

TEKNOFEST

HAVACILIK, UZAY VE TEKNOLOJİ FESTİVALİ

JET MOTOR TASARIM YARIŞMASI

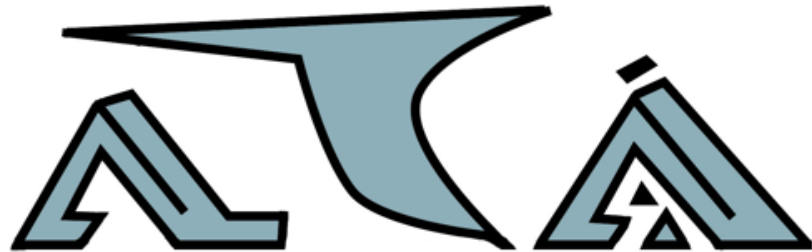
KAVRAMSAL TASARIM RAPORU

TAKIM ADI

ALTAİR JET

TAKIM ID

412892



1 Proje Özeti

Gaz türbinli motorlarda itki kuvvetini ve yakıt verimliliğini artırmak için çeşitli motor konseptleri geliştirilmiştir. Bu konseptlerden biri hazır motorların arkasına monte edilebilen bir Aft-fan modülüdür. Bu modülün sağladığı en büyük avantaj, yeni bir motor üretmenin getirmiş olduğu iş yükünün ve maliyetin oldukça azaltılmış olmasıdır.

Bu projede bir turbo jete takılmasıyla birlikte minimum 150 libre itki üretebilen bir Aft fan modülünün tasarlanması amaçlanmıştır. Bu kapsamda, çekirdek motor çıktıları, tasarım noktası bilgileri ve geometrik zarflar dikkate alınarak aft fan modülünün kavramsal tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Projeye en temelde literatür araştırması ile başlanılmış olup, kavramsal tasarım geliştirme süreci ile devam edilmiştir. Bu süreçte performans, aero, mekanik ve termal gibi daha birçok alt başlık incelenerek aft-fan modülüne ait temel bileşenler şekillenmiş olup modülün ana yapısı ve karakteristik özellikleri ortaya çıkmıştır. Kavramsal tasarımın tarif edilmesi bölümünde bu sürecin ana hatları anlatılmaktadır.

Projenin son kısmında ise maliyet-üretilebilirlik analizi ve risk analizi ile birlikte projenin değerlendirmesi yapılmış olup detaylı tasarımda yapılacak olan gerekli iyileştirmelerin planlanması amaçlanmıştır. Bu doğrultuda sonraki çalışmalar ve iş planı hakkında bilgiler verilmektedir.

İçindekiler

1	Proje Özeti.....	1
2	Giriş	4
2.1	Literatür Araştırması	4
2.1.1	Ön fan Konfigürasyonu	5
2.1.2	Aft-fan Konfigürasyonu	5
2.1.3	Aft-Fan Modülü Bileşenleri	7
3	Kavramsal Tasarım Geliştirme ve Fizibilite Çalışmaları	14
3.1	Kavramsal Tasarımının Tarif Edilmesi	15
3.2	Performans Çevrimi Analizi.....	16
3.2.1	Numaralandırma	16
3.2.2	Bileşen Performansı	17
3.2.3	Hesaplama Adımları	19
3.2.4	Hesaplama Sonuçları.....	22
3.3	Bir Boyutlu Akış Yolu Hesaplamaları	24
3.3.1	Fan Bir Boyutlu Akış Yolu Hesaplamaları	24
3.3.2	Türbin Bir Boyutlu Akış Yolu Hesaplamaları.....	36
3.3.3	Nozul Akış Yolu Hesaplamaları.....	50
3.4	Malzeme Seçimi ve İmalat Metodu	53
3.4.1	Türbin ve Fan Malzemesinin Seçimi.....	53
3.4.2	Disk Malzemesinin Seçimi.....	54
3.4.3	Şaft Malzemesinin Seçimi	54
3.4.4	Dış Kaplama Malzemesinin Seçimi.....	55
3.4.5	İmalat Yönteminin Seçimi	56
3.5	Mekanik Tasarım ve Hesaplamaları	57
3.5.1	Türbin Mekanik Tasarım ve Hesaplamaları.....	57
3.5.2	Disk Mekanik Tasarımı ve Hesaplamaları.....	59
3.5.3	Fan Mekanik Tasarımı ve Hesaplamaları.....	64
3.6	Termal Hesaplamalar	66
3.6.1	Türbin Kanatçığı Termal Hesabı	66
3.6.2	İç Mahfaza (Shroud) Termal Hesabı	70
3.6.3	Dış Mahfaza (Casing) Termal Hesabı.....	72
3.7	Eksenel Yük Hesaplamaları	74

3.7.1	Disk Eksenel Yük Hesabı.....	74
3.7.2	Aero Eksenel Yük Hesabı.....	75
3.8	Rulman Seçimi, Rulman Yükü ve Ömür Hesabı.....	77
3.8.1	Rulman Seçimi.....	77
3.8.2	Rulman Yükü Hesabı.....	77
3.8.3	Rulman Ömür Hesabı.....	79
3.9	Yağlama Konseptinin Detayları.....	80
3.9.1	Yağlama Konsepti Seçimi.....	80
3.9.2	Yağlama Debisi Hesabı.....	81
3.9.3	Sızdırmazlık Elemanları.....	84
3.10	Basit Rotor Dinamiği Hesaplamaları.....	84
3.10.1	Hesaplama Süreci.....	85
3.10.2	Dyrobos Analizi.....	87
3.11	Bir Boyutlu Yapısal Analizler.....	96
3.11.1	Statik Analiz.....	97
3.11.1	Dinamik Şok Dayanım Analizi.....	97
3.11.2	Titreşim Analizleri.....	97
3.12	Maliyet ve Üretilebilirlik Analizi.....	98
4	Kavramsal Tasarımın Değerlendirilmesi.....	99
5	Sonraki Çalışmalar ve İş Planı Önerisi.....	100
6	Risk Analizi.....	102
7	Sonuç.....	105
8	Kaynakça.....	105
9	Ekler.....	106
9.1	Tablolar.....	106
9.2	Şekiller.....	107

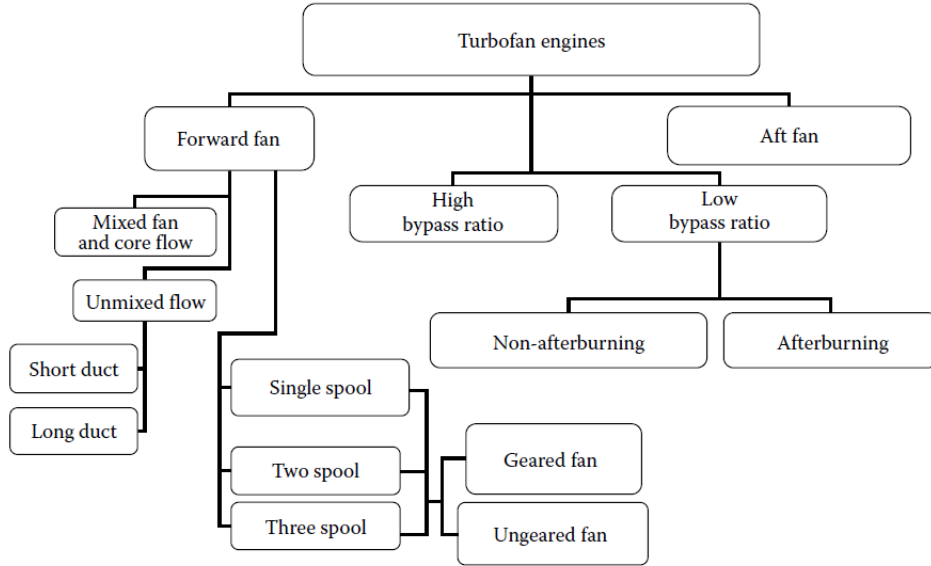
2 Giriş

2.1 Literatür Araştırması

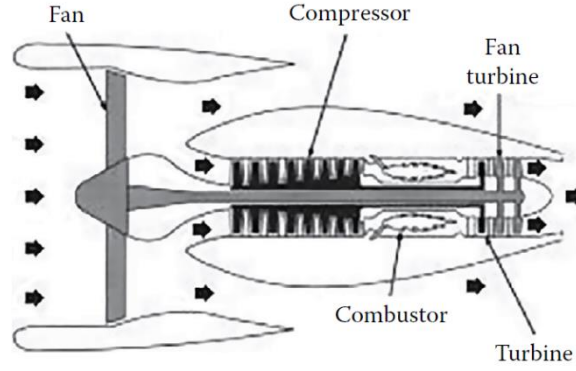
Turbofan motorları şimdiye kadar geliştirilmiş en güvenilir motorlardır. Temel olarak bu motorlar, yakıt açısından verimli ve nispeten sessiz bir çalışmaya sahip gaz türbinli motorlardır. Bir turbofan motor, turbojet motora oranla daha fazla hava akışı emebilir ve bu nedenle daha fazla itki üretebilir. Ayrıca daha düşük yakıt tüketimine sahiptir. Bu sebeplerden ötürü bu motorlar, yüksek hızlı, ses altı ticari uçaklar için en iyi seçimdir. [El-sayed]

Şekil 1’de çok sayıda turbofan motor tipi gösterilmektedir. Tüm bu konfigürasyonlar birbirlerine göre avantaj ve dezavantajlara sahiptir. Uygun olan seçim tasarım istekleri ve platform bilgileri dikkate alınarak yapılır. Temelde bir turbofan motor şu şekilde sınıflandırılabilir:

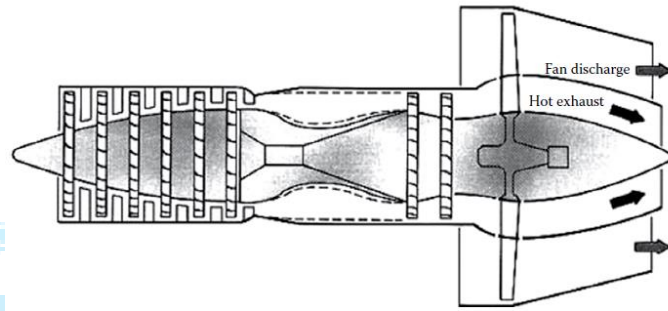
1. Ön fan veya arka fan konfigürasyonu (Şekil 2 ve Şekil 3)
2. Düşük baypas oranı veya yüksek baypas oranı



Şekil 1 Turbofan Motorların Sınıflandırılması. (El-Sayed, 2017)



Şekil 2 Ön Fan Konfigürasyonu (Forward-fan), (El-Sayed, 2017)



Şekil 3 Arka Fan Konfigürasyonu (Aft-fan), (El-Sayed, 2017)

2.1.1 Ön fan Konfigürasyonu

Günümüzde turbofan motorlar denince akla ilk ön fan konfigürasyonlu motorlar gelir. Özellikle yakıt açısından verimli ve nispeten sessiz bir çalışmaya sahip bu motorlar başta sivil havacılık olmak üzere pek çok uçakta kullanılmaktadır. Ön fan konfigürasyonları, karıştırılmış veya karıştırılmamış tiplerde olabilir. İlkinde, fan (soğuk) hava akışı, sıkıştırıldığı fanın içinden geçerek soğuk nozuldan dışarı atılırken, sıcak akış çekirdek motor bölümünden geçerek başka bir sıcak nozuldan dışarı atılır. İkinci tiplerde, fandan çıkan soğuk akım, motoru bir nozuldan terk etmeden önce son türbinden çıkan sıcak akımla karışır. Ön fan ayrıca tek, iki veya üç makaralı (spool) motorlar olarak sınıflandırılabilir. Günümüzde tek makaralı turbofan motorlar nadirdir, turbofan motorların çoğu ise iki veya üç makaralı tiptedir.

2.1.2 Aft-fan Konfigürasyonu

Bu konsept, mevcut kompresör-türbin tertibatının hemen arkasına monte edilen uç monteli fan kanatlarına sahip serbest bir türbinden oluşur. Fan, turbojet türbininden

çıkın sıcak gaz akışı tarafından tahrik edilen serbest türbin sayesinde dış ortamdan aldığı havayı sıkıştırır.

Bu konfigürasyon, türbin kanadının mid platform ile fana bağlanmasıyla motor çekirdeğinin dışına uzanan bir yapıdadır. Türbin-fan kanadı, sıcak akış için türbin kanat bölümü ve soğuk akış için kompresör kanat bölümü olacak şekilde tasarlanmalıdır. Aft-fan kanat geometrisi Şekil 4’de verilmiştir.

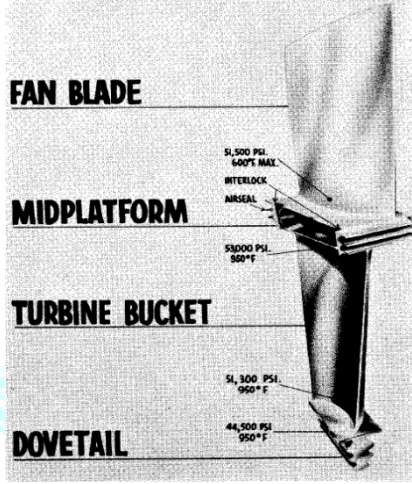


FIG. 13 - CJ805-21 COMBINATION BLADE AND BUCKET - "BUCKET"

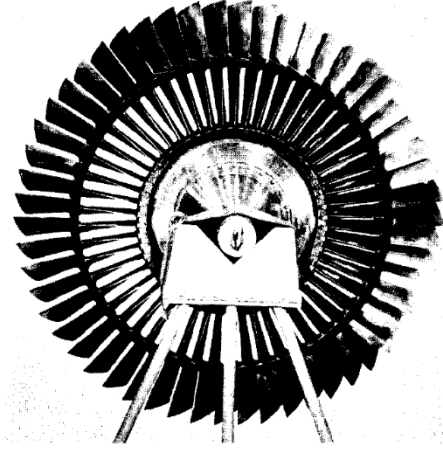


FIG. 12 - FRONT VIEW OF CJ805-21 FAN ROTOR ASSEMBLY

Şekil 4 Aft Fan Bıçak Geometrisi

Aft-fan konfigürasyonuna en büyük avantajı, çekirdek motora tam bir paket şeklinde monte edilebilir olmasıdır. Böylelikle yeni bir motor geliştirmenin verdiği iş yükü ve maliyet giderleri oldukça düşürülmüş olur.

Bu yapılandırmada iki büyük sorun ortaya çıkar. İlk olarak, türbin-fan ünitesinin kanadının, yüksek maliyetli ve ağırlıktaki türbin malzemesinden yapılması gerekmektedir. Ayrıca, bu kanatların imalatı, iç parçanın türbin kanadı, dış parçanın ise fan kanadı olduğu durumlarda çok karmaşıktır. Böylece, bıçağın iç kısmının dışbükey şekli, bıçağın dış kısmında içbükey hale gelir ve bunun tersi de geçerlidir. Bu bir zorunluluktur, çünkü kompresör kanatlarının dönüş yönü karşı kanadın basınç tarafından emme tarafına, türbin ise emme tarafından basınç tarafına doğru olmalıdır. Diğer sorun ise, iki akış arasındaki sızdırmazlık sorunudur.

2.1.3 Aft-Fan Modülü Bileşenleri

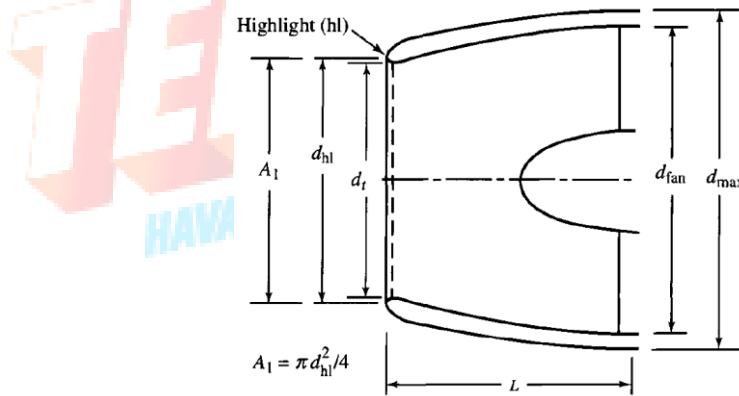
Hava alığı, fan, türbin (LPT) ve sıcak-soğuk akış nozulları aft-fan modülünün ana bileşenleridir.

2.1.3.1 Hava Alığı

Hava alığı (inlet), modül fanının önünde bulunan, akışı yakalayıp motor içerisine, minimum kayıpla düzgün bir şekilde alarak verimi yüksek tutmaya çalışan kısımdır. Bu sebeple motorun istenilen uçuş koşulları altında başarılı bir şekilde çalışması için modül ve hava alığı uyumluluğu çok önemlidir. Hava alığının tasarımı, kanala giren havanın ses altı mı yoksa ses üstü mü olduğuna bağlıdır. Uçak ses hızına yaklaştıkça hava daha fazla sıkıştırılır ve Mach 1'de şok dalgaları oluşur. Süpersonik akışta şok dalgaları mevcut olup sıkıştırma verimsizdir. Ses altı akışta ise şok dalgaları yoktur ve hava sıkıştırması oldukça verimli bir şekilde gerçekleşir.

2.1.3.1.1 Ses Altı Girişler (Subsonic İnlet):

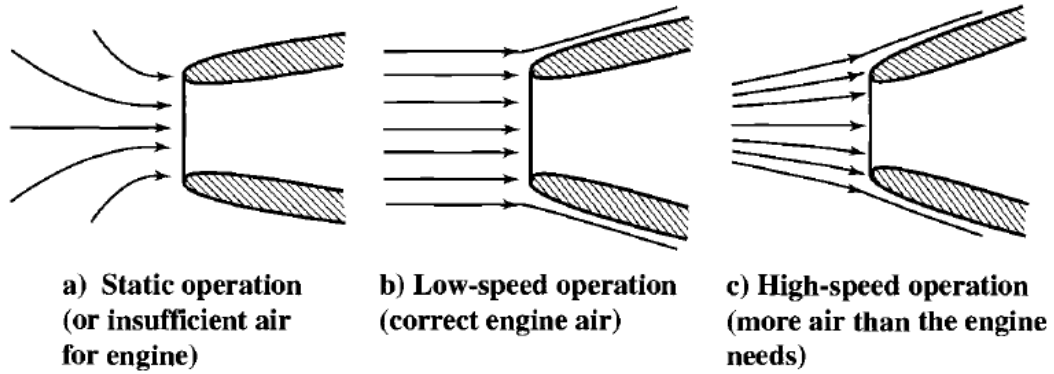
Tipik bir ses altı girişinin kesiti ve geometrik parametreleri Şekil 5'te gösterilmektedir. Giriş alanı A_1 , giriş vurgusundaki inlet(highlight) akış kesitine dayanmaktadır. Ses altı girişinde, serbest akış alanı A_0 , giriş alanı A_1 'den daha büyük olan hava akışını içeri çekebildiğinden, değişken giriş geometrisi gerekli değildir (kalkış sırasında kurulum sürüklemesini (installation drag) azaltmak için bazen üfleme kapıları veya yardımcı girişler kullanılır. [Mattingly])



Şekil 5 Ses Altı Giriş Terminolojisi

Bir girişin çalışma koşulları, motor tarafından talep edilen uçuş hızına ve kütle akışına bağlıdır. Şekil 6, üç tipik ses altı koşulu için akım çizgisi(streamline) modellerini göstermektedir. Şekil 6a, motorun tasarım değerinden daha düşük bir hızda veya tasarım değerinden daha yüksek bir kütle akışında çalıştığında oluşacak giriş dışındaki akışın ivmelenmesi göstermektedir. Şekil 6c ise, tasarımdan daha yüksek bir hızda

veya tasarımdan daha düşük bir kütle akışında meydana gelecek olan girişin dışındaki akışın yavaşlamasını göstermektedir.



Şekil 6 Ses Altı Girişi İçin Tipik Akış Streamline Modelleri

2.1.3.1.2 Süpersonik Girişler

Süpersonik uçaklar için giriş sistemlerinin tasarımı, verimlilik, karmaşıklık, ağırlık ve maliyet arasındaki değişen durumlar söz konusudur. Tipik bir süpersonik giriş, akışın şoklar ve yaygın sıkıştırma kombinasyonu ile yavaşlatıldığı süpersonik bir difüzörden ve Mach sayısını yüksek ses altı değerinden kabul edilebilir değere düşüren bir ses altı difüzörden oluşur. Süpersonik girişler tasarım yönünden subsonik girişlilere göre oldukça karmaşıktır.

2.1.3.2 Fan / Kompresör

Fan bileşeni temelde turbofan motorunun ön tarafında yer alan büyük çaplı ve düşük basınçlı bir kompresördür. Aft fan modülünde ise türbin ile aynı disk üzerinde ve türbin kanatçıklarının üstünde yer alır. Fanları anlamamız için genel kompresörlerden bahsetmek gerekir.

2.1.3.2.1 Çalışma prensibi

Kompresördeki basınç artışı, rotor kanatları tarafından havaya verilen enerjiden kaynaklanır. Bununla birlikte, iki tip kompresörde basınç artışının nasıl elde edildiği arasında kritik bir fark vardır. Bir eksenel kompresörde basınç artışı, kanatların basınç ve emme tarafı arasındaki basınç farkının bir sonucu olarak elde edilir. Sonuç olarak, eksenel kompresördeki basınç artışı, kanat profili üzerindeki kaldırma kuvveti ile yakından ilişkilidir. Santrifüj kompresörde basınç artışı, çalışan akışkana, yani havaya etkileyen merkezkaç kuvveti tarafından tahrik edilir. Hava basıncını artırmak için kullanılan, biri kaldırma kuvvetine ve diğeri merkezkaç kuvvetine dayanan iki mekanizma arasındaki fark, iki tip kompresör arasında önemli farklılıklara yol açar.

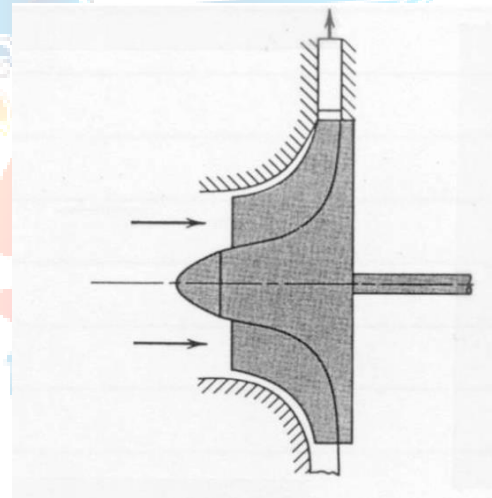
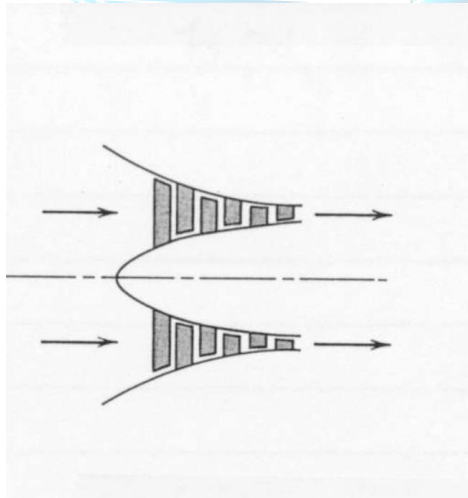
Eksenel kompresörlerde akışkan özelliklerinde meydana gelen temel değişimler Şekil 7’de belirtilmiştir.

Şekil 7 Eksenel Kompresörlerde Temel Değişimler

	Absolute Velocity	Relative Velocity	Area	p	p_t
IGV	Increases	Increases	Decreases	Decreases	Constant
Rotor	Increases	Decreases	Increases	Increases	Increases
Stator	Decreases	Decreases	Increases	Increases	Constant

2.1.3.2.2 Kompresörlerin Sınıflandırılması

Kompresör çıkışındaki akışın yönüne bağlı olarak kompresör, eksenel akışlı kompresörler veya radyal akışlı (veya santrifüjlü) kompresörler olarak sınıflandırılabilir. Adından da anlaşılacağı gibi, eksenel bir kompresörün çıkışındaki akış esas olarak eksenel yöndedir, santrifüj bir kompresörün çıkışındaki akış ise radyal yöndedir. Eksenel ve santrifüj kompresörler, bir eksen-santrifüj kompresör oluşturmak için kombinasyon halinde kullanılabilir. Şekil 8 ve 9, eksenel kompresör ve santrifüj kompresörlerin tipik yerleşimlerini göstermektedir.



Şekil 8 Eksenel kompresörün düzeni Şekil 9 Bir santrifüj kompresörün düzeni.

Bir eksenel kompresör, rotor kanatlarını taşıyan bir, iki veya üç rotor grubundan oluşur. Rotor tertibatları, türbin tarafından mil boyunca döndürülür. Rotor tertibatı, gövde yapısına bağlı olan yataklarla desteklenir. Gövde ayrıca stator kanatlarını da tutar. Hem rotor kanatları hem de stator kanatları, kanat enine kesitlerine sahiptir. Bir sıra rotor kanatları ve komşu stator kanatları sırası bir aşama oluşturur. Şekil 7’de gösterilen eksenel kompresörün 3 aşaması vardır. Bir sıradaki kanat profili sayısı genellikle 30 ile 60 arasında değişir. [A. Cizmas]

Eksenel kompresör, belirli bir kütle akış hızı için bir santrifüj kompresörden daha küçük bir ön alana sahiptir, çünkü eksenel kompresörün dış çapının değişimi, bir santrifüj kompresörünkinden çok daha küçüktür. Motorun şekil kaynaklı sürtünmesini azaltmak için daha küçük bir ön alan önemlidir. Eksenel kompresörün bir aşamasından tahliye sırasındaki akış, santrifüj kompresörde olduğu gibi radyal yönde dönmediğinden, eksenel kompresör çok kademeli için daha uygundur. Bu önemlidir çünkü tipik olarak ihtiyaç duyulan basınç artışı sadece bir aşamada elde edilemez. Eksenel kompresörler genellikle santrifüj kompresörlerden daha yüksek verimliliğe sahiptir. Sonuç olarak, eksenel kompresör kullanan bir jet motoru daha verimlidir.

Santrifüj kompresör, bir çark (impeller) ve difüzör kanatlarından oluşur. Bazı santrifüj kompresörlerde çarkın önüne monte edilmiş bir indüktör de bulunur. Çark türbin tarafından döndürülür. Çark döndükçe, çarkın merkezinde sürekli olarak hava indüklenir. İndükleyici, kompresör verimliliğini artırmak için akışa bir başlangıç girdabı sağlar. Hava çarka girerken çark kanatları havayı çevresel yönde dönmeye zorlar. Sonuç olarak, kompresörde indüklenen havaya etkiyen merkezkaç kuvveti artar. Çarkın şekli daha sonra havayı radyal yönde hareket etmeye zorlar. Hava radyal yönde hareket ettikçe ve yarıçap arttıkça merkezkaç kuvveti orantılı olarak artar. Bu nedenle, hava çarktan geçerken hız ve basınç artar. Hava çarktan ayrıldığında, hava radyal difüzörden geçer. Difüzörün farklı nozülleri hava hızını azaltır. Havanın kinetik enerjisi kompresör işine dönüştürülür. Sonuç olarak, durgunluk entalpisi ve durgunluk basıncı artar.

2.1.3.3 Türbin

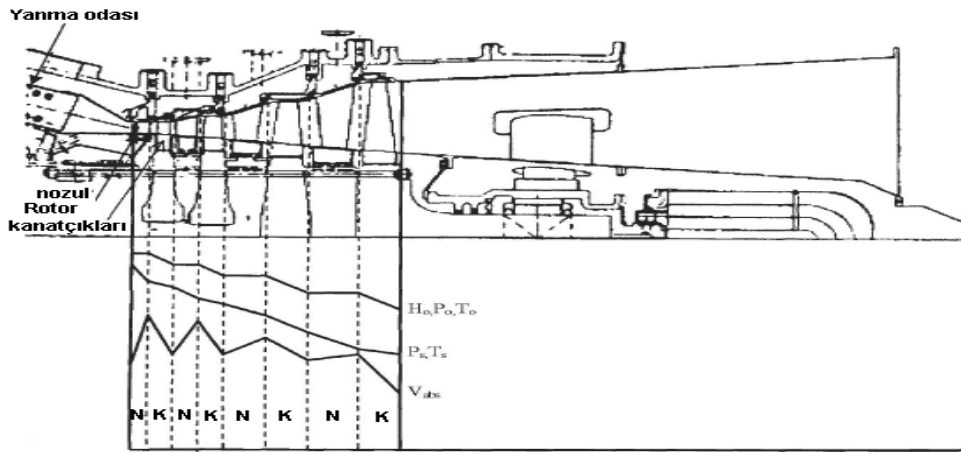
Türbinler, akışkandan enerji çeken ve onu mekanik veya elektrik enerjisine dönüştüren turbo makineler olarak tanımlanabilir. Türbinlerin günümüzde kullanım alanları oldukça geniştir. Bunun nedeni ise kullanılan akışkanın çeşidine göre yapılarında değişiklik göstermesidir.

Türbinlerin kullanım alanları aşağıda gösterilmektedir

- Rüzgar Türbinleri
- Su Türbinleri
- Buhar Türbinleri
- Gaz Türbinleri

2.1.3.3.1 Çalışma prensibi

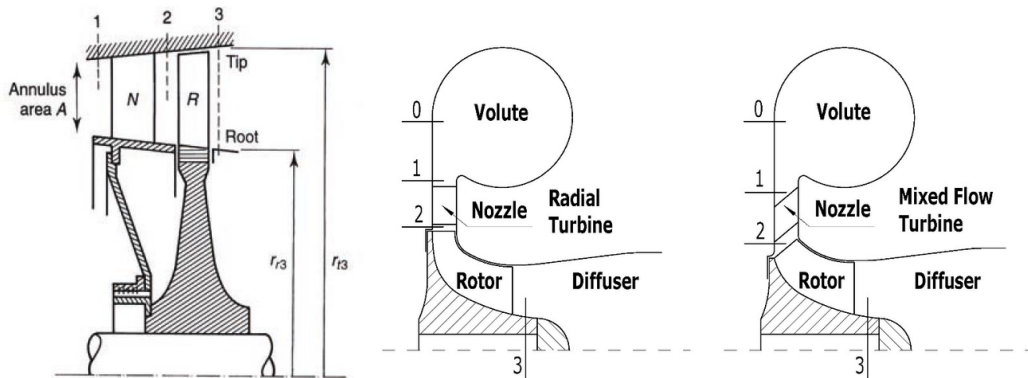
Yanma odası veya yüksek basınç türbininden çıkan gazlar sabit disk üzerine yerleştirilmiş stator kanatçıklarında ivmelendirilip statik basıncı düşürülmekte ve rotorun dönüş yönündeki hızı artırılmaktadır. Rotor kısmında ise akışkanın tanjantsal yöndeki hızı düşürülmekte, akışkanın rotor kanatçıklarında oluşturduğu tanjantsal kuvvetlerinin çıkış şaftını döndüren bir tork elde edilmekte ve akışkanın bağıl hızı rotor boyunca azaltılmaktadır. Bu işlem sırasında basınç değişimleri ve açısal hız değişimleri olur. Ayrıca kompresörlere kıyasla verimleri daha yüksektir.



Şekil 10 Eksenel Akışlı Türbin Akış Diyagramı (Meherwan-2006)

2.1.3.3.2 Türbinlerin Sınıflandırılması

Türbinler içindeki gaz akış yönüne göre eksenel, karışık veya radyal türbinler olarak sınıflandırılabilir. Eksenel türbinlerde, gaz akışı rotor boyunca eksenel yönde hareket eder. Radyal tipte gaz hareketi, yardımcı güç ünitelerinde (APU) görüldüğü gibi çoğunlukla radyaldır. Karışık akışlı türbinlerde, gazların birleşik radyal ve eksenel hareketi vardır.

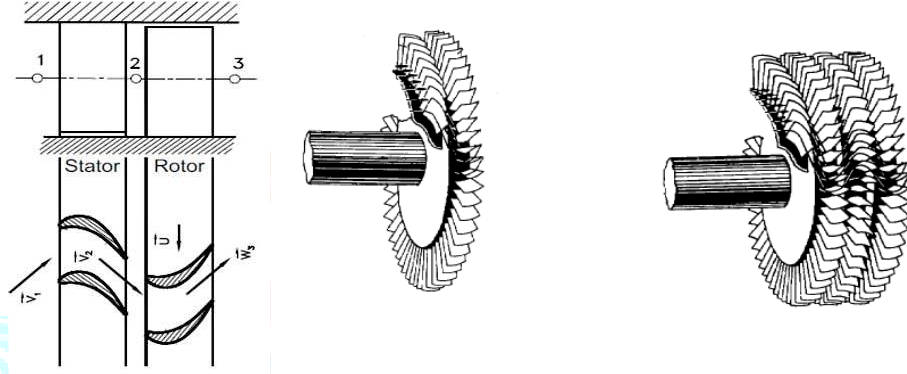


Şekil 11 Eksenel Akışlı Türbin

Radyal, Karışık Akışlı Türbin

2.1.3.3.3 Eksenel akışlı türbinler

Eksenel akışlı türbin, bir türbin rotoru tarafından takip edilen bir dizi sabit kanattan oluşur. Gücünü tek bir rotordan elde eden türbinlere tek kademeli, iki veya daha fazla rotordan elde eden türbinlere ise çok kademeli türbin denir. Tek kademeli türbinler düşük ağırlık ve kompaktlık ihtiyaç duyulan sistemlerde, çok kademeli türbinler ise küçük rotor çapına karşın toplam üretilen gücü arttırmak istenilen sistemlerde kullanılır. Kompresör kademesinde sabit kanada stator (ya da difüzör) denirken türbin kademesinde sabit kanat yerine stator (ya da nozul) denmektedir (Özkan, 2009; Boyce, 2011; Jonsohn, 2013).



Şekil 12 Tek Kademeli Eksenel Türbin Çok Kademeli Eksenel Türbin

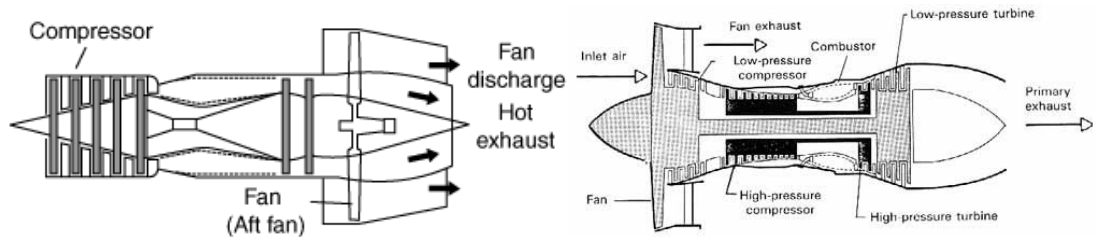
Ayrıca türbinler kullanım yerlerine göre yüksek basınç veya alçak basınç türbini olarak adlandırılabilir.

Yüksek Basınç Türbini

Yanma odası çıkışında yer alan yüksek basınç türbini, yüksek basınç kompresörü çalıştırmak için gerekli torku sağlar yani kompresörü çeviren türbindir.

Alçak basınç türbini

Alçak basınç türbini, enerjinin tamamını yüksek basınç türbin çıkış gazından alır. Elde edilen enerjiyi şaft aracılığıyla kompresöre veya fana iletir. Fakat bizim tasarladığımız aft fan modülüne sahip motorlarda bu iletim midplartform yardımıyla yapılır. Şekil 13 de görüldüğü üzere fan türbinin hemen üstünde konumlandırılmıştır.

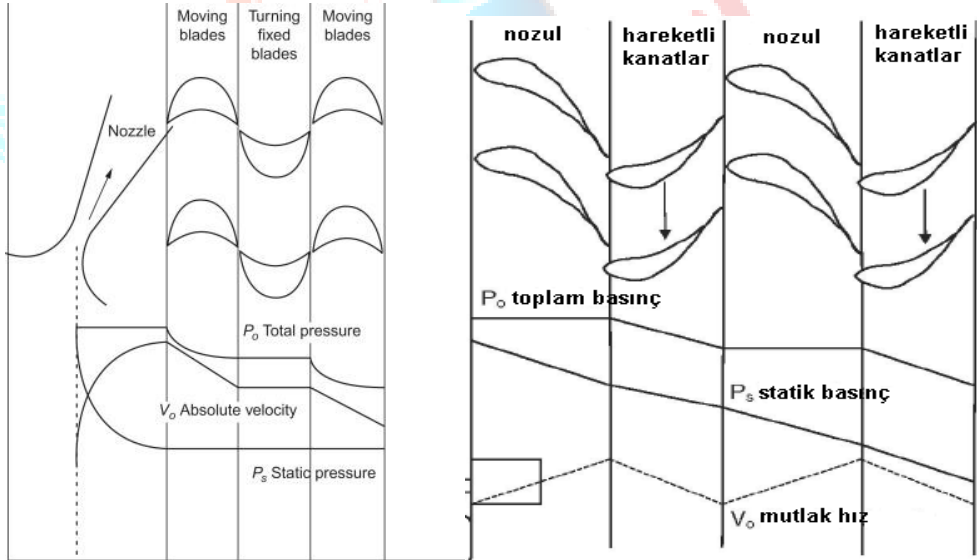


Şekil 13 Aft Fan Modül

Turbo Fan

İmpuls (çarpma etkili) türbin: İmpuls tipi türbinde statik basınç düşümünün tamamı sabit nozullarda gerçekleşmekte ve yakınsak şekillerinden dolayı gazların basıncı azalırken hızları artmaktadır. Türbin kanatçıklarına yönlendirilen gazlar kanatçıklara çarpmaktadır. Burada gazların termal enerjisi kinetik enerjiye dönüşmekte ve rotor dönmektedir. Bu tip türbinlerde reaksiyon oranı sıfır olmaktadır.

Reaksiyon türbini: Reaksiyon türbinindeki sabit nozullardan uygun açı ve hızlarda toplam basınçta değişiklik olmadan hareketli kanatçığa yönlendirilir. Kanatçığın şeklinden dolayı gazın ivmelenmesi ve genişlemesi türbini çeviren reaksiyon kuvvetini oluşturmaktadır. Aşağıda Şekil 14’de görüldüğü gibi basınç düşümünün tamamı hareketli kanatçıklarda gerçekleşmektedir. Bu da bize reaksiyon kademesinin en büyük avantajının düşük akışkan hızlarında yüksek verim elde edilebilir olduğunu göstermektedir.



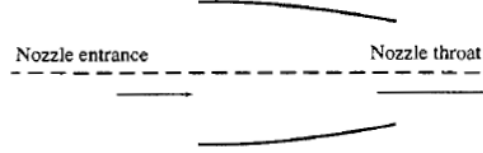
Şekil 14 İmpuls ve Reaksiyon Türbin Kademesi (Meherwan-2006)

2.1.3.4 Nozul

Gaz türbinli motorların arka kısmında nozul kısmı bulunur. Nozulun temel görevi çevrimden çıkan gazların atılmadan önce hızını arttırılarak itkiye katkı sağlamasıdır. Büyük özgül itme değerleri için egzoz gazının kinetik enerjisi yüksek olmalıdır, bu da yüksek egzoz hızı gerektirir. Nozul boyunca basınç oranı, genişleme sürecini kontrol eder ve belirli bir motor için maksimum itme, çıkış basıncı P_e , ortam basıncına P_0 eşit olduğunda elde edilir. Jet motorlarında yakınsak ve yakınsak-ıraksak (C-D) olmak üzere iki tip nozul kullanılır. [Mattingly]

2.1.3.4.1 Yakınsak Nozul

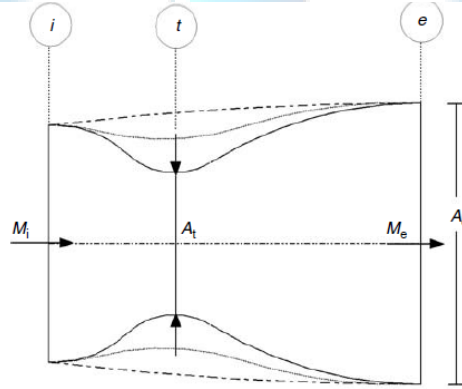
Yakınsak nozul, Şekil 15’de gösterildiği gibi basit bir yakınsak kanaldır. Nozul basınç oranı (türbin çıkış basıncının nozul çıkış basıncına oranı) düşük olduğunda (yaklaşık 2'den az), yakınsak nozul kullanılır. Yakınsak nozul genellikle ses altı uçaklar için düşük itme motorlarında kullanılmıştır. [Mattingly]



Şekil 15 Yakınsak Nozul

2.1.3.4.2 Yakınsal-İraksal Nozul

Yakınsak-ıraksak lüle, yakınsak bir kanal ve ardından bir ıraksak kanaldan oluşurlar. Kanalın enine kesit alanı minimum olduğunda, nozulün o konumda bir boğazı olduğu söylenir. Nozul basınç oranı yüksekse yakınsak-ıraksak nozul kullanılır.



Şekil 16 Yakınsal-İraksal Nozul

Süpersonik uçaklardaki yüksek özgül itme motorlarında genellikle bir tür yakınsak-ıraksak nozul bulunur.

3 Kavramsal Tasarım Geliştirme ve Fizibilite Çalışmaları

3.1 Kavramsal Tasarımının Tarif Edilmesi

Aft fan modülünün kavramsal tasarım sürecinde birçok disiplinle birlikte hareket edilerek en ideal tasarımın sağlanması amaçlanmıştır. Bu kapsamda ekibimiz içerisinde sürekli bir bilgi alışverişinin yapıldığı iteratif bir süreç takip edilmiştir.

Tasarım süreci ana hatlarıyla şu şekildedir;

Tasarıma performans çevrimi analizi ile başlanılmış olup istenilen itki değeri ile birlikte modülün bileşenlerine ait temel termodinamik hesaplamalar yapılmıştır.

Hesaplanan bu değerlerin ardından bir boyutlu akış yolu hesaplamaları ile modülün temel boyutları ortaya çıkarılmıştır. Burada basit termodinamik, akışkanlar mekaniği ve hız üçgenleri prensiplerine dayanan iteratif bir süreç takip edilerek en ideal tasarımının elde edilmesi amaçlanmıştır. Hesaplamalara orta hat (mean line) dizaynı ile başlanılmış olup serbest vorteks (free vortex) metodu ile devam edilmiştir. Böylelikle fan ve türbin kademesi boyunca akış yoluna ait temel ölçüler, hızlar ve açılar hesaplanmıştır.

Akış yolunun belirlenmesi ile birlikte parçalara gelen termal etkileri görebilmek için en yüksek sıcaklığa maruz kalan türbin kanatçıkları, iç mahfaza (shroud) ve modül dış mahfazası (casing) için termal hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan bu hesaplamalar malzeme ve mekanik ekibiyle paylaşılmış ve gerekli optimizasyonlar gerçekleştirilmiştir.

Mekanik tasarım hesaplamalarında ise ilk etapta her parçanın arıza modları çıkarılmıştır. Ardından disk ve şaft gibi hareketli parçaların bir boyutlu mukavemet hesapları yapılmıştır. Sonrasında parçaların malzemelerine göre ömür hesabının nasıl yapıldığı anlatılarak detay tasarım için yol haritası çizilmiştir. Mekanik hesaplamaların ardından motorun dinamik olarak yeterliliğini görebilmek için Rotor dinamiği hesapları yapılmıştır. Hesaplarımızda öncelikle kritik hız analizi yapıp, uygunluğu onaylandıktan sonra rulman yerlerimiz belirlenmiştir. Daha sonra camphell diyagramı ile rezonansa giren bölgeler belirlenmiştir, ayrıca rulmana gelen yükler ve sehim hesapları yapılmıştır ve kritik hız grafiğinden çözüm bölgeleri gösterilmiştir. Yağlama konsepti seçiminde motorun harcanılabilir olması göz önüne alınarak açık sistem yakıtla yağlama tercih edilmiştir. Dolayısıyla yakıt ve yağlama sistemi entegre olarak çalışacaktır. Bu durum dikkate alınarak gerekli yağ debisi hesabı yapılmıştır.

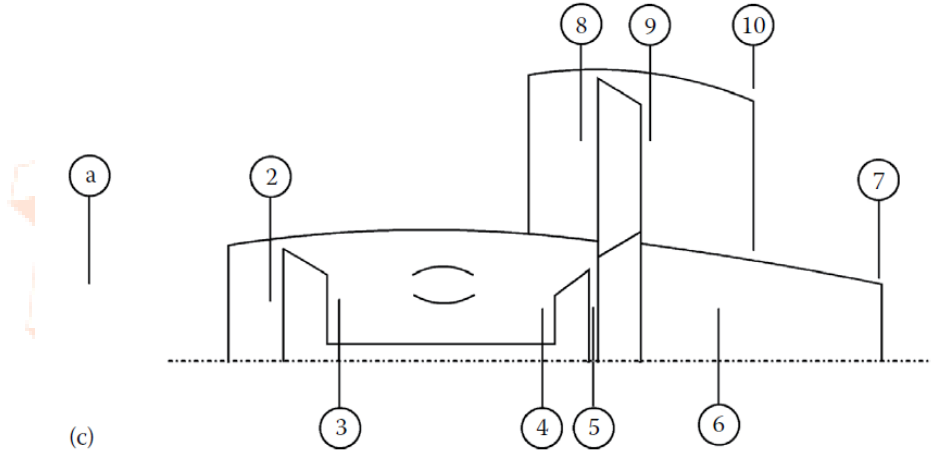
3.2 Performans Çevrimi Analizi

Çevrim analizlerinin amacı, tasarım limitleri (maksimum türbin giriş sıcaklığı gibi), tasarım seçimleri (kompresör sıkıştırma oranı, fan sıkıştırma oranı, bypass oranı vs.) ve uçuş şartlarına (Mach sayısı, atmosfer basıncı ve sıcaklığı) göre performans parametrelerini (öncelikle itki kuvveti ve özgül yakıt sarfiyatı) elde etmektir (Turan, 2000).

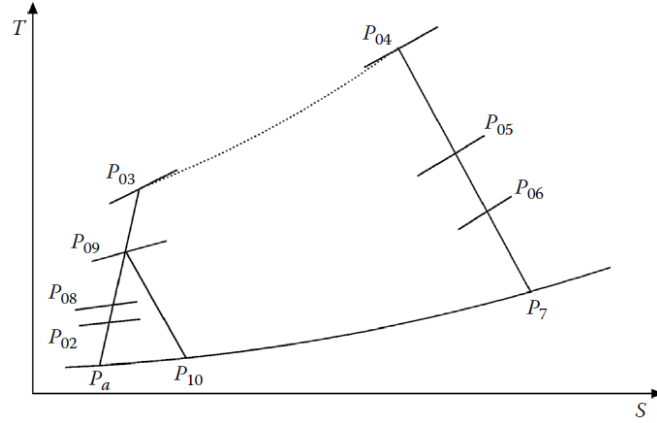
Bu proje kapsamında çevrim analizi motor bütünü aksine kısmi olarak Aft fan modülü için yapılmıştır. Hesaplamalara Şekil 17'de gösterilen motor kesitinin 5 numaralı istasyonundan (çekirdek motorun çıkış değerleri) başlanmış olup, gerekli itki kuvvetinin hesaplanması amaçlanmıştır.

3.2.1 Numaralandırma

Motor üzerinde gösterilen istasyon numaralandırılması, performans analizlerini kolaylaştırmak ve aynı zamanda belli bir standart elde etmek için gerekli olan bir uygulamadır. Şekil 17'de Aft Fan Turbofan motoru istasyon numaralandırılması gösterilmektedir. Aft fan turbofan motorunun sıcaklık-entropi diagramı Şekil 18'deki gibidir.



Şekil 17 Aft Fan Turbofan Motoru İstasyon Numaralandırılması



Şekil 18 Aft Fan Turbofan Motoru T-S Diyagramı

3.2.2 Bileşen Performansı

Bu bölümde, Aft modül bileşenlerinin her biri için, bileşenin performansını modelleyen ve gerçek hava soluyan motorların çevrim analizini kolaylaştıran parametreler (*figure of merits*) açıklanmıştır. Yapılan bu kabuller başlangıç niteliğinde olup ileriki aşamalarda CFD analizler sayesinde daha isabetli değerlere ile gerekli güncellemeler yapılacaktır.

3.2.2.1 Hava Alığı Basınç Kaybı

Giriş kayıpları, temelde duvar sürtünmesinin varlığı nedeniyle ortaya çıkar. Süpersonik bir girişte şok dalgalarının varlığı da bu kayıplarda etkilidir. Hem duvar sürtünmesi hem de şok kayıpları toplam basınçta bir azalmaya neden olur. Sıcaklık için baktığımızda hava alığı için yüksek bir doğrulukla adyabatiktir kabulü yapılabilmektedir. Böylelikle çevrim hesaplamalarında hava alığı için bir basınç kaybı parametresi tanımlanmıştır.

3.2.2.2 Aerodinamik Geçiş Kısmı Basınç Kaybı

Hava alığında olduğu gibi çekirdek motor çıkışı ile LPT arasında aerodinamik geçişi sağlayan sabit parçada da sürtünme kaynaklı basınç kayıpları oluşacaktır. Bu kayıplar içinde basınç kaybı parametresi tanımlanmıştır.

3.2.2.3 Fan İzentropik Verimliliği

Bir kompresörün performansını ölçmek için kullanılan genel verim, şu şekilde tanımlanan izentropik verim η_f 'dir.

$$\eta_f = \frac{\text{bilinen } \pi_f \text{ deki ideal iş}}{\text{bilinen } \pi_f \text{ deki gerçek iş}}$$

$$\eta_f = \frac{h_{08} - h_{09}}{h_{08} - h_{09i}} \cong \frac{T_{08} - T_{09}}{T_{08} - T_{09i}}$$

3.2.2.4 Türbin İzantropik Verimliliği

Türbinler güç üreten mekanizmalardır ve performansını ölçmek için kullanılan izentropik verim η_t şu şekildedir.

$$\eta_t = \frac{\text{bilinen } \pi_t \text{ deki gerçək iş}}{\text{bilinen } \pi_t \text{ deki ideal iş}}$$

$$\eta_t = \frac{h_{05} - h_{06}}{h_{05} - h_{06i}} \cong \frac{T_{05} - T_{06}}{T_{05} - T_{06i}}$$

3.2.2.5 Nozul Kayıpları

Nozuldan kaynaklanan birincil kayıp, nozulun aşırı veya yetersiz genişlemesi ile ilgilidir. Ayrıca türbinden çıkışa kadar toplam basınçta bir kayıp olacaktır.

3.2.2.6 Bypass oranı

Bypass oranı fandan geçen hava debisinin çekirdek motordan geçen debiye oranıdır. Bu oran için Mutto, küçük turbofanlarda yaklaşık $\beta \approx 2,5$ olarak belirtmiştir.

P. Walsh ise bu oranın küçük motorlarda 1 ila 3 aralığında olması gerektiğini belirtmiştir. Ayrıca şartnamede fandan geçen debi için 1,5 – 1,8 aralığı verilmiştir. Verilen sınırlamalar, literatür taraması ve isterler dikkate alınarak bu oran belirlenmiştir.

3.2.2.7 Fan Basınç Oranı

Tek kademe fanlarda basınç oranı belirli bir aralıklarda olmalıdır. Yarışma şartnamesinde bu oran için 1,4-1,6 aralığı verilmiştir. Ayrıca fan akış yolu bölümü Tablo 1'de basınç oranı için çeşitli kaynaklardan alınmış tasarım aralıkları yer almaktadır.

Tablo 1'de aft fan modülüne ait çevrim parametreleri görülmektedir. Bu parametreler tasarım noktası değerleri, yarışma şartnamesinde tanımlanan girdiler ve yapılan kabullerden oluşmaktadır.

Tablo 1. Motor Çevrim Parametreleri

Girdiler		Tasarım Noktası	
Kütleli debi mh	0.690 kg/s	Uçuş Yüksekliği	0
Giriş Toplam Sıcaklığı $T05$	1045 K	Uçuş Hızı M	0
Giriş Toplam Basıncı $P05$	191 kPa	Ortam Basıncı Pa	101.325 kPa
İsterler		Ortam sıcaklığı Ta	288.15 K
İtki (<i>libre</i>)	150		
Kabuller			
Bypass Oranı	2.5	İntake basınç kaybı	%1
Fan Basınç Oranı	1.4	Aero geçiş kısmı basınç kaybı	%1
Türbin izentropik verim	0.9	Nozul adyabatik verimi <i>cold</i>	0.95
Fan izentropik verim	0.87	Nozul adyabatik verimi <i>hot</i>	0.95

3.2.3 Hesaplama Adımları

Hesaplama sürecinde özgül ısı oranı gibi normalde sıcaklığın bir fonksiyonu olan temel parametreler hesaplama kolaylığı açısından sabit kabul edilmiştir. Bu parametreler için literatürden alınan değerler Tablo 2'deki gibidir.

Tablo 2. Bazı Termodinamik Değerler

γ_c özgül ısı oranı-fan	1.4	C_{pc} özgül ısı değeri -fan	1005 J/kg.K
γ_h özgül ısı oranı-türbin	1.333	C_{ph} özgül ısı değeri -türbin	1147 J/kg.K
R gaz sabiti	287 J/kg.K		

3.2.3.1 Hava Ortamı

Tasarlanacak motorun tasarım noktası deniz seviyesi standart gün statik (durağan) koşuldur ve bu değerler başlangıç sınır koşulları olarak tanımlanmıştır.

Uçuş hızına bağlı olan toplam basınç ve sıcaklık değerleri Denklem 3.2.1 ve 3.2.2'den hesaplanır. η_{fa} değeri hava alığı verimidir ve genellikle ram etkilerinin dahil olduğu ses üstü hızlarda önem kazanır.

$$T_{0a} = T_a \left(1 + \frac{\gamma_c - 1}{2} M^2 \right) \quad (3.2.1)$$

$$P_{0a} = P_a \left(1 + \eta_{fd} \frac{\gamma_c - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma_c}{\gamma_c - 1}} \quad (3.2.2)$$

3.2.3.2 Fan Giriş

Fan hava alığı için %1 basınç kaybı kabulü yapılmıştır. Ayrıca *Bileşen Performansı* bölümünde hava alıklarının yüksek doğrulukla adyabatik kabul edilebileceği belirtilmiştir.

$$T_{08} = T_{0a} \quad P_{08} = P_{0a} - P_{0a} \times Pl_{in}$$

3.2.3.3 Fan Çıkış

İstasyon 9 için toplam basınç ve sıcaklık değerleri Denklem 3.2.3 ve 3.2.4'deki gibi hesaplanır.

$$P_{09} = \pi_f P_{08} \quad (3.2.3)$$

$$T_{09} = T_{08} \left[1 + \frac{1}{\eta_f} \left((\pi_f)^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} - 1 \right) \right] \quad (3.2.4)$$

3.2.3.4 LPT Giriş

Tasarlanacak olan aerodinamik geçiş kısmı için başlangıçta $Pl_a = \%2$ basınç kaybı kabulü yapılmıştır.

$$T_{05.5} = T_{05} \quad P_{05.5} = P_{05} - P_{05} \times Pl_a$$

3.2.3.5 LPT Çıkış

LPT çıkış değerleri için güç dengesi eşitliği kullanılmaktadır. Fanın dönmesi için gerekli güç türbin tarafından karşılanır.

$$W_f = W_{LPT} \quad (3.2.5)$$

$$\beta \dot{m}_a C_{pc} (T_{09} - T_{08}) = \dot{m}_h C_{ph} (T_{05.5} - T_{06}) \quad (3.2.6)$$

Denklem 3.2.6'ya bakıldığında bilinmeyen değerler olarak T_{06} sıcaklığı ve \dot{m}_a çekirdek motorun giriş hava debisidir. Burada yakıt debisi çok küçük olduğundan ihmal edilebilir ($\dot{m}_a \cong \dot{m}_h$). Böylelikle fan debisi bulunabilir. ($\dot{m}_{fan} = \beta \times \dot{m}_h$)

Toplam sıcaklık hesaplandıktan sonra toplam basınç denklem dd ile hesaplanır.

$$P_{06} = P_{05.5} \left(1 - \frac{(T_{05.5} - T_{06})}{\eta_t T_{06}} \right)^{\frac{\gamma_h}{\gamma_h - 1}} \quad (3.2.7)$$

3.2.3.6 Nozul

Aft fan modülümüz karıştırılmamış tiptedir. Böylece iki çıkış akışı vardır: biri soğuk (fan) bölümden fan nozulu aracılığıyla çıkar, diğeri ise sıcak akıştır ve türbin nozulundan çıkar. Her iki nozul için de boğulma kontrolü gereklidir. Böylece sıcak ve soğuk akımların çıkış basınçları (P_7 , P_{10}) ortam basıncından farklı ise hesaplanır. Çıkış hızları (V_7 , V_{10}) da hesaplanır.

3.2.3.6.1 Fan Nozulu

Nozul analizinde ilk adım, basınç oranını hesaplayarak tıkalı olup olmadığını kontrol etmektir. Eğer nozul basınç oranı (P_{09}/P_a), nozul kritik basınç oranından (P_{09}/P_c) büyük ise nozul boğulmuş olur.

$$\frac{P_{09}}{P_c} = \frac{1}{\left(1 - \frac{1}{\eta_f} \frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c + 1}\right)^{\frac{\gamma_c}{\gamma_c - 1}}} \quad (3.2.8)$$

Nozulun boğulması durumunda;

$$P_{10} = P_c, \quad T_{10} = T_c = \left(\frac{2}{\gamma_c + 1}\right) T_{09}$$

$$\rho_{10} = \frac{P_{10}}{R \times T_{10}} \quad (3.2.9)$$

$$V_{10} = a_{10} = \sqrt{(\gamma_c R T_{10})} \quad (3.2.10)$$

$$A_{10} = \frac{\dot{m}_{fan}}{\rho_{10} V_{10}} \quad (3.2.11)$$

Eğer nozul boğulmamış ise hesaplamalar şu şekilde yapılır;

$$P_{10} = P_a$$

$$T_{10} = T_{09} \left[1 - \eta_{nz} \left\{ 1 - \left(\frac{P_a}{P_{09}} \right)^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} \right\} \right] \quad (3.2.12)$$

$$V_{10} = \sqrt{2C_{pc}(T_{09} - T_{10})} \quad (3.2.13)$$

$$\rho_{10} = \frac{P_{10}}{R \times T_{10}} \quad (3.2.14)$$

$$A_{10} = \frac{\dot{m}_{fan}}{\rho_{10} V_{10}} \quad (3.2.15)$$

3.2.3.6.2 Türbin Nozulu

Fan nozulu ile benzer şekilde boğulma durumu kontrol edilir ve hesaplama adımları aynı şekilde yapılır.

3.2.3.7 İtke Hesabı

İtke hesabı karıştırılmamış (unmixed) akışa sahip motorlar için soğuk-sıcak bölge olarak ayrı ayrı yapılmaktadır.

$$F_{cold} = \dot{m}_c (V_{10} - V_a) + A_{10}(P_{10} - P_a) \quad (3.2.16)$$

$$F_{hot} = \dot{m}_h (V_7 - V_a) + A_7(P_7 - P_a) \quad (3.2.17)$$

$$F_{total} = F_{cold} + F_{hot} \quad (3.2.18)$$

3.2.4 Hesaplama Sonuçları

Hesaplamalar Matlab programı ile yapılmıştır. Yazdığımız Altair_cycle kodunun sonuçları Şekil 19'da verilmiştir.

```
~~Kabuller
B          = 2.500000          FPR      = 1.400000
n_t       = 0.900000          n_f     = 0.870000
n_nz_h    = 0.950000          n_nz_c  = 0.950000
Pl_a      = 0.010000          Pl_in   = 0.010000

~~cold nozzle is unchoked
~~hot  nozzle is unchoked
```

Temperature [K]		Pressure [kPa]	
Ta	= 288.150000	Pa	= 101.325000
T0a	= 288.150000	P0a	= 101.325000
T05	= 1045.000000	P05	= 191.000000
T05.5	= 1045.000000	P05.5	= 189.090000
T06	= 971.790764	P06	= 136.705680
T07	= 971.790764	P07	= 134.600500
T7	= 905.239263	P7	= 101.325000
T08	= 288.150000	P08	= 100.311750
T09	= 321.571291	P09	= 140.436450
T010	= 321.571291	P010	= 138.060272
T10	= 294.368240	P10	= 101.325000

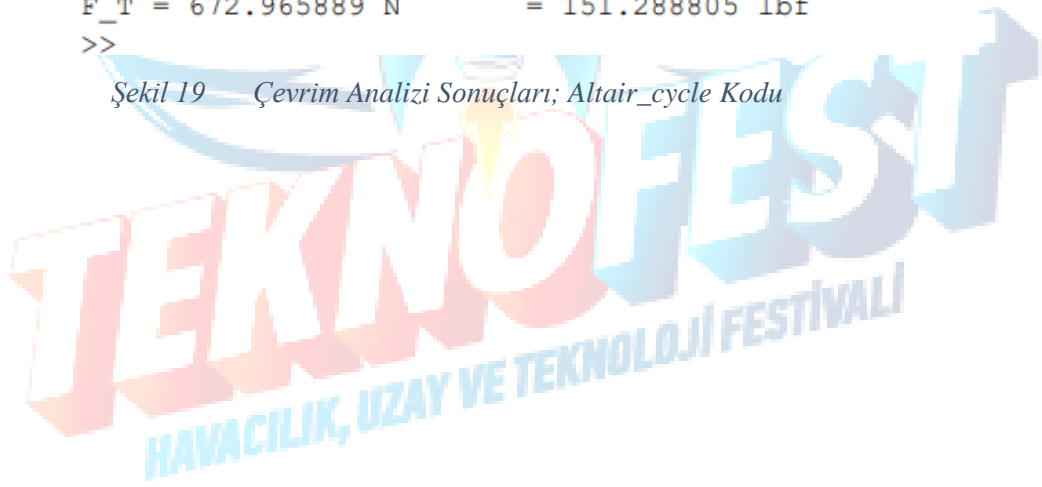
NPR_c	= 1.386000	NPR_h	= 1.349180
NPR_kr	= 1.964353	NPR_kr_h	= 1.918852
rho7	= 0.390006	rho10	= 1.199344 kg/m3
V7	= 390.728990	V10	= 233.833557 m/s
A7	= 0.004528	A10	= 0.006151 m2

F_h = 269.603003 N F_c= 403.362886 N

F_T = 672.965889 N = 151.288805 lbf

>>

Şekil 19 — Çevrim Analizi Sonuçları; Altair_cycle Kodu



3.3 Bir Boyutlu Akış Yolu Hesaplamaları

Hesaplamalarda temel termodinamik, akışkanlar mekaniği ve hız üçgenleri prensiplerine dayanan iteratif bir süreç takip edilerek en optimum tasarımının elde edilmesi amaçlanmıştır. Sürece orta hat (mean line) dizaynı ile başlanılmış olup serbest vorteks (free vortex) metodu ile devam edilmiştir. Böylelikle fan ve türbin kademesi boyunca akış yoluna ait temel ölçüler, hızlar ve açılar hesaplanmıştır.

3.3.1 Fan Bir Boyutlu Akış Yolu Hesaplamaları

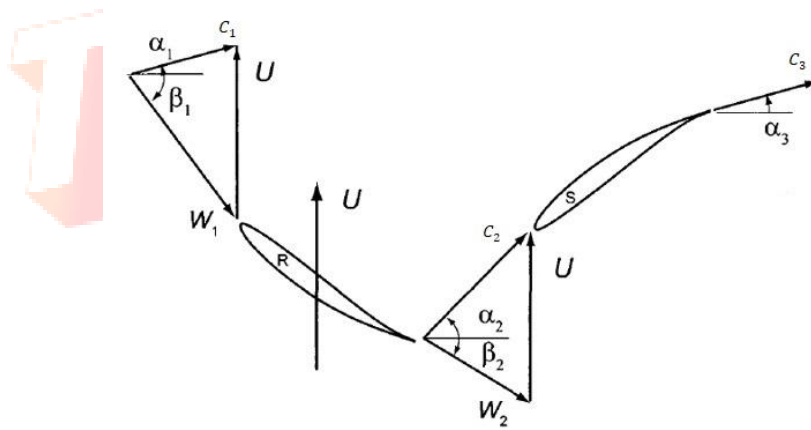
Bu bölümde öncelikle genel hız üçgenlerinden ve tasarımı şekillendiren parametrelerden bahsedilmiştir. Bu parametreler için önerilen dizayn aralıkları için 5 farklı kaynak incelenmiş ve bu aralıklar Tablo 3'de verilmiştir. Devamında hesaplamalarda kullanılan yöntemler ve hesaplama detayları açıklanmıştır. Ve son olarak hesaplama sonuçları matlab çıktıları şeklinde verilmiştir.

3.3.1.1 Hız Üçgenleri

Akışın tek boyutlu olarak modellenmesi hız üçgenleri kullanılarak yapılmıştır. Hız üçgenleri, kompresörün her bir sırasının giriş ve çıkışındaki hız vektörlerinden oluşur. Mutlak hız C , bağıl hız W ve rotor hızı U arasındaki ilişki,

$$\vec{C} = \vec{W} + \vec{U}$$

şeklindedir. Burada rotor dönüş hızı $U = r\omega$ 'ye eşittir.



Şekil 20 Tipik Bir Eksenel Kompresör/Fan Aşaması.

Şekil 20'de, tipik bir kompresör aşamasını ve hız üçgenlerini göstermektedir. Rotorun girişi istasyon 1, çıkışı istasyon 2 ve statordan çıkış ise istasyon 3 olarak numaralandırılır. Akış rotora C_1 hızı ve α_1 açısıyla girmektedir. Mutlak hız C_1 ve rotor hızı U ile gösterilmektedir. Bu hızlar vektörel olarak toplanırsa bağıl hız W_1 ile açısı β_1 elde edilir. Akışkan rotorda ilerledikten sonra mutlak hızı artar ve C_2 olur,

eksenel hız C_a sabit kalır, rotordan W_2 bağıl hızı ve β_2 açısı ile ayrılır. Aynı yarıçapta U_m sabit olacağı için buradan W_2 hesaplanır ve rotor çıkışında yeni bir hız üçgeni kurulup C_2 ve α_2 hesaplanır.

3.3.1.2 Fan Tasarım Parametreleri

Bu kısımda aksenal akışlı fanımızın boyutlandırmasını yapabilmek için kullanılan temel tasarım parametreleri açıklanmaktadır. Bu parametrelerin bir kısmı tasarım girdisi olarak bir kısmı ise sınırlayıcı değer (checkpoint) olarak kullanılmıştır.

3.3.1.2.1 Giriş Aksenal Mach Sayısı

Uçak motorları için, ön alanı (frontal area) en aza indirmek için yüksek bir giriş Mach sayısına sahip olmak arzu edilir. Ancak bu durum ilk kademedeki kanat ucunda yüksek relatif hızlara ve dolayısıyla verimsizliğe yol açar [P.Walsh]. Giriş mach sayısı değeri için Tablo 3’de çeşitli aralıklar verilmiştir. Tabloya bakıldığında 0,4 ile 0,6 aralığının yaygın olduğu görülmektedir.

3.3.1.2.2 Tip Relatif Mach Sayısı

Rotor şok kayıpları (doğrusal olmayan) relatif tip (uç) mach sayısı ile artar; bununla birlikte, akış üzerinde daha yüksek işin sağladığı avantaj, makul tip mach sayılarında bu negatifliklerden daha ağır basar. Çalışan fan kanatlarının ucundaki relatif tip mach sayısı son otuz yıldır süpersonik olmuştur[S.Farokhi].

Relatif tip mach sayısı değeri için Tablo 3’de çeşitli aralıklar verilmiştir. Bu referans değerler dikkate alınarak tipteki relatif mach sayısı belirlenmiştir. Bu değer tasarım girdisi olarak kullanılmış olup rotor dönüş hızının bulunması amaçlanmıştır.

3.3.1.2.3 DeHaller Sayısı ve Difüzyon Faktörü

Bu parametreler için verilen sınır değerleri içinde kalmak, akış difüzyonundan ve potansiyel ayrılmalardan kaynaklanan aşırı basınç kayıplarını önler.

DeHaller sayısı basitçe çıkış hızının giriş hızına oranıdır ve 0,72'nin üzerinde tutulmalıdır. Rotor için $W_2/W_1 \geq 0.72$, stator için $C_3/C_2 \geq 0.72$ olmalıdır.

Difüzyon faktörü daha ayrıntılıdır ve kanat aralığının (pitch/chord) en yüksek kanat yüzey hızı üzerindeki etkisinin ampirik bir yansımasıdır. Difüzyon faktörü için sınırlayıcı aralıklar Tablo 3’de verilmiştir.

$$D_r = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{|W_{u2} - W_{u1}|}{2\sigma_r W_1} \quad \text{Rotor } D\text{-factor}$$

$$D_s = 1 - \frac{C_3}{C_2} + \frac{|C_{u3} - C_{u2}|}{2\sigma_s C_2} \quad \text{Stator } D\text{-factor}$$

burada σ solidity'i tanımlar, bu değer kanat veter uzunluğunun kanat açıklığına oranı şeklindedir.

$$\sigma_r = \frac{c_r}{s_r} \quad \text{rotor solidity}$$

$$\sigma_s = \frac{c_s}{s_s} \quad \text{Stator solidity}$$

3.3.1.2.4 Kök-Uç Oranı

Bu parametre kanat kök ve uç (hub-tip) yarıçaplarının oranını ifade eder. Yüksek kök-uç oranlarında, uç açıklığı (tip clearance) bıçak yüksekliğinin daha önemli bir yüzdesi haline gelir. Bu durum, verimin düşmesine ve dalgalanma marjinine (surge margin) yol açar. Düşük kök-uç oranlarında ise disk ve kanat gerilmeleri zorlayıcı hale gelirken ikincil akışlar güçlü hale gelir. Bu iki etkiyi dengelemek için ilk aşama için kök-uç oranı 0,65'ten büyük olmalıdır. Yüksek basınç oranlı kompresörlerde arka kademeler için bu değer 0.92 kadar yüksek olabilir[P.Walsh].

3.3.1.2.5 Blokaj (Tıkanma) Faktörü

Kompresörlerdeki ters basınç gradyanı nedeniyle, akış ilerledikçe halka duvarları boyunca sınır tabakaları kalınlaşır. Bu durumda kullanılabilir alan azalır ve aksel hız artmış olur. Mean line (ana akış)'daki bu artış iş kapasitesini azaltmaktadır. İş kapasitesindeki düşüş için blokaj faktörü olarak bilinen λ ile hesaba dahil edilir. Bu değer ilk kademe için El-Sayed tarafından 0,98 olarak verilmiştir.

3.3.1.2.6 Boyutsuz Parametreler

Bir kademedeki hız diyagramlarını tanımlamak için boyutsuz 3 parametre yaygın olarak kullanılır. Bu parametreler için tasarım aralıkları Tablo 3'de verilmiştir. İyi bir tasarım için bu sınırlar içerisinde kalmak oldukça önemlidir.

Akış katsayısı, aksel ve dönme hızları arasındaki oran olarak tanımlanır.

$$\phi = \frac{C_a}{U}$$

Kademe yüklemesi, kademe başına toplam entalpi artışı ile dönme hızının karesi arasındaki oran olarak tanımlanır. Basıncın akış yönünde azaldığı türbinlerin aksine, kompresörlerde akış ters bir basınç gradyanına karşı hareket eder. Bu sebeple akış ayrılmalarını önlemek için kanat yükleme katsayısı oldukça düşük tutulmalıdır. [Seppo]

$$\psi = \frac{\Delta H}{U^2} \cong \frac{C_p(T_{03} - T_{01})}{U^2}$$

Reaksiyon derecesi, sıkıştırılabilir bir akış için, rotordaki statik entalpi (veya sıcaklık) artışının tüm aşamadaki entalpi (veya sıcaklık) artışına oranı olarak tanımlanır. Özüde, rotorun statik basınç artışının statorunkine olan payından bahseder. Bu nedenle %50 derecelik bir reaksiyon aşaması, basınç artışının yükünü rotora ve statora eşit olarak böler. Her ne kadar %50 eşit yük için arzu edilse de rotor kanatları döndüğü için sınır tabakaları daha karardır ve bu nedenle sabit stator kanatlarından daha yüksek statik basınç artışı olmaktadır[S.Farokhi].

$$\Lambda = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1}$$

Bu terim çeşitli düzenlemeler sonucu daha kullanışlı olan denklem 3.3.1.1 halini alır.

$$\Lambda = 1 - \frac{1}{2} \phi (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) \quad (3.3.1.1)$$

Tablo 3. Kompresör-Fan Tasarım Parametreleri Aralıkları

Parameter	Design Range					
	Ref.	Saravanamuttoo [1]	P. Walsh [2]	Mattingly [3]	S.Farokhi [4]	TEİ-Guideline
Pressure Ratio of one stage	—	—	max. 1.9	1.5-2.0	—	1.4-1.6
Inlet Axial Mach Number	—	0.44-0.6	0.4-0.6	0.48-0.6	0.3-0.6	0.5-0.6
Tip Relative Mach Number	—	1.1-1.5	0.9-1.3	< 1.05	1.2-1.5	< 1.5
Hub-to-Tip Ratio	—	—	0.65-0.92	0.60-0.92	—	—
Diffusion Factor	—	< 0.4, rotor tip < 0.6, rotor hub and stator	—	0.50-0.55	< 0.6	General value 0.45 Rotor tip 0.4 Stator hub 0.6
Flow coefficient	—	0.4-1.0	—	0.45 -0.55	0.3-0.9	≈ 0.5, mean
Loading coefficient	—	—	0.25-0.5	0.30-0.35	0.2-0.5	≈ 0.4, mean

3.3.1.3 Orta Çizgi Yöntemi (Meanline Design)

1 boyutlu ortalama çizgi modeli, bir aksenal kompresörün en basit ve kullanışlı gösterimidir. Akış alanı viskoz değildir ve toplam basınç kayıpları, akış özelliklerine ve kanat profillerinin geometrik özelliklerine dayanan deneysel korelasyonlarla hesaplanmıştır. Çok hızlı çalışan bir yöntem olduğundan, tasarımda yapılan geniş

değişikliklerin etkisini tahmin etmek için kullanılabilir [Kurzke]. Bu sebeplerden ötürü tasarımı bu yöntem kullanılarak şekillenmiştir.

3.3.1.4 Serbest Vorteks (Free Vortex) Dizayn Yöntemi

Orta çizgi (mean line) hesaplamalarından sonra kanadın kök ve uç kısımlarının açılarını ve hızlarını hesaplamak için free vortex yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem mutlak hızın aksel bileşeninin ve mutlak hızın teğetsel bileşeni ile yarıçapın çarpımının sabit olması koşuluna dayanır. [Mutto]

$$C_u r = \text{sabit}$$

3.3.1.5 Hesaplama Adımları

Tasarım girdileri olarak aksel hız C_a , relatif tip mach sayısı $M_{rel_{t1}}$, debi, basınç oranı, ve kanat kök/uç yarıçap oranı r_{h1}/r_{t1} seçilmiştir. Tüm tasarım girdileri Tablo 1 de belirtilen aralıklara uygun olarak, iteratif bir şekilde belirlenmiştir. Bu iteratif sürece performans çevrimi ve türbin akış yolu da dahil edilmiştir.

```
...DESIGN INPUTS -----  
  
Cal      =    170 ;...axial velocity  m/s  
alfal    =    0      ;...angle of absolute velocity  
FPR      =    1.4     ;...fan pressure ratio  
Mrel_t1  =    1.12   ;...Relative tip mach number  
H_T      =    0.85   ;...hub-to-tip ratio  
|...from performance -----  
T01      =    288.150000 ;...Fan inlet total temperature,K  
P01      =    100.311750 ;...Fan inlet total Pressure,kPa  
  
T03      =    321.571291 ;...Fan outlet total temperature,K  FPR 1.40  
P03      =    140.436450 ;...Fan outlet total Pressure,kPa  
ma       =    1.725000 ;...fan mass flow rate , kg/s  
n_f      =    0.87    ;...fan isentropic eff  
...constants //accepted ---  
gc       =    1.4     ;...ratio of specific heats-air  
gh       =    1.333   ;...ratio of specific heats-gas  
R        =    287    ;...specific gas constant-,J/kg.K  
cpc      =    1005   ;...specific heat at constant pressure-air,J/kg.K  
cph      =    1147   ;...specific heat at constant pressure-gas,J/kg.K  
wdf      =    0.98   ;...blockage factor --ref...el-sayed
```

Şekil 21 Tasarım girdileri, altair_fan_aero kodu

Kabuller

1. Aksel hızın kademe boyunca değişmediği kabul edilmiştir. $C_a = C_{a1} = C_{a2} = C_{a3}$
2. Kanat ortalama çapının (mean radius) kademe boyunca sabit alınmıştır. $r_m = sbt$

3. Hava giriş-çıkış açısının eşitliği kabulü yapılmıştır. Ayrıca IGV kullanılmadığından akışımız rotora aksenal olarak girecektir. $\alpha_1 = \alpha_3 = 0$

1.Adım

Giriş değerleri belirlendikten sonra ilk adım olarak rotorun giriş kısmının boyutları hesaplanır. Rotor tip (uç) yarıçapı şu şekilde hesaplanabilir.

$$r_{t1} = \frac{\dot{m}}{\pi \rho_1 C_a \left[1 - \left(\frac{r_{r1}}{r_{t1}} \right)^2 \right]} \quad (3.3.1.2)$$

Bunun için öncelikle ρ_1 yoğunluğu, T_1 statik sıcaklık ve P_1 statik basıncından hesaplanır.

$$C_1 = C_a / \cos \alpha_1 \quad (3.3.1.3)$$

$$T_1 = T_{01} - \frac{C_1^2}{2C_p} \quad (3.3.1.4)$$

$$P_1 = P_{01} \left(\frac{T_1}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.3.1.5)$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} \quad (3.3.1.6)$$

r_{t1} hesaplandıktan sonra hub-tip oranından giriş kök yarıçapı r_{h1} bulunur. Buradan kanat ortalama çapı r_{m1} ve kanat yüksekliği h_1 hesaplanır.

$$r_{m1} = \frac{r_{t1} + r_{h1}}{2}, \quad h_1 = r_{t1} - r_{h1} \quad (3.3.1.7)$$

2.Adım

Daha sonra rotor dönüş hızı N, giriş parametremiz olan relatif tip mach sayısı ile hesaplanır.

$$M_{rel_{t1}} = \frac{W_{t1}}{a_1}, \quad a_1 = \sqrt{\gamma RT_1} \quad (3.3.1.8)$$

$$U_{t1} = \sqrt{W_{t1}^2 - C_{a1}^2} \quad (3.3.1.9)$$

$$N = \frac{U_{t1}}{2 \cdot \pi \cdot r_{t1}} \times 60 \quad (3.3.1.10)$$

3.Adım

Dönüş hızının bulunması ile birlikte hız üçgenleri prensiplerine uygun olarak birinci istasyonun kanat orta hattına r_m ait hızlar ve açılar hesaplanır.

$$U_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{m1} N}{60} \quad (3.3.1.11)$$

$$C_1 = \sqrt{C_{a1}^2 + C_{u1}^2} \quad (3.3.1.12)$$

$$W_1 = \sqrt{C_{a1}^2 + W_{u1}^2} \quad (3.3.1.13)$$

C_{u1} ve W_{u1} rotor dönüş yönüne göre sırasıyla mutlak ve relatif hız bileşenleridir.

$$C_{u1} = C_{a1} \times \tan \alpha_1 \quad (3.3.1.14)$$

$$W_{u1} = C_{u1} - U_1 \quad (3.3.1.15)$$

Daha sonra relatif hızın aksenal yönde yaptığı β_1 açısı hesaplanır.

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{W_{u1}}{C_{a1}} \right) \quad (3.3.1.16)$$

4.Adım

Benzer hesaplamalar ile ikinci istasyonun kanat orta hattına ait hızlar ve açılar bulunur. Burada mutlak hızın rotor yönündeki bileşeni C_{u2} hesaplanırken Euler'in turbo makine denkleminde yararlanılır. ΔH entalpi değişimi bilindiğinden Denklem 3.3.1.17 den C_{u2} hesaplanır.

$$\Delta H = U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1} \quad (3.3.1.17)$$

$$U_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{m2} N}{60} \quad (3.3.1.18)$$

$$W_{u2} = C_{u2} - U_2 \quad (3.3.1.19)$$

$$C_2 = \sqrt{C_{a2}^2 + C_{u2}^2} \quad (3.3.1.20)$$

$$W_2 = \sqrt{C_{a2}^2 + W_{u2}^2} \quad (3.3.1.21)$$

Bu değerler hesaplandıktan sonra β_2 ve α_2 açıları bulunur.

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{W_{u2}}{C_{a2}} \right) , \quad \alpha_2 = \tan^{-1} \left(\frac{C_{u2}}{C_{a2}} \right) \quad (3.3.1.22)$$

5.Adım

Rotor çıkışındaki statik sıcaklık T_2 ve statik basınç P_2 Rothalpy eşitliğinden ($I_1 = I_2$) hesaplanabilir.

$$I = h_{0rel} - \frac{1}{2}U^2 , \quad h_{0rel} = h + \frac{W^2}{2} \quad (3.3.1.23)$$

Ortalama çapın kademe boyunca değişmediği kabulünden dolayı $h_{0rel1} = h_{0rel2}$ eşitliği sağlanmış olur. Bu eşitlik relatif toplam sıcaklık cinsinden $T_{0rel1} \cong T_{0rel2}$ yazılabilir.

$$T_{0rel1} = T_1 + \frac{W_1^2}{2Cp} \quad (3.3.1.24)$$

$$T_2 = T_{0rel2} - \frac{W_2^2}{2Cp} \quad (3.3.1.25)$$

$$P_{0rel1} = P_1 \left(\frac{T_{0rel1}}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.3.1.26)$$

Relatif toplam basınç ise basınç kayıplarından dolayı $P_{0rel1} \geq P_{0rel2}$ şeklindedir. Dolayısıyla rotordaki basınç kaybının belirlenmesi gerekir. Toplam basınç kayıp katsayısı Denklem 3.3.1.27 ve 3.3.1.28 deki gibi hesaplanabilir. [Seppo A.]

$$\omega = \frac{P_{0rel1} - P_{0rel2}}{P_{0rel1} - P_1} \quad (3.3.1.27)$$

$$\omega = 0.0014 \frac{\sigma}{\cos \alpha_2} \quad (3.3.1.28)$$

Rotor ucu σ solidity değeri için uygun bir tasarım başlangıç değeri Kurzke tarafından verilen ampirik ilişkilerden hesaplanabilir.

$$\sigma_{Rtip} = 0.5M_1 + 0.7 \quad (3.3.1.29)$$

Hesaplanan solidity değeri denklem 3.3.1.28 e yazılarak rotora ait basınç kayıp katsayısı bulunur. Daha sonra denklem 3.3.1.30 kullanılarak P_{0rel2} değeri hesaplanır. Böylelikle rotor çıkışındaki toplam ve statik basınç değerleri bulunabilir.

$$P_2 = P_{0rel2} \left(\frac{T_2}{T_{0rel2}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.3.1.30)$$

$$P_{02} = P_2 \left(\frac{T_{02}}{T_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.3.1.31)$$

6.Adım

Statik değerlerin bulunması ile birlikte ile $m = \rho_2 C_{a2} A_2$ ilişkisinden rotor çıkış alanı hesaplanır. Ayrıca $r_{m1} = r_{m2}$ kabulü sayesinde kanat yüksekliği ve buradan kök-uç yarıçapları bulunur.

7.Adım

Stator çıkışında aksenal hız ($C_{a1} = C_{a2} = C_{a3}$) ve çıkış açısı ($\alpha_1 = \alpha_3$) bilindiğinden bu istasyondaki mutlak hız bulunur. Ayrıca performanstan gelen toplam basınç ve sıcaklık değerleri ($P03, T03$) kullanılarak statik basınç, statik sıcaklık ve yoğunluk değerleri hesaplanır.

8.Adım

Stator çıkışı alanı, kanat yüksekliği ve kök-uç yarıçapları altıncı adım da belirtildiği gibi hesaplanır. Böylelikle mean line hesaplama kısmı tamamlanmış olur.

9.Adım-Free Vortex

Kanat orta hattı için yapılan hesaplamalardan sonra kanat kök ve uç kısımlarının hızları ve açıları bulunur. Bunun için serbest vorteks yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemde $C_u r = \text{sabit}$ ve aksenal hızın kanat yüksekliği boyunca sabit olduğu kabulü yapılır.

Not: Hesaplamalar tüm istasyonlar için uygulanır. Denklemlerde kullanılan alt indisler (h, m, t), sırasıyla kanadın kök, orta ve uç yarıçaplarını temsil etmektedir.

Öncelikle kademe boyunca hesaplanan kök-uç yarıçapları kullanılarak bu noktadaki rotor dönüş hızları bulunur.

$$U_t = U_m \frac{r_t}{r_m} , \quad U_h = U_m \frac{r_h}{r_m} \quad (3.3.1.32)$$

Ardından $C_u r = \text{sabit}$ denkleminde bu noktadaki mutlak hızların teğetsel bileşenleri hesaplanır.

$$C_{u_t} = C_{u_m} \frac{r_m}{r_t} , \quad C_{u_h} = C_{u_m} \frac{r_m}{r_h} \quad (3.3.1.33)$$

U ve C_u hızları hesaplandıktan sonra relatif hızların teğetsel bileşenleri bulunur.

$$W_{u_t} = C_{u_t} - U_t , \quad W_{u_h} = C_{u_h} - U_h \quad (3.3.1.34)$$

10.Adım-Free Vortex

Bu değerler hesaplandıktan sonra kademe boyunca α ve β açıları hesaplanır.

$$\alpha_t = \tan^{-1}\left(\frac{C_{u_t}}{C_a}\right), \quad \alpha_h = \tan^{-1}\left(\frac{C_{u_h}}{C_a}\right) \quad (3.3.1.35)$$

$$\beta_t = \tan^{-1}\left(\frac{W_{u_t}}{C_a}\right), \quad \beta_h = \tan^{-1}\left(\frac{W_{u_h}}{C_a}\right) \quad (3.3.1.36)$$

11.Adım-Free Vortex

Daha sonra kademe boyunca tip ve hub noktalarının mutlak ve relatif hızlar hesaplanır.

$$C_t = \sqrt{C_a^2 + C_{u_t}^2}, \quad C_h = \sqrt{C_a^2 + C_{u_h}^2} \quad (3.3.1.38)$$

$$W_t = \sqrt{C_a^2 + W_{u_t}^2}, \quad W_h = \sqrt{C_a^2 + W_{u_h}^2} \quad (3.3.1.39)$$

12.Adım- Kontrol

Son olarak temel tasarım parametrelerinin kontrolü yapılmıştır. Tüm hesaplama süresince Tablo 3’de verilen tasarım aralıklarının içinde kalacak şekilde en optimum tasarım yapılmaya çalışılmıştır. İlaveten geometrik zarfın ve türbin isterlerinin dikkate alındığı iteratif bir süreç izlenmiştir.

3.3.1.6 Hesaplama Sonuçları

Hesaplamalar Matlab programı kullanılarak yapılmıştır. Hesaplama sonuçları matlab çıktıları şeklinde verilmiştir.

```
-----Altair_Fan_Aero -----  
  
###..DESIGN INPUTS  
Ca1 = 170.000000 m/s      Mrel_t1= 1.120000  
ma = 1.725000 kg/s      FPR = 1.400000  
alfal= 0.000000         H_T = 0.850000 ..Hub-tip ratio  
T01 = 288.150000        P01 = 100.311750  
T03 = 321.571291        P03 = 140.436450
```

```

###...MEAN LINE RESULTS
Ma1 = 0.512566          a_1 = 331.664809
T1 = 273.771891       P1 = 83.858602
rho1 = 1.067276       A_1 = 0.009507
r_h1 = 0.088765       r_t1 = 0.104430 m
r_m1 = 0.096598       deltaH = 33588.397455 joule/kg
###...Velocities/Angles Results
C_1 = 170.000000       C_2= 203.680159       C_3= 170.000000
U_1 = 305.510485       U_2= 305.510485
W_1 = 349.623592       W_2= 257.438369
C_u1= 0.000000         C_u2= 112.185593
W_u1= -305.510485     W_u2= -193.324892

alfa1 = 0.000000       alfa2 = 33.421429   alfa3 = 0.000000
beta1 = -60.906437     beta2 = -48.673259

###...DESIGN PARAMETERS--Mean Line

RR= 0.816396  -----reaction parameter
fi= 0.556446  -----flow coeff
psi= 0.359863 -----loading coeff
----- Rotor-----/-----Stator -----
de_Haller_R_mean = 0.736330       de_Haller_S_mean = 0.834642
diffusion_R_mean = 0.397368       diffusion_S_mean= 0.440755

###...DIMENSIONS
-----state1-----/-----state2-----/-----state3-----
A_1= 0.009507          A_2= 0.007539          A_3= 0.007476
h_1= 0.015664          h_2= 0.012422          h_3= 0.012318
r_h1= 0.088765         r_h2= 0.090387         r_h3= 0.090439
r_m1= 0.096598         r_m2= 0.096598         r_m3= 0.096598
r_t1= 0.104430         r_t2= 0.102809         r_t3= 0.102757

###...TEMP.--PRES.
T01= 288.150000        T02= 321.571291        T03= 321.571291
T1 = 273.771891        T2 = 301.613753        T3 = 307.193182
P01= 100.311750        P02= 145.789000        P03 = 140.436450
P1 = 83.858602         P2 = 116.501979        P3= 119.660249

###...FREE VORTEX RESULTS
U_t1= 330.281605       U_t2= 325.154138
U_m1= 305.510485       U_m2= 305.510485

```

```

U_h1= 280.739365      U_h2= 285.866832

C_t1= 170.000000      C_t2= 200.027159      C_t3= 170.000000
C_m1= 170.000000      C_m2= 203.680159      C_m3= 170.000000
C_h1= 170.000000      C_h2= 208.025727      C_h3= 170.000000

W_t1= 371.464586      W_t2= 277.827874
W_m1= 349.623592      W_m2= 257.438369
W_h1= 328.199011      W_h2= 237.585351

alfa1_t= 0.000000      alfa2_t= 31.800881      alfa3_t= 0.000000
alfa1_m= 0.000000      alfa2_m= 33.421429      alfa3_m= 0.000000
alfa1_h= 0.000000      alfa2_h= 35.193865      alfa3_h= 0.000000

beta1_t= -62.764563    beta2_t= -52.273737
beta1_m= -60.906437    beta2_m= -48.673259
beta1_h= -58.803256    beta2_h= -44.313157

```

```

###...DESIGN PARAMETERS--ALL

```

```

-----state1-----/-----state2-----/-----state3-----
RR_tip= 0.840427      fi_tip= 0.514712      psi_tip= 0.307908
RR_mean= 0.816396      fi_mean= 0.556446      psi_mean= 0.359863
RR_hub= 0.786466      fi_hub= 0.605544      psi_hub= 0.426170
----- Rotor-----/-----Stator -----
de_Haller_R_tip = 0.747926      de_Haller_S_tip = 0.849885
de_Haller_R_mean = 0.736330      de_Haller_S_mean = 0.834642
de_Haller_R_hub = 0.723906      de_Haller_S_hub = 0.817207
diffusion_R_tip = 0.407660      diffusion_S_tip = 0.427467
diffusion_R_mean = 0.397368      diffusion_S_mean= 0.440755
diffusion_R_hub = 0.525870      diffusion_S_hub = 0.355029

```



3.3.2 Türbin Bir Boyutlu Akış Yolu Hesaplamaları

Türbin tasarımı yapılırken çeşitli parametrelere dikkat edilir. Bu parametreler,

- Performans çevriminden gelen değerler ($T_{01}, P_{01}, T_{03}, P_{03}, \dot{m}$)
- Fan kısmından gelen değerler (N, r_{tip2})
- Genel tasarım parametreleri (M_1, M_2, α_1)

şeklindedir.

Yukarıdaki belirtilen değerler aft fan türbin tasarımı için yeterli olmamaktadır. Bunların yanında akış katsayısı, yükleme katsayısı ve reaksiyon derecesi gibi boyutsuz parametrelerden de yararlanır. Boyutsuz parametreler, sınır koşullar ve tasarım istekleri Tablo 4’de gösterilmektedir.

Tablo 4. Türbin Dizayn Toblosu

Design Range				
Ref. Parameter	Saravanamuttoo	P. Walsh	Seppo A.	TEI-Guideline
Hub-to-Tip Ratio	0.71 - 0.83	0.5 - 0.85	0.6	0.75 - 0.85
Reaction	0.5	0.30 - 0.50	0.5	—
Flow coefficient	0.8 - 1.0	—	0.5 - 1.0	—
Loading coefficient	1,5 - 3	1.3 - 2.0	1.4 - 2.2	—

3.3.2.1 Boyutsuz parametrelerin tanıtımı

Kademe yükleme katsayısı:

Kademe yükleme (loading) katsayısı türbin tasarımında oldukça önemli bir parametredir. Çünkü hız diyagramına ve dolayısıyla tüm ilgili hız bileşenlerine, akış ve kanat açılarına mutlak ve göreceli referans çerçevelerinde doğrudan bağlantılıdır.

$$\psi = \frac{\Delta H}{U^2}$$

Akış katsayısı:

Akış katsayısı ϕ , aksenal hızın kanat hızına oranıdır ve dolayısıyla makine boyunca akış hızınının bir ölçüsüdür. Bu boyutsuz parametre, makinenin boyutundan bağımsız ve en iyi tasarımlar için değerleri uzun yıllar boyunca yapılan uygulamalarla belirlenmiş olduğundan, sıkça kullanılacaktır. (Seppo A. Korpela)

$$\phi = \frac{C_a}{U}$$

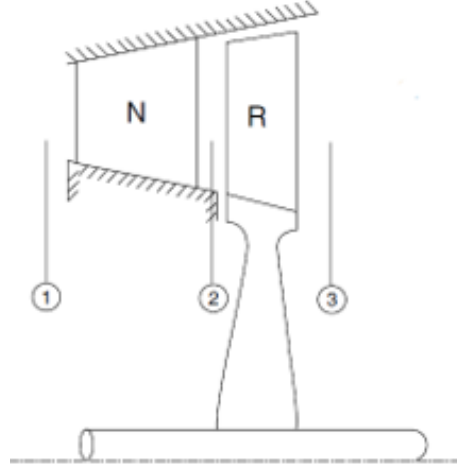
Reaksiyon Katsayısı:

Sıkıştırılabilir bir akış için, reaksiyon derecesi, rotordaki statik entalpi artışının tüm aşamadaki entalpi artışına oranı olarak tanımlanır. (El-Sayed) Başka bir ifade ile rotor boyunca statik basınç veya statik sıcaklık düşüşünün toplam kademeye oranıdır. En iyi verim için hatve çizgisi reaksiyonu 0,5 civarında olmalıdır, ancak kanat sıcaklığının sürünme veya oksidasyon açısından sınırdaki olduğu durumlarda 0,3'e kadar düşebilir. (Philip Walsh)

$$\Lambda = \frac{h_2 - h_1}{h_{03} - h_{01}} = \frac{h_2 - h_1}{h_{02} - h_{01}}$$

3.3.2.2 Türbin Mean line (orta çizgi) Tasarım

Çok hızlı sonuç veren bir yöntem olduğundan tasarıma orta çizgi yöntemi kullanılmaktadır. Mean line (orta çizgi) yönteminde kanat ortalama çapına ait hızlar ve açılar hız üçgenleri yardımıyla bulunur. Bulunan değerler kullanılarak ileride açıklanacak olan free vortex yönteminden yola çıkarak kök (hub) ve uç (tip) kısmındaki değerler bulunur. Tasarım sürecini daha iyi ve anlaşılır olması açısından belirli noktalar numaralandırılır. Tek kademeli türbinlerin numaralandırılması Şekil 22'de belirtilmiştir.



Şekil 22 Türbin İstasyon Numaralandırma

İteratif süreç sonucunda performans çevriminden ve fan akış yolu dahil edilmiş türbin tasarım girdileri Tablo 5’te verilmiştir.

Tablo 5. Türbin Tasarım Girdileri

```

###.DESIGN İNPUTS
M1      = 0.24      ;      %absolute mach number
M2      = 0.56      ;      %absolute mach number
alfal   = 5         ;      %angle of absolute velocity
N       = 30201.64  ;      %Rotor RPM
Mplt    = 0.003     ;      %Midplatdorm thickness
Frh     = 0.088765  ;      %Fan hub length
rtip2   = Frh-Mplt  ;      %Turbine length in zone 2

###.FROM PERFORMANCE
P01     = 189.09    ;      % Turbine inlet total pressure    kPa
P03     = 136.70568 ;      % Turbine outlet total pressure    kPa
T01     = 1045     ;      % Turbine inlet total Temperature K
T03     = 971.7908 ;      % Turbine outlet total Temperature K
m       = 0.690    ;      % Turbine mass flow rate    Kg/s

%--constants //accepted ---
gh      = 1.333    ;      %Ratio of specific heats-air
Rc      = 287     ;      %Specific gas constant, J/kg.K
cph     = 1.147    ;      %Specific heat at constant pressure-gas,kJ/kg.K
h_ls    = 0.05    ;      %Nozel loss coefficient

```

3.3.2.3 Hesaplama Adımları

Türbin tasarım yapılırken kademe boyunca aksenal hızlar ve ortalama çaplar eşit kabul edilir.

$$C_{a1} = C_{a2} = C_{a3} = W_{a3} = W_{a3}$$
$$r_{m1} = r_{m2} = r_{m3}$$

Hesap işlemlerine geçmeden önce dizayn parametrelerinden biri olan çıkış mach sayısı M_2 belirlenmesi gerekmektedir. Maksimum verilebilecek mach sayısı stator giriş çıkış alanlarının değişmediği kabulü yapıldığında M_{2max} hesabı şekildeki gibi hesaplanmaktadır.

$$M_{2max} = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left\{ \left[\left(\frac{2}{\gamma + 1} \right) \cdot \frac{(1 + (\gamma - 1) M_1^2 / 2)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}}}{M_1^2} \right]^{\frac{\gamma - 1}{2}} - 1 \right\}} \quad (3.3.2.1)$$

$M_2 < M_{2max}$ a göre tasarım yapılır.

1.Adım

Giriş toplam değerleri ve mach sayısı bilindiğinden giriş statik değerleri, yoğunluk ve ses hızı hesaplanabilir.

$$T_1 = \frac{T_{01}}{1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right) M_1^2} \quad (3.3.2.2)$$

$$P_1 = P_{01} \left(\frac{T_1}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (3.3.2.3)$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R_c T_1} \quad (3.3.2.4)$$

$$a_1 = \sqrt{\gamma R_c T_1} \quad (3.3.2.5)$$

Daha sonra girişteki ses hızı, mach sayısı ve α_1 açısı bilindiğinden birinci bölgedeki mutlak hız ve bu hızın aksenal ve teğetsel bileşeni hesaplanır.

$$C_1 = M_1 a_1 \quad (3.3.2.6)$$

$$C_{a_1} = C_1 \cos \alpha_1 \quad (3.3.2.7)$$

$$C_{u1} = C_{a1} \tan \alpha_1 \quad (3.3.2.8)$$

2.Adım

Rotor giriş toplam değerleri ve mach sayısı bilindiğinden giriş statik sıcaklığı, ses hızı ve mutlak hızı hesaplanabilir.

Giriş değerlerinde tanımlanan stator kayıp katsayısı λ_n kullanılarak gerçek statik sıcaklık ve devamında statik basınçlar hesaplanır.

$$T_2^t = T_2 - \left(\lambda_n \frac{C_2}{2 \cdot c_p h} \right) \quad (3.3.2.9)$$

$$P_2 = P_{01} \left(\frac{T_2^t}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.3.2.10)$$

3.Adım

Fan tasarımından gelen, türbinin rotor girişindeki tip yarıçap uzunluğu bilindiğinden türbinin hub ve mean line uzunlukları ikinci istasyondan hesaplamaya başlanır.

$$r_{hub_2} = r_{tip_2}^2 - \frac{A_2}{\pi} \quad (3.3.2.11)$$

Denklemden bilinmeyen A_2 değeri hesaplanarak işlemlere başlanır.

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 \cdot C_{a_2}} \quad (3.3.2.12)$$

Yukarıdaki denlemden bilinmeyen yoğunluk hesabı Denklem 3.3.2.4 teki gibi hesaplanmıştır.

Bilinen kök, uç değerlerinden orta çizgi yarıçapı, kanat uzunluğu ve kök-uç oranı hesaplanır.

$$r_{m_1} = \frac{r_{tip_1} + r_{hub_1}}{2} \quad (3.3.2.13)$$

$$h_2 = \frac{A_2}{2 \pi r_{m_2}} \quad (3.3.2.14)$$

$$rr_2 = \frac{r_{m_2} - \frac{h_2}{2}}{r_{m_2} + \frac{h_2}{2}} \quad (3.3.2.15)$$

4.Adım

Yaptığımız işlemlerden sonra tasarım kabulleri de dikkate alınarak stator giriş alanı, kanat yüksekliği ve kök-uç yarıçapları bulunabilir. Orta çizgi yarıçapı ve stator giriş alanı bilindiğinden uç, kök yarıçapları ve hub-tip oranı hesaplanır.

$$r_{tip_2} = r_{m_2} + \left(\frac{h_2}{2}\right) \quad (3.3.2.16)$$

$$r_{hub_2} = r_{m_2} - \left(\frac{h_2}{2}\right) \quad (3.3.2.17)$$

Yarıçap ve devir sayısı bilindiğinden U_2 hızı hesaplanır.

$$U_2 = \frac{2 \pi r_{m_2} N}{60} \quad (3.3.2.18)$$

5.Adım

Türbin tasarım aşamasında dikkat edilmesi gereken parametreler vardır. Bunlar yükleme katsayısı (ψ), reaksiyon derecesi (Λ), akış katsayısı (ϕ) dır. Bu parametreler için sınır değerler Tablo 4'de verilmiştir. İyi bir tasarım için bu sınırlar içerisinde kalmak oldukça önemlidir. Hesaplama sürecinde iteratif bir çalışma ile bu parametreler sürekli kontrol edilmiştir.

$$\psi = \frac{\Delta H}{U^2} = \frac{c_p h (T_{01} - T_{03})}{U_2^2} \quad (3.3.2.19)$$

$$\phi = \frac{C_{a_2}}{U_2} \quad (3.3.2.20)$$

$$\Lambda = 1 - \frac{1}{2} \phi (\tan \alpha_3 + \tan \alpha_2) \quad (3.3.2.21)$$

Türbin tasarımının diğer bir kontrol parametreside boğulma (choke) hesabıdır. Boğulma hesabı kritik basıncın ikinci bölgedeki statik basınca olan ilişkisini ifade eder. İyi bir türbin tasarımında türbinin boğulmasından kaçınılmalıdır.

$$P_c = \frac{P_{01}}{\left(\frac{\gamma + 1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}} \quad (3.3.2.22)$$

İyi bir tasarım için boğulma olmaması istenmektedir. Denklem 3.3.2.23 türbinin boğulma olmadığını göstermektedir.

$$\frac{P_{01}}{P_c} > \frac{P_{01}}{P_2} \quad (3.3.2.23)$$

Rotor çıkış alanı $A_3 = A_{çıkış}$ hesaplandığında AN_{limit}^2 değeri Denklem 3.3.2.24 gibi hesaplanır. AN_{limit}^2 parametremizin alçak basınç türbini için $0.3-6 \times 10^7$ arasında olması sağlanmalıdır.

$$AN_{limit}^2 = \frac{N}{A_{çıkış}} \quad (3.3.2.24)$$

6.Adım

Dönüş hızının bulunması ile birlikte hız üçgenleri prensiplerine uygun olarak ikinci istasyonun kanat orta çizgiye ait hızları ve açıları hesaplanır.

$$C_{t_2} = \sqrt{C_2^2 - C_{a_2}^2} \quad (3.3.2.25)$$

$$W_{t_2} = C_{t_2} - U_2 \quad (3.3.2.26)$$

$$W_2 = \sqrt{W_{t_2}^2 - C_{a_2}^2} \quad (3.3.2.27)$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1}\left(\frac{C_{t_2}}{C_{a_2}}\right), \quad \beta_2 = \tan^{-1}\left(\frac{W_{t_2}}{C_{a_2}}\right) \quad (3.3.2.28)$$

7.Adım

Rotor çıkış hızlarının ve mach sayılarının hesaplanmasında euler türbin denklemi ve hız üçgenleri kullanılmıştır.

$$\Delta H = \psi \cdot U_3^2 \quad (3.3.2.29)$$

$$C_{t_3} = \frac{(U_2 \cdot C_{t_2}) - \Delta H}{U_3} \quad (3.3.2.30)$$

Türbin kabulleri ve hız üçgenlerinden yararlanılarak rotor çıkış hızları ve açıları Denklem 3.3.2.26 - 3.3.2.28 kullanılarak hesaplanır.

$$C_3 = \sqrt{C_{t_3}^2 + C_{a_3}^2} \quad (3.3.2.31)$$

8.Adım

Rotor çıkışındaki statik sıcaklık T_3 ve statik basınç P_3 Rothalpy eşitliğinden $I_2 = I_3$ hesaplanabilir.

Tasarım kabullerine bakılacak olursa orta çizgi çaplarının değişmediğinden rothalpy eşitliğini relatif toplam sıcaklık cinsinden $T_{03_r} = T_{02_r}$ yazılabilir.

$$T_{03_r} = T_{02_r} + \frac{U_3^2 - U_2^2}{2 \cdot cph} \quad (3.3.2.32)$$

$$T_3 = T_{03_r} - \frac{W_3^2}{2 \cdot cph} \quad (3.3.2.33)$$

Performanstan gelen rotor çıkışındaki toplam basınç ve sıcaklık değerleri kullanılarak statik sıcaklık T_3 hesaplanır. Statik sıcaklık değeri bilindiğinden aşağıdaki rotor çıkış değerleri hesaplanabilir.

Statik basınç (P_3)

Kök-uç yarıçapları (r_{tip_3} , r_{hub_3})

Yoğunluk (ρ_3)

Kök-uç oranı (rr_3)

Alan (A_3)

Kanat yüksekliği (h_3)

3.3.2.4 Free Vortex

Orta çizgi (mean line) parametreleri hesaplandıktan sonra hub ve tip'deki açı ve hız değerlerini hesaplamak için free vortex yöntemi kullanılır. Bu yöntem mutlak hızın aksenal bileşeninin ve teğetsel bileşeni ile yarıçapın çarpımının sabit olması koşuluna dayanır(Saravanamutto).

Tüm kademelerdeki kök ve uç açıları hız üçgenlerinden yararlanılarak hesaplanır.

$$\alpha_{tip_{1,2,3}} = \tan^{-1} \left(\frac{C_{t_{tip_{1,2,3}}}}{C_{a_{1,2,3}}} \right) \quad (3.3.2.34)$$

$$\beta_{tip_{2,3}} = \tan^{-1} \left(\frac{W_{t_{tip_{2,3}}}}{C_{a_{2,3}}} \right) \quad (3.3.2.35)$$

$$\alpha_{hub_{1,2,3}} = \tan^{-1} \left(\frac{C_{t_{hub_{1,2,3}}}}{C_{a_{1,2,3}}} \right) \quad (3.3.2.36)$$

$$\beta_{hub_{2,3}} = \tan^{-1} \left(\frac{W_{t_{hub_{2,3}}}}{C_{a_{2,3}}} \right) \quad (3.3.2.37)$$

Açıların hesabında bilinmeyen değerler sırasıyla $(C_{t_{tip_{1,2,3}}}, W_{t_{tip_{2,3}}}, C_{t_{hub_{1,2,3}}}, W_{t_{hub_{2,3}}})$ değerleridir. Bu değerler hız üçgenleri ve kök, uc ve ana yarıçapların kullanılarak hesaplanmıştır. Bulunan sonuçlar matlab çıktısı olarak Şekil 23’de verilmiştir.

$$U_{tip_{2,3}} = U_{2,3} \cdot \frac{r_{tip_{2,3}}}{r_{m_2}} \quad (3.3.2.38)$$

$$U_{hub_{2,3}} = U_{2,3} \cdot \frac{r_{hub_{2,3}}}{r_{m_{2,3}}} \quad (3.3.2.39)$$

r.Cu=Constant

$$C_{t_{tip_{1,2,3}}} = C_{t_{1,2,3}} \cdot \frac{r_{m_{1,2,3}}}{r_{tip_{1,2,3}}} \quad (3.3.2.40)$$

$$W_{t_{tip_{2,3}}} = C_{t_{tip_{2,3}}} - U_{tip_{2,3}} \quad (3.3.2.41)$$

$$C_{t_{hub_{1,2,3}}} = C_{t_{1,2,3}} \cdot \frac{r_{m_{1,2,3}}}{r_{hub_{1,2,3}}} \quad (3.3.2.42)$$

$$W_{t_{hub_{2,3}}} = C_{t_{hub_{2,3}}} - U_{hub_{2,3}} \quad (3.3.2.43)$$

Hesaplanan kök uç teğetsel hızları ve hız üçgenlerinin yardımıyla mutlak ve relativ hızlar hesaplanır.

$$C_{1,2,3tip} = \sqrt{C_{t_{tip_{1,2,3}}}^2 + C_{a_{1,2,3}}^2} \quad (3.3.2.44)$$

$$C_{1,2,3hub} = \sqrt{C_{t_{hub_{1,2,3}}}^2 + C_{a_{1,2,3}}^2} \quad (3.3.2.45)$$

$$W_{2,3tip} = \sqrt{W_{t_{tip_{2,3}}}^2 + C_{a_{2,3}}^2} \quad (3.3.2.46)$$

$$W_{2,3hub} = \sqrt{W_{t_{hub2,3}}^2 + C_{a_{2,3}}^2} \quad (3.3.2.47)$$

```

###...HUB,MEAN,TİP ANGLE
alfal_t = 4.546455      alfa2_t = 61.525754      alfa3_t = -11.494198
alfal   = 5.000000      alfa2   = 64.053937      alfa3   = -12.934411
alfal_h = 5.553747      alfa2_h = 66.695469      alfa3_h = -14.778096

                                b2_t   = 2.731223      b3_t   = -63.697311
                                b2     = 23.939730      b3     = -61.488712
                                b2_h   = 41.829311      b3_h   = -59.034146

```

Şekil 23 Türbin kademesinin Hub, Mean, Tip açıları, Altair_turbine aero kodu

3.3.2.5 Türbin Kanat Sayısı Hesabı

Zweifel, türbinlerdeki kayıpları inceledi ve kayıpların en küçük olduğu pitch-chord oranı için bir kriter geliştirdi (Seppo). Türbini oluşturan tek kademe stator ve rotor kanat sayısı hesabı için zweifel 0.8 kabul edilerek pitch uzunluğu hesaplanmıştır.

$$C_L = 2 \frac{S}{b} \cos^2 \alpha_2 (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) \quad (3.3.2.48)$$

Buradaki işlemde bilinmeyen parametre olan aksel kord (b) değeri hesaplanır.

$$\cos \zeta = \frac{b}{c} \quad (3.3.2.49)$$

Bilinmeyen kord (c) değeri aspect ratio (AR) oranı verilerek bulunur. AR oranları 1' den başlayıp 3' ün üzerine kadar çıkabilir. 1'in altındaki AR oranı çok kısa bıçak anlamına gelir. Bu büyük ölçekli toplam basınç kaybı ile ilişkili olan viskozite ağırlıklı akış anlamına gelmektedir. Bununla birlikte çok büyük AR oranı kabul edilemez derecede uzun bir bıçağa yol açar bu da kökte yüksek gerilmelere neden olur (Erian A. Baskharone).

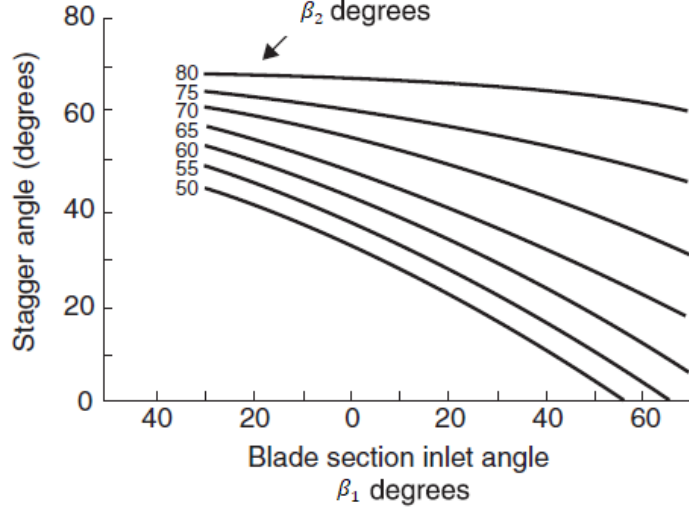
$$AR_s = \frac{h_s}{c_s}, \quad AR_r = \frac{h_r}{c_r} \quad (3.3.2.50)$$

$$h_s = \frac{h_1 + h_2}{2}, \quad h_r = \frac{h_2 + h_3}{2} \quad (3.3.2.51)$$

Stator ve rotor kord değerlerinin hesaplanabilmesi için AR oranının seçilmesi gerekmektedir.

Kanat sayısını hesaplamada bilinmeyen son parametre de stager açısıdır. Stager açısı aksel kord ile normal kord arasındaki açıyı ifade eder. Stager açısı grafik veya korelasyonlar yardımıyla bulunabilir.

$$\zeta_s = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_2 + \tan \alpha_3}{2}\right), \zeta_r = \arctan\left(\frac{\tan \beta_2 + \tan \beta_3}{2}\right) \quad (3.3.2.52)$$



Şekil 24 Stagger-Kanat Açılıarı

Eksenel kord değeri hesaplandıktan sonra Zweifel bağıntısında yazılıp kanat boşluğu (s) hesaplanır. Daha sonra bu değerden stator ve rotor kanat sayısı bulunur. Yapılan hesaplama sonucunda titreşimin etkisi de göz önüne alınarak stator çift sayı ve rotor asal sayıda olacak şekilde kanat sayısı belirlenir.

3.3.2.6 Türbin Tasarım Performans Hesaplama

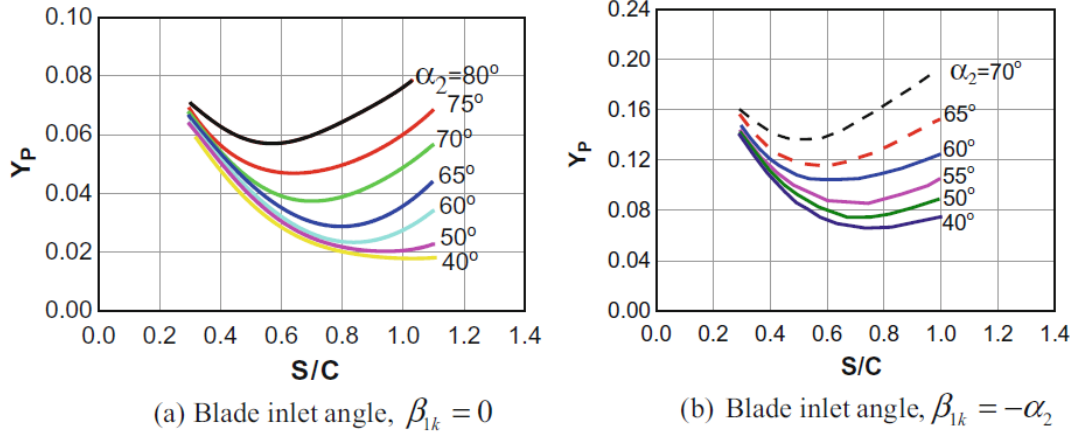
Türbin verimini hesaplamak için çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. Bunlardan bazıları Ainley-Mathieson kayıp modeli, AMDC kayıp modeli, Kacker-Okapuu kayıp modeli 'dir. Biz hesaplarımızda Ainley-Mathieson kayıp modelini kullanacağız. Bu Yöntemde kayıplar profil kaybı (Y_p), ikincil kayıplar (Y_s) ve Tip clearance (Y_k) kaynaklı kayıplar olarak üçe ayrılır. Fakat tasarladığımız aft fan modelinde türbin kanatları midplatform ile fan kanatlarıyla tek bir bütün parça olduğundan kayıp hesaplarında $Y_k = 0$ kabul edilmiştir.

3.3.2.6.1 Stator ve Rotor için Profil Kayıp Hesabı

Profil kayıp (Y_p) değerleri aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır bu bağıntıdaki açılar için değerler profil kayıp grafiğinden okunur.

$$Y_P = \left(Y_{P(\beta_2=0)} + \left(\frac{\beta_2}{\beta_3} \right)^2 \cdot (y_{P(\beta_2=\beta_3)} - y_{P(\beta_2=0)}) \right) \cdot \left(\frac{t/c}{0.2} \right)^{\frac{\beta_2}{\beta_3}} \quad (3.3.2.53)$$

Stator ve rotor için profil kayıp değerleri Şekil 25'deki grafiklerde gösterilmiştir.



Şekil 25 Profil Kayıp Değerleri

3.3.2.6.2 Stator ve Rotor için ikincil kayıp Hesabı

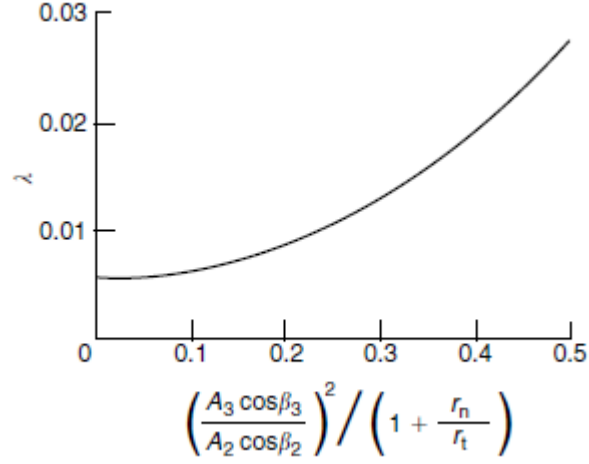
Stator ve rotor için tip clearance kaybı olmadığından yalnız ikincil kayıplar hesaplanmıştır. İkincil kayıp denklemindeki λ Şekil 26'daki grafikten okunur.

$$\alpha_1 \rightarrow b_2, \quad \alpha_2 \rightarrow b_3$$

açılar değiştirilerek rotor için aynı işlemler uygulanır.

$$\alpha_m = \arctan \left(\frac{\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2}{2} \right) \quad (3.3.2.54)$$

$$Y_s = 4 \lambda (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2)^2 \frac{\cos^2 \alpha_2}{\cos \alpha_m} \quad (3.3.2.55)$$



Şekil 26 λ Değer Grafiği

Yapılan hesaplamalardan sonra profil kayıp değerleri ve ikincil kayıplar toplanarak stator ve rotor için yeni basınç kayıp katsayıları bulunur.

$$Y_R = (Y_S + Y_P)_R \quad (3.3.2.56)$$

Aynı işlem stator için de uygulanır.

Toplam kayıp katsayılarından sonra rotor ve stator için yeni entalpi kayıp katsayıları hesaplanır. Bulunan entalpi kayıp katsayılarından verim miktarı hesaplanır.

$$\lambda_r = \frac{Y_R}{T_{03r}/T_3}, \quad \lambda_n = \frac{Y_N}{T_{02}/T_2} \quad (3.3.2.57)$$

$$\eta_s = \frac{1}{1 + \left(\lambda_r \left(\frac{w_3^2}{2 \cdot cph} \right) + \left(\frac{T_3}{T_2} \right) \lambda_n \left(\frac{c_2^2}{2 \cdot cph} \right) \right) / (T_{01} - T_{03})} \quad (3.3.2.58)$$

Türbinin bir boyutlu analiz sonuçları matlab çıktısı olarak verilmiştir.

-----TURBINE MODULE--AERO ----

###.DESIGN INPUTS

N = 30201.640000
M1 = 0.240000 M2 = 0.560000
alfal = 5.000000
M2max = 0.708298

###...PARAMETERS TO CONTROL

Rt = 0.543329 R = 0.433497 Rh = 0.278743
fi = 0.620639 Yk = 1.418082
NS = 0.899180 P01_Pc = 1.852422 P01_P2 = 1.238897
AN2 = 8781349.345471
Power = 57.939957 Work = 83970.952400

###...MEAN LINE VELOCITY DIAGRAMS // ANGLES

C1 = 151.603273 C2 = 345.183537 C3 = 154.958139
Ca1 = 151.026377 Ca2 = 151.026377 Ca3 = 151.026377
Ct1 = 13.213096 Ct2 = 310.391217 Ct3 = -34.685133

W1 = 0.000000 W2 = 165.241653 W3 = 316.396996
Wa1 = 0.000000 Wa2 = 151.026377 Wa3 = 151.026377
Wt1 = 0.000000 Wt2 = 67.051005 Wt3 = -278.025345

###...DIMENSIONS

A1 = 0.007457 A2 = 0.008532 A3 = 0.009627
ro1 = 0.612664 ro2 = 0.535475 ro3 = 0.474565
rtip1 = 0.084653 rtip2 = 0.085765 rtip3 = 0.086898
rml = 0.076940 rm2 = 0.076940 rm3 = 0.076940
rhub1 = 0.069228 rhub2 = 0.068116 rhub3 = 0.066983
hl = 0.015426 h2 = 0.017649 h3 = 0.019914
rr1 = 0.817780 rr2 = 0.794216 rr3 = 0.770830

###...HUB,MEAN,TIP ANGLE

alfal_t = 4.546455 alfa2_t = 61.525754 alfa3_t = -11.494198
alfal = 5.000000 alfa2 = 64.053937 alfa3 = -12.934411
alfal_h = 5.553747 alfa2_h = 66.695469 alfa3_h = -14.778096

b2_t = 2.731223 b3_t = -63.697311
b2 = 23.939730 b3 = -61.488712
b2_h = 41.829311 b3_h = -59.034146

###...TEMP.--PRES.

T1 = 1035.073234 T2 = 993.143603 T3 = 961.388369
T01 = 1045.000000 T02 = 1045.000000 T03 = 971.790800
T0r1 = 1045.000000 T0r2 = 1005.027017 T0r3 = 1005.027017
Tc2 = 990.546574 Tc3 = 963.656404
P1 = 182.001625 P2 = 152.627646 P3 = 130.941359
P01 = 189.090000 P02 = 187.118424 P03 = 136.705680

###...FREE VORTEX RESULTS

C1tip_1 =151.503098 C2tip_2 = 316.774075 C3tip_3 = 154.117215
C1 =151.603273 C2 = 345.183537 C3 = 154.958139
C1hub_1 =151.738661 C2hub_2 = 381.747861 C3hub_3 = 156.193092

W1tip_1	=0.000000	W2tip_2	= 151.198130	W3tip_3	= 340.830188
W1	=0.000000	W2	= 165.241653	W3	= 316.396996
W1hub_1	=0.000000	W2hub_2	= 202.683263	W3hub_3	= 293.524601
Utip1	= 0.000000	Utip2	= 271.249681	Utip3	= 274.831814
U1	= 0.000000	U2	= 243.340213	U3	= 243.340213
Uhub1	= 0.000000	Uhub2	= 215.430744	Uhub3	= 211.848611
###...MACH NUMBER					
M1	= 0.240000	M2	= 0.560000	M3	= 0.255511
Mr1	= 0.000000	Mr2	= 0.268076	Mr3	= 0.521707
Nns	= 42.333699	Nnr	= 43.462705		
ss_cs	= 0.731964	sr_cr	= 0.692897		

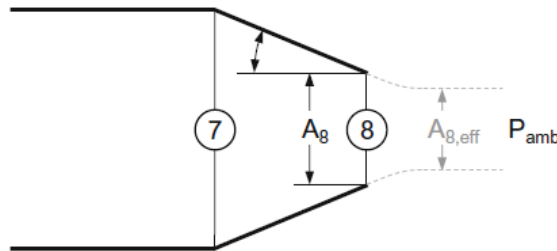
3.3.3 Nozul Akış Yolu Hesaplamaları

Aft fan modülümüzde soğuk fan akışı ve sıcak türbin akışı için akışın birbirleriyle karışmadığı iki ayrı yakınsak nozul (Separate convergent nozzle) kullanılmıştır. Performans çevirimi hesaplamalarında nozulların çıkışında akışın şoklu olup olmadığını belirleyebilmek için kritik basınç değerleri hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar sonucunda iki nozulunda boğulmadığı (unchoked) görülmüştür. Bu durumda deşarj katsayısının belirtilmesi gerekir.

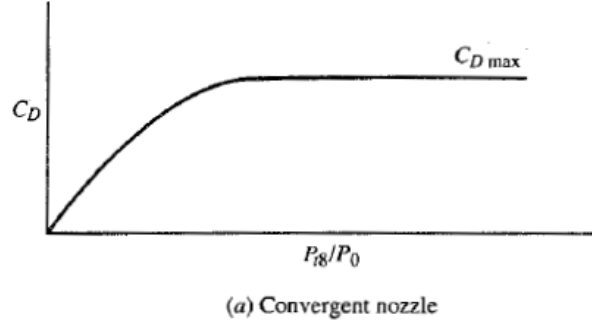
3.3.3.1 Deşarj Katsayısı C_D

Deşarj katsayısı (Discharge coefficient) gerçek kütle akışının \dot{m}_8 ideal kütle akışına \dot{m}_{8i} oranı şeklinde tanımlanır. Başka bir ifade ile gerçek nozul akış alanının A_8 , nozulun boğulduğu etkin akış alanının $A_{8,eff}$ oranına eşittir. (Kurzke)

$$C_D = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_{8i}} = \frac{A_{8,eff}}{A_8}$$



Akış katsayısının, nozul basınç oranıyla değişimi, yakınsak nozul için grafikte gösterilmektedir. Nozul tıkanıldığında, akış katsayısı maksimum bir değere ulaşır.



3.3.3.2 Hesaplama Süreci

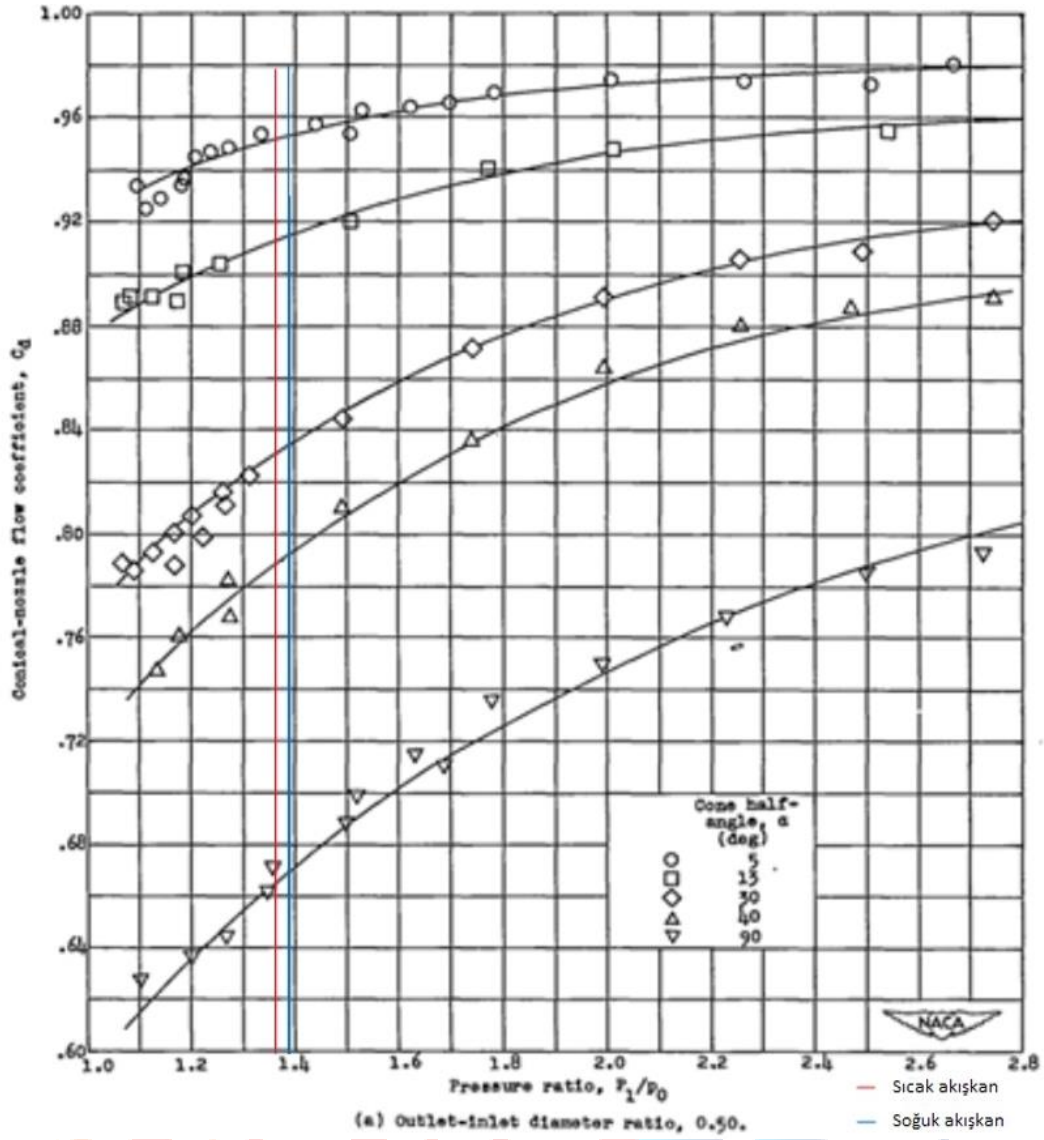
Hesaplama sürecinde maksimum deşarj katsayısının işlemine başlamadan önce tasarım parametrelerimizi bilmemiz gerekmektedir. Ayrı yakınsak nozullarımızda (separate convergent nozzle) dizayn parametrelerimiz performans çevrimi, türbin ve fan dan gelecektir. Bu sınır koşulları dikkete alınarak koni yarım açısı (cone half-angle (α)) seçimi yapılmaktadır. Bu seçimle nozul uzunluğu b hesaplanabilmektedir. Performans çevriminden nozul çıkış alanları sabitlenmiş olup, türbin ve fan ait geometrik bilgilerde bilindiğinden bu sınır koşullarına uygun koni yarım açısı belirlenmelidir. Koni yarım açısı seçiminde C_D katsayısı kritik öneme sahiptir. Minimum sürtünme kayıpları için en yüksek C_D katsayısına ulaşılmak istenir.

Tablo 6. Nozul Tasarım Parametreleri

Parametreler	Türbin nozulu	Fan nozulu
Nozul giriş alanı	0.009641	0.007063
Nozul çıkış alanı	0.004528	0.006151
Nozul basınç oranı	1.349180	1.3860
Nozul çap oranları	0.492720	0.503792

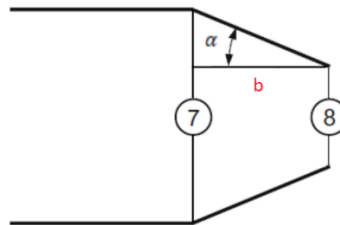
Şekil 27'deki grafikte nozul boyunca basınç oranının akış katsayısı ile değişimi farklı konik açılar için verilmiştir. Ref.1'den alınan bu grafikte nozul çıkış-giriş çap oranları 0.50 dir. Bizim modülümüzde bu oran fan kısmı için 0.48 ve türbin kısmı için 0.49 şeklindedir. Değerlerin 0.5'e yakın olması sebebiyle hesaplamalarımızda belli bir hat kabulüyle bu grafik kullanılmıştır.

Tasarımdaki temel amacımız bilinen nozzle basınç oranlarımızla C_d katsayısını maksimum yapacak şekilde alfa konik açısının belirlenmesidir. Bunu yaparken motor uzunluğumuzdaki sınırlamalara dikkat etmemiz gerekir. Bu çerçevede soğuk ve sıcak akış nozullarımız için alfa koniklik açısı belirlenmiştir.



Şekil 27 Çeşitli Koni Yarım Açısı İçin Nozul Boyunca Basınçoranı İle Akış Katsayısının Değişimi Ref.1(By R. E. Grey)

Grafikten α açılarının belirlenmesinden sonra b uzunluğu şu şekilde hesaplanabilir.



$$b = \cot \alpha \cdot (r_{inlet} - r_{outlet})$$

Detay tasarımda motor ölçülerinin netleşmesi ile birlikte geometric sınırlar içerisinde kalacak şekilde maksimum Cd nin yakalanacağı α açısı seçilecektir.

3.4 Malzeme Seçimi ve İmalat Metodu

Malzeme seçiminde dikkat edilmesi gerekenler mukavemet, maliyet, tedarik edilebilirlik, imalata uygunluk, korozyon direnci ve kararlılık vb. faktörlerdir. Malzeme seçiminde malzemenin çalışma sırasında uygulanan gerilmelere dayanıp dayanmayacağı da önemlidir. Verilen parametrelerde çalışma ömrü en az 25 saat olup ağırlığımızın da 4 kilogramın üstüne çıkmaması istenmektedir. Malzeme seçimlerimiz de bu parametreler dikkate alınarak yapılmıştır.

3.4.1 Türbin ve Fan Malzemesinin Seçimi

Türbin malzemesin yüksek sıcaklığa dayanıklı bir malzeme seçimi yapılması gerekiyordu. Türbin giriş sıcaklığımız 1045 K'dir. Inconel 718, inconel 738, inconel 901, MarM247 LC gibi malzemeler incelenmiştir. Türbine gelen gerilmeler, sıcaklık, bulunabilirlik gibi faktörler göz önüne alındığında biz türbin malzemesi olarak inconel 939 süper alaşımının kullanılmasına karar verdik. Havacılıkta ve uzay sanayinde sıklıkla kullanılmaktadır. İmalat yapılırken türbin tek parça halinde üretilecektir. Türbin ve fan tek parça olarak tasarlandığından fan malzemesi de inconel 939 seçilmiştir. Malzeme seçiminde ilk başta inconel 718 seçilmesi planlanmıştı fakat inconel 718'in kanatçık maksimum metal servis sıcaklığı bizim giriş sıcaklığımızdan düşük olması sebebiyle inconel 939 süper alaşımı seçilmiştir. Inconel 939'un kimyasal bileşimi Tablo 7'de ve malzeme özellikleri Tablo 8'de gösterilmiştir.

Tablo 7. Inconel 939 Kimyasal Bileşenleri

Chemical Composition													
Elements	Ni	Cr	Mo	Fe	Nb + Tc	Co	Mn	Si	Al	Ti	C	P	S
Min %	-	20.0	8.0	-	3.15	8.0	-	-	-	-	-	-	-
Max %	Bal	23.0	10.0	5.0	4.15	1.0	0.5	0.5	0.4	0.40	0.10	0.015	0.015

Tablo 8.İnconel 939 Malzeme Özellikleri

Yoğunluk	8150 kg/cm ³
Erime sıcaklığı	1690 K
Akma Gerilmesi	880 MPa
Kopma Uzaması	%24
Termal Genleşme Katsayısı	13.99x 10 ⁻⁶ /K

3.4.2 Disk Malzemesinin Seçimi

Disk malzemesi olarak inconel 939 kullanılacaktır. Bunun sebebi türbin diskin blisk yöntemiyle üretildiğinden tek parça olarak üretimi sağlanacaktır. Türbin diskleri genellikle süper alaşımlardan üretilen güç aktarım bileşenleridir. Yüksek ısıya ve gerilmelere maruz kalmaktadır. Disk malzemesi seçilirken akma dayanımı, yorulma dayanımı, sürünme dayanımı gibi parametrelere dikkat edilmesi gerekmektedir. Inconel 939 süper alaşımının özellikleri Bölüm 3.4.1 de ayrıntılı bir şekilde anlatılmıştır.

3.4.3 Şaft Malzemesinin Seçimi

Şaft malzemesini belirlerken düşük veya yüksek sıcaklık ortamında yüksek hızlara dayanabilen bir malzeme seçmememiz gerekiyordu. Bu yüzden şaft için yüksek tokluk, yorulma dayanımı ve aşınma direncine sahip AISI 4140 krom-molibden alaşımlı çelik kullanılmıştır. AISI 4140 çeliği yüksek mekanik özelliklerinin yanı sıra 800 K sıcaklığa kadar sürünmeye karşı direnebilir ve nispeten yüksek çalışma sıcaklıklarında uzun süre maruz kaldıktan sonra bile özelliklerini koruyabilir. AISI 4041 çeliğinin kimyasal bileşimi (tablo 9) ve mekanik özellikleri (tablo 10) gösterilmiştir.

Tablo 9.AISI 4140 Çeliği Kimyasal Bileşenleri

Element	% Ağırlık
C	0,38 - 0,43
Mn	0,75 - 1,00
Fe	Geri kalan %
P	0,035 (max)
S	0,040 (max)
Si	0,15 - 0,30
Cr	0,80 - 1,10
Mo	0,15 - 0,25
Ni	--
V	--

Tablo 10.AISI 4140 Malzeme Özellikleri

Yoğunluk	7850 kg/cm ³
Erime sıcaklığı	1690 K
Elastik Modülü	205 GPa
Akma Dayanımı	415 MPa
Çekme Dayanımı	655 Mpa

3.4.4 Dış Kaplama Malzemesinin Seçimi

Motorun dış kısmında Ti6Al4V alaşımı kullanılmıştır. Ti6Al4V Eli (3.7165) veya Titanyum Grade 5 Eli, titanyum malzemeler arasında en yaygın kullanılan kaliteli malzemelerden birisidir. Tasarım kriterlerinde aft modül toplam ağırlığımızın 4 kilogramı aşmaması gerekmektedir. Disk, türbin ve fan kısmında ağır süper alaşım kullandığımızdan dış kaplama malzemesini hafif malzeme seçmemiz gerekiyordu. Öz kütlesinin düşük ve fiziksel özelliklerinin istediğimiz seviyede olmasından dolayı Ti6Al4V alaşımını dış kaplama malzemesi olarak seçtik. Maliyeti düşük ve kolay ulaşılabilir olması da bu malzemeyi seçmemizde önemli rol oynadı. Ti6Al4V kimyasal bileşimi (tablo 11), oda sıcaklığındaki mekanik özellikleri ve fiziksel özellikleri (tablo 12) gösterilmiştir.

Tablo 11. Ti6Al4V Kimyasal Bileşenleri ve Malzeme Özellikleri

Kimyasal Bileşimi (Ti6Al4V Eli)								
Kalite	Al	V	C	Fe	O	N	H	Ti
Ti6Al4V ELİ (3.7165)	%5.5 ile 6.5 arası	%3.5 ile 4.5 arası	%0.08 maks	%0.25 maks	%0.13 maks	%0.03 maks	%0.012 maks	Kalan tüm miktar

Oda Sıcaklığındaki Mekanik Özellikleri	
Özellikler	Değerler
Öz kütlesi (Özgül ağırlığı)	4430 kg/m ³
Erime Sıcaklığı	~1660 °C
Akma (Mpa)	Min 795 MPA
Kopma (Mpa)	Min 860 MPA

Tablo 12. Ti6Al4V Fiziksel Özellikleri

Özellik	Ortalama Değer
Özkütle (g/cm ³)	4,42
Erime Sıcaklığı (°C±15°C)	1649
Özgül Isı (J/kg.°C)	560
Termal İletkenlik (W/m.K)	7,2

3.4.5 İmalat Yönteminin Seçimi

Uçaklar için jet veya pistonlu motorların üretimi, hammaddelerin son derece güvenilir hassas makinelerle dönüştürülmesini içerir. Geniş bir yüksek mukavemetli malzeme yelpazesinin kullanılmasını gerektirir.

Aft fan modülünde türbin ve fan rotoru aynı disk üzerine yerleştirildiğinden üretimi oldukça karmaşıktır. Üretimdeki bu karmaşıklığa bir çözüm olarak kanatlar ve rotor diskinin tek parça yani blisk şeklinde üretilmesi düşünülmektedir. Fan da bu tek parçaya dahildir. İşlenmemiş parçamız torna tezgahına bağlanıp shaft çapı açılır. Torna tezgahından çıkan parçamız step dosyasıyla birlikte 5 eksenli CNC tezgahına bağlanır. Bu tezgahda disk ve kanatçılar birlikte üretilmiş olurlar. İnconel sert bir alaşım olduğundan kullanılan uçların buna uygun olması gerekir.

Türbin diskleri kapalı kalıpta çapaksız dövme yöntemi ile de üretilebilir. Sıcak veya soğuk olarak uygulanan bu yöntemde kalıp tamamen kapanmakta ve çapak oluşmamaktadır. Bu nedenle, hammadde hacmi çok hassas bir şekilde kontrol

edilmelidir. Malzeme olarak avantaj sağlamakta fakat kalıp tasarımı ve işlemin kontrolü çok zor olmaktadır.

Şaft imalat yöntemi olarak ise çubuk olarak gelen 4140 çeliği torna tezgahında gerekli merkezlemeler yapıldıktan sonra istenilen boyutlarda ve toleranslarda talaş kaldırılarak işlenebilir.

3.5 Mekanik Tasarım ve Hesaplamaları

AFT fan modülünün mekanik tasarımı ve hesaplamaları türbin, disk ve fan için ayrı olarak yapılmıştır.

3.5.1 Türbin Mekanik Tasarım ve Hesaplamaları

Türbin, sıcak akışkandan gelen enerjiyi mekanik enerjiye dönüştüren yerdir. Bizim tasarladığımız aft fan modülünün türbininin çalışma prensibi, çekirdek motorunun içindeki türbinin çalışma prensibinden farkı, akışkandan alınan enerjiyi şaft vasıtasıyla kompresöre veya fana aktarmak yerine, mid platform vasıtasıyla türbin kanadının üstündeki fana aktarır.

Türbinin profil bağlantısı olarak blisk yöntemi seçilmiştir. Blisk olarak da adlandırılan entegre kanatlı rotorlar ve fan bölümlerinde yaygın olarak kullanılırlar. Blisk yöntemi, kanatların diske (vidalar, cıvatalar vb. ile) bağlanması ihtiyacını ortadan kaldırır. Böylece kompresördeki bileşenlerin sayısını sürtünmeyi ve ağırlığı azaltır. Hava sıkıştırma verimini artırır. Yalnızca yerden tasarruf etmekle ve daha hafif olmakla kalmaz, aynı zamanda daha iyi kanat aerodinamiğine de izin verir. Ayrıca montaj işini ve dolayısıyla maliyetleri düşürürler. Aynı takım tezgahında tek bir kurulumda üretilebilirler.

Blisk yönteminin dezavantajı, tek tek bıçakların kolayca değiştirilememesidir. Çatlamaya ve ardından arızaya yol açabilecek stres konsantrasyonlarını azaltmak için hasarlı alanın etrafındaki malzemenin çıkarılmasını gerekir. Ancak bu süreç aynı zamanda bliskin mekanik, dinamik ve aerodinamik özelliklerini de değiştirir.

Blisk üretim yöntemi bölüm 3.4.5'te ayrıntılı olarak anlatılmıştır.

Türbin kanat malzemesi, fan malzemesi ve diski malzemesi için Inconel 939 çeliği seçilmiştir. Çeliğin yoğunluğu $\rho=8150 \text{ kg/m}^3$ olarak alınmıştır.

3.5.1.1 Rotor kanadında oluşan maksimum merkezci gerilme (σ_c)

Rotor kanadında meydana gelen maksimum merkezci gerilme denklem 3.5.1 ile hesaplanmaktadır.

$$\sigma_c = \frac{\rho N^2 A \pi}{3600} \left(1 + \frac{A_t}{A_h} \right) \quad (\text{Denklem 3.5.1})$$

$$A = \pi(r_t^2 - r_h^2) \quad (\text{Denklem 3.5.2})$$

Tablo 13. Türbinden Gelen Girdi Değerleri

	Girişteki Yarıçap Değeri	Çıkıştaki Yarıçap Değeri	Ortalama Yarıçap Değeri
Rotor Tip Yarıçapı r_t	85.765 mm	87.008 mm	86.387 mm
Rotor Hub Yarıçapı r_h	68.338 mm	67.094 mm	67.716 mm

Bulunan değerler denklem 3.5.2’de yerine konulduğunda halkasal alan $A=0.00904 \text{ m}^2$ olarak bulunur. Kanat profilimiz prizmatik olması nedeni ile $A_t = A_h$ olur. Rotor kanadının tip alanı A_t , rotor kanadının hup alanı da A_h ile gösterilir.

Fandan gelen açısal hızımız (N) 30201.64 dev/dk’dır.

$$\sigma_c = \frac{8150 \times 30201.64^2 \times 0.00904 \times \pi}{3600} (1 + 1)$$

Bütün değerler denklem 3.5.1’de yerine yazılınca $\sigma_c = 117.291 \text{ MPa}$ olarak hesaplanmıştır.

Türbin kanatlarındaki emniyet katsayısı (E.K.) denklem 3.5.3 ile İnkoneel 939 çeliğinin akma gerilmesinin (1033 K için 406.791 MPa) hesaplanan gerilme değerine oranı 3.468 olarak hesaplanmıştır. Soğutma kullanılmayan türbin kanatlarının 25 saatlik bir süre dayanımı için yeterlidir. Oda sıcaklığında 579.16 MPa akma gerilmesi değeri için emniyet katsayımız 4.938’dir.

$$E. K. = \frac{\text{Akma gerilmesi}}{\sigma_c} \quad (\text{Denklem 3.5.3})$$

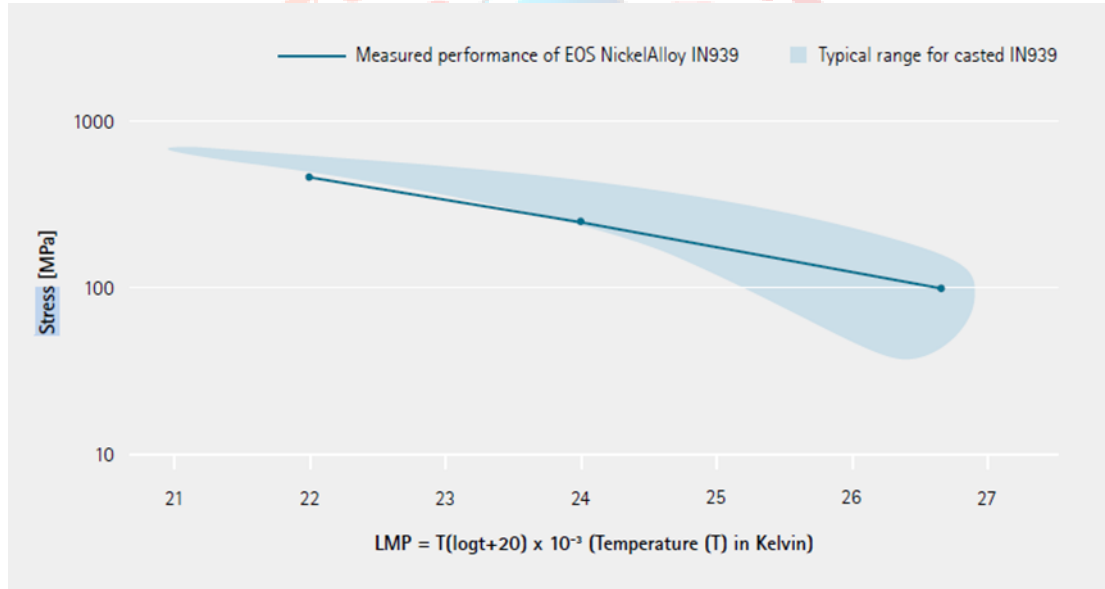
3.5.1.2 Türbin Ömür Hesabı

Türbinin ömür analizi Inconel 939 çeliğinin Şekil 28’de gösterilen Larson-Miller diyagramından hesaplanacaktır. Gelen giriş sıcaklığımız (1045 K) ve Von Mises gerilmesinden gelen değerle Larson Miller parametresi hesaplanır. Hesaplanan bu LMP değeri kullanılarak ömür (t_f) hesabı yapılır.

$$LMP = (T + 273)(20 + \log t_f) \times 10^{-3} \quad (\text{Denklem 3.5.4})$$

Şekil 28’de görüldüğü gibi Von Mises gerilmesi ne kadar düşük olursa ömrümüz o kadar yüksek çıkmaktadır. Tasarımımızda göz önünde bulunduracağımız önemli kriterlerden birisidir.

Şekil 28 Inconel 939 Çeliğinin Larson-Miller Diyagramı



Türbinin yapısal analizi ve türbinin titreşim analizleri ilerleyen aşamalarda AxStream programının AxStress modülü ile hesaplanması planlanmaktadır.

3.5.2 Disk Mekanik Tasarımı ve Hesaplamaları

Disk türbinle birlikte yekpare olarak üretilmesi planlanmaktadır. Türbinle disk profil bağlantısı olarak blisk yöntemi seçilmiştir. Diskin aksenal simetrik ve çember taşıyan kısmına canlı disk bölgesi denir. Bıçak ve disk direği gibi çember taşımayan kısma ise ölü ağırlık bölgesi denmektedir.

Diske, bıçak (ölü ağırlık) merkezkaç yükleri, dönme nedeniyle iç gövde yükleri, rim ve bore arasındaki termal yükler binmektedir. Bu yükler diskte çember yönüne

döndürülür. Bu nedenle diskin yeterli çember taşıma kabiliyetine sahip olması gerekir. Disk kendi ağırlığından dolayı dönerken bir hoop stress oluşturur.

Disk tasarım hesaplamalarından önce arıza modlarının bilinmesi gerekir. Bunlar burst, titreşim (HCF), LCF, sürünme ve dirençtir. Arıza modları hesaplarındaki bilinmeyen değerler detay tasarımı aşamasında hesaplanacaktır.

3.5.2.1 Burst (patlama)

Aşırı hız koşullarında, diskte ciddi bir arızanın oluşmaması için yeterli nihai mukavemete sahip olması gerekir. Diskte bir patlama varsa, kontrol altına alınamaz. Bu nedenle burst, disk boyutlandırma için önemli bir kriterdir. Çember gerilimi hızın karesi ile orantılıdır.

$$BR = \sqrt{\frac{S_{UT} \times MUF}{\sigma_{ort}}}$$

BR= Patlama hızı oranı

S_{UT} = Minimum nihai gerilme mukavemeti

MUF= Malzeme Kullanımı Faktörü

σ_{ort} = Canlı Diskte Ortalama Çember Gerilmesi

Canlı diskte ortalama çember gerilmesi denklem 3.5.5 ile hesaplanır.

$$\sigma_{ort} = \frac{p \times d}{4 \times t \times n} \quad (\text{Denklem 3.5.5})$$

d= küresel dairenin çapı

p=basınç

t=kalınlık

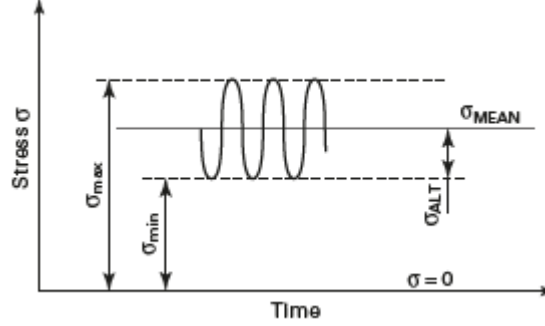
n=verim

Malzeme kullanımı faktörü 0.85 olarak alınmıştır. Nihai gerilme mukavemeti bir malzemenin kırılmaya karşı maksimum direncidir. Yük basit gerilim olarak uygulandığında bir inç kare kesit alanının taşıyabileceği maksimum yüke eşdeğerdir. Inconel 939'un nihai gerilme mukavemeti 1090 MPa'dır. 3 boyutlu tasarım yapıldıktan sonra bu hata modunun hesaplanması planlanmaktadır.

3.5.2.2 Titreşim

Tüm yapılar, titreşim modları olarak da bilinen doğal frekanslara sahiptir. Bir yapının doğal frekansları başka uyarı frekansı ile çakıştığında, uyarının büyüklüğüne ve sistemin sönümlenmesine bağlı olarak rezonans meydana gelebilir. Rezonans, yapının titreşim genliklerinin büyüdüğü tehlikeli bir olgudur. Rezonans, saniyeler içinde HCF

arızasına neden olabilir. Eğer tasarım iyi yapılmışsa, yüksek güç ve yüksek zamanlı çalışma bölgelerinde rezonanslar önlenebilir. 1 kHz'de titreşen bir türbin kanadının üç saatten daha kısa bir sürede 10 milyon döngü oluşturur.



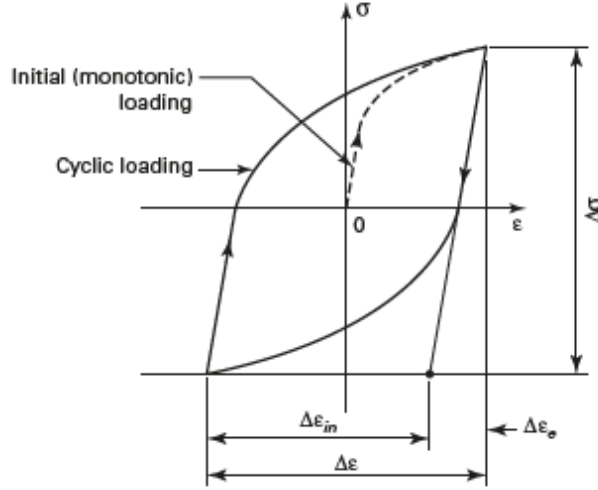
Şekil 29 Yorulma Stres Döngüsü

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

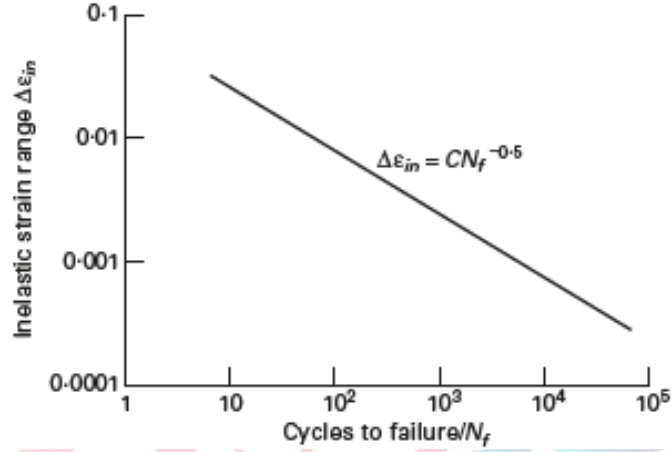
3.5.2.3 LCF

Gaz türbinlerinde çeşitli nedenlerden dolayı döngüsel yükler görülmektedir. Bu yükler zaman içerisinde parçanın hasar görmesine neden olabilir. 10^5 döngüden sonraki döngülerde yorulma yüksek döngülü yorulma (HCF) adını, altındaki döngülerde düşük döngülü yorulma (LCF) adını alır.

LCF arızaya kadar olan düşük sayıdaki döngü ile ilişkilidir. Genellikle 10^4 ve 10^5 döngü arasında olur. Uçak yapılarında ve motorlarında her uçuş bir LCF döngüsünü temsil eder. Sadece mekanik yükler değil, termal yükler de yorulmaya neden olabilir. LCF ömrü hesaplamaları için Elastik Von Mises gerilimi kullanılır.



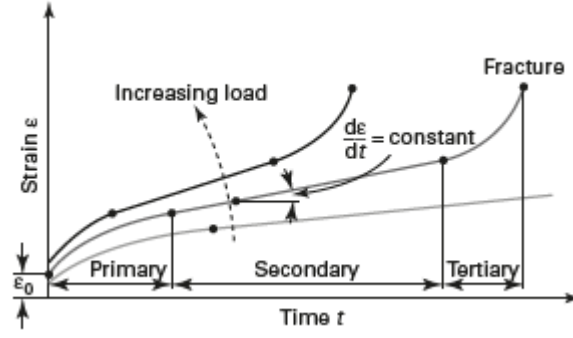
Şekil 30 Döngüsel Gerilim-Gerilme Aralığı Diyagramı



Şekil 31 Manson-Coffin LCF Yaşam Korelasyonu

3.5.2.3.1 Sürünme

Gerilim seviyesi akma dayanımının çok altında olsa bile kalıcı gerilim zamanla birikir. Bu kalıcı deformasyona sürünme denir. Yüklenen bileşenler, uzun süreler boyunca yüksek sıcaklığa maruz kalabilir. Seyir sırasındaki bir uçak motoru veya temel yüklü bir endüstriyel gaz türbini uzun süre yüksek sıcaklığa maruz kalırlar. Mutlak sıcaklığın mutlak erime sıcaklığına oranı 0,5'i aştığında, çoğu gaz türbini malzemesi için sürünme bir sorun haline gelir.



Şekil 32 Sürünme Eğrileri

Bu kalıcı deformasyon 3 aşamada incelenir. (Şekil 32) Bunlar birincil, ikincil ve üçüncül aşamadır.

Birincil sürünme sırasında, sürünme hızı başlangıçta yüksektir ve dengeye ulaşılan kadar zamanla azalır. İkincil faz sırasında sürünme hızı sabittir ve minimum bir değere sahiptir. Bu nedenle kalıcı deformasyon tahmin edilebilir. Genellikle parçalar ikincil sürünme bölgesinde çalışacak şekilde tasarlanır. Sürünme hızı giderek arttığında, bileşende boşluklar oluşmaya, boyun verme sıklıkla görülmeye başlar. Malzeme üçüncül faza geçmiş olur ve bozulmaya başlar.

Larson–Miller parametresi: $LMP = (T + 273)(20 + \log t_f) \times 10^{-3}$

Larson–Miller parametresi sayesinde parçanın ömür hesabı yapılabilmektedir. Von Mises gerilmesine karşılık gelen LMP değeri Inkonel 939 çeliğinin Larsson-Miller diyagramından bulunur. Diyagram bölüm 3.5.1.2’deki Şekil 28’de gösterilmiştir. Denklemdaki t_f değeri bulunarak ömür hesabı yapılmış olur.

3.5.2.4 Disk Teğetsel Kesme Gerilmesi (τ_d)

Teğetsel disk kesme gerilimi denklem 3.5.6 ile hesaplanır.

$$\tau_d = \frac{HP}{2\pi r^2 W_d \omega} \quad (\text{Denklem 3.5.6})$$

HP = kesme gerilimi x alanı x hızı

Türbin disk genişliği (W_d), disk yarıçapı (r), açısal hızı (ω) değerleri bulunup formülde yerine yazılınca teğetsel disk kesme gerilimi hesaplanmış olur.

3.5.2.4.1 Türbin Diski Üzerindeki Uniform Gerilmeler (σ_d)

Türbin diski üzerindeki uniform gerilmeler denklem 3.5.7 ile hesaplanmıştır. Denklemde $r_r=0.077051 m$ olarak alınmıştır. Yapılan hesaplama sonucunda türbin diski üzerindeki uniform gerilme değerinin 121.739 MPa olduğu tespit edilmiş olup hesaplanan değer Inconel 939 çeliğinin emniyet sınırları içerisinde yer almaktadır.

$$\omega=3162.71 \text{ rad/s}$$

$$\omega r_r = \sqrt{\frac{4\sigma_d}{\rho}} \quad (\text{Denklem 3.5.7})$$

3.5.2.4.2 Türbin Diski Üzerindeki Radyal ve Teğetsel Termal Gerilmeler ($\sigma_{tr}, \sigma_{t\theta}$)

Türbin diski üzerindeki radyal ve teğetsel termal gerilmeler denklem 3.5.8 ve denklem 3.5.9 ile hesaplanmıştır. Denklemlerdeki α termal genişleme katsayısı olup bu değer Inconel 939 çeliği için $1.529 \times 10^{-5} \left(\frac{1}{K}\right)$ 'dir. Inkonel 939 çeliğinin türbin giriş sıcaklığı olan 1045 K'deki elastisite modülü (E) değeri 689.476 GPa'dır. Türbin çıkış sıcaklığımız 971.7908 K, r_h disk yarıçapıdır. 3 boyutlu disk tasarımı yapıldıktan sonra detay tasarım aşamasında diskteki radyal ve teğetsel termal gerilme hesaplamalarını yapılması planlanmaktadır.

$$\sigma_{tr} = \frac{\alpha E \Delta T}{3} \left(1 - \frac{r}{r_h}\right) \quad (\text{Denklem 3.5.8})$$

$$\sigma_{t\theta} = \frac{\alpha E \Delta T}{3} \left(1 - 2 \frac{r}{r_h}\right) \quad (\text{Denklem 3.5.9})$$

T-axi programı kullanılarak disk detay tasarımı yapılacaktır.

3.5.3 Fan Mekanik Tasarımı ve Hesaplamaları

Fan, türbinden gelen mekanik enerjiyi basınçlandırarak türbindeki itkiye katkı sağlar.

Fan kanatlarının merkezci gerilmesi ve ömür hesabı yapılmıştır.

Fan kanatlarında arıza modları olarak yorgunluk, kuş çarpması, erozyon ve korozyon görülür. Diskte ise patlamaya, LCF ve HCF hatalarına yol açabilir. Fan tasarımında bu parametreler dikkate alınması gerekir.

3.5.3.1 Fanda meydana gelen maksimum merkezci gerilme (σ_c)

Fan da meydana gelen maksimum merkezci gerilme değeri denklem 3.5.1 ile hesaplanmaktadır.

Tablo 14. Fandan Gelen Girdi Değerleri

	Girişteki Yarıçap Değeri	Çıkıştaki Yarıçap Değeri	Ortalama Yarıçap Değeri
Fan Tip Yarıçapı r_t	104.43 mm	102.809 mm	103.62 mm
Fan Hub Yarıçapı r_h	88.765 mm	90.387 mm	89.576 mm

Fandan gelen değerler denklem 3.5.2 de yerine konulduğunda halkasal alan $A=0.008524 m^2$ olarak bulunur. Fan kanadının tip alanı A_t , fan kanadının hup alanı da A_h ile gösterilir.

Fandaki açısal hızımız (N) 30201.64 dev/dk'dır. Bütün değerler denklem 3.5.1'de yerine yazılınca $\sigma_c = 110.596$ MPa olarak hesaplanmıştır.

Fan kanatlarındaki emniyet katsayısı (E.K.) türbinde hesaplandığı gibi bulunur. Malzememizin akma gerilmesinin (1033 K için 406.791 MPa), σ_c 'ye oranı bize emniyet katsayısını verir. Bu değer 3.678 olarak hesaplanmıştır. Fan kanatlarının 25 saatlik bir süre dayanımı için yeterlidir. Oda sıcaklığında 579.16 MPa akma gerilmesi değeri için emniyet katsayımız 5.237'dir.

3.5.3.2 Fan Ömür Hesabı

Fanın ömür analizi Şekil 28'de gösterilen Larsson-Miller diyagramından hesaplanacaktır. Fana gelen giriş sıcaklığımız (288.15 K), Von Mises gerilmesinden gelen değerle birlikte Larson Miller parametresi hesaplanır. Hesaplanan bu LMP değeri kullanılarak ömür (t_f) hesabı yapılır.

Fan kısmı türbin rotoruna nazaran daha soğuk bir bölgede çalıştığından ve rotor malzemesiyle aynı olduğundan dolayı ömür hesabı türbin rotoruna göre daha yüksek çıkmaktadır. O yüzden disk, türbin ve fan tasarımı, blisk yöntemiyle tek parça üretileceğinden, tasarımın ömür hesabı daha kritik olan, türbin dikkate alınarak yapılması gerekmektedir.

3.6 Termal Hesaplamalar

Aft fan modülü için termal hesaplamalar, en yüksek sıcaklığa maruz kalan türbin kanatçıkları, iç mahfaza (shroud) ve modül dış mahfazası (casing) için yapılmıştır.

3.6.1 Türbin Kanatçığı Termal Hesabı

Termal hesaplamalar türbin kanatçıkları için kullanılan malzemenin seçiminde önemli bir rol oynar. Yapılan hesaplamalar ile doğru malzemenin seçimi amaçlanır. Hesaplamamız geometri, malzeme, performans ve aero'dan gelen çeşitli parametreler kullanılarak Python programı ile yapılmıştır. Tablo 15'de giriş parametreleri verilmiştir.

Tablo 15. Türbin Kanatçığı Termal Hesabı Giriş Parametreleri

T05	1045 K	r_t	0.08475 m
P05	189 kPa	r_h	0.06935 m
Z kanatçık sayısı	42	\dot{m}_{toplam}	0.690 kg/s

Türbin bıçaklarının geometrisi gereği bıçağın ön burun kısmı, yanma odasından gelecek olan yüksek sıcaklıktaki akışkanla ilk temas edeceği bölgedir. Bu bölgeye yüksek sıcaklıkta gelen akışkan burun kısmına çarptıktan sonra bıçağın emme ve basma yüzeylerine ayrılarak devam etmesi beklenmektedir.

Gelen akışkanın enerjisinin bir kısmını burada aktarması ve iki bölgeye ayrılmasından dolayı bıçak geometrisi sıcaklık dağılımını göz önüne aldığımızda ön kısmın diğer bölgelerden daha fazla sıcak olması beklenmektedir. Bu durum göz önüne alındığında bıçağımızın sıcaklıktan etkilenecek en kritik bölgesi olarak ön burun kısmı gelmektedir. O yüzden bıçak geometrisini tek bir plaka gibi çözüm yapmak doğru bir sonuç vermeyeceği düşünülerekten bıçak chord boyunca 5 parçaya ayrılarak çözüme gidilmiştir.

3.6.1.1 Hesaplama Adımları

Adım 1 Kontrol Hacminin Belirlenmesi

Isı transferi hesabı için bütün bir sistemi seçmek yerine bir kanat üzerine gelen akış incelemek üzere bir kontrol hacmi oluşturulmuştur.

Oluşturulan kontrol hacminin giriş kesit alanı Denklem 3.6.1 kullanılarak hesaplanır.

$$A = 2 \times \pi \times (r_t^2 - r_h^2) / Z \quad (3.6.1)$$

$$A = 0.000355 \text{ m}^2$$

Seçilen kontrol hacmine giren debiyi belirlemek için Denklem 3.6.2 'den yararlanılmıştır.

$$\dot{m}_{kh} = \frac{\dot{m}_{toplam} \times 2}{Z} \quad (3.6.2)$$

$$\dot{m}_{kh} = 0.0328 \text{ kg/s}$$

Adım 2 Kontrol Hacminin Statik Değerlerinin Belirlenmesi

Kontrol hacmine giren akışın hızının bulunması için debi denklemi ($m = \rho VA$) kullanılır. Burada kullanılan statik yoğunluk değeri bilinmediğinden bir iterasyon yapılması gerekmektedir. Bunun için hesaplamalara toplam yoğunluk değerinden başlayıp, statik sıcaklık ve basınçların bulunmasıyla statik yoğunluğun hesaplandığı ve bu değer tekrar sürece dahil edildiği bir iterasyon sürecine gidilmiştir. Yeteri yakınsamadan sonra statik değerler, hız, mach sayısı ve yoğunluk gibi parametreler hesaplanmıştır.

$$V = \frac{\dot{m}_{kh}}{\rho_{toplam} \times A} \quad (3.6.3)$$

$$T_s = T_{toplam} - \frac{V^2}{2C_p} \quad (3.6.4)$$

$$P_s = P_{toplam} \times \left(\frac{T_s}{T_{toplam}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.6.5)$$

$$\rho = \frac{P_s}{R \times T_s} \quad (3.6.6)$$

$$M_1 = \frac{V}{\sqrt{\gamma R T_{toplam}}} \quad (3.6.7)$$

M_1	= 0.239	P_s	= 181,06 kPa
V	= 160,23 m/s	ρ	= 0,61 kg/m ³
T_s	= 1033,81 K		

Adım 3 Adyabatik Duvar Sıcaklığının Hesabı

T_{aw} adyabatik duvar sıcaklığı Denklem 3.6.8 kullanılarak hesaplanır.

$$T_{aw} = T_{toplam} \times \left(1 + r \times \frac{(\gamma - 1)/2}{M_1^2}\right) \quad (3.6.8)$$

$$T_{aw} = 1054.86 K$$

Adım 4 Reynold Sayısının Hesabı

Kullanılacak olan ısı transfer denklemlerini belirlemek için akışkan kontrol hacmi içerisine giren akışkanın Reynold sayısı Denklem 3.6.9 kullanılarak hesaplanır.

$$Re_D = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (3.6.9)$$

Burada viskozite değeri μ , sıcaklığa bağlı olarak değişeceği için Denklem 3.6.10 kullanılarak hesaplanmıştır ve sonuçlar akışkan için verilen özellik tablolarından kontrol edilmiştir.

$$\mu = 1,716 \times \frac{(273,15 + 110,4)}{T_{toplam} + 110,4} \times \left(\frac{T_{toplam}}{273,15} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (3.6.10)$$

$$\mu = 4,26 \times 10^{-5} Pa * s$$

Adım 5 Burun Bölgesi İçin Isı Transfer Katsayısı Hesabı

Bıçak burun kısmı şekil itibariyle bir silindire benzediği için ve hesaplanan Reynold sayısı göz önüne alındığında bu bölge için hesaplamalar ön burun bölgesi için silindir benzeşimi zorlanmış dış taşınım olarak kabul edilmiştir. Kabul edilen silindir çapı $D=0,0015$ olarak alınmış ancak daha iyi bir sonuç vermesi için silindirin tamamının hesaba katılması yerine yaklaşık olarak emme yüzeyinde ve basma yüzeyinde 75° lik toplamda 150° lik bir bölgeyle temas ettiği düşünülerek, Denklem 3.6.11 ve 3.6.12 yardımıyla ön burun bölgesi için ısı transferinin gerçekleşeceği alanlar hesaplanabilir.

$$A_1 = 9,8538 \times 10^{-5} \times (\alpha_1)^2 - 5,0218 \times 10^{-4} \times (\alpha_1) + 1,3580 \quad (3.6.11)$$

$$A_2 = 9,8538 \times 10^{-5} \times (\alpha_2)^2 - 5,0218 \times 10^{-4} \times (\alpha_2) + 1,3580 \quad (3.6.12)$$

Denklem 3.6.13 kullanılarak burun bölgesi için Nusselt sayısı hesaplanmıştır. Daha sonra Denklem 3.6.14 yardımıyla burun bölgesi için dış ısı transfer katsayısı hesaplanmıştır.

$$Nu = \frac{(A_1 \times Re_D^{0,5} Pr^{0,3} + A_2 \times Re_D^{0,5} Pr^{0,3})}{2} \quad (3.6.13)$$

$$Nu = 54.81$$

$$h_1 = \frac{Nu \times D}{k} \quad (3.6.14)$$

$$h_1 = 5140.87 \text{ W/Km}^2$$

Adım 6 Emme-Basma Yüzeyleri için Isı Transfer Katsayısı Hesabı

Beş parçaya ayırdığımız bıçak geometrisinin burun bölgesi için hesaplanan dış ısı transfer katsayısından sonra bıçak geometrisin kalan diğer dört bölge için düz plaka benzeşimi yapılmıştır. Akışın durumuna göre tekrardan Reynold sayısı hesaplanır. Emme ve basma yüzeyinin geometrik yapısı gereği Denklem 3.6.15 ve Denklem 3.6.16'deki denklemler yardımıyla her iki bölgedeki Nusselt sayıları hesaplanmıştır.

Laminer bölge için:

$$Nu_{x,l} = 0,332 \times Re_{x,cr}^{0,5} Pr^{1/3} \quad (3.6.15)$$

Türbülanslı bölge için:

$$Nu_{x,t} = 0,0296 \times Re_x^{0,8} Pr^{1/3} \quad (3.6.16)$$

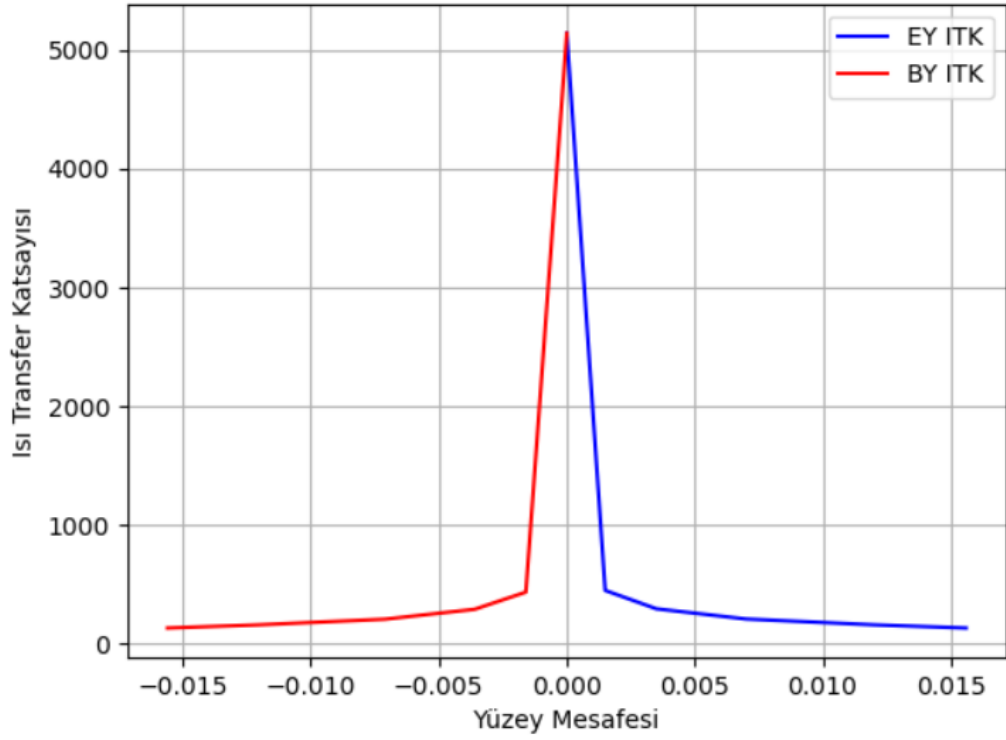
Hesaplanan Nusselt sayılarına göre her bölge için Denklem 3.6.17 yardımıyla emme ve basma yüzeylerindeki dış ısı transfer katsayıları hesaplanır.

$$h_p = \frac{Nu \times x_l}{k} \quad (3.6.17)$$

Emme ve basma yüzeyleri için hesaplanan dış ısı transfer katsayıları Tablo 16'da verilmiştir.

Tablo 16. Emme- Basma Yüzeyi Dış Isı Transfer Katsayıları

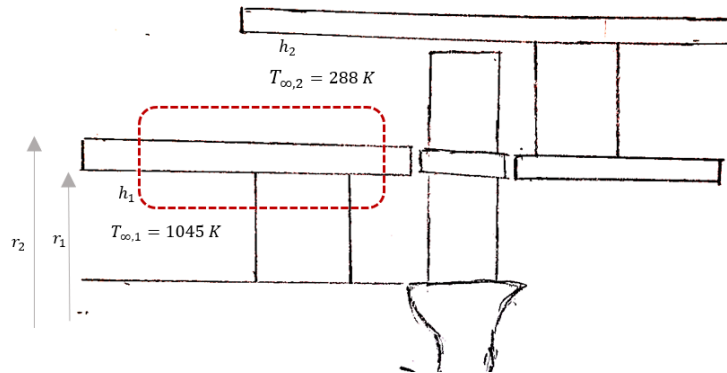
Katsayı h, (W/(m ² K))	Emme Yüzeyi	Basma Yüzeyi
h_1	5140.87	5140.87
h_2	448.15	433.92
h_3	293,38	289.28
h_4	207.45	205.99
h_5	158,44	157,79
h_6	131.58	131.58



Şekil 33 Isı Transfer Katsayısının Chord Mesafesi Boyunca Emme ve Basma Yüzeylerine Göre Dağılımı

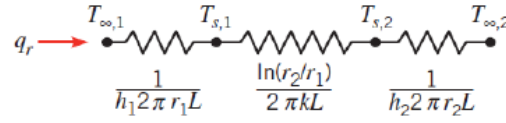
3.6.2 İç Mahfaza (Shroud) Termal Hesabı

Aft Fan modülünün iç mahfaza kısmı, çekirdek motordan çıkan yüksek sıcaklıktaki akışkanlara maruz kaldığından buradaki termal hesaplamalar kritik öneme sahiptir. Kavramsal tasarım sürecinde hesaplamalarda bir boyutlu direnç ağı yaklaşımı kullanılmıştır. Isı transfer hesabının yapılacağı bölge Şekil 34’de gösterilmektedir.



Şekil 34 İç Mahfaza (Shroud) Kesiti

Denklem 3.6.18’de radyal sistemlerde kullanılan temel ısı transfer denklemi verilmiştir.



$$q_r = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{\frac{1}{2\pi r_1 L h_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k L} + \frac{1}{2\pi r_2 L h_2}} \quad (3.6.18)$$

Denklemden de anlaşılacağı üzere hesaplamaların yapılabilmesi için h_1 ve h_2 ısı transfer katsayılarının bilinmesi gerekir.

Bu katsayıların bulunabilmesi için akışın geçtiği bu iki bölgede zorlanmış iç taşınım yaklaşımı yapılır. Ardından bu bölgelerdeki akışın laminar mi türbülanslı mı olduğunu anlamak için Reynold sayısı hesaplanır. Böylelikle hesaplamalar için uygun denklemlerin seçimine gidilir.

$$Re_D = \frac{\rho V D}{\mu}, \quad D = 2(r_d - r_i) \quad (3.6.19)$$

Hesaplamalar sonucu akışın her iki bölgede de türbülanslı olduğu görülmüştür. Nusselt sayısı hesabı için Denklem 3.6.20’deki Petukhov korelasyonu kullanılmıştır.

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.6.20)$$

Bu denklem $3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$ aralığı için uygundur.

Burada f sürtünme faktörü, Denklem 1.1.1.21’deki gibi bulunabilir. [Yunus A. Çengel]

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (3.6.21)$$

Nusselt sayısının hesaplanması ile birlikte ısı transfer katsayıları Denklem 3.6.22’deki gibi hesaplanır. Denklemdeki k değeri akışkanın ısı değerini, D ise hidrolik çapı ifade etmektedir.

$$h = \frac{Nu \times D}{k} \quad (3.6.22)$$

Isıl transfer katsayıları hesaplandıktan sonra gerçekleşmesi beklenen ısı transferi hesaplanabilir. Hesaplama birim uzunluk başına yapılmış olup ($L = 1 \text{ m}$) motor nihai ölçüleri ile birlikte toplam ısı transferi hesaplanacaktır.

Duvarın iç dış yüzey sıcaklıkları ise ısı transferi miktarı bilindiği için Denklem 3.6.23 ile hesaplanabilir.

$$q_r = \frac{T_{\infty,1} - T_{i\dot{c}}}{\frac{1}{2\pi r_1 L h_1}} \quad , \quad q_r = \frac{T_{dış} - T_{\infty,2}}{\frac{1}{2\pi r_2 L h_2}} \quad (3.6.23)$$

Tablo 17 ve Tablo 18’de hesaplamada kullanılan giriş parametreleri ve hesaplama sonuçları verilmiştir.

Tablo 17. İç Mahfaza (Shroud) Termal Hesabının Giriş Parametreleri

			Fan bölgesi	Türbin bölgesi
r_1	0.084 m	ρ	1,06 kg/m ³	0,61 kg/m ³
r_2	0.088 m	V	170 m/s	160,23 m/s
L	1 m	T_{∞}	288 K	1045 K
k_a	7.2 W/mK	D	0.0313 m	0.0308 m

Tablo 18. İç Mahfaza (Shroud) Termal Hesabı Sonuçları

			Fan bölgesi	Türbin bölgesi
h_1	570.80 W/m ² K	Reynold Sayısı Re_D	286505.3	66871.11
h_2	629.36 W/m ² K	Nusselt Sayısı Nu	692.7	249.98
$T_{i\dot{c}}$	716.8 K	Hava dinamik viskozitesi μ	$1,98 \times 10^{-5}$	$4,26 \times 10^{-5}$ Pa.s
$T_{dış}$	614.2 K	Hava termal iletkenliği k	0.0284	0.070 W/(m K)
q_r	99.7 kW	Prandtl Sayısı Pr	0.710	0.731

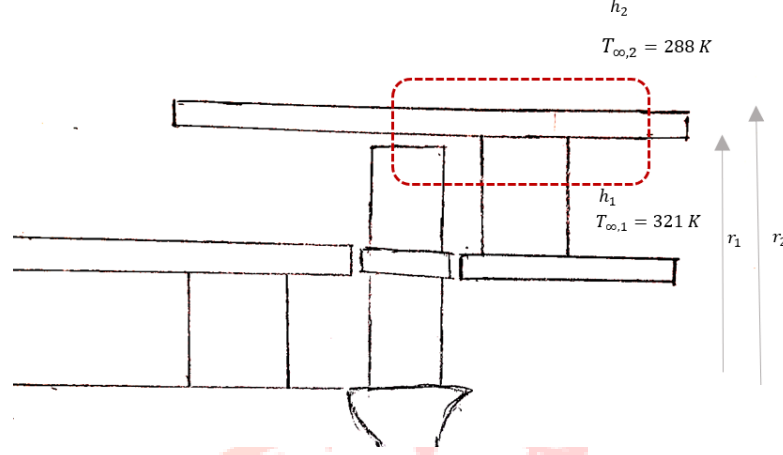
Değerlendirme

Hesaplamalar birim uzunluk başına (L=1m) yapıldığından toplam ısı transferi yüksek çıkmıştır. Nihai modül ölçülerinin belirlenmesi ile birlikte bu değerin düşmesi beklenmektedir. Bu rağmen gerekli görülmesi halinde iç yüzeye ısıl kaplama yapılacaktır.

3.6.3 Dış Mahfaza (Casing) Termal Hesabı

Aft fan modülünün dış mahfazası (casing) için iç mahfaza kısmı ile benzer şekilde bir boyutlu termal hesaplamalar yapılabilir. Burada temel fark dış bölgenin durağan hava koşulları olmasıdır. Diğer bir ifadeyle bu bölgede doğal dış taşınım gerçekleşir. Dolayısıyla h_2 ısıl transfer katsayısı hesaplanırken bu yaklaşıma göre hareket edilmiştir. h_1 katsayısı hesabında ise zorlanmış iç taşınım yaklaşımı yapılabilir ve

hesaplama adımları shroud kısmında anlatıldığı gibidir. Isı transfer hesabının yapılacağı bölge Şekil 35'te gösterilmektedir.



Şekil 35 – Dış Mahfaza (casing) Kesiti

Hesaplamaların fan akış sıcaklığının en yüksek olduğu ve dolayısıyla en yüksek ısı transferinin beklendiği kademe çıkış noktasına göre yapılması düşünülmektedir. h_2 ısı transfer katsayısı için nusselt sayısı bulunurken Denklem 3.6.24'ten yararlanılabilir.

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.6.24)$$

Burada Rayleigh sayısı Ra_D , Denklem 3.6.25' deki gibi bulunabilir.

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_\infty) \times D^3}{\nu^2} Pr \quad (3.6.25)$$

Değerlendirme

Kavramsal tasarım aşamasında nispeten daha sıcak olan türbin bölgesi için termal hesaplamalar yapılmıştır. Casing ve diskin termal hesaplamaları detay tasarımda ilave edilecektir.

3.7 Eksenel Yük Hesaplamaları

Gaz türbinli motorlarda kullanılan rulmanlar belirli eksenel yüklenme değerlerinde çalışabilmektedir. Bu sebeple şaft vasıtasıyla rulmanlara gelen eksenel yükleri tanımlamak ve gerektiği takdirde ikincil hava sistemleri yardımıyla optimize etmek gerekir.

Aft fan modülümüzün rulmanlarına gelen eksenel yükler;

- Ana akışta fan ve türbin kanatları üzerindeki aerodinamik yükler
- Ana akışta fan ve türbin platform yükleri
- Dahili bileşen (diskler ve döner bileşenler) yükleri

Şeklinde tanımlanmaktadır.

Yapılan hesaplamalar motor maksimum dönme hızları ve güçlerinin kullanıldığı tasarım koşulunda yapılmıştır. Böylelikle maksimum eksenel yükün bulunması amaçlanmıştır.

3.7.1 Disk Eksenel Yük Hesabı

Rotor diskinе gelen kuvvetler TEİ teknik rehber dokümanında önerilen method 4 ile hesaplanmıştır. Bu yöntem radyal yöndeki momentum denklemlerinin belirli kabuller yapılarak sadeleştirilmesine dayanır. Disk eksenel yük hesabı Denklem 3.7.1'e göre yapılmıştır.

$$F = \pi p_2 (b^2 - a^2) - \frac{\pi \rho \beta^2 \Omega^2 b^2}{2} (b^2 - a^2) + \frac{\pi \rho \beta^2 \Omega^2}{4} (b^4 - a^4) \quad (3.7.1)$$

Burada b ve a sırasıyla üst ve alt yarıçapları temsil etmektedir. β değeri ise boşluk içindeki havanın ve diskin teğetsel hızlarının oranıdır. β değeri için 0.5 kabulü yapılarak belli bir hata dahilinde disk hesabı yapılmıştır. Excel üzerinden yapılan hesaplamaların sonuçları Tablo 19'da verilmiştir.

Tablo 19. Disk Eksenel Yük Sonuçları

DİSK-Eksenel Kuvvet -4										
	Yön(---->+)	R2(m)	R1(m)	Ps2(Pa)	To(K)	n(d/dk)	omg(rad/s)	rho	Beta	Kuvvet(N)
Disk Ön Cavity	1	0.0683	0.03	148440	986.08	30200	3162.946667	0.524513775	0.5	1741.332969
Disk Arka Cavity	-1	0.067	0.03	130491	960.56	30200	3162.946667	0.473341045	0.5	-1459.521584
									Fdisk_toplam [N]	281.811385

Burada R1 diskin ikincil havayla yaptığı ilk temas noktasının yarıçapını (Rmin) ,R2 son temas noktasını(Rhub) temsil etmektedir. Ps2 ve To değerleri ise sırasıyla rotor bıçak köklerindeki statik basınç ve sıcaklık değerleridir.

3.7.2 Aero Eksenel Yük Hesabı

Kavramsal tasarım aşamasında CFD analizleri yapılmadığından aero eksenel yükü basit denklemler kullanılarak, fan ve türbin bıçakları için ayrı ayrı hesaplanmıştır.

3.7.2.1 1.2.1 Hesaplama Adımları

Toplam aero kuvveti Denklem 3.7.2'deki gibi bulunur.

$$F_{aero} = F_{axial} + F_{platform} + F_{mom} \quad (3.7.2)$$

Burada, F_{axial} kuvvetinin hesabı için daha doğru sonuçlar veren, sabit basınç kabulü yerine basıncın bıçağın kökünden ucuna doğru değişimini dikkate alan, Denklem 3.7.3 kullanılmıştır.

$$F_{axial} = \frac{2\pi A_i}{3} (r_{1t}^3 - r_{1h}^3) + \pi B_i (r_{1t}^2 - r_{1h}^2) \quad (3.7.3)$$

A_i ve B_i katsayıları şu şekilde hesaplanabilmektedir.

$$A_i = \frac{P_{1t} - P_{1h}}{r_{1t} - r_{1h}} \quad (3.7.4)$$

$$B_i = P_{1h} - A_i \times r_{1h} \quad (3.7.5)$$

h , t indisleri sırasıyla kanat kök (hub) ve uç (tip) kısımlarını temsil etmektedir. Ayrıca 1 ve 2 numaralı istasyonlar ise rotor giriş ve çıkış noktalarını göstermektedir.

$F_{platform}$ kuvveti fan ve türbin kanatlarının kök ve uç kısımlarında değişen yarıçaplar kaynaklı bir kuvvettir.

$$F_{platform} = F_{platform,h} + F_{platform,t} \quad (3.7.6)$$

Platform kuvveti Denklem 3.7.7'de ortalama basınç kabulü yapılarak fan ve türbin kanatlarının kök ve uç kısımları için hesaplanmıştır. Platform yüklerinin yönü genişleyen türbin kısmı için negatif, daralan fan kısmı için pozitifdir.

$$F_{platform,i} = \frac{(P_{1i} + P_{2i})}{2} \cdot A_i \quad (3.7.7)$$

$$A_h = (r_{1i}^2 - r_{2i}^2) \cdot \pi \quad (3.7.8)$$

F_{mom} kuvveti ise belli bir debide ve hızda gelen akışın oluşturduğu momentumdan kaynaklı kuvveti temsil etmektedir ve şu şekilde hesaplanır.

$$F_{mom} = m_a \cdot V_1 \cdot (1) + m_a \cdot V_2 \cdot (-1) \quad (3.7.9)$$

3.7.2.2 Hesaplama Sonuçları

Türbin ve fan için yapılan aero eksenel yük hesabının sonuçları Tablo 20 ve Tablo 21 'de verilmiştir.

Tablo 20. Türbin Aero Eksenel Yük Sonuçları

TÜRBİN AERO-eksenel kuvvet									
F_eksenel		Yön(----> +)	Ps,t(Pa)	Ps,h(Pa)	R,tip(m)	R,hub(m)	A_i	B_i	Fx [N]
F_eksenel	inlet	1	159511	148440	0.0857	0.0683	636264.3678	104983.1437	1297.953379
	outlet	-1	130774	130491	0.087	0.067	14150	129542.95	-1264.073107
								Fx_t [N]	33.88027285
F_platform_h		Yön(----> +)	Ps_hub	R1(m)	Alan(m2)	Fhub(N)			
	inlet	-1	148440	0.0683	0.000552646	-77.07510371			
outlet	130491		0.067						
F_platform_t		Yön(----> +)	Ps_tip	R1(m)	Alan(m2)	Fhub(N)			
	inlet	-1	159511	0.0857	-0.00070541	102.3850319			
outlet	130774		0.087						
						Fplatform_toplam [N]	25.30992817		
								Faero_toplam [N]	
F_moment		Yön(----> +)	m4(kg/s)	V(m/s)	Fm(N)				
	inlet	1	0.69	333.436	230.07084	180.060261			
outlet	-1	0.69	158.262	-109.20078					
					Fm_t [N]	120.87006			

Tablo 21. Fan Aero Eksenel Yük Sonuçları

FAN AERO-eksenel kuvvet									
F_eksenel		Yön(----> +)	Ps,t(Pa)	Ps,h(Pa)	R,tip(m)	R,hub(m)	A_i	B_i	Fx [N]
F_eksenel	inlet	1	83858	83858	0.1044	0.0887	0	83858	798.6864182
	outlet	-1	116571	114390	0.1028	0.0903	174480	98634.456	-875.8692892
								Fx_t [N]	-77.18287102
F_platform_h		Yön(----> +)	Ps_hub	R1(m)	Alan(m2)	Fhub(N)			
	inlet	1	83858	0.0887	-0.000899869	-89.19859493			
outlet	114390		0.0903						
F_platform_t		Yön(----> +)	Ps_tip	R1(m)	Alan(m2)	Fhub(N)			
	inlet	1	83858	0.1044	0.001041636	104.3870149			
outlet	116571		0.1028						
						Fplatform_toplam [N]	15.18841996		
								Faero_toplam [N]	
F_moment		Yön(----> +)	m4(kg/s)	V(m/s)	Fm(N)				
	inlet	1	1.725	170	293.25	-120.0924511			
outlet	-1	1.725	203.68	-351.348					
					Fm_t [N]	-58.098			

Sonuç olarak Aft fan modülüne ait eksenel yükler Tablo 22'deki gibidir.

Tablo 22.Eksenel Yük Sonuçları

Disk kuvveti (N)	281.811385
Türbin Aero (N)	180.060261
Fan Aero (N)	-120.0924511
Toplam Kuvvet (N)	341.779195

3.8 Rulman Seçimi, Rulman Yüğü ve Ömür Hesabı

3.8.1 Rulman Seçimi

Eksenel ve radyal yükler hesaplandıktan sonra rulman seçimi yapılmıştır. Yapılan seçimde yüklerle birlikte şaftın dönme hızının da önemli bir etkisi olmuştur. Ayrıca motorun yüksek sıcaklıklara ulaşmasından dolayı rulman seçim malzemesi de dikkate alınarak yapılmıştır. Araştırmalar sonucunda hem eksenel yük hemde radyal yük taşıyabilen ve de yüksek şaft hızlarına çıkabilen açısız temaslı radyal rulmanlar tercih edilmiştir.

Yapılan bu değerlendirme sonucunda GRW firmasının yüksek hızlı açısız temaslı rulmanlar kataloğundan SV7003 E TA rulmanı seçilmiştir. Tablo 23'de seçmiş olduğumuz rulmanın özellikleri görülmektedir.

Tablo 23. SV7003 E TA Rulman Özellikleri

GRW designation	Main dimensions in [mm] [inch]			Load ratings acc. to DIN ISO		Ball set	Limiting speeds*	Preload				
	d	D	B	C ₀ [N]	C _r [N]			Z	D _w [mm] [inch]	Oil [min ⁻¹]	Grease [min ⁻¹]	(L) light [N]
SV7003 E TA	17.00 .6693	35.00 1.3780	10.00 .3937	4571	6817	14	4.763 .1875	56000	46000	34	102	205

3.8.2 Rulman Yüğü Hesabı

Yapılan rotordinamiği analizleri sonucu rulmanlara gelen radyal kuvvetler Tablo 24'de verilmiştir. Ayrıca eksenel yük hesaplamaları sonucu toplam eksenel yük sağa doğru 341,86 N olarak bulunmuştur.

Tablo 24. Rulmanlara Gelen Yükler

	Ön Rulman	Arka Rulman
Radyal Yük	46,29 N	56,09 N
Eksenel Yük	341,86 N	

Seçilen açısız nokta temaslı rulmanların yerleştirilmesi Tablo 25’de gösterildiği gibi X veya O tertibi şeklinde yapılmaktadır. Rulmanın taşıyacağı kuvvetler ve yerleşim biçimleri göz önüne alındığına X tertibi bir yerleşim oluşturulmuş ve Tablo 25’teki 25 derece açılı rulman için e değeri seçilerek her bir rulmana gelen eksenel belirlenmiş ve rulmanlara etki eden toplam eşdeğer yükler hesaplanmıştır.

Tablo 25. Eşdeğer Yük Hesabı

Rulman tipi için izafi eksenel yük	$f_0 \cdot F_a$ C_0	e	$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$	
			X	Y	X	Y
Normal boşluklu sabit biyalı rulmanlı yataklar	0,3	0,22	1	0	0,56	2,0
	0,5	0,24	1	0	0,56	1,8
	0,9	0,28	1	0	0,56	1,6
	1,6	0,32	1	0	0,56	1,4
	3,0	0,36	1	0	0,56	1,2
	6,0	0,43	1	0	0,56	1
Eğik biyalı rulmanlı yataklar $\alpha_0 = 5^\circ$	0,3	0,26	1	0	0,56	2,0
	0,5	0,29	1	0	0,56	1,8
	0,9	0,33	1	0	0,56	1,6
	1,6	0,38	1	0	0,56	1,4
	3,0	0,43	1	0	0,56	1,2
	6,0	0,50	1	0	0,56	1
Eğik biyalı rulmanlı yataklar $\alpha_0 = 20^\circ$ $\alpha_0 = 25^\circ$ $\alpha_0 = 30^\circ$ $\alpha_0 = 35^\circ$ $\alpha_0 = 40^\circ$ $\alpha_0 = 45^\circ$	$\alpha_0 = 20^\circ$	0,57	1 (1)	0 (1,09)	0,43 (0,7)	1 (1,63)
	$\alpha_0 = 25^\circ$	0,68	1 (1)	0 (0,92)	0,41 (0,67)	0,87 (1,41)
	$\alpha_0 = 30^\circ$	0,80	1 (1)	0 (0,78)	0,39 (0,63)	0,76 (1,24)
	$\alpha_0 = 35^\circ$	0,95	1 (1)	0 (0,66)	0,37 (0,6)	0,66 (1,07)
	$\alpha_0 = 40^\circ$	1,14	1 (1)	0 (0,55)	0,35 (0,57)	0,57 (0,93)
	$\alpha_0 = 45^\circ$	1,34	1 (1)	0 (0,47)	0,33 (0,54)	0,50 (0,81)

Tablodan 25 derece için $e = 0.68$ değerini alırız. Ardından $F_{r1} \times e$ ve $F_{r2} \times e$ değerini buluruz. F_{r1} ve F_{r2} sırasıyla ön ve arka rulmana gelen radyal yüklerdir.

$$F_{r1} \times e = 31,47N$$

$$F_{r2} \times e = 38,14 N$$

Bu değerlerle hareketle tablodan 1.a denklemine göre işlem yapıp gelen aksenal yükleri buluruz. Ka toplam aksenal yükü olarak tanımlamaktadır.

$$F_{a1} = F_{r1} \times e = 31,47 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{a1} + Ka = 373,33 \text{ N}$$

Daha sonra yine tablodan $F_{R1} = \frac{F_{a1}}{F_{r1}}$ ve $F_{R2} = \frac{F_{a2}}{F_{r2}}$ değerlerine göre Dinamik eşdeğer yük katsayılarını bulup burdan rulmana gelen eş değer yükleri buluruz.

$$X1 = 1$$

$$Y1 = 0.92$$

$$X2 = 0.67$$

$$Y2 = 1.41$$

Rulmalara gelen eşdeğer yükler şu şekilde hesaplanmıştır. Burada F_{T1} ön rulmana gelen yükü, F_{T2} arka rulmana gelen yükü temsil etmektedir.

$$F_{T1} = X1 \times F_{r1} + Y1 \times F_{a1} = 75,24 \text{ N}$$

$$F_{T2} = X2 \times F_{r2} + Y2 \times F_{a2} = 563,97 \text{ N}$$

3.8.3 Rulman Ömür Hesabı

Rulmanların ömür hesabı denklem cc ile hesaplanmıştır. Burada e rulman tipine bağlı bir katsayıdır ve bilyalı rulmanlar için bu değer 3 tür. C_r rulmana ait dinamik yük katsayısıdır.

$$L = \left(\frac{C_r}{F_T} \right)^e \text{ (milyon devir)}$$

$$Lh = \frac{L * 10^6}{60N} \text{ (saat)}$$

Rulmanlarımıza ait ömür değerleri Tablo 26'da verilmiştir.

Tablo 26. Rulman Ömür Değerleri

	Ön Rulman	Arka Rulman
L (milyon devir)	743761	1766
Lh (saat)	413200	981

Değerlendirme

Rotordinamiğinden gelen radyal yükler ve aero ekibinden gelen eksenel yükler doğrultusunda rulmanlara gelen eşdeğer kuvvetler hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda arka rulmana daha fazla yük geldiği tespit edilmiştir. Yapılan basit ömür hesaplamaları sonucu fazla yüke karşın yeterli ömrün sağlandığı görülmüştür. Bu hesaplamalara detay tasarımında termal yağlama kaynaklı düzenlemeler gerekli görülmesi halinde yapılacak olup daha dengeli yükler elde edilmeye çalışılacaktır.

3.9 Yağlama Konseptinin Detayları

3.9.1 Yağlama Konsepti Seçimi

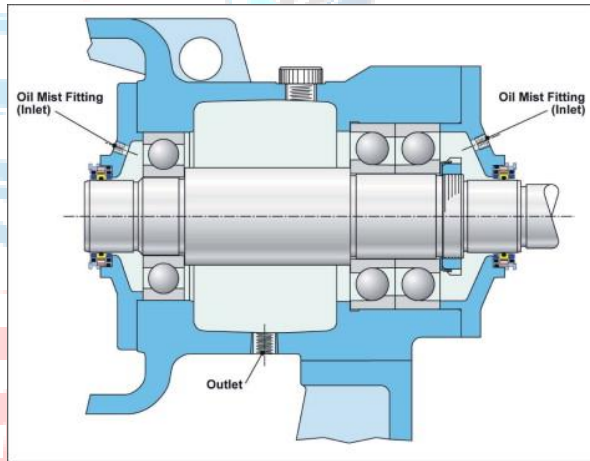
Bir jet motoru yağlama sistemi, motora sürekli bir yağ akışı sağlamaktan sorumlu olduğu için hayati öneme sahiptir. Bir yağlama sisteminin birincil amacı hareketli parçalar arasındaki sürtünmeyi ve bu sürtünmeye bağlı aşınmayı azaltmaktır. Bir yağlama sisteminin diğer önemli işlevleri motordaki korozyona mücadeleye yardımcı olmanın yanı sıra temizleme, soğutma ve sızdırmazlık olarak sıralanabilir.

Yağlama konseptleri temel olarak kapalı ve açık sistem olarak ikiye ayrılabilir. Harcanabilir jet motorlarda yağlama konsepti olarak 'Açık Sistem Yağlama' tercih edilir. Yağlayıcı madde yağlama yerine gönderilir. Buraya sevk edilen yağ işini bitirdikten sonra akıp gider. Tekrar yağlama işi için kullanılmaz. Bu sistem çok az yağa ihtiyaç gösteren ve yağdan yüksek özellikler beklenmeyen basit yağlama işlerinde kullanılır. Bu sistemin avantajı basit, ucuz olması ve yağ soğutucusu, temizleme pompası veya filtre gerektirmediği için ağırlıkta kayda değer bir tasarruf sağlamasıdır. Yağ, öncelikle minimum torkun gerekli olduğu uygulamalarda kullanılır. Özellikle, yüksek hızlı mil yatakları tipik olarak yüksek performanslı yağlarla yağlanır. Gresle yağlama ile karşılaştırıldığında, sıvı ile yağlama, yağın yatak boyunca daha iyi dağılımını sağlamak için bazen bir yağ dağılımı ve bir solvent kullanır. Açık Sistem Yağlama'da yağlayıcı akışkan olarak yakıt kullanılmaktadır. Aft fan modülümüzün entegre edileceği jet motorunun yakıtının JP-8 olduğu öngörülmüş ve bunun devamında yağ debisi hesapları yapılmıştır. Yakıt sistemi ve yağlama sisteminin entegre çalıştığı bir sistem harcanabilir motor için en doğru seçim olacaktır.

Yakıt sisteminin bir kolu olarak düşünülen yağlama sisteminde ihtiyaç duyulan basınç yakıt sisteminin pompası tarafından karşılanacaktır. Yağlama hattının sonunda rulmanlara gerekli hızlarda yağ püskürtülmesi adına enjektörler kullanılıp ve bu enjektörlerden önce rulman arızalarının önüne geçmek adına son şans filtresi yerleştirilecektir.

Yağlama yöntemi olarak ise yağ buharı ile yağlama kullanılacaktır. Bu yöntemin seçmemizin nedeni diğer yöntemler ile karşılaştırıldığında daha verimli bir sonuç vermesi ve kafes kaymasının daha az olmasıdır. Çok yüksek hızda çalışan rulmanda yağ buharı yöntemi, sıcaklığın aşırı artmasına neden olmadan rulmanı yeterince yağlayabilir. Bu yağlama yönteminde, rulmanın yanına yüksek basınçlı bir nozzle yönlendirilir. Bu nozzle, dönen rulmanı çevreleyen türbülansa nüfuz edecek kadar yüksek olmalıdır.

Yağlama metodunun temsili görseli aşağıdaki Şekil 36'da gösterilmiştir.



Şekil 36 Yağlama Bölgesinin Temsili Gösterimi

Yağlanacak bölgeler ise türbin rotorumuzun önünde ve arkasında bulunan rulman bileşenleridir.

3.9.2 Yağlama Debisi Hesabı

Yağlama debisi hesabında Palmegren tarafından deneysel çalışmalar yapılarak oluşturulan formüller kullanılmıştır. Bu formüller rulman ısı üretiminin rulman dönüş hızına ve sürtünme torkuna bağlı olduğunu göstermektedir.

Rulman sürtünme torku Denklem 3.9.1'deki gibi hesaplanabilmektedir.

$$M = M_1 + M_2 \quad (3.9.1)$$

M_1 , yağlayıcı hidrodinamik kayıplarına bağlı momenti temsil eder.

Formülü şekil 3.9.2’de gösterilmiştir.

$$M_1 = \begin{cases} 10^{-7} f_0 (vn)^{2/3} D^3 & , vn \geq 2000 \\ 160 \times 10^{-7} f_0 D^3 & , vn < 2000 \end{cases} \quad (3.9.2)$$

Formüldeki n (rpm) cinsinden rulman dönüş hızı, v çalışma sıcaklığındaki yağlayıcı kinematik viskozite (m^2/s), D rulman iç çapı ve f_0 yatak tipi ve yağlama yöntemiyle ilgili bir katsayı olup, belirli tipler için değerleri Tablo 27’de gösterilmektedir.

Tablo 27. Bilyalı Rulman İçin Farklı Yağlama Türlerine Göre f_0 Katsayı Değeri

Type	Oil-Mist Lubrication	Oil-Bath/Grease Lubrication	Vertical Oil-Bath/Spray-Grease Lubrication
Ball bearing	0.7~1	1.5~2	3~4

M_2 çeşitli sürtünme kayıplarının yüküne bağlı momenti temsil eder. Ampirik formülü şu şekildedir;

$$M_2 = f_1 P_1 D \quad (3.9.3)$$

Burada f_1 yatak tipi ve yük ile ilgili katsayıdır. Denklem 3.9.4’teki gibi hesaplanır.

$$f_1 = 0.0009 (P_0 / C_0)^{0.55} \quad (3.9.4)$$

Denklem 3.9.4’teki C_0 , rulmanın nominal statik yükü sembolize eder ve rulman kataloglarından alınabilir. P_0 , rulman eşdeğer statik yükünü sembolize eder.

P_1 ise yatak sürtünme momentini belirlemek için hesaplanan yüküdür. Denklem 3.9.5’teki gibi hesaplanır.

$$P_1 = 3F_a - 0.1F_r \quad (3.9.5)$$

Burada F_a rulmana gelen aksenal yük, F_r ise rulmana gelen radyal yükü sembolize etmektedir.

Sürtünme momenti hesaplandıktan sonra rulman ısı üretimi G şu şekilde hesaplanabilir;

$$G = \pi M n / 30 \quad (3.9.6)$$

Yağlama debisi hesabı kullanılan iki rulman için ayrı ayrı yapılmıştır. Hesaplama sonucunda sıcak bölgede bulunan arka rulman için daha fazla debi gönderilmesi beklenmektedir. Hesaplamalarda kullanılan parametreler Tablo 28’de verilmiştir.

Tablo 28. Yağlama Debisi Hesabında Kullanılan Giriş Parametreleri

Parametre		Ön Rulman	Arka Rulman
n	Şaft dönüş hızı	30000 rpm	30000 rpm
ν	JP8 kinematik vizkozite	1.45@40 C	1.45×10 ⁻⁶ @40 C
D	Rulman iç çapı	17 mm	17 mm
P_0	Rulman eşdeğer yük	75,24N	563,97 N
C_0	Rulman nominal statik yük	4571 N	4571 N
F_a	Rulmana gelen aksenal yük	31,47 N	373,33 N
F_r	Rulmana gelen radyal yük	46,29 N	56,29 N
f_0	Katsayı (Tablo 27’den)	0.8	0.8
f_1	Katsayı (denklem fg den)	0.000094	0.000285

Yapılan hesaplamalar sonucu rulmanlarda gerçekleşen ısı üretimi belirlenmiştir. Hesaplama sonuçları Tablo 29’da görülmektedir.

Tablo 29. Hesaplama Sonuçları

	Ön Rulman	Arka Rulman
M	0.000144 Nm	0.0053 Nm
G	0.4539 Watt	17.058 Watt

Isı üretimini belirledikten sonra rulman yağlamasında kullanılacakımız yakıt debisi Denklem 3.9.7 ile hesaplanmıştır.

$$m_{oil,min} = G/(Cp\Delta T) \quad (3.9.7)$$

Tablo 30. Yağlama Debisi Sonuçları

	Ön Rulman	Arka Rulman	Toplam
$m_{oil,min}$	4.539×10 ⁻⁶ kg/s	1.7×10 ⁻⁴ kg/s	1.74539×10 ⁻⁴ kg/s

3.9.3 Sızdırmazlık Elemanları

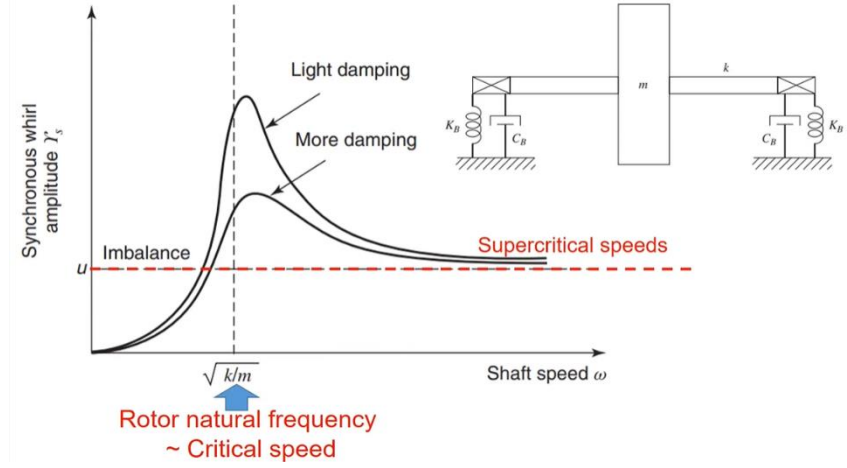
Sızdırmazlık elemanları iç akış sistemlerinde çeşitli yüzeyler arasındaki sızıntı akışlarının engellenmesi, türbinin verimliliklerini üst düzeyde tutulması, sıcaklık artışlarının kontrol edilmesi ve rotor dinamiklerinin kabul edilebilir sınırlar arasında tutulması gibi işlevlerde kullanılmaktadır. Yağlanacak olan rulmanlarda ve ikincil akış debisi ile yağlanan bölge arasında bir sızdırmazlık elemanı kullanmayı düşünmekteyiz. Harcanabilir bir aft fan modülü olduğundan dolayı karbon veya labirent keçe kullanımı doğru olan seçim olacaktır. Detay tasarımında yapılan hesaplamalar doğrultusunda gerekli ekleme ve iyileştirmeler yapılacaktır.

3.10 Basit Rotor Dinamiği Hesaplamaları

Rotor dinamiği analizi, verimli ve güvenilir bir motor tasarlamak için yapılan önemli bir analiz adımıdır. Tasarlanacak parçaların titreşim kontrolleri bu adımda gerçekleştirilir. Rotordinamiği analizlerinde temel hedefler şu şekilde özetlenebilir.

- Kritik hızı bulmak.
- Kritik hızları değiştirmek veya dinamik kararsızlıkları bastırmak için tasarım değişikliklerini belirlemek.
- Rotor amplifikasyon faktörünün neden olduğu senkron titreşim genliklerini bulmak.
- Dinamik dengesizlik için eşik hızlarını (bir uyarının belirli etki meydana getirebilen en küçük şiddeti) ve titreşim frekanslarını bulmak.

Kritik hız, dengesizliğe (senkron girdabı) verilen yanıtın maksimum olduğu hızlara denir. Rotor dengesizliği rotor geometrik merkezi ile rotorun kütle merkezi arasındaki uyuşmazlıktan meydana gelmektedir. Rotorun çalışma hızı uyarma frekansı olur. Şaftın hızı rotorun doğal frekansı ile çakıştığında rotor genlik hareketi maksimum olabilir bu hıza kritik hız denir.



Şekil 37 Rotor Hareketi Genliği

Şekil 37’de rotor hareketi genliğinin kritik hıza yaklaştıkça nasıl arttığını ve kritik hızı geçtikten sonra azaldığını görüyoruz. Süper kritik hızlarda statik dengesizlik (kütle merkezinin dönme eksenine gelmesi) değerine yaklaşıyoruz. Burada ki asıl amacımız titreşimi en aza indirmektir. Bunu da çalışma hızımızı kritik hızımızdan uzakta tutarak veya yatağımıza sönümlenme elemanı ekleyerek yapabiliriz.

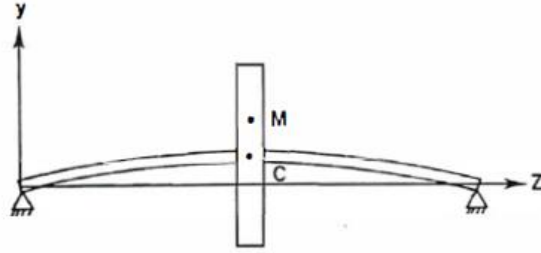
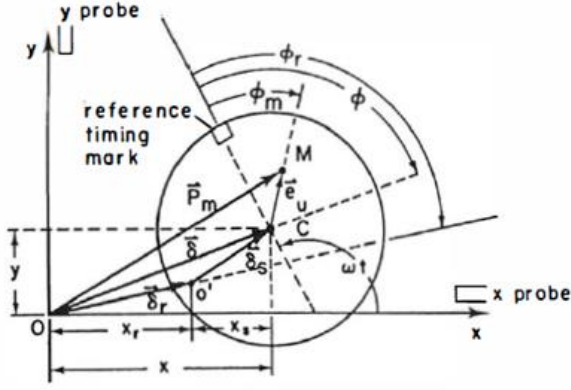
Amacımız motorun çalışma aralığını rezonans noktalarının dışında tutmak veya tutamazsak bile bu noktalardaki gerekli kontrolleri yapmak olacaktır.

Projede belirli şartlar içerisinde aşağıdaki konular çerçevesinde revizyonlar yapılabilir;

- Şaft malzemesi
- Şaft uzunluğu
- Şaft geometrisi
- Rulmanların yatakları bölge
- Rulmanların stiffness değerleri

3.10.1 Hesaplama Süreci

Bu sunumda, temel Jeffcott rotorunun dinamik özellikleri eklenmiştir. Şeklimizi Jeffcott rotoru gibi tasarladık. Jeffcott rotoru, tek tip bir elastik şaft üzerine simetrik olarak monte edilmiş tek bir diskten oluşmaktadır. Jeffcott rotorunun dengesizlik tepkisi, sistemin dinamik hareketini tanımlamak için ikinci mertebeden diferansiyel denklemlerle tanımlanmıştır. Devamında Dyrobes programıyla analizlerimizi gerçekleştirmiş bulunmaktayız.



Şekil 38 Sabit Desteklerde Jeffcott Rotor Kesiti

Mil kütle merkezi, mil elastik ekseninden C , e_u mesafesi kadar kaymıştır.

Rotor kütlesi (M) * dengesizlik eksantrikliği (e_u) = rotor dengesizliği (U_u) olarak adlandırılır. Şaftın ω rad/sn'deki dönüşü, dönen bir dengesizlik kuvvetine (F_u "unbalance force") neden olur.

$$F_u = M * e_u * \omega^2 [N]$$

Basit bir şekilde desteklenen üniform bir kiriş için şaft geri yükleme yay hızı şu şekilde hesaplanır;

$$F_{\text{şaft}} = -K_{\text{şaft}} * \delta_{\text{şaft}}$$

$$K_{\text{şaft}} = \frac{48EI}{L^3} \left[\frac{N}{m} \right]$$

Şaft malzemesi özelliği (E),

Şaft uzunluğu (L),

$$\text{Diskin ataletleti} \left(I = \frac{\pi * D^4}{64} \right)$$

Kütlesiz kritik hız;

$$\omega_{kütlesiz} = \sqrt{\frac{K_s}{M}}$$

Rulman Eklerek;

$$K_{rulman} = 2 * (\text{Rulman stiffness değeri})$$

$$K_{total} = \frac{1}{\frac{1}{K_{\text{saft}}} + \frac{1}{K_{rulman}}}$$

$$\omega_{kütlesiz} = \sqrt{\frac{K_{total}}{M}}$$

Disk merkezinde harici bir sönümleme kuvvetinin etki ettiği varsayıyoruz ve bu sönümleme kuvvetinin disk merkezinin hızıyla orantılı olduğunu söylersek;

$$F_{Damping} = -C_s * V_s$$

Rotor ivmesini ihmal eden merkez açıklıklı şaft hareketi için X, Y sabit koordinatlarındaki 2 hareket denklemi aşağıda verilmiştir:

$$M \frac{d^2X}{dt^2} + C_s \frac{dX}{dt} + K_s X = M e_u \omega^2 \cos(\omega t - \phi_m)$$

$$M \frac{d^2Y}{dt^2} + C_s \frac{dY}{dt} + K_s Y = M e_u \omega^2 \sin(\omega t - \phi_m)$$

3.10.2 Dyrobes Analizi

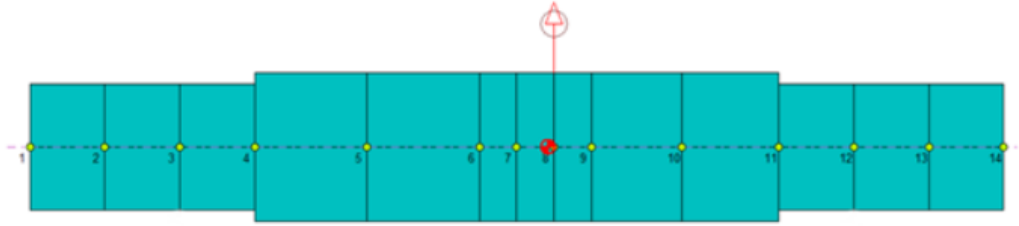
Şaft malzememiz AISI 4140 alloy steel olarak belirlenmiştir. Tablo 31'de gösterilmiştir.

Tablo 31. AISI 4140 Malzeme Özellikleri

Şaft Malzemesi	Mass Density	Elastic Modulus	Shear Modulus
AISI 4140 alloy steel	7850 [$\frac{kg}{m^3}$]	210000 [MPa]	80000 [MPa]

Gerçek senaryoya olabildiğince yakın olabilmek için eleman sayısı fazla tutulmuştur. Diskimizin yeri, rulman yeri ve deplasman görülmek istenen yerler seçilecektir. Şaft malzememizin özelliği (E), şaftımızın uzunlukları(L) ve çapları(D), diskimizin ataletli [Moment of Inertia, Polar Moment of İntertia]ve kütleleri(m) girdi olarak girilecek. Dengesizlik kuvveti (Unbalance force) değerleri ve rulman konumu özellikleri programa girdi olarak girilmiştir.

Analizler bize kullanıma sunulan Dyrobes programında yapılmıştır ve Şekil 39'da tasarım şeklimiz ortaya çıkmıştır.



Şekil 39 Şaft Tasarımı Geometrisi

3.10.2.1 Sistem Girdileri

Rotor Bearing System Data

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

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

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

Insert Row Delete Row ReNumber Copy & Paste Unit:(4) - Length, Diameter: mm

Tor K Save Save As Close Help

Şekil 40 Şaft Boyutu İntuları

Bu aşamada şaft üzerinde analiz edilmesi gereken noktalar belirlenmiştir. Bu noktalara göre uzunluk ve çap değerleri belirlenmiştir.

Burada diskimizin dışında kalan bölgede detaylı sonuç alabilmek için aralıklar olabildiğince dar alınmıştır. Diskimizin boyutu fazla olduğu için taşıyabilmesi açısından 20mm şaft çapı kullanılmıştır. Seçtiğimiz rulmanın iç çapı 17 mm olarak belirlenip program girdileri buna göre şekillenmiştir.

Disk Data															
The column width can be adjusted by drag the header's boundary															
Type	Strn	Mass	Dia.Inertia	Polar Inertia	SkewX	SkewY	Length	ID	OD	Density	Offset	Kr-flex	It-flex	Ip-flex	Comments
1	Rigid	8	1.5	0.0048	0.0024	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2															

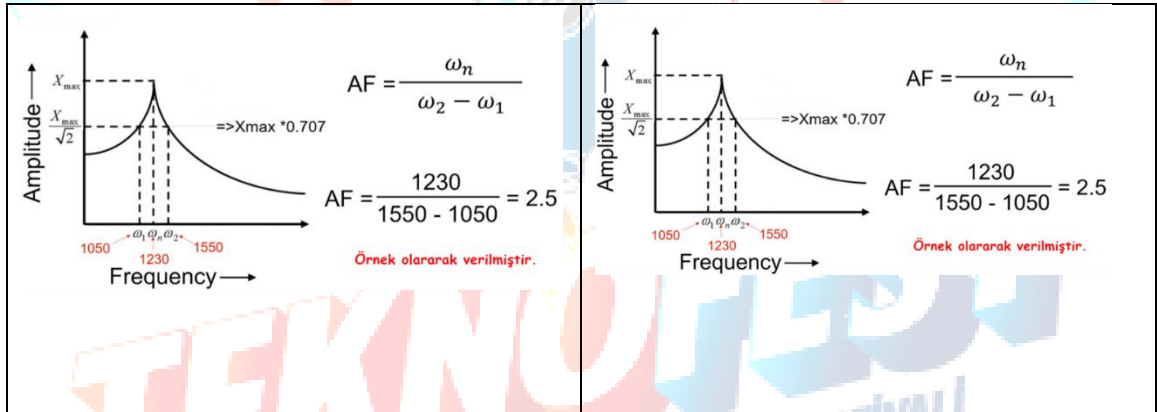
Şekil 41 Şaftın Taşıyacağı Disklerin Kütle ve Atalet Momentleri

Dönme eksenine göre atalet ve polar atalet momentleri de hesaplanarak programa input olarak girilmiştir.

Ele	Sub	Type	Left Amp.	Left Ang.	Right Amp.	Right Ang.	Comments
1	1	0	0	0	0.00118576	0	

Şekil 42 Şafta Binen Diskin Unbalance Değeri

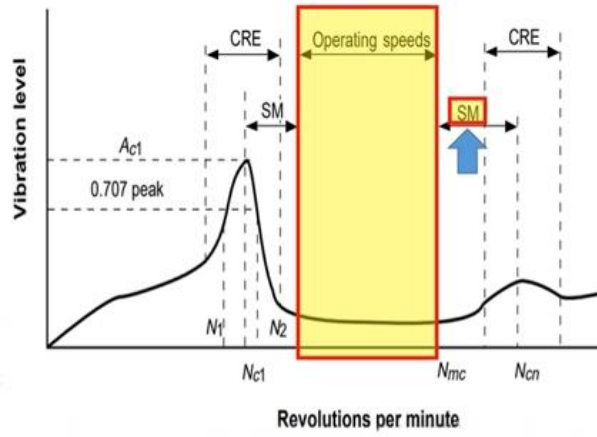
Bu aşamada unbalance değerini sisteme input olarak girebilmek için Unbalance değeri Iso 1940 standartlarında gaz türbinli motorlar için kullanılan balance grande değeri 2,5 olarak alınmıştır. Eğer amplitude değeri 2,5'tan daha az olsaydı seperate margine gerek duymacaktık.



Şekil 43 Amplitude Faktörünü Örneği

Mevcut Iso standartlarına göre, 2,5 veya daha büyük bir amplifikasyon faktörüne sahip herhangi bir kritik hız, kritik bir endişe hızıdır ve ayırma marjları (seperate margin) gerektirir. Ayırma marjımız Tei tarafından %20 olarak verilmiştir.

Tasarladığımız motorun çalışma hızı 30200 RPM belirli bir marjin koymamız gerekmektedir. Bu değer %20 olarak belirlenmiştir 36240 RPM üst sınırımız olarak kabul edilecektir. Aşağıdaki fotoğraf da seperate margin mantığı gösterilmiştir.



Şekil 44 Seperate Margin Mantığı

Seperate margin; Bir makinenin kritik bir hıza ne kadar yakın çalışmasına izin verildiğini belirler. Amacımız kullandığımız aft fan modülünün kullanım ömrü boyunca iyi bir bütünlüğe sahip olması için çalışma hızımızın kabul edilebilir olmasıdır.

Şekil 45 Rulmanlarımıza Girilen Değerler

Tasarımımızda rulmanların konumları 3. ve 12. İstasyonlar olarak belirlenmiştir. Rulman stiffness değerleri iki rulman içinde 30000 N/mm olarak alınmıştır.

Analizler için çeşitli girdilerden ve parametrelerden bahsedildikten sonra shaft tasarımının ideal tasarım adımları rulman yerlerinin belirlenmesi, kritik hız optimizasyonu, sistem sönümlenme optimizasyonu ve dengesizliğin düşürülmesi olarak sıralanabilir.

Sistemdeki rulman yerleri belirlenirken rulmansız bir shaftın analizi ile çözümlere başlayabiliriz. Bu noktada rulman yerleri belirlenirken sistemin kritik hız analizleri yapılmıştır. Analizler gerçekleştirilirken jiroskopik etkiler ihmal edilmediğinden spin/whirl ratio oranı 1 olarak alınmıştır. Aynı zamanda mod sayısı 5 olarak girilmiştir. Ancak 3. modun düğüm noktalarının incelenmesi bizim için yeterli olacaktır. Yani shaftın eğildiği ilk mod bizim için önemlidir. Analizler sonucunda shaftın 3. modun kritik

hız değerinin shaftın çalışma RPM'nin yüzde 20 fazlasından daha fazla olması gerekmektedir. Başlangıçta yapılan analizler sonucunda çıkan düğüm noktaları ve kritik hız değeri Şekil 46'da gösterilmiştir.

Critical Speed Analysis

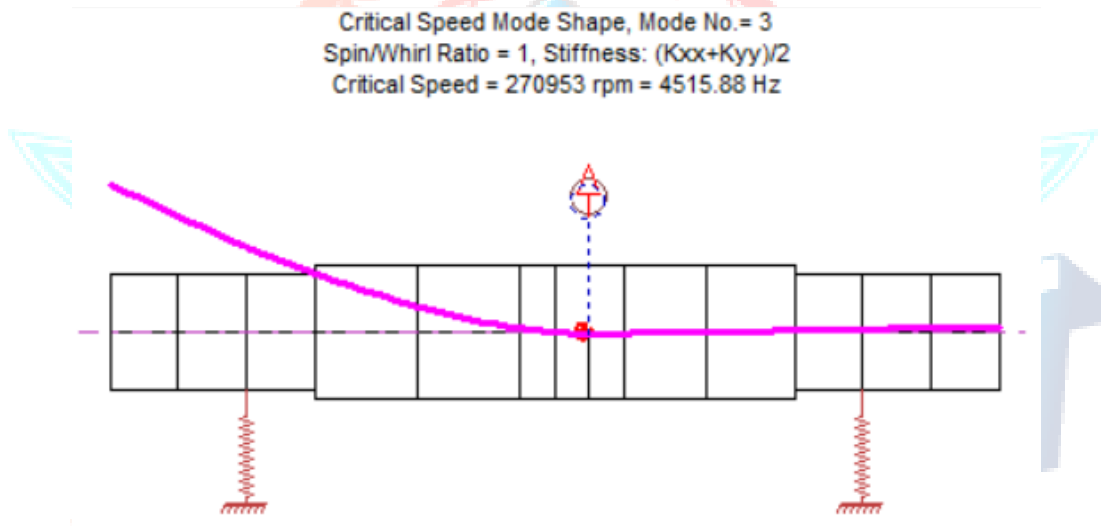
Spin/Whirl Ratio:

No. of Modes:

Brg Stiffness:

@ rpm:

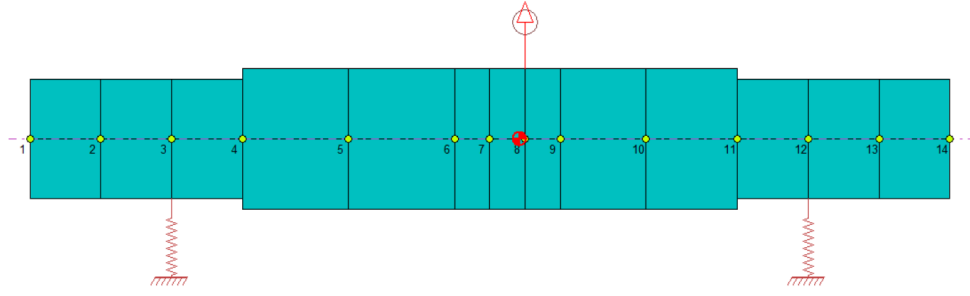
Şekil 46 Kritik Hız Girdileri



Şekil 47 Mod 3 İçin Kritik Hız Değerleri

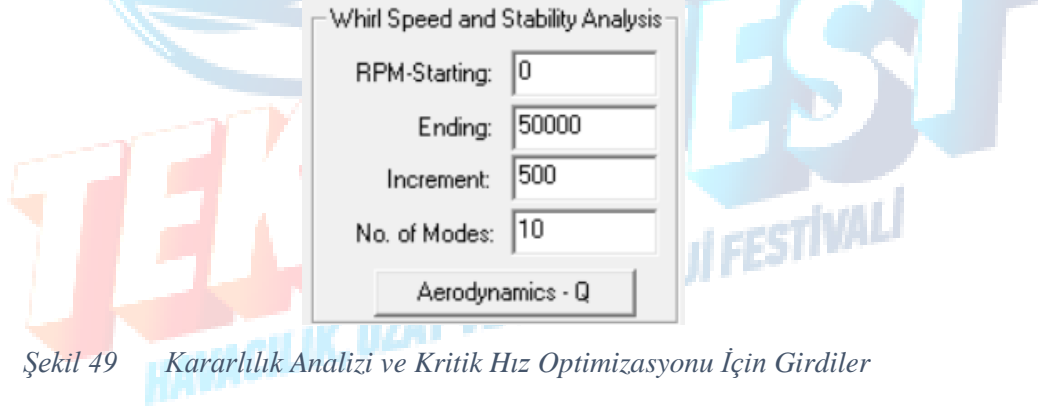
Analizler incelendiğinde kritik hız değerinin istenen değerden “36240 RPM” yukarda olduğu görülmektedir. Bu da elde edilen shaft için rulman yerlerinin belirlenme aşamasına geçilebileceğimizi göstermektedir. Şekildeki düğüm noktaları, yani deplasmanın en az olduğu yerler, incelendiğinde rulman yerleri belirlenebilmektedir. Sistemde belirli bir sönüm değeri olacağından rulmanlar bu düğüm noktalarına olabilecek en yakın yerlere konulmuştur.

Belirlemeler sonucunda elde edilen shaft geometrisi Şekil 48'de görülebilmektedir. Şekilde de görülebileceği gibi rulmanlar düğüm noktalarına en yakın olan istasyonlara yani 3. ve 12. istasyonlara yerleştirilmiştir.



Şekil 48 Tasarımımızda Elde Edilen Şaft Geometrisi ve Rulman Yerleri

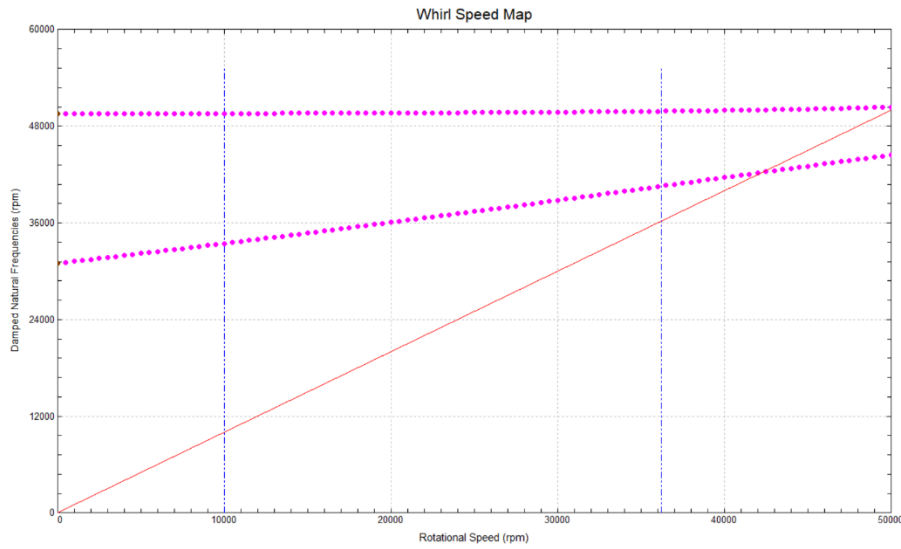
Rulman yerleri belirlendikten sonra tasarım aşamasındaki sıradaki adım kritik hız optimizasyonudur (Damperli Doğal frekans optimizasyonu). Rezonansa girmeyen bir şaft elde etmek için kritik hızların belirlenmesi ve bu hızlarda çalışmayan bir şaftın tasarlanması gerekmektedir. Bu noktada bu optimizasyonları yaparken disk kütleleri azaltılabilir, disk ataletleri değiştirilebilir, şaft geometrisi değiştirilebilir ve rulman direngenlik katsayısı değiştirilebilir. Yapılan analizlerin girdileri Şekil 49'da görülebilmektedir. Analizlerde RPM'in bitiş değeri 50000 olarak alınsa da tasarlanan motorun marjlinli RPM değeri 36240'dır ve bu noktaya kadar inceleme yapılacaktır.



Şekil 49 Kararlılık Analizi ve Kritik Hız Optimizasyonu İçin Girdiler

Bu noktada incelenen mod sayısı 10 olarak girilmiştir. Ancak analizler sonucunda ortaya çıkan modlar “backward”, yani jiroskopik etki ile motorun frekansını düşüren ve “forward” yani jiroskopik etkiler ile motorun frekanslarının yükseldiği, olmak üzere iki çeşittir. Bu noktada analizlerde “backward” modlar ihmal edilmiş ve grafik üzerinden kaldırılmıştır. Analizler sonucunda elde edilen grafik Şekil 50'de gösterilmiştir. Grafikte yatay eksen sisteme yüklediğimiz frekansımız yani dönüş RPM'imizken dikey eksen ise doğal frekansımızı temsil etmektedir. Elde edilen haritada üzerindeki kalın yatay çizgiler doğal frekansların motorun RPM'ine göre değişimini gösterirken ince eğimli çizgi ise tahrik frekansını göstermektedir. Bu

noktada tahrik frekansı ile doğal frekansların kesiştiği noktalar sistem için çok önemlidir. Bu kesişim noktaları kritik hız olarak adlandırılmaktadır. Motorun rezonansa girmemesi için bu hızlarda çalışmaktan kaçınılması gerekmektedir. Analizler sonucunda birçok eğimli çizgi harita üzerinde çıkarılabilir, ancak rotor dinamiği çözümleri için “ratio 1 (kırmızı çizgi)” çizgisine bakmamız yeterli olacaktır. Yani rotorun her dönüşünde bir kere tekrarlayan rezonanslar incelenecektir. Aynı zamanda motorun çalışma aralığı da mavi dikey çizgiler ile gösterilmiştir. Motor bu çalışma aralığının alt noktasına kadar hızlandırılacak ve bu aralıkta çalışacaktır. Üst RPM sınırının üstünde de çalışması beklenmemektedir.



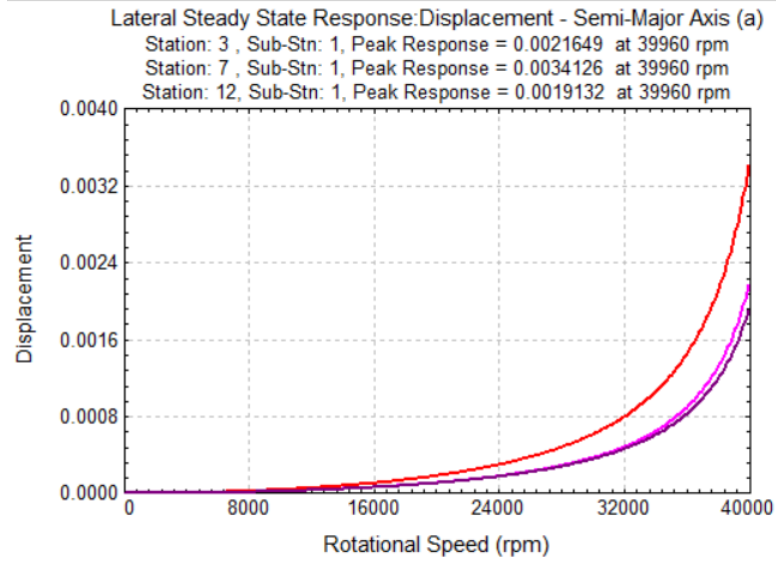
Şekil 50 Campbell Diyagramı (Damperlenmiş Doğal Frekans Haritası)

Analizimize göre çalışma aralığında rezonans oluşmamıştır.

Şimdiki aşamada ise kritik hızlarda belirli istasyonlarda hangi deplasman değerlerinin elde edildiğine bakılacaktır, yani sistemin güvende olduğundan emin olabilmek için rezonans anlarında diskimizin ve rulmanlarımızın istasyonları kontrol edilecektir. Bu analizleri yaparken girdi olarak kullanılan değerler Şekil 51’de görülebilmektedir.

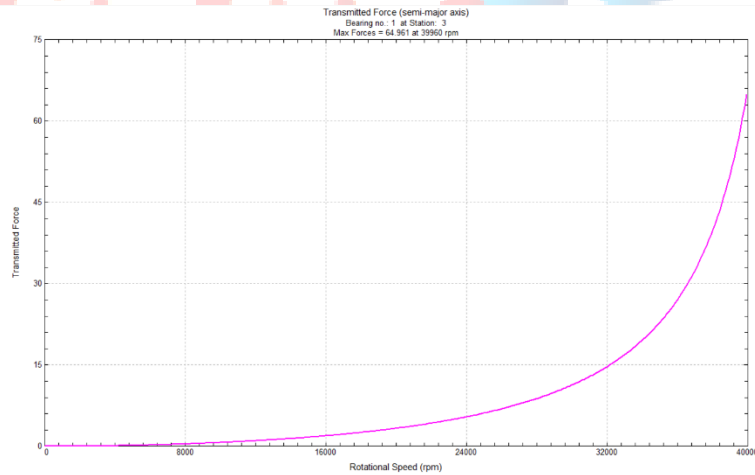
Steady State Synchronous Response Analysis	
RPM-Starting:	0
Ending:	40000
Increment:	120
Excitation Shaft:	1
<input checked="" type="checkbox"/> All Synchronized Shafts	
Effects:	
<input checked="" type="checkbox"/> Mass Unbalance	
<input checked="" type="checkbox"/> Const. Unbalance	
<input checked="" type="checkbox"/> Shaft Bow	
<input checked="" type="checkbox"/> Disk Skew	
<input checked="" type="checkbox"/> Misalignment	

Şekil 51 Durağan Durumdaki Sistemin Girdileri

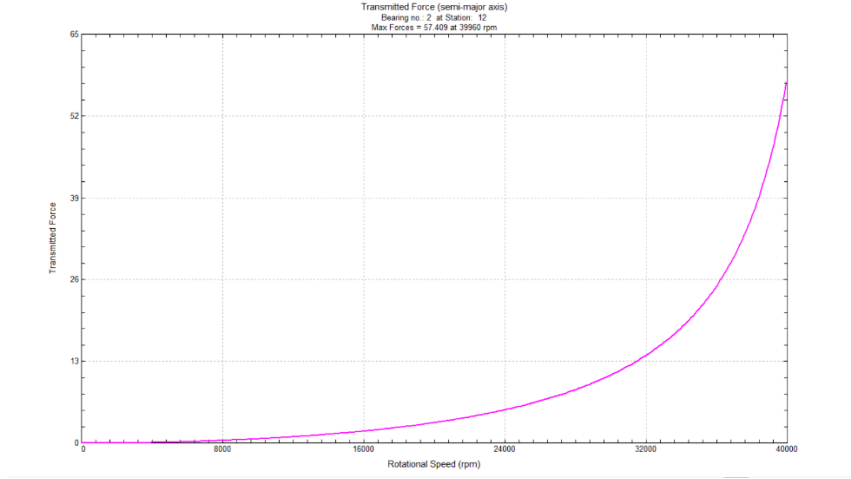


Şekil 52 Deplasman Değerlerimiz

Grafiklerde istasyon için maksimum deplasman değerleri ve bu maksimum deplasman değerlerine hangi RPM'de ulaşıldığı görülmektedir. (3. ve 7. İstasyonda olan rulmanlarımız ve 12.istasyonda olan diskimizde oluşan deplasman değerleri.) Elde edilen grafikler incelendiğinde deplasman değerlerinin çok düşük olduğu ve tasarlanan shaftın son derece rijit bir yapıda olduğu görülmektedir. Bu da bu kritik hızlarda motorun çalışmasının büyük bir yapısal sorun teşkil etmeyeceğini kanıtlar niteliktedir. Sistem üzerindeki deplasmanlar incelendikten sonra şimdiki aşamada rulman üzerine binen yükler incelenecektir. Birinci ve ikinci rulmana binen yükler Şekil 53 ve 54 de gösterilmiştir.



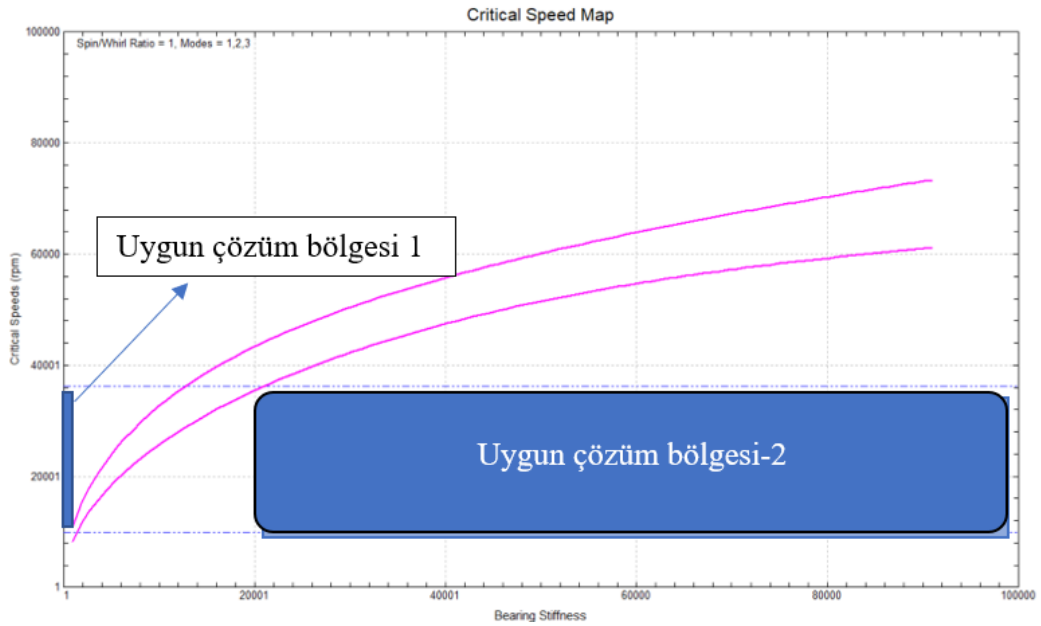
Şekil 53 Birinci Rulmana Gelen Yük=64.961[N]



Şekil 54 İkinci Rulmana Gelen Yük = (57.409N)

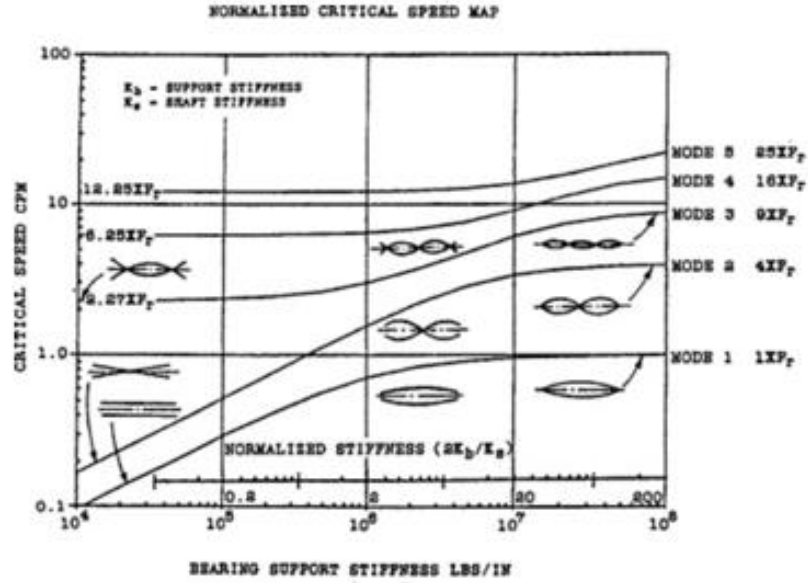
Seçtiğimiz rulmanlar maksimum yüklere dayanabilecek rulmanlar olduğu hesaplanmıştır.

Kritik hız optimizasyonunun son aşaması olarak rulman sertliği analizi yapılacaktır. Bu noktada kritik hız haritası analizi incelenmiştir. Elde edilen grafikte yatay eksen rulman sertliğini gösterirken dikey eksen kritik hızları göstermektedir. Burada çözüm bölgesi olarak tanımlanmış kısımlara denk gelen sağlamlık değerleri tanımlanmış ve herhangi bir rezonansa maruz kalmamaktadır.



Şekil 55 Rulman Stiffness Optimizasyonu

Şekil 55'deki tablo rotorun temel davranışını anlamak için kullanılır. Kritik hızın ön tahminini ve dengesizlik dağılım etkisi mod şekillerine bakarak ayarlarız. Bearing stiffness bakarsak, yatak sertliği kritik hız arttıkça rotor hareketi daha çok eğilme modu şeklinde olacak. Şekil 56'da örnek olarak fotoğraf verilmiştir.



Şekil 56 Kritik Hız Haritası Örnek

3.11 Bir Boyutlu Yapısal Analizler

Bir aft fan modülü tasarımı yapılırken birçok kritere bakılmaktadır. En ucuz modülün, en iyi performansla ve en az bakım maliyetiyle üretilmesi istenmektedir. Bu genel mühendislik problemi, mekanik tasarımda ise en hafif modülün en güvenli şekilde üretilmesi sürecini doğurmaktadır. Mekanik tasarımın yapılabilmesi için modül üzerinde oluşan kuvvetler incelenmelidir. Modüldeki kuvvetler iç ve dış kuvvetler olarak ikiye ayrılır. İç kuvvetler ise modülün döner parçalarının dönüş hareketinden kaynaklanan ataletsel kuvvetler, gaz akışından kaynaklanan kuvvetler, basınç farklarından ve termal farklardan dolayı kaynaklanan kuvvetler gibi çeşitli kuvvetleri içermektedir. Dış kuvvetler, dış etkilere kaynaklanan kuvvetler olarak tanımlanabilir.

Mühendislik problemlerinde mukavemet kontrolleri el hesabıyla yapılabilir. Gerçek dünyadaki sorunların çoğu, analitik olarak çözülemeyecek kadar komplikedir. Karmaşık geometri ve çevresel koşullardan kaynaklanır. En başarılı sayısal

yöntemlerden biri olan sonlu eleman yöntemleri, bu projede mukavemet hesaplamalarının yapılacağı yöntem olarak seçilmiştir. Sonlu eleman yöntemlerinin temel bir fikri, tüm yapısal gövdeyi elemanlar adı verilen birçok küçük ve geometrik olarak basit gövdeye böler. Böylece her bir parçanın denge denklemleri yazılabilir ve tüm denge denklemleri aynı anda çözülebilir.

Yapısal analizleri statik, dinamik şok dayanım ve titreşim olarak 3 başlıkta inceledik.

3.11.1 Statik Analiz

Tasarımın kararlı yük (steady-state) yükleme koşullarına dayanıp dayanmayacağı konusunda sonuçlar içermektedir. Statik analizler zamandan bağımsızdır. Zamana bağlı değişen yük koşulları altında statik analizler yeterli olmayabilir.

Mukavemet analizlerinde gerçeği en iyi temsil edecek şekilde, sonlu sayıda elemana bölünmüş ve sınır şartları verilmiş bir yapı üzerine uygulanan dış veya iç statik kuvvetlere karşı yapının göstereceği davranışı ve yapı üzerinde oluşacak gerilmeleri incelenir.

3.11.1 Dinamik Şok Dayanım Analizi

Yapıların, zamana bağlı sınır şartları veya yükler altındaki davranışlarının incelenmesi için yapılan analizlerdir. Sınır şartının uygulandığı bir taşıt şasisi, zamana bağlı basınç değişiminin uygulandığı bir aft fan modülü yapısı analizi dinamik analizlere örnektir.

3.11.2 Titreşim Analizleri

Titreşim rezonanstan kaçmanın mümkün olmadığı durumlarda ortaya çıkmaktadır. Bu durumda oluşacak titreşimin mertebesini bilmek gerekir. Zorlanmış titreşim analizi, yapının frekansı ile uyarıcı kuvvet frekansının çakışması durumunda titreşim seviyelerini görmek için yapılan analizdir.

3.12 Maliyet ve Üretilirlik Analizi

Üretim maliyeti analizi bir ürün yapma sürecinde tüketilen tüm kaynakların maliyetlerinin toplamıdır. Üretim maliyeti üç kategoriye ayrılır; Doğrudan malzeme maliyeti, doğrudan işçilik maliyeti ve genel üretim maliyeti.

Doğrudan malzeme maliyeti üretilen ürünün önemli bir parçasını oluşturan ve kolaylıkla tespit edilebilen maddelerdir. İlk madde ve malzeme giderleri teorik olarak bir ürünün üretiminde veya bir hizmetin yerine getirilmesinde kullanılan bütün hammadde maliyetlerini kapsar. Aft-fan modülünde kullanmış olduğumuz Inconel 939'un kilogram fiyatı 15\$-25\$ bandında değişiklik gösterdiği tespit edilmiş olup bu maliyet doğrudan malzeme maliyetine örnektir.

Üretim maliyetinin temel unsurlarından birisi de doğrudan işçilik maliyetleridir. Direkt işçilik gideri, üretilen ürünlerle direkt ilişki kurulabilen tüm işçilik giderlerini kapsar. Üretim alanındaki personel ve saatlik ücreti, bakım ve test personel ücretleri işçilik giderlerine örnek verilebilir.

Genel üretim maliyeti, direkt ilk madde ve malzeme gideri ile direkt işçilik gideri dışındaki bütün üretim giderlerini kapsamaktadır. Genel üretim gideri içerisinde birbirinden farklı gider türleri yer alır. Bunlardan bir kısmı değişken, bir kısmı sabit, bir kısmı da karma nitelik gösteren giderlerdir. Genel üretim giderlerinin bir kısmı zaman içerisinde düzensiz seyir gösterebilir. Genel üretim giderlerinin bir kısmının kesin tutarları ancak yıl sonunda belli olabilir. Aft fan modülünün tasarım sürecinden başlayan, ürün teslimatı ve sonrasında kadar devam eden ar-ge, analiz, test ve bakım giderleri genel üretim giderlerine örnek olarak gösterilebilir.

Bir üretim maliyeti analizi yapmanın bir başka nedeni, aşağıdakiler gibi potansiyel sorunları ve faydaları anlamak ve belirlemektir:

-Maliyet tasarrufu fırsatlarını bulmak ve tahmin etmek

Yağlama konseptinin belirlenmesinde kapalı sistem yerine açık sistem yağlama tercihi, üretilecek olan türbin fan ve diskin imalat metodu olarak blisk yöntemi seçilmesi maliyet tasarrufuna örnektir.

-Üretilen ürünün üretim maliyetlerinin karşılanması için finansman sağlanması

-Genel üretim maliyetlerini içeren üretilen ürünün gerçek fiyatını tahmin etmek

4 Kavramsal Tasarımın Değerlendirilmesi

Kavramsal tasarım aşaması ile birlikte aft-fan modülümüze ait temel bileşenler şekillenmiş olup modülün ana yapısı ve karakteristik özellikleri ortaya çıkmıştır. Bu süreçte performans, aero, mekanik ve termal gibi daha birçok alt başlık incelenmiştir. Bu başlıkların değerlendirilmesi aşağıdaki gibidir;

Yapılan performans hesaplamaları ile modülün istenilen itkiyi sağladığı görülmüştür. Bir sonraki aşamada ise, tasarlanan bileşenlerin hesaplanan verimleri ve kayıp katsayıları sisteme girdi olarak girilip gerekli düzenlemeler yapılacaktır.

Bir boyutlu akış yolu hesaplamalarında ise önerilen tasarım aralıklarında kalınmış olup modülün temel boyutları ortaya çıkmıştır. Önümüzdeki süreçte 2 ve 3 boyutlu analizlerin tamamlanıp, performans haritalarının çıkarılması planlanmaktadır.

Termal hesaplamalar sayesinde modülün termal dayanım kontrolü yapılmıştır. Bu doğrultuda malzeme seçimi ve mekanik gereksinimler kontrol edilmiştir. Ayrıca kavramsal tasarım aşamasında yapılan eksenel yük hesapları ile rulmanlara gelen yükler belirlenmiştir. Böylece rulman seçimine gidilmiştir.

Yağlama konsepti seçilirken jet motorun harcanabilir olduğu kabul edilerek, açık yağlama sistemi kullanılmasının maliyet ve üretilebilirlik açısından uygun olacağı sonucuna varıldı. Rulman yükleri hesaplandıktan sonra ise ana sistemin bir kolu olarak düşünülen aft modülünün yağlama sistemine gönderilecek olan yağ debi hesabı yapıldı.

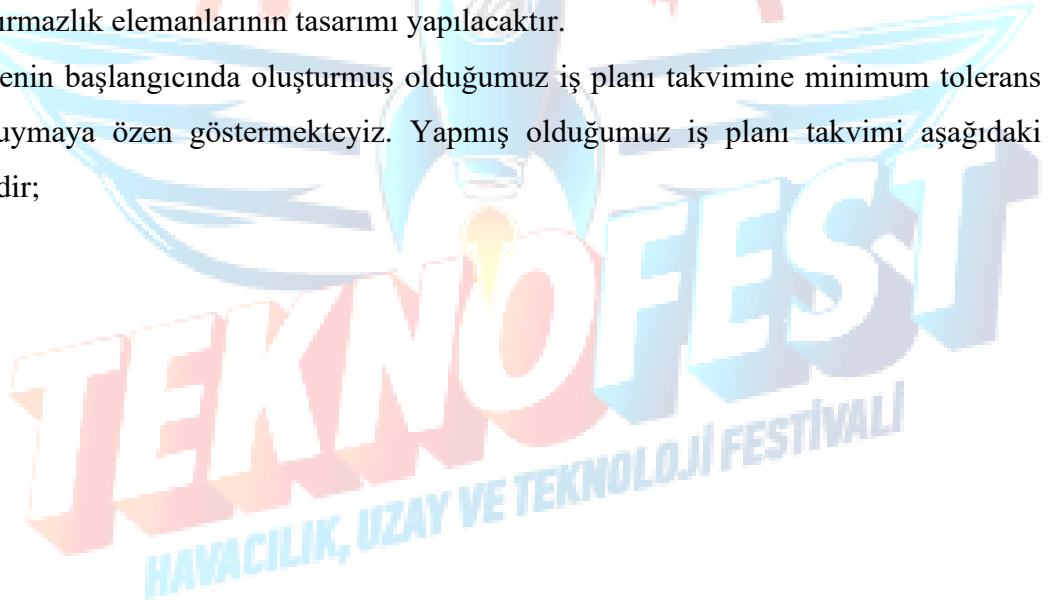
Parçalara yapılan mukavemet hesaplarıyla, gelen gerilmeler etkisinde emniyetli bir şekilde çalışıp çalışmadığına bakılıp, 25 saatten fazla çalışması için sıcaklık gerilim hesabı yapılmıştır. Önümüzdeki aşamada 3 boyutlu tasarım yapıldığında parçaların ağırlıkları hesaplanıp, yapısal analizlerine bakılacaktır.

Yapının doğal frekans ve rezonans konusu oldukça önemlidir. Yapımızın titreşimden dolayı zarara uğramaması için rulmansız uygulamadan önce yapımızın doğal frekans davranışı incelenmiştir. Bu davranışına uygun bir tasarım gerçekleştirilip, sistemimiz doğal frekansta çakışan bir frekansta uyarılmasını engellenmek veya milin kritik hızlarda döndürülmesinden kaçınmak amaçlanmıştır. Yani tasarımıımız rezonansa girip girmediği kontrol edilmiştir. İlerleyen aşamada mekanik ekibiyle problemler daha da detaylı incelenecek ve şekil tasarımının da nihai sonucuna varılacaktır.

5 Sonraki Çalışmalar ve İş Planı Önerisi

Yapılan hesaplamalar çoğunlukla bir boyutlu ve çeşitli kabuller altında gerçekleştirildiğinden bu tasarım güvenilirlik ve üretilebilirlik açısından kullanıma yeterli değildir. Tasarıma uygulanması gereken iki ve üç boyutlu analizlere detay tasarım kısmında yer verilecektir. Modülün temel boyutlandırması tamamlandıktan sonra gerekli olan analizlerin (dinamik, yapısal, termal, mekanik, akış) uygulanması planlanmaktadır. Yağlama analizleri doğrultusunda ikincil akış debisi hesabı ve sızdırmazlık elemanlarının tasarımı yapılacaktır.

Projenin başlangıcında oluşturmuş olduğumuz iş planı takvimine minimum tolerans ile uymaya özen göstermekteyiz. Yapmış olduğumuz iş planı takvimi aşağıdaki gibidir;



İşin Tanımı	Aylar												
	Mart				Nisan				Mayıs				Haziran
	1.Hafta	2.Hafta	3.Hafta	4.Hafta	1.Hafta	2.Hafta	3.Hafta	4.Hafta	1.Hafta	2.Hafta	3.Hafta	4.Hafta	1.Hafta
Literatür Taraması	×	×	×										
Performans çevrimi		×	×										
1D Akış yolu analizi		×	×	×									
1D Termal hesaplama			×	×									
Mekanik tasarım hesaplamaları		×	×	×	×	×							
Malzeme seçimi / Yağlama konsept seçimi			×	×									
1D Yapısal hesaplamaları			×	×	×								
Kavramsal raporun tamamlanması			×	×									
Birincil akış geliştirme					×	×	×	×	×	×			
İkincil akış ve yağlama analizleri						×	×	×	×				
Termal analizler								×	×	×			
Dinamik analizler								×	×	×	×	×	
Yapısal analizler							×	×	×	×	×	×	
Detay raporun tamamlanması												×	×

NOT Verilen iş-zaman tablosu proje sürecinin ana hatlarını oluşturmaktadır. Esasında iteratif bir süreç takip edilmekte ve gerekli iyileştirmeler sürekli yapılmaktadır.

Şekil 57 İş Zaman Tablosu

6 Risk Analizi

Risk analizi, oluşabilecek tehlikeleri belirlemek, bu tehlikelerle ilişkili riski analiz etmek ve değerlendirmek için yapılan bir süreç mekanizmasıdır. Tehlikeye karşı alınan tedbirler ile kayıp, yaralanma ve diğer çeşitli zararları en aza indirme esasına dayanır. Çeşitli risk analiz yöntemleri vardır. Hata Ağacı Analizi (FTA), Olay Ağacı Analizi (ETA), Arıza Modu ve Etki Analizi (FMEA), Risk Matrisi, Fine Kinney Risk Analizi vb. birçok risk değerlendirme modeli vardır. Farklı modellerin farklı yaklaşımları vardır. Tasarladığımız Aft Fan modülü için Kavramsal Tasarım etabında L tipi Risk Matrisi modeli tercih edilmiştir. Projenin devamında ise daha detaylı bir method olan Fine Kinney Risk Analizi yapılması planlanmaktadır.

L Tipi Risk Matrisi

Kullanımı kolay ve uygulaması en yaygın metotlardan birisidir. Bu metot diğer birçok metodun temelini teşkil eder. Bir riskin gerçekleşme ihtimali ile gerçekleşmesi sonucunda ortaya çıkaracağı şiddet derecesi gibi iki faktör değerlendirilerek bir **risk** ölçüm değeri elde edilir. Bu metot ile öncelikle bir olayın gerçekleşme ihtimali ile gerçekleşmesi halinde sonucunun derecelendirilmesi ve ölçümü yapılır.

Risk'in tanımlanması: $R = İ \times D$ şeklindedir.

R: Risk skoru İ: İhtimal D: Zararın derecesi

L tipi risk matrisinin yapısı ve kullanılan nicel değerlerin ne ifade ettiği Tablo 32-35'te verilmiştir. Yapılan nihai risk analizi Tablo 36'da ki gibidir.

Tablo 32.Riskin Ortaya Çıkma Olasılığı (İ)

Ortaya Çıkma Sıklığı		Ortaya Çıkma Olasılığı
Nicel Değer	Nitel Değer	
1	Yılda bir	Çok küçük dereceli olasılık
2	Üç ayda bir	Küçük dereceli olasılık
3	Ayda bir	Orta dereceli olasılık
4	Haftada bir	Yüksek dereceli olasılık
5	Her gün	Çok yüksek dereceli olasılık

Tablo 33.Zararın Değerlendirilmesi (D, Riskin Şiddeti)

Nicel Değeri	Nitel Değeri	Derecelendirme
1	Çok Hafif	İş saati kaybı olmayan, ilk yardım gerektiren
2	Hafif	İlk yardım gerektiren küçük yaralanmalar
3	Orta	En az üç gün istirahat gerektiren yaralanmalar
4	Ciddi	Ciddi yaralanma, meslek hastalığı, uzuv kaybı
5	Çok Ciddi	Birden çok ölümlü, ölümlü veya sürekli iş görememezlik

Tablo 34.Risk Matrisi (R, Risk Puan Tablosu)

Risk Puanı		ŞİDDET				
		Çok ciddi 5	Ciddi 4	Orta 3	Hafif 2	Çok hafif 1
O L A S I L I K	Çok yüksek 5	25	20	15	10	5
	Yüksek 4	20	16	12	8	4
	Orta 3	15	12	9	6	3
	Düşük 2	10	8	6	4	2
	Çok düşük 1	5	4	3	2	1

Tablo 35.Risk Skoru - Yapılacak Eylem

Risk skoru	Yapılacak Eylem
Katlanılmaz riskler 15, 16, 20, 25	Belirlenen risk kabul edilebilir bir seviyeye düşürülünceye kadar iş başlatılmamalı eğer devam eden bir faaliyet varsa derhal durdurulmalıdır. Gerçekleştirilen faaliyetlere rağmen riski düşürmek mümkün olmuyorsa, faaliyet engellenmelidir.
Dikkate değer riskler 8, 9, 10, 12	Belirlenen riskleri düşürmek için faaliyetler başlatılmalıdır. Risk azaltma önlemleri zaman alabilir.
Katlanabilir riskler 1, 2, 3, 4, 5, 6	Acil tedbir gerektirmeyebilir. Ancak mevcut kontroller sürdürülmelidir.

Tablo 36.Risk Analizi

TEHLİKE	RİSK	DEĞERLENDİRME			KATEGORİ	TEDBİR	NİHAİ DEĞERLENDİRME			KATEGORİ
		OLASILIK	ŞİDDET	PUAN			OLASILIK	ŞİDDET	PUAN	
YAĞ FİLTRESİNİN VEYA POMPASININ DÜZGÜN ÇALIŞMAMASI	YATAKLARIN VE HAREKETLİ PARÇALARIN DEFORMASYONU VE MOTOR ARIZASI	3	5	15	KATLANILAMAZ RİSK	POMPA, ENJEKTÖR VE FİLTRELERİN PERİYODİK BAKIMI VE DEĞİŞTİRİLMESİ	1	5	5	KATLANILABİLİR RİSK
YÜKSEK SICAKLIĞA BAĞLI SÜRÜNME	TÜRBİN KANATÇIĞINDA PLASTİK DEFORMASYON	4	5	20	KATLANILAMAZ RİSK	ERGİME SICAKLIĞI YÜKSEK MALZEME SEÇİMİ	1	5	5	KATLANILABİLİR RİSK
TERMAL ETKİLER VE MONTAJ HATALARI İLE ROTOR AŞINMASI	ROTORDA BALANS BOZUKLUĞU VE AŞIRI TİTREŞİM	3	5	15	KATLANILAMAZ RİSK	DÜZENLİ BAKIMLARLA KÜTLE DAĞILIMININ UYGUN DURUMA GETİRİLMESİ	1	5	5	KATLANILABİLİR RİSK
AŞIRI SICAKLIĞA VE YÜKLEMeye BAĞLI RULMANDAKİ HASARLAR	DEFORMASYONA BAĞLI RULMAN ARIZASI	3	5	15	KATLANILAMAZ RİSK	TİTREŞİM ANALİZLERİNİN SIKLAŞTIRILMASI VE YAĞ SİSTEMİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ	1	5	5	KATLANILABİLİR RİSK
SIZDIRMAZLIK ELEMANININ ÖZELLİĞİNİ KAYBETMESİ	YAKIT KAÇAĞI SONUCU MOTOR HASARI VEYA EKSENEL YÜKLERİN DENGELENMEMESİ	3	4	12	DİKKATE DEĞER RİSK	SIZDIRMAZLIK ELEMANLARININ DÜZENLİ BAKIMI VE DEĞİŞİMİ	1	4	4	KATLANILABİLİR RİSK
YABANCI VE DAHİLİ MADDE HASARI	MADDE HASARINA BAĞLI KOMPONENTLERİN ARIZASI	4	3	12	DİKKATE DEĞER RİSK	HAVA ALIĞI EGZOZ VE PİSTİN DÜZENLİ TEMİZLENMESİ	1	3	3	KATLANILABİLİR RİSK
İMALAT VE MONTAJ KUSURLARI	ÜRETİM KUSURLARINA BAĞLI TİTREŞİMLER	2	4	8	DİKKATE DEĞER RİSK	ALET, KILAVUZUN UZMAN PERSONEL İLE KULLANIMI	1	4	4	KATLANILABİLİR RİSK
MANEVRALARLA BRLİKTE DİSKE GELEN KUVVETLERİN ANİ DEĞİŞİMİ	DİSKİN DAĞILMASI VE DEVAMINDA MOTORUN KAYBI	3	5	15	KATLANILAMAZ RİSK	YETERİ STRESS MARJİNİN SAĞLANMASI	1	5	5	KATLANILABİLİR RİSK

7 Sonuç

Aft fan modüne ait tasarım geliştirme çalışmaları ve gerekli değerlendirmelerinin yapılmasıyla birlikte projenin kavramsal tasarımı belirli bir seviyeye ulaşmıştır. Bundan sonraki süreçte tüm hesaplamaların ve kabullerin genel kontrolü yapılacak olup detay tasarım için çalışmalara devam edilecektir.

8 Kaynakça

- 1) *TEI Guidelines.*
- 2) Cizmas, P. G. (2020). *Aerothermodynamics & Jet Propulsion* . AERO 351 Class Notes.
- 3) El-Sayed, A. F. (2017). *Aircraft Propulsion and Gas Turbine Engines.*
- 4) Farokhi, S. (2014). *Aircraft Propulsion* .
- 5) https://balancetechnology.com/calculators/calc_iso.php. Balance Calculator. adresinden alındı
- 6) https://dyrobes.com/help1800/Rotor_1800c.pdf. Dyrobes Rotor. adresinden alındı
- 7) J. Mattingly, H. v. (2006). *Elements of propulsion_ gas turbines and rockets.* AIAA Education.
- 8) Joachim Kurzke, I. H. (2018). *Propulsion and Power-* . Springer International Publishing.
- 9) Korpela, S. A. (2011). *Principles of Turbomachinery.*
- 10) Mehel, Y. S. (2017). *Jet Motorlarında Eksenel Kompresör Tasarımı.* Yüksek Lisans Tezi.
- 11) Philip Walsh, P. F. (2004). *Gas turbine performance.* Blackwell Science.
- 12) Saravanamuttoo, H. (2017). *Gas Turbine Theory.*
- 13) Sultanian, B. (2018). *Gas Turbines Internal Flow Systems Modeling.* Cambridge University Press.
- 14) Turan, Ö. (2000). *Gaz Türbinli Motorlarda Performans Analiz ve Değerlendirme Programları.*
- 15) Yunus A. Çengel, A. J. (2015). *Heat and mass transfer_ fundamentals and applications.* McGraw-Hill Education .

9 Ekler

9.1 Tablolar

Tablo 1. Motor Çevrim Parametreleri	19
Tablo 2. Bazı Termodinamik Değerler	19
Tablo 3. Kompresör-Fan Tasarım Parametreleri Aralıkları.....	27
Tablo 4. Türbin Dizayn Toblosu.....	36
Tablo 5. Türbin Tasarım Girdileri.....	38
Tablo 6. Nozul Tasarım Parametreleri.....	51
Tablo 7. İnconel 939 Kimyasal Bileşenleri.....	53
Tablo 8. İnconel 939 Malzeme Özellikleri	54
Tablo 9. AISI 4140 Çeliği Kimyasal Bileşenleri	55
Tablo 10. AISI 4140 Malzeme Özellikleri.....	55
Tablo 11. Ti6A14V Kimyasal Bileşenleri ve Malzeme Özellikleri.....	56
Tablo 12. Ti6A14V Fiziksel Özellikleri	56
Tablo 13. Türbinden Gelen Girdi Değerleri.....	58
Tablo 14. Fandan Gelen Girdi Değerleri.....	65
Tablo 15. Türbin Kanatçığı Termal Hesabı Giriş Parametreleri.....	66
Tablo 16. Emme- Basma Yüzeyi Dış Isı Transfer Katsayıları.....	69
Tablo 17. İç Mahfaza (Shroud) Termal Hesabının Giriş Parametreleri.....	72
Tablo 18. İç Mahfaza (Shroud) Termal Hesabı Sonuçları	72
Tablo 19. Disk Eksenel Yük Sonuçları	74
Tablo 20. Türbin Aero Eksenel Yük Sonuçları.....	76
Tablo 21. Fan Aero Eksenel Yük Sonuçları	76
Tablo 22. Eksenel Yük Sonuçları	77
Tablo 23. SV7003 E TA Rulman Özellikleri.....	77
Tablo 24. Rulmanlara Gelen Yükler	78
Tablo 25. Eşdeğer Yük Hesabı	78
Tablo 26. Rulman Ömür Değerleri	79
Tablo 27. Bilyalı Rulman İçin Farklı Yağlama Türlerine Göre fo Katsayı Değeri ...	82
Tablo 28. Yağlama Debisi Hesabında Kullanılan Giriş Parametreleri	83
Tablo 29. Hesaplama Sonuçları	83
Tablo 30. Yağlama Debisi Sonuçları	83

Tablo 31. AISI 4140 Malzeme Özellikleri.....	87
Tablo 32. Riskin Ortaya Çıkma Olasılığı (İ).....	103
Tablo 33. Zararın Değerlendirilmesi (D, Riskin Şiddeti)	103
Tablo 34. Risk Matrisi (R, Risk Puan Tablosu).....	103
Tablo 35. Risk Skoru - Yapılacak Eylem.....	103
Tablo 36. Risk Analizi	104

9.2 Şekiller

Şekil 1	Turbofan Motorların Sınıflandırılması. (El-Sayed, 2017).....	4
Şekil 2	Ön Fan Konfigürasyonu (Forward-fan), (El-Sayed, 2017).....	5
Şekil 3	Arka Fan Konfigürasyonu (Aft-fan), (El-Sayed, 2017).....	5
Şekil 4	Aft Fan Bıçak Geometrisi	6
Şekil 5	Ses Altı Giriş Terminolojisi.....	7
Şekil 6	Ses Altı Girişi İçin Tipik Akış Streamline Modelleri.....	8
Şekil 7	Eksenel Kompresörlerde Temel Değişimler.....	9
Şekil 8	Eksenel kompresörün düzeni	9
Şekil 9	Bir santrifüj kompresörün düzeni.	9
Şekil 10	Eksenel Akışlı Türbin Akış Diyagramı (Meherwan-2006)	11
Şekil 11	Eksenel Akışlı Türbin Radyal, Karışık Akışlı Türbin	11
Şekil 12	Tek Kademeli Eksenel Türbin Çok Kademeli Eksenel Türbin	12
Şekil 13	Aft Fan Modül Turbo Fan.....	12
Şekil 14	İmpuls ve Reaksiyon Türbin Dademesi (Meherwan-2006).....	13
Şekil 15	Yakınsak Nozul.....	14
Şekil 16	Yakınsal-İraksal Nozul	14
Şekil 17	Aft Fan Turbofan Motoru İstasyon Numaralandırılması.....	16
Şekil 18	Aft Fan Turbofan Motoru T-S Diyagramı	17
Şekil 19	Çevrim Analizi Sonuçları; Altair_cycle Kodu.....	23
Şekil 20	Tipik Bir Eksenel Kompresör/Fan Aşaması.	24
Şekil 21	Tasarım girdileri, altair_fan_aero kodu	28
Şekil 22	Türbin İstasyon Numaralandırma	38
Şekil 23	Türbin kademesinin Hub, Mean, Tip açıları, Altair_turbine aero kodu ..	45
Şekil 24	Stagger-Kanat Açılımları	46
Şekil 25	Profil Kayıp Değerleri	47

Şekil 26	λ Değer Grafiği	48
Şekil 27	Çeşitli Koni Yarım Açısı İçin Nozul Boyunca Basınçoranı İle Akış Katsayısının Değişimi Ref.1(By R. E. Grey).....	52
Şekil 28	Inconel 939 Çeliğinin Larsson-Miller Diyagramı	59
Şekil 29	Yorulma Stres Döngüsü.....	61
Şekil 30	Döngüsel Gerilim-Gerilme Aralığı Diyagramı.....	62
Şekil 31	Manson-Coffin LCF Yaşam Korelasyonu.....	62
Şekil 32	Sürünme Eğrileri.....	63
Şekil 33	Isı Transfer Katsayısının Chord Mesafesi Boyunca Emme ve Basma Yüzeylerine Göre Dağılımı	70
Şekil 34	İç Mahfaza (Shroud) Kesiti.....	70
Şekil 35	Dış Mahfaza (casing) Kesiti	73
Şekil 36	Yağlama Bölgesinin Temsili Gösterimi	81
Şekil 37	Rotor Hareketi Genliği.....	85
Şekil 38	Sabit Desteklerde Jeffcott Rotor Kesiti	86
Şekil 39	Şaft Tasarımı Geometrisi	88
Şekil 40	Şaft Boyutu İntputları	88
Şekil 41	Şaftın Taşıyacağı Disklerin Kütle ve Atalet Momentleri	89
Şekil 42	Şafta Binen Diskin Unbalance Değeri.....	89
Şekil 43	Amplitude Faktörünü Örneği.....	89
Şekil 44	Seperate Margin Mantiği	90
Şekil 45	Rulmanlarımıza Girilen Değerler	90
Şekil 46	Kritik Hız Girdileri	91
Şekil 47	Mod 3 İçin Kritik Hız Değerleri	91
Şekil 48	Tasarımımızda Elde Edilen Şaft Geometrisi ve Rulman Yerleri.....	92
Şekil 49	Kararlılık Analizi ve Kritik Hız Optimizasyonu İçin Girdiler.....	92
Şekil 50	Campbell Diyagramı (Damperlenmiş Doğal Frekans Haritası)	93
Şekil 51	Durağan Durumdaki Sistemin Girdileri.....	93
Şekil 52	Deplasman Değerlerimiz	94
Şekil 53	Birinci Rulmana Gelen Yük=64.961[N].....	94
Şekil 54	İkinci Rulmana Gelen Yük = (57.409N)	95
Şekil 55	Rulman Stifness Optimizasyonu.....	95
Şekil 56	Kritik Hız Haritası Örnek	96
Şekil 57	İş Zaman Tablosu.....	101

