

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

Hüseyin Efe Özdemir¹ ve Sıtkı Uslu²
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi,
Ankara

ÖZET

Günümüzde hava çevrim makineleri; ticari uçakların, savaş uçaklarının ve bir çok hava platformlarının çevresel iklimlendirme sistemlerinde (ECS) kritik bileşen olarak kullanılmaktadır. Bu kullanımlara ek olarak çeşitli elektronik harp podlarında yer alan aviyoniklerin iklimlendirilmesi için hava çevrim makineleri kullanılmaktadır.

Bu çalışmanın amacı; deniz seviyesinde, 1 Mach hızında uçan hava platformlarına ait avyoniklerinin iklimlendirilmesi için iki çarklı önyüklemeli (two wheel bootstrap) hava çevrim makinesinin termodinamik ve aerodinamik tasarımının 1 boyutlu (1B) yaklaşımlarla ve 3 boyutlu (3B) hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizleri ile tamamlanıp test ile doğrulanmasıdır. Bu çalışma yapılırken; literatürde yapılan sayısal çalışmalar incelenmiş, seçilen uçuş profiline ait sınır koşulları belirlenmiştir. Bu doğrultuda, hava çevrim makinesini oluşturan radyal kompresör ve türbinin tasarımı yapılmıştır. Önce 1B hesaplamalarla ANSYS Vista RTD ve CCD kullanılarak ön tasarım yapılmış, daha sonra ANSYS CFX kullanılarak 3B HAD analizleri ile ayrıntılı tasarım gerçekleştirilmiştir. 3B HAD analizleri, ilk olarak türbin rotoru için tasarlanan yönlendirici kanatçık tasarımı için yapılmış olup sonrasında tüm sistemin (türbin, kompresör, ısıtıcı ve borulama içeren model) modellenip test verisi ile karşılaştırılması amacıyla gerçekleştirilmiştir.

GİRİŞ

Hava çevrim makineleri, radyal türbin ve kompresör içermektedir. Kullanım şartlarına ve soğutma kapasitelerine göre bir çok farklı çeşitleri vardır. Markette; basit çevrim, iki çarklı önyüklemeli (two wheel bootstrap), üç çarklı önyüklemeli (three wheel bootstrap) ve 4 çarklı (four wheel) olmak üzere temel olarak 4 farklı çeşit hava çevrim makinesi bulunmaktadır.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile yapılan sayısal çalışmalar geçmişten bugüne bir çok mühendislik probleminde çözüm yöntemi olarak kullanılmıştır. Özellikle turbomakinelerin geliştirilmesinde kritik rol oynayan bu sayısal çalışmalar, yeterli CPU kullanıldığında, yüksek hassasiyete sahip sonuçlar elde edilmektedir

Hava çevrim makineleri; yolcu uçaklarında kabin içi iklimlendirme ve basınçlandırma görevlerinde, savaş uçaklarında ve podlarda kritik avyoniklerin iklimlendirilmesinde kullanılmaktadır. Hava çevrim makinelerinde soğutucu akışkan olarak hava kullanılmaktadır. Havanın soğutucu akışkan olarak kullanılmasındaki temel sebep, havanın serbest, güvenli olması ve çevreye zarar vermemesidir. Hava çevrim makineleri ile soğutma yapılmasındaki temel prensip, sabit sıcaklıktaki gazın izentropik olarak genişlemesi sonrası daha düşük sıcaklık ve basınç değerine sahip olmasıdır. Türbinde genişletilen hava, başlangıç noktasından daha düşük bir sıcaklık noktasına gelmesi ile çeşitli ısı yüklerinin soğutulması için kullanılabilir. Piyasada farklı ihtiyaçlara ve uygulamalara göre bir çok farklı konfigürasyona sahip hava çevrim makineleri bulunmaktadır [Santos, 2014].

Hava çevrim makinelerinde radyal türbinler ve kompresörler kullanılmaktadır. Radyal türbin ve kompresörün tasarım sürecinde gerçekleştirilen HAD analiz sonuçlarının doğrulanması büyük önem

¹ Uzman Mühendis, E-posta: efeozdemir00@gmail.com

² Dr. Öğretim Üyesi, Makine Müh. Böl., E-posta: suslu@etu.edu.tr

arz etmektedir. Radyal türbin validasyonu için bir çok çalışma mevcut olup genelde deney sonucu olan geometrilerin verileri eksiktir veya ilgili geometrilerin deney sonuçları bulunmamaktadır [Sauret, 2012]. Sauret'in yaptığı araştırmalar kapsamında, radyal türbin ve yönlendirici kanatçık geometrileri için HAD analizleri yapılmış olup, sayısal sonuçlar, deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Sauret çalışmaları için [Jones,1994] tarafından geliştirilen T-100 Gaz Türbini radyal türbin geometrisini kullanmıştır. Sauret yaptığı sayısal çalışmalarda türbin rotoru ile salyangozu arasındaki açıklık miktarını arttırmasıyla deney sonuçlarına yaklaştığı gözlemlenmiştir.

[Bogdanets, 2019], yaptığı araştırmalar sonucunda radyal kompresör validasyonu için [Eckardt,1977]'in geometrik verilerini kullanarak kendi geliştirdiği program ile geometri oluşturmuştur. [Bogdanets, 2019] radyal kompresör çalışmalarının HAD analizlerinden elde ettiği sonuçlarını [Eckart,1977] performans sonuçlarıyla karşılaştırmıştır. Sonuçlar incelendiğinde kompresörün duraklama bölgesinde (stall region) sapmalar gözlemlenmiştir.

[Ak,2020] yapmış olduğu çalışmada, NASA ve United Technologies Research Center (UTRC)'in tasarlamış olduğu, yüksek verimli radyal kompresörünün deney sonuçları ile HAD analiz sonuçlarını karşılaştırmıştır. Yapılan bu karşılaştırma sonucunda, adyabatik verimde %3.6'lık, basınç oranında %1.3'lük sapma gözlemlenmiştir.

Mevcut çalışmada; iki tekerlekli önyüklem (two wheel bootstrap) tipi hava çevrim makinesinin, deniz seviyesinde, ISA +34 °C ortam koşulunda, 1 Mach sayısında uçuş profiline sahip olan hava platformuna göre termodinamik, aerodinamik tasarımı ve HAD analizleri gerçekleştirilmiştir.

HAD analizleri ile tasarım yapılmadan önce 1B hesaplamalar yapıp bu sonuçlar ANSYS Vista RTD ve CCD'ye tanımlanarak 3B rotor geometrileri elde edilmiştir. Kompresör ve türbin geometrilerinin, 3B HAD analizleri de gerçekleştirilerek, sayısal ağ bağımsızlık ve türbülans modeli çalışmaları yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar test sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

YÖNTEM

Bir Boyutlu Türbin Hesaplamaları

Türbin tasarımının ilk adımı uçuş koşulunun tanımlanması ile başlamaktadır. Platformun ISA +34 °C koşulunda deniz seviyesinde 1 Mach sayısında seyir edeceği öngörülmüştür. İlk hesaplamalar için 1 boyutlu izentropik bağıntılar kullanılmıştır.

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

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

Denklem 1 ve 2'ye ait girdilere ve çıktılara Tablo 1'de yer verilmiştir.

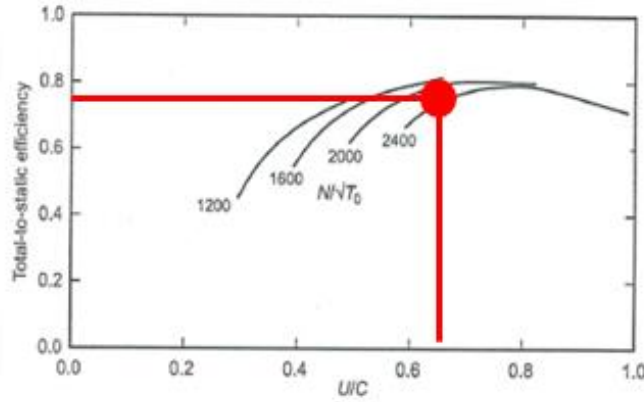
Tablo 1 Denklem 1-2 Girdileri ve Çıktıları

| | |
|----------------------------|-----|
| P (Basınç) [kPa] | 101 |
| M (Mach Sayısı) | 1 |
| γ | 1,4 |
| T (Sıcaklık) [°C] | 49 |
| P₁ [kPa] | 191 |
| T₁ [°C] | 113 |

Türbin tasarımının ilk noktasındaki yapılan varsayımlara Tablo 2'de yer verilmiştir.

Tablo 2 Türbin Tasarımı Temel Varsayımları

| | |
|--|------|
| Devir Sayısı [rpm] | 60 |
| Rotor Çapı [mm] | 120 |
| U/C | 0,65 |
| η_t (Türbin Verimi) | 0,75 |



Şekil 1 Türbin Verimi-U/C Grafiği [Baines,2005]

Şekil 1 incelendiğinde $N/\sqrt{T_0}$ eğrilerine göre verimin karşılığı bulunmaktadır. Türbinin devir sayısı 49000 devir/dakika olarak verilmiştir. T_0 ise Denklem 2'nin çıktısı olan T_{total} olup $113\text{ }^\circ\text{C}$ 'dir. Bu doğrultuda $N/\sqrt{T_0}$ değeri 2500'dür. Bu değere göre türbin veriminin Şekil 1'de belirtilen noktada 0.78 olacağı varsayılmıştır. Verim elde edildikten sonra türbin gücü hesaplanabilir hale gelmiştir. Denklem 3'te türbin gücü hesaplanmış olup, Denklem 4'te türbinden çıkan havanın sıcaklığı hesaplanmıştır. Denklem 3 & 4'ün girdilerine ve çıktılara Tablo 3'te yer verilmiştir.

$$P_t = \eta_t * \dot{m} * C_p * T_1 * \left[1 - \left(\frac{1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (3)$$

$$P_t = \dot{m} * C_p * (T_1 - T_2) \quad (4)$$

Tablo 3 Denklem 3-4 Girdileri ve Çıktıları

| | |
|------------------------------|------|
| η_t | 0,78 |
| \dot{m} [kg/s] | 0,43 |
| C_p [j/kg°C] | 1005 |
| T_1 (Giriş Sıcaklığı) [°C] | 113 |
| Genişleme Oranı | 3,2 |
| P_t [kW] | 36,8 |
| T_2 [°C] | 28 |

Türbin genişleme oranının 3.2 olarak varsayılmasıyla, türbin hava çıkış basıncı (P_2) 59.6 kPa olarak hesaplanmıştır. Gerekli hesaplamalar ve varsayımlar yapıldıktan sonra bu işlemler ANSYS Vista RTD (Radial Turbine Design) programında tekrarlanmıştır. ANSYS Vista RTD kullanılmasının temel amacı belirtilen sınır koşulları ile türbin rotor geometrisinin elde edilmesidir.

Kompresör 1B Hesaplamaları

Kompresör tasarımına değinilmeden önce kompresörden çıkan havanın izlediği yol incelenmelidir. Hava çevrim makinesinin sistem şematiğine Şekil 3'te yer verilmiştir. Kompresörden çıkan 0.43 kg/s debiye sahip, $28\text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklık, 59.6 kPa basınç değerine sahip hava, platformdaki aviyonikleri soğutma görevini üstlenen eşanjöre girmektedir. Konvansiyonel eşanjörlerde mevcut hava debisine karşılık gelen basınç kaybı yaklaşık 4 kPa'dır. Bu sebeple, kompresör giriş hava basıncı (P_3) 55 kPa'dır. Kompresöre giren havanın sıcaklığının (T_3) $39,6\text{ }^\circ\text{C}$ olacağı öngörülmüştür. Bu noktada kompresöre giren havanın sıcaklık, basınç ve debi değerleri elde edilmiştir. Kompresörün talep ettiği gücün hesaplanabilmesi için kompresörün izentropik veriminin hesaplanması gerekmektedir. İzentropik verimin incelenebilmesi için kompresörün özgül hızının hesaplanması gerekmektedir. Denklem 5'te kompresörün özgül hızının hesaplanmasına, Denklem 6'da ise izentropik özgül işin hesaplanmasına yer verilmiştir.

$$N_s = \frac{\omega * \sqrt{Q}}{\Delta h_{0s}^{3/4}} \quad (5)$$

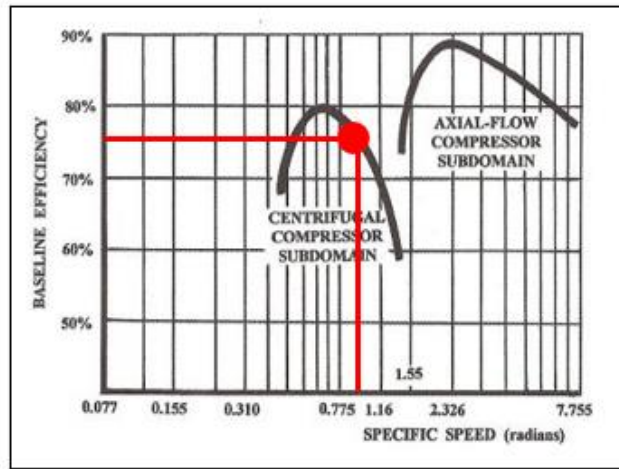
$$\Delta h_{0s} = C_p * T_3 * \left(r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (6)$$

Denklem 5 ve 6'ya ait girdilere ve çıktılara Tablo 4'te yer verilmiştir.

Tablo 4 Denklem 5-6 Girdileri ve Çıktıları

| | |
|--|--------|
| Ns (Özgül Hız) [rad/s] | 1,083 |
| ω (Rotor Açısal Hızı) [rad/s] | 5131,3 |
| Q (Hacimsel Debi) [m³/s] | 0,709 |
| Δh_{0s} (İzentropik Özgül İş) [kW] | 63,27 |
| r_p (Basınç Oranı) | 1,9 |
| T_3 [°C] | 39,6 |

Kompresör rotorunda öngörülen basınç oranı ile (P_4) 104.5 olarak hesaplanmıştır. Santrifüj kompresörler için Şekil 2'de belirtilen eğri incelendiğinde, özgül hıza karşılık gelen verim değeri kırmızı nokta ile işaretlenmiştir. Belirtilen nokta için kompresör verimi (η_c) 0.75 olarak öngörülmüştür.



Şekil 2 Kompresör Verim - Özgül Hız Grafiği [Baines,2005]

Kompresör verimi belirlendikten sonra kompresörün talep ettiği güç hesaplanmıştır. Kompresör izentropik çıkış sıcaklığının hesaplanmasına Denklem 7'de, gerçek çıkış sıcaklığının hesaplanmasına Denklem 8'de, kompresör gücünün hesaplanmasına Denklem 9'da yer verilmiştir.

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(r_p \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (7)$$

$$\eta_c = \frac{T_{4s} - T_3}{T_4 - T_3} \quad (8)$$

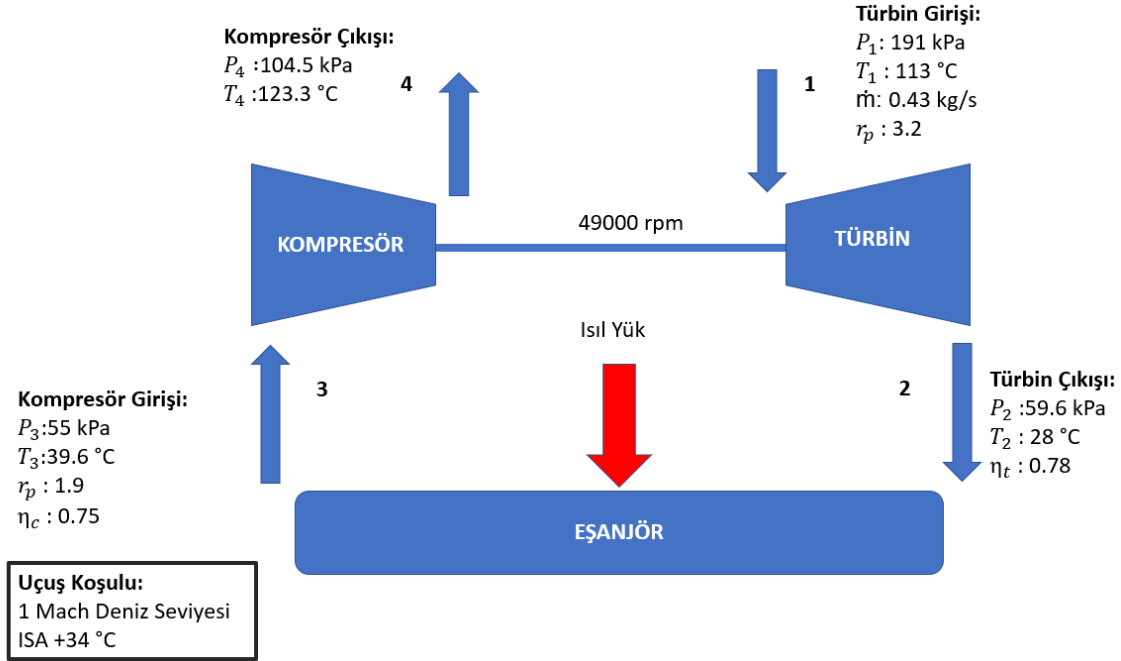
$$P_c = \dot{m} * C_p * (T_4 - T_3) \quad (9)$$

Denklem 7,8 ve 9'a ait girdilere ve çıktılara Tablo 5'te yer verilmiştir.

Tablo 5 Denklem 7, 8 ve 9 Girdileri ve Çıktıları

| | |
|---------------------------------|-------|
| r_p | 1,9 |
| η_c | 0,75 |
| T_3 [°C] | 39,64 |
| T_{4s} [°C] | 102,5 |
| T_4 [°C] | 123,5 |
| P_c [kW] | 36,27 |

Gerekli hesaplamalar ve varsayımlar yapıldıktan sonra bu işlemler ANSYS Vista CCD (Centrifugal Compressor Design) programında tekrarlanmıştır. ANSYS Vista CCD kullanılmasının temel amacı, belirtilen sınır koşullarına uygun kompresör rotor geometrisinin elde edilmesidir.



Şekil 3 Hava Çevrim Makinesi Sistem Şematığı

Türbin İçin Yönlendirici Kanatçık Tasarımı

Yönlendirici kanatçıkların temel amacı türbin rotoruna giren havanın açısının ve hızının belirlenmesidir. Türbin içine giren havanın istenilen koşullarda şartlandırılabilmesi için çeşitli yönlendirici kanatçık profilleri incelenmiştir. Hava; yönlendirici kanatçıklara 0.43 kg/s hava debisinde, 182 kPa toplam basınçta ve 113 °C sıcaklık değerinde nüfuz etmektedir. Havanın, türbin salyangozunda yaklaşık olarak 9 kPa değerinde basınç kaybedebileceği öngörülmüştür. İlk iterasyonda 17 adet yönlendirici kanatçık kullanılmıştır. Kanat sayısı seçimi yapılırken, oluşabilecek yapısal problemler göz önünde bulundurularak asal sayılardan seçim yapılmıştır. İlk olarak yönlendirici kanatçıkları için giriş Mach sayısı hesaplanmıştır.

$$a = \sqrt{\gamma * R * T_1} \quad (10)$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho * A} \quad (11)$$

$$M = \frac{V}{a} \quad (12)$$

Denklem 11 incelendiğinde, V'nin bulunması için gereken bir diğer parametre, akışkanın yönlendirici kanatçıklarından geçtiği alandır. ANSYS Vista RTD kullanılarak 17 kanatlı bir yönlendirici kanadı profili tasarlanmıştır. Daha sonra iki kanat arası mesafesi ve kanat yüksekliği ölçülmüştür. Bu doğrultuda kanat yüksekliği 9.49 mm ve havanın kanatlar arasına giriş yaptığı bölgedeki iki kanat arası mesafe 12.153 mm alınmıştır. Bu ölçümler doğrultusunda akışkanın iki kanat arasından geçeceği alan 1960.64 mm²'dir. Denklem 10, 11 ve 12'ye ait girdilere ve çıktılara Tablo 6'da yer verilmiştir.

Tablo 6 Denklem 10, 11 ve 12 Girdileri ve Çıktıları

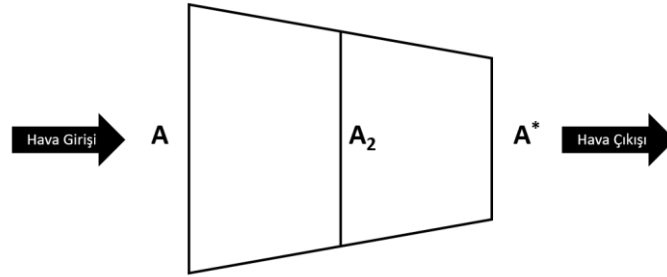
| | |
|---------------------------|--------|
| M (Mach Sayısı) | 0,338 |
| V (Hız) [m/s] | 133,28 |
| a (Ses Hızı) [m/s] | 393,93 |

| | |
|--|---------|
| ρ (yoğunluk) [kg/m ³] | 1,64 |
| A (Yüzey Alanı) [mm ²] | 1960,64 |
| T ₁ (Sıcaklık) [°K] | 386,15 |

Yönlendirme kanatçıkları simetrik olacak şekilde düşünülüp 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) arasındaki korelasyonlara bakılmıştır. İlk olarak giriş yapan havanın mevcut Mach sayısında alınmış, sonrasında hava çıkışının 1 Mach sayısında olabilmesi için lülenin giriş ve çıkış alanı oranı hesaplanmıştır. Bu hesaplama Denklem 13'te yer verilmiştir.

$$\frac{A}{A^*} = \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{-\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} * \frac{(1+\frac{\gamma-1}{2}*M^2)^{\frac{\gamma+1}{2}}}{M} \quad (13)$$

Denklem 13 çözdürüldüğünde, A/A* oranının 1.83 olduğu, çıkan havanın Mach sayısının 1 olması için gerekli çıkış alan değerinin (A*) 1071.07 mm² olduğu hesaplanmıştır. Çıkan havanın Mach sayısının 1'in altında olması tasarım için ön plandadır. Bu doğrultuda lülenin boyu daha kısa tutularak istenilen Mach sayısına ulaşması sağlanmaktadır. Lülenin temsili görseline Şekil 4'te yer verilmiştir.



Şekil 4 Lüle Şematiği

Şekil 4 incelendiğinde A havanın giriş yaptığı alanı, A* havanın çıkış yaptığı, A₂ ise istenilen çıkış Mach sayısına göre lülenin boyunun kısaltılıp belirlenen çıkış alanını temsil etmektedir. Farklı Mach sayıları, Denklem 13'te kullanılarak, A/A* oranları elde edilmiştir. Denklem 13 üzerinden bulunan A* değeri ile bu oranlar çarpılarak A₂ değerleri elde edilmiştir. Bu A₂ değerleri, yönlendirici kanatçık sayısına bölünerek iki kanatçık arası hava çıkış alanları hesaplanmıştır. Daha sonra bu değer kanatçık yüksekliği olan 9.49 mm değerine bölünerek, 1 boyutlu olan iki kanat arasındaki havanın çıkış yaptığı mesafe bulunmuştur. Bu değer, kanatçık profilinde en dar olan bölge olduğu için boğaz olarak da adlandırılabilir.

Veriler incelendiğinde, hava çıkışı tarafında iki kanatçık arası mesafelerdeki değişimin çıkış Mach sayısını büyük oranda etkilediği gözlemlenmiştir. Özellikle 0.9 ve 0.95 Mach sayısında çıkış istenildiğinde, iki kanatçık arası mesafenin 0.05 mm olduğu saptanmıştır. Bu noktada sınır tabakası etkisi kritik rol oynamaktadır. Sınır tabakasının etkisi ile bu değerde küçülme gözlemlenecektir. Bu sebep göz önünde bulundurulduğunda, çıkış Mach sayısının 0.9'dan az olması gerekmektedir. Güvenli bir bölge yaratılması adına çıkış Mach sayısının çok düşük olup türbin rotoru ile yönlendirici kanatçıklar arası hız farkının çok olmaması için çıkış Mach sayısının 0.75 olması ön görülmüştür. Böylece sınır tabakasının etkisi çıkış Mach sayısını çok etkilemeyecektir. Sınır tabakası etkisi hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak incelenmiştir.

Bir boyutlu hesaplamalarla yapılan yaklaşımlara ek olarak, farklı yönlendirme kanatçıkları kullanılarak HAD analizleri yapılmıştır. 3 farklı yönlendirici kanatçık profili incelenmiştir. Bütün yönlendirici kanatçık profillerinde 17 adet kanatçık bulunmaktadır.

Yönlendirici Kanatçık Sayısal Ağ Çalışmaları: Kanatçık profilleri belirlendikten sonra sayısal ağ, bütün profillere örülmüştür. Kanatçık profillerine ortalama 440000 sayısal ağ noktası örülmüştür ve çarpıklık değeri (skewness) 0.94'tür. Sayısal ağ çalışmaları ANSYS Mesher programında yapılmıştır.

Yönlendirici Kanatçık Analiz Ayarları: Yönlendirici kanatçık analizi için iki akış hacmi tanımlanmıştır. Bunlardan biri türbin rotorunun bulunduğu akış hacmidir diğer hacim ise yönlendirici kanatçıkların bulunduğu hacimdir. Rotorun bulunduğu hacme, dönme hızı 49000 rpm olarak tanımlanmıştır. Analiz zamandan bağımsız olacak şekilde 500 iterasyon ile koşturulmuştur. Çözücü olarak ANSYS CFX

kullanılmıştır. Analize bulunan hacimlere akışkan olarak hava ideal gaz olarak, türbülans modeli ise SST k- ω olarak tanımlanmıştır.

Giriş sınır koşulu olarak, yönlendirici kanatçıkların girişine toplamda 113 °C sıcaklıkta, 0,43 kg/s hava debisi tanımlanmıştır. Çıkış sınır koşulunun tanımlandığı akış hacmi türbin rotorunun bulunduğu hacimdir. Bu noktada 55 kPa ortalama statik basınç değeri çıkış basıncı olarak tanımlanmıştır. Son olarak yanal yüzeylerde periyodik sınır koşulu girilerek rotor analiz edilmiştir.

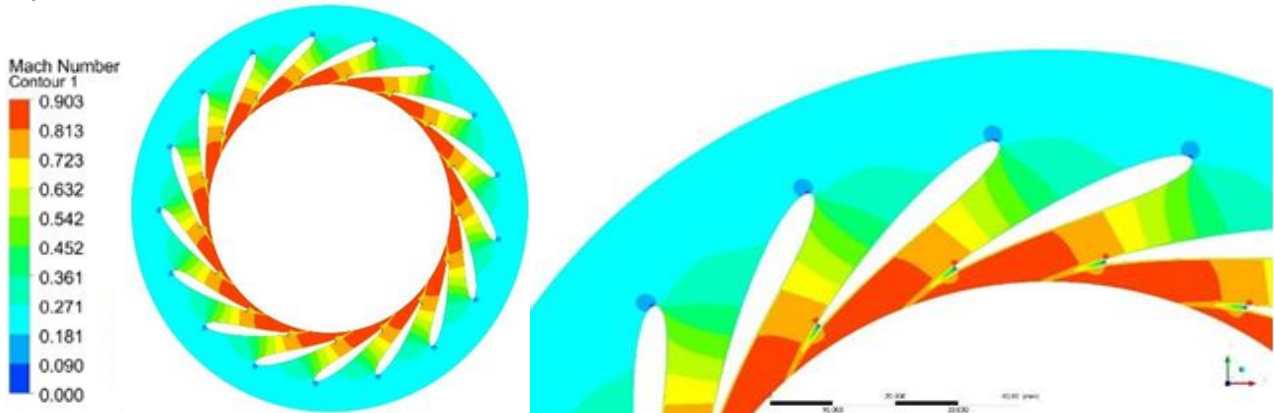
Analiz belirtilen sınır koşulu ve ayarlarda 500 iterasyon koşuturduktan sonra kalıntı değerleri (residual) incelenmiştir. Kalıntıların periyodik salınım yaptığı ve bu değerlerin 10^{-3} 'den daha küçük olduğu gözlemlenmiştir. Giriş basıncının iterasyondan bağımsız hale gelip, bu değer değişmediği gözlemlenmiştir. Bütün bu incelemeler sonunda analizin yakınsadığı varsayılmıştır.

Yönlendirici Kanatçık Analiz Sonuçları: 3 farklı yönlendirici kanatçık profili için aynı sayısal ağ ayarları ve analiz ayarları kullanılmıştır. Sonuç olarak incelenen temel parametre, yönlendirici kanatçıklar arasından geçen akışın Mach sayısının dağılımıdır. Bu parametrenin incelenmesinin sebebi 1 boyutlu hesaplamalar ile elde edilen iki kanatçık arası mesafeye ek olarak sınır tabakasının Mach sayısına etkisidir. Yüksek Mach sayısının elde edilmesi yönlendirici kanatçıktan rotora yüksek hızda akışın nüfuz etmesine sebebiyet verecektir. Bu durum rotor üzerinde, aerodinamik stabilizasyon problemleri yaratabilir.

3 farklı yönlendirici kanatçık profilinin analiz sonuçları incelenmiştir. NACA 0014, iki kanatçık arasına akışın 0.2 Mach sayısı ile giriş yaptığı ve kanatçıklardan ayrılırken ki Mach sayısının ise 0.939 olduğu gözlemlenmiştir. Mach sayısı dağılımı incelendiğinde kanatçıklar arası herhangi bir şok görseline rastlanmamıştır. Çıkış Mach sayısının 1'e yakın olması kritiktir. Ayrıca kanatçığa gelen akışın, kanatçık üzerinde durduğu bölgenin (stagnation) büyüklüğü gözlemlenmiştir.

NACA 0012 kodlu kanatçık profilinin analiz sonrası Mach sayısı dağılımı incelenmiştir. İncelenme yapılırken, iki kanatçık arasına akışın 0.2 Mach sayısı ile giriş yaptığı ve kanatçıklardan ayrılırken ki Mach sayısının ise 0.918 olduğu gözlemlenmiştir. Mach sayısı dağılımı incelendiğinde kanatçıklar arası herhangi bir şok görseline rastlanmamıştır. Maksimum Mach sayısının NACA 0014'e göre daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca kanatçığa gelen akışın kanatçık üzerinde durduğu bölgenin (stagnation) NACA 0014'e göre daha küçük olduğu gözlemlenmiştir.

NACA 0012 TE 0.33mm kodlu kanatçık profilinin analiz sonrası Mach sayısı dağılımına Şekil 5'te yer verilmiştir. Şekil 5 incelendiğinde iki kanatçık arasına akışın 0.2 Mach sayısı ile giriş yaptığı ve kanatçıklardan ayrılırken ki Mach sayısının ise 0.903 olduğu gözlemlenmiştir. Mach sayısı dağılımı incelendiğinde kanatçıklar arası herhangi bir şok görseline rastlanmamıştır. Maksimum Mach sayısının NACA 0014 ve NACA 0012'ye göre daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca kanatçığa gelen akışın, kanatçık üzerinde durduğu bölgenin (stagnation) NACA 0014'e göre daha küçük olduğu gözlemlenmiştir. Bütün yönlendirici kanatçıkları profilleri incelendiğinde en iyi sonuçların NACA 0012 TE 0.3 mm'de olduğu gözlemlenmiştir. Bu doğrultuda türbin tüm modelinde bu kanatçık profili tercih edilmiştir. Bir boyutlu hesaplamalarda Mach sayısı 0.75 olacak şekilde tasarım yapılmıştır. Yapılan analizler sonrası en iyi sonuç veren yönlendirici kanatçık profilinde akışın, 0.903 Mach sayısında ulaştığı gözlemlenmiştir. Bunun temel sebebi sınır tabakası etkisidir.



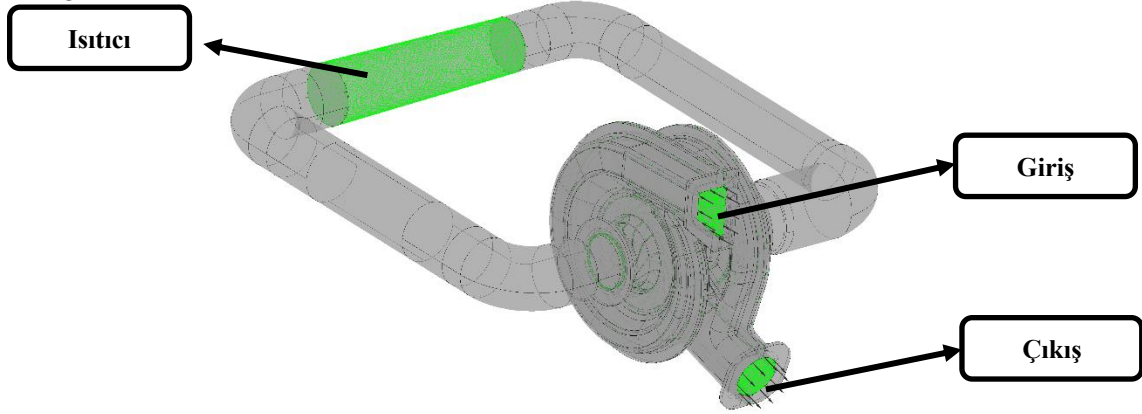
Şekil 5 NACA 0012 TE 0.3 mm Mach Sayısı Dağılımı

Tüm Sistem 3 Boyutlu HAD Analizleri

Hava Çevrim Makinesi, test ile doğrulanmadan önce, tüm sistem bileşenlerinin yer aldığı HAD analizi yapılmıştır. Sistem bileşenleri olarak türbin ve kompresör rotorları, salyangozları, türbin yönlendirici kanatçıkları, borulamalar ve ısıtıcı yer almaktadır.

Tüm sistem 3 boyutlu HAD analizlerinde, sayısal ağ çalışmaları ANSYS Mesher programı üzerinde gerçekleştirilmiştir. Sonuçların sayısal ağlardan bağımsız hale getirilmesi adına 2 farklı sayısal ağ çalışması yapılmıştır. İlk iterasyonda toplamda 30 milyon sayısal ağ noktası kullanılmış olup, sonraki çalışmada 107 milyon sayısal ağ noktası kullanılmıştır. Sayısal ağ görsellerine Şekil 7’de yer verilmiştir. Türbin rotoru üzeri $y+$ dağılımlarına Şekil 9’da yer verilmiştir. 30 milyon sayısal ağ nokta sayısına sahip türbin rotorunda $y+$ değerinin 30’un üzerinde olduğu, 107 milyon sayısal ağ nokta sayısına sahip türbin rotorunda ise 0 ile 11 arasında olduğu gözlemlenmiştir.

Tüm sistem 3 boyutlu HAD analizlerinde çözücü olarak ANSYS CFX programı kullanılmış olup sınır koşullarının gösterimine Şekil 6’da yer verilmiştir.



Şekil 6 Tüm Sistem 3B HAD Analizi Sınır Koşulu Gösterimi

Giriş hava sıcaklığı 113 °C, kütleli hava debisi 0.43 kg/s olarak tanımlanmıştır. Çıkış yapan havanın statik basınç değeri 90 kPa olarak tanımlanmıştır. Isıtıcı sınır koşulu olarak avionikleri simüle eden ısı yükleri Şekil 6’da belirtilen hacim üzerine tanımlanmıştır.

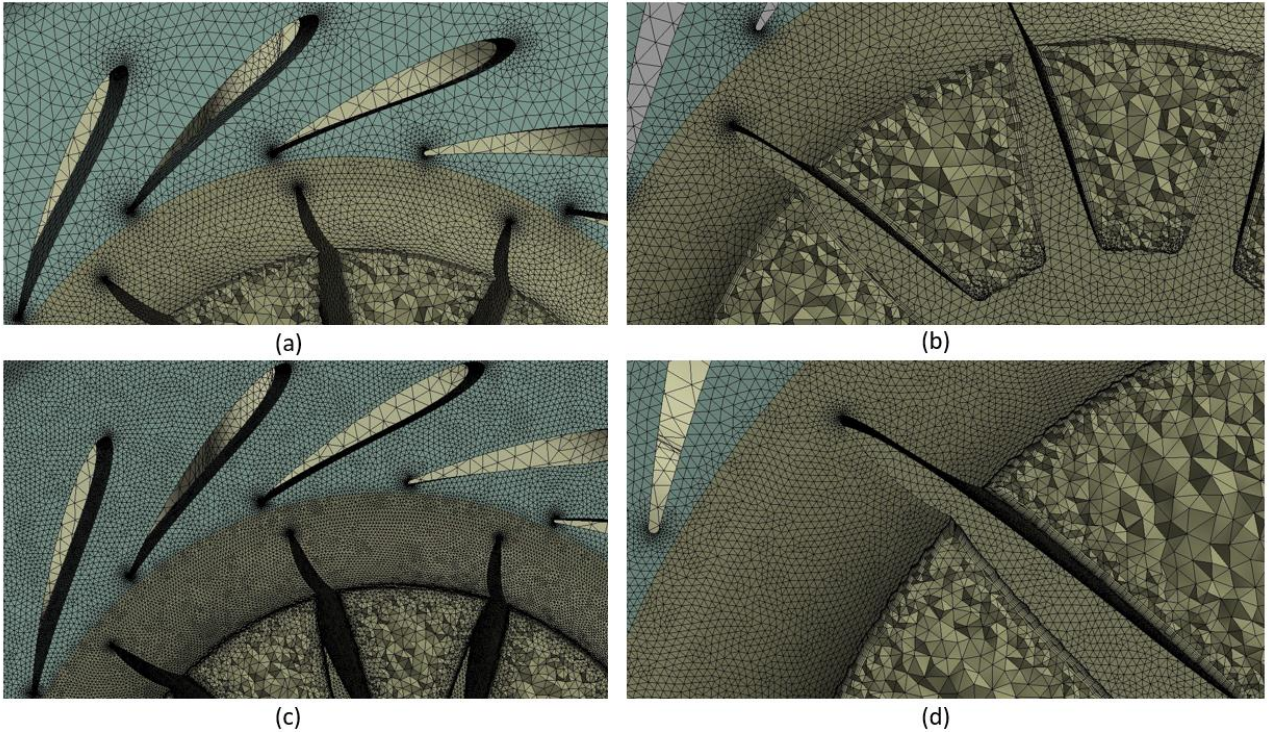
Türbin ve kompresör rotorları için benzer sınır koşulları tanımlanmıştır. Akışkan tipi olarak havanın ideal gaz olarak tanımlanması yapılmış olup devir sayısı olarak 49000 rpm tanımlanmıştır. Analizde türbülans modeli olarak RNG $k-\epsilon$ kullanılmış olup, duvar fonksiyonları “Scalable” olarak tanımlanmıştır.

30 milyon sayısal ağ nokta sayısına sahip HAD analizi, belirtilen sınır koşulu ve ayarlarda 7400 iterasyon koşturulduktan sonra kalıntı değerleri (residual) incelenmiştir. Kalıntıların periyodik salınım yaptığı ve bu değerlerin 10^{-3} ’ten daha küçük olduğu gözlemlenmiştir. Türbin giriş basıncı; türbin çıkış sıcaklığı ve tork değerlerinin iterasyondan bağımsız hale getirilip, bu değerlerdeki değişimin ihmal edilebilir seviyede olduğu gözlemlenmiştir. Bütün bu incelemeler sonucunda analizin yakınsadığı varsayılmıştır. Kalıntı değerleri olarak momentum-süreklilik, türbülans ve enerji denklemlerinin parametreleri incelenmiştir.

2 farklı sayısal ağ çalışmasının sonuçlarına Tablo 7’de yer verilmiştir. Tablo 7 incelendiğinde fark değerinin %3’ün altında olduğu gözlemlenmiştir.

Tablo 7 Tüm Sistem 3B HAD Analizi Sayısal Ağ Bağımsızlık Çalışması

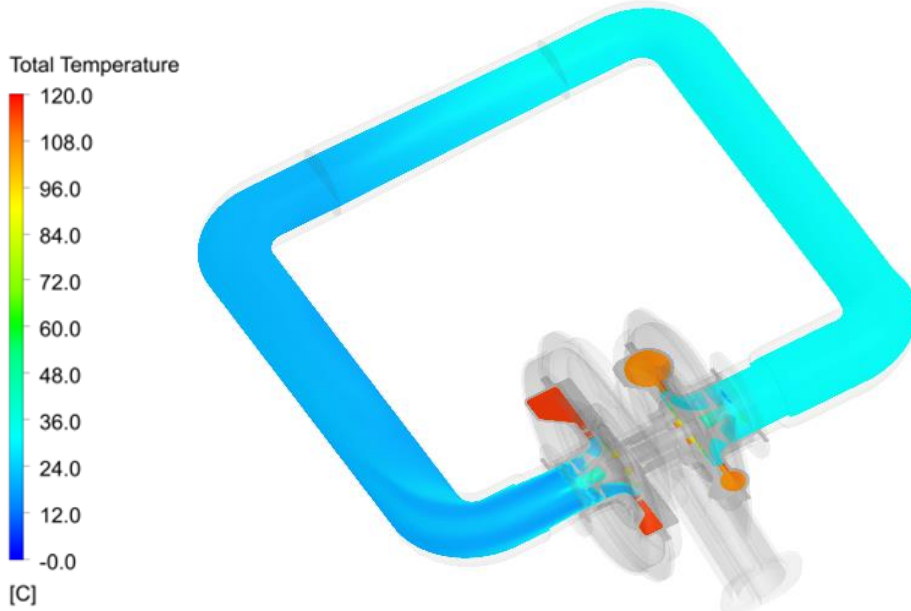
| Parametreler | 107M | 30M | Fark [%] |
|---------------------------------------|-------|-------|----------|
| Türbin Çıkış Toplam Sıcaklığı [°C] | 20,7 | 20,2 | 2,5 |
| Türbin Tork [Nm] | 8,07 | 8,12 | 0,6 |
| Kompresör Tork [Nm] | -6,31 | -6,43 | 1,9 |
| Giriş Toplam Basıncı [kPa] | 164.4 | 165.2 | 0,5 |
| Çıkış Toplam Basıncı [kPa] | 96.4 | 96.4 | 0,0 |
| Kompresör Çıkış Toplam Sıcaklığı [°C] | 107,2 | 109,9 | 2,5 |
| Türbin Gücü [kW] | 41.39 | 41.65 | 0,6 |
| Kompresör Gücü [kW] | 32.38 | 32.97 | 1,8 |



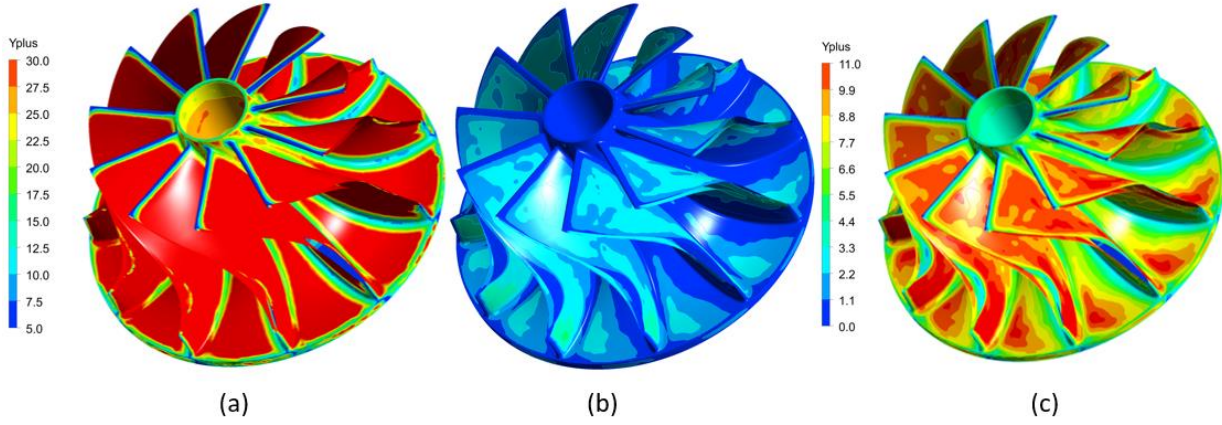
Şekil 7 Türbin Rotoru Sayısal Ağ Görselleri (a) 30 Milyon, (b) 30 Milyon Yakınlaştırılmış, (c) 107 Milyon, (d) 107 Milyon Yakınlaştırılmış

107 milyon sayısal ağ noktasına sahip, HAD analizine ait tüm sistemin kesit sıcaklık dağılımına Şekil 8'de, türbin kesiti sıcaklık dağılımına Şekil 10'da, yer verilmiştir.

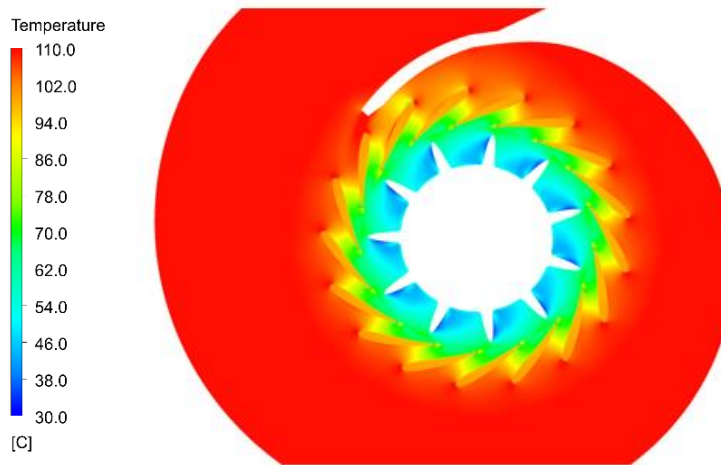
İki farklı sayısal ağ çalışmasına sahip HAD analizlerine ait türbin rotoru toplam basınç dağılımına Şekil 11'de, türbin ve kompresör rotoru Mach sayısı dağılımına Şekil 12'de yer verilmiştir.



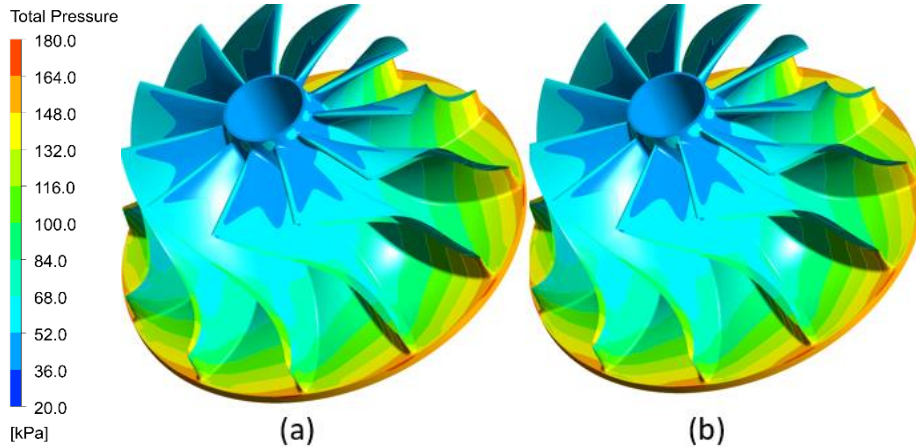
Şekil 8 107 Milyon Sayısal Ağ Nokta Sayıslı HAD Analizi Tüm Sistem Toplam Sıcaklık Kesit Görseli



Şekil 9 İki Farklı Sayısal Ağ için Türbin Rotoru Üzeri y^+ Dağılımları (a) 30 Milyon, (b) 107 Milyon, (c) 107 Milyon



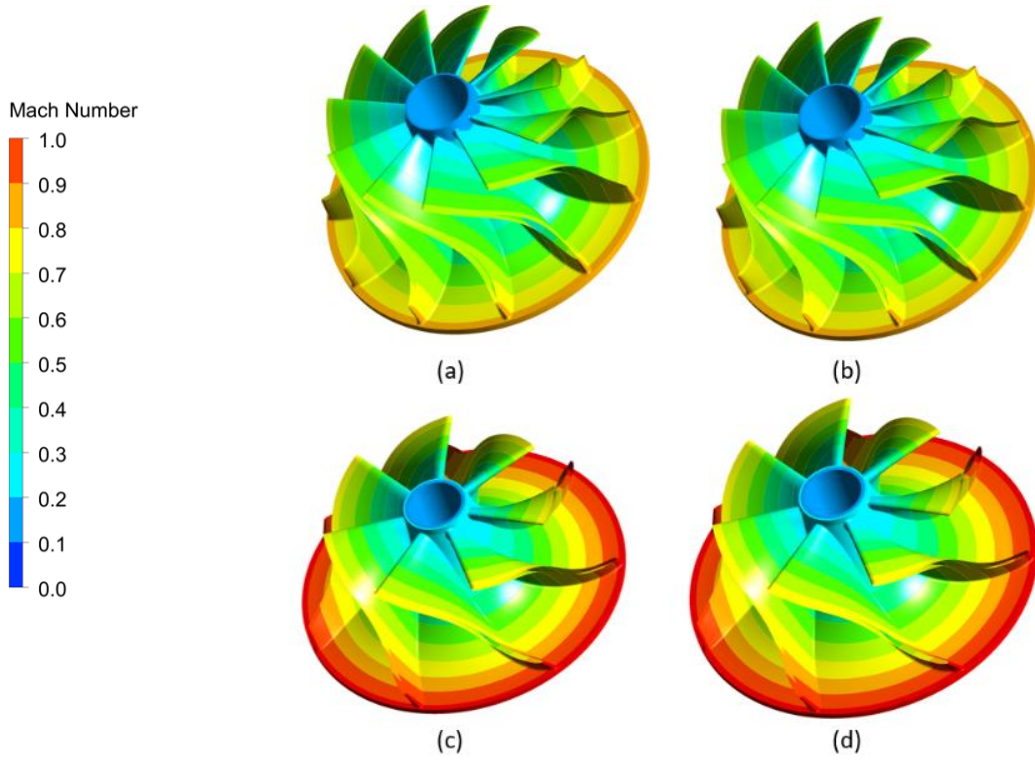
Şekil 10 107 Milyon Sayısal Ağ Nokta Sayısına Sahip HAD Analizi Türbin Sıcaklık Kesit Görseli



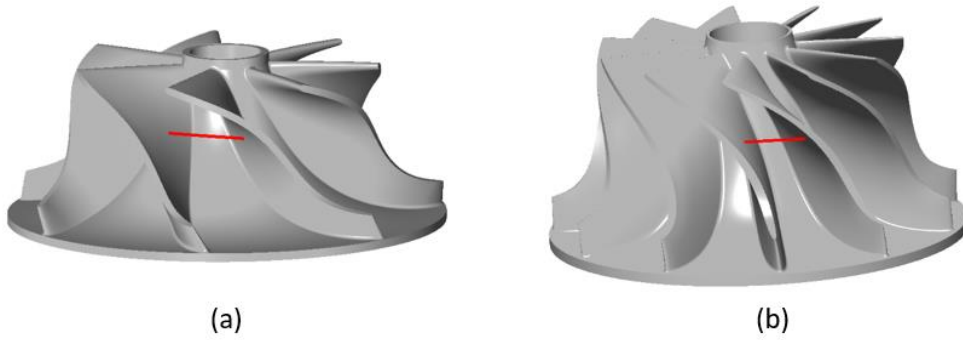
Şekil 11 İki Farklı Sayısal Ağ için Türbin Rotoru Mutlak Koordinat Toplam Basınç Görselleri (a) 30 Milyon, (b) 107 Milyon

Şekil 8 ve Şekil 10'da, 107 milyon sayısal ağ nokta sayısına sahip kesit sıcaklıklara yer verilmiş olup, 30 milyon sayısal ağ nokta sayısına sahip HAD analizi kesit sıcaklık dağılımları ile arasında gözle görünür bir fark görseline rastlanmamıştır.

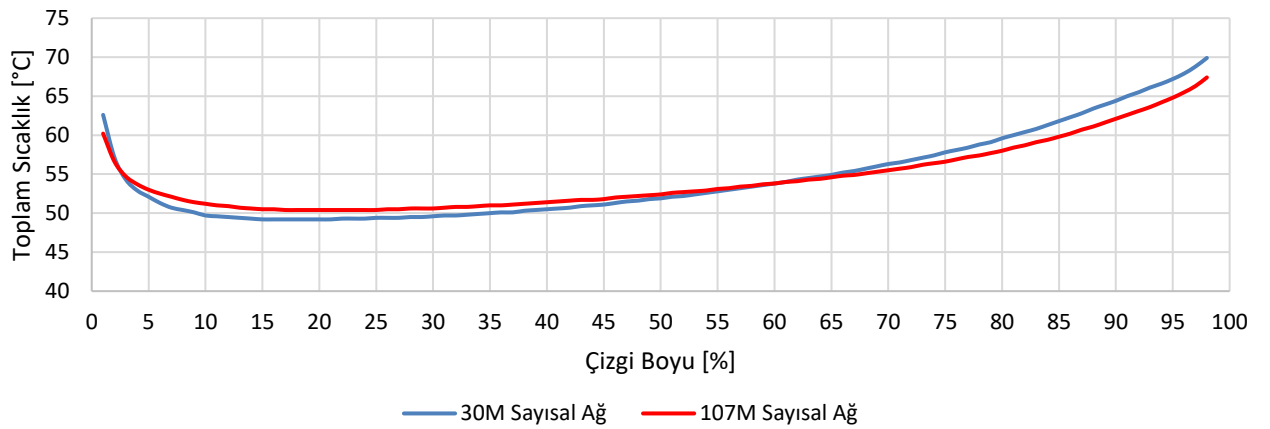
Şekil 13'te türbin ve kompresör rotorları üzeri, iki kanatçık arası emme ve basınçlı tarafları referans alınarak çizilen çizgiye ait görselle yer verilmiştir. Kompresör rotorunda bulunan çizgi boyunca toplam sıcaklık değişiminin farklı sayısal ağlar ile karşılaştırılmasına Şekil 14'te, toplam basınç değerinin karşılaştırılmasına ise Şekil 15'te yer verilmiştir. Türbin rotorunda bulunan çizgi boyunca toplam sıcaklık değişiminin farklı sayısal ağlar ile karşılaştırılmasına Şekil 16'da, hız değerinin karşılaştırılmasına ise Şekil 17'de yer verilmiştir.



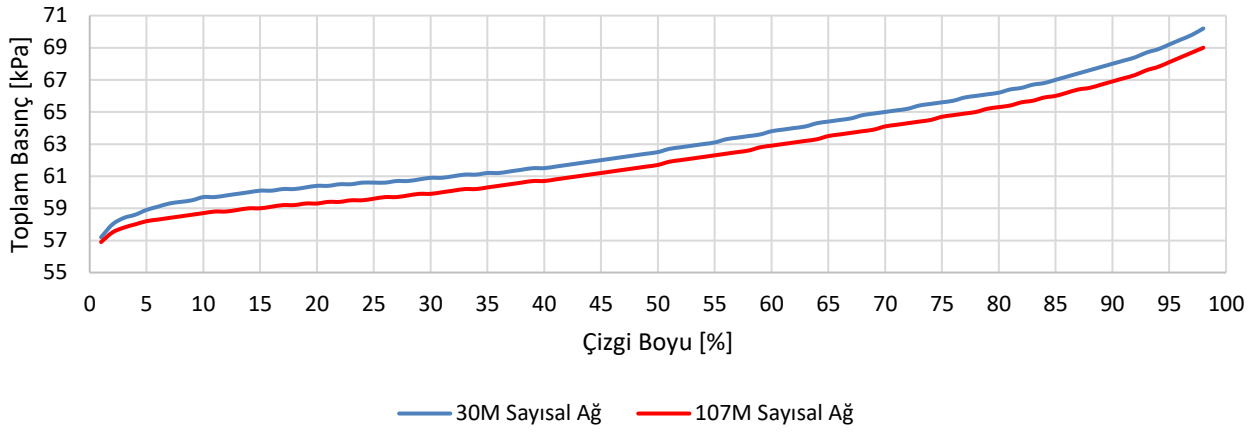
Şekil 12 İki Farklı Sayısal Ağ için Türbin ve Kompresör Rotoru Mutlak Koordinat Sistemindeki Mach Sayısı Dağılımı (a) 30 Milyon Türbin Rotoru, (b) 107 Milyon Türbin Rotoru, (c) 30 Milyon Kompresör Rotoru, (d) 107 Milyon Kompresör Rotoru



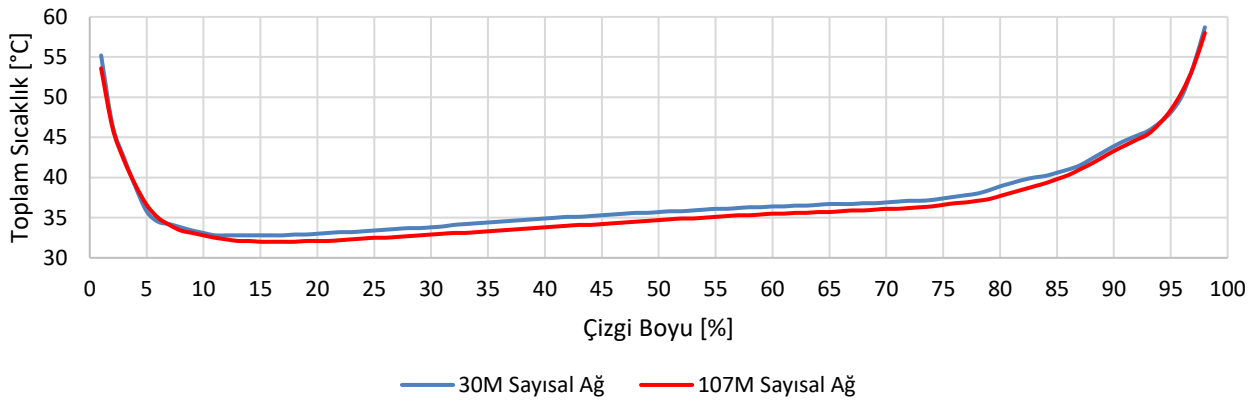
Şekil 13 İki Kanatçık Arası Veri Alınan Çizgi Konumu (a) Kompresör Rotoru, (b) Türbin Rotoru



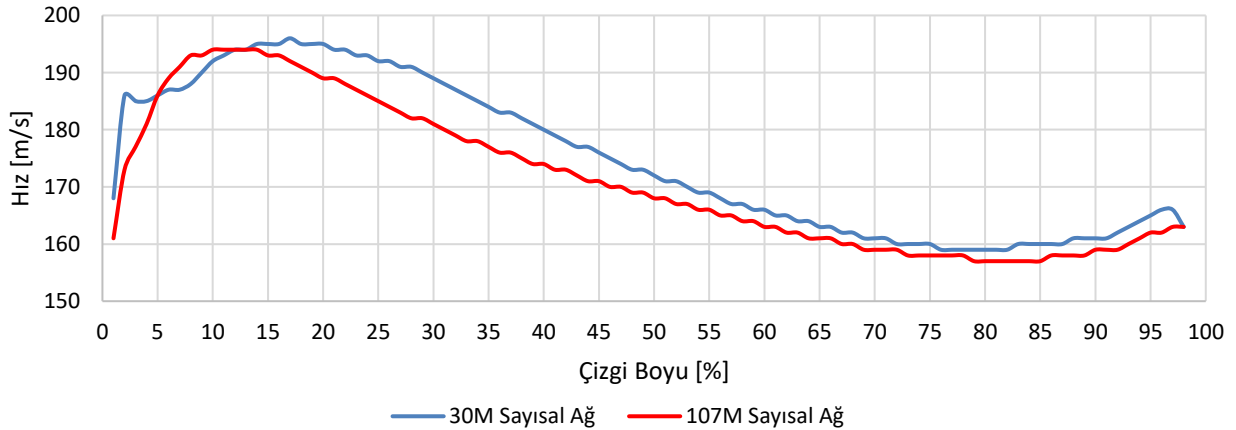
Şekil 14 Kompresör Mutlak Koordinat Sistemindeki Toplam Sıcaklık Sayısal Ağ Karşılaştırma Grafiği



Şekil 15 Kompresör Mutlak Koordinat Sistemindeki Toplam Basınç Sayısal Ağ Karşılaştırma Grafiği



Şekil 16 Türbin Mutlak Koordinat Sistemindeki Toplam Sıcaklık Sayısal Ağ Karşılaştırması



Şekil 17 Türbin Mutlak Koordinat Sistemindeki Hız-Sayısal Ağ Karşılaştırma Grafiği

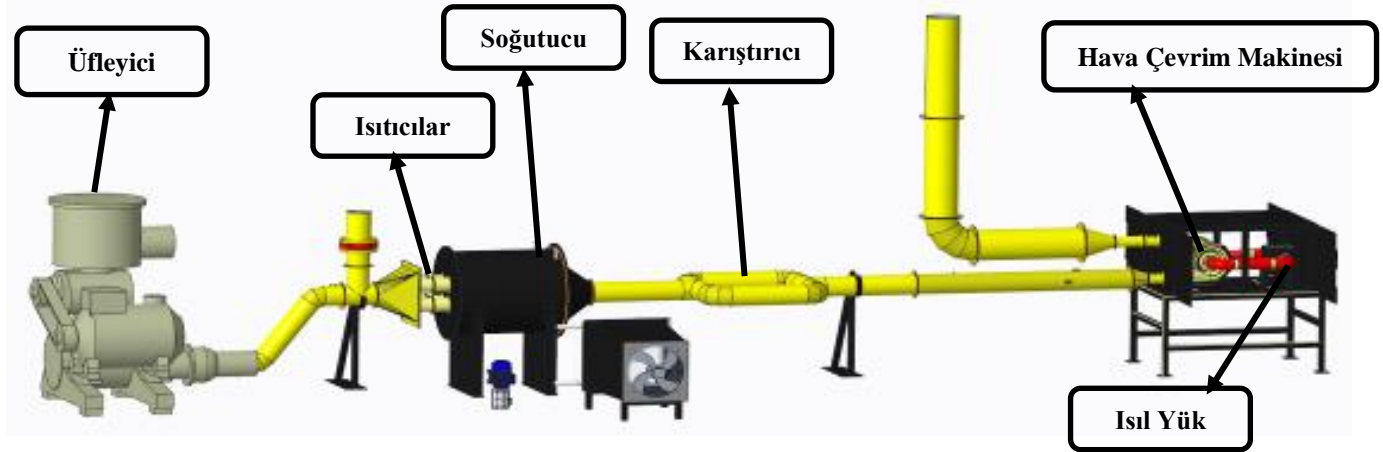
Hava Çevrim Makinesi Performans Test Düzeneği

Hava Çevrim Makinesi'ne (HÇM) ait performans denemelerinin yapılabilmesi için hazırlanan test düzeneğinin 3 boyutlu çizimine Şekil 18'de yer verilmiştir. Şekil 18 incelendiğinde, test düzeneğinde hava debisini sağlamak için bir adet üfleyici yer almaktadır. Üfleyiciden çıkan hava, ısıtıcılar ile ısıtılmaktadır. Isıtıcılardan çıkan havanın fazla ısınması durumunda 113 °C'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 basınç değeri okunduktan sonra HÇM'ye girmesi

sağlanmaktadır. HÇM'nin, ilk olarak türbinine giren hava, türbinden sonra sıcaklık ve basınç değeri okunması ile ısı yükünün bulunduğu eşanjöre gitmektedir. Bu noktada, avioniklerdeki ısı yük simüle edildikten sonra hava, kompresöre gitmektedir. Havanın kompresör girişinde (ısı yük çıkışında) ve çıkışında, sıcaklık ve basınç değeri okunduktan sonra dış ortama tahliyesi gerçekleştirilmektedir.

Test düzeneğinde veriler zamandan bağımsız hale gelene kadar test gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, türbin hava giriş sıcaklığı 113.3 °C iken, türbin çıkışı hava sıcaklığının 37.3 °C olduğu gözlemlenmiştir. 45000 rpm değerindeki dönme hızında gerçekleştirilen testte, HÇM, yaklaşık olarak 0.411 kg/s değerinde hava ile beslenmiştir.

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 kaçakları ve HÇM üretiminde gerçekleştirilen rotor ile salyangoz arasındaki tolerans değeridir.



Şekil 18 HÇM Test Düzeneği 3 Boyutlu Çizim Görseli

Mevcut test verilerinin, HAD analizleri ile karşılaştırılması adına, daha önce hazırlanmış olan tüm sistem 3 boyutlu HAD analiz modeli, test verilerinde yer alan sınır koşuluna göre tekrar oluşturulmuştur.

Tüm sistem 3 boyutlu HAD analizine, giriş sınır koşulu olarak, giriş hava sıcaklığı 113.3 °C, havanın kütleli debisi 0.411 kg/s, çıkış yapan havanın statik basınç değeri 90 kPa olarak tanımlanmıştır.

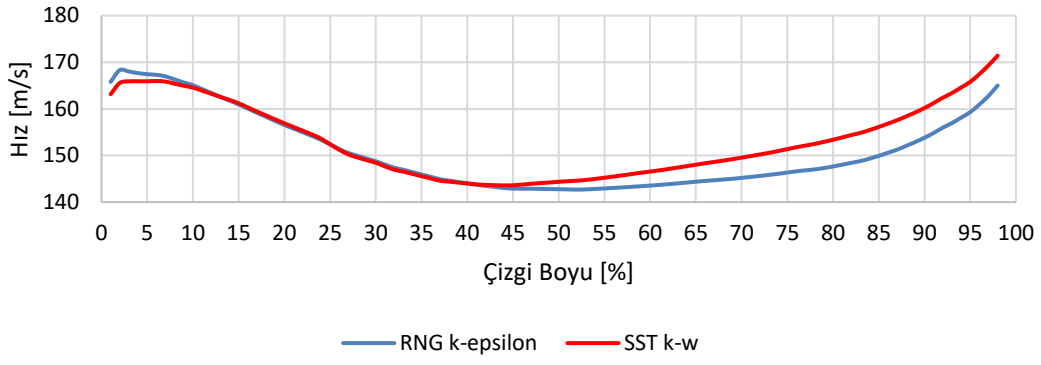
Türbin ve kompresör rotorları için benzer sınır koşulları tanımlanmıştır. Akışkan tipi olarak havanın ideal gaz olarak tanımlanması yapılmış olup devir sayısı olarak 45000 rpm tanımlanmıştır. Analize türbülans modeli olarak RNG k- ϵ , duvar fonksiyonları olarak "Scalable" girdi sağlanmıştır.

Analiz, belirtilen sınır koşulu ve ayarlarda 5000 iterasyon oluşturulduktan sonra kalıntı değerleri (residual) incelenmiştir. Kalıntıların periyodik salınım yaptığı ve bu değerlerin 10^{-3} 'ten daha küçük olduğu gözlemlenmiştir. Türbin giriş basıncı; türbin çıkış sıcaklığı ve tork değerlerinin iterasyondan bağımsız hale getirilip, bu değerlerin değişmediği gözlemlenmiştir. Bütün bu incelemeler sonunda analizin yakınsadığı varsayılmıştır. Kalıntı değerleri olarak momentum-süreklilik, türbülans ve enerji denklemlerinin parametreleri incelenmiştir. İlgili HAD analizine ait hız dağılımlarına Şekil 22'de yer verilmiştir.

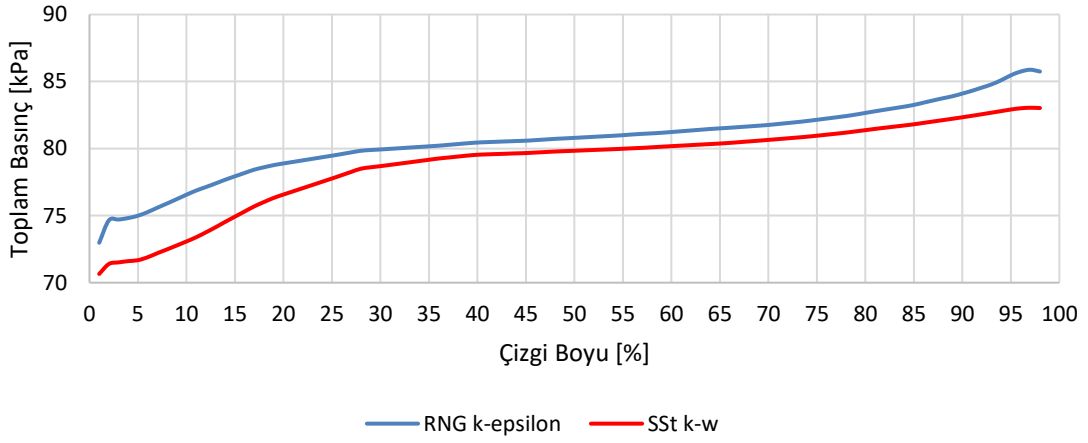
Bu HAD analizine ek olarak, aynı giriş sınır koşullarına ve sayısal ağ çalışmasına sahip türbülans modeli farklı olan bir HAD analizi daha oluşturulmuştur. Bu HAD analizinde, türbülans SST k- ω kullanılmıştır. Bu HAD analizi ile 30 Milyon sayısal ağ nokta sayısına sahip HAD analizi için türbülans modeli çalışması tamamlanmış olmaktadır.

İki farklı türbülans modeline sahip HAD analizleri ile test sonuçlarının karşılaştırılmasına Tablo 8'de yer verilmiştir. Tablo 8 incelendiğinde RNG k- ϵ HAD analiz sonuçları ile test verilerinin büyük ölçüde uyum içerisinde olduğu, hata oranlarının %8'in altında kaldığı, SST k- ω türbülans modeli HAD analiz sonuçları ile farkın sıcaklık değişkeninde %17 mertebelerinde olduğu gözlemlenmiştir. Yapılan bu çalışmada ile RNG k- ϵ türbülans modeline sahip HAD analiz sonuçlarının, test verisi ile büyük ölçüde benzerlik gösterdiği saptanmıştır.

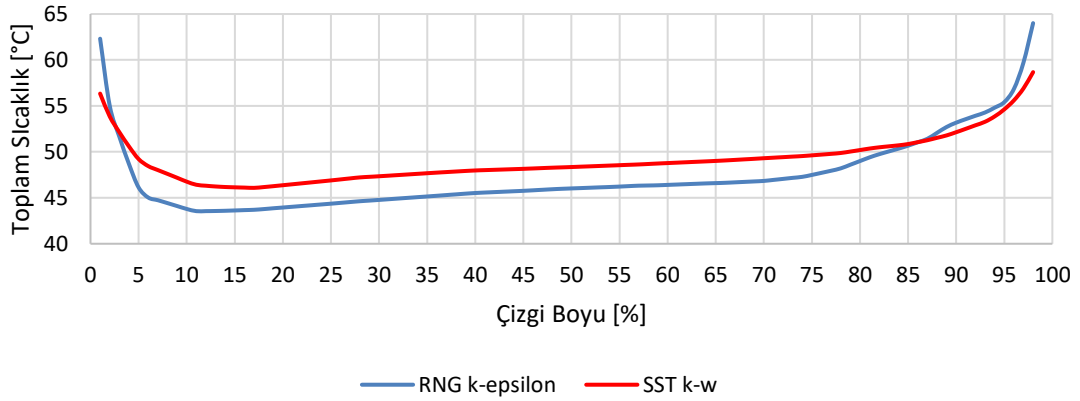
SST k- ω ile RNG k- ϵ türbülans modellerine ait kompresör iki kanatçığı arası hız karşılaştırmasına Şekil 19'da, türbin iki kanatçığı arası basınç ve sıcaklık karşılaştırılmalarına sırasıyla Şekil 20 ve Şekil 21'de yer verilmiştir.



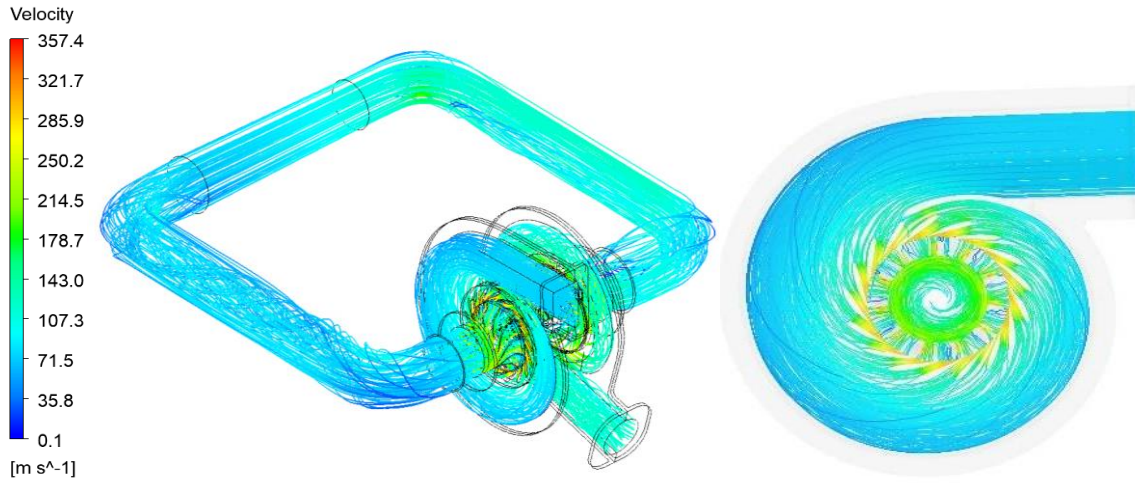
Şekil 19 Kompresör Mutlak Koordinat Sistemindeki Hız Türbülans Modeli Karşılaştırma Grafiği



Şekil 20 Türbin Mutlak Koordinat Sistemindeki Toplam Basınç Türbülans Modeli Karşılaştırma Grafiği



Şekil 21 Türbin Mutlak Koordinat Sistemindeki Toplam Sıcaklık Türbülans Modeli Karşılaştırma Grafiği



Şekil 22 RNG k-ε Türbülans Modeli, Tüm Sistem 3B HAD Analizi Hız-Akış Çizgileri Dağılımı

Tablo 8 HAD Analizi-Test Verisi Karşılaştırma Tablosu

| Parametreler | Test Sonuçları | RNG k-ε Sonuçları | RNG k-ε vs Test Fark [%] | SST k-ω Sonuçları | SST k-ω vs Test Fark [%] |
|-------------------------------------|----------------|-------------------|--------------------------|-------------------|--------------------------|
| Türbin Hava Çıkış Sıcaklığı [°C] | 37,3 | 35,9 | 3,7 | 36,1 | 3,2 |
| Türbin Hava Giriş Basıncı [kPa] | 154 | 161,9 | 5,1 | 159,3 | 3,4 |
| Türbin Hava Çıkış Basıncı [kPa] | 63,8 | 67,6 | 5,9 | 65,3 | 2,3 |
| Kompresör Hava Çıkış Sıcaklığı [°C] | 102,4 | 102,3 | 0,1 | 94,9 | 7,3 |
| Kompresör Hava Giriş Sıcaklığı [°C] | 39,8 | 36,5 | 8,2 | 32,9 | 17,3 |
| Kompresör Hava Giriş Basıncı [kPa] | 55,3 | 56,2 | 1,6 | 53,8 | 2,7 |

Belirsizlik Çalışması: Yapılan çalışma kapsamında gerçekleştirilen test, ortam koşulunda yapılmıştır. Havanın geçtiği kanallar üzerinde yalıtım malzemesi kullanılmış olsa da kanaldan ortama ısı transferi gerçekleşmiştir. Kanal içerisindeki sıcaklık dağılımı duvar kenarından orta noktaya artan bir profildir. Test esnasında, kanal içerisindeki akışın, orta noktasından (en sıcak nokta) sıcaklık ölçümleri alınmıştır. HAD analiz sonuçlarında, sıcaklık, kesit üzeri kütleli debi ortalamalı alınmıştır. Ölçüm noktalarındaki bu farklılık sonuçlara yansımaktadır.

UYGULAMALAR VE DEĞERLENDİRME

Yapılan çalışmanın ilk aşamasında, uçuş koşuluna göre türbine giren havanın sıcaklık basınç değerleri hesaplanmıştır. Daha sonra hava debisi, devir sayısı, rotor çapı gibi parametrelerde öngörüler yapılarak türbin verimi belirlenmiştir. Türbin veriminin belirlenmesiyle türbinden çıkan havanın sıcaklık, basınç değerleri ve türbinin ürettiği güç değeri izentropik bağıntılar kullanılarak hesaplanmıştır. Benzer işlemler kompresör için tekrarlanmış ve aynı çıktılar elde edilmiştir. Bir boyutlu hesaplamalardan elde edilen çıktılar, ANSYS Vista RTD ve CCD'ye girdi olarak tanımlanıp, rotor geometrileri elde edilmiştir.

Bir boyutlu hesaplamaların tamamlanmasıyla türbin için yönlendirici kanatçık tasarımı yapılmıştır. Literatürde bulunan çeşitli yönlendirici kanatçık profilleri incelenmiştir. İzentropik bağıntılar kullanılarak yönlendirici kanatçık çıkış Mach sayısı 0,75 kabul edilerek tasarım yapılmıştır. Farklı yönlendirici kanatçık profillerinden NACA 0012 TE 0,3 mm isimli profilin Mach sayısı dağılımı incelendiğinde, yönlendirici kanatçıkların çıkışında en düşük Mach sayısına sahip olduğu gözlemlenmiştir. Düşük Mach sayısına sahip bu profil, akışın boğulmasına (choked) karşı en düşük Mach sayısına sahip profil olduğu için seçilmiştir.

Yönlendirici kanatçıkların belirlenmesiyle, türbin ve kompresör için tasarlanan salyangoz geometrileri ile beraber tüm sistem bileşenlerinin yer aldığı 3 boyutlu HAD analizi oluşturulmuştur. Bu analiz içerisinde türbin ve kompresör sistemlerine ek olarak borulama ve ısıtıcı da modellenmiştir. Tüm sistemin modellenmesindeki amaç, test düzeneğine en yakın HAD analizini gerçekleştirebilmektir. Bu analiz kapsamında sayısal ağ çalışması yapılmış olup, 30 milyon ve 107 milyon sayısal ağ noktalarına sahip iki farklı HAD analizi oluşturulmuştur. Bu analizlere ait y+ değerleri incelendiğinde, 30 milyon sayısal ağ nokta sayısına sahip analizin y+ değerinin 30'un üzerinde olduğu, 107 milyon sayısal ağ nokta sayısına sahip analizin y+ değerinin 0 ile 11 arasında olduğu gözlemlenmiştir. y+ değerleri gözden geçirildiğinde duvar kenarlarının yüksek hassasiyet ile çözümlenemediği gözlemlenmiştir. Analiz sonuçları incelenirken çeşitli sıcaklık, basınç ve Mach sayısı dağılımları incelenmiştir. İnceleme sonucunda, sıcaklık, basınç ve Mach sayısı dağılımlarında büyük ölçüde benzerlik saptanmıştır. Bu incelemelere ek olarak mevcut iki analiz için kompresör ve türbin rotorlarında bulunan kanatçıklar arasında farklı değişkenlerin hız, sıcaklık ve basınç profilleri çizdirilmiştir. Bu inceleme sonucunda, 2 farklı sayısal ağ nokta sayısına sahip HAD analizleri arasındaki farkın maksimum %3 mertebelerinde olduğu gözlemlenmiştir. 30 milyon sayısal ağ değerine sahip HAD analizinin ileride yapılacak modellemelerde referans olarak kullanılmasına karar verilmiştir.

Son olarak, HÇM'nin test edileceği düzeneğe ait bilgilere yer verilmiş ve veriler zamandan bağımsız hale gelene kadar test gerçekleştirilmiştir. Test verileri incelendiğinde devir sayısının 45000 rpm ve giriş hava debi değerinin 0,411 kg/s olduğu gözlemlenmiştir. Tasarımda belirlenen sınır koşulundan daha düşük değerlerin gözlemlenmesinin temel sebebi, mekanik kayıplar ve yerel hava kaçaklarıdır. Test verileri ile HAD analizinin karşılaştırılması adına test esnasında elde edilen giriş sınır koşulları, 30 milyon sayısal ağa sahip RNG k- ϵ ve SST k- ω türbülans modeline sahip HAD analizlerine girdi olarak tanımlanmıştır. HAD analiz sonuçları incelendiğinde, RNG k- ϵ türbülans modeline sahip sonuçların test sonuçları ile olan karşılaştırmasında maksimum fark değerinin %8 mertebelerinde olduğu saptanmıştır. SST k- ω türbülans modeline sahip HAD analiz sonuçları incelendiğinde kompresör giriş sıcaklığında %17 fark değeri gözlemlenmiş olup diğer değişkenlerdeki fark değeri %7'nin altındadır. Maksimum farkın gözlemlendiği noktada nümerik hata saptanmıştır. RNG k- ϵ ve SST k- ω türbülans modeline sahip analizlerin sonuçlarının karşılaştırıldığı Şekil 19, Şekil 20 ve Şekil 21 incelendiğinde, maksimum fark değerinin %6 mertebelerinde türbin rotoru toplam basınç karşılaştırmasında olduğu gözlemlenmiştir.

Çalışmada kullanılan ANSYS Vista RTD ve CCD modülleri temel tasarım (meanline design) ve 3 boyutlu geometri oluşturma noktalarında kullanılmış olup, ANSYS Mesher ve TurboGrid programları hesaplamalı sayısal ağ oluşturma amacıyla kullanılmıştır. HAD analizlerinde kullanılan ANSYS CFX ise 3 boyutlu Reynolds-Averaged Navier Stokes denklemlerini, uygun sınır koşullarına tabi olarak çözmektedir.

SONUÇ

Mevcut çalışma kapsamında, 1 boyutlu hesaplamalar yapılarak, türbin ve kompresör için çıktılar elde edilmiştir. Bir boyutlu hesaplamalardaki girdiler, ANSYS Vista RTD ve CCD'ye tanımlanarak rotor geometrileri elde edilmiştir. Daha sonrasında türbin için yönlendirici kanatçık tasarımı yapılmış ve bu tasarım kapsamında 3 boyutlu HAD analizleri gerçekleştirilmiştir.

Tüm sistem bileşenlerinin yer aldığı HAD analizi, HÇM'nin test düzeneğine benzer bir şekilde modellenmiştir. Bu modelin doğrulanması adına ilk olarak farklı sayısal ağ nokta sayısına sahip 2 farklı HAD analizi oluşturulmuştur. Analiz sonuçları incelendiğinde, fark değerinin %3 mertebelerinde olduğu saptanmıştır.

HÇM'nin zamandan bağımsız olarak test edilmesinden sonra test esnasındaki giriş sınır koşulları ile tüm sistem 3 boyutlu HAD analizleri farklı türbülans modellerinde tekrar oluşturulmuştur. Sonuçlar incelendiğinde fark değerinin %8 mertebelerinde olduğu gözlemlenmiştir.

Sonuç olarak, çeşitli hava platformlarına soğutma elemanı olarak entegre edilebilecek olan Hava Çevrim Makinesi'nin tasarımı yapılmıştır. Çalışmanın ileriki aşamalarında daha yüksek devir sayısına, daha düşük hacim ve ağırlığa sahip, kompakt HÇM'ler için tasarım yapılabilir. Ağırlık ve hacim parametrelerinin kritik önem arz ettiği hava platformlarında birim hacimde daha fazla soğutma performansı sağlanabilir.

Kaynaklar

- C.R. Andrade., A.P.P. Santos., E.L. Zapparoli., 2014. *A Thermodynamic Study of Air Cycle Machine for Aeronautical Applications*, International Journal of Thermodynamics(IJoT), Brasil, September 01
- Emilie Sauret., 2012., *OPEN DESIGN OF HIGH PRESSURE RATIO RADIAL-INFLOW TURBINE FOR ACADEMIC VALIDATION*, Proceedings of the ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress & Exposition, Houston, Texas, USA, November 9-15, 2012
- Anthony C. Jones., 1994., *DESIGN AND TEST OF A SMALL, HIGH PRESSURE RATIO RADIAL TURBINE*, International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition The Hague, Netherlands, June 13-16, 1994
- Vitaly Blinov, Sergey Bogdanets, Oleg Komarov, Viacheslav Sedunin., 2019., *Validation of a HAD model of a single stage centrifugal compressor by mass-averaged parameters*, EPJ Web of Conferences 196, 00026, 2019
- D. Eckardt., 1977., *Investigation of the jet-wake flow of a highly-loaded centrifugal compressor impeller Doctoral Dissertation*, Aachen, 1977
- Suleyman Emre Ak, Sertac Cadirci., 2020., *Validation of a Radial Compressor HAD Analysis*, 8th International Symposium on Innovative Technologies in Engineering and Science, Bursa, 23-25 October 2020
- Baines., *Fundamentals of Turbocharger* , Concepts NREC, 2005
- Wilfried Ley,Klaus Wittmann,Willi Hallmann, *Handbook of Space Technology*, 2009