



T.C.
NECMETTİN ERBAKAN
ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ
YÖNTEMİ İLE TÜRBİN KANADININ
SOĞUTULMASININ İNCELENMESİ

Muhammed Emin TOLU

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Haziran-2025
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Muhammed Emin TOLU tarafından hazırlanan “Farklı Türlerde Modifikasyonlar ile Türbin Kanatlarının Soğutulması” adlı tez çalışması 16/06/2025 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Başkan

Prof. Dr. Ali KAHRAMAN

.....

Danışman

Doç. Dr. Dilek Nur ÖZEN

.....

Üye

Prof. Dr. Hüseyin KURT

.....

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Şükrü Ulaş ATMACA

.....

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Sercan YAĞMUR

.....

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun/.../20.. gün ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Havvanur UÇBEYİAY
FBE Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Muhammed Emin TOLU

14.07.2025

ÖZET

DOKTORA TEZİ

HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI YÖNTEMİ İLE TÜRBİN KANADININ SOĞUTULMASININ İNCELENMESİ

Muhammed Emin TOLU

**Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

Danışman: Doç. Dr. Dilek Nur ÖZEN

2025, 66 Sayfa

Jüri

Doç. Dr. Dilek Nur ÖZEN

Prof. Dr. Ali KAHRAMAN

Prof. Dr. Hüseyin KURT

Dr. Öğr. Ü. Şükrü Ulaş ATMACA

Dr. Öğr. Ü. Sercan YAĞMUR

Türbin kanatları, çalışma koşulları gereği son derece yüksek sıcaklıklara maruz kaldıklarından, yapısal bütünlüklerini korumaları ve performanslarını sürdürebilmeleri için etkin bir şekilde soğutulmaları gerekmektedir. Ancak, uygulanan soğutma yöntemleri genellikle ilave basınç kayıplarına neden olmakta ve bu durum çevrim verimini olumsuz yönde etkileyebilmektedir. Bu nedenle, türbin kanatlarının soğutulmasına yönelik tasarım süreçlerinde ısı transferi performansı ve basınç kayıpları birlikte değerlendirilmektedir.

Bu çalışmada, NASA C3X türbin kanadı üzerinde üç farklı soğutma tekniği incelenmiştir: jet çarpması ile soğutma, nervür türbülötörler ile soğutma ve iğne-kanat türbülötörler ile soğutma. Yapılan kapsamlı literatür taramasına göre, söz konusu üç soğutma yönteminin aynı türbin kanadı üzerinde entegre şekilde uygulandığı bu çalışma, literatürde ilk olma özelliği taşımaktadır. Çalışmada akış ve ısı transferi analizleri, Hesaplama Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi kullanılarak ANSYS Fluent® yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Kullanılan sayısal yöntem ve türbülans modeli, literatürde yer alan bir çalışmaya ait deneysel ve sayısal sonuçlarla karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Ayrıca, en uygun soğutma tasarımının belirlenmesi amacıyla ANSYS içerisinde yer alan optimizasyon araçları kullanılarak kapsamlı bir optimizasyon çalışması yürütülmüştür. Farklı optimizasyon yöntemlerinin karşılaştırılması sonucunda, Yanıt Yüzeyi Optimizasyonu (RSO) yöntemi en uygun yöntem olarak seçilmiştir.

Elde edilen sonuçlar, yalnızca soğutma kanalı kullanılan kanat modeli ve soğutma kanalına nervür türbülötör yerleştirilmiş kanat modeli sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Buna göre: Boş kanal (yalnızca soğutma kanalı) modelinde, kanat yüzey sıcaklığında %8.9 azalma olurken, soğutucu akışta %0.25 basınç kaybı ortaya çıkmıştır. Nervür türbülötörlü modelde, sıcaklık düşüşü %11.2, basınç kaybı ise %2.5 olarak belirlenmiştir. Optimum kanat yüzeyinde %16.8 ile en yüksek sıcaklık düşüşü elde edilirken, bu kanatta jet çarpması ile soğutma %12.8, nervür türbülötör ile soğutma %4.5 ve iğne-kanat türbülötör ile soğutma %3 oranında basınç kaybına neden olmuştur.

Bu çalışma, türbin kanatlarında çoklu soğutma yöntemlerinin entegre uygulanmasının ısı transferi performansına etkilerini ve beraberinde getirdiği basınç kayıplarını kapsamlı şekilde ortaya koyması bakımından literatüre önemli katkılar sunmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Türbin kanat soğutması, jet çarpması ile soğutma, nervür türbülötörlü soğutma, iğne-kanat türbülötörlü soğutma, HAD, optimizasyon

ABSTRACT

Ph.D THESIS

INVESTIGATION OF TURBINE BLADE COOLING USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS METHOD

Muhammed Emin TOLU

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF
NECMETTİN ERBAKAN UNIVERSITY
DOCTOR OF PHILOSOPHY
IN MECHANICAL ENGINEERING**

Advisor: Doç. Dr. Dilek Nur ÖZEN

2025, 66 Pages

Jury

Assoc. Prof. Dr. Dilek Nur ÖZEN

Prof. Dr. Ali KAHRAMAN

Prof. Dr. Hüseyin KURT

Asst. Prof. Dr. Şükrü Ulaş ATMACA

Asst. Prof. Dr. Sercan YAĞMUR

Turbine blades are exposed to extremely high temperatures due to operating conditions, and therefore must be effectively cooled to maintain their structural integrity and sustain their performance. However, the cooling methods applied often result in additional pressure losses, which can adversely affect cycle efficiency. For this reason, both heat transfer performance and pressure losses are evaluated together during the design processes of turbine blade cooling systems.

In this study, three different cooling techniques were investigated on a NASA C3X turbine blade: jet impingement cooling, rib turbulator cooling, and pin-fin turbulator cooling. According to extensive literature review, the integrated application of these three cooling methods on the same turbine blade represents a novel approach in the literature. Flow and heat transfer analyses were performed using the Computational Fluid Dynamics (CFD) method with ANSYS Fluent[®] software. The numerical method and turbulence model employed were validated by comparing them with the experimental and numerical results reported in a study from the literature. Furthermore, a comprehensive optimization study was conducted using the optimization tools available in ANSYS to determine the most suitable cooling design. As a result of comparing different optimization methods, the Response Surface Optimization (RSO) method was selected as the most appropriate approach.

The results obtained were compared with those of two other turbine blade models: one cooled only by an internal cooling channel, and another incorporating rib turbulators within the cooling channel. Accordingly, in the plain cooling channel model, a 8.9% reduction in blade surface temperature was achieved and a 0.25% pressure drop in the coolant flow was observed. In the rib turbulator model, a temperature reduction of 11.2% and a pressure drop of 2.5% were determined. The optimum blade design achieved the highest temperature reduction of 16.8%. In this model, the individual pressure drops were measured as 12.8% for jet impingement cooling, 4.5% for rib turbulator cooling, and 3% for pin-fin turbulator cooling.

This study makes a significant contribution to the literature by comprehensively presenting the effects of applying multiple cooling techniques in an integrated manner on turbine blade heat transfer performance and the associated pressure losses.

Keywords: Turbine blade cooling, jet impingement cooling, rib turbulator cooling, pin-fin turbulator cooling, CFD, optimization

ÖNSÖZ

Doktora eğitimim boyunca tecrübesini ve emeğini benden esirgemeyen çok değerli danışman hocam Doç. Dr. Dilek Nur ÖZEN'e en kalbi teşekkürlerimi sunarım. Çalışmalarım sırasında her zaman yanımda olan ve her durumda bana zaman ayıran çok değerli ikinci danışmanım Dr. Öğr. Ü. Osman BABAYİĞİT hocama, tez izleme komitemde yer alan ve değerli fikirleriyle katkı sağlayan Prof. Dr. Hüseyin KURT ve Dr. Öğr. Ü. Şükrü Ulaş ATMACA hocalarıma, çalışmalarım boyunca yardımını esirgemeyen, zorlandığım anlarda desteklerini her zaman hissettiğim çok değerli Prof. Dr. Murat MAYDA, Öğr. Gör. Dr. Osman KOCAASLAN, Dr. Öğr. Ü. Mehmet Numan KAYA, Dr. Öğr. Ü. Sezgin ESER ve Dr. Öğr. Ü. Sezer MORKAVUK hocalarıma teşekkürü bir borç bilirim. İsmi sayamadığım tüm hocalarıma ve arkadaşlarıma çok teşekkür ederim.

Her düştüğümde kaldıran, her daraldığımda içimi ferahlatmanın bir yolunu bulan, zor günlerimde her zaman yanımda olduklarını bilmenin rahatlığını bana yaşatan, her zaman örnek aldığım, bugünlerimin mimarı olan canım annem Nazmiye TOLU ve canım babam Ahmet TOLU'ya sonsuz saygı ve sevgilerimi sunarım. Neşe kaynaklarım, her zaman anlayışlı ve sevgi dolu olan kardeşlerim Abdullah Taha TOLU, Şeyma ALTUNTAŞ ve Ayşe Nur KOÇAK'a sevgi ve şükranlarımı sunarım.

Hayatıma anlam katan, her zor anımda yanımda olan, sevgisini her an hissettiğim canım eşim Arş. Gör. Dr. Merve ÇELİK TOLU'ya ve gözlerinin içine baktığımda yeniden doğduğum, aslan oğlum Ahmet Hamza'ma sonsuz sevgi ve teşekkürlerimi sunarım.

Muhammed Emin TOLU
KONYA-2025

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLER LİSTESİ	xi
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	5
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	15
3.1. Türbin Kanadı Soğutma Modeli	15
3.1.1. Temel katı model tasarımı	16
3.1.2. Soğutma tasarımı	18
3.1.3. Sıcak dış akış ve soğuk iç akış hacimlerinin tasarlanması.....	21
3.2. Matematik Model.....	23
3.3. Optimizasyon Çalışması	27
3.3.1. Jet nozulları için tasarım parametrelerinin değişken aralığı	29
3.3.2. Nervür türbülatorler için tasarım parametrelerinin değişken aralığı.....	30
3.3.3. İğne-kanat türbülatorler için tasarım parametrelerinin değişken aralığı	30
3.3.4. Optimizasyon çalışmasının amaç fonksiyonu.....	30
3.4. Nihai Katı Model Tasarımının Akış Analizlerine Hazır Hale Getirilmesi	32
3.5. Ağ Yapısının Oluşturulması.....	33
3.6. Doğrulama Çalışması.....	38
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA.....	42
4.1. Optimizasyon Çalışmasının Sonucu	42
4.1.1. Farklı optimizasyon yöntemlerinin karşılaştırılması	42
4.1.2. Optimum tasarımın oluşturulması.....	47
4.2. Akış ve Isı Transferi Analiz Sonuçları.....	48
4.2.1. Türbin kanatlarında soğuk iç akış için basınç kaybı	48
4.2.2. Sıcak dış akış ve türbin kanadı için sıcaklık konturları	54
4.2.3. Türbin kanadı için vakum kenarı ve basınç kenarı sıcaklık dağılımları	55
4.2.4. Türbin kanatlarında ortalama yüzey sıcaklığı	56
5. SONUÇLAR	59
6. KAYNAKLAR	61

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

OCr25Ni20 ASTM-310 paslanmaz çelik

Semboller

D_j	Jet nozulu çapı (mm)
Z	Jet ile hedef yüzey arasındaki mesafe (mm)
P_j	İki jet nozulu arasındaki mesafe (mm)
h_n	Nervür yüksekliği (mm)
D_H	Soğutma kanalı hidrolik çapı (mm)
A	Soğutma kanalının akışa dik kesit alanı (m ²)
W	Soğutma kanalının ıslak çevresi (mm)
P_n	Nervürler arasındaki mesafe (mm)
D_i	İğne-kanat türbülatorlerinin çapı (mm)
h_i	İğne-kanat türbülatorlerinin yüksekliği (mm)
P_i	İki iğne-kanat türbülatorün merkezleri arasındaki mesafe (mm)
C_p	Özgül ısı (J/(kg·K))
C_y	Jet nozullarının ve iğne-kanatların yataydaki sayısı
C_d	Jet nozullarının ve iğne-kanatların dikeydeki sayısı
C_n	Nervür sayısı
k_b	Türbin kanadının ısı iletkenlik katsayısı (W/(m·K))
k_A	Havanın ısı iletkenlik katsayısı (W/(m·K))
$C_{p,A}$	Havanın özgül ısısı (J/(kg·K))
μ_A	Havanın viskozitesi ((N·s)/m ²)
k_0	Referans sıcaklıktaki ısı iletkenlik değeri (W/(m·K))
T	Akışkan sıcaklığı (K)
T_0	Referans sıcaklık (K)
P	Akışkan basıncı (Pa)
P_0	Referans basınç (Pa)
S	Sutherland sabiti
P_{Hin}	Sıcak akış giriş basıncı (Pa)
T_{Hin}	Sıcak akış giriş sıcaklığı (K)
T_u	Türbülans şiddeti (%)
T_v	Viskozite oranı
P_{Hout}	Sıcak akış çıkış basıncı (Pa)
V_{Cin}	Soğuk akış giriş hızı (m/s)
T_{Cin}	Soğuk akış giriş sıcaklığı (K)
P_{Cout}	Soğuk akış çıkış basıncı (Pa)
S_{Vi}	i yönündeki momentum taşıma denkleminin kaynak terimi
S_T	Enerji taşıma denkleminin kaynak terimi
P_k	Türbülans kinetik enerjisi üretim terimi
β^*	Model katsayısı
ω	Spesifik türbülans bozulma hızı (s ⁻¹)
σ_k	Türbülans kinetik enerjisi için Prandtl sayısı
α, β	Model katsayıları
F_1	Karışım fonksiyonu

σ_ω Türbülans frekansı için Prandtl sayısı

Kısaltmalar

RSM	Response Surface Methodology (Yanıt Yüzeyi Yöntemi)
DO	Direct Optimization
RSO	Response Surface Optimization
MOGA	Multi Object Genetic Algorithm
CFD	Computational Fluid Dynamics
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
UDF	User Defined Function

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1. NASA C3X türbin kanadı geometrik parametreleri (Zheng ve ark., 2015)	17
Çizelge 3.2. Jet çarpması ile soğutma tasarımı ait geometrik parametreler (Han ve ark., 2012)	20
Çizelge 3.3. Nervür türbülator ile soğutma tasarımı ait geometrik parametreler (Han ve ark., 2012)	20
Çizelge 3.4. Türbin kanadı soğutma uygulamasına ait geometrik parametreler (Han ve ark., 2012)	21
Çizelge 3.5. Özgül ısının hesaplanmasında kullanılan katsayılar (Zheng ve ark., 2015)	25
Çizelge 3.6. Boş türbin kanadı ve nervürlü türbin kanadına ait analizlerde kullanılan sınır şartları (Zheng ve ark., 2015)	25
Çizelge 3.7. Optimizasyon çalışmasında ve nihai optimum tasarıma ait analizlerin yapılmasında kullanılan sınır şartları (Zheng ve ark., 2015)	26
Çizelge 3.8. Jet çarpması ile soğutma yöntemine ait geometrik parametre aralıkları	29
Çizelge 3.9. Nervür türbülatorler ile soğutma yöntemine ait geometrik parametre aralıkları	30
Çizelge 3.10. İğne-kanat türbülatorler ile soğutma yöntemine ait geometrik parametre aralıkları	30
Çizelge 4.1. Jet çarpması yöntemine ait DO ve RSO sonuçları ile akış analizi sonuçları	42
Çizelge 4.2. Nervür türbülator yöntemine ait DO ve RSO sonuçları ile akış analizi sonuçları	43
Çizelge 4.3. İğne-kanat türbülator yöntemine ait DO ve RSO sonuçları ile akış analizi sonuçları	43
Çizelge 4.4. Kriging yaklaşıklık modeli ile yapılan RSO verileri	44
Çizelge 4.5. Neural Network yaklaşıklık modeli ile yapılan RSO verileri	44
Çizelge 4.6. Genetic Aggregation yaklaşıklık modeli ile yapılan RSO verileri	45
Çizelge 4.7. Optimizasyon çalışması ile elde edilen nihai optimum tasarıma ait geometrik parametreler	47

ŞEKİLLER LİSTESİ

- Şekil 1.1.** Yıllara göre soğutma yöntemleri ve türbin giriş sıcaklıklarına etkileri (Budugur, 1995)..... 2
- Şekil 1.2.** Türbin kanadı üzerinde uygulanan soğutma yöntemleri (Fu ve ark., 2005). ... 3
- Şekil 3.1.** NASA C3X tipi türbin kanadına ait koordinat verileri (Hylton ve ark., 1983) 17
- Şekil 3.2.** NASA C3X tipi türbin kanadı (a) katı modeli kaba tasarımı ve (b) boş kanat tasarımı 18
- Şekil 3.3.** İlk analizler için oluşturulmuş NASA C3X türbin kanadı temel tasarımı 19
- Şekil 3.4.** Jet çarpması ile soğutma tasarımına ait geometrik parametrelerin konumlandırılması 19
- Şekil 3.5.** Nervür türbülator ile soğutma tasarımına ait geometrik parametrelerin konumlandırılması 20
- Şekil 3.6.** İğne-kanat türbülator ile soğutma yöntemine ait geometrik parametreler 21
- Şekil 3.7.** Temel tasarıma ait soğuk akış hacimleri (a) jet çarpması, (b) nervür (c) iğne-kanat 22
- Şekil 3.8.** Akış ve ısı transferi analizleri için modellenen, üç farklı soğutma tasarımına sahip NASA C3X türbin kanadı ile sıcak ve soğuk akış hacimlerine ait nihai temel tasarım..... 23
- Şekil 3.9.** Optimizasyon çalışmasına ait akış şeması..... 28
- Şekil 3.10.** Soğutma tasarımı uygulanmamış boş kanada ait ağ yapısı 34
- Şekil 3.11.** Soğutma kanalı iç yüzeyi nervür türbülatorlü kanada ait ağ yapısı 34
- Şekil 3.12.** Optimizasyon çalışmasında jet çarpması ile soğutulan bölgeye ait ağ yapısı 35
- Şekil 3.13.** Optimizasyon çalışmasında nervür türbülatorler ile soğutulan bölgeye ait ağ yapısı..... 36
- Şekil 3.14.** Optimizasyon çalışmasında iğne-kanat türbülatorler ile soğutulan bölgeye ait ağ yapısı..... 36
- Şekil 3.15.** Nihai optimum tasarıma ait ağ yapısı..... 37
- Şekil 3.16.** Doğrulama çalışması için modellenen akış hacmi ve türbin kanadının yerleşimi 38
- Şekil 3.17.** Akış hacmi ve türbin kanadı ağ yapısı (a), türbin kanadı ağ yapısının yakından görünümü (b) 39

Şekil 3.18. Basınç ve vakum kenarları boyunca normalleştirilmiş sıcaklık değerindeki değişim	40
Şekil 3.19. Referans çalışmadan elde edilen deneysel ve sayısal veriler ile simülasyon çalışmasından elde edilen verilerin karşılaştırılması	40
Şekil 4.1. Soğutma uygulamasına sahip nihai optimum NASA C3X türbin kanadı	47
Şekil 4.2. Soğutma tasarımı olmayan türbin kanadında gerçekleşen basınç dağılımı	48
Şekil 4.3. Nervür türbülatorlü türbin kanadında gerçekleşen basınç dağılımı	49
Şekil 4.4. Jet çarpması ile soğutulan bölgede gerçekleşen basınç dağılımı	50
Şekil 4.5. Nervür türbülator ile soğutulan bölgede gerçekleşen basınç dağılımı	51
Şekil 4.6. İğne-kanat türbülator ile soğutulan bölgede gerçekleşen basınç dağılımı	52
Şekil 4.7. Boş kanat, nervürlü kanat ve optimum kanadın her bölgesi için boyutsuz basınç değişim grafiği	53
Şekil 4.8. Sıcak dış akış orta kesit sıcaklık dağılımı	54
Şekil 4.9. Türbin kanatlarında vakum kenarı ve basınç kenarı için yüzey sıcaklık dağılımları.....	55
Şekil 4.10. Boş kanat, nervürlü kanat ve optimum kanat için boyutsuz sıcaklık değişim grafiği	57

1. GİRİŞ

Gaz türbinleri, yüksek güç yoğunluğu ve verimlilik sağlamaları nedeniyle havacılık, enerji üretimi ve endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak kullanılan termodinamik makinelerdir. Bu sistemlerin performansını doğrudan etkileyen en kritik bileşenlerden biri türbin kanatlarıdır. Türbin kanatları hem yüksek sıcaklık hem de yüksek basınca aynı anda maruz kalarak çalıştıkları için, mekanik ve termal açıdan en zorlayıcı koşullar altında görev yapan elemanlardır (Li ve ark., 2014). Özellikle sabit (stator) türbin kanatları, yanma odasından çıkan sıcak gaz akışını ilk karşılayan bileşenler olduklarından, yüksek sıcaklık etkisiyle termal gerilmelere, oksidasyon ve deformasyona uğramaya oldukça yatkındır.

Gaz türbinlerinin verimliliğini artırmak için uygulanan başlıca yöntemlerden biri, türbin giriş sıcaklıklarının yükseltilmesidir. Türbin giriş sıcaklıkları yükseltildikçe, enerji dönüşüm oranı artmakta ve dolayısıyla daha yüksek güç ve itki elde edilmektedir (Yang ve ark., 2014; Sadegh ve ark., 2019). Günümüzde gelişen malzeme teknolojilerine rağmen, türbin giriş sıcaklıkları çoğu zaman kullanılan malzemenin erime noktalarının üzerine çıkmakta, bu durum türbin kanatlarında ciddi yapısal riskler oluşturmaktadır. Bu nedenle, türbin kanatlarının etkin şekilde soğutulması hem kanatların servis ömrünü uzatmak hem de türbinlerin yüksek sıcaklıklarda güvenli çalışmasını sağlamak açısından kritik önem taşımaktadır (Rao ve ark., 2018).

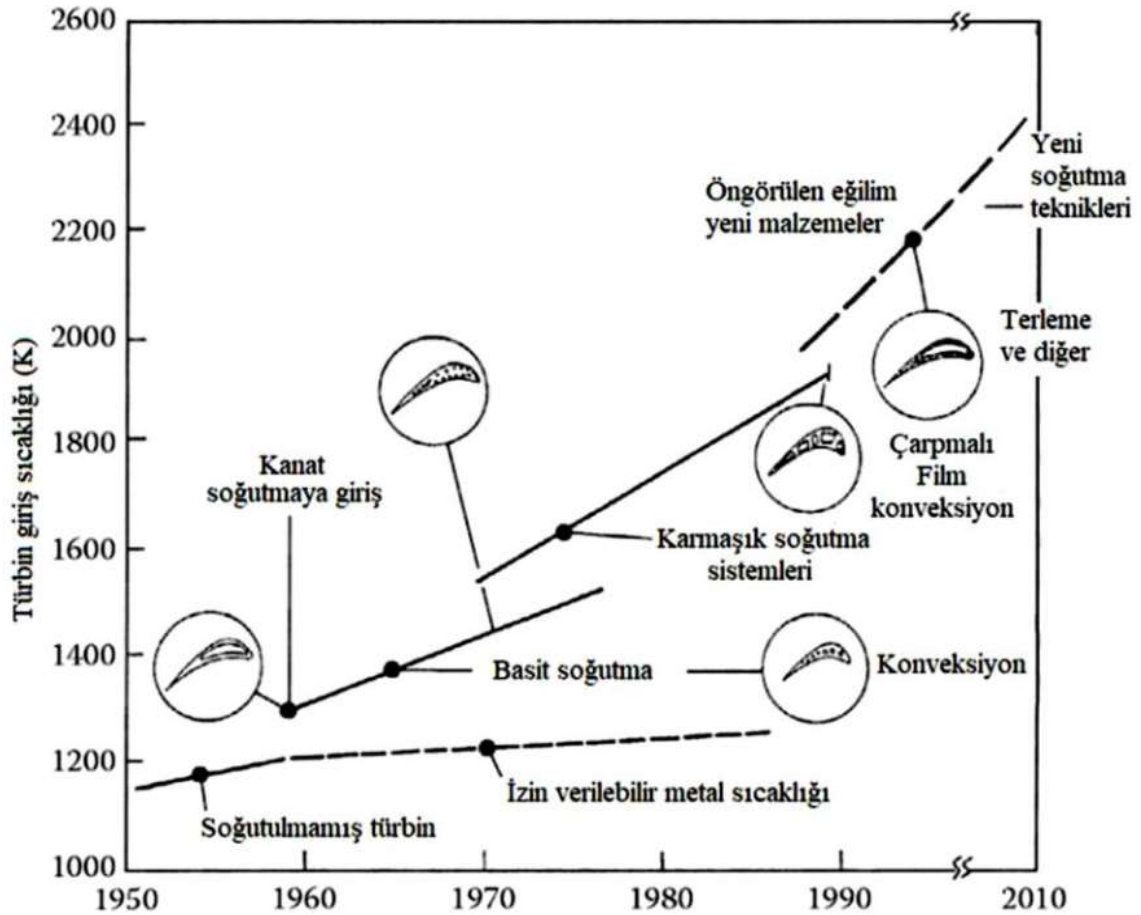
Türbin kanatlarının soğutulması;

- Termal yorulma ve oksidasyonu azaltarak kanat ömrünü uzatır,
- Bakım ve onarım maliyetlerini düşürür,
- Daha yüksek sıcaklıklarda güvenli çalışma imkânı sunar,
- Yakıt verimliliğini ve sistem performansını artırır,
- Ani arızaları önleyerek güvenilirlik ve iş güvenliği sağlar,
- Daha az yakıt tüketimi ile çevresel etkileri azaltır,
- Tasarım esnekliği sağlayarak farklı geometrilerin kullanılmasına imkân verir (Kakaras ve ark., 2004).

Ancak, soğutma uygulamalarının dezavantajları da vardır. Özellikle nervür türbülötör gibi akış yönlendirici elemanlar, akışkan üzerinde basınç kayıplarına sebep olmakta; artan basınç kayıpları ise soğutma için gerekli hava miktarını artırarak enerji tüketimini yükseltmektedir. Ayrıca, dengesiz soğutma tasarımları kanat yüzeyinde farklı

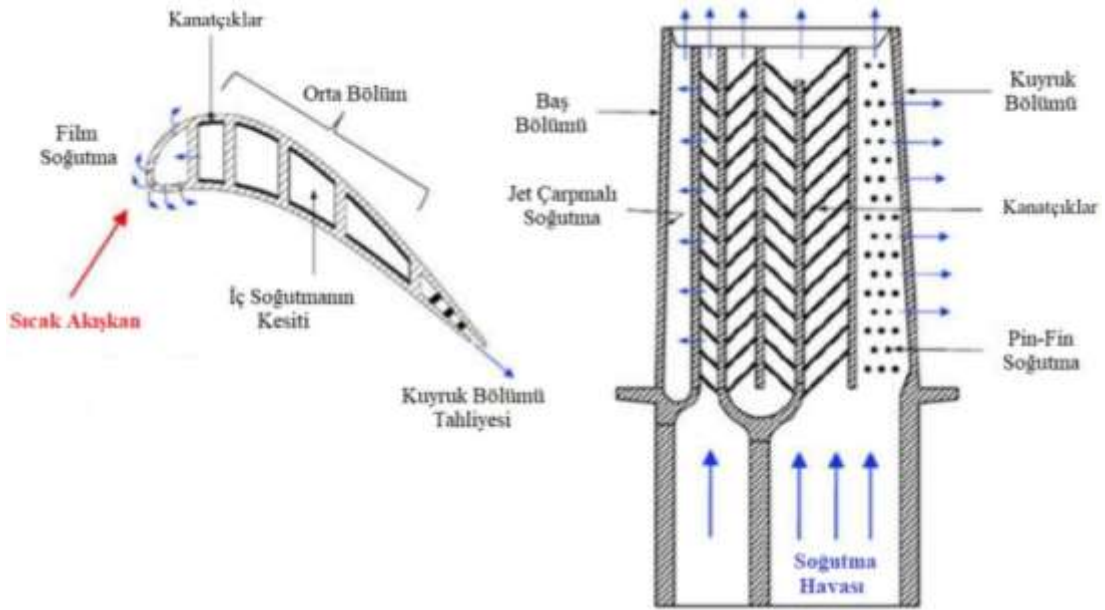
sıcaklık gradyanları oluşturarak termal gerilmelere, çatlaklara ve yapısal bozulmalara yol açabilmektedir. Karmaşık soğutma geometrileri, üretim zorlukları ve maliyet artışları gibi ilave dezavantajlar da doğurmaktadır.

Türbin kanatlarının soğutulmasında kullanılan yöntemlerin yıllar içerisindeki gelişimi ve türbin giriş sıcaklıklarına etkileri Şekil 1.1'de gösterilmektedir (Budugur, 1995).



Şekil 1.1. Yıllara göre soğutma yöntemleri ve türbin giriş sıcaklıklarına etkileri (Budugur, 1995)

Soğutma teknolojilerindeki bu gelişmeler sayesinde, modern gaz türbinlerinde türbin giriş sıcaklıkları 2000 K seviyelerine ulaşmıştır. Türbin kanadı soğutma yöntemleri, genel olarak içten soğutma ve dıştan soğutma yöntemleri olarak sınıflandırılmaktadır (Alnaeli ve ark., 2023). Şekil 1.2'de, tipik bir türbin kanadı üzerinde uygulanan yaygın soğutma yöntemleri görülmektedir (Fu ve ark., 2005).



Şekil 1.2. Türbin kanadı üzerinde uygulanan soğutma yöntemleri (Fu ve ark., 2005).

İçten soğutma yöntemleri arasında jet çarpması, nervür türbülator ve iğne-kanat türbülator soğutma teknikleri öne çıkmaktadır.

Jet çarpması ile soğutma yöntemi, jet akışlarının yüksek hızla hedef yüzeye çarparak lokal türbülansı ve ısı transfer katsayısını artırması nedeniyle yaygın olarak tercih edilmektedir (Esposito ve ark., 2009; Rao ve ark., 2010; Levy ve ark., 2012). Bu yöntemde, jet nozulu çapı (D_j), jetler arası mesafe (P_j) ve jet ile hedef yüzey arasındaki mesafe (Z) gibi geometrik parametreler kritik rol oynamaktadır (Ramadan ve ark., 2025; Fan ve ark., 2013; Fuchs ve ark., 2019; Nontula ve ark., 2020; Schweikert, 2022). Nozul çapının küçük olması, çıkış hızını ve türbülansı artırarak lokal ısı transferini iyileştirirken; büyük çaplı jetler daha geniş yüzey alanını soğutabilmekte fakat türbülans etkisi sınırlı kalabilmektedir. Jet-yüzey mesafesi (Z), optimum ısı transferi için doğru seçilmeli; çok kısa mesafelerde jet akışı yüzeye ulaşmadan enerjisini kaybederken, çok uzun mesafelerde ise türbülans etkisi zayıflamaktadır.

Nervür türbülator soğutma yöntemi, türbin kanadı iç kanallarına yerleştirilen nervürlerin, akışkan ile yüzey arasındaki sınır tabakayı bozarak ısı transferini artırmasına dayanır (Hahn ve ark., 2012; Zhao ve ark., 2023). Nervür yüksekliği (H_n), hidrolik çap (DH) ve nervürler arası mesafe (P_n) gibi parametreler, ısı transfer katsayısı ile basınç kaybı arasında denge kurmada belirleyici rol oynamaktadır (Nine ve ark., 2012; Nagaiah ve Geiger, 2014; Moon ve ark., 2013; Liu ve ark., 2016; Xie ve ark., 2016). Çok yüksek nervürler akışı daha fazla bozarak ısı transferini artırır da basınç kaybını da önemli ölçüde yükseltmektedir.

İğne-kanat türbülator soğutma yöntemi ise, özellikle kanadın firar kenarı gibi dar bölgelerinde tercih edilmektedir. İğne-kanat çapı (D_i), yüksekliği (H_i) ve aralıkları (P_i), ısı transferi ile basınç kaybı arasındaki dengeyi doğrudan etkilemektedir (Kamat ve ark., 2017; AL-Luhaibi, 2014; Carosio ve Mendonça, 2014; Xi, 2024; Hussain ve ark., 2019; Su ve ark., 2011; Jadhav ve Balaji, 2016). Daha küçük çaplı iğne-kanatlar, yüksek türbülans etkisi ile ısı transferini artırırken; büyük çaplılar daha geniş temas alanı sağlayarak soğutma performansını iyileştirmektedir.

Bu çalışmada, NASA C3X türbin kanadı üzerinde hücum kenarı boyunca jet çarpması, orta bölgesinde basınç ve vakum kenarları boyunca nervür türbülator ve firar kenarında iğne-kanat türbülator soğutma yöntemleri birlikte uygulanmıştır. Böylece, farklı soğutma yöntemlerinin aynı kanat üzerinde bölgesel olarak entegre edildiği bir tasarımın soğutma performansı ve basınç kayıpları üzerindeki etkileri detaylı şekilde incelenmiştir. Elde edilen bulgular, türbin kanadı soğutma tasarımlarında çoklu yöntem kombinasyonlarının potansiyel avantajlarını ortaya koymakta ve literatüre önemli katkılar sunmaktadır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Gaz türbinlerinin daha verimli çalışması ve servis ömürlerinin daha uzun olmasını sağlamak için türbin kanatlarının soğutulması üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucu gelişen teknoloji, her geçen gün daha yüksek türbin giriş sıcaklıklarında çalışabilen türbin kanatlarının üretilmesine olanak sağlamaktadır.

Türbin kanatlarının soğutulmasına yönelik öncü çalışmalardan biri Hylton ve ark. (1983) tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu deneysel çalışmada, Hylton ve ekibi, bir gaz türbininin ilk aşamasını simüle etmek için üç C3X türbin kanadı seçmiş ve soğutma kanallarının kanadın soğutulmasına olan etkilerini incelemiştir. Daha sonraki çalışmalar, bu deneysel çalışmaya referans vermiş ve doğrulama amacıyla sayısal verilerini Hylton ve arkadaşlarının elde ettiği deneysel verilerle karşılaştırmıştır.

Sayısal simülasyonlarda, uygun bir türbülans modelinin seçilmesi, akışı simüle etmek için kritik öneme sahiptir. Menter ve ark. (1994) tarafından yapılan bir çalışmada, SST $k-\omega$ türbülans modeli ilk kez $k-\omega$ ve $k-\epsilon$ türbülans modellerinin güçlü yönlerini birleştirerek, zayıf yönlerini en aza indirme amacıyla önerilmiştir.

Facchini ve ark. (2004), NASA-C3X gaz türbin kanadının, 10 soğutma kanalından geçen akışkan tarafından radyal olarak soğutulmasının termal davranışını incelemişlerdir. Bu çalışmada, STAR-CD™ yazılımı kullanılarak üç boyutlu birleşik ısı transfer simülasyonları yapılmış ve sıcak dış akış hacmi modellenmiştir. Elde edilen metal sıcaklık dağılımı deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve sonuçlar grafiksel olarak sunulmuştur.

Xie ve ark. (2012), kılavuz nervürlerin ve yüzey çıkıntılarının türbin kanatlarının iç yüzeyinde bulunan iki geçişli kanallardaki ısı transferi üzerinde etkilerini incelemiştir. CFD simülasyonları, bu nervürlerin/yüzey çıkıntılarının akış yapısını iyileştirdiğini ve kanat ucunda %20-65 oranında daha yüksek ısı transferine neden olduğunu göstermiştir. Ayrıca, bu elemanların uygun tasarım ve yerleştirilmesinin basınç kaybını azaltabileceği de belirtilmiştir.

Gaikwad ve ark. (2014), modern gaz türbinlerinde yüksek sıcaklıklara maruz kalan kanat uçlarının soğutulmasına odaklanmıştır. Araştırmada, türbin kanat uçlarına farklı çap ve yüksekliklerde yerleştirilen pimlerin, 200000 ila 450000 arasında değişen Reynolds sayılarında ısı transferi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Sonuçlar, köşe bölgelerinde sıcaklık artışının önlendiğini, ısı transferinin pürüzsüz bir yüzeye kıyasla

yaklaşık 1.3 kat daha yüksek olduğunu ve basınç kaybının %6'nın altında kaldığını göstermiştir.

AL-Luhaibi ve ark. (2014), gaz türbinlerinde kullanılan kanatların film soğutma tekniğini analiz ederek türbin performansı üzerindeki etkilerini incelemiştir. Çalışma, soğutmanın türbin giriş sıcaklıklarını düşürerek termal verimlilik üzerinde bir azalma yaratabileceğini, ancak kanatların ömrünü uzattığını vurgulamaktadır. Araştırmada, gaz türbinlerinin termodinamik performansını değerlendirmek için film soğutma, iç konveksiyon soğutma ve transpirasyon soğutma teknikleri incelenmiştir. Kullanılan model, gaz türbin kanatlarının soğutma gereksinimlerini hesaplamak için geliştirilmiştir. Bu bağlamda, çeşitli türbin giriş sıcaklıkları (TIT) ve toplam basınç oranları (OPR) altında türbinin termal verimlilik ve net güç çıktıları analiz edilmiştir. Sonuçlar, soğutulmuş türbin kanatlarının termal verimliliğinin soğutulmamış türbinlere kıyasla daha düşük olduğunu göstermiştir. Bunun nedeni, türbin giriş sıcaklığındaki düşüşün türbin tarafından üretilen işi azaltmasıdır. Bununla birlikte, soğutmanın sağladığı avantajlar arasında kanatların yüksek sıcaklık koşullarına karşı dayanıklılığının artması bulunmaktadır. Analizler, 1123 K üzerinde bir türbin giriş sıcaklığında kanat soğutmanın zorunlu olduğunu ortaya koymuştur. Ayrıca, soğutma için kullanılan hava kütlesi oranının türbin verimliliğini etkilediği ve aşırı soğutmanın net güç kaybına yol açabileceği belirtilmiştir. Çalışma, türbin tasarımcılarının film soğutma gibi yenilikçi yöntemleri optimize ederek hem verimlilik hem de dayanıklılık açısından daha etkili çözümler geliştirmelerine yardımcı olmayı amaçlamaktadır.

Hylton ve arkadaşlarının çalışmasına atıfta bulunan Zheng ve ark. (2015), türbin yönlendirici kanadındaki hava akışı ve ısı transferini simüle etmek için standart k- ϵ , realizable k- ϵ , SST k- ω , geçişsel k-kl- ω ve v^2f türbülans modelleri dahil olmak üzere beş farklı türbülans modelini incelemiştir. Elde edilen sonuçlara göre, SST k- ω türbülans modelinin ısı transferini doğru tahmin etmede oldukça başarılı olduğu belirtilmiştir.

Moskalenko ve ark. (2016), gaz türbinlerinin ilk aşama kanatlarının soğutma verimliliğini değerlendirmeyi amaçlayan bir çalışma sunmaktadır. Çalışmada, kanadın hacimsel ortalama sıcaklığı ve soğutma kanal duvarı ile soğutucu arasındaki ısı transfer katsayısı soğutma verimliliği kriterleri olarak belirlenmiştir. ANSYS Fluent yazılımı kullanılarak yapılan sayısal simülasyonlarla bu parametreler değerlendirilmiştir. İncelenen soğutucu ortamlar hava ve buhar olup, farklı basınç ve sıcaklık koşullarında karşılaştırmalar yapılmıştır. Çalışmanın geometrik modeli, BladeGen ve DesignModeler araçları ile oluşturulmuş, kanat yapısı Inconel-718 süper alaşımı olarak tanımlanmıştır.

Sayısal analizde, 1.511.920 tetrahedral elemandan oluşan bir ağ yapısı kullanılmıştır. Sonuçlar, buharın hava ile kıyaslandığında daha yüksek bir soğutma verimliliği sunduğunu göstermektedir. Buhar kullanımı, kanat sıcaklığını 20-30°C daha fazla düşürmüş ve ısı transfer katsayısını %10-30 oranında artırmıştır. Çalışma, buharın yüksek basınçta hava ile kıyaslandığında daha etkili bir soğutucu olduğunu ortaya koymaktadır. Sonuç olarak, gaz türbinlerinin soğutma sistemlerinin optimizasyonunda buharın önemli bir alternatif olduğu ve yüksek sıcaklık ortamlarında verimliliği artırabileceği vurgulanmıştır.

Mazaheri ve ark. (2016), gerçekleştirdikleri bir çalışmada, C3X türbin kanadında soğutma kanallarının şekil ve konumunu optimize etmeyi amaçlamıştır. Çalışmada, kanadın üç boyutlu eksenli boyunca maksimum sıcaklık gradyanını ve maksimum sıcaklığı en aza indirmek hedeflenmiştir. Bezier eğrilerine dayalı yeni bir yöntemle soğutma kanallarının şekli modellenmiş ve 40 tasarım değişkeni kullanılmıştır.

Ilieva (2016), gaz türbinlerinde soğutma performansını artırmaya yönelik bir çalışma yaparak, soğutma kanallarında düzensiz olarak yerleştirilmiş konkav ve konveks paralelkenar girinti tasarımlarını analiz etmiştir. Çalışmada, bu girintilerin ısı transferi ve soğutma üzerindeki etkileri incelenmiştir. Geometri modellemesi Gambit yazılımı ile yapılmış ve akış özelliklerini belirlemek için Reynolds ortalama Navier-Stokes (RANS) denklemleri kullanılmıştır. Simülasyonlarda, duvarlar boyunca sabit bir ısı akışı uygulanmış ve türbülanslı hava akışını simüle etmek için RNG k-ε modeli tercih edilmiştir. İki farklı tasarım, konkav ve konveks girintilerin soğutma performansları karşılaştırılmıştır. Ayrıca, girintilerin düzenli olmayan bir şekilde yerleştirilmesinin türbülansı artırması sonucu ısı transferi üzerinde ortaya çıkacak etkilerini analiz etmişlerdir. Sonuçlar, konveks girintilerin daha yoğun girdap yapıları oluşturduğunu ve daha yüksek ısı transferi sağladığını göstermiştir. Buna karşılık, konkav girintiler daha düşük basınç kaybı ve daha az türbülans ile karakterize edilmiştir. Konkav girintilerin bulunduğu kanallarda, yüzey Nusselt sayısı maksimum 1280 olarak ölçülmüş ve bu değer, pürüzsüz bir kanaldaki ısı transferinin yaklaşık 1.98 katına ulaşmıştır. Konveks girintiler ise daha fazla basınç sürüklemesi oluşturmasına rağmen, genel olarak daha yüksek bir soğutma etkisi sağlamıştır. Bu çalışma, gaz türbin kanatlarının sıcaklık yüklerini azaltmak için paralelkenar girintilerin düzenlenmesinin yenilikçi bir yöntem olarak uygulanabileceğini ve optimize edilmiş bir geometri ile ısı transferi performansının artırılabilirliğini ortaya koymuştur. Sonuçlar, endüstriyel uygulamalarda ve diğer yüksek sıcaklık gerektiren alanlarda kullanılabilecek potansiyel çözümler sunmaktadır.

Mousavi ve ark. (2017), "Geliştirilmiş Türbin Performansı için Türbin Kanadı Soğutmasının Optimizasyonu" başlıklı çalışmalarında, C3X kanadının basitleştirilmiş 2D modelini simüle ederek türbin performansını iyileştirmeyi hedeflemiştir. Dört farklı türbülans modeli kullanılarak simülasyonlar yapılmış ve elde edilen veriler, Hylton ve arkadaşlarının 1983 yılında elde ettiği deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma, simülasyonlarının doğrulama çalışması olarak kullanılmıştır.

Ravi ve ark. (2017), çift geçişli sabit bir kanaldaki akışta dört farklı nervür türbülator geometrisinin ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri üzerine etkilerini incelemiştir. 45° açılı, V-şekilli, W-şekilli ve M-şekilli olacak şekilde tasarlanan nervür türbülatorler için nervür aralığının nervür yüksekliğine oranı (p/e) 16, nervür yüksekliğinin kanal hidrolik çapına oranı ise (e/D_h) 0.125 olarak seçilmiştir. Reynolds sayısı 20000 ile 70000 aralığındadır. Sayısal analiz için ANSYS Fluent kullanılan çalışmada türbülans modeli olarak gerçekleştirilebilir k- ϵ modeli tercih edilmiştir. Sonuç olarak V-şekilli nervür türbülatorlerin ısı transferini iyileştirme açısından en verimli sonucu verdiğini fakat basınç düşüşlerinin de V-şekilli nervür türbülatorlerde en yüksek seviyede olduğunu belirtmişlerdir.

Li-chao ve ark. (2018), bir uçak motorundaki ilk seviye türbin stator kanadının hava soğutmalı bir tasarımla soğutma performansını araştırmak için birleşik ısı transferi (CHT) yöntemini kullanarak bir hesaplama modeli geliştirmiştir. Çalışma, türbin kanadının dış ve iç akış alanlarındaki sıcaklık dağılımlarını ve üç farklı çalışma durumundaki (maksimum güç, seyir, rölanti) kanat yüzeyi sıcaklıklarını analiz etmiştir. Numerik simülasyonlar, radyasyon etkisini içeren 3D bir model kullanılarak gerçekleştirilmiş ve doğruluk artırılmıştır. Elde edilen sonuçlar, kanat malzeme uygunluğu analizine temel oluşturmuştur. Film soğutma deliklerinden gelen soğutma havasının, kanat yüzeyindeki sıcaklığı önemli ölçüde düşürdüğü gözlemlenmiştir. Maksimum güç durumunda, kanat yüzey sıcaklığı 226 C° kadar düşerken, seyir ve rölanti durumlarında bu değerler sırasıyla 155 C° ve 120 C° olmuştur. Çalışmada, radyasyonun soğutma performansına etkisi dikkate alınmış ve simülasyonlar, dış akış kanalı sıcaklığının girişten çıkışa doğru 50-80 C° azaldığını göstermiştir. Ayrıca, kanat üzerindeki sıcaklık düşüşü, kanat havzasında ve dorsalde benzer değerler göstermiş, bunun nedeni olarak dorsalde daha fazla film soğutma deliğinin bulunması belirtilmiştir. Sonuç olarak, birleşik ısı transferi yönteminin mühendislik uygulamalarında yüksek bir değer taşıdığı ve türbin kanatlarının soğutma performansının geliştirilmesinde önemli bir araç olduğu vurgulanmıştır.

Luan ve ark. (2019), türbin kanatlarının iki geçişli soğutma kanallarında nervürlü ve nervürsüz konfigürasyonlar içinde çapraz deliklerin akış ve ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemiştir. Çapraz deliklerin, ısı transferinde yalnızca küçük bir azalmaya neden olurken, basınç kaybını önemli ölçüde azalttığı belirtilmiştir. Özellikle nervürlü kanallarda basınç kaybı %47.99 oranında azalırken, ısı transferinde yalnızca %8.24 oranında bir azalma görülmüştür.

Wang ve ark. (2019) çalışmalarında, normal dizilmiş ve teğetsel dizilmiş jet çarpması ile soğutma uygulamalarının türbin kanadı hücum kenarının soğutulmasında etkilerini incelemiştir. Isıl akış fiziğinin sağlıklı bir şekilde anlaşılabilmesi için sayısal simülasyonlar k-ε türbülans modeli kullanılarak yapılmıştır. Çalışmada, akışın aşağı bölgesinde yer alan jetlerin, akışın yukarısında yer alan jetler tarafından oluşturulan ters akışlardan etkilendiği belirtilmiştir. Sonuç olarak hem deneysel çalışmanın hem de sayısal çalışmanın, normal dizilmiş jetlerin ters akışlardan, teğetsel dizilmiş jetlere göre daha fazla etkilendiğini gösterdiği belirtilmiştir.

Yousefi ve ark. (2020), değiştirilmiş bir NASA C3X gaz türbin kanadındaki nervürlü kanalların etkilerini araştırmak için bilgisayar destekli simülasyonlar gerçekleştirmiştir. Çalışmada, Hylton ve arkadaşlarının kullandığı on soğutma kanallı temel tasarıma referansla, soğutma performansını artırmayı hedefleyen ve belirli boyutlarda nervürler içeren yeni bir model önerilmiştir. Çalışmada sıcaklık dağılımı, kanat yüzeyinin konvektif ısı transfer katsayısı, performans faktörü ve sürtünme katsayısı incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, Hylton ve Facchini gibi önceki çalışmaların deneysel ve sayısal sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Nervürlerin soğutma kanallarındaki ısı transferini %25 artırdığı, sürtünme faktörünü yalnızca %3 artırdığı ve maksimum sıcaklığı 25 K azalttığı bulunmuştur.

Kaur ve ark. (2020) çalışmalarında, gaz türbini kanadı arka kenar soğutması için V-şekilli çıkıntı ile geliştirilmiş yapının termal hidrolik performansa etkisini incelemiştir. Çalışmanın çıkış noktası; modern yüksek basınçlı kademeli gaz türbini kanatlarının, harici ısı yüküne ve kanat topolojisine göre değişen birkaç yüksek performanslı soğutma konseptiyle donatılmış olması ve kanat arka kenar soğutmasının, kanal en boy oranı (AR: kanal genişlik-yükseklik oranı) yaklaşık 4:1 olduğu için ortaya çıkan alan kısıtlamaları nedeniyle zorlu olmasıdır. Bu tür dar kanallarda termal-hidrolik performansı artırmayı hedefleyen bu çalışmada, yenilikçi bir V-şekilli çıkıntı konfigürasyonu önerilmiştir. V-şekilli çıkıntı profili, bilinen bir V-şekilli çöküntü konseptinden türetilmiştir. 10.000 ile 60.000 arasında değişen Reynolds sayıları için 4:1

AR kanalda V-şekilli çöküntü ve çıkıntılarının ardışık konfigürasyonları sayısal olarak incelenmiştir. Çöküntü ve çıkıntının konfigürasyon parametreleri aynıdır. Çöküntü/çıkıntı derinlik-yükseklik-çap (δ/D) oranı 0.3 olarak alınmıştır. Akış doğrultusunda (S_x) ve açıklık yönünde (S_y) aralık değerleri her iki konfigürasyon için de 3.2 D olarak belirlenmiştir. İki soğutma konfigürasyonundaki akışkan akışı ve ısı taşınımı ayrıntılı bir şekilde tartışılmıştır. İncelenen Reynolds sayısı aralığında küresel ortalamalı Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve termal-hidrolik performans rapor edilmiştir. Sonuçlar, V-şekilli çıkıntının, temsili bir Reynolds sayısı olan 10.000 için yaklaşık %40.4 daha yüksek bir performansla, V-şekilli çöküntü konfigürasyonuna kıyasla en yüksek termal-hidrolik performansı (~ 2.23) sağladığını göstermektedir.

Chen ve ark. (2020), gaz türbinlerinde kullanılan kademeli düzenlenmiş jet çarpması ile soğutma sistemlerinin ısı transfer performansını, hedef yüzeydeki kübik mikro iğne kanatlarla detaylı olarak incelemiştir. Çalışmanın amacı, turbomakine uygulamalarında soğutma teknolojilerini optimize etmeye yönelik bilgiler sunmaktır. Deneyler, geçici termokromik sıvı kristal (TLC) yöntemiyle gerçekleştirilmiş; basınç kayıpları ise test düzeneği boyunca yerleştirilen basınç tapalarıyla değerlendirilmiştir. Çalışmada, farklı Reynolds sayıları (15000–35000), çapraz akış koşulları (maksimum, orta ve minimum) ve jet hedef yüzeyi arasındaki mesafe ($H/D = 3-5$) ele alınmıştır. Sayısal analizler, ANSYS Fluent yazılımı ile Shear Stress Transport (SST) türbülans modeli kullanılarak yapılmıştır. Jet düzeninin ve mikro iğne kanatların ısı transferine etkileri, pürüzsüz yüzeyler ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, mikro iğne kanatların yüzey alanını artırarak ısı akış hızını %19 oranında artırdığını göstermiştir. Küçük ayırık kanatlar, türbülansı artırarak toplam ısı transferini iyileştirmiş ancak yerel bölgelerde Nusselt sayısını düşürmüştür. Ayrıca, maksimum çapraz akış durumunda, çapraz akışın jet saptırma ve difüzyon üzerindeki etkisi nedeniyle daha düşük bir ısı transferi elde edilmiştir. Bununla birlikte, daha büyük ayırım mesafeleri ($H/D = 5$), mikro kanatların daha etkili olmasını sağlamış ve pürüzsüz yüzeye kıyasla Nusselt sayısını artırmıştır. Çalışma, türbin kanatlarının jet çarpması ile soğutma sistemlerinde mikro yapıların ve jet düzenlerinin etkilerini anlayarak tasarım optimizasyonuna önemli katkılar sağlamaktadır. Geliştirilmiş simülasyon tekniklerinin daha yerel sonuçlar sunabileceği belirtilmiştir.

Wang ve ark. (2021) yılında yaptıkları çalışmalarında nervür türbülantörülü iki geçişli kanalda yüksek basınçlı türbin kanadı dahili soğutmasını incelemişlerdir. Araştırmacılar, 60° eğimli paralel nervürlü tasarım ve 60° V şekilli nervürlü tasarım olmak üzere iki farklı nervürlü soğutma kanalı üzerine çalışmışlardır. Hem sabit hem de

iki farklı dönüş sayısına ($Ro=0.1$ ve $Ro=0.2$) sahip tasarım modeli dikkate alınmıştır. Türbülans modeli olarak da SST k- ω modeli kullanılmıştır. Çalışmanın iki amacı olduğu belirtilmiştir. Bunlar sırasıyla; kanat iç ısı transferi üzerindeki duvar sınır koşulu türlerinin etkilerini araştırmak (eşlenik duvar, sabit sıcaklık duvarı ve sabit ısı akısı duvarı) ve iki farklı nervürlü duvar tipi (Model A: 60° eğimli nervürler; Model B: 60° V-şekilli nervürler) için kanal içi ısı transferini ve basınç kayıplarını sunmak. Çalışma sonucunda ise aşağıdaki bulgulara ulaşılmıştır:

- Duvar sınır koşulu türleri, kanat iç soğutma performansı üzerinde önemli etkilere sahiptir. Sabit koşulda, eşlenik duvar ile sabit sıcaklık arasında giriş bölgesindeki iz yüzeyde yerel normalleştirilmiş Nusselt sayısında (Nu/Nu_0) maksimum fark %44.4, çıkış bölgesinde eşlenik duvar ile sabit ısı akısı arasında ise %50 olarak bulunmuştur. Kanat dönerken, iz yüzeydeki büyük farklar devam etmekte, ancak ön yüzeyde yalnızca küçük farklılıklar gözlenmektedir.
- Sabit koşulda, iz yüzey ile ön yüzey arasındaki Nu/Nu_0 farkı Model A için %51.3, Model B için %40.7 olarak hesaplanmıştır.
- Sabit koşulda, giriş bölgesinde Model A ve B'nin sonuçları basitleştirilmiş kanallara yakındır. Ancak çıkış bölgesinde, iki nervürlü model ile karşılık gelen basitleştirilmiş kanal sonuçları arasında nispeten büyük bir fark gözlenmiştir.
- Kanat dönerken, giriş bölgesinde ve bükülme bölgelerinde üç modelin iz yüzeyinde Nu/Nu_0 'da büyük bir artış gözlenmiştir. Nu/Nu_0 'da maksimum değişim, her model için %100'ün üzerinde olup, bu değer basitleştirilmiş kanallardan önemli ölçüde yüksektir.
- İki nervürlü modelin sürtünme faktörü, dönme sayısı arttıkça azalmaktadır. Ayrıca, iki nervürlü model arasındaki basınç düşüşü ve sürtünme faktörü farkı da dönme sayısı ile birlikte azalmaktadır.

Jin ve ark. (2021), farklı şekillerde (dairesele, eliptik, oblong, damla, sivri uçlu ve NACA) kademeli iğne kanatlara sahip bazı dikdörtgen kanalların akış ve ısı transferi özelliklerini sayısal olarak inceledikleri bir çalışma ortaya koymuşlardır. Ardından damla ve NACA iğne kanatlarının yayılma yönü aralıklarının ve akış yönü aralıklarının etkilerini incelemişler ve bu etkileri dairesele iğne kanatlar ile karşılaştırmışlardır. Reynolds sayısı 5000 ile 30000 aralığında değişmektedir. Sayısal analizler sonucunda, damla şekilli ve NACA şekilli iğne kanatların diğer dört tip iğne kanada göre daha verimli sonuçlar sağladığı ortaya konmuştur.

Karimi ve ark. (2021), soğutma performansını artırmak ve işletim belirsizliklerine duyarlılığı azaltmak amacıyla dahili soğutmalı bir gaz türbin kanadını optimize etmeyi hedeflemiştir. Simülasyon hatalarını en aza indirmek için v^2f türbülans modeli kullanan araştırmacılar, belirsizliklerin niceliksel olarak belirlenmesi için polinom kaos yöntemlerini uygulamıştır. Çalışmanın temel hedefi, türbin kanatlarının maksimum sıcaklığını ve sıcaklık gradyanını en aza indirerek hizmet ömürlerini uzatmaktır.

Liang ve ark. (2021), tarafından gerçekleştirilen bir çalışmada, türbin kanadı firar kenarının iç soğutmasında akış yönlendirme ve ısı transferinin iyileştirilmesi potansiyelini göstermesi amacıyla, kama şekline sahip kanallardaki, aerodinamik şekilde tasarlanmış olan iğne kanatların iki farklı konfigürasyonunu incelemektedirler. Deneyler sonucunda, aerodinamik kılavuz iğne kanatların, temel dairesel iğne kanat dizilerine göre daha az basınç kaybına sebep olduğu görülmüştür. Ayrıca bu durumun, Reynolds sayısı yükseldikçe arttığı belirtilmiştir.

Fathi ve ark. (2022), birleşik ısı transferi yaklaşımını kullandıkları çalışmalarında, gaz türbinlerinde iç soğutmanın, genel soğutma etkinliği üzerindeki etkilerini incelemiştirler. İç soğutmaya sahip bir C3X türbin kanadında bir jet çarpması ile soğutma uygulaması tasarlanmış ve soğutma verimliliğinin iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Soğutmanın daha da fazla iyileştirilmesi için, jet çarpması ile soğutma uygulamasının etkin olmadığı bölgelerde iki sıra nervür türbülötör uygulanmıştır. Akışkan bölgelerinde türbülans modeli olarak SST türbülans modeli seçilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda genel soğutma performansının iyileştirildiği belirtilmiştir.

Vo ve ark. (2022), W501F motorunun birinci aşama soğutma kanadında birleşik ısı transferini simüle etmiş ve kanat film soğutmasında termal bariyer kaplama kalınlığı ile soğutucu ve ana sıcak gaz basınç/sıcaklık oranının etkilerini incelemiştir. Çalışmada, soğutucu sıcaklığındaki 100 K'lik bir azalmanın, kanadın ortalama sıcaklığını 58 K düşürdüğü bulunmuştur. Ayrıca, 0.8 mm kalınlığındaki bir termal bariyer kaplamanın, kanat yüzeyindeki ısı transfer katsayısını %35 oranında azalttığı belirlenmiştir.

Zheng ve ark. (2022), tarafından yapılan bir çalışmada nervür türbülötörlü soğutma uygulamalarının kullanıldığı durumlarda yaşanan ciddi basınç kayıplarının önüne geçmek için, kademeli bir tasarım konsepti sunmuşlardır. Bu kademeli tasarım konsepti dahilinde üç yeni nervür türbülötör konfigürasyonu oluşturmuşlardır. Sayısal analizler sonucu elde edilen verilerin ışığında, çizgisel olarak azalan nervür yüksekliklerine sahip ideal bir tasarımın, sebep olduğu düşük ısı transferi kaybına karşın basınç düşüşünü ciddi oranda azalttığı görüldüğü belirtilmiştir.

Göktepel ve ark. (2023) geri adımlı bir yüzey üzerindeki akış ayrılması ve yeniden birleşme fenomenlerini sayısal modelleme yoluyla araştırmıştır. $Re=5000$ Reynolds sayısında analiz yapmış, önceki bir deneysel çalışmaya atıfta bulunmuş ve RNG k- ϵ türbülans modelini kullanmıştır. Sonuç olarak, boyutsuz yeniden birleşme uzunluğunu 5.92 olarak belirlemiş ve bu değerin aynı Re sayısında çalışan deneysel verilerle uyumlu olduğunu göstermişlerdir. Referans sonuçlardan sapma %0.34 ile %1.33 arasında değişmektedir.

Towaju (2023), gaz türbinlerinde soğutma sıvısının sıcaklığının stator kanatlarının yapısal bütünlüğü üzerindeki etkisini inceleyen bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışmada, içten soğutma yöntemleri kullanılarak farklı soğutma sıvısı sıcaklıklarının kanatların yer değiştirme ve gerilme dağılımına etkisi değerlendirilmiştir. Araştırma, COMSOL Multiphysics 5.5 yazılımı ile yapılmış ve yapısal mekanik ile ısı transfer modülleri birleştirilerek çoklu fiziksel analiz gerçekleştirilmiştir. Çalışma materyali olarak yüksek sıcaklık ve oksidasyon direncine sahip (DS) GTD111 alaşımli bir stator kanadı seçilmiştir. Simülasyon sonuçlarına göre, 660 K sıcaklıkta bir soğutma sıvısı, toplam yer değiştirme ve gelişen gerilme açısından optimal sonuçlar sunmuştur. Daha düşük soğutma sıvısı sıcaklıkları kanadın malzeme sınırlarının altında kalmasına yardımcı olsa da gerilme değerlerini artırarak yapısal bütünlüğü olumsuz etkileyebilir. Sonuç olarak, yalnızca içten soğutma yeterli olmamış ve film soğutma gibi ek yöntemlerin gerektiği vurgulanmıştır. Çalışma, soğutma sıvısının sıcaklık seçiminin hem malzeme gerilmesi hem de yer değiştirme üzerinde kritik bir etkisi olduğunu ortaya koymuş ve bu değerlerin optimize edilmesi gerektiğini göstermiştir.

Elmshawy ve ark. (2023), NASA C3X türbin kanadı üzerinde jet çarpması ile soğutma yöntemi kullanan soğutma kanallarının optimize edilmesiyle soğutma performansının artırılmasını inceleyen bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışmanın amacı, türbin kanadı soğutma tasarımlarını optimize ederek hem soğutma etkinliğini artırmak hem de türbinin güvenli çalışmasını sağlamaktır. Çalışmada, SolidWorks yazılımı ile kanat modeli oluşturulmuş, ANSYS ICEM-CFD ile ağ yapısı üretilmiş ve ANSYS Fluent ile birleştirilmiş ısı transferi (CHT) analizleri yapılmıştır. Optimizasyon için MATLAB kodu kullanılarak deneysel verilerden hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. CFD simülasyonları, SST k- ω türbülans modeli temel alınarak soğutma tasarımlarının karşılaştırılması amacıyla yapılmıştır. Baz model ve optimize edilmiş jet çarpması ile soğutma uygulaması tasarımı arasında yapılan karşılaştırmada, optimize edilmiş modelin toplam soğutma etkinliğinin %29.46, firar kenarı bölgesindeki soğutma etkinliğinin ise

%28.823 oranında artırıldığı gözlemlenmiştir. Sonuçlar, jet çarpması ile soğutma uygulaması tasarımının özellikle kanadın firar kenarı bölgesinde sıcaklık azaltmada etkili olduğunu göstermiştir. Hidrolik çapın firar kenarına yaklaştıkça %49.7 ila %69.55 oranında azaldığı, bunun ise ısı transfer katsayısını ve soğutma performansını önemli ölçüde etkilediği belirtilmiştir. Optimizasyon sonucunda kanadın güvenli çalışma sıcaklıklarında tutulduğu ve verimliliğinin artırıldığı ortaya konulmuştur. Yazarlar, jet çarpması ile soğutma yöntemi gibi gelişmiş soğutma tasarımlarının türbin kanatlarının dayanıklılığını artırarak türbinlerin performans ve güvenilirliğine önemli katkılar sunduğunu vurgulamaktadır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde, çalışmada kullanılan türbin kanadı geometrisi, soğutma tasarımı, modelleme araçları, doğrulama süreci ve optimizasyon yöntemleri detaylı şekilde açıklanmaktadır. Çalışmada, NASA C3X tipi bir türbin kanadı temel alınmış ve bu kanat üzerinde farklı bölgelerde uygulanmak üzere üç farklı soğutma yöntemi entegre edilerek yenilikçi bir soğutma tasarımı geliştirilmiştir.

İlk aşamada, NASA C3X türbin kanadının katı modellemesi SolidWorks® yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Geliştirilen soğutma tasarımı, kanat geometrisine entegre edilmiş; ayrıca, soğuk iç hava akış hacmi ve sıcak dış hava akış hacmi modelleri oluşturulmuştur.

Modelleme sürecini takiben, analizlerde kullanılan sayısal yöntemlerin doğruluğunu ve güvenilirliğini değerlendirmek amacıyla doğrulama çalışmaları yapılmıştır. Bu doğrulama, kullanılan türbülans modeli ve sayısal çözüm yöntemlerinin literatürdeki verilerle karşılaştırılması yoluyla gerçekleştirilmiştir.

Optimum soğutma tasarımının belirlenmesi amacıyla, ANSYS® yazılımında yer alan Response Surface Optimization Method kullanılarak optimizasyon çalışmaları yürütülmüştür. Bu aşamada farklı optimizasyon yöntemleri incelenmiş ve çalışma kapsamına en uygun yöntem seçilmiştir.

Optimizasyon sonucunda belirlenen tasarım geometrisi, akış ve ısı transferi analizlerinin gerçekleştirilmesi için ANSYS Fluent® yazılımına aktarılmıştır. Analiz öncesinde model üzerinde gerekli düzenlemeler yapılmış; uygun ağ yapısı oluşturulmuş, türbülans modeli seçilmiş ve sınır şartları tanımlanmıştır.

Bu yöntemsel süreç, çalışmada sunulan akış ve ısı transferi analizlerinin yürütülmesi için gerekli teorik ve sayısal altyapıyı oluşturmaktadır. Analiz sonuçları ve değerlendirmeleri, çalışmanın Sonuçlar ve Tartışma bölümünde ayrıntılı olarak verilmiştir.

3.1. Türbin Kanadı Soğutma Modeli

Bu bölümde, çalışmada kullanılan türbin kanadının katı model tasarımı, kanat üzerinde uygulanacak soğutma yöntemlerinin tasarımı ve sayısal analizlerin gerçekleştirilebilmesi için gerekli akış hacimlerinin oluşturulması ayrıntılı olarak açıklanmaktadır. Modelleme sürecinde, kanat geometrisinin oluşturulması, farklı

soğutma uygulamalarının entegre edilmesi ve analizler için gerekli akış alanlarının belirlenmesine yönelik yöntemsel adımlar sunulmaktadır.

3.1.1. Temel katı model tasarımı

NASA C3X tipi türbin kanadı, hareketsiz kanat yapısına sahip olması ve literatürde sıklıkla referans alınan modellerden biri olması nedeniyle bu doktora tezinde tercih edilmiştir. Tez kapsamında, üç farklı soğutma yönteminin aynı türbin kanadı üzerinde fakat farklı bölgelerde eş zamanlı olarak uygulanmasıyla elde edilen soğutma performansı ve basınç kayıpları analiz edilmiştir.

Türbin kanatlarının soğutulmasına yönelik ilk kapsamlı araştırmalardan biri olan Hylton ve ark. (1983) çalışmasında, NASA C3X tipi türbin kanadının soğutma kanalları kullanılarak soğutulmasına ilişkin detaylı incelemeler yapılmıştır. Bu çalışma, türbin kanatlarında soğutma kanalı tasarımlarına öncülük etmesi ve NASA C3X kanadını kapsamlı bir şekilde analiz etmesi bakımından literatürde önemli bir referans niteliği taşımaktadır. Ancak, Hylton ve ark. (1983) çalışmasında yalnızca soğutma kanalı kullanılmış olup, literatürde üç farklı soğutma yönteminin aynı kanat üzerinde eş zamanlı olarak uygulandığı kapsamlı bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu doktora tezinde, NASA C3X türbin kanadının katı modeli oluşturulurken Hylton ve ark. (1983) tarafından verilen

geometrik koordinatlar temel alınmış ve bu model SolidWorks[®] programında hazırlanmıştır. Kanada ait koordinat bilgileri Şekil 3.1’de sunulmaktadır.

$R_{LE} = 1.168 \text{ cm (0.460 in.)}$ $R_{TE} = 0.173 \text{ cm (0.068 in.)}$

Position number	x--cm (in.)	y--cm (in.)	Position number	x--cm (in.)	y--cm (in.)
1	0.1097 (0.0432)	11.6546 (4.5885)	40	7.4849 (2.9468)	-0.0617 (-0.0243)
2	0.3894 (0.1533)	12.1890 (4.7988)	41	7.3188 (2.8814)	0.3559 (0.1401)
3	0.7658 (0.3015)	12.6764 (4.9907)	42	7.1483 (2.8143)	0.7737 (0.3046)
4	1.2723 (0.5009)	13.0233 (5.1273)	43	6.9736 (2.7455)	1.1895 (0.4683)
5	1.8743 (0.7379)	13.1376 (5.1723)	44	6.7950 (2.6752)	1.6035 (0.6313)
6	2.4707 (0.9727)	12.9939 (5.1157)	45	6.6116 (2.6030)	2.0155 (0.7935)
7	2.9835 (1.1746)	12.6538 (4.9818)	46	6.4237 (2.5290)	2.4254 (0.9549)
8	3.3985 (1.3380)	12.1976 (4.8022)	47	6.2309 (2.4531)	2.8329 (1.1153)
9	3.7376 (1.4715)	11.6817 (4.5991)	48	6.0328 (2.3751)	3.2380 (1.2748)
10	4.0272 (1.5855)	11.1364 (4.3844)	49	5.8296 (2.2951)	3.6406 (1.4333)
11	4.2885 (1.6884)	10.5766 (4.1640)	50	5.6203 (2.2127)	4.0401 (1.5906)
12	4.5326 (1.7845)	10.0094 (3.9407)	51	5.4051 (2.1280)	4.4364 (1.7466)
13	4.7648 (1.8759)	9.4369 (3.7153)	52	5.1834 (2.0407)	4.8290 (1.9012)
14	4.9870 (1.9634)	8.8605 (3.4884)	53	4.9548 (1.9507)	5.2177 (2.0542)
15	5.2019 (2.0480)	8.2814 (3.2604)	54	4.7191 (1.8579)	5.6020 (2.2055)
16	5.4110 (2.1303)	7.7003 (3.0316)	55	4.4760 (1.7622)	5.9817 (2.3550)
17	5.6157 (2.2109)	7.1176 (2.8022)	56	4.2248 (1.6633)	6.3564 (2.5025)
18	5.8171 (2.2902)	6.5336 (2.5723)	57	3.9654 (1.5612)	6.7249 (2.6476)
19	6.0160 (2.3685)	5.9487 (2.3420)	58	3.6975 (1.4557)	7.0874 (2.7903)
20	6.2126 (2.4459)	5.3632 (2.1115)	59	3.4204 (1.3466)	7.4430 (2.9303)
21	6.4074 (2.5226)	4.7767 (1.8806)	60	3.1339 (1.2338)	7.7909 (3.0673)
22	6.5997 (2.5983)	4.1897 (1.6495)	61	2.8374 (1.1171)	8.1308 (3.2011)
23	6.7894 (2.6730)	3.6015 (1.4179)	62	2.5314 (0.9966)	8.4615 (3.3313)
24	6.9756 (2.7463)	3.0122 (1.1859)	63	2.2149 (0.8720)	8.7826 (3.4577)
25	7.1575 (2.8179)	2.4221 (0.9536)	64	1.8885 (0.7435)	9.0935 (3.5801)
26	7.3335 (2.8872)	1.8301 (0.7205)	65	1.5519 (0.6110)	9.3932 (3.6981)
27	7.5024 (2.9537)	1.2357 (0.4865)	66	1.2052 (0.4745)	9.6815 (3.8116)
28	7.6624 (3.0167)	0.6391 (0.2516)	67	0.8494 (0.3344)	9.9578 (3.9204)
29	7.8115 (3.0754)	0.4115 (0.0162)	68	0.4999 (0.1968)	10.2116 (4.0203)
30	7.8161 (3.0772)	-0.0053 (-0.0021)	69	0.3848 (0.1515)	10.3035 (4.0565)
31	7.8082 (3.0741)	-0.0516 (-0.0203)	70	0.2822 (0.1111)	10.4094 (4.0982)
32	7.7879 (3.0661)	-0.0935 (-0.0368)	71	0.1938 (0.0763)	10.5273 (4.1446)
33	7.7572 (3.0540)	-0.1288 (-0.0507)	72	0.1212 (0.0477)	10.6556 (4.1951)
34	7.7180 (3.0386)	-0.1542 (-0.0607)	73	0.0650 (0.0256)	10.7920 (4.2488)
35	7.6736 (3.0211)	-0.1681 (-0.0662)	74	0.0264 (0.0104)	10.9342 (4.3048)
36	7.6269 (3.0027)	-0.1699 (-0.0669)	75	0.0064 (0.0025)	11.0802 (4.3623)
37	7.5816 (2.9849)	-0.1588 (-0.0625)	76	0.0046 (0.0018)	11.2278 (4.4204)
38	7.5408 (2.9688)	-0.1356 (-0.0534)	77	0.0216 (0.0085)	11.3741 (4.4780)
39	7.5077 (2.9558)	-0.1026 (-0.0404)	78	0.0569 (0.0224)	11.5171 (4.5343)

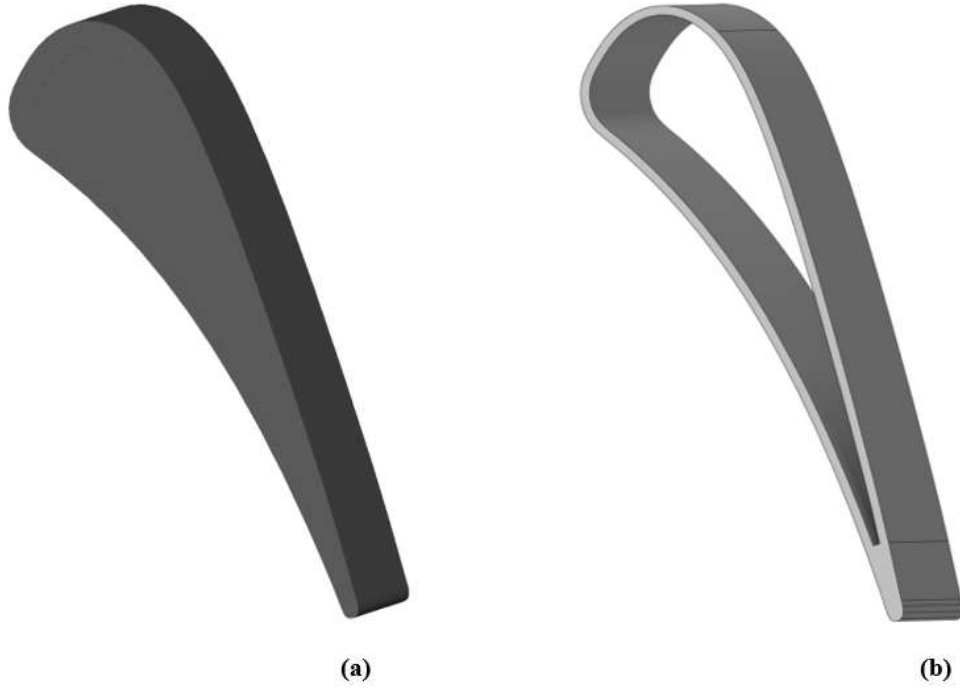
Şekil 3.1. NASA C3X tipi türbin kanadına ait koordinat verileri (Hylton ve ark., 1983)

Türbin kanadının geometrik parametrelerinin, analizlerde kullanılacak türbülans modeli ve sınır şartlarının belirlenmesinde Zheng ve ark. (2015) çalışması referans alınmıştır. Kanadın koordinat verileri tasarım programına girilerek oluşturulan tasarım eğrisine göre, kanat yüksekliği yatay düzleme dik olarak 76.2 mm olarak belirlenmiştir. Türbin kanadına ait diğer geometrik parametreler Çizelge 3.1’de sunulmaktadır.

Çizelge 3.1. NASA C3X türbin kanadı geometrik parametreleri (Zheng ve ark., 2015)

Veter uzunluğu	Ayar açısı	Hava çıkış açısı	Eksenel giriş	Kanat aralığı	Boğaz aralığı
144.93 mm	59.89°	72.38°	78.16 mm	117.73 mm	32.92 mm

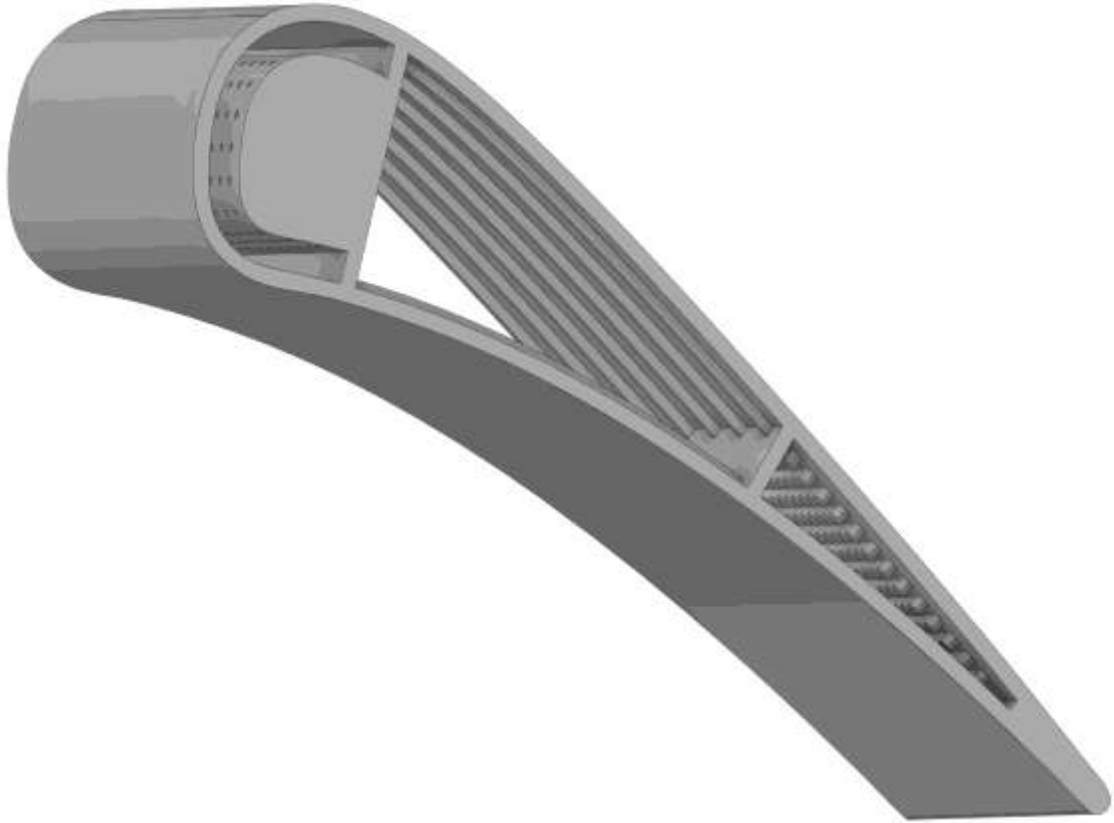
NASA C3X tipi türbin kanadına ait koordinat verileri, katı modelleme yazılımına aktarılarak kanadın tasarım eğrisi oluşturulmuştur. Bu tasarım eğrisi ve geometrik parametreler kullanılarak, türbin kanadının katı modeli ile soğutmasız boş kanat tasarımı tamamlanmıştır. NASA C3X türbin kanadının kaba katı modeli ve boş kanat tasarımı Şekil 3.2’de sunulmaktadır.



Şekil 3.2. NASA C3X tipi türbin kanadı (a) katı modeli kaba tasarımı ve (b) boş kanat tasarımı

3.1.2. Soğutma tasarımı

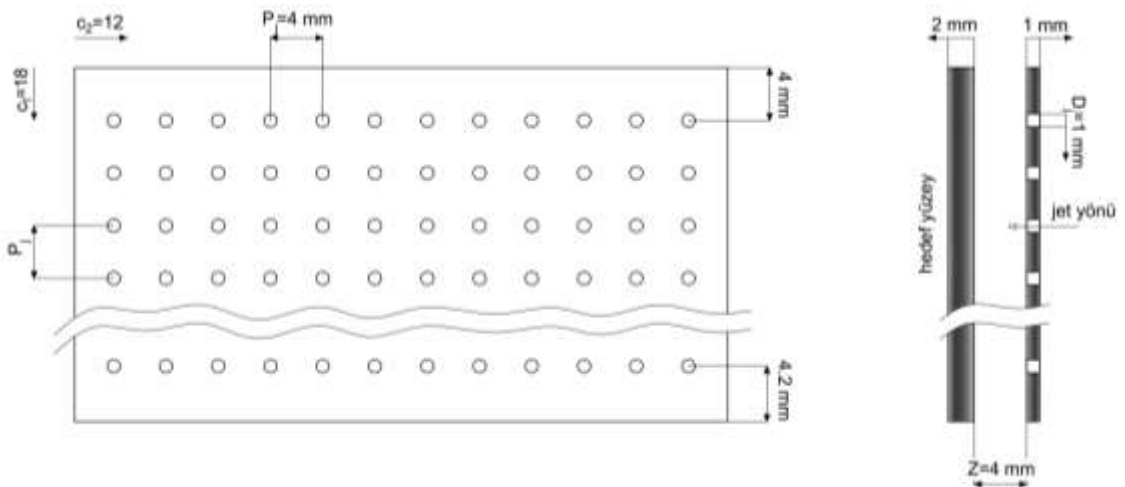
Bu bölümde, NASA C3X türbin kanadı üzerinde uygulanan jet çarpması, nervür türbülator ve iğne-kanat türbülator soğutma yöntemlerine ait geometrik parametreler sunulmuştur. Hücüm kenarında jet çarpması, orta bölgede nervür türbülator ve firar kenarında iğne-kanat türbülator uygulanan nihai temel tasarım modeli Şekil 3.3'te verilmiştir. Ayrıca, bu yöntemlere ait ayrıntılı geometrik veriler aşağıda paylaşılmıştır. Oluşturulan bu tasarım, akış ve ısı transferi analizlerinin gerçekleştirilmesi ile optimizasyon çalışmalarına temel teşkil etmiştir.



Şekil 3.3. İlk analizler için oluşturulmuş NASA C3X türbin kanadı temel tasarımı

3.1.2.1. Jet çarpması ile soğutma tasarımı

Bu çalışmada, NASA C3X türbin kanadının hücum kenarının soğutulması amacıyla jet çarpması soğutma yöntemi uygulanmıştır. Bu kapsamda geliştirilen tasarımda kullanılan jet çarpması soğutma uygulamasına ait geometrik parametrelerin konumlandırılması Şekil 3.4'te sunulmuş ve değerleri Çizelge 3.2'de verilmiştir.



Şekil 3.4. Jet çarpması ile soğutma tasarımına ait geometrik parametrelerin konumlandırılması

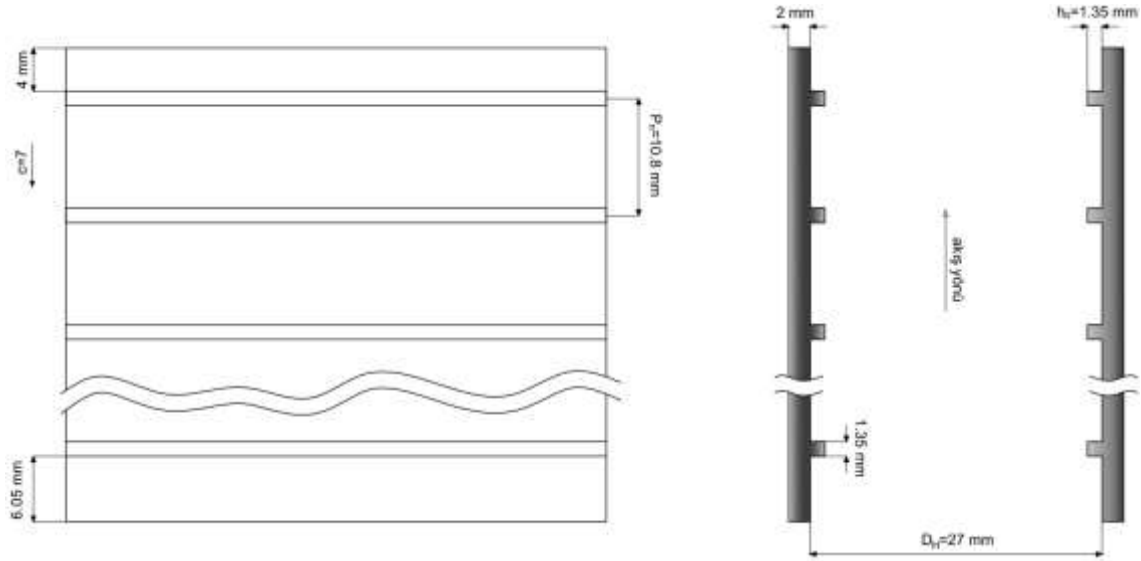
Çizelge 3.2. Jet çarpması ile soğutma tasarımı ait geometrik parametreler (Han ve ark., 2012)

Jet çarpması ile soğutma	Z (mm)	D _j (mm)	P _j (mm)
	4	1	4

Şekil 3.4’te gösterilen “c₁ (C_d) ve c₂ (C_y)” jet nozullarının sırasıyla dikey ve yatay sayısı, “P_j” jetler arasındaki mesafe, “Z” jet ile hedef yüzey arasındaki mesafe ve “D_j” ise jet nozulu çapıdır.

3.1.2.2. Nervür türbülator ile soğutma tasarımı

Bu çalışmada, NASA C3X türbin kanadının orta bölgesinin soğutulması amacıyla, basınç ve vakum kenarları boyunca nervür türbülatorlü soğutma yöntemi uygulanmıştır. Modellemesi gerçekleştirilen bu nervür türbülatorlü soğutma uygulamasına ait geometrik parametrelerin konumlandırılması Şekil 3.5’te sunulmuş ve değerleri Çizelge 3.3’te verilmiştir.



Şekil 3.5. Nervür türbülator ile soğutma tasarımı ait geometrik parametrelerin konumlandırılması

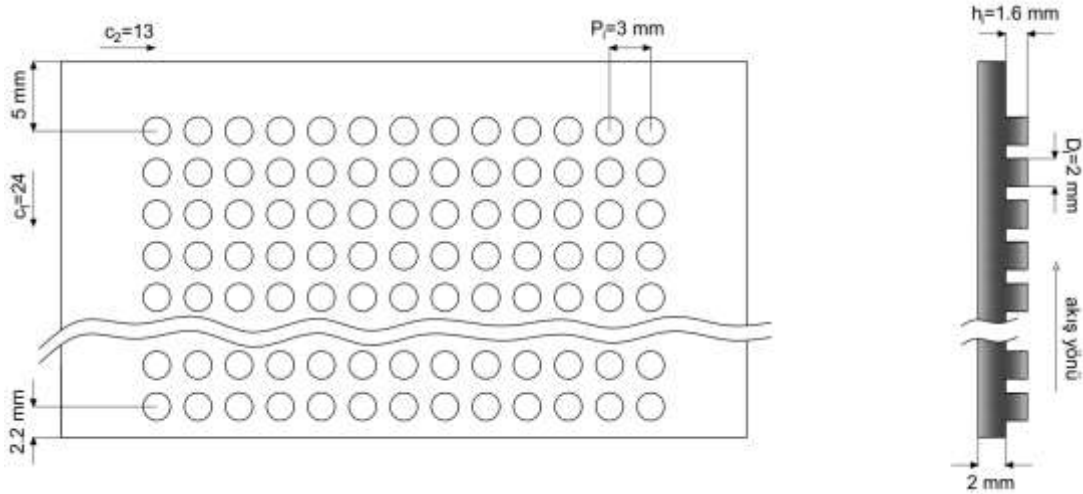
Çizelge 3.3. Nervür türbülator ile soğutma tasarımı ait geometrik parametreler (Han ve ark., 2012)

Nervür türbülator ile soğutma	H _n (mm)	D _H (mm)	P _n (mm)
	1.35	27	10,8

Şekil 3.5’te gösterilen “c (C_n)” nervür türbülator sayısı, “P_n” nervürler arası mesafe, “D_H” soğutma kanalı hidrolik çapı ve “H_n” ise nervür yüksekliğidir.

3.1.2.3. İğne-kanat türbülötörler ile soğutma yöntemi tasarımı

Bu çalışmada, NASA C3X türbin kanadının firar kenarının soğutulması amacıyla iğne-kanat türbülötörlü soğutma yöntemi uygulanmıştır. Modellemesi yapılan bu iğne-kanat türbülötörlü soğutma uygulamasına ait geometrik parametrelerin konumlandırılması Şekil 3.6’da sunulmuş ve değerleri Çizelge 3.4’te verilmiştir.



Şekil 3.6. İğne-kanat türbülötör ile soğutma yöntemine ait geometrik parametreler

Çizelge 3.4. Türbin kanadı soğutma uygulamasına ait geometrik parametreler (Han ve ark., 2012)

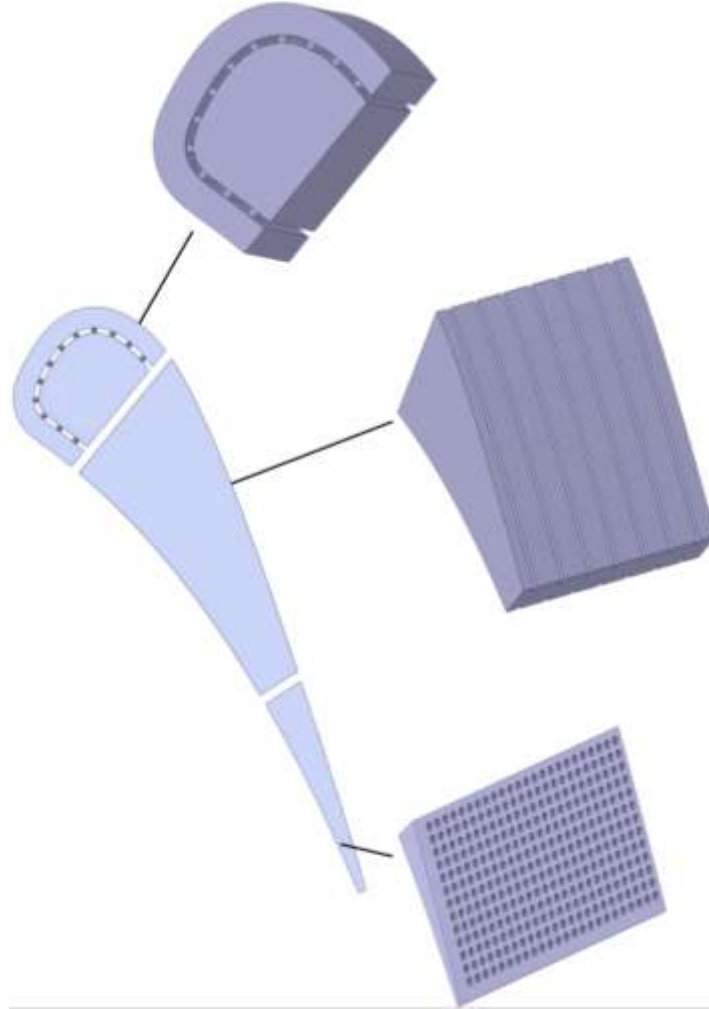
İğne-kanat türbülötör ile soğutma	H_i (mm)	D_i (mm)	P_i (mm)
	1.6	2	3

Şekil 3.6’da gösterilen “ c_1 (C_d) ve c_2 (C_y)” iğne-kanat türbülötörlerin sırasıyla dikey ve yatay sayısı, “ D_i ” iğne-kanat türbülötörlerinin çapı, “ H_i ” iğne-kanat yüksekliği, “ P_i ” iğne-kanat merkezleri arasındaki uzaklıktır.

3.1.3. Sıcak dış akış ve soğuk iç akış hacimlerinin tasarlanması

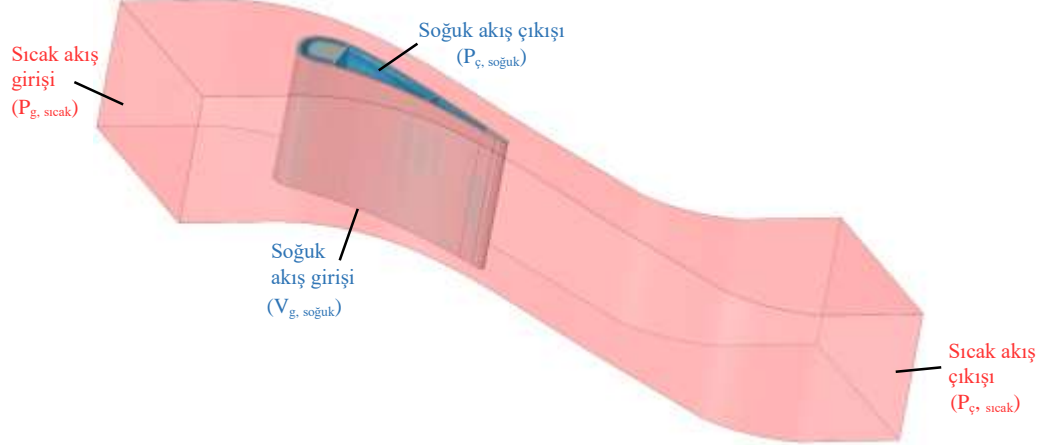
Yapısal geometrinin periyodikliği nedeniyle, mevcut sayısal model, hesaplama maliyetini azaltmak amacıyla tüm kanat geçişini simüle etmek için periyodik koşullar kullanılmaktadır. Sıcak akış geçişi, periyodik düzlemlerle sınırlıdır ve kanatçığın dışındaki aerodinamik ısınma bölgesini oluşturur. İki periyodik sınır, kanatçığın eğrilik merkez hattıyla yaklaşık olarak hizalanmıştır. Kanatların doğrusal bir dizilimde gerçek sayısına mümkün olduğunca yaklaşabilmek için, periyodik düzlemler y yönünde 117.73 mm mesafeyle birbirinden ayrılmıştır (Zheng ve ark., 2015). Soğutma için kullanılan soğuk hava akışı için ve her bölgeye ayrı ayrı olmak üzere akış hacimleri oluşturulmuştur. Jet

çarpması ile soğutulan türbin kanadı hücum kenarı bölgesi, türbin kanadı basınç kenarı ve vakum kenarı boyunca sıralanan nervür türbülatorler ile soğutulan orta bölge ve iğne kanat türbülatorler ile soğutulan türbin kanadı firar kenarı bölgesi için oluşturulan soğuk hava akış bölgelerinin her biri için akış girişi ve akış çıkışı aynı tarafta seçilmiştir. Her bir soğutma bölgesi için tasarlanan soğuk akış hacmi Şekil 3.7’de görülmektedir.



Şekil 3.7. Temel tasarıma ait soğuk akış hacimleri (a) jet çarpması, (b) nervür (c) iğne-kanat

Sıcak dış akış hacmi için giriş, kanatçığın ön kenarının akış yukarısında bir giriş uzunluğu kadar uzakta yer almakta olup, türbülans seviyesi bu noktada ölçülmüştür. Sıcak akış çıkışı, kanatçığın arka kenarının akış aşağısında iki giriş uzunluğu kadar mesafeyle ayrılmıştır. Soğuk akış girişi ve çıkışı ise sıcak akış girişine ve çıkışına dik olacak şekilde tanımlanmıştır (Zheng ve ark., 2015). Sıcak dış hava akış hacmi, soğuk iç hava akış hacmi ve akış hacimlerine dair bilgiler Şekil 3.8’de görülmektedir.



Şekil 3.8. Akış ve ısı transferi analizleri için modellenen, üç farklı soğutma tasarımına sahip NASA C3X türbin kanadı ile sıcak ve soğuk akış hacimlerine ait nihai temel tasarım

3.2. Matematik Model

Bu çalışmada, akış ve ısı transferi analizleri Ansys Fluent[®] programı ile yapılmıştır ve matematik model programın arka planında HAD yöntemi kullanılarak oluşturulmaktadır. Hareketli akış, laminar (düzenli) akış ya da türbülanslı (çalkantılı) akış olarak ikiye ayrılmaktadır.

Bir akışın laminar mi yoksa türbülanslı mı olduğu, İrlandalı bilim insanı Osborne Reynolds'ın çalışmaları sonucunda ortaya koyduğu Reynolds sayısının (Re) hesaplanması ile anlaşılmaktadır. Re sayısı bir akışkanın atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranı olarak tanımlanan bir boyutsuz sayıdır (Wagner, 2007; Capuano ve ark., 2016). Re sayısının hesaplanması için kullanılan formül aşağıda verilmektedir (3.1), (Dimotakis ve ark., 1999);

$$Re = \frac{\rho v_s d}{\mu} = \frac{v_s d}{\nu} \quad (3.1)$$

Burada;

ρ : akışkanın yoğunluğu

v_s : akışkanın hızı

d : boru çapı

μ : akışkanın dinamik viskozitesi

ν : akışkanın kinematik viskozitesi ($\nu = \mu / \rho$) şeklindedir.

Hesaplamalar sonucunda $Re < 2300$ ise akışın laminar olduğu anlaşılmaktadır. Eğer $2300 < Re < 4000$ ise bu akış ne tam laminar ne tam türbülanslı olarak

tanımlanmaktadır. Bu tip akışlara geçiş akışı denmektedir. Eğer $Re > 4000$ ise akış artık türbülanslı akış olarak tanımlanmaktadır.

Türbülans modeli olarak, doğrulama çalışmasında da referans aldığımız Zheng ve ark., (2015) tarafından yapılan çalışmada en doğru sonuçları verdiği belirtilen SST k- ω türbülans modeli seçilmiştir.

Çalışmanın bu aşamasında aşağıdaki varsayımlar ve tanımlar yapılmıştır:

- Periyodik sınırlar tanımlanmış ve sıcak dış akış alanı için adiyabatik duvar varsayımları uygulanmıştır.
- Akışla temas eden yüzeyler için pürüzsüz yüzey ve kaydırmazlık koşulu varsayımları kullanılmıştır.
- NASA C3X tipi türbin kanadı, ASTM-310 paslanmaz çelikten (OCr25Ni20) mamüldür. Bu malzeme için sabit yoğunluk 8030 kg/m^3 , özgül ısı kapasitesi ise $502 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ olarak alınmıştır (Goldsmith ve ark., 1961).
- Kanadın termal iletkenlik değeri (k_b), sıcaklığa bağlı olarak değişmekte olup aşağıda verilen lineer denklem (3.2) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$k_b = 0.0115T + 9.9105 \quad (3.2)$$

- Soğutma akışkanı olarak hava kullanılmış ve ideal gaz davranışı sergilediği varsayılmıştır. Havanın termal iletkenliği (k_A), özgül ısı ($C_{p,A}$) ve viskozitesi (μ_A) sıcaklığa bağlı olarak değiştiğinden, bu değerler sabit olarak girilmemiş, bunun yerine denklemler kullanılarak hesaplanmıştır.
- Soğuk akış girişi için sabit ve tam gelişmiş hız kabulü yapılmıştır (Penumadu ve ark., 2017, Wei ve ark., 2022, Sheikh ve ark., 2025).

Havanın termal iletkenliği, Sutherland Formülü (3.3) ile hesaplanmıştır (Lappa, 2016).

$$k_A = k_0 \cdot \left(\frac{T}{T_0} \right)^{3/2} \cdot \left(\frac{T_0 + S}{T + S} \right) \quad (3.3)$$

Burada k_A , k_0 , T , T_0 ve S sırasıyla sıcaklığa bağlı termal iletkenlik, referans sıcaklıktaki termal iletkenlik, akışkan sıcaklığı, referans sıcaklık ve Sutherland sabitini ifade etmektedir. Havanın termal iletkenliğinin hesaplanması için Kullanıcı Tanımlı

Fonksiyon (UDF) kodu yazılmıştır. Bu formül, akış ve ısı transferi analizlerinde kullanılmak üzere analiz yazılımı kütüphanesine entegre edilmiştir.

Havanın dinamik viskozitesi (μ_A), Sutherland Formülü (3.4) kullanılarak hesaplanmıştır (Lappa, 2016).

$$\mu_A = \mu_0 \cdot \left(\frac{T}{T_0} \right)^{3/2} \cdot \left(\frac{T_0 + S}{T + S} \right) \quad (3.4)$$

burada μ_0 , referans sıcaklık (T_0) için dinamik viskoziteyi ifade etmektedir.

Havanın özgül ısı kapasitesi ($C_{p,A}$), aşağıda verilen denklem (3.5) kullanılarak hesaplanmıştır (Zheng ve ark., 2015).

$$C_{p,A} = a_0 + a_1 \cdot T + a_2 \cdot T^2 + a_3 \cdot T^3 + a_4 \cdot T^4 \quad (3.5)$$

Özgül ısının hesaplanmasında kullanılan katsayılar Çizelge 3.5'te verilmiştir.

Çizelge 3.5. Özgül ısının hesaplanmasında kullanılan katsayılar (Zheng ve ark., 2015)

a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
957.110256	0.2365234	$5.141114 \cdot 10^{-6}$	$-3.3917446 \cdot 10^{-9}$	$-6.0929646 \cdot 10^{-12}$

Herhangi bir soğutma tasarımı uygulanmamış ve sadece soğutma kanalından soğuk hava geçirilen tasarım ile soğutma kanalı tüm iç yüzeyine nervür türbülantörülü soğutma tasarımı uygulanmış olan türbin kanadı tasarımları için sıcak dış akış ve soğuk iç akışa ait sınır koşulları Çizelge 3.6'da verilmiştir. $P_{g, \text{sıcak}}$, $T_{g, \text{sıcak}}$, T_u , T_v ve $P_{\phi, \text{sıcak}}$, sırasıyla sıcak akışın giriş basıncı, giriş sıcaklığı, türbülans şiddeti, viskozite oranı ve çıkış basıncını ifade etmektedir. Soğuk akış için ise $V_{g, \text{soğuk}}$, $T_{g, \text{soğuk}}$, T_u , D_H ve $P_{\phi, \text{soğuk}}$, sırasıyla giriş hızı, giriş sıcaklığı, türbülans şiddeti, hidrolik çap ve çıkış basıncını temsil etmektedir.

Çizelge 3.6. Boş türbin kanadı ve nervürlü türbin kanadına ait analizlerde kullanılan sınır şartları (Zheng ve ark., 2015)

	$P_{g, \text{sıcak}}$ (Pa)	$T_{g, \text{sıcak}}$ (K)	T_u (%)	T_v	$P_{\phi, \text{sıcak}}$ (Pa)
Sıcak dış akış	413286	818	8.3	30	254172
	$V_{g, \text{soğuk}}$ (m/s)	$T_{g, \text{soğuk}}$ (K)	T_u (%)	D_H (mm)	$P_{\phi, \text{soğuk}}$ (Pa)
Soğuk iç akış	65.77	349.2	10	25.7	101325

Optimizasyon çalışmasında kullanılan jet çarpması ile soğutulan hücum kenarı, nervür türbülatorler ile soğutulan orta bölge ve iğne kanat türbülatorler ile soğutulan firar kenarı tasarımlarına ait sıcak dış akış ve soğuk iç akış sınır koşulları ise Çizelge 3.7'de sunulmuştur. Sıcak dış akış için veriler aynıdır. Soğuk iç akış için ise her bölgeye ait giriş hız değerleri $V_{g, soğuk}$, giriş sıcaklıkları $T_{g, soğuk}$, türbülans şiddeti Tu , hidrolik çap D_H ve çıkış basınçları ise $P_{ç, soğuk}$ olacak şekilde verilmiştir.

Çizelge 3.7. Optimizasyon çalışmasında ve nihai optimum tasarıma ait analizlerin yapılmasında kullanılan sınır şartları (Zheng ve ark., 2015)

Sıcak dış akış	$P_{g, sıcak}$ (Pa)		$T_{g, sıcak}$ (K)	Tu (%)	Tv	$P_{ç, sıcak}$ (Pa)
		413286		818	8.3	30
Soğuk iç akış	Bölge	$V_{g, soğuk}$ (m/s)	$T_{g, soğuk}$ (K)	Tu (%)	D_H (mm)	$P_{ç, soğuk}$ (Pa)
	Jet	89.4	349.2	10	18.14	101325
	Nervür	89.4	349.2	10	26.63	101325
	İğne-kanat	89.4	349.2	10	8.16	101325

NASA C3X tipi türbin kanadına ait D_H değeri, kanalın akışa dik kesit alanı (A) ve kanal ıslak çevresi (ζ) tasarım programı yardımıyla ölçüldükten sonra aşağıda verilen denklem kullanılarak hesaplanmıştır (3.6).

$$D_H = \frac{4A}{\zeta} \quad (3.6)$$

Üç boyutlu, zamana bağlı, sıkıştırılabilir Navier-Stokes denklemleri, bir akışkan elemanına Newton'un Hareket Yasası'nın uygulanmasıyla türetilmiş olup, sürekli ve viskoz bir akışkan için hareketin temel denklemleri olarak hizmet eder ve genellikle momentum denklemleri olarak adlandırılmaktadır (Ahmed ve ark., 2018, Kaya ve ark., 2021).

Bu denklemler, süreklilik denklemi (3.7), (Han ve ark., 2012);

$$\nabla \cdot (\rho \cdot \bar{V}) = 0 \quad (3.7)$$

momentum denklemi (3.8), (Han ve ark., 2012);

$$\nabla \cdot \left[(\rho \cdot v_i \cdot \bar{V}) - (\mu_{eff} \cdot \nabla v_i) \right] = \frac{\partial p}{\partial x_i} + S_{v_i} \quad (3.8)$$

ve enerji denklemi (3.9), (Han ve ark., 2012);

$$\nabla \cdot \left[(\rho \cdot T \cdot V) - (\alpha_{eff} \cdot \nabla T) \right] = S_T \quad (3.9)$$

şeklindedir. Burada, S_{v_i} , i yönündeki momentum taşıma denkleminin kaynak terimini, S_T ise enerji taşıma denkleminin kaynak terimini ifade etmektedir.

Akış analizleri için seçilen SSt k- ω türbülans modeli, türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans frekansı (ω) denklemlerini içerir. Türbülans kinetik enerjisi denklemi (3.10) şu şekildedir:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = P_k - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.10)$$

burada, P_k , β^* , ω , σ_k sırasıyla türbülans kinetik enerjisi üretim terimi, model katsayısı, spesifik türbülans bozulma hızı, türbülans kinetik enerjisi için Prandtl sayısıdır.

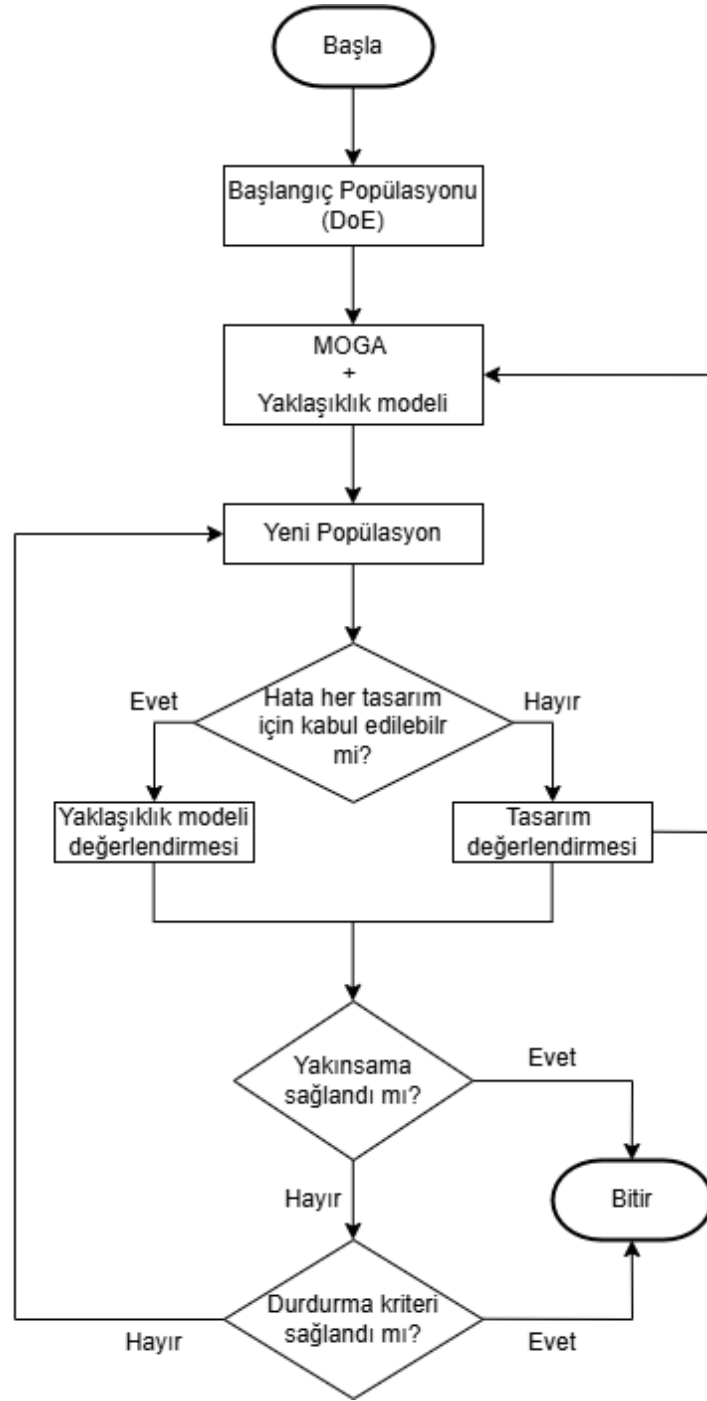
Türbülans frekansı denklemi ise (3.11):

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_j)}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta^* \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) \frac{2\rho \sigma_\omega^2}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.11)$$

burada, α ve β model katsayıları, F_1 karışım fonksiyonu, σ_ω türbülans frekansı için Prandtl sayısıdır.

3.3. Optimizasyon Çalışması

Bu bölümde, türbin kanadına uygulanan jet çarpması, nervür türbülator ve iğnekanat türbülator soğutma yöntemlerine ait geometrik parametrelerin optimizasyonu için izlenen yöntem açıklanmaktadır. Optimizasyon sürecine ait akış şeması Şekil 3.9'da sunulmaktadır.



Şekil 3.9. Optimizasyon çalışmasına ait akış şeması

Geometrik optimizasyon çalışmaları ANSYS® yazılımında yürütülmüş olup, iki farklı yöntem kullanılmıştır: doğrudan optimizasyon (DO) ve yanıt yüzeyi optimizasyonu (RSO). DO yöntemi, belirlenen tasarım değişkeni aralıklarında her iterasyonda gerçek akış analizleri gerçekleştirilerek optimum çözümü arayan, yüksek doğruluk sağlayan ancak hesaplama maliyeti yüksek bir yöntemdir. Bu sebeple, sınırlı değişken sayısına sahip daraltılmış tasarım uygulamalarında tercih edilmiştir. DO çalışmasında, optimize

edilecek geometrik parametre aralıkları ile minimum yüzey sıcaklığı ve minimum basınç kaybı çıkış parametreleri tanımlanmış, istenen aday tasarım modeli sayısı belirlenerek analizler yürütülmüştür.

RSO yöntemi ise, Design of Experiments (DoE) yaklaşımıyla örnekleme noktaları oluşturarak, karmaşık sistemlerin matematiksel modeller üzerinden optimize edilmesine olanak tanır. Bu yöntemde, oluşturulan örnek tasarım noktaları için kriging, neural network ve genetic aggregation yaklaşıklık modelleri geliştirilmiş; optimizasyon algoritması olarak multi-objective genetic algorithm (MOGA) kullanılmıştır. Böylece, gerçek analizler yapılmadan tahmini sonuçlar elde edilerek hesaplama süresi kısaltılmıştır.

DO ve RSO yöntemleri ile elde edilen aday tasarım modelleri karşılaştırılmış, Tolu ve ark. (2025) çalışmasındaki nervürlü soğutma sistemi sonuçları ile karşılaştırma yapılmış ve istenen çıkış parametrelerine en yakın değerlere sahip tasarım modeli nihai geometrik tasarım parametreleri olarak belirlenmiştir. Her bir soğutma bölgesi için ayrı ayrı belirlenen optimum tasarımlar birleştirilerek, optimum türbin kanadı tasarımı oluşturulmuştur.

3.3.1. Jet nozulları için tasarım parametrelerinin değişken aralığı

Jet çarpması ile soğutma yöntemi için optimize edilmesi gereken geometrik parametreler sırasıyla jet ile hedef yüzey arasındaki mesafenin jet nozul çapına oranını ifade eden Z/D_j , jet nozullarının merkezleri arasındaki mesafenin jet nozul çapına oranını ifade eden P_j/D_j , jet nozullarının yatay sayısı (C_y) ve dikey sayısı (C_d) parametreleridir. Bu parametrelerin hangi aralıklarda olmaları gerektiğine dair bilgi ise literatür taraması sonucu elde edilen kaynaklardan alınmıştır (Han ve ark., 2012).

Bu bilgiler doğrultusunda geometrik parametreler için belirlenen maksimum ve minimum değerler Çizelge 3.8’de verilmiştir.

Çizelge 3.8. Jet çarpması ile soğutma yöntemine ait geometrik parametre aralıkları

	D_j (mm)	Z (mm)	P_j (mm)	Z/D_j	P_j/D_j	C_d	C_y
Min	1	4	6	2	4	10	7
Max	2	4	8	4	6	18	12

3.3.2. Nervür türbülötörler için tasarım parametrelerinin değişken aralığı

Nervür türbülötörler ile soğutma yöntemi için optimize edilmesi gereken geometrik parametreler nervür yüksekliğinin kanal hidrolik çapına oranını ifade eden H_n/D_H , nervürler arası mesafenin kanal hidrolik çapına oranını ifade eden P_n/D_H ve nervür sayısı (C_n) parametreleridir. Bu parametrelerin hangi aralıklarda olmaları gerektiğine dair bilgi ise literatür taraması sonucu elde edilen kaynaklardan alınmıştır (Han ve ark., 2012).

Bu bilgiler doğrultusunda geometrik parametreler için belirlenen maksimum ve minimum değerler Çizelge 3.9'da verilmiştir.

Çizelge 3.9. Nervür türbülötörler ile soğutma yöntemine ait geometrik parametre aralıkları

	D_H (mm)	H_n (mm)	P_n (mm)	H_n/D_H	P_n/H_n	C_n
min	27	1.35	10.8	0.05	8	3
max	27	2.7	32.4	0.1	12	7

3.3.3. İğne-kanat türbülötörler için tasarım parametrelerinin değişken aralığı

İğne-kanat türbülötörler ile soğutma yöntemi için optimize edilmesi gereken geometrik parametreler iğne-kanat yüksekliğinin iğne-kanat çapına oranını ifade eden H_i/D_i , iğne-kanatların merkezleri arasındaki mesafenin iğne kanat çapına oranını ifade eden P_i/D_i , iğne kanatların yatay sayısı (C_y) ve iğne kanatların dikey sayısı (C_d) parametreleridir. Bu parametrelerin hangi aralıklarda olmaları gerektiğine dair bilgi ise literatür taraması sonucu elde edilen kaynaklardan alınmıştır (Han ve ark., 2012).

Bu bilgiler doğrultusunda geometrik parametreler için belirlenen maksimum ve minimum değerler Çizelge 3.10'da verilmiştir.

Çizelge 3.10. İğne-kanat türbülötörler ile soğutma yöntemine ait geometrik parametre aralıkları

	D_i (mm)	H_i (mm)	P_i (mm)	H_i/D_i	P_i/D_i	C_d	C_y
min	2	1.6	3	0.8	1.5	8	4
max	2	2.4	10	1.2	5	24	12

3.3.4. Optimizasyon çalışmasının amaç fonksiyonu

Tüm geometrik parametrelerin doğrudan optimizasyon arayüzüne tanımlanması, tasarım değişkenleri arasında tutarsız kombinasyonların oluşmasına ve çözümleme sürecinde hata oluşmasına yol açmıştır. Jet nozul aralığı ile jet sayısının eşzamanlı olarak

maksimum değerlere ulaşması gibi fiziksel olarak geçersiz tasarımlar bu duruma örnek teşkil etmektedir. Benzer çakışmalar, diğer soğutma yöntemleri için de gözlemlenmiştir. Bu nedenle, jet nozulları, nervürler ve iğne-kanatlar arasındaki merkez mesafelerine ait değerler (P_j, P_n, P_i); $P_j/D_j, H_n/P_n$ ve P_i/D_i oran aralıklarına uygun olacak şekilde, sırasıyla jet, nervür ve iğne-kanat sayısına bağlı fonksiyonlar olarak tanımlanmıştır. Bu yaklaşımla hem geometrik parametreler arasındaki çakışmalar önlenmiş hem de modelde tanımlanması gereken giriş parametresi sayısı azaltılarak, optimizasyon sürecinin hesaplama verimliliği artırılmıştır.

Bu çalışmada, yanıt yüzeyi optimizasyonu (RSO) yöntemi kullanılmış olup, optimizasyon işlemleri doğrudan fiziksel HAD analizleri üzerinde değil, bu analizlerden elde edilen verilerle oluşturulan yaklaşıklık modelleri üzerinde gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, çok amaçlı genetik algoritma (MOGA) yaklaşıklık modelleri üzerinde çalıştırılmıştır. Bu nedenle, optimizasyon çalışmasının amaç fonksiyonu yaklaşık, çok amaçlı ve deterministik olup, Denklem (3.12)'de gösterilmektedir.

$$\square f(x) = \square T(x) \cdot \omega + \square P(x) \cdot (1 - \omega) \quad (3.12)$$

Burada; ω değeri yüzey sıcaklığı ve giriş basıncına verilen ağırlığı ifade etmek için kullanılmaktadır. $\square T(x)$ ve $\square P(x)$ ise sırasıyla, yaklaşıklık modeli tarafından tahmin edilen yüzey sıcaklığı ve giriş basıncıdır.

Optimizasyon çalışmasında minimum yüzey sıcaklığı ve minimum basınç düşüşü çıktıkları amaç olarak belirlendiği ve her iki amaca da eşit ağırlık tanımlandığı için nihai amaç fonksiyonu aşağıdaki gibi olmuştur (3.13):

$$\square f(x) = \square T(x) \cdot 0.5 + \square P(x) \cdot 0.5 \quad (3.13)$$

Sırasıyla jet çarpması ile soğutma (3.14), nervür türbülantörlü soğutma (3.15) ve iğne-kanat türbülantörlü soğutma (3.16) modellerinin tasarım optimizasyonuna ait matematiksel ifadeler ise aşağıdaki gibidir (Mayda, 2017):

$$\min_{x=\{D_j, C_d, C_y\}} f(x) = \begin{cases} T(x) \\ P(x) \end{cases} \Rightarrow \left. \begin{cases} T(x) \leq 818K \\ P(x) \geq 101325Pa \\ 1 \leq D_j \leq 2 \\ C_d = \{10, 12, 14, 16, 18\} \\ C_y = \{7, 8, 9, 10, 11, 12\} \end{cases} \right\} \quad (3.14)$$

Burada; $x = \{D_j, C_d, C_y\}$ vektörü, sırasıyla jet nozul çapı, dikey doğrultudaki jet sayısı ve yatay doğrultudaki jet sayısı olmak üzere tasarım değişkenlerini ifade etmektedir.

$$\min_{x=\{H_n, C_n\}} f(x) = \begin{cases} T(x) \\ P(x) \end{cases} \Rightarrow \left. \begin{cases} T(x) \leq 818K \\ P(x) \geq 101325Pa \\ 1.35 \leq H_n \leq 2.7 \\ C_n = \{3, 4, 5, 6, 7\} \end{cases} \right\} \quad (3.15)$$

Burada; $x = \{H_n, C_n\}$ vektörü, sırasıyla nervür yüksekliği ve nervür sayısı olmak üzere tasarım değişkenlerini ifade etmektedir.

$$\min_{x=\{H_i, C_d, C_y\}} f(x) = \begin{cases} T(x) \\ P(x) \end{cases} \Rightarrow \left. \begin{cases} T(x) \leq 818K \\ P(x) \geq 101325Pa \\ 1.6 \leq H_i \leq 2.4 \\ C_d = \{8, 12, 16, 20, 24\} \\ C_y = \{4, 6, 8, 10, 12\} \end{cases} \right\} \quad (3.16)$$

Burada; $x = \{H_i, C_d, C_y\}$ vektörü, sırasıyla iğne-kanat yüksekliği, dikey doğrultudaki iğne-kanat sayısı ve yatay doğrultudaki iğne-kanat sayısı olmak üzere tasarım değişkenlerini ifade etmektedir.

3.4. Nihai Katı Model Tasarımının Akış Analizlerine Hazır Hale Getirilmesi

Akış analizlerinin yapılacağı türbin kanadının katı modeli, soğutma uygulamaları ve akış hacimleri SolidWorks® programı kullanılarak yapılmıştı. Optimizasyon çalışması

sonrası elde edilen optimum tasarımın üzerinde akış analizlerinin yapılabilmesi için nihai tasarımın analizlerin yapılacağı Ansys[®] programına aktarılması gerekmektedir.

Ansys[®] programı içerisinde yer alan Geometry modülü kullanılarak nihai tasarım analiz programına aktarılmıştır. Geometry modülü kullanılırken daha önce tasarımı tamamlanmış katı modelin programa aktarımı için Design Modeler programı kullanılmıştır. Design Modeler programı yardımıyla katı model üzerinde sıcak dış akış ve soğuk iç akış için giriş ve çıkış bölgeleri oluşturulmuştur. Aynı zamanda katı türbin kanadı ile dış ve iç akışların belirlenmesi de bu safhada gerçekleştirilmiştir. Bu düzenlemelerden sonra yine Ansys[®] programı içerisinde yer alan Mesh modülü, daha önce oluşturulan geometry modülüne bağlanarak ağ yapısının tasarlanması aşamasına geçilmiştir.

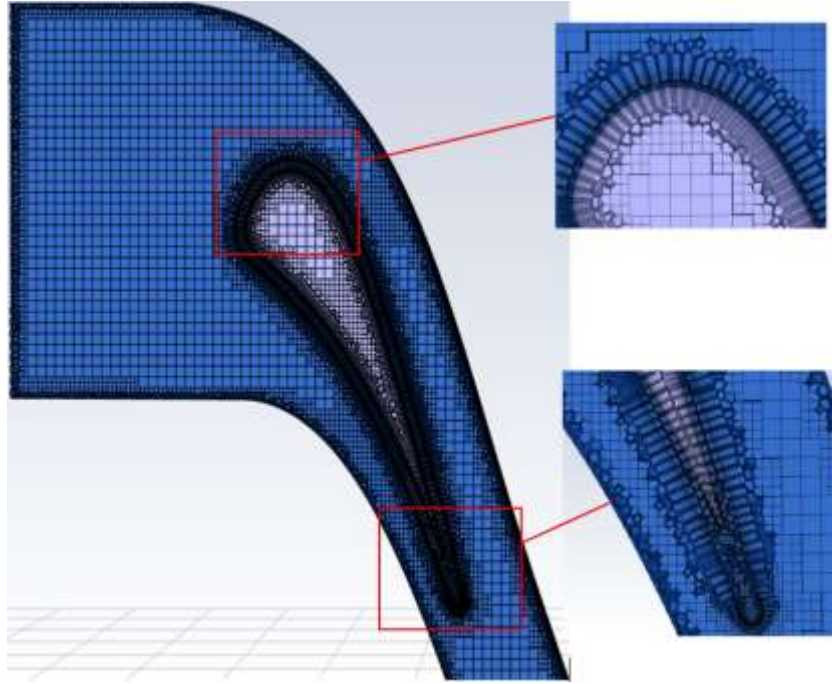
3.5. Ağ Yapısının Oluşturulması

Fiziksel ölçekli model testlerinin yerine geçebilecek maliyet etkin ve doğru bir yaklaşım, Hesaplama Akışkanlar Dinamiği (CFD) tarafından sağlanmaktadır. Bu yöntem, simülasyon parametrelerinde hızlı değişiklikler yapılmasına ve bunların uygulanmasına olanak tanır (Chakraborty ve ark., 2011, Babayigit ve ark., 2015). Bu nedenle, modellenen türbin kanadı ve akış alanları Ansys Fluent[®] programına aktarılmıştır.

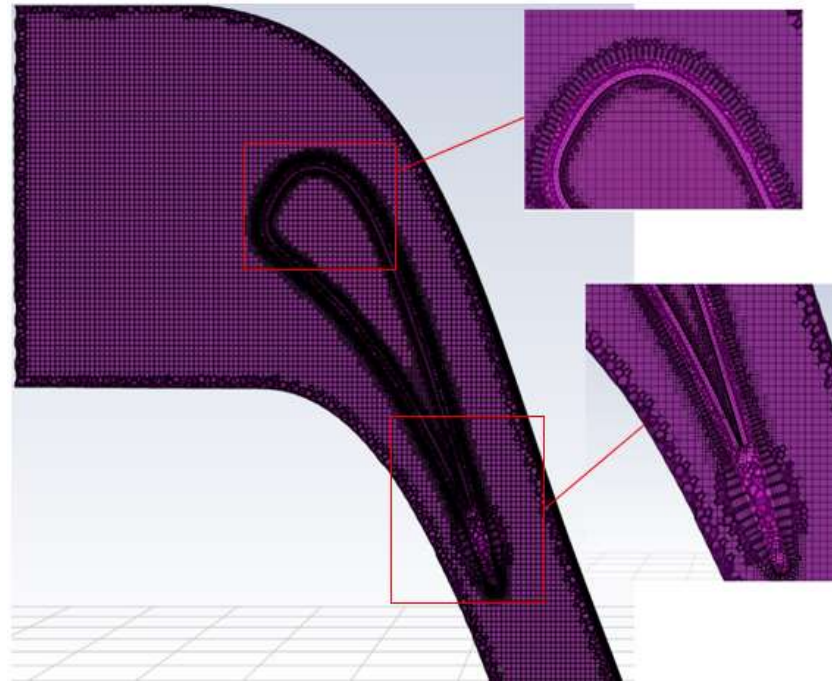
Ansys Fluent ile yapılan akış analizlerinde ağ yapısı (mesh), sonuçların doğruluğu ve hesaplama sürecinin etkinliği açısından kritik bir öneme sahiptir. Sayısal çalışmalarda, ağ yapısındaki hücrelerin dağılımı, sayısal sonuçları önemli ölçüde etkiler ve akış fiziği ile tutarlı sonuçların elde edilip edilemeyeceğini belirler (Kocaaslan ve ark., 2021).

Bu çalışmada, soğutma tasarımı bulunmayan boş kanat, tüm soğutma kanalı yüzeyine nervür türbülator uygulanan nervürlü kanat ve optimizasyon çalışmaları sonucunda elde edilen optimum kanat tasarımı için ağ yapıları ANSYS yazılımındaki Fluent Mesh modülü kullanılarak oluşturulmuştur.

En düşük hesaplama maliyeti ile en verimli sonuçların alınmasını sağlayacak şekilde ağdan bağımsızlık çalışması her bir türbin kanadı için ayrı ayrı yapılmıştır. Ağdan bağımsızlık çalışması sonucunda, boş kanat için 0.65 milyon eleman sayısına, nervürlü kanat için 1.36 milyon eleman sayısına sahip ağ yapıları oluşturulmuştur. Oluşturulan bu ağ yapıları sırasıyla Şekil 3.10 ve Şekil 3.11’de verilmiştir.



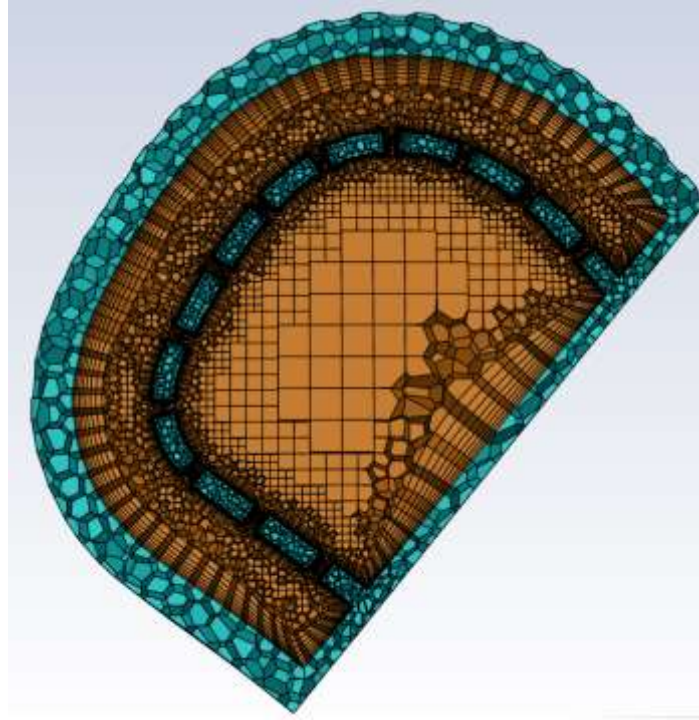
Şekil 3.10. Soğutma tasarımı uygulanmamış boş kanada ait ağ yapısı



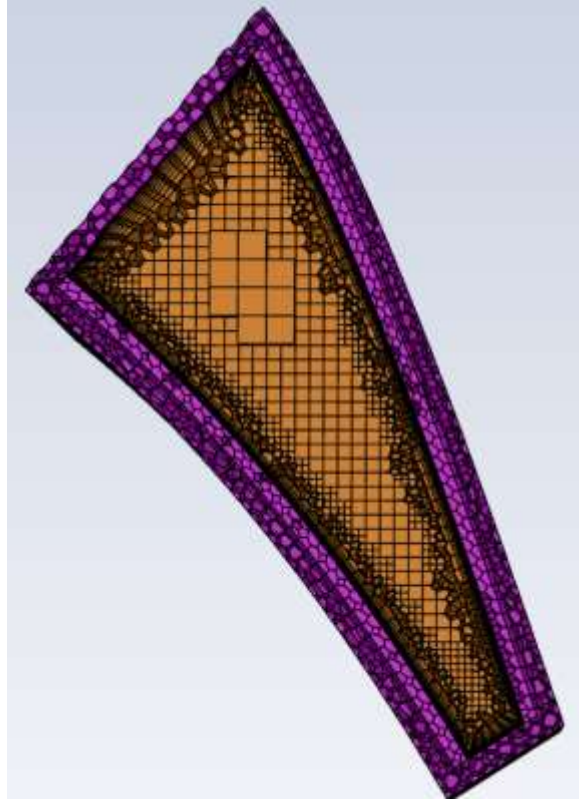
Şekil 3.11. Soğutma kanalı iç yüzeyi nervür türbülantörlü kanada ait ağ yapısı

Optimum tasarımda ise, optimizasyon çalışmaları ve nihai akış analizleri için farklı ağ yapıları oluşturulmuştur. Optimizasyon çalışmaları her bir soğutma bölgesi için ayrı ayrı yapılmıştır. Bundan dolayı her bir bölge için yapılan ağdan bağımsızlık çalışmaları sonucu ağ yapıları ayrı ayrı oluşturulmuştur. Buna göre jet çarpması ile soğutulan hücum kenarı bölgesi için 0.74 milyon eleman sayısına sahip, nervür

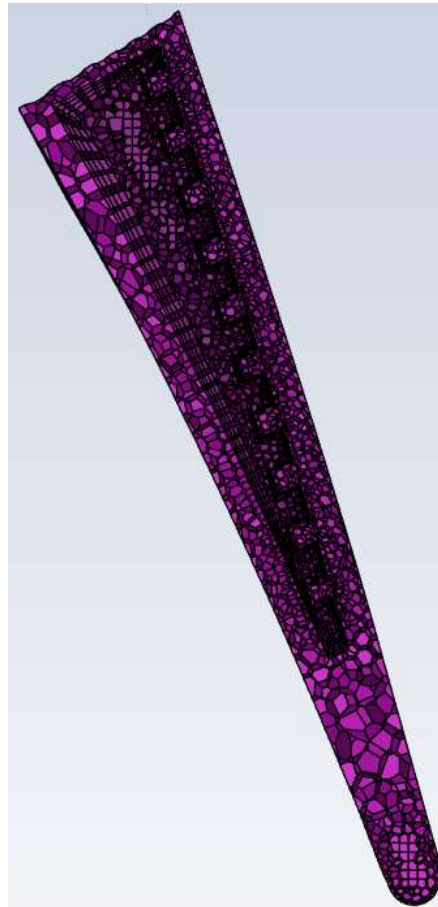
türbülötörler ile soğutulan orta bölge için 0.17 milyon eleman sayısına sahip, iğne-kanat türbülötörler ile soğutulan firar kenarı bölgesi için ise 0.24 milyon eleman sayısına sahip ağ yapıları tasarlanmıştır. Bu ağ yapıları da Şekil 3.12, Şekil 3.13 ve Şekil 3.14'te sırasıyla sunulmuştur.



Şekil 3.12. Optimizasyon çalışmasında jet çarpması ile soğutulan bölgeye ait ağ yapısı

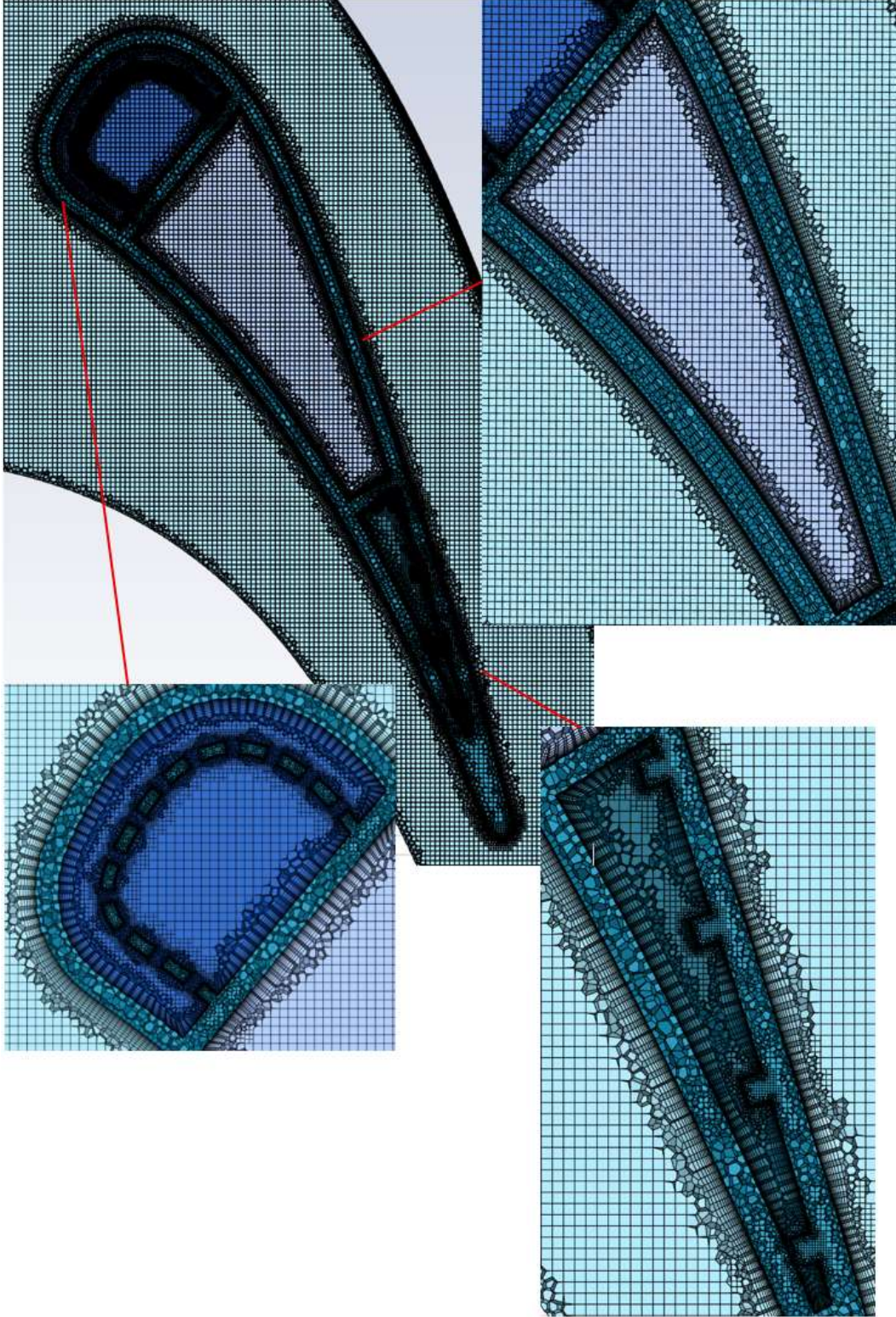


Şekil 3.13. Optimizasyon çalışmasında nervür türbülötörler ile soğutulan bölgeye ait ağ yapısı



Şekil 3.14. Optimizasyon çalışmasında iğne-kanat türbülötörler ile soğutulan bölgeye ait ağ yapısı

Optimum tasarım kullanılarak yapılan nihai akış ve ısı transferi analizlerinde ise tüm türbin kanadı için ağdan bağımsızlık çalışması yapılmış ve bunun sonucunda 8.6 milyon eleman sayısına ait ağ yapısı oluşturulmuştur. Nihai optimum tasarıma ait ağ yapısı Şekil 3.15'te verilmiştir.

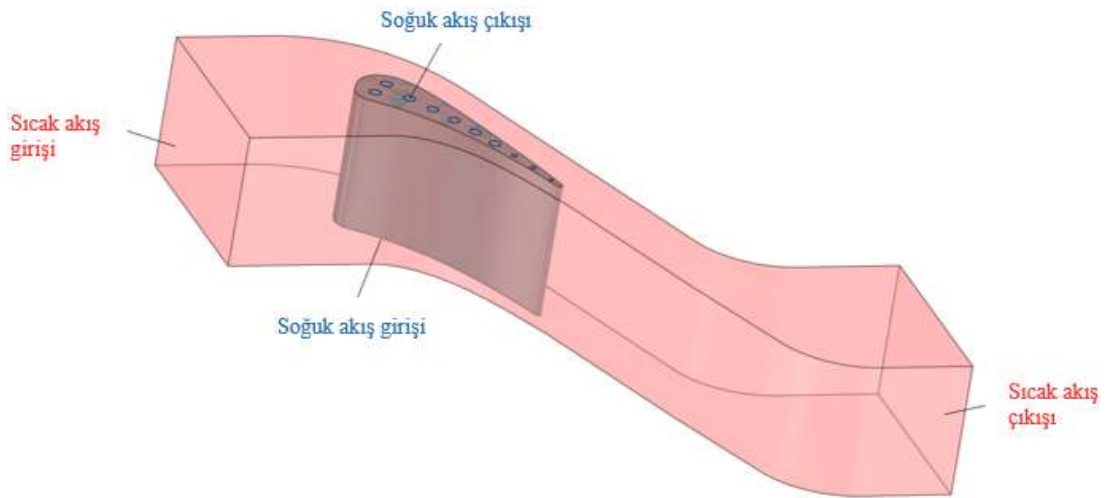


Şekil 3.15. Nihai optimum tasarıma ait ağ yapısı

3.6. Doğrulama Çalışması

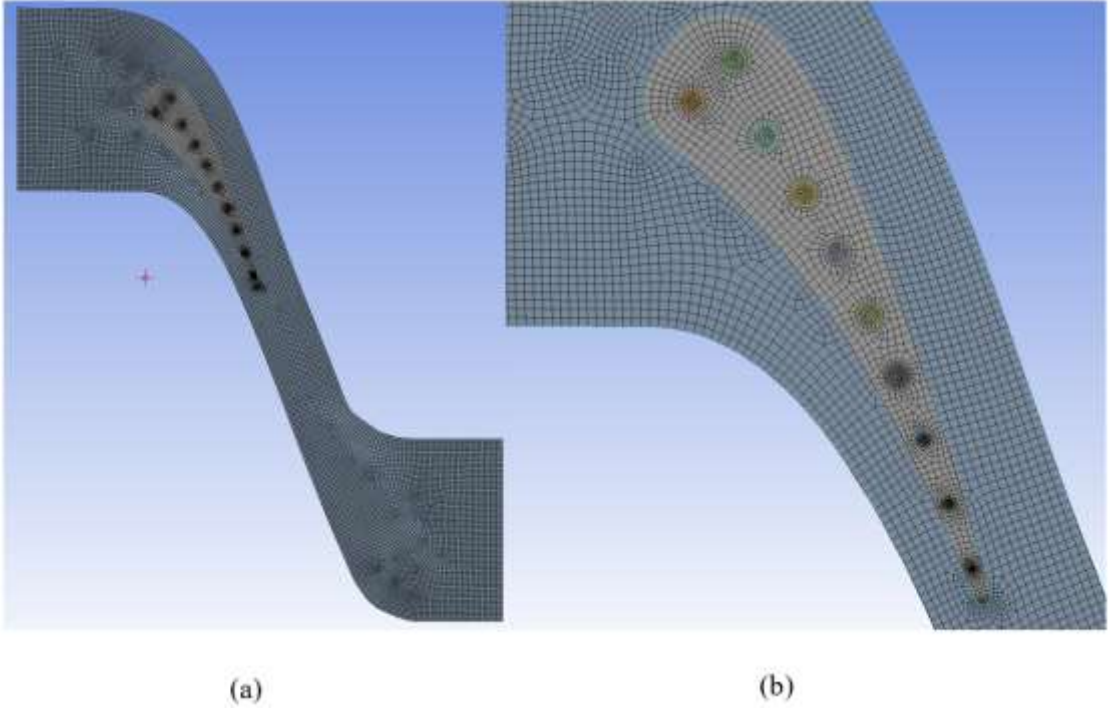
Bu çalışma için de oluşturulan modelin deneysel verilere kabul edilebilir derecede yakın sonuçlar verdiğini göstermek amacıyla bir doğrulama çalışması yapılmıştır. Doğrulama çalışması, Zheng ve ark. tarafından 2015 yılında yapılan çalışma referans alınarak yapılmıştır. Bu çalışmada Zheng ve ark., Hylton ve ark. tarafından 1983 yılında yapılan deneysel çalışmadan elde edilen verileri, 5 farklı türbülans modeli kullanarak yaptıkları kendi simülasyon çalışmalarından aldıkları sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Zheng ve ark. tarafından yapılan çalışmanın doğrulama çalışması için referans olarak alınması, hem Hylton ve ark. tarafından elde edilen deneysel sonuçlar ile hem de Zheng ve ark. tarafından elde edilen sayısal sonuçlar ile kıyaslama yapabilmeyi sağlamaktadır.

Doğrulama çalışmasına, önce Hylton ve ark. tarafından deneysel olarak incelenen daha sonra Zheng ve ark. tarafından simülasyon çalışması ile incelenen on farklı soğutma kanalına sahip C3X türbin kanadı tasarımının ve dış akış hacminin referans çalışmalardan elde edilen bilgiler ışığında modellenmesi ile başlanmıştır. Oluşturulan model Şekil 3.16'da verilmiştir.



Şekil 3.16. Doğrulama çalışması için modellenen akış hacmi ve türbin kanadının yerleşimi

Sonrasında oluşturulan katı modelin ANSYS Fluent programına aktarılması ve ağ yapısının oluşturulması tamamlanmıştır. Şekil 3.17'de oluşturulan ağ yapısı görülmektedir.



Şekil 3.17. Akış hacmi ve türbin kanadı ağ yapısı (a), türbin kanadı ağ yapısının yakından görünümü (b)

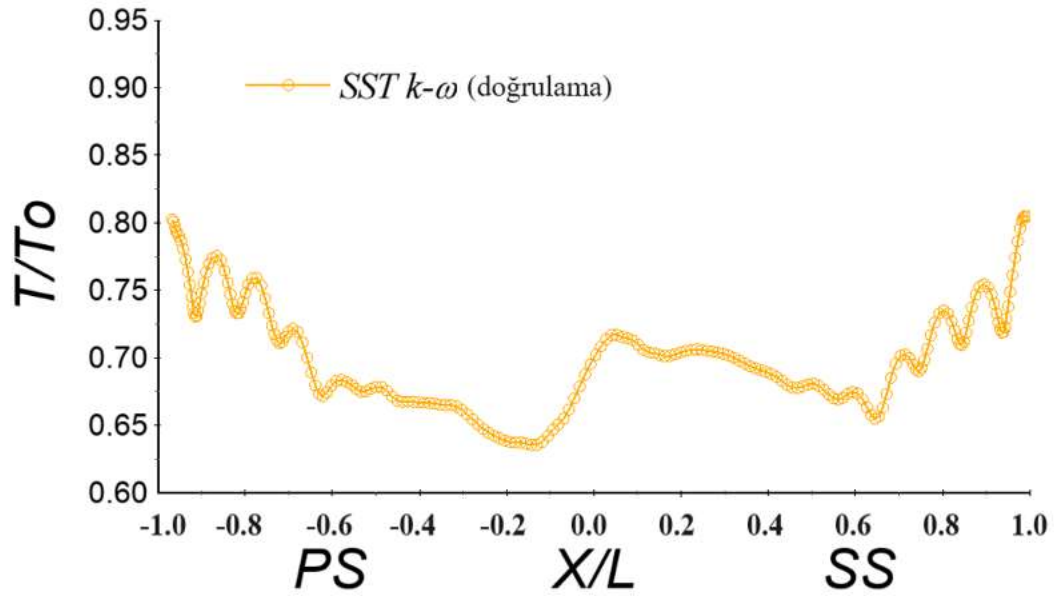
Bu safhada bazı verilerin programa tanıtılması gerekmektedir. İlk önce türbülans modeli SST $k-\omega$ olarak seçilmiştir. Sonrasında, sıcak dış akışı oluşturan hava akışkanına ait veriler programa tanıtılmıştır.

Hava, referans çalışmada da belirtildiği üzere ideal gaz olarak kabul edilmiş, hava için malzeme özellikleri referans çalışmadaki bilgiler ışığında programa tanıtılmıştır.

Akışkan olarak havanın özelliklerini programa tanıttıktan sonra katı olarak, C3X türbin kanadının malzemesi olan ASTM-310 paslanmaz çelik malzemenin özellikleri programa tanıtılmıştır. Referans çalışmada, ASTM-310 paslanmaz çelik malzeme için yoğunluk ve özgül ısı değerleri sabit ve sırasıyla 8030 kg/m^3 ve 502 J/kg.K olarak verilmiştir. Isıl iletkenlik değeri ise sıcaklığa bağlı olarak değişen bir değer olarak belirtilmiş ve referans çalışmadan elde edilen bilgilere göre programa tanıtılmıştır.

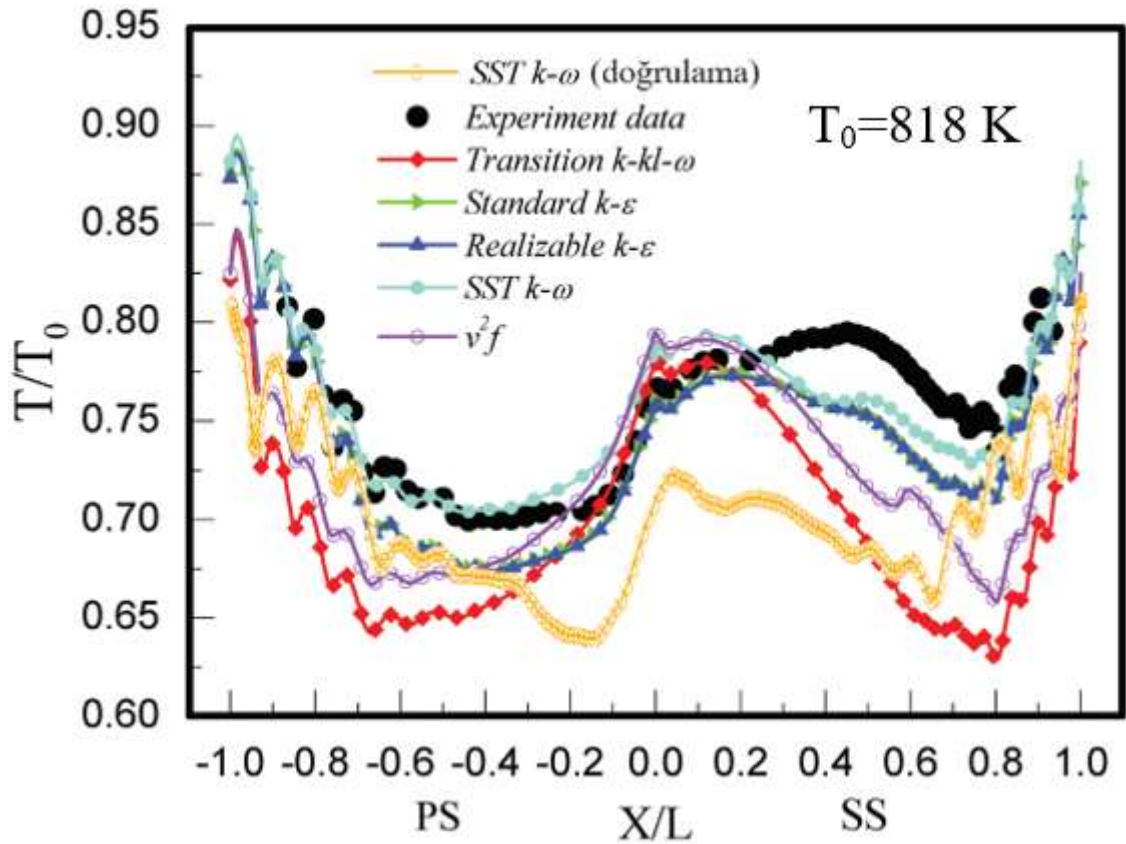
Doğrulama çalışmasına başlamak için gereken tüm bu adımlar tamamlandıktan sonra akış analizleri yapılmıştır. Simülasyon programı koşturulduktan ve analiz bittikten sonra akışa ve ısı transferine dair veriler elde edilmiştir.

Elde edilen veriler kullanılarak, doğrulama çalışmasında kullanılan türbin kanadına ait orta kesit için basınç kenarı ve vakum kenarı boyunca boyutsuz sıcaklık değişim oranı grafik şeklinde görselleştirilmiştir (Şekil 3.18.).



Şekil 3.18. Basınç ve vakum kenarları boyunca normalleştirilmiş sıcaklık değerindeki değişim

Elde edilen bu grafik, Zheng ve ark. tarafından yapılan ve bu doğrulama çalışmasında da referans çalışma olarak kullanılan çalışmadan elde edilen grafik ile karşılaştırılmıştır (Şekil 3.19.).



Şekil 3.19. Referans çalışmadan elde edilen deneysel ve sayısal veriler ile simülasyon çalışmasından elde edilen verilerin karşılaştırılması

Şekil 3.19’da gösterilen grafiğin x ekseninde, firar kenarı uç bölgesinde -1 noktasında sıcaklık ölçümleri başlamış -1 ile 0 arası basınç kenarı boyunca devam etmiştir. Hücum kenarı için sıcaklığın en yüksek olduğu nokta 0 noktası ile gösterilmiştir. Yüzey sıcaklık ölçümleri 0 ile 1 noktaları arasında emme kenarı boyunca devam etmiştir ve tekrar firar kenarı uç bölgesinde başladığı noktada sonlanmıştır. Grafiğin y ekseninde ise boyutsuz sıcaklık değişim oranları verilmiştir. Bu şekilde, türbin kanadı orta kesiti için yüzey boyunca birçok farklı noktadan alınan sıcaklıklar ile boyutsuz sıcaklık değişim oranları sunulmuştur.

Doğrulama çalışmasından elde edilen veriler ile deneysel veriler ve referans çalışmadaki sayısal veriler karşılaştırıldığında, en yüksek farkların sırasıyla yaklaşık %12 ve %9 olduğu belirlenmiştir. Sayısal veriler arasındaki %12’lik farkın ortaya çıkmasında; çalışmalar arasındaki tasarım hassasiyeti farklılıkları, oluşturulan ağ yapısındaki hücre dağılımı ve yoğunluğu gibi mesh detayları ile kullanılan analiz yazılımı ve sürümleri arasındaki farklılıklar etkili olabilmektedir. Elde edilen bu farkların kabul edilebilir sınırlar içerisinde kalması, uygulanan analiz yöntemi ve seçilen türbülans modelinin güvenilirliğini desteklemektedir.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

Optimizasyon çalışması ve akış analizlerine ait sonuçlar çalışmanın bu bölümünde sunulmaktadır.

4.1. Optimizasyon Çalışmasının Sonucu

Bu bölümde, NASA C3X türbin kanadına uygulanan üç farklı soğutma yöntemi için ayrı ayrı optimizasyon çalışmaları yapılmıştır.

4.1.1. Farklı optimizasyon yöntemlerinin karşılaştırılması

DO ve RSO yöntemleri ile yapılan optimizasyon çalışmaları sonucunda üçer adet aday tasarım modeli elde edilmiştir. Aday tasarım modellerine ait geometrik parametreler kullanılarak oluşturulan optimum tasarımların akış ve ısı transferi analizleri Ansys Fluent[®] programı kullanılarak yapılmış ve optimizasyon çalışması sonucu elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Jet çarpması, nervür türbülötör ve iğne kanat türbülötör soğutma yöntemlerine ait giriş parametreleri ve bu yöntemler için ayrı ayrı yürütülen DO ve RSO çalışmalarıyla elde edilen aday tasarım modellerine ait çıkış parametreleri (OS) ile Ansys Fluent[®] analizlerinden elde edilen akış ve ısı transferi sonuçları (NS), sırasıyla Çizelge 4.1, 4.2 ve 4.3'te sunulmuştur.

Çizelge 4.1. Jet çarpması yöntemine ait DO ve RSO sonuçları ile akış analizi sonuçları

Jet DO				Giriş Basıncı (Pa)		Yüzey Sıcaklığı (K)	
Aday	D _j (mm)	C _a	C _y	OS	NS	OS	NS
1	1.9553	18	12	1.0903E+05	1.0647E+05	805.52	805.86
2	1.9453	18	11	1.0912E+05	1.0650E+05	805.08	805.52
3	1.9406	18	11	1.0921E+05	1.0668E+05	804.48	804.8
Jet RSO				Giriş Basıncı (Pa)		Yüzey Sıcaklığı (K)	
Aday	D _j (mm)	C _a	C _y	OS	NS	OS	NS
1	1.865	18	12	1.1723E+05	1.1768E+05	804.7	804.68
2	1.8637	18	11	1.1854E+05	1.1862E+05	804.26	804.21
3*	1.8676	16	12	1.1813E+05	1.1827E+05	804.52	804.48

Çizelge 4.2. Nervür türbülator yöntemine ait DO ve RSO sonuçları ile akış analizi sonuçları

Nervür DO			Giriş Basıncı (Pa)		Yüzey Sıcaklığı (K)	
Aday	H _n (mm)	C _n	OS	NS	OS	NS
1	1.3903	6	1.0903E+05	1.0662E+05	805.07	805.46
2	1.3927	6	1.0932E+05	1.0663E+05	804.99	805.51
3	1.3922	6	1.0931E+05	1.0663E+05	805.08	805.49
Nervür RSO			Giriş Basıncı (Pa)		Yüzey Sıcaklığı (K)	
Aday	H _n (mm)	C _n	OS	NS	OS	NS
1	1.3583	7	1.0903E+05	1.0906E+05	805.52	805.54
2	1.3558	6	1.0912E+05	1.0915E+05	805.08	805.16
3*	1.3622	4	1.0921E+05	1.0939E+05	804.48	804.38

Çizelge 4.3. İğne-kanat türbülator yöntemine ait DO ve RSO sonuçları ile akış analizi sonuçları

İğne-Kanat DO				Giriş Basıncı (Pa)		Yüzey Sıcaklığı (K)	
Aday	H _i (mm)	C _d	C _y	OS	NS	OS	NS
1	1.6272	8	4	1.0570E+05	1.0511E+05	811.84	812.96
2	1.616	12	4	1.0520E+05	1.0517E+05	812	813.23
3	1.648	12	4	1.0525E+05	1.0516E+05	812	813.24
İğne-Kanat RSO				Giriş Basıncı (Pa)		Yüzey Sıcaklığı (K)	
Aday	H _i (mm)	C _d	C _y	OS	NS	OS	NS
1*	1.6013	8	4	1.0506E+05	1.0507E+05	811.81	811.81
2	1.6063	8	4	1.0506E+05	1.0507E+05	811.81	811.83
3	1.6114	8	4	1.0507E+05	1.0509E+05	811.81	811.82

Çizelgelerde verilen DO ve RSO sonuçları (OS) incelendiğinde elde edilen değerlerin birbirine çok yakın olduğu görülmüştür. Aynı şekilde hem DO hem de RSO sonucu elde edilen aday tasarımların gerçek akış analizi sonuçlarının (NS) da optimizasyon çalışması sonuçları ile son derece yakın değerlere sahip olduğu görülebilmektedir. Bu iki durum RSO ile oluşturulan yaklaşım modelinin gerçek değerlere yakın tahminler yapabildiğini ve simülasyonların kararlı çalıştığını göstermesi açısından son derece önemlidir. DO ve RSO analizlerinde RSO yöntemi, optimizasyon algoritması olarak çok amaçlı genetik algoritma (MOGA) kullanılarak ve yaklaşıklık modeli olarak da kriging modeli kullanılarak yapıldı. Elde edilen optimum tasarım parametrelerinin doğruluğunun sağlanması adına kriging yaklaşıklık modeline ek olarak neural network ve genetic aggregation yaklaşıklık modelleri ile de RSO analizleri tekrarlanmıştır. Kriging, neural network ve genetic aggregation yaklaşıklık modelleri kullanılarak yapılan RSO çalışması sonucu elde edilen veriler sırasıyla Çizelge 4.4, Çizelge 4.5 ve Çizelge 4.6'da sunulmuştur.

Çizelge 4.4. Kriging yaklaşıklık modeli ile yapılan RSO verileri

Soğutma	Aday No	Giriş Parametreleri			RSO Sonuçları		Analiz Sonuçları		Fark	
		D	C _d	C _y	Basınç (Pa)	Sıcaklık (K)	Basınç (Pa)	Sıcaklık (K)	%ΔP	%ΔT
Jet	1	1.865	18	12	1.1723E+05	804.7	1.1768E+05	804.68	0.3824	0.0025
	2	1.8637	18	11	1.1854E+05	804.26	1.1862E+05	804.21	0.0674	0.0062
	3*	1.8676	16	12	1.1813E+05	804.52	1.1827E+05	804.48	0.1184	0.0050
		h	C _n		Basınç (Pa)	Sıcaklık (K)	Basınç (Pa)	Sıcaklık (K)	%ΔP	%ΔT
Nervür	1	1.3583	7		1.0903E+05	805.52	1.0906E+05	805.54	0.0275	0.0025
	2	1.3558	6		1.0912E+05	805.08	1.0915E+05	805.16	0.0275	0.0099
	3*	1.3622	4		1.0921E+05	804.48	1.0939E+05	804.38	0.1645	0.0124
		h	C _d	C _y	Basınç (Pa)	Sıcaklık (K)	Basınç (Pa)	Sıcaklık (K)	%ΔP	%ΔT
İğne-kanat	1*	1.6013	8	4	1.0506E+05	811.81	1.0507E+05	811.81	0.0095	0.0000
	2	1.6063	8	4	1.0506E+05	811.81	1.0507E+05	811.83	0.0095	0.0025
	3	1.6114	8	4	1.0507E+05	811.81	1.0509E+05	811.82	0.0190	0.0012

Çizelge 4.5. Neural Network yaklaşıklık modeli ile yapılan RSO verileri

Soğutma	Aday No	Giriş Parametreleri			RSO Sonuçları		Analiz Sonuçları		Fark	
		D	C _d	C _y	Basınç (Pa)	Sıcaklık (K)	Basınç (Pa)	Sıcaklık (K)	%ΔP	%ΔT
Jet	1	1.9917	18	12	1.1863E+05	805.34	1.1768E+05	804.68	0.8073	0.0820
	2	1.9874	18	12	1.1855E+05	805.34	1.1862E+05	804.21	0.0590	0.1405
	3	1.975	18	12	1.1927E+05	805.35	1.1827E+05	804.48	0.8455	0.1081
		h	C _n		Basınç (Pa)	Sıcaklık (K)	Basınç (Pa)	Sıcaklık (K)	%ΔP	%ΔT
Nervür	1	1.3524	6		1.0914E+05	804.99	1.0906E+05	805.54	0.0734	0.0683
	2	1.3528	6		1.0914E+05	804.99	1.0915E+05	805.16	0.0092	0.0211
	3	1.3534	6		1.0915E+05	804.99	1.0939E+05	804.38	0.2194	0.0758
		h	C _d	C _y	Basınç (Pa)	Sıcaklık (K)	Basınç (Pa)	Sıcaklık (K)	%ΔP	%ΔT
İğne-kanat	1	1.6027	8	4	1.0509E+04	811.83	1.0507E+05	811.81	0.0190	0.0025
	2	1.6011	8	4	1.0509E+04	811.83	1.0507E+05	811.83	0.0190	0.0000
	3	1.626	8	4	1.0510E+04	811.83	1.0509E+05	811.82	0.0095	0.0012

Çizelge 4.6. Genetic Aggregation yaklaşıklık modeli ile yapılan RSO verileri

Soğutma	Aday No	Giriş Parametreleri			RSO Sonuçları		Analiz Sonuçları		Fark	
		D	C _d	C _y	Basınç (Pa)	Sıcaklık (K)	Basınç (Pa)	Sıcaklık (K)	%ΔP	%ΔT
Jet	1	1.995	18	11	1.1874+05	805.6	1.1768E+05	804.68	0.9007	0.1143
	2	1.9928	18	12	1.1845+05	805.6	1.1862E+05	804.21	0.1433	0.1728
	3	1.9797	18	11	1.1867+05	805.6	1.1827E+05	804.48	0.3382	0.1392
		h	C _n		Basınç (Pa)	Sıcaklık (K)	Basınç (Pa)	Sıcaklık (K)	%ΔP	%ΔT
Nervür	1	1.3561	6		1.0913E+05	805.07	1.0906E+05	805.54	0.0642	0.0583
	2	1.3633	7		1.0909E+05	805.52	1.0915E+05	805.16	0.0550	0.0447
	3	1.3624	6		1.0916E+05	805.07	1.0939E+05	804.38	0.2103	0.0858
		h	C _d	C _y	Basınç (Pa)	Sıcaklık (K)	Basınç (Pa)	Sıcaklık (K)	%ΔP	%ΔT
İğne-kanat	1	1.6008	8	4	1.0510E+04	811.81	1.0507E+05	811.81	0.0286	0.0000
	2	1.6051	8	4	1.0510E+04	811.81	1.0507E+05	811.83	0.0286	0.0025
	3	1.6114	8	4	1.0510E+04	811.81	1.0509E+05	811.82	0.0095	0.0012

NASA C3X türbin kanadına uygulanan üç farklı soğutma yöntemine ait soğutma tasarımları kullanılarak ilk önce DO ve RSO yöntemleri ile optimizasyon çalışması yapılmıştır. RSO yöntemi ile optimizasyon yapılırken optimizasyon algoritması olarak MOGA, yaklaşıklık modeli olarak da kriging kullanılmıştır. Bu çalışma sonucu elde edilen aday tasarımlara ait giriş ve çıkış parametreleri değerlendirilip karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda RSO çalışması ile elde edilen tasarımların kullanılmasının daha uygun olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Sonrasında, optimizasyon çalışmasının doğruluğunu artırmak adına, RSO yöntemine ait iki farklı yaklaşıklık modeli olan neural network ve genetic aggregation yaklaşıklık modelleri ile optimizasyon çalışması tekrar edilmiştir. Bu adımdan sonra farklı yaklaşıklık modelleri ile yapılan optimizasyon çalışmaları sonucunda elde edilen aday tasarımların akış ve ısı transferi analizleri tekrar yapılmış, optimizasyon çalışmalarına ait çıkış parametreleri ile analizlere ait çıkış parametreleri karşılaştırılmış ve aralarındaki farklar çizelgelerde verilmiştir.

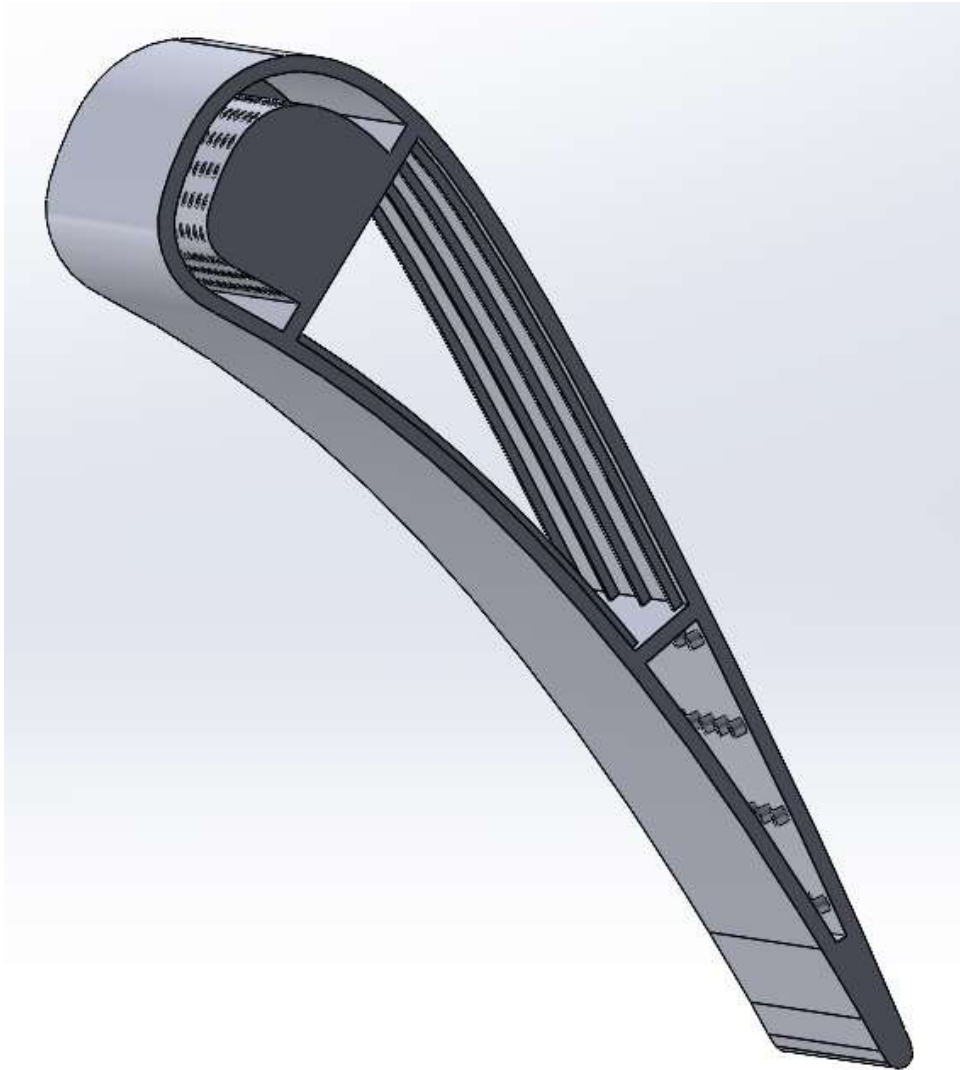
Optimizasyon çalışması ile, hem DO-RSO sonuçlarının karşılaştırılması hem de üç farklı yaklaşıklık modeli ile yapılan optimizasyon çalışması sonuçlarının karşılaştırılması mümkün olmuştur. Bu karşılaştırmalar sonucunda DO yöntemi ile yapılan optimizasyon çalışması sonucu elde edilen aday tasarımlara ait çıkış parametreleri ile RSO yöntemi ile yapılan optimizasyon çalışması sonucu elde edilen aday tasarımlara ait çıkış parametreleri arasında ihmal edilebilir farklar olduğu görülmüştür. Aynı şekilde neural network ve genetic aggregation yaklaşıklık modelleri kullanılarak yapılan optimizasyon çalışması ile elde edilen verilerin de kriging yaklaşıklık modeli kullanılarak yapılan optimizasyon çalışması ile elde edilen verilerden farklı olmadığı sonucuna varılmıştır. Bu nedenle optimum geometrik parametrelerin seçiminde tasarım kolaylığı öncelikli olmuş ve jet çarpması ile soğutma yöntemi için 3 numaralı jet RSO tasarımı, nervür türbülötör ile soğutma yöntemi için 3 numaralı nervür RSO tasarımı, iğne-kanat türbülötör ile soğutma yöntemi için ise 1 numaralı iğne-kanat RSO tasarımı optimum tasarım olarak seçilmiştir.

4.1.2. Optimum tasarımın oluşturulması

Optimum soğutma tasarımlarının birleştirilmesiyle oluşturulan nihai NASA C3X türbin kanadı tasarımında; hücum kenarında jet çarpması, orta bölgede nervür türbülötör, firar kenarında ise iğne-kanat türbülötör uygulanmıştır. Karşılaştırmalı optimizasyon çalışmaları sonucunda, bu yöntemler için belirlenen optimum geometrik parametreler Çizelge 4.7’de, nihai tasarım görseli ise Şekil 4.1’de sunulmuştur.

Çizelge 4.7. Optimizasyon çalışması ile elde edilen nihai optimum tasarıma ait geometrik parametreler

Jet	D_j (mm)	C_d	C_y
	1.8676	16	12
Nervür	H_n (mm)	C_n	
	1.3622	4	
İğne-kanat	H_i (mm)	C_d	C_y
	1.6013	8	4



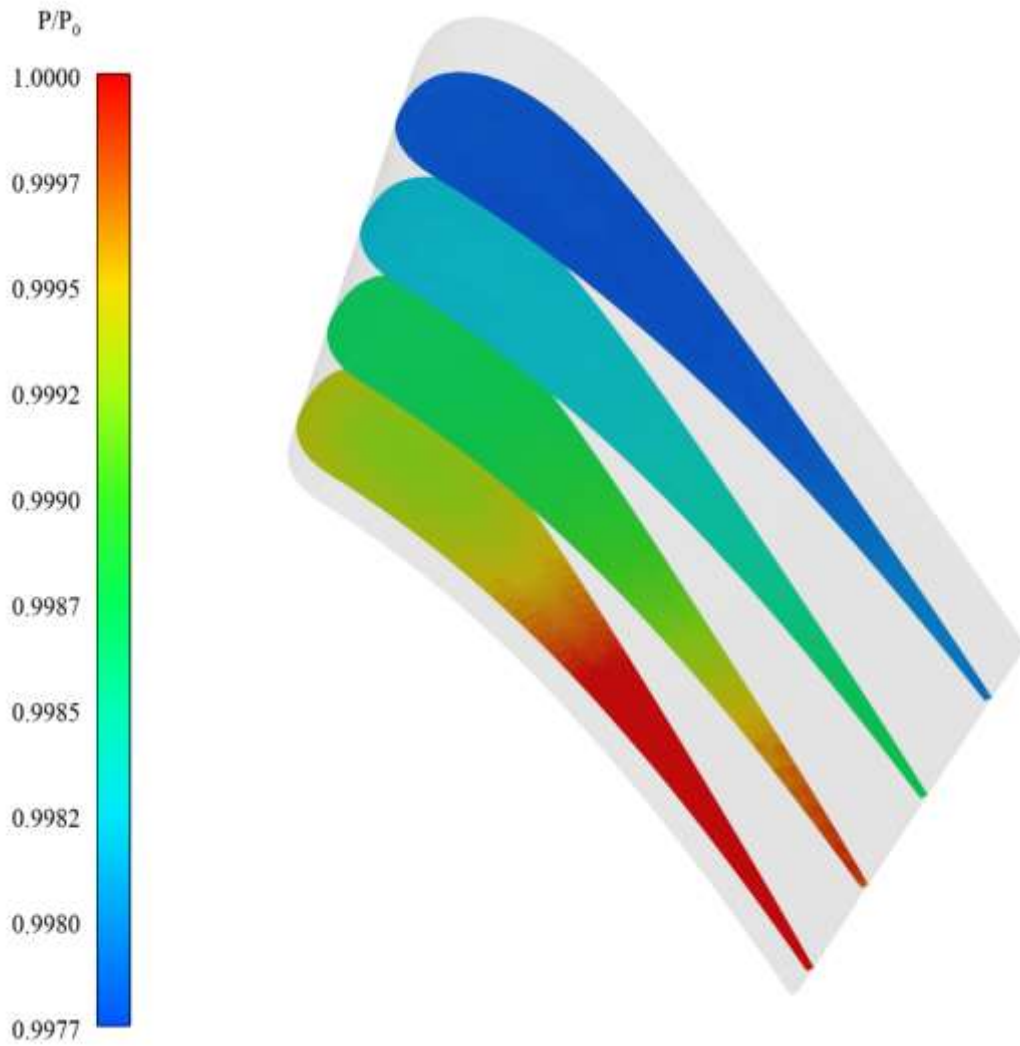
Şekil 4.1. Soğutma uygulamasına sahip nihai optimum NASA C3X türbin kanadı

4.2. Akış ve Isı Transferi Analiz Sonuçları

Bu bölümde, yalnızca soğutma kanalıyla soğutulan boş kanat, iç yüzeyine nervür türbülötörler yerleştirilmiş nervürlü kanat ve optimizasyon sonucu elde edilen nihai optimum kanat tasarımı için yapılan akış ve ısı transferi analizleri sonucunda, her üç tasarıma ait basınç düşüşü ve yüzey sıcaklığı bulguları sunulmuştur.

4.2.1. Türbin kanatlarında soğuk iç akış için basınç kaybı

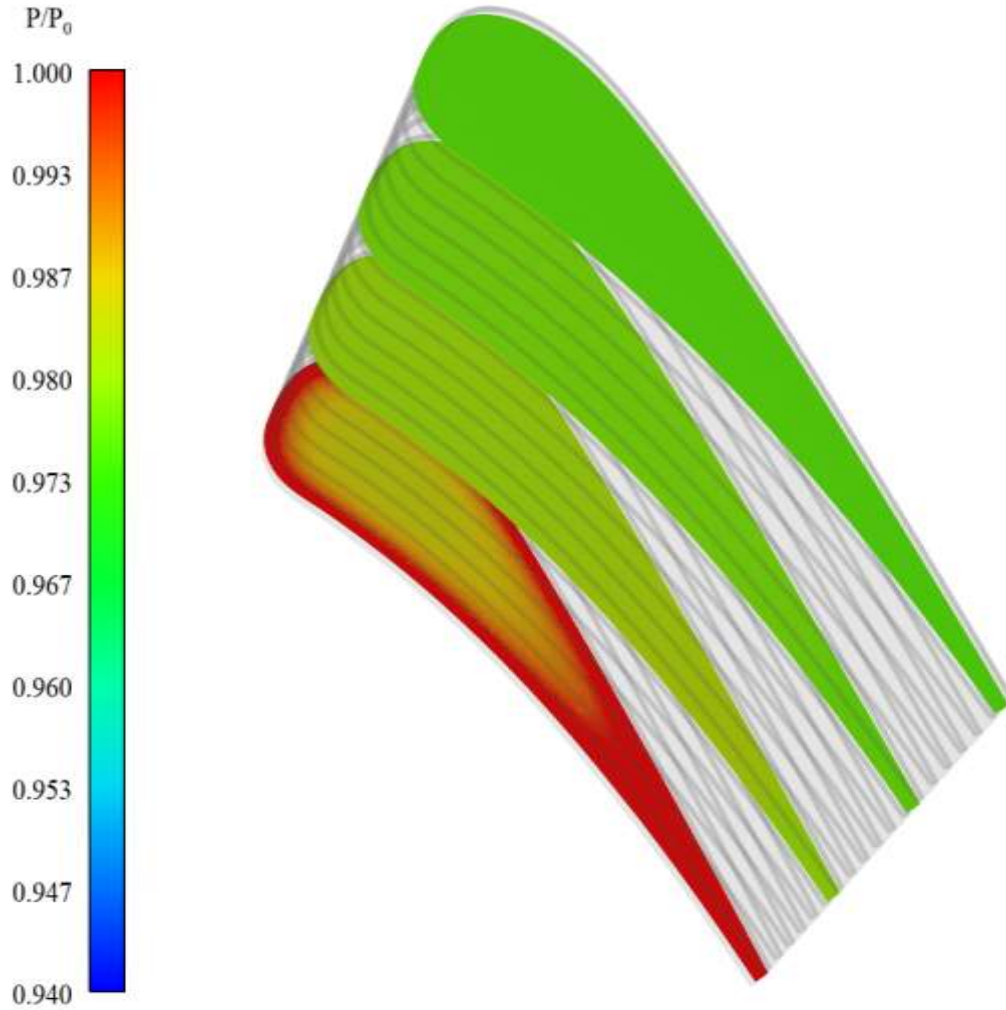
Boş türbin kanadı ve nervürlü türbin kanadına ait akış ve ısı transferi analizleri sonucunda, boş türbin kanadında giriş ve çıkış arasında %0.25 oranında ortalama basınç kaybı olduğu görülmüştür. Soğutma tasarımı olmayan NASA C3X türbin kanadı içerisindeki basınç dağılımı Şekil 4.2’de verilmiştir.



Şekil 4.2. Soğutma tasarımı olmayan türbin kanadında gerçekleşen basınç dağılımı

Boş kanada ait soğutma kanalında akış engelleyici ve türbülans oluşturacak herhangi bir soğutma tasarımının olmaması soğuk hava akışında ihmal edilebilir oranda basınç kaybı gerçekleşmesine sebep olmuştur.

Soğutma kanalı iç yüzeyine nervür tübülötörler uygulanmış olan nervürlü türbin kanadında gerçekleşen basınç dağılımı Şekil 4.3'te sunulmuştur.

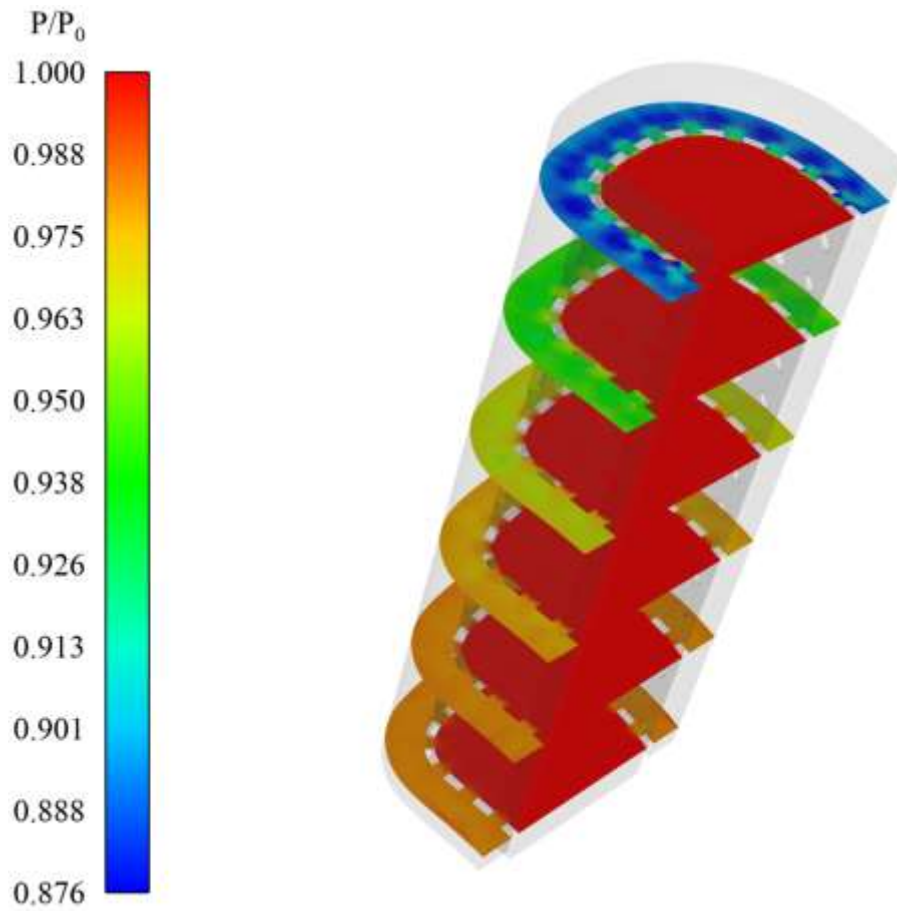


Şekil 4.3. Nervür tübülötörlü türbin kanadında gerçekleşen basınç dağılımı

Analizler sonucunda nervürlü türbin kanadında giriş ve çıkış arasında yaklaşık %2.5 oranında ortalama basınç kaybı gerçekleştiği ortaya çıkmıştır. Bu artış, soğutma kanalı iç yüzeyine uygulanan yoğun nervür tübülötör tasarımından kaynaklanmaktadır. Şekil 4.3. incelendiğinde, lokal olarak maksimum basınç kaybının %6 olduğu görülmektedir. Bu durum, nervür tübülötörler üzerinden geçen soğuk akışın akış ayrılmasına uğraması ve bu bölgelerde düşük basınç alanlarının oluşmasıyla açıklanabilir.

Optimizasyon çalışması sonucu belirlenen optimum tasarım parametreleri kullanılarak tasarlanan jet çarpması ile soğutma yöntemi, nervür türbülötör ile soğutma yöntemi ve iğne-kanat türbülötör ile soğutma yöntemi tasarımlarına ait akış ve ısı transferi analizleri sonucunda her bölge için ortalama basınç kaybı değerleri elde edilmiş, soğuk akış girişi ve soğuk akış çıkışı arasındaki basınç dağılımları verilmiştir.

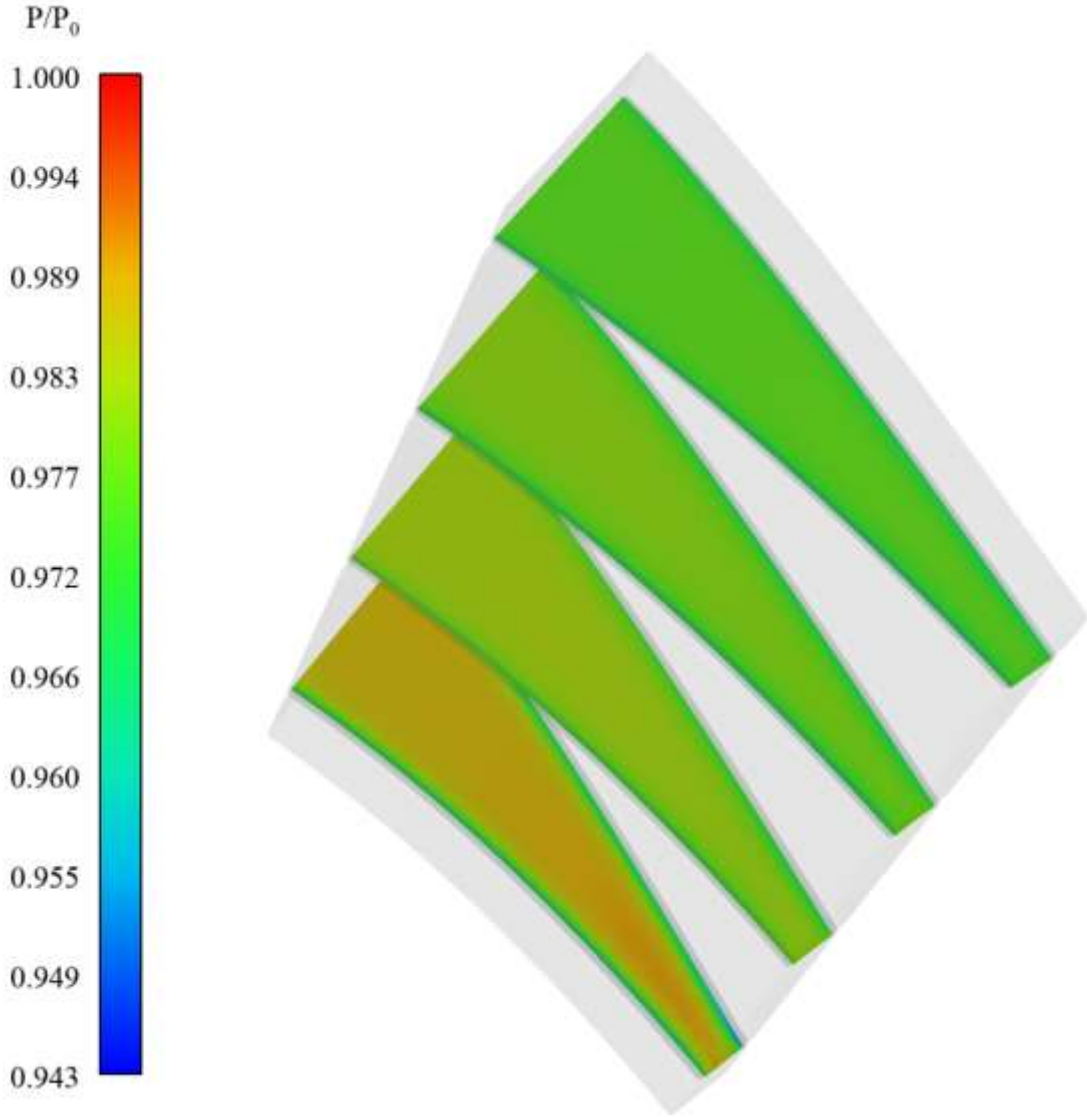
Sıcak dış akışı ilk karşılayan, bu sebeple çok yüksek sıcaklıklara maruz kalan hücum kenarı bölgesinde, yapılan optimizasyon çalışmasından elde edilen verilere göre dikey doğrultuda (C_d) 16 sıra, yatay doğrultuda (C_y) ise 12 sıra jet nozulu uygulanmıştır. Jet çarpmasıyla soğutulan hücum bölgesi için basınç dağılımı Şekil 4.4'te sunulmuştur.



Şekil 4.4. Jet çarpması ile soğutulan bölgede gerçekleşen basınç dağılımı

Optimum türbin kanadı tasarımında, jet çarpması yöntemiyle gerçekleştirilen soğutma uygulamasında, soğuk akış için giriş ve çıkış arasında ortalama %12.8 oranında bir basınç kaybı meydana geldiği tespit edilmiştir. Şekil 4.4 incelendiğinde, bu basınç kaybının en yoğun şekilde, soğuk akışın jet nozullarından geçişi esnasında gerçekleştiği gözlemlenmektedir. Bu durum, jet nozullarında akışın maruz kaldığı hız değişimleri ve akışın türbülanslı yapısından kaynaklanan enerji kayıpları ile ilişkilidir.

NASA C3X türbin kanadında hem basınç kenarı tarafında hem de emme kenarı tarafında soğutma kanalı yüzeyine 4 (C_n) nervür tasarımı uygulanmıştır. Nervür türbülator ile soğutulan türbin kanadı orta bölgesinde soğuk iç akışta girişten çıkışa kadar meydana gelen basınç düşüşünü gösteren boyutsuz basınç kontur haritası Şekil 4.5'te sunulmuştur.

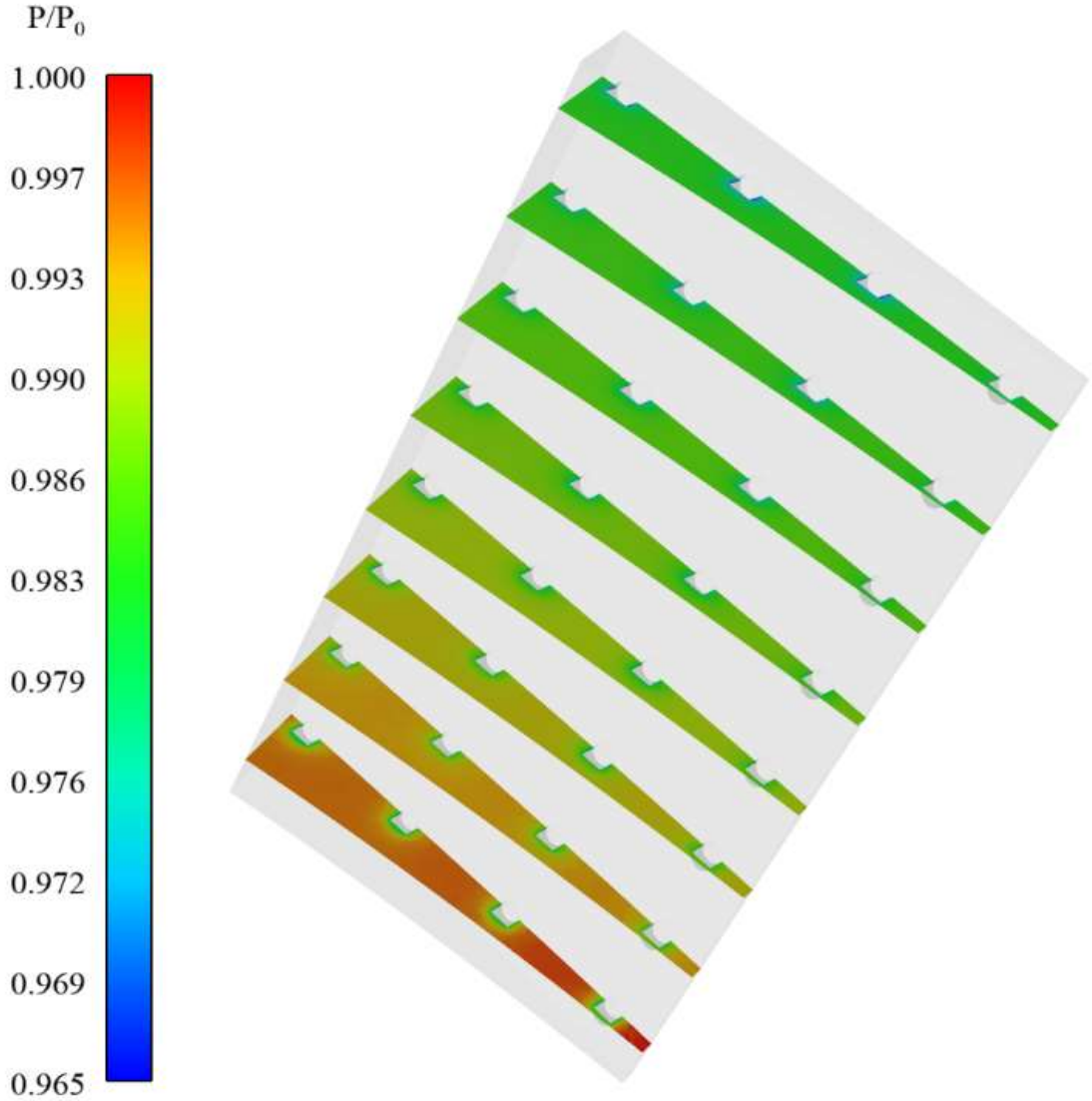


Şekil 4.5. Nervür türbülator ile soğutulan bölgede gerçekleşen basınç dağılımı

Nervür türbülator yöntemiyle soğutulan bölgede, soğuk akış giriş ve çıkışı arasında ortalama %4.5 oranında basınç kaybı meydana gelmiştir. Optimum türbin kanadının nervür türbülatorlü bölgesinde de nervürlü soğutma tasarımına sahip türbin kanadında olduğu gibi, akışın nervürler üzerinden geçişi sırasında akış ayrılması oluşmuş ve bunun sonucunda düşük basınç bölgeleri meydana gelmiştir. Bu etkiyle bağlantılı

olarak, Şekil 4.5'te de görülebileceği üzere, lokal olarak maksimum basınç kaybının %5.7 seviyesine ulaştığı tespit edilmiştir.

Türbin kanadının firar kenarının soğutulması için dikey doğrultuda (C_d) 8 sıra, yatay doğrultuda (C_y) ise 4 sıra olarak uygulanan iğne-kanat türbülatorlü soğutma tasarımının sebep olduğu basınç düşüşü Şekil 4.6'da verilmiştir.

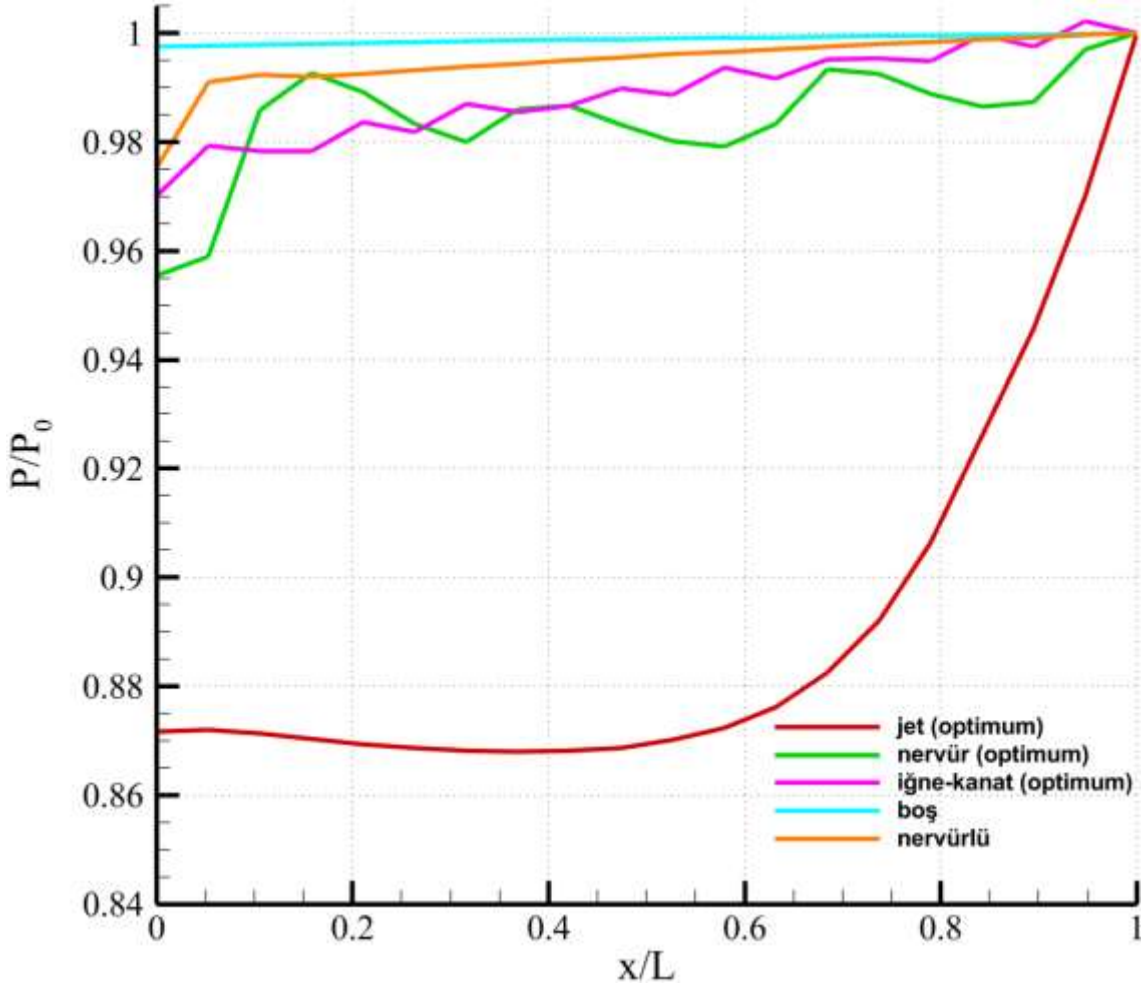


Şekil 4.6. İğne-kanat türbülator ile soğutulan bölgede gerçekleşen basınç dağılımı

Türbin kanadının firar kenarı bölgesinde uygulanan iğne-kanat türbülator yöntemiyle gerçekleştirilen soğutma sonucunda, soğuk akış için giriş ve çıkış arasında ortalama %3 oranında basınç kaybı hesaplanmıştır. Şekil 4.6'da verilen basınç dağılımı incelendiğinde, bazı bölgelerde maksimum basınç kaybının lokal olarak %4.5 seviyesine kadar yükseldiği gözlemlenmektedir. Bu durum, daha önce nervür türbülator kullanılan bölgelerde olduğu gibi, iğne-kanat türbülatorlerin yer aldığı alanlarda da soğuk akışın bu

engeller etrafından geçişi sırasında meydana gelen akış ayrılması ve ardından oluşan düşük basınç bölgeleri ile sebebiyle gerçekleşmektedir.

Boş kanat, nervürlü kanat ve optimum kanat için de üç soğutma bölgesine ait boyutsuz basınç değişim grafiği Şekil 4.7’de sunulmuştur.

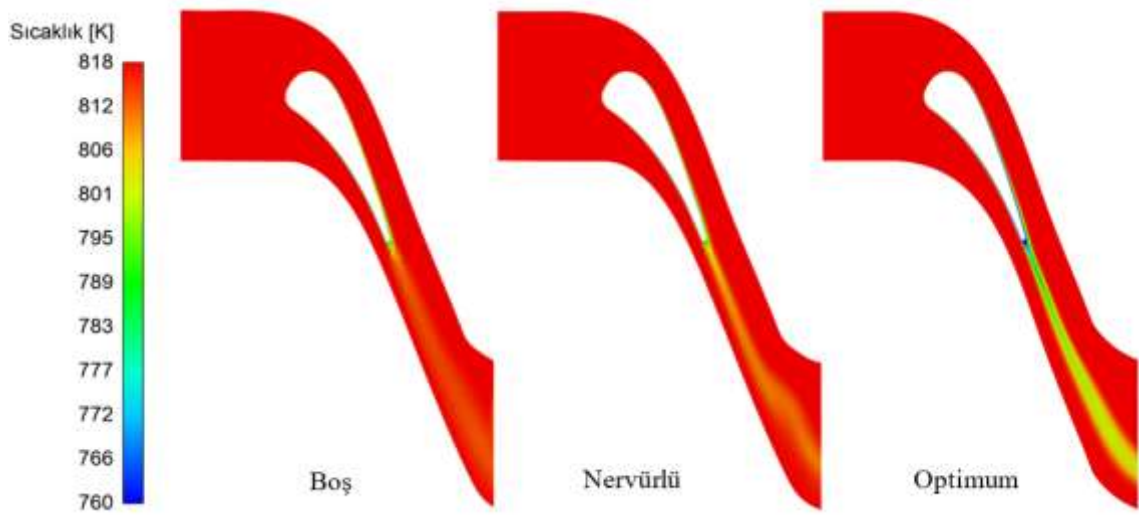


Şekil 4.7. Boş kanat, nervürlü kanat ve optimum kanadın her bölgesi için boyutsuz basınç değişim grafiği

Akış analizleri sonucunda elde edilen ortalama basınç kaybı verilerine göre, en yüksek basınç kaybının jet çarpması yöntemiyle gerçekleştirilen soğutma tasarımında ortaya çıktığı belirlenmiştir. Türbin kanadının hücum kenarı bölgesine yerleştirilen jet nozulları aracılığıyla yönlendirilen soğuk akış, ani kesit daralmasına maruz kaldıktan sonra hedef yüzeye çarpmakta ve bu bölgede, diğer soğutma tasarımlarına kıyasla daha yüksek basınç kayıpları oluşmaktadır. Bununla birlikte, nervür türbülantör ve iğne-kanat türbülantör soğutma bölgelerinde, akışın bu yapılar üzerinden geçişi sırasında meydana gelen akış ayrılması nedeniyle, bazı bölgelerdeki lokal basınç kayıplarının, soğuk akış girişi ve çıkışı arasında gerçekleşen ortalama basınç kayıplarından daha yüksek seviyelere ulaştığı gözlemlenmiştir.

4.2.2. Sıcak dış akış ve türbin kanadı için sıcaklık dağılımı

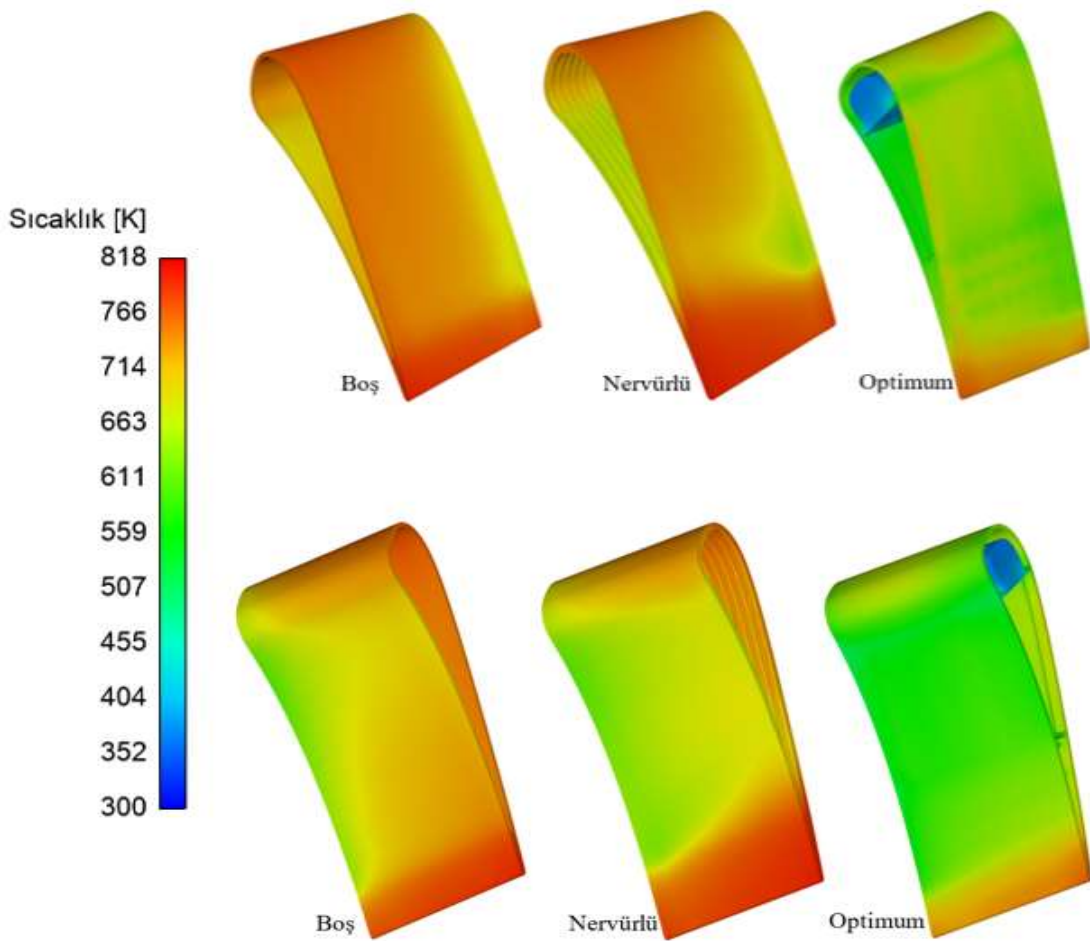
Sıcak dış akışta, türbin kanat yüzeyinin soğutulmasıyla birlikte kanadın firar kenarı bölgesinde, sıcak dış akışın merkezine doğru sıcaklık düşüşünün belirgin hale geldiği görülmüştür. Özellikle optimum tasarımda bu sıcaklık düşüşünün daha belirgin olduğu Şekil 4.8’de açıkça görülmektedir. Bu sonuç aynı zamanda optimum tasarımda daha etkin bir soğutma ile kanat yüzeylerinde daha düşük sıcaklıklar elde edildiğini göstermektedir.



Şekil 4.8. Sıcak dış akış orta kesit sıcaklık dağılımı

4.2.3. Türbin kanadı için vakum kenarı ve basınç kenarı sıcaklık dağılımları

Akış ve ısı transferi analizleri gerçekleştirilen üç farklı kanat tasarımına ait vakum kenarı ve basınç kenarı yüzey sıcaklık dağılımları Şekil 4.9’da sunulmuştur. Genel yüzey sıcaklıkları değerlendirildiğinde, yüzey sıcaklıklarının en düşükten en yükseğe doğru sırasıyla optimum kanatta, nervürlü kanatta ve boş kanatta meydana geldiği gözlemlenmiştir. Bu durum, optimum kanat tasarımının soğutma etkinliği açısından diğer tasarımlara göre daha üstün performans sergilediğini ortaya koymaktadır.



Şekil 4.9. Türbin kanatlarında vakum kenarı ve basınç kenarı için yüzey sıcaklık dağılımları

Türbin kanatlarında en yüksek termal yüke maruz kalan ve dolayısıyla en etkin şekilde soğutulması gereken bölge olan hücum kenarı bölgesi açısından yapılan değerlendirmede, her üç kanat tasarımı karşılaştırıldığında, optimum kanat tasarımında

bu bölgede diğer tasarımlara kıyasla daha yüksek soğutma performansı elde edildiği tespit edilmiştir.

Her üç kanat konfigürasyonunda da soğuk akışın giriş bölgelerinde yüzey sıcaklıklarının diğer bölgelere kıyasla daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Bu durumun temel nedeni, soğuk akışın kanat boyunca ilerledikçe sıcaklığının artması ve buna bağlı olarak soğutma etkinliğinin azalmasıdır. Akış ilerledikçe soğuk akış ile kanat yüzeyi arasındaki sıcaklık farkı azalmakta, bu da ısı transferi miktarının düşmesine ve yüzey sıcaklıklarının artmasına neden olmaktadır.

Tüm kanat konfigürasyonlarında, firar kenarı bölgelerinde yüzey sıcaklıklarının diğer bölgelere kıyasla daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Nervürlü kanat tasarımı, boş kanada kıyasla genel olarak daha etkili bir soğutma performansı sergilemesine rağmen, firar kenarı bölgesinde boş kanada göre daha yüksek yüzey sıcaklıkları tespit edilmiştir. Bu durum, nervürlü kanat tasarımında mevcut olan geometrik ve yapısal kısıtlamalar nedeniyle firar kenarına yeterli miktarda soğuk akış yönlendirilememesinden kaynaklanmaktadır. Öte yandan, optimum kanat tasarımında firar kenarı bölgesine uygulanan iğne-kanat türbülantörli soğutma yönteminin etkisiyle, bu bölgede de diğer kanatlara kıyasla daha düşük yüzey sıcaklıkları elde edilmiştir.

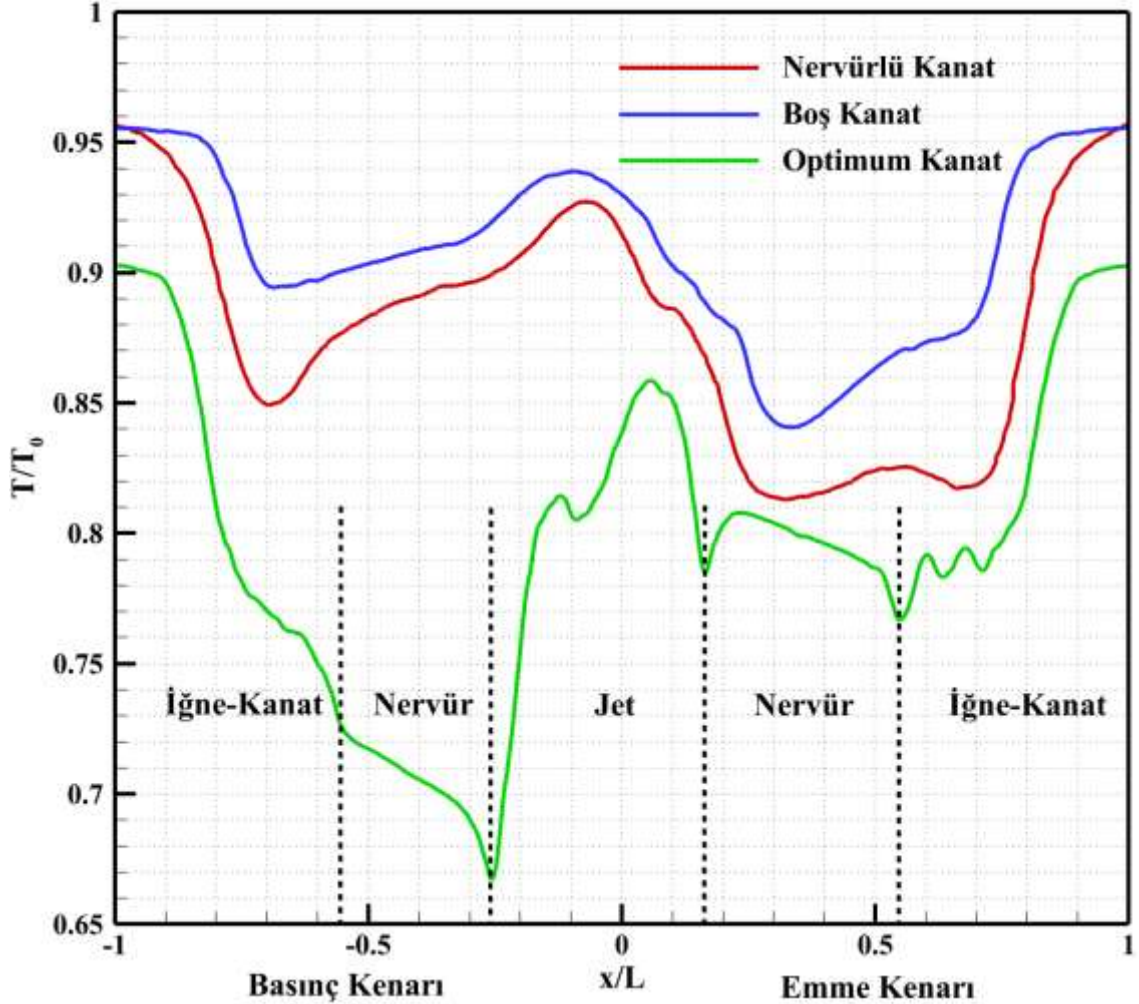
4.2.4. Türbin kanatlarında ortalama yüzey sıcaklığı

Boş kanat, nervür türbülantörli kanat ve optimum tasarıma sahip kanat için gerçekleştirilen akış ve ısı transferi analizleri sonucunda, türbin kanatlarına ait ortalama yüzey sıcaklık değerleri belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, boş kanat için ortalama yüzey sıcaklığı 745 K, nervür türbülantörli kanat için 725.8 K ve optimum tasarıma sahip kanat için ise 680 K olarak tespit edilmiştir.

Belirlenen ortalama yüzey sıcaklıkları, sıcak dış akış sıcaklığı ($T_{g, \text{sıcak}}=818 \text{ K}$) referans alındığında, her bir kanat tasarımı için sağlanan soğutma etkinliğini nicel olarak ortaya koymaktadır. Bu doğrultuda, boş türbin kanadı yüzeyinde %8.9 oranında, nervür türbülantörli türbin kanadı yüzeyinde %11.2 oranında ve optimum soğutma tasarımına sahip türbin kanadı yüzeyinde ise %16.8 oranında sıcaklık düşüşü elde edildiği görülmüştür. Bu sonuçlar, optimum tasarımın diğer tasarımlara kıyasla dış akış koşulları altında daha etkili bir yüzey soğutması sağladığını göstermektedir.

Şekil 4.10'da türbin kanatlarına ait ortalama yüzey sıcaklıkları ile referans sıcaklık değeri ($T_0=T_{g, \text{sıcak}}=818 \text{ K}$) kullanılarak elde edilen boyutsuz sıcaklık oranı (T/T_0)

dağerleri grafik olarak sunulmuştur. Bu grafiklerde, boş türbin kanadı, nervür türbülütörlü türbin kanadı ve optimum tasarıma sahip türbin kanadının orta kesitleri için hem basınç yüzeyi hem de vakum yüzeyi boyunca sıcaklık değışimleri karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.10. Boş kanat, nervürlü kanat ve optimum kanat için boyutsuz sıcaklık değışim grafiğı

Şekil 4.10'da sunulan boyutsuz sıcaklık oranı (T/T_0) dağımları incelendiğinde, optimum türbin kanadı tasarımının, boş kanat ve nervür türbülütörlü kanat tasarımlarına kıyasla daha yüksek soğutma performansı sergilediğı gözlemlenmiştir. Hücüm kenarı, jet çarpması ile soğutma yöntemiyle soğutulmuş olup, bu bölgede elde edilen T/T_0 oranı 0.85'in altında kalmıştır. Boş kanat ve nervürlü kanat tasarımlarında ise aynı bölgede T/T_0 oranı genellikle 0.90–0.94 aralığında seyretmektedir. Bu durum, optimum tasarımın hücüm kenarında daha etkili bir soğutma sağladığını göstermektedir.

Nervür türbülütörlerin yer aldığı bölgelerde de optimum tasarım hem basınç yüzeyi hem de vakum yüzeyi boyunca daha başarılı bir soğutma performansı ortaya koymuştur. Özellikle basınç kenarında T/T_0 değıeri 0.67'ye kadar düşmekte olup, bu düşüşün başlıca nedeni, jet çarpması ile soğutma ve nervür türbülütörler ile soğutma

bölgelerinin arasında bulunan ve her iki taraftan da soğutulan ara çeperin soğutma etkinliğine katkı sağlamasıdır. Bu sayede, geçiş bölgesinde T/T_0 değeri 0.67 seviyesine kadar inmiştir.

Firar kenarı, üç tasarım için de en düşük soğutma performansının gözlemlendiği bölge olmuştur. Bu bölge, iğne-kanat türbülatorlerle soğutulmuş olmasına rağmen, optimum tasarımda dahi T/T_0 oranı kanat ucunda 0.90'ın üzerine çıkmıştır. Diğer iki tasarımda ise bu değer yaklaşık olarak 0.96 civarındadır. Şekil 4.10'da boş ve nervürlü kanat tasarımları için firar kenarı bölgesi incelendiğinde birbirine çok yakın T/T_0 değerleri elde edildiği görülmektedir. Bu durumun nedeninin, boş kanatta soğuk hava akışının firar kenarına daha etkin bir şekilde ulaşabilmesi olduğu değerlendirilmiştir. Nervürlü tasarımda ise yapısal kısıtlamalar nedeniyle firar kenarı bölgesine nervür yerleştirilemediği gibi yeteri kadar soğuk akış da bu bölgeye yönlendirilememiştir. Bu durum, bölgedeki soğutma performansını sınırlamıştır.

5. SONUÇLAR

Bu çalışmada, NASA C3X türbin kanadı üzerinde üç farklı soğutma uygulaması gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar kapsamlı şekilde karşılaştırılmıştır. İlk aşamada, kanadın iç yüzeyinde herhangi bir soğutma tasarımı bulunmaksızın soğutucu akış uygulanmıştır. İkinci aşamada, kanadın iç yüzeyine nervür türbülantörlü soğutma tasarımı entegre edilerek soğutma performansı analiz edilmiştir. Son aşamada ise, kanadın üç farklı bölgeye ayrılarak her bölgeye farklı bir soğutma tekniğinin uygulandığı optimizasyon çalışması sonucunda elde edilen optimum tasarım değerlendirilmiştir. Bu kapsamda yapılan analizlerden elde edilen temel sonuçlar aşağıda özetlenmektedir:

- Ortalama yüzey sıcaklıkları incelendiğinde, optimum kanat tasarımının hem boş kanada hem de nervürlü kanada kıyasla daha yüksek bir soğutma etkisi sağladığı belirlenmiştir. Boş kanatta yüzey sıcaklığı düşüşü %8.9, nervürlü kanatta %11.2, optimum kanat tasarımında ise %16.8 olarak hesaplanmıştır.
- Boş türbin kanadı tasarımı, akışa karşı herhangi bir engel oluşturulmadığı için en düşük basınç kaybı meydana gelen tasarımdır. Boş türbin kanadında soğuk akışta gerçekleşen ortalama basınç kaybı oranı yaklaşık %0.25'tir. Nervürlü türbin kanadında soğutma kanalı iç yüzeyi tamamen nervürler ile kaplandığı için ortalama basınç kaybı daha fazla gerçekleşmiştir. Nervürlü türbin kanadında soğuk akışta gerçekleşen ortalama basınç kaybı yaklaşık %2.5'dir. Optimum tasarımda ise, üç farklı soğutma bölgesi için üç farklı basınç kaybı değeri ortaya çıkmıştır. Jet çarpması ile soğutulan hücum kenarında soğuk akışta %12.8 gibi diğer bölgelere göre daha yüksek oranda bir ortalama basınç kaybı ortaya çıkmıştır. Kanadın orta bölgesinin soğutulmasında kullanılan nervürlü tasarım için %4.5, firar kenarının soğutulmasında kullanılan iğne-kanat tasarımı için ise %3 ortalama basınç kaybı gerçekleştiği görülmüştür. Toplam basınç kaybına bakıldığında, optimum kanatta boş kanat ve nervürlü kanada göre daha yüksek basınç kaybı olduğu görülmüştür. Özellikle jet çarpması ile soğutulan hücum bölgesinde soğuk akışın ani kesit daralmasına maruz kalması sonucu diğer bölgelere göre daha fazla basınç kaybına uğradığı ortaya çıkmıştır.
- Basınç kaybı ve soğutma performansı birlikte değerlendirildiğinde, boş kanadın ihmal edilebilir düzeyde basınç kaybına neden olduğu, ancak türbin kanadı soğutma etkinliğine de benzer şekilde sınırlı düzeyde katkı sağladığı görülmüştür.

Nervürlü kanatta ise, soğutma kanalı içerisine yerleştirilen nervür türbülatorlerin etkisiyle basınç kaybında bir miktar artış gözlemlenmiş, buna karşılık soğutma performansı boş kanada kıyasla bir derece daha yüksek seviyelere ulaşmıştır. Optimum kanat yapısında, diğer kanat konfigürasyonlarına kıyasla daha fazla basınç kaybı gözlemlenmiş olmakla birlikte, elde edilen yüksek soğutma performansı dikkate alındığında bu kayıpların kabul edilebilir sınırlar içerisinde olduğu sonucuna varılmıştır. Bununla birlikte, özellikle jet çarpmalı soğutma tasarımlarında basınç kayıplarını azaltmaya yönelik çalışmalara ve iyileştirici mühendislik yaklaşımlarının geliştirilmesine ihtiyaç duyulmaktadır.

- Günümüzde türbin giriş sıcaklıkları 2000 K değerinin üzerine çıkmış olup, bu seviyeler mevcut kanat malzemelerinin dayanım sınırlarını aşmaktadır. Türbin kanatlarının ısıl dayanıklılığı, sistemin genel güvenliği ve işletme ömrü açısından kritik bir parametredir. Bu bağlamda, optimum kanat tasarımının; hücum kenarında karşılaşılan yüksek basınç kayıplarına rağmen, sağladığı üstün soğutma performansı ile yüksek sıcaklık altında çalışan türbin uygulamaları için son derece verimli ve tercih edilebilir bir çözüm olduğu sonucuna varılmıştır.

Bu çalışma kapsamında elde edilen bulgular, farklı soğutma yöntemlerinin türbin kanadı üzerinde bölgesel olarak bir arada uygulanmasının, tekil soğutma yöntemlerine göre daha etkili bir soğutma performansı sağladığını ortaya koymuştur. Ayrıca, yapılan optimizasyon çalışmaları ile minimum yüzey sıcaklığı ve basınç kaybı kriterlerini aynı anda karşılayan optimum tasarım parametrelerinin belirlenmesi mümkün olmuştur.

Bu doğrultuda, ilerleyen çalışmalarda farklı türbülans modelleri, akış hızları ve malzeme özellikleri dikkate alınarak kapsamlı parametrik analizlerin gerçekleştirilmesi ve gerçek çalışma koşullarını temsil edecek deneysel doğrulama çalışmalarının yapılması önerilmektedir. Bu tür çalışmalar, gaz türbinlerinde soğutma sistemlerinin tasarımına yönelik daha güvenilir ve uygulanabilir verilerin elde edilmesine katkı sağlayacaktır.

6. KAYNAKLAR

- Ahmed, Y. M., and Elbatran, A. H. (2018). Numerical study of the flow field characteristics over a backward facing step using k-kl- ω turbulence model: Comparison with different models. *World Journal of Engineering*, 15(1), 173–180.
- Al-Luhaibi A. A. J. (2014). Thermal analysis of cooling effect on gas turbine blade. *International Journal of Research in Engineering and Technology*, 3(3), 603–610. <https://doi.org/10.15623/ijret.2014.0303112>
- Alnaeli, M., Alnajideen, M., Navaratne, R., Shi, H., Czyzewski, P., et al. (2023). High-temperature materials for complex components in ammonia/hydrogen gas turbines: A critical review. *Energies*, 16(19), 6973.
- Babayigit, O., Kocaaslan, O., Aksoy, M. H., Güleren, K. M., and Ozgoren, M. (2015). Numerical identification of blade exit angle effect on the performance for a multistage centrifugal pump impeller. *EPJ Web of Conferences*, 92, 1–7.
- Budugur, L. (1995). Turbine cooling and heat transfer. In *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery* (pp. 597–721). John Wiley and Sons, Ltd.
- Capuano, M., Cadiou, A., Buffat, M., and Penven, L. L. (2016). DNS of the turbulent flow evolving in a plane channel from the entry to the fully developed state. *Springer Proceedings in Physics*, 127–131. https://doi.org/10.1007/978-3-319-29130-7_23
- Carosio, G. L. C. and Mendonça, M. (2014). Lower pressure drop turbine blade trailing-edge cooling configuration. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 37(4), 1217–1233. <https://doi.org/10.1007/s40430-014-0240-1>
- Chakraborty, S., and Pandey, K. M. (2011). Numerical studies on effects of blade number variations on performance of centrifugal pumps at 4000 rpm. *International Journal of Engineering and Technology (IJET)*, 3, 410–416.
- Chen, L., Brakmann, R. G., Weigand, B., Poser, R., and Yang, Q. (2020). Detailed investigation of staggered jet impingement array cooling performance with cubic micro pin fin roughened target plate. *Applied Thermal Engineering*, 171, Article 115095.
- Dimotakis, P. E., and Catrakis, H. J. (1999). Turbulence, fractals, and mixing. *Mixing* (pp. 59–143). https://doi.org/10.1007/978-1-4615-4697-9_4
- Elmenshawy, A. A. A. E., Alomar, I., and Arshad, A. (2023). Optimization of turbine blade cooling by applying jet impingement cooling channels. *Transport and Telecommunication Journal*, 24(3), 320–337. <https://doi.org/10.2478/ttj-2023-0026>
- Esposito, E. I., Ekkad, S. V., Kim, Y., and Dutta, P. (2009). Novel jet impingement cooling geometry for combustor liner backside cooling. *ASME Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 1(2), Article 021001. <https://doi.org/10.1115/1.3202799>

- Facchini, B., Magi, A., and Scotti Del Greco, A. (2004). Conjugate heat transfer simulation of a radially cooled gas turbine vane. In *ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air* (pp. 951–961, Vol. 3). Vienna, Austria.
- Fan, J. M., and Wang, J. (2013). Kerf profile characteristics in abrasive air jet micromachining. *Advanced Materials Research*, 797, 33–38. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.797.33>
- Fathi, M., and Nejat, A. (2022). Conjugate heat transfer investigation of impingement cooling for ribbed internal passage of a turbine vane. *International Journal of Thermal Sciences*, 178, Article 107589.
- Fu, W. L., Wright, L. M., and Han, J. C. (2005). Heat transfer in two-pass rotating rectangular channels (AR = 1:2 and AR = 1:4) with 45° angled rib turbulators. *Journal of Turbomachinery*, 127(1), 164–174.
- Fuchs, E., Köhler, H., and Majschak, J. (2019). Measurement of the impact force and pressure of water jets under the influence of jet break-up. *Chemie Ingenieur Technik*, 91(4), 455–466. <https://doi.org/10.1002/cite.201800077>
- Gaikwad, S. S., and Sonawane, C. R. (2014). Numerical simulation of gas turbine blade cooling for enhancement of heat transfer of the blade tip. *IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology*, 3(9), 35–41.
- Goldsmith, A., Waterman, T. E., and Hirshhorn, H. J. (1961). *Handbook of Thermophysical Properties of Solid Materials, Volume II: Alloys*. New York: The Macmillan Company.
- Göktepe, İ., and Atmaca, U. (2023). Numerical modeling of backward-facing step flow via computational fluid dynamics. *Journal of Scientific Reports-A*, 054, 176–193.
- Hahn, T., Deakins, B., Buechler, A., Kumar, S., and Amano, R. S. (2012). Experimental analysis of the heat transfer variations within an internal passage of a typical gas turbine blade using varied internal geometries. *6th International Conference on Micro- and Nanosystems; 17th Design for Manufacturing and the Life Cycle Conference*. <https://doi.org/10.1115/detc2012-70686>
- Han, J. C., Dutta, S., and Ekkad, S. (2012). *Gas turbine heat transfer and cooling technology*. CRC Press.
- Hussain, S., Liu, J., Wang, L., and Sundén, B. (2019). Thermal performance enhancement in a wedge duct with in-line pin fins combined with vortex generators. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, 29(8), 2545–2565. <https://doi.org/10.1108/hff-08-2018-0455>
- Hylton, L. D., Mihelc, M. S., Turner, E. R., Nealy, D. A., and York, R. E. (1983). Analytical and experimental evaluation of the heat transfer distribution over the surfaces of turbine vanes. *NASA Lewis Research Centre*. NASA-CR-168015.
- Ilieva, G. (2016). Rhomboid concave and convex dimples applied for cooling in gas turbines. *International Journal of Science and Research (IJSR)*, 5(3), 1491–1496.

- Jadhav, R. S., and Balaji, C. (2016). Fluid flow and heat transfer characteristics of a vertical channel with detached pin-fin arrays arranged in staggered manner on two opposite endwalls. *International Journal of Thermal Sciences*, 105, 57–74. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2016.02.017>
- Jin, W., Wu, J., Jia, N., Lei, J., Ji, W., and Xie, G. (2021). Effect of shape and distribution of pin-fins on the flow and heat transfer characteristics in the rectangular cooling channel. *International Journal of Thermal Sciences*, 161, Article 106758.
- Kakaras, E., Doukelis, A., and Karellas, S. (2004). Compressor intake-air cooling in gas turbine plants. *Energy*, 29, 2347–2358. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2004.03.043>
- Kamat, H., Shenoy, B., and Kini, C. R. (2017). Effect of v-shaped ribs on internal cooling of gas turbine blades. *Journal of Engineering and Technological Sciences*, 49(4), 520–533. <https://doi.org/10.5614/j.eng.technol.sci.2017.49.4.7>
- Karimi, M. S., Raisee, M., Salehi, S., Hendrick, P., and Nourbakhsh, A. (2021). Robust optimization of the NASA C3X gas turbine vane under uncertain operational conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 164, Article 120537.
- Kaur, I., Singh, P., and Ekkad, S. V. (2020). Enhanced thermal hydraulic performance by V-shaped protrusion for gas turbine blade trailing edge cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 149, Article 119221.
- Kaya, M. N., Kok, A. R., and Kurt, H. (2021). Comparison of aerodynamic performances of various airfoils from different airfoil families using CFD. *Wind and Structures*, 32(3), 239–248.
- Kocaaslan, O., Yasa, T., and Güleren, K. M. (2021). Türbülanslı yanma için döndürücünün parametrik çalışması. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 41(2), 205–226.
- Lappa, M. (2016). A mathematical and numerical framework for the analysis of compressible thermal convection in gases at very high temperatures. *Journal of Computational Physics*, 313, 687–712. <https://doi.org/10.1016/j.jcp.2016.02.062>
- Levy, Y., Rao, A. G., Erenburg, V., Sherbaum, V., Gaissinski, I., and Krapp, V. (2012). Pressure losses for jet array impingement with crossflow. In *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012: Power for Land, Sea, and Air, Volume 4: Heat Transfer, Parts A and B*. <https://doi.org/10.1115/GT2012-68386>
- Li, Y., Liao, P., Wang, P., and Wu, Y. (2014). Radial deformation analysis of complex parts with centrifugal force and heat effect. *Advanced Materials Research*, 889–890, 254–261. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.889-890.254>
- Liang, C., Rao, Y., Luo, J., and Luo, X. (2021). Experimental and numerical study of turbulent flow and heat transfer in a wedge-shaped channel with guiding pin fins for turbine blade trailing edge cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 178, Article 121590.

- Li-chao, S., Shi, J., Zhang, J., and Huang, Y. (2018). Conjugate heat transfer investigation on cooling performance of air-cooled turbine stator blade. *Topics in Chemical and Material Engineering*. <https://doi.org/10.26480/icnmim.01.2018.31.35>
- Liu, Y., Lo, Y., Li, X., and Huh, M. (2016). Heat transfer and friction in a square channel with ribs and grooves. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 30(1), 144–151. <https://doi.org/10.2514/1.t4488>
- Luan, Y., Yang, L., Bu, S., Sun, T., Sun, H., and Zunino, P. (2019). Effect of connecting holes on flow and heat transfer in a two-pass channel with and without rib turbulators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 133, 80–95.
- Mayda, M. (2017). An efficient simulation-based search method for reliability-based robust design optimization of mechanical components. *Mechanics*, 23(5), 696-702.
- Mazaheri, K., Zeinalpour, M., and Bokaei, H. R. (2016). Turbine blade cooling passages optimization using reduced conjugate heat transfer methodology. *Applied Thermal Engineering*, 103, 1228–1236.
- Menter, F. R. (1994). Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 32(8), 1598–1605.
- Moon, M., Park, M., and Kim, K. (2013). Shape optimization of staggered ribs in a rotating equilateral triangular cooling channel. *Heat and Mass Transfer*, 50(4), 533–544. <https://doi.org/10.1007/s00231-013-1254-4>
- Moskalenko, A. B., and Kozhevnikov, A. I. (2016). Estimation of gas turbine blades cooling efficiency. *Procedia Engineering*, 150, 61–67.
- Mousavi, S. M., Nejat, A., and Kowsary, F. (2017). Optimization of turbine blade cooling with the aim of overall turbine performance enhancement. *Energy Equipment and Systems*, 5(1), 71–83.
- Nagaiah, N. R., and Geiger, C. D. (2014). Evolutionary numerical simulation approach for design optimization of gas turbine blade cooling channels. *International Journal for Simulation and Multidisciplinary Design Optimization*, 5, Article A22.
- Nine, J., Kim, S. J., Jeong, H., Chung, H., and Rahman, M. (2012). Effect of rib height on turbulence and convective heat transfer. *Journal of the Korea Society for Power System Engineering*, 16(6), 30–37. <https://doi.org/10.9726/kspse.2012.16.6.030>
- Nontula, T., Kaewchoothong, N., Kaewapichai, W., and Nuntadusit, C. (2020). Effect of rotation number on heat transfer characteristics of a row of impinging jets in a confined channel. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, 77(1), 161–171. <https://doi.org/10.37934/arfmts.77.1.161171>
- Penumadu, P. S., & Rao, A. G. (2017). Numerical investigations of heat transfer and pressure drop characteristics in multiple jet impingement system. *Applied Thermal Engineering*, 110, 1511-1524.
- Ramadan, M. K., Mohamed, S., Attalla, M. M., and Maghrabie, H. M. (2025). Jet Impingement Cooling of Gas Turbine Blade using different configurations of Jet

Diameters. *SVU-International Journal of Engineering Sciences and Applications*, 6(1), 46-53.

- Rao, A. G., Kitron-Belinkov, M., Krapp, V., and Levy, Y. (2010). Heat transfer investigations in multiple impinging jets at low Reynolds number. In *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air, Volume 4: Heat Transfer, Parts A and B* (pp. 323–333). Glasgow, UK: ASME. <https://doi.org/10.1115/GT2010-22720>
- Rao, Y., Liu, Y., and Wan, C. (2018). Multiple-jet impingement heat transfer in double-wall cooling structures with pin fins and effusion holes. *International Journal of Thermal Sciences*, 133, 106–119. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.07.021>
- Ravi, B. V., Singh, P., and Ekkad, S. V. (2017). Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in two-pass ribbed channels. *International Journal of Thermal Sciences*, 112, 31–43.
- Sadegh, M. F., Vajdi, M., Motallebzadeh, A., Sha, J., and Shokouhimehr, M. et al. (2019). Numerical analyses of heat transfer and thermal stress in a ZrB₂ gas turbine stator blade. *Ceramics International*, 45, 17742–17750. <https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2019.05.344>
- Schweikert, J. (2022). Experimental investigation of a complex system of impinging jets using infrared thermography. *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power*, 7(4), Article 27. <https://doi.org/10.3390/ijtp7040027>
- Sheikh, I. A., Elnajjar, E., and Elgendi, M. (2025). Effect of inlet geometry and Reynolds number on turbine blade leading edge cooling employing jet impingement. *Case Studies in Thermal Engineering*, 106575.
- Su, Y., Liu, Z., and Jiang, F. (2011). Entropy generation of staggered short pin fin arrays. In *Proceedings of the 2011 International Conference on Remote Sensing, Environment and Transportation Engineering*. <https://doi.org/10.1109/rsete.2011.5964273>
- Tolu, M. E., Babayiğit, O., and Özen, D. N. (2025). Investigation of the effects of rib application on cooling in a turbine blade. *KONJES*, 13(1), 11–24. <https://doi.org/10.36306/konjes.1583865>
- Towoju, O. (2023). Impact of cooling fluid temperature on the structural integrity of gas turbine stator blades. *Engineering and Technology Journal*, 41(7), 1001–1009.
- Vo, D. T., Mai, D. T., Kim, B., and Ryu, J. (2022). Numerical study on the influence of coolant temperature, pressure, and thermal barrier coating thickness on heat transfer in high-pressure blades. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 189, Article 122715.
- Wagner, C. (2007). Turbulence modelling and numerical flow simulation of turbulent flows. *Wind Energy*, 65–71. https://doi.org/10.1007/978-3-540-33866-6_12

- Wang, N., Zhang, M., Alsaleem, S., Wright, L. M., and Han, J. C. (2019). Turbine blade leading edge impingement cooling from normal or tangential jets with crossflow effect. *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 13(9), 2151–8629.
- Wang, X., Xu, H., Wang, J., Song, W., and Wang, L. (2021). High pressure turbine blade internal cooling in a realistic rib roughened two-pass channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 170, Article 121019.
- Wei, T., Oprins, H., Fang, L., Cherman, V., Beyne, E., and Baelmans, M. (2022). Heat transfer and pressure drop correlations for direct on-chip microscale jet impingement cooling with alternating feeding and draining jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 182, 121865.
- Xi, L., Gao, Y., Ruan, Q., Gao, J., Xu, L., and Li, Y. (2024). Numerical study on steam cooling characteristics in an isosceles trapezoidal channel with pin-fin arrays at turbine blade trailing edge. *Energies*, 17(11), Article 2482. <https://doi.org/10.3390/en17112482>
- Xie, G., Zhang, W., and Sunden, B. (2012). Computational analysis of the influences of guide ribs/vanes on enhanced heat transfer of a turbine blade tip-wall. *International Journal of Thermal Sciences*, 51, 184–194.
- Xie, Y., Ye, D., and Shen, Z. (2016). Numerical study on film cooling and convective heat transfer characteristics in the cutback region of turbine blade trailing edge. *Thermal Science*, 20(suppl. 3), 643–649. <https://doi.org/10.2298/tsci16s3643x>
- Yang, L., Ren, J., Jiang, H., and Ligrani, P. (2014). Experimental and numerical investigation of unsteady impingement cooling within a blade leading edge passage. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 71, 57–68. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.12.006>
- Yousefi, A., Nejat, A., and Sabour, M. H. (2020). Ribbed channel heat transfer enhancement of an internally cooled turbine vane using cooling conjugate heat transfer simulation. *Thermal Science and Engineering Progress*, 19, Article 100641.
- Zhao, K., Li, X., and Ren, J. (2023). Aerothermal dynamic characteristics of array micro ribs in channel flow. *Energies*, 16(16), Article 5986. <https://doi.org/10.3390/en16165986>
- Zheng, S. F., Liu, G. Q., Lian, W. K., Yang, Y. R., Gao, S. R., Sunden, B., and Wang, X. D. (2022). Fluid flow and heat transfer in a rectangular ribbed channel with a hierarchical design for turbine blade internal cooling. *Applied Thermal Engineering*, 217, Article 119183.
- Zheng, S., Song, Y., Xie, G., and Sunden, B. (2015). An assessment of turbulence models for predicting conjugate heat transfer for a turbine vane with internal cooling channels. *Heat Transfer Research*, 46(11), 1039–1064.