TC
KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE ANABİLİM DALI
YÜKSEK LİSANS TEZİ

ORGANİK RANKİNE ÇEVRİMİ İÇİN RADYAL DIŞ AKIŞLI TÜRBİN KANAT PROFİLİNİN TÜRBİN ÇIKIŞ GÜCÜNE VE VERİMİNE ETKİSİNİN HAD ANALİZİ İLE İNCELENMESİ

Zeynal KILIÇASLAN

Temmuz 2018

Makina Anabilim Dalında Zeynal KILIÇASLAN tarafından hazırlanan ORGANİK RANKİNE ÇEVRİMİ İÇİN RADYAL DIŞ AKIŞLI TÜRBİN KANAT PROFİLİNİN ÇIKIŞ GÜCÜNE VE VERİMİNE ETKİSİNİN HAD ANALİZİ İLE İNCELENMESİ adlı Yüksek Lisans Tezinin Anabilim Dalı standartlarına uygun olduğunu onaylarım.

…../…../……..

Prof. Dr. Ali ERİŞEN
Anabilim Dalı Başkanı

Bu tezi okuduğumu ve tezin Yüksek Lisans Tezi olarak bütün gereklilikleri yerine getirdiğini onaylarım.

Prof. Dr. Yahya DOĞU
Danışman

Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Ali ERİŞEN _____

Üye (Danışman) : Prof. Dr. Yahya DOĞU _____

Üye : Doç. Dr. Oğuz TURGUT _____

Bu tez ile Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onaylamıştır.

….. / ….. / ……..

Prof. Dr. Mustafa YİĞİTOĞLU
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ÖZET

ORGANİK RANKİNE ÇEVRİMİ İÇİN RADYAL DIŞ AKIŞLI TÜRBİN KANAT PROFİLİNİN TÜRBİN ÇIKIŞ GÜCÜNE VE VERİMİNE ETKİSİNİN HAD ANALİZİ İLE İNCELENMESİ

KILIÇASLAN, Zeynal
Kırıkkale Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi
Danışman: Prof. Dr. Yahya DOĞU
Temmuz 2018, 125 sayfa

Bu tez çalışmasında, Organik Rankine Çevriminde (ORC) kullanılan Radyal Dış Akışlı Türbin (RDT) tasarımı yapıldı ve kanat profillerinin türbin çıkış gücüne ve verimine etkisi Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri ile incelendi. Bu amaçla, iş akışkanı hekzan olan ve 110℃, 2bar giriş şartları ve 93,15℃, 0,86bar çıkış şartları için bir ORC sistemi üzerinde çalışıldı. Termodinamik çevrim analizi Cycle-Tempo v.5.1 ve RefProp v.8 programı ile yapıldı. 1-boyutlu akış varsayımları kullanılarak üç kademeli bir türbin tasarlandı. Ardından, tasarlanan türbinin 3-B katı modeli başlangıç geometrisi olarak oluşturuldu ve Ansys-CFX v.16 programında HAD analizleri yapıldı. HAD modeli, tekrar eden periyodik geometri ve sınır şartı kullanılarak kademeler boyunca bir kanat sırası alınarak oluşturuldu. Her bir analizde oluşan akış formu incelenerek, en yüksek türbin izentropik verimi için kanat profilleri optimize edildi. Kanat profili optimizasyonu, türbin çıkış gücü ve veriminin yanında tüm akış alanındaki hız, basınç ve entropi değerleri incelenerek yapıldı. Akış formunun kanat üzerindeki şekline göre ve entropi değerlerinin azaltılmasına yönelik kanat profilleri değiştirildi. Bu değişimlerle, başlangıç geometrisine göre türbin izentropik veriminde %2,3 artma ve entropide %13 düşme elde edildi. Bu durum

başlangıç geometrisinin oldukça iyi olduğunu da göstermektedir. Kanat giriş ve çıkışındaki uç profillerinin entropi artışında ve dolayısıyla izentropik verimde etkin olduğu gözlendi.

Anahtar Kelimeler: Organik Rankine Çevrimi (ORC), Radyal Dış Akışlı Türbin (RDT), Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), Kanat Profili

ABSTRACT

CFD INVESTION OF EFFECTS OF BLADE SHAPE ON RADIAL OUTFLOW TURBINE POWER AND EFFICIENCY FOR ORGANIC RANKINE CYCLE

KILIÇASLAN, Zeynal
Kırıkkale University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering
M.Sc. Thesis
Supervisor: Prof. Dr. Yahya DOĞU
July 2018, 125 pages

In this study, Radial Outflow Turbine (ROT) used in an Organic Rankine Cycle (ORC) has been designed and the effect of blade shapes on turbine output power and efficiency has been investigated with Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis. For this purpose, an ORC system at inlet conditions of 110°C, 2bar and outlet conditions of 93.15°C, 0.86 bar has been studied with hexane as the working fluid. Thermodynamic cycle analysis was performed with Cycle-Tempo v.5.1 and RefProp v.8 softwares. A three-stage turbine was designed by using 1-D flow assumptions. Then, 3-D solid model of the designed turbine has been drawn as an initial geometry, and CFD analysis was performed in Ansys-CFX v.16 software. The CFD model was constructed by using a repeating periodic geometry and boundary condition for one blade row along the stages. By examining the flow form in each analysis, the blade shapes were optimized for the highest turbine isentropic efficiency. The blade shape optimization was done for turbine output power and efficiency by examining the velocity, pressure and entropy values over the entire flow field. The blade shapes have been changed to reduce the entropy values. With these changes, turbine isentropic efficiency increased by 0.53% and entropy decreased by 13% compared to the initial geometry. This also indicates that the

initial geometry is very good. It was observed that the blade tip profiles at the inlet and outlet affected the entropy increase and therefore the isentropic efficiency.

Key Words: Organic Rankine Cycle (ORC), Radial Outflow Turbine (ROT), Computational Fluid Dynamics (CFD), Blade Shape

TEŞEKKÜR

Tezimin hazırlanması esnasında hiçbir yardımı esirgemeyen ve biz genç araştırmacılara büyük destek olan, bilimsel çalışma imkanlarını ve bilgisini sonuna kadar paylaşan tez danışmanım, hocam, Sayın Prof. Dr. Yahya DOĞU'ya, büyük fedakarlıklarla bana destek olan arkadaşım İbrahim GÜNAYDIN'a, maddi ve manevi destekleri için AİLEME, bu konuda çalışma imkanı sağlayan Makim Firması sahibi Tacettin İLERİ'ye teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **i**
ABSTRACT ..... **iii**
TEŞEKKÜR ..... **v**
İÇİNDEKİLER ..... **vi**
ŞEKİLLER DİZİNİ ..... **viii**
SİMGELER VE KISALTMALAR ..... **xii**
1. GİRİŞ **14**
1.1. Tanıtım 14
1.2. Amaç ve Kapsam 16
1.3. Literatür 17
2. ORC SİSTEMİ **21**
2.1. Organik Rankine Çevrimi 21
2.2. ORC Genişleticileri 24
2.3. Volumetrik Kompresörlerin Türbin Olarak Kullanımı 30
3. RADYAL DIŞ AKIŞLI TÜRBİN TASARIMI **33**
3.1. Genel Tanıtımı 33
3.2. ORC Çevrim Hesabı ve Türbin Çalışma Şartlarının Belirlenmesi 36
3.3. 1-B Türbin Tasarımı 39
3.4. 1-B Türbin Tasarımı Hesap Detayları 44
3.5. Kanat Geometrisinin Tanımı 51
4. HAD MODELİ **58**
4.1. HAD Modeli Geometrisi 58
4.2. Çözüm Ağı (Mesh) Yapısı 61
4.3. Matematiksel Model 63
4.4. HAD Modeli Tanımlamaları ve Sınır Şartları 67
5. HAD ANALİZLERİ ve SONUÇLAR **72**
5.1. Kanat Profili Optimizasyonu Akış Diyagramı 72
5.2. HAD Analizlerinin Yapılması 73
5.3. Kanat Profilinin HAD Analizleri ile Revizyonu 74
5.4. HAD Analizleri Akış Görselleri 82

5.5. HAD Analiz Sonuçları 108
6. GENEL DEĞERLENDİRMELER ve ÖNERİLER 116
ÖZGEÇMİŞ..... 123

ŞEKİLLER DİZİNİ

ŞEKİL Sayfa

2.1. ORC'de kullanılan bazı akışkanların buharlaşma sıcaklığının basınca göre değişimi 22
2.2. Organik Rankine çevrimi şeması ve T-s diyagramı 24
2.3. Islak, izentropik ve kuru tipteki organik akışkanlara ait T-s diyagramları 24
2.4. Spiral (scroll) kompresör ve genişletici olarak çalışma şekli 25
2.5. Vidalı (screw) kompresör ve genişletici olarak çalışma şekli 26
2.6. Pistonlu kompresör ve genişletici olarak çalışma şekli 27
2.7. Dönen paletli (rotary vane) kompresör ve genişletici olarak çalışma şekli 27
2.8. ORC'de kullanılan eksenel türbin 28
2.9. Radyal iç akışlı türbin 29
2.10. Radyal dış akışlı türbin 30
3.1. Ljungstrom türbini 33
3.2. Radyal dış akışlı türbin kesit görünümü 35
3.3. ORC çevrim şeması 37
3.4. ORC çevrimi T-s diyagramı 38
3.5. ORC çevrimi lnP-h diyagramı 38
3.6. Ön tasarımdan oluşturulan türbin başlangıç geometrisi ve HAD model bölgesi 40
3.7. Hız üçgenleri notasyonu 41
3.8. 1B tasarım kodu 44
3.9. 1.kademe stator boğaz mesafesi 47
3.10. 1. kademe stator-rotor arasındaki hız üçgenleri 48
3.11. 1.kademe rotor boğaz mesafesi 49
3.12. 1.kademe rotor çıkış hız üçgeni 50
3.13. Kanat geometrisi ve notasyonu 52
3.14 Eksenel (kırmızı) ve RDT (mavi) kanat yerleşimi farklılığı 53
4.1. Kanat profili çizimi excel kodu temsili görüntüsü 58
4.2. Prototip türbin katı modelinin montaj ve kesit görünümü 59
4.3. Türbin akış hacmi görünümü 60
4.4. Ön tasarımdan oluşturulan türbin başlangıç geometrisi ve HAD model bölgesi 60
4.5. Kanat giriş ve çıkış çemberlerinde oluşturulan çözüm ağı yapısı 62

4.6. Üçüncü boyutta kullanılan çözüm ağı 63
4.7. Giriş – çıkış yüzeyleri ve sınır şartları 68
4.8. Periyodik yüzeyler ve sınır şartı 69
4.9. Ara yüzeyler ve sınır şartları 69
4.10. Kanat yüzeyleri ve sınır şartı 70
4.11. Akış alanı alt - üst yüzeyleri ve sınır şartı 71
5.1. Kanat profili optimizasyonu akış diyagramı 73
5.2. Revizyon 0 için 1. kademe stator ve rotor kanatlarındaki entropi dağılımı 76
5.3. Revizyon 0 için 2. kademe rotor kanadındaki hız vektörleri ve entropi dağılımı 77
5.4. Revizyon 0 için 3.kademe rotor kanadındaki hız vektörleri ve entropi dağılımı 77
5.5. Revizyon 0 ve Revizyon 9 için geometri 84
5.6. Başlangıç ve son geometriye ait basınç dağılımı 85
5.7. Başlangıç ve son geometriye ait sıcaklık dağılımı 85
5.8. Başlangıç ve son geometriye ait mach sayısı dağılımı 86
5.9. Başlangıç ve son geometriye ait hız vektörleri 86
5.10. Başlangıç ve son geometriye ait entropi dağılımı 87
5.11. 1. Kademe ilk ve son revizyon kanat profilleri 90
5.12. 1. 1.Kademe için ilk ve son geometrinin basınç dağılımları 91
5.13. 1. 1.Kademe için ilk ve son geometrinin sıcaklık dağılımları 92
5.14. 1.Kademe için ilk ve son geometrinin Mach sayısı dağılımları 93
5.15. 1.Kademe için ilk ve son geometrinin hız vektörü dağılımları 94
5.16. 1.Kademe için ilk ve son geometrinin entropi dağılımları 95
5.17. 2. Kademe ilk ve son revizyon kanat profilleri 96
5.18. 2.Kademe için ilk ve son geometrinin basınç dağılımları 97
5.19. 2.Kademe için ilk ve son geometrinin sıcaklık dağılımları 98
5.20. 2.Kademe için ilk ve son geometrinin Mach sayısı dağılımları 99
5.21. 2.Kademe için ilk ve son geometrinin hız vektörü dağılımları 100
5.22. 2.Kademe için ilk ve son geometrinin entropi dağılımları 101
5.23. 3. Kademe ilk ve son revizyon kanat profilleri 102
5.24. 3.Kademe için ilk ve son geometrinin basınç dağılımları 103
5.25. 3.Kademe için ilk ve son geometrinin sıcaklık dağılımları 104
5.26. 3.Kademe için ilk ve son geometrinin Mach sayısı dağılımları 105

5.27. 3.Kademe için ilk ve son geometrinin hız vektörü dağılımları 106
5.28. 3.Kademe için ilk ve son geometrinin entropi dağılımları..... 107
5.29. Her revizyondaki kademelerin entropi değerleri..... 109
5.30. Başlangıç ve son geometride oluşan entropiler..... 110
5.31. Entropi azalım miktarları 110
5.32. Revizyonlardaki entropi artışına karşılık gelen sırasıyla debi, tork, güç ve izentropik güç, verim, özgül güç değerleri..... 115

TABLOLAR DİZİNİ

TABLO Sayfa

2.1. Hekzan özellikleri 22
2.2. Yapılmış prototip genişletici çalışmaları ve alınan sonuçlar. 32
4.1. Mesh yapısı özellikleri 63
5.1. Kamburluk yarıçapı ve kalınlık değişimleri ile üretilen güç ve verim değişimleri.. 112
5.2. Revize profiller için debi ve güçler 114

SİMGELER VE KISALTMALAR

SİMGELER

W	Türbin gücü
T	Sıcaklık
P	Basınç
s	Entropi
h	Entalpi
μ	Akışkanın dinamik viskozitesi
ρ	Akışkanın yoğunluğu
$\dot{m}$	Kütlesel debi
P_r	Kademe basınç oranı ($P_g/P_ç$)
ϕ	Akış fonksiyonu
R	Reaksiyon derecesi
M	Moment
U	Çevresel hız
C	Mutlak hız
W	Bağıl hız
D	Çap
n	Rotor dönme hızı
t_{cl}	Kademe boşluğu
α	Kanat giriş açısı
β	Kanat çıkış açısı
σ	Katılık değeri
c,l	Kanat uzunluğu
λ	Kanat konumlanma açısı
$\Delta\theta_{ind}$	İsabet açısı
δ	Sapma açısı
B_1	Kanat giriş açısı

B_2	Kanat çıkış açısı
θ_c	Kanat dönme açısı
o	Boğaz açıklığı
r_{le}	Kanat giriş ucu yarıçapı
r_{te}	Kanat çıkış ucu yarıçapı

İNDİSLER

g	Giriş
ç	Çıkış
θ	Hızın kosinüs bileşeni
x	Hızın sinüs bileşeni
0	Stator giriş
1	Stator çıkış
2	Rotor giriş
3	Rotor çıkış

KISALTMALAR

ORC	Organik Rankine çevrimi
CHP	Combined Heat and Power
RDT	Radyal Dış Akışlı Türbin
RİT	Radyal İç Akışlı Türbin
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

1. GİRİŞ

1.1. Tanıtım

Günümüzün artan enerji ihtiyacı ve çevresel etkiler, alternatif enerji kaynakları arayışını ve enerjinin verimli kullanımının önemini artırmıştır. Tüm olası enerji kaynaklarının elverdiği ölçüde kullanımına yönelik çalışmalar giderek yoğunlaşmaktadır. Elektrik enerjisi, en yaygın kullanılan enerji formudur ve çoğunluk olarak ısı enerjisinin işe dönüştürüldüğü Rankine Çevrimi (RC) ile üretilmektedir. RC'inde çevrim akışkanı sudur ve çevrimde yüksek sıcaklıktaki ısı kaynakları (350-600^{o}C) kullanılmaktadır. Düşük sıcaklıktaki ısı kaynaklarının kullanımı ise (80-350^{o}C) Organik Rankine Çevrimi (ORC) ile mümkün olmaktadır. ORC'inde çevrim akışkanı, daha düşük sıcaklıklarda buharlaşabilen ve soğutma çevrimlerinde de kullanılabilen freon ve benzeri organik türden akışkanlardır. ORC'de kullanılan organik akışkanlar oldukça çeşitlidir ve örnek olarak hidrokarbonlar ve hidroflorokarbonlar (R245fa, R600, 236ea, R365mfc, hekzan, toluen, izopentan, izobütan) ve siloksanlar (ekzametildisiloksan, oktametiltirisiloksan, dekametiltetrasiloksan) verilebilir [1].

Isı kaynağı sıcaklığının düşük olması nedeniyle ORC ısıl çevrim verimi düşük olsa da, özellikle kullanılamayan düşük sıcaklıktaki atıl/atık ısıların değerlendirilmesi ve düşük sıcaklıktaki diğer ısı kaynaklarının kullanımı için ORC elektrik enerjisi üretebilecek bir alternatif sistem olarak kendini göstermektedir. Düşük sıcaklık uygulamalarına yönelik süper kritik çevrim olarak CO_2 kullanan çevrimler üzerinde de çalışmalar yoğunlaşarak devam etmektedir [2,3,4].

Artan enerji tüketiminin karşılanması ve maliyetlerin düşürülmesi için eldeki olası tüm enerji kaynaklarının kullanımına olan yönelim, son yıllarda gerek ticari gerekse bilimsel olarak ORC üzerine birçok çalışma yapılmasına neden olmuştur. Bu çalışmalar, üniversitelerdeki Ar-Ge çalışmaları yanında özellikle yatırımcılar tarafından da yapılmaktadır. Tüm çalışmaların nihai odağında ise,

özellikle düşük maliyetli, verimi olabildiğince yüksek ve amortisman süresi fizibil olan komple bir ORC sisteminin kullanıcıya sunulması bulunmaktadır. Bu sayede hem yatırımcı ürününü pazarlayabilecek hem de kullanıcı maliyet etkin enerji elde edebilecektir.

ORC sisteminin verimi, düşük ısı kaynağı sıcaklığı nedeniyle düşüktür ve teorik olarak en fazla Carnot verimi kadar olabilir. ORC sisteminin amortisman süresinin makul seviyede düşük olması bu sistemleri ticari olarak kullanılabilir yapacaktır. ORC sistem veriminin düşük olması amortisman süresini artıracaktır. Bu sebeple, ilk sistem maliyetinin düşük olması bir gereklilik olarak zorlayıcı olmaktadır ve ORC sistemlerinin kullanımının yaygınlaşması buna bağlıdır.

ORC sistemlerinin yaygınlaşmasında bir diğer önemli bariyer ise gerçek uygulamada hali hazırda çalışır sistem prototip uygulamasının yetersizliğidir. Çalışan sistem gösterimlerinin artışı bu bariyeri ortadan kaldıracaktır.

Tipik bir ORC sistemi; yoğuşturucu ve buharlaştırıcı olarak kullanılan ısı eşanjörleri, pompa ve türbinden oluşmaktadır. Isı eşanjörleri ve pompa için raf ürünlerinin kullanılabilirliği ve maliyetlerinin düşük olması günümüz teknolojisinde elde edilebilir bir durumdur. ORC sisteminde, istenen genişleme oranını elde edilebilecek buhar türbini, sisteme özel terzi usulü tasarımı gereken bir bileşendir. Türbin, ORC sisteminin başarımını belirleyen ve ORC sistemlerinin maliyetini etkileyen ve dolayısıyla da yaygın kullanımı belirleyen en önemli bileşendir.

ORC sisteminde standart donanım olarak ucuz ve kolay temin edilebilir olarak bulunan kompresörlerin tersten genişletici olarak yani türbin olarak kullanılması mümkündür. Kompresörlerin ORC sisteminde türbin olarak kullanılması, genişletici olarak tasarlanmamaları sebebiyle sadece kısıtlı miktarda genişleme oranlarının yakalanabilmesine izin vermektedir. Ayrıca; ORC akışkanına özel olarak tasarlanmadıklarından, özellikle yağlama ve sızdırma problemleri yaşanmaktadır. Bu sebeple, kompresörlerin türbin olarak kullanımı bir yere kadar basit çözüm olabilmesine rağmen, ORC sistem şartlarına uygun türbinlerin tasarlanarak kullanılması gerekmektedir.

ORC sistemlerinin en önemli elemanı olan genişletici olarak, düşük kapasiteli (0-250kW) sistemlerde genelde spiral, vidalı ya da dönen paletli kompresör kullanılırken, daha büyük sistemlerde genellikle türbin kullanımı

görülmektedir. Gücün 250kW-20MW kapasiteye çıktığı ORC sistemlerinde daha çok eksenel veya radyal olmak üzere iki türbin tipi kullanılmaktadır.

Büyük kapasiteli ORC sistemlerinde türbin olarak konvansiyonel eksenel buhar türbinleri kullanılabildiği gibi, radyal akışlı türbinlerin kullanımı özellikle orta seviyedeki güçler için maliyet ve işletme giderleri düşük olduğundan tercih edilmektedir. Ancak, radyal akışlı türbinler piyasada henüz az bulunmaktadır ve teknolojisi basit olsa da yaygın değildir. Ayrıca, her bir ORC sistemi için türbinin terzi usulü olarak tasarlanması gerekmektedir. Santrifüj (merkezkaç) türbin olarak ta isimlendirilen radyal akışlı türbinler; Radyal Dış Akışlı Türbin (RDT) ve Radyal İç Akışlı Türbin (RİT) olmak üzere iki şekilde uygulanmaktadır.

Bu tezin konusu, merkezkaç etkinin dahil olduğu RDT'dir. Türbin tasarımında en önemli kısım ise ORC sistem isteklerine bağlı olarak kanat profilinin belirlenmesidir. Bu tez çalışmasında düşük ısı kaynaklarından elektrik elde etmek için ORC'nde kullanılan türbinlerden biri olan RDT tasarımı ve kanat tasarımı yapılarak kanat profilinin türbin gücüne etkisi HAD analizleri ile incelenmiştir.

Kanat profili optimize edilen türbinin prototip imalatı yapılmış ve hava ile fonksiyonel testleri yapılmıştır. Türbinin gerçek ORC sisteminde test edilmesi çalışmalarına devam edilmektedir.

Tüm dünyada çalışmaların olduğu kritik ve stratejik öneme sahip türbin tasarımı, analizi, imalatı ve testinin ülkemizde eş zamanlı yapılıyor olması, bilgi ve teknoloji edinimi açılarından önemli görülmektedir.

1.2. Amaç ve Kapsam

Bu tez kapsamında, hedef bir ORC sistemi için RDT tasarımı ve kanat profil optimizasyonu yapılıp türbin çıkış gücüne ve verimine etkisi HAD analizi ile incelenmiştir.

Türbin kanatları, yüksek basınç ve sıcaklıktaki akışkanın sahip olduğu enerjinin kinetik enerjiye, yani işe çevrildiği kısımdır. Kanat profil geometrisi, bu enerji çevriminin miktarını belirleyen en önemli kısımdır.

Türbin tasarımı için, ilk olarak ORC sisteminin çalışma şartları belirlenmiştir. Çalışma şartlarından kastedilen sıcak/soğuk kaynak sıcaklıkları ve sıcak kaynaktan çekilebilecek toplam ısıl güçtür. Çalışma şartlarındaki belirli bir çıkış gücü için çevrimdeki iş akışkanı seçilerek bu akışkanın türbin giriş-çıkış şartları (basınç, sıcaklık, debi) belirlenmiştir. Bu belirlemelerin ardından, 1-boyutlu akış varsayımları ve analitik çözümlerle 1-boyutlu ön tasarım yapılarak genel kanat profili belirlenmiştir. Bu aşamada türbin çalışma şartlarına göre türbinin imal edilebilir boyutlarda olmasına dikkat edilmesi gerekmektedir. Ayrıca, bu aşamada türbinin ses altı şartlarda çalışması gözetilmiştir.

Ardından, 2-boyutlu kanat tasarımı yapılmıştır. Burada, kanat profilinin temelini oluşturan hız üçgenleri çizilerek kanat giriş-çıkışındaki açılar hesaplanmıştır. Kanat profiline ait tüm parametreler böylece belirlenmiştir. Kanat terminolojisi ile ilgili açıklamalar aşağıda ilgili bölümde verilmiştir. Bu parametreler kullanılarak 3-boyutlu kanatlar ve komple türbin geometrisi çizilmiştir.

Belirlenen nihai 3-boyutlu kanat profilleri için 3-boyutlu HAD analizleri yapılmıştır. HAD analizlerinden elde edilen akış alanları incelenerek değerlendirmeler yapılmıştır. Bu değerlendirmelere göre kanat profili değiştirilerek tekrarlı HAD analizleri ile yüksek güç ve verim için kanat profili optimizasyonu yapılmıştır.

1.3. Literatür

Düşük sıcaklıktaki ısı kaynaklarının kullanımını sağlayan ORC üzerine yapılan çalışmalarda özellikle termodinamik çevrim analizleri ve uygun akışkan seçimi üzerine yoğunlaşıldığı görülmektedir [1]. Aynı zamanda özellikle ORC sisteminde kullanılabilecek genişletici ile ilgili de artan çalışmalar bulunmaktadır [5,6].

Bu alanlarda özellikle Junjiang Bao ve Li Zhao [1] uygun iş akışkanı ve genişletici kullanımı üzerine daha önce yapılan deneysel ve teorik çalışmaları

incelemişlerdir. İnceleme sonucu; uygulama alanına göre yapılmış çalışmaları kategorize etmişler ve etkin öncelikleri belirlemeye çalışmışlardır.

Guoquan Qiu vd. [5] micro-ORC sistemlerinde kullanılan genişletici seçiminin piyasada nasıl olduğunu tartışmış ve kullanılan genişleticilerin çalışma prensiplerini ve karakteristiklerini incelemişlerdir. Yine aynı konuda, Sylvain Quoilin vd. [6] beş farklı buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında kullanılabilecek genişleticilerin detaylı analizlerini yapmış ve genişleticiler için bir çalışma haritası oluşturmuşlardır.

Genişletici seçimi göz önüne alınarak ORC sistemleri ile ilgili çalışmalar incelendiğinde Zanelli ve Favrat [7] scroll kompresör ile R134a akışkanı kullanarak 3,5 kW gücünde bir deneysel çalışma yapmışlar ve %63-65 arası izentropik verim ve 2,4-4 arası genişleme oranları yakalamışlardır.

Peterson vd. [8] R123 akışkanı kullanarak bir test düzeneği hazırlamışlar ve ortalama 3,5 genişleme oranları ile 187-256W arasında güç elde etmişlerdir. Kompresör izentropik verimi %45-50 arasında gerçekleşmiş ve sistemdeki güç çıkışının genişleme ile doğru orantılı olduğu kanısına varmışlardır.

Musthafah vd. [9] R245fa akışkanı ile kurdukları test düzeneğinde rotary-vane kompresör kullanmışlardır. Çalışmada ısı kaynağı sıcaklığı olarak 60-70-80^{o}C sıcaklıkları test etmişler ve kompresör verimini sırasıyla %43-44-48 olarak ve buna karşılık sistem verimini sırasıyla %3,07-3,14-3,82 olarak bulmuşlardır. Bu verim değerleri teorik hesaplanan verim değerlerinin çok altında kalmıştır. Bu durumun sistemde kompresör veriminin ve pompa gücünün etkin olduğunu ortaya koymuştur.

Qui vd. [10] biyokütle kaynaklı, genişletici olarak rotary-vane expander kullanan bir CHP (Combined Heat and Power System - Birleşik Isı ve Güç Sistemi) test düzeneği kurmuşlardır. Test sonucunda %1,41 verim ile 860,7W elektrik alınmıştır. Sistemde genişletici izentropik verimi ve alternatör verimi sırasıyla %53,92 ve %50,94 olarak teorik hesaplamaların altında kalmıştır. Sistem veriminin düşüklüğü yine genişletici ve alternatörden kaynaklandığı belirtilmiştir.

John Leech [11] güneş enerjisi destekli soğutma çevrimin tasarımını yapmıştır. Bu çalışmada, önce çevrimde genişletici olarak kompresör kullanmış ve sistem veriminin çok düşük kaldığını ortaya koymuştur. Daha sonra yaptığı radyal dış akışlı türbin tasarımı ile çevrimin hesaplamalarını tekrarlamıştır. Bu iki durumun

karşılaştırılmasını ortaya koymuş türbin kullanılan sistemdeki çevrim veriminin arttığını belirtmiştir.

ORC sistemlerinde genişletici olarak kompresörlerin kullanılması basit bir çözüm getirmesine rağmen çıkış gücünün artmasına paralel olarak bu güçlerin yakalanabilmesi için genişleme oranlarının artırılması gerekmektedir. Bu aşamada kompresörlerin hazır ürün olarak sıkıştırma için tasarlanmaları sebebiyle genişleme oranları kısıtlı kalmaktadır. ORC sistemleri için yüksek sıcaklıklar ve güçlerde, o şartlara uygun türbin tasarımı zorunlu hale gelmektedir.

ORC sistemlerinde, kaynak sıcaklığı ve çıkış gücüne göre genişletici olarak eksenel, radyal dış akışlı ve radyal iç akışlı türbin tipleri kullanılmaktadır. Fakat genişleme oranları, boyutlar ve kullanılan akışkanların türbin verimine ektisinin de ayrıca düşünülmesi gerekmektedir. Lazzaretto vd. [12] bu değişkenler ile birlikte eksenel türbinler için verim haritaları çıkarmışlardır.

Al Jubori vd. [13] beş farklı akışkan ile 100^{o}C'nin altındaki ısı kaynağına göre radyal iç akışlı ve eksenel türbin tasarımı yapmışlardır. Tasarımlarının karşılaştırmalı olarak izentropik verim, çıkış gücü, boyut ve sistem verimi açılarından değerlendirmişlerdir. Bir diğer çalışmada, Al Joburi vd. [14] genişleme oranının etkisini incelemek amaçlı üç farklı akışkan kullanarak tek ve iki kademeli türbin tasarımı yapmış ve bu tasarımının karşılaştırmasını yaparak düşük sıcaklıklarda iki kademeli türbinin daha iyi olduğunu ortaya koymuşlardır. Meronia vd. [15] farklı akışkan ve dizayn kriterleri ile 4 kademeli subsonik ve 2 kademeli süpersonik türbin tasarımları gerçekleştirmiş ve %74 ile %93 arası değişen verimler elde etmişlerdir.

ORC türbin tasarımında bugüne kadar yapılan çalışmalarda türbin tasarımını kolaylığı sebebiyle çıkış gücü genellikle MW değerinin üzerinde seçilmiştir. Burada türbin tasarımında hız üçgenlerinin oluşturulması, Mach sayısı değerinin nispeten küçük olması gibi tasarımı kolaylaştıran etkenlerin gözetilmesi sebebiyle bu aralıklarda çalışılmıştır.

Spadacini vd. [16] ORC sistemlerinde de sıklıkla kullanılan eksenel ve radyal iç akışlı türbinlerin yerine radyal dış akışlı türbinlerin kullanılması üzerine çalışma yapmıştır. Bu çalışmada 2MW değerinde transonik olarak bir türbin tasarımı

gerçekleştirip HAD analizlerini yapmış ve diğer türbinlerden daha verimli olduğunu sonucunu ortaya koymuşlardır.

Pini vd. [17] 1MW gücünde olacak şekilde 6 kademe transonik ve 3 kademe süpersonik radyal dış akışlı türbin tasarımı gerçekleştirmiş ve 2 boyutlu olarak analizlerini yapmışlardır.

Persico vd. [18] 6 kademeli, 1MW üzerinde bir radyal dış akışlı türbin içindeki akışı aerodinamik açıdan incelemiş ve diğer türbin tiplerinden farklarını ortaya koymuşlardır.

Salvatore Vitale vd. [19] 10 kW'lık bir türbin için tek bir kademenin rotor kısmını alarak kanat profili için kalınlık dağılımları belirleyerek HAD analizleri ile incelemişlerdir.

Türbinin çıkış gücü ve veriminde özellikle türbin kanat profilleri etkindir. Burada kanat profili oluşturulurken etkili olan parametreler doğrultusunda kanat profili çizilerek türbin verimi arttırılabilir. Mohammad Durali [20] küçük güçlü türbinler için kanat profili parametrelerini çıkarmış ve ampirik denklemler ile bu değerlerin hesap edilmesi üzerinde çalışmıştır.

Kanat profillerinin belirli analitik hesaplamalar doğrultusunda oluşturulmaktadır. Bu analitik hesaplamalarda belirli sayıda değişken belirlenerek kanat profili oluşturulabilir. Bu anlamda geçmişte yapılan çalışmalarda farklı sayıda parametre ve yaklaşımla karşılaşılmaktadır. Pritchrad [21] kanat profilinin oluşturulmasında 11 adet parametre belirleyip analitik hesaplamalar ile çalışmıştır. Bu çalışmalarda kanat giriş ve çıkış uçlarını dairesel kabul etmiştir.

Korakianitidis [22] basit bir yaklaşımla kanat profili çizimi için bir metot geliştirmiştir. Daha sonra bu metotta yaptığı çalışmalar ile kanat profilinin oluşturulmasında eğrilik dağılımı kullanarak kanat profili oluşturmuştur. İlk aşamada eksenel türbin kanatlarında uygulamış [23], daha sonra kaskad yapı için kullanmış [24] ve geliştirdiği bu metodu farklı turbomakineler için uyarlamıştır [25,26].

Literatürde eksenel türbinler üzerine birçok yayın bulunmasına rağmen, ORC sistemlerindeki RDT tasarımı üzerine yayın sayısı oldukça sınırlıdır [27]. Bu çalışmada RDT tasarımında kanat yapıları benzerliği kullanılarak eksenel türbinler için verilen bazı bilgiler başlangıç olarak kullanılmıştır. Türbin tasarımı yapıldıktan sonra kanat profilleri HAD analizleri ile optimize edilmiştir.

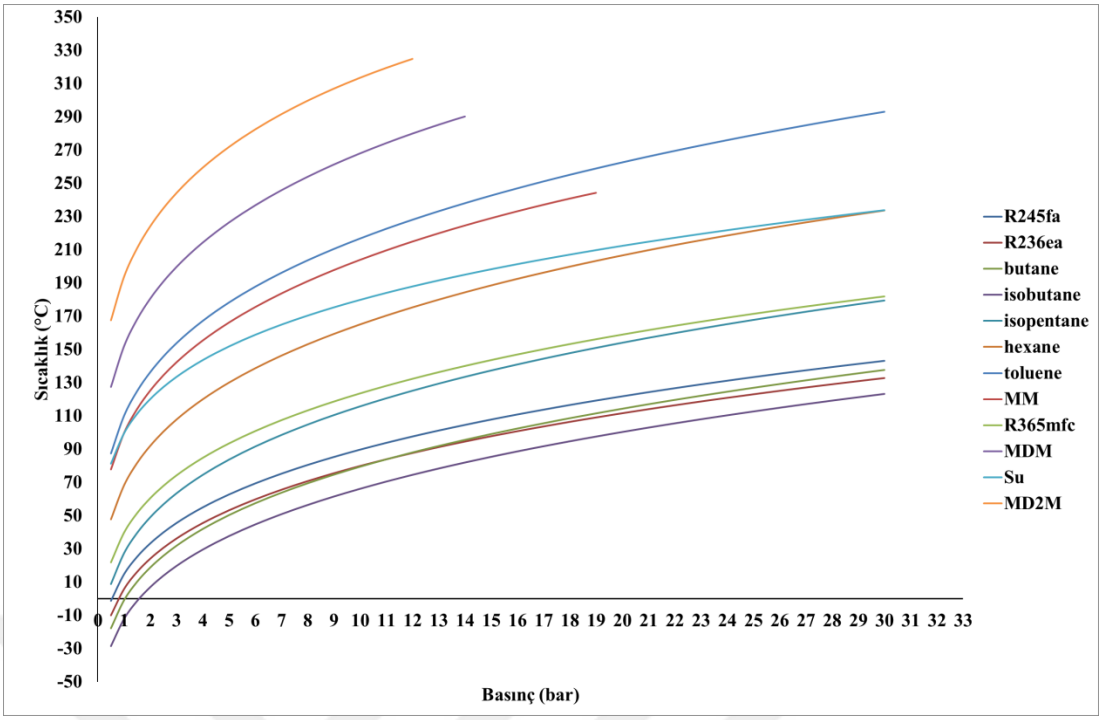
2. ORC SİSTEMİ

2.1. Organik Rankine Çevrimi

Organik Rankine Çevrimi, düşük sıcaklıktaki ısı kaynaklarını kullanarak ısı enerjisini işe dönüştüren termodinamik bir çevrimdir. Rankine çevrimindeki yüksek sıcaklık ve basınçtaki su buharından farklı olarak, ORC'nin düşük sıcaklıkta çalışılabilmesi için organik akışkanlar kullanılır. ORC'de hidrokarbonlar (R245fa, R600, R236ea, R365mfc, hekzan, toluen, izopentan, izobütan) ve siloksanlar (ekzametildisiloksan, oktametiltirisiloksan, dekametiltetrasiloksan) kullanılmaktadır [1]. ORC'de kullanılan bazı akışkanların buharlaşma sıcaklığının basınca göre değişimi Şekil 2.1'de gösterilmiştir [28].

Görüldüğü gibi, siloksanların haricindeki akışkanların doyma sıcaklıkları sudan küçüktür. Siloksanların doyma sıcaklığı sudan daha yüksek olduğundan yüksek sıcaklıklı ısı kaynaklarında da ORC sistemi kurabilme imkânı vermektedir. Dikkat edilmesi gereken siloksanların moleküler yapıları sebebiyle kritik basınçlarının daha küçük olduğudur. Yüksek sıcaklıktaki kaynakların bulunduğu alanlarda siloksanların kullanımı ile türbin genişleme oranları daha büyük olabilmekte ve daha verimli sistemler oluşturulabilmektedir. Fakat göz ardı edilmemesi gereken siloksanların kondenser tarafında atmosfer basıncının altındaki vakum basınçlarda çalışmasıdır.

Bu çalışmada akışkan olarak hekzan kullanılmıştır. Hekzan suya göre daha düşük doyma sıcaklığına (1 bar'da 68°C) sahiptir. Hekzanın özellikleri Tablo 1'de listelenmiştir.



Şekil 2.1. ORC'de kullanılan bazı akışkanların buharlaşma sıcaklığının basınca göre değişimi

Tablo 2.1. Hekzan özellikleri

Molar kütle	86.175	kg/kmol
Üçlü nokta sıcaklığı	-95.32	°C
Normal kaynama noktası	68.71	°C
Kritik sıcaklığı	234.67	°C
Kritik basıncı	30.34	bar
Kritik yoğunluğu	233.18	kg/m^3
Minimum çalışma sıcaklığı	-95.32	°C
Maksimum çalışma sıcaklığı	326.85	°C
Maksimum çalışma basıncı	1000	bar

ORC, RC'de olduğu gibi dört ana elemandan oluşmaktadır. Bu elemanlar Şekil 2.2'de görülmektedir. ORC kayıpsız halde dört ideal hal değişiminden oluşur.

1-2 Pompada izentropik sıkıştırma

2-3 Buharlaştırıcıda sabit basınçta ısı girişi

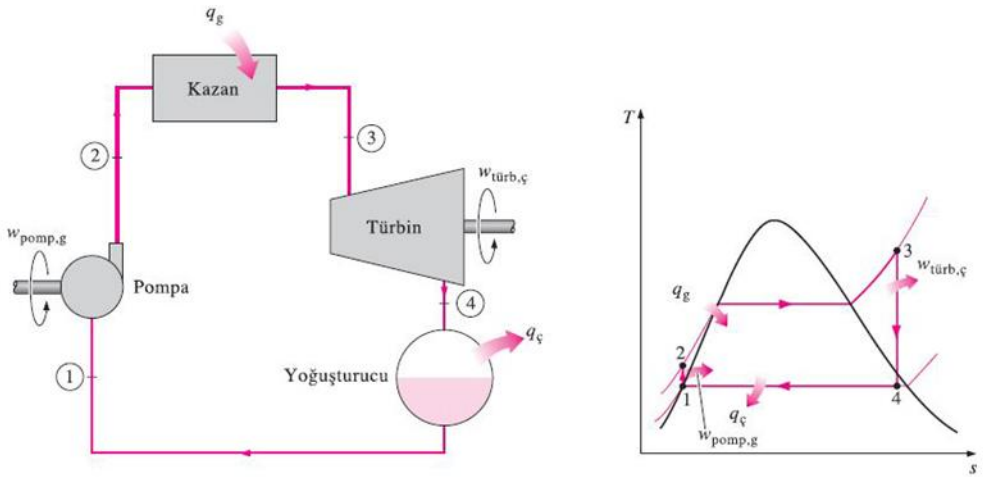
3-4 Türbinde izentropik genişleme

4-1 Yoğuşturucuda sabit basınçta ısı atılması

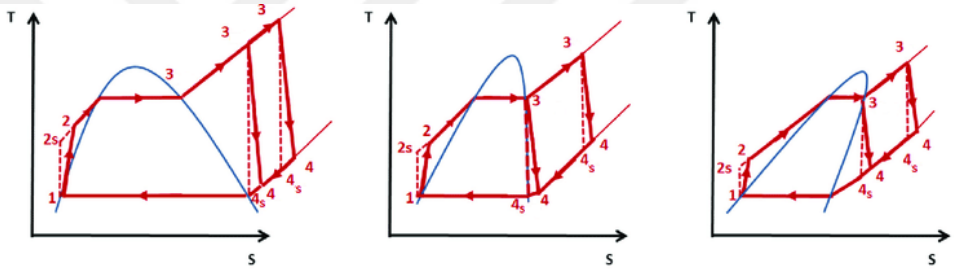
Akışkan pompaya 1 noktasında doymuş sıvı veya sıkıştırılmış sıvı olarak girer ve burada izentropik olarak buharlaştırıcının çalışma basıncına kadar sıkıştırılır. Pompadan çıkan akışkan buharlaştırıcıya 2 halinde sıkıştırılmış sıvı olarak girer ve buharlaştırıcıdan 3 halinde kızgın buhar olarak çıkar. Buharlaştırıcı çeşitli kaynaklardan alınan ısıyı akışkanı buharlaştırmada kullanan bir ısı değiştiricidir. ORC'de bir kızgın yağ veya su geçirilerek kullanılan plakalı ve gövde-borulu ısı değiştiriciler kullanılabilir veya ısının doğrudan çekilebileceği boru demetlerinin bulunduğu bir ısı değiştirici de kullanılabilir. Buharlaştırıcıdan çıkan kızgın buhar bir türbinde izentropik olarak genişlerken türbin milini döndürerek iş üretir. Bu sırada akışkan buharının basıncı ve sıcaklığı düşer ve yoğuşturucuya girer.

Şekil 2.2'de verilen T-s diyagramında 2-3 eğrisinin altındaki alan verilen ısıyı, 4-1 eğrisinin altındaki alan da çevreye atılan ısıyı gösterir. Eğrilerin içinde kalan alan ise üretilen işi göstermektedir [29].

ORC'nde; ıslak, izentropik ve kuru olmak üzere üç farklı tipte organik akışkan kullanılır. Bu akışkan tiplerinin T-s diyagramları Şekil 2.3'de verilmiştir [2]. Çoğunlukla kuru akışkanların kullanılmasıyla akışkan türbinden 4 noktasında kızgın buhar olarak çıkar. Daha sonra akışkan buharı, ısının çevreye atıldığı veya başka bir süreçte kullanılan bir ısıya dönüştürüldüğü bir ısı değiştirici olan yoğuşturucuda ısısını vererek sabit basınçta yoğuşur. ORC'de yoğuşturucu olarak buharlaştırıcıda olduğu gibi çalışma şartlarına bağlı olarak plakalı veya gövde-borulu ısı değiştiriciler kullanılır. Yoğuşturucudan doymuş sıvı veya sıkıştırılmış sıvı olarak çıkan akışkan pompaya girerek çevrimi tamamlar.



Şekil 2.2. Organik Rankine çevrimi şeması ve T-s diyagramı



Şekil 2.3. Islak, izentropik ve kuru tipteki organik akışkanlara ait T-s diyagramları

2.2. ORC Genişleticileri

Isı kaynağı sıcaklığı ve kurulu güce göre ORC sistemlerinde çok farklı tipte genişleticiler kullanılabilmektedir. Hacimsel genişleticiler daha yoğunluklu olarak küçük kurulu güce sahip sistemlerde tercih edilmektedir. Eksenel türbinler, orta ve büyük kurulu güce sahip sistemlerde tercih edilmektedir. Yine küçük sistemlerde radyal iç akışlı ve radyal dış akışlı türbinler de verimli bir şekilde kullanılabilmektedir.

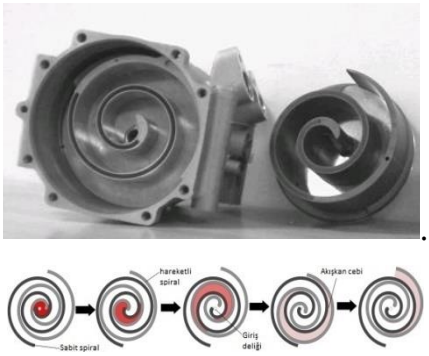
ORC'de verimli ve etkili bir sistem tasarımı için türbinler veya türbin gibi kullanılabilen kompresörler olan genişleticiler kritik öneme sahip elemanlardır. ORC'de genel olarak genişleticiler; vidalı, spiral, pistonlu ve paletli kompresörler gibi hacim tipi ve türbinler gibi rotodinamik tip olarak iki özellikte değerlendirilmektedir. Bu sınıflandırma çerçevesinde genişleticiler aşağıda daha ayrıntılı olarak değerlendirilmiştir.

A) Hacimsel Genişleticiler

ORC 'de kullanılan hacimsel genişleticiler hazır ürün olarak temin edilebilen kompresörlerdir. Kompresörler gaz sıkıştırmak üzere tasarlanmış elemanlar olmalarına rağmen giriş ve çıkışları değiştirilerek tersten genişletici olarak da kullanılabilmektedir. ORC'de kullanılabilen farklı tiplerdeki kompresörler ve bu kompresörlerin sahip olması gereken teknik özellikler aşağıda sıralanmıştır.

1) Spiral kompresör

Pozitif deplasmanlı makineler içinde en karmaşık geometriye sahiptir. Spiral kompresörlerin aşınmaya karşı yağlama ihtiyacı vardır. Türbin gibi kullanılması için modifikasyona ihtiyaç duyulur. Spiral kompresör bir başlatma elemanına ihtiyaç duymadan herhangi bir yükte elektrik üretimine başlayabilir. Şekil 2.4'te spiral kompresör ve genişletici olarak çalışma şekli gösterilmiştir [30,31].



Şekil 2.4. Spiral (scroll) kompresör ve genişletici olarak çalışma şekli

2) Vidalı kompresör

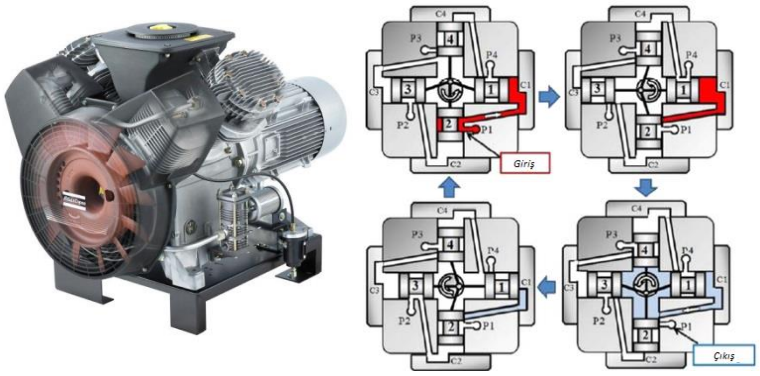
Vidalı kompresörler ORC'de özellikle jeotermal ve ısı geri kazanım uygulamalarında kullanılır. Vidalı kompresörlerin dönme hızları beklenen çalışma hızlarından fazla olmaktadır. Bu durumda hız düşürmek için dişli kutusu gibi yardımcı sistemlere ihtiyaç vardır. Ayrıca vidalar arasındaki sızdırmazlığın sağlanması, sürtünmenin en aza indirilmesi ve soğutmanın yapılabilmesi için yağlama gereksinimi vardır. İş akışkanı ile yağı karıştırarak kompresöre verilmesiyle yağlama problemi aşılabilmektedir. Şekil 2.5'te vidalı kompresör ve genişletici olarak çalışma şekli gösterilmiştir [32,33].



Şekil 2.5. Vidalı (screw) kompresör ve genişletici olarak çalışma şekli

3) Pistonlu kompresör

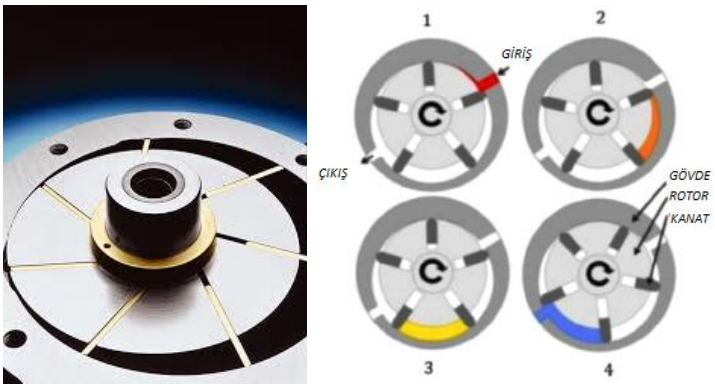
Pistonlu kompresörler geniş ölçüde içten yanmalı motorların egzozundan ısı geri kazanımı uygulamalarında kullanılmaktadır. Pistonlu kompresörler giriş-çıkış valfleri kusursuz zamanlama ile çalışması gerekliliğiyle karmaşık makinelerdir. Piston yüzükleri ve silindir arasında oluşan sürtünmeden dolayı iş akışkanı içinde yağ bulundurmalıdır. Pistonlu kompresörler büyük genişleme oranlarında spiral kompresörlerden daha iyi performansa sahiptir. Şekil 2.6'da pistonlu kompresör ve genişletici olarak çalışma şekli gösterilmiştir [34,35].



Şekil 2.6. Pistonlu kompresör ve genişletici olarak çalışma şekli

4) Dönen paletli kompresör

Dönen paletli kompresör geniş bir buhar kalitesi ve farklı akışkanlarla çalışabilme özelliğine sahiptir. Ayrıca yük altında ve pürüzsüz olarak hemen tork üretimine başlayabilmektedir. Dönen paletli kompresör geniş çalışma şartları altında yatay bir verim eğrisine sahiptir ve dişli kutusuna ihtiyaç duymadan çalışabilmektedir. Ayrıca düşük ses ve vibrasyonlu çalışıp, genişleme oranları 10'a kadar çıkabilmektedir. Şekil 2.7'de dönen paletli kompresör ve genişletici olarak çalışma şekli gösterilmiştir [35,36].



Şekil 2.7. Dönen paletli (rotary vane) kompresör ve genişletici olarak çalışma şekli

B) Rotadinamik Türbinler

ORC sistemlerinde genel olarak eksenel, santrifüj, radyal iç akışlı ve radyal dış akışlı olmak üzere dört farklı tip türbin kullanılmaktadır.

Eksenel türbinler, orta (1-50MW) ve büyük (50MW ve üzeri) kurulu güce sahip sistemlerde tercih edilmektedir. Küçük (10kW-250 kW) ve orta (250-1MW) sistemlerde ise santrifüj, radyal iç akışlı ve radyal dış akışlı türbinler verimli bir şekilde kullanılabilmektedir.

1) Eksenel türbin

Eksenel türbinler ORC ile birlikte daha çok buhar kullanılan sistemlerde ve daha büyük güçlerde tercih edilmektedir. ORC kurulumu yapan firmalarda hali hazırda ORC için eksenel türbin kullananlar bulunmaktadır. ORC için daha büyük ısı kaynakları bulmak nispeten daha kısıtlıdır. Diğer taraftan eksenel türbin daha karmaşık yapısıyla tasarımında ve üretiminde zorluklar yaşanmaktadır. Daha büyük genişleme oranları yakalamak için kademe sayısını fazla artırmak gerekli fakat bu durumda da mekanik kısıtlamalar ile karşılaşılmaktadır. Ayrıca sarmal kanat yapıları üretim için zorluklarda getirmektedir. Şekil 2.8'de eksenel türbine ait bir örnek resim gösterilmiştir [37].



Şekil 2.8. ORC'de kullanılan eksenel türbin

2) RİT (Radyal iç akışlı türbin)

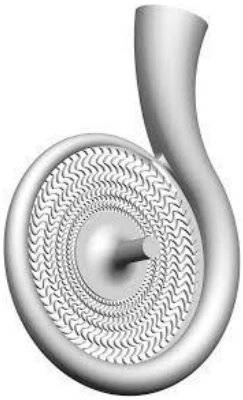
Radyal iç akışlı türbinler daha çok küçük güçlerde tercih edilmektedir. Bu tip türbinler az kademeye sahiptirler, genelde tek kademe olarak tasarlanırlar. Kademe sayılarının az olması sebebiyle tasarımda daha yüksek devirlerin kullanılması ihtiyacını doğurmaktadır. Kullanılan yüksek devirler türbinde kanat tasarımında olmasa bile yataklama, yağlama, sızdırmazlık gibi mekanik tasarımda zorlukları beraberinde getirmektedir. Şekil 2.9'da radyal iç akışlı türbine ait bir örnek resim gösterilmiştir [38].



Şekil 2.9. Radyal iç akışlı türbin

3) RDT (Radyal dış akışlı türbin)

Radyal dış akışlı türbinler küçük güçlerden başlayarak çok daha büyük güçlere kadar geniş bir aralıkta tasarıma izin vermektedir. Küçük güçlerde tasarım zorlaşmasına rağmen kanat yükseklikleri ve kademe sayıları değiştirilerek çözüm bulunabilmektedir. Bu türbinlerde kademelerin tek bir disk üzerine yerleşmesi üretim sürecinde de kolaylık getirmektedir. Bu türbin tipi detaylı olarak ileri bölümde incelenecektir. Şekil 2.10'da radyal dış akışlı türbine ait bir örnek resim gösterilmiştir [39].



Şekil 2.10. Radyal dış akışlı türbin

2.3. Volumetrik Kompresörlerin Türbin Olarak Kullanımı

ORC sistemleri düşük sıcaklık ve basınç değerleri için tasarlandıkları için küçük güçlü sistemler için türbin yerine kompresörlerin tersten bir genişletici gibi kullanılmasına imkan vermektedir. Bu sebeple sistem kurulum maliyetlerinin azaltılması ve geri ödeme sürelerinin düşürülmesi amacıyla kompresörlerden faydalanılabilmektedir.

Kompresörler belirli bir sıkıştırma oranına ve belirli bir debi için tasarlanırlar. Sıkıştırma ve debi önceden belirlenmiştir. Kompresörlerin kullanılabilmesi için ya katalog değerlerine göre bir sistem tasarlanmalı ki bu ısı kaynağının kullanımı için çok kısıtlayıcı bir durumdur, ya da sistemin tasarlanan debi ve genişleme oranına uygun tek bir kompresör bulunmalı veya birden çok kompresör seri veya paralel olarak kullanılmalıdır.

Öncelikle kompresörlerin kullanılması için süpürme hacmi gözetilerek seçilmelidir. Kompresör çıkışında hacimsel debi sistem debisiyle uyuşmalıdır.

Paralel kullanımda buharlaştırıcıdan çıkan kızgın buhar belirli oranlarda bölünerek kompresörlere gönderilir. Sistemde birden fazla kompresörün kullanımı sistemin karmaşıklaşmasına neden olmaktadır. Sistemden tasarlanan verimin

alınabilmesi için kompresörlerin aynı verimle ve çalışmasının sürekliliğinin sağlanması gerekmektedir.

Seri kullanımda ise, kompresörlerin giriş-çıkış hacimsel debileri uyumlarına göre seçim yapılmalıdır. Sistemin çalışması sırasında genişletici verimlerindeki değişimle birlikte hacimsel debilerindeki değişimleri birbirlerini doğrudan etkileyeceklerdir. İlk kompresörün çalışmasında yaşanacak sorunlar ikinci kompresörün çalışma verimini de düşürecektir.

Birden fazla kompresör kullanımı genişleme oranını sağlamasına rağmen hem kompresörlerin kendi maliyetini hem de kompresörlerin bağlanacak alternatörler ve yağlama sistemlerinin maliyetini beraberinde getirecektir.

Kompresörler asıl olarak gaz sıkıştırmak amaçlı üretildikleri için türbinler kadar etkili ve verimli olmamakla beraber en fazla %75'lik verimlere kadar çıkabilmektedir. Bu verim değerleri de küçük güçlü ORC sistemlerinde genişletici olarak kullanılmasına imkan verecek yeterliliktedir. Verilen değerin yakalanması her kompresör tipi için geçerli olmamaktadır. Yüksek verim değerleri ancak kompresör yapıları üzerinde gerçekleştirilecek bazı değişikliklerle yakalanabilmektedir.

Kompresörlerin türbin olarak kullanılması bazı kısıtlamaları beraberinde getirmektedir. Farklı tip kompresörler kendine özgü yapıları olması nedeniyle belir güçlere kadar kullanılabilmektedir. Ayrıca kullanılan akışkanların düşük viskoziteleri sebebiyle de kompresör iç kaçaklarını artırmaktadır ve genişletici olarak verimlerini düşürmektedir. Daha önce yapılmış çalışmalar ve deneylerde genişletici olarak kullanılan türbin ve kompresör tiplerinin ürettikleri güçler ve yakalanan verimler belirtilmiştir. Bu çalışmalar Tablo 2'de yer almaktadır [1].

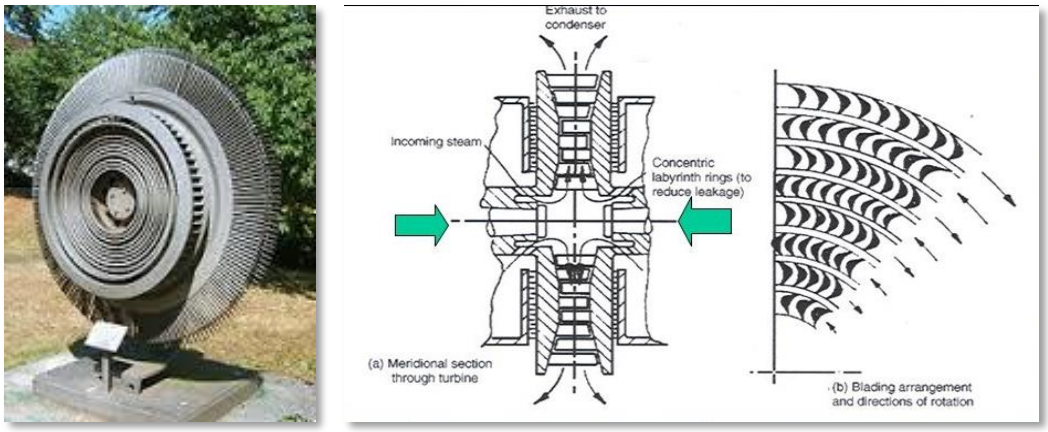
Tablo 2.2. Yapılmış prototip genişletici çalışmaları ve alınan sonuçlar.

Researchers	Expander type	Working fluids	Isentropic efficiency (%)	Power [kW]	Rotate speed [rpm]	Pressure ratio
Yamamoto et al. [150]	Radial-inflow turbine	R123	48	0.15	17,000	–
Nguyen et al. [151]	Radial-inflow turbine	*n*-pentane	49.8	1.44	65,000	3.45
Yagoub et al. [152]	Radial-inflow turbine	HFE-301	85	1.50	60,000	1.1
		n-pentane	40	1.50	60,000	1.3
Inoue et al. [153]	Radial-inflow turbine	TFE	70–85	5–10	15,000–30,000	4.8
Kang [154]	Radial-inflow turbine	R245fa	78.7	32.7	63,000	4.11
Pei et al. [155]	Radial-inflow turbine	R123	65	1.36	24,000	5.2
Li et al. [156]	Radial-inflow turbine	R123	68	2.40	40,000	6.3
Zanelli and Favrat [157]	Scroll expander	R134a	63–65	1–3.5	2400–3600	2.4–4.0
Mathias et al. [158]	Scroll expander	R123	67, 81, 83	1.2,1.38, 1.75	3670	8.8,5.5,3.1
Peterson et al. [159]	Scroll expander	R123	45–50	0.14–0.24	600–1400	3.28–3.87
Wang et al. [88]	Scroll expander	R134a	70–77	0.5–0.8	1015–3670	2.65–4.84
Saitoh et al. [160]	Scroll expander	R113	65	0–0.46	1800–4800	–
Kim et al. [161]	Scroll expander	Water	33.8	11–12	1000–1400	10.54–11.5
Manolakos et al. [162]	Scroll expander	R134a	10–65	0.35–2	300–390	–
Lemort et al. [86,87]	Scroll expander	R123	42.5–67	0.4–1.8	1771–2660	2.75–5.4
	Scroll expander	R245fa	45–71	0.2–2	–	2–5.7
Guangbin et al. [163]	Scroll expander	Air	–	0.4–1.1	1740–2340	3.66
Wang et al. [164]	Screw expander	Air	26–40	0.5–3	400–2900	–
Smith et al. [165]	Screw expander	R113	48–76	6–15.5	1300–3600	2.11
Baek et al. [166]	Reciprocating piston expander	CO_2	10.5	24.35	114	2.1
Zhang et al. [167]	Reciprocating piston expander	CO_2	62	–	306	2.4
Mohd et al. [101]	Rotary vane expander	R245fa	43–48	0.025–0.032	2200–3000	21.54–24.17
Yang et al. [102]	Rotary vane expander	CO_2	17.8–23	–	300–1500	–
Qiu et al. [168]	Rotary vane expander	HFE7000	52.88–55.45	1.66–1.72	841–860	2.063–2.095

3. RADYAL DIŞ AKIŞLI TÜRBİN TASARIMI

3.1. Genel Tanıtımı

Radyal dış akışlı türbin, genel tanımıyla akışkanın radyal olarak iç çapdan dışa doğru aktığı ve kanatların disk üzerine yerleştirildiği kademelerden oluşan bir turbo makinedir. Akış doğrultusu radyal yönde olan bu türbinlerin kanat yapıları eksenel türbinlere benzerdir. İlk örneği yirminci yüzyılın başlarında Ljugnstrom kardeşler tarafından geliştirilmiştir [27]. Ljugnstrom türbininde bugün kullanılan radyal dış akışlı türbindeki stator ve rotor yerine birbirine göre ters yönde dönen iki rotor bulunmaktadır. Şekil 3.1'de Ljungstrom türbini fotoğrafı ve şeması gösterilmiştir [40, 41].



Şekil 3.1. Ljungstrom türbini

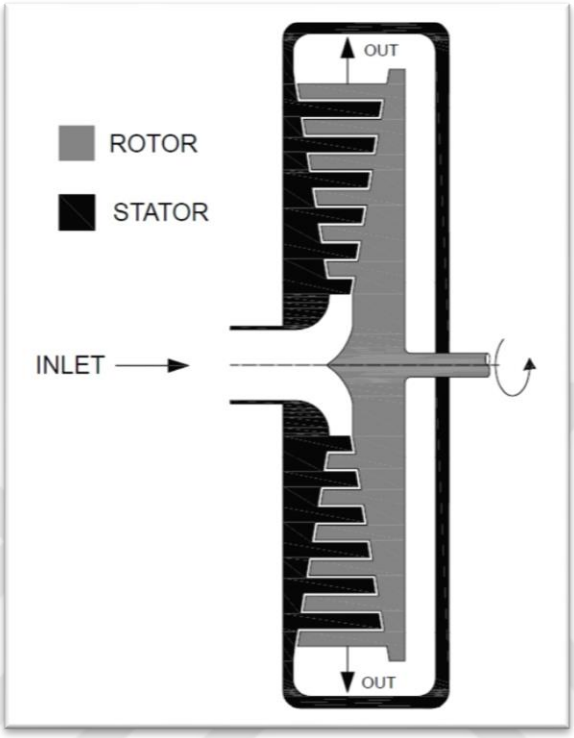
Günümüzdeki radyal dış akışlı türbin üzerinde kanatların bulunduğu stator ve rotor olarak kullanılan iki diskten oluşmaktadır. Akışkan eksen doğrultusunda merkezden girip, radyal doğrultuda genişlemektedir. Kademeler stator ve rotor şeklindeki iki diskin üzerine yerleştirilmiştir. Stator kanatları gövdeye yerleştirilmiş bir disk üzerinde ve hareketsizdir. Bu diskin karşısında yer alan rotor kanatları dönme hareketi yapar ve bir şafta bağlıdır.

Radyal dış akışlı türbinin eksenel türbine göre avantajları aşağıda sıralanmıştır.

- RDT'de kanatlar disk üzerinde aynı yarıçapa yerleştirildiğinden çevresel hız kanat yüksekliği boyunca aynıdır. Bu durum, eksenel türbinlere göre tasarım kolaylığı sağlamaktadır. Kanat orta noktası için seçilen optimum reaksiyon derecesi ve kanat yükleme katsayısı ile tasarım yapılabilmektedir.
- ORC türbininde kademelerindeki düşük sıcaklık değişimleri (yaklaşık 50°C) [6] nedeniyle kanatlarda oluşacak termal gerilmeler düşük olacağından özel malzeme kullanımı gerektirmez.
- İmalat açısından, RDT'de tüm kanat sıraları aynı disk üzerinde işlenebileceği için imalatı daha kolaydır. Ayrıca tüm kanatlar stator ve rotor diskine işlendiğinden montajı da kolaydır.
- Aynı zamanda, tek rotor diski daha hafif olduğundan, yataklama ve sızdırmazlık problemleri azalmaktadır.

Radyal dış akışlı türbin kanat ve kademe yerleşimi radyal doğrultuda olmaktadır. Akış mil ekseni doğrultusunda merkezden türbin diskine dik bir şekilde girmektedir. Disk merkezine yerleştirilen konik bir kısım ile radyal yönde merkezden dışa doğru akım oluşturulur. Organik akışkan bu yönde ilerleyip genişler. Türbin diski üzerine birden fazla kademe yerleştirilebilmektedir. İlk kademeden başlayarak son kademeye doğru kanatların yükseklikleri artırılarak da hacimsel genişleme sağlanabilmektedir. Ayrıca eksenel türbinlerde olduğu gibi orta kademelerden buhar girişi ile iki kademe basınç kullanılabilmektedir. Şekil 3.2'de radyal dış akışlı türbinin genel montaj yapısı yer almaktadır[42]. Türbin çıkışı ise çevresel olarak dış

çaptan olmakta ve salyangoz benzeri bir bölgede toplanarak boru hattına yönlendirilmektedir.



Şekil 3.2. Radyal dış akışlı türbin kesit görünümü

Radyal dış akışlı türbinlerin kanat geometrileri eksenel türbinlere benzemektedir. Fakat kanatlar radyal olarak bir çember şeklinde yerleştirilmeleri sebebiyle eksenel türbinlerdeki kanat geometrisinden daha farklı kanat geometrisi oluşmaktadır. Dışa doğru çap büyümesi ile kanat çıkış alanı büyümektedir. Bu nedenle kanat açılarında alışılagelmiş eksenel türbin kanat açılarından farklı değerlerle karşılaşılmaktadır. Küçük kapasitelerde türbin giriş ve çıkışındaki kanat profil açıları büyük olmaktadır. Bu durum imalatta zorluklara sebep olabilmektedir.

Eksenel türbinlerde olduğu gibi kanat uçları ile disk arasında oluşan boşluk kayıpları önemli olmaktadır.

3.2. ORC Çevrim Hesabı ve Türbin Çalışma Şartlarının Belirlenmesi

ORC türbin tasarımından önce, kaynak sıcaklıklarına göre belirlenen çevrim akışkanı için termodinamik çevrim hesabı yapılarak, türbin giriş ve çıkış şartları belirlenir. Bunlar, temel olarak debi ve giriş ve çıkıştaki basınç ve sıcaklıklardır. Bu basınç ve sıcaklıklara göre çevrim akışkanı için tüm özellikler (özgül hacim, entalpi, entropi) belirlenir.

Türbin gücü, çevre ile ısı alışverişi ihmal edilirse aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

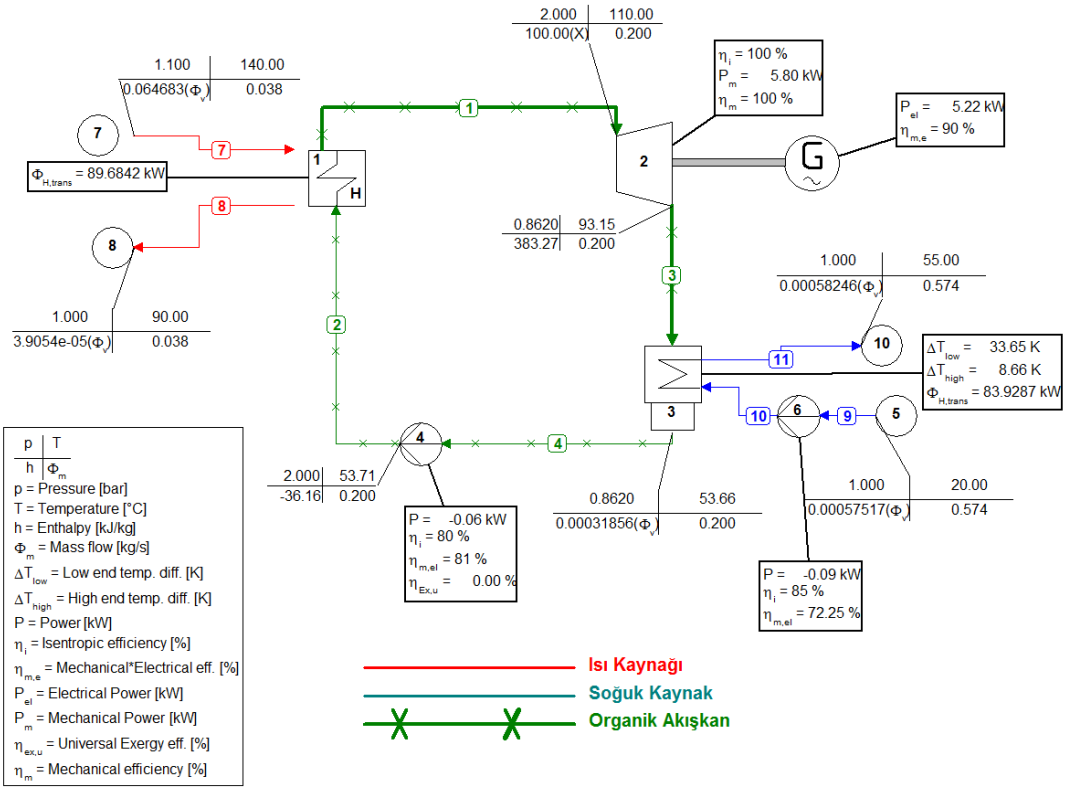
$$W = \dot{m}(h_ç - h_g) \tag{3.1}$$

Yani, türbin gücü, giriş-çıkış entalpi farkının kütlesel debi ile çarpımına eşittir.

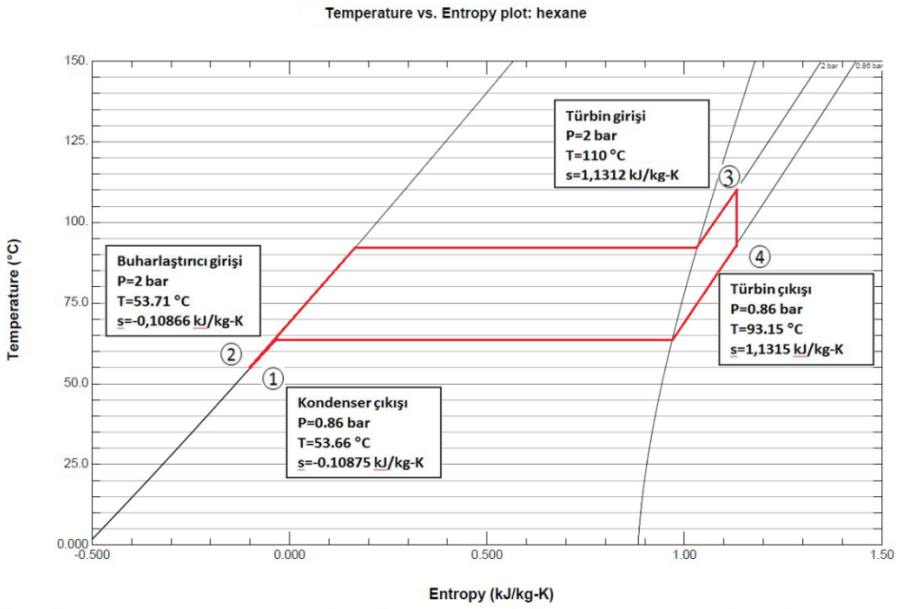
Bu tez kapsamında, jeotermal ve güneş enerjisi gibi özellikle düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarına yönelik olarak bir türbin tasarımı üzerinde çalışılmıştır. Bu amaçla, iş akışkanı hekzan olan ve 110℃, 2bar giriş şartları ve 93,15℃, 0.86bar çıkış şartları için üç kademeli bir türbin 1-boyutlu akış varsayımları kullanılarak tasarlanmıştır. Buradaki, basınç ve sıcaklık değerleri için hekzanın T-s ve lnP-h diyagramları incelenerek türbin girişinde kızgın buhar şartlarının sağlanması kontrol edilmiştir. Termodinamik çevrim analizi Cycle-Tempo v.5.1 ve RefProp v.8 programı ile yapılmıştır. ORC çevrim şeması Şekil 3.3'de ve T-s diyagramı Şekil 3.4'de ve lnP-h diyagramı da Şekil 3.5'de gösterilmiştir. Türbin çıkış basıncı genel olarak yoğuşma sıcaklığına göre belirlenir. Yoğuşturucuda su veya hava kullanılması durumunda yoğuşma sıcaklığı genel aralık olarak 25-35°C olur. Isı geçişinin sağlanabilmesi için yoğuşturucudaki çevrim akışkanı sıcaklığı 53,66°C olması durumunda yoğuşma basıncı 0,86 bar olmaktadır. Türbindeki genişleme izentropik alındığında ise türbin çıkış sıcaklığı 93,15°C'ye karşılık gelmektedir. Türbin çıkış basıncı yani yoğuşma basıncı bir miktar atmosfer basıncın altında olmaktadır. Şekil 3.4'de verilen T-s diyagramında görüldüğü gibi hekzan kuru tipte bir akışkan

olduğundan türbin girişinde ve çıkışında kızgın buhar bölgesinde kalmaktadır. Kondenser çıkışında bir miktar aşırı soğutma yapılmıştır. Aşırı soğutma noktası pompa girişi olarak gösterilen 1 noktası ile görülmektedir.

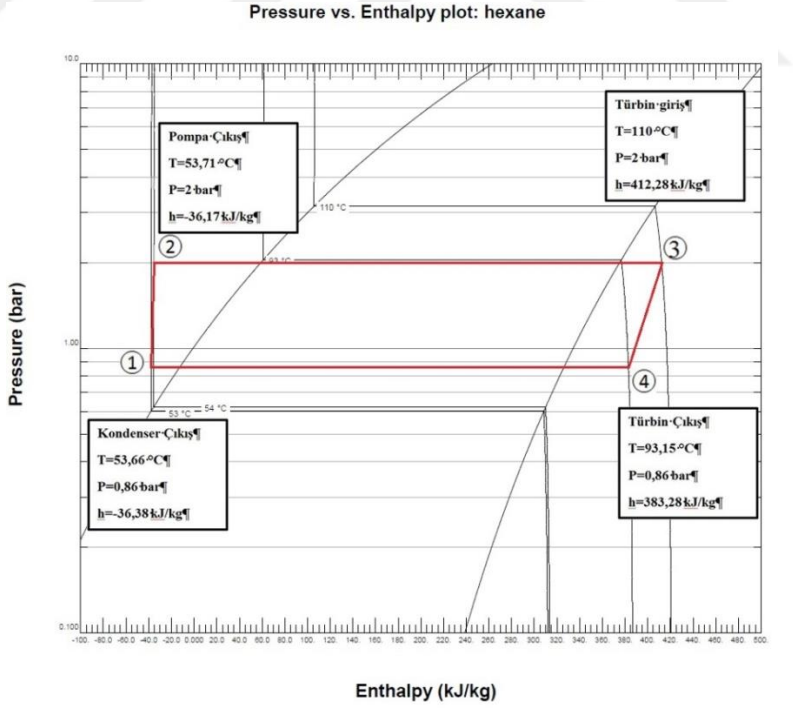
Türbin gücü, mikro ORC uygulamalarına yönelik olarak ve laboratuvar şartlarında kolay test edilebilirlik de dikkate alınarak 5,8kW olarak belirlenmiştir. Bu durumda, çevrim akışkanı debisi 0,2kg/s olarak hesaplanmıştır. Bu tasarım değerleri firmada hali hazırda bulunan ve test çalışmaları devam eden bir ORC sistemine de uygun olarak alınmıştır.



Şekil 3.3. ORC çevrim şeması



Şekil 3.4. ORC çevrimi T-s diyagramı



Şekil 3.5. ORC çevrimi lnP-h diyagramı

3.3. 1-B Türbin Tasarımı

ORC çevrim analizinden türbin giriş ve çıkışındaki basınç ve sıcaklık ve debi değerleri elde edilmiştir. Bu değerler türbin tasarımı için tasarım giriş parametreleridir.

Çevrim akışkanı türbin kanatları üzerinden giriş basınç ve sıcaklığından çıkış basınç ve sıcaklığına genişleyerek kanatlar üzerinde etki ile güç oluşturmaktadır. Bu güç giriş ve çıkışta akışkanın momentumundaki değişim sayesinde elde edilmektedir. Momentumdaki değişim ise giriş ve çıkıştaki hız vektörlerindeki değişim ile oluşur. Bu momentum değişiminin oluşturduğu güç aşağıdaki Euler denklemi ile hesaplanır.

$$\dot{W} = M_{Teğetsel} \times \omega \tag{3.2}$$

$$M_{teğetsel} = \dot{m} \times \left(r_g \times c_{\theta g} - r_ç \times c_{\theta ç}\right) \tag{3.3}$$

$$\dot{W} = \dot{m} \times \left(r_g \times c_{\theta g} - r_ç \times c_{\theta ç}\right) \times \omega = \dot{m} \times \left(u_g \times c_{\theta g} - u_ç \times c_{\theta ç}\right) \tag{3.4}$$

Çevrim analizinden hesaplanan güç ile Euler denkleminde hesaplanan güç kayıpsız durumda birbirine eşit olacaktır. O halde bu denklemler aşağıdaki gibi birbirine eşitlenir.

$$h_g - h_ç = u_g \times c_{\theta g} - u_ç \times c_{\theta ç} \tag{3.5}$$

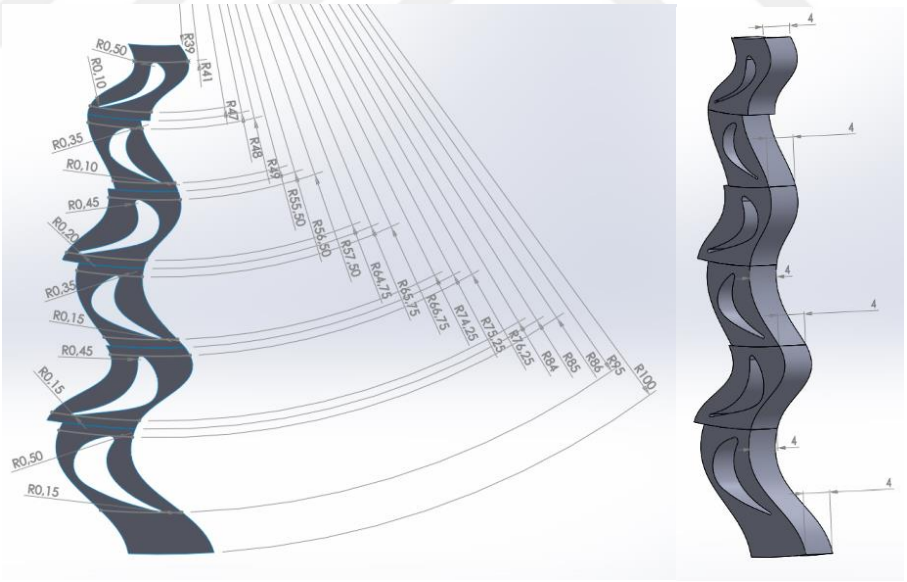
Bu denklem Euler türbin denklemi olarak isimlendirilir. Denklemdeki hızlar aşağıda verilen hız üçgenlerindeki hız bileşenleridir.

Buradaki denklemler türbin giriş ve çıkışındaki parametrelerin değerleri için geçerlidir. Birçok türbin uygulamasında istenen genişleme oranının bir kademede yakalanması birçok sebepten dolayı (ses üstü hızlara çıkılması, devir sayısının aşırı artması, kayıpların aşırı artması, fizibil imalat limitleri) mümkün olmadığından birden çok kademe kullanılır. Her bir kademe için tecrübi olarak belirlenmiş genişleme oranı aralıkları literatürde belirlenmiştir.

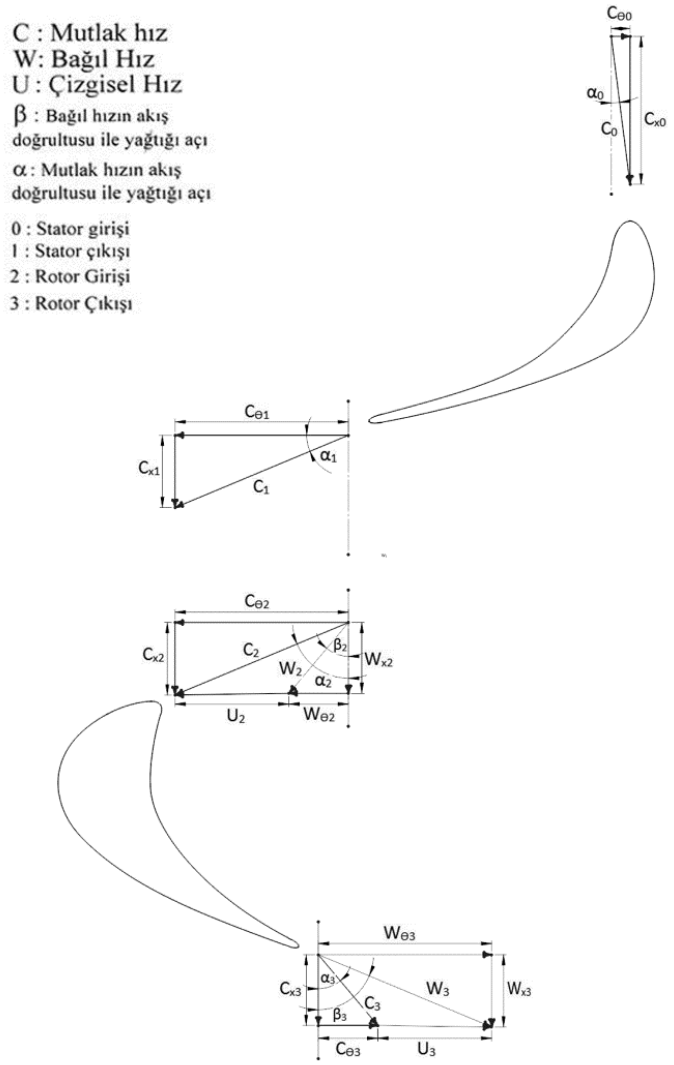
Türbin ön tasarımının bu aşamasında bilinen türbin tasarım pratikleri kullanılarak kademe sayısının öncül olarak belirlemesi yapılır. Bu çalışmada kademe sayısı 3 olarak belirlenmiştir. Bu durumda yukarıda yazılan Euler türbin denklemi her bir kademe için ayrık olarak uygulanacaktır. Tasarımı yapılacak 3 kademeli

türbin şematik olarak Şekil 3.6'da gösterilmiştir. Her bir kademe çevresel olarak yerleştirilmiş stator ve rotor kanatlarından oluşmaktadır. Tasarım esnasında birbirini interaktif olarak etkileyen birçok geometrik boyutun belirlenmesi gerekmektedir. Bunlar genel olarak; her bir kademedeki stator ve rotor kanatlarının konumlanacağı çaplar, kanat sayıları, kanat profilleri, kanat yükseklikleri, boyları, kalınlıkları olarak sayılabilir. Bu geometrik boyutların belirlenmesinde Euler denklemi, hız üçgenleri bağıntıları, termodinamik denklemler yanında tecrübi türbin tasarım pratikleri de kullanılır. Tecrübi türbin tasarım pratiklerine uygun geometrinin belirlenmesi birçok hesabın deneme-yanılma tabanlı yapılmasını gerektirmektedir. Bu amaçla bir Excel'de bir program oluşturulmuştur.

Öncelikle tasarımı yapılacak 3 kademeli türbin şeması üzerinde temel boyutlar Şekil 3.6'da gösterilmiştir. 1. kademe için hız üçgenlerinin temsili şeması ve referans alınan notasyon Şekil 3.7 de gösterilmiştir. Her bir kademe için yapılan hesaplar ve belirlenen geometrik boyutlar aynı yapıda olup, sadece 1. kademe için aşağıda açıklanmıştır.



Şekil 3.6. Ön tasarımdan oluşturulan türbin başlangıç geometrisi ve HAD model bölgesi



Şekil 3.7. Hız üçgenleri notasyonu

Hesap başlangıcında türbindeki toplam genişleme oranı 3 kademeye dağıtılarak her bir kademedeki değerleri öncül olarak tecrübi aralıklarına göre belirlenir. Her bir kademede olası en büyük genişleme oranlarının alınması toplam kademe sayısını azaltır. Fakat büyük genişleme oranlarında daha büyük kanat açıları ile karşılaşılmaktadır. Ayrıca, kademelerdeki hız artırmakta ve Mach sayısı sonik değere yaklaşmakta ve geçmektedir. Süpersonik akışta şok dalgalarının oluşma ihtimali vardır ve entropi artışına sebep olur. Hızların subsonik seviyede olduğu bir türbin tasarlamak amacıyla daha düşük genişleme oranları seçilmiştir.

Çevrim hesapları sonucunda buraya kadar aşağıdaki tasarım parametreleri belirlenmiş oldu.

1) Türbin giriş basıncı ve sıcaklığı
2) Türbin çıkış basıncı ve sıcaklığı
3) Debi
4) Kademe genişleme oranları dolayısıyla kademe giriş-çıkış basınçları

Ayrıca, hesapların başlaması ve iterasyon döngülerinin yapılması için aşağıdaki parametreler yine öncül olarak tecrübi aralıklarına göre belirlenir. Bu parametreler 1. kademe için aşağıda listelenmiştir. Bu parametreler Şekil 3.8'de gösterilmiştir.

1) devir sayısı (n), 12000 d/dk
2) kademe genişleme oranı (Pr), 1,19 (1,01-1,50)
3) reaksiyon derecesi (R), 0,22 (0-0,5)
4) türbin kademelerinin başlangıç çapı (D_0), 0,082m
5) kanat radyal uzunluğu (b), stator: 6mm, rotor: 6,5mm
6) kanat eksenel yüksekliği (H), 4mm
7) kanat sayısı (N), stator: 40, rotor: 47mm
8) kademeler arası ve stator-rotor arası radyal boşluk (t_{cl}), 2mm
9) boğaz mesafesi (o), stator: 2,848mm, rotor: 2,834mm

Buradaki tüm parametreler interaktif olarak birbirini etkilemektedir. Bu sebeple manual olarak yapılan iterasyon döngülerinde herbir parametrenin etkisi dikkatli bir şekilde gözlenerek değerlendirilmiştir.

Türbin devir sayısı türbin içi akıştaki tüm hızları ve dolayısıyla geometrik boyutları belirleyici olmaktadır. Yüksek devirlerde türbin boyutları küçük olurken, küçük devirlerde kanat çıkış açıları aşırı artarak fizibil imal edilebilirliği zorlamaktadır. Benzer türbinlerin devir sayıları dikkate alınarak türbin devir sayısı 12000 d/dk olarak alınmıştır. Piyasada yaygın bulunan 3000 dev/dk'lık alternatörler için 4:1'lik çevrim oranlı kayış-kasnak sistemi ile 12000 dev/dk elde edilebilir.

Kademe genişleme oranı kademe girişi ile çıkışındaki basınç oranını temsil etmektedir. Kademe genişleme oranı kullanılarak kademe çıkış basıncı hesaplanır ve

izentropik genişleme varsayımıyla kademe çıkışında akışkana ait tüm termodinamik özellikler belirlenir. 1. kademede subsonik akış hızlarının yakalanabilmesi için ve reaksiyon derecesine göre yapılan iterasyonlar sonunda 1. kademe için genişleme oranı 1,19 olarak belirlenmiştir.

Reaksiyon derecesi, kademedeki toplam entalpi değişiminin ne kadarının rotorda gerçekleştiğini belirtir. Reaksiyon derecesi genel olarak 0 ile 0,5 arasında değişen değerler alır [refs.]. Düşük güçlerdeki radyal dış akışlı türbinlerde reaksiyon derecesi sıfıra yaklaştıkça entalpi düşümünün tamamı statorda gerçekleşir. Bu durumda rotor girişindeki hızlar ile birlikte Mach sayısı da artmaktadır. İlaveten stator çıkış açıları da aşırı arttığında kanat kalınlığı yükleri taşıyamayacak kadar incelmekte ve kanat araları da çok daralarak imalatı zorlaştırmaktadır. Tüm bu durumlar dikkate alındığında iterasyonlar sonunda 1. kademe için reaksiyon derecesi 0,22 olarak belirlenmiştir.

1. kademe giriş çapı stator giriş çapıdır ve aynı zamanda türbin giriş çapıdır. Türbin girişindeki bu çap ne kadar küçük alınabilirse çevresel hızlar ve dolayısıyla Mach sayısı düşük kalacaktır. 1. kademede giriş çapı 0,082 m olarak belirlenmiştir. Buna göre 1. kademede en yüksek Mach sayısı 0,45 olmaktadır. 1 kademedeki stator çıkış çapı ve rotor giriş ve çıkış çapları kanat radyal uzunlukları ve kanatlar arası radyal boşluklar kullanılarak belirlenmektedir. Kademeler arasındaki boşluklar ve stator-rotor arasındaki boşluklar fizibil imalat-montaj limitleri, çalışma esnasında dönme şartları ve toleranslar dikkate alınarak 2mm olarak belirlenmiştir.

Kanat radyal uzunlukları ise stator ve rotor kanatlarının başladığı ve bittiği çap arasındaki uzunluktur. Kanatlar akış alanı içerisinde kanattan maksimum güç alacak şekilde mümkün olduğunca büyük seçilmelidir. Kanat uzunlukları fazla olduğunda radyal çap artışı ile kanat çıkışında çevresel hızlar ve kanat çıkış açıları artacaktır. Açıların büyümesi kanat içlerindeki kamburluğu artırmakta ve girdapların oluşumunu artırıcı olmaktadır. Tüm bu durumlara göre hesap iterasyonları sonunda 1. kademenin stator kanadı 6 mm ve rotor kanadı ise 6,5 mm radyal uzunlukta belirlenmiştir.

Kanat eksenel yüksekliği yukarıdaki tüm parametreleri etkileyen bir büyüklüktür. Büyük kanat yüksekliği, istenen akışkan hızının yakalanabilmesi için kanat boğaz mesafesinin küçülmesine sebep olur. Yukarıda belirlenen kanat radyal

uzunluklarının imal edilebilir seviyede kalmasını sağlarken subsonik şartların sağlanması ve belirlenen genişleme oranı ve reaksiyon derecesinin yakalanabilmesi için kanat yüksekliği 4 mm olarak belirlenmiştir.

Kanat sayısı tasarımda boğaz mesafesinin belirlenmesi üzerinde etkilidir. Kanat sayısı arttıkça boğaz mesafesi küçülecektir. Boğaz mesafesi, imal edilebilirlik açısından tasarımda alt limit olarak 2,5 mm belirlenmiştir. Bu açıdan 2,5 mm'nin altına düşmeyecek şekilde mümkün olduğunca çok kanat sayıları belirlenmiştir.

Böylece tüm iterasyon döngüleri sonunda tüm türbin kademelerindeki çalışma parametreleri, hız üçgenleri ve geometrik ölçüler belirlenmiştir.

3.4. 1-B Türbin Tasarımı Hesap Detayları

1-B türbin tasarımı için oluşturulan Excel programının 1. kademe için arayüzü Şekil 3.8'de gösterilmiştir.

TEMEL TASARIM PARAMETRELERİ

			h[kj/kg]	C[m/s]	Δh[kj/kg]	Pr_{row}	Pr_{stage}	D[m]	n[dev/dk]	U[m/s]	R	Ψ	Speed of Sound [m/s]	$\Psi_{(geometrik)}$	P
1. STAGE	Stator giriş	0	412,3	20	6,0	1,15	1,19	0,0820	12000	51	0,22	0,71	185,4		2,000
	Stator çıkış	1	407,6	96,9				0,0940	12000	59			186,1	0,805	1,746
	Rotor giriş	2	407,6	96,9		1,04		0,0980	12000	61			186,1		1,746
	Rotor çıkış	3	406,3	29,5				0,1110	12000	69			186,2	6,231	1,681

NE[kW]	Kütle Debisi [kg/s]	Dönme Gücü[kW]	η_{euler}
1,2	0,2000	#BAŞV!	#BAŞV!
bld to bld clr [mm]	row to row clr [mm]		
2	2		

HIZ ÜÇGENLERİ

		C	α	Cx	C0	W	β	Wx	Wθ	M
1. STAGE	Stator giriş	0	1,00	0,00	0,00	-	-	-	-	0,0
	Stator çıkış	96,86	69,75	33,52	90,87	-	-	-	-	0,52
	Rotor giriş	96,86	69,75	33,52	90,87	44,90	41,71	33,52	29,87	0,52
	Rotor çıkış	29,50	1,00	29,49	0,52	75,51	67,01	29,49	69,52	0,41

GEOMETRİK PARAMETRELER ve ÇIKTILARI

		b [m]	b [mm]	H/b	H [m]	H [mm]	ð	s/b	s/o	b/o	o [m]	o [mm]	s [mm]	s [m]	s' [m]	N	ά [°]	β' [°]	ϵ_N [°]	ϵ_R [°]
1. STAGE	Stator giriş	0,006	6	0,67	0,004000	4,000											1			
	Stator çıkış				0,004000	4,000	0,00	1,2	2,9	2,3	0,0025551	2,555	7,38	0,0073827	0,0073904	40	69,75	-	70,751419	-
	Rotor giriş	0,0065	6,5	0,62	0,004000	4,000											-	41,71		
	Rotor çıkış				0,004000	4,000	0,00	1,1	2,6	2,2	0,0028978	2,898	7,42	0,0074195	0,0074250	47		67,01	-	108,71669

Şekil 3.8. 1B tasarım kodu

Türbin 1. kademe hesapları yapılırken öncelikle kademe giriş şartları ve bu şartlardaki akışkan özellikleri belirlenir. Akışkan özellikleri Excel kodu içerisinde eklenti olarak çalıştırılan RefProp v.8 yazılımı ile belirlenmektedir. 1. kademe giriş şartları:

- Türbin giriş sıcaklığı : T_0 = 110 C
- Türbin giriş basıncı : P_0 = 2 bar
- Türbin girişinde entalpi : h_0 = 412,279 kJ/kg
- Türbin girişinde entropi : s_0 = 1,131 kJ/kg-K

Diğer noktalardaki akışkan özellikleri de iterasyon döngüleri esnasında RefProp v.8 yazılımı kullanılarak hesaplanmaktadır.

Hız üçgenlerinin hesaplarında referans olarak kullanılan notasyon Şekil 3.7'de gösterilmişti.

Türbin 1. kademe hesapları:

Türbin girişindeki basınç ve başlangıçta ilgili aralıkta belirlenen 1. kademe genişleme oranı kullanılarak 1. kademe çıkışındaki basınç (P_3) aşağıdaki denklemden hesaplanır.

$$\mathrm{Pr} = \frac{P_0}{P_3} = \frac{2}{1{,}19} = 1{,}681 \text{ bar} \tag{3.6}$$

1. kademedeki genişleme izentropik kabul edilerek ve P_3 basıncı kullanılarak kademe çıkışında tüm akışkan özellikler belirlenir.

Çıkış entalpisi (h_3) bilindiğinden kademe entalpi düşümü;

$$\Delta h_{kademe} = h_0 - h_3 = 412{,}279 - 406{,}265 = 6{,}014\ kJ/kg \tag{3.7}$$

denkleminden hesaplanır.

Buradan stator ve rotordaki entalpi düşümlerinin hesabına geçilir. Bu aşamada ilgili aralıkta seçilen reaksiyon derecesi kullanılır. Aşağıdaki denklem ile verilen reaksiyon derecesi denklemi kullanılarak

$$R = \frac{\Delta h_{rotor}}{\Delta h_{kademe}} \tag{3.8}$$

$$0{,}22 = \frac{\Delta h_{rotor}}{6{,}014} \quad \rightarrow \quad \Delta h_{rotor} = 1{,}323 \frac{kj}{kg}$$

rotordaki entalpi düşümü (Δh_{rotor}) hesaplanır. Statordaki entalpi düşümü ise;

$$\Delta h_{stator} = \Delta h_{kademe} - \Delta h_{rotor} = 6{,}014 - 1{,}323 = 4{,}691\ kJ/kg \quad (3.9)$$

denkleminden hesaplanır.

Kademenin akış katsayısı ise;

$$\psi = \frac{\Delta h_{kademe}}{2\times\overline{U}^2} = \frac{6{,}014}{2\times 65^2} = 0{,}71 \quad (3.10)$$

denklemi ile hesaplanır. Radyal dış akışlı türbinlerde kademeler radyal yönde ilerlediği için kademelerdeki çevresel hız değişmektedir. Tasarım hesaplarında bu hızların ortalamaları kullanılacaktır. Burada U hızı radyal dış akışlı türbinlerde çapın artışı ile değiştiği için rotor giriş-çıkış ortalaması alınmaktadır.

$$\overline{U} = \frac{U_2+U_3}{2} = \frac{61+69}{2} = 65m/s \quad (3.11)$$

Buradaki U_2 ve U_3 aşağıdaki denklemler ile hesaplanır:

$$U_2 = \frac{2\times\pi\times D_2\times n}{60} = \frac{2\times\pi\times 0{,}098\times 12000}{60} = 61m/s \quad (3.12)$$

$$U_3 = \frac{2\times\pi\times D_3\times n}{60} = \frac{2\times\pi\times 0{,}111\times 12000}{60} = 69m/s \quad (3.13)$$

Bu hesapların ardından hız üçgenleri hesaplarına geçilir. Türbin kademesinde, rotor ve statordaki entalpi düşümleri hesaplanmıştır. Statorda hareket olmadığı için entalpi değişimleri sadece akışkanın hızını artırıcı yönde ve yönlendirici etki yapar.

Burada termodinamiğin 1. yasasından:

$$Q - W = (h_0 - h_1) + (C_0^2 - C_1^2)/2 \quad (3.14)$$

Bu denklemde ısı (Q) ve iş (W) olmadığı için sıfırdır. Bütün entalpi hıza dönüşmektedir. Denklem;

$$\Delta h_{stator} = (C_1^2 - C_0^2)/2 \quad (3.15)$$

formuna dönüşür.

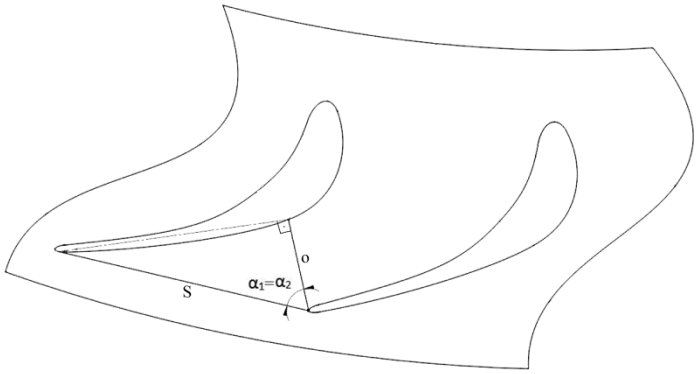
Burada C_0 hızı türbin girişindeki hızı temsil etmektedir. Profil kayıplarının alınmadan yapılan izentropik çözümde, türbin girişinde toplam koşulların referans alınarak C_0 hızı 0 alınarak çözüm yapılabilir.

Denklem 3.15'ten C_1 hızı çekildiğinde

$$C_1 = \sqrt{(2\times\Delta h_{stator}) + C_0^2} = \sqrt{\left(2\times 4{,}691\,\frac{kJ}{kg}\right) + 0^2} = 84{,}02m/s \quad (3.16)$$

olarak hesap edilir.

Şekil 3.10'da gösterildiği gibi, α_1 açısı aşağıdaki denklem dikkate alınarak boğaz ve çıkış uzunluğundan hesaplanmaktadır:



Şekil 3.9. 1.kademe stator boğaz mesafesi

$$\alpha_1 = \cos^{-1}\frac{o}{s} \tag{3.17}$$

Burada o (boğaz) mesafesi, süreklilik denkleminin kademeye uygulanması ile bulunur.

$$\dot{m} = \rho \times A \times V \tag{3.18}$$

$$\dot{m} = \rho_1 \times (N \times o \times H) \times C_1 \tag{3.19}$$

süreklilik denklemi bütün kademe için geçerlidir yani akış alanı kanat sayısı (N) tane boğaz mesafesinden oluşmaktadır, denklem 3.19'dan o mesafesi çekilirse;

$$o = \frac{\dot{m}}{\rho_1 H C_1 N} x1000 = \frac{0{,}2\frac{kg}{s}}{\left(5{,}0505\frac{kg}{m^3}\right)(4\ mm)\left(96{,}86\frac{m}{s}\right)(40)} x1000 = 2{,}555\ mm \tag{3.20}$$

şeklinde, s (çıkış uzunluğu) ise, kanat ucundaki çemberin çevresinin kanat sayısına oranı kadar olacağından

$$s = \frac{\pi D}{N} = \frac{\pi(0{,}094\ m)}{40} = 7{,}38\ mm \tag{3.21}$$

şeklinde hesap edilir. Elde edilen o ve s değerleri ile α_1 açısı hesap edilir;

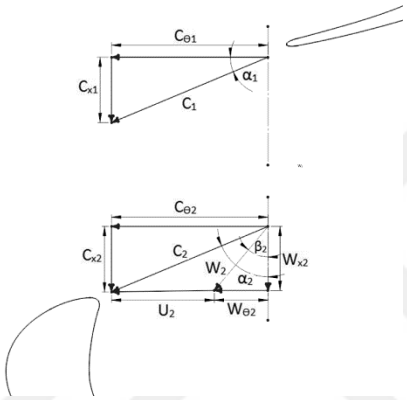
$$\alpha_1 = \cos^{-1}\frac{o}{s} = \cos^{-1}\frac{2{,}555}{7{,}38} = 67{,}31 \tag{3.22}$$

α_1 açısının bulunması ile, Şekil 3.10'da görüldüğü gibi C_1 hızının bileşenleri olan C_{x1} ve $C_{\theta 1}$ bulunabilir;

$$C_{\theta 1} = C_1(\sin \alpha_1) = 96{,}86 \times \sin(69{,}74) = 90{,}88\ m/s \quad (3.23)$$

$$C_{x1} = C_1(\cos \alpha_1) = 96{,}86 \times \cos(69{,}74) = 33{,}52\ m/s \quad (3.24)$$

Şekil 3.11'de gösterildiği gibi α_2 açısı ve stator çıkışı ile rotor girişi ($\alpha_2 = \alpha_1$) aynı açı değerinde olacağından rotor girişindeki α_2 ve C_2 (C_1 ile aynı olacağından) bellidir. Ayrıca rotor giriş hız üçgeni kullanılarak $C_{\theta 2}$, C_{x2}, $W_{\theta 2}$, W_{x2} bulunabilmektedir.



Şekil 3.10. 1. kademe stator-rotor arasındaki hız üçgenleri

Böylece;

$$W_{x2} = C_{x2} = 33{,}52\ m/s \quad (3.25)$$

$$C_{x1} = C_{x2} = 33{,}52\ m/s \quad (3.26)$$

$$C_{\theta 1} = C_{\theta 2} = 90{,}88\ m/s \quad (3.27)$$

C_{x2}, $C_{\theta 2}$ ve W_{x2} 'nin değerleri rotor hız üçgeninden bulunur. Yine rotor hız üçgeninden

$$C_{\theta 2} = U_2 + W_{\theta 2} \quad (3.28)$$

eşitliğine erişilir ve $W_{\theta 2}$ hızı çekilerek

$$W_{\theta 2} = C_{\theta 2} - U_2 = 90{,}88 - 61 = 29{,}88\ m/s \quad (3.29)$$

şeklinde $W_{\theta 2}$ değeri hesaplanmıştır.

3.25 ve 3.29 numaralı denklemlerden hesaplanan W_{x2} ve $W_{\theta 2}$ değerleri bilindiği için W_2 aşağıda hesaplanmıştır.

$$W_2 = \sqrt{(W_{\theta 2}^2 + W_{x2}^2)} = \sqrt{(29{,}88^2 + 33{,}52^2)} = 44{,}91 m/s \quad (3.30)$$

Yukarıda yapılan hesaplamalarla stator hız üçgeni değerleri bulunmuş olur. Buradan rotor için hız üçgeni hesaplamalarına geçilir. Entalpi düşümü rotorda hem tork oluşturacaktır hem de akışa tekrar hız kazandıracaktır.

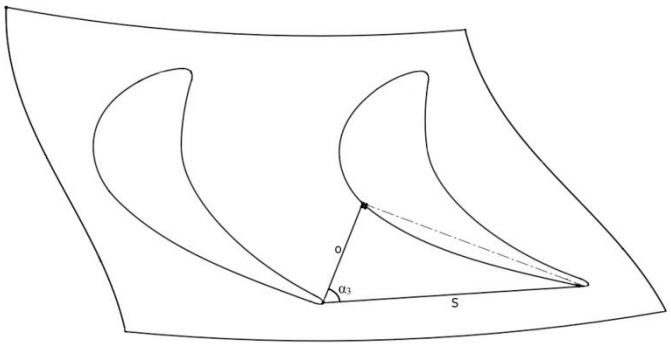
$$h_2 - h_3 = \frac{(W_3^2 - W_2^2)}{2} + \frac{(U_2^2 - U_3^2)}{2} \quad (3.31)$$

$$(407{,}588 - 406{,}265)x1000 = \frac{W_x^2}{2} - \frac{44{,}91^2}{2} + \frac{61^2}{2} - \frac{69^2}{2}$$

$$W_3 = 75{,}52\ m/s$$

olarak hesaplanır.

Şekil 3.12'de gösterildiği gibi, β_3 açısı statorda olduğu gibi rotor kanadı için o ve s mesafelerinden bulunabilir.



Şekil 3.11. 1.kademe rotor boğaz mesafesi

Bu durumda rotor kanadı için o ve s mesafesi;

$$o = \frac{\dot{m}}{\rho_3 H W_3 N} x1000 = \frac{0{,}2}{4{,}862 \times 4 \times 75{,}52 \times 47} x1000 = 2{,}898\ mm \quad (3.32)$$

$$s = \frac{\pi D}{N} = \frac{\pi(0{,}111\ m)}{47} x1000 = 7{,}42\ mm \quad (3.33)$$

şeklinde hesap edilir ve bu iki değer kullanılarak β_3 açısı;

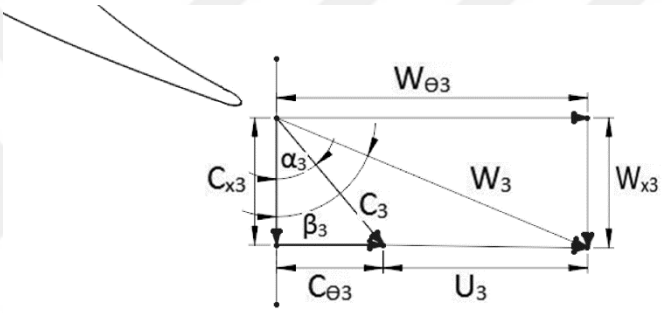
$$\beta_3 = \cos^{-1}\frac{o}{s} = \cos^{-1}(\frac{2{,}898}{7{,}42}) = 67{,}01° \quad (3.34)$$

olarak hesap edilir. Hesap edilen β_3 açısı ile birlikte Şekil 3.13'de gösterilen rotor çıkış hız üçgeninden W_3'ün bileşenleri hesap edilebilir. $W_{\theta 3}$, W_{x3} değerleri;

$$W_{\theta 3} = W_3(\sin\beta_3) = 75{,}52\ \sin(67{,}01) = 69{,}52 m/s \quad (3.35)$$

$$W_{x3} = W_3(\cos\beta_3) = 75{,}52\ \cos(67{,}01) = 29{,}49 m/s \quad (3.36)$$

olur. Yine Şekil 3.13'de görülebileceği üzere aşağıdaki eşitlikler yazılıp, C_{x3} ve $W_{\theta 3}$ bulunabilir.



Şekil 3.12. 1.kademe rotor çıkış hız üçgeni

$$W_{x3} = C_{x3} = 29{,}49 m/s \quad (3.37)$$

$$W_{\theta 3} = U_3 + C_{\theta 3} \quad (3.38)$$

$$C_{\theta 3} = W_{\theta 3} - U_3 = 69{,}52 - 69 = 0{,}52\ m/s$$

bileşenleri hesap edildiği için Pisagor teoreminden C_3;

$$C_3 = \sqrt{C_{\theta 3}^2 + C_{x3}^2} = \sqrt{0{,}52^2 + 29{,}49^2} = 29{,}50 m/s \quad (3.39)$$

olarak hesaplanır. Yine C_3;'ün bileşenleri kullanılarak da α_3 açısı;

$$\alpha_3 = \tan^{-1}\left(\frac{C_{\theta_3}}{C_{x_3}}\right) = \tan^{-1}(\frac{0,52}{29,49}) = 1,01° \quad (3.40)$$

olarak hesap edilir.

Bulunan bu değerler ile rotor çıkış hız üçgenleri çizilmiş olur.

Stator ve rotor hız üçgenleri hesapları diğer kademeler içinde uygulanacaktır. Devam eden kademeler için tek dikkat edilmesi gereken türbin girişinde mutlak hız sıfır olmasına rağmen sonraki kademelerde bir öncekinin mutlak hızı kullanılmalıdır.

1-boyutlu hesapta en önemli hesap kriterlerinden biri olan ve akışın türünü gösteren Mach sayıları da ayrıca hesap edilerek kontrol için kullanılmaktadır. Kademedeki Mach sayısı stator ve rotor için aşağıda verilen şekilde, 1-B tasarım kodunda Refprop programında hesap edilen ses hızı ile hız üçgenlerinden bulunan hız değerlerinin oranlanması ile elde edilir:

$$Ma_{c_{stator}} = \frac{C_{stator\ çıkış}}{ses\ hızı} = \frac{96,87}{186,1} = 0,52 \quad (3.41)$$

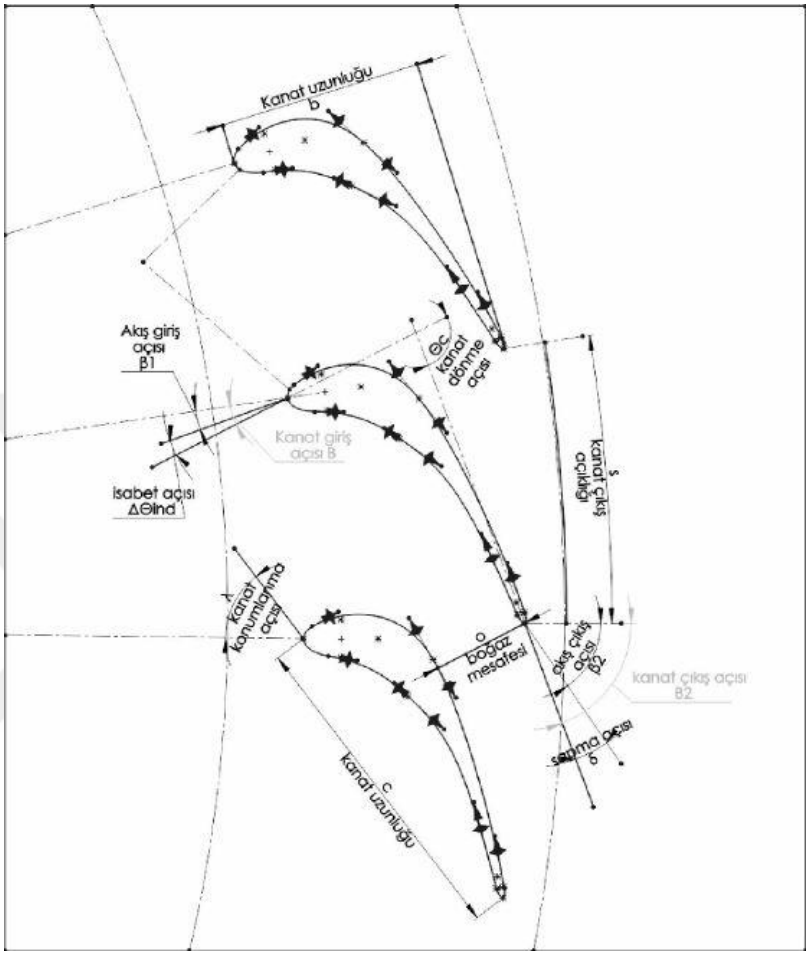
$$Ma_{w_{rotor}} = \frac{W_{\ rotor\ çıkış}}{ses\ hızı} = \frac{75,52}{186,2} = 0,41 \quad (3.42)$$

Mach sayısı hesabında dikkat edilmesi gereken stator için C hızı, rotor için W hızı kullanılır.

3.5. Kanat Geometrisinin Tanımı

Türbinlerde kanat geometrisinin oluşturulmasında kanatlar üzerindeki geometrik boyutlar oluşturulmuş ve bu boyutlar kullanılarak kanatlar çizilmektedir. Genellikle güç üretim sistemlerinde eksenel türbinlerin kullanılması sebebiyle günümüzde kullanılmaya başlanmış olan RDT için oluşturulmuş kesin bir notasyon ve kanat oluşturma yöntemi bulunmamaktadır. Fakat RDT'lerin kanat yapılarının eksenel türbinlere benzemesi sebebiyle eksenel türbinler için oluşturulmuş bu notasyondan faydalanılabilir. Şekil 3.14'te eksenel türbin kanat boyutlarının RDT'e uygulanmış hali gösterilmektedir. Kanat hız üçgenlerinin belirlenmesinin ardından

başlangıç kanat geometrisi bu parametreleri kullanarak oluşturulacak ve kanat optimizasyonu oluşturulan bu başlangıç geometrine uygulanacaktır.



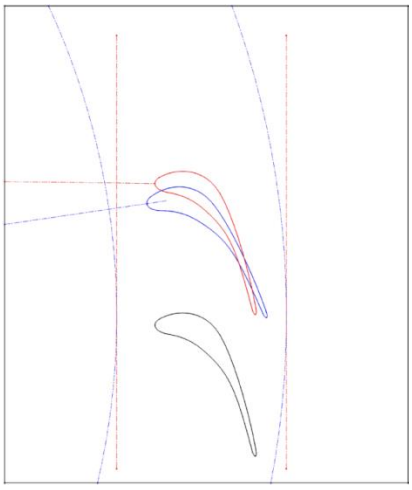
Şekil 3.13. Kanat geometrisi ve notasyonu

RDT'de kanat yerleşimi radyal yönde olması sebebiyle Şekil 3.15'de gösterildiği gibi farklılık oluşmaktadır. Siyah olarak belirtilmiş tek bir kanat sabit tutularak eksenel olarak kanat yerleştirildiğinde kırmızı çizgiler ile belirtilen ve radyal yerleşim sonucunda mavi çizgiler ile belirtilen durum oluşmaktadır.

Şekil 3.15 ayrıntılı incelendiğinde radyal yerleşim ile birlikte kanat girişi daralmakta kanat içe doğru bir miktar dönmektedir. Dönme miktarı daha küçük çapların olduğu ilk kademelerde fazla olmaktadır. Dönme ile birlikte kanat dönme açısı (θc) daha büyük olmakta ve kanat kamburluğunun artması anlamına gelmektedir. Artan kamburluk beraberinde kanat basınç kısmı tarafında girdapların oluşmasına, emiş kısmı tarafında da akışta kopmalara neden olacaktır. Yine kanat çıkış açıklığı (s) biraz daha artacaktır. Bu daha fazla hacimsel genişleme için olumlu bir etki olmakla beraber kanat kamburluğunu artırıcı yönde bir etki yapar.

Radyal yerleşimden kaynaklı bu dönme ile birlikte kanat giriş kısmında isabet açısı küçülmekte ve kanat çıkışında sapma açısı artmaktadır. Kanat girişinde isabet açısının küçülmesi ile akış çok daha iyi karşılanabilmekte fakat fazla artması ile akışın daha çok basınç kısmın'dan, emiş tarafına doğru yönlenmesine sebep olacaktır. Sapma açısının artması ile de kanat uçlarında daha düzensiz bir akış ve buna bağlı olarak daha fazla entropi oluşumu gözlenecektir.

Ayrıca radyal yerleşim boğaz mesafesinin (o) 'de dönmesine sebep olacaktır. Boğaz mesafesinin korunması için kanat çıkış ucuna doğru kanat kamburluğunu artırılmaktadır. Kamburluğun artması yine akışta kopmalara ve entropi oluşumuna sebep olmaktadır.



Şekil 3.14 Eksenel (kırmızı) ve RDT (mavi) kanat yerleşimi farklılığı

Bu kanat boyut hesaplamaları oluşturulmuş excel kodunda deneme-yanılma yoluyla hesaplanmıştır. Kanat üzerindeki bulunan geometrik değerlerin literatürde tanımları aşağıdaki gibidir;

Katılık (Solidity, σ) : Kanat uzunluğunun, iki kanadın çıkış ucu arasındaki mesafeye oranıdır. ROT 'de katılık değeri radyal kanat yerleşimi sebebiyle eksenel türbinlere oranla daha küçük değerler almaktadır

$$\sigma = \frac{l}{s} \tag{3.43}$$

$$\sigma = \frac{8{,}93}{s7{,}38} = 1{,}21$$

Kanat uzunluğu (chord length, c,l) : Kanat giriş ucu ile çıkış ucu arasına çizilen doğrunun uzunluğudur.

$$c, l = s \times \sigma \tag{3.44}$$

$$c = 7{,}38 \times 1{,}21$$

$$c = 8{,}93$$

Kanat konumlanma açısı (stagger angle, λ) : Kanat uzunluğu doğrusunun yatay eksenle yaptığı açıdır.

$$\lambda = arccos(b/l) \tag{3.45}$$

$$\lambda = \arccos\left(\frac{6}{8{,}93}\right)$$

$$\lambda = 47{,}786°$$

İsabet açısı (incidence angle, $\Delta\vartheta_{ind}$) : Akış ile kanat giriş açısı arasındaki farktır.

$$\Delta\theta_{ind} = \beta_1 \times \left\{0{,}25 \times \left(\left(\frac{70}{\beta_1}\right) - 1\right) \times (2{,}6 - \sigma)\right\} \tag{3.46}$$

$$\Delta\theta_{ind} = 1 \times \left\{0{,}25 \times \left(\left(\frac{70}{1}\right) - 1\right) \times (2{,}6 - 1{,}21)\right\}$$

$$\Delta\theta_{ind} = 23{,}978°$$

Kanat giriş açısı (B_1) : Akış ile kanat giriş açısının toplamıdır.

$$B_1 = \beta_1 + \Delta\theta_{ind} \tag{3.47}$$

$$B_1 = 1 + 23{,}978$$

$$B_1 = 24{,}978°$$

Sapma açısı (deviation angle, δ) : Akışın kanat çıkışındaki sapma miktarıdır.

$$\frac{\delta}{\theta_{ç}} = \left\{0{,}08 + \left\{\left(\frac{60-\lambda}{300}\right)^2\right\} / \left(\frac{c}{s}\right)\right\} \tag{3.48}$$

$$\theta_{ç} = \beta_1 + \Delta\theta_{ind} + \beta_2 + \delta \tag{3.49}$$

bu iki denklemde θ_c değerleri yalnız bırakılıp eşitlenirse δ değeri bulunur.

$$\left\{0{,}08 + \frac{\left\{\left(\frac{60-\lambda}{300}\right)^2\right\}}{\frac{c}{s}}\right\} = \beta_1 + \Delta\theta_{ind} + \beta_2 + \delta \tag{3.50}$$

$$\frac{\delta}{\left\{0{,}08 + \frac{\left\{\left(\frac{60-\lambda}{300}\right)^2\right\}}{\frac{c}{s}}\right\}} - \delta = \beta_1 + \Delta\theta_{ind} + \beta_2$$

$$\delta\left(\frac{1}{\left\{0{,}08 + \frac{\left\{\left(\frac{60-\lambda}{300}\right)^2\right\}}{\frac{c}{s}}\right\}} - 1\right) = \beta_1 + \Delta\theta_{ind} + \beta_2$$

$$\delta = (\beta_1 + \Delta\theta_{ind} + \beta_2)\left(\frac{\left\{0{,}08 + \frac{\left\{\left(\frac{60-\lambda}{300}\right)^2\right\}}{\frac{c}{s}}\right\}}{1 - \left\{0{,}08 + \frac{\left\{\left(\frac{60-\lambda}{300}\right)^2\right\}}{\frac{c}{s}}\right\}}\right)$$

$$\delta = (1 + 23{,}978 + 69{,}75)\left(\frac{\left\{0{,}08 + \frac{\left\{\left(\frac{60 - 47{,}786}{300}\right)^2\right\}}{\frac{8{,}93}{7{,}38}}\right\}}{1 - \left\{0{,}08 + \frac{\left\{\left(\frac{60 - 47{,}786}{300}\right)^2\right\}}{\frac{8{,}93}{7{,}38}}\right\}}\right)$$

$$\delta = 8{,}391°$$

Kanat çıkış açısı (blade outlet angle, B_2) : Kanadı terk eden akışın açısıdır.

$$B_2 = \beta_2 + \delta \tag{3.51}$$

$$B_2 = 69{,}75 + 8{,}39$$

$$B_2 = 78{,}14°$$

Kanat dönme açısı (blade turning angle, θ_c) : Kanat girişinden çıkışına kadar olan açı dönme miktarıdır. Kanat giriş – çıkış açıları arasındaki açı olarak da nitelendirilebilir.

$$\theta_ç = \beta_1 + \Delta\theta_{ind} + \beta_2 + \delta = B_1 + B_2 \tag{3.52}$$

$$\theta_c = B_1 + B_2$$

$$\theta_c = 24{,}978 + 78{,}14$$

$$\theta_c = 103{,}119°$$

Boğaz açıklığı (opening throat, o) : Bir kanat ucunun diğer kanada olan en kısa (boğaz) mesafesidir.

$$o = s \times (\cos BDA) \tag{3.53}$$

$$o = 7{,}38 \times (\cos 69{,}75)$$

$$o = 2{,}554$$

Kanat giriş yarıçapı (leading edge radius, r_{le}) : Kanat giriş ucundaki çember yarıçap değeridir. Kanat uzunluğunun %3-5 arasında bir değer seçilebilir.

$$r_{le} = (0{,}03 \sim 0{,}05) \times l \tag{3.54}$$

$$r_{le} = (0{,}03) \times 8{,}93$$

$$r_{le} = 0{,}268$$

Kanat çıkış yarıçapı (trailing edge radius, r_{te}) : Kanat çıkış ucundaki çember yarıçap değeridir. Kanat uzunluğunun %1-3 arasında bir değer seçilebilir.

$$r_{te} = (0{,}01 \sim 0{,}03) \times l \tag{3.55}$$

$$r_{te} = (0{,}01) \times 8{,}93$$

$$r_{te} = 0{,}089$$

Türbin Çalışma Şartları:

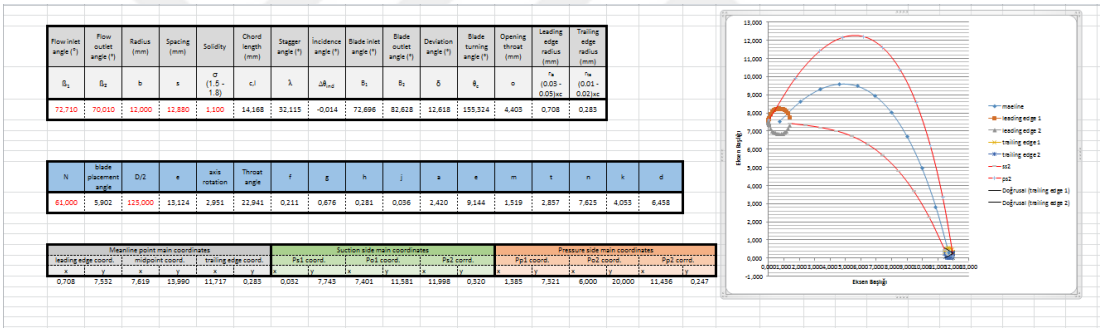
Türbin çalışma şartları gerçek olarak üretilebilecek şekilde kabul edilmiştir. Türbin modelinin çalışma şartları aşağıda sıralanmıştır:

- *Türbin gücü*; yapılan bir boyutlu tasarımın sonucunda model türbinin çıkış gücü izentropik olarak 5,8 kW değerinde olacaktır. Fakat oluşacak çeşitli kayıplar (ikincil kayıplar, profil kayıpları vs.) ile türbin çıkışı bu değerden daha az olacaktır.
- *Kullanılan akışkan;* modelde akışkan olarak kuru bir hidrokarbon olan hekzan kullanılacaktır. Çalışılacak sıcaklık ve basınç değerleri, gazın bulunabilirliği, erişim kolaylığı, diğer çevresel etkiler ile birlikte üretilebilecek gerçeğe uygun olması sebebiyle hekzan uygun bir akışkandır.
- *Devir sayısı;* türbin gücü dolayısıyla boyutların küçük olmasının getirdiği bir sonuç olarak bu çalışma şartlarında devir sayıları büyük değer almaktadır. Bir boyutlu tasarımda inilebilecek en küçük devir sayısına ülkemizde kullanılan 50 Hz frekans düşünülerek 12000 devir seçilmiştir.
- *Genişleme oranı;* daha önce belirtilen koşullar ile bir boyutlu tasarımda türbin genişleme oranı yaklaşık olarak 2,32 (2:0,862) değeri yakalanmıştır.
- *Kademe sayısı;* istenilen genişleme oranlarının yakalanabilmesi için kademe sayısı bir boyutlu tasarımda 3 olarak belirlenmiştir.

4. HAD MODELİ

4.1. HAD Modeli Geometrisi

Ön tasarımdaki kanat geometrisi giriş ve çıkış hız üçgenleri referans alınarak çizilmiştir. Kanat geometrisindeki diğer geometrik ölçülerin belirlenmesi ve çizimi için bir excel kodu geliştirilmiştir. Bu kod Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Türbin kanat profili ön tasarım için belirlendikten sonra, Şekil 4.2'de gösterilen 3-boyutlu kanat profillerini içeren 3-boyutlu komple türbinin katı modeli oluşturulmuştur.



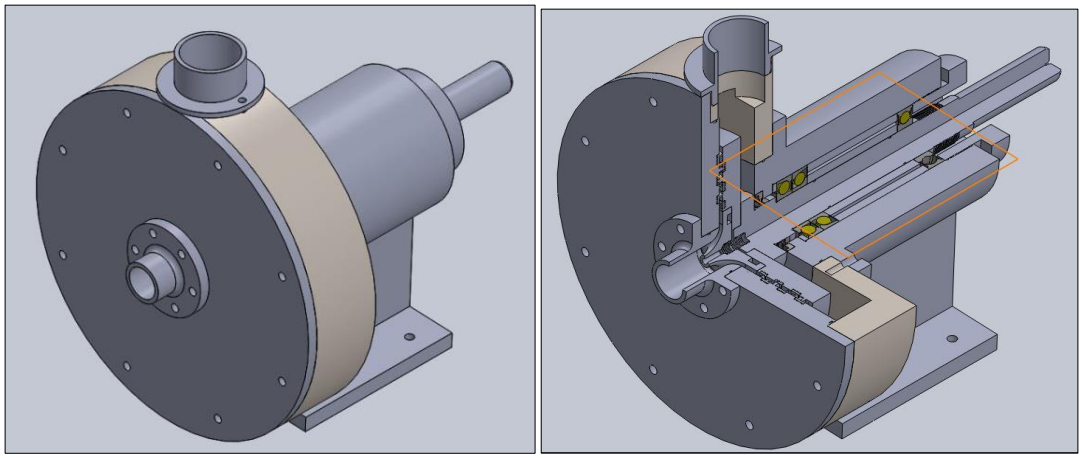
Şekil 4.1. Kanat profili çizimi excel kodu temsili görüntüsü

Türbin HAD analizleri Ansys-CFX programında yapılmıştır. HAD modeli oluşturulan akış hacmi Şekil 4.3'de gösterilmiştir. Programda dönen makinalar için tanımlanan dönme periyodikliği (rotational periodicity) sınır şartının kullanılabilmesi için dönme yönündeki bir kanadın dikkate alınması yeterli olmaktadır. Bu sayede analiz için çözüm süresi de kısalmaktadır. Bu amaç için oluşturulan ve HAD modelinde kullanılan model geometrisi Şekil 4.3'ün sağ tarafında gösterilmiştir. Bu şekilde oluşturulan modelde yine Ansys-CFX programının 3. boyutta bir kalınlık

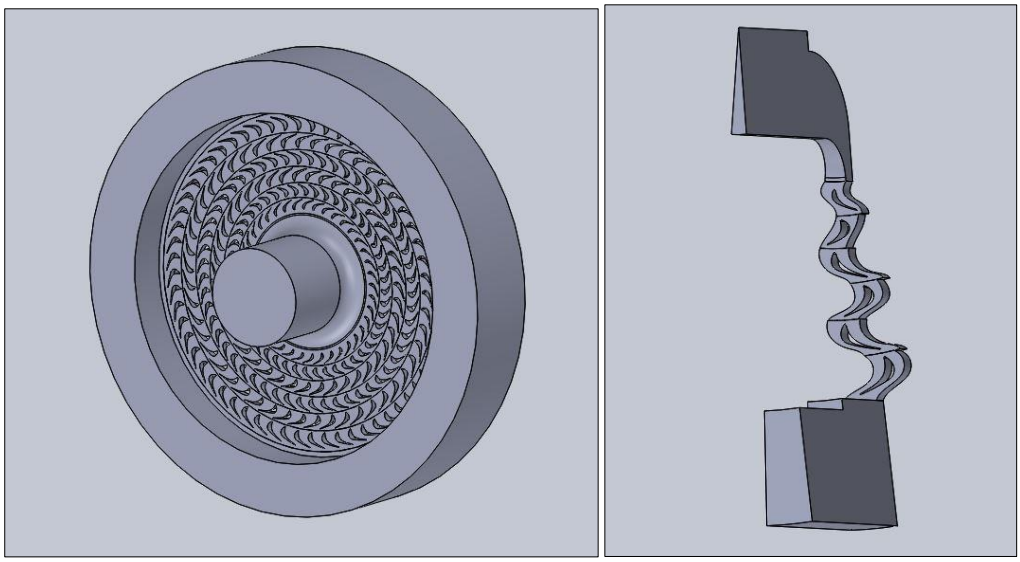
gerektirmesi nedeniyle HAD modeli geometrisi kanat yüksekliklerini de kapsayacak şekilde 3-boyutlu olarak oluşturulmuştur. Böylece, kanat yüksekliklerinin modele dahil edilmesi, 3. boyuttaki ikincil kayıpların da hesaplanabilmesi için faydalı olmuştur.

Şekil 4.4'de HAD modeli bölgesine ait temel ölçüler verilmiştir ve Tablo 4.1'de her bir kademeye ait temel ölçüler listelenmiştir. Türbinin ölçülendirmesinde kanat başlangıçlarındaki çaplar kullanılmıştır. Ayrıca türbin kademe yükseklikleri, yükselen kanatların getireceği kademe ve stator-rotor arasındaki ani genişlemelerin etkisinden arındırmak için eşit yükseklik alınarak tasarlanmıştır. Türbin geneline bakıldığında kendine özgü yapısı ile türbin kanatları belirli bir çaptan başlamıştır ki yeterli debinin geçebilmesi bu durumu gerektirmektedir. Ayrıca akış türbine merkezde eksen doğrultusunda gelmektedir. Akışın radyal yönde yerleşmiş olan türbin kanatlarına düzgün bir şekilde gelebilmesi için türbin rotor diskinin merkezinden başlayarak kanat başlangıcına kadar gelen konik sivri bir dağıtıcı yerleştirilmiştir. Böylece akış radyal hale gelmektedir.

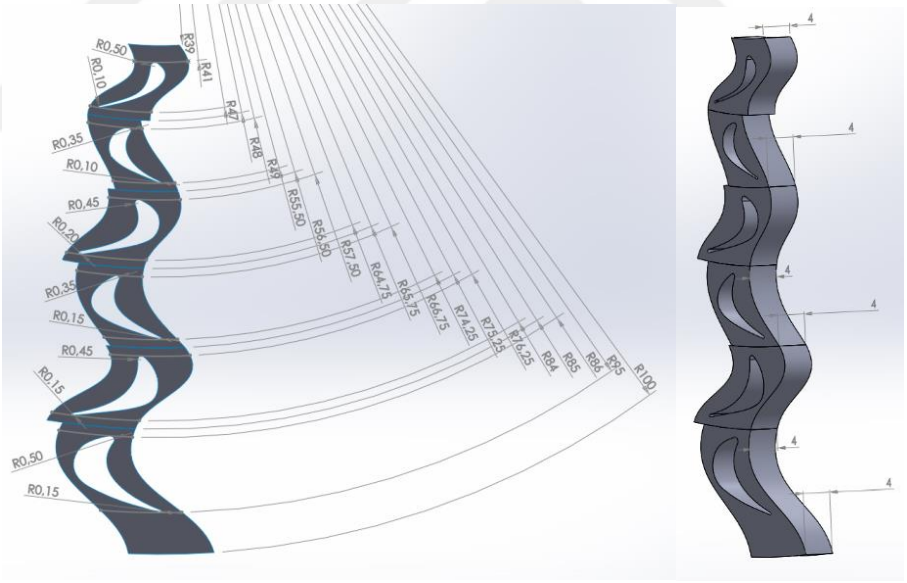
Bu başlangıç geometrisi HAD analiz sonuçları değerlendirilerek yeni kanat profilleri ortaya konmuş ve türbin çıkış gücünün maksimum olması için kanat profili tekrarlı HAD analizleri ile optimize edilmiştir.



Şekil 4.2. Prototip türbin katı modelinin montaj ve kesit görünümü



Şekil 4.3. Türbin akış hacmi görünümü



Şekil 4.4. Ön tasarımdan oluşturulan türbin başlangıç geometrisi ve HAD model bölgesi

Tablo 4.1. Türbin başlangıç geometrisinin temel ölçüleri

KADEME	KONUM	İNDİS	ÇAP (mm)	KANAT SAYISI	KANAT UZUNLUĞU (mm)	KANAT YÜKSEKLİĞİ (mm)	BOĞAZ MESAFESİ (mm)	KANAT ÇIKIŞ UZUNLUĞU (mm)
1	Stator giriş	0	82	40	6	4	2,555	7,38
	stator çıkış	1	94					
	Rotor giriş	2	98	47	6,5	4	2,898	7,42
	Rotor çıkış	3	111					
2	Stator giriş	4	115	42	7,25	4	2,567	9,69
	stator çıkış	5	129,5					
	Rotor giriş	6	133,5	53	7,5	4	2,581	8,8
	Rotor çıkış	7	148,5					
3	Stator giriş	8	152,5	50	7,75	4	2,568	10,56
	stator çıkış	9	168					
	Rotor giriş	10	172	61	9	4	2,629	9,79
	Rotor çıkış	11	190					

4.2. Çözüm Ağı (Mesh) Yapısı

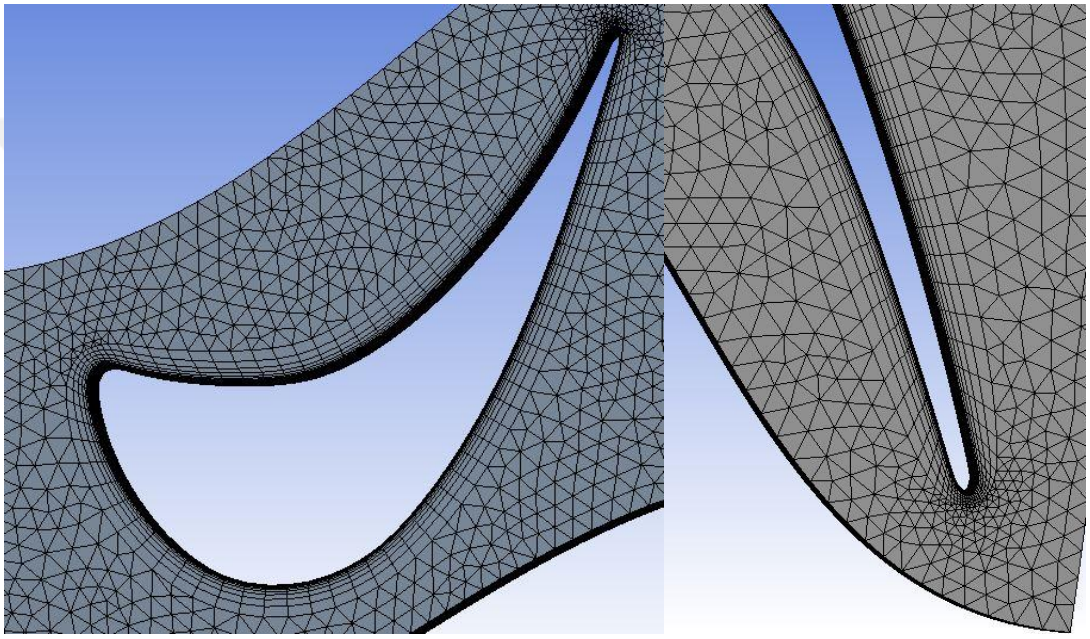
HAD analizi sonuçlarının doğruluğu, mesh yapısının akış oluşumuna uygun yeter sıklıkta oluşturulmasına bağlıdır. Mesh oluşturulması için Ansys-Mesher programı kullanılmıştır.

Öncelikle, katı sınırlarına yakın yerlere sık mesh atılması sınır tabaka oluşumu nedeniyle bir gerekliliktir. Türbin kanatlarının üzerinde sınır tabakanın, yine kanat giriş çıkış uçlarındaki hız vektörlerinin ve değişimlerinin, oluşabilecek girdaplar ve entropi artışlarının yakalanması amacıyla kanat etrafında öteleme (inflation) metodu ile sık mesh kullanılmıştır. Şekil 4.5'de kanat etrafındaki inflation tabaka görülmektedir.

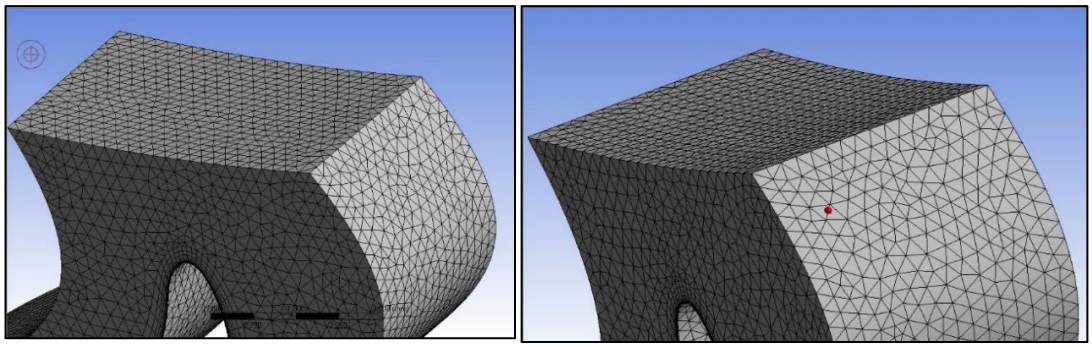
Her bir kademede tek kanat alınması ile oluşturulan akış alanının periyodik olarak çözüleceği göz önüne alınarak akış alanın etrafındaki sınırlarda sık mesh yapısı kullanılarak periyodik kısımlardaki çözüm hataları en aza indirilmiştir. Yine rotor-stator ve kademe ara yüzeylerinde mesh sıklaştırılmıştır. Her bir kademedeki ve ara yüzeydeki mesh yapısı Şekil 4.5'de gösterilmiştir. 3-boyutlu olarak

oluşturulan mesh yapısının derinlik doğrultusundaki dağılımı Şekil 4.6'da gösterilmiştir.

HAD analizlerinin birbiri ile mesh sayısından bağımsız karşılaştırılabilmesi için analizlerdeki mesh yapıları ve sayıları birbirine olabildiğince yakın tutulmaya çalışılmıştır. Her bir kademedeki mesh sayıları Tablo 3'te listelenmiştir. Genel olarak mesh sayısı 2 milyon mertebesinde tutulmuştur. Ayrıca nihai geometri için mesh sayısı yaklaşık 2 katına kadar çıkarılarak analizler yapılmış ve sonuçların mesh sayısından bağımsız olduğu gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Kanat giriş ve çıkış çemberlerinde oluşturulan çözüm ağı yapısı



Şekil 4.6. Üçüncü boyutta kullanılan çözüm ağı

Tablo 4.1. Mesh yapısı özellikleri

Model adı	Mesh türü	Düğüm sayısı	Mesh sayısı	inflation türü	Kanat sınır tabaka üzerindeki ortalama y+ değerleri
3 stg	triangel surface mesher	662994	151590	Total thickness Number of layer:22 Grow rate 1,5 max. Thickness:0,4	0,21
3 stg rev 1		758490	2017275		0,246
3 stg rev 2		759700	2030553		0,179
3 stg rev 3		818476	2241471		0,251
3 stg rev 4		845788	2321350		0,254
3 stg rev 5		836240	2291572		0,254
3 stg rev 6		848356	2329594		0,255
3 stg rev 7		846043	2323058		0,237
3 stg recc8		851047	2339005		0,263
3 stg rev 9		1055444	2896820		0,266

4.3. Matematiksel Model

Bu çalışmada tasarlanan ve analizleri yapılan türbinde bir sürekli akış makinesidir. Sürekli akış rejimi içerisinde türbinde korunum denklemleri ve türbülanslı akış olması sebebiyle bu denklemlerin çözülmesi gerekmektedir. CFX

yazılımı sürekli akış bölgesi içerisinde akışa ait süreklilik, momentum, türbülanslı akış denklemlerini çözmektedir. Sırasıyla bu denklemler;

Kartezyen koordinatlarda kütlenin korunumu için süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho\left(\frac{\partial U_x}{\partial x} + \frac{\partial U_y}{\partial y} + \frac{\partial U_z}{\partial z}\right) = 0 \qquad (4.1)$$

Yine momentumun korunumu için CFX yazılımı;

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

denklemini çözmektedir. Burada gerilme tensörü τ, gerinimin bağlı olarak

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

olmaktadır. Denklemde S_M üretilen momentumu göstermektedir.

Akış alanı içerisinde enerjinin korunumu için toplam enerji denklemi;

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

şeklindedir. Burada h_{tot} toplam entalpiyi ifade etmektedir. Toplam entalpi de statik entalpi cinsinden

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

şeklinde ifade edilebilir. Yine burada $\nabla \cdot (U \cdot \tau)$ ifadesi viskoz gerilmelerden kaynaklanan işi temsil eder ve viskoz iş olarak ifade edilir ve çoğu akışta göz ardı edilebilir.

$U \cdot S_M$ terimi, harici momentum kaynakları nedeniyle oluşan işi temsil eder ve ihmal edilmiştir.

Ayrıca CFX yazılımı akış içerisindeki akışkanın özelliklerini belirlemek adına hal denklemlerini çözmektedir. Bu tez çalışmasında ideal gaz kabulünden kaynaklanan sapmaları önlemek adına gerçek gaz çözümü yapılmıştır. Akışkana ait özellikler için Hal denklemlerinden Peng Rabinson hal denklemleri kullanılmaktadır.

Peng Rabinson modeli basıncı sıcaklığın ve hacmin bir fonksiyonu olarak hesap etmektedir:

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a(T)}{v^2+2bv-v^2} \qquad (4.6)$$

burada,

$$b = 0{,}0778\frac{RT_c}{P_c} \tag{4.7}$$

Redlich Kwong denkleminde olduğu gibi,

$$a(T) = a_0\left(1 + n\left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_c}}\right)\right)^2 \tag{4.8}$$

ve burada

$$a_0 = 0{,}45724\frac{R^2T_c'}{P_c} \tag{4.9}$$

şeklinde ve buradaki n parametresi de ekzantrik faktörün bir fonksiyonu olarak;

$$n = 0{,}37464 + 1{,}54226\omega - 0{,}26993\omega^2 \tag{4.10}$$

şeklinde ifade edilirken burada ekzantirik faktör;

$$\omega = -\log_{10}\left(\frac{P_v}{P_c}\right) - 1 \tag{4.11}$$

ile verilmiştir. Burada buhar basıncı P_v , $T = 0.7T_c$ olarak hesaplanır. Kritik nokta basıncına ek olarak, bu formül, buhar basıncının sıcaklık fonksiyonu olarak bilinmesini gerektirir.

Kanat optimizasyonunda, revizyonlar yapılırken referans olarak akış alanı içerisinde entropinin fazla oluştuğu bölümler incelenecektir. Bu bağlamda CFX programının entropiyi nasıl hesap ettiğine ayrıca bakmak gerekmektedir. CFX yazılımı içerisinde gerçek gaz yaklaşımı benimsenmesiyle birlikte değişken yoğunluk ve özgül ısılar kullanılarak entropi hesap edilmektedir. Bu, CFX yazılımında kullanılan en genel hesaplama yöntemidir. Entropi fonksiyonu, *s(T,p),* entropi için tam diferansiyel formun, sıcaklık ve basınç fonksiyonu olarak hesaplanır. Bu entegrasyonu tekrarlamak yerine CFX yazılımı, önceden seçilen bir dizi sıcaklık ve basınç noktasında bir tablo oluşturur. Noktalar, entropi fonksiyonu için yaklaşık hatayı en aza indirilecek şekilde seçilir.

Hata, sıcaklık ve basınca göre entropi türevleri kullanılarak tahmin edilir. Türevlerin ifadeleri, sıcaklık ve basınç ile entropi değişimleri için aşağıdaki ifadeyi elde etmek üzere genel entalpi değişikliklerinin ikinci yasaya konulmasıyla formüle edilerek bulunur:

$$ds = \frac{c_p}{T}dT + \frac{1}{\rho^2}\left(\frac{\partial\rho}{\partial T}\right)_p dp \tag{4.12}$$

entropi değişiklikleri için aşağıdaki diferansiyel formda yerine konulduğunda:

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_T dp \tag{4.13}$$

burada:

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p = \frac{c_p}{T} \tag{4.14}$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_T = \frac{1}{\rho^2}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p \tag{4.15}$$

olur. Sıcaklık ile ilgili olarak entropinin türevi tam olarak değerlendirilirken, basınca göre türev, denklemin nümerik olarak ayrıklaştırması hesaplanmalıdır. Özelliklerin CEL(CFX Expression Language) ifadeleri kullanılarak sıcaklık ve basınç fonksiyonu olarak belirtilmesi durumunda, genel entropi denkleminde diferansiyel terimlerin de tam olarak diferansiyel ilişkiyi karşılaması gerekir:

$$\frac{\partial}{\partial p}\Big|_T \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p = \frac{\partial}{\partial T}\Big|_p \left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T \tag{4.16}$$

veya,

$$\frac{\partial}{\partial p}\Big|_T \left(\frac{c_p}{T}\right) = \frac{\partial}{\partial T}\Big|_p \left[\frac{1}{\rho^2}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p\right] \tag{4.17}$$

Harici olarak oluşturulmuş bir tablo sağlanmadığı sürece, dışarıdan girilen ρ ve c_p fonksiyonlarını kullanarak ve entropi için genel diferansiyel formu entegre ederek bir entropi tablosu oluşturulur:

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T} \frac{c_p}{T} dT + \int_{P_2}^{P_2} \frac{1}{\rho^2}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right) dp \tag{4.18}$$

Toplam basıncı hesaplamak için, entropiyi, sıcaklık ve basıncın bir fonksiyonu yerine entalpi ve basıncın bir fonksiyonu olarak değerlendirilmesi gerekir.

Bunu yapmak için entropinin tarifi, esas olarak sıcaklık ve basınç tarifi ile aynıdır. İlk olarak, s (h, p) için diferansiyel formla başlanırsa:

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial h}\right)_p dh + \left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_h dp \tag{4.19}$$

ve bunu ikinci kanunun yeniden düzenlenmiş haliyle karşılaştırıldığında:

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{dp}{\rho T} \tag{4.20}$$

burada:

$$\left(\frac{\partial s}{\partial h}\right)_p = \frac{1}{T} \tag{4.21}$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_h = -\frac{1}{\rho T} \tag{4.22}$$

olur. Bu durumda, h ve p'ye göre entropinin türevleri, h (T, p) (T değeri h ve p'ye karşılık olarak tablodan elde edilir) ve r (T, p) hal denkleminin birbirleri ile olan ilişkilerinden elde edilebilir. S (h, p) tablosundaki değerler, aşağıdaki entegrasyonun çözülmesi ile bulunur:

$$s - s_{ref} = \int_{T_{ref}}^{T} \frac{1}{T} dh - \int_{P_{ref}}^{p} \frac{1}{\rho T} dp \quad (4.23)$$

burada entegrasyon hatasını en aza indirecek şekilde belirlenen bir dizi h ve p aralığında çözüm yapılır.

;

4.4. HAD Modeli Tanımlamaları ve Sınır Şartları

HAD modeli oluşturulmasında kullanılan tanımlamalar aşağıda açıklanmıştır.

1) HAD modeli 3-boyutlu silindirik koordinatlarda oluşturulmuştur.
2) Dönen makine analizleri için Ansys-CFX programındaki "Transient blade row models: Profile transformation (passing period)" yaklaşımı kullanılmıştır.
3) Zamana bağlı (Transient) olarak analizler yapılmıştır.
4) İş akışkanı olarak kuru bir hidrokarbon olan hekzan kullanılmıştır.
5) Sıkıştırılabilir akış için gerçek gaz denklemleri (Peng-Rabinson hal denklemleri) kullanılmıştır.
6) Türbülanslı akış modeli olarak k-ω SST türbülans modeli kullanılmıştır. k-ω SST türbülans modeli, k-ε ve k-ω türbülans modellerinin birleştirilerek kullanıldığı hibrid bir türbülans modelidir. k-ε ve k-ω modellerinin avantajlarını birleştirmesi en önemli özelliğidir. SST modellerinde türbülans kinetik enerjisi (k) ve onun özgül yayılma hızı (ω) değerleri tanımlanmaktadır. Duvara yakın bölgelerde k-ω türbülans modelinin diğer modellere göre avantajı fazladır. Diğer modellerdeki bazı terimler geliştirilmiş ve fazladan terimler içermektedir. Eklenen terimler duvara yakın bölgelerde etken olmaktadır. Bu terimler sayesinde akış bölgesi içerisinde duvara yakın bölgelerde k-ω modeli gibi duvara uzak bölgelerde de k-ε modeli gibi davranmaktadır. Bu sayede daha iyi

yakınsama ve daha doğru çözümler elde edilmektedir. Türbülansın olduğu ve kayıpların en aza indirilmesinin çok önemli olduğu turbo makinelerde bu modelin kullanılması avantaj sağlamaktadır. Bu model ile kanat duvar yüzeylerinde oluşan tersinmezliklerin ve kayıpların önemli olduğu durumlar yakalanabilmekte ve kanattan uzak bölgelerde k-ε modelinin etkin olması ile çözüm hızlandırılabilmektedir.

7) Devir sayısı, ön tasarımda belirlendiği gibi 12000 d/dk olarak tanımlanmıştır.
8) Giriş sınır şartı olarak programda "inlet" seçeneği içinde toplam basınç 2 bar ve toplam sıcaklık 110°C olarak tanımlanmıştır. Şekil 4.7'de giriş sınır şartı tanımlanan bölge gösterilmiştir.

   Inlet:

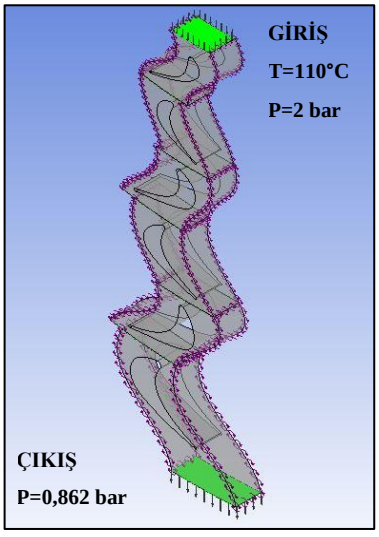
   Total pressure: 2 bar

   Total temperature: 110°C

9) Çıkış sınır şartı olarak programda "outlet" seçeneği içinde toplam basınç 0,862 bar olarak tanımlanmıştır. Şekil 4.7'de çıkış sınır şartı tanımlanan bölge gösterilmiştir.

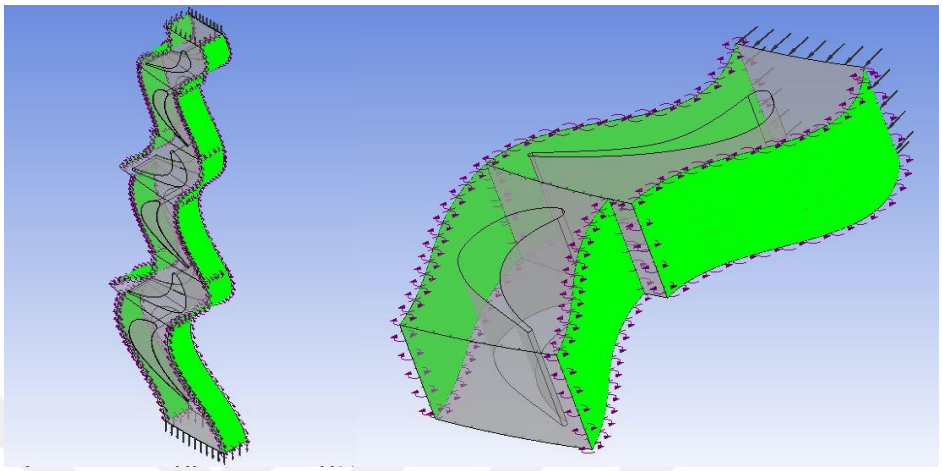
   Outlet:

   Total pressure: 0,862 bar



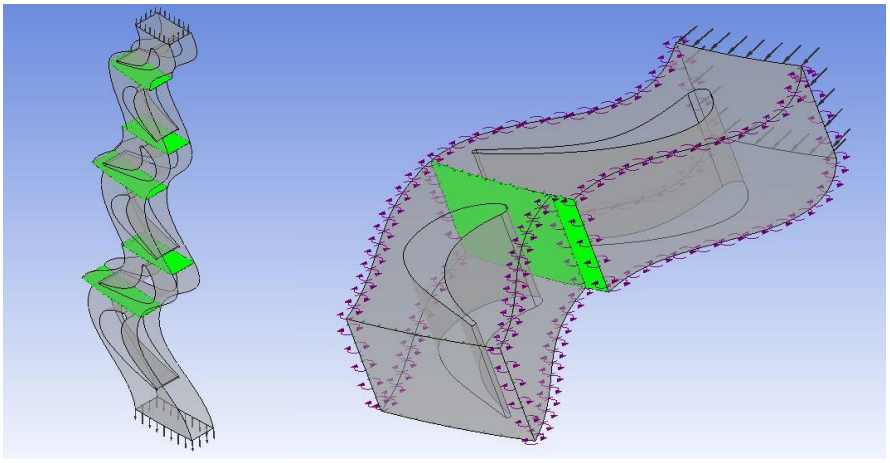
Şekil 4.7. Giriş – çıkış yüzeyleri ve sınır şartları

10) Dönme yönünde periyodik olarak tekrar eden yüzeyler için dönme periyodikliği (rotational periodicity) sınır şartı tanımlanmıştır. Şekil 4.8'de rotational periodicity sınır şartı tanımlanan bölgeler gösterilmiştir.



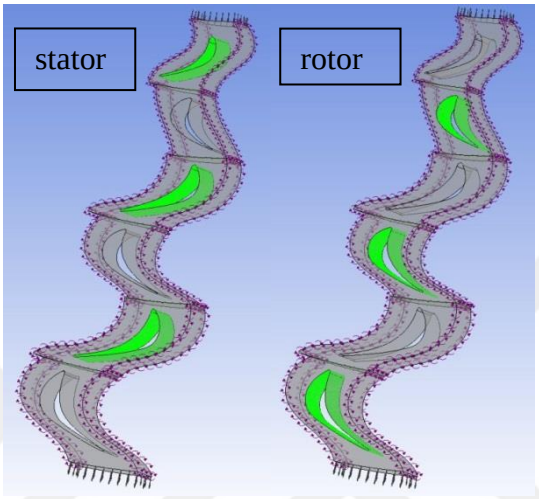
Şekil 4.8. Periyodik yüzeyler ve sınır şartı

11) Kademeler arasında dönen ve sabit mesh yüzeyleri arasındaki Şekil 4.9'da gösterilen ara yüzeyler için Ansys-CFX programında öngörülen genel bağlantı tanımlaması (general connection – frozen rotor) yapılmıştır.



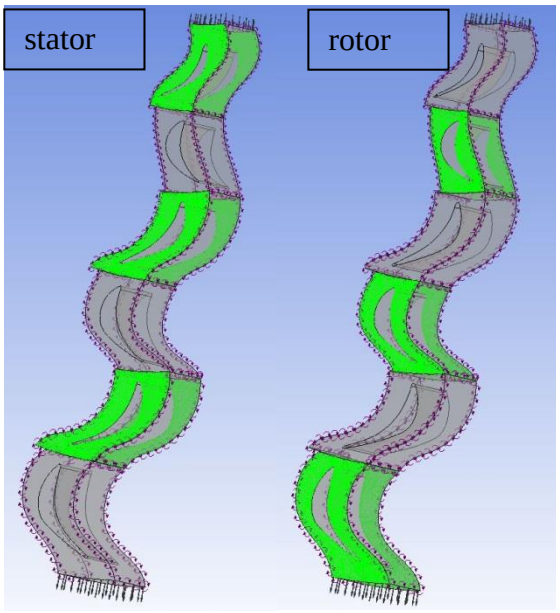
Şekil 4.9. Ara yüzeyler ve sınır şartları

12) Şekil 4.10’da gösterildiği gibi stator kanatları için sabit duvar (wall) ve rotor kanatları için dönen duvar (rotating wall) tanımlamaları yapılmıştır.



Şekil 4.10. Kanat yüzeyleri ve sınır şartı

13) HAD modeli türbindeki kanat derinliğini içerecek şekilde 3-boyutlu olarak oluşturulmuştu. Şekil 4.11’de gösterilen stator kanatlarının bağlı olduğu alt-üst yüzey için sabit duvar (wall) ve rotor kanatlarının bağlı olduğu alt-üst yüzey için dönen duvar (rotating wall) tanımlamaları yapılmıştır.



Şekil 4.11. Akış alanı alt - üst yüzeyleri ve sınır şartı

14) Diğer yapılan tanımlamalar aşağıda listelenmiştir.

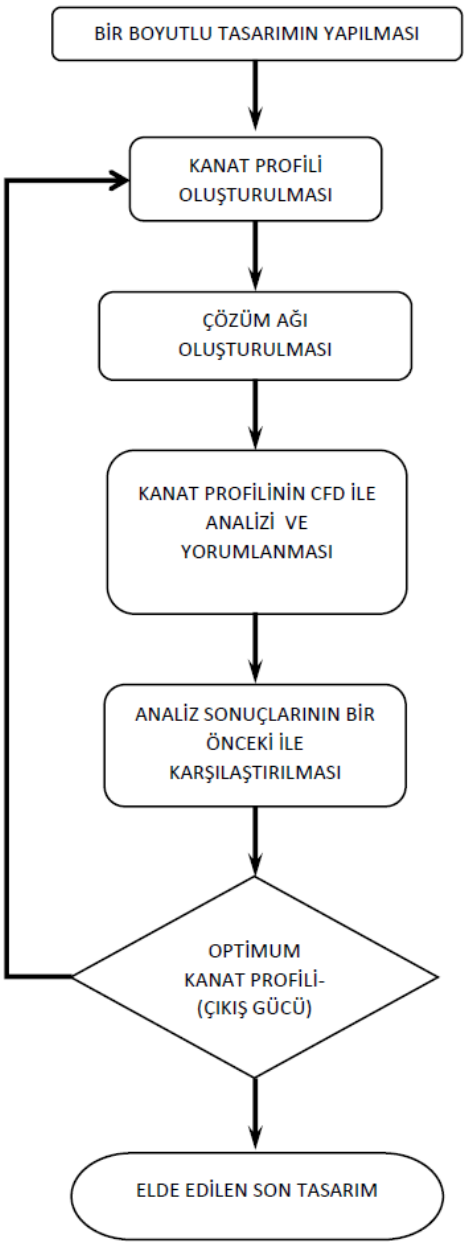
- Yakınsama tipi ve değeri: RMS, 1e-4
- Advection scheme: High resolution
- Transient scheme: Second order backward Euler

5. HAD ANALİZLERİ ve SONUÇLAR

5.1. Kanat Profili Optimizasyonu Akış Diyagramı

RDT kanat profilinin ön tasarımı yapıldıktan sonra HAD analizleri kullanılarak kanat profil optimizasyonunun yapılabilmesi için çok sayıda analizlerin ve revizyonların yapılması gerekmektedir. Bu amaçla kullanılacak iteratif optimizasyonda yapılacak işlemler dikkate alınarak aşağıdaki akış diyagramı (Şekil 5.1) oluşturulmuştur. Akış diyagramı sonunda en yüksek türbin gücü ve verimini verecek şekilde kanat profili değiştirilerek optimize edilmiştir.

Akış diyagramında görüldüğü gibi, 1-boyutlu ön tasarımdan giriş ve çıkış hız üçgenleri kullanılarak elde edilen kanat profili ile başlangıç yapılmaktadır. Kanat profili 3-boyutlu hale getirilerek 3-boyutlu türbin katı modeli oluşturulmuştur. Ardından mesh oluşturulmuş ve HAD analizi için gerekli tanımlamalar (akışkan özellikleri, sınır şartları, akış özellikleri, çözüm yaklaşımları) yapılmış ve analizler yakınsama sağlanana kadar çalıştırılmıştır. HAD sonuçlarından, dikkate alınan kanat profili için elde edilecek türbin gücü hesaplanmıştır. Burada ayrıca HAD sonuçları kullanılarak değişik kanat pozisyonlarında kanatlar arasındaki akış tüm kademeler için görsellenmiş ve akış alanı (basınç, sıcaklık, Mach sayısı, hız, akım çizgileri, entropi) incelenmiştir. Bu grafikler detaylı olarak incelenerek sürtünme kayıpları, yüzey kopmaları ve girdap oluşumlarını azaltacak ve özellikle rotor kanatlarının ön yüzeylerine sürekli hücum eden bir akış formu oluşacak şekilde kanat profillerinde geometrik revizyonlar yapılmıştır.



Şekil 5.1. Kanat profili optimizasyonu akış diyagramı

5.2. HAD Analizlerinin Yapılması

HAD modeli yukarıda belirtilen tanımlamalarla Ansys-CFX programında oluşturulduktan sonra HAD analizleri yapılmıştır.

Her bir analizin sonunda türbin gücü hesaplanmıştır. Ayrıca, akış alanının görsellenmesi için basınç, sıcaklık, Mach sayısı, hız, akım çizgileri ve entropi grafikleri oluşturulmuştur. Bu grafikler detaylı olarak incelenerek sürtünme kayıpları, yüzey kopmaları ve girdap oluşumlarını azaltacak ve özellikle rotor kanatlarının ön yüzeylerine sürekli hücum eden bir akış formu oluşacak şekilde kanat profillerinde geometrik revizyonlar yapılmıştır.

5.3. Kanat Profilinin HAD Analizleri ile Revizyonu

RDT kanat profilinin optimizasyonu için Şekil 5.1'de gösterilen akış diyagramındaki adımlar izlenmiştir. HAD analizi ile görselleştirilen akış alanı incelemeleri her aşamada yapılmıştır. Kanatların giriş uçlarındaki profil açılarının ve profil açılarının başlayacağı yerin doğru seçilmemesi ile kanat giriş kısımlarında girdapların, ters akışların oluşması buralarda hızın çok düşmesine neden olmaktadır. Diğer bir taraftan kanatların giriş ve çıkış uç kısımlarının geometrisi ve kalınlıkları yine profil kaynaklı sürtünme kayıplarını etkileyen önemli faktörlerdir.

Sürtünme kayıpları, yüzey kopmaları ve girdap oluşumlarını azaltacak ve özellikle rotor kanatlarının ön yüzeylerine sürekli hücum eden bir akış formu oluşacak şekilde kanat profillerinde iteratif olarak geometrik revizyonlar yapılmıştır. Revizyonlar esnasında ayrıca oluşan entropi değerinin azaltılması da önemli bir parametre olarak kontrol edilmiştir.

İncelenen RDT kanat profilinin optimizasyonu için yapılan revizyon çalışmaları aşağıda listelenmiştir.

Revizyon 0: Bu geometri 1-boyutlu ön tasarımdan elde edilen ilk geometridir ve HAD analizi yapılmış ve güç değeri okunmuştur. Ayrıca, akış alanı görselleştirilerek incelenmiştir.

Revizyon 1:

Önceki denemede gözlemlenenler: Revizyon 0'dan Revizyon 1'e geçişte akış alanı değerlendirmeleri şu şekildedir. Revizyon 0 için 1. kademedeki stator ve rotor kanatlarındaki entropi dağılımı Şekil 5.2'de

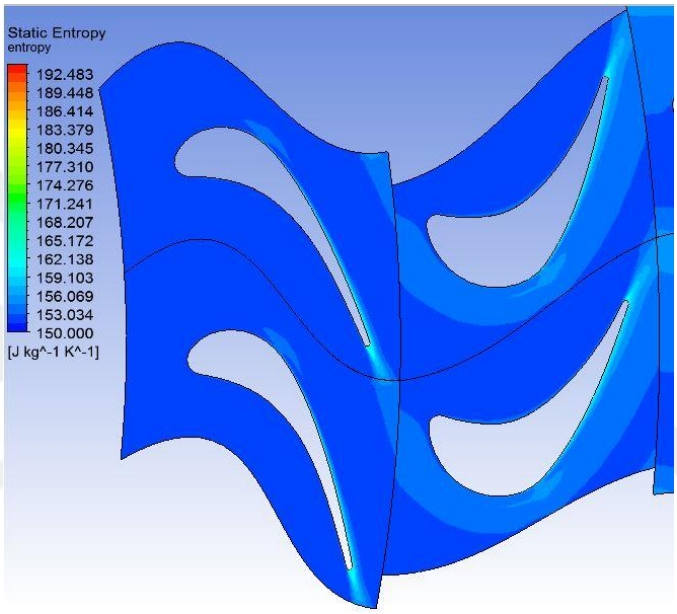
gösterilmiştir. Ayrıca, Şekil 5.3'de Revizyon 0 için 2. kademe rotor kanadındaki hız vektörleri ve entropi dağılımı gösterilmiştir. Şekil 5.4'de ise Revizyon 0 için 3.kademe rotor kanadındaki hız vektörleri ve entropi dağılımı çizilmiştir.

- Şekil 5.2'de görüldüğü gibi, 1. kademe rotorunun suction-side (dış yüzey yani emme tarafı) kısmının çıkış ucuna doğru entropi oluşumu gözlenmiş ve çıkış ucunda daha da artmıştır. Bu entropi oluşumunun sebepleri; kanadın dış yüzey tarafındaki kamburluğunun fazla olması ve akışın yüzeyden kopup profili izleyememesidir. Burada yapılacak revizyon, kanadın kamburluğunun azaltılarak akışın kanat profiline uygun yönlenmesi sağlanabilir.
- Şekil 5.3'de görüldüğü gibi, 2. kademenin rotor giriş ucunda akış kanat formuna tam teğet gelmediğinden pressure-side (iç yüzey kısmında) girdap oluşmaktadır. Bu girdap oluşumunun daha çok rotor kanatlarında gerçekleştiği ve son kademelere doğru gittikçe arttığı gözlenmiştir. Bu girdap, akışın kanadın iç yüzeyine tam olarak çarpmaması sonucu burada daha düşük basınç bölgesinin oluşmasına ile akışın tekrar bu bölgeye yönlenmesi şeklinde oluşmaktadır. Bu durumu düzeltmek için, kanat giriş ucunda kanat kalınlığı artırılarak kanat iç yüzeyinde kamburluk azaltılmış ve bu sayede burada akışın kanat formuna teğet olarak yönlenmesi sağlanmıştır.
- Şekil 5.4'de görüldüğü gibi, 3. kademe rotorunda da aynı şekilde girdap oluşmaktadır ve kanat çıkış ucuna doğru kanadın dış yüzey tarafında entropi oluşumu gözlenmiştir. 3. kademede ise giriş ucunda kanat profili değiştirilerek kanat kamburluğu azaltılmıştır.

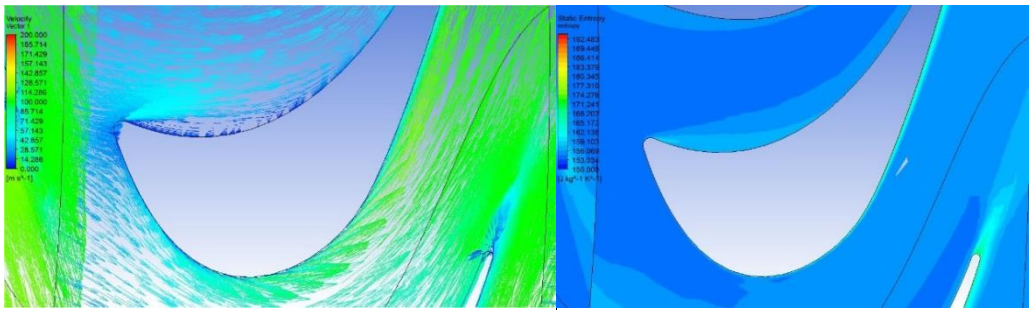
Yapılan değişiklikler:

- Birinci kademenin rotor çıkış ucu inceltilip arka kamburluk azaltılmış, ön kamburluk artırılmıştır.
- İkinci kademe statorunun giriş ucu çapı büyütülmüştür.
- Üçüncü kademe rotoru giriş ucu sola kaydırılıp, kanat arka kamburluğu giriş ucu kısmında artırılıp çıkış uç tarafında azaltılmıştır.

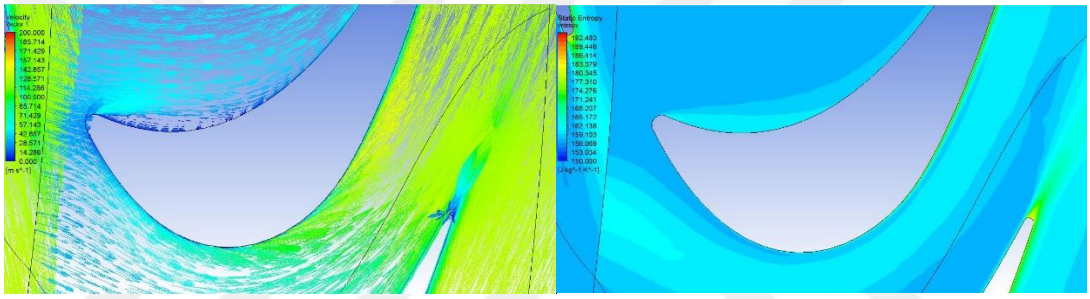
Revizyon 0'dan Revizyon 1'e geçişte değerlendirmeler akış alanı şekilleri gösterilerek detaylı yapılmıştır. Toplamda 9 adet revizyon yapılmıştır. Her bir revizyonda bu bakış açıları ile tüm kademelerdeki akış alanları incelenmiş ve kanat profilleri revize edilmiştir. Aşağıda diğer revizyonlar için genel gözlemler belirtilmiş ve yapılan değişiklikler ifade edilmiştir. Çok fazla yer tutacağı için tüm revizyonlar için tüm kademelerdeki farklı akış özellikleri için şekillerin üretilmesi gerekli görülmemiştir.



Şekil 5.2. Revizyon 0 için 1. kademe stator ve rotor kanatlarındaki entropi dağılımı



Şekil 5.3. Revizyon 0 için 2. kademe rotor kanadındaki hız vektörleri ve entropi dağılımı



Şekil 5.4. Revizyon 0 için 3.kademe rotor kanadındaki hız vektörleri ve entropi dağılımı

Revizyon 2:

Önceki denemede gözlemlenenler: Birinci kademe statoru giriş ucunun dairesel şekli tam karşılayamadığı, akış üzerinde bir blokaj etkisi oluşturduğu gözlenmiştir. Bu durum kanatlar arasındaki akış alanını bozmaktadır. Aynı durum ile ikinci ve üçüncü kademede de karşılaşılmaktadır. Birinci kademe rotor kanat çıkış ucuna doğru kanat etrafında entropi oluşumu fazla olmaktadır. Yine üçüncü kademe stator kanadının pressure-side tarafında kanat etrafında entropi oluşumu fazla olmaktadır, rotorunda ise giriş ucunda akış tam yakalanamamaktadır.

Yapılan değişiklikler:

- Birinci kademe stator ve rotorun giriş uçlarında daire yerine elipse çevrilmiştir. Böylece stator ve rotor giriş uçları inceltilmiştir. Rotor çıkış ucu kısmında kamburluk azaltılmıştır.
- İkinci kademe stator ve rotorun giriş ucu daireden elipse çevrilmiştir.
- Üçüncü kademe stator giriş ucu daireden elipse çevrilmiştir. Giriş tarafında pressure-side kısmında kamburluğu artırılmış, suction-side kısmında kamburluk azaltılmıştır. Ayrıca rotor giriş ucu sola doğru kaydırılmıştır.

Revizyon 3:

Önceki denemede gözlemlenenler: Türbin kanatlarının çıkış uçlarında dairesel şekli sebebiyle geniş bir yüzey oluşturmaktadır ve kanat ucunda alçak basınç bölgesi oluşturarak çıkışta akışı bozmaktadır. Birinci kademe rotorun suction-side tarafında çıkış tarafında çıkış ucuna doğru entropi oluşumu fazla olmaktadır.

Yapılan değişiklikler:

- Birinci kademe stator ve rotorun çıkış uçları daireden elipse çevrilmiştir. Rotorun suction-side kısmı kamburluğu çıkış ucu tarafında artırılmıştır.
- İkinci kademe stator ve rotor çıkış uçlar daireden elipse çevrilmiştir.
- Üçüncü kademe stator ve rotor çıkış uçları daireden elipse çevrilmiştir.

Revizyon 4:

Önceki denemede gözlemlenenler: Birinci kademe rotorunun suction-side tarafı çıkış kısmına doğru entropi artışı olmaktadır. İkinci kademe statoru giriş ucunda blokaj etkisi oluşmaktadır. İkinci kademe rotor giriş ucunda blokaj etkisi oluşmakta ve akış tam olarak yakalanamamaktadır. Bu durum sonucunda bu bölgede akış alanında girdap oluşmaktadır. Yine üçüncü kademe rotoru giriş ucunda da aynı durumla karşılaşılmıştır.

Yapılan değişiklikler:

- Birinci kademe rotorun suction-side kısmı kamburluğu artırılmıştır.
- İkinci kademe statorun giriş ucu elipsinin boyu uzatılmıştır. Rotorun giriş ucu elipsinin boyu uzatılıp açısı değiştirildi. Rotor suction-side kısmı kamburluğu giriş tarafında artırılmıştır.
- Üçüncü kademe statorun giriş ucu elipsinin boyu uzatılmıştır. Rotor giriş ucu dairesi elipse çevrilmiştir. Rotorun giriş tarafında suction-side kısmı kamburluğu azaltılmış, pressure-side kısmı kamburluğu artırılmıştır.

Revizyon 5:

Önceki denemede gözlemlenenler: Akış kanada fazla dik bir açıyla çarpmaktadır. Bu sebeple kanat giriş ucunda profil açısı büyütülmesi düşünülmüştür.

Yapılan değişiklikler:

- Üçüncü kademe statorun giriş ucu elipsi uzunluğu azaltılıp saat yönünde çevrilmiştir. Rotor giriş tarafında suction-side kısmı kamburluğu artırılmış, pressure-side kısmı kamburluğu azaltılmıştır.

Revizyon 6:

Önceki denemede gözlemlenenler: Kanat çıkış uçlarında kanat suction-side tarafında entropi oluşumunun devam etmesi gözlenmiştir. Bu sebeple kanat uçlarının radyal doğrultuda kaydırılmasının etkilerinin denenmesi düşünülmektedir. İkinci kademe rotorunun akışı tam karşılayamadığı gözlenmiştir. Rotor giriş ucunun elipse çevrilmesiyle birlikte kanat diğer kısımları ile birleşirken süreksizlikler ile karşılaşılmaması için kanat kamburlukları bu kanat giriş ucuna göre düzenlenmiştir. Entropinin son kademede çok fazla oluşması sebebiyle kanat giriş ve çıkış uçlarının konumları değiştirilmek istenmiştir. Yapılan bu değişikliğe uygun olarak profilde süreksizliklerin oluşmaması için kanat kamburlukları da düzenlenmiştir.

Yapılan değişiklikler:

- Birinci kademe rotoru çıkış ucu sağa doğru kaydırılmıştır.
- İkinci kademe stator çıkış ucu sağa doğru çekilmiştir. Rotorun giriş ucu elipsinin açısı saat yönü tersinde çevrilmiştir. Rotor arka kamburluğu giriş tarafında azaltılmıştır. Rotor pressure-side kamburluğu giriş ve çıkış tarafında artırılmıştır. Rotorun çıkış ucu sola doğru çekilmiştir.
- Üçüncü kademe stator çıkış ucu sağa doğru kaydırılmıştır. Rotor giriş ve çıkış ucu sola doğru kaydırılmıştır. Giriş tarafında suction-side kısmı kamburluğu azaltılmış, pressure-side kısmı kamburluğu artırılmıştır.

Revizyon 7:

Önceki denemede gözlemlenenler: Kanat uçları konumlarında yapılan değişiklikler beklenenin tam aksine kanat çıkış ucunda akışın sapma açısını değiştirdiğinden bu kısımlarda akışta bozulmalar ve fazla entropi oluşumu gözlenmiştir. İkinci kademe rotorunda giriş ucunda girdap oluştuğu ve çıkışında fazla entropi oluştuğu gözlenmiştir. Üçüncü kademe stator giriş ucunda akışta atlamalar oluştuğu gözlenmiş, oluşan girdabı önlemek için kanat pressure-side kısmı kamburluğu düzenlenmelidir.

Yapılan değişiklikler:

- Birinci kademe stator ve rotor giriş ucu elipsinin açısı saat yönünde çevrilmiştir. Rotor çıkış ucu bir önceki revizyondaki konumundan eski konumuna getirilmiştir.
- İkinci kademe stator ve rotorun çıkış uçları bir önceki revizyonda kaydırıldığı konumundan eski konumuna çekilmiştir. Rotorun giriş ucu elipsi saat yönünde açısı değiştirilmiştir. Rotor suction-side kısmı kamburluğu giriş tarafında artırılmıştır. Rotor pressure-side kısmı kamburluğu giriş tarafında azaltılıp, çıkış tarafında artırılmıştır.

- Üçüncü kademe stator pressure-side kısmı kamburluğu çıkış tarafında artırılmıştır. Rotor pressure-side kısmı kamburluğu giriş kısmında azaltılıp, çıkış tarafında artırılmıştır.

Revizyon 8:

Değişiklik sebepleri: Birinci kademe rotor giriş ucunda akışta bir miktar atlama gözlenmiştir. İkinci kademe rotorunun akışı tam olarak karşılayamadığı gözlenmiş ve süreksizlik oluşmaması için kanat diğer kısımları düzenlenmek istenmiştir. Üçüncü kademe çıkış ucunun daha keskin ve akışı daha düzenli çıkarılmasının sağlanması düşünülmektedir.

Yapılan değişiklikler:

- Birinci kademe rotor pressure-side kısmı kamburluğu bir miktar artırılmıştır.
- İkinci kademe statorun giriş ucu elipsi saat yönünde bir miktar çevrilmiştir. Stator pressure-side kısmı kamburluğu azaltılmıştır. Rotorun giriş ucu elipsi saat yönü tersine bir miktar çevrilmiştir. Rotor suction-side kısmı kamburluğu giriş tarafında azaltılmıştır. Rotor pressure-side kısmı kamburluğu giriş tarafında azaltılıp, çıkış tarafında artırılmıştır.
- Üçüncü kademe statorun giriş ucu elipsi uzatılıp sağa doğru çekilmiştir. Rotorun giriş ucu sola doğru çekilmiştir. Rotorun suction-side kısmı kamburluğu azaltılmıştır.

Revizyon 9:

Değişiklik nedenleri: Bütün kanat çıkış uçlarındaki entropi oluşumunun en aza indirilmesi için inceltilmesi düşünülmektedir. İkinci kademe statorunda girdap oluşumu gözlenmiştir. Yine rotor suction-side kısmında entropi fazla olmaktadır. Üçüncü kademede giriş uçlarının akışı tam karşılayamadığı gözlenmiştir. Kanatların diğer kısımları süreksizliğinin sağlanması gerekmektedir.

Yapılan değişiklikler:

- Birinci kademe stator ve rotor çıkış uçları inceltilmiştir.

- İkinci kademe statoru giriş ucunda pressure-side kısmı kamburluğu azaltılmış, çıkış tarafında artırılmıştır. Suction-side kısmı kamburluğu ise giriş tarafında azaltılmıştır. Çıkış ucu inceltilmiştir. Rotorda pressure-side kısmı kamburluğu giriş tarafında artırılmış, çıkış tarafında artırılmıştır. Çıkış ucu inceltilmiştir.
- Üçüncü kademe statoru giriş ucu radyal yönde sola çekilmiştir. Çıkış ucu inceltilmiştir. Rotor giriş ucu sağa kaydırılıp giriş kısmında pressure-side kısmı kamburluğu azaltılmış suction-side kısmı kamburluğu artırılmıştır. Çıkış ucu elipsi inceltilmiştir.

Bu kanat profili revizyonları sonunda elde edilecek gücü en fazla verecek şekilde bir kanat profiline ulaşılmıştır. Her bir revizyonda akış alanları incelenmiştir. İlk ve son profile ilişkin akış görselleri takip eden bölümde verilmiştir.

5.4. HAD Analizleri Akış Görselleri

RDT kanat profili optimizasyonunda yapılan revizyonlara ilişkin bilgiler yukarıdaki bölümde verilmiştir. Toplamda 9 adet kanat profili revizyonu yapılmıştır. Her bir revizyon için güç değeri ve akış alanı detaylı olarak incelenmiştir. Çok sayıda revizyon olduğundan takibin kolay olması ve karşılaştırmanın açıkça görülmesi için aşağıda başlangıç geometrisi (Revizyon 0) ve son geometriye (Revizyon 9) ait akış görselleri karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Revizyon 0 ve Revizyon 9 için geometri ve akış alanı görselleri;

- geometri Şekil 5.5,
- basınç dağılımı Şekil 5.6,
- sıcaklık dağılımı Şekil 5.7,
- Mach sayısı dağılımı Şekil 5.8,
- hız vektörleri Şekil 5.9 ve
- entropi dağılımı Şekil 5.10'da

gösterilmiştir.

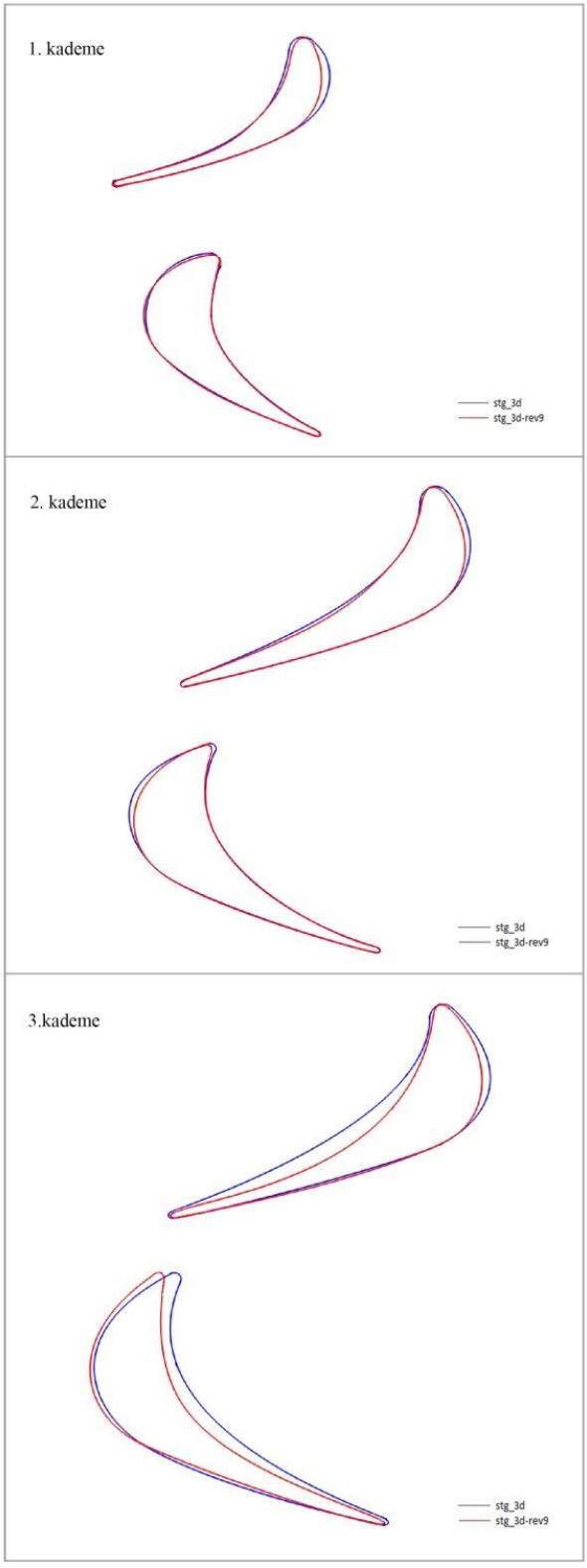
Kanat yüksekliği boyunca akışın yukarıda belirtilen özelliklerinin dağılımları bazı değişiklikler göstermekle beraber bunun etkileri en fazla kanat yüksekliğinin orta kısmında görülmektedir. Buna bağlı olarak akış görselleri kanat yüksekliğinin ortasındaki yüzey üzerinde alınmıştır.

Öncelikle, Şekil 5.5'de revizyon 0 ve 9 için tüm kademelerdeki kanatlar üst üste çizilerek gösterilmiştir. Burada görüldüğü gibi, nihai ve özet bir değerlendirme olarak; ilk-son revizyon arasında 1. ve 2. kademelerin geometrisindeki değişimler çok az olurken asıl değişim 3. kademede olmuştur. Bu durum başlangıçtaki 1-B türbin tasarımının ve 2-B kanat profilinin oluşturulmasının oldukça başarılı olduğunu göstermektedir.

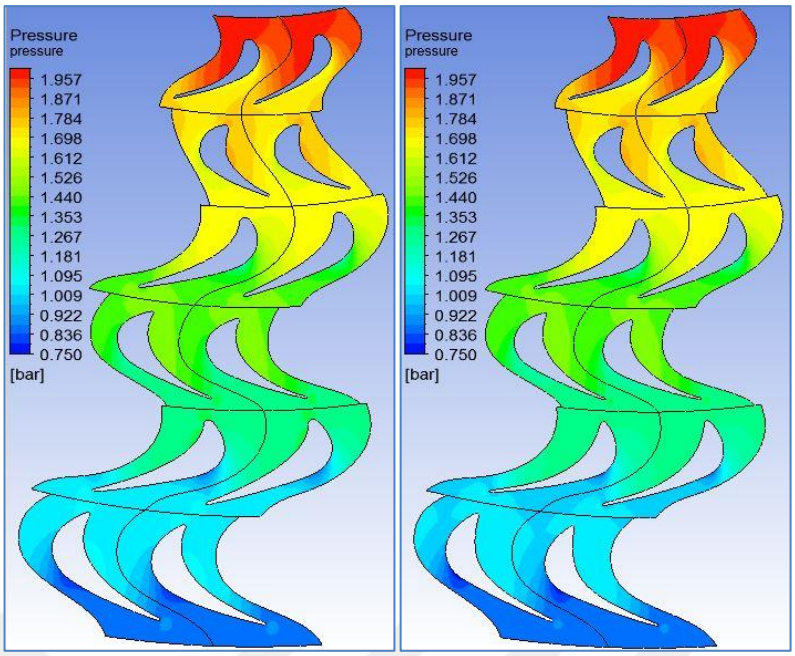
Akış alanlarına ise genel olarak bakıldığında (Şekil 5.6-5.10) girişten çıkışa doğru genişleme sonucu basınç ve sıcaklık düşerken hız artmaktadır. Entropi oluşumu ise son kademelere doğru giderek artmaktadır.

Başlangıç geometrisi için entropi oluşum grafiğine bakıldığında, her kademede oluşan entropi artışı diğer kademeye iletilmekte ve son kademeye doğru gittikçe artmaktadır. Özellikle türbinin ikinci ve üçüncü kademesindeki giderek artan entropi oluşumları üçüncü kademede daha da fazlalaşmıştır. Başlangıç geometrisinde bu entropi oluşumlarını destekleyecek şekilde ikinci ve üçüncü kademe rotor basınç taraflarında girdaplar oluştuğu gözlemlenmektedir. Girdaplarda ana akışa ters oluşan hız vektörleri akışı bozmakta ve kayıplar artmaktadır.

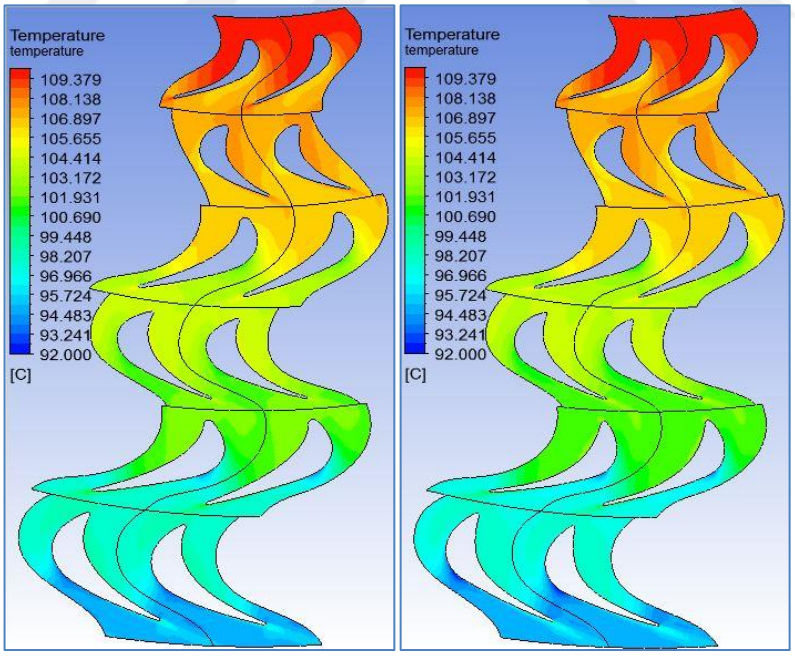
Aşağıda bu oluşumlar her bir kademe içi değerlendirilerek yapılan son revizyon hakkında bilgi verilmiştir. Bu amaçla her bir kademedeki akış alanlarının daha net görülmesi için her bir kademe için başlangıç ve son geometriye ait geometri, basınç dağılımı, sıcaklık dağılımı, Mach sayısı dağılımı, hız vektörleri ve entropi dağılımı görselleri oluşturulmuştur.



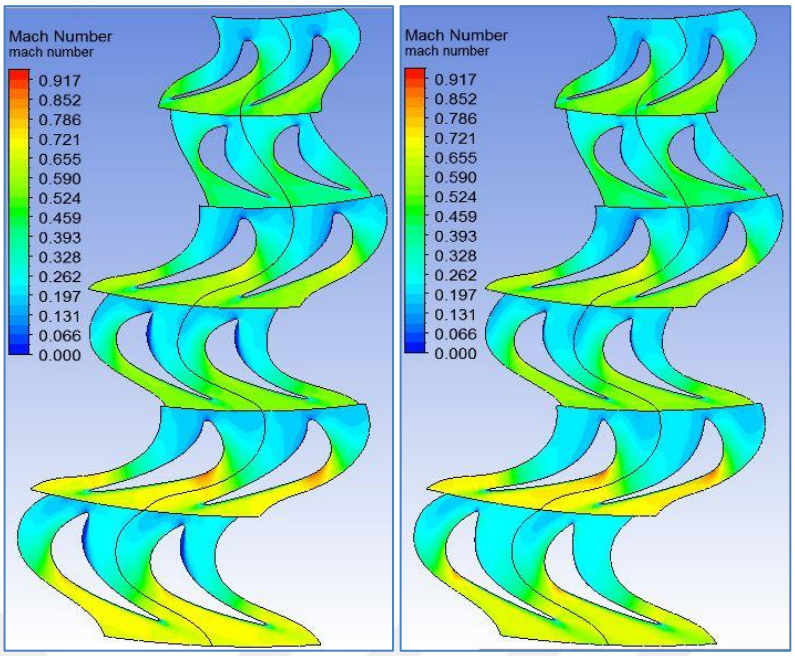
Şekil 5.5. Revizyon 0 ve Revizyon 9 için geometri



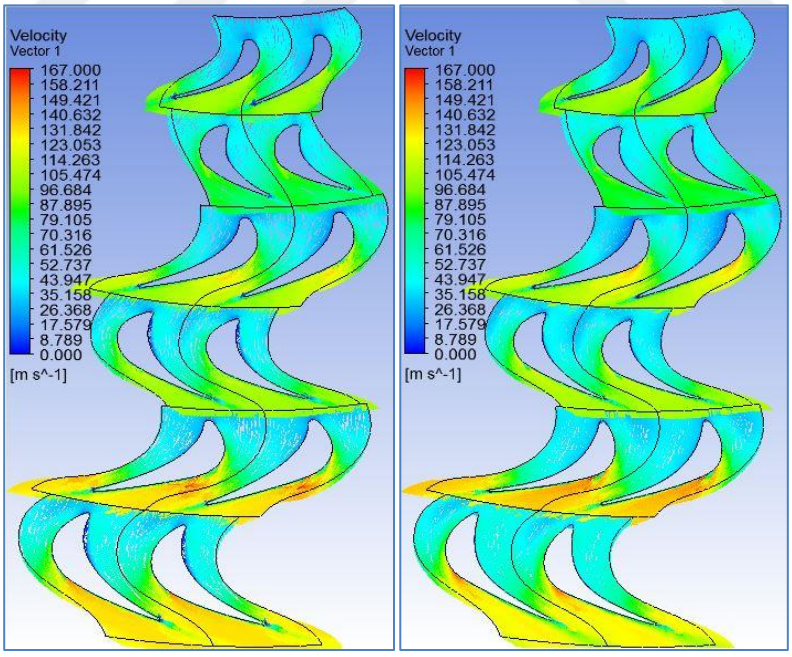
Şekil 5.6. Başlangıç ve son geometriye ait basınç dağılımı



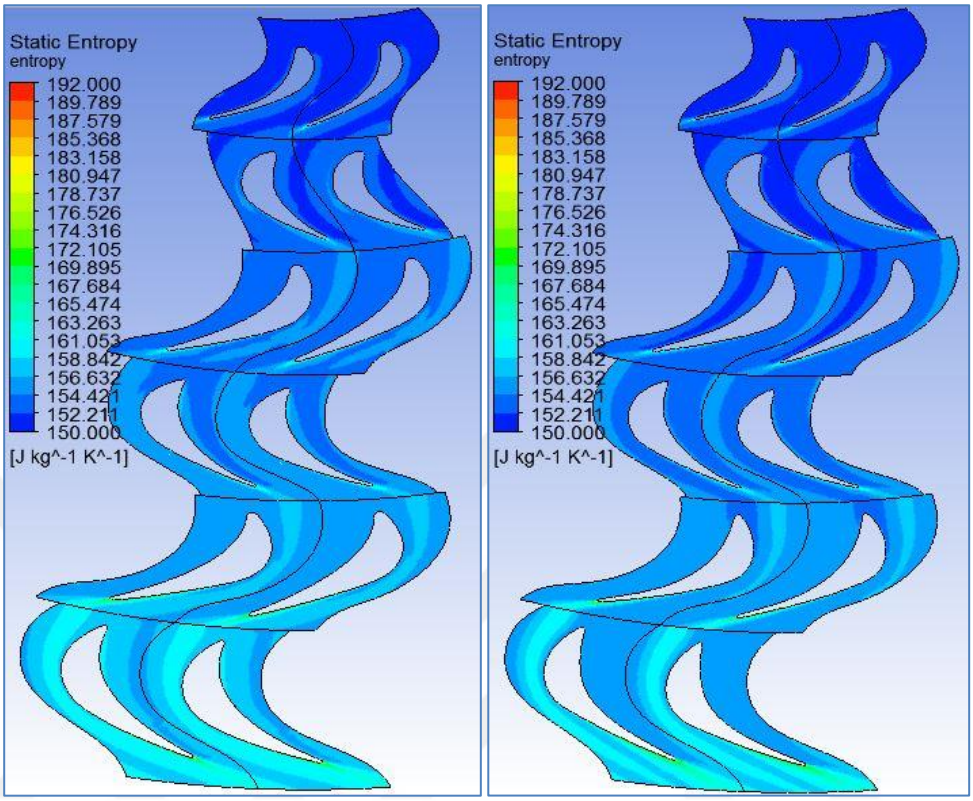
Şekil 5.7. Başlangıç ve son geometriye ait sıcaklık dağılımı



Şekil 5.8. Başlangıç ve son geometriye ait mach sayısı dağılımı



Şekil 5.9. Başlangıç ve son geometriye ait hız vektörleri



Şekil 5.10. Başlangıç ve son geometriye ait entropi dağılımı

1. Kademe:

Öncelikle, revizyon 0 ve 9 için 1. kademedeki geometrik değişiklikler diğer kademelere göre çok fazla olmamıştır. Özellikle entropi oluşumu değerlerine bakıldığında, stator suction kamburluğunun azaltılması ve stator çıkış ucunun daireden elipse çevrilmesi bu kısımlardaki entropi oluşumunu azaltmıştır ve bu azaltım rotorun suction tarafındaki entropinin azalmasına da etki etmiştir. İlk tasarımdaki stator suction kamburluğunun fazla olması ve stator çıkış ucunun daire olması, akışın stator profilini takip edememesine de sebep olacağından rotora girişte

istenen hucüm açıları da yakalanamayacaktır. İlk geometrideki stator çıkış ucunun daire olması burada yerel düşük basınç bölgesi oluşturduğundan kanadın her iki tarafından bu bölgeye hücum eden akışın birbirine çarpışması ile bu kısımlarda akış bozulmakta ve entropi oluşumu artmaktadır. Bu durumu engellemek için stator çıkış ucunun da daireden elipse çevrilmesi ile kanadın her iki tarafından gelen akış daha yumuşak bir geçiş ile birleşmekte ve yerel düşük basınç bölgesi küçülmektedir. Elips kanat ucunun, aynı zamanda, uç kısma doğru kanat profilini yumuşatması sayesinde akışın kanat profilini takip sürekliliği daha iyi olmaktadır. Yapılan bütün revizyonlar sonucunda 1. kademe iyileştirmelerin ektilerinin incelenmesi için Şekil 5.12 'de basınç, Şekil 5.13 'te sıcaklık, Şekil 5.14 'te Mach sayısı, Şekil 5.15 'te hız vektörleri, Şekil 5.16 'da entropi dağılımları oluşturulmuş ve incelenmiştir.

2. Kademe:

Öncelikle, Şekil 5.17'de gösterildiği gibi, 2. kademe profillerindeki ilk ve son revizyonlar arasındaki değişimler yine çok az gözükse de önemli etkiler oluşturmaktadır.

Başlangıç geometrisindeki stator giriş ucunun dairesel şekli akışta yerelde olsa durma ve yığılma oluşturmaktadır. Akışın bir önceki rotor çıkışından yönlenmesine de bağlı olarak akışın çoğunluğu suction tarafına yönlenmektedir. Dolayısıyla basınç tarafında hız daha yavaş olmaktadır. Stator giriş ucunun daireden elipse dönüştürülmesi ile uçtaki durma bölgesinin küçülmesi ve akışın kanadın her iki tarafına daha uniform dağılması sağlanmıştır.

Rotor uç kısmı yine başlangıçta dairesel olarak alınmıştır. Dairesel uç benzer şekilde durma ve uniform olmayan akış yönlendirmesi sebebiyle özellikle hız vektörlerinde açık olarak görüldüğü gibi basınç tarafında girdap oluşturmuştur. Yine burada rotor giriş ucunun elips yapılması ve kanat profilinin inceltilmesi ile girdap oluşumu engellenmiştir. Ayrıca hem stator hem de rotor çıkış uçlarının da daireden elipse dönüştürülmesi bu bölgelerdeki entropi oluşumunu azaltıcı etki yapmıştır.

Ayrıca yapılan bütün revizyonlar sonucunda 2. kademe iyileştirmelerin ektilerinin ayrıntılı incelenmesi için Şekil 5.18 'de basınç, Şekil 5.19 'da sıcaklık, Şekil 5.20 'de Mach sayısı, Şekil 5.21 'de hız vektörleri, Şekil 5.22 'de entropi dağılımları oluşturulmuş ve incelenmiştir.

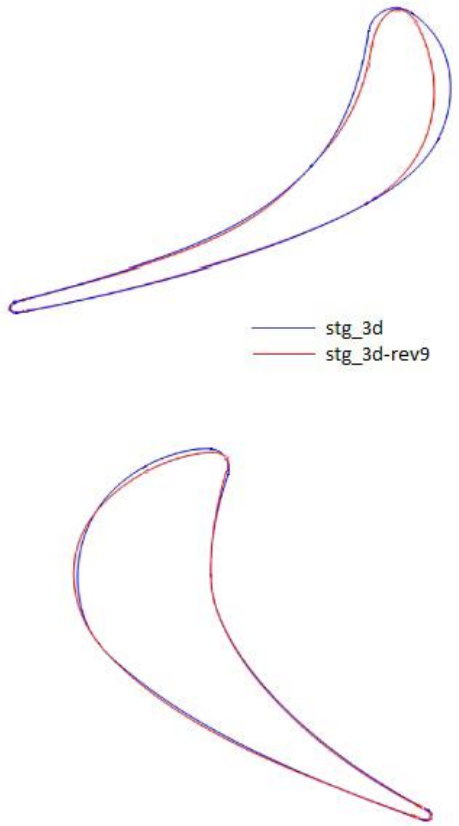
3. Kademe:

Öncelikle, Şekil 5.23'de gösterildiği gibi, 3. kademe profillerindeki ilk ve son revizyonlar arasındaki değişimler diğerlerine göre daha fazla olmuştur.

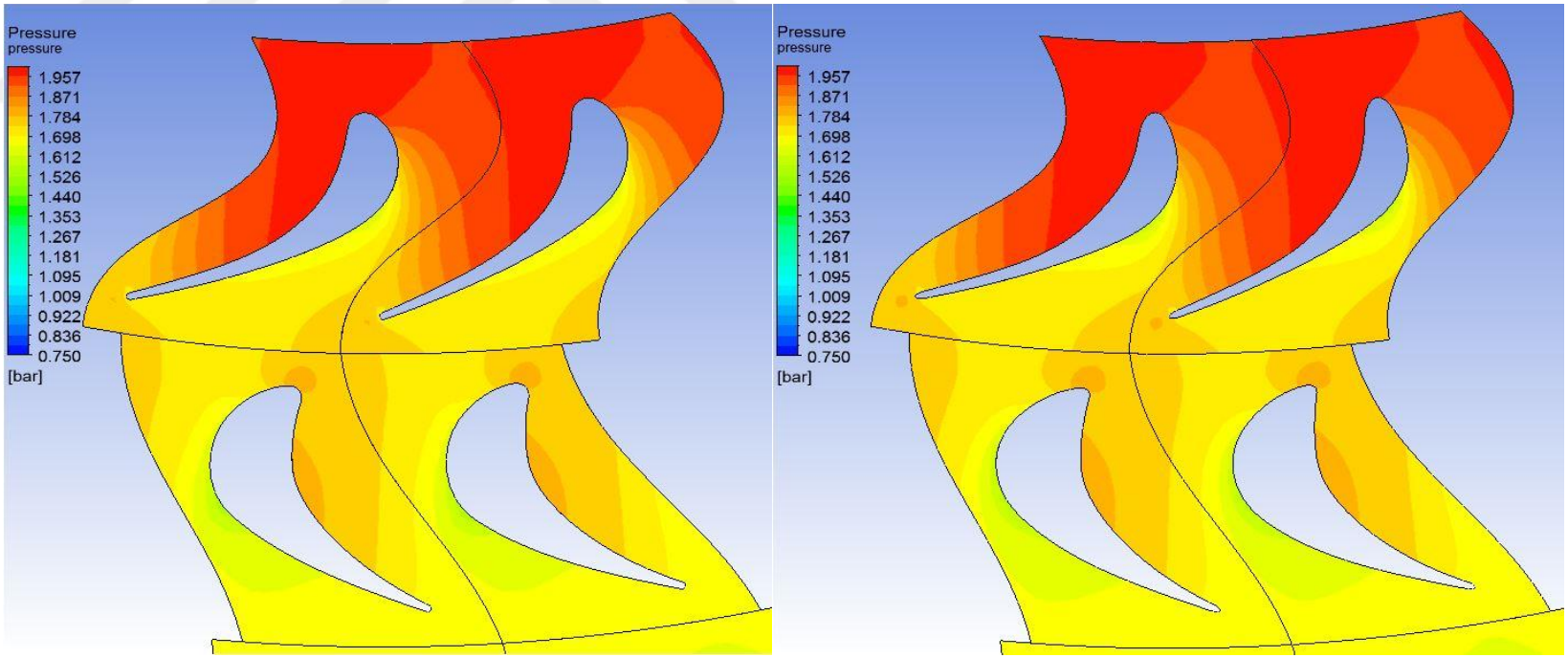
Öncelikle, ilk iki kademede bahsedildiği gibi başlangıçta dairesel alınan kanat giriş ve çıkış uçları hem stator hem rotor için elips haline getirilmiştir. İlaveten statorda daha ince hale getirilen kanat ve azaltılan suction kamburluğu sayesinde özellikle entropi görselinde görüldüğü gibi entropi oluşumu önemli seviyede azaltılmıştır.

Rotor kanadı için, başlangıç geometrisinde akışın rotor basınç tarafına teğet olarak girmemesinden kaynaklı girdap oluştuğu gözlenmiştir. Bunu gidermek için kanat inceltilerek profil açısı akışı karşılayacak hale getirilmiştir. Bu değişimin girdap oluşumunu tamamen ortadan kaldırdığı hız vektörlerinde görülmektedir.

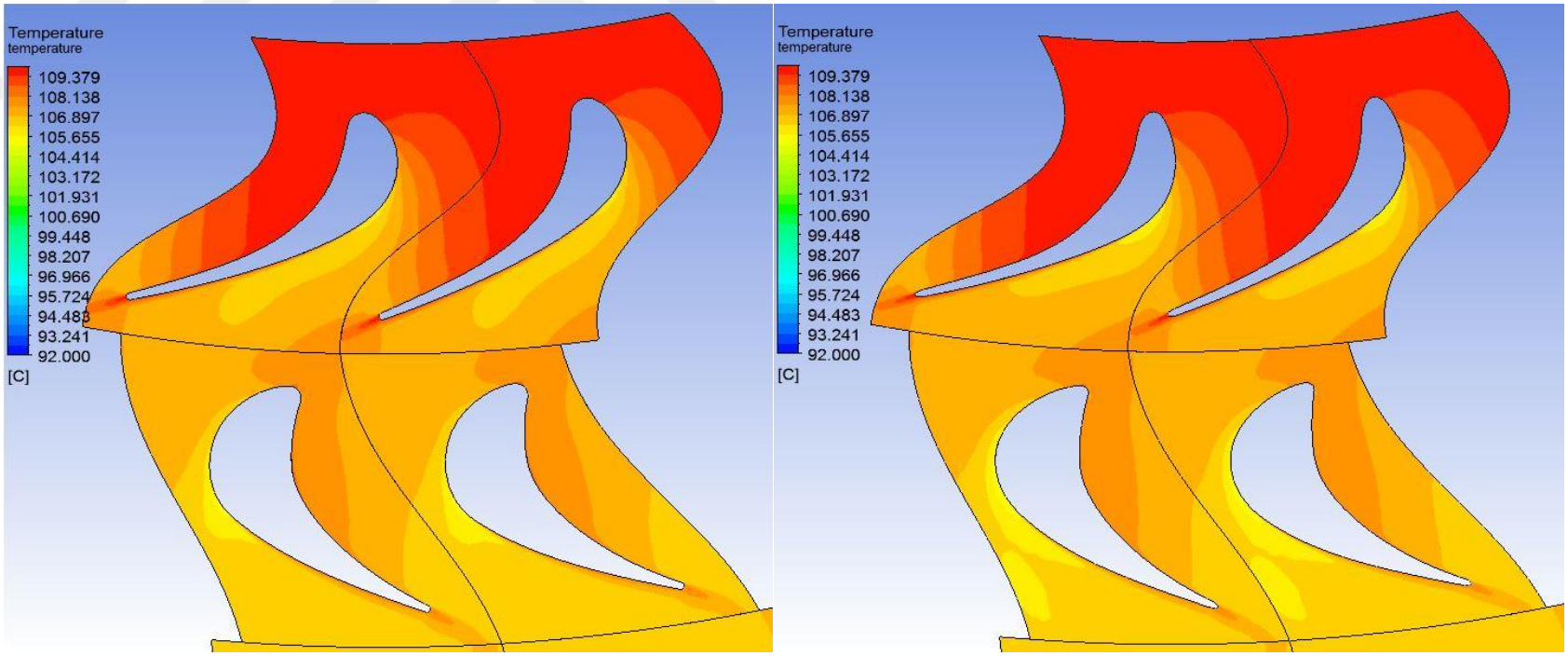
Ayrıca ilk iki kademede olduğu gibi yapılan bütün revizyonlar sonucunda 3. kademe iyileştirmelerin ektilerinin ayrıntılı incelenmesi için Şekil 5.24 'te basınç, Şekil 5.25 'te sıcaklık, Şekil 5.26 'da Mach sayısı, Şekil 5.27 'de hız vektörleri, Şekil 5.28 'de entropi dağılımları oluşturulmuş ve incelenmiştir.



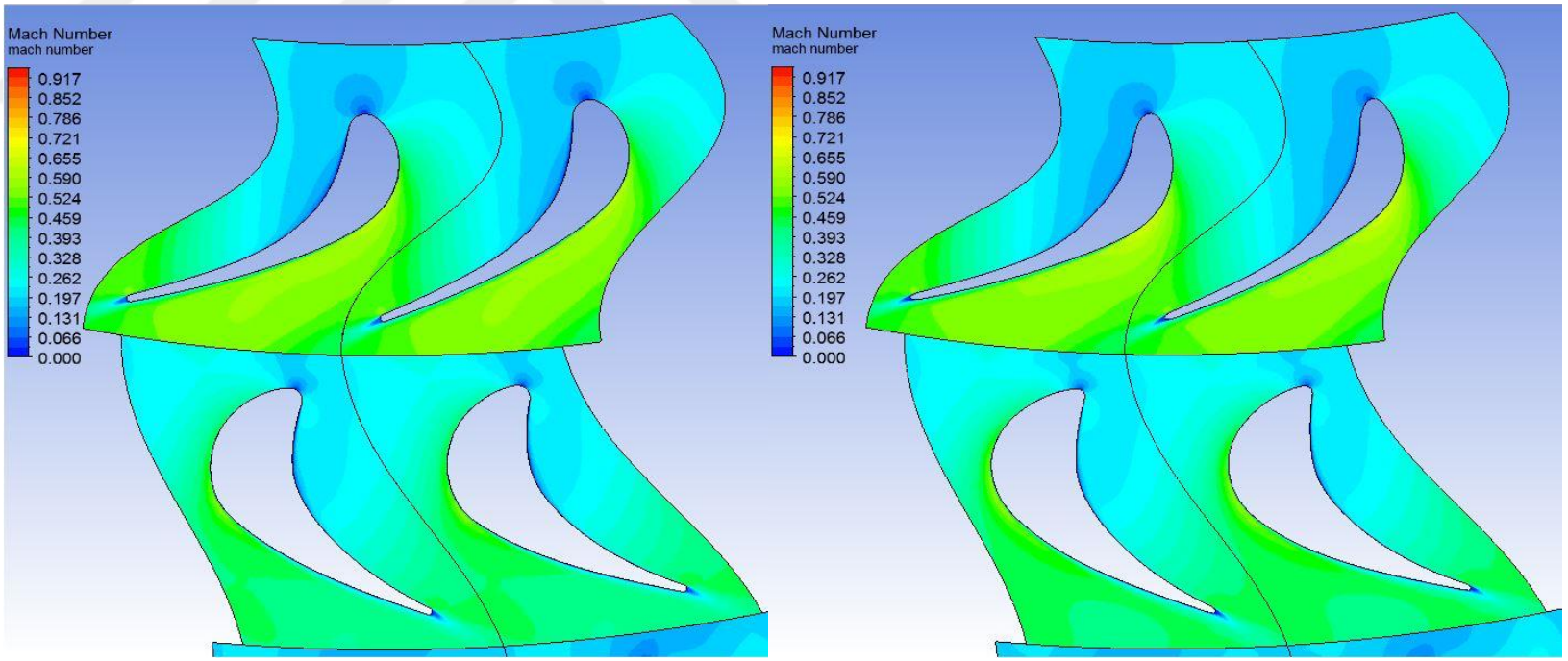
Şekil 5.11. 1. Kademe ilk ve son revizyon kanat profilleri



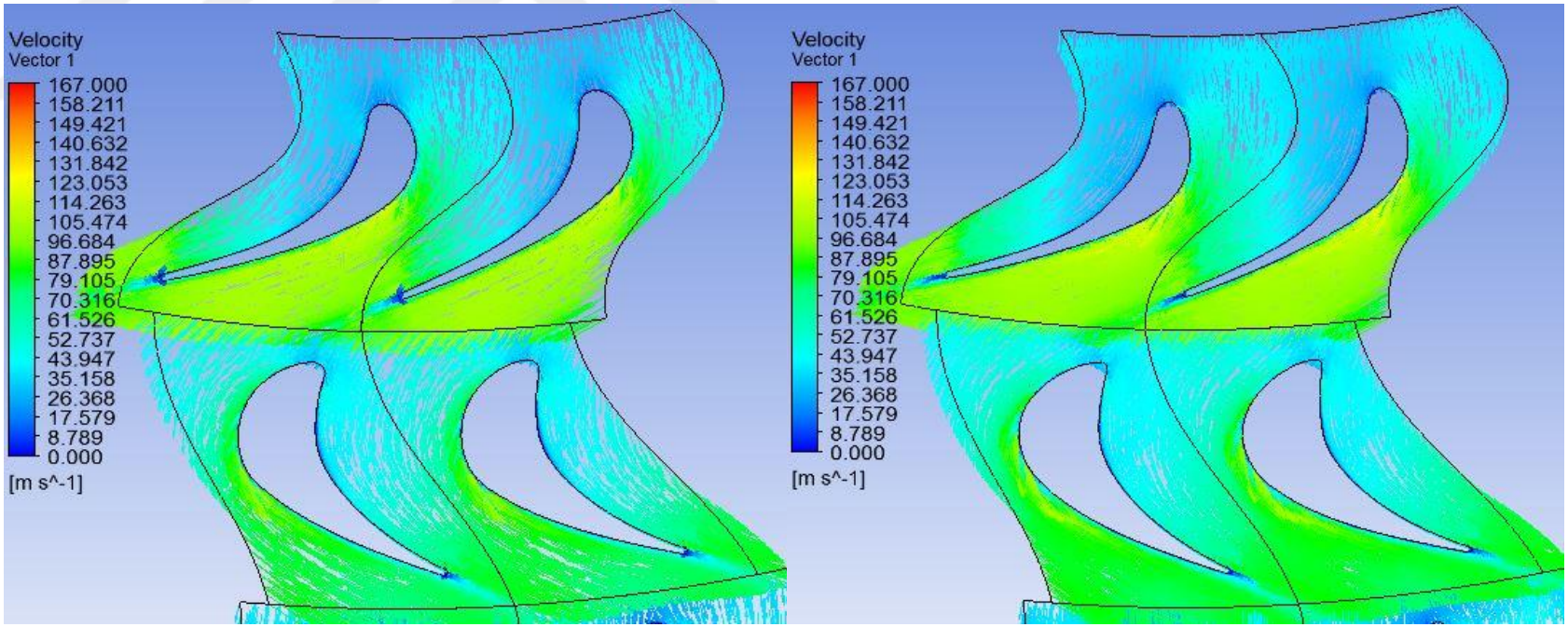
Şekil 5.12. 1. 1.Kademe için ilk ve son geometrinin basınç dağılımları



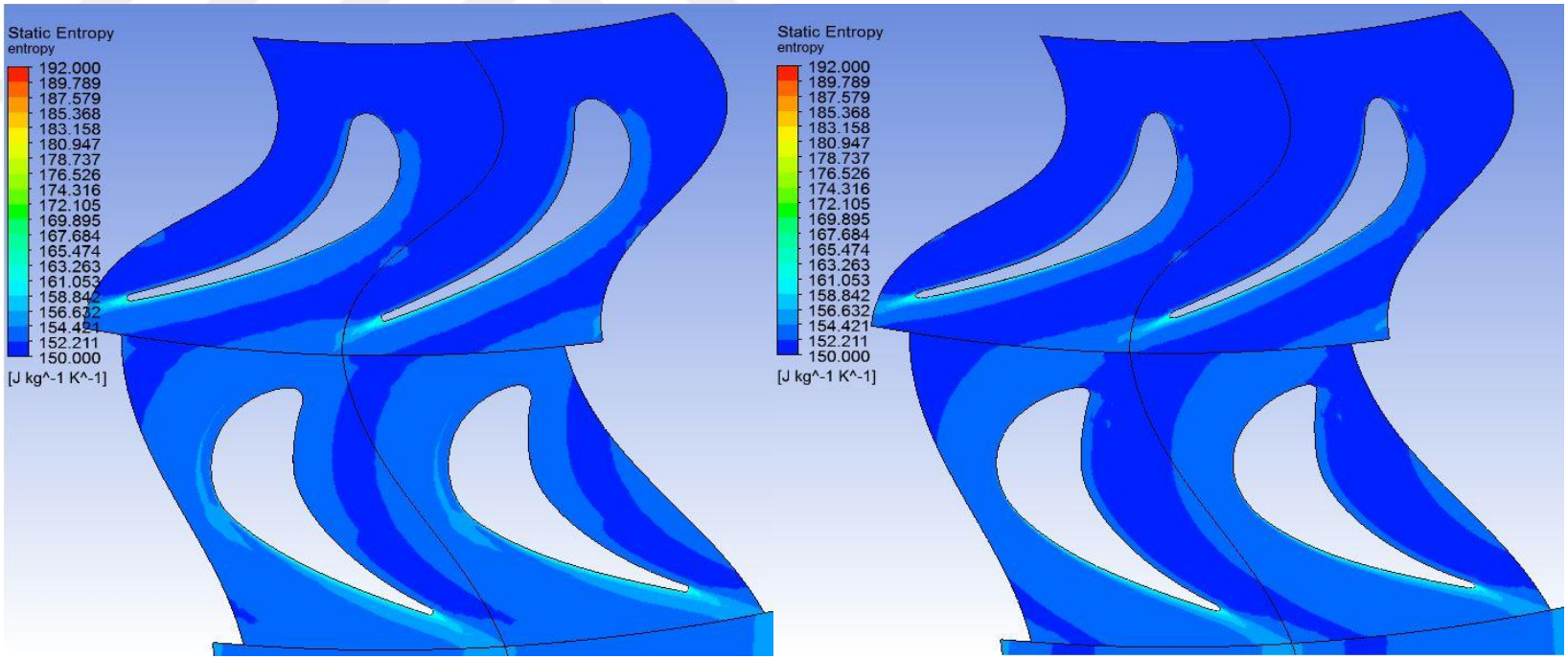
Şekil 5.13. 1. 1.Kademe için ilk ve son geometrinin sıcaklık dağılımları



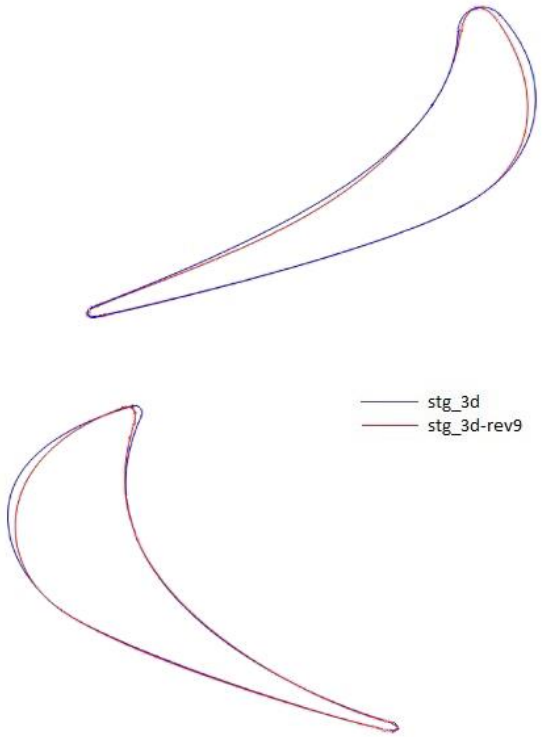
Şekil 5.14. 1.Kademe için ilk ve son geometrinin Mach sayısı dağılımları



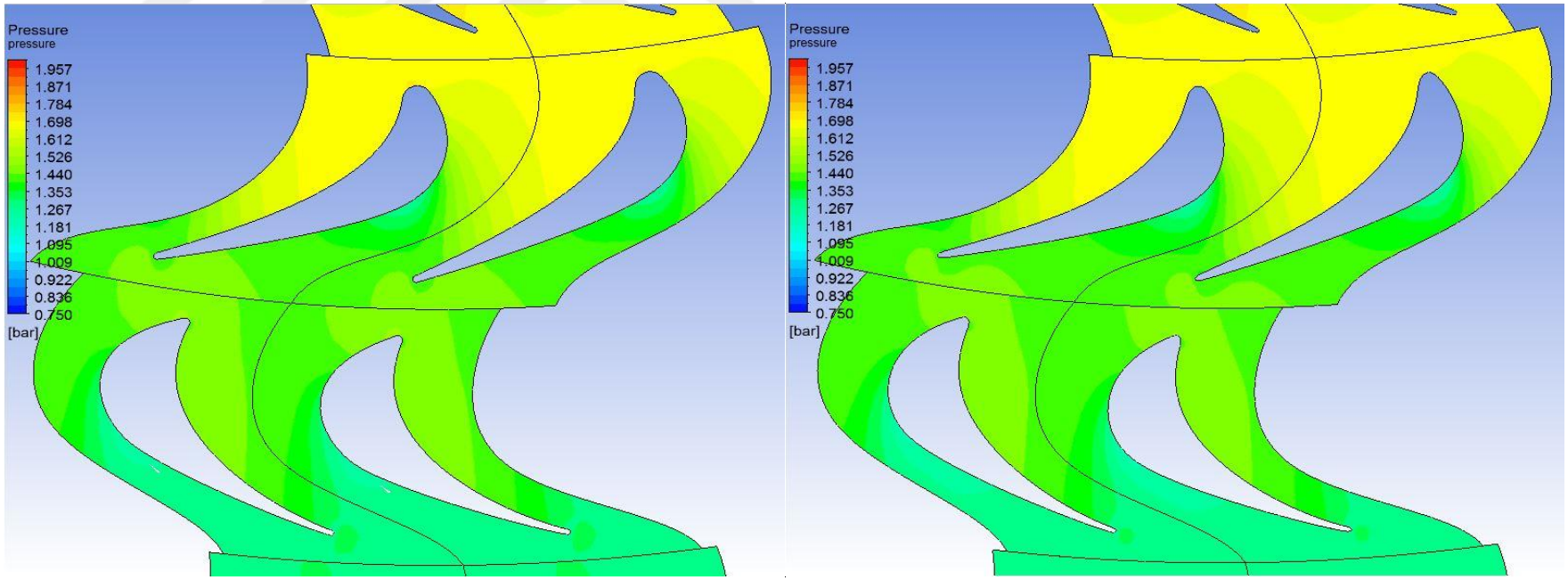
Şekil 5.15. 1.Kademe için ilk ve son geometrinin hız vektörü dağılımları



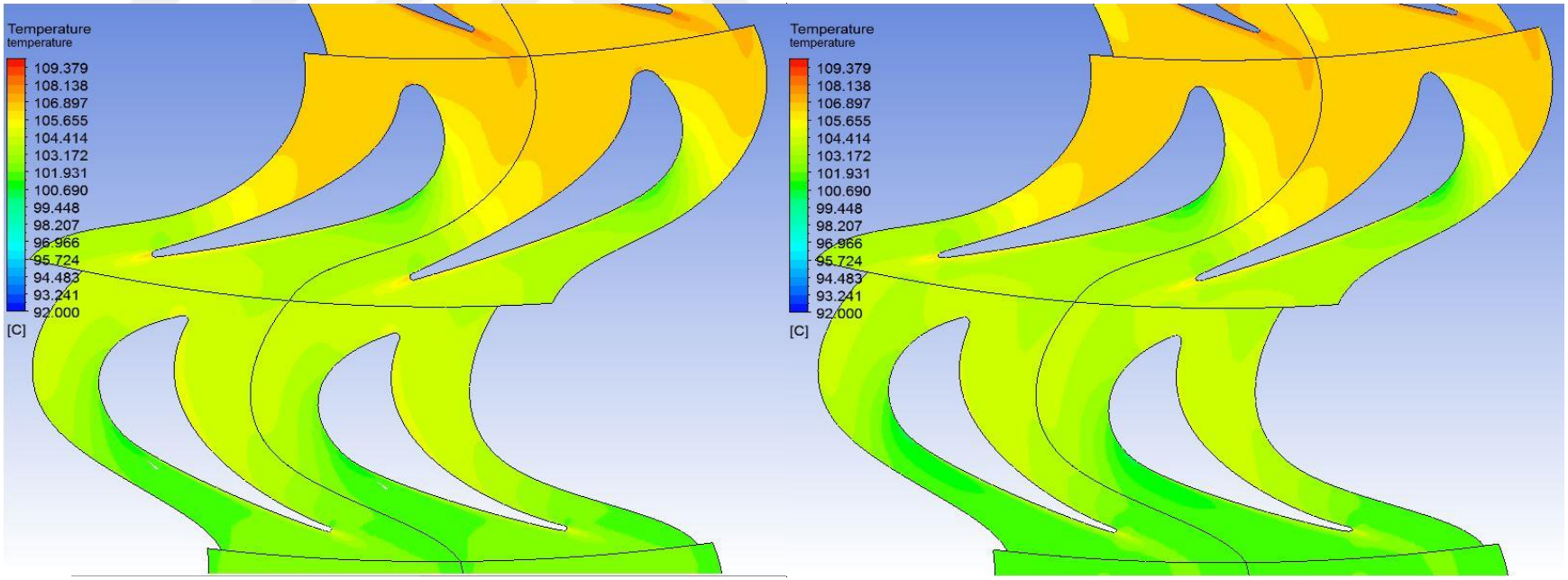
Şekil 5.16. 1.Kademe için ilk ve son geometrinin entropi dağılımları



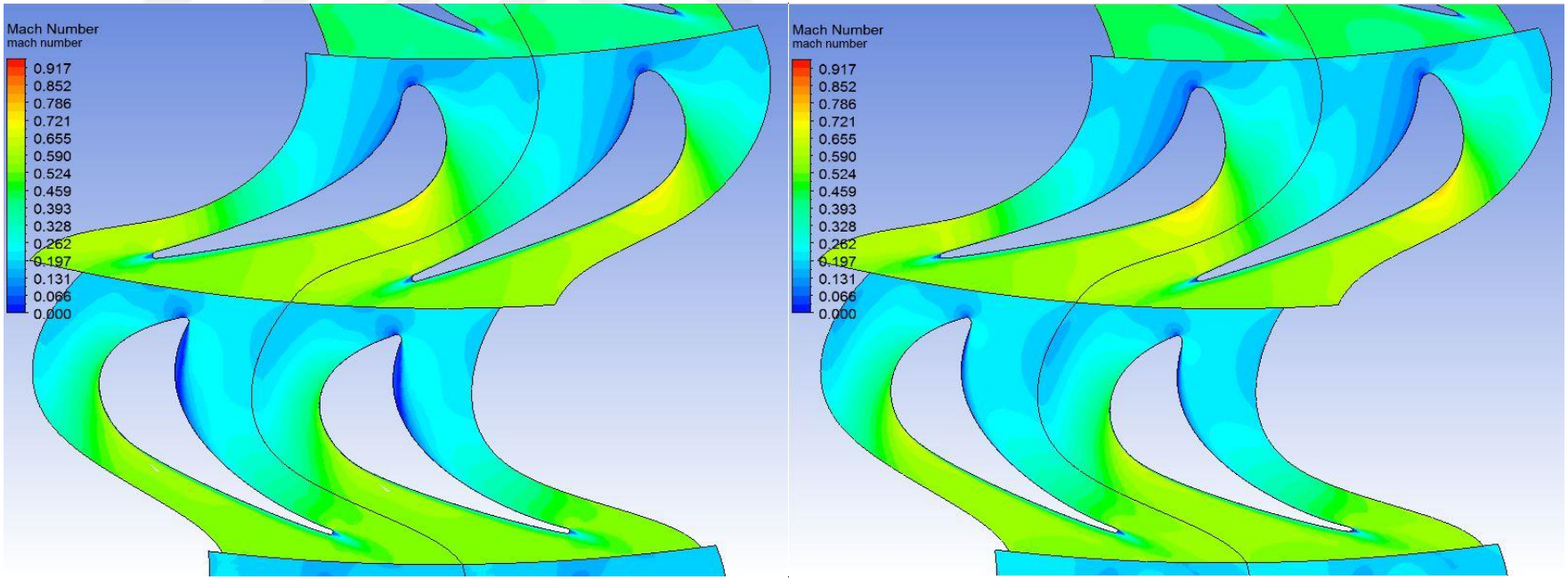
Şekil 5.17. 2. Kademe ilk ve son revizyon kanat profilleri



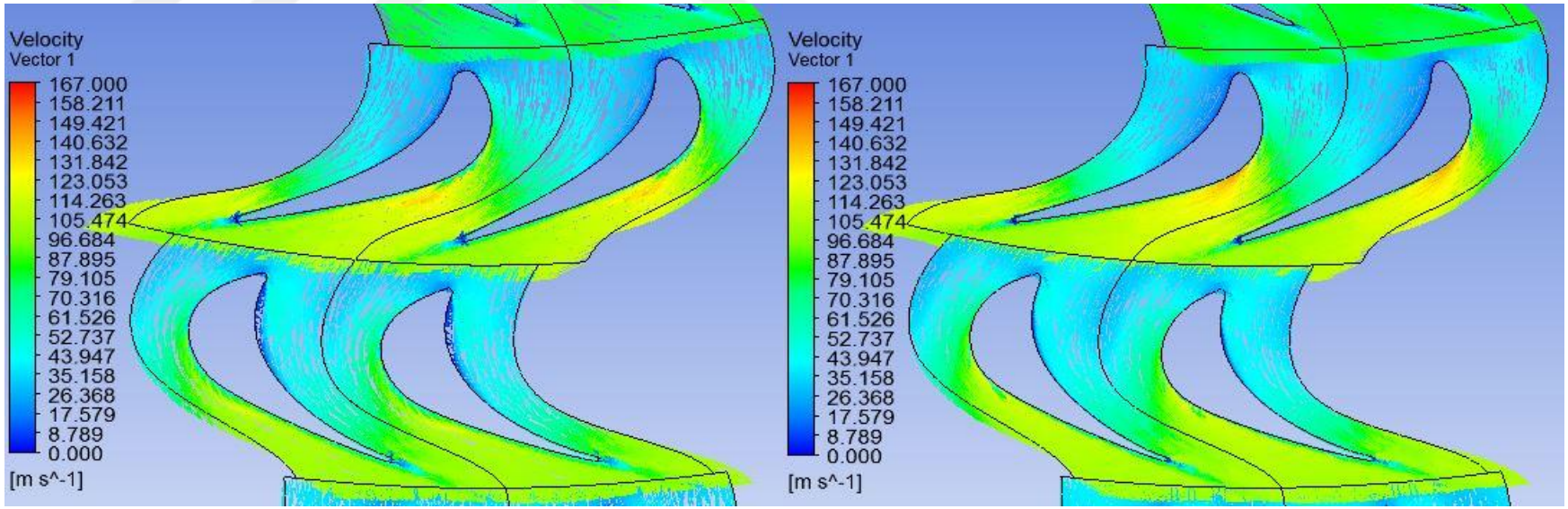
Şekil 5.18. 2.Kademe için ilk ve son geometrinin basınç dağılımları



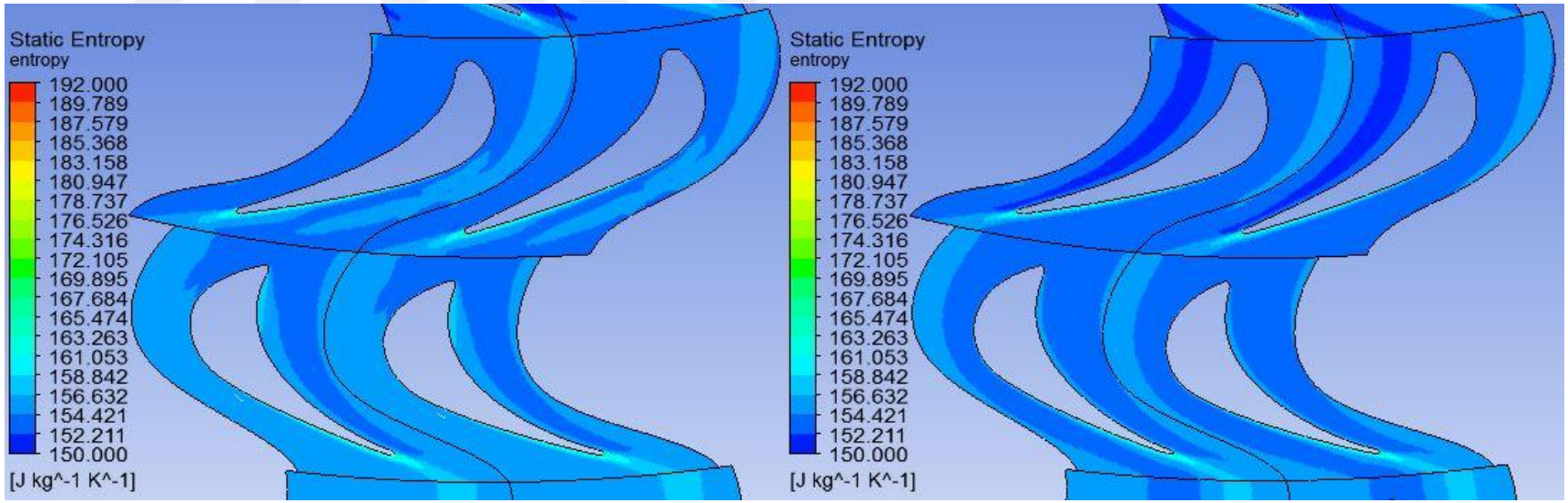
Şekil 5.19. 2.Kademe için ilk ve son geometrinin sıcaklık dağılımları



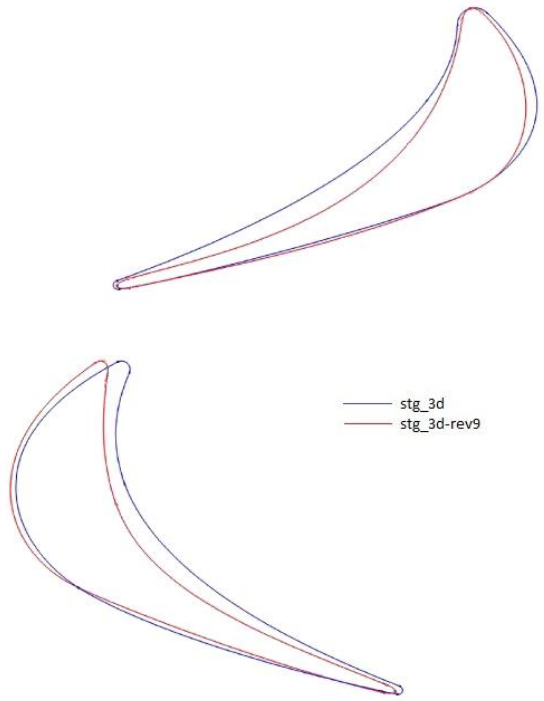
Şekil 5.20. 2.Kademe için ilk ve son geometrinin Mach sayısı dağılımları



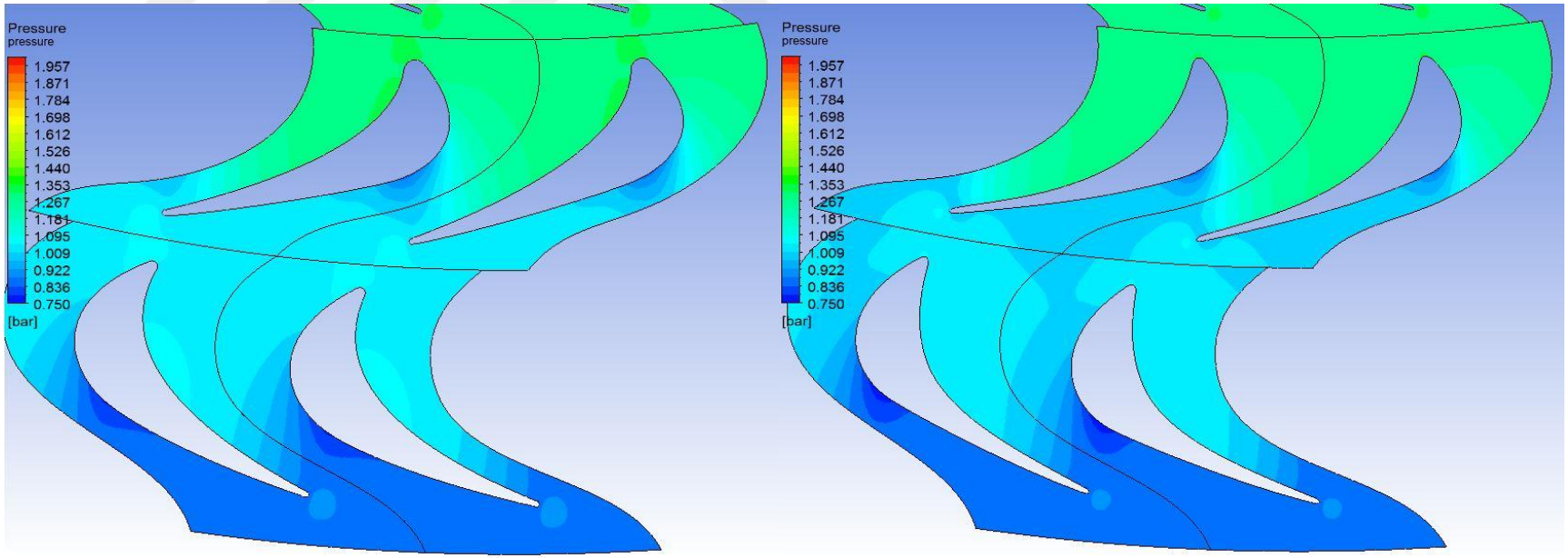
Şekil 5.21. 2.Kademe için ilk ve son geometrinin hız vektörü dağılımları



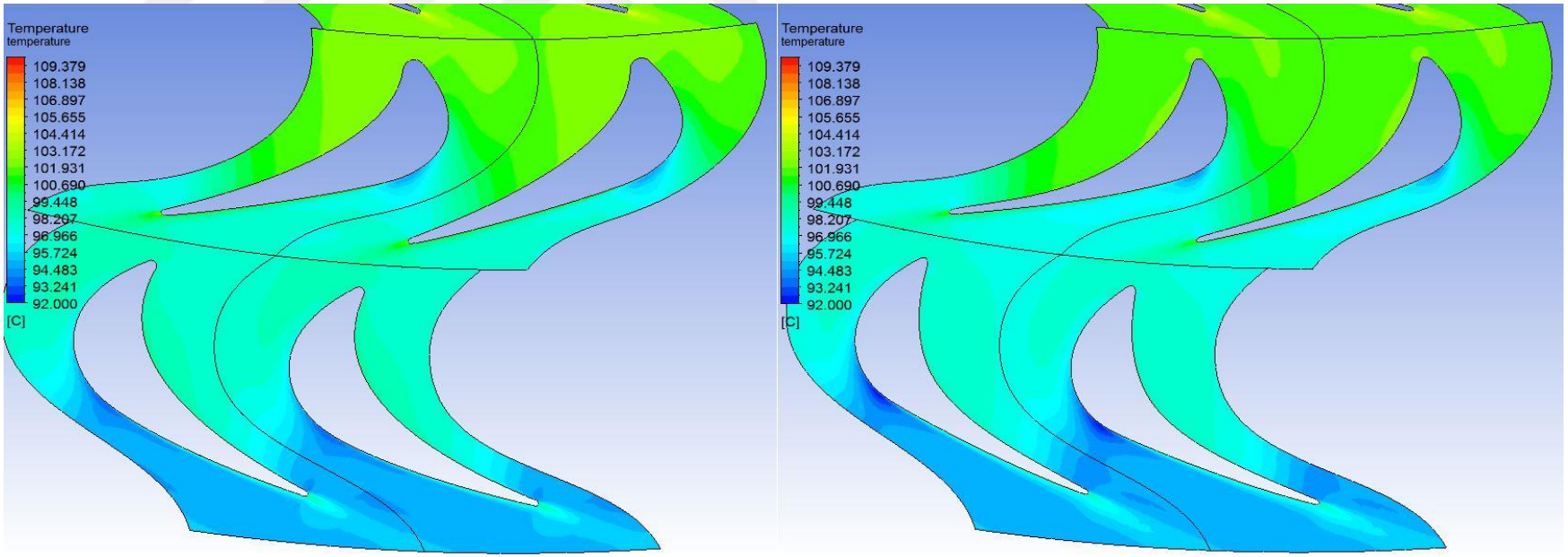
Şekil 5.22. 2.Kademe için ilk ve son geometrinin entropi dağılımları



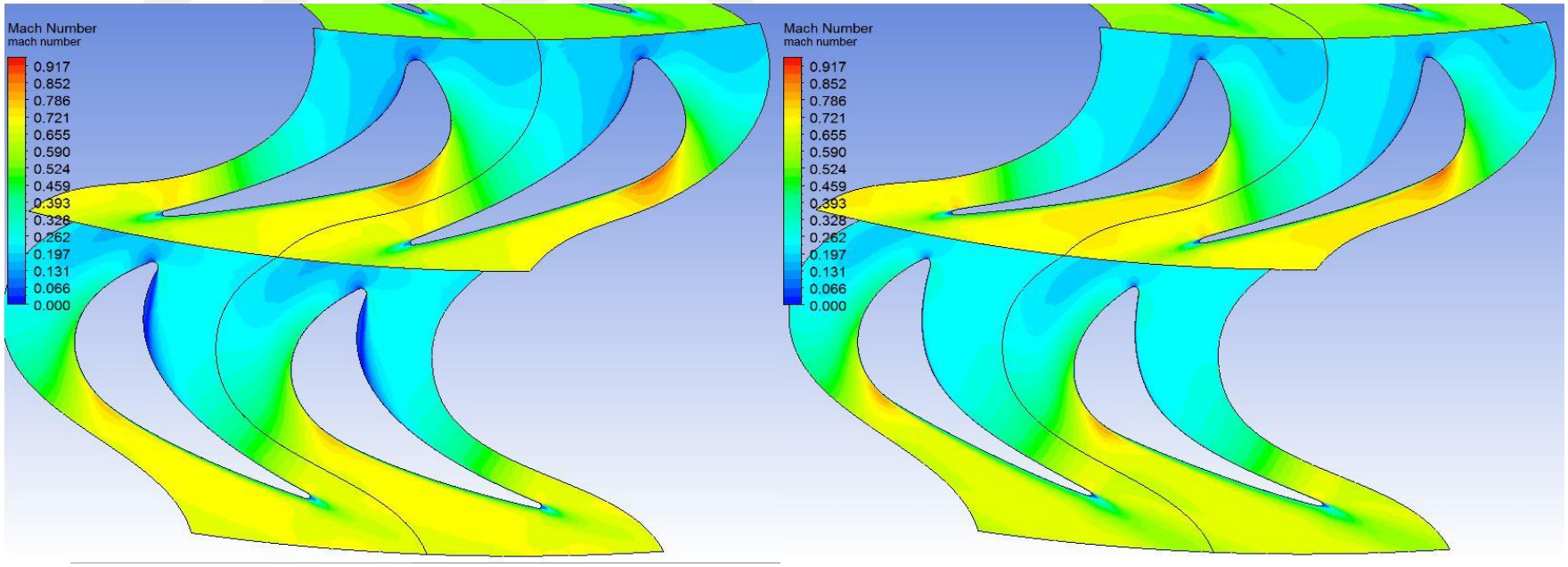
Şekil 5.23. 3. Kademe ilk ve son revizyon kanat profilleri



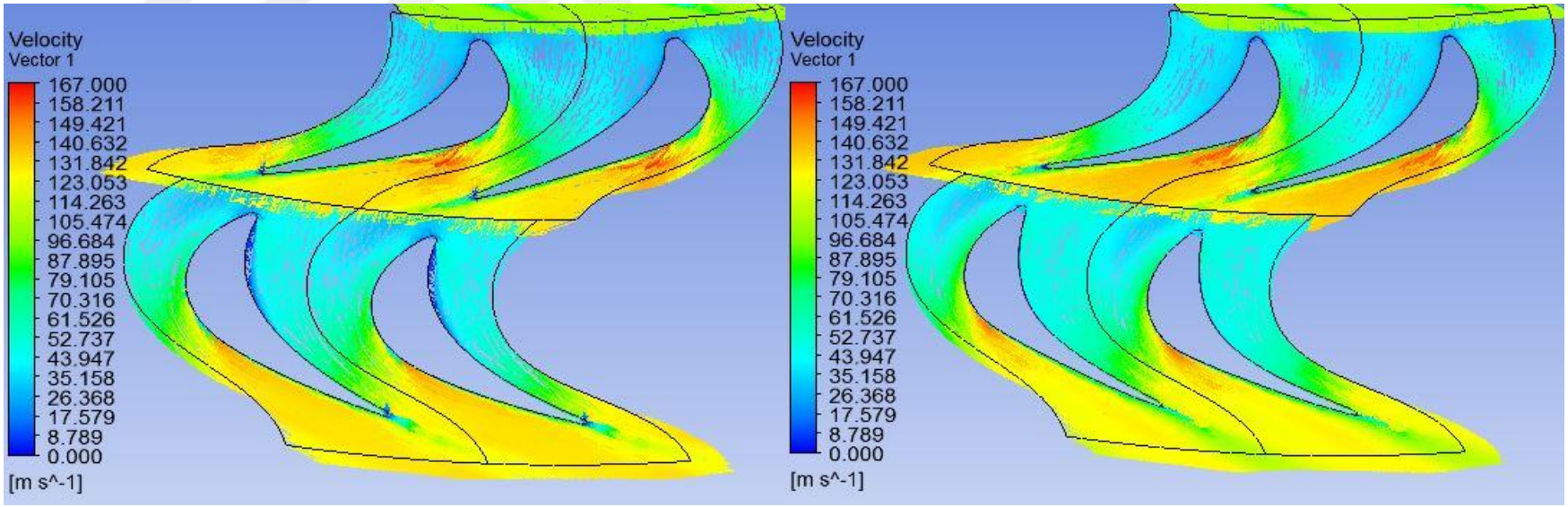
Şekil 5.24. 3.Kademe için ilk ve son geometrinin basınç dağılımları



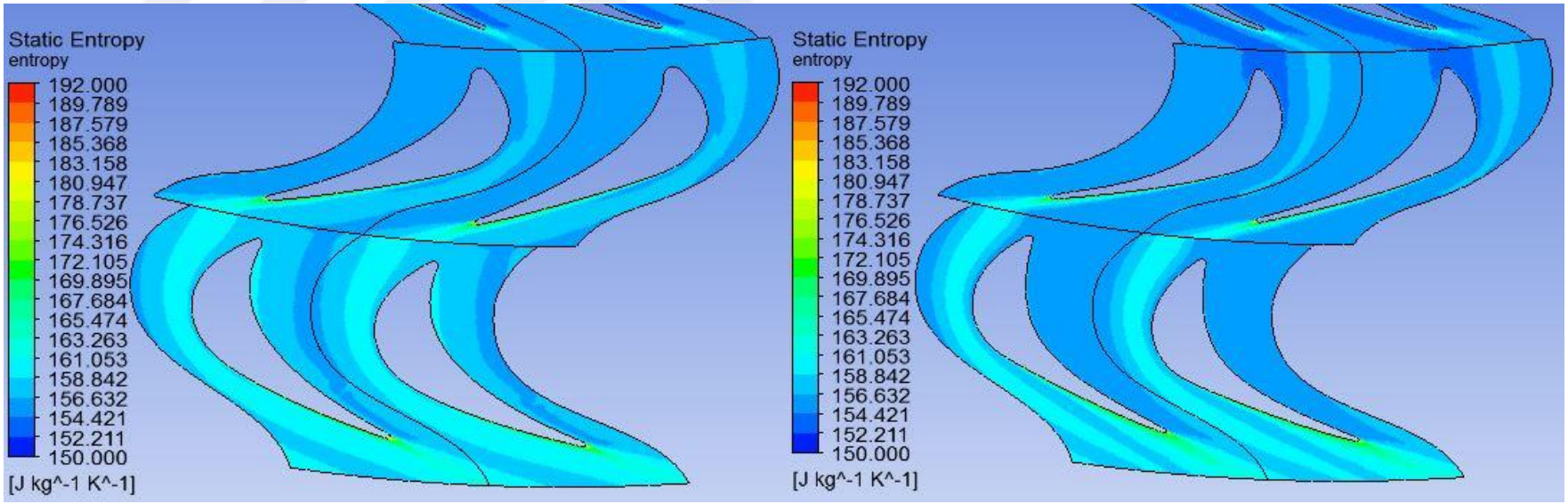
Şekil 5.25. 3.Kademe için ilk ve son geometrinin sıcaklık dağılımları



Şekil 5.26. 3.Kademe için ilk ve son geometrinin Mach sayısı dağılımları



Şekil 5.27. 3.Kademe için ilk ve son geometrinin hız vektörü dağılımları



Şekil 5.28. 3.Kademe için ilk ve son geometrinin entropi dağılımları

5.5. HAD Analiz Sonuçları

Tez kapsamında ulaşılmak istenen amaç, türbin çıkış gücü ve verimini yüksek verecek kanat profilinin oluşturulmasıdır. Bu amaçla bir önceki bölümde ilk ve son kanat profillerinin akış alanı üzerinde oluşturduğu etkiler incelenmiş ve değerlendirilmiştir.

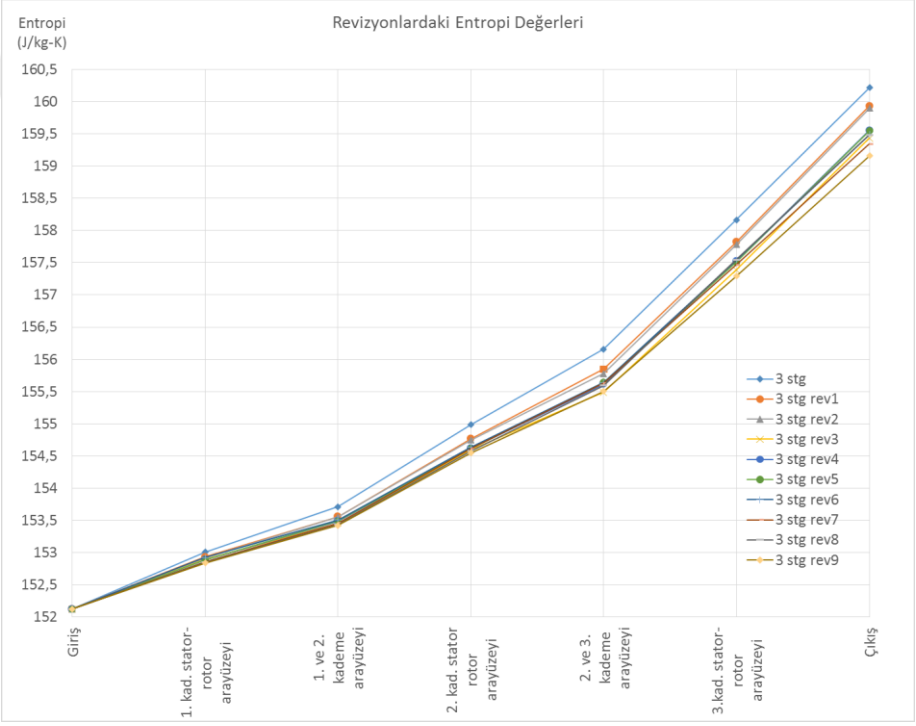
Nihai amaç olan türbin gücü ve verimi yapılan her bir kanat profili revizyonu için bu bölümde değerlendirilmiştir. İlaveten, önemli bir parametre olan entropi oluşumu da incelenmiştir.

Entropi oluşumunun değerlendirmesi:

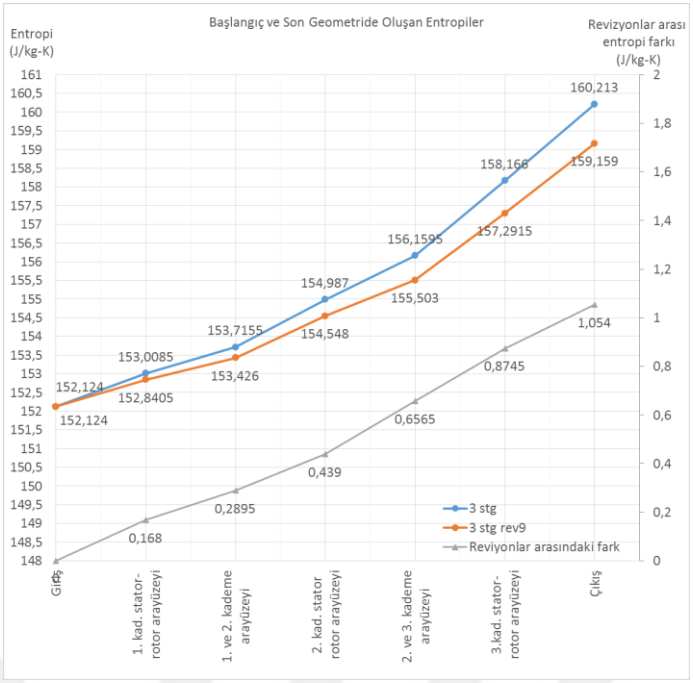
Şekil 5.29'da her bir revizyon için her bir kademenin giriş ve çıkışındaki entropi değerleri gösterilmiştir. Genel olarak türbinde oluşan her tersinmezlik, türbin çıkış gücünün azalmasına sebep olur. Bu tersinmezliklerin göstergesi olarak entropi oluşumuna bakılır. Tüm revizyonlarda genel olarak girişten çıkışa doğru entropi değerleri artmıştır. Revizyon 0'dan 9'a kadar farklı kanat profilleri için analizler yapılmıştır. Revize profillerde başlangıç profillerine göre entropideki artışın bir miktar azalması sağlanmıştır. Nihai olarak ilk ve en iyi durum olarak elde edilen son revizyonda kademelerdeki entropi artışları Şekil 5.30'da gösterilmiştir. Ayrıca, ilk ve son revizyondaki entropi oluşumları arasındaki farklar da Şekil 5.30'da ilave bir eğri ile gösterilmiştir. Giriş şartları tüm revizyonlarda aynı olduğundan tüm revizyonlar için giriş entropisi 152,124 J/kg-K'dir. İlk revizyonda 1. kademe çıkışında entropi 153,7155 J/kg-K iken son revizyonda 153,426 J/kg-K'e düşmüştür. Bu ikisi arasında 0,2895 J/kg-K değerinde bir iyileşme elde edilmiştir. Bu iyileşmeler 2. ve 3. kademede sırasıyla 0,6565 ve 1,054 J/kg-K olarak daha yüksek değerlerde gerçekleşmiştir.

Ayrıca ilk ve son revizyon için her bir kademedeki entropi artışları da Şekil 5.30 'de gösterilmiştir. Burada ilk ve son revizyon arasında her bir kademedeki entropi azalımının o kademedeki revizyondan mı yoksa bir önceki kademedeki entropi azalmasından mı kaynaklandığı sorusu akla gelebilir. Şekil 5.31'de verilen grafikte mavi ve turuncu renkteki çizgiler kademelerde oluşan entropi artışlarını ve

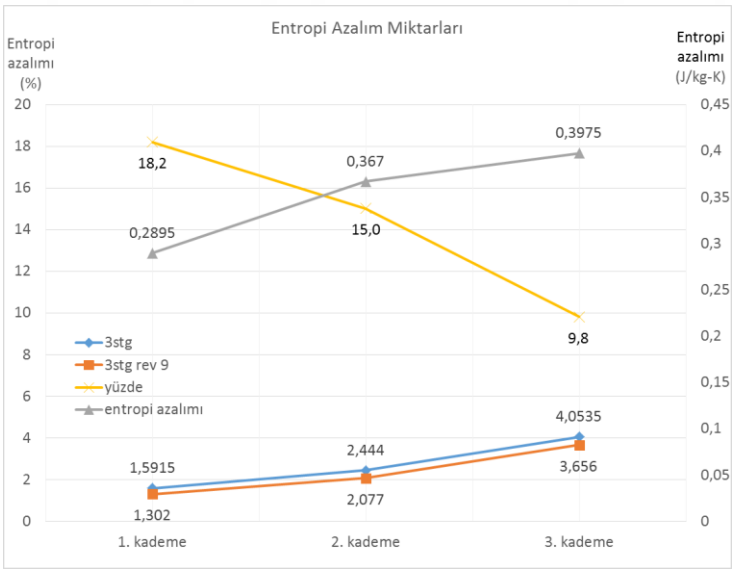
gri renkli çizgi ise ilk ve son revizyonlar arasındaki farkı göstermektedir. İlk revizyon için 1., 2. ve 3. kademedeki entropi artışları sırasıyla 1,5915, 2,444 ve 4,0535 J/kg-K olarak hesaplanmıştır ki girişten çıkışa entropi artışı toplamda 8,089 J/kg-K olmaktadır. Son revizyon için ise bu değerler 1,302, 2,077 ve 3,656 J/kg-K'dir ve girişten çıkışa entropi artışı toplamda 7,035 J/kg-K olmaktadır. İlk ve son revizyondaki kademelerdeki entropi artışları arasındaki fark ise 1., 2. ve 3. kademeler için sırasıyla 0,2895, 0,367, 0,3975 J/kg-K olmuştur. Son kademedeki iyileşme daha yüksek seviyede çıkmıştır. Yapılan revizyonlar entropi oluşumunu azaltıcı yönde etki etmiştir. İlk ve son revizyondaki kademelerdeki entropi azaltım miktarları yüzdesel olarak 1., 2. ve 3. kademeler için sırasıyla %18,2, 15,0 ve 9,8 olarak hesaplanmıştır. Bu değerler Şekil 5.31'de gösterilmiştir. İlk ve son revizyondaki girişten çıkışa toplam entropi artışında 8,089 J/kg-K'den 7,035 J/kg-K'e olmak üzere %13 azalma elde edilmiştir. Entropideki bu değişimler doğrudan türbin gücüne ve verimine yansımaktadır.



Şekil 5.29. Her revizyondaki kademelerin entropi değerleri



Şekil 5.30. Başlangıç ve son geometride oluşan entropiler



Şekil 5.31. Entropi azalım miktarları

Diğer parametrelerin değerlendirmesi:

Tablo 4 ‘te ilk ve son revizyondaki kademelere ait kamburluk yarıçaplarının ve kanat kalınlıklarının değişimleri ile üretilen güç ve verimleri gösterilmiştir.

1.kademe statorunun giriş kısmında kamburluk yarıçapı pressure-side tarafında azaltılmış, suction-side tarafında artırılmıştır. Çıkış kısmında pressure-side ve suction-side tarafında kamburluk yarıçapı azaltılmış. Sonuçta stator kanadı inceltilmiş olmaktadır. Rotorunun giriş kısmı pressure-side tarafında artırılmış, suction-side tarafında ise azaltılmıştır. Çıkış kısmı pressure-side tarafında azaltılmış, suction-side tarafında ise artırılmıştır. Revizyonlar sonucunda 1. Kademenin stator kanadı inceltilmiş rotor kanadı ise kalınlaştırılmış olmaktadır. Bu değişimlerin sonucunda da 1. kademede üretilen güç 1,05 kW’tan 1,09 kW’a artmıştır.

2. kademe statorunun giriş kısmı pressure-side ve suction-side tarafında kamburluk yarıçapı artırılmıştır. Çıkış kısmı pressure-side ve suction-side tarafında azaltılmıştır. Rotorunun giriş kısmı pressure-side ve suction-side tarafında artırılmıştır. Çıkış kısmında ise pressure-side tarafında kamburluk yarıçapı artırılmış ve suction-side tarafında azaltılmıştır. 2. kademe için revizyonlar sonucunda stator ve rotor kanatları inceltilmiştir ve yapılan bu değişiklikler sonucunda 2. kademede üretilen güç 1,63 kW’tan 1,72 kW değerine artmıştır.

3. kademe statorunun giriş kısmı pressure-side ve suction-side tarafında kamburluk yarıçapı artırılmıştır. Çıkış kısmında ise her iki tarafta da kamburluk yarıçapı azaltılmıştır. Rotorunda ise giriş ve çıkış kısmı pressure-side ve suction-side tarafında kamburluk yarıçapı artırılmıştır. Bu değişimler ile birlikte revizyonlar sunucunda 3.kademenin stator ve rotor kanatları inceltilmiştir. Sonuç olarak 3. kademe üretilen güç 2,55 kW ‘tan 2,54 kW değerine düşmüştür. Bu değişim çok küçük bir miktar olarak geçmiştir fakat yapılan değişiklerle kademenin akışa alanı düzene girmiş ve entropi azalımı sağlanmıştır. Toplam üretilen güç ise yine 5,23 kW ‘tan 5,35 kW değerine artırılmış ve türbin izentropik verim değeri de %89,88 değerinden %90,41 değerine çıkarılmıştır.

Tablo 5.1. Kamburluk yarıçapı ve kalınlık değişimleri ile üretilen güç ve verim değişimleri

		Kamburluk yarıçapları				Kalınlık		Yarıçapı değişimi		Kalınlık değişimi	Üretilen güç	
		stg_3d		stg_3d_rev9		stg_3d	stg_3d_rev9	stg_3d	stg_3d rev9		stg_3d	stg_3d_rev9
		PS	SS	PS	SS			PS	SS			
1.kademe	G.R=	3,78	1,81	3,58	2,34			0,2	-0,53	0,32	1,05	1,09
stator	Ç.R=	14,89	22,1	10,97	18,09	1,72	1,4	3,92	4,01			
1. kademe	G.R=	4,51	2,2	5,11	1,95			-0,6	0,25	-0,06		
rotor	Ç.R=	8,14	15,47	7,84	15,66	2,38	2,44	0,3	-0,19			
2.kademe	G.R=	4,37	2,59	5,13	2,64			-0,76	-0,05	0,04	1,63	1,72
stator	Ç.R=	27,56	42,99	21,72	42,16	2,34	2,3	5,84	0,83			
2. kademe	G.R=	3,22	2,17	3,54	2,36			-0,32	-0,19	0,14		
rotor	Ç.R=	12,24	32,55	12,45	27,43	2,84	2,7	-0,21	5,12			
3.kademe	G.R=	5,01	2,34	6,27	3,14			-1,26	-0,8	0,36	2,55	2,54
stator	Ç.R=	21,96	46,92	16,22	46,79	2,92	2,56	5,74	0,13			
3. kademe	G.R=	3,73	2,88	5,36	2,92			-1,63	-0,04	0,22		
rotor	Ç.R=	19,56	54,75	22,01	60,6	3	2,78	-2,45	-5,85			
									Toplam üretilen güç		5,23	5,35
									Verim		90,17	92,24

Tüm analizlerden elde edilen türbin parametreleri de hesaplanarak Tablo 5'te listelenmiştir. Bu hesaplanan parametreler;

1. debi,
2. entropi artışı,
3. tork,
4. güç ve izentropik güç,
5. izentropik verim ve,
6. özgül güç

değerleridir. Bu değerler Şekil 5.32 grafiklerde verilmiştir.

HAD analizlerinde türbin girişinde basınç ve sıcaklık çıkışında ise sadece basınç sınır şartı tanımlanmıştır. Şekil 5.32'de gösterildiği gibi değişen kanat geometrileri türbinden geçen debiyi değiştirmektedir. Revizyonlara göre debi 0,2007 kg/s ile 0,2050 kg/s arasında değişmiştir. En düşük debi ilk revizyonda olmuştur. Revizyonlarda iyileştirilen kanat profilleri ile kayıplar azaltıldığından aynı basınç farkında türbinden geçen debi artmıştır. Bazı revizyonların kayıpları artırması nedeniyle debide diğerlerine göre düşmeler de görülmektedir. Debi değişiminin kayıpları temsil eden ve Şekil 5.32'de gösterilen entropi artışına ters olarak gerçekleşmesi bu gözlemi desteklemektedir.

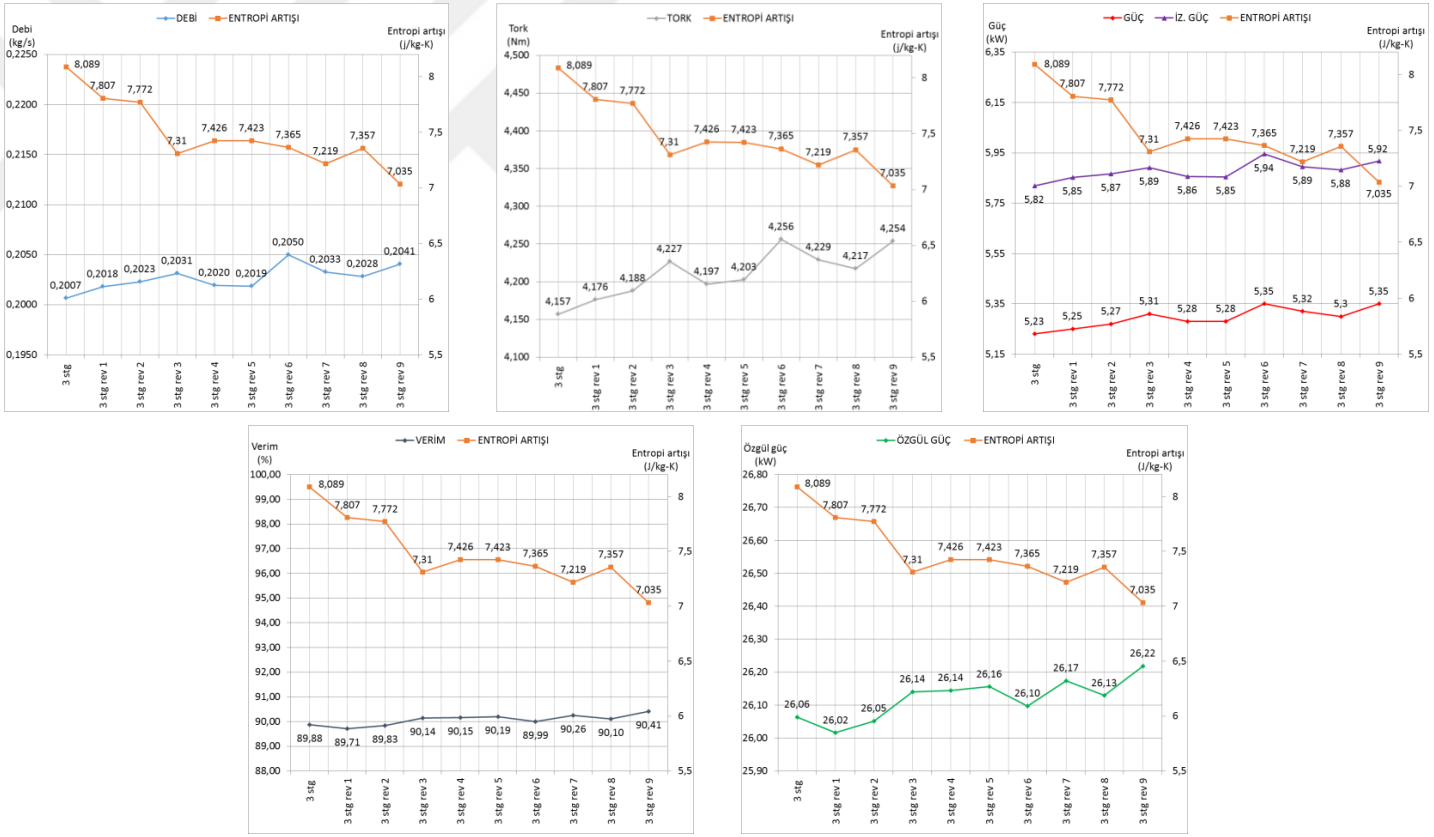
Birbirine benzer yapıda olan tork, güç ve verim değerleri (Şekil 5.32), debiye benzer şekilde entropi artışının düştüğü revizyonlarda artmıştır. İlk revizyondan son revizyona tork 4,157 Nm'den 4,254 Nm'ye, güç 5,23 kW'dan 5,35 kW'a ve verim %89,88'den %90,41'e artmıştır. Tork ve güçteki artış yüzdesi %2,3 olarak ve verimdeki artış %0,53 olarak gerçekleşmiştir. Revizyonlarla elde edilen iyileşmenin çok yüksek olmaması başlangıç geometrisinin oldukça başarılı olduğunu göstermektedir.

Ayrıca, türbin çıkış gücünün verimler ile birlikte kütlesel debi başına üretilen güç için değerlendirmesi de önemlidir. Şekil 5.32'de ayrıca birim debi başına elde edilen güç olarak özgül güç grafiği oluşturulmuştur. Birim debi için elde edilen özgül güç ilk revizyonda 26,062 kW/(kg/s) iken, revizyon 2 için en düşük değerde 26,014 kW/(kg/s) olarak hesaplanmıştır. En yüksek özgül güç ise son revizyon için 26,217 kW/(kg/s)'dir. Özgül güç açısından son revizyonun en uygun olduğu görülmektedir ki ilk revizyona göre %0,6 oranında çok az da olsa artmıştır.

Genel olarak, bazı revizyonlarda bazı diğerlerine göre iyileşme elde edilememesine rağmen başlangıç geometrisine oranla daha iyi sonuçlar elde edildiği görülmektedir.

Tablo 5.2. Revize profiller için debi ve güçler

Model adı	Kütlesel Debi ṁ [kg/s]	Entropi artışı [J/kg-K]	1. KADEME		2. KADEME		3. KADEME		TOPLAM		İz. Güç [kW]	Verim [%]	Özgül güç [kW]
			Tork [Nm]	Güç [kW]	Tork [Nm]	Güç [kW]	Tork [Nm]	Güç [kW]	Tork [Nm]	Güç [kW]			
3 stg	0,2007	8,089	0,832	1,05	1,294	1,63	2,032	2,55	4,157	5,23	5,8	90,17	26,06
3 stg rev 1	0,2018	7,807	0,849	1,07	1,314	1,65	2,013	2,53	4,176	5,25	5,8	90,52	26,02
3 stg rev 2	0,2023	7,772	0,841	1,06	1,302	1,64	2,046	2,57	4,188	5,27	5,8	90,86	26,05
3 stg rev 3	0,2031	7,31	0,846	1,06	1,314	1,65	2,067	2,6	4,227	5,31	5,8	91,55	26,14
3 stg rev 4	0,2020	7,426	0,851	1,07	1,321	1,66	2,025	2,55	4,197	5,28	5,8	91,03	26,14
3 stg rev 5	0,2019	7,423	0,853	1,07	1,319	1,66	2,031	2,55	4,203	5,28	5,8	91,03	26,16
3 stg rev 6	0,2050	7,365	0,874	1,1	1,338	1,68	2,045	2,57	4,256	5,35	5,8	92,24	26,10
3 stg rev 7	0,2033	7,219	0,859	1,08	1,361	1,71	2,009	2,53	4,229	5,32	5,8	91,72	26,17
3 stg rev 8	0,2028	7,357	0,852	1,07	1,356	1,7	2,009	2,53	4,217	5,3	5,8	91,38	26,13
3 stg rev 9	0,2041	7,035	0,864	1,09	1,369	1,72	2,020	2,54	4,254	5,35	5,8	92,24	26,22



Şekil 5.32. Revizyonlardaki entropi artışına karşılık gelen sırasıyla debi, tork, güç ve izentropik güç, verim, özgül güç değerleri

6. GENEL DEĞERLENDİRMELER ve ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında düşük sıcaklıklarda kullanılan ORC sisteminde kullanılan bir RDT'nin 1B tasarımı yapılmış ve HAD analizleri ile kanat profilleri değiştirilerek daha yüksek güç ve verim elde edilmesi sağlanmıştır. HAD analizlerinde elde edilen akış oluşumu (basınç, hız, Mach sayısı, entropi oluşumu) incelenerek kanat profil revizyonları yapılmıştır.

Kanat profili revizyonları esnasında, basınç ve emiş taraflarındaki kanat profil çizgilerinin sürekliliğinin ve kamburluğun entropi oluşumunu etkilediği gözlenmiştir. Kanat giriş ucunun daireselden eliptiğe dönüştürülmesi ile akışın durma bölgesinin ve basınç tarafındaki girdap oluşumunun azaldığı gözlenmiştir. Kanat çıkış ucunun daireselden eliptiğe dönüştürülmesi ise özellikle çıkış bölgesindeki entropi oluşumunu azaltmış ve bir sonraki kanata hücum açısı iyileşmiştir. Ayrıca, bazı revizyonlarda akışın kanat yüzeyini yalayarak akması için kanat kalınlığı dolayısıyla da kamburluk değiştirilmiştir. Nihai olarak akış oluşumları incelenerek kanat profilleri revize edilmiş ve daha yüksek güç ve verim elde edilmeye çalışılmıştır.

İlk ve son revizyondaki girişten çıkışa toplam entropi artışında 8,089 J/kg-K'den 7,035 J/kg-K'e olmak üzere %13 azalma elde edilmiştir. Entropideki bu değişimler doğrudan türbin gücüne ve verimine yansımaktadır.

İlk revizyondan son revizyona tork 4,157 Nm'den 4,254 Nm'ye, güç 5,23 kW'dan 5,35 kW'a ve verim %89,88'den %90,41'e artmıştır. Kanat profili revizyonları sonucunda tork ve güçte %2,3, verimde ise %0,53 iyileşme elde edilmiştir.

Birim debi için elde edilen özgül güç ilk revizyonda 26,062 kW/(kg/s) iken, son revizyon için 26,217 kW/(kg/s) olarak hesaplanmıştır ki %0,6 oranında çok az da olsa artmıştır.

Revizyonlarla elde edilen iyileşmenin çok yüksek olmaması başlangıç geometrisinin oldukça başarılı olduğunu göstermektedir.

Bu tez çalışmasında türbin üzerinde yapılan iyileştirmeler entropi dağılımları referans alınarak yapılmış ve akış alanı üzerindeki entropi oluşan bölgeler belirlenip bu bölgelerin iyileştirmeler gerçekleştirilmiştir. Bu iyileştirmeler esnasında kanat profili geometrisi el ile değiştirilmiştir. Geçmişten gelen tecrübeler ile bu değişiklikler yapılabilmesine rağmen daha kontrollü bir çalışma yapılabilmesi için kanat profili oluşturulması için kullanılan parametreler belirli oranlarla değiştirilerek yapılabilir.

Ayrıca kontrol edilmesi gereken çok sayıda parametre bulunması sebebiyle hangi parametrelerin daha etkin olduğunun belirlenmesi açısından da önemli olmaktadır. Bundan sonraki çalışmalarda kanat profilinin çizimi için öncelik verilecek ve kullanılacak parametreler belirlenmeli ve optimizasyon bu parametreler kullanılarak daha kontrollü olarak yapılabilir.

KAYNAKLAR

[1] Bao, J., Zhao, L., "A Review of Working Fluid and Expander Selections For Organic Rankine Cycle" Renewable and Sustainable Energy Reviews 24, 325–342, 2013

[2] Ebrahimi, K., Jones, G.F., Fleischer, A.S., "The Viability of Ultra Low Temperature Waste Heat Recovery using Organic Rankine Cycle in Dual Loop Data Center Applications" Applied Thermal Engineering 16, 1359-4311, 2017

[3] Ahn, Y., Bea, S.J., Kim, M., Cho, S. K., Baik, S., Lee, J.I., Cha, J.E., "Review of Supercritical CO2 Power Cycle Technology and Current Status of Research and Deveplopment" Nuclear Engineering and Technology, 1-15, 2015

[4] Persichilli, M., Kacludis, A., Zdankiewicz, E., Held, T., "Supercritical CO2 Power Cycle Developments and Commercialization: Why sCO2 Can Displace Steam" Presented at Power-Gen India & Central Asia, Pragati Maidan, New Delhi, India, 2012

[5] Qiu, G., Liu, H., Riffat, S., "Expanders for micro-CHP systems with Organic Rankine Cycle" Applied Thermal Engineering, Elsevier, 31 (16), p.3301-3307, 2011

[6] Quoilin, S., Declaye, S., Lemort, V., "Expansion Machine and Fluid Selection For The Organic Rankine Cycle" 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics 19-21 July 2010 Antalya, Turkey, 2010

[7] Zanelli, R., Favrat, D., "Experimental Investigation of a Hermetic Scroll Expander-Generator" International Compressor Engineering Conference, paper 1021, 1994

[8] Peterson, R.B., Wang, H., Herron, T., "Performance of a Small-Scale Regenerative Rankine Power Cycle Employing a Scroll Expander" Power and Energy, Proc. IMechE Vol. 222 Part A, 2008

[9] Tahir, M.M., Yamada, N., Hoshino, T., "Efficiency of Compact Organic Rankine Cycle System with Rotary-Vane-Type Expander for Low-Temperature Waste Heat Recovery" World Academy of Science,

Engineering and Technology International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering, 4(1), 2010

[10] Qiu, G., Shao, Y., Li, J., Liu, H., Riffat, S.B., "Experimental Investigation of a Biomass-Fired ORC-Based Micro-CHP for Domestic Applications" Fuel, 96, 374-382, 2012

[11] Leech, J. "Application of turbomachinery in solar-assisted Rankine cooling systems" Prepared for the U.S. Department of Energy under Contract No. W-740S-ENG-48, December 1976, California, USA, 1976

[12] Lio, L.D., Manente, G., Lazzaretto, A., "Predicting The Optimum Design of Single Stage Axial Expanders in ORC Systems: Is There a Single Efficiency Map For Different Working Fluids?" Applied Energy 167, 44–58, 2016

[13] Al Jubori, A., Daabo, A., Al-Dadah, R.K., Mahmouda, S., Ennil, A.B., "Development of Micro-Scale Axial and Radial Turbines For Low-Temperature Heat Source Driven Organic Rankine Cycle" Energy Conversion and Management, 130, 141–155, 2016

[14] Al Jubori, A. Al-Dadah, R., Mahmoud, S., "An Innovative Small-Scale Two-Stage Axial Turbine For Low-Temperature Organic Rankine Cycle" Energy Conversion and Management, 144, 18–33, 2017

[15] Meronia, A., Andreasena, J.G., Persico, G., Haglind, F., "Optimization of Organic Rankine Cycle Power Systems Considering Multistage Axial Turbine Design" Applied Energy, 209, 339-354, 2017.

[16] Spadacini, C., Centemeri, L., Rizzi, D., Sanvito, M., Serafino, A., "Fluid-Dynamics of the ORC Radial Outflow Turbine" 3rd International Seminar on ORC Power Systems, October 12-14, 2015, Brussels, Belgium, Paper ID: 118, 2015

[17] Pini, M., Persico, G., Casati, E., Dossena, V., "Preliminary Design of a Centrifugal Turbine for Organic Rankine Cycle Applications" Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 135/ 042312 (1-9), 2013

[18] Persico, G., Pini, M., Dossena, V., Gaetani, P., "Aerodynamics of Centrifugal Turbine Cascades" Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 137 / 112602 (1-11), 2015

[19] Vitale, S., Pini, M., Ghidoni, A., Colonna, P., "Fluid Dynamic Design and Analysis of a Highly Loaded Centrifugal Rotor for Mini ORC Power Systems" 3rd International Seminar on ORC Power Systems, October 12-14, 2015, Brussels, Belgium, Paper No: 125

[20] Durali, M., "Design of Small Water Turbines for Farm and Small Communities" MIT, Cambridge, Technology Adaptation Program Report, 76-1, Massachusetts,1976

[21] Pritchard, L.J., "An Eleven Parameter Axial Turbine Airfoil Geometry Model" Gas Turbine Conference and Exhibit Houston, Paper No: 85-GT-219, Texas, 1985

[22] Korakianitis, T.P., "A Design Method for The Prediction of Unsteady Forces On Subsonic, Axial Gas-Turbine Blades" Doktora Tezi, Massachusetts Institute of Technology, July 1987

[23] Korakianitis, T., "Prescribed-Curvature-Distribution Airfoils for the Preliminary Geometric Design of Axial- Turbomaohinery Cascades" Journal of Turbomachinery, 115, 325-333, 1993

[24] Korakianitis, T., Papagiannidis, P., "Surface-Curvature-Distribution Effects on Turbine-Cascade Performance" Journal of Turbomachinery, 115, 334-341, 1993

[25] Korakianitis, T., Hamakhan, I.A., Rezaienia, M.A., Wheeler, A.P.S., Avital, E.J., Williams, J.J.R., "Design of High-Efficiency Turbomachinery Blades For Energy Conversion Devices With The Three-Dimensional Prescribed Surface Curvature Distribution Blade Design (CIRCLE) Method" Applied Energy, 89, 215–227, 2012

[26] Korakianitis, T., Rezaienia, M.A., Hamakhan, I.A., Wheeler, A. P. S., "Two- and Three-Dimensional Prescribed Surface Curvature Distribution Blade Design (CIRCLE) Method for the Design of High Efficiency Turbines, Compressors, and Isolated Airfoils" Journal of Turbomachinery, 135 / 041002 (1-11), 2013

[27] Coomes E.P., Dodge R.E., Wilson D.G., McCabe S.J. "Design of a High-Power Density Ljungstrom Turbine Using Potassium as a Working Fluid" Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1986

[28] Günaydın, İ., "1,5 kW Gücünde Organik Rankine Çevriminin Parametrik Parametrik Tasarımı, Termodinamik Analizi, Prototip İmalatı ve Testi" Yüksek Lisans Tezi. Kırıkkale Üniversitesi, Kırıkkale, 2016

[29] Çengel, Y.A., Boles, M.A., "Termodinamik- Mühendislik Yaklaşımıyla", Güven Kitabevi, İzmir, 2012

[30] Wang, J., Yang, L., Luo, X., Mangan, S., Derby, J.W., "Mathematical Modeling Study of Scroll Air Motors and Energy Efficiency Analysis—Part I" IEEE/Asme Transactions on Mechatronics, 16, (1), 112-121, 2011

[31] Quoilin S., Schrouff, J., "Assessing Steady-State, Multivariate Experimental Data Using Gaussian Processes: The GPExp Open-Source Library" Energies 9, 423, 11-16, 2016

[32] Web sitesi, Oil-Flooded Rotary Screw Air Compressors https://www.ingersollrandproducts.com/en-us.html, (Erişim Tarihi: 15.05.2017)

[33] Web sitesi, By Mike Rycroft, features editor, EE Publishers "Organic Rankine cycle and waste heat recovery" http://www.ee.co.za/article/organic-rankine-cycle-waste-heat-recovery.html

[34] Web sitesi, Reciprocating piston compressor http://theworkshopcompressor.com/learn/compressor-types/, (Erişim Tarihi:15.05.2017).

[35] Imran, M., Usman, M, Park, B., Lee D., "Volumetric Expanders for Low Grade Heat and Waste Heat Recovery Applications" Renewable and Sustainable Energy Reviews, 57, 1090-1109, 2015

[36] Web sitesi, Rotary Vane Compressor https://www.indiamart.com/proddetail/rotary-vane-vacuum-pump-9151430362.html, (Erişim Tarihi: 15.05.2017)

[37] Web sitesi, By TMI Staff & Contributors "16 MW ORC Turbine Powers Geothermal Plant in Croatia" https://www.turbomachinerymag.com/the-high-16-mw-turbine-for-a-geothermal-plant-in-croatia/ , October 1, 2016, (Erişim Tarihi: 15.05.2017).

[38] Web sitesi, Radial Inflow Turbine, http://ashspecz.com/Image%20Gallery/GasTurbineT4/images/INEWNGV8.jpg, (Erişim Tarihi: 15.05.2017)

[39] Song, Y., Sun, X., Huang, D., "Preliminary Design and Performance Analysis of a Centrifugal Turbine for Organic Rankine Cycle (ORC) Applications" Energy, 140, 1239-1251, 2017

[40] Web sitesi, From Wikimedia Commons, the free media repository, https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Ljungstr%C3%B6m_turbine_rotor.jpg, 14 July 2006, (Erişim Tarihi: 15.05.2017)

[41] Lewis, R.I., "Turbomachinery Performance Analysis", Elsevier, , 1996.

[42] Doğu, Y., Günaydın İ., Kılıçaslan Z., İleri, T. Soğancı, S. "Design and CFD Analysis of a 150 KW 8-Stage ORC–ROT (Organic Rankine Cycle – Radial Outflow Turbine) and Performance Degradation due to Blade Tip Clearance Of Labyrinth Seal" ASME TurboExpo 2018, Turbomachinery Technical Conference & Exposition, Oslo, Norway, 2018

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Zeynal KILIÇASLAN
Doğum Tarihi : 27.11.1988
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu :
Lisans : Kırıkkale Üniversitesi, Makine Mühendisliği 2008-2012
Yüksek Lisans : Kırıkkale Üniversitesi, Makine Mühendisliği 2013-2018

Tecrübe:
Technovision Mühendislik Danışmanlık ve Dış Ticaret A.Ş. (2013-2015)
Makim Makine Teknolojileri San. Tic. A.Ş. (2015-Halen)

Yayınları:
Doğu, Y., Günaydın İ., Kılıçaslan Z., İleri, T. Soğancı, S. "Design and CFD Analysis of a 150 KW 8-Stage ORC–ROT (Organic Rankine Cycle – Radial Outflow Turbine) and Performance Degradation due to Blade Tip Clearance Of Labyrinth Seal" ASME TurboExpo 2018, Turbomachinery Technical Conference & Exposition, Oslo, Norway, 2018

Araştırma Alanları: ORC (Organik Rankine Çevrimi) sistemleri, RDT (Radyal Dış Akışlı Türbin) Tasarımı, HAD analizleri.