

TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR RADYAL TÜRBİN ve KOMPRESÖRLÜ HAVA ÇEVİRİM MAKİNESİNİN
TASARLANMASI ve HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ
ANALİZLERİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hüseyin Efe ÖZDEMİR

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı USLU

ARALIK 2022

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, alıntı yapılan kaynaklara eksiksiz atıf yapıldığını, referansların tam olarak belirtildiğini ve ayrıca bu tezin TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Hüseyin Efe ÖZDEMİR



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BİR RADYAL TÜRBİN ve KOMPRESÖRLÜ HAVA ÇEVİRİM MAKİNESİNİN

TASARLANMASI ve HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ

ANALİZLERİ

Hüseyin Efe ÖZDEMİR

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı USLU

Tarih: Aralık 2022

İklimlendirme işlemi, geçmişten günümüze halen büyük önem arz eden bir konudur. Çeşitli elektronik cihazların soğutulmasından, ticari yolcu uçakları ve otomotiv kabinlerinin beklenen konfor sıcaklık aralığında tutulmasına kadar birçok benzer alanda çeşitli mühendislik faaliyetleri sürdürülmektedir. Özellikle hava platformlarında soğutma işlemi kritik rol üstlenmektedir. Konvansiyonel soğutma sistemleri, bünyelerinde buhar sıkıştırımlı çevrim içermekle beraber hava platformlarında artık nadiren kullanılmaktadır. Hava platformlarında iklimlendirme işlemi için hava çevrimi içeren soğutma sistemleri birçok avantajından dolayı yer almaktadır. Düşük güç tüketimi ve ağırlığı, bakım onarım kolaylığı, bünyesinde ozon yok edici, sera etkisi yaratan toksik gazların yerine güvenli ve temiz bir akışkan olan havanın bulunması bu avantajlara örnektir.

Hava çevrim makinesi (HÇM), hava çevrimi yapılan soğutma sistemlerindeki en temel bileşendir. Hava çevrim makineleri; hava platformlarının uçuş profillerine, gerekli soğutma kapasitesine, basınçlandırma ve nem kontrolü gibi ihtiyaçlarına göre birçok farklı konfigürasyona sahiptir.

Bu çalışma kapsamında; ram havası beslemeli ters önyüklemeli, 2 tekerli, hava çevrim makinesi ile savaş uçaklarının kanat altında bulunan podlarının soğutulması üzerine

çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Deniz seviyesi, 322 K (49 °C) ortam koşulunda, 1 Mach seyir hızında uçan hava platformunun, kanat altında bulunan, aviyoniklerin bulunduğu poddaki ısı yükleri aktif iken hava çevrim makinesi ile soğutulması için radyal türbin ve kompresör tasarımı yapılmıştır.

İlk başta, kavramsal tasarım çalışmaları yapılmış olup bu noktada bir boyutlu hesaplamalar yapılmıştır. Bu hesaplamalar için elde edilen girdiler, ANSYS Vista RTD (Radial Turbine Design) ve CCD (Centrifugal Compressor Design) ile elde edilen çıktılar üzerinden ANSYS BladeGen programına girdi sağlanarak üç boyutlu kanat geometrileri elde edilmiştir. Kanat geometrilerine ve yönlendirici kanatçık profilleri eklenerek tek kanatçık geometrisinin modellendiği üç boyutlu Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizleri gerçekleştirilmiştir. Daha kapsamlı sayısal çalışmaların yapılması adına tüm sistem bileşenlerinin yer aldığı üç boyutlu Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri oluşturulmuştur. Tüm sistem bileşenlerinin yer aldığı HAD analizlerinde kullanılan geometri bünyesinde, türbin ve kompresör rotorları ve salyangozları, yönlendirici kanatçık profili ve borulamalar yer almaktadır. Tüm sistem bileşenlerinin geometrisinin hazırlanmasındaki temel motivasyon, tasarlanan hava çevrim makinesine ait ANOVA ARGE Teknolojileri A.Ş. altyapısında kurulan test düzeneği geometrisinin kurulmasıdır. Üç boyutlu HAD analizleri kapsamında, sayısal ağ ve türbülans modeli çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizleri ticari bir yazılım olan ANSYS CFX çözücüsü ile gerçekleştirilmiştir.

Tasarlanan Hava Çevrim Makinesi test düzeneğinde testler gerçekleştirilmiş olup elde edilen sonuçlar HAD analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hava çevrim makinesi (HÇM), Hava çevrimi ile soğutma, Pod, İklimlendirme, Soğutma, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, Bir boyutlu hesaplama, Ram havası.

ABSTRACT

Master of Science

DESIGN OF AIR CYCLE MACHINE with A RADIAL TURBINE AND A
RADIAL COMPRESSOR AND COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS

ANALYSIS

Hüseyin Efe Özdemir

TOBB University of Economics and Technology
Institute of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering Science Programme

Supervisor: Assist. Prof. Dr. Sıtkı Uslu

Date: December 2022

The climatization process is still a phenomenon of great importance from the past to the present. Various engineering activities are carried out in many similar areas, from cooling electronic equipment to keeping commercial passenger aircraft and automotive cabins within the defined comfort temperature range. Especially in aerial platforms, the cooling process takes a critical role. Conventional cooling systems, which contain a vapor compression cycle, are rarely used on aerial platforms at present. Air cycle cooling systems have many advantages about air conditioning for aerial platforms. Low power consumption, low weight, ease of maintenance and repair are important advantages of Air Cycle Machines (ACM). Using air as a coolant which is a safe and clean fluid instead of ozone-depleting gases is an additional and important advantage of an ACM.

Air cycle machines are the most essential component in air cycle cooling systems. Air cycle machines have many different configurations according to the requirements of

aerial platforms such as flight mission profiles, required cooling capacity, pressurization and humidity control.

Within the scope of present studies, research was carried out on the cooling of the under-wing pod of fighter jets with a ram powered reverse bootstrap, 2-wheel, air cycle machines. A radial turbine and compressor have been designed for cooling the external pod located under the wing of aerial platforms.

First, conceptual design calculation were carried out for a preliminary design of ACM. Three-dimensional blade geometries were obtained by providing input to the ANSYS BladeGen program through the inputs obtained for these calculations and the outputs obtained with ANSYS Vista RTD (Radial Turbine Design) and CCD (Centrifugal Compressor Design). Adding the guidevane geometries to the blade geometries, single-stage (one-blade) three dimensional Computational Fluid Dynamics (CFD) analyzes were performed.

In order to carry out more comprehensive numerical studies, three-dimensional Computational Fluid Dynamics analyzes including all system components were run. The geometry used in CFD analysis, which includes all system components, includes turbine and compressor rotors and volutes, guide blade profile and piping.

Three Dimensional Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis were performed for the detailed design of experiment (DOE). Within the framework mesh independence and turbulence model studies were carried out. CFD computations were performed using ANSYS CFX solver. Tests were performed on the designed ACM installed at ANOVA ARGE A.Ş. and results were compared with the 3D CFD predictions.

Keywords: Air Cycle Machine, Air cycle cooling, Air cycle refrigeration, Pod, Climatization, Cooling, Computational fluid dynamics, One dimensional calculations, Ram air.

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca bana verdiği desteklerinden dolayı ve akademik bakış aısı kazandırdığı için değerli hocam Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı USLU'ya,

Yüksek lisans tezimi yazabilmem için gerekli altyapıyı ve maddi manevi her türlü desteği sağlayan ANOVA ARGE Teknolojileri A.Ő'ye,

Mühendislik anlamında bugünlere gelmemi sağlayan ve ufkumun açılmasını sağlayan Semih TEKELİOĞLU ve Süha KAZANÇ'a,

Çalıőmamı yazarken birçok kez sorularımı sabırla yanıtlayan Tacettin Utku SÜER'e, Mehmet Emin ÇELİKKIRAN'a, Gülberg ÇELİKEL'e

Bugünlere gelmemi sağlayan beni her türlü destekleyen annem Rabiha ÖZDEMİR'e, babam İsmet ÖZDEMİR'e ve her zaman yanımda olan ve desteklerini esirmeyen eőim İlayda GÜNGÖR ÖZDEMİR'e çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	vii
ABSTRACT	ix
TEŞEKKÜR	xi
İÇİNDEKİLER	xiii
ŞEKİL LİSTESİ	xv
ÇİZELGE LİSTESİ	xix
KISALTMALAR	xxi
SEMBOL LİSTESİ	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Hava Çevrim Makineleri ve Kullanım Alanları	1
1.2 Problemin Tanımı	7
1.3 Tezin Amacı ve Kapsamı	8
1.4 Literatür Taraması	9
2. MATEMATİKSEL MODEL	19
2.1 İzentropik Bağlıntılar.....	20
2.2 Türbin Ön Tasarım Denklemleri	20
2.3 Kompresör Ön Tasarım Denklemleri	21
2.4 Yönlendirici Kanatçık Ön Tasarım Denklemleri	22
2.5 Radyal Denge Denklemleri	23
3. BİR BOYUTLU TASARIM	25
3.1 Uçuş Profiline Göre Giriş Sınır Koşulunun Belirlenmesi	25
3.2 Türbin Tasarımı	25
3.3 Kompresör Tasarımı	28
3.4 Yönlendirici Kanatçık Tasarımı	31
4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ MATEMATİKSEL MODELLER	37
4.1 Temel Denklemler	37
4.2 Türbülans Modellenmesi	38
4.2.1 RANS denklemleri	38
4.2.2 RNG k- ϵ türbülans modeli.....	40

4.2.3 SST k- ω türbülans modeli	42
5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ANALİZLERİ	45
5.1 Türbin Rotoru ve Yönlendirici Kanatçık Bileşenleri Tek Kanatçık HAD Analizleri.....	45
5.2 Türbin Rotoru ve Yönlendirici Kanatçık Bileşenleri Tek Kanatçık HAD Analizleri Sonuçları.....	53
5.3 Kompresör Rotoru Tek Kanatçık HAD Analizleri.....	57
5.4 Kompresör Rotoru Tek Kanatçık HAD Analizleri Sonuçları	63
5.5 Tüm Sistem Bileşenleri HAD Analizleri.....	66
5.6 Tüm Sistem Bileşenleri HAD Analizleri Sonuçları	74
5.7 Hava Çevrim Makinesi Test Düzenegi.....	80
5.8 Tüm Sistem HAD Analizleri ile Hava Çevrim Makinesi Test Düzenegi Sonuçlarının Karşılaştırılması	83
6. SONUÇLAR VE GELECEKTE YAPILACAK ÇALIŞMALAR	87
6.1 Sonuçlar	87
6.2 Gelecekte Yapılması Planlanan Çalışmalar.....	88
KAYNAKLAR.....	91
ÖZGEÇMİŞ	93

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Turbofan soğutma sistemi sistem mimarisi görseli .	3
Şekil 1.2: Önyüklemeli soğutma sistemi sistem mimarisi .	4
Şekil 1.3: Önyüklemeli sistemli hava çevrim makinesine sahip hava platformunun sistem mimarisi gösterimi .	5
Şekil 1.4: Ters önyüklemeli soğutma sistemi sistem mimarisi	6
Şekil 1.5: Ram havası beslemeli ters önyüklemeli soğutma sistemi sistem mimarisi .	6
Şekil 1.6: Tasarım metodolojisi akış şeması.	9
Şekil 1.7: HÇM ve turbo besleme ünite ile otomotiv kabin içi soğutma sistemi sistem mimarisi .	11
Şekil 1.8: Sığınak iklimlendirme sistemi sistem mimarisi görseli	12
Şekil 1.9: Turbofan önyüklemeli soğutma sistemi sistem mimarisi .	17
Şekil 2.1: HÇM sistem mimarisi ve konum numaralandırılması.	19
Şekil 3.1: Türbin $U/C - \eta_t$ Grafiği	26
Şekil 3.2: ANSYS Vista RTD Türbin Hız Üçgenleri Çıktısı	27
Şekil 3.3: ANSYS BladeGen türbin rotoru 3 boyutlu CAD geometrisi.	28
Şekil 3.4: $N_s - \eta_c$ Grafiği .	30
Şekil 3.5: ANSYS BladeGen kompresör rotoru 3 boyutlu CAD geometrisi	31
Şekil 3.6: NACA 0012 ve 0014 giriş bölgesi iki kanat arası mesafe gösterimi (a) NACA 0012, (b) NACA 0014 .	33
Şekil 3.7: Lüle şematığı	34
Şekil 5.1: NACA 0014 Geometri Görseli.	46
Şekil 5.2: NACA 0012 Geometri Görseli.	46
Şekil 5.3 NACA 0012-TE-0.3mm Geometri Görseli	46
Şekil 5.4: Türbin rotoru tek kanatçık geometri görseli.	47
Şekil 5.5: Türbin rotoru ve yönlendirici kanatçık tek kanatçık HAD analizleri sınır koşulu gösterimi (a) çıkış sınır koşulu basınç, (b) giriş sınır koşulu kütleli debi, (c) rotor periyodik sınır koşulu, (d) yönlendirici kanatçık periyodik sınır koşulu.	47
Şekil 5.6: NACA 0014 yönlendirici kanatçık profili sayısal ağ görselleri (a) 1.2 M (Milyon) hücre sayısı yakınlaştırılmış, (b) 1.2 M hücre sayısı, (c) 4.5 M hücre sayısı yakınlaştırılmış, (d) 4.5 M hücre sayısı	49
Şekil 5.7: Türbin rotoru sayısal ağ görselleri (a) 1.2 M hücre sayısı, (b) 4.5 M hücre sayısı , (c) 1.2 M hücre sayısı yakınlaştırılmış, (d) 4.5 M hücre sayısı yakınlaştırılmış	49
Şekil 5.8: İki kanat arası veri alınan çizgi konumu (a) türbin rotoru, (b) NACA 0014 yönlendirici kanatçık.	50
Şekil 5.9: RNG k- ϵ türbülans modeli kullanılarak sayısal ağ çalışmalarına bağlı değişimler; (a) NACA 0014 yönlendirici kanatçık üzeri hız değişimi, (b)	

NACA 0014 yönlendirici kanatçık üzeri basınç değişimi, (c) türbin rotoru üzeri mutlak koordinat sistemi hız değişimi.....	51
Şekil 5.10: 1.2 M hücre sayısı kullanılarak türbülans modeli çalışmalarına bağlı değişimler; (a) NACA 0014 yönlendirici kanatçık üzeri hız değişimi, (b) NACA 0014 yönlendirici kanatçık üzeri basınç değişimi, (c) türbin rotoru üzeri mutlak koordinat sistemi hız değişimi.....	53
Şekil 5.11: NACA 0014, Sayısal Ağ I, RNG $k-\epsilon$ HAD analizi Mach sayısı kesit görseli.....	55
Şekil 5.12: NACA 0012, Sayısal Ağ I, RNG $k-\epsilon$ HAD analizi Mach sayısı kesit görseli.....	55
Şekil 5.13: NACA 0012-TE-0.3mm, Sayısal Ağ I, RNG $k-\epsilon$ HAD analizi Mach sayısı kesit görseli.....	56
Şekil 5.14: NACA 0012-TE-0.3mm, Sayısal Ağ II, RNG $k-\epsilon$ HAD analizi dağılım görseli (a) mutlak koordinat sistemi Mach sayısı dağılımı, (b) hız akış çizgileri dağılımı.....	56
Şekil 5.15: NACA 0012-TE-0.3mm, Sayısal Ağ I, SST $k-\omega$ HAD analizi dağılım görseli (a) mutlak koordinat sistemi toplam basınç dağılımı, (b) mutlak koordinat sistemi toplam sıcaklık dağılımı.....	57
Şekil 5.16: Kompresör rotoru tek kanatçık geometri görseli.....	57
Şekil 5.17: Kompresör rotoru tek kanatçık HAD analizleri sınır koşulu gösterimi (a) giriş sınır koşulu kütleli debi, (b) çıkış sınır koşulu basınç, (c) rotor periyodik sınır koşulu.....	58
Şekil 5.18: Kompresör rotoru sayısal ağ görselleri (a) 1.2 M hücre sayısı, (b) 4.5 M hücre sayısı.....	59
Şekil 5.19: Kompresör rotoru iki kanat arası veri alınan çizgi konumu.....	59
Şekil 5.20: Kompresör rotoru tek kanatçık HAD analizleri RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılarak kompresör rotoru üzerinde yapılan sayısal ağ çalışmasında mutlak koordinat sisteminde a) hız b) toplam basınç c) toplam sıcaklık değişimini göstermektedir.....	61
Şekil 5.21: Kompresör rotoru tek kanatçık HAD analizleri 1.2 M hücre sayısı kullanılarak kullanılarak kompresör rotoru üzerinde yapılan türbülans modeli çalışmasında mutlak koordinat sisteminde a) hız b) toplam basınç c) toplam sıcaklık değişimini göstermektedir.....	62
Şekil 5.22: Türbin ve kompresör rotoru tolerans - güç değişimi.....	64
Şekil 5.23: Kompresör rotoru, Sayısal Ağ I, RNG $k-\epsilon$ HAD analizi hız akış çizgileri dağılımı.....	64
Şekil 5.24: Kompresör rotoru, Sayısal Ağ I, RNG $k-\epsilon$ HAD analizi orta eksen mutlak koordinat sistemi Mach sayısı kesit görseli.....	65
Şekil 5.25: Kompresör rotoru, Sayısal Ağ I, RNG $k-\epsilon$ HAD analizi orta eksen mutlak koordinat sistemi basınç kesit görseli.....	65
Şekil 5.26: Tüm sistem bileşenleri geometri görseli (a) genel bakış, (b) türbin rotoru ve yönlendirici kanatçıklar, (c) kompresör rotoru.....	66
Şekil 5.27: Tüm sistem bileşenleri HAD analizleri sınır koşulu gösterimi (a) giriş sınır koşulu kütleli debi, (b) çıkış sınır koşulu basınç, (c) ısıtıcı hacmi enerji kaynağı sınır koşulu.....	67
Şekil 5.28: Tüm sistem bileşenleri türbin rotoru Sayısal Ağ Görselleri (a) 30 M hücre sayısı, (b) 30 M hücre sayısı yakınlaştırılmış, (c) 107 M hücre sayısı, (d) 107 M hücre sayısı yakınlaştırılmış.....	68
Şekil 5.29: 2 kanatçık arası veri alınan çizgi konumu (a) kompresör rotoru, (b) türbin rotoru.....	68

Şekil 5.30: Tüm sistem bileşenleri HAD analizleri RNG $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılarak türbin rotoru üzerinde yapılan sayısal ağ çalışmasında mutlak koordinat sisteminde a) toplam sıcaklık b) toplam basınç c) hız değişimini göstermektedir.....	70
Şekil 5.31: Tüm sistem bileşenleri HAD analizleri RNG $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılarak kompresör rotoru üzerinde yapılan sayısal ağ çalışmasında mutlak koordinat sisteminde a) toplam sıcaklık b) toplam basınç c) hız değişimini göstermektedir.....	71
Şekil 5.32: Tüm sistem bileşenleri HAD analizleri 107 M hücre sayısı kullanılarak kullanılarak türbin rotoru üzerinde yapılan türbülans modeli çalışmasında mutlak koordinat sisteminde a) toplam sıcaklık b) toplam basınç c) hız değişimini göstermektedir.....	73
Şekil 5.33: Tüm sistem bileşenleri HAD analizleri 107 M hücre sayısı kullanılarak kullanılarak kompresör rotoru üzerinde yapılan türbülans modeli çalışmasında mutlak koordinat sisteminde a) toplam sıcaklık b) toplam basınç c) hız değişimini göstermektedir.....	74
Şekil 5.34: Türbin- kompresör çifti çalışma noktası.....	75
Şekil 5.35: Tüm sistem bileşenleri, 107 M hücre sayısı, RNG $k-\varepsilon$ HAD analizi basınç kesit görseli.	76
Şekil 5.36: Tüm sistem bileşenleri, 107 M hücre sayısı, RNG $k-\varepsilon$ HAD analizi sıcaklık kesit görseli.....	77
Şekil 5.37: Tüm sistem bileşenleri, 107 M hücre sayısı, RNG $k-\varepsilon$ HAD analizi hız akış çizgileri görseli.	77
Şekil 5.38: Tüm sistem bileşenleri, RNG $k-\varepsilon$, HAD analizi türbin rotoru üzeri $y+$ dağılımları (a) 30 M hücre sayısı, (b) 107 M hücre sayısı, (c) 107 M hücre sayısı.....	78
Şekil 5.39: Tüm sistem bileşenleri, RNG $k-\varepsilon$, HAD analizi türbin rotoru üzeri mutlak koordinat sistemi basınç dağılımları (a) 30 M hücre sayısı, (b) 107 M hücre sayısı.....	79
Şekil 5.40: Tüm sistem bileşenleri, RNG $k-\varepsilon$, HAD analizi türbin ve kompresör rotoru mutlak koordinat sistemi Mach Sayısı Dağılımı (a) 30 M hücre sayısı türbin rotoru, (b) 107 M hücre sayısı türbin rotoru, (c) 30 M hücre sayısı kompresör rotoru, (d) 107 M hücre sayısı kompresör rotoru.....	80
Şekil 5.41: HÇM test düzeneği 3 boyutlu çizim görseli.	80
Şekil 5.42: HÇM Test Düzeneği Bileşenleri (a) Isıtıcılar ve Isı Değiştirgeç, (b) HÇM'nin ve ısı yükün bulunduğu yapı ve borulama, (c) üfleyici.....	81
Şekil 5.43: Test düzeneğine entegre edilen Hava Çevrim Makinesi görseli.	81
Şekil 5.44: Tüm sistem HAD analizi hız akış çizgileri gösterimi.....	85



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1: Denklem 2.1 ve 2.2 Girdi ve Çıktıları.	25
Çizelge 3.2: Türbin Varsayımları.....	26
Çizelge 3.3: Denklem 2.3 ve 2.4 Girdi ve Çıktıları.	27
Çizelge 3.4: Denklem 2.5 ve 2.6 Girdi ve Çıktıları	29
Çizelge 3.5: Denklem 2.7, 2.8 ve 2.9 Girdi ve Çıktıları	30
Çizelge 3.6: Denklem 2.10, 2.11 ve 2.12 Girdileri ve Çıktıları.....	33
Çizelge 3.7: Yönlendirici kanatçık boğaz bölgesi iki kanatçık arası mesafe ölçümü.35	
Çizelge 4.1 RNG $k-\epsilon$ modeline ait sabit değerler.....	42
Çizelge 4.2 SST $k-\omega$ modeline ait sabit değerler.....	44
Çizelge 5.1: Türbin rotoru ve yönlendirici kanatçık HAD analizi sınır koşulu tanımlaması.	48
Çizelge 5.2: Türbin rotoru ve yönlendirici kanatçık HAD analizi sayısal ağ hücre sayıları.....	48
Çizelge 5.3: Yönlendirici kanatçıklar, Sayısal Ağ I, RNG $k-\epsilon$ ve SST $k-\omega$ HAD analiz sonuçları.....	53
Çizelge 5.4: Kompresör rotoru HAD analizi sınır koşulu tanımlaması.....	58
Çizelge 5.5: Kompresör rotoru HAD analizi sayısal ağ hücre sayıları.....	59
Çizelge 5.6: Kompresör, Sayısal Ağ I, RNG $k-\epsilon$ ve SST $k-\omega$ HAD analiz sonuçları.63	
Çizelge 5.7: Tüm sistem HAD analizi sınır koşulu tanımlaması.....	67
Çizelge 5.8: Tüm sistem HAD analizi sayısal ağ hücre sayıları.....	67
Çizelge 5.9: Tüm sistem HAD analiz sonuçları.....	75
Çizelge 5.10: Hava Çevrim Makinesi test sonuçları.....	82
Çizelge 5.11: Tüm sistem HAD analizi sınır koşulu tanımlaması.....	83
Çizelge 5.12: HÇM test sonuçları tüm sistem HAD analizleri karşılaştırması.....	83



KISALTMALAR

ACM	: Hava Çevrim Makinesi (Air Cycle Machine)
APU	: Yardımcı Güç Ünitesi (Auxiliary Power Unit)
CCD	: Santrifüj Kompresör Tasarımı (Centrifugal Compressor Design)
CCS	: Sabit Katsayılı Ölçeklendirme (Constant Coefficient Scale)
CFC	: Kloroflorokarbon (Chlorofluorocarbon)
COP	: Performans Katsayısı (Coefficient of Performance)
ECS	: Çevresel Kontrol Sistemi (Environmental Control System)
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HCFC	: Hidrokloroflorokarbon (Hydrochlorofluorocarbon)
HÇM	: Hava Çevrim Makinesi
MPSPU	: Çok Amaçlı Küçük Güç Ünitesi (Multi Purpose Small Power Unit)
RNG	: Tekrar Normalleştirilen Grup (Re-Normalisation Group)
RTD	: Radyal Türbin Tasarımı (Radial Turbine Design)
SST	: Kayma Gerilmesi Taşınımı (Shear Stress Transport)
VCS	: Değişken Katsayılı Ölçeklendirme (Variable Coefficient Scale)



SEMBOL LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
A	Alan
B	Bin
a	Ses hızı
c_p	Sabit basınçta özgül ısı
k	Türbülans kinetik enerjisi
Q	Hacimsel debi
R	İdeal gazsabit
r_p	Basınç oranı
S_m	Hacimsel momentum kaynağı
S_E	Hacimsel enerji kaynağı
M	Mach Sayısı
M	Milyon
N_s	Özgül Hız
t	Zaman
T	Sıcaklık
U	Hızı vektörü
V	Hız
λ	Isıl iletkenlik katsayısı
η	Verim
\dot{m}	Kütlesel debi
γ	Özgül ısı oranı
μ	Dinamik viskozite
μ_t	Türbülans viskozitesi
Γ_t	Burğaç difüzyonu
ν	Kinematik viskozite
ϵ	Türbülans kinetik enerjisi yitim oranı
ρ	Yoğunluk
τ	Viskoz gerilme tensörü
ω	Açısal hız
Δh_{0s}	İzentropik özgül iş



1. GİRİŞ

1.1. Hava Çevrim Makineleri ve Kullanım Alanları

Günümüzde kullanılan ticari ve askeri hava platformlarında kabin içi basınçlandırma, sıcaklık ve nem kontrolü çevresel kontrol sistemi (ECS) üzerinden gerçekleştirilmektedir. Çevresel kontrol sistemi; ek olarak yolcu/pilot konforu, hayati fonksiyonların sağlanması, havanın temizlenmesi, pnömatik ekipmanlara hava sağlanması ve elektronik ekipmanların iklimlendirilmesinden sorumludur. Bu görevler icra edilir iken sistemin temel bileşeni hava çevrim makinesi olup, sistem için büyük önem arz etmektedir. Hava çevrim makinesi (HÇM), yukarıda bahsedilen çevresel iklimlendirme sistemine ait tüm görevlerin icrasında aktif rol oynamaktadır. Fakat hava çevrim makinesinin en önemli görevi havanın iklimlendirilmesidir. Değişken termal yük ve uçuş koşullarına göre hava çevrim makinesinin termal tepki süresi ne kadar kısa olursa hava platformu için zaman, finans ve kritik görevin icra edilmesi konularında o kadar pozitif bir etki yaratılmış olacaktır [1].

Hava çevrim makineleri, soğutucu akışkan olarak genişlemiş ve soğumuş havayı kullanmaktadır. Ayrıca doğrudan veya dolaylı olarak diğer soğutma sistemlerine bağlanabilirler. Hava çevrimi ile soğutma işlemi, denenmiş ve test edilmiş bir teknoloji olup havanın güvenli ve zararsız bir akışkan olmasından dolayı uzun zamandır hava platformlarının kabin iklimlendirilmesinde kullanılmaktadır. Hava çevrim makinelerinin çalışma prensibi; motordan ve/veya hava alığından elde edilen havanın, çeşitli ısı değiştirgeçer vasıtasıyla sıcaklığının düşürülmesinden sonra türbin ile izentropik olarak genişletilip sıcaklığının düşürülmesidir. Türbinden çıkan ve sıcaklığı düşen hava, ihtiyaca binaen çeşitli elektronik sistemlere, kokpite vb. dağıtılmaktadır. Havanın ihtiyaçtan fazla soğutulması durumunda, platformun motorundan veya hava çevrim makinesi kompresöründen çıkan yüksek sıcaklık ve basınca sahip hava, bypass yapılarak ideal sıcaklıkta ilgili sistemlere sağlanır. Hava çevrim makineleri, konvansiyonel soğutma sistemlerinde kullanılan buhar sıkıştırırmalı çevrim ile soğutmaya göre daha düşük performans katsayısına (COP) sahiptir. Fakat buhar sıkıştırırmalı çevrim ile soğutma sağlayan sistemlerin ağırlık ve güç tüketim değerleri, hava çevrimi ile soğutma yapan sistemlere göre çok daha fazladır. Bu sebeple hava platformlarında öncelikli olarak hava çevrimi ile soğutma sağlayan sistemler kullanılmaktadır. Buna ek olarak; hava çevrim makineli soğutma sistemlerinde,

soğutma işlemi sırasında buhar sıkıştırılmalı çevrime göre ek birçok ısı değiştirgeç ihtiyacının bulunmaması, daha basit ve kompakt bir tasarıma sahip olması, daha az bileşen içermesi ve bakım kolaylığı gibi sebepler göz önünde bulundurulduğunda hava platformları için daha uygun bir sistem olmaktadır [2].

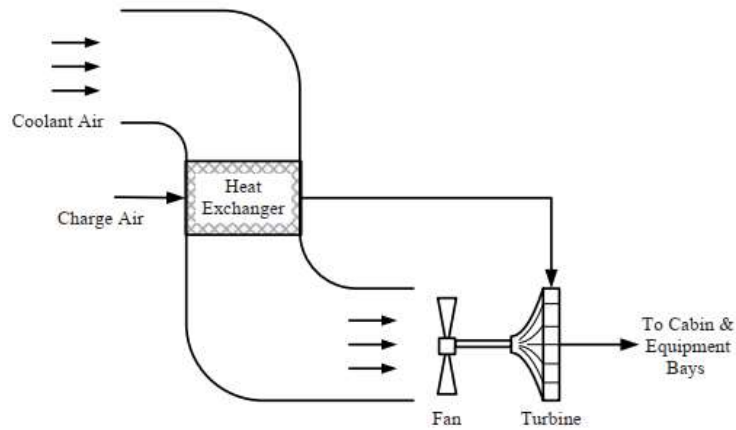
Hava çevrim makinelerinin kullanım alanlarının genişletilmesi için fizibilite çalışmaları yapılmaktadır. Konvansiyonel soğutma sistemlerinin buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinde kullanılan kloroflorokarbon (CFC) ve hidrokloroflorokarbon (HFC) soğutma gazları, ozon tabakasının yok edilmesinde önemli bir rol oynamakta olup küresel ısınmaya katkı sağlamaktadır. Bu sebeple, bu teknoloji sürdürülebilir değildir. Soğutucu akışkan olarak alternatif akışkanlar aranır iken ön plana, yanıcı ve zehirli olmamasından dolayı hava çıkmaktadır. Hava çevrimi ile yapılan soğutmada elde edilen geniş sıcaklık aralığında hava beslenmesi, nem ve basınç kontrolünün yapılabilmesi gibi kabiliyetler sonucunda hava çevrimi ile soğutmanın; yiyecek dondurulmasında, tren kabini iklimlendirilmesinde, fabrika kurutulmasında, bina iklimlendirilmesinde ve süpermarket soğutmasında kullanılabilirliği artmaktadır. Süpermarketlerde bulunan, merkezi sıkıştırılmış hava sağlayan sistemler ile hava, geniştilerek bağımsız olarak ısıtma, soğutma ve hatta gerektiğinde enerji üretiminde kullanılabilir. Bu fizibilite çalışmalarının gerçek hayat uygulamasına bir örnek Alman demiryollarına ait trene modern hava platformlarında kullanılan hava çevrim makinesi sistemi bazı modifikasyonlar ile entegre edilmiştir. Kapalı çevrimin hakim olduğu bu sistemde kompresör bir elektrik motoru ile sürülüp havanın sıkıştırılması sağlanmaktadır. Sıkıştırılan hava, bir ısı değiştirgeci vasıtasıyla dış ortamda bulunan hava ile soğutularak türbine gönderilmektedir. Türbinden çıkan izentropik olarak genişlemiş hava, yolcuların bulunduğu kabinin ısı yükünü taşıyan ısı değiştirgecinden ısı transfer ederek tekrar ısınmaktadır. Kompresör, bu eşanjörden çıkan havayı alarak sıkıştırmakta ve çevrimi tamamlamaktadır. Yolcu kabini içerisinde hava, sirküle edilerek türbin çıkışında bulunan ısı değiştirgecinde soğutulmaktadır. Bu entegrasyonun sonucu olarak, konvansiyonel buhar sıkıştırılmalı çevrime sahip soğutma sistemi ile hava çevrimi barındıran soğutma sistemi karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda, hava çevrimi ile yapılan soğutma işleminde %15 daha az güç tüketimi ve %25-30 daha az ağırlık değeri yakalanmıştır. Bünyesinde kimyasal gaz bulunmamasından dolayı, hava çevrimi yapan soğutma sisteminin bakımı da çok daha kolay olmaktadır [3].

Hava çevrim makineleri, hava tahriki ile çalışmaktadır. Bu hava, hava platformunun motorundan sıkıştırılarak elde edilen hava ile ve/veya platformun hava alığından elde edilen ram havası ile de elde edilebilmektedir. Hava çevrim makineleri birçok farklı konfigürasyondan oluşmakta olup, bünyesinde temel olarak; radyal kompresör, türbin ve fan barındırmaktadır. Hava çevrimi ile soğutma işleminde, gaz türbinlerindeki Brayton çevriminin karşıtı olarak ters Brayton çevrimi veya Brayton soğutma çevrimi kullanılmaktadır. Bu çevrimler arasındaki fark, güç çevrimi esnasında gaz türbinlerinde yanma odasından gelen yakıt ile ek olarak ısı verilmekte olup soğutma çevriminde ise ısı değiştirgecinden geçen ram havası ile ısı tahliye edilmektedir [4].

Hava çevrimli soğutma sistemlerinde, ihtiyaçlara binaen ortaya çıkmış birçok farklı konfigürasyona sahip hava çevrim makineleri bulunmaktadır. Bunlardan ilki Turbofan konfigürasyonuna sahip hava çevrim makineleridir.

1.1.1. Turbofan soğutma sistemi

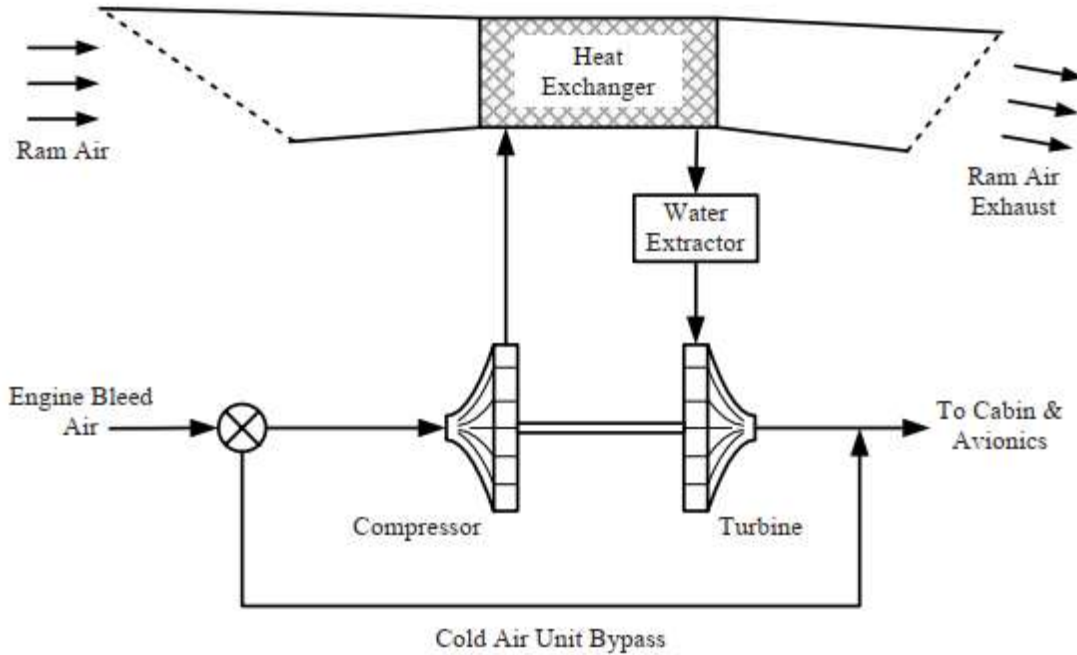
Bu konfigürasyona sahip makinelerde bir adet fan ve türbin bulunmaktadır. Genellikle, düşük hıza sahip tipik sivil hava araçlarında kullanılır. Ram hava sıcaklığının yüksek sıcaklıklara ulaşamayacağı hava araçlarında yaygındır. Turbofan konfigürasyonunun sistem mimarisinin gösterimine Şekil 1.1'de yer verilmiştir [5].



Şekil 1.1: Turbofan soğutma sistemi sistem mimarisi görseli [5].

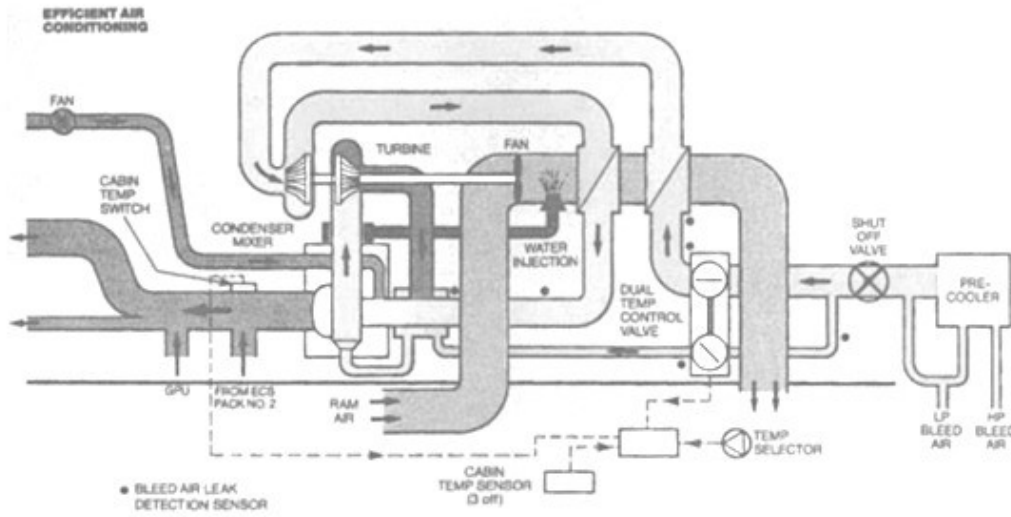
1.1.2. Önyüklemeli soğutma sistemi

İkinci konfigürasyon tipi, önyüklemeli sistem (bootstrap system)'dir. Bu sistemin kendi içerisinde farklı konfigürasyonları vardır. 3 rotorlu ve 4 rotorlu önyüklemeli sistemlerde, kompresör ve türbin rotor sayıları birer adetten fazladır. Konvansiyonel önyüklemeli sistemler, yüksek ram hava sıcaklığının olduğu savaş uçaklarında yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu sistemin en basit halinde birer adet radyal kompresör ve türbin rotorları yer almakta olup kompresörden çıkan havanın ram havası ile soğutulması için bir ısıl değıştirgecin de yer alması gerekmektedir. Kompresör ve türbin rotorları, ortak şart ile birbirlerine bağılı olup aynı devir sayısında dönmektedir. Bu rotorların yataklanmasında, genellikle bilyalı rulmanlar kullanılmakta olup kullanılan en son teknolojide hava kaydırmalı rulmanlar yer almaktadır. Hava kaydırmalı rulmanların avantajı, sistem mimarisinde yağı soğutan ve devir daim yapmasını sağlayan bileşenlerin yer almamasıdır. Hava platformları için önemli bir ağırlık avantajı sağlamaktadır. Askeri hava araçlarında bu sistem kullanılırken daha küçük ama çift kademeli türbinler, jet pompaları ile kullanılmaktadır. Jet pompalarının görevi, düşük hızda veya yer koşulunda gerekli ram havasını sağlayabilmesidir. Önyüklemeli soğutma sisteminin basit halinin sistem mimarisine Şekil 1.2'de yer verilmiştir [5].



Şekil 1.2: Önyüklemeli soğutma sistemi sistem mimarisi [5].

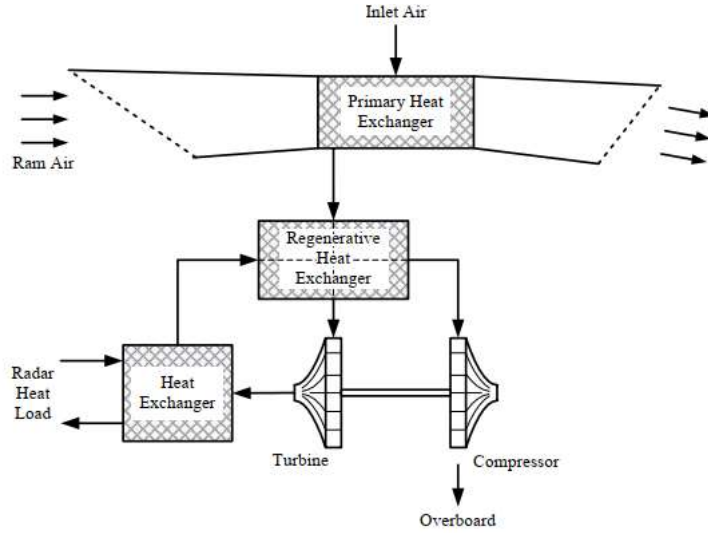
Bu sistemin daha karmaşık formunda, motordan gelen hava, kompresöre girmeden bir ısı değiştirgeci vasıtasıyla ön soğutmaya tabi tutulmaktadır. Kompresörden çıkan hava, daha sonra tekrar bir ısı değiştirgecinden geçirilerek ram havası ile soğutulup türbine gönderilmektedir. Havanın nemi türbine gitmeden önce su/nem ayrıştırıcı üzerinden ayrıştırılmaktadır. Böylece türbinin buzlanması ve buz taneciklerini sistem içerisine göndermesi engellenmiş olur. Ek olarak türbin çıkışı sıcaklığın istenilen sıcaklık aralığının altında kalması durumunda, motordan gelen hava ile bypass yapılarak beslenen havanın sıcaklığı ideal aralıkta tutulur. Önyüklemeli sistemli hava çevrim makinesi barındıran British Aerospace'e ait Advance Turbo Prop uçağının çevresel kontrol sisteminin sistem mimarisinin gösterimine Şekil 1.3'te yer verilmiştir [5].



Şekil 1.3: Önyüklemeli sistemli hava çevrim makinesine sahip hava platformunun sistem mimarisi gösterimi [5].

1.1.3. Ters önyüklemeli soğutma sistemi

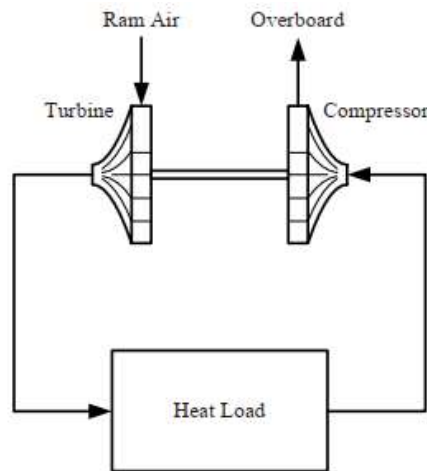
Bu konfigürasyonda, adından da anlaşılacağı üzere hava, ilk olarak türbine girmektedir. Türbine girmeden önce ram havasıyla soğutulan hava, türbinden çıktıktan sonra bir ısı değiştirgeci ile soğutulurak sıvı beslemeli sistemdeki soğutucu akışkanı soğutmaktadır. Bu ikincil soğutma sistemleri, genellikle radar soğutmalarında kullanılmaktadır. Isı değiştirgecinden çıkan hava, kompresör ile dış ortama tahliye edilmektedir. İlgili sistemin sistem mimarisi gösterimine Şekil 1.4'te yer verilmiştir [5].



Şekil 1.4: Ters önyüklemeli soğutma sistemi sistem mimarisi [5].

1.1.4. Ram havası beslemeli ters önyüklemeli soğutma sistemi

Tez kapsamında detaylı çalışmaları yapılacak hava çevrim makinesinin konfigürasyonunu oluşturan bu sistem, hava platformunun çevresel kontrol sistemi ile bağlantılı değildir. Bu konfigürasyon, kısmen yaygın olup genellikle askeri hava platformlarında kanat altı podlarının iklimlendirilmesinde kullanılmaktadır. Bağımsız kullanıma sahip olan bu sistemde; ram havası, türbinde izentropik olarak genişletilerek soğutulmaktadır. Soğuyan hava, ısı yüklerinin olduğu eşanjörü soğutarak ikincil soğutma sistemine katkı sağlar. Bu sistemin dezavantajı düşük seyir hızları ve yer koşulludur. Bu koşullarda soğutma gerçekleştirilemez. Ram havası beslemeli ters önyüklemeli soğutma sistemine ait sistem mimarisi görseline Şekil 1.5'te yer verilmiştir [5].



Şekil 1.5: Ram havası beslemeli ters önyüklemeli soğutma sistemi sistem mimarisi [5].

1.2. Problemin Tanımı

Hava çevrim makineleri, savaş uçaklarında ve birçok hava platformlarının çevresel kontrol sistemleri içerisinde, platformun değişken ortam koşulunda görevlerini icra edebilmeleri için bulunmaktadır. Platform içinde yer alan bu hava çevrim makineleri, genellikle bir çok kritik elektronik ekipmanın ve kokpitin iklimlendirilmesi, yan sistemlerin basınçlandırılması ve nemsizleştirilmesinden sorumludur. Bu sebeple, genellikle bir veya birden fazla kademeli ve önyüklemeli konfigürasyona sahip hava çevrim makineleri, tahriklerini, platformun motorundan elde edilen yüksek enerjili hava ile sağlamaktadır.

Sivil yolcu uçaklarında da benzer ihtiyaçlar olmasından dolayı, askeri hava platformlarında kullanılan hava çevrim makineleri bu uçaklarda da kullanılabilir.

Hava çevrim makineleri, savaş uçaklarının sadece çevresel kontrol sistemlerinde kullanılmamaktadır. Platformun kanat altında, işaretleme ve birçok kabiliyete sahip olabilen, kritik aviyoniklerin bulunduğu pod sistemleri, kuvvetlerin ihtiyacına göre yer alabilmektedir. Bu kanat altında yer alan podlar, içerisindeki aviyoniklerin yoğun miktarda ısı üretmesinden dolayı iklimlendirilmeye ihtiyaç duymaktadır. Bu podlar, ısı yüklerine ve elektriksel güç tüketim bütçelerine göre bünyesinde buhar sıkıştırma çevrim bulunduran konvansiyonel soğutma sistemler ile veya hava çevrimi ile soğutma sağlayan sistemler ile iklimlendirilmektedir. Hava çevrimi ile iklimlendirilen podlarda, hava çevrim makineleri tahriklerini ram havasından almaktadır. Yer koşulu ve düşük hıza sahip uçuş koşullarında aktif olarak kullanılması pek mümkün olmayan bu hava çevrim makineleri ram havası beslemeli ters önyüklemeli konfigürasyona sahiptirler. Bu hava çevrim makineleri, ram havasından beslenmelerinden dolayı ortam sıcaklığına ve irtifaya bağlı değişken performans aralıklarına sahiptir.

Bu çalışmanın amacı; deniz seviyesinde, 1 Mach seyir hızına sahip bir savaş uçağının, MIL-STD-810G [6]'de "Table C-I" 'da belirtilen ortam sıcaklığının sıcak gün olduğu 49 °C olduğu koşulda, kanat altındaki podunun ısı yükleri aktif iken, aviyoniklerin ısı yükünü taşıyan ısı değiştirgecine, 40°C'nin altına hava besleyebilen bir hava çevrim makinesinin tasarlanmasıdır.

1.3. Tezin Amacı ve Kapsamı

Bu çalışma kapsamında; deniz seviyesi, 322 K (49 °C) ortam sıcaklık koşulunda, 1 Mach seyir hızına sahip, hava platformunun kanat altında yer alan podda, ram havası beslemeli ters önyüklemeli konfigürasyona sahip hava çevrim makinesi ile 313 K (40 °C)'nin altında hava beslenmesine yönelik tasarım yapılması amaçlanmıştır.

Bu tasarım yapılırken; ilk olarak literatürdeki örnek çalışmalar incelenmiş ve daha sonra kavramsal tasarım ile devam edilmiştir. Kavramsal tasarımda, 1 boyutlu hesaplamalar yapılmış olup kompresör ve türbin için çıktılar elde edilmiştir. Kavramsal tasarım sırasında kullanılan girdiler ve varsayımlar, ANSYS Vista CCD (Centrifugal Compressor Design) ve RTD (Radial Turbine Design) programlarına girdi olarak sağlanıp kanat profilleri elde edilmiştir. Elde edilen bu kanat profilleri ANSYS BladeGen programı ile iyileştirildikten sonra 3 boyutlu CAD geometrileri elde edilmiştir. 3 boyutlu geometrilerin elde edilmesinden sonra tek kanatçık hesaplamaları ile hem türbin hem de kompresör kanatçıkları için sayısal ağ çalışmaları ANSYS TurboGrid programında yapılmıştır. Sayısal ağ çalışmalarından sonra analizin sınır koşulları ticari bir çözücü program olan ANSYS CFX'e tanımlanmıştır. ANSYS CFX üzerinde hem kompresör hem de türbin tek kanatçıkları için 3 boyutlu Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizler gerçekleştirilir iken sayısal ağ bağımsızlaştırma ve türbülans model çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

Tek kanatçık 3 boyutlu HAD analizleri gerçekleştirilir iken bir yandan ANOVA ARGE TEKNOLOJİLERİ A.Ş'nin tesislerinde, hava çevrim makinesinin giriş sınır koşulunu sağlayacak test altyapısının kurulumuna başlanılmıştır. Paralel şekilde ilerleyen bu işlem, HAD analizlerinin tamamlanması ile üretimi yapılmış olan hava çevrim makinesinin (HÇM) test sonuçlarının alınmasına ve 3 boyutlu HAD analizleri ile sonuçların karşılaştırılmasına katkı sağlamıştır.

Tek kanatçık için HAD analizlerinin tamamlanmasından sonra, türbin için yönlendirici kanatçık kavramsal tasarımı ve akabinde 3 boyutlu HAD analizleri yapılmıştır. 3 farklı yönlendirici kanatçık profili incelenmiş olup, çıkış Mach sayısı en düşük olan profil seçilerek tasarıma devam edilmiştir.

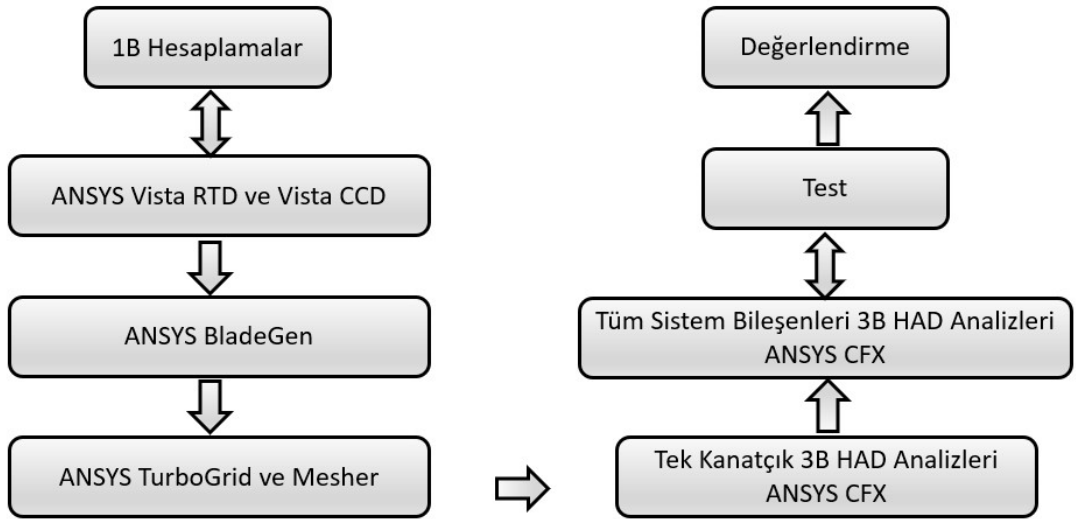
Test altyapısının olgunluğunun artmasıyla, tüm sistem bileşenlerinin yer aldığı 3 boyutlu HAD analizi, test altyapısına göre hazırlanmıştır. Tüm sistem bileşenleri

içerisinde türbin ve kompresör rotorları, salyangozları, türbin yönlendirici kanatçıkları, türbin ve kompresör arası borulama gibi elemanlar yer almaktadır. Test altyapısı ile benzeşim sağlanmasındaki temel motivasyon, 3 boyutlu HAD analizleri ile test verilerinin karşılaştırılması sırasında geometriye bağlı oluşabilecek farklılıkların minimum seviyede tutulabilmesidir.

Test verisi ile 3 boyutlu HAD analizlerinin sonuçları arasında yapılan karşılaştırmalara ek olarak 3 boyutlu HAD analizlerinde sayısal ağ bağımsızlaştırma ve türbülans modeli çalışmaları yapılmıştır.

Özetle; tanımlanan problem için ilk olarak 1 boyutlu hesaplamalar yapılarak kavramsal tasarım gerçekleştirilmiştir, daha sonra ticari yazılımlar kullanılarak tek kanatçık ve tüm sistemin modellendiği 3 boyutlu HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu HAD analiz sonuçları ile test sonuçları karşılaştırılmıştır.

Bu çalışma kapsamında izlenen tasarım metodolojisinin gösterimine Şekil 1.6’da yer verilmiştir.



Şekil 1.6: Tasarım metodolojisi akış şeması.

1.1. Literatür Taraması

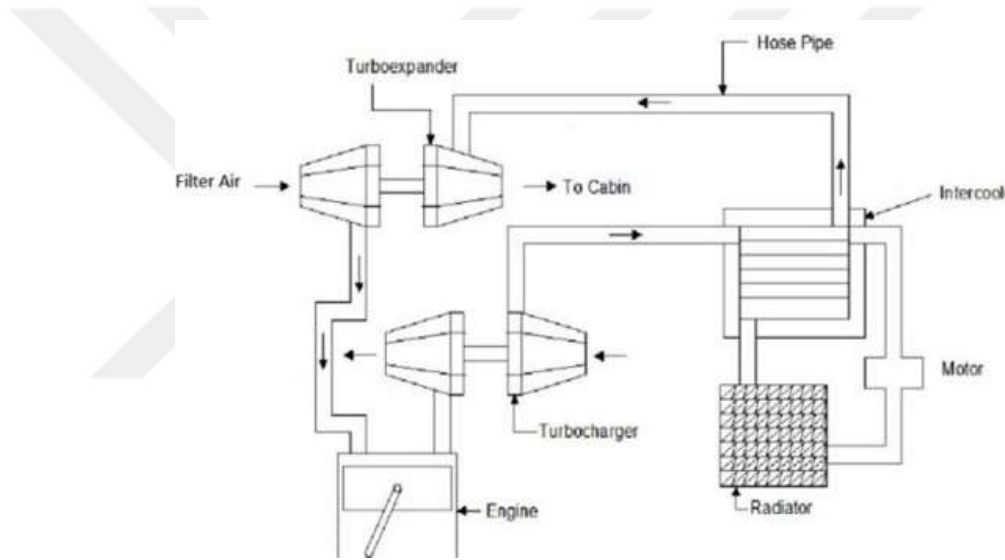
Bu bölümde; hava çevrimi ile yapılan soğutma sistemlerine, bunların kullanım alanlarına, radyal türbin ve kompresör tasarımına ve doğrulama faaliyetlerine atıfta bulunan akademik çalışmaların incelenmesine yer verilmiştir.

Grabow vd. [7] askeri, aviyonik içeren podların iklimlendirilmesi konusunda ters önyüklemeli ve ram havası beslemeli konfigürasyona sahip HÇM'nin soğutma

performansını platformun farklı Mach sayısı ve irtitifa koşullarına göre incelemiştirlerdir. Çalışmada 2 farklı hava besleme çeşidi araştırılmıştır. İlk olarak direk ram havası ile podda hava beslemesi yapılmıştır. Bu koşulu sağlayan uçuş profilleri; deniz seviyesi, Mach sayısı < 0.5 , ve 50 kft irtifa, Mach sayısı < 1.1 'dir. Diğer hava besleme çeşidinde ise HÇM, platform yüksek hızda ve düşük irtifada sahip iken yapılmıştır. Çalışmalarda kullanılan HÇM, yağ beslemeli rulmanlara sahip olup 20000 rpm dönüş hızına sahiptir. Çalışmanın sonucunda, HÇM'nin yüksek hızlarda etkin bir soğutma performansına sahip olduğu, düşük hızlarda ise bypass yapılarak ram havası ile soğutmanın yeterli olduğu sonucu elde edilmiştir. Deniz seviyesinde, 1 Mach sayısında gerçekleştirilen uçuşta, pod içerisindeki basıncın, atmosfer basıncına göre negatif bir değere sahip olduğu ve basınç farkının 46.8 kPa olduğu gözlemlenmiştir. Bu değer, türbin çıkış basıncı ve kompresör giriş basıncıdır. Ram hava sıcaklığına ve uçuş profiline bağlı olarak, türbin çıkış sıcaklığının 30 °C ile 80 °C aralığında, ram hava sıcaklığından düşük olduğu gözlemlenmiştir. Buna bağlı olarak, deniz seviyesinde soğutma kapasitesi 500 W ile 1600 W, 50 kft irtifa koşulunda ise 300 W ile 400 W arasında olduğu test sonucu olarak kaydedilmiştir [7].

Grabow vd. [8] yapılan çalışmada, savaş uçaklarının kanat altına entegre edilen podlar için tasarlanan ram havası beslemeli hava çevrim makinesinin termodinamik performansını incelemiştirlerdir. Bu incelemede bahsedilen podların, 5000 W ısı yük ürettiği ve hava çevrimi ile soğutma sağlayan sıvı beslemeli soğutma sisteminin, toplam güç tüketiminin 2000 W'ın altında kaldığı bahsedilmiştir. Uçuş koşulu olarak MIL-STD-210A dokümanında yer alan aşırı sıcak ve soğuk gün referans alınarak farklı irtifalarda ve farklı Mach sayısında seyir eden platformun altında bulunan poddan bir çok veri alınmıştır [9]. Yapılan çalışma sonucunda deniz seviyesinde, 1 Mach hızında seyir eden platformda, hava çevrim makinesinin kütleli debisi 0,34 kg/s olup, türbin çıkışındaki sıcaklık düşüşü yaklaşık olarak 62 °C'dir. Zamandan bağımsız ve zamana bağlı alınan veriler sonucunda MIL-STD-210A'da belirtilen maksimum hava sıcaklığının olduğu koşulda, elektronik ekipmanlara gönderilen hava sıcaklığının maksimum 54°C, ekipmanlardan dönen havanın sıcaklığının ise 71°C olduğu gözlemlenmiştir. HÇM'nin bu çalışmada ram havası ile beslenmesi durumunda büyük sıcaklık düşümünü yakalayabildiği fakat sıcaklık düşümünün, kompresör çıkış basıncından ve türbin kompresör arasındaki basınç kaybından önemli bir şekilde etkilendiği çalışmanın çıktısı olarak belirtilmiştir [8].

Mahajan vd. [10] kamyon kabinlerinin soğutulmasının hava çevrimi ile yapılması üzerine çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmanın yapılmasındaki temel motivasyonlar şunlardır; otomotiv sektöründe kullanılan çoğu soğutma sistemi konvansiyonel buhar sıkıştırma soğutma sistemi olup bu sistemdeki kompresörün, araç motorunun yakıt tüketimine ciddi etkileri mevcuttur. Ayrıca buhar sıkıştırma çevrim ile yapılan soğutma işleminde; soğutucu olarak R12, R11, R13 ve R14 gibi ozon tabakasını yok edici ve sera etkisi bulunan gazlar kullanılmaktadır. Bu gazların kullanımı çevre kirliliğine sebebiyet vermektedir. Bu dezavantajları ortadan kaldırmak adına; kamyonun mevcut turbo besleme ünitesini, ara soğutucusunu ve radyatörünü, HÇM'ye bağlayarak kabin içi soğutma performansı incelenmiştir. İlgili sistem mimarisine Şekil 1.7'de yer verilmiştir.

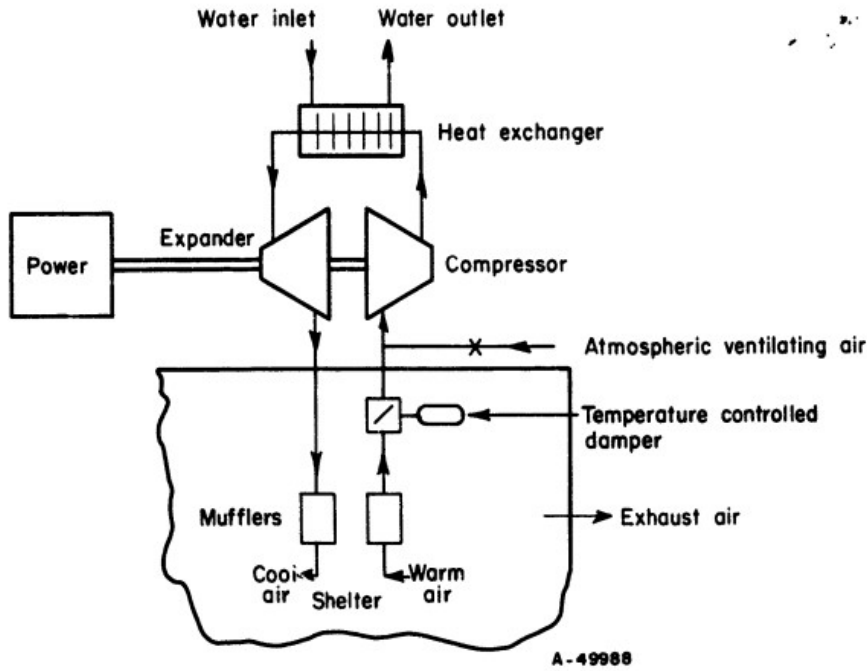


Şekil 1.7: HÇM ve turbo besleme ünitesi ile otomotiv kabin içi soğutma sistemi sistem mimarisini [10].

Şekil 1.7 incelendiğinde, motordan çıkan egzoz gazı, kamyonun turbo besleme ünitesinde bulunan türbine iş yaptırarak, ortak şaft ile birbirine bağlı olan kompresörü çalıştırmaktadır. Turbo besleme ünitesinde bulunan kompresör, ortamdan aldığı havayı, ara soğutucu ve radyatörden geçirerek sıcaklığını düşürmektedir. Sıcaklığı düşen hava, HÇM'nin türbinine giriş yaparak izentropik olarak genişlemekte ve sıcaklığı düşmektedir. Bu hava, daha sonra kabin içerisine soğutma yapması için gönderilmektedir. HÇM'nin türbinini ile ortak şafta bağlanan kompresör, türbinin ürettiği güç ile dönme hızı kazanarak, atmosferdeki havayı sıkıştırıp motora göndermektedir. Çalışmada, atmosferde bulunan havanın sıcaklığı 40 °C olup, soğutma yapılmadan önce kabin içi sıcaklığı 45 °C'dir. Kabin içerisine, çevresel ısı

yüklerden, toplamda 2.96 kW ısı geçişi olmaktadır. Kamyon motorunun farklı devir sayılarında gerçekleştirilen bu test sonucunda, kabin içi sıcaklığının 10-15 °C arasında düştüğü gözlemlenmiştir. Çalışmanın sonucunda, hava çevrimi ile gerçekleştirilen soğutma işleminin, otomotiv sektöründe buhar sıkıştırımlı çevrim ile soğutma yapan sistemler ile değiştirilebileceği kanaatine varılmıştır [10].

Hummell [11], sığınaklarda kullanılmak üzere tasarlanan hava çevrimli soğutma sistemleri üzerine bir çalışma gerçekleştirmiştir. Yapılan çalışmada HÇM'nin sığınak havalandırmasında, soğutmasında kullanılmak için uygun olduğu ve bakım onarım kolaylığı konusundan dolayı avantajının olduğu belirtilmiştir. Herhangi bir hava besleyecek bir kaynak olmadığı için türbin ve kompresör çifti, bir motor vasıtasıyla çalıştırılmaktadır. İlgili sistem mimarisinin gösterimine Şekil 1.8'de yer verilmiştir.



Şekil 1.8: Sığınak iklimlendirme sistemi sistem mimarisini gösteren [11].

Şekil 1.8 incelendiğinde, türbin bir motor vasıtasıyla sürülmektedir. Türbinin genişletip soğuttuğu hava, sığınak içerisine gönderilerek iklimlendirme sağlanmaktadır. Sığınakta ısınan hava, kompresör vasıtasıyla sıkıştırılarak, sığınak dışında bulunan ısı değiştirgecine, soğutulmak üzere gönderilmektedir. Bu noktada, su ile soğutulması sağlanan hava, tekrar türbine gönderilerek çevrim tamamlanmaktadır. Yapılan çalışmada, kompresör basınç oranı 3 iken, türbin girişi havanın sıcaklığı 32.2 °C, çıkış sıcaklığı - 5 °C'dir. Kompresör basınç oranı 4 iken ve türbin giriş sıcaklığı

32.2 °C iken, türbin çıkış sıcaklığı -21.1 °C olarak gözlemlenmiştir. Çalışmanın sonucu olarak, hava çevrim ile iklimlendirmenin sığınaklar için uygun olacağına kanaat getirilmiş olup farklı basınç oranına sahip olan kompresörler için sistemin termal verimi ve maliyet değeri de incelenmiştir [11].

Jones [12], 116 mm çapa sahip radyal türbinin, aerodinamik tasarımını ve bu türbinin test edileceği düzenek üzerine çalışmalar gerçekleştirmiştir. Çalışmaları kapsamında, tek kademeli olan türbin T-100 çok amaçlı küçük güç ünitesinde (MPSPU) kullanılmak üzere tasarlanmıştır. Çalışmalarında türbin için ilk olarak, 1 boyutlu kavramsal tasarım gerçekleştirmiştir. Detay tasarım aşamasında ise 3 boyutlu HAD analizleri gerçekleştirilmiş olup bu analizler kendi geliştirdikleri kod ile koşturulmuştur. Üretim aşamasında, titanyum alaşımına dövme ile üretimi yapılan türbin rotoru, yaklaşık 200 °C hava verebilen bir test düzeneğinde test edilmiştir. Çalışmanın sonucunda; küçük çapa sahip radyal türbinlerin, yüksek basınç oranlarında yüksek verime sahip olabileceği gözlemlenmiştir. %86 toplam-statik ve %88 toplam-toplam verimleri, basınç oranı 7 iken T-100 motorunun bulunduğu test düzeneğinde elde edilmiştir [12].

Sauret [13] akademik validasyon kapsamında, yüksek basınç oranına sahip radyal türbini tasarımını, açık kaynak geometri verilerinden ve sınır koşullarından tekrar tasarım yapmış ve bu tasarımı Jones [12]'un sonuçları ile karşılaştırmıştır. Sauret, radyal türbin tasarımı kapsamında 1 boyutlu kavramsal tasarımı, ticari yazılım olan RITAL'da, detay tasarımında gerçekleştirdiği 3 boyutlu HAD analizleri ise Axcnt-PushButton CFD ticari yazılımında gerçekleştirmiştir. Bu çalışma kapsamında, test sonucu ile karşılaştırma yapılır iken uç boşluğunun (tip clearance) etkisi geniş operasyonel koşullar altında incelenmiştir. Çalışmanın sonucunda; 1 Mach altındaki yüksek hızlarda, yönlendirici kanatçık olmadığına türbin üzerinde şok ile karşılaşmıştır. Yönlendirici kanatçık kullanımı ile akış boğdurularak (choked) türbine giren havanın Mach sayısının 1'in altında kalması sağlanmıştır. Deney sonuçları ile yapılan HAD analizlerinin karşılaştırmasında, kanat hızı ile kanat ucundaki akışkan hızının oranı (U/C) 0.7 olduğu noktada, HAD analizinden elde edilen toplam-statik verim, deney sonucu ile büyük ölçüde örtüşmektedir. Fakat 0.7 olan oran değerinin, daha üst ve alt noktalarındaki toplam-statik verim incelendiğinde, deney sonucundan yaklaşık olarak %2 değerinde sapma gözlemlenmiştir. Aynı oranın

0.7 olduğu durumda, toplam-toplam verimi incelendiğinde, uç boşluklarının modellenmediği HAD analiz sonucu ile test verisi arasında %4'e yakın sapma, uç boşluklarının modellendiği HAD analiz sonucunda ise %3'e yakın sapma gözlemlenmiştir [13].

Bogdanets vd. [14] tek kademeli radyal kompresörün, kütle ortalamalı parametrelerinin, 3 boyutlu HAD modeli ile doğrulanması için çalışmalar yapmışlardır. Doğrulanacak model, ticari bir çözücü olan ANSYS CFX yazılımında koşturulmuştur. Doğrulama kapsamında kullanılan geometri ve bu geometriye ait deney sonuçları Eckardt [15]'in çalışmalarına aittir. Çalışma sonucunda, hazırlanan nümerik modelden elde edilen çıktıların, deney sonuçları ile %1.2'lik farka sahip olduğu gözlemlenmiştir. Kompresör performans haritası incelendiğinde, kompresörün duraklama bölgesinde model üzerinden elde edilen basınç oranı, deney sonucundan çok farklı aralıktadır. Devir sayısının artmasıyla bu sapma değeri daha da artmaktadır. Özetle; hazırlanan HAD modeli, tasarım noktalarında radyal kompresörün, belirtilen devir sayısı ve hava debisinde, basınç oranını düşük sapma oranı ile tahmin edebilmekte fakat duraklama bölgesi yakınlarında nümerik sonuçlar ile deney sonuçları arasında ciddi sapma yaratacak sonuçlar çıkartmaktadır [14].

Ak vd. [16] yaptıkları çalışma kapsamında, çok kademeli radyal kompresörlerin, basınç oranı ve adyabatik verimlerini tahmin edebilmek üzere 3 boyutlu HAD analiz modeli hazırlamış ve bu modeli doğrulamak üzere NASA'nın yüksek verimli santrfüj kompresör (HECC) geometrini ve bu geometriye ait sonuçları kullanmıştır. Çalışma kapsamında koşturulan 3 boyutlu HAD analizi, ticari bir yazılım olan ANSYS CFX üzerinde koşturulmuştur. 3 boyutlu HAD analizinde kullanılan giriş sınır koşulu olarak, basınç tipi sınır koşulu kullanılmış olup 101325 Pa toplam basınç ve 15 °C toplam sıcaklık tanımlanmıştır. Çıkış sınır koşulu olarak, kütle tipi sınır koşulu 5.11 kg/s olarak kullanılmıştır. Devir sayısı olarak, 21789 rpm %100 performans olarak tanımlanmış olup bu tanımlamaya ek olarak %90 performans değerinin de HAD analizleri koşturularak deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. HAD analizlerinde, akışkan olarak hava, ideal gaz varsayımı ile sıkıştırılabilir olarak tanımlanmış olup türbülans modeli olarak SST k- ω kullanılmıştır. Çalışmanın sonucunda, toplamda 14 nokta üzerinden veriler karşılaştırılmıştır. Deney sonuçları ile HAD analizlerinin sonuçlarının karşılaştırılmasında, adyabatik verimde maksimum fark değeri %3.6,

basınç oranındaki ise maksimum %1.3 olarak hesaplanmıştır. Deney sonucu ile HAD analiz sonuçları arasındaki bu tatmin edici fark değerlerinin oluşmasındaki temel fark akışın boğulmasına bağlı çıkış sınır koşulundaki debi değişiminin nümerik olarak modellenmemesidir [16].

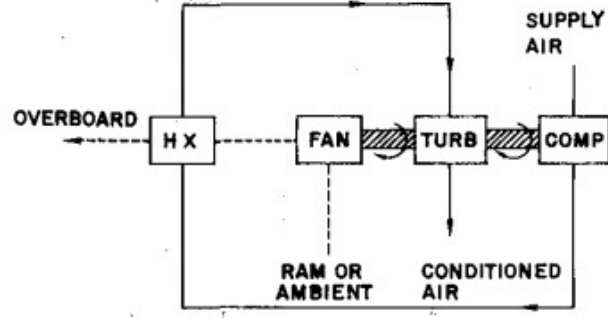
Pourfarzaneh vd. [17] yaptıkları çalışmada, radyal türbin tasarımı kapsamında yapılacak validasyon testlerini minimuma indirebilmek adına analitik modeller hazırlanmıştır ve bu modelleri test sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bu çalışma kapsamında, boyutsuz modelleme yapılmış olup metot olarak sabit katsayılı ölçeklendirme (CCS) ve değişken katsayılı ölçeklendirme (VCS) kullanılmıştır. Yapılan çalışma kapsamında, boyutsuzlaştırılan parametreler kütle ve verimdir. Test esnasında türbine gönderilen sıkıştırılmış hava, 3 adet elektrikli vidalı kompresör tarafından 0,4 kg/s debide ve 13 bar gösterge basıncında transfer edilmektedir. Test edilen türbin, Schwitzer markalı turbobesleme unitesinin S2B modeli olup, test sırasında 40000 rpm'den 70000' rpm'e kadar farklı devir sayılarında test edilmiştir. Deney sonuçlarıyla bu metotların karşılaştırılmasının sonucunda, CCS metodu ile elde edilen boyutsuz kütle değerine karşılık gelen basınç oranı değerleri deney sonuçlarından oldukça uzaktadır. VCS ile yapılan karşılaştırma da ise bu değerlerin deney sonuçları ile uyum içerisinde olduğu gözlemlenmiştir [17].

Dewar vd. [18] yapmış oldukları çalışmada, radyal kompresörün çıkışında bulunan dağıtıcı (diffuser) bölgesinde, 12 noktadan statik basınç değeri olarak bu deney sonuçlarını 3 boyutlu HAD analizleri ile karşılaştırmıştır. Çalışma noktası olarak; yaklaşık 1.8 kg/s kütleli debide hava, 2.36 basınçlanma oranına sahip kompresöre gönderilmiştir. Kompresörün dönüş hızı 27660 rpm'dir. Toplamda 9 ana kanada ve 9 adet de ara kanata sahip bu radyal kompresör, farklı dönme hızlarında çalıştırılmış ve verilerin zamandan bağımsız hale geldiği noktada HAD analizleri ile karşılaştırılmak üzere kaydedilmiştir. 3 boyutlu HAD analizlerinde, çözücü olarak ticari bir yazılım olan ANSYS CFX kullanılmıştır. Giriş sınır koşulu olarak, basınç girişi 96 kPa toplam basınç olarak kullanılırken iken sıcaklık olarak 26.8 °C tanımlanmıştır. Çıkış sınır koşulu olarak kütle çıkış sınır koşulu kullanılmıştır. 3 boyutlu HAD analizlerinde, test edilen noktalara göre farklı kütle çıkış debileri tanımlanmıştır. Türbülans modeli olarak SST $k-\omega$ kullanılmıştır. Çalışmanın sonuçları incelendiğinde, deney sonuçları ile 3 boyutlu HAD analizleri arasında çıkan fark değerinin maksimum aralığı -8% ile

+6% arasında olduğu gözlemlenmiştir. Tasarım noktasında bu fark değeri %2 mertebelerine düşmektedir. Basınç gradyeninin yüksek olduğu tutarlı olmayan noktalarda bu değer %5 mertebelerine çıkabilmektedir. Çalışmanın özeti olarak; HAD analiz sonuçları, basınç gradyeninin düşük olduğu tutarlı noktalarda deney sonuçları ile uyumluluk içerisinde olduğu gözlemlenmiştir. [18].

Sangsawangmatum vd. [19] 30 kW kapasiteli mikrotürbin sistemi için 1 boyutlu hesaplamalar ve 3 boyutlu HAD analizi yaparak radyal türbin tasarımı yapmışlardır. İş oranı 0.5 olarak kabul edilen bu sistemde, 30 kW kapasiteli bir mikrotürbin sistemi için 60 kW güç üreten türbin tasarımının yapılması temel motivasyondur. Brayton çevrimine sahip mikrotürbin sistemlerinde, hava çevrim ile yapılan soğutma sistemlerine göre ters çevrim bulunmaktadır. Kavramsal tasarım aşamasında; radyal türbinin devir sayısı 47000 rpm, havanın kütleli debisi 0.28 kg/s, türbin girişi statik sıcaklığı 473.8 °C ve giriş statik basıncı 300 kPa olarak alınmıştır. Kavramsal tasarımdan sonra, yönlendirici kanatçık profilleri ile 3 boyutlu HAD analizi koşturulmuştur. 3 boyutlu HAD analizlerinde kullanılan giriş sınır koşulu, basınç sınır koşulu olup değeri 473.8 °C sıcaklıkta 300 kPa'dır. Çıkış sınır koşulu olarak basınç sınır koşulu kullanılmış olup değeri 50 kPa'dır. 3 boyutlu HAD analiz sonuçları incelendiğinde, yoğunluk, sıcaklık ve basınç gradyenlerinin dağılımlarının bulunduğu görsellerde beklenmeyen bir fenomen ile karşılaşmadığı gözlemlenmiştir. Akış çizgileri incelendiğinde; ayrışma gözlemlenmediği belirtilmiştir. Fakat 3 boyutlu HAD analiz sonuçlarında, türbinin ürettiği gücü ve havanın kütleli debisi hakkında bilgilere değinilmemiştir. Tasarımın başında belirtilen 60 kW değerindeki hedef güç üretim değerine atıfta bulunulmamıştır [19].

Rannenber [20] yapmış olduğu çalışmada, ticari yolcu uçağı olan Boeing 747'nin, kabin içinin iklimlendirilmesi için turbofan ve önyüklemeli soğutma sistemlerinin birleşke konfigürasyonu olan turbofan önyüklemeli (simple/bootsrap) konfigürasyonuna sahip soğutma sisteminin performans parametrelerini incelemiştir. İncelemesi yapılan bu konfigürasyonda; tek şaft üzerinde türbin, kompresör ve fan rotorları bulunmaktadır. Turbofan önyüklemeli konfigürasyona sahip soğutma sisteminin, sistem mimarisinin basitleştirilmiş formuna Şekil 1.9'da yer verilmiştir.



Şekil 1.9: Turbofan önyüklemeli soğutma sistemi sistem mimarisi [20].

Şekil 1.9 incelendiğinde, motordan gelen hava kompresöre girmektedir. Kompresör çıkışında izentropik olarak sıkışarak sıcaklığı ve basıncı artan hava, ısı değiştirgecinden geçirilerek soğutulmaktadır. Hava, daha sonra türbine girerek izentropik olarak genişler ve soğur. Türbinden çıkan hava, bu noktada düşük sıcaklıklara ulaşarak kokpit içerisinde beslenir. Türbin ve kompresör ile ortak shaft üzerinden tahrik alan fan ise ram havasını, ısı değiştirgecine transfer ederek kompresörden çıkan havanın sıcaklığının düşürülmesinde rol oynar. Şekil 1.9’da bahsedilen sistem mimarisi basitleştirilmiş bir mimari olup Boeing 747’de kullanılan sistemde; ek olarak ısı değıştirmeçerleri, valfler ve su ayrıştırıcısı mevcuttur [20].

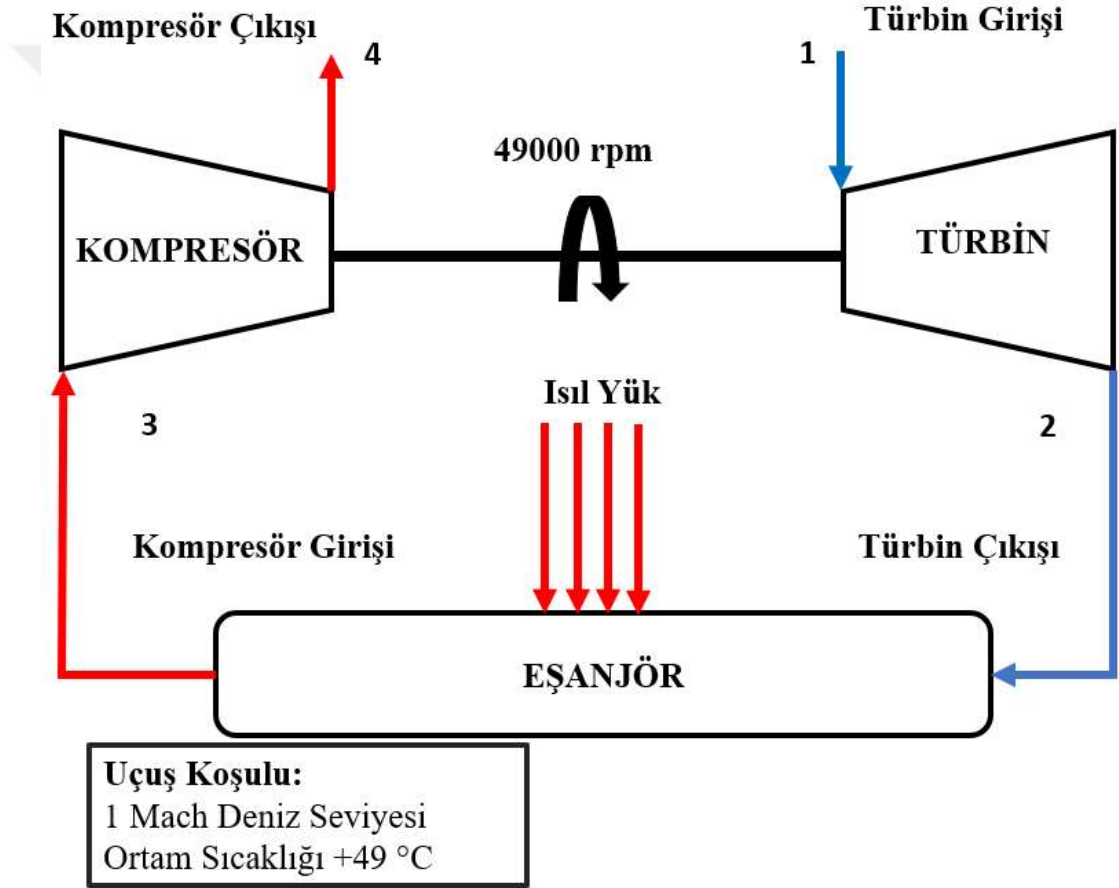
Turbofan önyüklemeli soğutma sistemi, Boeing 747’ye entegre edildikten sonra 2 farklı çalışma noktasında test edilmiş ve performans parametleri kaydedilmiştir. İlk çalışma noktası yer koşulunda yapılmış olup uçak motoru yardımcı güç ünitesi (APU) ile beslenmiştir. Bu çalışma noktasında, uçak motorundan 3.77 kg/s kütleli debiye sahip hava, 107.7 °C sıcaklık ile kompresöre girmektedir. Kompresörden çıkan havanın sıcaklığı 173.3 °C olup ısı değıştirmeçine transfer edilmiştir. Isı değıştirmeçinden soğuyarak çıkan hava, türbine 48.8 °C sıcaklıkta girip türbinden 2.2 °C olarak çıkmaktadır. Bu noktada türbine giren havanın debisi 3.77 kg/s olup bypass yapılmamıştır. Türbine giren basınç ile çıkan basıncın oranı 3.31’dir. İkinci çalışma noktası 30000 ft irtifa koşulunda gerçekleştirilmiştir. Bu koşulda uçak motorundan 3.77 kg/s’lik hava debisine sahip hava, kompresör ve türbin çiftinden geçirilmesine ek olarak bypass hattından da geçmektedir. Bypass hattının çıkışı ile türbinin çıkışının birleştiği noktada, kabine 1.6 °C sıcaklığındaki hava transfer edilmektedir. Çalışmanın sonucu olarak, turbofan önyüklemeli hava çevrimli soğutma sisteminin Boeing 747 üzerinden alınan verileri incelendiğinde hem yer hem de 30000 ft irtifa koşulunda,

kabin için tanımlanan konfor aralığında hava beslemesi yapılabildiğine kanaat getirilmiştir. Buhar sıkıştımalı sistemlere göre; düşük güç tüketimi,ağırlık ve bakım kolaylığı gibi konularda büyük avantaj sağlan bu sistemin, ticari yolcu uçaklarında kullanılması uygun olarak görülmüştür [20].



2. MATEMATİKSEL MODEL

Bu bölümde, 1 boyutlu el hesaplamalarında kullanılan denklemlerin detaylarına yer verilmiştir. Bahsedilen denklemlerde kullanılan alt indisler, Şekil 2.1'de yer alan sistem mimarisindeki numaralandırmaya göre yapılmıştır. Şekil 2.1'e göre; istasyon numaraları 1, 2, 3 ve 4 sırasıyla türbin giriş ve çıkış noktaları ile kompresör giriş ve çıkış noktalarını göstermektedir.



Şekil 2.1: HÇM sistem mimarisi ve konum numaralandırılması.

2.1 İzentropik Bağlıntılar

Deniz seviyesinde, 1 Mach seyir hızında, 322 K (49 °C) ortam koşulunda uçan platformun kanat altında yer alan HÇM'nin, giriş sınır koşulunun belirlenebilmesi için gereken izentropik bağıntılara Denklem 2.1 ve 2.2'de yer verilmiştir [21].

$$\frac{T_{01}}{T_1} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} * M^2\right) \quad (2.1)$$

$$\frac{P_{01}}{P_1} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} * M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.2)$$

Denklem 2.1'de yer T_{01} ve T_1 türbin girişindeki sırasıyla toplam ve statik sıcaklığı göstermektedir. Denklem 2.2'de yer alan P_{01} ve P_1 türbin girişindeki sırasıyla toplam ve statik basıncı göstermektedir. Denklem 2.1 ve 2.2'de yer alan M Mach sayısını, γ ise özgül ısı oranını temsil etmektedir.

2.2 Türbin Ön Tasarım Denklemleri

Bu bölümde, türbin kavramsal tasarımı kapsamında kullanılan denklemlere yer verilmiştir. Denklem 2.3 ve 2.4'te türbin gücünün hesaplanabilmesi için gerekli bağıntılar gösterilmiştir [22].

$$P_t = \dot{m} * C_p * (T_{01} - T_{02}) \quad (2.3)$$

$$P_t = \eta_t * \dot{m} * C_p * T_{01} * \left[1 - \left(\frac{1}{\frac{P_{01}}{P_{02}}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right] \quad (2.4)$$

Denklem 2.3'te belirtilen; \dot{m} kütleli debiyi, C_p özgül ısıyı, T_{01} türbin girişi toplam sıcaklığını, T_{02} türbin çıkışı toplam sıcaklığını temsil etmektedir. Denklem 2.4'te belirtilen η_t türbin izentropik verimini, P_{01} ve P_{02} sırasıyla türbin giriş ve çıkış toplam basıncını ifade etmektedir. Denklem 2.3 ve 2.4'te belirtilen P_t ise türbinin ürettiği gücü göstermektedir.

2.3 Kompresör Ön Tasarım Denklemleri

Bu bölümde, kompresör kavramsal tasarımı kapsamında kullanılan denklemlere yer verilmiştir. Denklem 2.5'te kompresörün özgül hızının hesaplanabilmesi için gereken bağıntılara yer verilmiş olup Denklem 2.6'da ise kompresöre ait izentropik özgül işin hesaplaması için gereken detaylara yer verilmiştir [22].

$$N_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{\Delta h_{0s}^{\frac{3}{4}}} \quad (2.5)$$

$$\Delta h_{0s} = C_p * T_{03} * \left(r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (2.6)$$

Denklem 2.5'te bahsedilen; N_s özgül hız, ω açısal hızı, Q hacimsel debiyi, Δh_{0s} ise izentropik özgül işi temsil etmektedir. Denklem 2.6'da bahsedilen; T_{03} kompresör giriş sıcaklığını, r_p ise basınç oranını (P_{04} / P_{03}) temsil etmektedir. Denklem 2.5 ve 2.6, kompresör veriminin hesaplanabilmesi için gereken denklemler olup kompresör gücünün hesaplanması için Denklem 2.7, 2.8 ve 2.9 kullanılmıştır.

$$\frac{T_{04s}}{T_{03}} = \left(r_p \right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} \quad (2.7)$$

$$\eta_c = \frac{T_{04s} - T_{03}}{T_{04} - T_{03}} \quad (2.8)$$

$$P_c = \frac{1}{\eta_c} * \dot{m} * C_p * T_{03} * \left(r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (2.9)$$

Denklem 2.7'de bahsedilen T_{04s} kompresörün izentropik çıkış sıcaklığını temsil etmektedir. Denklem 2.8'de bahsedilen T_{04} kompresörün gerçek çıkış sıcaklığını, η_c ise kompresörün izentropik verimini ifade etmektedir. Denklem 2.9'da bahsedilen P_c ise kompresörün talep ettiği gücü temsil etmektedir.

2.4 Yönlendirici Kanatçık Ön Tasarım Denklemleri

Bu bölümde, yönlendirici kanatçık kavramsal tasarımı kapsamında kullanılan denklemlere yer verilmiştir. Denklem 2.10, 2.11 ve 2.12'nin hesaplanması ile yönlendirici kanatçıklara giren havanın Mach sayısı elde edilmiştir. Bu noktada elde edilen Mach sayısı ile simetrik kanatçık profillere sahip olan yönlendirici kanatçıklarından geçen akışkanın, yakınsak lüle geometrisinden geçeceği varsayılarak elde edilen Mach sayısı ile bu lüledeki kritik kesit alanları hesaplanmıştır. Bu hesaplamadaki ilgili gösterime Denklem 2.13'te yer verilmiştir [21].

$$a = \sqrt{\gamma * R * T_{01}} \quad (2.10)$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho * A} \quad (2.11)$$

$$M = \frac{V}{a} \quad (2.12)$$

Denklem 2.10'da bahsedilen; a ses hızını, R ise gaz sabitini temsil etmektedir. Denklem 2.11'de bahsedilen; V havanın yönlendirici kanatçıklara giriş yaptığı hızı, ρ yoğunluğu, A ise akışkanın yönlendirici kanatçıklara nüfuz ederken geçtiği alanı temsil etmektedir. Denklem 2.10 ve 2.11'de belirtilen parametrelerin hesaplanması sonucunda, a 'nın ve V 'nin elde edilmesiyle Denklem 2.12'de M ile gösterilen yönlendirici kanatçıklara giren akışkanın Mach sayısı elde edilmiştir.

$$\frac{A}{A^*} = \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{-\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} * \frac{(1+\frac{\gamma-1}{2}*M^2)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}{M} \quad (2.13)$$

Denklem 2.13'te, kritik boğaz kesit alanı olan A^* ile Mach sayısı arasındaki korelasyonun incelenmesi için çözülecek olan izentropik bağıntıya yer verilmiştir. Denklem 2.13'te belirtilen A yakınsak lüleye giren akışkanın kesit alanını, A^* ise Mach sayısının 1 olduğundaki akış kesit alanını göstermektedir. [21].

2.5 Radyal Denge Denklemi

Türbin ve kompresör tasarımı için belirlenen sınır koşullarının ANSYS Vista RTD ve CCD'de kullanılması ile Denklem 2.14'te belirtilen basit radyal denge denklemi kullanılarak kanat geometrisi oluşturulmaktadır. Bu denklemde aksel hızın radyal gradyanı ile çevresel hızının radyal gradyanı arasındaki bağıntı verilmiştir. C_z aksel hızı, C_a çevresel hızı temsil etmektedir.

$$C_z \frac{dc_z}{dr} + \frac{c_a^2}{r} + C_a \frac{d(C_a)}{dr} = 0 \quad (2.14)$$

Radyal denge denklemi, akış gradyanlarını, akım çizgilerinin eğrilerini ve radyal akışı hesaba katarak benzer sanki ortogonal çizgilerin rastgele dizilimini sağlamaktadır.



3. BİR BOYUTLU TASARIM

Bu bölümde, kavramsal tasarım kapsamında yapılan tasarıma ait hesaplamalara ve sonuç verilerine yer verilmiştir.

3.1 Uçuş Profiline Göre Giriş Sınır Koşulunun Belirlenmesi

HÇM'nin kanat altında yer aldığı hava platformu; deniz seviyesinde, 1 Mach seyir hızında, ortam sıcaklığı 322 K (49 °C) iken seyir etmektedir. Bu noktada havanın statik sıcaklığı ise 322 K (49 °C) olup statik basıncı 101.3 kPa'dır. Bu değerler sırasıyla, Denklem 2.1'de T_I 'i, ve Denklem 2.2'de P_I 'i temsil etmektedir. Denklem 2.1 ve 2.2'ye ait girdilere ve çıktılara Çizelge 3.1'de yer verilmiştir.

Çizelge 3.1: Denklem 2.1 ve 2.2 Girdi ve Çıktıları.

Parametreler	Değerler
P_I [kPa]	101.3
M	1
γ	1,4
T_I [K]	322
P_{0I} [kPa]	191.8
T_{0I} [K]	386

Çizelge 3.1'e göre, türbine giriş yapacak havanın toplam basıncı (P_{0I}) 191 kPa, toplam sıcaklığı (T_{0I}) ise 386 K olarak hesaplanmıştır. Türbin tasarımına bu veriler üzerinden başlanılmıştır.

3.2 Türbin Tasarımı

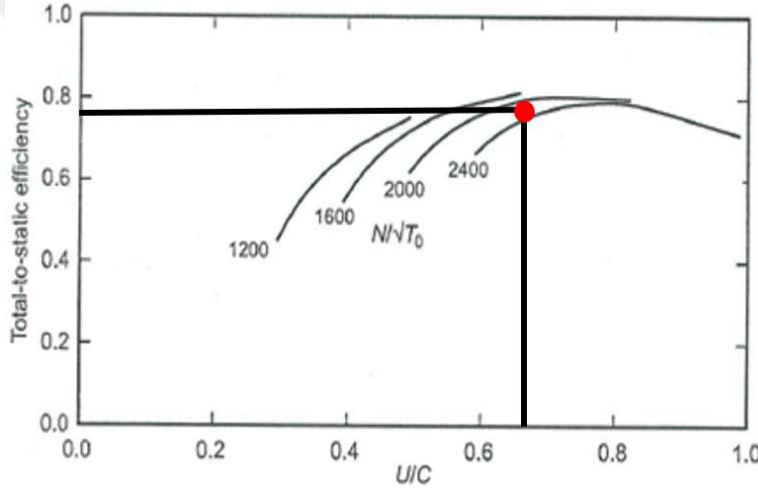
Türbin tasarımı kapsamında bazı öngörüler yapılmıştır. Bu öngörülere Çizelge 3.2'de yer verilmiştir. Çizelge 3.2 incelendiğinde; N , devir sayısını temsil etmekte olup 49000 rpm olarak varsayılmış, türbin rotor çapı olan D , ilk hesaplamalarda 120 mm olarak öngörülmüştür. Çizelge 3.2'de yer alan U , rotor kanatçığının çizgisel hızı temsil etmekte olup C ise kanat ucunda bulunan akışkanın hızı temsil etmektedir. U/C oranı,

ilk olarak 0.65 olarak varsayılarak tasarım yapılmıştır. Son varsayım olarak sistemin 0.43 kg/s hava debisi besleneceği öngörülmüştür.

Çizelge 3.2: Türbin Varsayımları.

Parametreler	Değerler
N [rpm]	49000
D [mm]	120
U/C	0.65
\dot{m} [kg/s]	0.43
P_{01}/P_{02}	3.2

Belirtilen varsayımlar yapıldıktan sonra ilk olarak türbin verimi olan η_t bulunmuştur. η_t bulunur iken Şekil 3.1'te yer alan $U/C - \eta_t$ grafiği incelenmiştir.



Şekil 3.1: Türbin $U/C - \eta_t$ Grafiği [22].

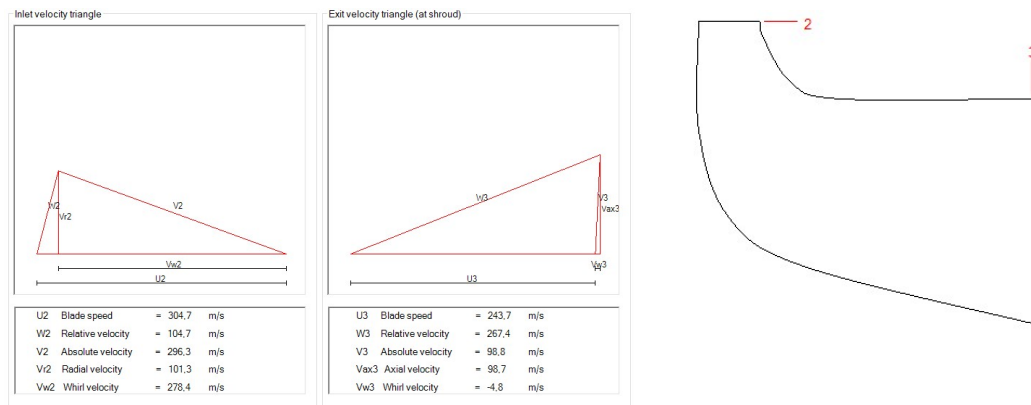
Şekil 3.1'te yer alan $N/\sqrt{T_0}$ eğrileri incelenmiştir. Şekil 3.1'e göre T_0 ise türbine giren havanın toplam sıcaklığını temsil etmekte olup 113.4 °C (386.5 K)'dir. Bu doğrultuda $N/\sqrt{T_0}$, 2492 olarak hesaplanmaktadır. Çizelge 3.2'de, 0.65 olarak öngörülen U/C oranı ile hesaplanan $N/\sqrt{T_0}$ birleştirildiğinde, η_t , 0.78 olarak varsayılmıştır. Bu varsayımdan sonra Denklem 2.3'te, \dot{m} 0.43 kg/s olarak, C_p 1005 J/kgK olarak, T_{01} 386.5 K (113.4 °C) olarak kullanılarak türbin gücü olan P_t 36844 W olarak hesaplanmıştır. Burada hesaplanan P_t , Denklem 2.4'te yerine koyularak T_{02} 301.2 K

(28.1 °C) olarak hesaplanmıştır. Denklem 2.3 ve 2.4'e ait girdilerin ve çıktılarının bulunduğu tabloya Çizelge 3.3'te yer verilmiştir.

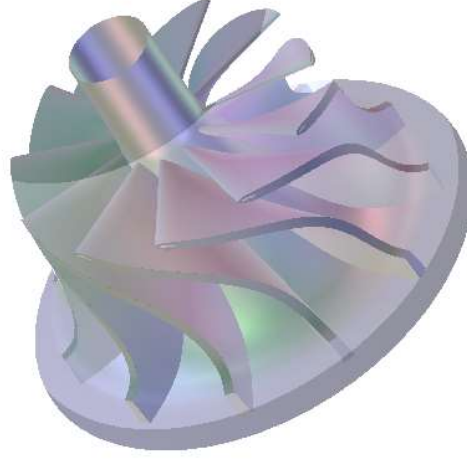
Çizelge 3.3: Denklem 2.3 ve 2.4 Girdi ve Çıktıları.

Parametreler	Değer
η_t	0.78
\dot{m} [kg/s]	0.43
C_p [j/kgK]	1005
T_{01} [K]	386.5
P_{01}/P_{02}	3.2
P_t [W]	36844
T_{02} [K]	301.2

Türbin için 1 boyutlu hesaplamaların yapılmasından sonra ticari bir yazılım olan ANSYS Vista RTD'ye Çizelge 3.2'de bulunan parametreler kullanılmıştır. Bu kullanıma ek olarak, türbin giriş toplam sıcaklığı (T_{01}) ve toplam basıncı (P_{01}) ANSYS Vista RTD'de girdi olarak kullanılmıştır ve çıktılar üzerinden sağlama işlemi yapılmıştır. ANSYS Vista RTD'nin kullanım amacı; programda kullanılan girdiler ile hesaplama sonuçlarının karşılaştırılabilmesi için rotor çapı, çıkış sıcaklığı, basıncı ve güç parametreleri arasında sağlama yapılması ve en önemlisi 3 boyutlu kanat geometrisinin elde edileceği ANSYS BladeGen programına girdi sağlanması olacaktır. Bu noktada BladeGen'e girdi sağlanmadan önce ANSYS RTD üzerinden kanat sayısı, kalınlığı, uç aralığı gibi birçok parametreler ile rotor geometrisi özelleştirilebilmektedir. Bu parametreler üzerinde seçim yapılır iken yapısal dayanımlar göz önünde bulundurularak ön tahminler yapılmaktadır. ANSYS Vista RTD'nin türbin için oluşturulan hız üçgenlerinin çıktılarının gösterimine Şekil 3.2'de yer verilmiştir. ANSYS BladeGen üzerinden elde edilen türbin rotorunun 3 boyutlu CAD geometrisi Şekil 3.3'te gösterilmiştir.



Şekil 3.2: ANSYS Vista RTD Türbin Hız Üçgenleri Çıktısı.



Şekil 3.3: ANSYS BladeGen türbin rotoru 3 boyutlu CAD geometrisi.

3.3 Kompresör Tasarımı

Kompresör tasarımına başlanılmadan önce kompresörün giriş sınır koşullarının belirlenmesi gerekmektedir. Şekil 2.1’te yer alan hava akış şemasına göre türbinden çıkan hava, eşanjöre girmektedir. Eşanjörden çıkan hava, ısınıp basınç kaybetmektedir. Eşanjörden çıkan havanın; mevcut debide, 313.4 K (40.3 °C) (T_{03}) toplam sıcaklıkta, 55 kPa (P_{03}) toplam basınçta çıkacağı öngörülmüştür. Kompresör için giriş sınır koşullarının belirlenmesinden sonra 1 boyutlu hesaplamalar yapılmıştır.

Kompresör tasarımı kapsamında, ilk olarak verim tahmini yapılabilmesi için özgül hızın (N_s) hesaplanması gerekmektedir. Denklem 2.5’in hesaplanabilmesi için denklem içerisinde yer alan açısal hızın (ω), hacimsel debinin (Q), ve izentropik özgül işin (Δh_{0s}) hesaplanması gerekmektedir. Hesaplamalara ilk olarak açısal hızın hesaplanması ile başlanılmıştır. HÇM’nin 49000 rpm değerindeki dönüş hızı, 5131.2 rad/s açısal hıza tekabül etmektedir. Havanın kütleli debinin hesaplanması için Denklem 3.1 kullanılmıştır.

$$\dot{m} = \rho * A * V \quad (3.1)$$

Denklem 3.1’de yer alan \dot{m} kütleli debiyi, ρ yoğunluğu, $A*V$ ise havanın hacimsel debi olan Q ’yu temsil etmektedir. Denklem 3.1’de bulunan ρ ’nun hesaplanabilmesi için Denklem 3.2’de yer alan hal denkleminin çözülmesi gerekmektedir.

$$P_{03} = \rho * R * T_{03} \quad (3.2)$$

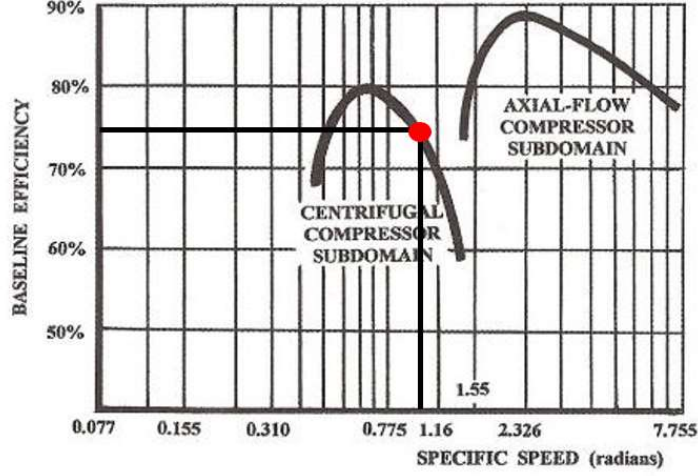
Denklem 3.2’de yer alan; P_{03} kompresör girişi toplam basıncını, R kuru hava için gaz sabitini, T_{03} ise kompresöre giren havanın toplam sıcaklığını temsil etmektedir. Bu noktada, $P_{03} = 55$ kPa, $R = 287.05$ J/kgK ve T_{03} ise 313.4 K (40.3 °C)’dir. Bu veriler doğrultusunda kompresör girişi yoğunluk, 0.611 kg/m³ olarak hesaplanmıştır. Denklem 3.1’de, hacimsel debi olan Q , 0.703 m³/s olarak hesaplanmıştır. Hacimsel debinin hesaplanması ile Denklem 2.5’te yer alan özgül hızın (N_s) hesaplanabilmesi için gereken tek bilinmeyen izentropik özgül iştir (Δh_{0s}).

Denklem 2.6’da yer alan özgül ısı olan C_p , 1005 J/kgK olarak kullanılmış olup kompresöre giren havanın sıcaklığı olan T_{03} ise 313.4 K (40.3 °C) alınmıştır. Kompresöre 55 kPa basınçta giren havanın, ters akış oluşmaması adına 105 kPa basınçta çıkış yapması tasarım girdisi olarak belirlenmiştir. Bu doğrultuda, kompresördeki basınçlanma oranı olan r_p , 1.9 olarak varsayılmıştır. Kompresör basınçlanma oranı asgari oranda tutularak talep edilen güç, minimum seviyede tutulmuştur. Bu veriler ışığında Denklem 2.6’nın çıktısı olan Δh_{0s} , 63978.5 W olarak hesaplanmıştır. İzentropik özgül işin hesaplanması ile Denklem 2.5’te yer alan özgül hız olan N_s , 1.069 olarak hesaplanmıştır. Denklem 2.5 ve 2.6’ya ait girdi ve çıktılarının yer aldığı tabloya Çizelge 3.4’te yer verilmiştir.

Çizelge 3.4: Denklem 2.5 ve 2.6 Girdi ve Çıktıları

Parametreler	Değer
N_s	1.069
ω [rad/s]	5131.3
Q [m ³ /s]	0.703
Δh_{0s} [W]	63978
r_p	1.9
T_{03} [K]	313.4

Şekil 3.4’te radyal kompresör veriminin özgül hıza bağlı değişimini içeren grafiğe yer verilmiştir. Şekil 3.4 incelendiğinde, 1.069 olan özgül hıza (N_s) karşılık gelen kompresör verimi η_c , 0.75 olacak şekilde varsayılmıştır. Kompresörün talep ettiği güç hesaplanır iken bu verim kullanılmıştır.



Şekil 3.4: N_s - η_c Grafiği [22].

Kompresör hesaplamalarına Denklem 2.7 ile devam edilmiştir. Denklem 2.7’de yer alan; kompresör çıkışı izentropik toplam sıcaklığı olan T_{04s} , 1.9 olan r_p ve 313.4 K olan T_{03} girdileri ile 377 K (103.9 °C) olarak hesaplanmıştır.

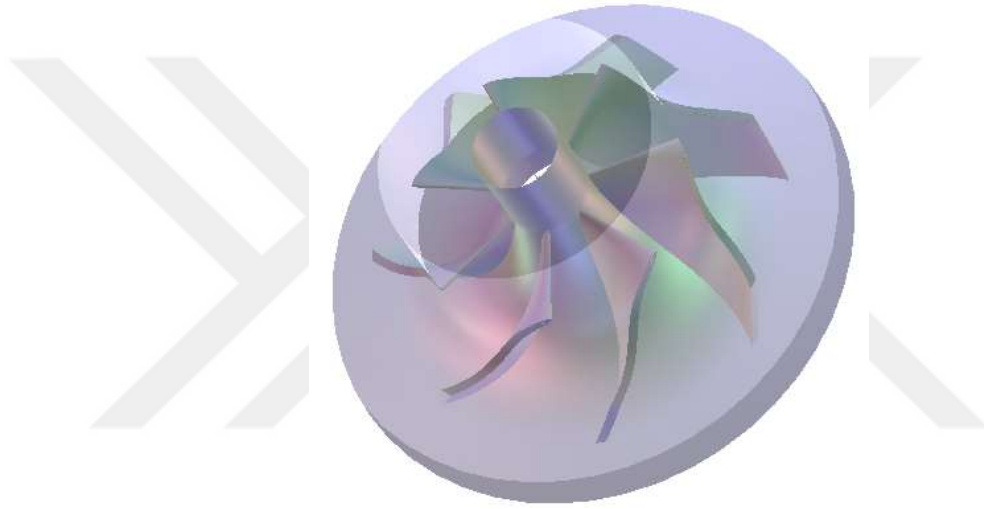
Denklem 2.8 ile kompresörün gerçek çıkış toplam sıcaklığı olan T_{04} hesaplanmıştır. Denklem 2.8’de yer alan kompresör veriminin (η_c), kompresör giriş sıcaklığının (T_{03}) ve kompresör izentropik çıkış toplam sıcaklığının (T_{04s}) bilinmesi ile kompresör çıkışı gerçek toplam sıcaklık olan T_{04} , 398.3 K (125.2 °C) olarak hesaplanmıştır.

Denklem 2.9’da yer alan kompresörün talep ettiği güç olan P_c hesaplanmıştır. Denklem 2.9’da; \dot{m} 0.43 kg/s, C_p 1005 J/kgK, T_{03} 313.4 K , r_p 1.9, η_c 0.75 olarak alınarak kompresörün çıkış sıcaklığı olan T_{04} 398.3 K olarak alınmıştır. Bu doğrultuda kompresörün talep ettiği güç (P_c) 36681 W olarak hesaplanmıştır. Türbin 36844 W güç üretmekte olup kompresör 36681 W güç talep etmektedir. Bu noktada oluşan 163 W’lık fark değeri, mekanik kayıplara bütçelendirilecektir. Denklem 2.7, 2.8 ve 2.9’a ait girdi ve çıktılarının bulunduğu tabloya Çizelge 3.5’te yer verilmiştir.

Çizelge 3.5: Denklem 2.7, 2.8 ve 2.9 Girdi ve Çıktıları

Parametreler	Değer
r_p	1.9
η_c	0.75
T_{03} [K]	313.4
T_{04s} [K]	377
T_{04} [K]	398.3
P_c [W]	36681

Kompresör için 1 boyutlu hesaplamaların yapılmasından sonra ticari bir yazılım olan ANSYS Vista CCD'ye; havanın kütleli debisi, devir sayısı, kompresör giriş sıcaklığı ve basıncı ve izentropik verimi kullanılmış olup çıktılar ile sağlama işlemi yapılmıştır. ANSYS Vista CCD'nin kullanım amacı, 3 boyutlu kanat geometrisinin elde edileceği ANSYS BladeGen programına girdi sağlanması olacaktır. Bu noktada BladeGen'e girdi sağlanmadan önce ANSYS CCD üzerinden kanat sayısı, kalınlığı, uç aralığı gibi birçok parametreler ile rotor geometrisi özelleştirilebilmektedir. Bu parametreler üzerinde seçim yapılır iken yapısal dayanımlar göz önünde bulundurularak ön tahminler yapılmaktadır. ANSYS BladeGen'den elde edilen kompresör rotorunun 3 boyutlu CAD geometrisine Şekil 3.5'te yer verilmiştir.



Şekil 3.5: ANSYS BladeGen kompresör rotoru 3 boyutlu CAD geometrisi.

3.4 Yönlendirici Kanatçık Tasarımı

Yönlendirici kanatçıkların temel amacı, türbin rotoruna giren havaya ait açısının ve hızının belirlenmesidir. Türbin içine giren havanın, istenilen koşullara şartlandırılabilmesi için çeşitli yönlendirici kanatçık profilleri incelenmiştir. Hava; yönlendirici kanatçıklara 0.43 kg/s kütleli debide, 185.8 kPa toplam basınçta, 386.5 K (113.4 °C) sıcaklıkta nüfuz etmektedir. Havanın, türbin salyangozunda yaklaşık olarak 6 kPa basınç kaybedebileceği öngörülmüştür. İlk iterasyonda, 17 adet yönlendirici kanatçık kullanılmıştır. Kanat sayısı seçimi yapılır iken oluşabilecek yapısal problemler göz önünde bulundurularak asal sayılardan seçim yapılmıştır.

Yönlendirici kanatçık tasarımı kapsamında; hesaplanması gereken ilk parametre, havanın yönlendirici kanatçıklara giriş yaptığı Mach sayısıdır. Mach sayısının

hesaplanmasına Denklem 2.12’de yer verilmiştir. Bu noktada, ses hızı olan a ve akışkan hızı olan V ayrı ayrı hesaplanmıştır. Ses hızının hesaplanabilmesi için Denklem 2.10’da yer alan $\gamma = 1.4$, $R = 278.05$ (J/kgK), T_{01} ise 386.5 K (113.4 °C) olarak alınmış ve ses hızı olan a 394.1 m/s olarak hesaplanmıştır. Akışkan hızının hesaplanabilmesi için Denklem 2.11 içerisinde yer alan parametreler hesaplanmıştır. Yönlendirici kanatçıklara giren havanın yoğunluğunun hesaplanması için hal denklemini olan Denklem 3.3 kullanılmıştır. Denklem 3.3’te yer alan P , 185.8 kPa olup T_{01} ise 386.5 K (113.4 °C)’dir. Bu doğrultuda yoğunluk olan ρ , 1.67 kg/m³ olarak hesaplanmıştır.

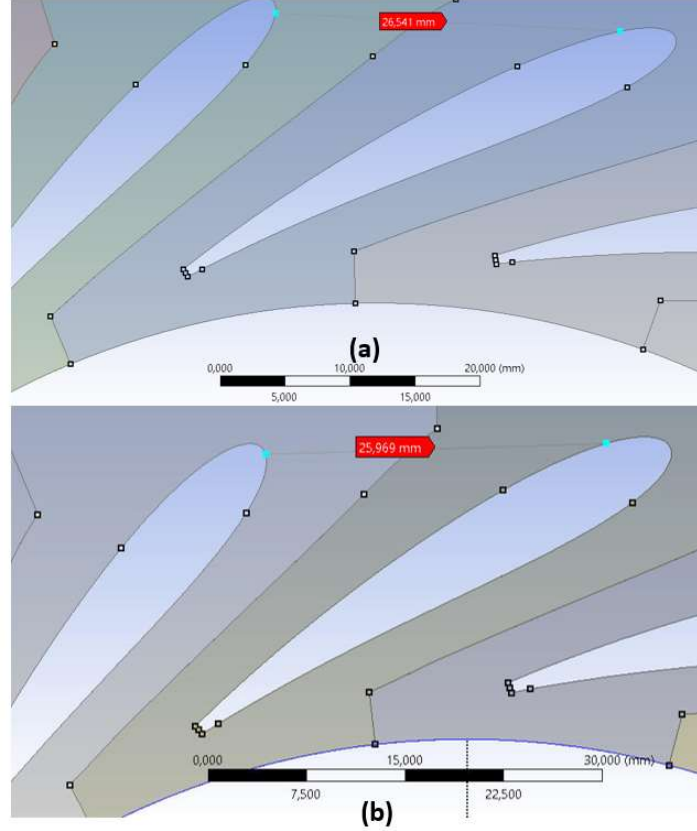
$$P = \rho * R * T_{01} \quad (3.3)$$

Denklem 2.11’de yer alan A ’nın hesaplanması için literatürde yer alan NACA 0012 profili ve NACA 0014 isimli simetrik yapılı profilleri incelenmiştir [23]. Bu yönlendirici kanatçık profilleri içerisinde yer alan, akışın geçeceği iki kanat arası mesafeler incelenmiş ve ilgili gösterime Şekil 3.6’da yer verilmiştir. Şekil 3.6 incelendiğinde, NACA 0012 profilinde yer alan; havanın giriş yapacağı iki kanatçık arası mesafesi 26.5 mm, NACA 0014 profilinde ise 25.9 mm olarak ölçülmüştür. Ölçülen iki değer birbirine yakın değerler olup çalışmaların ilk iterasyonunda iki kanat arası mesafesi 26.5 mm referans alınarak hesaplamalar yapılmıştır. İki profil için de kanat yüksekliği, ANSYS BladeGen çıktısı olan türbin rotoru referans alınarak 9.49 mm alınmıştır. Bu ölçümler doğrultusunda, akışkanın iki kanat arasından geçeceği alanı 251.8 mm² (0.0002519 m²) olup akışkanın, yönlendirici kanatçıklara giriş yaptığı toplam alanı 0.004282 m² olarak hesaplanmıştır. Bu toplam alan, Denklem 2.11’de A parametresinde kullanılacak değerdir. ρ ve A parametrelerinin hesaplanmasıyla, Denklem 2.11’de yer alan V , 59.9 m/s olarak hesaplanmıştır. V ve a ’nın hesaplanmasıyla, Denklem 2.12’de yer alan Mach sayısı, 0.15 olarak hesaplanmıştır. Denklem 2.10, 2.11 ve 2.12’ye ait girdilere ve çıktılara

Çizelge 3.6’da yer verilmiştir.

Yönlendirici kanatçıklar, simetrik yapılarda seçilip iki kanatçık arasından akan akışa yakınsak lüle etkisi yaratacağı düşünülmüştür. Bu doğrultuda, izentropik akış tabloları incelenerek bu yakınsak lülenin hava giriş ve çıkış alanları (boğaz) arasında bulunan korelasyonlar incelenmiştir [24]. Hesaplamalara ilk olarak, Denklem 2.12’de elde edilen havanın yönlendirici kanatçıklara giriş yaptığı Mach sayısının, Denklem 2.13’e

girdi olarak sağlanarak akışın 1 Mach ile çıkması için gereken A/A^* oranının hesaplanmasıyla başlanılmıştır. Denklem 2.13'te, akışın 0.15 Mach sayısı ile yönlendirici kanatçıklara girip 1 Mach sayısı ile çıkması için gereken A/A^* oranı 3.85 olarak hesaplanmıştır. Denklem 2.11'de elde edilen ve 0.004282 m^2 olan bu A , 3.85'e bölünerek A^* , 0.00111 m^2 olarak hesaplanmıştır.



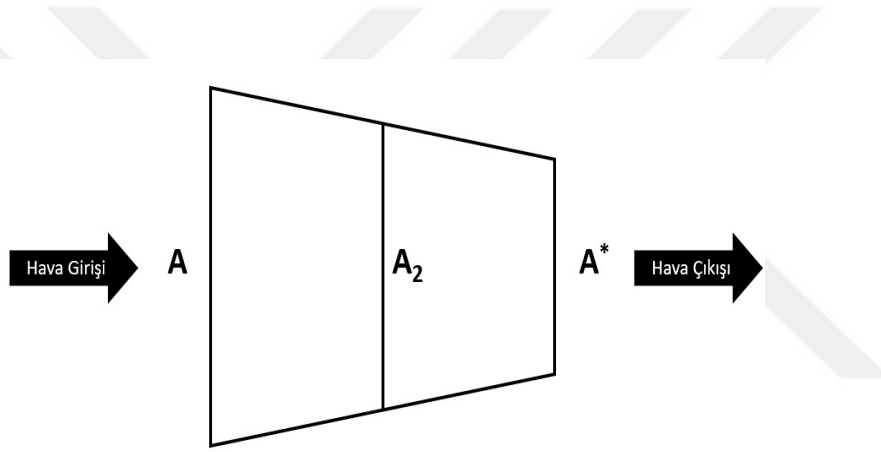
Şekil 3.6: NACA 0012 ve 0014 giriş bölgesi iki kanat arası mesafe gösterimi (a) NACA 0012, (b) NACA 0014 [23].

Çizelge 3.6: Denklem 2.10, 2.11 ve 2.12 Girdileri ve Çıktıları

M	0.152
V [m/s]	59.97
a [m/s]	394.13
ρ [kg/m ³]	1.67
A [m ²]	0.004282
A^* [m ²]	0.00111
T_{01} [K]	386.1

Yönlendirici kanatçık tasarımındaki bir diğer motivasyon, HÇM'nin fazla hıza (overspeed) maruz kalmaması için yönlendirici kanatçıklardan geçen akışın boğulup 1

Mach sayısında limitlenmesidir (choaked flow). Buraya kadar yapılan hesaplamalarda, iki kanatçık arası en yakın mesafesi olan A^* 'ın kanat yüksekliği olan 9.49 mm'ye ve yönlendirici kanatçık sayısı olan 17'ye bölünmesi ile elde edilen 6.88 mm'dir. Bu değer, akışın 1 Mach sayısında yönlendirici kanatçıklardan ayrılması için gereken iki kanat arasındaki mesafedir. Sınır tabaka etkisi ve üretim toleransları gibi faktörler bu değeri küçültme yönünde etkiye sahip oldukları için bu değerden daha büyük bir sahip iki kanat arası en yakın mesafe değerine sahip yönlendirici kanatçık profilleri bu çalışma kapsamında kullanılmıştır. Bu doğrultuda, simetrik yönlendirici kanatçıkların kullanılmasından dolayı, akışın yakınsak lüleden geçeceği varsayılarak iki kanat arası en yakın mesafenin detaylı incelemeleri yapılmıştır. İlgili lüle şematığıne Şekil 3.7'de yer verilmiştir.



Şekil 3.7: Lüle şematığı.

Şekil 3.7 incelendiğinde; A havanın giriş yaptığı alanı, A^* havanın 1 Mach sayısında çıkış yapması için gereken alanı, A_2 ise istenilen Mach sayısında çıkış yapan havanın alanını temsil etmektedir. Denklem 2.13'e, farklı Mach sayıları girdi olarak sağlanmış ve A/A^* oranları elde edilmiştir. Çizelge 3.6'da belirtilen A^* ile bu oranlar çarpılarak A_2 değerleri elde edilmiştir. Bu A_2 değerleri, yönlendirici kanatçık sayısı olan 17'ye bölünerek iki kanatçık arası alan değerleri hesaplanmıştır. Daha sonra bu değerler, kanatçık yüksekliği olan 9.49 mm'ye bölünerek 1 boyutlu olan iki kanat arasındaki havanın çıkış yaptığı en yakın mesafeler bulunmuştur. Özetle; 0.15 Mach sayısı ile A kesitinden giriş yapan havanın, istenilen Mach sayısı ile A_2 kesitinden çıkış yapması istenilmektedir. Bu doğrultuda; A^* kesitinden daha büyük bir kesit olan A_2 kesitinden çıkan havanın, 1 Mach sayısından daha az bir değerde yönlendirici kanatçıklardan çıkması için yapılan hesaplamalara Çizelge 3.7'de yer verilmiştir.

Çizelge 3.7: Yönlendirici kanatçık boğaz bölgesi iki kanatçık arası mesafe ölçümü.

Çıkış Mach Sayısı	A/A^*	A_2 Kesiti Toplam Alan [mm ²]	A_2 Kesiti İki Kanatçık Arası Alan [mm ²]	A_2 Kesiti İki Kanatçık Arası Mesafe [mm ²]
0.5	1.34	1487.71	87.51	9.22
0.55	1.25	1393.45	81.97	8.64
0.6	1.19	1319.33	77.61	8.18
0.65	1.14	1260.95	74.17	7.82
0.7	1.09	1215.15	71.48	7.53
0.75	1.06	1179.67	69.39	7.31
0.8	1.04	1152.81	67.81	7.15
0.85	1.02	1133.31	66.67	7.02
0.9	1.01	1120.20	65.89	6.94
0.95	1.00	1112.74	65.46	6.90
1	1.00	1110.36	65.32	6.88

Çizelge 3.7 incelendiğinde, istenilen çıkış Mach sayısında yükselişe göre A_2 kesitindeki iki kanatçık arası mesafesindeki değişim miktarının azaldığı gözlemlenmiştir. Özellikle 0.9 ve 0.95 Mach sayılarında, havanın yönlendirici kanatçıklardan çıkış yapması istenildiğinde iki kanatçık arası mesafenin, 0.04 mm farklılığa sahip olduğu saptanmıştır. Bu noktada sınır tabakası etkisi ve üretim toleransları kritik rol oynamaktadır. Sınır tabakasının etkisi ve üretimde istenilen tolerans değerlerinin yakalanamama ihtimalleri, bu değerde küçülmeye sebebiyet verecektir. Bu sebep göz önünde bulundurulduğunda, çıkış Mach sayısının 0.9'dan düşük olması gerekmektedir. Güvenli bir bölge yaratılması adına, çıkış Mach sayısının düşük tutulup türbin rotoru ile yönlendirici kanatçıklar arası hız farkının çok olmaması için 0.7 olması ön görülmüştür.

Seçimi yapılan yönlendirici kanatçık profilleri arasında NACA 0012 kodlu profildeki iki kanatçık arası en yakın mesafe 7.94 mm olup NACA 0014 kodlu profilde ise 7.51'dir. Bu değerler, akışın 1 Mach sayısında çıkmasını sağlayan 6.88 mm'den büyük olup sınır tabakası etkisi ve üretim tolerans değerlerinin yaratacağı daralmalar için güvenlik marjini barındırmaktadır.

Yönlendirici kanatçıklar ile ilgili çalışmalara 3 boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri ile devam edilmiştir.



4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI MATEMATİKSEL MODELLER

Bu çalışma kapsamında yapılan 3 boyutlu HAD analizleri ticari bir yazılım olan ANSYS CFX programında yapılmıştır [25]. HAD analinde kullanılan denklemlere bu bölümde yer verilmiştir. Bu bölümde kullanılan matematiksel denklemlere yer verilmiştir. Kalın formda yazılan ifadeler vektörel gösterimi ifade etmektedir.

4.1 Temel Denklemler

HAD analizlerinde akış; süreklilik, momentum ve enerji denklemleri ile çözülmektedir. Süreklilik denklemine Denklem 4.1’de yer verilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (4.1)$$

Denklem 4.1’de yer alan ρ akışkanın yoğunluğunu, t zamanı, \mathbf{U} ise hızı göstermektedir.

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + S_M \quad (4.2)$$

Denklem 4.2’de momentum denklemine yer verilmiştir. Denklem 4.2’de bahsedilen p basıncı, τ viskoz gerilme tensörünü temsil etmektedir. S_M ise hacimsel momentum kaynak terimidir.

$$\tau = \mu \left(\nabla U + (\nabla U)^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot U \right) \quad (4.3)$$

Denklem 4.3’te viskoz gerilme tensörünün Newton tipi akışkanlar için gösterimine yer verilmiştir. Burada μ dinamik viskoziteyi göstermektedir.

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (U \tau) + S_E \quad (4.4)$$

Enerji denkleminde bahsedilen Denklem 4.4'te, λ ısı iletkenlik katsayısını, h_{tot} toplam entalpiyi, S_E ise hacimsel enerji kaynağını göstermektedir. Toplam entalpinin statik entalpi cinsinden gösterimine Denklem 4.5'te yer verilmiştir.

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2}U^2 \quad (4.5)$$

Denklem 4.6'da ideal gaz hal denklemine yer verilmiştir.

$$P = \rho RT \quad (4.6)$$

4.2 Türbülans Modellenmesi

Türbülans fenomeninin çözülebilmesi adına literatürde birçok yaklaşım çeşidi bulunmaktadır. Yüksek Reynolds sayısına sahip akışlarda burgaç yapıları farklı yaklaşımlar ile modellenmektedir. Bu bölümde 3 boyutlu HAD analizleri kapsamında kullanılan türbülans modellerinin incelenmesine yer verilmiştir.

4.2.1 Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemleri

RANS yaklaşımında, herhangi bir bileşen, ortalama ve değişim bileşenleri ile açıklanır.

$$\mathbf{U}_i = \bar{\mathbf{U}}_i + \mathbf{u}_i \quad (4.7)$$

Denklem 4.7'de yer alan, U_i hız vektörünü, $\bar{\mathbf{U}}_i$ zamana göre ortalaması alınmış hız vektörünü ve u_i ise hız dalgalanmalarının zamana bağlı değişimini göstermektedir. Ortalama bileşenin tanımlanmasına Denklem 4.8'de yer verilmiştir.

$$\bar{\mathbf{U}}_i = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \mathbf{U}_i dt \quad (4.8)$$

Δt zaman ölçeği olup türbülanslı zaman ölçeğine göre çok büyüktür. Navier-Stokes denklemlerinde yer alan bileşenler, Denklem 4.7’de olduğu gibi ortalama ve değişim bileşenleri ile ifade edilip ortalamalarının alınmasıyla RANS denklemleri elde edilir. Akışın temel denklemlerinin bu metotdaki gibi gösterimine Denklem 4.9, 4.10 ve 4.11’de yer verilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (4.9)$$

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) + S_M \quad (4.10)$$

$$\frac{\partial \rho h_{tot}}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j h_{tot}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \overline{u_j h} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} [U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j})] + S_E \quad (4.11)$$

Denklem 4.10’da yer alan τ_{ij} normal ve kesme stresi temsil etmektedir. Total entalpinin gösterimine Denklem 4.12’de yer verilmiştir.

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} U_i U_i + k \quad (4.12)$$

Denklem 12’de yer alan k türbülans kinetik enerjisini temsil etmektedir. Denklem 13’te k gösterilmiştir.

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i^2} \quad (4.13)$$

Reynolds geriliminin gösterimine Denklem 4.14’te yer verilmiştir.

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right) \quad (4.14)$$

Denklem 4.14’de yer alan μ_t türbülans viskozitesini temsil etmektedir. Reynolds ısı akısı Denklem 4.15’te ifade edilmiştir.

$$\overline{\rho u_j h} = \Gamma_t \frac{\partial h}{\partial x_i} \quad (4.15)$$

Denklem 4.23'te yer alan burgaç difüzyonu olan Γ_t 'nin gösterimine Denklem 4.16'da yer verilmiştir.

$$\Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (4.16)$$

Denklem 4.16'da yer alan Pr Prandl sayısını göstermektedir. Reynolds ortalamalı momentum denkleminin geldiği son hale Denklem 4.17'de yer verilmiştir.

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = - \frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M \quad (4.17)$$

Denklem 4.17'de yer alan μ_{eff} efektif viskoziteyi temsil etmekte olup ilgili gösterimine Denklem 4.18'de yer verilmiştir.

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (4.18)$$

Denklem 4.17'de yer alan p' modifikasyona uğramış basınç olup ilgili gösterimine Denklem 4.29'da yer verilmiştir.

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \quad (4.19)$$

Denklem 4.20'de Reynolds ortalamalı enerji denkleminin son haline yer verilmiştir.

$$\frac{\partial \rho h_{tot}}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j h_{tot}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial h}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} [U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j})] + S_E \quad (4.20)$$

4.2.2 RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli

RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli Navier-Stokes denklemlerinin Re-Normalization Group (RNG) teorisi üzerine kurulu bir türbülans modelidir. RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli ile

Standart k - ϵ türbülans modeli arasındaki fark $C_{\epsilon 1}$ sabit katsayısı yerine $C_{\epsilon 1 RNG}$ fonksiyonunun kullanılmasıdır.

Denklem 4.18'de yer alan μ_t ifadesi türbülans viskozitesini temsil etmekte olup türbülans kinetik enerjisi ile olan ilişkisine Denklem 4.21'de yer verilmiştir.

$$\mu_t = C_{\mu} \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4.21)$$

Denklem 4.21'de yer alan C_{μ} bir sabit olup değerine Çizelge 4.1'de yer verilmiştir. k türbülans kinetik enerjisini temsil etmekte olup ϵ ise türbülans kinetik enerjisinin zamana bağlı yitim miktarını temsil etmektedir. Denklem 4.22'de k denklemine, 4.23'te ise ϵ denklemine yer verilmiştir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \mu \epsilon + P_{kb} \quad (4.22)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\epsilon RNG}} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\epsilon}{k} [C_{\epsilon 1 RNG} P_k - C_{\epsilon 2 RNG} \rho \epsilon + C_{\epsilon 1 RNG} P_{\epsilon b}] \quad (4.23)$$

Denklem 4.22 ve 4.23'te yer alan P_{kb} ve $P_{\epsilon b}$ terimleri kaldırma kuvvetinin etkilerini temsil etmekte olup bu terimlerin türbülans kinetik enerjisi üretim hızı olan P_k ile olan ilişkisine Denklem 4.24'te yer verilmiştir.

$$P_k = \mu_k \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \left(3\mu_k \frac{\partial U_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \quad (4.24)$$

Denklem 4.23'te yer alan $C_{\epsilon 1 RNG}$ 'nin gösterimine Denklem 4.25'te yer verilmiştir.

$$C_{\epsilon 1 R} = 1.42 - f_{\eta} \quad (4.25)$$

Denklem 4.25'te yer alan f_{η} RNG k - ϵ katsayısının detayına Denklem 4.26'da yer verilmiştir.

$$f_{\eta} = \frac{\eta \left(1 - \frac{\eta}{4.38}\right)}{(1 + \beta_{RNG} \eta^3)} \quad (4.26)$$

Denklem 4.26'te yer alan η denkleminde Denklem 4.27'de yer verilmiştir.

$$\eta = \sqrt{\frac{P_k}{\rho C_{\mu} \epsilon}} \quad (4.27)$$

Çizelge 4.1 RNG k - ϵ modeline ait sabit değerler.

Sabitler	C_{μ}	$C_{\epsilon 1RNG}$	$C_{\epsilon 2RNG}$	β_{RNG}	$\sigma_{\epsilon RNG}$	σ_{kRNG}
Değerler	0.09	142- f_{η}	1.68	0.012	0.7179	0.7179

4.2.3 SST k - ω türbülans modeli

Standart k - ω türbülans modeli ile standart k - ϵ türbülans modelinin birleşimi olan Shear Stress Transport (SST) türbülans modelinde k türbülans kinetik enerjisini ω ise özgül türbülans yitimini temsil etmektedir [26]. Türbülans kinetik enerjisinin hesaplanmasına Denklem 4.28'de, özgül türbülans yitiminin hesaplanmasına ise Denklem 4.29'da yer verilmiştir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' k \omega + P_{kb} \quad (4.28)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k + \beta_3 \rho \omega^2 + P_{\omega b} \quad (4.29)$$

Denklem 4.28 ve 4.29'da kullanılan türbülans viskozitesinin gösterimine Denklem 4.30'da yer verilmiştir.

$$v_t = \mu_t / \rho \quad (4.30)$$

Denklem 4.30'da yer alan v_t terimi kinematik viskoziteyi temsil etmektedir. Kinematik viskozitesinin gösterimine Denklem 4.31'de yer verilmiştir.

$$v_t = \frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega_1, S F_2)} \quad (4.31)$$

Denklem 4.31’de yer alan F_2 en yakın yüzeye olan mesafeyi ve akış değişkenlerini barındıran fonksiyondur. S terimi ise gerilim oranının sabit bir değeridir.

Ağırlıklı ortalamanın hesaplanmasına Denklem 4.32’de yer verilmiştir. Denklem 4.32’de yer alan F_1 en yakın yüzeye olan mesafeyi ve akış değişkenlerini barındıran fonksiyondur. ϕ_1 standart $k-\omega$ türbülans modeline ait sabitleri temsil etmekte olup ϕ_2 ise $k-\varepsilon$ türbülans modeline ait sabitleri temsil etmektedir.

$$\phi = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2 \quad (4.32)$$

F_1 teriminin hesaplanmasına Denklem 4.33’te yer verilmiştir.

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (4.33)$$

Denklem 4.33’te yer alan \arg_1 ’in gösterimine Denklem 4.34’te yer verilmiştir.

$$\arg_1 = \min\left(\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega}\right), \frac{4\rho k}{CD_{kw} \sigma_{\omega 2} y^2}\right) \quad (4.34)$$

Denklem 4.34’te yer alan y duvara en yakın mesafeyi, v ise kinematik viskoziteyi temsil etmektedir. CD_{kw} terimi çapraz yayınımlı ifade etmekte olup Denklem 4.35’te hesaplanmasına yer verilmiştir.

$$CD_{kw} = \max\left(2p \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 1.0 \times 10^{-10}\right) \quad (4.35)$$

Denklem 4.31’de yer alan F_2 ’nin gösterimine Denklem 4.36’da yer verilmiştir.

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (4.36)$$

Denklem 4.36’da yer alan \arg_2 ’nin gösterimine Denklem 4.37’de yer verilmiştir.

$$\arg_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega}\right) \quad (4.37)$$

SST $k-\omega$ türbülans modelinde kullanılan sabitlere Çizelge 4.2'de yer verilmiştir.

Çizelge 4.2 SST $k-\omega$ modeline ait sabit değerler.

Sabitler	β'	α_1	β_1	σ_{k1}	$\sigma_{\omega1}$	α_2	β_2	σ_{k2}	$\sigma_{\omega2}$
Değerler	0.09	5/9	0.075	2	2	0.44	0.088	1	1/0.856



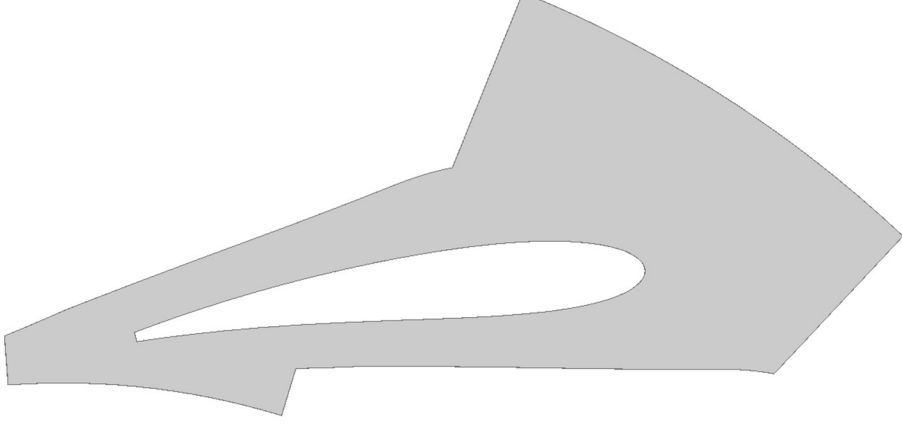
5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI ANALİZLERİ

Bu bölümde 1 boyutlu kavramsal tasarımı yapılan HÇM'nin bileşenlerinin detay tasarımı kapsamında yapılan 3 boyutlu HAD analizlerine yer verilmiştir. 3 boyutlu HAD analizleri kapsamında türbin, kompresör ve yönlendirici kanatçıklar için tek kanatçık 3 boyutlu HAD analizleri gerçekleştirilmiş olup detay tasarımın diğer fazında tüm sistem bileşenlerinin yer aldığı 3 boyutlu HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Üretimi yapılan HÇM, ANOVA ARGE Teknolojileri A.Ş altyapısında test edilmiş ve test sırasında elde edilen giriş sınır koşullarına göre tüm sistem bileşenlerinin yer aldığı 3 boyutlu HAD analizleri tekrar koşturulmuştur. Test sonuçları ile 3 boyutlu HAD analizleri karşılaştırılmıştır.

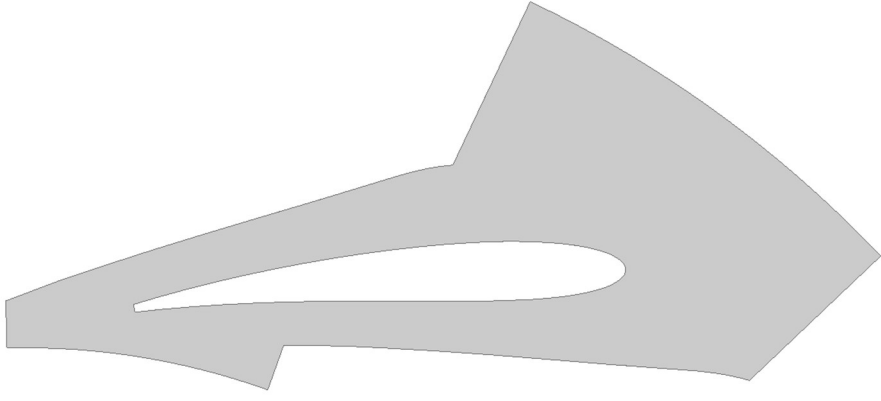
HAD analizlerinin yapılmasındaki temel motivasyon; 3 boyutlu kanat geometrisi elde edilen türbin, kompresör ve yönlendirici kanatçık bileşenlerinin üretimi yapılmadan önce mevcuttaki işlemci gücü ile performans parametrelerinin incelenmesi ve tasarım iterasyonlarının üretim safhasına geçilmeden düşük maliyet ile yapılmasıdır.

5.1 Türbin Rotoru ve Yönlendirici Kanatçık Bileşenleri Tek Kanatçık HAD Analizleri

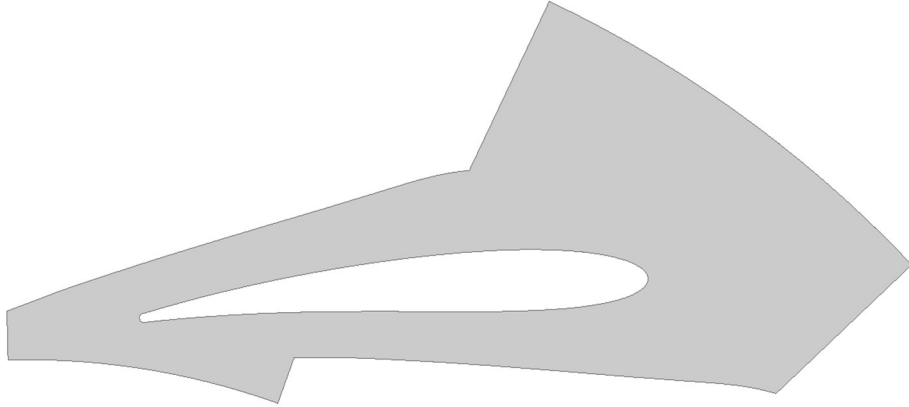
Kavramsal tasarımı yapılan türbin rotorunun ve yönlendirici kanatçık profillerinin tek kanatçıklarının 3 boyutlu HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. 3.4'te yönlendirici kanatçık profillerinden bahsedilmiş olup bahsedilen yönlendirici kanatçık profillerine ek olarak NACA 0012 profilinin arka kenarının (trailing edge) 0.3 mm değerinde yuvarlatılarak oluşturulmuş NACA 0012-TE-0.3mm isimli yönlendirici kanatçık profilinin de 3 boyutlu HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. HAD analizleri gerçekleştirilen yönlendirici kanatçıklara ait geometri görsellerine Şekil 5.1, Şekil 5.2 ve Şekil 5.3'te yer verilmiştir.



Şekil 5.1: NACA 0014 Geometri Görseli.

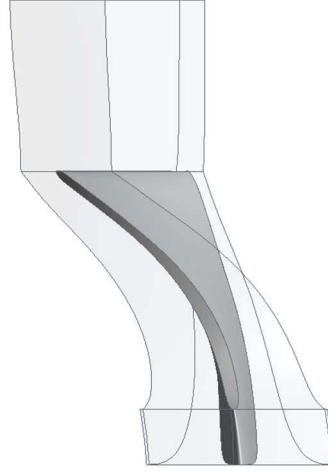


Şekil 5.2: NACA 0012 Geometri Görseli.



Şekil 5.3 NACA 0012-TE-0.3mm Geometri Görseli.

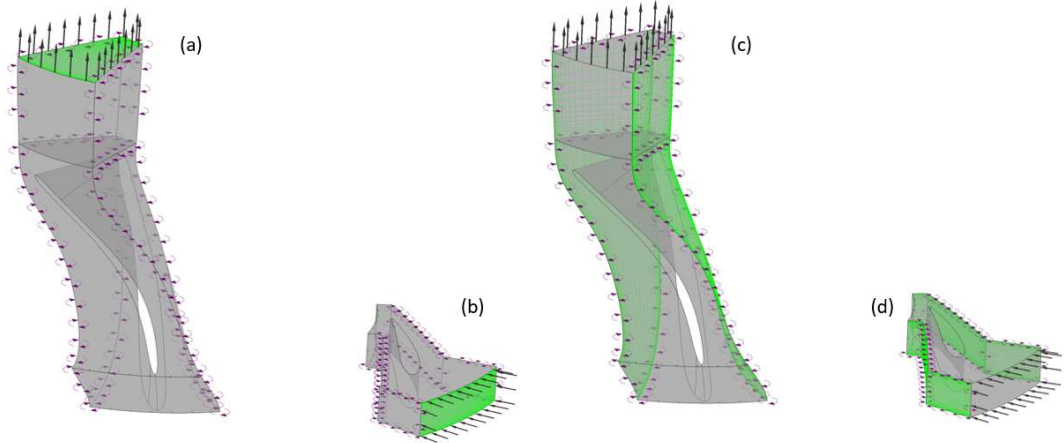
Farklı yönlendirici kanatçık profilleri ile HAD analizleri yapılan ve ANSYS BladeGen çıktısı olan türbin rotorunun tek kanatçığının geometri gösterimine Şekil 5.4'te yer verilmiştir.



Şekil 5.4: Türbin rotoru tek kanatçık geometri görseli.

5.1.1 HAD analizi sınır koşulları

Sayısal ağ bağımsızlaştırma ve türbülans modeli çalışmaları kapsamında ve bu çalışmalar sonucunda ortaya çıkacak olan en iyi konfigürasyon analizi kapsamında gerçekleştirilecek HAD analizlerine ait sınır koşulları tanımlamalarına bu bölümde yer verilmiştir. 3 farklı yönlendirici kanatçık profili ve türbin rotoru tek kanatçıkları için yapılan HAD analizlerinde kullanılan sınır koşullarının gösterimine Şekil 5.5'te yer verilmiştir. Sınır koşullarında kullanılan değerlere Çizelge 5.1'de yer verilmiştir.



Şekil 5.5: Türbin rotoru ve yönlendirici kanatçık tek kanatçık HAD analizleri sınır koşulu gösterimi (a) çıkış sınır koşulu basınç, (b) giriş sınır koşulu kütleli debi, (c) rotor periyodik sınır koşulu, (d) yönlendirici kanatçık periyodik sınır koşulu.

Çizelge 5.1: Türbin rotoru ve yönlendirici kanatçık HAD analizi sınır koşulu tanımlaması.

Sınır Koşulu Tipi	Değerler
Giriş Sınır Koşulu Kütleli Debi [kg/s]	0.43
Giriş Sınır Koşulu Toplam Sıcaklık [K]	386
Çıkış Sınır Koşulu Statik Basınç [kPa]	59.9
Türbin Rotoru Devir Sayısı [rpm]	49000
Türbülans Modeli	RNG $k-\varepsilon$ ve SST $k-\omega$
Duvar Fonksiyonu	Ölçeklendirilebilir (Scalable)
Dönme Arayüzü Tanımı	Stage (Mixing Plane)
Kullanılan Geometri	NACA 0014, NACA 0012, NACA 0012-TE-0.3mm ve Türbin Rotoru

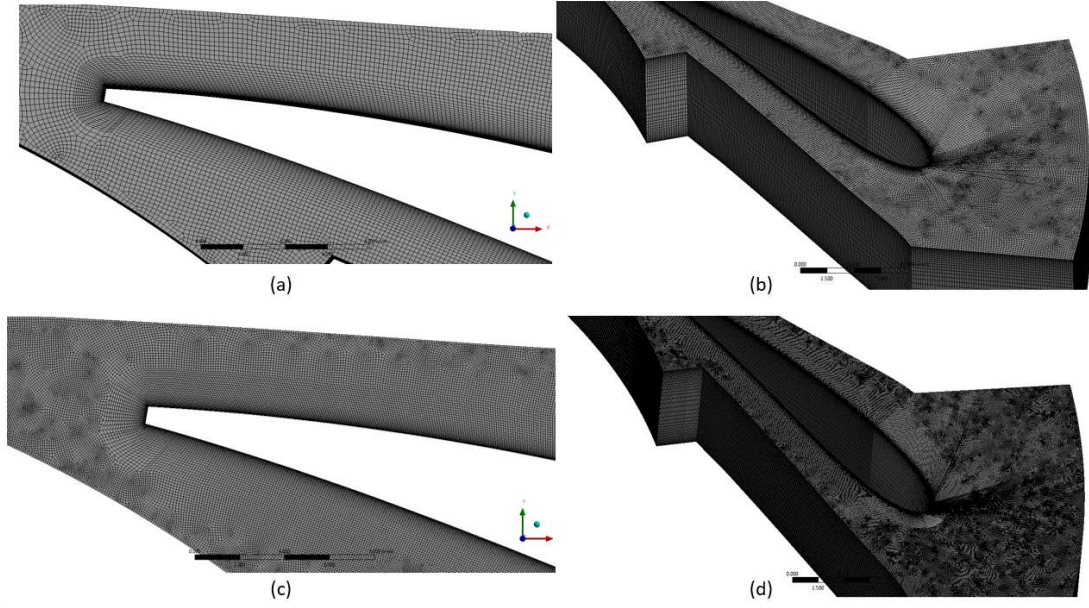
5.1.2 Sayısal ağ çalışmaları

HAD analiz sonuçlarının sayısal ağdan bağımsız olabilmesi adına 2 farklı sayısal ağ çalışması gerçekleştirilmiştir. Bu sayısal ağ çalışması kapsamında her bir yönlendirici kanatçık profili ve türbin rotoru için sayısal ağ çalışması kaba ve ince olacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Sayısal ağ çalışmasında oluşturulan hücelere ait sayılara Çizelge 5.2’de yer verilmiştir.

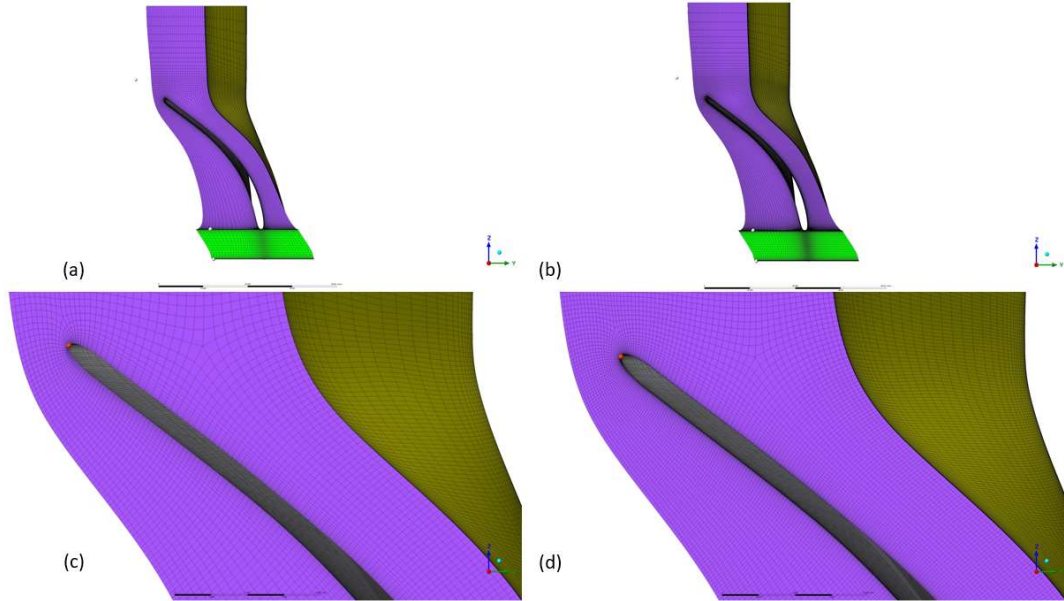
Çizelge 5.2: Türbin rotoru ve yönlendirici kanatçık HAD analizi sayısal ağ hücre sayıları.

Çalışma İsmi	Yönlendirici Kanatçık	Türbin Rotor	Toplam
Sayısal Ağ I Hücre Sayısı	~ 1,200,000	~ 1,200,000	~ 2,400,000
Sayısal Ağ II Hücre Sayısı	~ 4,500,000	~ 4,500,000	~ 9,000,000

Yönlendirici kanatçıklar için yapılan sayısal ağ çalışması ANSYS Mesher programında yapılmış olup türbin rotoru için ise ANSYS TurboGrid programında yapılmıştır. NACA 0014 yönlendirici kanatçık profiline ait sayısal ağ görseline Şekil 5.6’da yer verilmiştir. Türbin rotoruna ait sayısal ağ görseline Şekil 5.7’de yer verilmiştir.

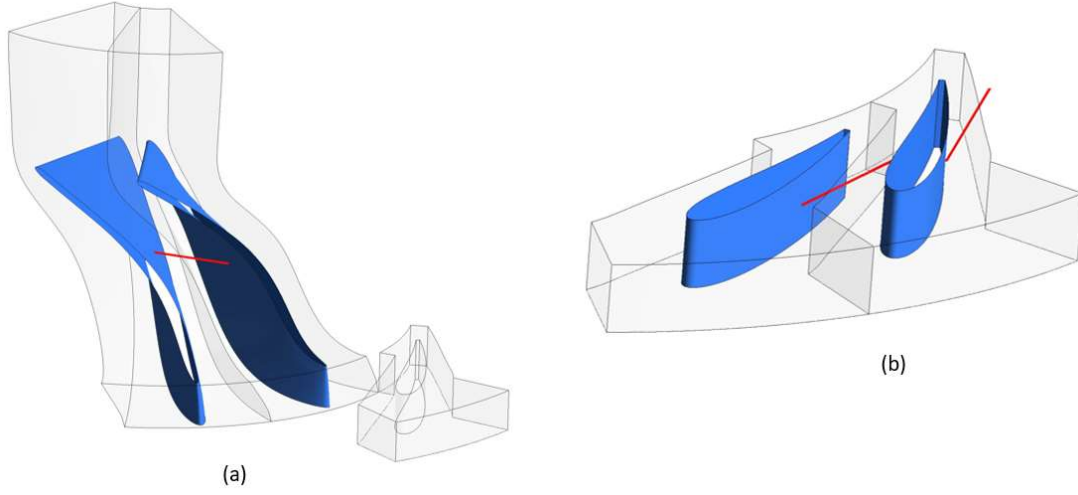


Şekil 5.6: NACA 0014 yönlendirici kanatçık profili sayısal ağ görselleri (a) 1.2 M (Milyon) hücre sayısı yakınlaştırılmış, (b) 1.2 M hücre sayısı, (c) 4.5 M hücre sayısı yakınlaştırılmış, (d) 4.5 M hücre sayısı.



Şekil 5.7: Türbin rotoru sayısal ağ görselleri (a) 1.2 M hücre sayısı, (b) 4.5 M hücre sayısı , (c) 1.2 M hücre sayısı yakınlaştırılmış, (d) 4.5 M hücre sayısı yakınlaştırılmış.

Yapılan sayısal ağ çalışmasından sonra türbin rotoru ve yönlendirici kanatçık geometrilerinin iki kanat arasına çizgi çizilerek bu çizgi üzerinden basınç ve hız verileri farklı hücre sayısına sahip sayısal ağ çalışmaları verileri karşılaştırılmıştır. Çizilen çizginin konum gösterimine Şekil 5.8'de yer verilmiştir.

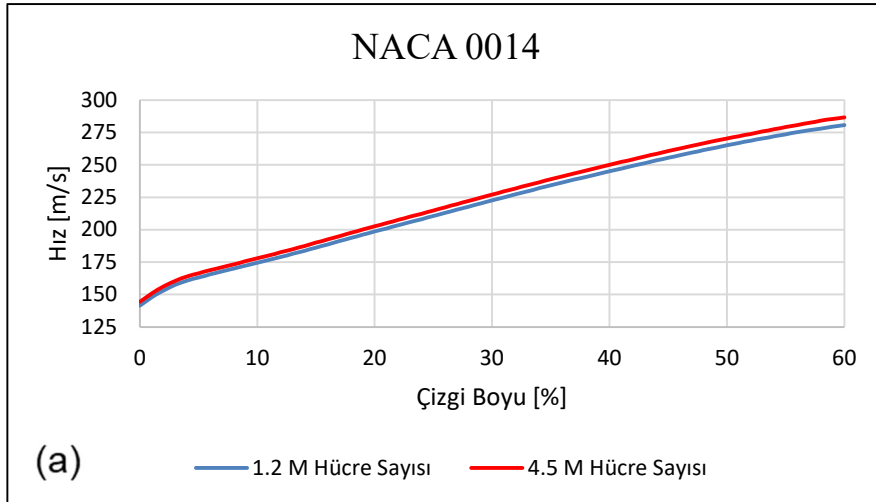


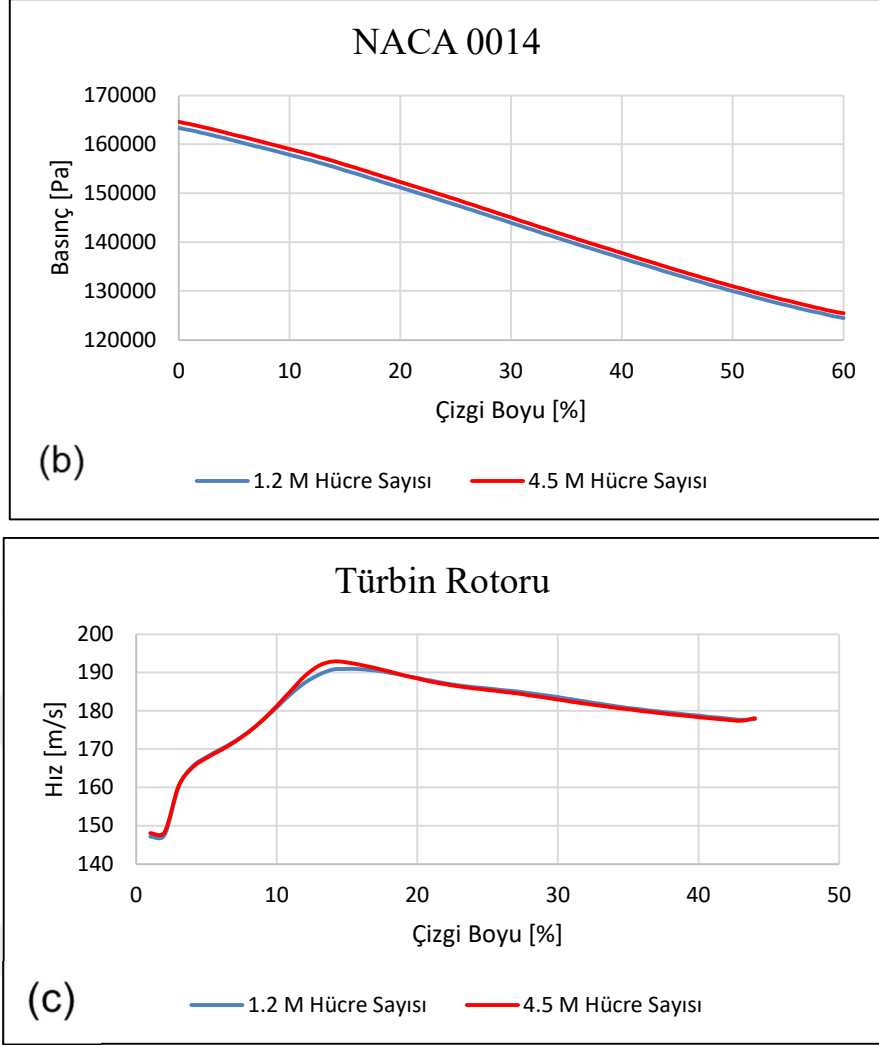
Şekil 5.8: İki kanat arası veri alınan çizgi konumu (a) türbin rotoru, (b) NACA 0014 yönlendirici kanatçık.

Şekil 5.8’de belirtilen yönlendirici kanatçık üzerinden bulunan çizgi üzerinden farklı sayısal ağ çalışmaları için alınan hız profillerinin ve basıncın karşılaştırılmasına sırasıyla Şekil 5.9’un a ve b görsellerinde yer verilmiştir. Türbin rotoru üzeri mutlak koordinat sistemi hız sayısal ağ değişimine ise Şekil 5.9’un c görselinde yer verilmiştir. Şekil 5.9 incelendiğinde kaba ile ince sayısal ağ çalışmaları arasındaki farkın maksimum %1 mertebelerinde olduğu gözlemlenmiştir.

Yönlendirici kanatçık üzeri çizilen çizgi boyunca statik basıncın düştüğü ve dinamik basıncın artmasına bağlı olarak aynı çizgi üzerindeki hızın artış gösterdiği gözlemlenmiştir.

Sayısal ağ çalışması kapsamında ortaya çıkan farklar kabul edilebilir değerler olup çalışmaların ileriki aşamalarına Sayısal Ağ I ile devam edilebilecektir.





Şekil 5.9: RNG $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılarak sayısal ağ çalışmalarına bağlı değişimler; (a) NACA 0014 yönlendirici kanatçık üzeri hız değişimi, (b) NACA 0014 yönlendirici kanatçık üzeri basınç değişimi, (c) türbin rotoru üzeri mutlak koordinat sistemi hız değişimi.

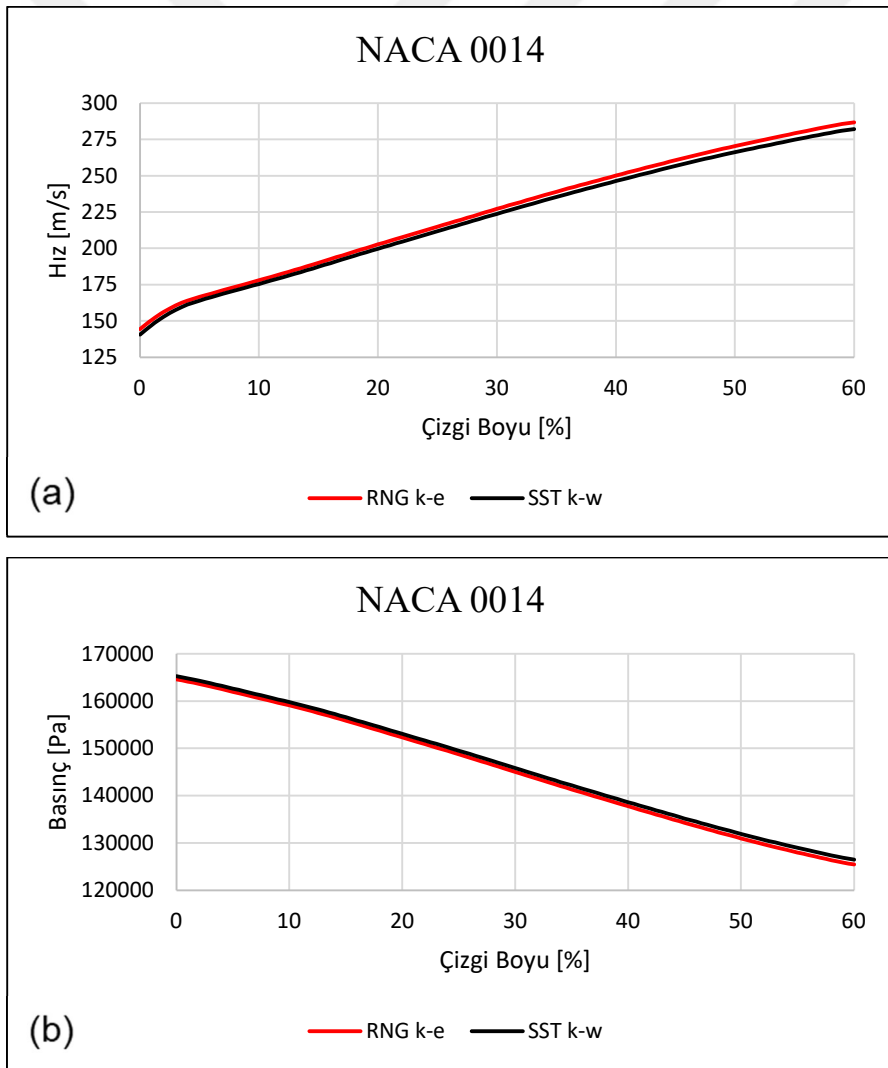
5.1.3 Türbülans modeli çalışması

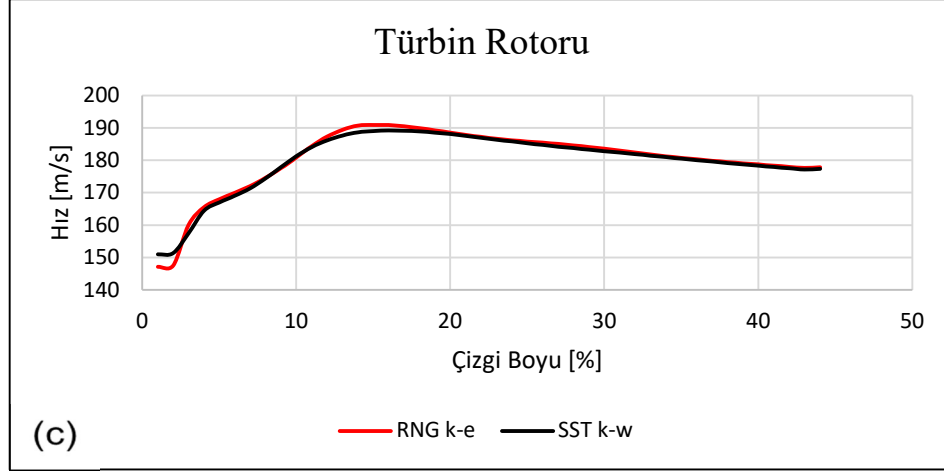
Yapılan HAD analizlerinin tutarlılığı için farklı türbülans modelleri incelenmiştir. Bu çalışma kapsamında RNG $k-\varepsilon$ ve SST $k-\omega$ türbülans modelleri için HAD analizleri koşturulmuştur. NACA 0014 yönlendirici kanatçık için Şekil 5.8’de konumu gösterilen çizgi boyunca farklı sayısal ağ çalışması ve farklı türbülans modelleri kapsamında elde edilen NACA 0014 yönlendirici kanatçık üzeri hız profili, basınç ve türbin rotoru üzeri mutlak koordinat sistemi üzeri hız gösterimine Şekil 5.10’un sırasıyla a, b ve c görsellerinde yer verilmiştir.

Şekil 5.10 incelendiğinde, RNG $k-\varepsilon$ ve SST $k-\omega$ türbülans modelleri için koşturulan 1.2 M (Milyon) hücre sayısına sahip HAD analizinden elde edilen sonuçlarda büyük yakınlık gözlemlenmiştir. Şekil 5.10'daki maksimum fark değerinin %1 ile türbin rotoru üzerindeki hız profilinde olduğu diğer sonuçlarda ise fark değerinin %1 mertebelerinde olduğu gözlemlenmiştir.

Sayısal ağ çalışmasının çıktılarına benzer olarak yönlendirici kanatçık profili üzeri çizilen çizgi boyunca statik basınçta azalma, dinamik basıncın artmasına bağlı olarak hız profilinde artış gözlemlenmiştir. Türbin rotoru üzerinden elde edilen verilerde çizgi boyunca %14'lük kısmında %1'lik fark gözlemlenmiştir.

Şekil 5.10'a göre incelemesi yapılan türbülans modellerinin ikisinin de kullanılması uygundur. Çalışmalara bu doğrultuda devam edilmiştir.





Şekil 5.10: 1.2 M hücre sayısı kullanılarak türbülans modeli çalışmalarına bağlı değişimler; (a) NACA 0014 yönlendirici kanatçık üzeri hız değişimi, (b) NACA 0014 yönlendirici kanatçık üzeri basınç değişimi, (c) türbin rotoru üzeri mutlak koordinat sistemi hız değişimi.

5.2 Türbin Rotoru ve Yönlendirici Kanatçık Bileşenleri Tek Kanatçık HAD Analizi Sonuçları

5.1’de bahsedilen HAD analizlerine ait sonuçlara bu bölümde yer verilmiştir. Sayısal ağ bağımsızlaştırma ve türbülans modeli çalışmalarının çıktısı olarak NACA 0014 yönlendirici kanatçık profiline ve türbin rotoruna, Sayısal Ağ I konfigürasyonunda, SST $k-\omega$ ve RNG $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanımları ile HAD analizi uygulanmıştır. Koşturlan HAD analizlerine ait sonuçlara Çizelge 5.3’te yer verilmiştir.

Çizelge 5.3: Yönlendirici kanatçıklar, Sayısal Ağ I, RNG $k-\varepsilon$ ve SST $k-\omega$ HAD analiz sonuçları.

Model	NACA 0014		
	SST $k-\omega$	RNG $k-\varepsilon$	Fark [%]
Türbülans Modeli			
Giriş Toplam Basınç [Pa]	184350	183780	0.3
Çıkış Toplam Basınç [Pa]	64039	64243	0.3
Çıkış Toplam Sıcaklık [K]	292.9	292.3	0.2
Güç [W]	43278	43468	0.4
η	92.9	93.9	1.1

Model	NACA0012		
	SST $k-\omega$	RNG $k-\varepsilon$	Fark [%]
Türbülans Modeli			
Giriş Toplam Basınç [Pa]	177870	177170	0.4
Çıkış Toplam Basınç [Pa]	64109	64406	0.5
Çıkış Toplam Sıcaklık [K]	295.6	295.3	0.1
Güç [W]	42019	42082	0.1
η	93.0	93.9	1.0

Model	NACA0012 – TE		
	SST $k-\omega$	RNG $k-\varepsilon$	Fark [%]
Türbülans Modeli			
Giriş Toplam Basınç [Pa]	176660	176290	0.2
Çıkış Toplam Basınç [Pa]	64116	64410	0.5
Çıkış Toplam Sıcaklık [K]	296	295.6	0.1
Güç [W]	41806	41940	0.3
η	93.1	94.0	1.0

1500 iterasyon koşturulan HAD analizinin kalıntı değerlerinin 10^{-6} 'ya yakınsadığı ve monitör noktası olan giriş toplam basıncının iterasyona bağlı olarak değişmediği gözlemlenmiştir. Bu doğrultuda analizin yakınsadığı varsayılmış ve sonuçlar incelenmiştir.

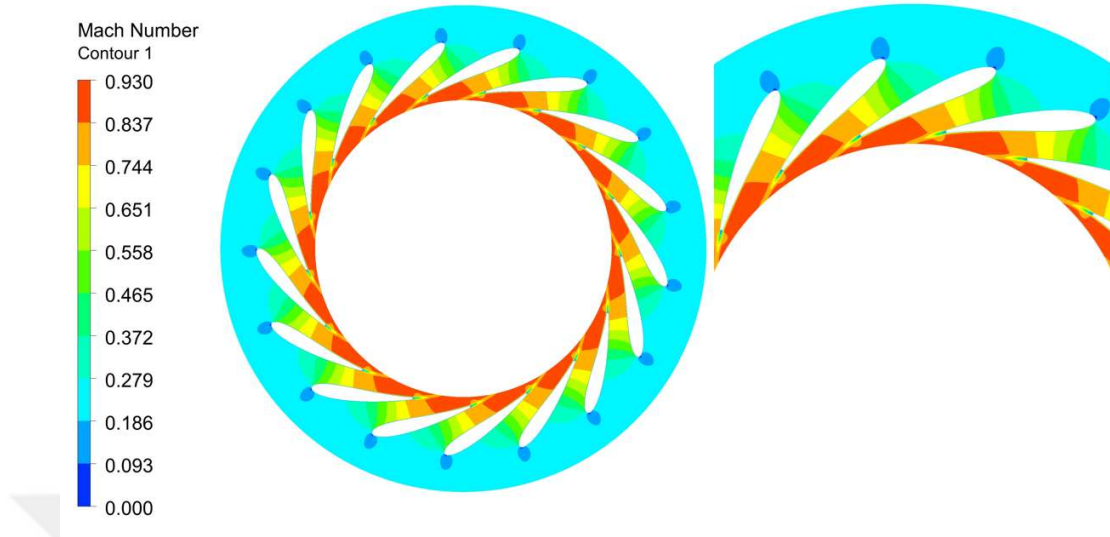
Çizelge 5.3'te yer alan sonuçlar incelendiğinde, sıcaklık, basınç, güç ve verim parametrelerinde maksimum fark değerinin yaklaşık olarak %1 ile verimde olduğu gözlemlenmiştir. 3 farklı HAD analizinin sonucunda türbin çıkışı toplam sıcaklığının 295 K mertebelerinde, gücün ise 43 kW mertebelerinde olduğu saptanmıştır.

Çizelge 5.3'te yer alan HAD analizlerine ait maksimum Mach sayısı kesit görselleri incelenmiştir. NACA 0014, Sayısal Ağ I, RNG $k-\varepsilon$ HAD analizine ait Mach sayısı kesit gösterimine Şekil 5.11'de, NACA 0012, Sayısal Ağ I, RNG $k-\varepsilon$ HAD analizine ait Mach sayısı kesit gösterimine Şekil 5.12'de, NACA 0012-TE-0.3mm, Sayısal Ağ I, RNG $k-\varepsilon$ HAD analizine ait Mach sayısı kesit gösterimine Şekil 5.13'te yer verilmiştir.

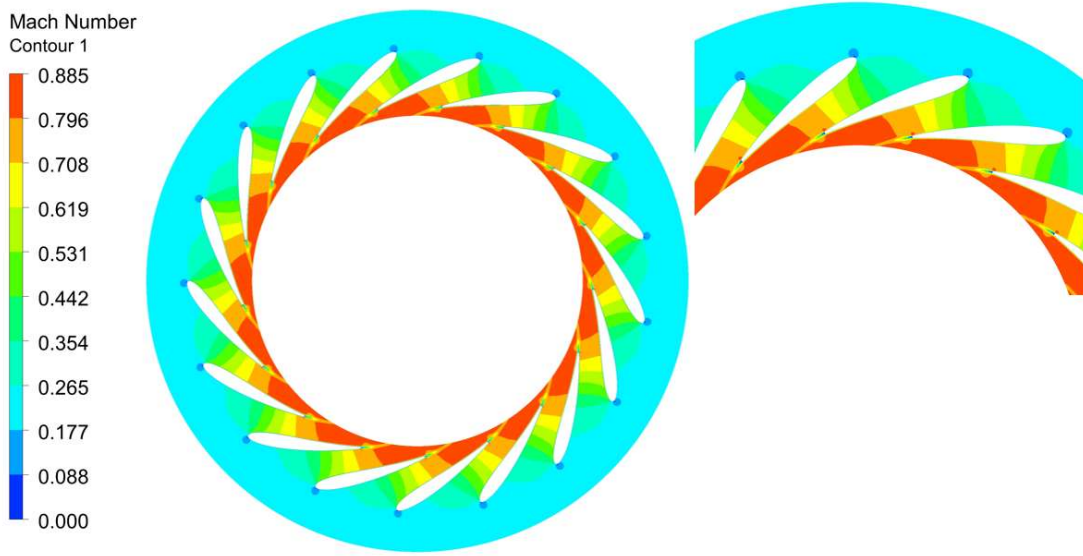
Şekil 5.11, Şekil 5.12 ve Şekil 5.13 incelendiğinde, NACA 0014 yönlendirici kanatçık profilinin olduğu HAD analizinde maksimum Mach sayısı 0.93, NACA 0012 yönlendirici kanatçık profilinin olduğu HAD analizinde maksimum Mach sayısı 0.885 ve NACA 0012-TE-0.3mm yönlendirici kanatçık profilinin olduğu HAD analizinde maksimum Mach sayısı 0.875 olarak hesaplanmıştır. Bu sonuçlara göre NACA 0012-TE-0.3mm yönlendirici kanatçık profili en düşük Mach sayısına sahip olduğu için seçilmiş ve tüm sistem bileşenlerinin yer aldığı analizde kullanılmıştır.

3.4'te bahsedildiği üzere kavramsal tasarımda 0.7 maksimum Mach sayısının elde edilesi hedeflenirken sınır tabaka etkisi ile bu değer daha yüksek bir Mach sayısına yakınsayacağı varsayılmıştır. Bu yaklaşıma ek olarak üretim toleranslarından kaynaklanabilecek iki kanat arası mesafenin azalması, çıkış Mach sayısının daha da artmasına sebebiyet verecektir. Bu doğrultuda güvenli bölge oluşturulması adına

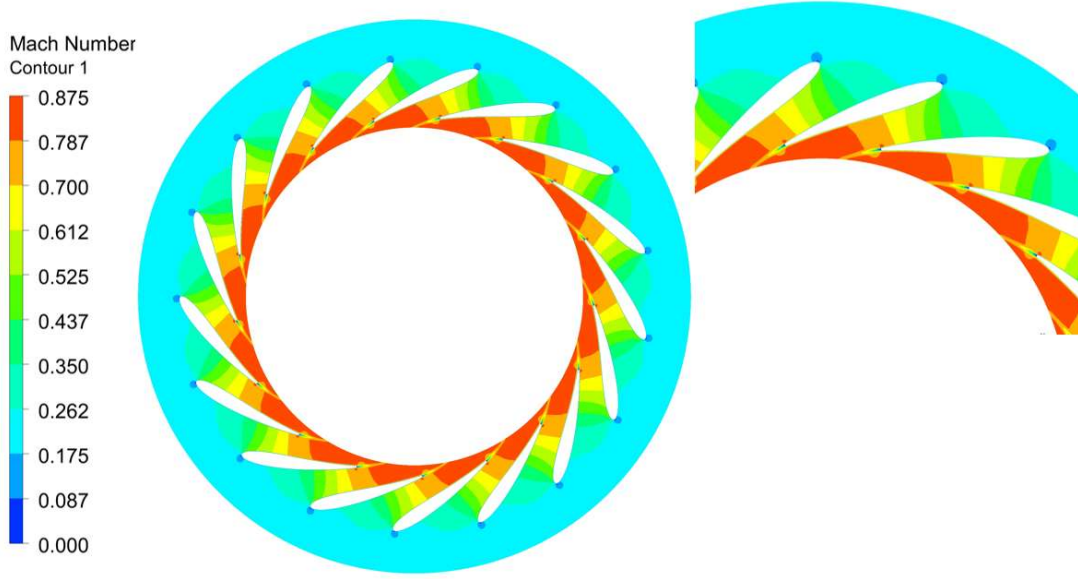
gerçekleştirilen HAD analizlerinden en düşük Mach sayısına sahip konfigürasyon seçilmiştir.



Şekil 5.11: NACA 0014, Sayısal Ağ I, RNG $k-\epsilon$ HAD analizi Mach sayısı kesit görseli.

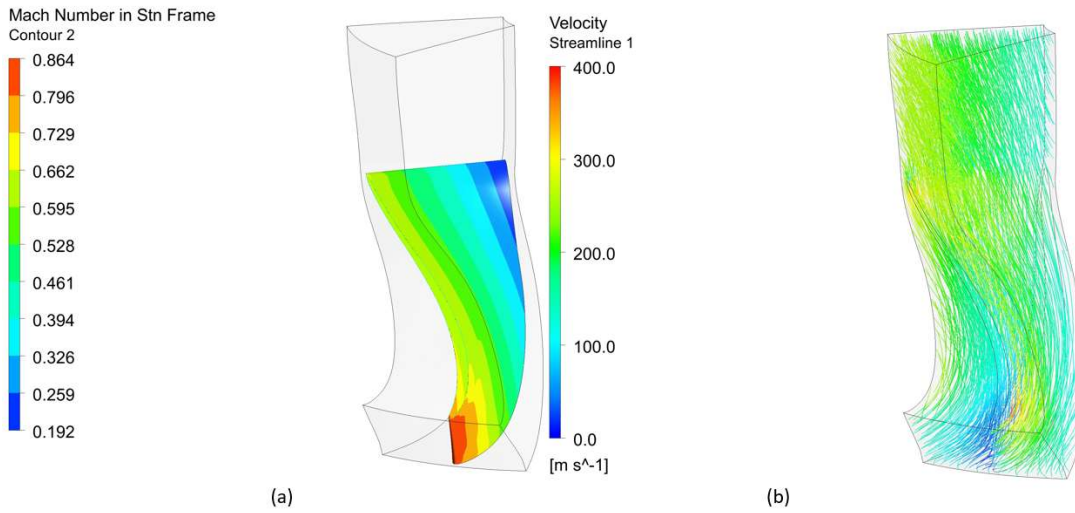


Şekil 5.12: NACA 0012, Sayısal Ağ I, RNG $k-\epsilon$ HAD analizi Mach sayısı kesit görseli.

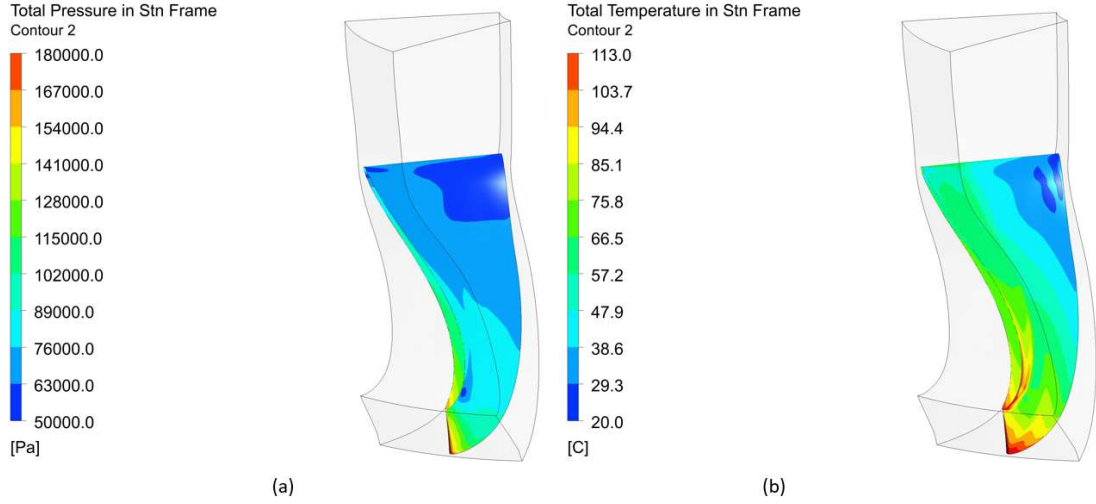


Şekil 5.13: NACA 0012-TE-0.3mm, Sayısal Ağ I, RNG $k-\epsilon$ HAD analizi Mach sayısı kesit görseli.

NACA 0012-TE-0.3mm, Sayısal Ağ I, RNG $k-\epsilon$ HAD analizine ait türbin rotoru kanat üzeri Mach sayısı dağılımına ve akış çizgilerinin gösterimine Şekil 5.14'te, kanat üzeri basınç ve sıcaklık dağılımına Şekil 5.15'te yer verilmiştir.



Şekil 5.14: NACA 0012-TE-0.3mm, Sayısal Ağ II, RNG $k-\epsilon$ HAD analizi dağılım görseli (a) mutlak koordinat sistemi Mach sayısı dağılımı, (b) hız akış çizgileri dağılımı.



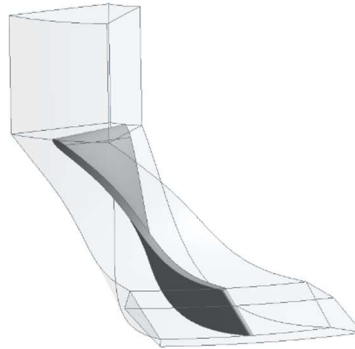
Şekil 5.15: NACA 0012-TE-0.3mm, Sayısal Ağ I, SST $k-\omega$ HAD analizi dağılım görseli (a) mutlak koordinat sistemi toplam basınç dağılımı, (b) mutlak koordinat sistemi toplam sıcaklık dağılımı.

Şekil 5.14 incelendiğinde, maksimum Mach sayısının türbin rotorunun giriş bölgesinde 0.864 olduğu hız akış çizgilerinde ayrışma olmadığı gözlemlenmiştir.

Şekil 5.15 incelendiğinde, türbin rotorunun giriş bölgesinde olan yüksek sıcaklığın ve basıncın, türbin rotoru çıkış bölgesine doğru azaldığı gözlemlenmiştir.

5.3 Kompresör Rotoru Tek Kanatçık HAD Analizleri

3.3'te kavramsal tasarımı yapılan kompresör rotorunun 3 boyutlu HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. HAD analizleri gerçekleştirilen kompresör rotoruna ait geometri görseline Şekil 5.16'da yer verilmiştir.

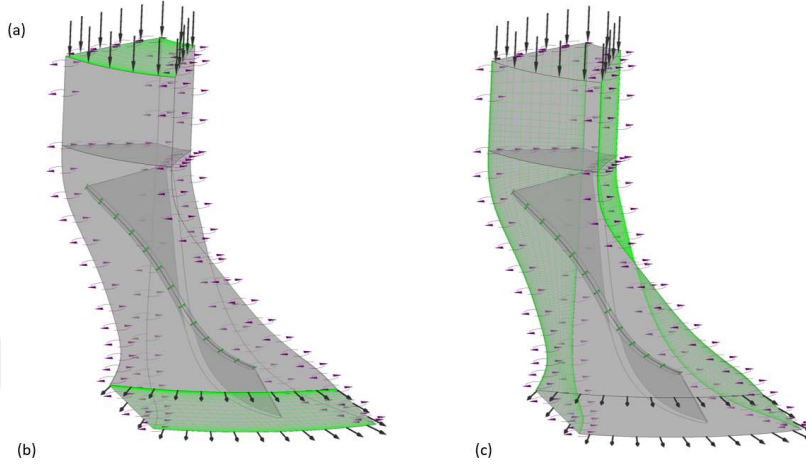


Şekil 5.16: Kompresör rotoru tek kanatçık geometri görseli.

5.3.1 HAD analizi sınır koşulları

Sayısal ağ bağımsızlaştırma ve türbülans modeli çalışmaları kapsamında ve bu çalışmalar sonucunda ortaya çıkacak olan en iyi konfigürasyon analizi kapsamında

gerçekleştirilecek HAD analizlerine ait sınır koşulları tanımlamalarına bu bölümde yer verilmiştir. Kompresör rotoru tek kanatçıkları için yapılan HAD analizlerinde kullanılan sınır koşullarının gösterimine Şekil 5.17’de yer verilmiştir. Sınır koşullarında kullanılan değerlere Çizelge 5.4’te yer verilmiştir.



Şekil 5.17: Kompresör rotoru tek kanatçık HAD analizleri sınır koşulu gösterimi (a) giriş sınır koşulu kütleli debi, (b) çıkış sınır koşulu basınç, (c) rotor periyodik sınır koşulu.

Çizelge 5.4: Kompresör rotoru HAD analizi sınır koşulu tanımlaması.

Sınır Koşulu Tipi	Değerler
Giriş Sınır Koşulu Kütleli Debi [kg/s]	0.43
Giriş Sınır Koşulu Toplam Sıcaklık [K]	313
Çıkış Sınır Koşulu Statik Basınç [kPa]	105000
Kompresör Rotoru Devir Sayısı [rpm]	49000
Türbülans Modeli	RNG $k-\varepsilon$ ve SST $k-\omega$
Duvar Fonksiyonu	Ölçeklendirilebilir (Scalable)
Dönme Arayüzü Tanımı	Stage (Mixing Plane)
Kullanılan Geometri	Kompresör Rotoru

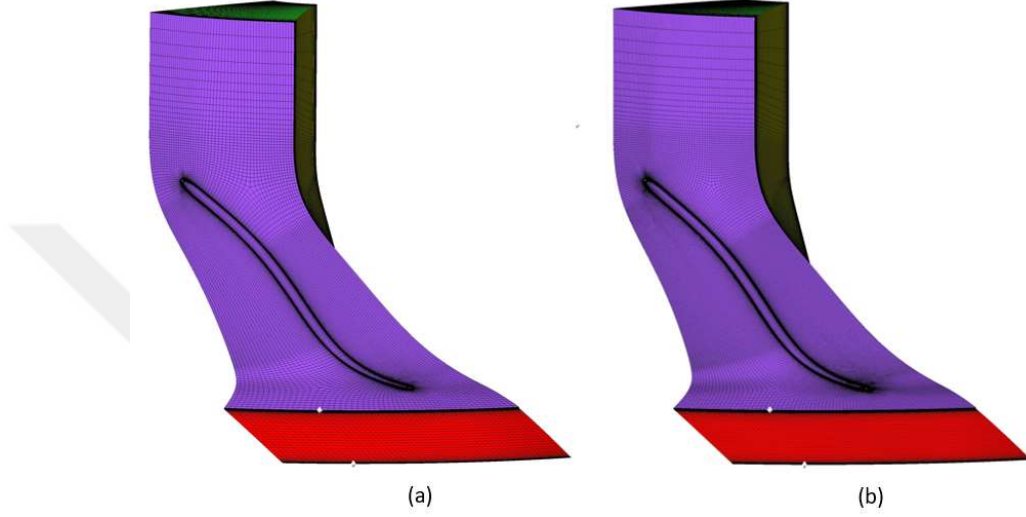
5.3.2 Sayısal ağ çalışmaları

HAD analiz sonuçlarının sayısal ağdan bağımsız olabilmesi adına 2 farklı sayısal ağ çalışması gerçekleştirilmiştir. Bu sayısal ağ çalışması kapsamında kompresör rotoru için sayısal ağ çalışması kaba ve ince olacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Sayısal ağ çalışmasında oluşturulan hücrelere ait sayılara Çizelge 5.5’te yer verilmiştir.

Çizelge 5.5: Kompresör rotoru HAD analizi sayısal ağ hücre sayıları.

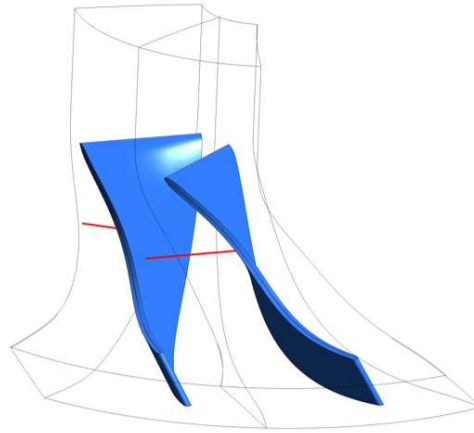
Çalışma İsmi	Kompresör Rotor
Sayısal Ağ I Hücre Sayısı	~ 1,200,000
Sayısal Ağ II Hücre Sayısı	~ 4,500,000

Kompresör rotoru için yapılan sayısal ağ çalışması ANSYS TurboGrid programında yapılmış olup ilgili görsele Şekil 5.18’de yer verilmiştir.



Şekil 5.18: Kompresör rotoru sayısal ağ görselleri (a) 1.2 M hücre sayısı, (b) 4.5 M hücre sayısı.

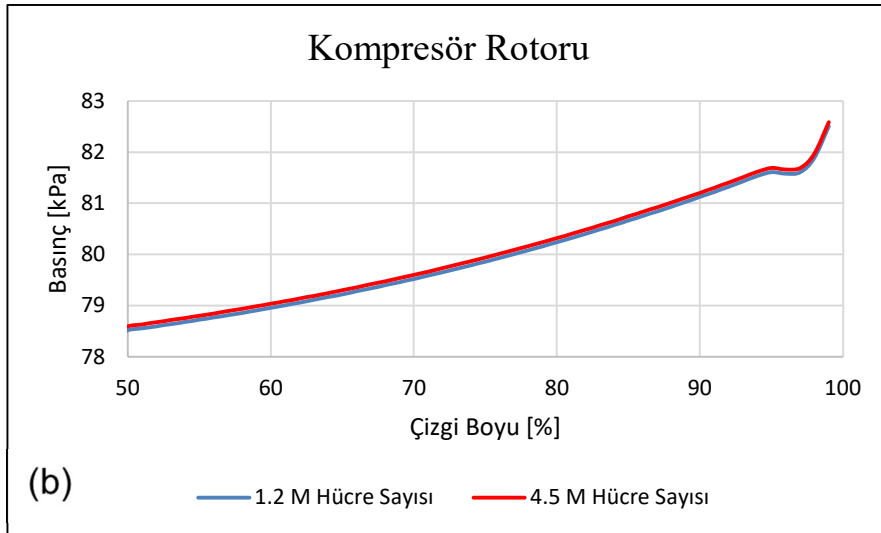
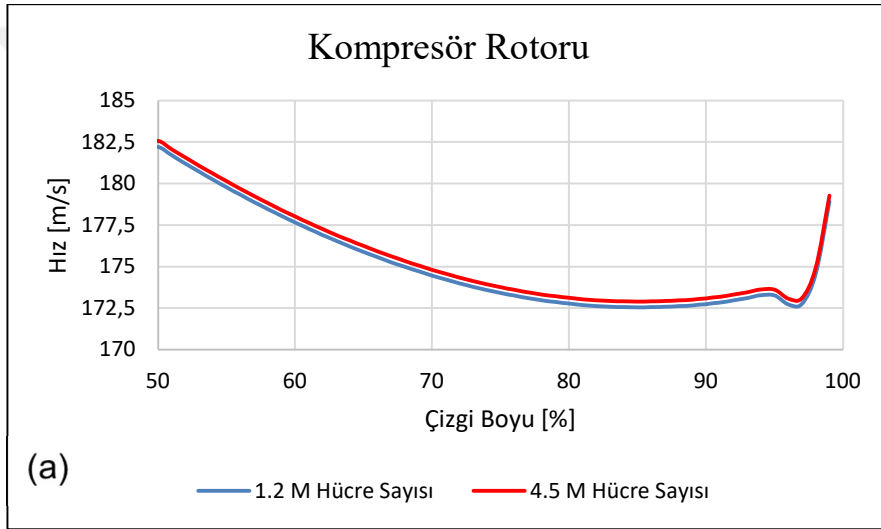
Yapılan sayısal ağ çalışmasından sonra kompresör rotoru geometrisinin iki kanat arasına çizgi çizilerek bu çizgi üzerinden mutlak koordinat sisteminde sıcaklık, basınç ve hız profilleri farklı hücre sayısına sahip sayısal ağ çalışmaları verileri karşılaştırılmıştır. Çizilen çizginin konum gösterimine Şekil 5.19’da yer verilmiştir.

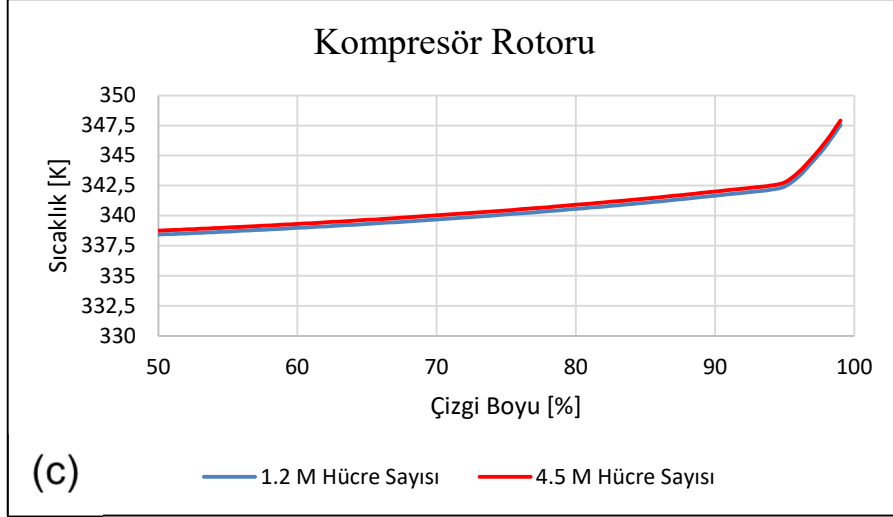


Şekil 5.19: Kompresör rotoru iki kanat arası veri alınan çizgi konumu.

Şekil 5.19’da belirtilen çizgi üzerinden farklı sayısal ağ çalışmaları için alınan mutlak koordinat sistemi hız profillerinin, toplam basıncın ve sıcaklığın karşılaştırmasına Şekil 5.20’de bulunan sırasıyla a, b ve c görsellerinde yer verilmiştir.

Şekil 5.20 incelendiğinde, iki farklı sayısal ağ çalışmasından elde edilen sonuçlarda maksimum %1’lik fark gözlemlenmiştir. Kompresör rotorunun emme yüzeyinden basınç yüzeyine doğru basınç ve sıcaklıkta artış gözlemlenmiştir. Sayısal ağ çalışması kapsamında ortaya çıkan farklar kabul edilebilir değerler olup çalışmaların ileriki aşamalarına Sayısal Ağ I ile devam edilmiştir.





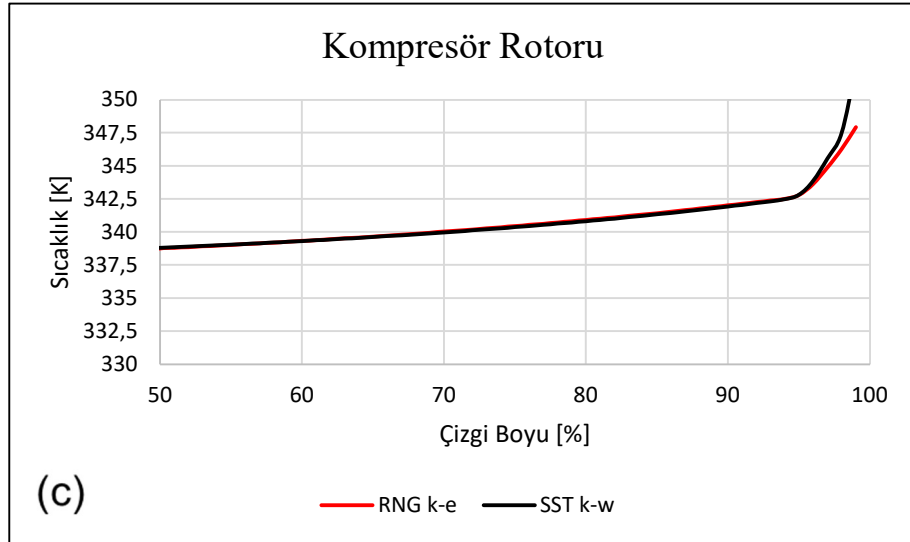
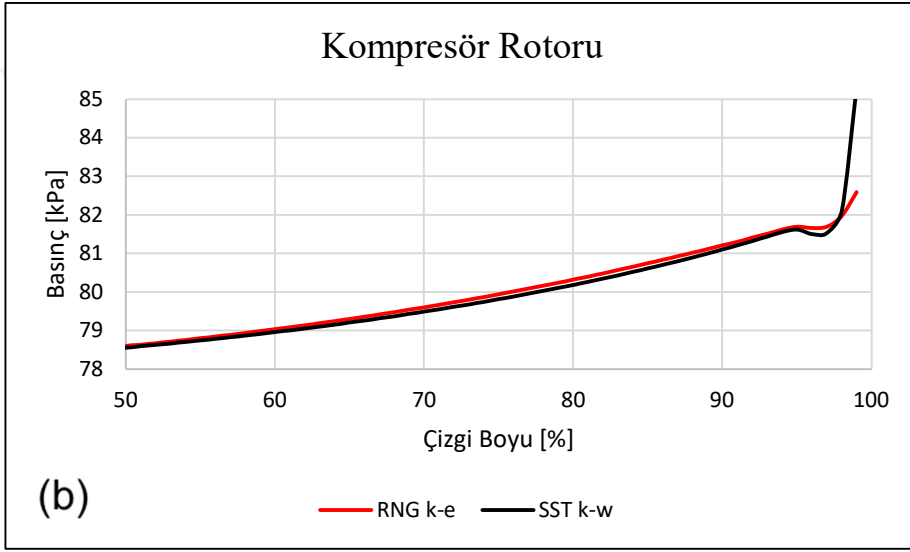
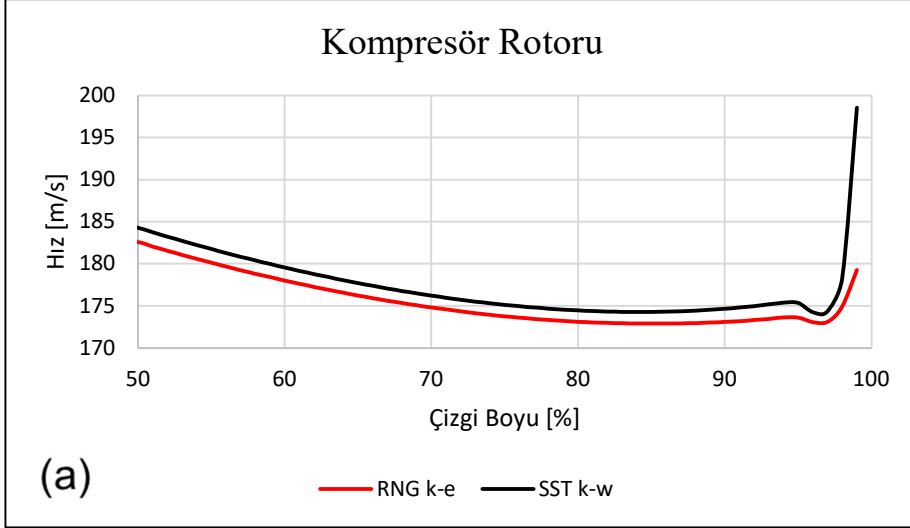
Şekil 5.20: Kompresör rotoru tek kanatçık HAD analizleri RNG $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılarak kompresör rotoru üzerinde yapılan sayısal ağ çalışmasında mutlak koordinat sisteminde a) hız b) toplam basınç c) toplam sıcaklık değişimini göstermektedir.

5.3.3 Türbülans modeli çalışması

Yapılan HAD analizlerinin tutarlılığı için farklı türbülans modelleri incelenmiştir. Bu çalışma kapsamında RNG $k-\varepsilon$ ve SST $k-\omega$ türbülans modelleri için HAD analizleri koşturulmuştur. Şekil 5.19'da konumu gösterilen çizgi boyunca farklı sayısal ağ çalışması ve farklı türbülans modelleri kapsamında elde edilen mutlak koordinat sistemi hız profillerinin, toplam basıncın ve sıcaklığın gösterimine Şekil 5.21'de bulunan sırasıyla a, b ve c görsellerinde yer verilmiştir.

Şekil 5.21 incelendiğinde, farklı türbülans modellerinden elde edilen sonuçların kendi içerisinde tutarlı olduğu gözlemlenmiştir. İki türbülans modelinden elde edilen sonuçlardaki profiller arası fark değeri %1'in mertebelerindedir. Fakat profil sonlarında SST $k-\omega$ türbülans modeline sahip HAD analiz sonuçlarında ayrışma gözlemlenmiştir. Bu ayrışma, profilin sonunda ve tekil olduğu için ihmal edilmiştir. Kompresör rotor kanadının basınç tarafına doğru basınç ve sıcaklıkta artış gözlemlenmiştir.

İki türbülans modelinden elde edilen sonuçların tutarlı olmasından dolayı çalışmalara RNG $k-\varepsilon$ ve SST $k-\omega$ türbülans modelleri ile devam edilmiştir.



Şekil 5.21: Kompresör rotoru tek kanatçık HAD analizleri 1.2 M hücre sayısı kullanılarak kullanılan kompresör rotoru üzerinde yapılan türbülans modeli çalışmasında mutlak koordinat sisteminde a) hız b) toplam basınç c) toplam sıcaklık değişimini göstermektedir.

5.4 Kompresör Rotoru Tek Kanatçık HAD Analizi Sonuçları

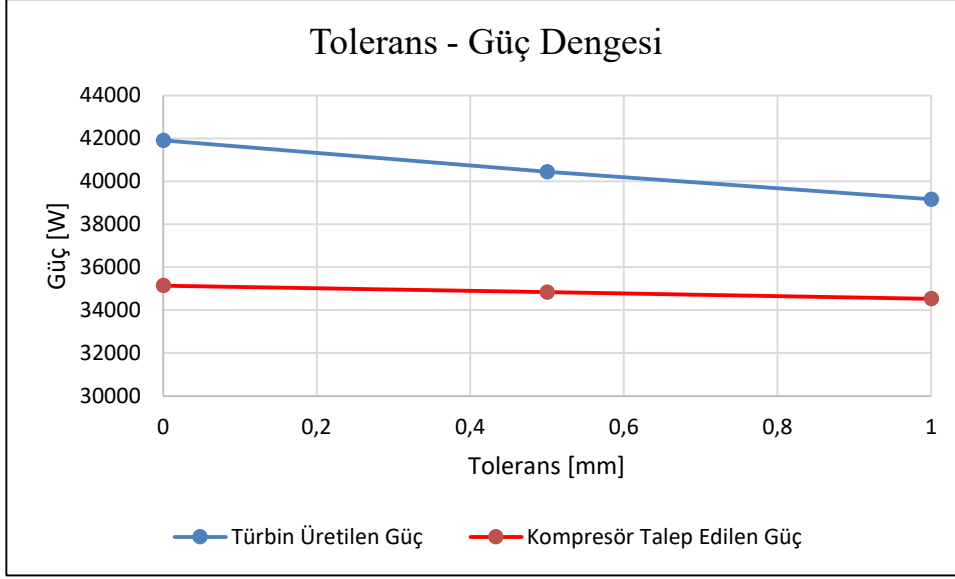
5.3'te bahsedilen HAD analizlerine ait sonuçlara bu bölümde yer verilmiştir. Sayısal ağ bağımsızlaştırma ve türbülans modeli çalışmalarının çıktısı olarak kompresör rotoruna, Sayısal Ağ II konfigürasyonunda, RNG $k-\varepsilon$ ve SST $k-\omega$ türbülans modeli kullanımları ile HAD analizi uygulanmıştır.

1500 iterasyon koşturulan HAD analizinin kalıntı değerlerinin 10^{-3} 'ün altında bir değere yakınsadığı ve monitör noktası olan giriş toplam basıncının iterasyona bağlı olarak değişmediği gözlemlenmiştir. Bu doğrultuda analizin yakınsadığı varsayılmış ve sonuçlar incelenmiştir.

Kompresör rotorunun, Sayısal Ağ I, RNG $k-\varepsilon$ ve SST $k-\omega$ türbülans modelleri kullanılmış HAD analizlerine ait sonuçlara Çizelge 5.6'da yer verilmiştir. Çizelge 5.6 incelendiğinde farklı konfigürasyona sahip HAD analiz sonuçları arasında maksimum fark değerinin 0.7 olduğu gözlemlenmiştir. HAD analiz sonuçlarına göre kompresör çıkış toplam sıcaklığının 395 K mertebelerinde, talep edilen gücün ise 35 kW mertebelerinde olduğu gözlemlenmiştir. Kompresör rotoru HAD analizinde kritik parametre güç olup elde edilen 35 kW 'tır. Kompresörün talep ettiği güç, türbinin ürettiği 42 kW'lık güçten daha küçüktür. Bu noktada oluşan güç farkı, üretime ve montaja bağlı olarak türbin ve kompresör rotorlarındaki mekanik kayıplara ve kanat ile salyangoz arasındaki boşluk toleranslarına bağlı oluşacak diğer kayıplara ayrılmıştır. Şekil 5.22'de kompresör ve türbin rotoru için 0.5 ve 1 mm kanat toleransına (tip clearance) göre güç değerlerinin gösterimine yer verilmiştir. Aynı şekil incelendiğinde, tolerans kullanılmadığında türbin ile kompresör arası güç farkının 6.7 kW olduğu tolerans değerinin 1 mm olduğunda ise 4.6 kW değerine düştüğü gözlemlenmiştir. Bu sebeple, üretim ve montaj sonrası gerçekleşecek olan mekanik ve diğer kayıplar için mevcut güç farkında çalışmalara devam edilmiştir.

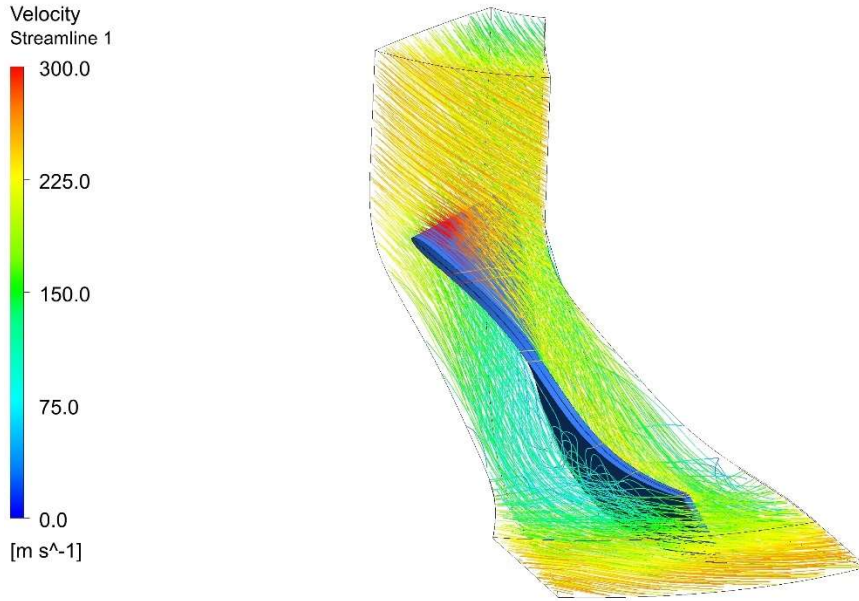
Çizelge 5.6: Kompresör, Sayısal Ağ I, RNG $k-\varepsilon$ ve SST $k-\omega$ HAD analiz sonuçları.

Model	Kompresör Rotoru		
	SST $k-\omega$	RNG $k-\varepsilon$	Fark [%]
Türbülans Modeli			
Giriş Toplam Basıncı [kPa]	59.85	59.88	0.1
Çıkış Toplam Basıncı [kPa]	128.59	128.02	0.4
Çıkış Toplam Sıcaklık [K]	396	395	0.2
Güç [W]	35387	35145	0.7
η	93.2	93.1	0.1



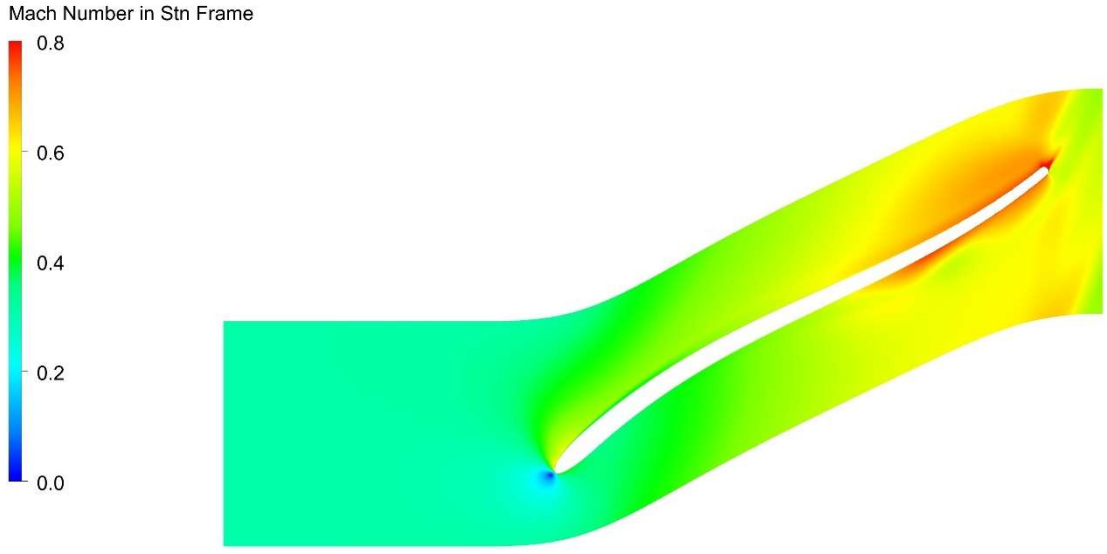
Şekil 5.22: Türbin ve kompresör rotoru tolerans - güç değişimi.

Kompresör rotoru, Sayısal Ağ I, RNG $k-\epsilon$ HAD analizine ait kompresör rotoru kanat üzeri akış çizgilerinin gösterimine Şekil 5.23'te, orta eksendeki (mid-span) mutlak koordinat sistemi Mach sayısı dağılımının kesit görseline Şekil 5.24'te, orta eksendeki mutlak koordinat sistemi basınç dağılımının kesit görseline Şekil 5.25'te yer verilmiştir.

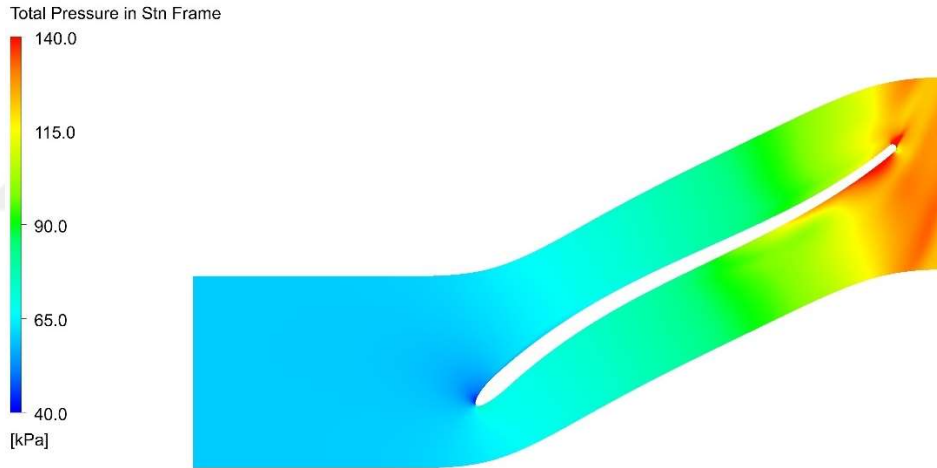


Şekil 5.23: Kompresör rotoru, Sayısal Ağ I, RNG $k-\epsilon$ HAD analizi hız akış çizgileri dağılımı.

Şekil 5.23 incelendiğinde, kanat içerisinde bazı bölgelerde küçük ölçekte ayrışmalar gözlemlenmiştir.



Şekil 5.24: Kompresör rotoru, Sayısal Ağ I, RNG $k-\epsilon$ HAD analizi orta eksen mutlak koordinat sistemi Mach sayısı kesit görseli.

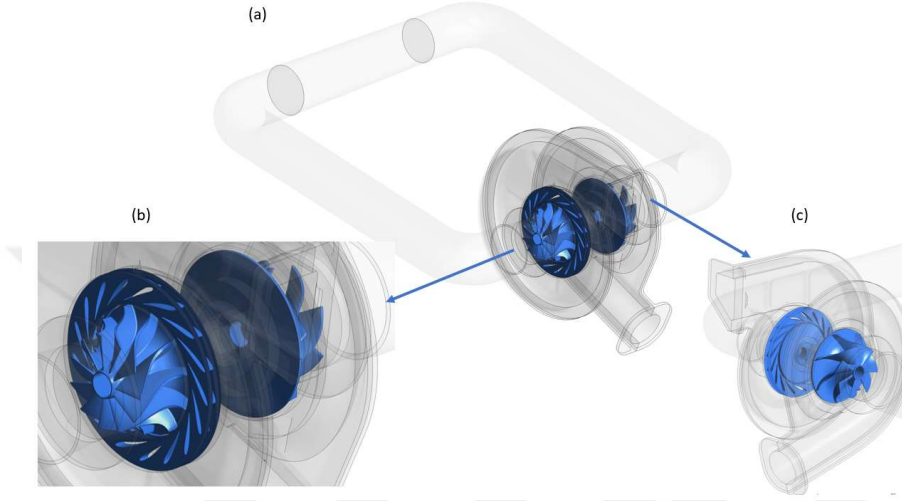


Şekil 5.25: Kompresör rotoru, Sayısal Ağ I, RNG $k-\epsilon$ HAD analizi orta eksen mutlak koordinat sistemi basınç kesit görseli.

Şekil 5.24 ve Şekil 5.25 incelendiğinde, havanın çıkış yaptığı kanat ucu bölgesinde akışın 1 Mach sayısında yakın olduğu ve kanat bölgesi sonrası göreceli olarak Mach sayısının düştüğü gözlemlenmiştir. Buna ek olarak, kanadın girişinden çıkışına doğru basıncın doğal olarak arttığı ve kanadın basınç tarafında ise yüksek basıncın kanat çıkışında duvar boyunca etki ettiği gözlemlenmiştir. Son olarak iki kanat arası şok görseline rastlanmamıştır.

5.5 Tüm Sistem Bileşenleri HAD Analizleri

Tüm sistem HAD analizlerinde; türbin rotoru, türbin salyangozu, yönlendirici kanatçıklar, kompresör rotoru, kompresör salyangozu ve borulamalar yer almaktadır. Tüm sistem bileşenlerinin yer aldığı geometri görsellerine Şekil 5.26'da yer verilmiştir.

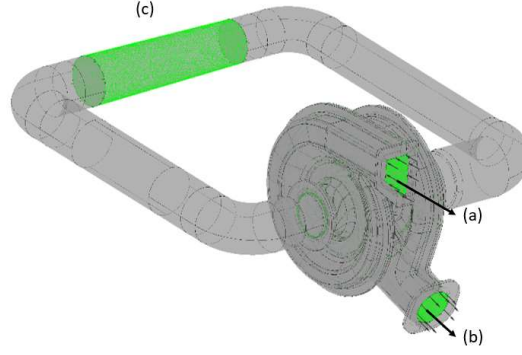


Şekil 5.26: Tüm sistem bileşenleri geometri görseli (a) genel bakış, (b) türbin rotoru ve yönlendirici kanatçıklar, (c) kompresör rotoru.

5.5.1 HAD analizi sınır koşulları

Sayısal ağ bağımsızlaştırma ve türbülans modeli çalışmaları kapsamında ve bu çalışmalar sonucunda ortaya çıkacak olan en iyi konfigürasyonun analizi kapsamında gerçekleştirilecek HAD analizlerine ait sınır koşulları tanımlamalarına bu bölümde yer verilmiştir. Tüm sistem bileşenleri için yapılan HAD analizlerinde kullanılan sınır koşullarının gösterimine

Şekil 5.27'de yer verilmiştir. Sınır koşullarında kullanılan değerlere Çizelge 5.7'de yer verilmiştir.



Şekil 5.27: Tüm sistem bileşenleri HAD analizleri sınır koşulu gösterimi (a) giriş sınır koşulu kütleli debi, (b) çıkış sınır koşulu basınç, (c) ısıtıcı hacmi enerji kaynağı sınır koşulu.

Çizelge 5.7: Tüm sistem HAD analizi sınır koşulu tanımlaması.

Sınır Koşulu Tipi	Değerler
Giriş Sınır Koşulu Kütleli Debi [kg/s]	0.43
Giriş Sınır Koşulu Statik Sıcaklık [K]	386
Çıkış Sınır Koşulu Statik Basınç [kPa]	90000
Rotorların Devir Sayısı [rpm]	49000
Enerji Kaynağı [W/m^3]	1.89×10^6
Türbülans Modeli	RNG $k-\varepsilon$ ve SST $k-\omega$
Duvar Fonksiyonu	Ölçeklendirilebilir (Scalable)
Dönme Arayüzü Tanımı	Stage (Mixing Plane)
Kullanılan Geometri	Tüm Sistem Bileşenleri

5.5.2 Sayısal ağ çalışmaları

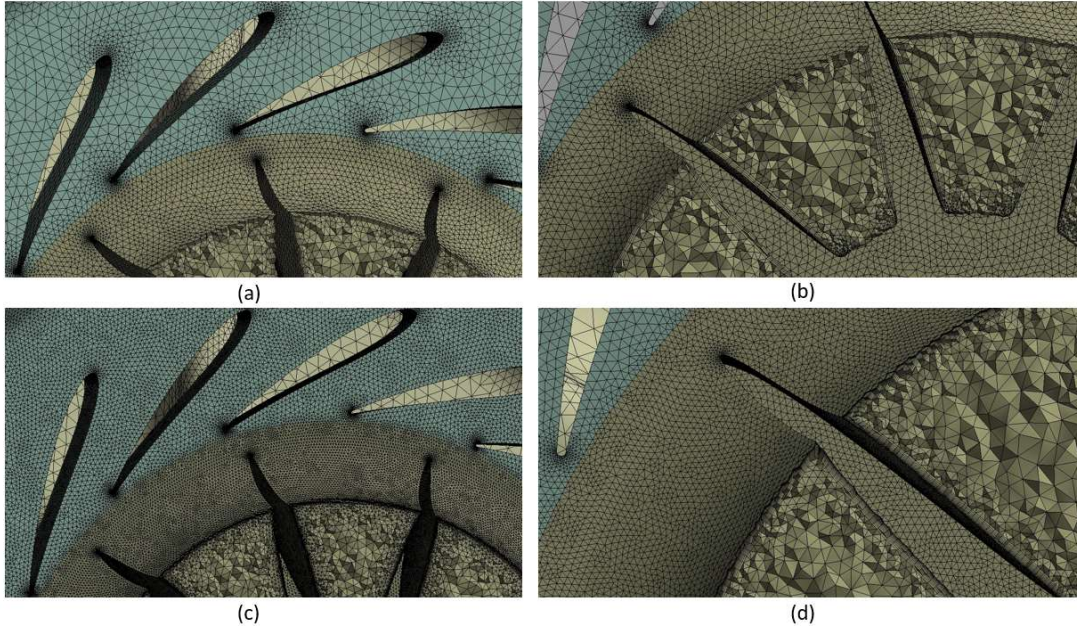
HAD analiz sonuçlarının sayısal ağdan bağımsız olabilmesi adına 2 farklı sayısal ağ çalışması gerçekleştirilmiştir. Bu sayısal ağ çalışması kapsamında tüm sistem bileşenleri için sayısal ağ çalışması kaba ve ince olacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Sayısal ağ çalışmasında oluşturulan hücelere ait sayılara Çizelge 5.8'de yer verilmiştir.

Çizelge 5.8: Tüm sistem HAD analizi sayısal ağ hücre sayıları.

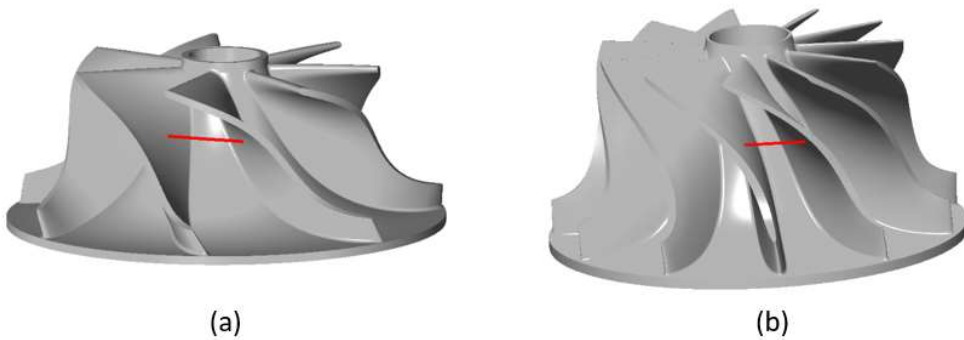
Çalışma İsmi	Türbin Rotor Hacmi	Kompresör Rotor Hacmi	Tüm Sistem Bileşenleri
Sayısal Ağ I Hücre Sayısı	~ 8,000,000	~ 5,200,000	~ 30,000,000
Sayısal Ağ II Hücre Sayısı	~ 31,000,000	~ 29,000,000	~ 107,000,000

Tüm sistem bileşenleri için yapılan sayısal ağ çalışması ANSYS Mesher programında yapılmış olup ilgili görsele Şekil 5.28’de yer verilmiştir.

Yapılan sayısal ağ çalışmasından sonra türbin ve kompresör rotoru geometrisinin iki kanat arasına çizgi çizilerek bu çizgi üzerinden mutlak koordinat sisteminde sıcaklık, basınç ve hız profilleri, farklı hücre sayısına sahip sayısal ağ çalışmaları çıktılarında karşılaştırılmıştır. Çizilen çizginin konum gösterimine Şekil 5.29’da yer verilmiştir.



Şekil 5.28: Tüm sistem bileşenleri türbin rotoru Sayısal Ağ Görselleri (a) 30 M hücre sayısı, (b) 30 M hücre sayısı yakınlaştırılmış, (c) 107 M hücre sayısı, (d) 107 M hücre sayısı yakınlaştırılmış.

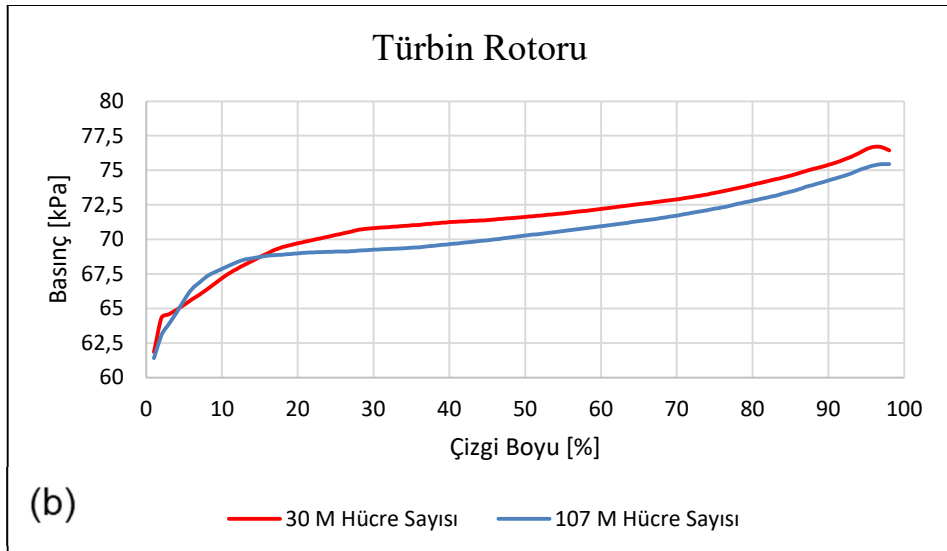
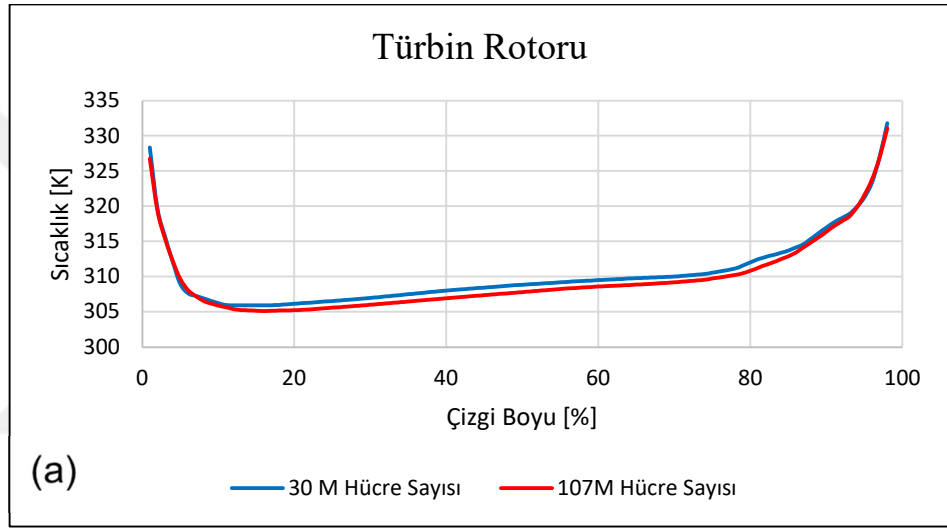


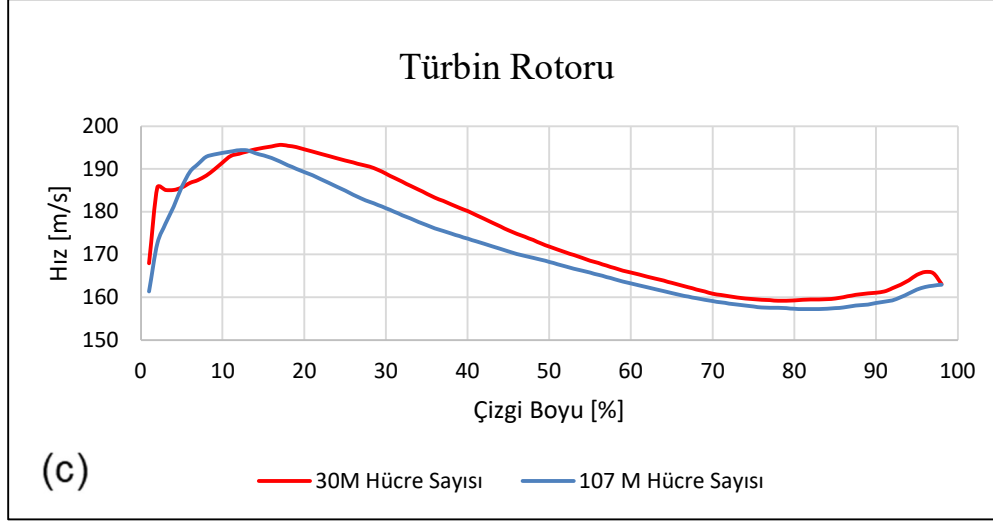
Şekil 5.29: 2 kanatçık arası veri alınan çizgi konumu (a) kompresör rotoru, (b) türbin rotoru.

Şekil 5.29’da belirtilen çizgi üzerinden farklı sayısal ağ çalışmaları kapsamında elde edilen türbin rotoru için mutlak koordinat sisteminde sıcaklık, basınç ve hız

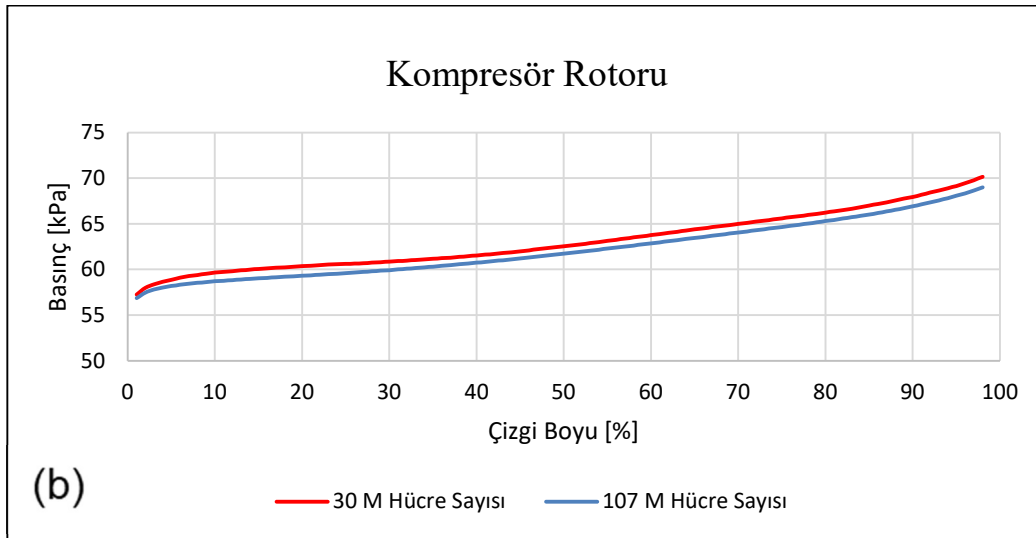
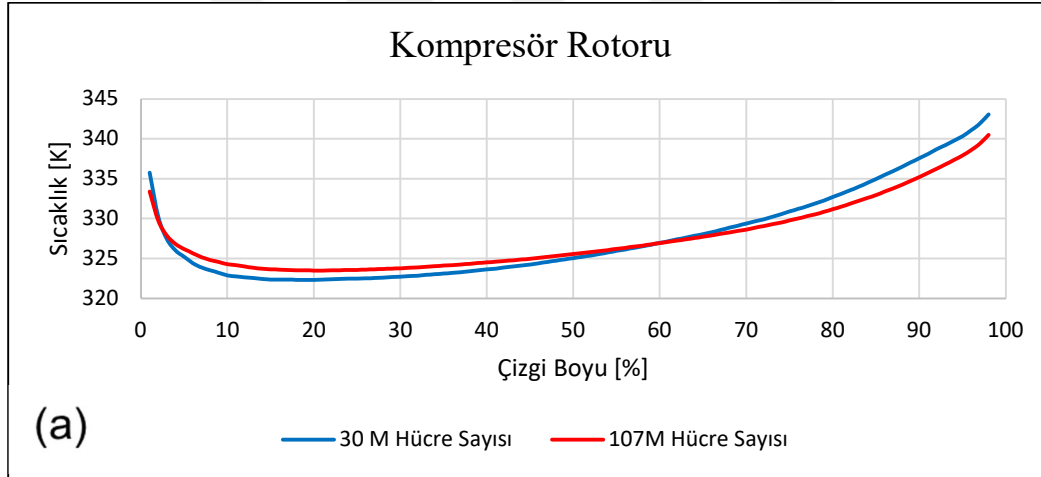
profillerinin karşılaştırılmasına Şekil 5.30'un sırasıyla a, b ve c görsellerinde yer verilmiştir. Kompresör rotoru için ise Şekil 5.31'in sırasıyla a, b ve c görsellerinde yer verilmiştir.

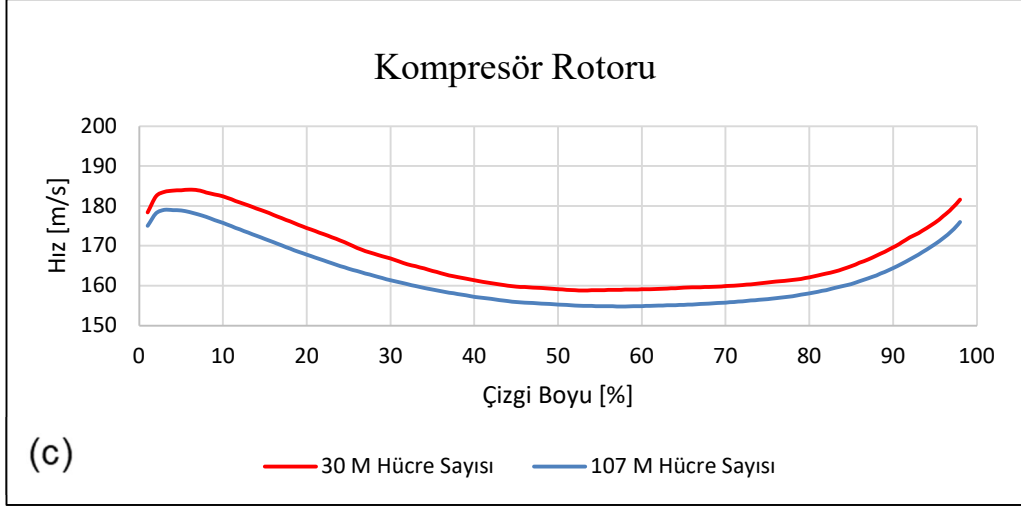
Şekil 5.30 incelendiğinde, türbin rotoru üzerinde bulunan çizgiden elde edilen sıcaklık, basınç ve hız profillerinde, iki sayısal ağ çalışması için maksimum fark değerinin %5 mertebelerinde hız profilinde olduğu gözlemlenmiştir. Türbin kanatçığının emiş tarafından basınç tarafına doğru basıncın arttığı, duvar kenarlarında akışkan hızının düşmesine bağlı sıcaklık artışı gözlemlenmiştir. Hızın yüksek olduğu yerde genişlemeye bağlı sıcaklık düşüşü, hızın azalmasına bağlı olarak sıcaklıkta artış eğilimi saptanmıştır.





Şekil 5.30: Tüm sistem bileşenleri HAD analizleri RNG $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılarak türbin rotoru üzerinde yapılan sayısal ağ çalışmasında mutlak koordinat sisteminde a) toplam sıcaklık b) toplam basınç c) hız değişimini göstermektedir.





Şekil 5.31: Tüm sistem bileşenleri HAD analizleri RNG $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılarak kompresör rotoru üzerinde yapılan sayısal ağ çalışmasında mutlak koordinat sisteminde a) toplam sıcaklık b) toplam basınç c) hız değişimini göstermektedir.

Şekil 5.31 incelendiğinde, kompresör rotoru üzerinde bulunan çizgiden elde edilen sıcaklık, basınç ve hız profillerinde, iki sayısal ağ çalışması için maksimum fark değerinin %4 mertebelerinde hız profilinde olduğu gözlemlenmiştir.

Kompresör kanatçığının emiş tarafından basınç tarafına doğru basıncın arttığı, gözlemlenmiştir. Hızın yüksek olduğu yerde sıkışmaya bağlı sıcaklık artışı, hızın azalmasına bağlı sıcaklıkta düşüş eğilimi saptanmıştır.

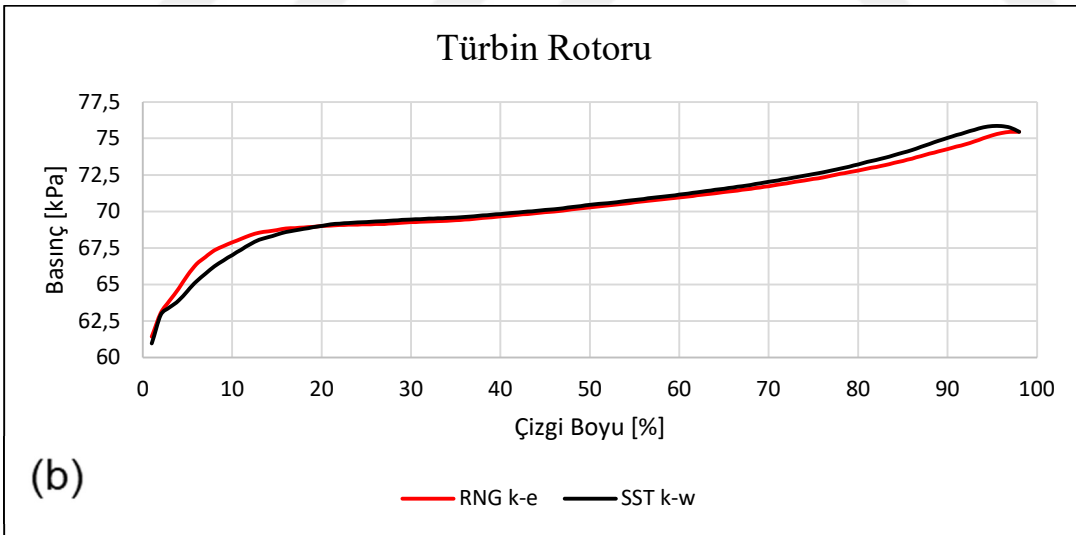
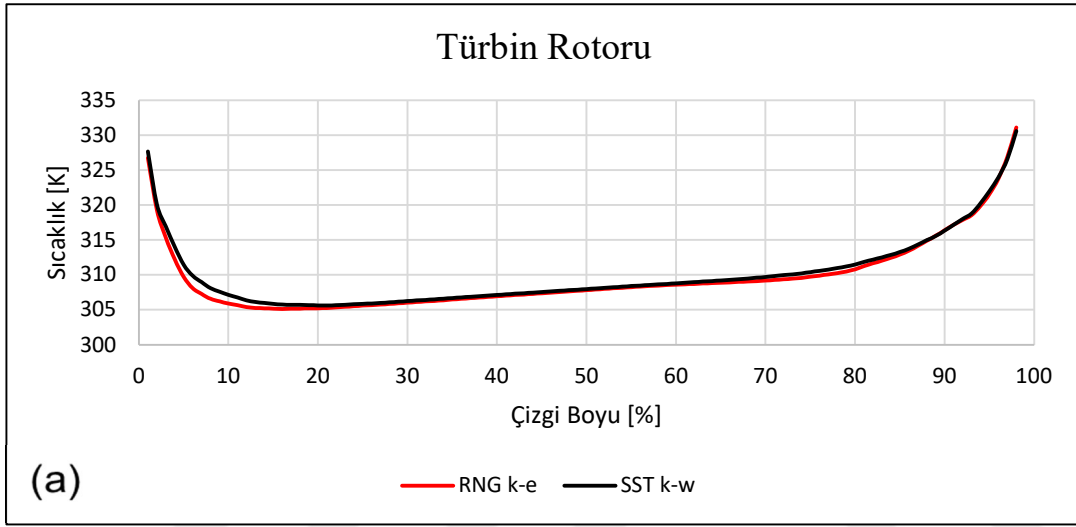
5.5.3 Türbülans modeli çalışması

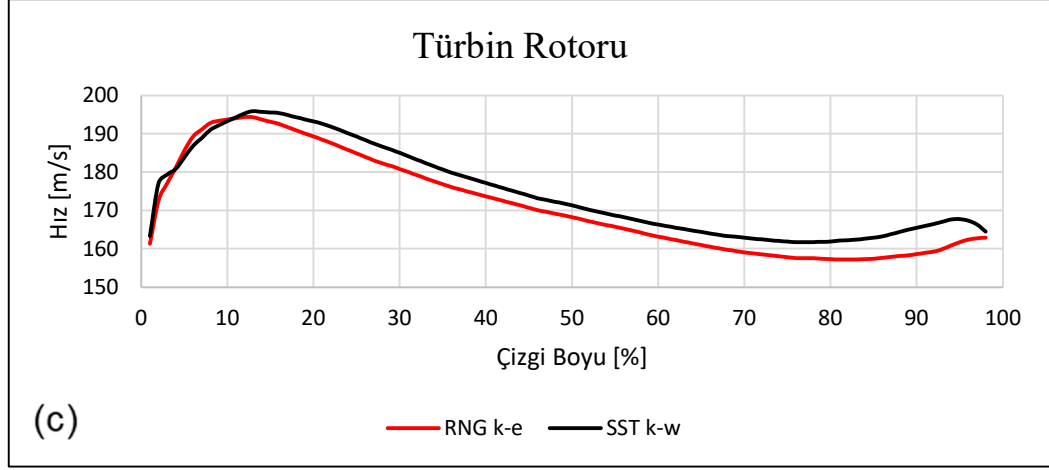
Yapılan HAD analizlerinin tutarlılığı için farklı türbülans modelleri incelenmiştir. Bu çalışma kapsamında RNG $k-\varepsilon$ ve SST $k-\omega$ türbülans modelleri için HAD analizleri koşturulmuştur. Şekil 5.29'da konumu gösterilen çizgi boyunca farklı sayısal ağ çalışması ve farklı türbülans modelleri kapsamında elde edilen türbin rotoru için mutlak koordinat sisteminde sıcaklık, basınç ve hız profillerinin karşılaştırılmasına Şekil 5.32'de bulunan sırasıyla a, b ve c görsellerinde yer verilmiştir. Kompresör rotoru için ise Şekil 5.33'ün sırasıyla a, b ve c görsellerinde yer verilmiştir.

Şekil 5.32 incelendiğinde, maksimum fark değerinin %4 mertebelerinde hız profilinde olduğu gözlemlenmiştir. Sıcaklık ve basınç profillerinde ise fark değerinin %1 mertebelerinde olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 5.30'da bahselilen yorumlar aynı profillerin incelenmesi kapsamında Şekil 5.32 için de geçerlidir.

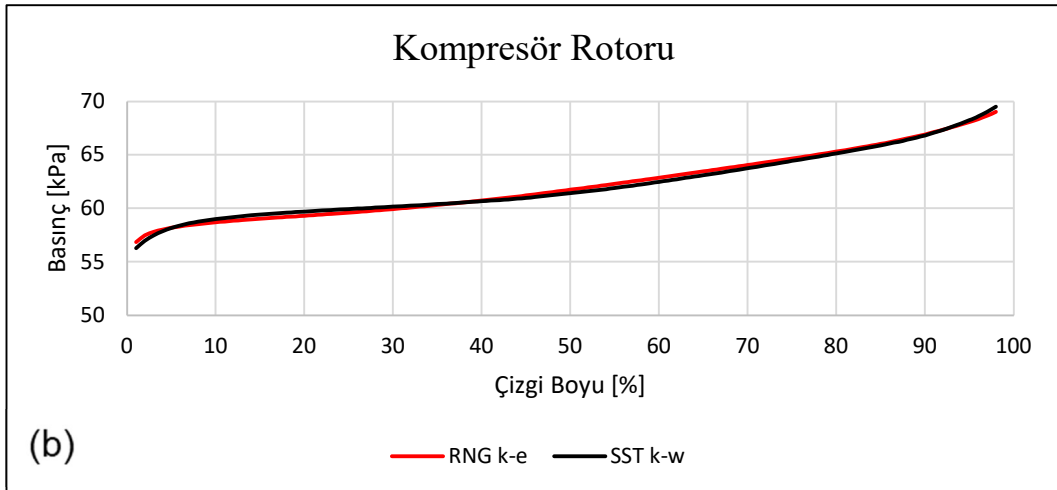
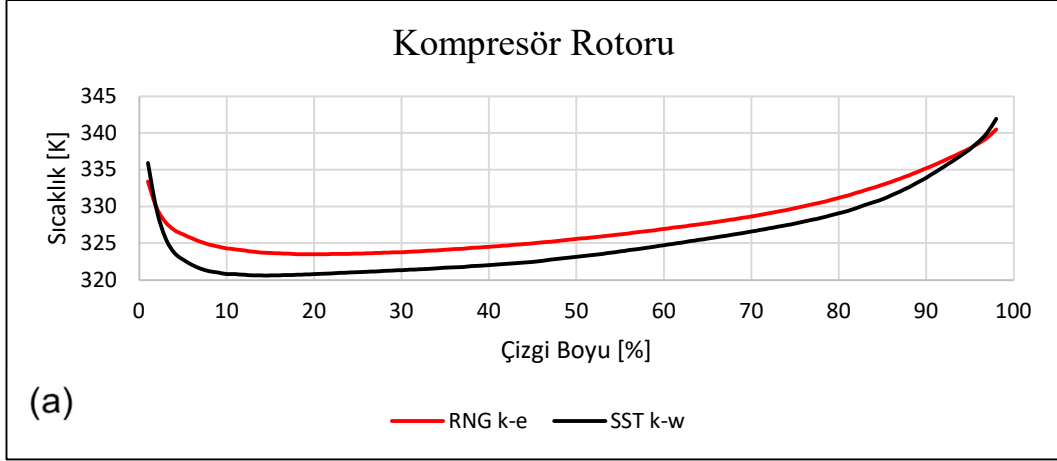
Şekil 5.33 incelendiğinde, maksimum fark değerinin hız profilinde %4 mertebelerinde, basınç profilinde ise %1 seviyesinde olduğu saptanmıştır. Şekil 5.31’de bahselilen yorumlar aynı profillerin incelenmesi kapsamında Şekil 5.33 için de geçerlidir.

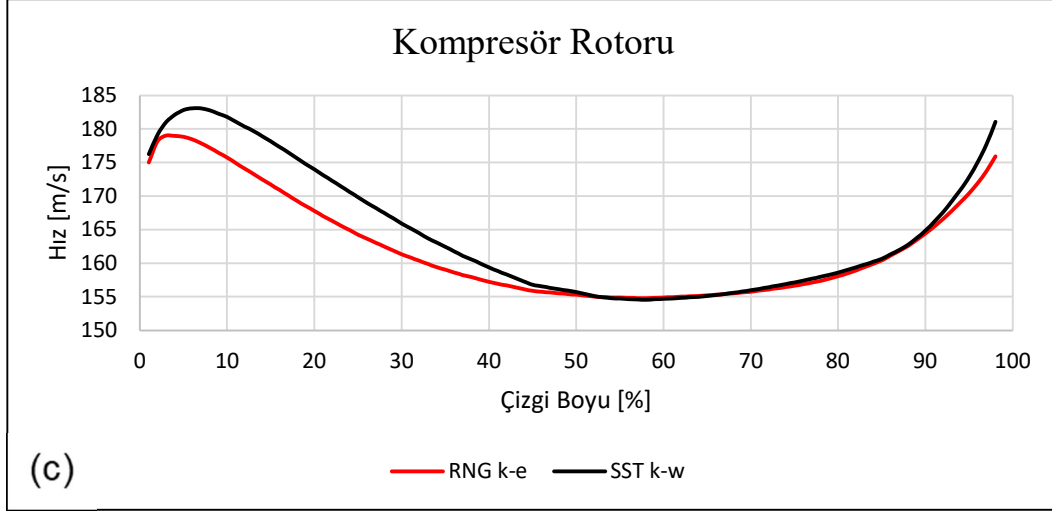
RNG $k-\varepsilon$ ve SST $k-\omega$ türbülans modelleri sonuçları arasında kompresör rotoru üzeri hız profilinde %4 mertebelerinde fark değerinin saptanmasının sonucu olarak gelecekteki çalışmalarda kompresör rotorunun duvar kenarı bölgesine daha sık sayısal ağ örülmesi gerekmektedir.





Şekil 5.32: Tüm sistem bileşenleri HAD analizleri 107 M hücre sayısı kullanılarak kullanılan türbin rotoru üzerinde yapılan türbülans modeli çalışmasında mutlak koordinat sisteminde a) toplam sıcaklık b) toplam basınç c) hız değişimini göstermektedir.





Şekil 5.33: Tüm sistem bileşenleri HAD analizleri 107 M hücre sayısı kullanılarak kullanılarak kompresör rotoru üzerinde yapılan türbülans modeli çalışmasında mutlak koordinat sisteminde a) toplam sıcaklık b) toplam basınç c) hız değişimini göstermektedir..

5.6 Tüm Sistem Bileşenleri HAD Analizi Sonuçları

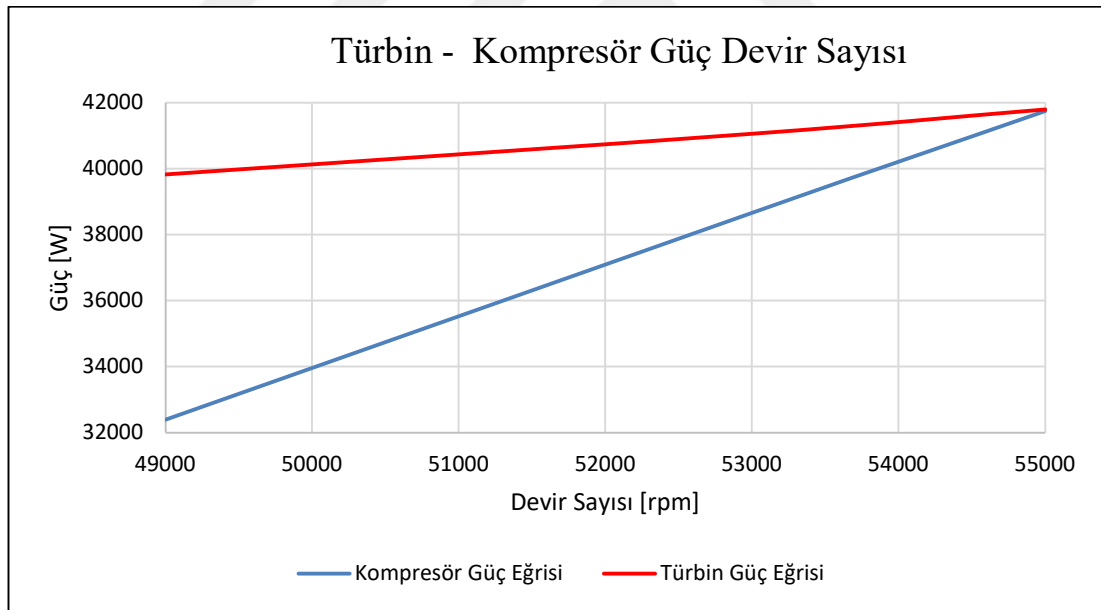
5.5'te bahsedilen HAD analizlerine ait sonuçlara bu bölümde yer verilmiştir. Sayısal ağ bağımsızlaştırma ve türbülans modeli çalışmalarının çıktısı olarak tüm sistem bileşenlerine, Sayısal Ağ II konfigürasyonunda, RNG $k-\epsilon$ ve SST $k-\omega$ türbülans modeli kullanımı ile HAD analizi uygulanmış ve bu analiz konfigürasyonlarına sırasıyla K-1 ve K-2 ismi verilmiştir. Bu HAD analizlerine ek olarak RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli ve Sayısal Ağ I çalışması kullanılan basınç giriş ve çıkış sınır koşulu kullanılan K-3 isimli analiz konfigürasyonu da koşturulmuştur.

K-1 ve K-2 analizleri kapsamında, 7500 iterasyon koşturulan HAD analizlerinin kalıntı değerlerinin 10^{-4} 'ün altında bir değere yakınsadığı ve monitör noktası olan giriş toplam basıncının iterasyona bağlı olarak değişmediği gözlemlenmiştir. Bu doğrultuda analizin yakınsadığı varsayılmış ve sonuçlar incelenmiştir. K-3 analizi kapsamında kütleli debi monitör noktasının iterasyona bağlı değişmediği gözlemlenip analiz yakınsamıştır. Tüm sistem HAD analizine ait ilgili sonuçlarına Çizelge 5.9'da yer verilmiştir.

Çizelge 5.9 incelendiğinde farklı konfigürasyona sahip HAD analizleri arasındaki maksimum fark değerinin K-1 ve K-2 konfigürasyonları arasındaki kompresör güç değerinde % 4 olduğu gözlemlenmiştir. K-3 konfigürasyonuna ait sonuçlar ile K-1 ve K-2 sonuçlarının kıyaslanması sonunda kompresör güç değerinde %3 maksimum fark

gözlemlenmiş olup diğer integral parametrelerde fark değerinin %1 mertebelerinde olduğu saptanmıştır.

K-1 ve K-2 konfigürasyonuna ait HAD analiz sonuçları incelendiğinde, sonuçların büyük ölçüde benzer olduğu ve türbin çıkışı toplam sıcaklığın 293.9 K, türbin gücünün yaklaşık olarak 40 kW, kompresör gücünün ise yaklaşık olarak 33 kW olduğu gözlemlenmiştir. Bu noktada ortaya çıkan güç değerlerinin, daha yüksek devir sayısında eşitlenmesi beklenmektedir. Türbin ve kompresör rotor – salyangoz çifti için tüm sistem HAD analizinden izole olarak farklı devir sayılarında gerçekleştirilen HAD analizleri sonuçlarına Şekil 5.34’de yer verilmiştir. Şekil 5.34’e göre türbin ve kompresör çifti 55000 rpm’de güç dengesine kavuşmaktadır. Fakat üretim ve montaj faaliyetleri sonrasında ortaya çıkacak mekanik ve diğer kayıplar göz önünde bulundurulduğunda ve Şekil 5.22’de bahsedilen tolerans (tip clearance) etkisi düşünüldüğünde, türbin kompresör çiftinin 55000 rpm’den daha düşük devirde çalışacağı öngörülmüştür. Bu doğrultuda çalışmalara 49000 rpm ile devam edilmiştir.



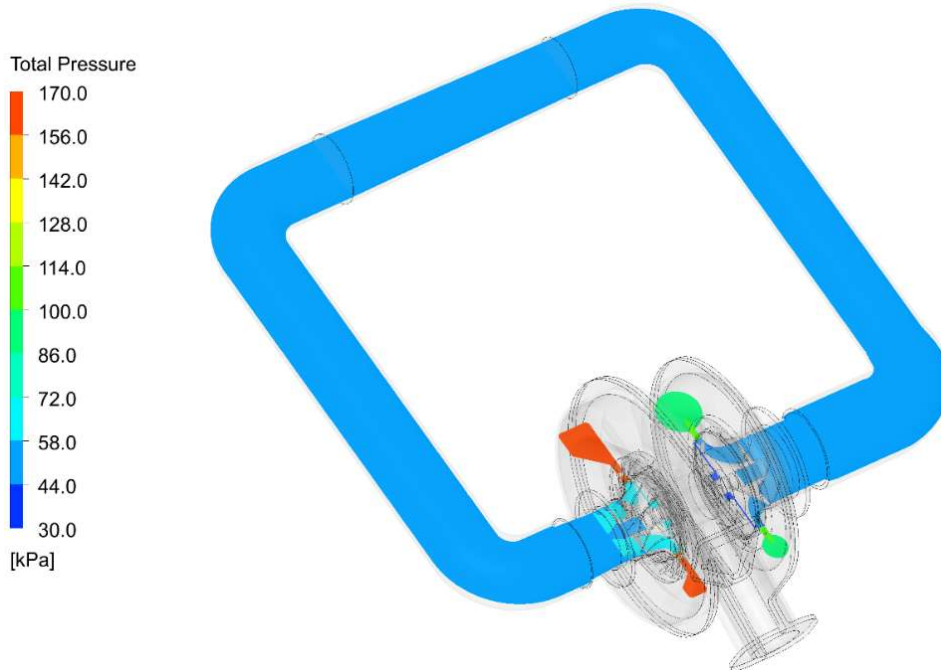
Şekil 5.34: Türbin- kompresör çifti çalışma noktası.

Çizelge 5.9: Tüm sistem HAD analiz sonuçları.

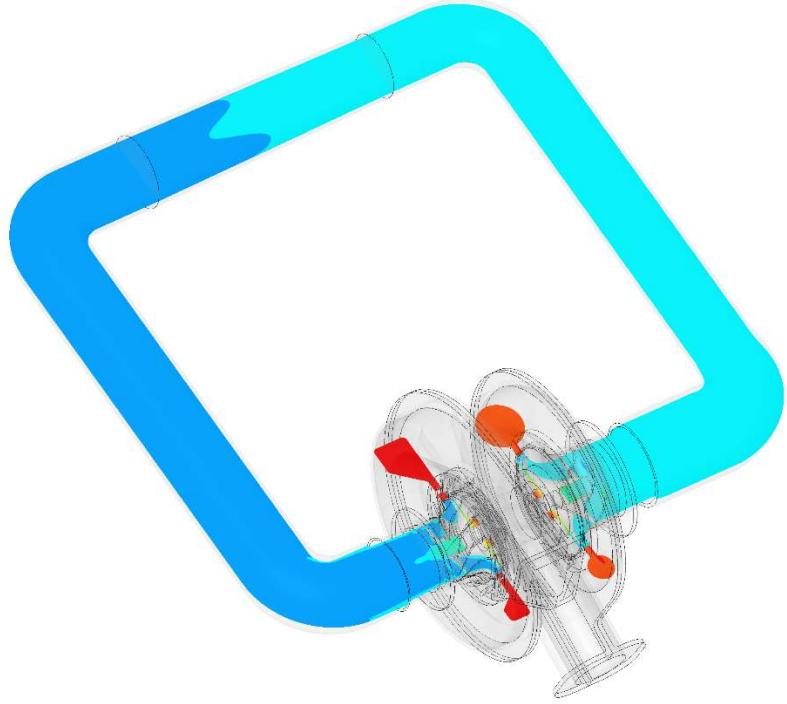
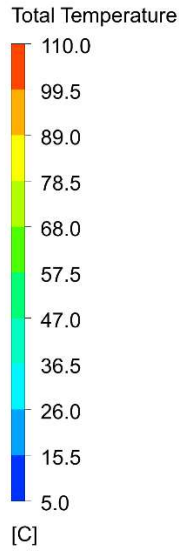
Analiz Konfigürasyonu	K-1	K-2	K-1 ile K-2 Arası Fark [%]	K-3
Sayısal Ağ Çalışması	Sayısal Ağ II	Sayısal Ağ II	-	Sayısal Ağ I
Türbülans Modeli	RNG $k-\varepsilon$	SST $k-\omega$	-	RNG $k-\varepsilon$

Türbin Çıkışı Toplam Sıcaklık [K]	293.9	293.1	0.2	294.4
Türbin Çıkışı Toplam Basınç [kPa]	54.726	53.462	2.3	54.883
Kompresör Girişi Toplam Sıcaklık [K]	305.4	304.8	0.1	307.1
Kompresör Girişi Toplam Basınç [kPa]	51.712	51.520	1.3	52.260
Türbin Girişi Toplam Basıncı [kPa]	164.449	164.893	0.3	165000
Kompresör Çıkış Toplam Basıncı [kPa]	96.410	96.700	0.3	96.688
Kompresör Çıkış Toplam Sıcaklığı [K]	380.3	383.1	0.7	385.1
Türbin Gücü [W]	39829	40037	0.5	39532
Kompresör Gücü [W]	32394	33690	4.0	33620
Kütleli Debi [kg/s]	0.43	0.43	-	0.428

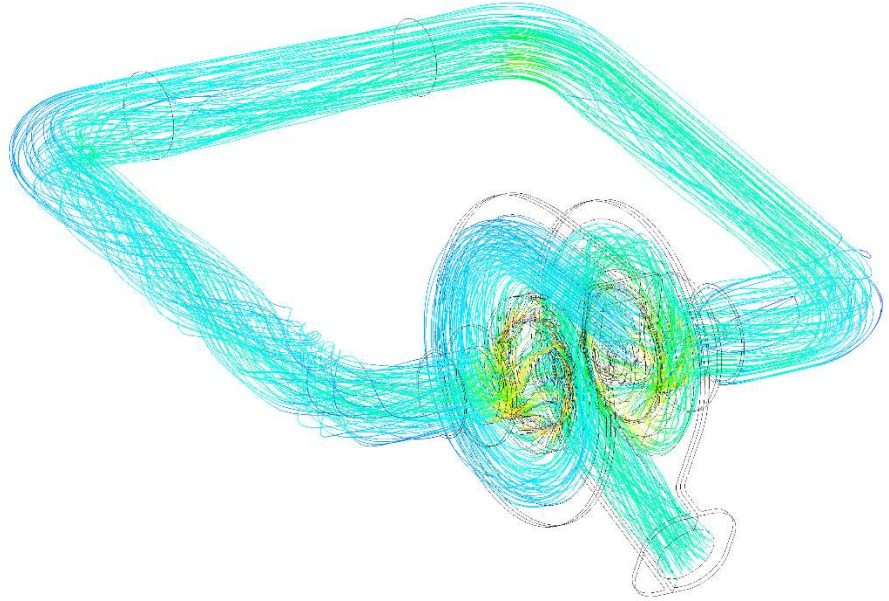
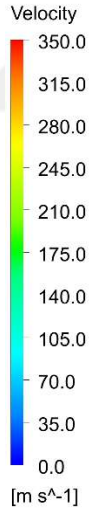
Çizelge 5.9’da bahsedilen K-1 ve K-2 konfigürasyonuna sahip HAD analizlerin sıcaklık ve basınç görselleri arasında önemli bir fark olmamasından dolayı K-1 konfigürasyonuna sahip HAD analizine ait basınç ve sıcaklığın kesit gösterimine sırasıyla Şekil 5.35’te ve Şekil 5.36’da yer verilmiştir. K-2 konfigürasyonuna sahip HAD analizine ait akış hız çizgilerinin gösterimine Şekil 5.37’de yer verilmiştir.



Şekil 5.35: Tüm sistem bileşenleri, 107 M hücre sayısı, RNG $k-\epsilon$ HAD analizi basınç kesit görseli.



Şekil 5.36: Tüm sistem bileşenleri, 107 M hücre sayısı, RNG $k-\epsilon$ HAD analizi sıcaklık kesit görseli.



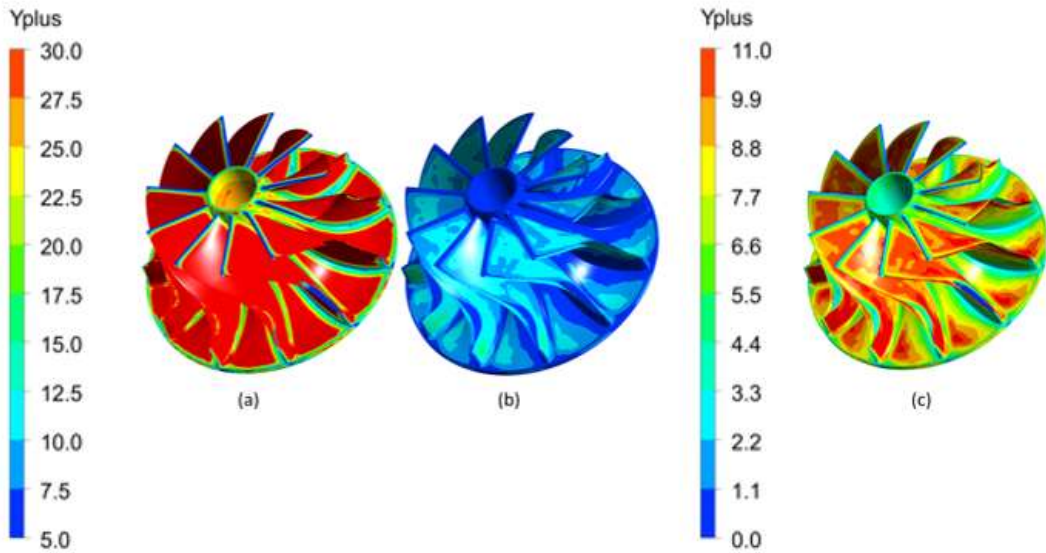
Şekil 5.37: Tüm sistem bileşenleri, 107 M hücre sayısı, RNG $k-\epsilon$ HAD analizi hız akış çizgileri görseli.

Şekil 5.35 incelendiğinde, türbin salyangoz içerisindeki toplam basıncın 150 ile 170 kPa mertebelerinde olduğu gözlemlenmiştir. Türbin rotoru çıkışı ile ona bağlı borulama elemanı arasındaki keskin basınç geçişinin sebebi türbin rotorunun bulunduğu hacme dönme hızı tanımlanmış olmasıdır. Şekil 5.35'te mutlak koordinat sistemi üzeri basınç kesiti alınmamasından dolayı keskin bir basınç düşüşü

gözlemlenmiştir.Şekil 5.36 incelendiğinde, Şekil 5.27’de bahsedilen ısıtıcı hacminde kullanılan ısı yükün, havanın sıcaklığı arttırdığı gözlemlenmiştir.

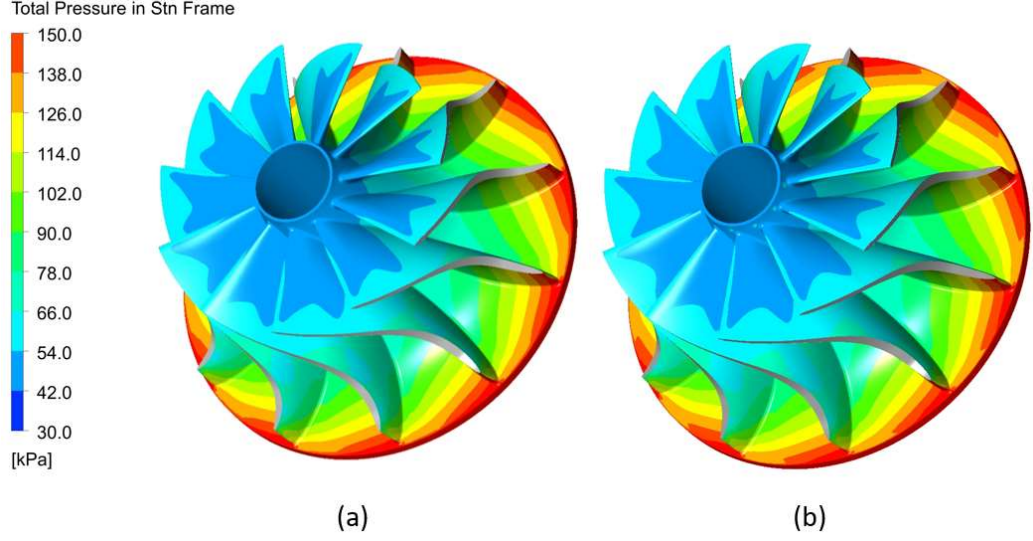
Şekil 5.37’de bulunan akış çizgileri incelendiğinde ayrışma olmadığı gözlemlenmiştir. 107 M hücre sayısına sahip K-1 konfigürasyonuna sahip HAD analizine ve 30 M hücre sayısına sahip HAD analizine ait türbin rotoru üzeri y^+ dağılımlarına Şekil 5.38’de yer verilmiştir.

Şekil 5.38 incelendiğinde, 30 M hücre sayısına sahip HAD analizinde bulunan türbin rotoru üzeri y^+ dağılımının 30’un üzerinde olduğu gözlemlenmiştir. 107 M hücre sayısına sahip K-1 HAD analizinde bulunan türbin rotoru üzeri y^+ dağılımının 5 ile 30 arasında olduğu gözlemlenmiştir. K-1 analizinde duvar kenarındaki türbülanslı akışın uygun şekilde incelenemediği gözlemlenmiştir.



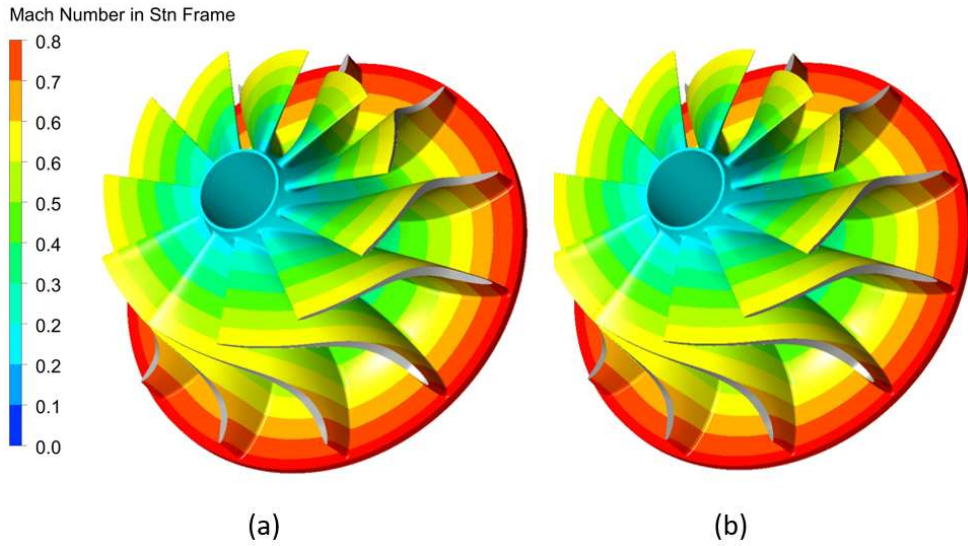
Şekil 5.38: Tüm sistem bileşenleri, RNG $k-\epsilon$, HAD analizi türbin rotoru üzeri y^+ dağılımları (a) 30 M hücre sayısı, (b) 107 M hücre sayısı, (c) 107 M hücre sayısı.

Şekil 5.39’da türbin rotoru üzeri mutlak koordinat sistemi toplam basınç dağılımlarına yer verilmiştir.

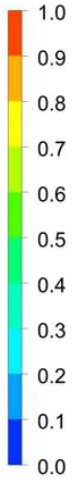


Şekil 5.39: Tüm sistem bileşenleri, RNG $k-\epsilon$, HAD analizi türbin rotoru üzeri mutlak koordinat sistemi basınç dağılımları (a) 30 M hücre sayısı, (b) 107 M hücre sayısı.

Şekil 5.39 incelendiğinde, 30 M ve 107 M hücre sayısına sahip HAD analiz sonuçları arasındaki küçük ölçekte farklılıkların türbin çıkış bölgesinde olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 5.40'ta türbin ve kompresör rotoru üzeri mutlak koordinat sistemi Mach sayısı dağılımlarına yer verilmiştir. Şekil 5.40 incelendiğinde, rotorlar üzeri Mach sayısının düzenli bir şekilde dağıldığı gözlemlenmiştir.



Mach Number in Stn Frame



(c)

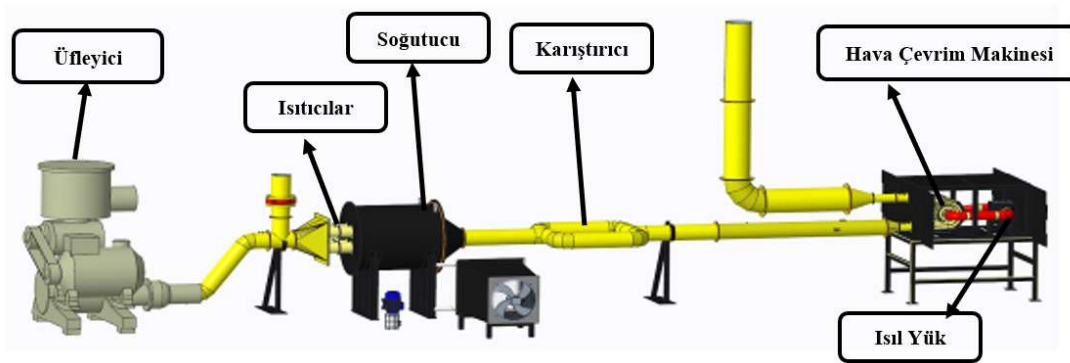


(d)

Şekil 5.40: Tüm sistem bileşenleri, RNG $k-\epsilon$, HAD analizi türbin ve kompresör rotoru mutlak koordinat sistemi Mach Sayısı Dağılımı (a) 30 M hücre sayısı türbin rotoru, (b) 107 M hücre sayısı türbin rotoru, (c) 30 M hücre sayısı kompresör rotoru, (d) 107 M hücre sayısı kompresör rotoru.

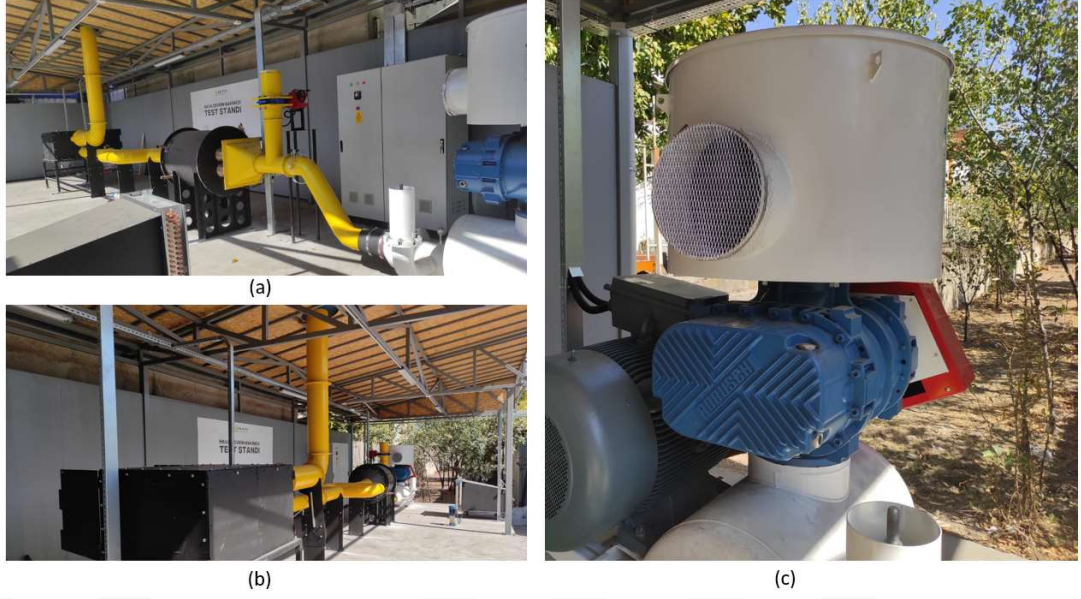
5.7 Hava Çevrim Makinesi Test Düzenegi

Hava Çevrim Makinesi'ne ait performans denemelerinin yapılabilmesi için hazırlanan test düzeneginin 3 boyutlu çizimine Şekil 5.41'de yer verilmiştir.

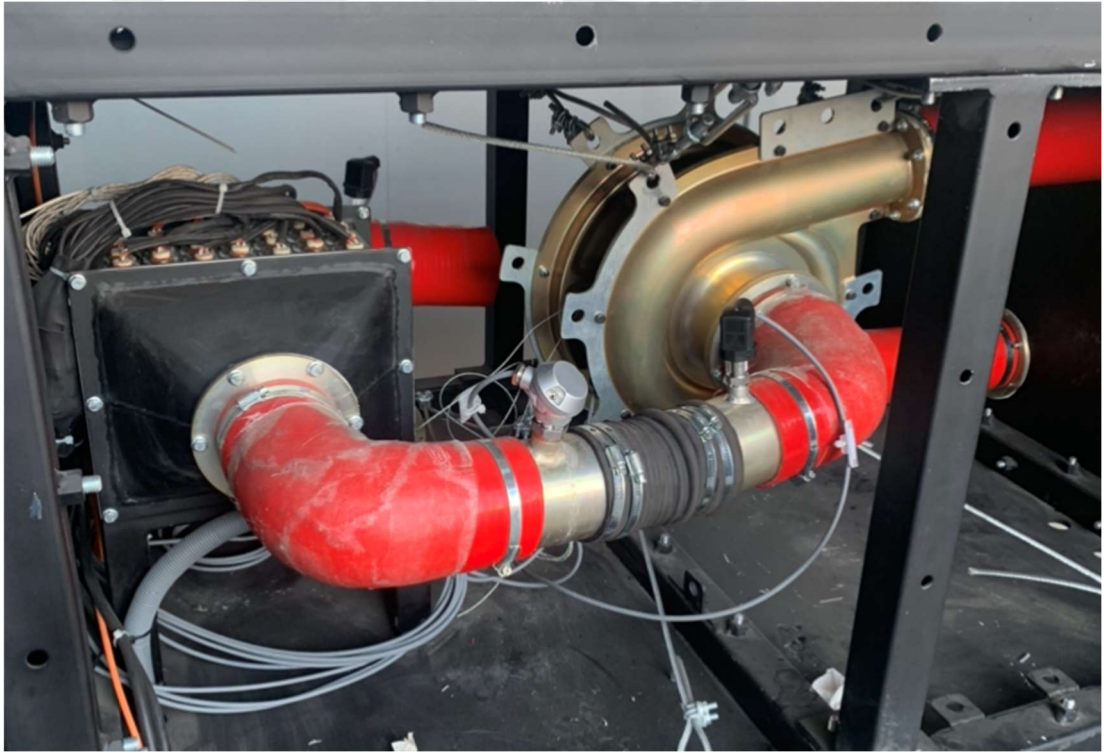


Şekil 5.41: HÇM test düzenegi 3 boyutlu çizim görseli.

HÇM'nin test düzeneginde yer alan bileşenlerin gösterimine Şekil 5.42'de yer verilmiştir. HÇM'nin üretilmiş ve test düzenegine entegre edilmiş halinin gösterimine Şekil 5.43'te yer verilmiştir.



Şekil 5.42: HÇM Test Düzenegi Bileşenleri (a) Isıtıcılar ve Isı Değiştirgeç, (b) HÇM'nin ve ısıl yükün bulunduğu yapı ve borulama, (c) üfleyici.



Şekil 5.43: Test düzeneğine entegre edilen Hava Çevrim Makinesi görseli.

Şekil 5.41 incelendiğinde, test düzeneğinde hava debisini sağlamak için bir adet üfleyici yer almaktadır. Üfleyiciden çıkan hava, ısıtıcılar ile ısıtılmaktadır. Isıtıcılardan çıkan havanın fazla ısınması durumunda 386 K'ye tekrar getirilebilmesi için sıvı soğutma sistemi, test düzeneğine hava-sıvı ısı değiştirgeç ile bağlanmıştır. Havanın

homojen bir şekilde karışması için bir adet karıştırıcı test düzeneğinde yer almaktadır. Karıştırıcıdan çıkan havanın, türbine girmeden önce, sıcaklık ve basıncın okunduktan sonra HÇM'ye girmesi sağlanmaktadır. HÇM'nin, ilk olarak türbinine giren hava, türbinden sonra sıcaklık ve basıncın okunması ile ısı yükünün bulunduğu eşanjöre gitmektedir. Bu noktada, aviyoniklerdeki ısı yükü temsil edildikten sonra hava, kompresöre gitmektedir. Havanın kompresör girişinde (ısı yük çıkışında) ve çıkışında, sıcaklık ve basınç okunduktan sonra dış ortama tahliyesi gerçekleşmektedir.

5.7.1 Hava Çevrim Makinesi test sonuçları

Test düzeneğinde veriler zamandan bağımsız hale gelene kadar test gerçekleştirilmiştir. Test sonucunda elde edilen giriş sınır koşulu olarak türbin hava giriş sıcaklığı 386.4 K iken, türbin çıkışı hava sıcaklığının 310.4 K olduğu gözlemlenmiştir. 45000 rpm değerindeki dönme hızında gerçekleşen testte, HÇM, yaklaşık olarak 0.411 kg/s ile beslenilmiştir. İlgili test sonuçlarına Çizelge 5.10'da yer verilmiştir.

Çizelge 5.10: Hava Çevrim Makinesi test sonuçları.

Parametreler	Test Sonuçları
Türbin Hava Çıkışı Toplam Sıcaklık [K]	310.4
Türbin Hava Girişi Toplam Basınç [kPa]	154
Türbin Hava Çıkışı Toplam Basınç [kPa]	63.8
Kompresör Hava Çıkışı Toplam Sıcaklık [K]	375.5
Kompresör Hava Girişi Toplam Sıcaklık [K]	312.9
Kompresör Hava Girişi Toplam Basınç [kPa]	55.3
Kompresör Hava Çıkışı Toplam Basınç [kPa]	93.200

Test esnasında, tüm sistem 3 boyutlu HAD analizlerinde ve 1 boyutlu hesaplamalarda yer alan giriş sınır koşulunun yakalanamamasının temel sebebi, HÇM'nin rulmanlarında yer alan mekanik kayıplardır. Diğer unsurlar ise test düzeneğindeki

yerel hava kaçaıkları ve HÇM üretiminde gerçekleşen rotor ile salyangoz arasındaki tolerans değeridir.

5.8 Tüm Sistem HAD Analizleri ile Hava Çevrim Makinesi Test Düzeneği Sonuçlarının Karşılaştırılması

Mevcut test verilerinin, HAD analizleri ile karşılaştırılması adına, 5.5'te bahsedilen tüm sistem HAD analiz modeli, test verilerinde yer alan giriş sınır koşuluna göre tekrar koşturulmuştur. Sınır koşullarında kullanılan değerlere Çizelge 5.11'de yer verilmiştir. 5.5'te bahsedilen tüm sistem HAD analizlerine ek olarak Şekil 5.27'de yer alan ısıtıcı hacminde ısıl yükler aktif hale getirilmemiş ve basınç kaybı katsayısı kullanılmıştır.

Çizelge 5.11: Tüm sistem HAD analizi sınır koşulu tanımlaması.

Sınır Koşulu Tipi	Değerler
Giriş Sınır Koşulu Kütleli Debi [kg/s]	0.411
Giriş Sınır Koşulu Statik Sıcaklık [K]	386.6
Çıkış Sınır Koşulu Statik Basınç [kPa]	90000
Rotorların Devir Sayısı [rpm]	45000
Basınç Kayıp Katsayısı [kg m^{-4}]	3.5
Türbülans Modeli	SST $k-\omega$
Dönme Arayüzü Tanımı	Stage (Mixing Plane)
Kullanılan Geometri	Tüm Sistem Bileşenleri

Test sonuçları ile Çizelge 5.11'de giriş ve çıkış sınır koşulları tanımlanan tüm sistem HAD analizlerinin karşılaştırması kapsamında, 107 M hücre sayısına sahip SST $k-\omega$ türbülans modeli kullanılmış tüm sistem HAD analizlerinin sonuçları karşılaştırılmıştır. İlgili karşılaştırmaya Çizelge 5.12'de yer verilmiştir.

Çizelge 5.12: HÇM test sonuçları tüm sistem HAD analizleri karşılaştırması.

Parametreler	Test Sonuçları	107 M Hücre Sayısı SST $k-\omega$ HAD Analiz Sonuçları	Fark [%]
Türbin Hava Çıkış Sıcaklığı [K]	310.4	308.7	0.5
Türbin Hava Giriş Basıncı [kPa]	154	161.3	4.7

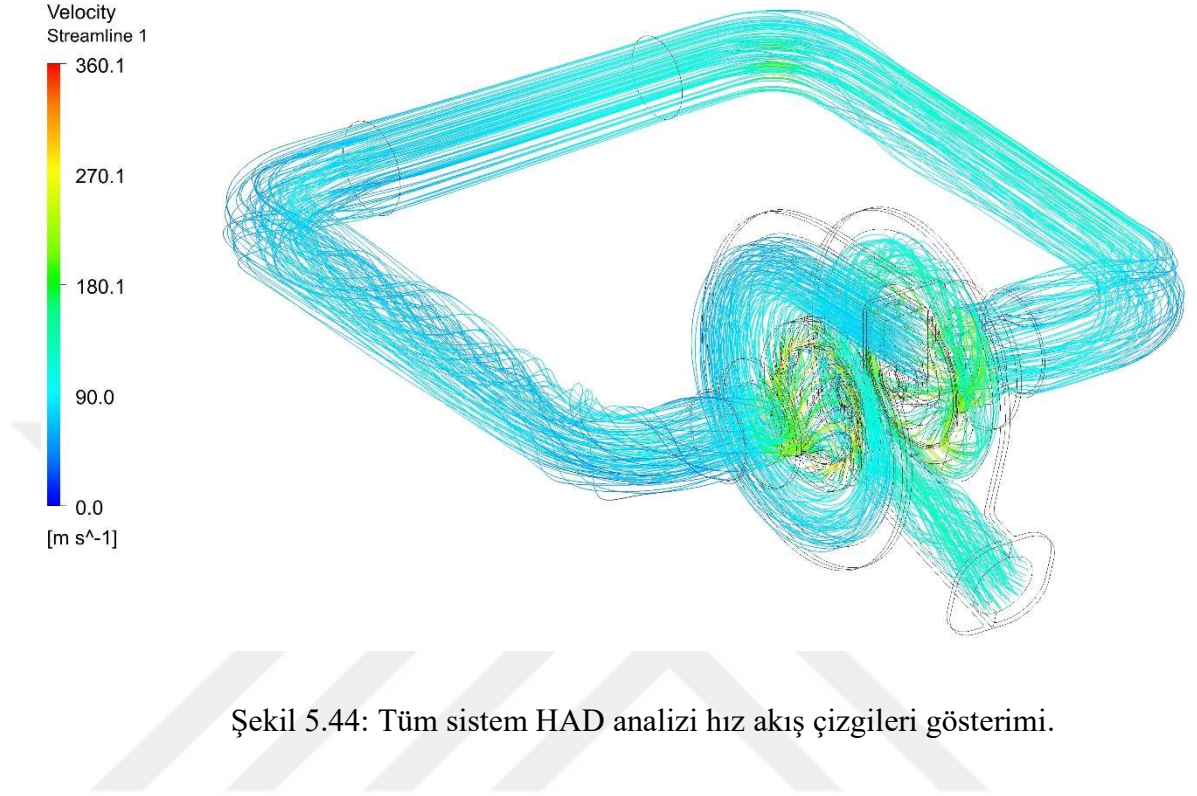
Türbin Hava Çıkış Basıncı [kPa]	63.8	66.5	4,3
Kompresör Hava Çıkış Sıcaklığı [K]	375.5	375.4	0.02
Kompresör Hava Giriş Sıcaklığı [K]	312.9	308.8	1.3
Kompresör Hava Giriş Basıncı [kPa]	55.3	55.3	0.1
Kompresör Hava Çıkış Basıncı [kPa]	93.2	96,0	3.0

Çizelge 5.12 incelendiğinde, maksimum fark değerinin, 107 M hücre sayısına sahip SST $k-\omega$ türbülans modeli kullanılmış HAD analizinin, kompresör hava giriş sıcaklığında %1.3 değerinde olduğu gözlemlenmiştir. En kritik veri olan türbin hava çıkış sıcaklığında ise gözlemlenen fark değerinin % 0.5 olduğu saptanmıştır.

Belirsizlik çalışması kapsamında, yapılan çalışmada gerçekleştirilen test esnasında kullanılan sıcaklık sensörleri tek noktadan ölçüm yapabilmektedir. HAD analiz sonuçlarında ise sıcaklık, kesit üzeri kütsel debi ortalamalı olarak alınmıştır. Ek olarak sıcaklık sensörünün 1 K değerinde belirsizliği mevcuttur. Test sırasında ısıtıcı aktif olmasa da ısıtıcı içerisinde yer alan serpantinli rezistanslar, akışın dağılımını bozmakta ve türbülans yaratmaktadır. Bu sebeple kompresöre giren havanın sıcaklığının okunması sırasında türbülanslı akış üzerinde tek noktadan ölçüm alınmaktadır. Ek olarak türbinden çıkan hava, kompresörden çıkıp tahliye edilene kadar vakum altında (~ 55 kPa, gauge) borulardan, ısıtıcıdan ve flanş geometrilerinden geçmektedir. Bu noktada sızdırmazlık tam anlamıyla sağlanamadığı için türbinden çıkan havanın, kompresöre girene kadar yaklaşık olarak %9 değerinde debisinin arttığı öngörülmektedir. Türbin ve kompresörde kullanılan rulmanların yarattığı mekanik kayıplar, vakum etkisindeki sızdırmazlık problemi, tek noktadan sıcaklık ölçümü yapılması, sensör ölçüm kararsızlığı gibi sebepler dolayısıyla test sonuçlarında türbin ve kompresör arası güç farklılığı gözlemlenmiştir.

Belirsizliklerden bağımsız olarak integral parametreleri üzerinde yapılan incelemeler sonucunda, SST $k-\omega$ türbülans modeli kullanılan tüm sistem HAD analiz sonuçları ile test sonuçları arasında tutarlılık gözlemlenmiştir. Çizelge 5.11’de giriş ve çıkış sınır koşulları tanımlanan 107 M hücre sayısına sahip SST $k-\omega$ türbülans modeli kullanılmış

HAD analizine ait akış çizgilerinin gösterimine Şekil 5.44'de yer verilmiştir. Şekil 5.44 incelendiğinde, hız akış çizgileri üzerinde ayrışma gözlemlenmemiştir.



Şekil 5.44: Tüm sistem HAD analizi hız akış çizgileri gösterimi.



6. SONUÇLAR VE GELECEKTE YAPILACAK ÇALIŞMALAR

6.1 Sonuçlar

Bu çalışma kapsamında deniz seviyesinde, 322 K ortam sıcaklığında, 1 Mach seyir hızında uçuş profiline sahip hava platformunun kanat altında yer alan kritik aviyoniklerin bulunduğu podun iklimlendirilmesi için ram havası ters ön yüklemeli konfigürasyona sahip hava çevrim makinesi tasarlanmış ve belirtilen uçuş koşulunda türbinden çıkan ve aviyoniklere gönderilen havanın sıcaklığı 313 K'nin altında kalmıştır.

Tasarımın ilk safhasında, kavramsal tasarım yapılmıştır. Kavramsal tasarım kapsamında uçuş profiline göre türbin giriş sınır koşulları belirlenmiş ve yapılan öngörüler doğrultusunda 1 boyutlu hesaplamalar hem türbin hem de kompresör için yapılmıştır. Bu hesaplamalara ek olarak incelenen yönlendirici kanatçık profilleri için 1 boyutlu hesaplamalar yapılmış ve maksimum çıkış Mach sayısı öngörüsü belirlenmiştir.

1 boyutlu hesaplamalarda kullanılan girdiler ANSYS programının çeşitli araçlarında kullanılarak 3 boyutlu kanat geometrileri türbin, kompresör ve yönlendirici kanatçıklar için elde edilmiştir. Bu geometrilerle, tek kanatçık içeren, 3 boyutlu HAD analizleri yapılmış ve sayısal ağ bağımsızlık ve türbülans modeli çalışmaları icra edilmiştir.

Detay tasarım aşamasında tüm sistem bileşenlerinin yer aldığı 3 boyutlu HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu noktada gerçekleştirilen 3 boyutlu tüm sistem HAD analizleri kapsamında, 30 M ve 107 M hücre sayısına sahip RNG $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılmış HAD analiz modelleri koşturulmuş ve sonuçları incelenmiştir. 30 M hücre sayısına sahip 3 boyutlu HAD analizi ile 107 M hücre sayısına sahip 3 boyutlu HAD analiz sonuçları arasında kabul edilebilir fark değerlerinin çıkması ile 107 M hücre sayısına sahip SST $k-\omega$ türbülans modeli kullanılmış tüm sistem bileşenlerinin yer aldığı 3 boyutlu HAD analizleri gerçekleştirilmiş ve sonuçlar incelenmiştir. Sonuçlara

göre RNG $k-\varepsilon$ türbülans modeli ile SST $k-\omega$ türbülans modeli kullanılan HAD analiz sonuçları arasında tutarlılık gözlemlenmiştir.

Tüm sistem bileşenlerinin yer aldığı 3 boyutlu HAD analizine, geometri olarak referans olan Hava Çevrim Makinesi test düzeneği, detaylı bir şekilde açıklanmıştır. Test düzeneği üzerinden veriler zamandan bağımsız hale gelince veriler alınmış ve bu veriler ile 3 boyutlu HAD analizleri karşılaştırılmıştır. Test sonucunu oluşturan giriş ve çıkış sınır koşuluna göre tüm sistem bileşenlerinin yer aldığı 3 boyutlu HAD analizleri tekrar oluşturulmuştur. Bu noktada oluşturulan tüm sistem bileşenlerinin yer aldığı 3 boyutlu HAD analizinde 107 M hücre sayısına sahip sayısal ağ kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak SST $k-\omega$ kullanılmış olup test verisi ile bu türbülans modelinin kullanılmış olduğu HAD analiz sonuçları karşılaştırılmıştır.

Test verisi ile HAD analizlerinin karşılaştırılması kapsamında, SST $k-\omega$ türbülans modelinin kullanılmış olduğu HAD analiz sonucunun en kritik verisi olan türbin çıkışı toplam sıcaklığının, test sonucu ile arasında %0.5'lik fark değerine sahip olduğu gözlemlenmiştir. Karşılaştırmada elde edilen maksimum farkın, kompresör girişi toplam basıncında olduğu gözlemlenmiş olup bu değer % 4.7'tür.

Özetle, tasarımı yapılan HÇM'nin 3 boyutlu HAD analiz sonuçları ile test sonuçları karşılaştırılmış ve gerçekleştirilen doğrulama faaliyetleri kapsamında sayısal ağ bağımsızlık çalışması ve türbülans modeli çalışmaları yapılmıştır.

6.2 Gelecekte Yapılması Planlanan Çalışmalar

Bu tez çalışması kapsamında elde edilen Hava Çevrim Makinesi tasarım metodolojisi kullanılarak daha düşük hacme sahip daha yüksek devir sayısında dönebilen ve birim hacimde daha fazla soğutma kapasitesi olan Hava Çevrim Makineleri tasarlanabilir. Daha yüksek devir sayısında dönen Hava Çevrim Makineleri'nin tasarlanması ile daha yüksek basınç oranları ve verimler elde edilebilir ağırlık konusunda avantaj

sağlanabilir. Bu konuda çalışma yapılırken kompresör ve türbin rotorlarının malzeme bilgilerinde değişiklik gözlemlenebilir.

Hava platformlarının ihtiyaçlarına göre ram havası beslemeli ters n yüklemeli konfigürasyondan farklı konfigürasyonların tasarımı üzerine çalışılabilir.

Mevcut alışma kapsamında yapılan HAD analizlerinde daha yüksek sayısal ağ çalışmaları ile test verisinin karşılaştırması yapılabilir, test verisine yakınsamak adına matematiksel modelin znrlğ arttırılabilir.

Bu çalışmaya ek olarak farklı uçuş profilleri için HM'nin testleri ve buna bağlı olarak HAD analizleri gerçekleştirilebilir. Farklı sınır koşularındaki fark değerlerinin tatmin etmesi halinde test yapılmadan HAD analizleri ile diğer uçuş koşulları için öngörüler elde edilebilir.



KAYNAKLAR

- [1] **Conceição, S. T., Zaparoli, E. L., & Turcio, W. H. L.** (2007). Thermodynamic Study of Aircraft Air Conditioning Air Cycle Machine: 3-wheel× 4-wheel (No. 2007-01-2579). SAE Technical Paper.
- [2] **Santos, A. P. P., Andrade, C. R., & Zaparoli, E. L.** (2014). A thermodynamic study of air cycle machine for aeronautical applications. *International Journal of Thermodynamics*, 17(3), 117-125.
- [3] **Baxter, V. D.** (2003). IEA Annex 26: Advanced Supermarket Refrigeration. Heat Recovery Systems Final Report, 1, 7.
- [4] **ASHRAE, ASHRAE Handbook** (2015). HVAC Applications, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Inch-Pound Edition, (sf 12.10- 12.11). Atlanta, GA 30329,
- [5] **Moir, I., & Seabridge, A.** (2011). Aircraft Systems: Mechanical, electrical, and avionics subsystems integration. (Sf 271-275) John Wiley & Sons.
- [6] **MIL-STD-810G**, “Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests,” Revision G, October 31, 2008
- [7] **Grabow, R. M., Kreter, T. W., & Limberg, G. E.** (1986). A ram air driven air cycle cooling system for avionics pods (No. 860912). SAE Technical Paper.
- [8] **Grabow, R., & Kazan, T.** (1996). Design of a ram air driven air cycle cooling system for fighter aircraft pods. In 31st Thermophysics Conference (p. 1907).
- [9] **Climatic Extreme For Military Equipment. MIL-STD-210A**, U.S. Government Printing Office, Washington 25, D.C., 2 August 1957.
- [10] **Mahajan, V. N., & Nagdeve, S. R.** (2016). Design of air conditioning system by using air refrigeration cycle for cooling the cabinet of truck. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 13(3), 19-23.
- [11] **Hummell, J. D.** (1965). Design and Cost Study of Heat Exchangers for Air-cycle Shelter Cooling Systems. STANFORD RESEARCH INST MENLO PARK CA.
- [12] **Jones, A. C.** (1996). Design and test of a small, high pressure ratio radial turbine.
- [13] **Sauret, E.** (2012, November). Open design of high pressure ratio radial-inflow turbine for academic validation. In ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition (Vol. 45233, pp. 3183-3197). American Society of Mechanical Engineers.
- [14] **Bogdanets, S., Blinov, V., Sedunin, V., Komarov, O., & Skorohodov, A.** (2019). Validation of a CFD model of a single stage centrifugal compressor by mass-averaged parameters. In EPJ Web of Conferences (Vol. 196, p. 00026). EDP Sciences.
- [15] **Eckardt, D.** (1978). Investigation of the jet-wake flow of a highly loaded centrifugal compressor impeller (No. NASA-TM-75232).
- [16] **Ak, S. E., & Çadırcı, S.** (2020). Validation of a Radial Compressor CFD Analysis. *Academic Perspective Procedia*, 3(1), 85-90.

- [17] **Pourfarzaneh, H., Hajilouy-Benisi, A., & Farshchi, M.** (2010, March). A new analytical model of a radial turbine and validation by experiments. In 2010 IEEE Aerospace Conference (pp. 1-11). IEEE.
- [18] **Dewar, B., Tiainen, J., Jaatinen-Värri, A., Creamer, M., Dotcheva, M., Radulovic, J., & Buick, J. M.** (2019). CFD modelling of a centrifugal compressor with experimental validation through radial diffuser static pressure measurement. *International Journal of Rotating Machinery*, 2019.
- [19] **Sangsawangmatum, T., & Nontakaew, U.** (2017). Design of Radial Inflow Turbine for 30 kW Microturbine. In *MATEC Web of Conferences* (Vol. 95, p. 06005). EDP Sciences.
- [20] **RANNENBERG, G.** (1969). Simple/bootstrap cooling system for a new transport airplane. In *AIAA Aircraft Design and Operations Meeting* (p. 787).
- [21] **URL-1.** <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/isentrop.html>. Alındığı Tarih: 11.11.2022
- [22] **Baines, N. C.** (2005). *Fundamentals of turbocharging* (Vol. 1). White River Junction, VT: Concepts NREC. (Sf 54-84)
- [23] **URL-2.** <http://airfoiltools.com/airfoil/naca4digit>. Alındığı Tarih: 11.11.2022
- [24] **URL-3.** http://www.cchem.berkeley.edu/cbe150a/isentropic_flow.pdf. Alındığı Tarih: 11.11.2022
- [25] **ANSYS, C.** (2011). *ANSYS CFX-Solver Theory Guide*. 14.0 version. 2011. Canonsburg, PA. USA.
- [26] **Menter, F.R.** (1993), "Zonal Two $k - w$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows". *24th Fluid Dynamics Conference, Orlando*