transferine eşittir ve denklem 2.13'te gösterilen bağıntı ile ifade edilir.

Denklem 2.13 yardımıyla kanatçık üzerinde maksimum sıcaklığın olduğu yüzey sıcaklığı 995.62 (K) olarak hesaplanır.

6.5.5. Sonlu Elemanlar Analizi

Bağıntılar yardımıyla teorik olarak hesaplanan yüzey sıcaklık değerleri sonlu elemanlar yöntemi kullanarak çözüm yapan program analizleriyle doğrulanacaktır.

6.5.6. Mühendislik Yaklaşımı

Kanatçık dış yüzeyinde oluşan 995.62 K, kanatçık malzemesi olan Inconel 718'in erime başlangıcı noktası olan 1615 K'den çok düşüktür. Sıcaklık açısından malzeme yaklaşık olarak 1.6 kat emniyetlidir.

6.5.7. Uzama Hesabı

İstenilen itki gücüne ulaşmak için malzemelerin toplam deformasyonunu sınırlandırmak gereklidir. Artan sıcaklık nedeni ile malzemeler belirli bir miktar deplasman yapar. Termal kaynaklı olan bu deplasman değeri Denklem 2.14'te verilen bağıntı ile hesaplanır.

Literatür taraması sonucu kanatçık malzemesi olarak seçilen Inconel 718'in uzama katsayısı değeri (α) $1.35 \times 10^{-5} (m/mK)$ olarak alınmıştır. Ek olarak malzemenin ilk olarak oda sıcaklığı olan $20^{\circ}C$ 'de olduğu varsayılacaktır.

Denklem 2.14 yardımı ile boy üzerinde, termal kaynaklı deformasyon 0.098 mm olarak bulunmuştur. Eninde meydana gelen deformasyon 0.154 mm olarak hesaplanmıştır.

6.6. Türbin Stator Muhafaza Sıcaklığı

6.1 kısmında belirtildiği gibi, stator muhafazasının üst kısmından fana giren nispeten soğuk hava muhafazayı soğutucu etkiye sahiptir ve bu yüzden türbin üzerindeki maksimum sıcaklık türbin muhafazasında oluşmadığından, türbin stator muhafaza sıcaklığının kritik olarak görülüp hesap yapılmasına gerek yoktur. Yine de alt kısımlarda türbin stator muhafaza sıcaklığının teorik olarak hesaplanmasına ilişkin çözüm yolu sunulmaktadır.

6.6.1. İç ve Dış Yüzeylerden Geçen Havanın Taşınım Katsayısı Hesabı

Muhafaza için ısı transferi modeli hazırlanır. Muhafaza iç yüzeylerinden geçen havanın taşınım katsayısı Denklem 2.1 yardımı ile hesaplanacaktır. Bu

denklemin çözümü için havanın özellikleri ve Ek-1 yardımı ile bulunacaktır. Havanın yoğunluğu ise Denklem 2.6'te verilen bağıntı ile hesaplanır.

İç yüzeydeki akış için, Reynolds sayısı hesabında kullanılan Denklem 2.2'de gösterilen 'V' değeri analizler sonucu bulunan muhafaza giriş hızı değeri olarak alınır. Hız değeri kullanılarak bulunan Reynolds sayısı ile ilgili korelasyon seçimi Denklem 2.3'te gösterildiği gibi yapılır ve ortalama Nusselt sayısı hesaplanır. Hesaplanan ortalama Nusselt sayısı ile muhafaza üzerinden geçen havanın taşınım katsayısı Denklem 2.1 yardımı ile hesaplanır.

Muhafaza dış yüzeylerinden geçen havanın taşınım katsayısı Denklem 2.1 yardımı ile hesaplanır. Bu denklemin çözümü için dışarıdan akan havanın sıcaklığı kabul edilerek, özellikleri Ek-1 yardımı ile bulunur. Havanın yoğunluğu ise Denklem 2.6'te verilen bağıntı ile hesaplanır.

Dış yüzeydeki akış için, Reynolds sayısı hesabında kullanılan Denklem 2.2'de gösterilen 'V' değeri Denklem 2.7 kullanılarak bulunur.

Hız değeri kullanılarak bulunan Reynolds sayısı ile ilgili korelasyon seçimi Denklem 2.4'te gösterildiği gibi yapılır ve ortalama Nusselt sayısı hesaplanır. Hesaplanan ortalama Nusselt sayısı ile muhafaza üzerinden geçen havanın taşınım katsayısı Denklem 2.1 yardımı ile hesaplanır.

6.6.2. Adyabatik Duvar Sıcaklığı Hesabı

Denklem 2.4 yardımı ile adyabatik duvar sıcaklığı hesaplanır.

6.6.3. Isıl Direnç Yazımı ve Gerçekleşen Toplam Isı Transferi Hesabı

Toplam direnç yazımında iletim yoluyla gerçekleşen ısı transferini hesaplamak gereklidir. Muhafaza üzerinde iletim yoluyla gerçekleşen ısı kaybı silindirik duvarda iletimle gerçekleşen ısı transferi mekanizması gibi düşünülebilir. Bu benzeşim kabulü ile iletim direnci Denklem 2.8b'da verilen bağıntı ile ifade edilir.

Seçilen muhafaza malzemesinin iletim katsayısı ilgili grafikten $11.1 W/(mK)$ olarak alınır.

İçerdeki havanın sebep olduğu taşınımından kaynaklı ısı direnci, iç akış için hesaplanan taşınım katsayısı kullanılarak Denklem 2.9 yardımı ile hesaplanır.

Dışarıda akan havanın sebep olduğu taşınımından kaynaklı ısı direnci, dış akış için hesaplanan taşınım katsayısı kullanılarak Denklem 2.10 yardımı ile hesaplanır.

Dirençlerin yazımından sonra toplam direnç Denklem 2.11'da gösterilen bağıntı ile hesaplanır.

Hesaplanan toplam direnç yardımı ile içerde akan akışkan ve muhafaza dış yüzeyi arasında gerçekleşen toplam ısı transferi Denklem 2.12 yardımı ile hesaplanır.

6.6.4. Muhafaza İç Yüzey Sıcaklığı ve Ortalama Malzeme Sıcaklığı Hesabı

Muhafaza iç yüzey sıcaklığı bulunurken iç yüzeyde taşınım ile olan ısı transferi üzerinden hesap yapılır. Toplam ısı transferi iç yüzeyde taşınım ile olan ısı transferine eşittir ve denklem 2.13'te gösterilen bağıntı ile ifade edilir.

Denklem 2.13 yardımıyla muhafaza üzerinde maksimum sıcaklığın olduğu iç yüzey sıcaklığı hesaplanır.

6.6.5. Sonlu Elemanlar Analizi

Bağıntılar yardımıyla teorik olarak hesaplanan yüzey sıcaklık değerleri sonlu elemanlar yöntemi kullanarak çözüm yapan program analizleriyle doğrulanacaktır.

6.6.6.Mühendislik Yaklaşımı

Muhafaza iç yüzeyinde oluşan sıcaklık ile muhafaza malzemesinin erime noktası arasındaki fark karşılaştırılır ve emniyetli olup olmadığı kontrol edilir.

6.6.7.Uzama Hesabı

İstenilen itki gücüne ulaşmak için malzemelerin toplam deformasyonunu sınırlandırmak gereklidir. Artan sıcaklık nedeni ile malzemeler belirli bir miktar deplasman yapar. Termal kaynaklı olan bu deplasman değeri Denklem 2.14'te verilen bağıntı ile hesaplanır.

Literatür taraması sonucu muhafaza malzemesi olarak seçilen İnconel 718'in uzama katsayısı değeri (α) $1.35 \times 10^{-5} (m/mK)$ olarak alınır. Ek olarak malzemenin ilk olarak oda sıcaklığı olan $20^{\circ}C$ 'de olduğu varsayılır.

Denklem 2.14 yardımı ile termal kaynaklı deformasyon hesaplanır ve uygun olup olmadığı tartışılır.

6.7. Fan Sıcaklığı

6.1 kısmında belirtildiği gibi, fana dışarıdan soğuk hava girmesinden dolayı fan yüksek sıcaklıklara maruz kalmaz. Türbin bileşenleri ile aynı malzemeden yapıldığından ve türbin bileşenlerinin hepsi termal olarak emniyetli olduğundan dolayı fan üzerinde kritik sıcaklık oluşmaz ve fan yüzey sıcaklıklarının detaylı olarak hesaplanmasına gerek kalmaz. Fakat alt kısımda fan sıcaklığının teorik olarak hesaplanmasının çözüm yolu sunulmaktadır.

Fan sıcaklığı bulunurken, fan için ısı transferi modeli oluşturulur. Fanın üst yüzeyinden geçen havanın sıcaklık ve hız değerleri performans çevrim analizlerinde elde edilen değerler olarak alınır. Bu sıcaklık değeri için havanın özellikleri Ek-1'den alınır.

Üst yüzeyden akan akışın Reynolds sayısı Denklem 2.2 yardımı ile bulunur. Bu denklemde yer alan yoğunluk değeri Denklem 2.6 yardımı ile bulunur. Reynolds sayısı hesaplandıktan sonra ortalama Nusselt sayısı Denklem

2.3 yardımı ile bulunur. Ortalama Nusselt sayısı hesabından sonra, üst yüzeyde akan akışkanın taşınım katsayısı Denklem 2.1 yardımı ile hesaplanır.

6.7.1. Adyabatik Duvar Sıcaklığı Hesabı

Denklem 2.4 yardımı ile adyabatik duvar sıcaklığı hesaplanır.

6.7.2. Isıl Direnç Yazımı ve Gerçekleşen Toplam Isı Transferi Hesabı

Toplam direnç yazımında iletim yoluyla gerçekleşen ısı transferini hesaplamak gereklidir. Fan üzerinde iletim yoluyla gerçekleşen ısı kaybı silindirik duvarda iletimle gerçekleşen ısı transferi mekanizması gibi düşünülebilir. Bu benzeşim kabulü ile iletim direnci Denklem 2.8b'da verilen bağıntı ile ifade edilir.

Seçilen fan malzemesinin iletim katsayısı ilgili grafikten $11.1 W/(mK)$ olarak alınır.

Dışarıda akan havanın sebep olduğu taşınımdan kaynaklı ısı direnci, dış akış için hesaplanan taşınım katsayısı kullanılarak Denklem 2.10 yardımı ile hesaplanır.

Dirençlerin yazımından sonra toplam direnç Denklem 2.11'da gösterilen bağıntı ile hesaplanır.

Hesaplanan toplam direnç yardımı ile dış yüzeyde akan akışkan ve fan dış yüzeyi arasında gerçekleşen toplam ısı transferi Denklem 2.12 yardımı ile hesaplanır.

6.7.3. Fan Dış Yüzey Sıcaklığı ve Ortalama Malzeme Sıcaklığı Hesabı

Fanın dış yüzey sıcaklığı bulunurken dış yüzeyde taşınım ile olan ısı transferi üzerinden hesap yapılır. Toplam ısı transferi dış yüzeyde taşınım ile olan ısı transferine eşittir ve denklem 2.12'de gösterilen bağıntı ile ifade edilir.

Denklem 2.12 yardımıyla fan üzerinde maksimum sıcaklığın olduğu dış yüzey sıcaklığı hesaplanır.

6.7.4.Sonlu Elemanlar Analizi

Bağıntılar yardımıyla teorik olarak hesaplanan yüzey sıcaklık değerleri sonlu elemanlar yöntemi kullanarak çözüm yapan program analizleriyle doğrulanacaktır.

6.7.5.Mühendislik Yaklaşımı

Fan dış yüzeyinde oluşan sıcaklık ile fan malzemesinin erime noktası arasındaki fark karşılaştırılır ve emniyetli olup olmadığı kontrol edilir.

6.7.6. Uzama Hesabı

İstenilen itki gücüne ulaşmak için malzemelerin toplam deformasyonunu sınırlandırmak gereklidir. Artan sıcaklık nedeni ile malzemeler belirli bir miktar deplasman yapar. Termal kaynaklı olan bu deplasman değeri Denklem 2.14'te verilen bağıntı ile hesaplanır.

Literatür taraması sonucu fan malzemesi olarak İnconel 718'in uzama katsayısı değeri (α) $1.35 \times 10^{-5} (m/mK)$ olarak alınır. Ek olarak malzemenin ilk olarak oda sıcaklığı olan $20^{\circ}C$ 'de olduğu varsayılır.

Denklem 2.14 yardımı ile termal kaynaklı deformasyon hesaplanır ve uygun olup olmadığı tartışılır.

7. Yağlama Sistemi Tasarımı (Yağlama Konsepti Seçimi)

Yağlama, motor içindeki hareketli parçaların birbiri ile sürtünerek çalışmasından dolayı oluşan aşınmayı önlemek, yatak bölgelerinde sirkülasyon sağlayarak motorun aşırı ısınmasını önlemek, ıslak kalmasından dolayı metaller arasında sızdırmazlığı sağlamak, sirkülasyon sırasında kir, toz, karbon ve su gibi istenmeyen maddelerin filtrede birikmesini sağlamak ve korozyona duyarlı parçalar üzerinde film tabakası oluşturarak parçaları nemden ve oksijenden korumak amacıyla kullanılır.



Şekil 7. 1: Yağlama sistemi temel özellikleri

7.1. Uygun Yağın Seçilmesi

Yağlamanın yapılacağı sisteme uygun yağ seçilmesine etki eden faktörler şunlardır:

- Dönüş hızı
- Yatak-şaft aralığı
- Yük (Yatağın birim yüzeyine isabet eden kuvvet cinsinden ifade edilir)
- Ortam sıcaklığı
- Sıcaklık artışı.

7.2. Kullanılan Motor Yağ Çeşitleri

Yağları, mineral yağlar ve sentetik yağlar olmak üzere iki grupta sınıflandırılabilir.

Mineral yağlar

- Yüksek kapasiteli değildir.
- Sadece pistonlu tip motorlarda kullanılır.

Sentetik yağlar

- Bir motorun ihtiyaçlarını karşılayacak şekilde özel olarak hazırlanmıştır.
- Jet motorlarında kullanılır.

Mineral yağlar, petrolün işlenmesiyle elde edilen baz yağa gerekli katıkların eklenmesiyle üretilir. Sentetik yağlar ise laboratuvar koşullarında çeşitli kimyasal işlemlerden geçtikten sonra gerekli katıkların eklenmesiyle elde edilir. Laboratuvar ortamında farklı bir teknolojiyle üretilen sentetik yağlar, mineral yağlara oranla daha yüksek ve daha düşük sıcaklıklara ve yüksek basınca karşı daha dayanıklıdır. Bu sebeple gaz türbinli motorlarda sentetik yağlar kullanılmaktadır.

Küçük motorlarda ise yağlama sistemi (karter, yağ pompası ...) kullanmak yerine depodan yakıt pompası aracılığıyla çekilen yakıt kullanılır. Bu durum bir miktar özgül yakıt sarfiyatına neden olsa da ağırlık ve ekstra parça maliyetinden tasarruf sağlar. Bu çalışmada yapılan tasarım, sisteme uygun olduğu için yağlayıcı olarak yakıt deposundan çekilen **yakıt** kullanılacaktır.

7.3. Yağlama Sistemi Seçimi

Genel olarak uçak motorlarında yağlama sistemi, ıslak (wet) ve kuru (dry) karter olmak üzere iki çeşittir.

Islak karterli sistemler genellikle pistonlu uçak motorlarında kullanılır ve yağ motorun altındaki karterde depolanır. Kartardan alınan yağ pompa ile basınçlandırılarak değişken açılı pal kullanılan uçaklarda pallerin hatve açısını değiştiren governöre basınçlı yağ ikmali yapılarak yatak bölgelerinin ve aksesuar dişlilerinin yağlanması sağlanır.

Kuru karter genellikle büyük ölçekli gaz türbinli motorlarda ve pistonlu motorlarda kullanılır. Yağ ayrı bir tankta depolanır. Her iki sistemin parçaları ve çalışma biçimleri hemen hemen aynıdır. Her iki sistem de basit olarak dişli tip pompa, boşaltma pompası, basınç tahliye valfi (pressure relief valve), filtre ve strainer, yağ soğutucusu (oil cooler), parça detektörü, yağ sıcaklık ve basınç göstergelerinden oluşur.

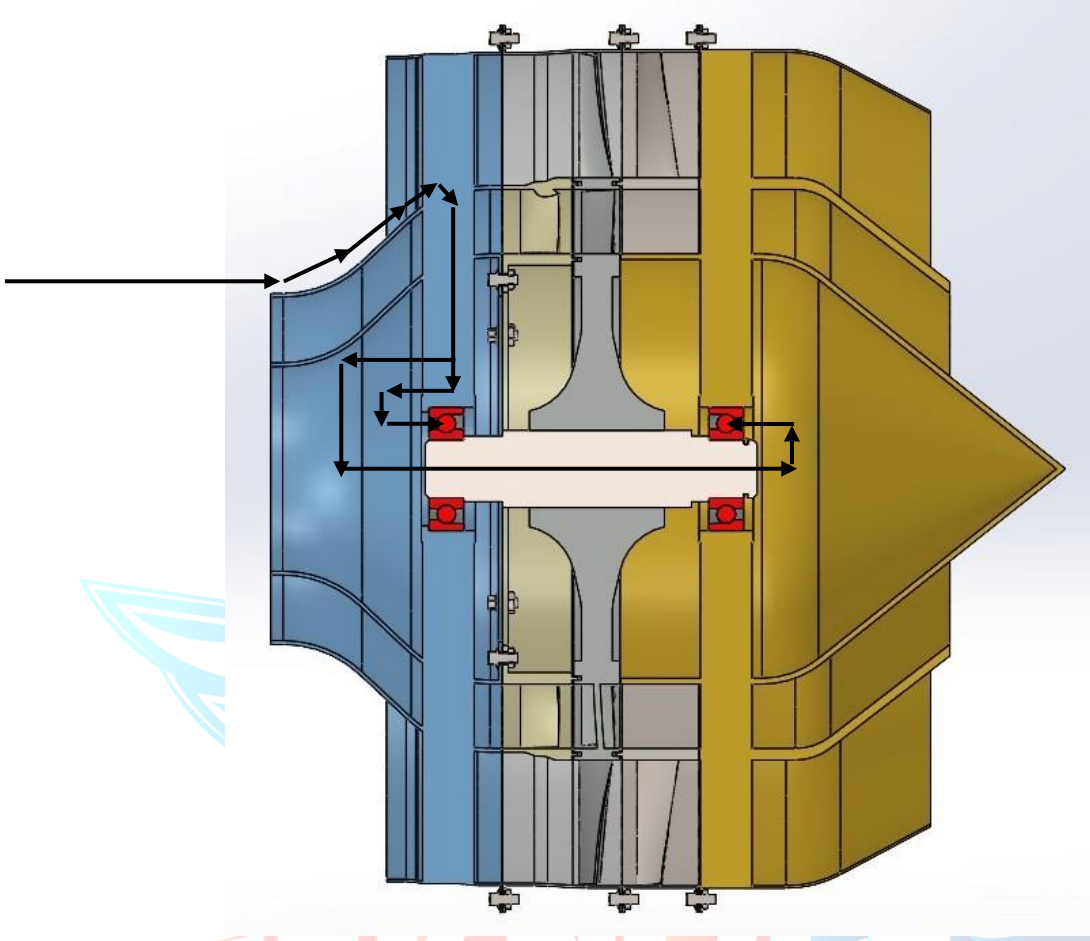
Kuru karter yağlama sisteminin gerek avantajları gerekse gaz türbinli motorlarda kullanılmasından dolayı yapılan tasarımda **kuru karter** yağlama sisteminin uygun olduğu görülmüştür.

Yağlama sistemi açık ve kapalı olarak da değerlendirilebilir. Kullanılan yağlayıcı sisteme dönüyor ve tekrar kullanılıyorsa kapalı sistem olur. Ancak kullanılan yağ nozul bölümünden yanarak atılıyorsa açık sistem olur. Yakıtın yağlayıcı olarak kullanıldığı sistemlerde genelde **açık sistem** kullanılır.

Aft fanın yağlama yağı çekirdek motor yağlama tankından yağlama motorun kendi yağlama pompası ile çekilecektir. Yağlama boruları çekirdek motorun dış kabuğundan transition ducta kadar gelecektir. Boru daha sonra transition duct'ın içinde mukavemet amacıyla konumlandırılmış destek elemanının uygun konumda olanından içeri girecektir. Buradan çekirdek motora yakın olan rulman yağlanacaktır. İki rulmanın arasında rotor diski bulunduğundan dolayı yağlama yakıtı lüle altındaki rulmana geçememektedir. Bu soruna çözüm olarak iki çözüm yöntemi aşağıdaki gibidir:

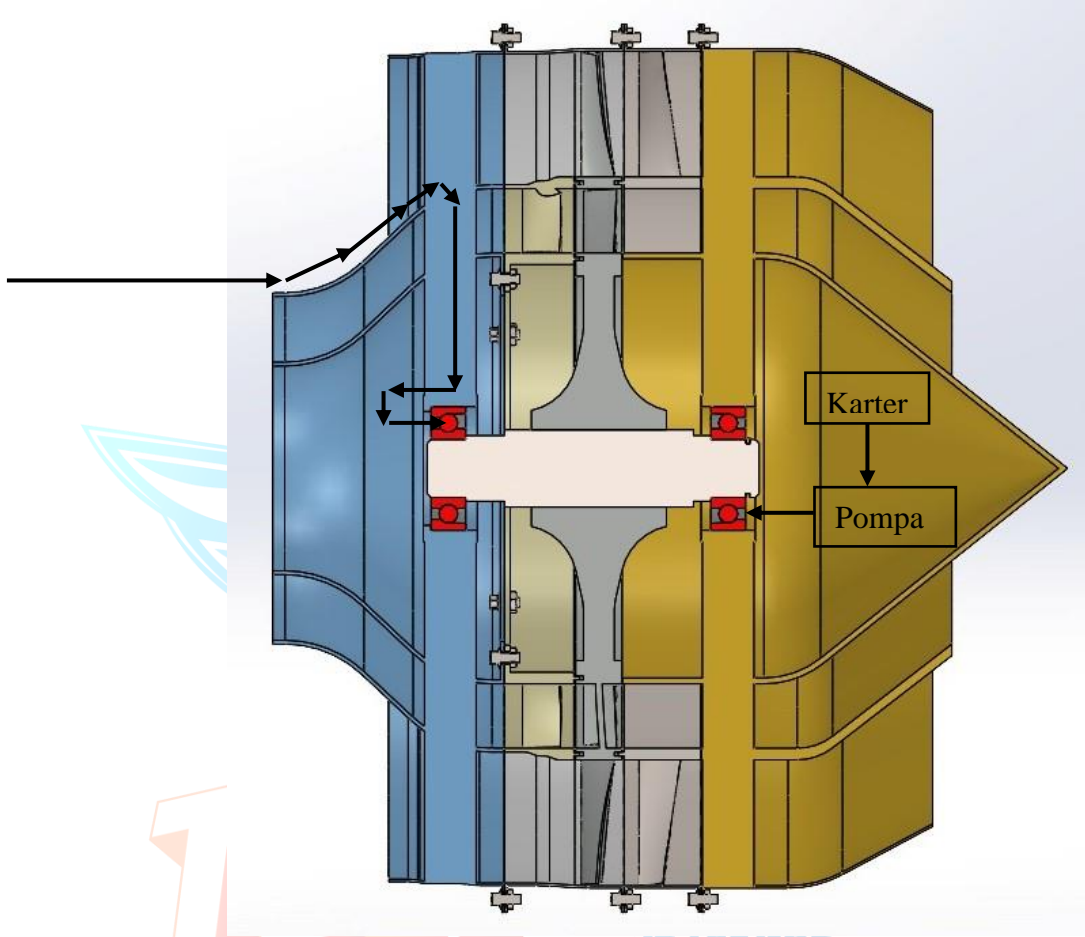
- Mil içi boş olarak üretilecektir. Sol rulmana gelen yakıt borusu uygun noktada ikiye ayrılacak mile temas etmeden içinden geçecek ve sağ rulmanı yağlayacaktır.
- Sol rulman yakıt ile açık sistem olarak yağlanacaktır. Lüle içindeki boşluğa kapalı sistem olarak ömür süresine uygun yağ karteri, yağ borusu, yağ pompası yerleştirilecektir.

İki sistem maliyet, ağırlık, mukavemet, uygunluk açısından incelenerek ileriki çalışmalarda karar verilecektir.



Şekil 7. 2: Yağlama yöntemi 1

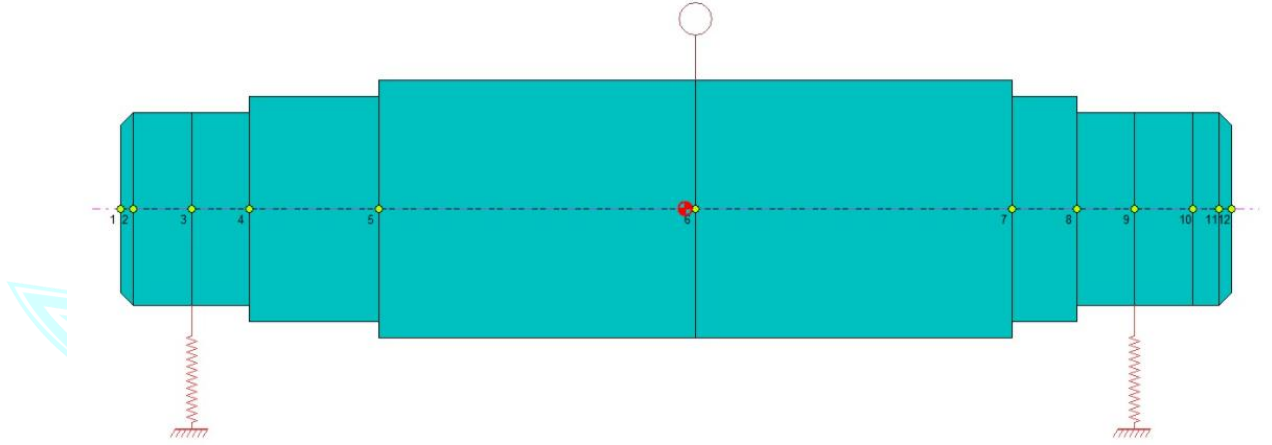
TEKNOLOJİ
HAVACILIK, UZAY VE TEKNOLOJİ FESTİVALİ



Şekil 7. 3: Yağlama yöntemi 2

8. Rotor Dinamiği Hesapları

Rotor dinamiği analizi için TEI tarafından teknik şartnamede verilmiş olan DYROBES programı tarafından mil modeli oluşturulmuş ve bu kapsamda analizlere geçilmiştir, fakat program lisansı ile ilgili sorunlardan ötürü bu programda herhangi bir analiz yapılamamıştır. DYROBES programında çizilen mil için ise görsel aşağıda sunulmuştur.



Şekil 8. 1: Mil için serbest cisim diyagramı.

DYROBES program lisansında çıkan hatadan ötürü gerekli araştırmalar yapılmış ve rotor dinamiği için muadil programlar incelenmiştir. Bu kapsamda ilgili analizlerin yapılması için MESYS programının kullanılması uygun bulunmuştur ve bundan sonra yapılan tüm işlemler MESYS programı ile yapılacaktır.

8.1. Rotor Dinamiği El Hesapları

İlk olarak “Jeffcott Model” durumu için mil tarafındaki yay rijitliği hesaplanmalıdır.

$$k_{bending} = \frac{\left(48E \left(\frac{\pi D^4}{64}\right)\right)}{L^3}$$

$$k_{bending} = 40319884 \text{ N/m}$$

$$w_{massless} = \sqrt{\frac{k}{m}} = 5820,81 \text{ rad/s} = 926 \text{ Hz} = 55885 \text{ rpm}$$

Bu hesapların ardından sisteme rulmanlar eklenmiş ve buralarda yay varmış gibi hesaplar yapılmıştır. Bu sisteme ait şekil yukarıda Şekil 8.1' de verilmiştir. Burada da yukardaki işlem sırası takip edilmiş ve ilgili yay rijitlik katsayısı ve kritik açısal hızlar hesaplanmıştır.

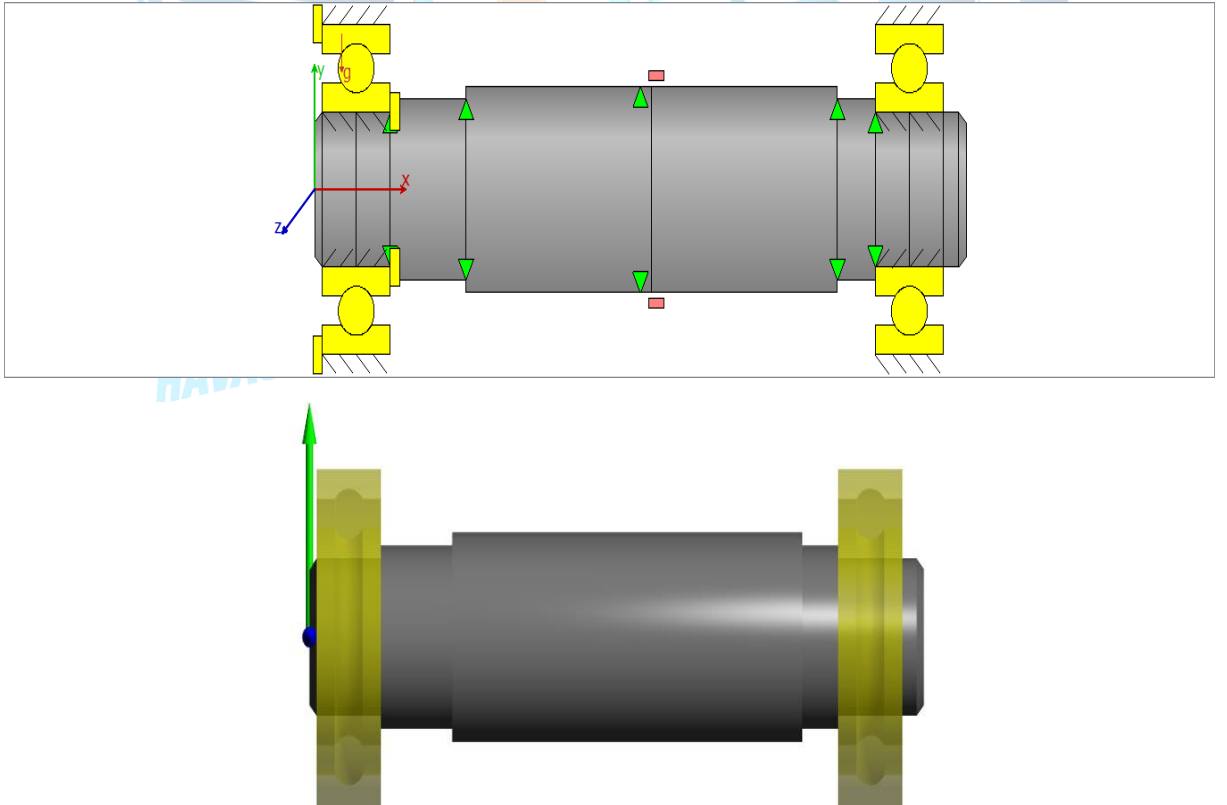
$$k_{bearing} = 2 * 1750000 = 3500000 \text{ N/m}$$

$$k_{total} = \frac{1}{\left(\frac{1}{k_{shaft}}\right) + \left(\frac{1}{k_{bearing}}\right)} = 3220446 \text{ N/m}$$

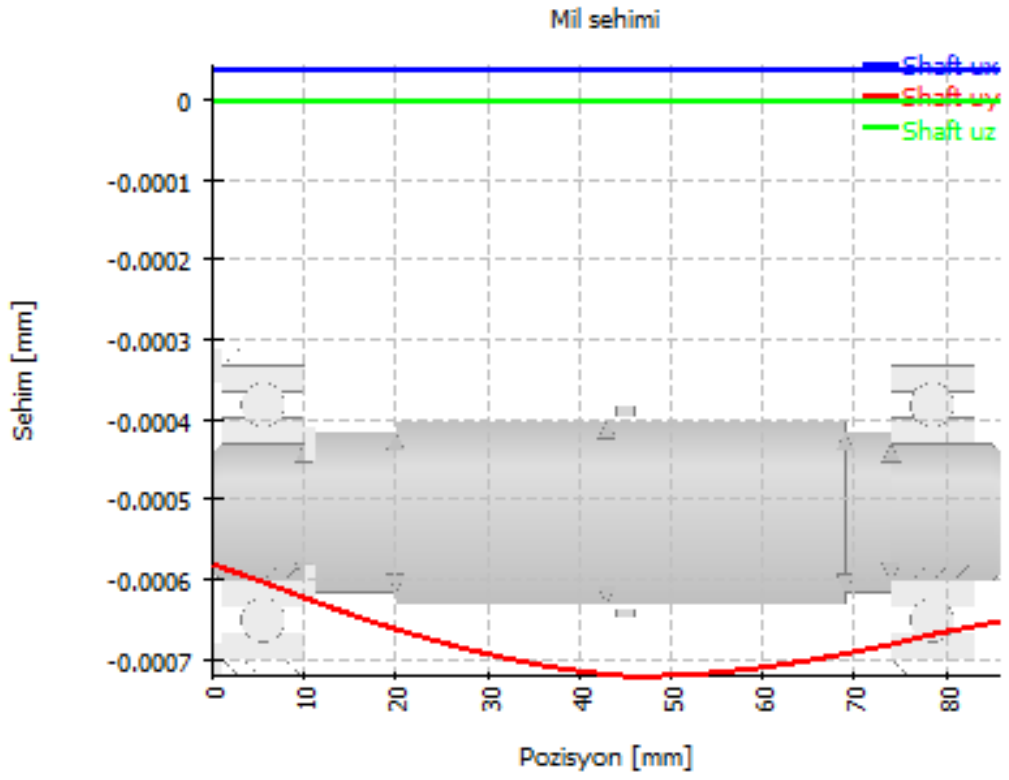
$$w_{massless} = \sqrt{\frac{k}{m}} = 1645 \text{ rad/s} = 261\text{Hz} = 15708 \text{ rpm}$$
 olarak kritik değerler hesaplanmıştır.

Rotor Dinamiği Hesapları (MESYS Programı)

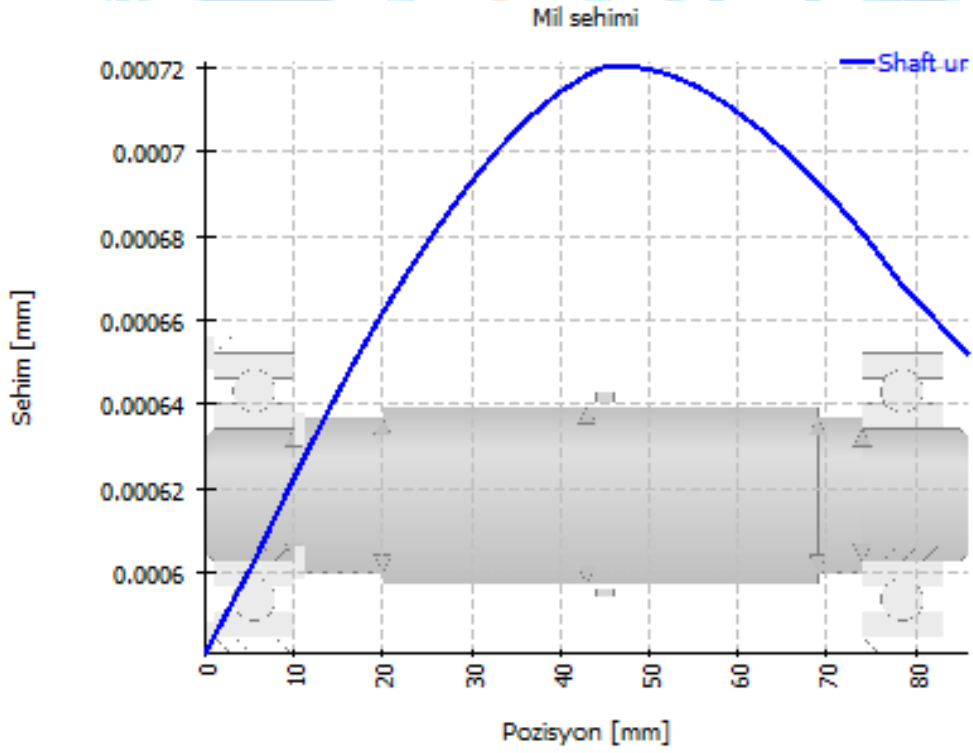
Bu aşamada ilgili programda aşağıdaki mil sistemi modellenmiş olup, diğer parametreler (rulman, kütle, köşe yuvarlatmaları, kama kanalı) sistem üzerinde ilgili bölümlere tanımlanmıştır. Bu parametrelerin tanımlanmasının ardından ilgili hesaplamalara geçilmiştir ve kritik olan grafikler aşağıda sırasıyla verilmiştir.



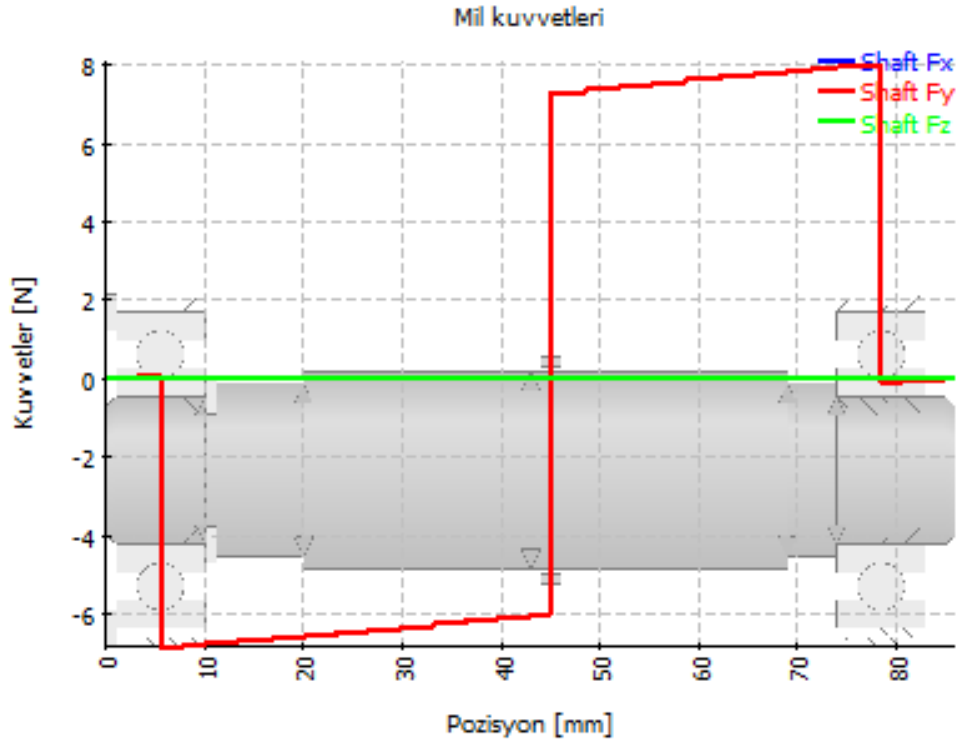
Şekil 8. 2: Milin MESYS programındaki görüntüleri.



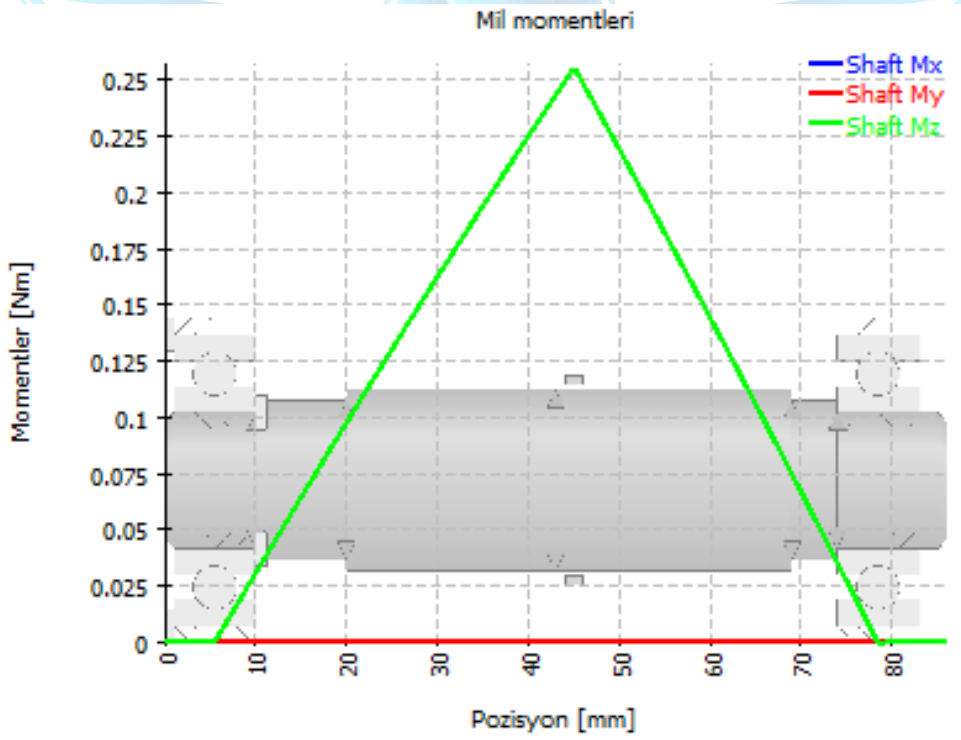
Şekil 8. 3: Mil sehimi grafiği.



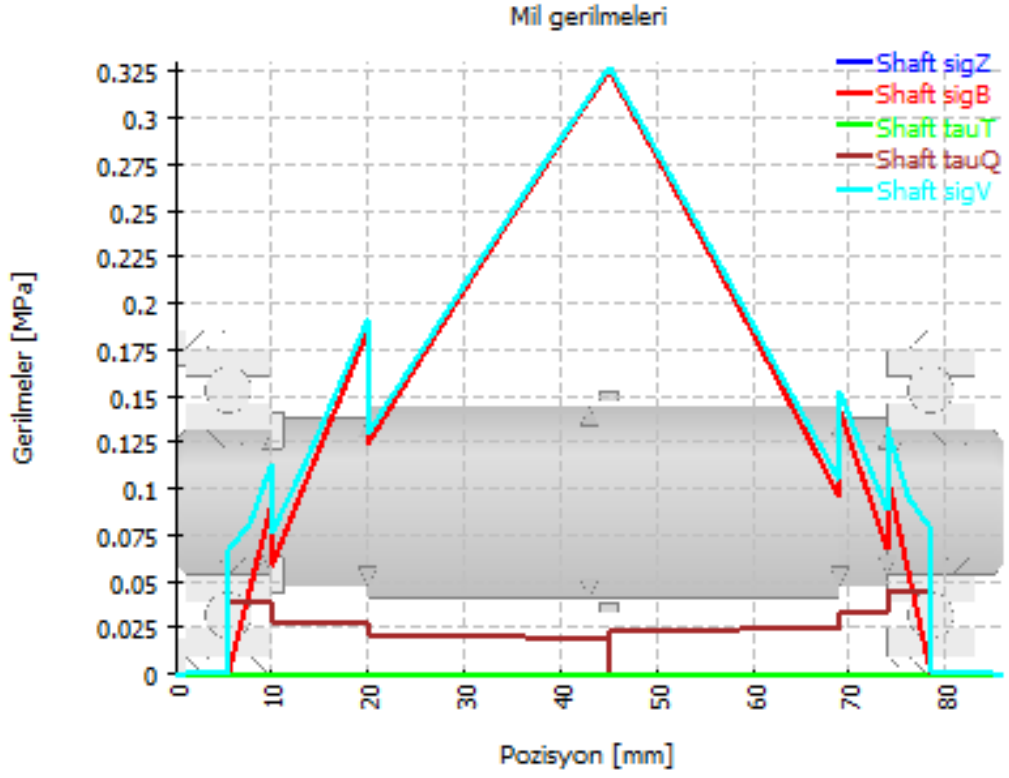
Şekil 8. 4: Mil sehimi grafiği (radyal).



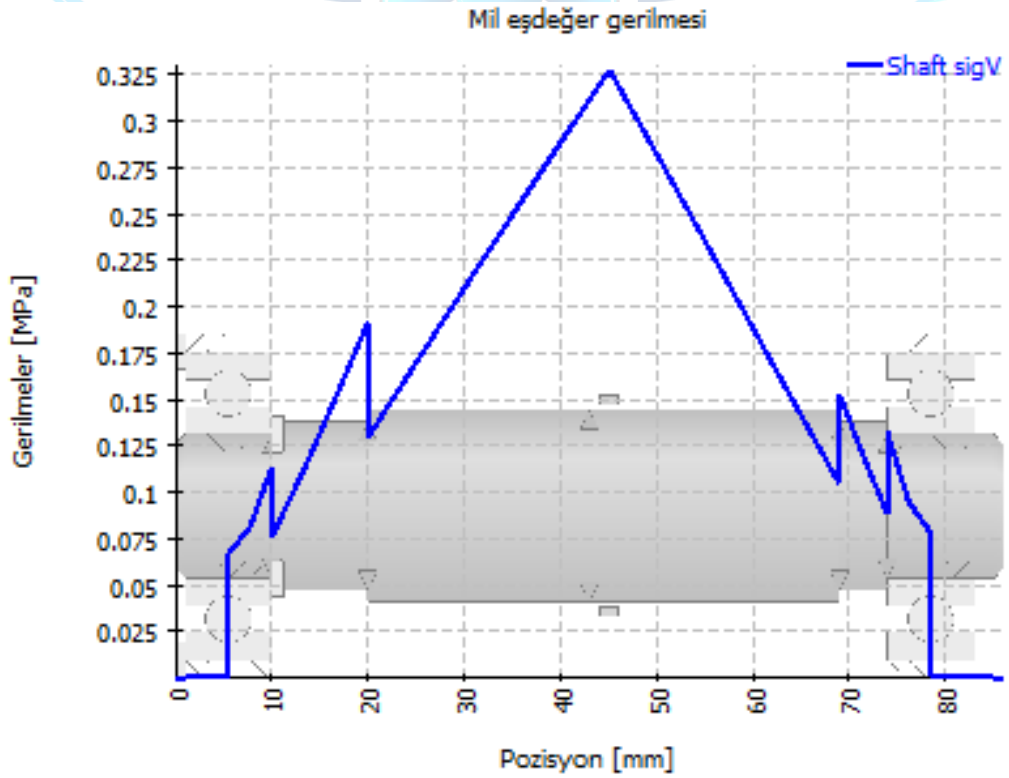
Şekil 8. 5: Mil kuvvetleri.



Şekil 8. 6: Mil momentleri.



Şekil 8. 7: Mil gerilmeleri.



Şekil 8. 8: Mil eşdeğer gerilmesi.

Sonuç ve Değerlendirme

Yukarıdan da görüleceği üzere mile ait rotor dinamiği hesapları yapılmıştır. Buna göre mil üzerine gelen kuvvetler gösterilmiş olup, ilgili noktalara rulmanlar eklenmiştir. Eklenen bu rulmanların ardından mil analizi için gerekli diğer parametreler de göz önüne alınarak program başlatılmıştır. Daha sonrasında programa ait çıktılar değerlendirilmiştir. Buna göre elle yapılan hesaplar ile program çıktıları karşılaştırılmıştır, Şekil8.5 ve Şekil8.6 ile mil hesabındaki Şekil5.2 incelenmiş olup mil üzerine gelen kuvvet ve moment gibi değerlerde herhangi bir sorunun olmadığı gözlemlenmiştir. Programların lisanslı olmayışı nedeniyle, sınırlı imkanlar kullanılarak yapılan bu analizlerin daha detaylı adımlarına ve sonuçların detaylarına ileriki çalışmalarda yer verilecektir.

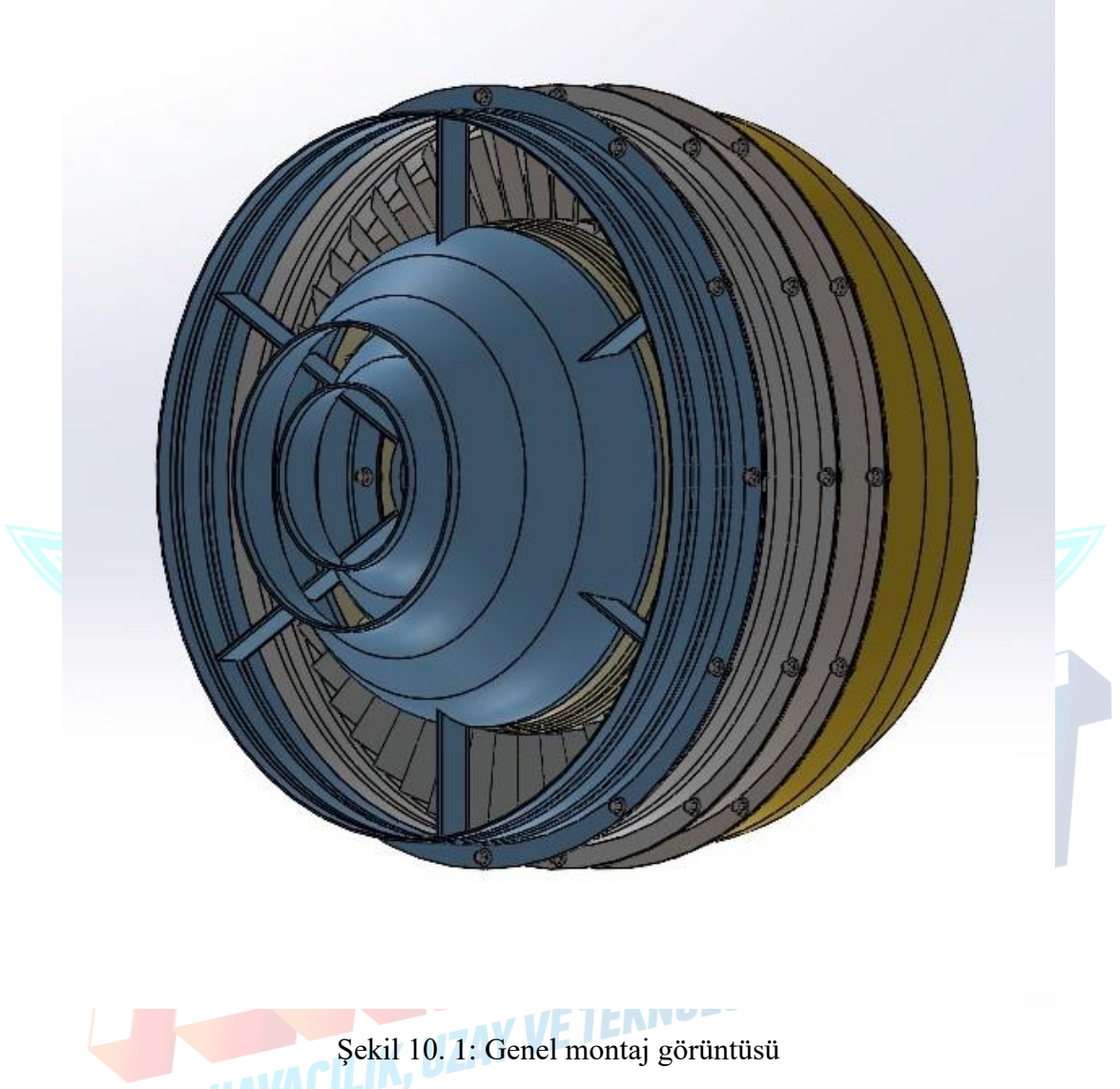


9. Maliyet ve Üretilebilirlik Analizi

Yapılan tasarıma üretilebilirlik açısından baktığımızda; seçilen üretim yöntemleri eklemeli imalat, hassas döküm ve talaşlı imalat yöntemleri kullanılması öngörülmüştür. Inconel 718 toz metalürjisi ile literatürde sıklıkla imal edilen malzemedir. Eklemeli imalat yeni bir teknoloji olmasına rağmen toz metalürjisinin yerini alacak ve ilerleyen yıllarda çok daha aktif kullanılacak imalat yöntemidir. Talaşlı imalat ile üretilemeyen parçaları kolaylıkla bu yöntem ile üretilebilmesi mümkündür. Döküm yöntemine göre avantajı ise ince kesitleri hatasız olarak imal edebilmesidir. Bu yüzden yapılan tasarımda eklemeli imalat ile üretilmesi planlanan duct, arka frame kolaylıkla üretilebilecek geometriye sahiptir. Hassas döküm ile üretilecek olan rotor ve stator parçaları mevcuttur. Literatürde küçük çaplı rotorlarda ve statorlarda hassas döküm sıklıkla kullanılır. Hassas dökümden çıkan parçalar CNC talaşlı imalat tezgahlarında işlenir. CAM programı üzerinde talaşlı imalat simülasyonu yaratılarak parçaların hassas toleransları 5 eksen freze tezgahında rahatlıkla işlenebilir. Mil parçası ise silindirik geometri nedeniyle CNC torna tezgahında işlenir.

Aft fanın maliyet analizini incelediğinde; eklemeli imalat için kullanacak olan Inconel 718 tozu piyasada kilogramı 45\$-150\$ arası satılmaktadır. Ön frame ve duct kısmı için maksimum 2 kg toz alımında ortalama 150\$-200\$ malzeme maliyeti olur. Mil malzemesi olan 1.2344 sıcak iş takım çeliği şu an ki piyasada kilogram fiyatı 70-80 TL arasındadır. Arka frame'i eklemeli imalat ile üretmek için malzemesi olan AISI 316 44 µm toz kg fiyatı yaklaşık 2000 TL'dir. Yapılacak olan tasarım için toplam maksimum 6000 TL malzeme fiyatı öngörülmüştür. Buna ek olarak imalat ve işçilik maliyeti vardır.

10.Kavramsal Tasarımın Değerlendirilmesi



Şekil 10. 1: Genel montaj görüntüsü

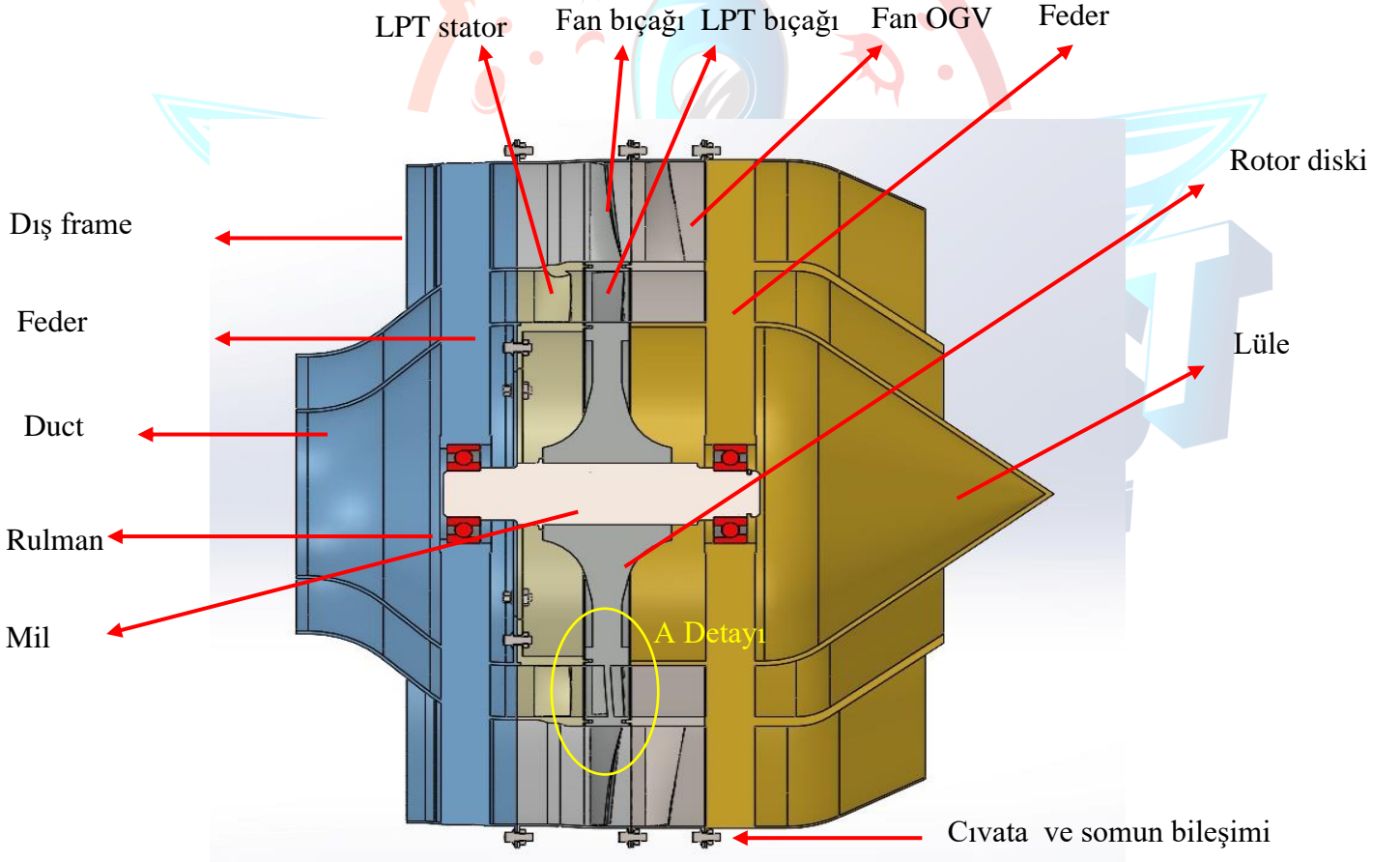
Aft fan modülü Solidworks üzerinde tasarlanmıştır. Toplam 7 parçadan oluşmaktadır. Parçalar;

- Ön frame ve duct
- Türbin stator
- Rotor
- Arka frame ve nozul
- Fan OGV

- Mil
- Dış Frame

Ayrıca tasarımda 2 adet eğik bilyalı rulman, rotor mil bağlatışında kullanılmak üzere 1 adet uygu kaması ve birleştirmeleri sağlamak için toplam 44 adet M2.5X0,45 flanşlı altıgen başlı cıvata ve M2,5x0,45 somun ile birleştirilmiştir. Rulmanların mil üzerinde aksel hareketinin engellemek için 2 adet mil segmanı kullanılacaktır.

Genel yapıda mukavemeti sağlamak için ve parça bütünlüğü için ön ve arka frame de 6'şar adet feder kullanılmıştır.

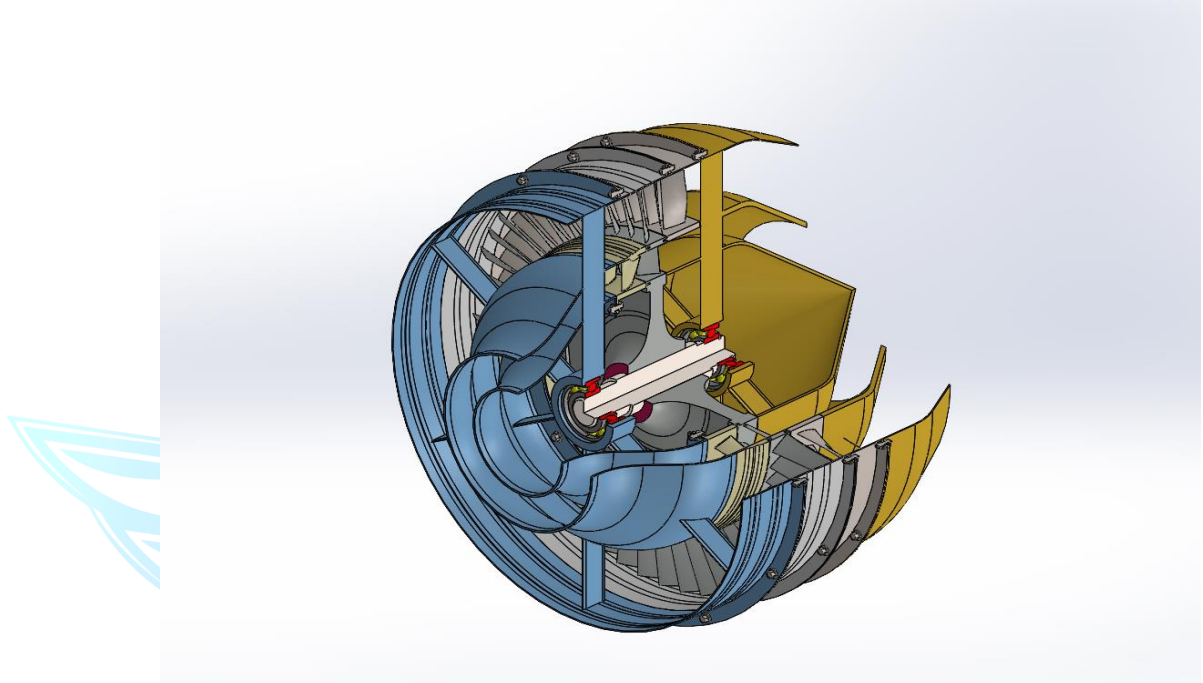


Şekil 10. 2: Aft fan montaj kesiti ve tarif edilmesi

A detayında gösterilen kısmın amacı; rotora gelen sıcak akış, basınçlı olduğundan dolayı basınç kaçakları yaşanacaktır. Bu kaçak akış, fan havası

akışına karışacak ve akış düzenini bozacaktır. Bu kaçağı engellemek için **tek sıra aksiyal labirent** yapısının kullanılması uygun görülmüştür. Bu sayede temassız sızdırmazlık sağlanmıştır.

10.1.Montaj Edilebilirliğin Değerlendirilmesi ve Montaj Adımları



Şekil 10. 3: Montaj kesit görünümü.

Yukarıda Şekil10.3’ te montaja ait kesit görünümü verilmiştir. Bu kesit görünümünden yola çıkılarak Aft Fan montajı anlatılacaktır. Montaj üç alt montaj olarak planlanmış olup, montaj sırası şu şekilde tarif edilebilir:

1. Duct – Dış Frame – Stator Alt Montajı (AFT FAN 01)
 - Bu montaj aşamasında ilk önce duct ve dış frame ilgili flanşlardan M2.5 x 6mm cıvata ile bağlanacak ve somun ile sıkılacaktır (12adet). Ardından stator flanşı ve duct flanşı yine aynı tip cıvata somun bağlantısı ile bağlanacaktır (8adet). Aynı zamanda bu kuvvet bağının yanı sıra şekil bağı olarak da merkezlenmiştir.
2. Mil – Rulman –Rotor – Mil Segmanı Alt Montajı (AFT FAN 02)
 - Bu aşamada, mil – rulman ve rotor bağlantıları yapılacaktır. Duct tarafındaki rulman mile sıkı geçme veya ara geçme olarak

takılacak ardından yine aynı mile rotor **sıkı geçme** takılarak milin sağ tarafındaki rulman ve mil segmanı takılacaktır. Bu sıkı geçme rotor göbeğinin ısıtılması ve milin soğutulması yardımıyla yapılacaktır. Rotorun mil üzerindeki tespiti için aynı zamanda milin üzerindeki faturaya dayandırılmıştır.

3. OGV – Dış Frame Alt Montajı (AFT FAN 03)

- Son alt montaj olan bu aşamada ise OGV ve dış frame çevrelerindeki M2.5 x 6mm cıvata somun bağlantılarıyla bağlanacaklardır (12adet). Ardından AFT FAN 02 alt montajı ile birleştirilecek olan bu alt montaj, sonrasında AFT FAN 01 alt montajı ile birleştirilecek ve ana montajın genel görünümü ortaya çıkacaktır.

Montaj aşaması anlatılmış olan Aft Fan modülünde hiç kuşkusuz en kritik noktalardan birisi ikinci alt montaj olan AFT FAN 02 alt montajının yapılmasıdır. Buradaki parçaların mille bağlantılarının çok dikkatli yapılması gereklidir. Çünkü bu modül çok yüksek devirlerde dönmektedir. Bu da demek olmaktadır ki sistemde aslında en ufak titreşime bile izin verilmemesi gerekmektedir. Aynı zamanda bu gibi parçaların balans ayarları da bu kısımda çok önemli rol oynamaktadır. İşte bütün bu nedenler bu montaj adımını bu işlerden çok iyi anlayan uzmanlar tarafından yapılmasını gerekli kılar. Aksi takdirde hiç de öngörülemeyen sonuçların doğmasına neden olabilir. Bu gibi sorunların ortaya çıkmasının önlenmesi adına ise ileriki çalışmalarda daha detaylı analizler yapılacak olup, çıkan analizlere göre sistemde eğer problem varsa iyileştirmelere, gerektiği takdirde topoloji çalışmalarına, dönel parçalarda ise balans ayarına ve optimizasyonlara gidilecektir. Aynı zamanda cıvata, mil ve rulman gibi önemli elemanlar üzerine gelen kuvvetler yeniden incelenecek olup gerektiği takdirde bu elemanlarda da optimizasyon ve iyileştirmeler yapılacaktır.

11. Sonraki Çalışmalar ve İş Planı Önerisi

Kavramsal tasarım raporunu yarışma şartnamesindeki tasarım girdileri baz alınarak, ilk olarak brayton çevrimi ile komponentlerin giriş ve çıkış sıcaklıkları hesaplanmış olup itki ve lüle alanı hesaplamaları da yapılmıştır. Buradan elde edilen veriler kullanarak off design hesaplamalar yapılmıştır. Aynı zamanda aft fan imalat malzemelerine tasarım isterleri doğrultusunda karar verilmiştir. Gerekli hesaplamalar sonucunda aft fan modülü bilgisayar ortamında SolidWorks programında 3D modellenmiştir. Bu modelin kullanım ömrü, mekanik ve termal dayanımı gibi faktörler kontrol edilmiştir. Yağlama sistemi seçimine literatür araştırması ve motor için en uygun şartlar göz önünde bulundurularak karar verilmiştir. Rotor dinamiğinde mil sehimi, mukavemet gerilmeleri ve diğer parametrelerin kontrolü yapılmıştır. İlerleyen aşamalarda ise detay tasarım doğrultusunda fan/türbin için iki boyutlu ve üç boyutlu akış yolu analizleri bilgisayar ortamında yapılacaktır. Kavramsal raporda seçilen kuru karter yağlama sisteminin analizleri detaylı olarak analiz edilecektir. Bir boyutlu olarak hesaplanan termal analizler, iki boyutlu olarak kontrolü sağlanacaktır. Motorun dinamik analizleri bilgisayar ortamında gerekli programlar yardımıyla iyileştirilmeleri yapılacaktır. Yapısal analizleri ise iki boyutlu ve üç boyutlu gerilme analizleri hesaplanıp parça bütünlüğü optimize edilecektir. Aynı zamanda çevrim ömür hesaplamaları yapılacaktır. Bunlara ek olarak flanş bağlantılarının yapıldığı civatalarda ilgili analizler yapılacak ve bu elemanlara gelen kesme kuvvetleri sonucunda uygun tasarıma gidilecektir. Çekirdek motor kütle merkezi bu aşamada kullanılacak olup ilgili verilerin hesabında kullanılacaktır. Kavramsal raporda planlanan malzemeler ve üretim yöntemleri için analizler doğrultusunda kontrolü sağlanacaktır ve varsa fizibilite çalışmaları yapılacaktır. Rulmanlar için gerekli hesaplamaların iyileştirmeleri ve özel tasarımı yapılacaktır. Tüm bu hesaplamalar ve analizler doğrultusunda aft fan modülünün, yurt içi ve yurt dışı öncü firmaları göz önünde bulundurularak üretilebilirliği ve montaj edilebilirliği değerlendirilmesi yapılacaktır.

12. Risk Analizi

Modern gaz türbinli motorların genellikle yüksek düzeyde tehlike ve arıza oranları sergilediği kabul edilir. Gaz türbini, kapasitesine bağlı olarak büyük miktarda enerji üretebilen, onarılabılır mekanik bir sistemdir (Yang ve Hong, 2011). Son 40 yılda dünya genelinde başta enerji santralleri olmak üzere farklı sektörlerde gaz türbini kullanımını artmıştır (Boyce, 2011). Belirtilen gereksinimi karşılaması için gaz türbininin yüksek operasyonel güvenilirliğe sahip olması gerekir. Diğer tamir edilebilir sistemler gibi, gaz türbin motorunda da risk kaçınılmazdır. Bu nedenle, onarılabılır sistemin, bu durumda bir gaz türbini çeşidi olan aft fan motoru hassas tasarım koşulları ve çalıştıkları yüksek dönme hızları nedeniyle, bir bileşenin arızalanması tüm üniteye ciddi hasara yol açabilir. Kanatlar ve diskler gibi türbin bölümünün döner ve sabit parçaları, yüksek basınç gradyanlı yüksek sıcaklık gaz akışı altında aşındırıcı bir ortamda çalıştıkları için arızaya daha yatkındır.

Gaz türbini sisteminin riskini değerlendirmek için birçok araştırma yapılmıştır. Ay ve ark (2009), en iyi tasarımı önermek için çeşitli tasarım yönlerinin etkisini ve bunlarla ilgili riskleri bilmek için gaz türbini tahrik tasarımının risk değerlendirmesini yapmışlardır. Goel ve ark. (2008), gaz türbini kanat arızalarının risk değerlendirmesini yapmışlar ve gaz türbini arızalarını en aza indirmek için arıza teşhisi için istatistiksel yaklaşımlar uygulamışlardır. Roemer ve Kacprzyński (2001), gelişmiş teşhis ve prognostik teknolojilerin entegre kullanımıyla gaz türbini makine sağlığı risk değerlendirmesini gerçekleştirmişler. Bu modern teknolojiler, genel yaşam döngüsü maliyetini en aza indirmek için düşük ve yüksek seviyeli turbo makineler için kullanılabilir olduğunu belirlemişlerdir. Forsberg (2008), gaz türbini disklerinin termal ve merkezkaç yükler altında arızalanma riskini değerlendirmiştir.

Bu çalışma kapsamında risk analizi aşağıdaki sıralamada incelenmiştir.

- Aft fan motor sisteminin kritik olan ve genellikle arızalara maruz kalan ana bileşenlerdeki arızalar veya kritik durumlar belirlenmiştir.
- Fan, türbin ve duct için arıza tipleri incelenmiştir.
- Risk analizi doğrultusunda çözüm yöntemleri belirlenmiştir.

12.1. Arızalar veya Kritik Durumlar

Bu bölümde Aft Fan motorunda geçmiş çalışmalara da bakarak oluşabilecek arızalar performans analizlerindeki değerler incelenerek, öngörülme çalışılmıştır. Buna göre dikkat edilmesi durumlar aşağıda incelenmiştir.

12.1.1 Yabancı Madde Hasarı (FOD)

Yabancı cisim hasarı, büyük cisimlerin akış yönüne girmesinden kaynaklanır. Bunlar, bileşenlerdeki iç parçaların kırılmasına neden olur.

12.1.2. Sürünme (Creep)

Sürünme, katı bir malzemenin gerilimlerin etkisi altında yavaş hareket etme veya kalıcı olarak deforme olma eğilimidir. Malzemenin akma dayanımının altında olan yüksek stres seviyelerine uzun süre maruz kalmanın sonucu ortaya çıkabilmektedir. Sürünme, uzun süre ısıya maruz kalan ve erime noktasına yakın malzemelerde daha kritiktir. Sürünme her zaman sıcaklıkla artar. Bu yüzden sıcak akışın olduğu yerlerde dikkat edilmiştir.

12.1.3. Kirlenme (Fouling)

Fan ve türbin bileşeninde kirlenme mevcuttur. Fanlarda kirlenme, hava folyosu ve halka yüzeylerine özel kirleticilerin sunulmasından kaynaklanır. Bu sırada türbinde, türbin kanat yüzeylerindeki kül yapışması kirlenmeye neden olmuştur. Kirlenme, bıçağın şeklini değiştirebilmektedir ayrıca kütle akışını, güç çıkışını ve verimliliği azaltan yüksek yüzey pürüzlülüğüdür.

12.1.4. Korozyon

Korozyon, tortunun varlığından kaynaklanan genişletilmiş bir oksidasyondur. Tortu, Na_2SO_4 , NaCl gibi tuz kirleticileri içerebilir. Bu kirleticiler birleşerek erimiş tortular oluşturur. Ancak korozyon, bir katı veya

gazın etkisiyle de artabilir. Burada açıkça gözüktüğü gibi türbin kanadı yapısal malzemeleri için ömrü ciddi oranda sınırlayabilmektedir.

12.1.5. Erozyon

Gaz türbinli motorlar, küçük partiküllerle kirlenmiş, erozyon hasarına karşı hassas olan düşmanca bir ortamda çalışır. Bir dizi doğal toz örneğinin incelenmesi, kuvarsin genellikle en bol bulunan aşındırıcı bileşen olduğunu ve nadiren ağırlıkça %70'in altına düştüğünü gösterir. Erozyon, bileşen malzemelerini yüzeyden uzaklaştıran aşındırıcı bileşenlerden kaynaklanır. Bu, özellikle basınç tarafında, şekilde hafif değişikliklere ve yüzey pürüzlülüğünde bir artışa neden olur.

12.1.6. Yorulma (Fatigue)

Yorulma, bir malzeme döngüsel yüklemeye maruz kaldığında meydana gelen ilerleyici ve lokalize yapısal hasardır. Nominal maksimum gerilim değerleri, nihai çekme gerilimi sınırından daha düşüktür ve malzemenin akma gerilimi sınırının altında olabilir.

12.2 Arıza Analizi

Risk değerlendirme modelinin ilk adımı, gaz türbini ile ilgili arızaları analiz etmektir. Risk değerlendirmenin il adımı oluşabilecek arıza tiplerini belirlemektir. Buna göre Tablo 12.1, aft motorundaki arıza tiplerini göstermektedir. Aft fan motorundaki kritik alt sistemlerinden fan, türbin ve duct olmak üzere toplam 8 risk bulunmaktadır.

Tablo 12.1. Arıza Tipleri

Risk Numarası	Arıza Tipleri	Risk	Etki
1	Aşırı hız	Yüksek	Yüksek
2	Rotor dengesizliği	Yüksek	Orta
3	Rotor bükülme distorsiyonu	Orta	Orta
4	Yüksek sıcaklık	Orta	Orta
5	Yüksek titreşim	Orta	Yüksek
6	Bıçak arızası veya giriş kılavuzu kanadı (IGV) arızası	Yüksek	Yüksek
7	Yatak arızaları	Yüksek	Yüksek
8	Yabancı madde hasarı	Orta	Yüksek

12.3. Arıza Analizleri Çözüm Yöntemleri

Aft fan motorunda bir önceki bölümde tespit edilen arıza tiplerinin çözüm yöntemleri düşünülmüş olup çalışma kapsamında riskleri en aza indirmek için yapılacak analizler doğrultusunda emniyet katsayısı daha yüksek bir tasarım yapılacaktır.

13. Sonuç

Yarışma kapsamında verilen girdiler ve isterler doğrultusunda yaptığımız hesaplamalar ve analizler sonucunda tüm isterler sağlanmış olup bunlar aşağıdaki Tablo 13.1 ' de gösterilmiştir.

Tablo 13.1. Tasarım İsterleri

Tasarım İsteri	İstenen Değer	Hesaplanan Değer	Sonuç
İtki (libre)	150	153,45	Sağlandı
Türbin İzentropik Verimi	>88%	90%	Sağlandı
Fan İzentropik Verimi	>83%	85%	Sağlandı
Ömür (Saat)	25	25,11	Sağlandı

Yukarıdaki tabloda da gözüktüğü takımımız olarak istenen tüm isterleri yerine getirmiş olup kavramsal raporumuzu teslim ediyoruz. Bundan sonraki çalışmalarımıza hız kesmeden şartname ve belirlediğimiz planlar doğrultusunda ilerlemekteyiz.

Yarışmayı düzenleyen Teknofest kapsamında TEI ve T3 Vakfı yetkililerine bu faydalı yarışma ve destekleri için teşekkürü borç bilmekteyiz. Takımımız, UltraSwirl üyeleri olarak 3 aylık çalışmalarımızın sonucunda oldukça faydalı ve yararlı bir yarışma olduğunu belirtmek isteriz. Teşekkürler.

Tasarımı istenen Aft Fan modülüne ait CAD dosyalarına erişmek aşağıdaki Drive linkine tıklayınız.

<https://drive.google.com/drive/folders/1NImtrEL9--8kirgSUO3HaBNSnfetZUao>



14.Kaynakça

- [1] H.I.H. Saravanamuttoo, G.F.C. Rogers, Paul Straznicky, H. Cohen, A.C.Nix, Gas Turbine Theory, Pearson, 2017
- [2] [Dekker Mechanical Engineering] Martin J.L. Turner - Turbomachinery_ Design and Theory, CRC Press, Marcel Dekker, 2003
- [3] AhmedF.El-Sayed, Fundamentals of Aircraft and Rocket Propulsion, Springer-Verlag London, 2016
- [4] VAN DEN BRAEMBUSSCHE, RENE - Design and analysis of centrifugal compressors, JOHN WILEY, 2020
- [5] S.L. Dixon and Cesare Hall, Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, Butterworth-Heinemann, 2014
- [6] S. C. Gupta ,Thermodynamics, Pearson Education, 2009
- [7] Zucrow, Hoffman, Gas Dynamics, Vol. , 1977
- [8] Jack D. Mattingly, Elements of Gas Turbine Propulsion, Tata McGraw-Hill Edition 2005
- [9] Boyce, Meherwan P., Gas Turbine Engineering Handbook, Elsevier, 2012
- [10]Agard, Advanced Technology for Aero Gas Turbine Components, France, 1987
- [11] KENNETH C. HALL, Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines, Netherlands, 2006
- [12] Seppo A. Korpela - Principles of Turbomachinery, Wiley, 2019
- [13] [American Institute of Aeronautics and Astronautics_ AIAA Education Series] Jack D. Mattingly, William H. Heiser, David T. Pratt - Aircraft Engine Design, Second Edition (AIAA Education Series), AIAA, 2003
- [14] DOÇ. DR. ALB. EYÜP ÖZTÜRK, Türbin Motorların Aero-termodinamiği ve Mekaniği: Esaslar ve Uygulamalar, İstanbul, 1997
- [15] <https://www.azom.com/>
- [16] <https://www.hightempmetals.com/index.php>
- [17] <https://www.mcmaster.com/>
- [18] <http://airfoiltools.com/plotter/>
- [19] TF-CLAWS: Candidate Low-Bypass, Mixed-Flow Turbofan Engine for a Next Generation Trainer, Department of Aerospace Engineering May 16, 2016
- [20] PROF. DR. AHMET ARAN, Malzeme Bilgisi Ders Notları, İTÜ, 2007
- [21] DOÇ. DR. ÖZDEMİR BENGİSU, Makina Konstrüksiyonuna Giriş, 1977
- [22] <https://www.skf.com/tr/support/engineering-tools/bearing-select>

- [23] Genel Rulman Katalođu, NSK
- [24] MUSTAFA AKKURT, Makina Elemanları Cilt 1 – 2
- [25] Gaz Türbinli Motorlar Ders Notları, İstanbul Gelişim Üniversitesi
- [26] Seppo A. Korpela, PRINCIPLES OF TURBOMACHINERY, The Ohio State University
- [27] CJ 805 – 23 Aft Fan Engine, Maintenance Manuel, General Electric, 1961
- [28] B. E. Sells, W. R. Dodge, A Transport Aft Turbofan, 1959
- [29] United States Patent, AFT FAN GASTURBINE ENGINE, 1992
- [30] Rainer Schnell, Xin Zhao, Assessment of a Turbo-Electric Aircraft Configuration with Aft-Propulsion Using Boundary Layer Ingestion, 2019
- [31] PETER GALISON, ALEXROLAND, NEW STUDIES IN THE HISTORY AND PHILOSOPHY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
- [32] TEI, TEKNOFEST JET MOTOR TEKNİK REHBERLER
- [33] MORAN SHAPIRO, Fundamentals Of Engineering Thermodynamics 8th Edition
- [34] Yunus A. Çengel, Fundamentals Of Fluid Mechanics
- [35] Yunus A. Çengel, Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik
- [36] Frank P. Incropera, vd. Fundamentals of Heat and Mass Transfer
- [37] Yunus A. Çengel, Heat Transfer (A Practical Approach)



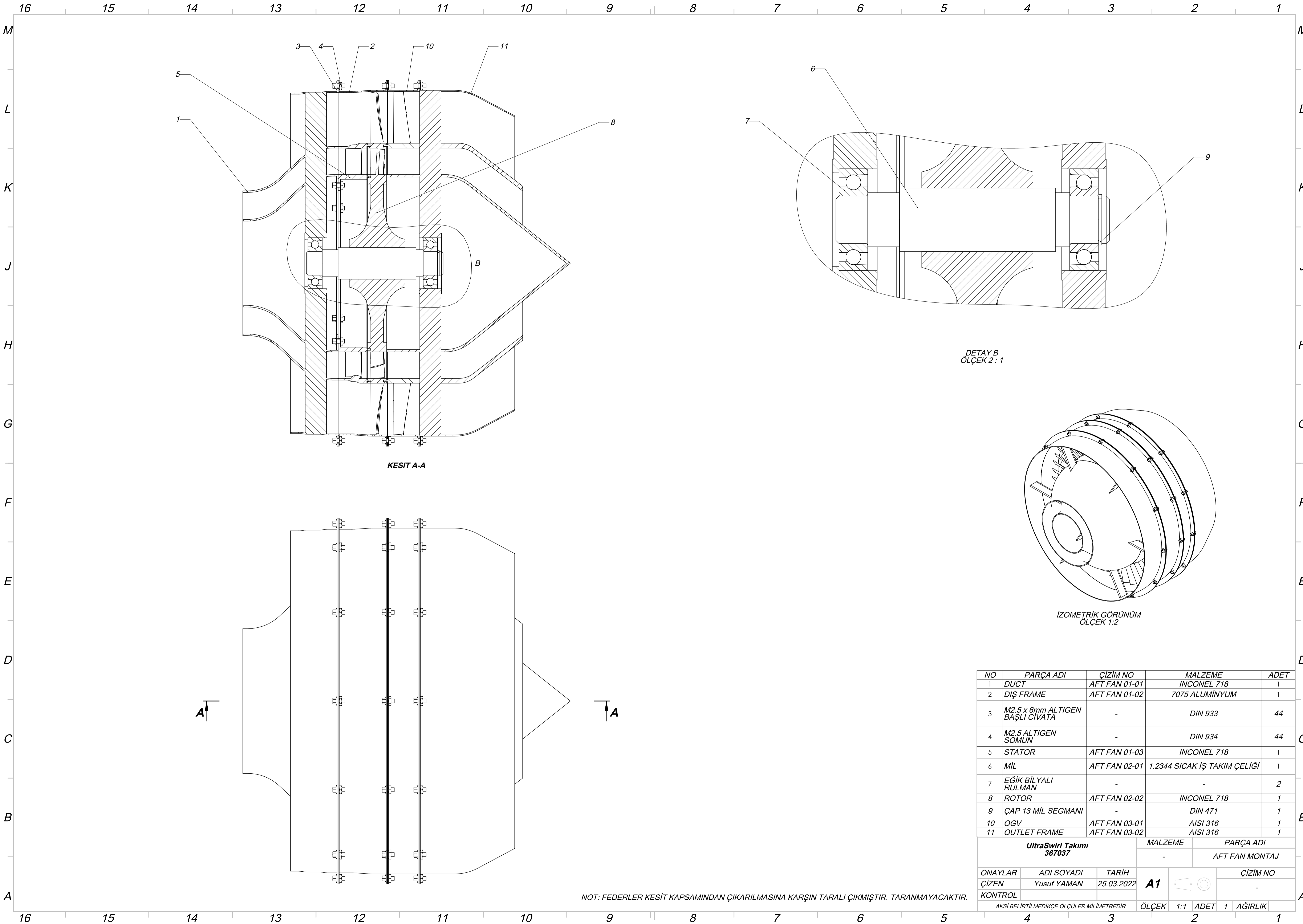
15. Ekler

15.1. Ek – 1

TABLE A.4 Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure^a

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air, $M = 28.97$ kg/kmol							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	257	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536

15. 2. Teknik Resimler



KESİT A-A

DETAY B
ÖLÇEK 2 : 1

İZOMETRİK GÖRÜNÜM
ÖLÇEK 1:2

NO	PARÇA ADI	ÇİZİM NO	MALZEME	ADET			
1	DUCT	AFT FAN 01-01	INCONEL 718	1			
2	DIŞ FRAME	AFT FAN 01-02	7075 ALUMİNYUM	1			
3	M2.5 x 6mm ALTİGEN BAŞLI CIVATA	-	DIN 933	44			
4	M2.5 ALTİGEN SOMUN	-	DIN 934	44			
5	STATOR	AFT FAN 01-03	INCONEL 718	1			
6	MİL	AFT FAN 02-01	1.2344 SICAK İŞ TAKIM ÇELİĞİ	1			
7	EĞİK BİLYALI RULMAN	-	-	2			
8	ROTOR	AFT FAN 02-02	INCONEL 718	1			
9	ÇAP 13 MİL SEGMANI	-	DIN 471	1			
10	OGV	AFT FAN 03-01	AISI 316	1			
11	OUTLET FRAME	AFT FAN 03-02	AISI 316	1			
UltraSwirl Takımı 367037			MALZEME	PARÇA ADI			
			-	AFT FAN MONTAJ			
ONAYLAR	ADI SOYADI	TARİH	A1	ÇİZİM NO			
ÇİZEN	Yusuf YAMAN	25.03.2022		-			
KONTROL							
AKSI BELİRTİLMEDİKÇE ÖLÇÜLER MİLMETREDİR			ÖLÇEK	1:1	ADET	1	AĞIRLIK
				2			

NOT: FEDERLER KESİT KAPSAMINDAN ÇIKARILMASINA KARŞIN TARALI ÇIKMIŞTIR. TARANMAYACAKTIR.

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

H

G

F

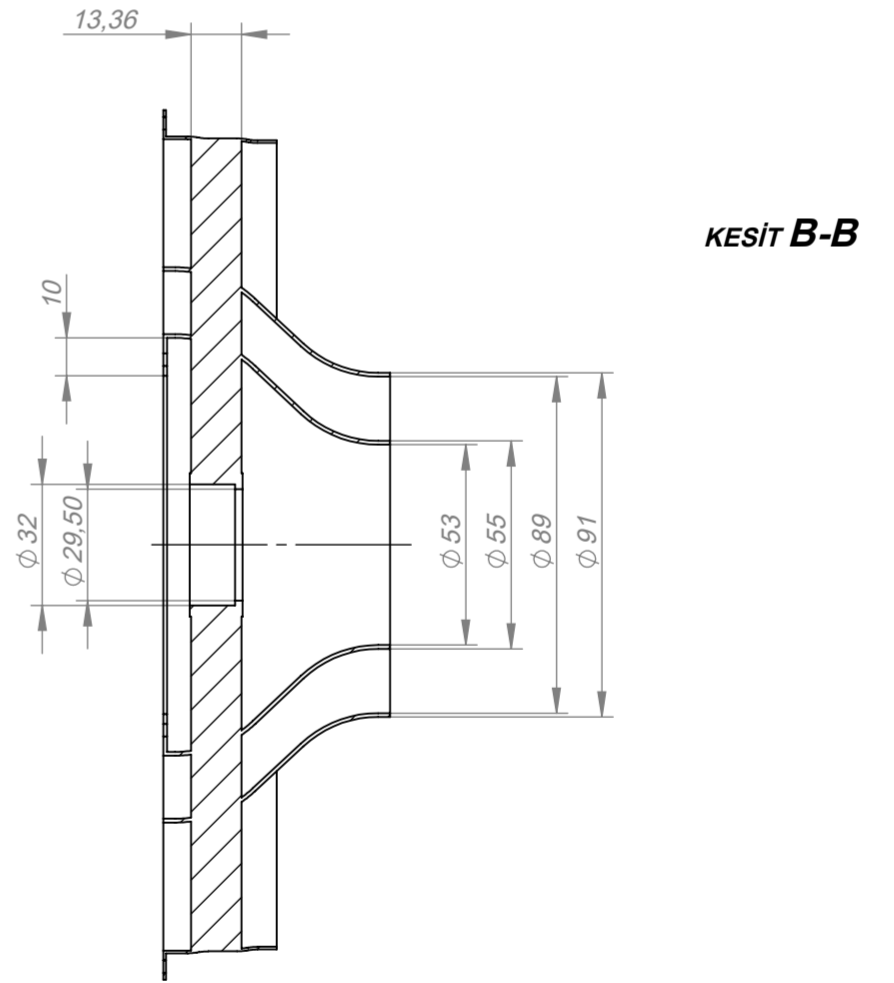
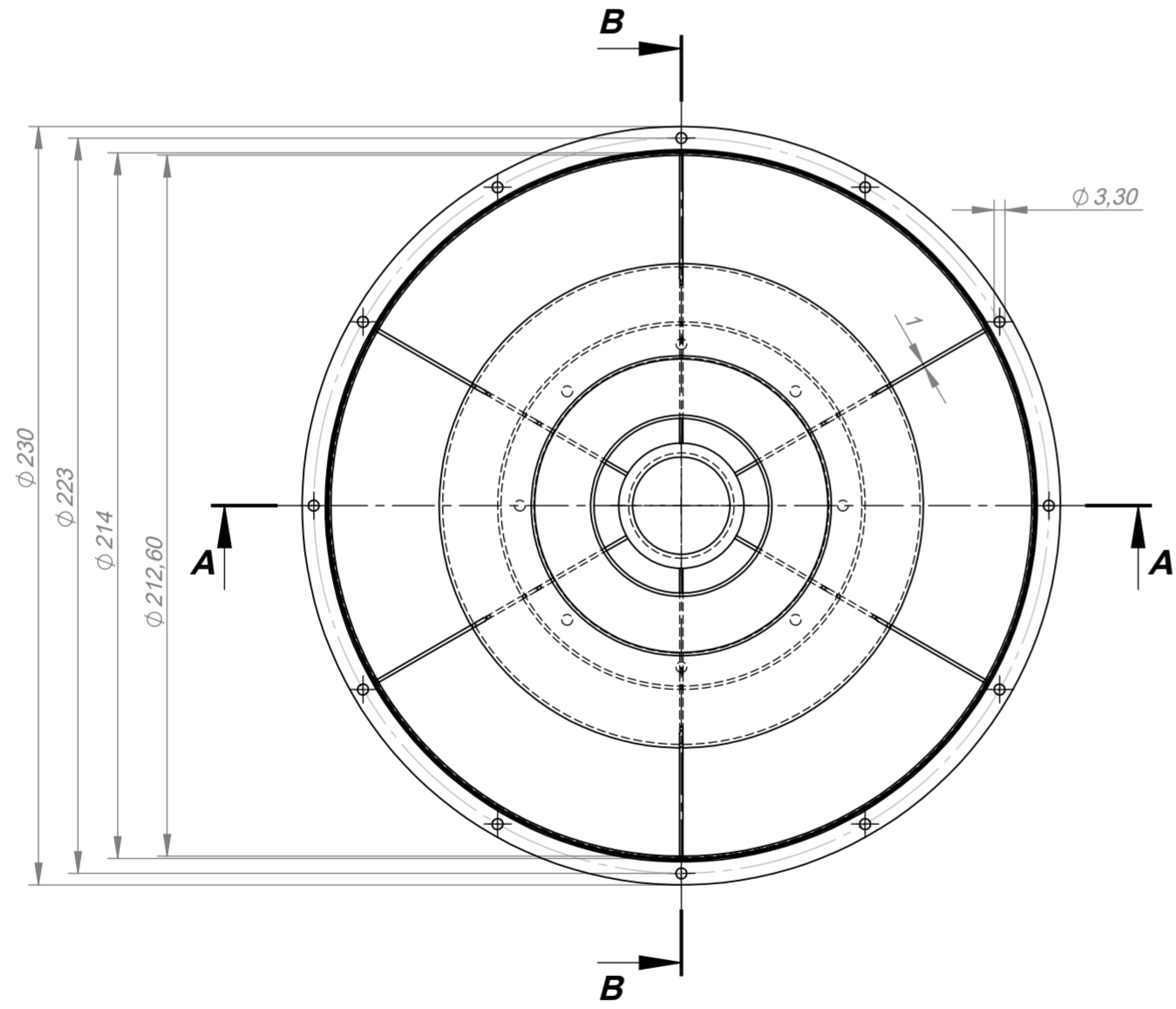
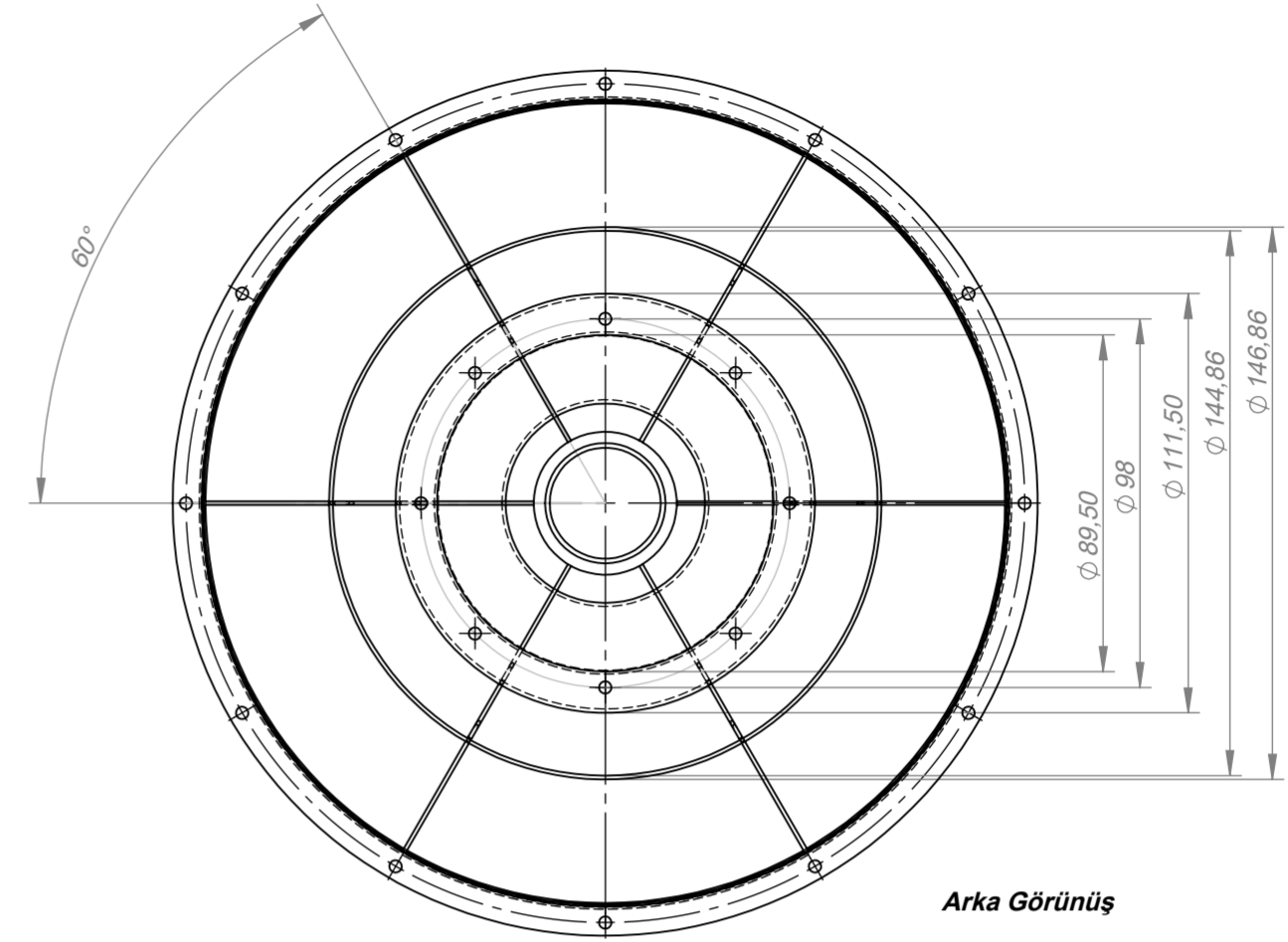
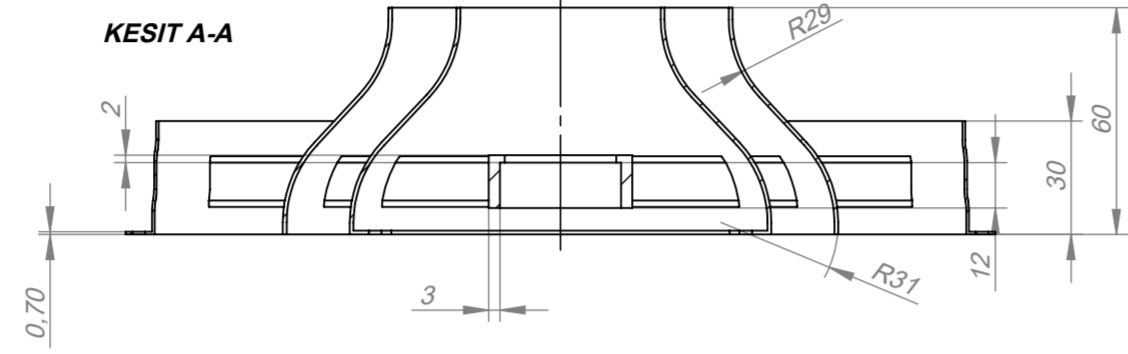
E

D

C

B

A



UltraSwirl Takımı 367037			MALZEME	PARÇA ADI	
			Inconel 718	Duct	
ONAYLAR	ADI SOYADI	TARİH	A2		
ÇİZEN	Yusuf YAMAN	23.03.2022			ÇİZİM NO
KONTROL					AFT FAN 01-01
AKSİ BELİRTİLMEDİKÇE ÖLÇÜLER MİLMETREDİR			ÖLÇEK	1:2	
			ADET	1	
			AĞIRLIK	1	

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

H

G

F

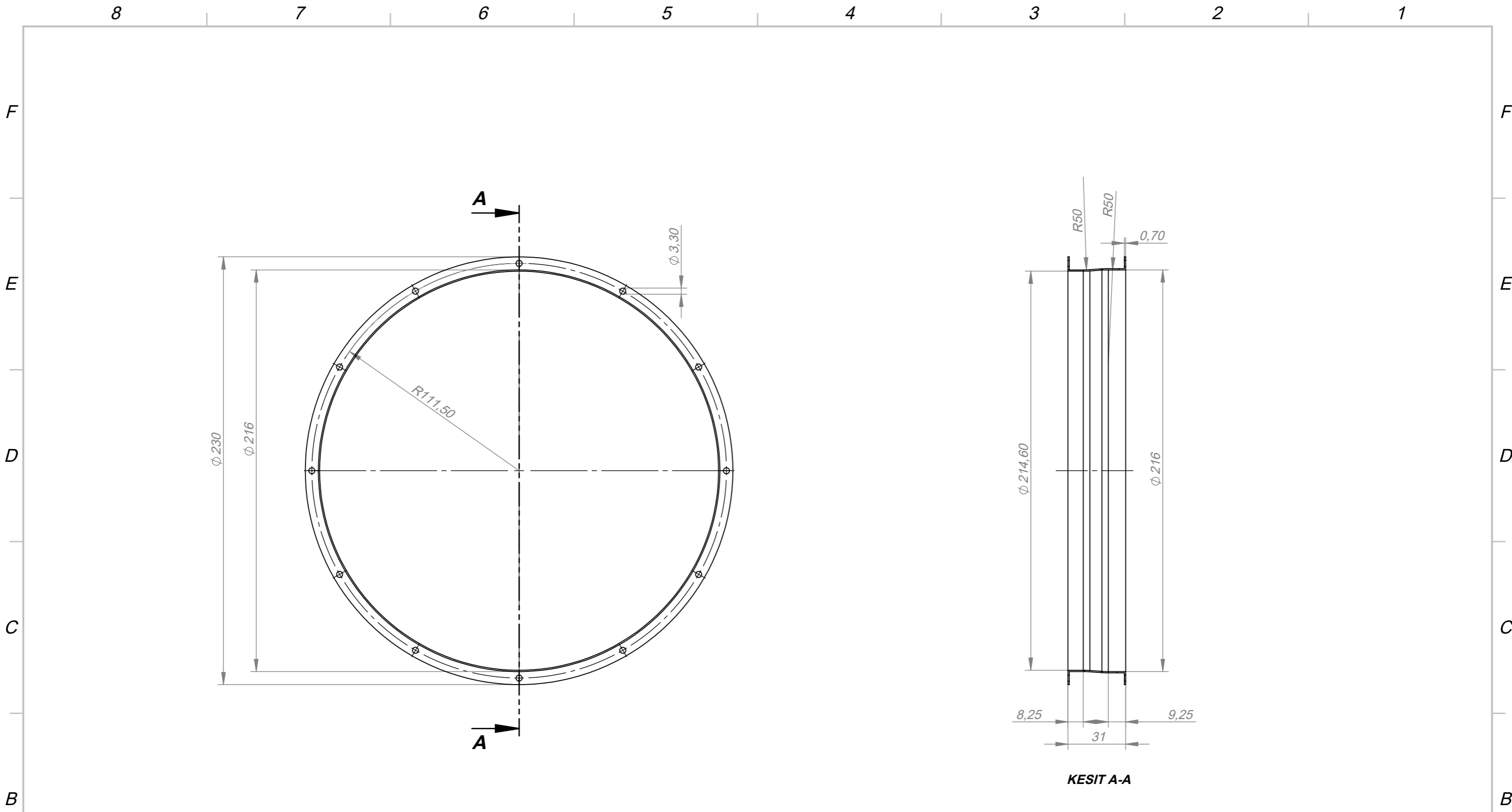
E

D

C

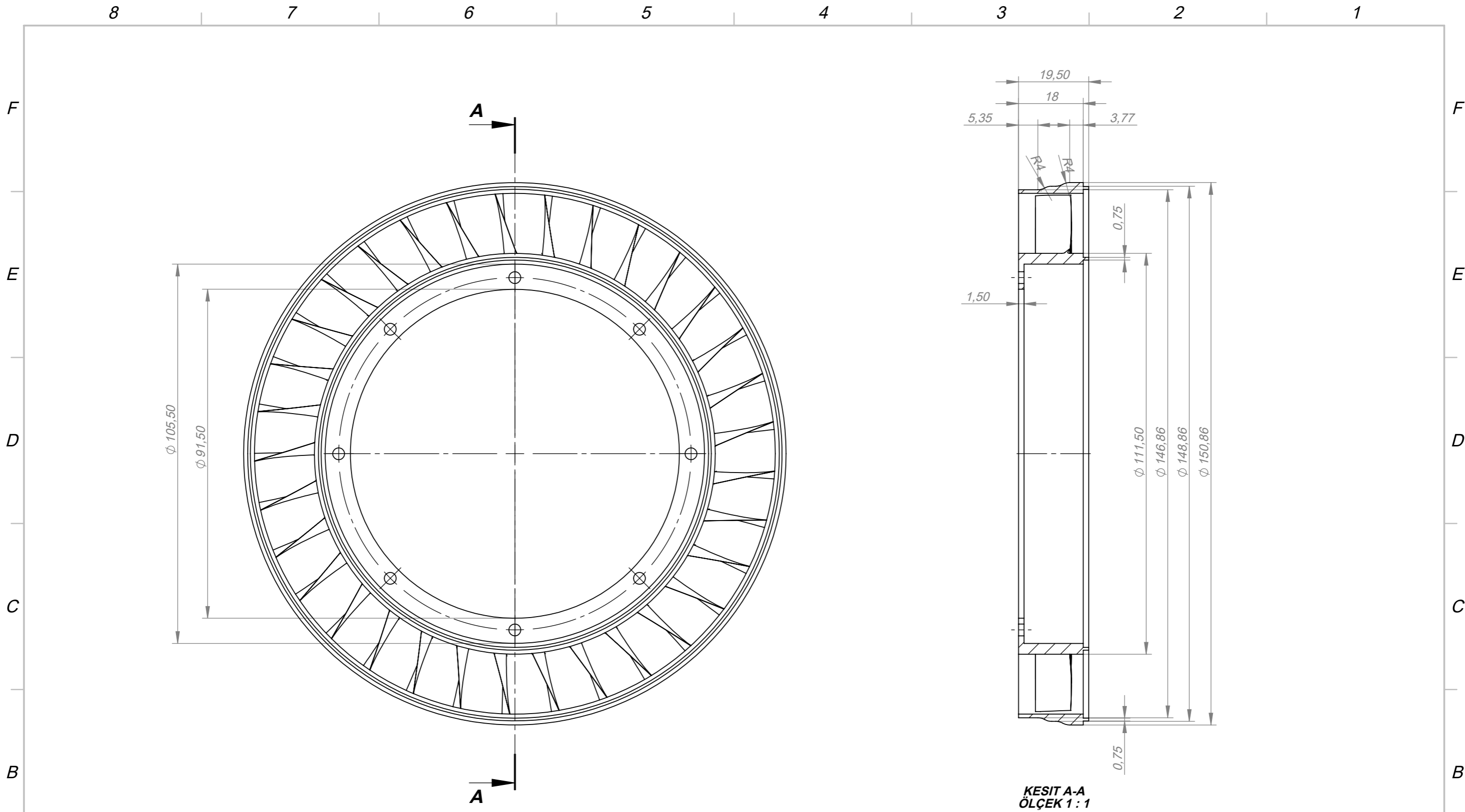
B

A

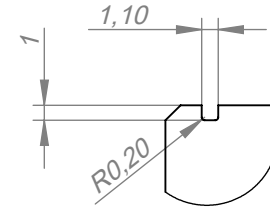
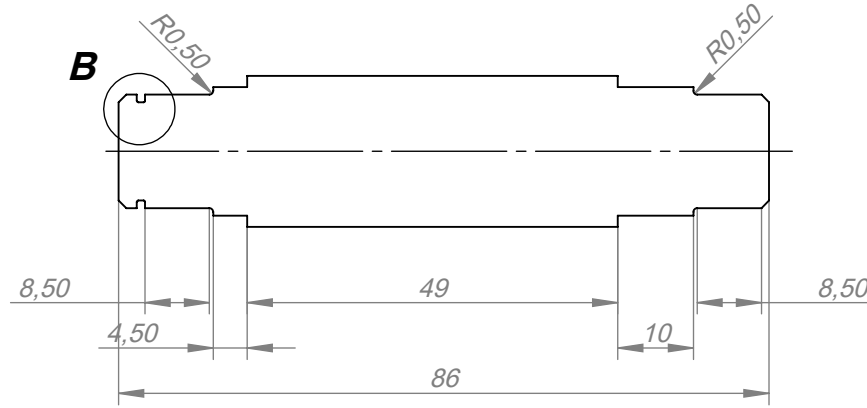
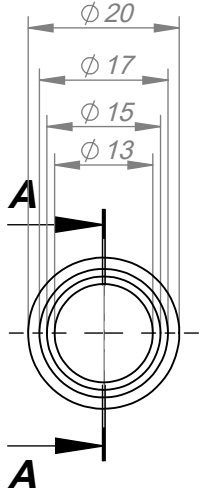


KESIT A-A

UltraSwirl Takımı 367037			MALZEME	PARÇA ADI			
			7075 Alüminyum	Dış Frame			
ONAYLAR	ADI SOYADI	TARİH	A3		ÇİZİM NO		
ÇİZEN	Yusuf YAMAN	23.03.2022			AFT FAN 01-02		
KONTROL							
AKSİ BELİRTİLMEDİKÇE ÖLÇÜLER MİLİMETREDİR			ÖLÇEK	1:2	ADET	1	AĞIRLIK



UltraSwirl Takımı 367037			MALZEME	PARÇA ADI		
			Inconel 718	Stator		
ONAYLAR	ADI SOYADI	TARİH	A3		ÇİZİM NO	
ÇİZEN	Yusuf YAMAN	23.03.2022			AFT FAN 01-03	
KONTROL						
AKSİ BELİRTİLMEDİKÇE ÖLÇÜLER MİLİMETREDİR			ÖLÇEK	1:1	ADET	1
					AĞIRLIK	



DETAY B
ÖLÇEK 2 : 1

KESİT A-A

UltraSwirl Takımı 367037			MALZEME		PARÇA ADI			
			1.2344 Sıcak İş Takım Çeliği		Mil			
ONAYLAR	ADI SOYADI	TARİH	A4		ÇİZİM NO			
ÇİZEN	Yusuf YAMAN	23.03.2022			AFT FAN 02-01			
KONTROL								
AKSİ BELİRTİLMEDİKÇE ÖLÇÜLER MİLİMETREDİR			ÖLÇEK	1:1	ADET	1	AĞIRLIK	

8 7 6 5 4 3 2 1

F F

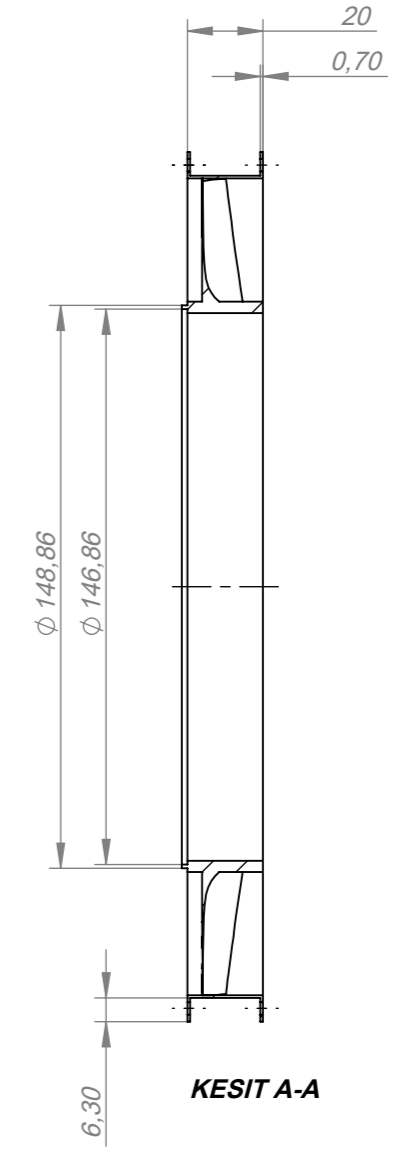
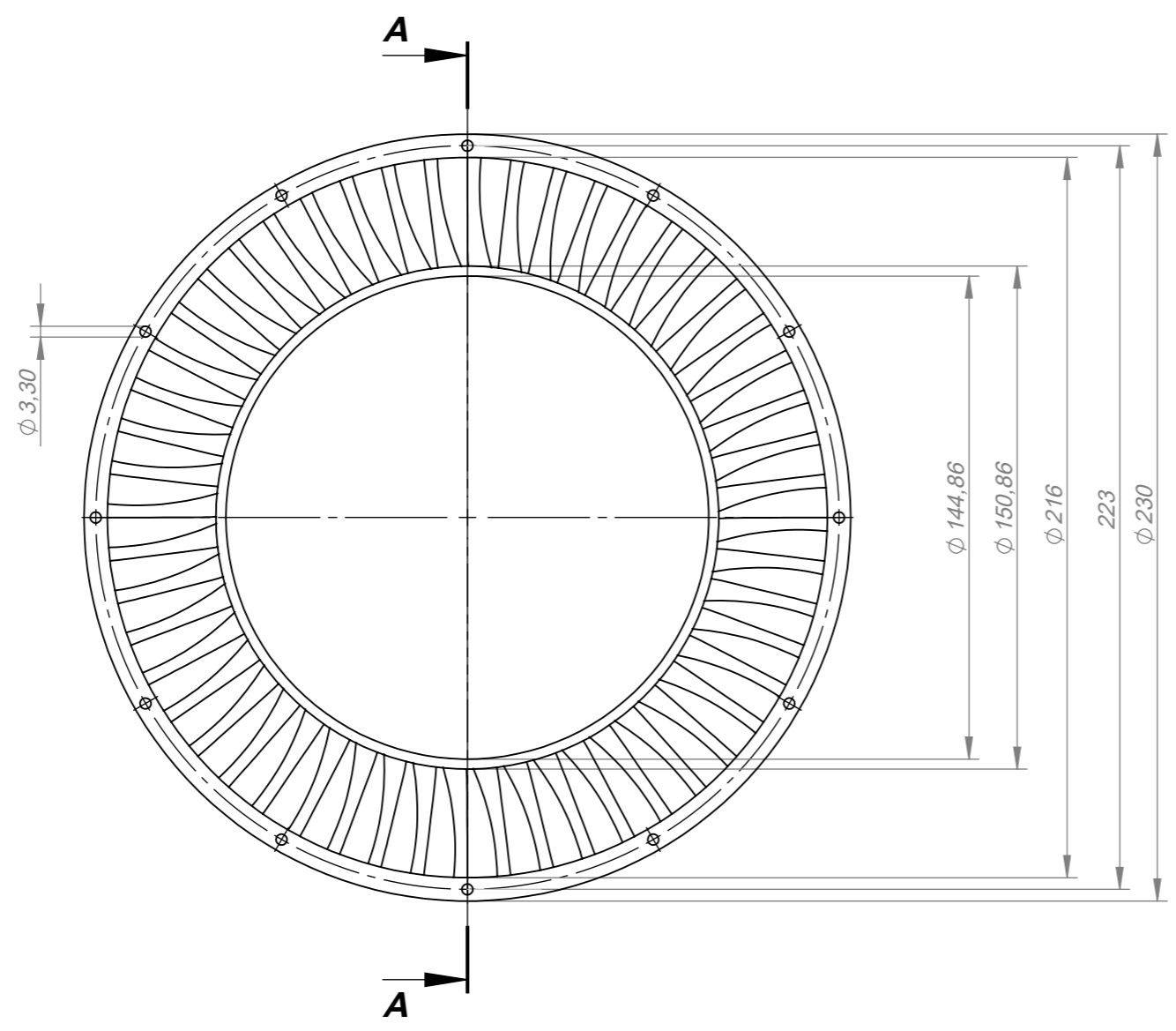
E E

D D

C C

B B

A A



UltraSwirl Takımı 367037			MALZEME	PARÇA ADI				
			AISI 316	OGV				
ONAYLAR	ADI SOYADI	TARİH	A3		ÇİZİM NO			
ÇİZEN	Yusuf YAMAN	23.03.2022			AFT FAN 03-01			
KONTROL								
AKSİ BELİRTİLMEDİKÇE ÖLÇÜLER MİLMETREDİR			ÖLÇEK	1:2	ADET	1	AĞIRLIK	

8 7 6 5 4 3 2 1

8 7 6 5 4 3 2 1

F F

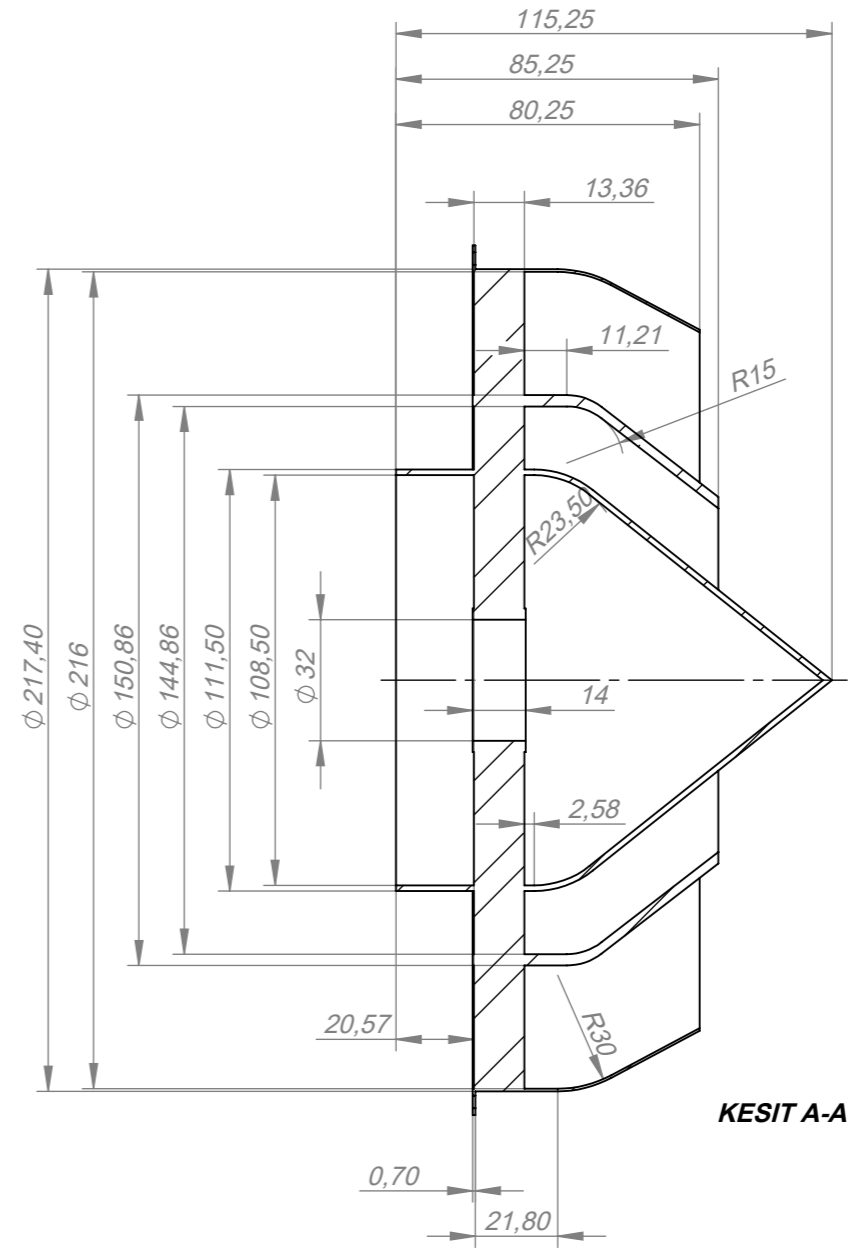
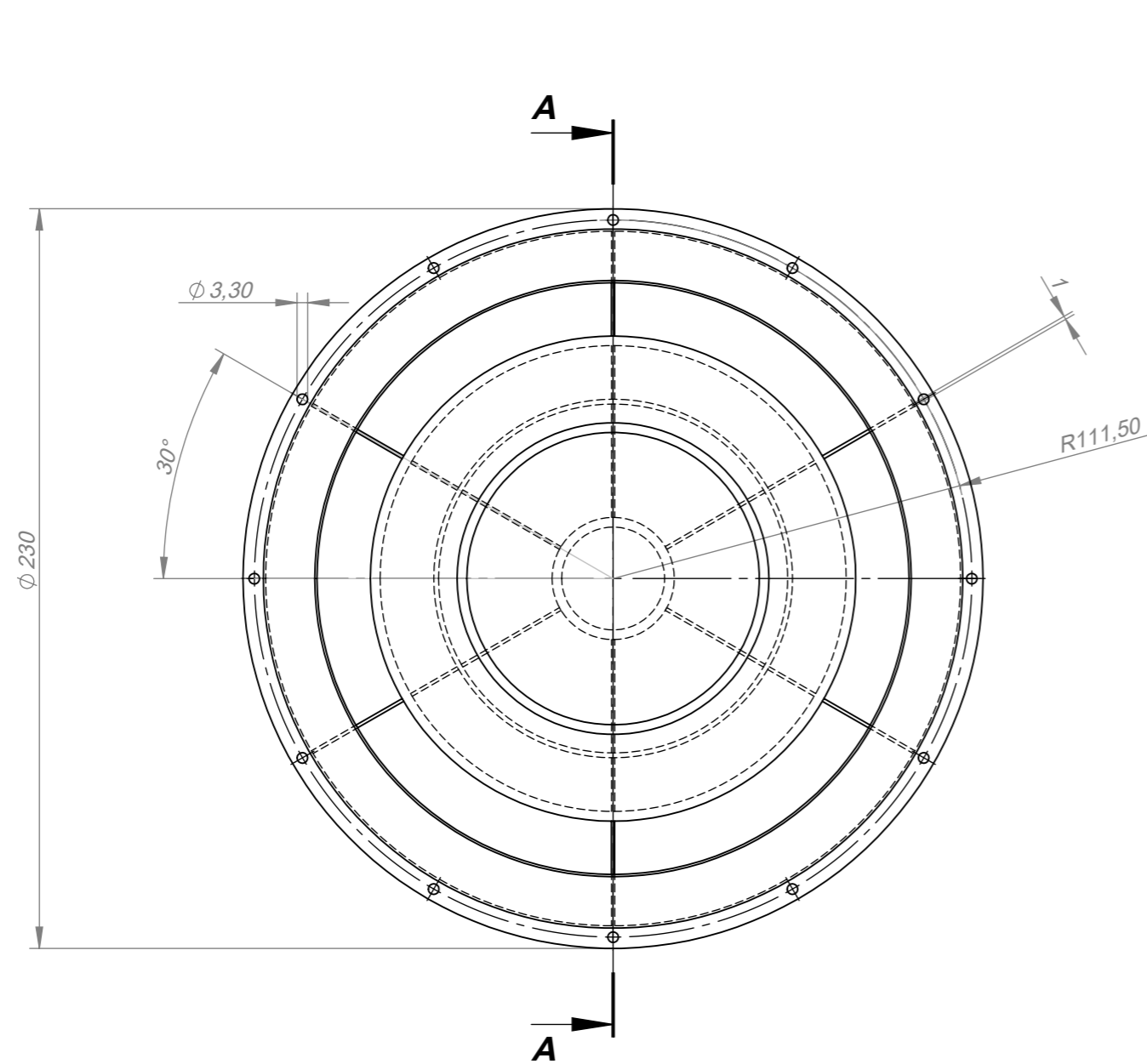
E E

D D

C C

B B

A A



UltraSwirl Takımı 367037			MALZEME	PARÇA ADI				
			AISI 316	Outlet Frame				
ONAYLAR	ADI SOYADI	TARİH	A3		ÇİZİM NO			
ÇİZEN	Yusuf YAMAN	23.03.2022			AFT FAN 03-02			
KONTROL								
AKSİ BELİRTİLMEDİKÇE ÖLÇÜLER MİLMETREDİR			ÖLÇEK	1:2	ADET	1	AĞIRLIK	

8 7 6 5 4 3 2 1