

Jet arpıtırma ile Gaz Türbinli Motorların Soğutulması

Tevfik Berker Koçak

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendislięi Anabilim Dalı

Nisan 2019

Cooling of Gas Turbine Engines with Jet Impingement

Tevfik Berker Koçak

MASTER OF SCIENCE THESIS

Department of Mechanical Engineering

April 2019

Jet arpıtırma ile Gaz Türbinli Motorların Soğutulması

Tevfik Berker Koçak

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmelięi Uyarınca
Makine Mühendislięi Anabilim Dalı
Enerji-Termodinamik Bilim Dalında
YÜKSEK LİSANS TEZİ
Olarak Hazırlanmıştır

Danıřman: Prof. Dr. Zekeriya Alta

Nisan 2019

ONAY

Makine Mühendisliđi Anabilim Dalı Yüksek Lisans öğrencisi Tevfik Berker Koçak' ın YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı “Jet Çarptırma ile Gaz Türbinli Motorların Soğutulması” başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek oybirliği ile kabul edilmiştir.

Danıřman : Prof. Dr. Zekeriya Altaç

İkinci Danışman :-

Yüksek Lisans Tez Savunma Jürisi:

Üye: Prof. Dr. Zekeriya Altaç

Üye: Prof. Dr. Necati Mahir

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Tolga Yasa

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve
..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Hürriyet ERŐAHAN
Enstitü Müdürü

ETİK BEYAN

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kılavuzuna göre, Prof. Dr. Zekeriya Altaç danışmanlığında hazırlamış olduğum “Jet Çarptırma ile Gaz Türbinli Motorların Soğutulması” başlıklı YÜKSEK LİSANS tezimin özgün bir çalışma olduğunu; tez çalışmamın tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı; tezimde verdiğim bilgileri, verileri akademik ve bilimsel etik ilke ve kurallara uygun olarak elde ettiğimi; tez çalışmamda yararlandığım eserlerin tümüne atıf yaptığımı ve kaynak gösterdiğimi ve bilgi, belge ve sonuçları bilimsel etik ilke ve kurallara göre sunduğumu beyan ederim. 26/04/2019

Tevfik Berker Koçak

İmza

ÖZET

Çalışma kapsamında gaz türbinli motorlar özelinde jet çarptırma ile soğutma sistemi incelenmiştir. Öncelikle geniş bir perspektif ile literatür taranmış ve motor çalışma prensipleri ısı ve akış açısından değerlendirilmiştir. Gaz türbinli motorlar üzerinde yaygın olarak kullanılan soğutma sistemleri araştırılmış ve bunlardan yanma odası ve türbin soğutma sisteminde yaygın olarak kullanılan jet çarptırmalı soğutma sistemi detaylı bir şekilde incelenmiştir. Isı transferi ve akışkanlar dinamiği açısından nümerik modellemenin ve analizlerin yapılabilmesi ve bu analizlerdeki yaklaşık hata miktarının belirlenmesi için deneysel ve nümerik veriler ışığında bir doğrulama çalışması gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma ile belirlenen metot sürdürülerek nümerik analizler, ANSYS FLUENT yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Soğutma tasarımına etki eden soğutma parametreleri belirlenmiş ve yanma odası kubbe bölgesi için elde edilen bir geometri üzerinde dört farklı soğutma konfigürasyonu belirlenmiştir. Bu konfigürasyonlar ve tasarım parametreleri bir araya getirilerek bir dizi nümerik analiz gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak en iyi soğutmayı sağlayan konfigürasyon belirlenmiş ve yorumlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Üç Boyutlu Jet Akış, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Jet Çarptırma ile Soğutma, Gaz Türbinli Motor, Yanma Odası Isı Transferi

SUMMARY

The aim of this study is to numerically investigate the jet turbines and cooling systems. First of all, the literature review has been conducted from a wide perspective and the principles of engine operation have been evaluated in terms of the heat and fluid flow. Commonly used cooling systems on gas turbine engines have been investigated, and the jet impingement cooling system, which is widely used in the combustion chamber and turbine cooling system, has been studied in detail. A validation study was carried out in the light of experimental and numerical data in order to perform realistic numerical modeling and analysis in terms of heat transfer and fluid dynamics and to determine the magnitude of the numerical error amount in these analyzes. Numerical computations were carried out by using ANSYS FLUENT program. Cooling parameters affecting the cooling design were determined and four different cooling configurations were determined on a geometry obtained for the combustion chamber dome zone. These configurations and design parameters were combined to provide several numerical analyzes. As a result, the best cooling configuration has been determined and interpreted.

Keywords: Three-Dimensional Jet Flow, Computational Fluid Dynamics, Jet Impingement Cooling, Gas Turbine Engine, Combustion Chamber Heat Transfer

TEŞEKKÜR

Bu Araştırma çalışmasını başarıyla tamamlama ve yüksek lisans tezimi savunmam için bana güç, bilgelik ve sabır vermiş olan yüce ALLAH'a minnettarım. Tezimin hazırlanması sürecinde gerçekleştirilen çalışmalarda gerekli izinlerle birlikte teknolojik destek sağlayan TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş.'ye, gerek derslerimde gerekse tez çalışmasında danışmanlık ederek yönlendiren ve her türlü bilimsel olanağı sağlayan danışmanım Sayın Prof. Dr. Zekeriya ALTAÇ'a, çalışmam boyunca hiçbir fedakarlıktan kaçınmayarak desteğini esirgemeyen beni bugünlere getiren, yetiştiren saygı değer KOÇAK ailesine, çalışma sürecinde ve kişisel yaşantımda ilham kaynağı ve örnek kişilik olarak benimsediğim "Çin'de de olsa ilmi arayınız." buyuran efendimiz Hz. MUHAMMED (s.a.v)'e, "Türk milletinin adı sanı yok olmasın diye gece uyumayıp gündüz oturmamayı" öğütleyen ve bana güç veren büyük Türk devlet adamı BİLGE KAĞAN'a, devlet adamlığının yanı sıra büyük bir entelektüel, zanaatkar ve mühendis olarak yaşantısıyla, kişiliğiyle, idealleriyle daima bizlere ışık tutan Fatih Sultan MEHMED HAN'a şükranlarımı sunarım.

Tevfik Berker KOÇAK

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	vi
SUMMARY	vii
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xv
1. GİRİŞ VE AMAÇ	1
2. GAZ TÜRBİNLİ MOTOR BİLGİSİ	3
2.1. Türbin ve Gaz Türbinli Motorlar	3
2.2. Gaz Türbinli Motorların Tarihsel Gelişimi	4
2.3. Gaz Türbinli Motor Çeşitleri.....	8
2.4. Gaz Türbinli Motorlar ve Termodinamik	9
2.5. Gaz Türbinlerinde Soğutmanın Önemi	12
2.6. Gaz Türbin Komponentlerinin Malzemeleri.....	13
2.7. Gaz Türbinlerinde Emisyon	14
2.8. Gaz Türbinli Motorlarda Kullanılan Yaygın Soğutma Teknikleri.....	14
2.8.1. Film soğutma yöntemi (film cooling)	15
2.8.2. Terleme ile soğutma yöntemi (transpiration cooling)	15
2.8.3. Efüzyon/sızınım ile soğutma yöntemi (effusion cooling).....	16
2.8.4. Zorlanmış taşınım ile soğutma yöntemi (forced convection cooling).....	16
2.8.5. Jet çarpıtma ile soğutma yöntemi (impingement cooling).....	16
2.8.6. Jet çarpıtma ve efüzyon soğutma yöntemi (impingement/ effusion cooling).....	16
2.9. Isı Transfer Mekanizması.....	17
3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	19
3.1. Geometrik Tasarım	19
3.1.1. X/D etkisi	20
3.1.2. Z/D etkisi	20
3.1.3. L/D Etkisi.....	20
3.1.4. Jet nozul geometrisi	21
3.2. Jet Akış Dinamiği	22

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
3.2.1. Tek jet için ısı transfer karakteristiği	22
3.2.2. Çoklu jetler için ısı transfer karakteristiği.....	23
3.2.3. Eğimli yüzeylerde jet soğutma.....	24
3.2.4. Çapraz akış etkisi	25
3.2.5. Çarpma açısının etkisi.....	25
3.2.6. Hareketli bir yüzeye jet soğutma.....	26
3.3. Nümerik Çalışmalar	26
4. TEORİK BİLGİ	29
4.1. Jet Çarpıtırma ile Soğutma Mekanizması	29
4.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD/CFD).....	35
4.2.1. Ayrıklaştırma (Discretization)	36
4.3. Matematiksel Model	37
4.3.1. Kütleinin korunumu (süreklilik)	37
4.3.2. Momentumun korunumu.....	39
4.3.3. Lineerleştirme	44
4.3.4. Doğruluk oranı	46
4.4. SST-kw Türbülans Modeli.....	47
4.5. Nümerik Model.....	50
4.5.1. Çalışma yöntemi	50
4.5.2. Doğrulama çalışması.....	50
4.5.3. Problemin tanıtımı.....	60
4.5.4. Analiz modelleri ve analiz matrisi	64
4.5.5. Sınır şartları ve çözücü ayarları.....	69
5. BULGULAR VE TARTIŞMA	71
5.1. Analiz Matrisi Genel Sonuçları.....	71
5.2. Delik Yerleşiminin Etkileri.....	79
5.3. Çapraz Akış Etkisi	83
5.4. Model Karşılaştırmaları	84
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	88
6.1. Öneriler	89
KAYNAKLAR DİZİNİ	90

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Gaz türbinli motor ve bölümleri (Gonzalez, 2016).....	3
2.2. Hero'nun türbini (Aeolipile) (Anonim, 2004)	5
2.3. Giovanni branca türbini (Anonim, 2014).....	5
2.4. Newton'un buharlı arabası (Anonim, 2009)	6
2.5. John Barber tarafından tasarlanan patentli ilk gaz türbini (Anonim, 2014)	6
2.6. Holzwarth gaz türbini (Anonim, 2014).....	7
2.9. Whittle tipi turbojet motorunun şematik görünüşü (Rolls-Royce, 1996)	8
2.10. Gaz türbinli motor tipleri (Anonim, 2016)	9
2.11. Gaz türbinli motor ve pistonlu motor benzerliği (Rolls-Royce, 1996).....	10
2.12. Gaz türbinli motor termodinamik gösterimi (Çengel ve Boles, 2011)	10
2.13. Gaz türbinli motorlarda genel istasyon numaraları (Anonim, 2012).....	11
2.14. Brayton çevrimi T-S diyagramı	11
2.15. Gaz türbinli motor üzerinde basınç, sıcaklık ve hız değişimi grafiği (Anonim, 2014)...12	12
2.16. Turbofan motor üzerindeki termodinamik istasyonlar (Anonim, 2012).....	12
2.17. Gaz türbinli motorlarda kullanılan yaygın soğutma yöntemleri (El-jummah, 2014).....15	15
2.18. Jet çarptırma yöntemi ve ısı transferi (El-jummah, 2014)	18
4.1. Jet çarptırma mekanizmasının akışında meydana getirdiği bölgeler (Zuckerman ve Lior, 2006)	29
4.2. Serbest jet akış (Zuckerman ve Lior, 2006).....	30
4.3. Hesaplamalı akışkanlar simülasyon modeli.....	36
4.4. 2 boyutlu akış alanı	36
4.5. Türbülanslı akış hız grafiği (Anonim, 2014)	37
4.6. İki boyutlu hız tanımlaması	41
4.7. 2 boyutlu akış alanında sınır şartları	42
4.8. Akış alanında oluşturulan çözüm ağı.....	42
4.9. Ağ yapısı içerisinde hücrelerin etkileşimi.....	43
4.10. Sonlu hacimler yöntemi akış şeması.....	44

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
4.11. Nümerik hesaplama ve hata türleri akış şeması	45
4.12. İteratif çözüm şeması	46
4.13. Sonlu hacimler yöntemi hücre yapısı.....	46
4.14. Doğrulama çalışması için seçilen geometri (Chougule vd., 2011)	51
4.15. Doğrulama çalışması geometrik ölçüler (Chougule vd., 2011)	51
4.16. Doğrulama geometrisi 3B dolu model.....	52
4.17. Doğrulama geometrisi 3B transparan görünüm	52
4.18. Doğrulama modeli ağ yapısı-1	53
4.19. Doğrulama modeli ağ yapısı-2.....	53
4.20. Doğrulama modeli ağ yapısı-3.....	54
4.21. Doğrulama modeli ağ yapısı-4.....	54
4.22. Doğrulama modeli çokgen ağ yapısı.....	55
4.23. Doğrulama modeli çokgen ağ yapısı-2	56
4.24. Z/D: 6- Re: 11000, a) Literatür, b) Analiz sonucu hız dağılımı	56
4.25. Z/D: 10- Re: 11000, a) Literatür, b) Analiz sonucu hız dağılımı	57
4.26. Doğrulama analizi Z/D:6, Re: 11000 plaka üzeri boyutsuz sıcaklık dağılımı	57
4.27. Doğrulama analizi Z/D:6, Re: 11000 plaka üzeri Nusselt dağılımı	58
4.28. Plaka ortası hesaplama çizgisi Nusselt dağılımı	59
4.29. Yanma odası akış gösterimi (Anonim, 2019)	60
4.30. Kubbe ve ısı kalkanı akış görseli	61
4.31. Problem geometri görseli-1.....	62
4.32. Problem geometri görseli-2.....	62
4.33. Problem akış yapısı	63
4.34. Problemin simetri yapısı	63
4.35. ¼ geometri ve d cinsinden ölçüler	64
4.36. a) Model-1: Kartezyen dağılım- b) Model-2: Kartezyen çapraz dağılım- c) Model-3: Radyal dağılım- d) Model-4: Radyal çapraz dağılım	64
4.37. Konfigürasyon parametreleri (Anonim, 2019)	65
4.38. 1/4 Simetri modeli.....	68

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
4.39. Model ağ yapısı-1	68
4.40. Model ağ yapısı-2	69
4.41. Sınır şartı tanımlanan yüzeyler	70
5.1. Model-1 Z/D:2 delik sayısı değişimi grafiği.....	73
5.2. Model-1 Z/D:3 delik sayısı değişimi	73
5.3. Model-2 Z/D:2 delik sayısı değişimi	74
5.4. Model-2 Z/D:3 delik sayısı değişimi	74
5.5. Hesaplama çizgilerinin oluşturulduğu referans bölgeler	75
5.6. Model-1 A5-analiz sonucu sıcaklık dağılımı.....	75
5.7. Model-1 A5- Nusselt dağılımı	76
5.8. Model-1 A5, Referans-a düzlemi hız dağılımı	76
5.9. Model-1 A5, Referans-a düzlemi hız (Reynolds) dağılımı ve ağ yapısı.....	77
5.10. Model-1 A5, referans-a yüzeyinde Nusselt dağılımı	78
5.11. Model-1 A5, referans-a düzlemi sıcaklık dağılımı	78
5.12. Seyrek, orta ve sık delik dizilimi a) Model-1 A9, b) Model -1 A6, c) Model-1 A3.....	79
5.13. Model-1 A1, referans-a akış çizgileri	80
5.14. Model-1 A1, referans-a vektörel gösterim.....	80
5.15. Seyrek, orta ve sık delik referans-a üzerinde hız dağılımı a) Model-2 B9, b) Model-2 B3, c) Model-1 A1.....	81
5.16. Seyrek, orta ve sık delik referans-a üzerinde Nusselt dağılımı a) Model-2 B9, b) Model 2 B3, c) Model-1 A1	82
5.17. Çapraz akış etkisi a) Model-1 A1, b) Model-2 B1, c) Model-2 B6, d) Model-3 C6	84
5.18. En iyi-en kötü modeller, referans-b üzeri Nusselt ve Teta dağılımı a) Model-1 iyi, b) Model-1 kötü, c) Model-2 iyi, d) Model-2 kötü, e) Model-3 iyi, f) Model-3 kötü, g) Model- iyi, h) Model-4 kötü.....	85
5.19. A) Model-1 A2 ve b) Model-2 B2 tam görünüm sıcaklık dağılımı.....	86
5.20. a) Model-3 C2, b) Model-4 D2 tam görünüm sıcaklık dağılımları.....	87

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Cizelge</u>	<u>Sayfa</u>
3.1. Jet Yüksekliğinin Etkisi (Zuckerman ve Lior, 2006).....	21
3.2. Literatürde Tek Jetli Çarpırmalı Soğutma Çalışmaları (Han ve Goldstein, 2001).....	23
3.3. Literatürde Çoklu Jetler ile İlgili Yapılan Çalışmalar (Han ve Goldstein, 2001).....	24
4.1. Nozul tipi ve karakteristiği (Zuckerman ve Lior, 2006).....	35
4.2. Ağ yapısından bağımsızlık kontrolü	54
4.3. Doğrulama Çalışması Sonuçları (Chougule vd., 2011)	59
4.4. Analiz Matrisi ve Konfigürasyonlar	66
5.1. Genel Nümerik Analiz Sonuçları.....	72
5.2 Analiz Modelleri Yüzde Basınç Düşüm Oranları.....	83

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
a	İvme [m^2/s]
A	Alan [m^2]
D	Delik çapı [m]
F	Kuvvet [N]
g	Yerçekimi ivmesi [m^2/s]
h	Taşınım ısı transfer katsayısı [$W/m^2 K$]
k	Isı iletim katsayısı [W/mK]
k_{ref}	Referans sıcaklıkta akışkan ısı iletim katsayısı [W/mK]
L	Delik boyu
m	Kütle [Kg]
\dot{M}	Kütleli debi [Kg/s]
n	Delik sayısı
Nu	Nusselt Sayısı
P	Basınç [Mpa]
q''	Isı akısı [W/m^2]
Q	Isı [W]
R	Hata
Re	Reynolds Sayısı
t	Zaman [s]
T	Sıcaklık [Kelvin]
$T_{soğutma}$	Soğutucu akışkan sıcaklığı [K]
T_{Hedef}	Soğutulmak istenen plaka sıcaklığı [K]
T_s	Yüzey sıcaklığı [K]
T_{surr}	Ortam sıcaklığı [K]
T_{ref}	Referans sıcaklık [K]
u	Hız- x bileşeni
v	Hız- y bileşeni
V	Hız [m/s]
w	Hız- z bileşeni
X	Delikler arası mesafe [m]
Z	Jet plakası ile hedef plaka arası mesafe [m]

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

Yunan Harfleri

Açıklama

ε	Emisivite
ν	Dinamik vizkozite [m^2/s]
μ	Kinematik viskozite [Kg/ms]
σ	Stephan Boltzman sabiti
θ	Boyutsuz sıcaklık (Teta)
η	Verim
ρ	Yoğunluk [Kg/m^3]

Kisaltmalar

Açıklama

CFD	Computational Fluid Dynamics
CHT	Conjugate Heat Transfer
DNS	Direct Numerical Simulation
HAD	Hesaplamaalı Akışkanlar Dinamiği
LES	Large Eddy Simulation
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
RSM	Reynolds Stress Model
SST	Shear Stress Transport

1. GİRİŞ VE AMAÇ

Çağımızda giderek daha küçük, dayanıklı, uzun ömürlü, tasarruflu, performansı yüksek ve verimli ürünler elde edilmeye çalışılmaktadır. Mühendislik açısından bu durum incelendiğinde fiziksel, kimyasal ve iktisadi açıdan çeşitli problemle karşılaşmaktadır. Bu yetkinliklere sahip ürünlerin ortaya çıkarılabilmesi için birçok konuda yeni çalışmalar sürdürülmekte ve yeni gelişmeler ortaya çıkmaktadır. Bu çalışma alanlarından biri olan ısı ve kütle transferi, endüstriyel uygulamalarda çok önemli bir rol üstlenmektedir. Yeni tasarımlar ve ürünlerin çalışma esnasında belirlenen sıcaklık limitlerinde kalması veya ortamdaki yüksek miktarda kütle transferi elde edilmek istenebilmektedir. Bu gibi durumlarda ısı ve kütle transferinin efektif ve esnek bir biçimde uygulanabilmesi gerekmektedir. Isı ve kütle transferinin farklı yöntemlerle uygulanabildiği bilinmektedir. Bu yöntemlerden biride jet akış çarptırma (jet impingement) sistemidir. Jet akış, belirli bir hıza ve kütleli debiye sahip akışkanın daraltılmış, belirli bir form verilmiş açıklıklardan geçirilerek hızının artırılmış halidir. Bu sayede hızı artırılan akışkan farklı uygulamalarda ısıtma, soğutma veya kütle transferinde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Örneğin ısıtma/soğutma amaçlı; Malzeme şekillendirme işlemlerinde, elektronik cihazların soğutulmasında veya gaz türbinli motorlarının sıcak bölgelerinin soğutulması gibi alanlarda jet çarptırma kullanılmaktadır. Jet akışın kütle transferi açısından kullanımı ise örneğin; parçalardan yüzey aşındırma, parça kesme işlemleri, kurutma çalışmaları veya dikey iniş/kalkış yapabilen jet araçlarda oldukça yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

Jet akışlar gaz türbinli motorlar özelinde genellikle soğutma amacıyla kullanılmaktadır. Gelişen teknoloji ile gaz türbinli motorlardan yüksek performans elde edilmek istenmektedir. Bu da çalışma esnasında daha yüksek sıcaklıklarda havanın türbinlerden geçirilmesi ile mümkün olmaktadır. Daha yüksek sıcaklıklarda çalışmanın en büyük dezavantajı ise kullanılan motor parçalarının dayanımlarının belirli sıcaklıklarda sınırlı kalmasıdır. Yanma odasında meydana gelen reaksiyon sonucu yüksek sıcaklığa ulaşan yanmış gazlar türbin üzerinden geçirilmektedir. Ancak bu sıcak akışkanla karşı karşıya kalan ve sürekli olarak bu ortamda çalışması beklenen türbin malzemesinin yapısal dayanımının korunması için bir soğutma sistemine ihtiyaç duymaktadır. Yanmış gazlara nazaran daha soğuk bir hava kompresör bölgesinden ikincil hava sistemi vasıtasıyla çekilerek sıcak

bölgelere ulaştırılır ve sıcak motor parçaları soğutulmaya çalışılır. Bu doğrultuda tasarımcılar akışkanı olabildiğince verimli kullanarak; yanma odası ceketleri (liner), nozul kılavuz kanatları (nozul guide vane), türbin kanatları ve türbin diski gibi bölgeleri küçük kanatlar (fin), serpantin kanallar, film soğutma ve jet çarptırma ile soğutma gibi yöntemler kullanarak bu sıcak parçaları soğutmaya çalışmaktadırlar.

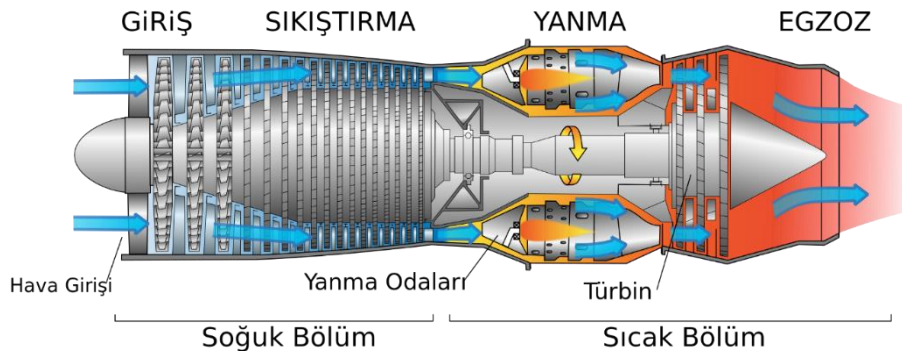
Bu çalışma kapsamında jet çarptırma ile soğutma sistemi incelenmiş, açıklanmış ve gaz türbinli motorlar özelinde yanma odası kubbe soğutma sistemi üzerinde durulmuştur. Literatür araştırması gerçekleştirilmiş, benzer çalışmalar incelenmiş matematiksel ve nümerik modeli kurulmuştur. Literatür kaynaklı bir doğrulama çalışması ile metot doğrulanmış ve jet çarptırma soğutma sistemine etkiyen parametreler nümerik olarak incelenmiştir. Kubbe bölgesinin soğutulmasında farklı geometrik dizilimlerin etkisi incelenmiş, yorumlanmış ve etkili soğutma dizilimi belirlenerek sonuçlandırılmıştır.

2. GAZ TÜRBİNLİ MOTOR BİLGİSİ

2.1. Türbin ve Gaz Türbinli Motorlar

Türbin, bir akışkanın enerjisini kinetik enerjiye çevirmek için kullanılan mekanizmadır. Bir mil üzerindeki kanatçıklardan oluşur ve kullanım alanına göre yapısı ve isimlendirmesi değişmektedir. Çalışma prensibi genel olarak yüksek enerjili akışkanın, türbin kanatçıklarına yönlendirilerek türbin miline dönme hareketi vermesi sonucunda mekanik güç elde edilmesi şeklindedir. Kullanılan akışkan türüne göre su türbini, buhar türbini ve gaz türbini olarak üç ana gruba ayrılırken akışkan etkisi bakımından da çarpma etkili ve akışkan tepkisinden yararlanan tepkili türbinler olarak ayrılırlar. Daha çok elektrik üretiminde kullanılan bu türbinlere barajlarda kullanılan su türbinleri ve rüzgâr gülleri örnek olarak verilebilir.

Gaz türbinleri ise havanın sıkışmasını sağlayarak basıncının artışına, yanma ile enerjisinin armasına ve türbin üzerinden geçirilirken kanatçıklar üzerinde meydana gelen basınç farkı sonucu türbini döndürmesi ve mekanik güç elde edilmesine olanak sağlamaktadır. Elde edilen bu gücün bir kısmı sistemin kendi kendini idame ettirmesini sağlamakla birlikte ikinci türbin modülü eklentisiyle akışkanda mevcut olan kalan enerji bir shaft vasıtasıyla elektrik veya mekanik güce dönüşümü gerçekleştirilebilmektedir veya bir nozul yardımıyla yönlendirilerek itki elde edilmesine olanak sağlamaktadır. Bu tip türbinler günümüzde çok çeşitli alanlarda kullanılır ve gaz türbinli motorlar adıyla anılmaktadırlar. Şekil 2.1' de bir gaz türbinli motorun kesiti ve bölümleri gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Gaz türbinli motor ve bölümleri (Gonzalez, 2016)

Gaz Türbinli Motor Kısımları;

Hava Alığı (Air Inlet): Havanın motora girişinin olduğu bölüm.

Kompresör (Compressor): Havayı sıkıştırarak sıcaklığını ve basıncını yükseltip yanma odasına gönderen sistem.

Yanma Odası (Combustion Chamber): Sıcaklığı ve basıncı yüksek, sıkışmış hava ile hava-yakıt karışımı oluşturup yakarak, yüksek enerji açığa çıkmasını sağlayan ve türbinlere yönlendiren sistem.

Türbin (Turbine): Yanma odasından yüksek enerji ile ayrılan yanmış gazların türbin kanatçıkları üzerinden geçirilerek mekanik enerji elde edilen kısımdır.

Egzoz (Nozzle): Sabit ve hareketli tipleri vardır. Hava aracının türüne göre türbin çıkışındaki havayı düzenlemeyi ve yönlendirmeyi sağlayan sistemdir.

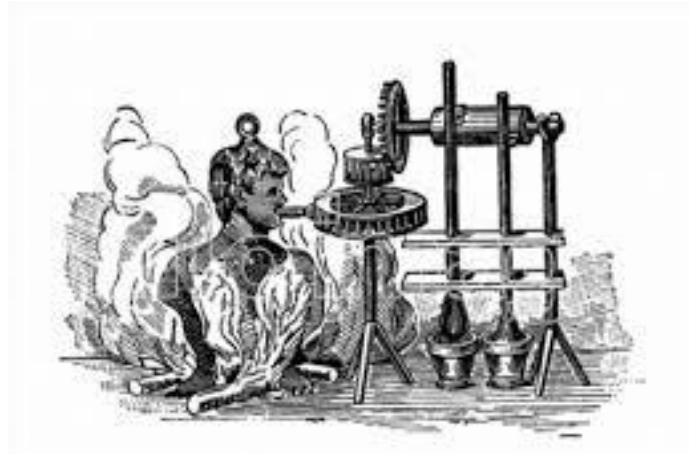
2.2. Gaz Türbinli Motorların Tarihsel Gelişimi

İnsanlık tarihi boyunca insani ihtiyaçlar, doğa olayları, savaşlar gibi olaylar mühendisliğin ve teknolojinin gelişmesine öncülük etmişlerdir. Doğadaki etki-tepki prensibinin keşfedilmesiyle buharlı makineler ortaya çıkmış ve gaz türbinli motorların ataları varsayılmıştır. M.Ö. 130'lu yıllarda filozof Hero' un tasarladığı basit tepki türbini (Aeolipile) tarihte bilinen ilk buhar türbini örneğidir. Şekil 2.2' de gösterilen Hero'nun motorunda, haznesinde kaynatılan sudan elde edilen buhar merkezdeki küreye dolmaktadır. Küreden atmosfere açılan iki adet eğilerek yön verilmiş borular aracılığıyla bu basınçlı su buharının dışarı atılması ile elde edilen itki sonucu kürenin dönmesi sağlanmaktadır (Anonim, 2014).



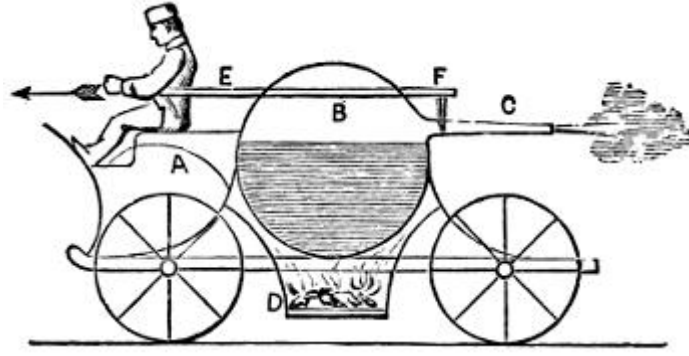
Şekil 2.2. Hero'nun türbini (Aeolipile) (Anonim, 2004)

Benzer şekilde 1629 yılında, Giovanni Branca da bu tip bir türbin tasarlamıştır (Şekil 2.3). Buhar jetinden çıkan buharın türbin kanatçıklarına çarpması sonucu dönen türbin, Dişli çarklar vasıtasıyla elde edilen gücün iletimini sağlamaktadır. Böylece ana mil ve dövme çubuklarına hareket kazandırılmış olmaktadır (Anonim, 2014).



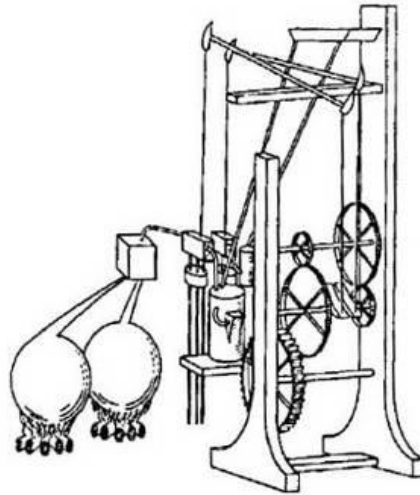
Şekil 2.3. Giovanni Branca türbini (Anonim, 2014)

Sir Isaac Newton, 1680 yılında ortaya koyduğu III. Hareket Yasası yani doğada her etkiye karşılık eşit ve zıt yönde bir tepki olduğu gözlemi ile jet tepkisinin olabirliğini belirtmiş ve aynı dönemde bir de atsız araba projesi yapmıştır (Şekil 2.4) (Anonim, 2009).



Şekil 2.4. Newton'un buharlı arabası (Anonim, 2009)

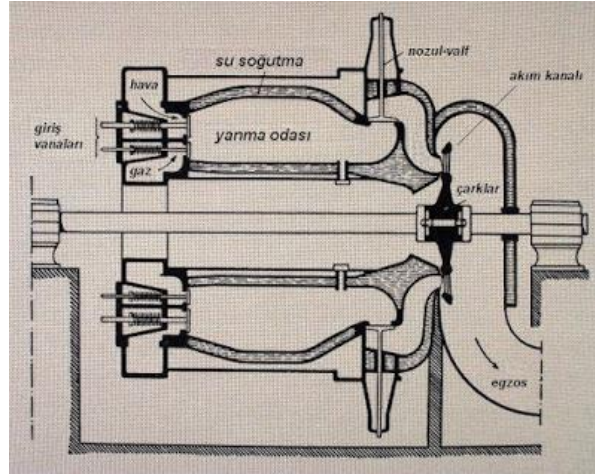
Alt haznede yakılan ateş ile ana kazanda bulunan su kaynatılmakta ve içerde nozul kısmı kapalı tutularak iç basınç artırılmaktadır. Sürücünün ileri gitmek için bu yüksek basınçlı tankın kapağını açması ile yüksek basınçlı buhar dışarı atılmakta ve bu etkiye karşı tepki olarak araç hareket etmektedir. Buhar gücü ile çalışan bu motorlar daha sonra, yakıtların hava ile yanması sonucunda elde edilen gazlarla çalışan gaz türbinlerinin öncüleri olarak fikir vermişlerdir. 1791 yılında, İngiliz John Barber orijinal bir gaz türbin biçimi geliştirmiş ve patentini almıştır. Şekil 2.5' de görülen bu motor, patentli ilk gaz türbini olarak bilinmektedir. Tasarlanan bu motorda bir gaz üretici, gaz alıcı, gaz ve hava kompresörleri, bir yanma odası, bir türbin ve hız düşürme dişlileri bulunmamaktadır (Anonim, 2014).



Şekil 2.5. John Barber tarafından tasarlanan patentli ilk gaz türbini (Anonim, 2014)

Daha sonraki yıllarda, birçok bilim adamı bu tip motorların gelişmesi için çaba harcamışlardır. Bu kişiler şu şekilde sıralanabilmektedir: İngiliz W. F. Fernibough (1850); Fransız Armengaud ve Lemale, 1900 – 1904 yıllarında Stolze, ısı eşanjörlü, çok kanatçıklı

türbine sahip bir motor yapmış, ancak türbin ve kompresör verimlerinin çok düşük olması nedeniyle, motor başarılı olamamıştır (Anonim, 2014). Buhar türbinlerinin de öncülerinden olan Sir Charles Parson, 1884 yılında, bugün ki modern gaz türbinlerinin görünüşünü andıran bir motorun patentini almıştır. 1905 yılında Alman H. H. Holzwarth, sabit hacimde yanmalı bir gaz türbini tasarlamış ve bu motor daha sonra, 1911 yılında, Brown Boveri firması tarafından üretilmiştir (Şekil 2.6) (Treage, 1996).

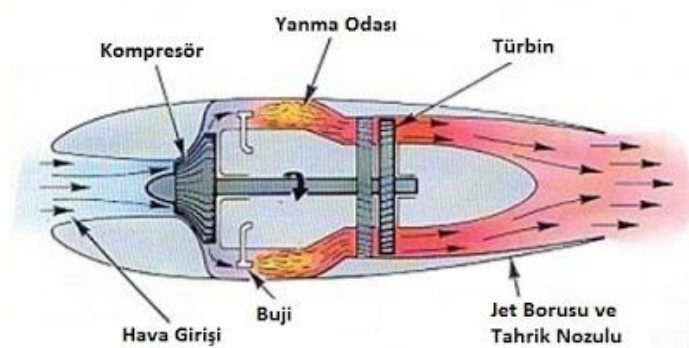


Şekil 2.6. Holzwarth gaz türbini (Anonim, 2014)

Gaz türbinli motorların gelişimi için ilk girişimler 1905 yılında Fransız Turbo Motor Anonim Şirketi tarafından yapılmıştır. Bu motorun kompresör kısmı, her biri 25 kademeli, seri bağlantılı üç adet kompresörden oluşmaktadır. Bu kompresörler doğrudan doğruya, iki sıra halinde kanatçıkları bulunan bir türbin tarafından çevrilmektedir. Çalışma basınç oranı 4:1, türbin giriş sıcaklığı 560°C ve ısıl verimi de %3 kadardır. Üretilen gücün büyük bir bölümünü kompresör harcamaktadır. 33 yanma odası bulunan bu gaz türbini, su ile soğutulmakta ve yanmış gazların oluşturduğu yüksek metal sıcaklığını güvenli sıcaklığa indirmek için yanma odalarına püskürtülmektedir. (Rolls-Royce, 1996).

İngiliz bilim adamı Frank Whittle, 1920 yılında, bir hava aracının uçuşunda istenilen itkinin jet motoru ile sağlanabileceğini kitaplarında yazmıştır. 1930 yılında, çok kademeli aksenal bir kompresör ile tek kademeli santrifüj kompresörü şaft üzerinde birleştirerek havayı bu kompresör bölmesinde sıkıştırarak güç sağlamış ve ilk turbojetin patentini almıştır. 1941 yılında ilk uçuşunu yapan ve Şekil 2.7' de görülen Whittle jeti; santrifüj tip kompresörlü, tek yanma odalı ve su soğutmalı olarak tasarlamıştır. Bu motor, modern gaz türbinlerinin öncüsü

olmuştur. Frank Whittle, yaptığı bu çalışmalardan ötürü, “modern gaz türbinlerinin babası” olarak anılmaktadır (Anonim, 2014).



Şekil 2.7. Whittle tipi turbojet motorunun şematik görünüşü (Rolls-Royce, 1996)

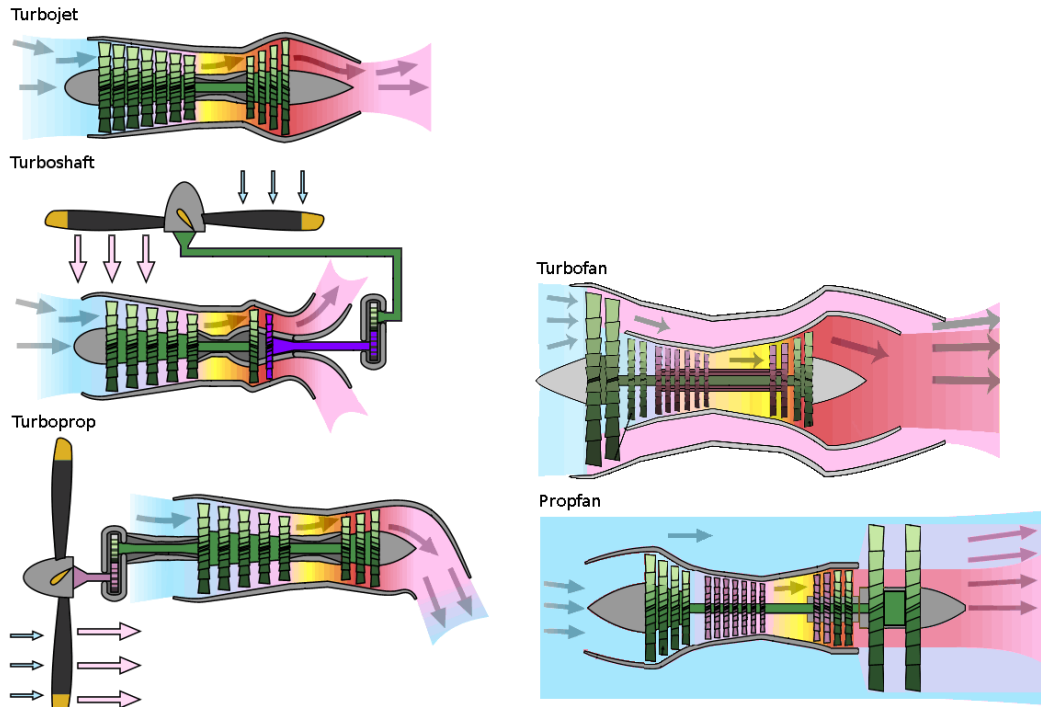
Hans Von Ohain'in patentindeki turbojet motoru ile İlk turbojet motora sahip uçuş Heinkel firmasına ait bir uçakla 1939 yılında gerçekleşmiştir. Whittle'nin çok kademeli kompresörlü turbojetleri, II. Dünya savaşında, İngiliz ve A.B.D. uçaklarında kullanılmıştır. O günden bu yana, santrifüj kompresörlerin yanı sıra aksiyel ve çok kademeli kompresörler de tasarlanmış, kompresör ve türbin sayıları, verimleri artırılmış, regeneratör, ara soğutucu, ara ısıtıcı kullanımı ile güç ve verimlerde önemli artışlar sağlanmıştır. Bu gelişmede metalürjideki gelişmelerin payı da oldukça büyüktür. Günümüze kadar bu motorlarda hem malzeme hem de imalat kabiliyetindeki artışa paralel olarak gelişimini sürdürmüş ve günümüz yüksek verimli ve itki güçlü motorlarına kadar ulaşmıştır (Rolls-Royce, 1996).

2.3. Gaz Türbinli Motor Çeşitleri

Günümüz gaz türbinli motorları farklı amaçlarla farklı avantaj ve dezavantajlarla çeşitli türlerde bulunabilmektedir. Ancak bu türlerin tamamının ortak bir yanı bulunmaktadır bu ortak yan tüm bu çeşitlerin benzer bir çekirdek motora yani turbojet yapıya sahip olmasıdır. Bu çekirdek motor sistemin çalışmasında sürekliliği sağlamayı amaçlamaktadır ve buna ilave olan eklentiler motorun tipini belirlemekte ve kullanım amacını ortaya koymaktadır.

Çekirdek motorda bulunan kompresör, yanma odası ve türbin birlikte aynı şaft üzerinde çalışarak devamlılık sağlamaktadır. Bu çekirdeğe bir güç türbini ve bu türbine bağlı bir fan yerleştirilirse turbofan, bir güç türbini ve bu türbinden elde edilen güç önde veya

arkada itki sağlayan pervaneye iletilirse turboprop, bu tübinden alınan güç bir şafta ve bu şaft ve dişli kutusu vasıtasıyla bir başka eksendeki pervaneye iletilirse turboşaft olarak adlandırılır. Bu motorlar kullanılacağı hava aracının ihtiyacı olan itki, manevra kabiliyeti, yakıt tasarrufu, yatay veya dikey hareket edişine göre belirlenir ve sisteme entegre edilirler. Şekil 2.8’ da çekirdek motor ve bu çekirdekten türeyen diğer motor tipleri gösterilmiştir.

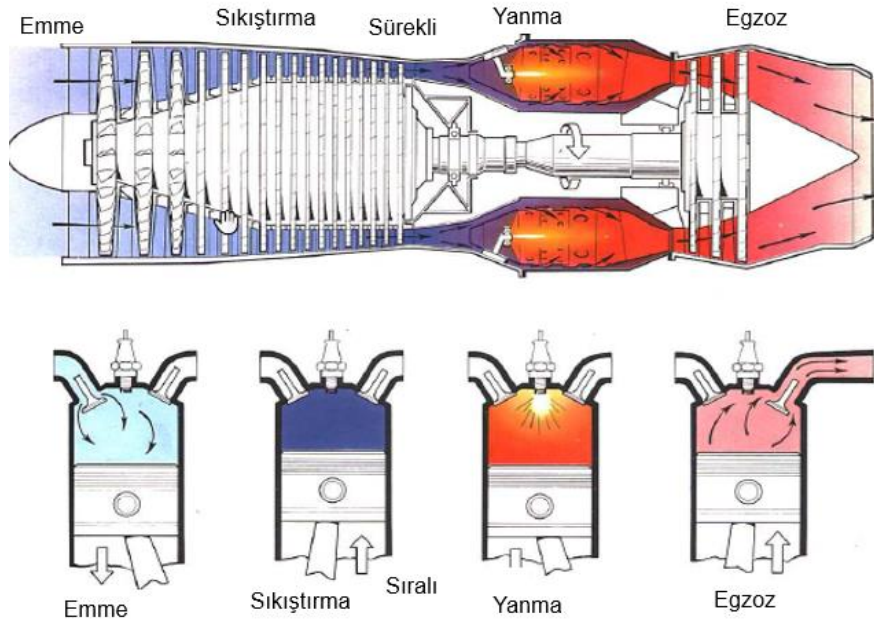


Şekil 2.8. Gaz türbinli motor tipleri (Anonim, 2016)

Günümüzde çok nadir de olsa hava araçları dışında deniz ve kara araçlarında da kullanılmaktadır. Bu araçlarda itkinin yanı sıra şaft gücü kullanılarak aracın hareketi için tork veya elektrik motorlu araçlar için elektrik enerjisi üretimi gerçekleştirilmektedir.

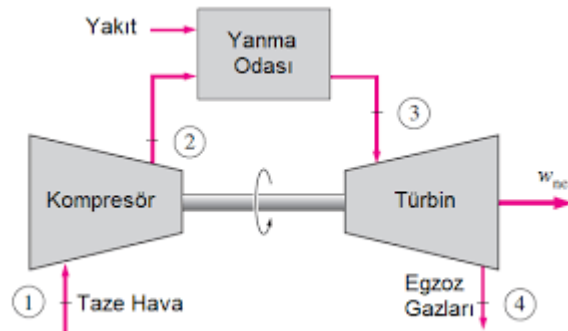
2.4. Gaz Türbinli Motorlar ve Termodinamik

Gaz türbinli motorlar, içten yanmalı motorlar olarak sınıflandırılabilir ve 4 zamanlı pistonlu motorlar ile benzeri bir çevrim yapısına sahiptir. Tek farkı 4 zamanın sıralı olarak değil eş zamanlı olarak sürekli gerçekleşmesidir. Şekil 2.9’ de gösterildiği gibi Emme, sıkıştırma, yanma ve egzoz zamanları motorun kompresör, yanma odası ve türbin-egzoz kısımlarında eş zamanlı olarak gerçekleşmektedir.



Şekil 2.9. Gaz türbinli motor ve pistonlu motor benzerliği (Rolls-Royce, 1996)

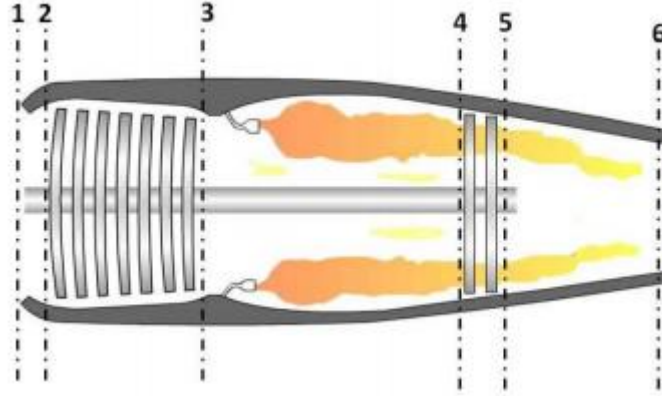
Gaz türbinli motorların çalışması, termodinamik açıdan Brayton çevrimi ile ifade edilebilir. Brayton çevrimi, genel olarak gaz türbinlerinde kullanılan, periyodik bir prosestir. Günümüzde geçerli olan gaz akışkanlı güç çevrimleri içinde önemli bir yer tutar. Diğer içten yanmalı güç çevrimleri gibi açık bir sistem olmasına rağmen; termodinamik analiz için egzoz gazlarının ikinci bir ısı değiştirgecinden geçtikten sonra içeri alınıp tekrar kullanıldığı farz edilir ve kapalı bir sistem gibi analize uygun hale gelir. İsmi, mucidi olan George Brayton'dan almıştır. Aynı zamanda Joule çevrimi olarak da bilinir (Rolls-Royce, 1996). Brayton çevrimi günümüzde en çok gaz türbinli makinelerde kullanılır. Burada da yine üç eleman vardır, Şekil 2.10' de gösterilmiştir;



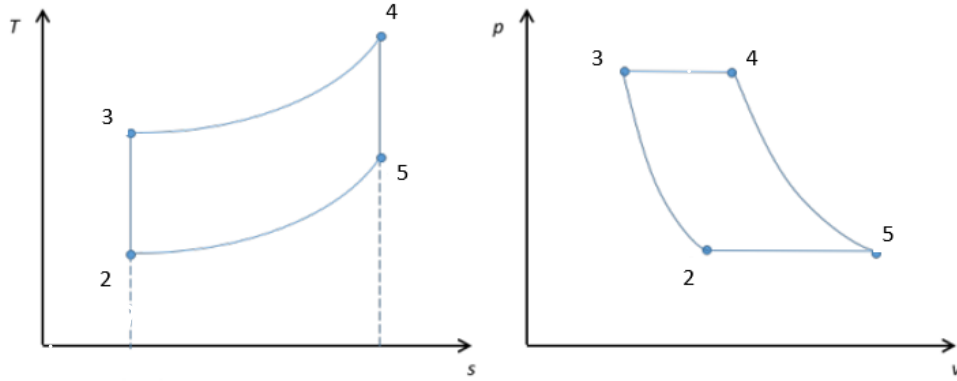
Şekil 2.10. Gaz türbinli motor termodinamik gösterimi (Çengel ve Boles, 2011)

Burada çevre havası kompresöre girer ve basınçlandırılır. İdeal olarak izentropik prosestir. Basınçlı hava yanma odasına girer, yakıtın yanması ile sabit basınç altında hava

ısıtılır. Basınçlı ve ısıtılmış hava, enerjisini türbin kanatçıklarına vererek, türbin veya türbinler izentropik olarak boyunca genişler ve kompresörün döndürülmesinde kullanılan iş elde edilmiş olur. (Çengel ve Boles, 2011). Şekil 2.11’ de gaz türbinli motor üzerinde termodinamik istasyonların standart numaraları gösterilmiştir. Şekil 2.12’ de ise termodinamik çevrim: Brayton grafiği verilmiştir.

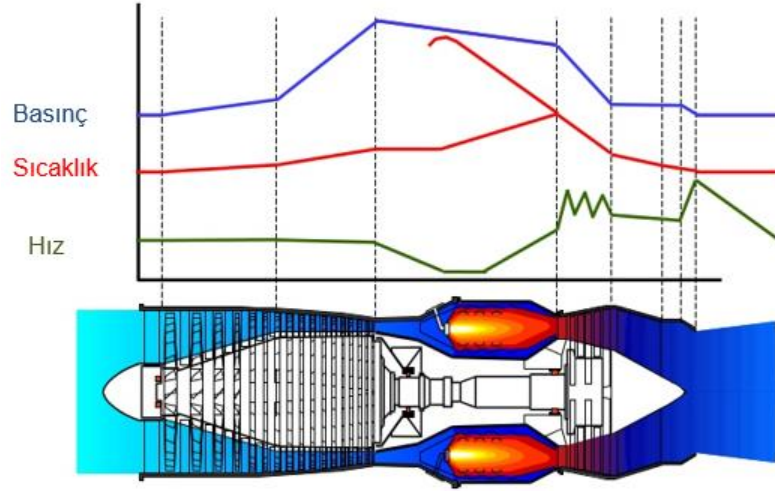


Şekil 2.11. Gaz türbinli motorlarda genel istasyon numaraları (Anonim, 2012)



Şekil 2.12. Brayton çevrimi T-S diyagramı

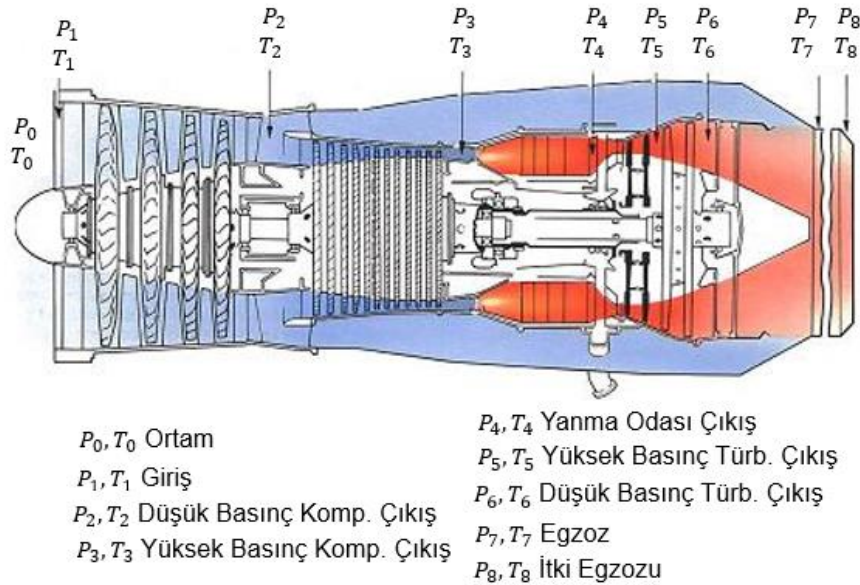
Ne sıkıştırma ne de genişleme gerçekte izentropik olamaz. Kompresör ve genişletirici boyunca kayıplar, verim kaybını kaçınılmaz kılar. Şekil 2.13’ de bir jet motoru üzerinde sıcaklık, basınç ve akışkan hızının değişimi örnek bir grafik ile gösterilmiştir.



Şekil 2.13. Gaz türbinli motor üzerinde basınç, sıcaklık ve hız değişimi grafiği (Anonim, 2014)

2.5. Gaz Türbinlerinde Soğutmanın Önemi

Gaz türbinlerinin temel anlamda verimi ve karbondioksit (CO₂) emisyon oranları T₄ sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. T₄ sıcaklığı, yanma odasından çıkan ve türbine iletilen akışkanın sıcaklığını ifade etmektedir. Şematik olarak motor istasyonları ve bu noktalardaki basınç ve sıcaklık ifadeleri Şekil 2.14' de gösterilmiştir.



Şekil 2.14. Turbofan motor üzerindeki termodinamik istasyonlar (Anonim, 2012)

Termal verim; ideal olarak yakılan yakıttan üretilen ısının işe dönüştürülme oranını ifade etmektedir. Bu dönüşümü artırmak için türbine iletilen akışkanın sıcaklığının yüksek olması gerekmektedir. Bu durumda akışkanın ulaşacağı sıcaklıklar yanma odası ve türbin malzemelerinin sıcak mukavemet limitlerine veya üzerine ulaşabilmektedir. Bu şekilde yüksek sıcaklığa maruz kalan metal parçalarının korunması ve motor çalışmasında sürekliliğin sağlanması önem arz etmektedir. Bu doğrultuda gelişen teknolojiler motorun genel olarak soğuk ve yeterli basınca sahip olan ve kompresörden çekilen havanın soğutma amacıyla kullanılmasını sağlamıştır. Yanma odası kubbe (dome), duvar/gömlek (liner) ve türbin kanatlarının (blade) soğutma teknolojilerinde ilerlemeyi ve böylece yüksek T4 sıcaklıkları ile çalışarak verimi yükseltmeyi amaçlamaktadır.

Daha iyi duvar soğutma sistemleri ve belki de gelecekte kullanılacak seramik türbin kanatları daha yüksek T₄ sıcaklık seviyelerinde çalışmaya olanak sağlayacak ve termal verimi yükseltecektir. (Daha düşük CO₂/MW oranı). Soğutma teknolojilerinin yanı sıra metal parçaların korunması için termal bariyer kaplama teknolojisi de seramik bazlı olarak gelişim göstermektedir. Bu çalışmada bir duvar soğutma tekniği olan jet çarptırma yöntemi ve etkiyen parametreler incelenmiştir, tasarım çıktıları üzerinde çalışılmıştır (El-jumma, 2014).

2.6. Gaz Türbin Komponentlerinin Malzemeleri

Gaz türbinlerinde yüksek gaz sıcaklıklarıyla çalışıldığından ve bu sıcaklıkların yüksek malzeme sıcaklıklarına sebep olduğundan önceki bölümlerde bahsedilmiştir. Günümüz malzemelerinin ve gelecek nesil motor yanma odası ve türbin malzemelerinin sıcak mukavemeti yüksek olan nikel alaşımı veya seramik içerikli gibi malzemelerden üretilmeye başlamıştır. Soğutma teknolojisinin yanı sıra düşük iletkenliğe sahip ve geometriyi-akışı bozmayacak seviyede düşük kalınlığa sahip termal bariyer kaplamalar ile ısı transfer mekanizmasına yüksek direnç ekleme yoluyla metal malzemelerin korunması hedeflenmektedir. Gelişen teknolojinin seramik bazlı malzemelerin daha yaygın kullanımına olanak sağlaması beklenmektedir (El-jumma, 2014).

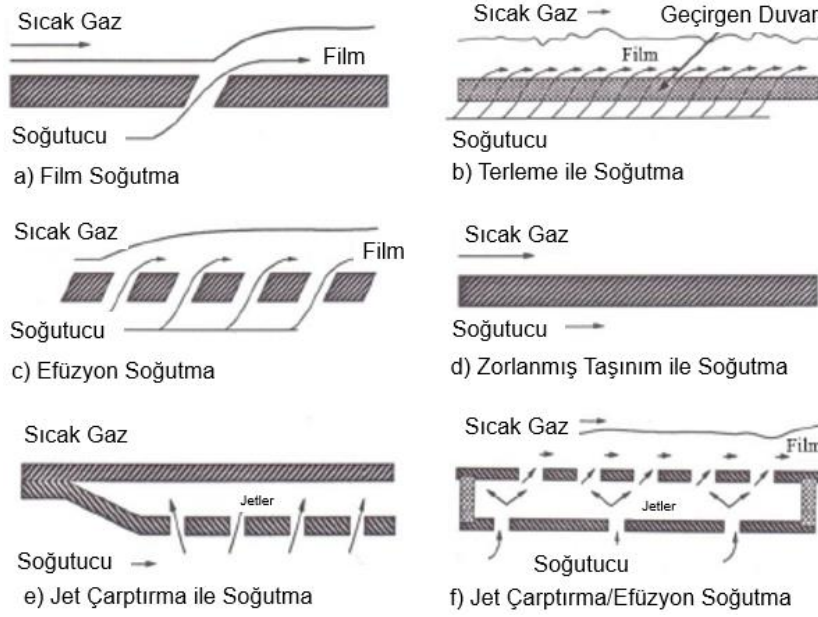
2.7. Gaz Türbinlerinde Emisyon

Günümüzde çevresel ve sağlık açısından emisyon, zararlı gaz salınımı konuları giderek önem kazanmaktadır. Gaz türbinlerinde genel olarak yakıt-hava karışımının ateşlenmesi sonucunda ortaya çıkan yanma ürünleri CO₂, H₂O, N₂ ve O₂ gibi bileşenlerden oluşmaktadır. Bu ürünler ve verimsiz yanma sonucu oluşabilecek zararlı egzoz gazları da ortaya çıkmaktadır. Bu üretilen gazlar; güneş ışığıyla etkileşime girerek asit yağmurlarına ve ozon tabakasına zarara sebebiyet veren NO_x (NO+NO₂) gaz salınımı, canlıların solunum yoluyla kan dolaşımına katılabilen CO (karbon monoksit) salınımı, yanmamış hidrokimyasallar, kükürt bileşenleri SO_x ve korozyif gazların oluşumuna sebep olmaktadır.

Eğer gönderilen hidrokarbon yakıt tam yanmaya uğrarsa üzerindeki tüm karbon, oksijenle etkileşime girerek CO₂ üretimi gerçekleşmiş olur ve CO₂, günümüzde küresel ısınma ve sera etkisini oluşturan birinci etmen olarak kabul edilmektedir. Gaz türbini özelinde yanma odası ve türbin soğutma teknolojisinin gelişmesi ve veriminin artırılması daha az yakıt yakılması ile aynı gücün elde edilebilmesine bu da daha az CO₂ salınım oranlarının yakalanabileceğini göstermektedir. Böylece ekosisteme verilen zarar azaltılmış olacaktır (El-jumrah, 2014).

2.8. Gaz Türbinli Motorlarda Kullanılan Yaygın Soğutma Teknikleri

Gaz türbinli motorlarda soğutmanın önemi ve malzeme koruma gereksinimleri önceki bölümlerde açıklanmıştır. İhtiyaç duyulan soğutmanın nasıl yapılabileceğine dair yaygın kullanılan soğutma teknikleri Şekil 2.15' de gösterildiği gibi sırasıyla açıklanmıştır.



Şekil 2.15. Gaz türbinli motorlarda kullanılan yaygın soğutma yöntemleri (El-jumma, 2014)

2.8.1. Film soğutma yöntemi (film cooling)

Film soğutma yanma odası ve türbin üzerinde kullanımı yaygın olan bir soğutma tekniğidir. Şekil 2.15.a' da görüldüğü gibi sıcak ana akış ile korunması istenen metal yüzey arasına soğutucu akışkanın gönderilip soğuk bir film katmanı oluşturarak sıcak gaz ile metal arası etkileşimin azaltıldığı bir yöntemdir. Genellikle yanma odası gömlekleri ve türbin kanatçıları üzerinde uygulanan bu yöntem ile malzeme üzerinde termal gerilmelere karşı koruma sağlamakta ve termal gerilmeleri düşürmektedir. Dezavantaj olarak sıcaklık dağılımının homojenliğini bozmakta ve belirli bir aksenal mesafeye kadar etki edebilmektedir (El-jumma, 2014).

2.8.2. Terleme ile soğutma yöntemi (transpiration cooling)

Şekil 2.15.b' de gösterildiği gibi geçirgen bir duvar kullanılarak sıcak gaz ile duvar arasına soğuk akışkanın nüfuz etmesi ile soğutucu bir film tabakası oluşumu sağlanmaktadır. Geniş bir koruma alanı sağlamakla birlikte alev radyasyonundan, oksidasyondan ve ince yapısından kaynaklı termal gerilmelerden olumsuz etkilenmektedir (El-jumma, 2014).

2.8.3. Efüzyon/sızınım ile soğutma yöntemi (effusion cooling)

Şekil 2.15.c' de gösterilen yüksek sayıda ve büyük çaplarda sıralı veya çapraz düzende yerleştirilen delikler sayesinde basınç farkından dolayı soğutucu akışkanın geçiş yapması ve bir koruyucu film tabakası oluşması sağlanmaktadır (El-jumma, 2014).

2.8.4. Zorlanmış taşınım ile soğutma yöntemi (forced convection cooling)

Sıcak akışkana maruz kalan metalin diğer yüzeyinde soğutucu ve türbülansı artırılmış akışkanın geçirilmesi şeklinde uygulanan soğutma tekniğidir. Türbin kanatlarında oldukça yaygın olarak kullanılmakla birlikte kanatçıkların içine açılacak kanal boyutu ve sayısı bakımından kısıtlara sahiptir. Aynı zamanda yanma odası dış yüzeyinde aktif olarak en genel kullanıma sahip olan soğutma şekli olarak görülebilir. Şekil 2.15.d' de gösterilmiştir (El-jumma, 2014).

2.8.5. Jet çarptırma ile soğutma yöntemi (impingement cooling)

Şekil 18.e' de gösterildiği gibi soğutucu akışkanın jet delikleri üzerinden soğutulmak istenen yüzeye yüksek hızla çarptırılarak türbülanslı bir ortamda zorlanmış taşınım ile soğutulma sağlanmaktadır. Yanma odası kubbe soğutma ve türbin kanatçıklarının iç yüzeylerinde uygulanmaktadır. Bu tez çalışmasının ana araştırma konusunu oluşturmaktadır (El-jumma, 2014).

2.8.6. Jet çarptırma ve efüzyon soğutma yöntemi (impingement/ effusion cooling)

Jet çarptırma yöntemine ek olarak efüzyon soğutma yönteminin entegre bir şekilde kullanıldığı bir tekniktir. Şekil 2.15.f' de gösterilmiştir. Jet çarpma ile soğutulan metal yüzeyinde bulunan delikler vasıtasıyla sıcak akışkanın bulunduğu bölgeye sızan soğutucu akışkan arka yüzeyde bir soğuk film tabakası oluşturmaktadır (El-jumma, 2014).

2.9. Isı Transfer Mekanizması

Isı transferi, genel olarak ortamdaki sıcaklık farklılığından kaynaklanan bir çeşit enerji geçiştir. Isı transferinin üç modu bulunmaktadır. Bunlardan ilki İletim (kondüksiyon/Conduction) ile ısı geçiştir. İletim yoluyla katı veya durgun akışkan üzerindeki atomik ve moleküler düzeyde etkileşim ile gerçekleşen titreşim ve serbest elektron hareketi ile yüksek enerjili ortamdaki düşük enerjili ortama enerji geçiştir. Bu ısı transfer modu Fourier yasası ile ifade edilir ve Denklem 2.1' de gösterilmiştir. Bu yasada malzeme cinsi (ısı iletim katsayısı), ısının geçeceği kesit alanı, sıcaklık farklılığı ve ısının kat edeceği yol etkili olmaktadır.

$$Q = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

İkinci ısı geçiş modu ise Taşınım (Konveksiyon/Convection) ile ısı geçiştir. Bu ısı transfer modunda akışkan-akışkan veya katı yüzeyi-akışkan arasında moleküllerin serbest hareketi sonucu yer değişimiyle gerçekleşir. Taşınım ile ısı geçişi Newton Soğuma yasası ile ifade edilir ve Denklem 2.2' de gösterilmiştir. Newton yasasında ısı transfer temas yüzey alanı, akışkan hızı, cinsi, sınır tabakadan etkilenen ısı taşınım katsayısı, yüzey akışkan arası sıcaklık farkından etkilenmektedir.

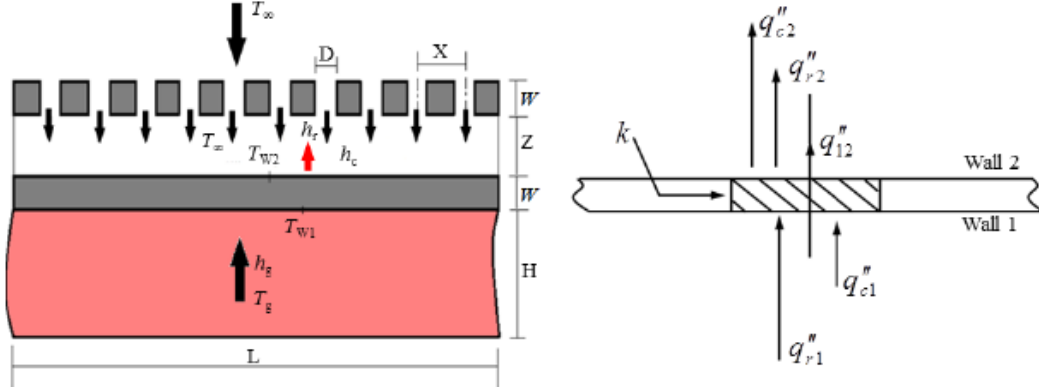
$$Q = hAdT \quad (2.2)$$

Son olarak, üçüncü ısı transferi modu ışınım ile ısı geçiştir. Farklı sıcaklıklardaki iki malzeme yüzeyi veya akışkan arasındaki elektromanyetik dalga hareketlenmesi ile gerçekleşir. Stephan-Boltzman yasasıyla (Denklem 2.3) ifade edilir ve yüzey özelliklerine bağlı ısı yayılım katsayısı, yüzey alanı ve ısı transferinin gerçekleştiği iki tarafın sıcaklık farkından etkilenmektedir.

$$Q_{rad} = \varepsilon A \sigma (T_s^4 - T_{surr}^4) \quad (2.3)$$

Bu bahsedilen mekanizmalar her mühendislik problemi özelinde kendine has bir biçime dönüşür ve enerji korunumu doğrultusunda gerçekleşir. Jet çarptırma yöntemi temelde

taşınım ile ısı transferi yöntemini kullanmaktadır. Şekil 2.16' da jet çarptırma yöntemi şematize edilmiştir.



Şekil 2.16. Jet çarptırma yöntemi ve ısı transferi (El-jumma, 2014)

Jet çarptırmada ısı transferine etkiyen parametreler özetle şu şekildedir;

- Jet akışkan hızı V_j
- Birim alandaki delik oranı A
- Plakalar arası mesafe Z
- Delik çapı D
- Delikler arası mesafe X
- Çapraz akış hızı V_c
- Soğutucu akışkan sıcaklığı T
- Delik dizilimi
- Delik geometrisi

Bu parametreler ile mühendislik problemlerinde ortalama taşınım ısı transfer katsayısı önemli bir rol oynamaktadır. Bu katsayı lokal olarak konum, akışkan sıcaklığı, akışkan özellikleri gibi birçok etkenden etkilenmektedir (El-jumma, 2014).

3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Han ve Goldstein (2001), Genel olarak gaz türbinleri özelinde jet soğutma incelemesi yapmıştır. Çalışmalarında jet soğutma mekanizmasının yapısı, özellikleri ve mekanizmaya etki eden parametreler ayrı ayrı incelenmiş ve ilgili literatür kaynaklarıyla sunmuşlardır. Çalışma gaz türbinleri özelinde olduğu için dairesel (round) jet soğutma delikleri ile yarık (slot) tip yapılar ile ilgili bilgi vermektedir. Gaz türbinli motorların sıcak bölgelerinde yerel ve alan soğutma açısından oldukça önemli olduğuna değinilmiştir.

3.1. Geometrik Tasarım

Andrews ve Hussain (1984), geometrik tasarımda iki ana parametrenin etkili olduğunu ortaya koymuştur. Bunlar; delik çapının delikler arası mesafeye oranı X/D ve plakalar arası mesafe Z ölçüleridir. Bu ölçülerin değiştirilerek yapıldığı birçok çalışmada genel kabul $X/D \leq 10$ olması gerektiği yönündedir. Aşağıdaki eşitlikler bu parametrelerin hesaplanması için kullanılabilir;

$$A = \frac{\text{Toplam delik sayısı}}{\text{Birim tüzey alanı}} = \frac{\text{Delik alanı}}{X.L} = \frac{\frac{\pi D^2}{4} n}{1} \quad (3.1)$$

$$D = \left(\frac{4A}{\pi n} \right)^{1/2} \quad (3.2)$$

$$\text{Delik yoğunluğu: } \frac{1}{n^2} \quad (3.3)$$

$$X = \left(\frac{1}{n} \right)^{1/2} \quad (3.4)$$

$$\frac{X}{D} = \left(\frac{\pi}{4A} \right)^{1/2} \quad (3.5)$$

3.1.1. X/D etkisi

X/D etkisi üç şekilde uygulanabilir bunlar, D sabit iken X değişir ve sonucu olarak delik yoğunluğu n yani delik sayısı ve basınç düşüşünde değişim olur (Hollworth ve Cole, 1987). Ya da tam tersi olarak X sabitken D değişebilir, bu durumda ise delik sayısı sabit kalır. Son olarak X ve D birlikte değişebilir, n ve basınç düşüşü neredeyse sabit tutularak geometrik değişiklikler yapılabilmektedir. Hangi yöntem uygulanırsa uygulansın X/D değişiminin ana etkisi V_j yani jet hızındaki değişimdir. Bu da basınç değişimine etki edecektir. X/D artar ise sabit kütleli akıda jet hızını artıracak ve bu da ısı transferinin artırılmasını sağlayacaktır (El-jumma vd., 2014). Genel olarak kabul edilebilir oran $X/D < 10$ olarak belirtilmiştir (Hollworth ve Berry, 1978).

3.1.2. Z/D etkisi

Freidman ve Mueller (1951), yapılan çalışma ile plakalar arası boşluğun belirli bir oranda ısı transferine etkisi olduğu ortaya çıkmıştır. Andrews vd. (1985), $1 < Z/D < 10$ arasını, Andrews ve Hussain (1984) ise $1 < Z/D < 6$ arasını taramışlar ve ısı transferine etkisinin kısıtlı olduğunu tespit etmişlerdir. $Z > 6$ durumunda jet deliklerinden çıkan akışın dağılarak komşu jetlere olumsuz etki ettiği gözlemlenmiştir (Chougule vd., 2011). Ayrıca Z/D için Zuckerman ve Lior (2006), yaptıkları çalışmada Çizelge 3.1' de listelenen etkilerden bahsetmiş ve en iyi performansın Z/D: 2-8 arası durum için elde edilebileceğinden bahsetmişlerdir.

3.1.3. L/D Etkisi

Lutum ve Johnson (1998) ve Ward (1971), L' yi delik uzunluğu veya plaka et kalınlığı olarak kabul etmiştir. Delik çapı veya uzunluğundaki değişiklikler bu parametrede değişikliğe sebep olmaktadır. Burada jet akışının kısa bir delikten geçmesi ve akış üzerinde çeşitli etkiler yapmaktadır. Kısa delik akış ayrılmasına sebep olmaktadır. Akış ayrılmasının bir sonucu olarak basınç düşüşü meydana gelir. Basınç düşüşünün olmaması için ayrılan akışın tekrar bir araya gelmesi gerekmektedir. $0.4 < L/D < 0.8$ arası ayrılan akış tekrar bütünleşmez ve bu aralık stabil olmayan bir akış durumu oluşturur. (Ward Smith, 1971), imalat açısından delik girişinin kavisli olarak üretilmesi bu tür akış ayrılmasına önleyici etki yapmaktadır.

Çizelge 3.1. Jet Yüksekliğinin Etkisi (Zuckerman ve Lior, 2006)

Z/D	Jet üzerine etkisi
0.25 e kadar	Oldukça yüksek seviyede sınırlandırılmış akıştır. Güçlü çapraz akışlara ve yüksek geri basınç seviyeleri oluşabilmektedir.
0.25-1.0	Akışta pınar yapısı oluşarak ısı transferinin büyük oranda etkileyebilir.
1-2	Hafif pınar etkileri oluşabilir, küçük türbülans üretimi gerçekleşecektir ve duvar cidarındaki akıştan etkilenecektir. Sistemde çıkış yolunun iyi modellenmesi gerekmektedir.
2-8	Jetler kesme tabakalarıyla etkileşime girebilmektedir. Bu durumda jetler arası mesafe ve jet sayısının düzenlenmesi gerekir. En iyi performans bu aralıkta sağlanabilir.
8-12	Nozul tipine bağlı olarak jetin bozulma riski bulunmaktadır. Jetlerin birbirine etkisini minimize etmek için jetler arası mesafenin açılması gerekmektedir.
12+	Jet akışın hedef yüzeye ulaşmaya kadarki enerji kaybından ötürü Nusselt dağılımı oldukça kötü etkilenmektedir. Komşu jetlerin birbirinden uzak konumlandırılması önemlidir.

3.1.4. Jet nozul geometrisi

Marzec ve Kucaba-Pietal (2014), Genel olarak sıralı şekilde dizilmiş jet deliklerinin geometrik şekillerinin meydana getirdiği etkiler incelenmiş. Basınç düşüşünün, Nusselt sayısına (ısı transferi) etkisini incelenmiştir. Sıralı deliklerde ilk delikte meydana gelen çarpma açısındaki sapmaya dikkat edilmiş ve basınç düşüşünün; en düşük havşa tipi delikte, en yüksek ise silindirik delikte meydana geldiği tespit edilmiştir. Nusselt sayısının ise havşa, pah kırılı ve uzun silindir yapısına göre kısa silindirik nozulda daha yüksek çıktığına dikkat çekilmiş ve ısı transferine faydası üzerinde durulmuştur.

3.2. Jet Akış Dinamiği

Jet soğutma mekanizmasında üç ana bölge bulunmaktadır: serbest jet bölgesi, ölü akış bölgesi ve duvar jet bölgesinden oluşmaktadır. Bu alanlar Abramovich ve Schindel (1963), Förste (1980), Rajaratnam (1976), Gauntner vd. (1970) 'nın kitaplarında detaylıca incelenmiştir. Serbest jet bölgesi Reynolds 3000 değerinden büyük durumlar için türbülanslı kabul edilmiştir (Gauntner vd., 1970). Kritik Reynolds hesaplamasında delik çapı kritik ölçü olarak alınmaktadır. Ölü bölgede akış çarpma bölgesindeki yüzeyden etkilenmektedir. O bölge için ortalama hız ve türbülans yoğunluk değeri için Nishino vd. (1996), ölçümler gerçekleştirmiştir. Jetin tam gelişmiş olduğu durum için eksenel hız profili Gauss dağılımı özelliği göstermektedir.

3.2.1. Tek jet için ısı transfer karakteristiği

Jet soğutma incelemelerinde önemli faktörlerden birisi de ısı transferinin etkin bir şekilde gerçekleşebiliyor olmasıdır. Isı transferini sembolize eden temel ifade ısı transfer katsayısıdır (h) ancak bu ifadenin nümerik ve analitik çalışmalarda kullanımı için boyutsuz olarak Nusselt sayısı elde edilmektedir. Nusselt sayısı duvar sıcaklığı ve adyabatik duvar sıcaklığı değerlerine göre elde edilirse Nu , jet akışın sıcaklığı referans alınarak elde edilirse Nu' şeklinde ifade edilir. Nusselt dağılımı incelendiğinde maksimum Nusselt değerinin ölü bölgede olduğu görülmektedir (Han ve Goldstein, 2001).

Reynolds'dan bağımsız olarak ölü noktadan uzaklaştıkça ısı transfer oranında düşüş meydana gelmektedir. Ayrıca duvarda oluşan ısıl sınır tabakadan kaynaklı ikincil maksimum ısı transfer bölgeleri de oluşmaktadır, bu etki daha çok düşük jet-duvar mesafelerinde jet etrafında görülmektedir. Isı transfer katsayısının tespiti için birçok çalışma ile Reynolds ve Prandtl sayısına bağlı kuvvet kuralına uygun korelasyonlar elde edilmiştir (Han ve Goldstein, 2001). Literatürde bu yönde yapılan çalışmalar Çizelge 3.2' de özetlenmiştir.

Çizelge 3.2. Literatürde Tek Jetli Çarpırmalı Soğutma Çalışmaları (Han ve Goldstein, 2001).

Yazar	D(mm)	Re	L/D	Açıklama
Perry (1954)	16.5, 21.6	$7 \times 10^3 - 3 \times 10^4$	≥ 8	-
Smirnov vd. (1961)	2.5-36.6	$50 - 3.1 \times 10^4$	0.5-10	Dairesel kesit, sıvı jet
Gardon ve Cobonpue (1962)	2.3-9	$7 \times 10^3 - 1.2 \times 10^5$	≥ 0.5	Tek ve sıralı halde dairesel kesitli jet
Gardon ve Akfırat (1965)	1.59-6.35	$2.8 \times 10^3 - 2.2 \times 10^4$	2-80	Slot, dairesel kesit tek ve sıralı jetler
Bouchez ve Goldstein (1975)	12.7	$3.5 \times 10^4 - 1.25 \times 10^5$	6,12	Hava çarpırmalı ve çapraz akışlı
Popiel vd.(1980)	13.8	$1 \times 10^3 - 1.9 \times 10^3$	2-20	Yanma ürünleri dahil edilmiş ortam
Goldstein ve Behbahani (1982)	12.7	$2.5 \times 10^4 - 1.24 \times 10^5$	6,12	Hava ve çapraz akış/ Hava ve çapraz akışsız
Goldstein vd. (1986)	12.7	$6.1 \times 10^4 - 1.2 \times 10^5$	2-12	Geri dönüşüm faktörü ve L/D ye bağlı Nusselt değişimi
Lytle ve Webb (1994)	7.8,10.6	$3.6 \times 10^3 - 2.8 \times 10^4$	0.1-6	Küçük L/D oranında ısı transfer katsayısında ikinci tırmanış noktası

3.2.2. Çoklu jetler için ısı transfer karakteristiği

Çoklu jet durumunda her jet için birer maksimum Nusselt noktası jetin duvara çarptığı ölü bölgelerde meydana gelir. L/D oranın düşük olduğu durumda çapraz akış (crossflow) oluşumu gözlemlenmiştir. Çapraz akış maksimum Nusselt bölgelerinin dışında akışın tekrar duvara çarpmasından kaynaklı olarak yerel maksimum Nusselt bölgeleri ortaya çıkarmaktadır (Han ve Goldstein, 2001).

Tekli jetlerde olduğu gibi çoklu jetler için de ısı transferi için kuvvet kuralı geçerlidir ve birçok araştırmacı çoklu jetler için kendi deneysel çalışmalarına uygun olarak birçok parametreyi içeren korelasyonlar üretmişlerdir. Örneğin; Goldstein ve Seol (1991), kuvvet

kuralını jet-plaka mesafesini de içerecek şekilde $NU / Re^{0.7}$ şeklinde düzenlemiştir. Çoklu jetlerde yapılan çalışmalar ve parametreleri Çizelge 3.3' de gösterildiği gibidir;

Çizelge 3.3. Literatürde Çoklu Jetler ile İlgili Yapılan Çalışmalar (Han ve Goldstein, 2001).

Yazar	D(mm)	Re	L/D	Açıklama
Metzger ve Korstad (1972)	2.54	$2 \times 10^3 - 6 \times 10^3$	2-6.7	Sıralı dairesel kesitli jetler ve çapraz akış etkisi
Koopman ve Sparrow (1976)	6.35	$2.5 \times 10^2 - 1 \times 10^4$	2-10	Sıralı dairesel kesitli jetler ve kütle transferi ilişkisi
Hollworth ve Berry (1978)	2, 5.5	$3 \times 10^2 - 3.5 \times 10^4$	1-20	Kare dizilimli sıralı jetler
Metzger vd. (1969)	0.76- 1.5	$1 \times 10^3 - 5.5 \times 10^3$	7-22.6	Sıralı ve geçişli düzendeki jetler
Hrycak (1981)	9.5,12.7	$2.5 \times 10^3 - 3.5 \times 10^4$	2-8	İçbükey yüzey üzerine sıralı jetler
Goldstein ve Timmers (1982)	10	4×10^4	2,6	Altıgen dizilimli jetler
Behbahani ve Goldstein (1982)	5,10	$5 \times 10^3 - 1.5 \times 10^4$	2-5	Geçişli dizilime sahip jetler ve tek yönden sistemi terk eden akış
Obot ve Trabold (1987)	3.175	$1 \times 10^4 - 4 \times 10^4$	2-16	Kare düzende jetler ve kütle transferi
Goldstein ve Seol (1991)	6.35	$2 \times 10^4 - 2.0 \times 10^4$	≥ 6	Sıralı dairesel kesitli jetler

3.2.3. Eğimli yüzeylerde jet soğutma

Jet soğutma düz bir yüzey üzerine yapılabileceği gibi eğimli yüzeylere de uygulanabilmektedir. Örneğin gaz türbinli motorların nozül kılavuz kanatçıkları veya türbin kanatçıklarında hücum kenarı soğutma çalışmalarında kullanılmaktadır. Hücum kenarı aerodinamik nedenlerden ötürü tasarımsal olarak belli bir eğime sahiptir bu bölgenin

soğutulmasında jet akıştan faydalanılabilmektedir. Bu nedenle soğutulacak bölgedeki eğimin soğurma sistemine etkisi dikkate alınmalıdır. Metzger vd. (1969), bir sıra dairesel yapılı jet soğutma sisteminin yarım daire şeklindeki yüzey üzerine soğutma etkisini incelemiştir. Dyban ve Mazur (1970), parabolik konkav bir yüzey üzerine slot jet uygulayarak ısı transfer katsayılarını hesap etmişlerdir. Gau ve Chung (1991), iç bükey ve dış bükey yüzeylerde deneysel çalışmalar ve ölçümler yaparak akış yapısını gözlemlemişlerdir. Hücum kenarı için jet soğutmanın yanı sıra film soğutma da kullanılabilmektedir. Bu iki soğutma sisteminin bir arada kullanılmasında birbirine etkileyen birçok durum meydana gelebilmektedir. Bu konuda Metzger ve Bunker (1990), bir çalışma gerçekleştirmiştir. Genel olarak incelendiğinde, içbükey yüzey soğutma havasının uç bölgelere sürüklenmesine neden olur, bu sürüklenme ısı transfer oranlarında düşüşe sebep olmaktadır. Özellikle L/D oranının artışı ısı transferini olumsuz etkilemektedir.

3.2.4. Çapraz akış etkisi

Jet akışın yönlendirildiği bölgenin jet kaynağına yakınlığı Z/D oranı büyüdükçe jet akış nozuldandan çıktıktan sonra hedef plakaya ulaşmadan dağılma göstermekte ve komşu jetlerle etkileşime girerek soğutma etkinliğinin düşüşüne sebep olmaktadır. Bu alanda Goldstein ve Behbahani (1982), deneysel çalışmalar yürüterek çapraz akış olması veya olmaması durumlarını gözlemlemişler ve ısı transfer katsayısı ölçümleri gerçekleştirmişlerdir. Obot ve Trabold (1987), farklı çapraz akış yaratabilecek durumlar için jet akışta kullanılan soğutucu akışkan miktarının ısı transfer durumlarını incelemişlerdir.

3.2.5. Çarpma açısının etkisi

Soğutma bölgesine yönlendirilen jet akışın soğutulmak istenen duvara çarpma açısına göre ısı transfer karakteristiği değişmektedir. Jet akışın duvara çarptığı açının ölü bölge için Nusselt sayısına etkisi 30 dereceye kadar ihmal edilmektedir. 30 derece durumunda %23 oranında Nusselt' te düşüş gözlemlenmektedir. Bu etkinin araştırılmasında Goldstein ve Franchett (1988), deneysel çalışmalar yapmıştır. Perry (1954), yerel ısı transferi ölçümleri yapmıştır. Stapountzis (1993), çapraz akış ile çarpma açısının etkilerini birlikte incelemiştir.

3.2.6. Hareketli bir yüzeye jet soğutma

Jet soğutma sabit düz veya eğimli yüzeylere uygulanabildiği gibi hareketli yüzeylere de uygulanabilmektedir. Örneğin bir jet motorunun türbin bölgesi yanmış gazlardan dolayı oldukça sıcak bir yapıdadır. Türbin kanatçıklarının yanı sıra türbin disklerini de soğutmaya ihtiyaç duyulabilir. Bu durumda jet akış dönen bir disk üzerine yönlendirilmiş olacaktır. Çarpma bölgesinin bağıl olarak belli bir hıza sahip olması maksimum hızın çarpma duvarında oluşmasından dolayı ince bir sınır tabaka oluşumuna etki edecek ve ısı transferinin farklı bir karakteristikte olmasına neden olacaktır. Bu konuda Popiel ve Boguslawski (1986), dönen bir disk üzerinde meydana gelen yerel ısı transfer katsayıları üzerine deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu durumda Reynolds sayısının dönen hıza bağlı olan formu değerlendirilerek üç farklı ısı transfer bölgesi tespit etmişlerdir. 1) jet soğutma etkisinin baskın olduğu bölge; 2) Jet-Dönel geçiş bölgesi; 3) dönel baskın bölge şeklinde sınıflandırmışlardır.

3.3. Nümerik Çalışmalar

Jet çarptırma ile soğutma tasarımı yapan kişi ısı transfer katsayısı dağılımı (Nu), gerekli akış miktarı (G), ve basınç düşüşünü tahmin etmelidir. Yüksek doğrulukta modellemeler ve hesaplama yöntemleri bu ihtiyaca düşük test sayısına imkân sağlayarak cevap vermektedir. Güvenli modeller sayesinde tasarımcı az miktarda teste ihtiyaç uyarak hızlı ve maliyeti düşük bir şekilde birçok tasarım alternatifini değerlendirme şansına sahip olmaktadır. Başlangıç için birçok araştırmacının elde ettiği korelasyonlar kullanılarak ısı transferi ve temel tasarım parametreleri üzerinde fikir elde edilebilmektedir. Alış hızının düşük olduğu Laminer durumlar için de benzer şekilde analitik çözümler yeterli bilgiyi sağlayabilmektedir. Ancak jet çarptırma ile soğutma sisteminin endüstriyel uygulamalarının büyük çoğunluğu türbülanslı akış içermektedir ve bu durumda çözüm oldukça kompleks ve zorlu bir hal almaktadır. Sonlu elemanlar, sonlu farklar ve sonlu hacimler ile hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD-CFD) akış alanının ve ısı transfer davranışının elde edilmesinde iyi bir yere sahiptirler. Hesaplamalarda özellikle türbülans varlığı ve bu türbülansın duvar ile etkileşimi çözümü zorlaştıran iki ana unsurdur (Zuckerman ve Lior , 2006).

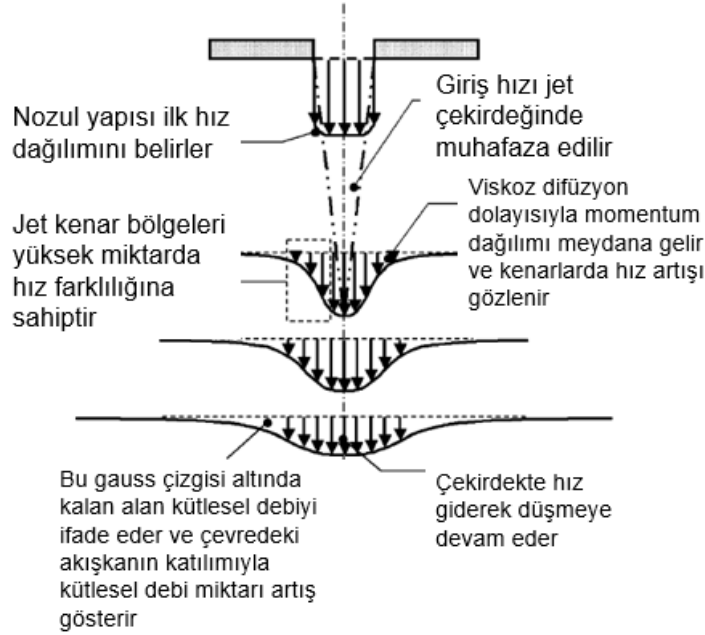
Hesap ağı akışın giriş bölgesini, jet deliklerini, hedef plaka bölgesini ve sistemden çıkış kısımlarını içermelidir. Çıkış kısmı için sistemin kararlı halde çözülebilmesi için 8-10 D kadar uzatılması faydalı olacaktır. Kullanılacak model seçimi çözümden beklenen doğruluk oranı ve çözüm maliyetine göre değişiklik gösterebilmektedir. Çözüm zamanı-maliyeti açısından bir kısıtlama bulunmaması durumunda DNS ve LES çözümlenmeleri laminar ve türbülanslı akışlarda yüksek yoğunluklu ağ yapısıyla birlikte hesaplama yöntemleri vasıtasıyla oldukça iyi doğruluk ve çözünürlükte sonuçlar sağlayabilmektedir. Ancak bunlar dışında RANS modelleri de kullanılabilir. Bu modeller Süreklilik, Navier-Stokes ve Enerji denklemlerini çözmekle birlikte türbülans çözümlenmelerinde farklı denklemlerden faydalanmaktadır. Akış alanının çözümünün yanı sıra duvar kenarı akışın da iyi bir şekilde modellenmesi gerekmektedir. Türbülans, sınır tabaka, ayrılma bölgelerini içeren bu yapının çözümü için seçilecek duvar fonksiyonları da önem arz etmektedir. (Zuckerman ve Lior, 2006)

Bu alanda birçok nümerik çalışma da gerçekleştirilmiştir. Analizler için geçerli olan türbülans modellerinin uygunluğu incelenmiştir (Cooper vd. (1993), Craft vd. (1993), Hosseinalipour ve Mujumdar (1995)). Thakre ve Joshi (2000), düşük reynold sayılarıyla boru içi türbülanslı akış üzerine çalışmışlardır. Çalışmalarında $k-\epsilon$ ve Reynolds Stress Model (RSM) modellerini karşılaştırmıştır. Bu modellerin Nusselt tahminleri üzerinde durmuşlardır. $k-\epsilon$ modelinin boru içi akış durumu için uygun olduğunu tespit etmişlerdir. Shi vd. (2002), düz plaka üzerinde slot halinde açılmış bir geometri ve bu geometride meydana gelen jet çarptırma ile soğutma sistemini incelemişlerdir. Çalışmalarında daha çok türbülans model etkisi, duvar fonksiyonu, türbülans yoğunluğu ve Reynolds sayısının etkisi üzerinde durmuşlardır. $k-\epsilon$ ve RSM modellerini kıyaslamışlar ve jet soğutma açısından yakın ve tatmin edici sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir. Ancak duvar dibinde iyi öngörüde bulunabilmek için duvar fonksiyonu kullanımı gerektiği ve duvar kenarında ağ yapısının iyi seviyede olması gerekliliğini ortaya koymuşlardır. Geers vd. (2004), silindirik sıralı jet deliklerinin etkileşimini incelemiştir. Çalışmasında temel olarak bu sıralı jet delikleri ve çapraz akışın jet karakteristiğine etkisini araştırmıştır. En iyi soğutmayı merkezdeki jetin verdiğini ve uçlara gittikçe ve en uçtaki jetin çapraz akıştan oldukça fazla etkilendiğini gözlemlemiştir. Zuckerman ve Lior (2006), yaptıkları çalışmada jet çarptırma ile soğutma yöntemi hakkında genel bilgilendirme yapmakla birlikte düz plaka üzerinde çeşitli türbülans modelini incelemiş modellerin avantaj dezavantajlarını sıralamış ve literatürde geçen Nusselt korelasyonlarını

çalışmalarında listelemişlerdir. Çalışmalarında LES ve DNS modellerinin oldukça iyi sonuçlar verdiği ancak çözüm süresinin uzun olması ve ağ yapısı eldesindeki ihtiyaç duyulan emeğin oldukça fazla olduğunu belirtmişlerdir. Bunun yanı sıra SST k-omega modelinin tasarım çalışmalarında kullanılabileceğini, LES ve DNS e göre çözüm süresinde ve model kurulumunda daha az emek gerektirdiğini belirtmişler ve modellerden beklenen Nusselt hata oranlarını paylaşmışlardır. Chougule vd. (2011), düz plaka üzerinde deneysel verilerle karşılaştırmalı bir HAD çalışması yapmış ve çeşitli türbülans modellerini kıyaslayarak SST k- ω modelinin deneysel sonuçlarla kıyaslamayla en iyi sonucu verdiğini ortaya koymuştur. Türbülans modelinin belirlenmesi ile çeşitli geometrik değişimlerin soğutmaya etkisini incelemiştir. Chougule sonraki çalışmalarında benzer deney düzeneğini kullanarak düz plakanın yanı sıra, iğne ve kanatçık yapıları yüzeylere jet çarptırma etkisini de HAD ve test karşılaştırmalarıyla yayınlamıştır.

Sonuç olarak, tüm CFD çalışmaları genel sonuçların ve hata oranlarının belirlenmesi amacıyla testler ile karşılaştırılması gerekmektedir. Doğrulama çalışmalarında model, giriş koşulları, hedef plaka ve çıkış koşulları test şartlandırılmaları ile uyumlu olmalıdır. Bu alanda oldukça yeterli miktarda deneysel ve nümerik çalışma temel soğutma geometrisinin belirlenmesini sağlayacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalarda oldukça fazla sayıda $k-\epsilon$ ile çalışmalar yürütülmüş fakat jet çarptırmada ısı ve kütle transferi çözümlerinde sınırlı başarı elde edilmiştir. Yüksek çözüm ağı çözünürlüğüne sahip RANS modelleri çözümleri ($k-\epsilon$, $k-\omega$, RSM ve ASM) deneysel test verilerine göre oldukça yüksek hata oranları vermektedirler. Bunlar dışında v^2f ve SST modelleri jet çarptırma akışının çözümünde çözüm hızı ve doğruluğu açısından daha iyi sonuçlar vermektedir (Zuckerman ve Lior, 2006). Bu çalışmada Zukerman ve Lior (2006) ve Chougule vd. (2011) çalışmaları ile yapılan tespitler dikkate alınarak SST modeli ile çözümler gerçekleştirilmiştir. Ayrıca Chougule vd. 'nin çalışmalarında geometri, sınır şartları, deneysel ve nümerik sonuçlar büyük oranda paylaşılmıştır. Buradan yola çıkarak nümerik model kurulumu ve metodolojinin doğrulanması amacıyla ilgili makaledeki analiz tekrar edilmiş ve kullanılacak metod ile hata oranları belirlenmiştir.

Jet, nozulu terk ettikten sonra hedef çarpıtırma bölgesine ulaşmadan serbest jet olarak davranır ve nozuldan ayrıldıktan sonra hız profilinden kaynaklı olarak kenarlarından kırılmalar yaşar ve civardaki akışkana momentum transfer eder. Hız profili böylelikle yanlara doğru bir miktar açılma sergiler. Bunun yanı sıra kütleli debisinin artırılması bu etkiyi artıracak ve jet enerji kaybederek Şekil 4.2' de gösterildiği gibi bir davranış sergileyecektir.



Şekil 4.2. Serbest jet akış (Zuckerman ve Lior, 2006)

Enerji kaybeden jetin hız profili yanlara doğru açılmaktadır, merkezide kalan akışkan bu durumdan oldukça az etkilenmekte ve o bölgede bir çekirdek meydana getirmektedir. Serbest jet bölgesinin oluşması için hedef yüzeyle jet arası minimum 2D kadar mesafeye sahip olmalıdır. Daha düşük mesafede sistemdeki statik basınç doğrudan jete etki edecektir. Eğer jet merkeze doğru yönlendirilerek çekirdekte odaklanırsa merkez simetri eksenine yakınsayarak ortamdaki statik basıncın %95'ine ulaşana kadar devam edecektir bu da 4D-8D mesafeye kadar ulaşabilmesi demektir. Bu durumda çekirdekdeki akış hızı azalmakla birlikte yanlara doğru bir açılma meydana gelecektir. Jet nozuldan ayrıldıktan sonra hızının düşüşü ve yanlara genişlemesi lineer özellik göstermektedir. Literatürde bu bölge iki alt bölgeye ayrılmaktadır; gelişme bölgesi ve tam gelişmiş bölge, yani akış hız profilinin gauss dağılımı gösterdiği duruma gelmesidir.

Jet hedef plakaya ulaştığında aksenal hızı oldukça düşmüş olacak ve bu hızı kaybederek dönüş davranışı gösterecektir. Bu durumda çarpma bölgesinde ve o bölgenin üzerinde ölü bölge (stagnation region) ve yavaşlama(deceleration) bölgesi oluşturacaktır. Bu bölgede statik basınç oldukça artacaktır. Bu hedef yüzey üzerinde oluşan ölü bölgeden sonra yön değiştirip dönen akış normal ve kayma gerilmelerine maruz kalacaktır. Tüm bu etkilerin sonucu olarak ölü bölge civarında girdaplar oluşacaktır ve akış türbülansı artacaktır. Ölü bölge genel olarak hedef yüzeyden 1.2 D kadar yükseğe etki etmektedir. Akıştaki türbülansın maksimum olduğu bölge olan ölü bölgede ısı transferi de maksimum olarak gerçekleşmektedir.

Jet ölü bölge ile yanlara yönelerek genişlemeye başladığında duvar jet bölgesi oluşur (Wall jet region). Duvar jet bölgesi ölü bölge ölü bölge ekseninden 0.75-3D mesafe kadar uzaklıkta en ince değerini alır. Bu bölgede oluşan hız sınır tabakası ölü bölge ekseninden başlayarak artış göstermektedir. Bu sınır tabaka plaka üzeri akış gibi davranacak ve kayma gerilmelerinden dolayı belirli bir hız profili meydana getirecektir. Cidarda kayma gerilmesi maksimum kabul edilirse duvar üzerinde kaymama sınır koşulu oluşmaktadır. Jet radyal olarak yayılırken hızı da giderek düşmekte ve sınır tabaka kalınlığı giderek artmaktadır.

Jet çarpıtma yönteminde oluşan iki ana mekanizma ısı ve kütle transferi için hesaplamalarda kullanılacak değişkenler mevcuttur. Isı transferi açısından incelendiğinde ana parametre Nusselt sayısıdır. Boyutsuz olan bu sayı içerisinde ısı transfer katsayısını barındırmaktadır.

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (4.1)$$

burada boyutlu h için enerjinin korunumu ilkesinden şu şekilde bir eşitlik yazılabilir.

$$h = \frac{-k \cdot \frac{\partial T}{\partial \vec{n}}}{T_{jet} - T_{duvar}} \quad (4.2)$$

burada $\partial T / \partial \vec{n}$, duvara normal olarak uzanan sıcaklık gradyanını temsil etmektedir. Isı transferi için boyutsuz Nusselt sayısının seçilmesinin nedeni, ısı transferini hedef çarpma

yüzeyinden bağımsız kılarak akışa bağlı bir yorumda bulunabilmektir. T_{jet} , yavaşlayan jet için adyabatik duvar sıcaklığı olarak tanımlanır ve yüksek mach sayılarında çok önemli bir faktör haline almaktadır. Boyutsuz geri kazanım (recovery) katsayısı jet akış üzerinde ne kadar kinetik enerji transferi olduğu ve ne kadarının ısı olarak tutulduğunu ifade eden bir sayıdır.

$$\text{geri kazanım} = \frac{T_{duvar} - T_{jet}}{\frac{U_{jet}^2}{2}} \quad (4.3)$$

Burada U_{jet} : jet çıkış hızıdır. Bu faktör deneysel çalışmalarda bazı zorluklara sebep olabilir. Deneysel düzeneklerde yüzeyden sabit sıcaklık veya sabit ısı akısı verilmesinde karşılaşılan zorluklardan kaynaklıdır. Han ve Goldstein (2001), yaptıkları çalışmada H/D oranının 2 civarı için geri kazanım değerini %70-%110 arasında dalgalandığını belirlemişlerdir. Yükseltilmiş mesafeler için (H/D=6) %100 oranında geri kazanım elde etmişlerdir. Ortalama bir mesafede ise H/D=5 için ise homojenlik belirlemişlerdir. Isı transferinin yanı sıra kütle transferi için ise boyutsuz Sherwood sayısı kullanılmaktadır.

$$S_h = \frac{k_i \cdot D}{D_i} \quad (4.4)$$

burada D_i : Yayınım katsayısıdır ve k_i : transfer katsayısı için;

$$k_i = \frac{D_i \left[\frac{\partial C}{\partial n} \right]}{C_{jet} - C_{duvar}} \quad (4.5)$$

$\partial C / \partial n$, duvara dik doğrultuda kütleli yoğunluk gradyanını temsil etmektedir. Kütle transferi ile ısı transferi arasında şu şekilde bir bağıntı bulunmaktadır.

$$\frac{Nu}{S_h} = \left(\frac{Pr}{S_c} \right)^{0.4} \quad (4.6)$$

burada S_c :Schmidt sayısıdır. Boyutsuz sayılar akışkan fiziksel özelliklerini barındırdığı için seçilmektedir. Ayrıca genel kullanılan ifadeler şu şekilde açıklanabilir;

L/D: Nozul yüksekliğinin nozul çapına oranı

X/D: Çoklu jetler için iki delik merkezi arası uzaklığın boyutsuz ifadesidir. (jet merkezinden)

Z/D: Boyutsuz dikey konum değeri (hedef yüzeyden)

Tu: Nozuldaki boyutsuz türbülans yoğunluğu

Re: Reynolds sayısı

M: Mach sayısı (akış hızının ses hızına oranı, kritik değeri 1 dir.) $M < 0.3$ için düşük hız kabul edilmektedir.

$$Re = U_0 D / \nu \quad (4.7)$$

burada U_0 : delik giriş hızı, D : delik çapıdır ve A_f : Serbest alan için;

$$A_f = 1 - \frac{\text{Toplam nozul alanı}}{\text{Toplam hedef alanı}} \quad (4.8)$$

yazılabilir, f : Göreli nozul alanı ise;

$$f = \frac{\text{Toplam nozul çıkış alanı}}{\text{Toplam hedef alanı}} \quad (4.9)$$

Akışkan özellikleri nozul çıkışındaki hız, sıcaklık ve viskozite değerlerine göre bulunur. Silindirik olması durumunda jet çapı D olarak alınır. Slot olması durumunda ise slot genişliği B ve hidrolik çap $2B$ olarak alınmaktadır. Problemin tam olarak kavranabilmesi için nozul çıkışındaki hız profili veya kaynaktaki akış özellikleri ile jet akışın sistemi terk edeceği sınır koşulları oldukça önemlidir. Geometri ve akış koşulları soğutulacak bölgeye ve akışı sağlayacak kaynağa bağlıdır. Akışa kaynak olarak bir kompresör veya fan değerlendirilebilir. Kompresörden nozula kadar ve çarpma bölgesinden ayrılma bölgesine kadar olan bölgelerde basınç düşüşü genellikle göz ardı edilir. Temel tasarım hedefi jet için sağlanan hayayı efektif olarak kullanarak hedef yüzeyden olabildiğinde çok ısı çekip soğutmanın sağlanmasıdır. Sıkıştırılmaz akışlar için (< 0.6 Mach) pompa gücü;

$$P = \frac{\Delta P \cdot Q}{\eta} \quad (4.10)$$

Burada; kompresör basınç artışı ΔP , hacimsel debi Q ve verim bilgileri kullanılarak gerekli olan pompa gücü elde edilmektedir. Ancak türbin soğutma gibi sıkıştırılabilir akış durumlarında bu hesap daha karmaşık bir hal almaktadır. Fandaki basınç artışı; toplam akışın nozula iletimi, nozulda meydana gelen etkileşim, çarpma bölgesi ve sistemi terk ederken ki toplam basınç kayıpları ile belirlenir. Temel olarak fan ve nozula intikal bölgelerinde bir kısıtlama olmaması durumunda ana akışın jet hızına göre daha yavaş olması ve bu yavaş akışın nozula geldiğinde yumuşak bir geçiş ile istenilen jet hızına ulaşması hedeflenir. Bu durumda akışın fandan nozula kadar olan basınç kayıplarının minimize edilmesi beklenir.

DeneySEL çalışmalarda ince tüplerle bu akış nozullara taşınır ancak bu yöntemde yüksek sürtünme kayıpları meydana gelmektedir. İnce tabaka halindeki orifislerde kayıplar azdır ancak kısa ve düz olan nozullarda bu kayıplar 2.5 kata kadar çıkabilmektedir. Bu durumda hız gradyanında artışa sebep olacak oldukça fazla türbülans oluşmaktadır.

İnce plaka halindeki nozlul üretimi kolay ve maliyet açısından oldukça uygundur. Aksine kalın plakalarda kullanılan nozullar (0.3 D- 1.5 D) şekilli orifis delikleri açılmasına olanak sağlar ve orifis girişine bir profil tanımlanabilmektedir. Bu durum parça imalatını oldukça zorlaştırmaktadır ancak kayıpları da minimize etmektedir. Ayrıca akışı hedefe doğru hızlandırarak orifis atım katsayısının (orifice discharge coefficient) artmasını sağlamaktadır. Nozul basınç kaybı temel yaklaşım olarak el kitaplarından elde edilen formüllerden hesaplanabilir. Ancak plaka şeklindeki orifislerde hesap özelleştirilmiş denklemler ve test verileriyle sağlanmaktadır. Çizelge 4.1' de genelde kullanılan orifis tiplerinin karakteristikleri verilmiştir (Zuckerman ve Lior, 2006).

Çizelge 4.1. Nozul tipi ve karakteristiği (Zuckerman ve Lior, 2006)

Nozul tipi	Girişteki türbülans varlığı	Serbest jet kesme kuvveti	Basınç düşüşü	Nozul çıkış hız profili
Tüp	<i>Yüksek</i>	<i>Düşük</i>	<i>Yüksek</i>	<i>Paraboliğe yakın</i>
Daralan	<i>Düşük</i>	<i>Orta-Yüksek</i>	<i>Düşük</i>	<i>Düz</i>
Keskin orifis	<i>Düşük</i>	<i>Yüksek</i>	<i>Yüksek</i>	<i>Düze yakın(daralan)</i>

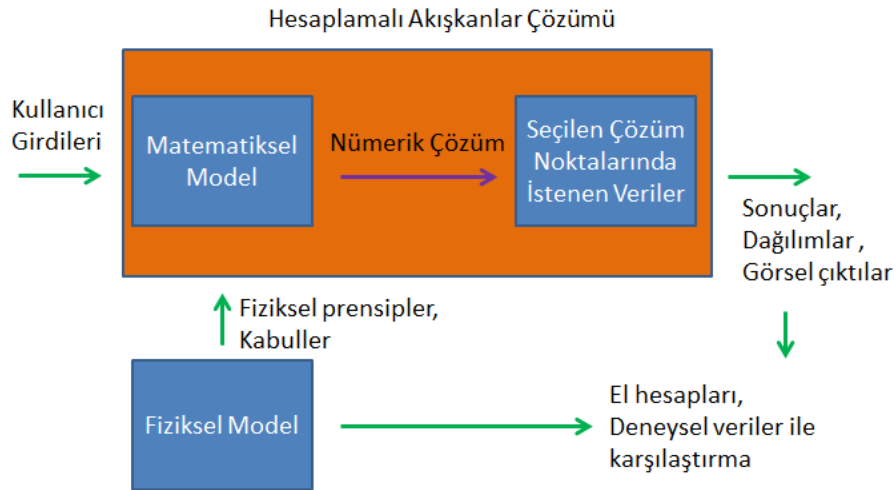
4.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD/CFD)

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), temel olarak akışkan davranışının etkili olduğu problemlerin, nümerik yöntemler ve algoritmalar kullanarak bilgisayar üzerinde bir yazılım aracılığıyla çözüldüğü ve analiz edildiği akışkanlar mekaniği alanının bir koludur. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümleri genel olarak analitik çözümün mümkün olmadığı durumlarda problemi matematiksel olarak modellemeyi ve bu modelin de nümerik metotlar aracılığıyla birçok denklem setinin çözülmesi ile yaklaşık olarak ortaya koyan bir yöntemdir. Bilgisayar ortamında örneğin; Fluent, CFX gibi yazılımlar kullanılarak genel denklemlerin belirli kabuller ve yaklaşımlar altında yaklaşık olarak çözümlenmesini sağlar. Genel denklemleri sayıca oldukça fazla ve büyük nümerik denklem setleri haline getirerek çözüm elde edilen bu yöntem sayesinde kompleks fiziksel modellerin çözümü gerçekleştirilebilmektedir. Genel denklemler üç ana başlıkta incelenebilir bunlar;

- Kütlelerin korunumu
- Momentum Korunumu
- Enerjinin korunumu

Bu denklemler bir nümerik metot olan Sonlu Hacimler Yöntemi (Finite volume method) kullanılarak kontrol hacimleri üzerinden çözülmektedir. Sonlu hacimler yönteminin sonlu elemanlar yönteminden temel farkı, çözüm alanını ayırlaştırdığı her bir kontrol hacmi için korunum denklemlerini çözmesidir. Sonlu elemanlar yönteminde bu şekilde bir korunum

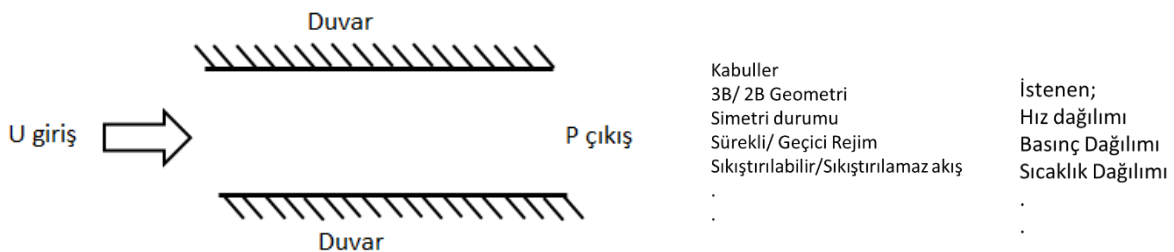
hesaba katılmamaktadır. Sonlu hacimler temel anlamda bir çözüm bölgesinin, belirli bir çözüm ağına ayrıştırılması ve bu ağda ortaya çıkan her bir kontrol hacmi üzerinde korunum denklemlerinin sayısal çözümünü temel alan bir metottur. Bilgisayar üzerinde gerçekleştirilen bu simülasyonları Şekil 4.3’ deki gibi şematize edebiliriz (Bhaskaran, 2017).



Şekil 4.3. Hesaplamalı akışkanlar simülasyon modeli

4.2.1. Ayrıklaştırma (Discretization)

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği problem çözüm yaklaşımı adımlarından biri olan ayrıklaştırma aşaması, fiziksel modeli matematiksel modele dönüştürürken gerçekleştirilen bir adımdır ve problemin ortaya konması ilgili kabullerin ve kısıtların belirlenmesidir. Elde edilecek çıktılarının ve hedeflerin de ortaya konduğu aşamadır (Şekil 4.4).



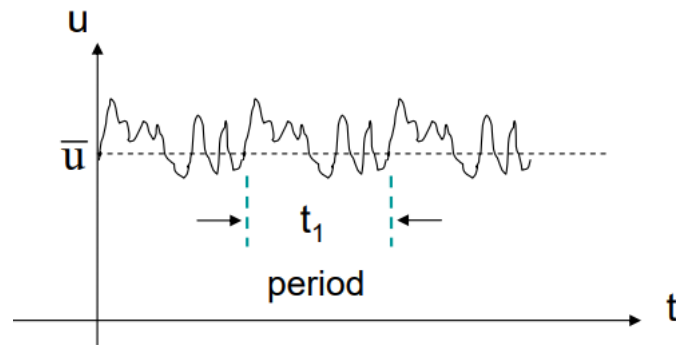
Şekil 4.4. 2 boyutlu akış alanı

4.3. Matematiksel Model

Fiziksel Modelin matematiksel olarak ifadesinin ortaya konması ve nümerik analize temel oluşturulması aşamasıdır. Belirlenen kabuller ışığında genel denklemler belirlenir ve problem ortaya konur. Eğer incelenen problem akış içindeki bir partikül üzerinden tanımlanmak istenirse diferansiyel denklemler kullanılarak genel denklemler ortaya konur. Eğer sistem genel olarak tanımlanmak ve sabit bir kontrol hacmi üzerinden ifade edilmek istenirse o zaman genel denklemlerin integral formları kullanılarak problemin matematiksel modeli oluşturulur (Bhaskaran, 2017).

4.3.1. Kütle korunumu (süreklilik)

Akış yapısına bağlı olarak türbülansın etkileri değişim göstermektedir. Laminer akış bölgesinde akışı bozucu etkiler oldukça sınırlı kalmaktadır. Ancak türbülanslı akış incelendiğinde yapı girdapların oluşmasına ve akışın laminere göre daha çalkantılı bir hal almasına neden olmaktadır. Laminer akış için türetilmiş olan süreklilik, momentum ve enerji denklemleri akış hızını tahmin etmek için kullanılmaktadır. Ancak türbülanslı akışlarda deneysel verilerle elde edilmiş olan laminer denklemlerin verdiği sonuçlar örtüşmez. Bu durumda hesaplamaların yapılması için Reynolds sayısı kullanılmaktadır. Türbülanslı akışta meydana gelen hız salınımı Şekil 4.5’ de gösterildiği gibidir (Anonim, 2014);



Şekil 4.5. Türbülanslı akış hız grafiği (Anonim, 2014)

Süreklilik denklemi için;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (4.11)$$

yazılabilir; burada $\nabla = \frac{\partial}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial}{\partial z} \vec{k}$. Hız ise;

$$\vec{V} = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k} \quad (4.12)$$

şeklinde ifade edilebilir. Sıkıştırılamaz akış için yoğunluk sabittir bu nedenle denklem şu hali alır;

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.13)$$

burada hız, basınç ve sıcaklık ifadeleri türbülanslı akış için zamana bağlı bir şekilde ifade edilecek olursa;

$$\begin{aligned} u &= \bar{u} + u'(t), & v &= \bar{v} + v'(t), & w &= \bar{w} + w'(t) \\ P &= \bar{P} + P'(t) & T &= \bar{T} + T'(t) \end{aligned} \quad (4.14)$$

ve ortalama değerler ise integral ile ifade edilecek olursa;

$$\bar{u} = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} u dt, \quad \bar{v} = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} v dt, \quad \bar{w} = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} w dt \quad (4.15)$$

yazılabilir. Denklem 3.13' de Denklem 3.14' de bulunan ifadeler yerine yazılıp zaman sıfıra giderken integral alınarak sadeleştirme yapılırsa sonuç olarak süreklilik denklemi türbülanslı akış için şu şekli almaktadır;

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (4.16)$$

4.3.2. Momentumun korunumu

Temel anlamda momentum korunum denklemi Newton'un 2. Hareket yasasının ortaya konmasıdır. Partikül üzerine etkiyen dengelenmemiş kuvvetler varsa hareket durumunun değişeceğini varsayar. Net kuvvet sıfırdan farklı ise akışkan ivmelenir ve bu ivmelenme miktarı da akışkan kütlesi ile ters orantılıdır. Kuvvet ne kadar büyükse ivmelenme de o kadar büyük olacaktır. Bir partiküle uygulanan bileşke kuvvet sıfırdan farklı ise o partikül mutlaka ivme kazanır ve bu şekilde etkiyen kuvvet ile ivme arasında bir korunum bulunmaktadır. Matematiksel olarak ifade edilirse;

$$\vec{F}_{net} = m\vec{a} \quad (4.17)$$

şeklindedir. Bu denklemi diferansiyel olarak bir akışkana uyarlayacak olursak, kuvvetler basınç, yerçekimi ve viskozite olarak ortaya çıkacaktır. Diferansiyel olarak genel denklem aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{V}(\nabla \vec{V}) \right) = -\nabla P + \rho g + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (4.18)$$

Momentum denklemleri aynı zamanda Navier-Stokes denklemleri olarak da anılmaktadır ve genellikle sıkıştırılmaz akışlar için kullanılır. Türbülanslı akışlar için Yukarıdaki genel denklemin diferansiyel hali sıkıştırılmaz ve türbülanslı akış açısından, x yönü için tensör notasyonu kullanılırsa aşağıdaki gibi ifade edilebilir (Nguyen, 2005);

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.19)$$

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial(u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} (2\mu s_{ij}) \quad (4.20)$$

buradaki şekil değiştirme tensörü şu şekilde ifade edilebilir;

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial y_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.21)$$

Denklem 4.21, hareket denkleminde yerine yazılırsa;

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial(u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_j} \quad (4.22)$$

Türbülanslı akışta hız alanlarının çalkantılı ve zamana bağlı olarak değişim gösterdiğinden bahsedildiği üzere Denklem 4.14 yeniden düzenlenerek Denklem 4.23 şeklini alır;

$$U_i = \bar{u}_i, \quad \bar{u}'_i = 0; \quad P = \bar{p}, \quad \bar{p}' = 0 \quad (4.23)$$

Denklem 4.22' de yerine yazılırsa zaman ortalamalı, Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS), denklemini sonuç olarak şu şekilde elde edilmiş olur;

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.24)$$

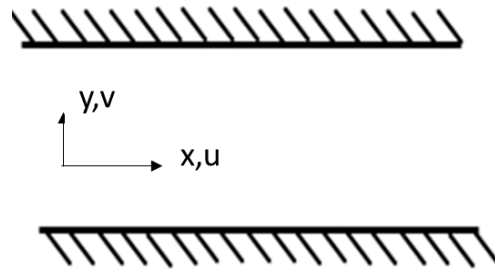
$$\rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial(U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (2\mu S_{ij} - \rho \bar{u}'_i \bar{v}'_j) \quad (4.25)$$

olarak elde edilir ve ortalama gerilme oran tensörü;

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.26)$$

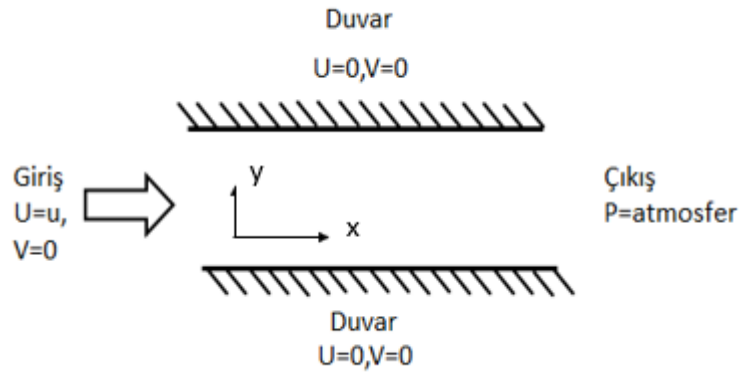
olarak ifade edilebilir. Elde edilen RANS denklemlerinin çözümü ve bilinmeyenlerin bulunması için ilave denklemlere ihtiyaç duyulmaktadır. Bu denklemlere genel olarak türbülans modelleri denmektedir. Tezin konusu olan ve ileriki bölümlerde anlatılacak olan SST k-omega modeli de bu türbülans modellerinden biridir.

Yukarıda belirtilen denklemler, ayrıklaştırma aşamasında yapılan kabuller ile şekillenir ve hesaplama kabulüne göre 2B/3B, sürekli/geçici rejim, sıkıştırılabilir/sıkıştırılamaz akış durumlarına göre sadeleştirilir. Örneğin iki boyutlu bir akış ele alınırsa (Şekil 4.6);



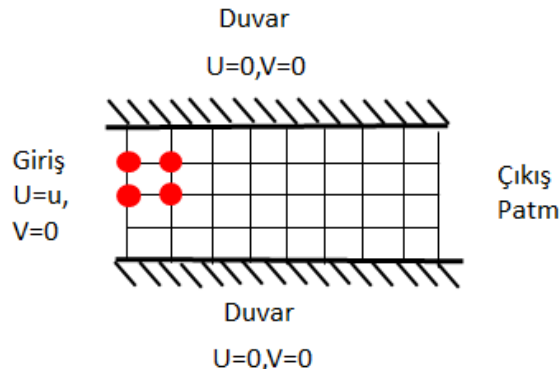
Şekil 4.6. İki boyutlu hız tanımlaması

Bilinmeyenler $u(x, y)$, $v(x, y)$, $P(x, y)$ şeklinde olacaktır, bu üç bilinmeyen; süreklilik ve 2 boyutta momentum denklemleri ile yani 3 denklemin çözümü ile elde edilebilecektir. Bu çözüm için Sınır Şartı bilgisinin yanı sıra bir de çözüm ağı yani çözümün üretileceği noktaların belirlenmesi gerekmektedir. Sınır şartları; genel olarak problemin çözümünde yapılan genel kabuller olarak düşünülebilir, bu kabuller doğrultusunda nümerik denklemlerin çözümlenmeleri gerçekleştirilir ve gene bu sınır şartlarının belirlediği çizgide bir denge sağlanarak sonuçlar tespit edilir. Sınır şartları genel olarak kontrol hacminde giriş, çıkış, duvar gibi konumlara uygulanır ve sayısal anlamda ilk verileri oluşturur (Şekil 4.7). Yine iki boyutlu bir kanal göz önüne alınırsa;



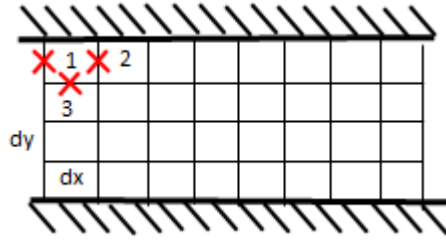
Şekil 4.7. 2 boyutlu akış alanında sınır şartları

Burada girişte akışın sadece yatay hızının olduğu ve duvarlarda kayama sınır koşulu varsayıldığı böylece her iki yönde de hızının sıfır kabul edildiği görülmektedir. Çıkışta ise kanalın atmosfere açıldığı basınç sınır koşulu ile tanımlanmıştır. Ayrıca kanalın merkezinden geçen bir simetri eksenine sayesinde simetri sınır koşulu uygulanabilir ve böylelikle çözüm basitleştirilebilir. Temel anlamda basit bir hesaplama sürecini, bu kanal üzerinde kütle korunumu hesaplanması ve ortaya çıkan hesaplama hatalarının gösterimiyle açıklayacak olursak, öncelikle ağ yapısı/ızgara (mesh) adı verilen ve genel denklemlerden elde edilen nümerik denklemlerin çözüleceği ve sonuçların depolanacağı hesaplama noktaları problem üzerinde belirlenir (Şekil 4.8) (Bhaskaran, 2017).



Şekil 4.8. Akış alanında oluşturulan çözüm ağı

Bu oluşturulan ızgaradaki her bir elemana hücre denir ve hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin kullanılmış olduğu sonlu hacimler yöntemine göre her bir hücre için momentum ile kütle korunumu sağlanması gerekmektedir. Eğer bir hücreyi ele alacak olursak (Şekil 4.9);



Şekil 4.9. Ağ yapısı içerisinde hücrelerin etkileşimi

Bir numaralı hücre incelenecek olursa, bu hücre için net hacimsel akışın sıfır olması gerekir yani giren kütle çıkan kütleye eşit olmalıdır. Bir yaklaşım olarak ortalama geçen kütle miktarları işaretli yüzeylerin orta noktalarından gösterilecek olursa, 1-2 hücreleri arasında hacimsel eşitlik şu şekilde yazılabilir;

$$Q = V.A \quad (4.27)$$

Hacimsel debi bağıntısı kullanılarak,

$$Q_{1-2} = u_{1-2} \cdot (\Delta y) \cdot (1) + Hata_a \quad (4.28)$$

olarak yazılabilir. Burada akışın 1-2 arasında geçtiği kesit alanı olarak hücre yüksekliği ile birim derinliğin çarpımı olarak hesaba katılmıştır. Burada bir hata ortaya çıkmaktadır u hata da hızın hesaplanmasında ortalama alındığı içindir. Homojen ağ yapısı olduğu varsayılarak hızın hesabı ise;

$$u_{1-2} = \frac{u_1 + u_2}{2} + Hata_b \quad (4.29)$$

şeklinde yazılabilir. Burada oluşan hata ise interpolasyon hatasıdır. Hız denklemini ana kütle korunum denkleminde yerine yazarsak,

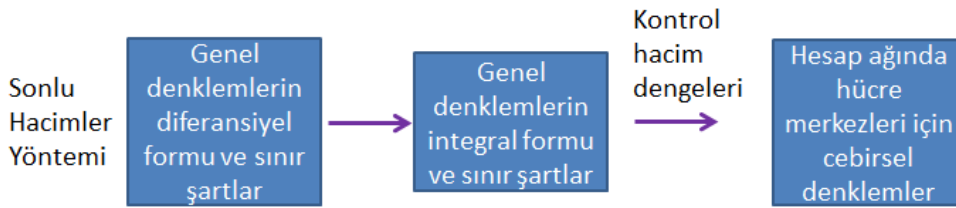
$$Q_{1-2} = \left(\frac{u_1 + u_2}{2} \right) \cdot \Delta y + 2Hata \quad (4.30)$$

şeklini alır ve toplamda iki hatadan oluşan bir yapıdadır. Bu hataların detayı ileriki bölümlerde sunulacaktır. Aynı şekilde 1. Hücreden gelen akış 2 numaralı hücre ile etkileşime gireceği gibi 3 nolu hücre için de benzer bir korunum yazılabilecektir;

$$Q_{1-3} = \left(\frac{v_1 + v_3}{2} \right) \cdot \Delta x + 2Hata \quad (4.31)$$

Seçilen hücre için işaretlenen yüzeyler dikkate alınarak kütle korunumu sağlanmalıdır. Bir hücreden çıkan kütle komşu hücreye aktarılır ve hiçbir kayıp olmaz, bu işlem momentum ve enerji için de geçerlidir. Tüm çözüm ağı için uygulanır (Şekil 4.10).

$$Au_1 + Bu_2 + C.v_1 + D.v_3 - E = 0 \quad (4.32)$$



Şekil 4.10. Sonlu hacimler yöntemi akış şeması

Problemin çözümü bu şekilde türetilen cebirsel denklemlerin karmaşıklığının yanı sıra korunum denklemlerinden türeyen cebirsel denklemlerin lineer olmamasından kaynaklı bir ara işleme de ihtiyaç duyulur, bu işleme Lineerleştirme (Linearization) denir (Bhaskaran, 2017).

4.3.3. Lineerleştirme

Yukarıda belirtildiği gibi sonlu hacimler yönteminin genel olarak korunum denklemlerinin çok sayıda cebirsel denklemlerin çözümü şeklinde gerçekleştirildiği görülmektedir. Ancak korunum denklemlerinden elde edilen cebirsel denklemler Lineer değildirler. Lineer olmayan cebirsel denklemlerin lineer hale getirilerek çözümleri gerekmektedir. Genel olarak incelendiğinde iki tip hata ile karışılmaktadır, bunlar

ayrıklaştırma hatası (discretization error) ve lineerleştirme hatası (linearization error) dır. Genel olarak şematize etmek gerekirse;

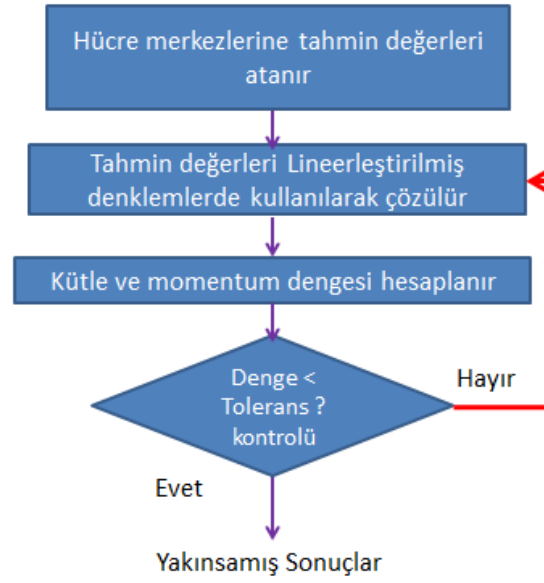


Şekil 4.11. Nümerik hesaplama ve hata türleri akış şeması

Ağ yapısı iyileştirilirse interpolasyondan kaynaklı ayrıklaştırma hatası azalacaktır ancak çözülecek denklemlerin sayısı giderek arttığı için lineerleştirme hataları da artacaktır, bu ikisinin denge haline getirilmesi gerekmektedir. Çözüm iteratif olarak süregeldiğinden kütle, momentum veya enerji değerlerinde belirlenen tolerans aralığına yakınsama gerçekleştiğinde iterasyon durdurulur. İterasyonun durdurulma işlemi ise şu şekilde açıklanabilir; cebirsel denklemlerin çözümlerinde hatalarla birlikte yaklaşık bir sonuç bulunmaktadır, tam bir sonuç elde edilmemektedir. Bu hataların sistemin genelinde toplam olarak ele alınırsa (Bhaskaran, 2017);

$$R = \frac{\sum |R_i|}{\text{Ölçeklendirme Faktörü}} \quad (4.33)$$

Bu iterasyonlardan gelen hataların toplamı ölçeklendirme faktörü ile tüm ağ yapısı için değerlendirildiğinde bir tolerans değerine ulaştığında iterasyonlar durdurulur ve sonuçlar belirlenen toleranslarda bir değere yakınsamış olmaktadır. Bu değer FLUENT yazılımında Residual olarak 0.001 değeri baz alınmaktadır ve kullanıcı isteğine göre daha hassaslaştırılabilir. İteratif çözümün algoritmasını şu şekilde ifade edebiliriz (Şekil 4.12).

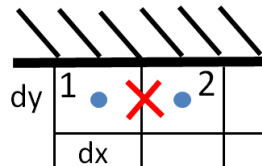


Şekil 4.12. İteratif çözüm şeması

Kütle ve momentum dengesinin belirlenen toleransın üzerinde olması durumunda 2. Adıma dönülerek tahmin değerleri yenilenir ve cebirsel denklemler tekrar çözülerek yeni denge durumu elde edilir. Eğer bu süreçte ilerleme sağlanamıyor ve hata oranı belirlenen toleransın üzerinde geliyorsa ağ yapısı yoğunlaştırılarak ayırıklaştırma hatası düşürülerek yakınsak sonuçlara ulaşılmaya çalışılır. (Bhaskaran, 2017)

4.3.4. Doğruluk oranı

Ayrıklaştırma aşamasında hata hesaplamalarını inceleyecek olursak 2. Mertebeden doğruluk oranı kavramı ile karşılaşırız bu da daha hassas sonuçlar elde edilmesini sağlamaktadır. Doğruluk oranı kavramını aşağıdaki gibi ifade edebiliriz; örneğin 2 hücre ele alınacak olursa (Şekil 4.13),



Şekil 4.13. Sonlu hacimler yöntemi hücre yapısı

Hücre 1 ve 2 kullanılarak ara yüzey üzerinden doğruluk oranı hesaplaması şu şekilde yazılabilir;

$$u_{1-2} = \frac{u_1 + u_2}{2} + \text{hata} \quad (4.34)$$

$$\begin{aligned} u_1 &= u_{1-2} + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)_{1-2} \left(\frac{-\Delta x}{2} \right) + \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right)_{1-2} \frac{1}{2} \left(\frac{-\Delta x}{2} \right)^2 + \dots \\ u_2 &= u_{1-2} + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)_{1-2} \left(\frac{\Delta x}{2} \right) + \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right)_{1-2} \frac{1}{2} \left(\frac{-\Delta x}{2} \right)^2 + \dots \\ u_{1-2} &= \frac{u_1 + u_2}{2} + \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right)_{1-2} \left(\frac{1}{2} \right) \left(\frac{\Delta x}{2} \right)^2 + \dots \end{aligned} \quad (4.35)$$

şeklinde 2. Mertebeden doğruluğa sahip denklem elde edilebilir. Burada hata dx in karesi ile orantılıdır.

$$\text{Hata} \rightarrow \Delta x^2 \quad (4.36)$$

Bu demek oluyor ki dx olarak ayarlanmış bir ağ yapısı yerine daha yoğun bir yapı kullanılırsa hata oranı düşecektir. Eğer hata miktarına e denirse;

$$\begin{aligned} \Delta x &\Rightarrow e \\ \frac{\Delta x}{2} &\Rightarrow \frac{e}{4} \end{aligned} \quad (4.37)$$

Ağ yoğunluğu arttıkça 2. Mertebeden hata oranı da hızla düşüş gösterecektir. (Bhaskaran, 2017)

4.4. SST-kw Türbülans Modeli

Problemin şartları gereği akış laminer veya türbülanslı olarak gerçekleşebilir. Bu durumda akış sınır şartları ve çözüm ağı ile fiziğini mümkün olduğunca doğru analiz edebilmeyi sağlayacak denklemlerin seçilmesi ve uygulanması gerekmektedir. Özellikle

türbülanslı akışlar için daha önce bahsedilen süreklilik ve genel korunum denklemlerinin çözümünün yanı sıra birçok deneysel çalışma ile geliştirilip ortaya konulan tek denklemlilikli-iki denklemlilikli modeller ile akış yapısındaki girdapların, türbülans yapısının eğer varsa duvar cidarı çözümlerinin ve sınır tabakanın uygun çözünürlükte elde edilmesi mümkün hale gelmiştir. Literatür bölümünde anlatıldığı ve doğrulama çalışmasında da bahsedilecek olan tez konusu problemine uygun türbülans modeli olarak SST k-omega modeli belirlenmiştir. K-omega türbülans modeli de bu türbülans model çeşitlerinden (Menter, 1993). Genel korunum denklemlerinin yanı sıra ilave iki denklem ile girdap çözümlerini gerçekleştirilmektedir.

SST k-omega modeli birçok aerodinamik uygulamada tercih edilmektedir. Bu türbülans modelinin en büyük özelliklerinden biriside hibrit bir model oluşudur. Yani içerisinde 2 model barındırmaktadır. İçerisinde bulunan F1 fonksiyonu sayesinde duvar kenarında (viskoz alt tabaka) k-omega çözümü, duvardan uzaklaşılan serbest akış bölgesinde ise k-epsilon türbülans denklemleri çözülmüş olmaktadır. Bu durum akış alanında uygun model geçişleri yapılmasını sağlayarak en uygun denklemlerin çözülmesine imkân sağlamaktadır (Anonim, 2015). Türbülans viskozite değerini çözmek için kullanılan denklemlerinden ilki k: türbülans kinetik enerjisi, diğeri ise omega: Türbülans yitim oranı (Dissipation rate) dır. Aşağıda SST k-omega modelinin denklemleri paylaşılmıştır (Anonim, 2011).

k , Türbülans kinetik enerji denklemi;

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_k v_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (4.38)$$

ω , Türbülans yitim oranı denklemi;

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = a S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_w v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega^2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (4.39)$$

45 ve 46 numaralı denklemler kullanılarak türbülans viskozitesi şu şekilde çözülür;

$$v_T = \frac{a_1 k}{\text{maks}(a_1 \omega, SF_2)} \quad (4.40)$$

Bu denklemlerde geçen terimler şu şekilde açılmaktadır;

$$F_2 = \tanh \left[\left[\text{maks} \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (4.41)$$

$$P_k = \min \left(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, 10\beta^* k \omega \right) \quad (4.42)$$

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\text{maks} \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y} \right), \left(0 \frac{2}{\beta^* \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\} \quad (4.43)$$

$$CD_{k\omega} = \text{maks} \left(2\rho\sigma_{w2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (4.44)$$

$$\phi = \phi_1 F_1 + \phi_2 (1 - F_1) \quad (4.45)$$

Bu denklemlerde geçen sabit terimler de şu şekildedir.

$$a_1 = \frac{5}{9}, \quad a_2 = 0.44 \quad (4.46)$$

$$\beta_1 = \frac{3}{40}, \quad \beta_2 = 0.0828, \quad \beta^* = \frac{9}{100} \quad (4.47)$$

$$\sigma_{k1} = 0.85, \quad \sigma_{k2} = 1 \quad (4.48)$$

$$\sigma_{\omega 1} = 0.5, \quad \sigma_{\omega 2} = 0.856 \quad (4.49)$$

4.5. Nümerik Model

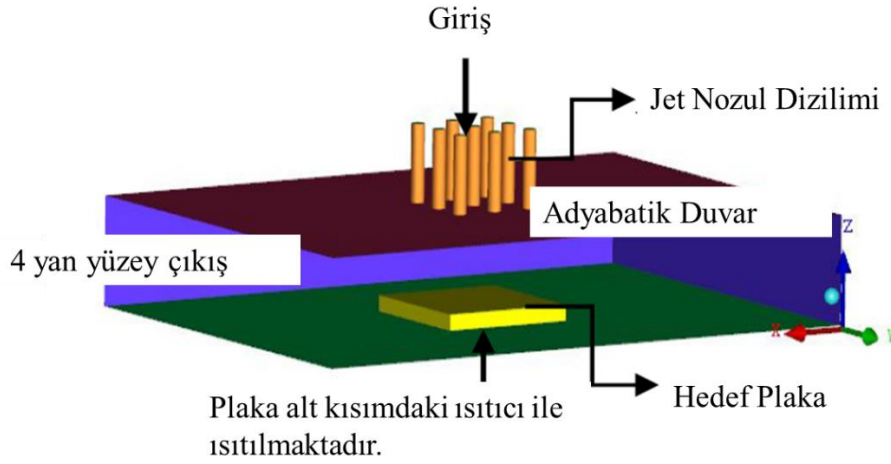
4.5.1. Çalışma yöntemi

Tez kapsamında jet çarptırma ile soğutma parametreleri incelenerek değişimlerinin soğutma üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Üzerinde çalışılacak geometri ise gaz türbinli motorların yanma odası kubbe bölgesi olarak ele alınmıştır. Öncelikle konu hakkında literatür taraması yapılmış ve gaz türbini uygulamaları incelenmiş ve güncel literatürde yapılan çalışmalar incelenmiştir. Jet çarptırma ile soğutma tasarımına etki eden parametreler bu literatür taraması ile tespit edilmiştir. Deneysel ve nümerik çalışmalardan elde edilmiş olan tasarım kriterleri, geometrik parametre limitleri tespit edilmiştir. Ayrıca ölçülerin imal edilebilirliği ve montaj edilebilirliği de değerlendirilmiştir. Bu kapsamda yapılacak olan nümerik çalışma için analizlerinde kullanılacak metodun belirlenmesi ve doğrulanması için literatürden test ve HAD karşılaştırması yapılan bir makale tespit edilmiş ve incelenmiştir. Makalede paylaşılan geometri, sınır şartları, çözüm yöntemi takip edilerek bir dizi analiz gerçekleştirilmiş ve paylaşılan test sonuçlarına yakınlık durumları karşılaştırılmış ve izlenecek metodun, türbülans modelinin yaklaşık hata oranı saptanmıştır. Bu doğrulama çalışmasından edinilen bilgi ile çalışmanın konusu olan geometri üzerinde aynı metot takip edilerek parametrik analizler gerçekleştirilmiş ve sonuçları yorumlanmıştır.

4.5.2. Doğrulama çalışması

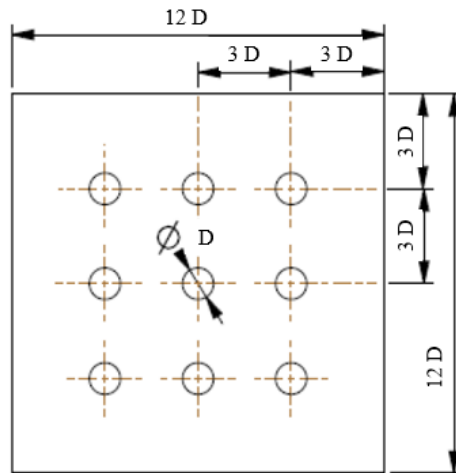
Literatür üzerinden yapılan araştırma sonucunda sınır şartları, çözüm yöntemi ve test verileriyle geniş bilgi paylaşımı yapan Chougule vd. (2011), yaptıkları “CFD Analysis of Multi-jet Air Impingement on Flat Plate“ isimli çalışmalarını doğrulama modeli olarak ele alınmıştır. Çalışmada genel olarak sabit ısı girdisi bulunan bir plaka üzerine jet çarptırma ile soğutma gerçekleştirmişlerdir. Jet çarptırma ile soğutma sistemini, akış karakteristiğini etkileyen geometrik parametreler ile hız faktörünün etkilerini araştırmışlardır. Çalışmalarında HAD analizlerini test sonuçları ile kıyaslayarak test sonuçlarına en yakın sonucu veren türbülans modelini, mesh yapısını incelemiş ve en iyi soğutma konfigürasyonunu belirlemişlerdir. Hem bu örnek çalışmanın çıktısı olarak hem de Zuckerman ve Lior (2006), yaptıkları çalışmada da belirttikleri üzere Çizelge 4.3’ de de gösterilen bilgiler doğrultusunda SST türbülans modelinin çözüm süresi, test-HAD hata oranı gibi konularda sağladığı

avantajlar ile diğer RANS modellerine göre jet çarptırma analizlerinde üstünlük sağladığı tespit edilmiştir. Chougule vd. (2011), düz plaka üzerine 9 adet jet akış sağlayan boru içerisinde geçirilen hava ile soğutma çalışması gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında; 300 K sıcaklıkta soğutma havasını, $Re: 7000, 9000, 11000$ gibi değişken hızlarda, farklı Z/D oranlarında geometriler için yapmışlardır. Test düzeneğinde uyguladıkları sınır şartlarını HAD analiz modelinde de uygulayarak kıyaslama gerçekleştirmişlerdir. Genel olarak makalelerinde test ve analizlerinden bahsettikleri geometri Şekil 4.14’ de ki gibidir;



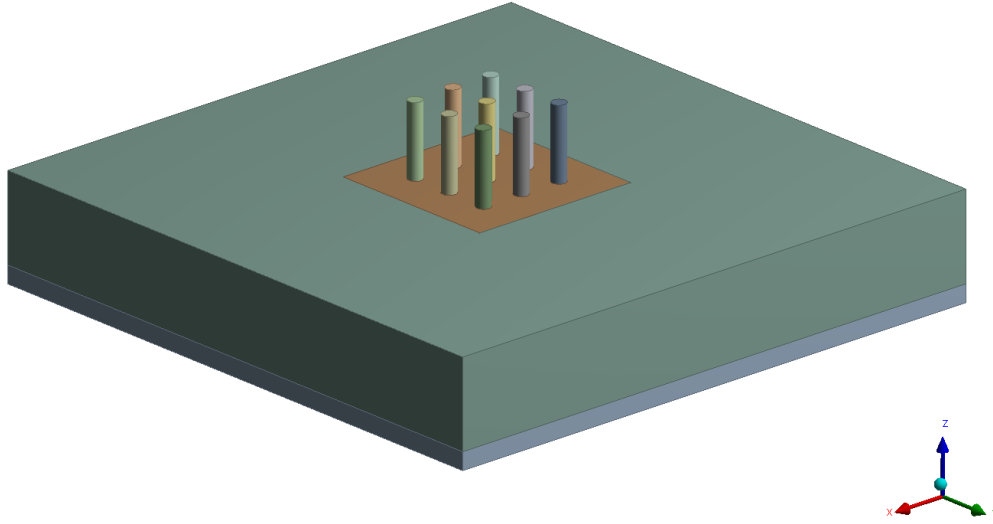
Şekil 4.14. Doğrulama çalışması için seçilen geometri (Chougule vd., 2011)

Geometri temel olarak 1 giriş ve 4 yönde serbest çıkışa sahiptir. Giriş için 9 adet jet deliklerini sembolize eden borular kullanmışlardır. Hedef olarak da ısıtılan düz plaka üzerine 300 K’ lik bir sıcaklığa sahip soğutma havası çeşitli hızlarda yönlendirilmiştir. Jet delik yerleşimi ve ölçüleri Şekil 4.15’ de gösterildiği gibidir;

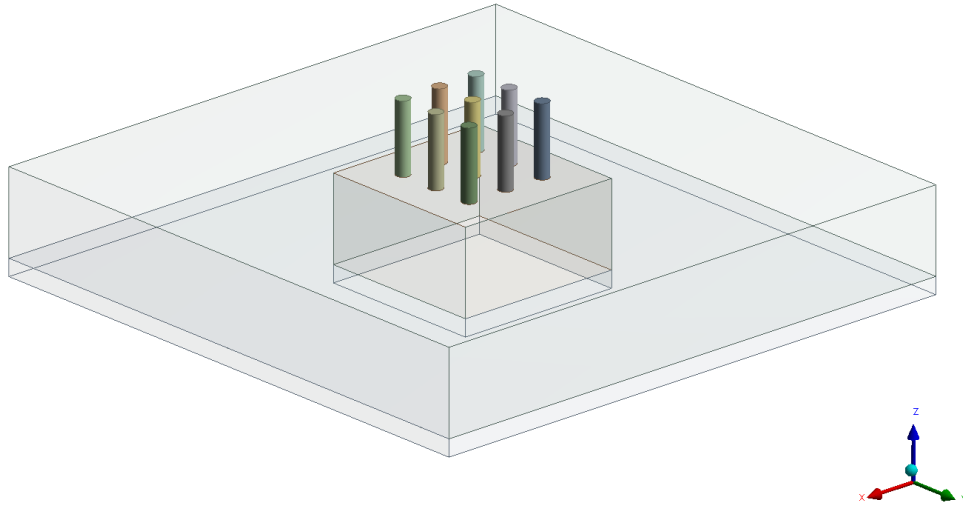


Şekil 4.15. Doğrulama çalışması geometrik ölçüleri (Chougule vd., 2011)

Aynı ölçülere sahip geometri ANSYS Workbench-Design Modeler ortamında oluşturulmuştur. Şekil 4.16 ve Şekil 4.17 'de gösterildiği gibidir;



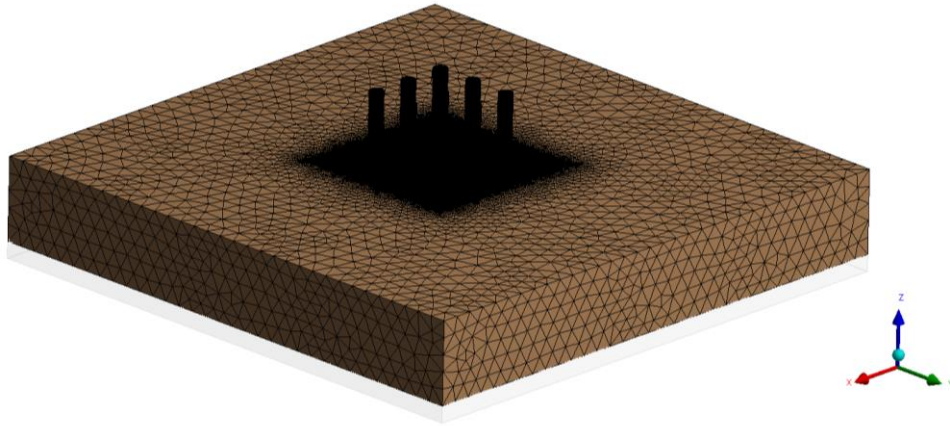
Şekil 4.16. Doğrulama geometrisi 3B dolu model



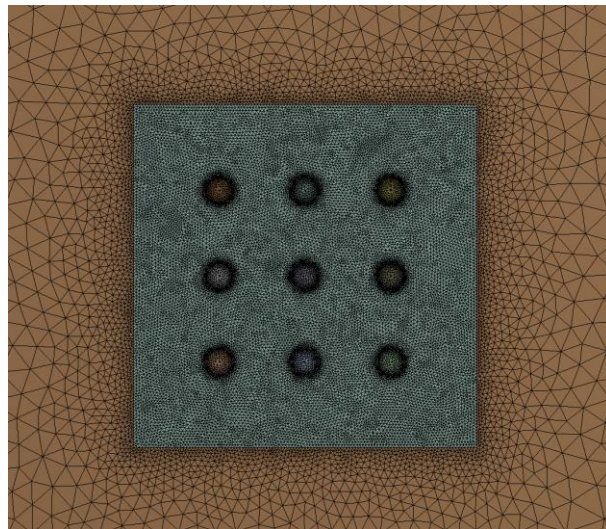
Şekil 4.17. Doğrulama geometrisi 3B transparan görünüm

Geometrinin ilgili çalışmada verilen ölçüler doğrultusunda oluşturulmasının ardından ANSYS-Mesher yazılımı ile ağ yapısı oluşturulmuş ve sınır şartlarının tanımlanacağı yüzeyler isimlendirilmiştir. Ağ yapısında piramit elemanlar kullanılmıştır, bu elemanların deliklerde, delik çıkışında ana akış haznesine girişlerinde ve devamında hedef plakaya jetin takip edeceği değerlendirilen alanda yüksek çözünürlükte sonuç alabilmek adına yoğun ağ yapısı oluşturulmuştur. Jet akışın çarpacağı, akış ayrılmasının gözleneceği ve ısı transferi ile

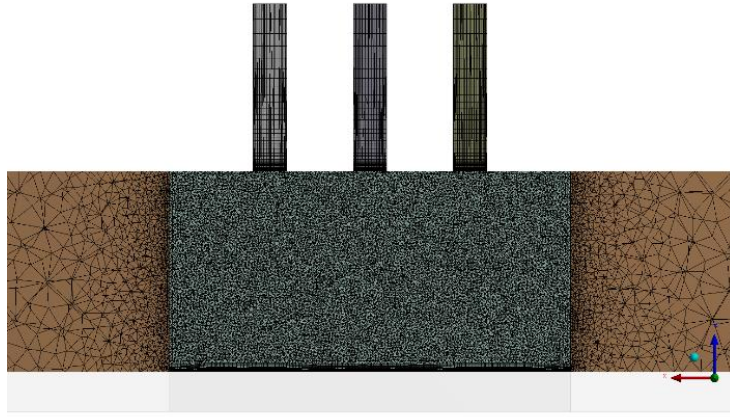
sınır tabaka çözümlerinin gerçekleşeceği hedef plaka üzerine” inflation” komutu ile eleman büyüme oranının 1.1 olarak tutulduğu bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Literatürden ve doğrulama çalışmasından elde edilen ve önce ki bölümlerde bahsedilen bilgiler doğrultusunda SST k-omega modeli yapısı gereği duvar dibinde ek olarak duvar fonksiyonu çözümlmesine ihtiyaç duymamaktadır. Onun yerine duvar dibinde k-omega çözüm denklemleri, viskoz tabaka üzerinde serbest akış bölgesinde ise k-epsilon model denklemleri çözerek türbülans yapısının fiziksel davranışını ortaya koymaktadır. Bu durum göz önüne alındığında y^+ değerlerinin oldukça düşük tutulması denklemlerin sağlıklı sonuç vermesi adına önem teşkil etmektedir. Çalışma kapsamında y^+ değerleri 5 in altında olacak şekilde ağ yapısı oluşturulmuştur. Şekil 4.18, Şekil 4.19, Şekil 4.20 ve Şekil 4.21’ de oluşturulan ağ yapısı gösterilmiştir.



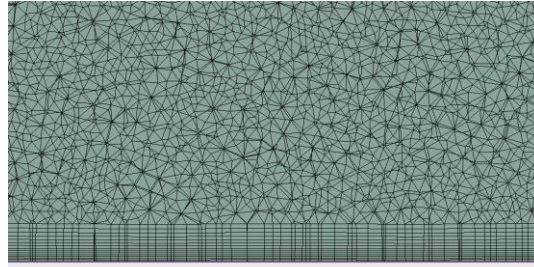
Şekil 4.18. Doğrulama modeli ağ yapısı-1



Şekil 4.19. Doğrulama modeli ağ yapısı-2



Şekil 4.20. Doğrulama modeli ağ yapısı-3



Şekil 4.21. Doğrulama modeli ağ yapısı-4

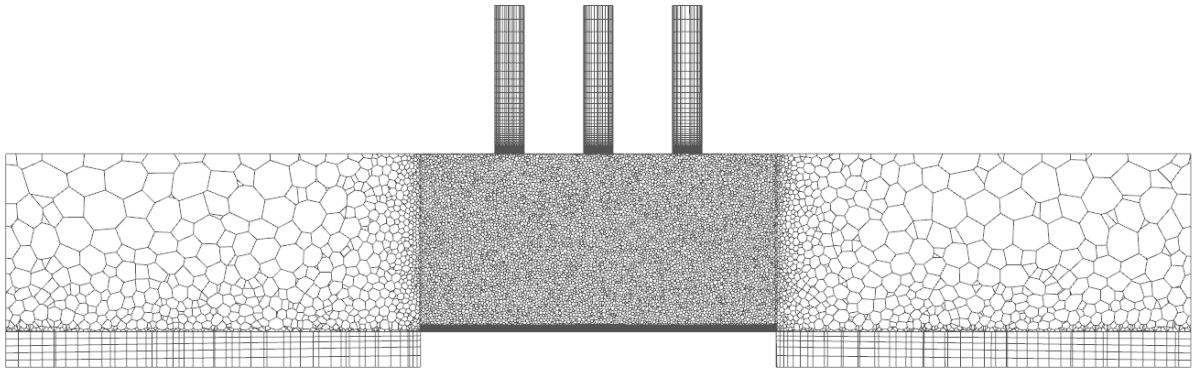
SST türbülans modelinde kendi özelliği gereği ayrıca duvar fonksiyonu çözülmemektedir. Bu nedenle sınır tabaka üzerinde iyi bir sonuç elde edebilmek için y^+ değeri 5 in altında olacak şekilde model ağ yapısı oluşturulmuş ve hedef plaka üzerinde büyüme oranına dikkat edilerek sınır tabaka bölgesinde eleman yoğunluğu artırılmıştır. Ağ yapısından bağımsızlık kontrolü için üç kademe farklı yoğunlukta ağ yapısı oluşturulmuş ve analiz sonuçlarında yüzey ortalama sıcaklığının hedef plaka üzerinde %5'in altında bir değişim yakalanmaya çalışılmıştır.

Çizelge 4.2. Ağ yapısından bağımsızlık kontrolü

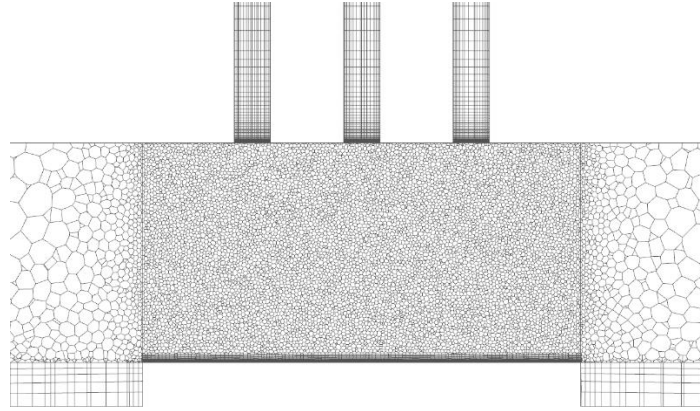
	Eleman Sayısı (Milyon)	Ortalama Sıcaklık (Kelvin)	% Sıcaklık Değişimi	Çözüm Süresi (saat)
1	2.32	312.9	Ref.	0.75
2	4.70	327.4	4.8%	1.50
3	10.50	336.0	2.6%	4.00

Çizelge 4.2' de görüldüğü üzere farklı yoğunluklardaki eleman sayılarıyla yapılan analizlerde 2. Sırada yer alan ağ yapısı %5'in altında bir değişim göstermiş ve çözüm süresi bakımından da uygun bir sonuç sağlamaktadır. Makalede ANSYS CFX ile çalışma gerçekleştirilmiştir. Ancak tez kapsamında yapılan analizlerde ANSYS FLUENT programı kullanılmıştır. Bu durum çözülen denklem türlerinde bir farklılık yaratmamakla birlikte CFX-FLUENT arasındaki ağ yapısı çözüm yöntem farklılığı ve çözüm metot farklılıklarını gidermek adına yine bu iki yazılımın sahibi olan ANSYS firmasının yayınladığı CFX-FLUENT benzeştirme metodu kullanılmıştır (ANSYS, 2015). Bu metotta mesh yapısının FLUENT içerisinde çokgen yapıya dönüştürülmesi ve yakınsama monitörlerinde birkaç düzenleme önerilmektedir. Oluşturulan ağ yapısı Şekil 4.22 ve Şekil 4.23' de gösterildiği gibidir.

Piramit eleman ile oldukça büyük olan bu hacim için 8.3 milyon olarak oluşturulan ağ yapısı, Fluent dönüşümü ile 3.5 milyon civarında polyhedral elemana dönüştürülmüş olmaktadır. Fluent geometrinin yapısına göre ve lokal olarak ağ oluşturulmuş bölgelerin dışında kalan elemanları çokgen yapıda birleştirip optimize ederek eleman sayısının azaltılması ve çözüm süresinde azalma sağlamaktadır.

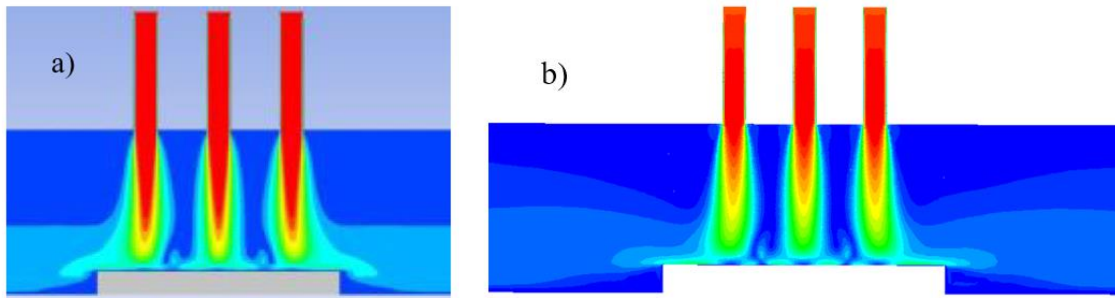


Şekil 4.22. Doğrulama modeli çokgen ağ yapısı

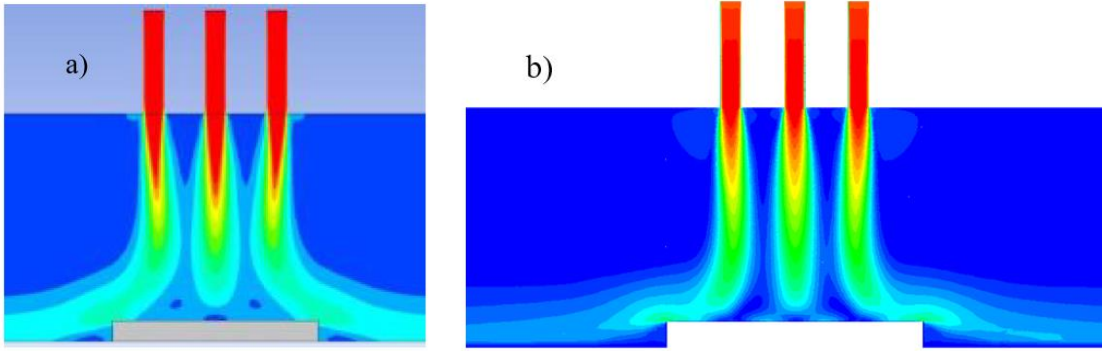


Şekil 4.23. Doğrulama modeli çokgen ağ yapısı-2

Oluşturulan geometri ve ağ yapısı kullanılarak FLUENT yazılımında sınır şartları tanımlanmış ve makalede Paylaşılan $Z/D: 6$ ve $Z/D: 10$ geometrileri için $Re: 7000$ ve $Re: 11000$ durumları analiz edilmiş, hız konturları ve hedef plaka üzerinde oluşan ortalama ısı transfer katsayıları karşılaştırılmıştır. Akışkan özellikleri giriş sıcaklığı referans alınarak sabit değerde olduğu kabul edilmiştir. Analiz sırasında iki adet yakınsama kriteri belirlenmiştir, hedef plaka üzerinde yüzey ortalama taşıma ısı transfer katsayısı ve toplam sıcaklık verileri monitör olarak ayarlanmıştır. Bu iki monitörde de %0,1' lik bir değişim yakalanması beklenilmiştir. İlgili doğrulama analizleri için Şekil 4.24 ve Şekil 4.25' de hız kontur karşılaştırılması gösterilmiştir;

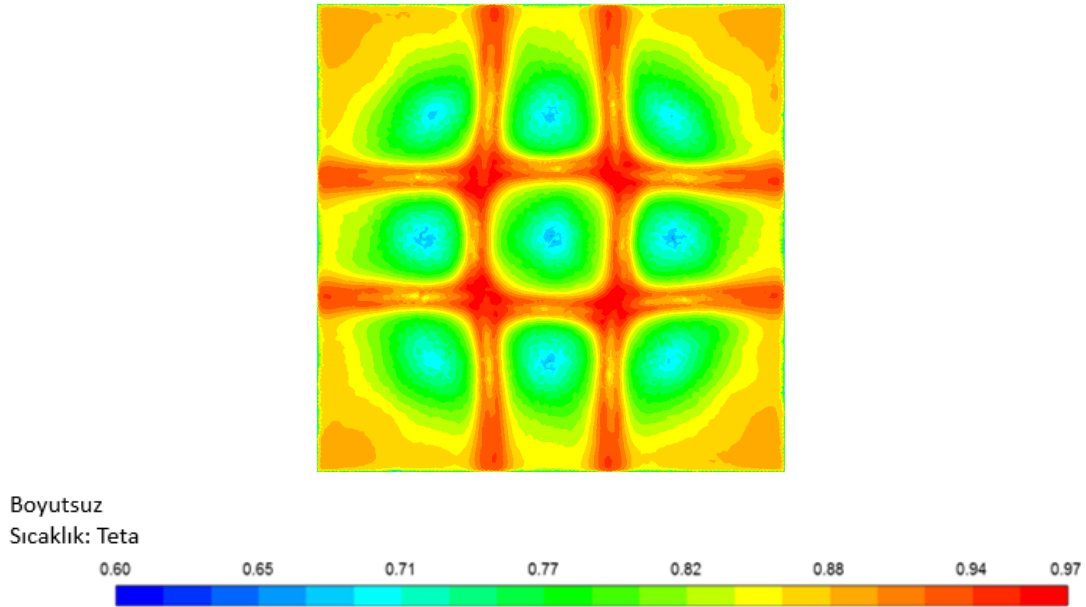


Şekil 4.24. $Z/D: 6$ - $Re: 11000$, a) Literatür, b) Analiz sonucu hız dağılımı

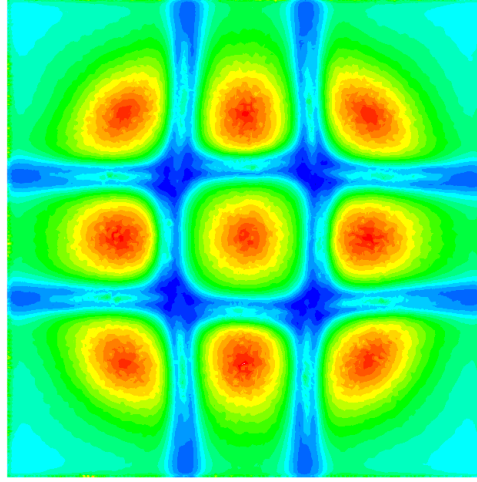


Şekil 4.25. Z/D: 10- Re: 11000, a) Literatür, b) Analiz sonucu hız dağılımı

Hız dağılımlarında incelendiğinde doğrulama çalışması olarak ele alınan makaleye oldukça yakın hız davranışları elde edildiği gözlemlenmektedir. Makalede eleman sayısından 1 milyon civarı olarak bahsedilmektedir. Tez kapsamında yapılan çalışmada ise çokgen hale çevrilmiş haliyle 2.3 milyon mertebesinde olması ve akış bölgesinde daha yüksek çözünürlükte sonuç görülebilmesi açısından etkili olmuştur. Yapılan analiz sonucunda hedef plaka üzerindeki sıcaklık ve ısı transferi sonuçları Şekil 4.26 ve Şekil 4.27 'de gösterildiği gibidir;



Şekil 4.26. Doğrulama analizi Z/D:6, Re: 11000 plaka üzeri boyutsuz sıcaklık dağılımı

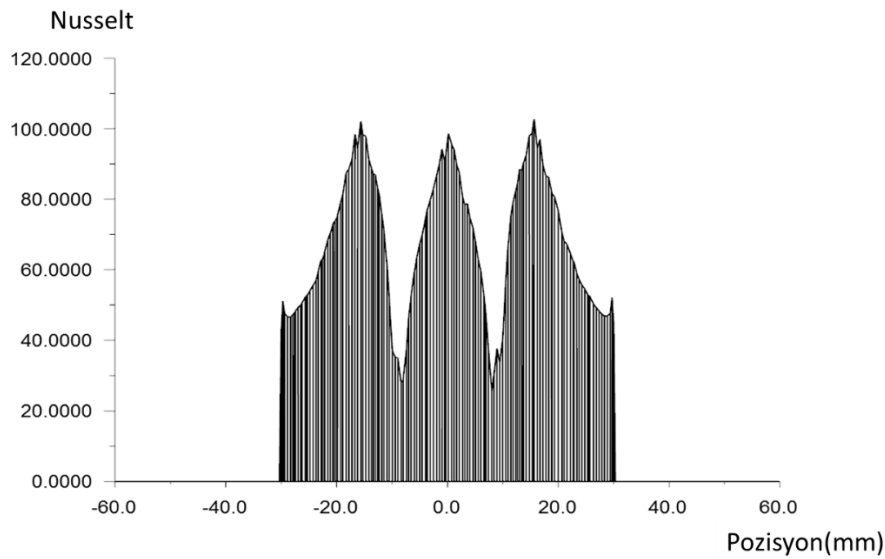


Boyutsuz Isı Transfer
Oranı: Nusselt



Şekil 4.27. Doğrulama analizi $Z/D:6$, $Re: 11000$ plaka üzeri Nusselt dağılımı

Bu plakanın tam ortasından çekilen bir çizgi üzerinde Nusselt dağılımına bakıldığında ise (Şekil 4.28) literatürde de tespit edildiği üzere jet akışın hedef plakaya çarptığı bölgede ısı transferinin maksimum ve devamında çarpma bölgesinden uzaklaşıldıkça düşüş gözlenmektedir. İki jetin çarpıp duvar cidarında oluşturdukları duvar jetlerinin karşılaşması ve ikinci bir akış ayrılmasının gözlemlendiği bölgelerde ise ısı transferinin minimum seviyede kaldığı gözlenmiştir. Böylelikle hem doğrulama çalışması için seçilen makale hem de öncesinde yapılan literatür araştırmasında elde edilen jet davranış bilgisi bu analiler sonucunda da gözlenebilmiştir.



Şekil 4.28. Plaka ortası hesaplama çizgisi Nusselt dağılımı

Çizelge 4.3' de test sonuçlarından elde edilen, hedef plaka üzerinde Z/D ve Reynolds değişimine bağlı ortalama taşınım ısı transfer katsayıları gösterilmiştir. Yan sütununda ise doğrulama çalışması kapsamında yapılan analizlerden elde edilen veriler ve yaklaşık hata oranları gösterilmiştir (Chougule vd., 2011) ;

Çizelge 4.3. Doğrulama Çalışması Sonuçları (Chougule vd., 2011)

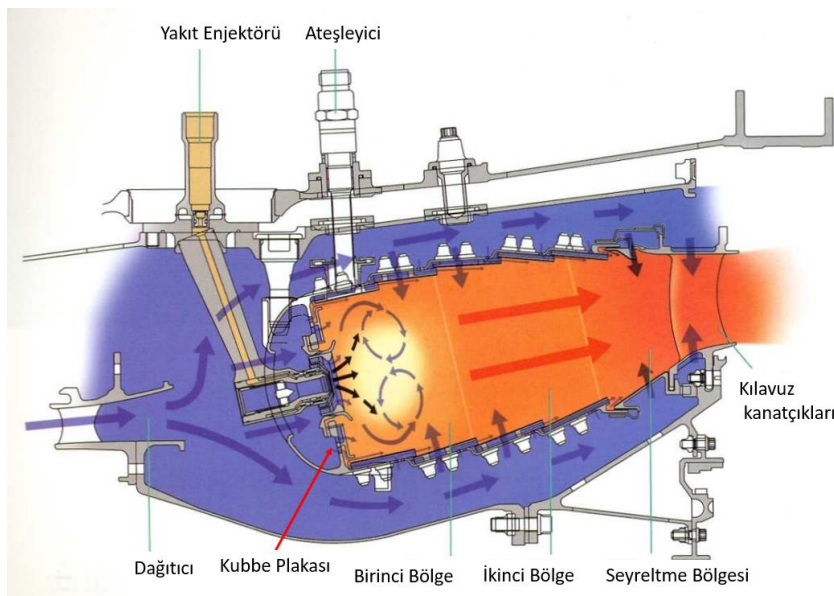
Z/D Oranı	Reynolds Sayısı	Literatür Deneysel Sonuçlar (W/m ² K)	Literatür Nümerik Sonuçlar (W/m ² K)	Doğrulama Çalışması Nümerik Sonuçlar (W/m ² K)	%Hata (Deneysel-Doğrulama Çalışması)
6	7000	221.6	205.3	189.53	14.47
6	11000	288.6	268.8	262.94	8.89
10	7000	155.6	137.9	150.68	3.16
10	11000	204.6	185.9	206.76	-1.05

Sonuçlar incelendiğinde akış ve ısı transfer yapısı bakımından test ve makalede paylaşılan analiz sonuçlarına oldukça yaklaşılmış ve tutarlılık göstermiştir. Ayrıca Çizelge 4.3' de paylaşılan literatürde bulunan türbülans modeli ısı transfer katsayısı hata oranları içerisinde kaldığı gözlemlenmiştir. Bu metot ve hata oranları doğrultusunda çalışmalara devam edilmiş ve tezimizin konusu olan geometri üzerinde analizler sürdürülmüştür.

4.5.3. Problemin tanıtımı

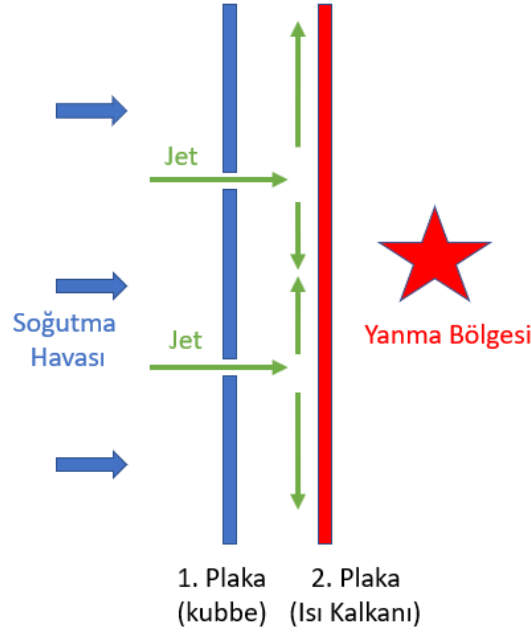
Literatür araştırması sonuçlarına göre jet çarptırma ile soğutma sisteminin çok çeşitli alanlarda kullanıldığı görülmüştür. Tezin konu olarak ele aldığı gaz türbinli motorlarda soğutma açısından bakıldığında ise jet çarptırma soğutmanın, gaz türbinlerinde de oldukça yaygın kullanıldığı ve üzerinde birçok çalışmanın yapıldığı tespit edilmiştir. Özellikle yanma odası ve türbin gibi motorun en sıcak bölgelerinde tercih edilen bu soğutma sisteminde yanma odası özelinde kubbe (dome) ve gömlek (liner) malzemesinin soğutulması ve korunması amacıyla, türbin kanatçıklarında (blade) ise kanatçık içerisinden çarptırma vasıtasıyla türbin içerisinde bir soğutma sağlama uygulamaları görülmektedir.

Tez çalışması kapsamında doğrulama çalışmasıyla da paralellik gösteren yanma odası kubbe soğutması incelenmiştir. Kubbe geometrisi farklı yanma odalarında 360 derece dairesel (annular combustor) veya tüp şeklindeki parçalı yanma odalarında (can type combustor) yanma odalarında, yakıt enjektörlerinin (injector), ateşleyici bujilerin (plug), varsa yakıt hava karışımını oluşturan karıştırıcıların (swirlers) üzerinde yerleştiği yanma odasının ve yanma işleminin temel elemanlarını üzerinde barındıran bir bölgedir Şekil 4.29' da görüldüğü gibi bu bölge doğrudan oluşturulan alev kaynaklı taşınım ve radyasyon yüklerine maruz kalmaktadır. Bu bölgedeki metal malzemenin bu yüksek sıcaklıklara dayanabilmesi ve belirli bir ömür sergileyerek olabildiğince uzun çalışma sürelerine ulaşılması hedeflenmektedir.



Şekil 4.29. Yanma odası akış gösterimi (Anonim, 2019)

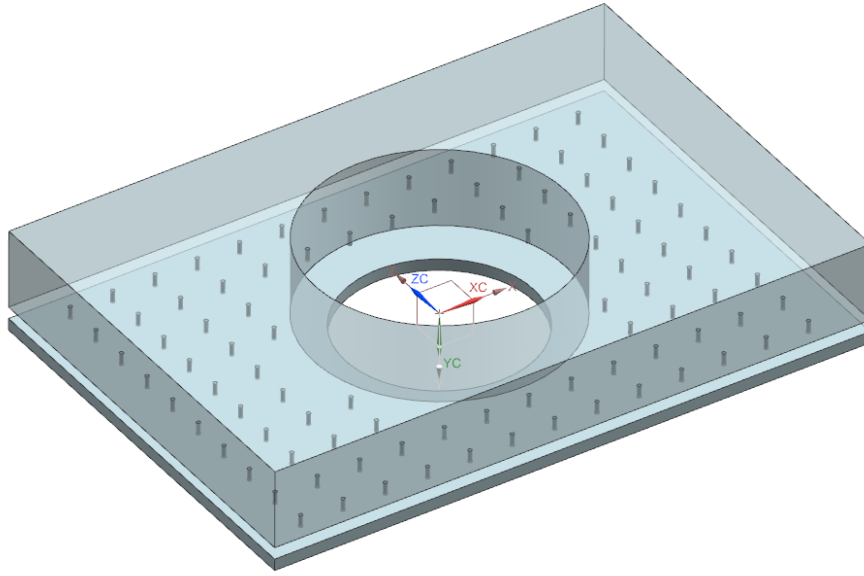
Şekilden de görüldüğü üzere, alev bölgesine doğrudan temas eden bir plaka ile kubbe yapısı korunmaktadır. Bu plakaya ısı kalkanı (heat shield) adı verilmektedir. Kubbe üzerinde iki katman halinde bulunan bu plakalardan ilki akışı sınırlandırıp deliklerden geçirerek jet akışı oluşturmaktadır. Diğer plaka ise alev bölgesinde bir ısı kalkanı olarak bulunmakta ve birinci plakadan geçen jet akışı bu ikinci plakaya çarparak soğutmaya çalışmaktadır.



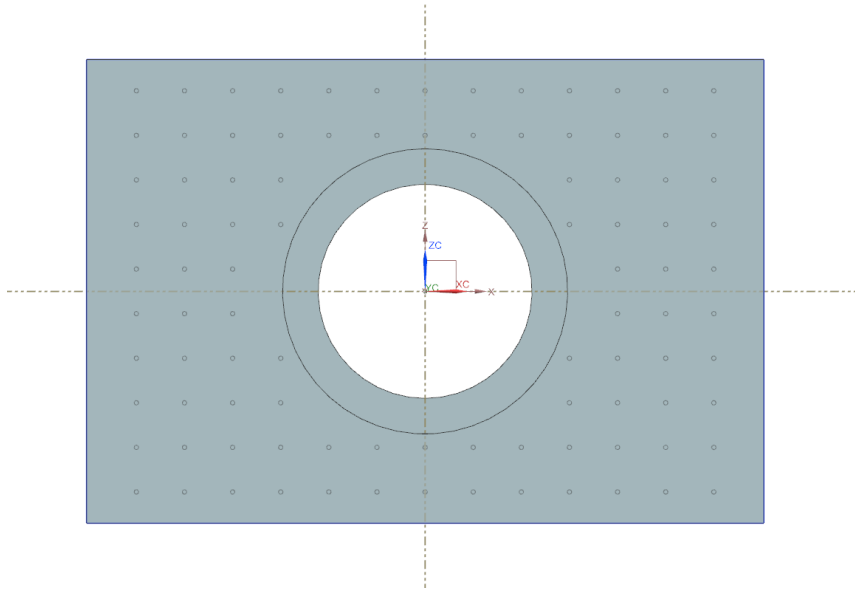
Şekil 4.30. Kubbe ve ısı kalkanı akış görseli

Bu yapıdan yola çıkılarak enjektör bölgesinin etrafının soğutulmasına yönelik jet çarptırma akışı incelemesi ve bu jet akışı oluşturan delik dağılımı ile soğutmaya etki eden parametrelerin incelemesi gerçekleştirilmiştir.

Çalışma kapsamında Şekil 4.31 ve Şekil 4.32' de görüldüğü gibi bir kubbe geometrisi oluşturularak merkezinde bir enjektör ve karıştırıcı yerleştirilecek şekilde silindirik boşluk bırakılmıştır. Üst kısmında kompresör bölgesinden beslenen soğutma havasının bulunduğu büyük bir hazne, orta kısmında ise kubbe plakası ve üzerine yerleştirilmiş delikler yer almaktadır. En alt kısımda ise jet çarpmanın gerçekleşeceği ve ısı kalkanı yüzeyini temsil eden bir yapı bulunmaktadır.



Şekil 4.31. Problem geometri görseli-1



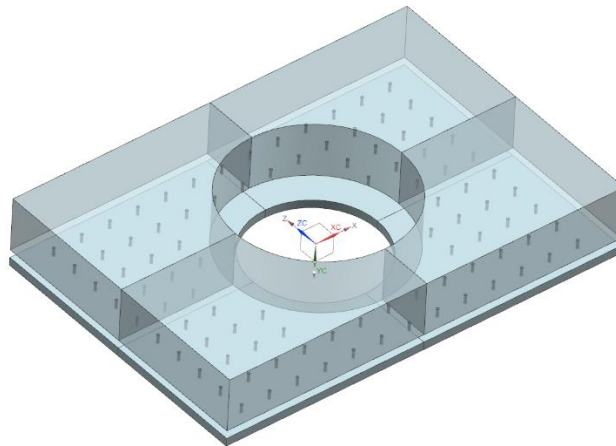
Şekil 4.32. Problem geometri görseli-2

Üç boyutlu akış analizi yapılacak olan bu geometride katı olarak gözüken parçalar aslında hesaplama ağının yerleştirileceği akışkan bölgesini ifade etmektedir. Metal parçaları ise geometrideki boşluklar ifade etmektedir. Şekil 4.33' de Genel olarak sınır şartları ve akışın giriş çıkış yaptığı bölgeler gösterilmiştir.

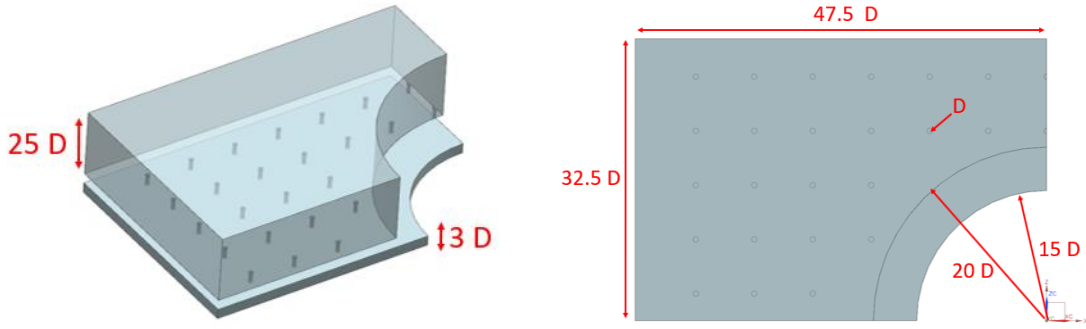


Şekil 4.33. Problem akış yapısı

Soğutma havası kompresörden gelmektedir ve yanma odası içinde yanma sonucu yüksek sıcaklıklara ulaşan havaya göre nispeten daha soğuktur. Giriş bölgesinden hazneye dolmakta ve devamında deliklerden geçerek hız kazanmaktadır. Yüksek hızlı bir jet halini alan akış sıcak ısı kalkanı yüzeyine çarparak soğutma gerçekleştirmekte ve dairesel bir şekilde plaka üzerinde yayılmaktadır. Diğer jetlerle etkileşime girerek sistemi kenarlardaki çıkış bölgelerinden terk etmektedir. Bu bağlamda bakıldığında temel olarak Fluent üzerinde nümerik model oluşturulurken tanımlanacak sınır şartları Giriş, Sıcaklığı tanımlanmış duvar ve Çıkış şeklinde olacaktır. Ancak problem incelendiğinde hem yapılacak tasarım çalışmalarının daha hızlı ve daha çok alternatifle gerçekleştirilebilmesinin sağlanması hem de daha az eleman sayısına sahip bir çözüm ağına imkân sağlanması adına geometrinin simetri yapısı değerlendirilmiştir. Enjektör delik merkezi referans alınarak x ve z düzlemlerinde simetri eksenleri oluşturulmuştur. Şekil 4.34' de simetriden yararlanılmış geometri, Şekil 4.35' de ¼ yapısına sahip nihai geometrinin yapısı gösterilmiştir.



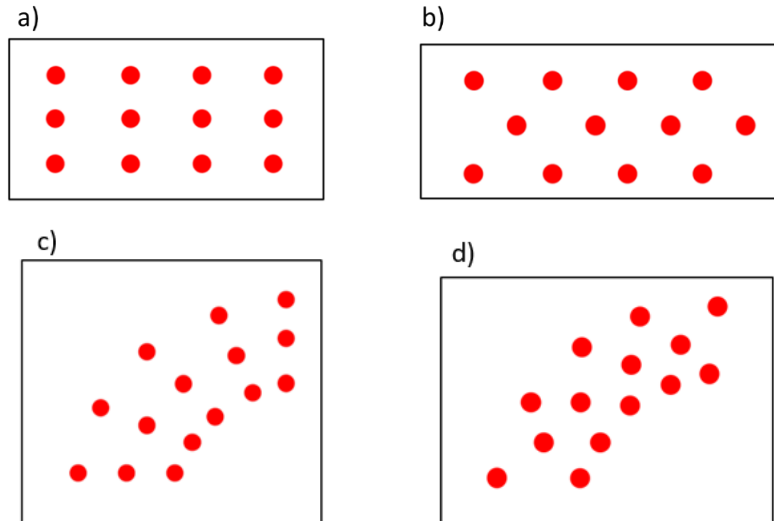
Şekil 4.34. Problemin simetri yapısı



Şekil 4.35. ¼ geometri ve d cinsinden ölçüler

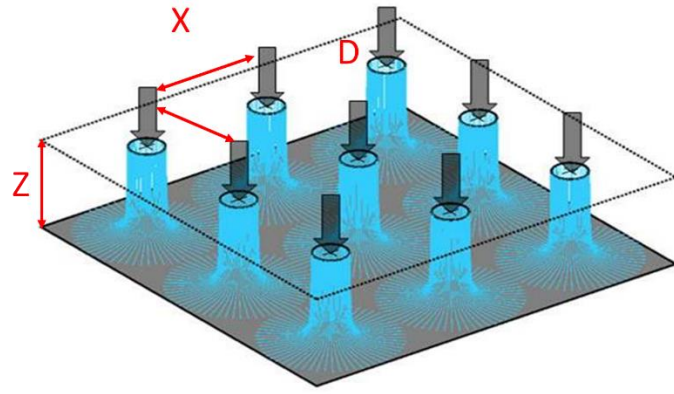
4.5.4. Analiz modelleri ve analiz matrisi

Geometrinin elde edilmesinin ardından olası delik yerleşimleri düşünülmüş ve bu yerleşimleri etkileyen parametreler literatürden elde edilen verilere göre daraltılarak bir analiz matrisi elde edilmiştir. Bu delik yerleşimi dört farklı yapıda düşünülmüştür. Kartezyen dağılım, Kartezyen-Çapraz dağılım, Radyal dağılım, Radyal-Çapraz dağılım şeklindedir. Şekil 4.36' da dağılım tipleri gösterilmiştir. Bu noktadan sonra karşılaştırmaların ve sonuçların daha anlaşılır olması adına bu dağılım tiplerine sahip geometriler Model-1, Model-2, Model-3 ve Model-4 olarak tanımlanmıştır.



Şekil 4.36. a) Model-1: Kartezyen dağılım- b) Model-2: Kartezyen çapraz dağılım- c) Model-3: Radyal dağılım- d) Model-4: Radyal çapraz dağılım

Bu dört farklı model üzerinde soğutma konfigürasyon parametrelerinin etkileri araştırılmıştır. Literatürden edinilen bilgiler doğrultusunda soğutma konfigürasyonu aşağıda Şekil 4.37 üzerinde gösterilen ölçülerden doğrudan etkilenmektedir.



Şekil 4.37. Konfigürasyon parametreleri (Anonim, 2019)

Önceki bölümlerde bahsedildiği üzere D : jet delik çapı, X : delikler arası mesafe, Z : jet plakası ile hedef plaka arası mesafedir. Bu ölçüler literatürde karşılaştırma kolaylığı açısından boyutsuzlaştırılarak paylaşılmaktadır. Bu boyutsuz ifadelerden en kritik olanları X/D ve Z/D olarak belirlenmiştir. Bu parametreler doğrudan delik dizilimini, delik sayısını, deliklerdeki meydana gelen jet verimlerini etkilemektedir. Literatür bölümünde en uygun aralıklar şeklinde bahsedilmiştir. Bu çalışma kapsamında iki kriter; X/D : 6, 8, 10 ve Z/D : 2, 3 şeklinde sınırlandırılarak farklı delik formasyonları incelenmiştir.

Bu bilgiler ile yola çıkılarak literatürden örnek ve imal edilebilir bir D çapı belirlenmiştir. Bu çap ve X , Z gibi ölçüler kullanılarak çeşitli dizilimler elde edilmiştir. Bu elde edilen ve analizleri besleyecek olan toplam 48 farklı konfigürasyondan oluşan analiz matrisi şu şekilde oluşmuştur (Çizelge 4.4).

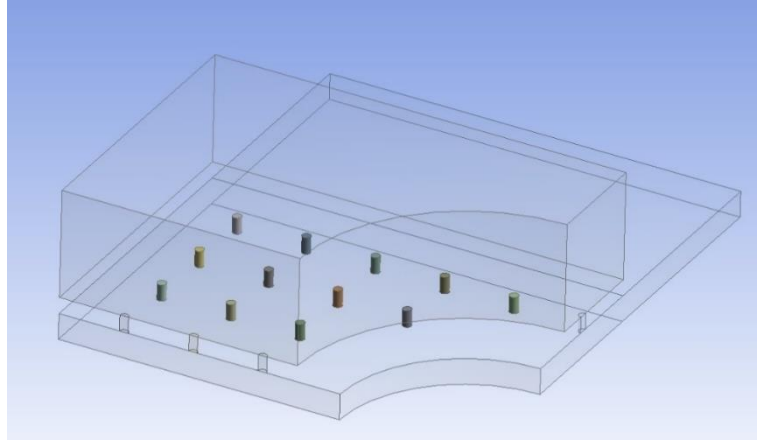
Çizelge 4.4. Analiz Matrisi ve Konfigürasyonlar

Analiz	Model	D	X/D	Z/D	L/D	Delik Sayısı	Analiz Eleman Sayısı (Milyon)
A1	Model-1	1	6	2	3	328	2.9
A2	Model-1	1	8	2	3	198	2.27
A3	Model-1	1	10	2	3	128	1.87
A4	Model-1	1.6	6	2	3	128	2.32
A5	Model-1	1.6	8	2	3	56	2.13
A6	Model-1	1.6	10	2	3	50	1.91
A7	Model-1	2	6	2	3	96	2.47
A8	Model-1	2	8	2	3	50	2.26
A9	Model-1	2	10	2	3	26	2.14
A10	Model-1	1	6	3	3	328	3.60
A11	Model-1	1	8	3	3	198	2.80
A12	Model-1	1	10	3	3	128	2.40
A13	Model-1	1.6	6	3	3	128	3.04
A14	Model-1	1.6	8	3	3	56	2.67
A15	Model-1	1.6	10	3	3	50	2.64
A16	Model-1	2	6	3	3	96	3.39
A17	Model-1	2	8	3	3	50	3.16
A18	Model-1	2	10	3	3	26	3.04
B1	Model-2	1	6	2	3	322	2.84
B2	Model-2	1	8	2	3	188	2.19
B3	Model-2	1	10	2	3	126	1.86
B4	Model-2	1.6	6	2	3	134	2.35
B5	Model-2	1.6	8	2	3	62	1.97
B6	Model-2	1.6	10	2	3	52	1.92
B7	Model-2	2	6	2	3	90	2.44
B8	Model-2	2	8	2	3	52	2.26
B9	Model-2	2	10	2	3	30	2.15
B10	Model-2	1	6	3	3	322	3.55
B11	Model-2	1	8	3	3	188	2.77
B12	Model-2	1	10	3	3	126	2.40
B13	Model-2	1.6	6	3	3	134	3.07
B14	Model-2	1.6	8	3	3	62	2.7

Çizelge 4.4. Analiz Matrisi ve Konfigürasyonlar (devam)

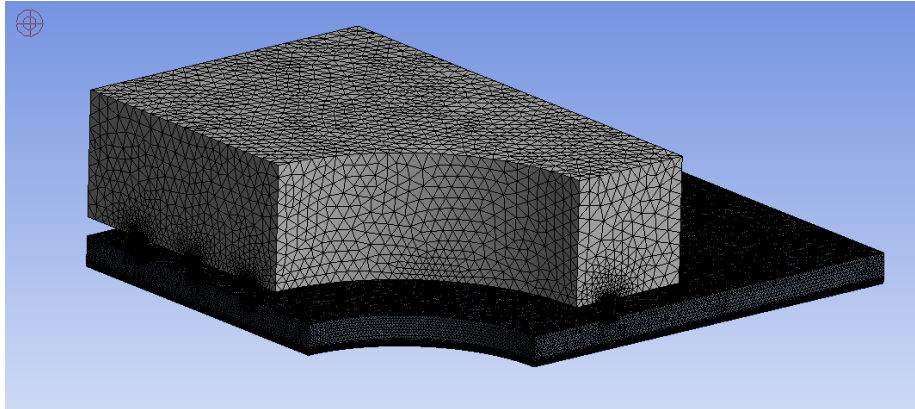
ANALİZ	Model	D	X/D	α (iki delik arası açısı)	Z/D	L/D	Delik Sayısı	Analiz Eleman Sayısı (Milyon)
B15	Model-2	1.6	10	3	3	52	2.64	
B16	Model-2	2	6	3	3	90	3.35	
B17	Model-2	2	8	3	3	52	3.17	
B18	Model-2	2	10	3	3	30	3.06	
C1	Model-3	1	6	11.6	3	3	204	2.85
C2	Model-3	1	10	11.6	3	3	124	2.37
C3	Model-3	2	6	11.6	3	3	104	3.42
C4	Model-3	2	10	11.6	3	3	62	3.20
C5	Model-3	1	6	8.4	3	3	272	3.25
C6	Model-3	1	6	6.1	3	3	376	3.83
D1	Model-4	1	6	11.6	3	3	200	2.84
D2	Model-4	1	10	11.6	3	3	128	2.39
D3	Model-4	2	6	11.6	3	3	106	3.44
D4	Model-4	2	10	11.6	3	3	64	3.23
D5	Model-4	1	6	8.4	3	3	276	3.27
D6	Model-4	1	6	6.1	3	3	384	3.87

Belirlenen analiz matrisi kapsamında elde edilen $\frac{1}{4}$ simetrik model ANSYS Design Modeler programına alınmıştır. Burada geometrik ölçüler parametrik hale getirilmiş ve hızlı bir şekilde diğer geometriler türetilmiştir. Şekil 4.38' de $\frac{1}{4}$ simetrik model görseli paylaşılmıştır. Geometri üzerinde jet çarpma bölgesinden ayrılan akışın sistemi terk edeceği kanal uzatılarak çıkış sınır koşulunun tanımlanacağı bölge sistemden yeterli miktarda uzağa (40 D) konumlandırılmıştır böylelikle oluşabilecek döngü akışların hesaplamalara olumsuz etki etmesinin önüne geçilmiştir.

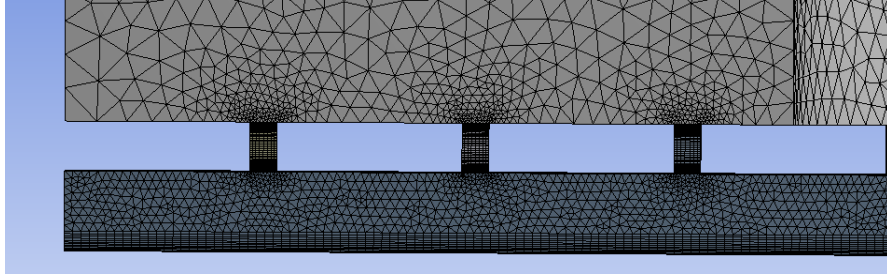


Şekil 4.38. 1/4 Simetri modeli

Oluşturulan geometriler yine ANSYS Workbench üzerinden Mesher uygulamasına bağlantılanmıştır. Burada daha önce bahsedilen doğrulama çalışmasındaki ağ yapısına bağlı kalınmıştır. Piramit yapılı elemanlar kullanılarak, akış hacminde hesaplama ağı oluşturulmuştur. Çözüm ağı tipi Fluent ve katı geometriler ise “fluid” olarak ayarlanmıştır. Jet akış deliklerinde 1.1’ lik genişleme ve daralma tanımlanmıştır böylelikle soğutucu akışkan haznesinden deliklere oradan da jet çarpma bölgesine akış geçişlerinin sağlıklı olması hedeflenmiştir. Jet akışın çarparak ısı transferi hesaplamalarının yapılacağı hedef plaka üzerine sık katmanlar atılarak $y^+ < 5$ olacak şekilde SST k-omega modeline uygun olacak ve iyi çözünürlükte sonuç elde edilebilecek ölçüde tanımlanmıştır (Şekil 4.39 ve Şekil 4.40).



Şekil 4.39. Model ağ yapısı-1

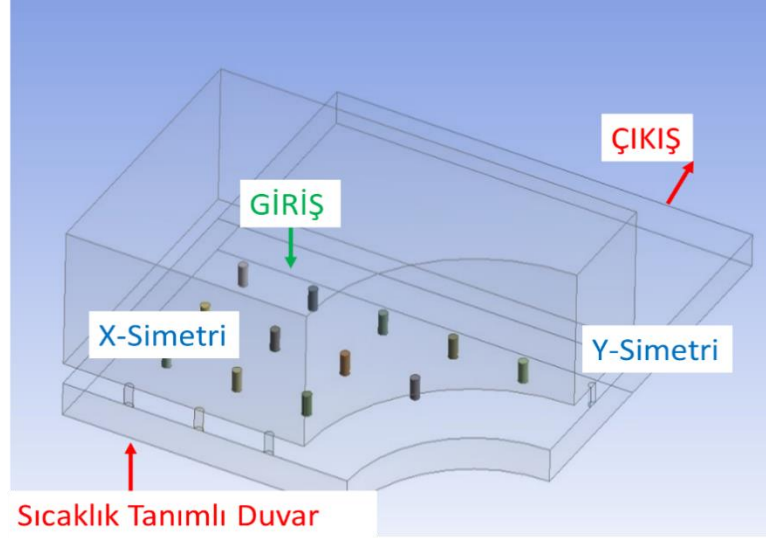


Şekil 4.40. Model ağ yapısı-2

Ağ yapısı oluşturma işleminin ardından Fluent üzerinde sınır şartı tanımlamada kolaylık sağlaması adına, belirli yüzeyler referans olarak isimlendirilmiştir. Sistemde bir adet debi girişi, bir adet çıkış, bir adet sıcaklığı tanımlanmış duvar, iki adet farklı düzlemlerde simetri sınır koşulları bulunmaktadır.

4.5.5. Sınır şartları ve çözücü ayarları

Geometri üzerinde giriş sınır şartı olarak soğutma havası sabit termofiziksel özellikte, sabit kütleli debi ve sıcaklık (\dot{m} ve T_{ref}) ile tanımlanmıştır. Hedef plaka sıcaklığı için sabit duvar sıcaklığı, genel olarak gaz türbinleri yanma odası alev sıcaklığını yansıtacak şekilde literatürden alınmıştır (T_{duvar}). İki düzlem olarak x ve y düzlemlerinde simetri sınır koşulu uygulanmıştır. Çıkış sınır koşulu olarak atmosferik basınç çıkış sınır koşulu hidrolik çaplar hesaplanarak uygulanmıştır. SIMPLE metodu ve çözülecek denklemlerde yüksek mertebeli ayarları yapılmıştır. Şekil 4.41' de model üzerinde sınır şartı tanımlanan yüzeyler gösterilmiştir.



Şekil 4.41. Sınır şartı tanımlanan yüzeyler

Model üzerinde bir adet giriş sınır koşulu: sıcaklığı tanımlı kütleli debi şeklinde üst hazne yüzeyine tanımlanmıştır. Bir adet atmosferik basınç çıkış sınır koşulu da jet bölgesinden akışın uzaklaştırıldığı yüzeye tanımlanmıştır. İki adet simetri sınır şartı bulunmakla beraber hedef plaka yüzeyine sıcaklık sınır koşulu uygulanmıştır. Geri kalan tüm yüzeler duvar sınır koşulu olarak ayarlanmıştır.

5. BULGULAR VE TARTIŞMA

5.1. Analiz Matrisi Genel Sonuçları

Belirlenen analiz matrisi ile yapılan çalışma sonucunda tasarım parametrelerinin soğutma üzerine etkileri gözlemlenmiştir. Değişen ölçüler boyutsuz olarak hesaplanmakta ve delik çapına, delikler arası mesafeye, jet plakası ve hedef plaka arası mesafe ile birlikte delik sayısına etki etmektedir. Bunlar dışında daha önce bahsedilen dört farklı modeldeki delik yerleşim şekilleri genel olarak soğutma yüzeyindeki sıcaklık dağılımlarını etkilemiştir. Bu bağlamda sonuçlar incelenmiş ve yorumlanmıştır. Bu etkilerin anlaşılabilmesi amacıyla çeşitli kontur görselleri, grafikler ve tablolar oluşturulmuştur.

Analiz matrisi doğrultusunda dört farklı model için elde edilen sonuçlar Çizelge 5.1' de listelenmiştir. Sonuçların boyutsuz olarak yorumlanabilmesi açısından Hız-Delik giriş bölgesi Reynolds, Isı transfer katsayısı- plaka üzeri ortalama Nusselt ve Sıcaklık- plaka üzeri ortalama Teta dönüşümleri yapılmıştır. İlgili denklemler şu şekilde gösterilebilir;

$$\text{Boyutsuz Hız: } Re = \frac{UD}{\nu_{ref}} \quad (5.1)$$

$$\text{Boyutsuz Ortalama Plaka Isı Transferi Oranı: } Nu = \frac{hD}{k_{ref}} \quad (5.2)$$

$$\text{Boyutsuz Ortalama Plaka Sıcaklığı: } \theta = \frac{T - T_{soğutma}}{T_{hedef\ plaka} - T_{soğutma}} \quad (5.3)$$

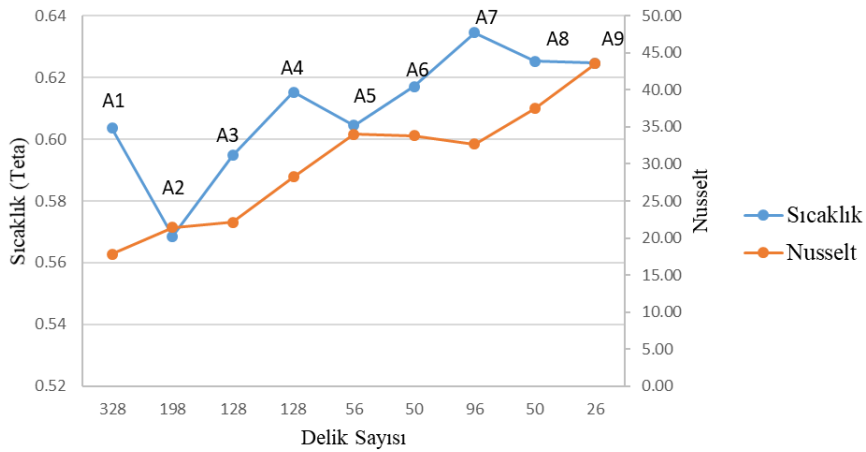
Çizelge 5.1. Genel Nümerik Analiz Sonuçları

ANALİZ	MODEL	D	X/D	Z/D	DELİK SAYISI	NU	TETA	RE	
A1	Model-1	1	6	2	328	17.85	0.60	4041.85	
A2	Model-1	1	8	2	198	21.45	0.57	6711.74	
A3	Model-1	1	10	2	128	22.10	0.59	10401.17	
A4	Model-1	1.6	6	2	128	28.26	0.62	6457.44	
A5	Model-1	1.6	8	2	56	33.99	0.60	14805.07	
A6	Model-1	1.6	10	2	50	33.81	0.62	16558.75	
A7	Model-1	2	6	2	96	32.66	0.63	6882.88	
A8	Model-1	2	8	2	50	37.49	0.63	13233.70	
A9	Model-1	2	10	2	26	43.52	0.62	25464.81	
A10	Model-1	1	6	3	328	17.55	0.61	4043.37	
A11	Model-1	1	8	3	198	20.78	0.58	6855.43	
A12	Model-1	1	10	3	128	21.72	0.60	10408.11	
A13	Model-1	1.6	6	3	128	27.17	0.63	6461.90	
A14	Model-1	1.6	8	3	56	32.56	0.61	14820.96	
A15	Model-1	1.6	10	3	50	32.50	0.63	16597.02	
A16	Model-1	2	6	3	96	31.14	0.65	6879.83	
A17	Model-1	2	8	3	50	36.05	0.63	13241.94	
A18	Model-1	2	10	3	26	42.12	0.63	25479.96	
B1	Model-2	1	6	2	322	17.56	0.61	4153.62	
B2	Model-2	1	8	2	188	21.12	0.58	7222.69	
B3	Model-2	1	10	2	126	22.17	0.59	10559.63	
B4	Model-2	1.6	6	2	134	27.22	0.62	6170.91	
B5	Model-2	1.6	8	2	62	33.71	0.60	13381.69	
B6	Model-2	1.6	10	2	52	32.76	0.62	15931.82	
B7	Model-2	2	6	2	90	32.36	0.64	7337.82	
B8	Model-2	2	8	2	52	36.40	0.63	12712.43	
B9	Model-2	2	10	2	30	43.24	0.61	22079.01	
B10	Model-2	1	6	3	322	17.01	0.62	4118.51	
B11	Model-2	1	8	3	188	20.44	0.59	7075.37	
B12	Model-2	1	10	3	126	21.49	0.60	10579.69	
B13	Model-2	1.6	6	3	134	25.58	0.64	6169.94	
B14	Model-2	1.6	8	3	62	31.92	0.61	13379.75	
B15	Model-2	1.6	10	3	52	31.34	0.63	15955.43	
B16	Model-2	2	6	3	90	30.19	0.66	7335.70	
B17	Model-2	2	8	3	52	34.25	0.65	12713.03	
B18	Model-2	2	10	3	30	41.26	0.62	22083.40	
ANALİZ	Model	D	X/D	a	Z/D	Delik Sayısı	Nu	Teta	Re
C1	Model-3	1	6	11.6	3	204	19.69	0.60	6514.32
C2	Model-3	1	10	11.6	3	124	22.24	0.59	10731.04
C3	Model-3	2	6	11.6	3	104	28.85	0.67	6353.13
C4	Model-3	2	10	11.6	3	62	31.24	0.67	10673.38

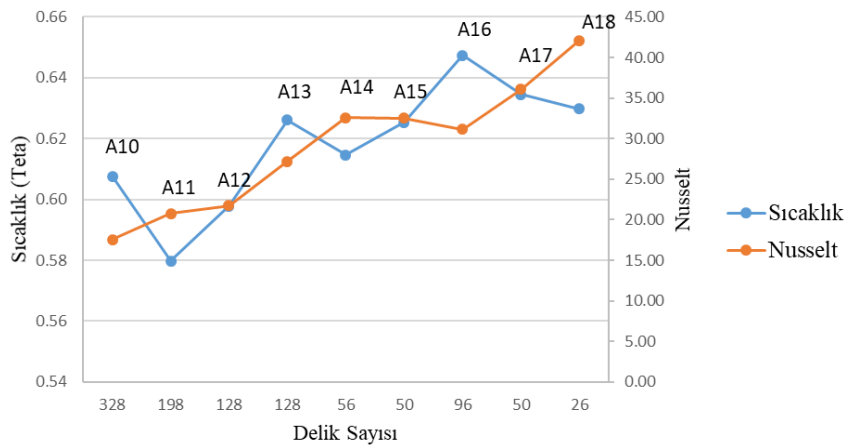
Çizelge 5.2. Genel Nümerik Analiz Sonuçları (devam)

C5	Model-3	1	6	8.4	3	272	17.99	0.61	4878.83
C6	Model-3	1	6	6.1	3	376	15.33	0.65	3525.54
D1	Model-4	1	6	11.6	3	200	20.51	0.58	6648.18
D2	Model-4	1	10	11.6	3	128	22.29	0.59	10408.80
D3	Model-4	2	6	11.6	3	106	28.93	0.67	6225.06
D4	Model-4	2	10	11.6	3	64	31.30	0.67	10328.29
D5	Model-4	1	6	8.4	3	276	18.58	0.60	4811.64
D6	Model-4	1	6	6.1	3	384	15.28	0.64	3448.31

Analiz matrisinden elde edilen sonuçlar şu şekilde genel incelemeye tabi tutulabilmektedir. D, X/D değişimleri doğrudan delik sayısında değişime sebep olmaktadır. Bu değişim ile hedef plaka üzerinde ortalama sıcaklık ve Nusselt miktarlarında farklılıklar oluşmaktadır. Bu delik sayılarının sıcaklık ve ısı transferine etkileri grafik üzerinde incelenecek olursa (Şekil 5.1 ve Şekil 5.2);

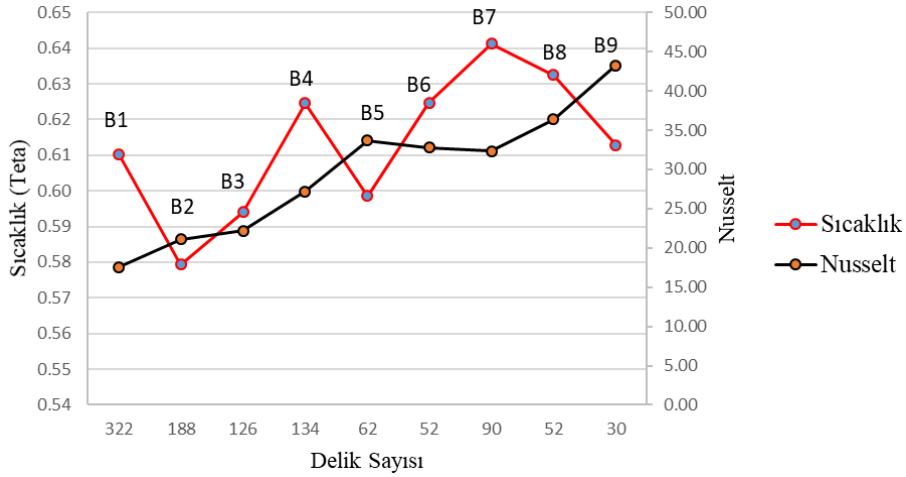


Şekil 5.1. Model-1 Z/D:2 delik sayısı değişimi grafiği

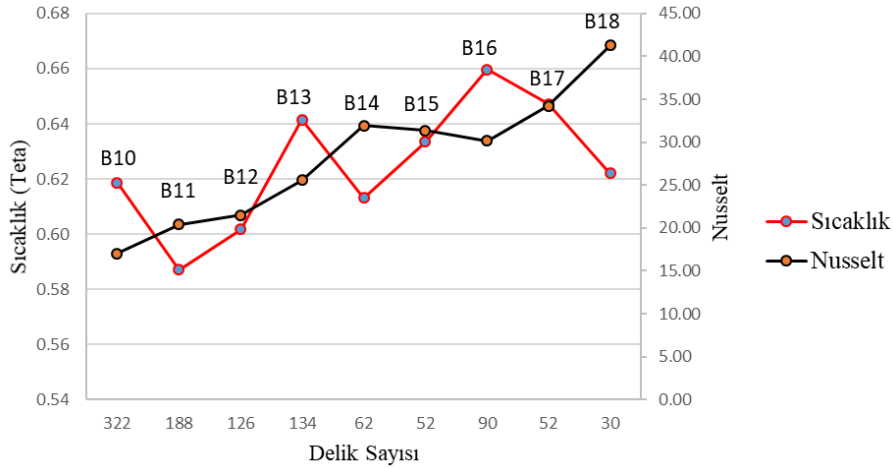


Şekil 5.2. Model-1 Z/D:3 delik sayısı değişimi grafiği

Grafikler incelendiğinde soğutma anlamında en iyi sonucu A2 ve en kötü sonucu A16 konfigürasyonlarının verdiği anlaşılmaktadır. Çapraz yerleşime sahip Model-2 için sonuçlar incelenecek olursa (Şekil 5.3 ve Şekil 5.4);

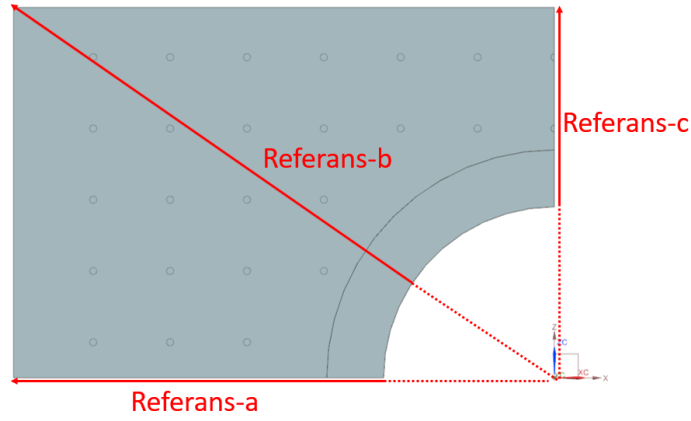


Şekil 5.3. Model-2 Z/D:2 delik sayısı değişimi



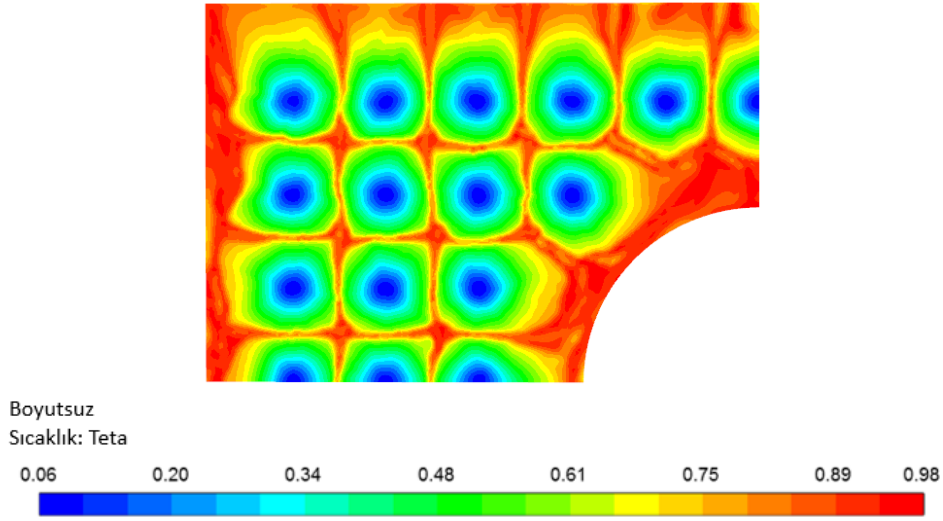
Şekil 5.4. Model-2 Z/D:3 delik sayısı değişimi

Analiz sonuçları incelenirken referans hesaplama çizgileri üzerinden yorumlamalarda bulunulacaktır. Bu çizgiler üzerindeki ısı transferi ve sıcaklık dağılımları grafikler halinde elde edilecek ve karşılaştırmaları yapılacaktır. Şekil 5.5' de görüldüğü üzere bir adet x simetri eksenine üzerine bir adet geometri köşegenine ve bir adet de y-simetri eksenine yerleştirilmiştir. Hedef plaka üzerinden sonuçlar okunacak ve boyutsuz mesafe ile bu dağılımlar yorumlanacaktır.



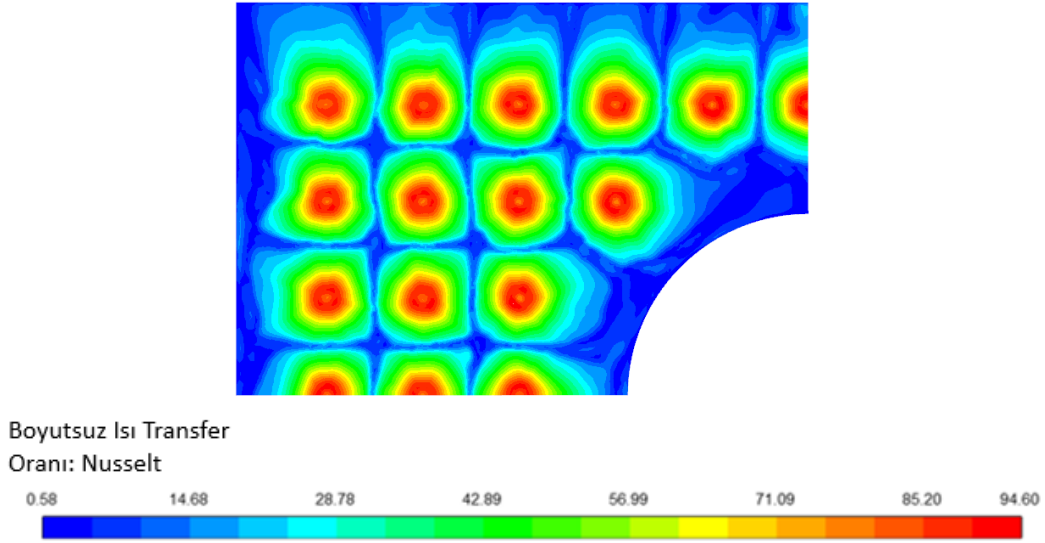
Şekil 5.5. Hesaplama çizgilerinin oluşturulduğu referans bölgeler

Analiz matrisinden elde edilen sonuçlar ayrıca kontur grafikleri aracılığıyla incelenerek akış yapısı ve ısı transferi hakkında bilgi edinilebilmektedir. A5 Model-1 için sonuçlar incelenecek olursa genel olarak jet çarpıtırma ile soğutma açısından gözlenen yapı şu şekildedir;



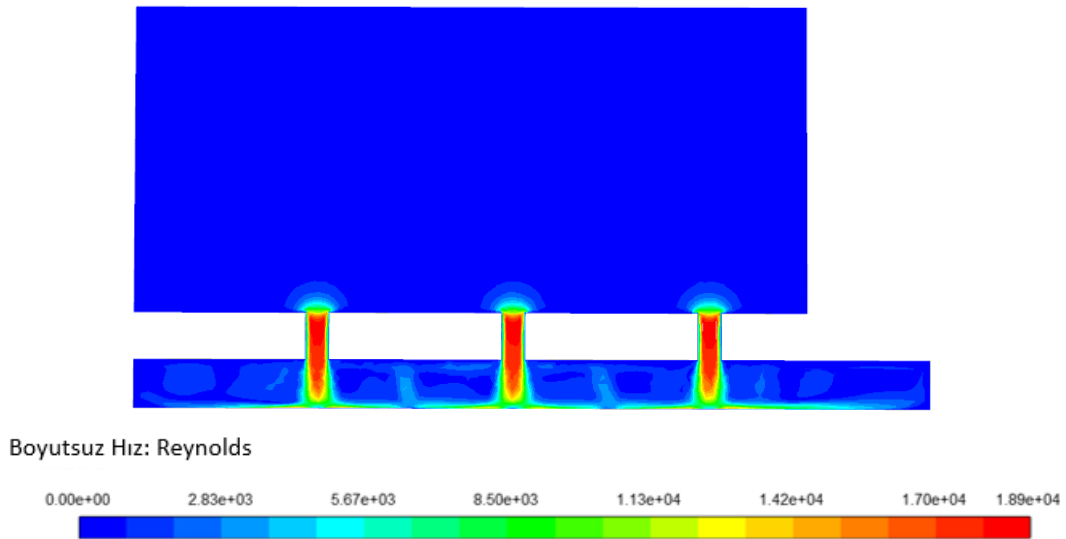
Şekil 5.6. Model-1 A5-analiz sonucu sıcaklık dağılımı

Şekil 5.6 incelendiğinde sıcak plaka üzerine yüksek hızla gönderilen görece soğuk jet akış delik bölgelerinde soğuk bölgelerin oluşmasını sağlamaktadır. Deliklerin yerleşimine göre hedef plaka üzerindeki soğutulabilen bölgeler değişim göstermektedir. Jet çarpmanın ve devamında duvar jet bölgesinin erişemediği yerlerde plaka sıcaklığının oldukça yüksek olduğu gözlenmektedir. Bu yapıyla beraber Nusselt dağılımı incelendiğinde ise (Şekil 5.7);



Şekil 5.7. Model-1 A5- Nusselt dağılımı

Jet deliklerinin karşı bölgelerinde Nusselt sayısının maksimum olduğu ve jet etkisinin bittiği veya delik yerleşiminin geometrik olarak mümkün olmadığı bölgelerde oldukça düşük olduğu görülmektedir. Böylece soğutmanın en iyi yapıldığı ve soğuk olarak karşımıza çıkan bölgeler jet akışın hedef plakaya çarparak yayılabildiği bölgeler olarak anlaşılmaktadır. Jet akışın nasıl gerçekleştiği ve davranışının nasıl olduğuna ilişkin bilgi edinebilmek adına hız kontur grafikleri incelenebilir;

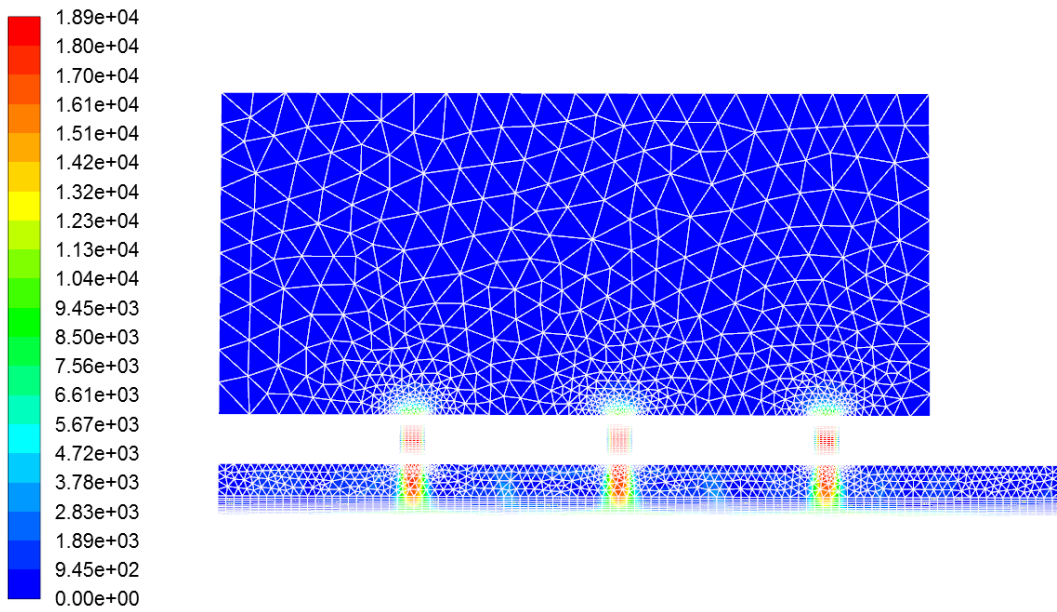


Şekil 5.8. Model-1 A5, Referans-a düzlemi hız dağılımı

Şekil 5.8' deki hız konturu incelendiğinde giriş ve soğutucu akışın dolduğu haznede Reynolds sayılarının oldukça düşük olduğu ve bu akışı takip eden bölgede akış alanının

daraltıldığı ve jet yapısının elde edilebildiği deliklerde Reynolds' un oldukça artarak kritik Reynolds sayısının geçtiği gözlemlenmektedir.

Deliklerden hızı artarak geçen jet akış hedef plakaya yüksek hız ile çarpmakta ve bir akış ayrılması gerçekleşmektedir. Bu durağan bölge kontur grafiğinde de gözlenebilmektedir. Akışın hedef duvara çarpmasını takiben duvar cidarında bir duvar jeti oluşmaktadır ve kenarlara doğru yayılmaktadır. Bu akışın ağ yapısı ile incelemesi yapıldığında ise Şekil 5.9' de hem jet akışın hem de duvar jeti bölgesinin yüksek çözünürlükte ağ yapısıyla kapsandığı görülmektedir.

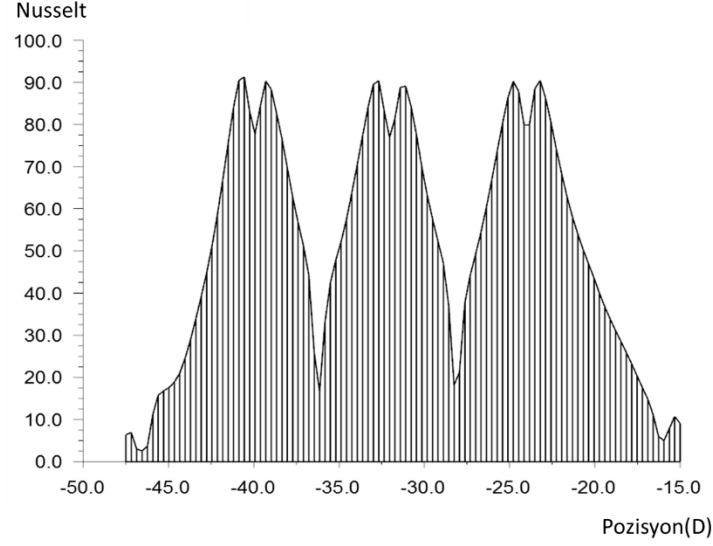


Şekil 5.9. Model-1 A5, Referans-a düzlemi hız (Reynolds) dağılımı ve ağ yapısı

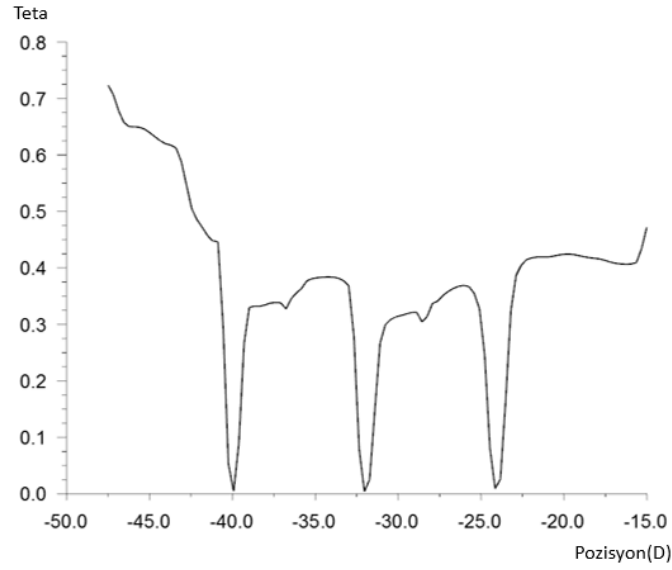
Hedef plakaya çarpan jetlerin oluşturduğu bu soğuk alanda en soğuk kısmın jet merkezi olduğu ve devamında literatürde olduğu gibi sıcaklığın giderek yükseldiği gözlemlenmektedir. Komşu jet akış ile karşılaşılan bölgeye kadar soğuk akış ilerlemekte ve ikinci duvar jeti ile çarpışmaktadır. Çarpışma bölgesinde ikinci bir durgunluk bölgesi oluşturmaktadır. Bu durumun ısı transferine etkisini referans-a düzleminde alınan Nusselt dağılımıyla yorumlanabilmektedir.

Görüldüğü üzere jet lokasyonunda Nusselt maksimumdur ve maksimum bölgesinde bir durgunluk yapısı olduğu için lokal minimum bölgeler oluşmaktadır. Jet çarpma merkezinden uzaklaştıkça ısı transferi düşmekte ve iki jetin karşılaştığı yerde ısı transferi

minimum hal almaktadır. Şekil 5.10, Nusselt dağılımını, Şekil 5.11 ise bu Nusselt dağılımı sonucu oluşan sıcaklık dağılımını ifade etmektedir.



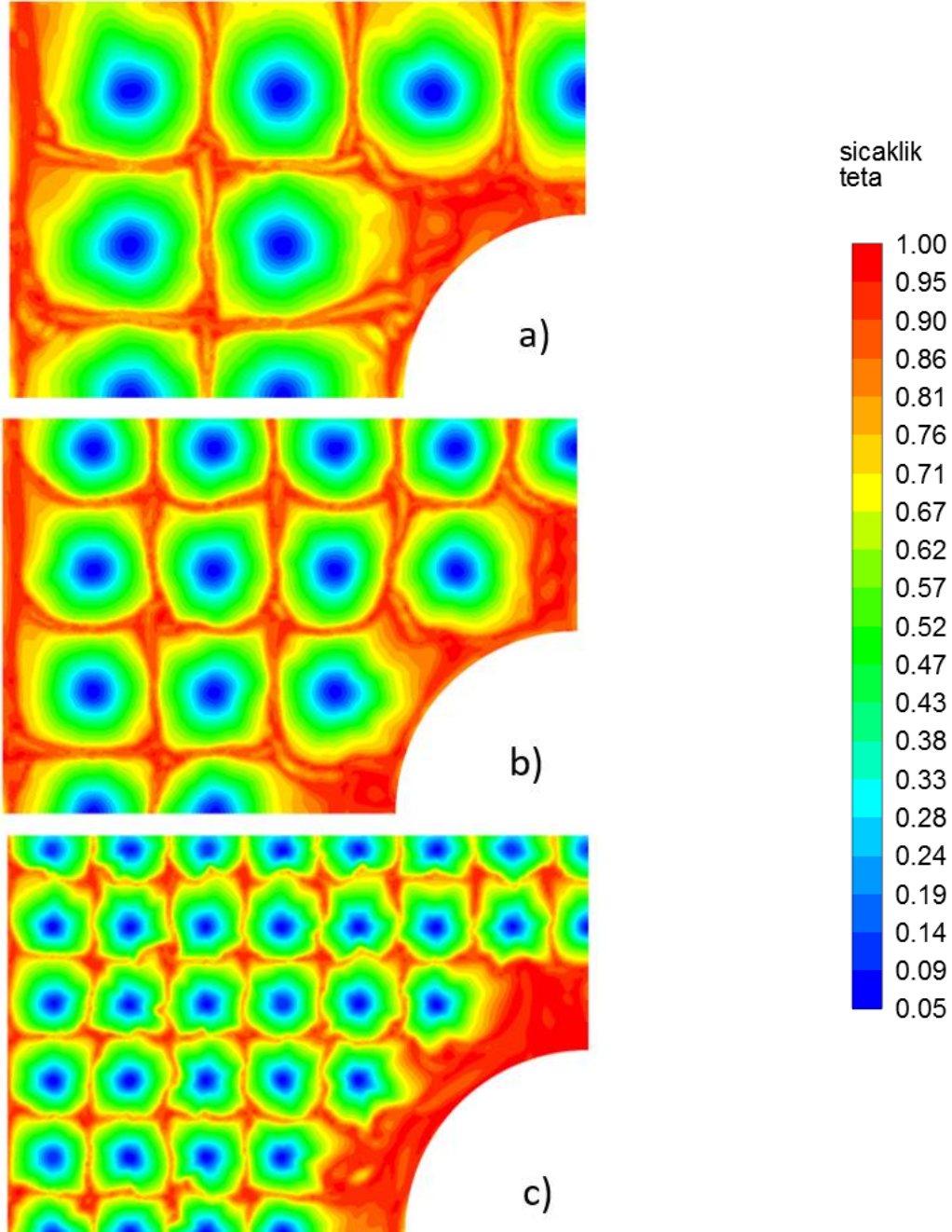
Şekil 5.10. Model-1 A5, referans-a yüzeyinde Nusselt dağılımı



Şekil 5.11. Model-1 A5, referans-a düzlemi sıcaklık dağılımı

5.2. Delik Yerleşiminin Etkileri

Delik yerleşimi açısından sonuçlar incelenecek olursa seyrek bir yapıdan sık bir dizilime gidildiğinde (Şekil 5.12);

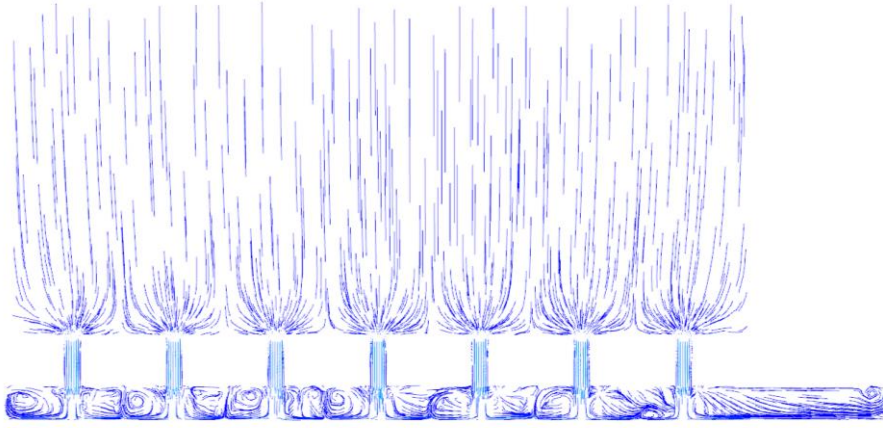


Şekil 5.12. Seyrek, orta ve sık delik dizilimi a) Model-1 A9, b) Model -1 A6, c) Model-1 A3

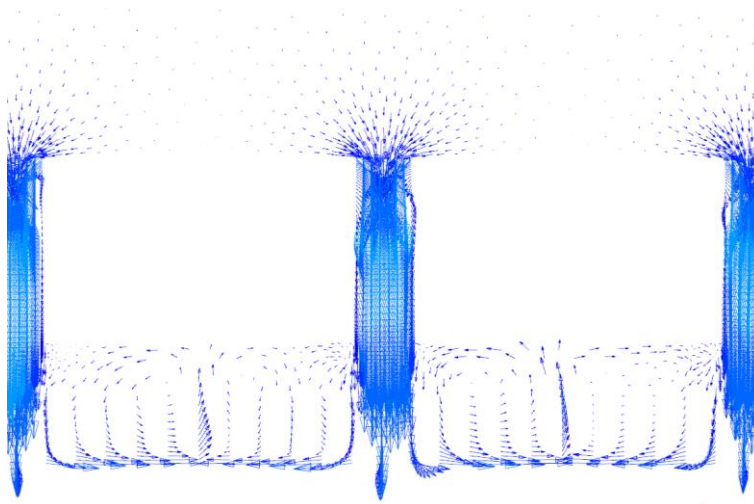
Delikler seyrek dizilime sahip olduklarında delik başına düşen kütleli debi artmakta ve birbirini etkileyebilecek komşu jetler de daha uzakta konumlandığı için jet dağılımı daha

düzenli ve geniş yarıçapta olmaktadır. Ancak daha sık yapıda jet etki çapı düşük olmasına karşın plaka üzerinde daha homojen bir sıcaklık dağılımı yaratılabilmektedir.

Delik dizilimi ve delikler arası etkileşim konusunda elde edilen veriler yine literatürle uyuşmakta ve “Fountain Effect” olarak adlandırılan yapı bu çalışmada da gözlemlenmiştir. İki komşu jet hedef plakaya çarptıktan sonra jet merkezinden dışarıya doğru yönelir ve bir duvar jeti ve ısıl sınır tabakası oluşturur. Komşu jetlerin birbirine karşı oluşturduğu bu jetler belirli bir noktada karşılaşarak çarpışır, hızlarını düşürür, akış ayrılmasına neden olur ve sınır tabakada bozulmaya sebep olur.



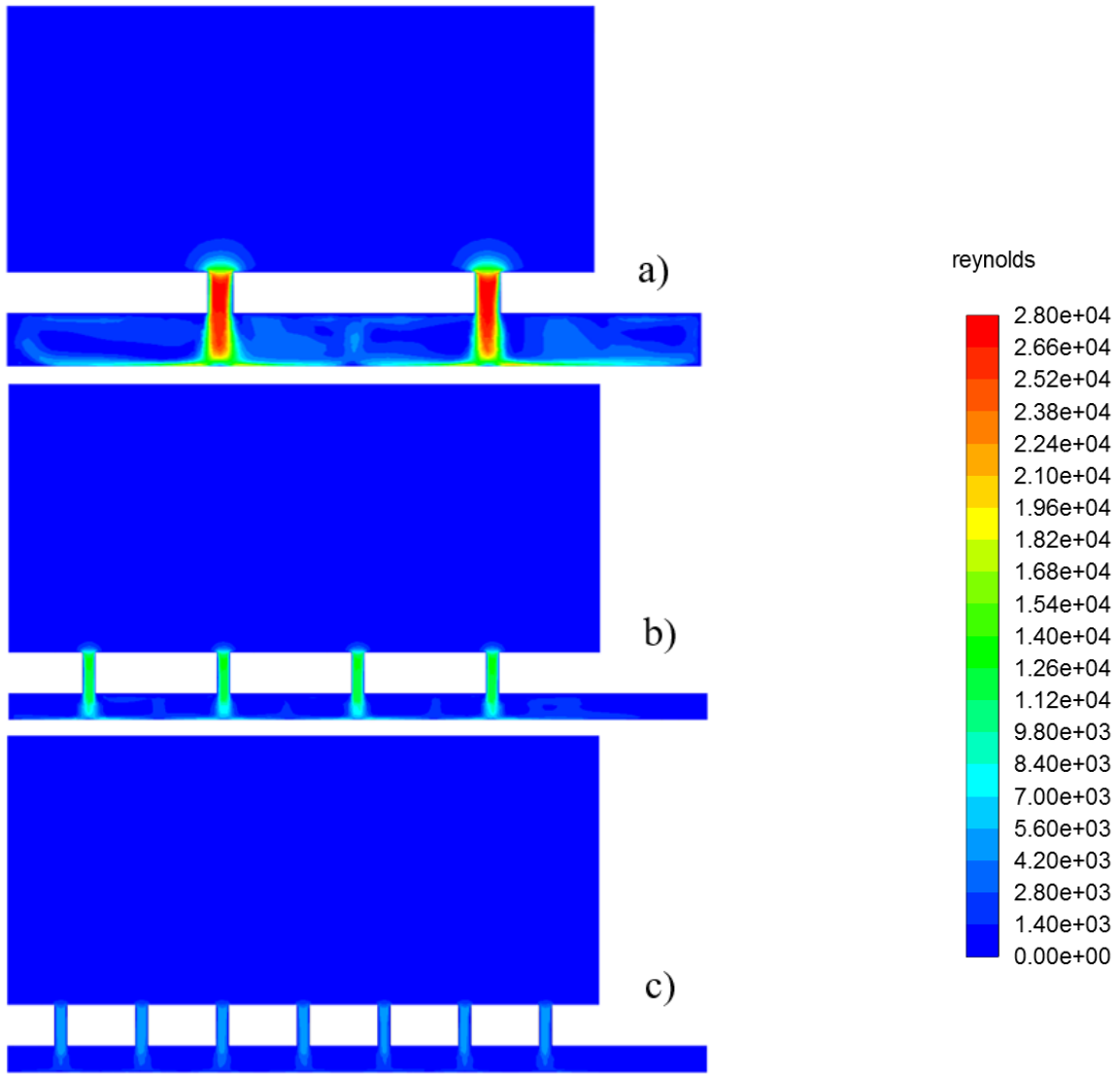
Şekil 5.13. Model-1 A1, referans-a akış çizgileri



Şekil 5.14. Model-1 A1, referans-a vektörel gösterim

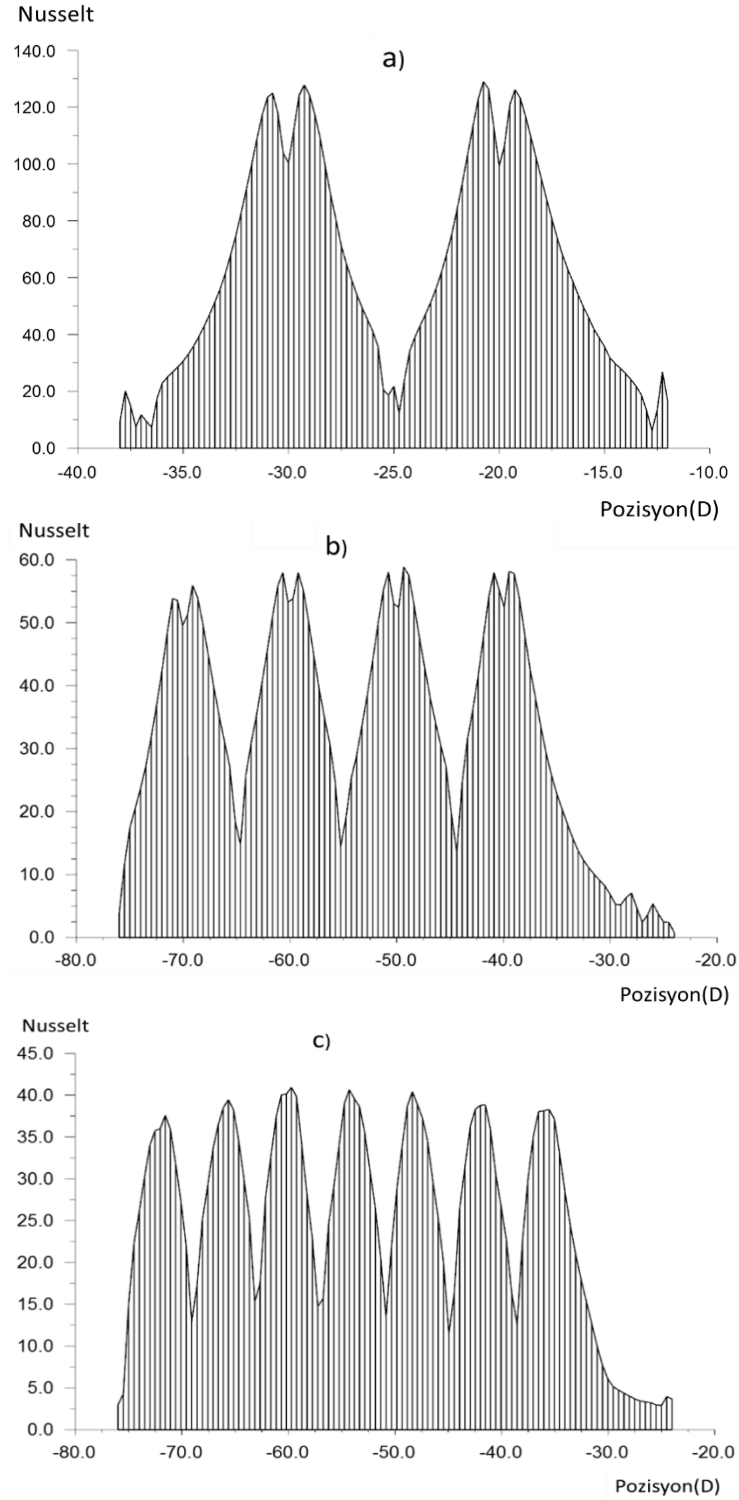
Şekil 5.13 ve Şekil 5.14’ de görüldüğü üzere jetler birbiri ile etkileşime girmekte ve fountain effect oluşmaktadır. Bu yapıya ek olarak Z/D ’ nin düşük olmasından ötürü çarpışıp

yükselen iki duvar jeti üst jet plakasına çarpmakta ve tekrar jet merkezlerine doğru bir döngüye sebep olmaktadır. Bu durumda ise hem jet plakasının ısınmasına hem de ana jetlerin bozulmasına sebep olabilmektedir. Böylelikle bir jetin etki alanı komşu jetin konumuna ve etkisine göre değişim gösterdiği anlaşılmaktadır. Bu durumda delikler arası uygun mesafeyi bulmak önemli bir hal almaktadır. Aşağıda sık, orta ve seyrek olarak deliklerin hız yapısı gösterilmiştir (Şekil 5.15).



Şekil 5.15. Seyrek, orta ve sık delik referans-a üzerinde hız dağılımı a) Model-2 B9, b) Model-2 B3, c) Model-1 A1

Şekil 5.16’ da ise bu delik yapılarına ait Nusselt dağılımı-delik konumu grafikleri ile ısı transferine etkisi gösterilmiştir. Delik merkezlerinde yüksek Nusselt ve duvar jetlerinin çarpıştığı ikinci akış ayrılma bölgesinde minimum ısı transferi gözlenmektedir.



Şekil 5.16. Seyrek, orta ve sık delik referans-a üzerinde Nusselt dağılımı a) Model-2 B9, b) Model-2 B3, c) Model-1 A1

Grafikler incelendiğinde delik karşına denk gelen lokasyonlarda ısı transferinin diğer bölgelere göre daha yüksek olduğu ve giderek jet gölgesinden uzaklaştıkça ısı transferinin duvar jeti boyunca azaldığı ve komşu jet ile karşılaştığı ikinci ölü bölgede minimum hale geldiği görülmektedir. Ayrıca a, b ve c grafikleri incelendiğinde a grafiğinde iki delik üzerinden geçen debi miktarı oldukça fazladır ve bu durum deliklerdeki hız miktarının artışına sebep olmaktadır. Yüksek hızlı jet hedef plakaya çarptığında plaka üzerinde oluşan akış ayrılması ile ölü bölge meydana getirmekte ve lokal minimum ısı transfer bölgesi oluşmuş olmaktadır. Bu durum b ve c grafiklerinde debi ve hızın azalması ile akış ayrılmasının yarattığı ölü bölge büyüklüğünün azaldığı ve kaybolarak lokal minimum etkinin kaybolduğu gözlemlenmektedir.

Gerçek çalışma şartlarında deliklerden geçen debiyi giriş ve çıkış ortam basınçları arasındaki farklar meydana getirmektedir. Ancak test ortamında ve tez kapsamında metod olarak belirlenen doğrulama çalışması doğrultusunda girişe kütleli debi sınır koşulu tanımlanmış ve deliklerden belirli bir debide akışkan geçirilmeye zorlanmış olmaktadır. Bu şartlar altında her bir model için minimum ve maksimum delik sayısına sahip modellerin basınç düşüşü Çizelge 5.3’ de gösterildiği gibi ortaya çıkmaktadır.

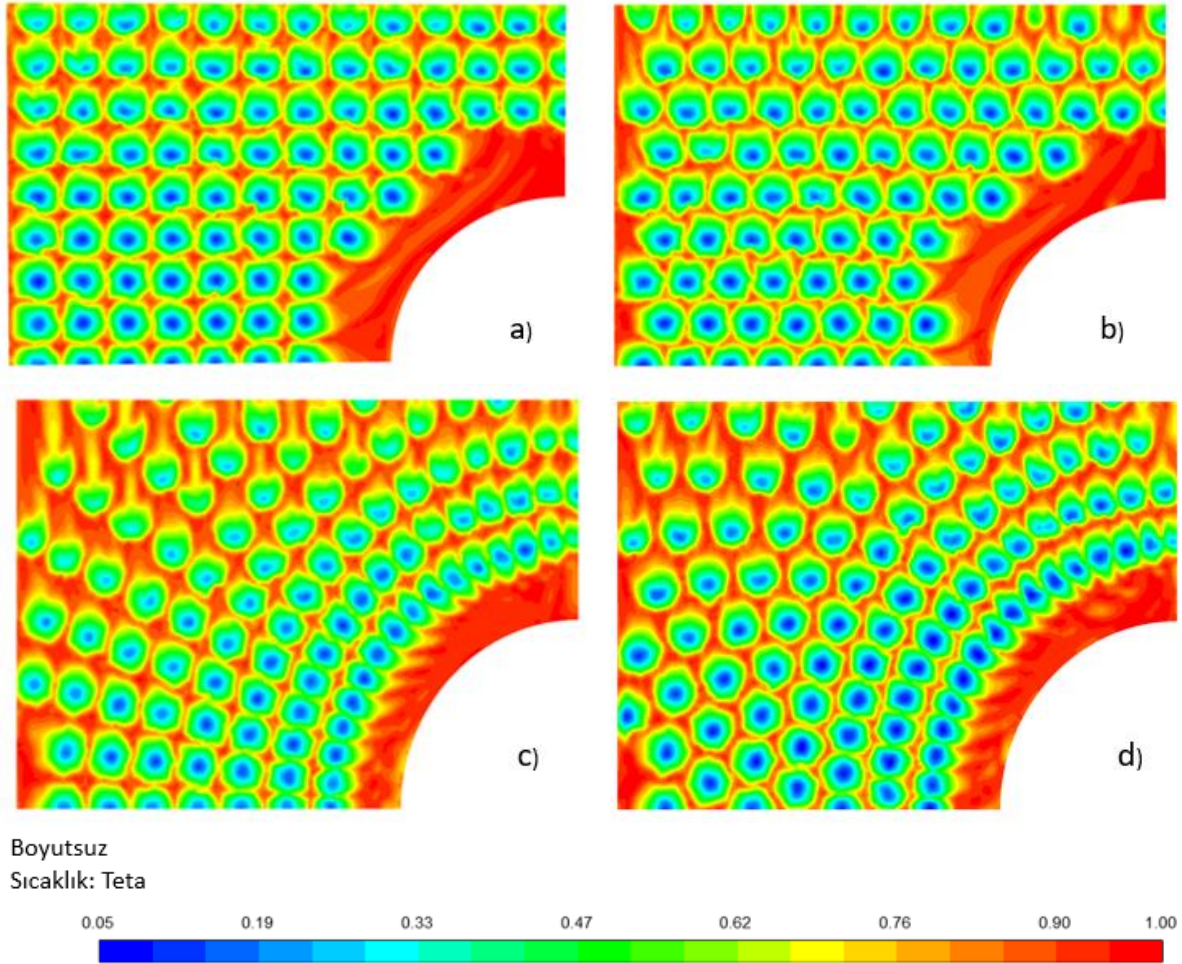
Çizelge 5.3 Analiz Modelleri Yüzde Basınç Düşüm Oranları

Analiz	% Ortalama Basınç Düşüşü
A1	28.52
A9	31.97
B1	28.51
B9	31.88
C6	31.77
C4	31.91
D6	31.56
D4	31.79

5.3. Çapraz Akış Etkisi

Deliklerin sıklaşması ve sistemin çıkış bölgesine yaklaşması durumunda literatürle paralel olarak çapraz akış (“Cross Flow”) etkisi gözlemlenmektedir. Bu durum daha çok geometri merkezine yakın jetlerden çıkan havanın sistemi terk etmek üzere çıkışa yönelmesi ve bu yol üzerindeki diğer jetleri olumsuz etkileyerek etkinlerinin düşmesine hatta jetlerin

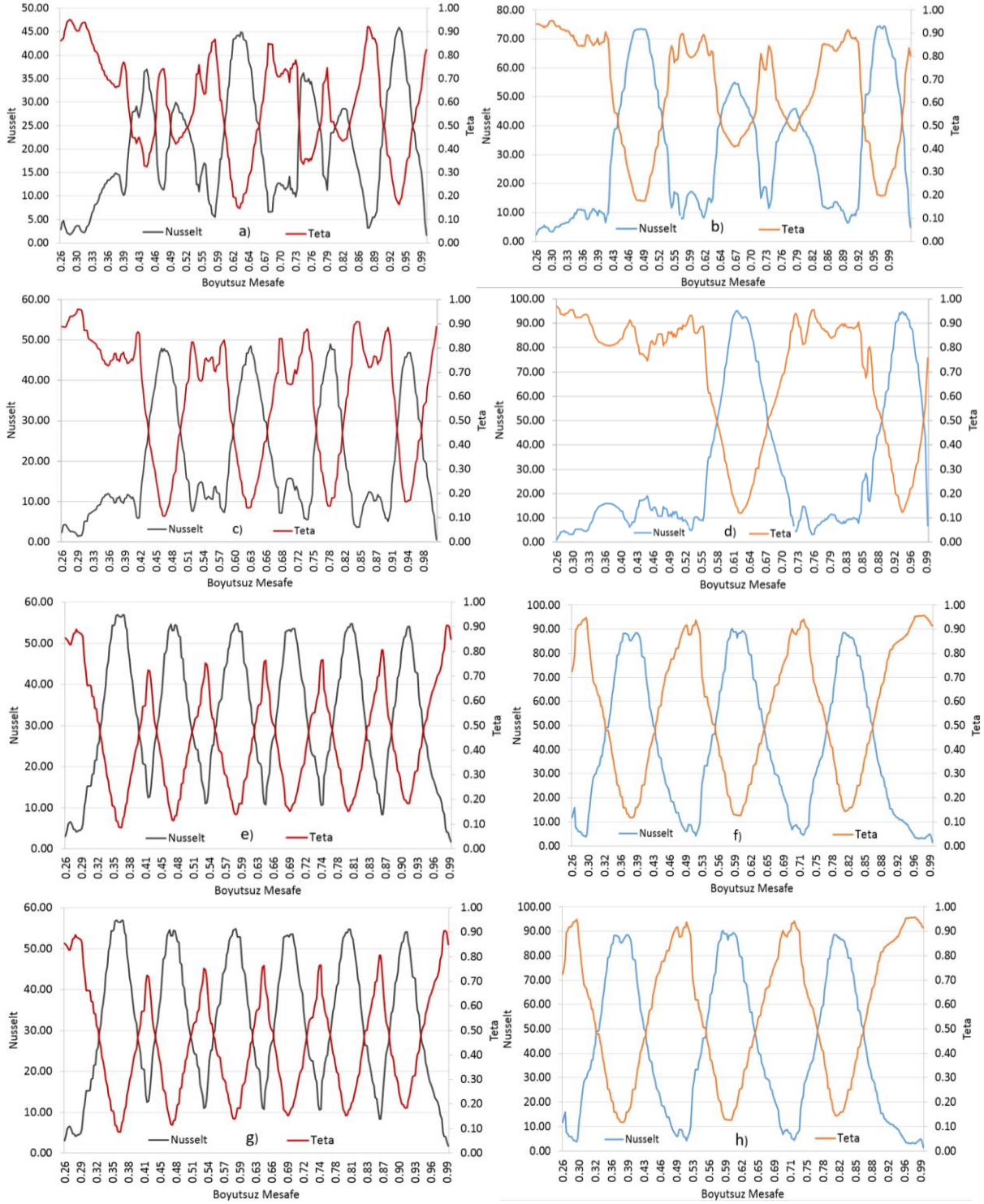
bozularak jet yapısının oluşmasına dahi engel olabilmektedir. Delik sayısının artışı delik başına düşen debiyi azaltmakta ve bu da çıkış bölgesindeki jetleri zayıf hale getirmekte ve çapraz akıştan etkilenmelerine neden olmaktadır. Şekil 5.17’ de dört model için de oluşan çapraz akış etkisi gösterilmiştir.



Şekil 5.17. Çapraz akış etkisi a) Model-1 A1, b) Model-2 B1, c) Model-2 B6, d) Model-3 C6

5.4. Model Karşılaştırmaları

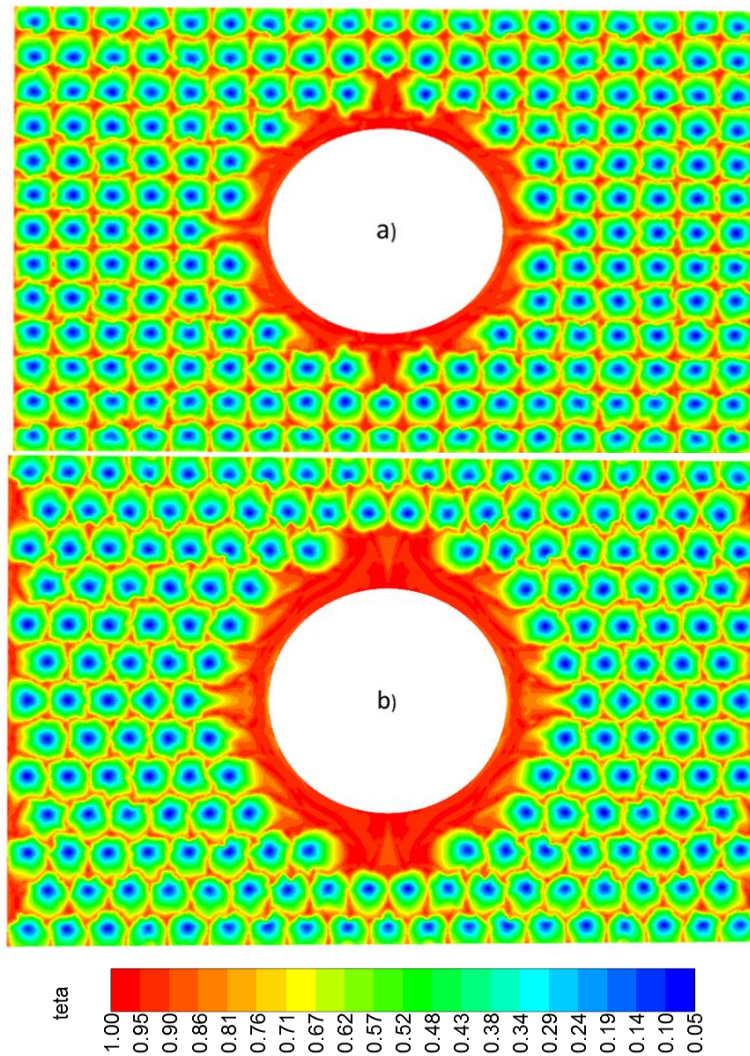
Dört modeli karşılaştırırken referans-b düzlemi üzerindeki sıcaklık ve Nusselt dağılımları incelenmiştir. Şekil 5.18’ de incelenen dört modelin en iyi ve en kötü dağılımları verdiği analizleri yan yana grafikler halinde gösterilmiştir.



Şekil 5.18. En iyi-en kötü modeller, referans-b üzeri Nusselt ve Teta dağılımı a) Model-1 iyi, b) Model-1 kötü, c) Model-2 iyi, d) Model-2 kötü, e) Model-3 iyi, f) Model-3 kötü, g) Model-4 iyi, h) Model-4 kötü

Belirlenen dört model içerisinde farklı tiplerde delik dizilimleri bulundurmaktadır. Sonuçlar incelendiğinde bu delik dizilimlerinin sağladığı avantaj ve dezavantajlar yorumlanabilmektedir. Model-1 açısından bakıldığında; delik diziliminin ve

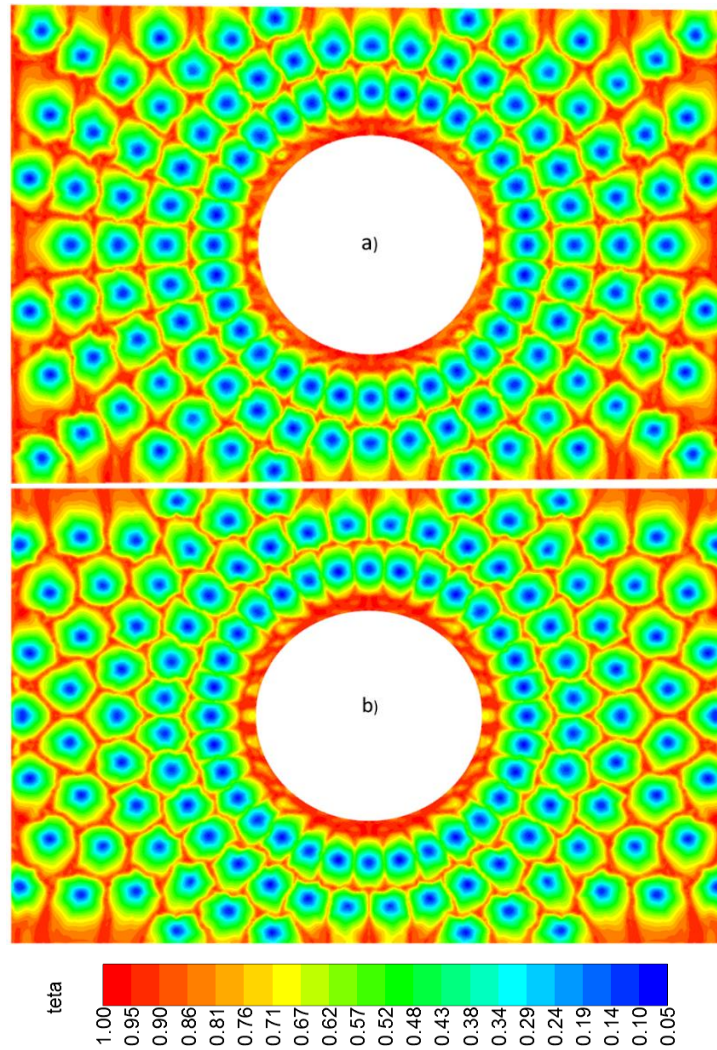
yerleştirilmesinin oldukça rahat olduğu genel anlamda hedef plaka yüzeyinde homojen bir soğutma sağlayabildiği anlaşılmaktadır. Dezavantaj olarak merkez delik etrafına delik yerleşiminde bu dizilim gereği bazı boş alanlar meydana gelmektedir. Model-2 incelendiğinde ise; Model-1'e yakın soğutma ve dağılım göstermektedir. Çapraz geçişli delik diziliminden kaynaklı hedef plakanın kenarlarında ve merkez delik etrafında Model-1'e göre daha düşük bir soğutma sağlamaktadır. İmalat açısından incelendiğinde ise iki modelde de üretim kolaylığı mevcuttur. Değişken olmayan ve lineer dizilim gösteren deliklerin freze veya lazer kesimlerle oldukça seri üretilebilecek ve az maliyete sahip olacaktır (Şekil 5.19).



Şekil 5.19. A) Model-1 A2 ve b) Model-2 B2 tam görünüm sıcaklık dağılımı

Model-3 ve Model-4 delik dizilimi açısından radyal yapıya sahiptirler. Bu yönleri ile ortak olarak merkez delik etrafında düzenli bir dizilim gösterebilmekte ve iyi bir soğutma sağlamaktadırlar. Model-3 düz radyal dağılıma sahip olduğundan merkezden dışa doğru

gidildiğince delikler arası mesafe taradığı yarıçap büyüdüğü için artmaktadır. Böylece merkezden uzaklaştıkça soğutma etkinliği düşmekte, sıcak bölgelerin varlığı artmaktadır. Model-4 açısından; Model-3' e nazaran çapraz geçişli bir delik dağılımına sahip olması sayesinde sıcak bölgelerde daha iyi soğutma sağlanabilmektedir. Ancak yine bir yarıçap doğrultusunda açılarak bir dağılım gösterdiği için uç noktalara giderek delikler arası mesafe artmakta ve sıcak bölgeler çoğalmaktadır. Bu iki model için üretim açısından bakıldığında dağılımların dairesel oluşu ve plaka üzerindeki düzensizliği sebebiyle maliyetli ve üretimi zor olarak nitelendirilebilir (Şekil 5.20).



Şekil 5.20. a) Model-3 C2, b) Model-4 D2 tam görünüm sıcaklık dağılımları

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Çalışma kapsamında gaz türbinli motorlar hakkında öncelikle genel literatür taraması yapılmış, motor tarihçesi, genel çalışma prensipleri ve üzerindeki soğutmaya olan ihtiyaç hakkında incelemeler yapılmıştır. Bu ihtiyaçtan doğan farklı soğutma çeşitleri incelenmiş ve ve jet çarptırma ile soğutma sistemi konu başlığı olarak detaylı incelemeye tabi tutulmuştur. Jet çarptırma soğutma sisteminin çalışma mekanizması, kullanıldığı bölgeler, tasarım parametreleri gibi konularda araştırmalar yapılmış literatürden elde edilen hesaplamalar ve uygun tasarım aralıkları belirlenmiştir. Bu doğrultuda ısı transferi ve akışkanlar dinamiği çözümlerinde kullanılan genel denklemler belirlenmiş ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği hesaplamaları irdelenmiştir.

Jet çarptırma ile soğutma sisteminin nümerik olarak incelenmesinden önce bu alanda yapılan nümerik ve deneysel çalışmalar araştırılmış, çalışmalarını yapan bilim insanlarının elde ettikleri sonuçlar doğrultusunda doğru bir metot takip edilmeye çalışılmıştır. Jet çarptırma ile soğutma sisteminin gaz türbinli motorların yanma odalarında düz plaka üzerinde uygulamaları tespit edilmiş ve buna benzer bir doğrulama çalışması gerçekleştirilmiştir. Literatürden nümerik ve deneysel sonuçları ile ortaya konulan bir makale belirlenmiştir. Yapılan analiz çalışması adım adım takip edilerek benzer sonuçların elde edilerek analiz metodunun belirlenmesi ve hata oranının tespit edilmesine çalışılmıştır. Yapılan doğrulama analizleri sonucunda karar verilen türbülans modeli, hesaplama ağ yapısı ve modelleme yöntemi ile birlikte tezin konusu olan yanma odası kubbe soğutma sistemi için bir geometri türetilmiştir. Türetilen bu geometri üzerinde geometrik parametreler, sınır şartları, simetri imkanları gibi incelemeler yapılmıştır. Soğutma tasarımı açısından Kartezyen (Model-1), Kartezyen çapraz (Model-2), Radyal (Model-3), Radyal çapraz (Model-4) olmak üzere dört farklı dizilim türü belirlenmiştir. Bu dizilimler ile D , X/D , Z/D gibi parametrelerin değişimleri ve bu değişimlerin soğutma üzerine etkileri araştırılmıştır.

Sonuç olarak, dört farklı model üzerinde yapılan çalışmalar ile modellerin birbirlerine göre avantaj dezavantajları belirlenmiştir. Soğutma tasarımında kaçınılması gereken çapraz akış ve pınar yapısının etkileri paylaşılmıştır. Çapraz akışın etkisinin delik sayısının arttığı ve deliklerden geçen jetlerdeki gücün azaldığı durumlarda daha fazla görüldüğü ve bunu

soğutmaya olumsuz etki ettiği anlaşılmıştır. Pınar yapının komşu jetlere olan etkileri gözlemlenebilmiş ve X/D 'nin azaldığı durumlarda bu etkinin çok yakın mesafelerde meydana geldiği anlaşılmıştır. Radyal dağılımın merkezde dairesel yapının etrafını oldukça iyi soğuttuğu ancak merkezden uzaklaştıkça delikler arası mesafenin artışına bağlı olarak soğutma etkisinin düşüş gösterdiği tespit edilmiştir. Ayrıca merkezden uzak deliklerde çapraz akış etkisinin oldukça yüksek olduğu anlaşılmıştır. Kartezyen ve çapraz kartezyen dağılımın yüzey üzerinde homojen dağılım gösterme kabiliyetinin daha iyi olduğu gözlemlenmiştir. Çapraz kartezyen dağılımda girişken yapıdan kaynaklı merkezde ve kenarlarda sıcak bölgelerin kaldığı gözlemlenmiştir. En uygun soğutmayı sağlayan dizilim olarak Kartezyen yapı belirlenmiştir. Kartezyen yapı içerisinde ise Model-1 A2 konfigürasyonunun literatür ile uyuşan bir şekilde D , X/D : 6D, Z/D : 2D olarak en iyi soğutmayı sağladığı tespit edilmiştir.

6.1. Öneriler

Bu çalışma kapsamında yapılan araştırma sonucunda literatürde doğrulama modeli ve verisi ihtiyacı tespit edilmiştir. Bu alanda jet çarpıtma ile soğutma sistemimin temel tasarım parametreleri ile hem deneysel hem de nümerik bir çalışma yapılarak literatüre bir doğrulama verisi kazandırılma imkânı bulunmaktadır.

Gerçekleştirilen akış analizlerinin birleşik akış-ısı transferi analizleri (CHT) gerçekleştirilerek metal sıcaklıkları açısından etkisi incelenebilir.

Gerçekleştirilen analizler bir sonraki aşamada akış testleri ile doğrulanabilir ve en iyi tasarımın testleri gerçekleştirilebilir. Nümerik analiz ile test arasındaki farklılıklar ortaya konabilir.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Abramovich, G. N., Schindel, L. H., 1963, The theory of turbulent jets, Massachusetts Institute of Technology Press.
- Andrews, G. E., Hussain, C. I., 1984, Impingement cooling of gas turbine components, High Temperature Technology, 9180, 99–106.
- Andrews, G. E., Asere, A. A., Hussain, C. I., Mkpadi, M. C., 1985, Full coverage impingement heat transfer: the variation in pitch to diameter ratio at a constant gap, Heat Transfer and Cooling in Gas Turbines, 26, 1–12.
- Anonim, 2004, Aeolipile, <https://images.nasa.gov/details-9513982.html>, erişim tarihi: 24.04.2019.
- Anonim, 2009, Newton's Steam Carriage, <http://carhistory-plate.blogspot.com/2009/02/history-of-automobile-first-steam.html>, erişim tarihi: 24.04.2019.
- Anonim, 2011, SSt k-omega model, https://www.cfd-online.com/Wiki/SST_k-omega_model, erişim tarihi: 14.04.2019.
- Anonim, 2012, Gas Turbine Engine Stations, <https://eea-greens.eu/2018/06/19/gas-turbine-engine-how-it-works/>, erişim tarihi: 24.04.2019.
- Anonim, 2012, Temperature and Pressure Notation of A Typical Turbo-Jet Engine, <http://aeromodelbasic.blogspot.com/2012/06/temperature-and-pressure-notation-of.html>, erişim tarihi: 24.04.2019.
- Anonim, 2014, Gas Turbine Engine Stations, <https://www.slideshare.net/jesscar/jet-engines-lesson-4>, erişim tarihi: 24.04.2019.
- Anonim, 2014, Governing Equations for Turbulent Flow, [http://www.me.nchu.edu.tw/lab/lab516/2014/%E7%86%B1%E5%B0%8D%E6%B5%81\(%E6%97%A5\)-pdf-2014/2.2.pdf](http://www.me.nchu.edu.tw/lab/lab516/2014/%E7%86%B1%E5%B0%8D%E6%B5%81(%E6%97%A5)-pdf-2014/2.2.pdf), erişim tarihi: 24.04.2019.
- Anonim, 2015, SST k-omega, <https://knowledge.autodesk.com/support/cfd/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2014/ENU/SimCFD/files/GUID-0F5C4828-9F91-46B6-A16A-2578D72DCFCC-htm.html>, erişim tarihi: 15.03.2019.
- Anonim, 2016, Gas Turbine Engine Types, https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Jet_engine_types-de.png, erişim tarihi: 24.04.2019.
- Anonim, 2019, Gas Turbine Engine Combustion Chambers, <https://tr.scribd.com/document/362635081/AvEng-GTCombchamber>, erişim tarihi: 24.04.2019.
- Anonim, 2019, Jet Impingement, https://engineering.purdue.edu/CTRC/research/BreakthroughsTopics/breakthroughs_air.php erişim tarihi: 24.04.2019.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- ANSYS, 2015, Consistent fluent and cfx comparison.
- Bhaskaran, R., 2017, Computational Fluid Dynamics, <https://confluence.cornell.edu/display/SIMULATION/Computational+Fluid+Dynamics>, erişim tarihi: 12.01.2019.
- Chougule N.K., Parishwad G.V., Gore P.R., Pagnis S., 2011, CFD Analysis of multi-jet air impingement on flat plate, Proceedings of the World Congress on Engineering.
- Cooper, D., Jackson, D. C., Launder, B. E., Liao, G. X., 1993, Impinging jet studies for turbulence model assessment-I. Flow-field experiments, International Journal of Heat and Mass Transfer.
- Craft, T. J., Graham, L. J. W., Launder, B. E., 1993, Impinging Jet studies for turbulence model assessment—II. An examination of the performance of four turbulence models, International Journal of Heat and Mass Transfer, 36(10), 2685–2697.
- Çengel, Y. A., Michael, A. B., 2011, Thermodynamics: An Engineering Approach, McGraw-Hill.
- Dyban, Y. P., Mazur, A. I., 1970, Heat transfer from a flat air jet flowing into a concave surface, Heat Transfer-Soviet Research, 2, 15–20.
- El-jumma A. M., Abdul Hussain R. A. A., Andrews G. E., S. J. E. J., 2014, Conjugate heat transfer CFD predictions of impingement heat transfer: Influence of the number of holes for a constant pitch to diameter ratio X/D". Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers ASME Gas Turbine Conference, GT-25268, 1–14.
- El-jumma, A. M., 2014, Impingement and impingement / effusion cooling of gas turbine components: conjugate heat transfer predictions, Doktora Tezi, Faculty of Engineering School of Chemical and Process Engineering Energy Research Institute.
- Förste, J., Schlichting, H., 1980, Boundary-Layer Theory, 7. baskı, McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering.
- Freidman, S. J., Mueller, A. C., 1951, Heat transfer to flat surfaces, ASME Proceedings of General Discussion on Heat Transfer, 138–142.
- Gau, C., Chung, C. M., 1991, Surface Curvature effect on slot-air-jet impingement cooling flow and heat transfer process, Journal of Heat Transfer, 113(4), 858.
- Gauntner, J. W., Hrycak, P., Livingood, J. N. B., 1970, Survey of literature on flow characteristics of a single turbulent jet impinging on a flat plate.
- Geers, L. F. G., Tummers, M. J., Hanjalić, K., 2004, Experimental investigation of impinging jet arrays, Experiments in Fluids.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Goldstein, R. J., Behbahani, A. I., 1982, Impingement of a circular jet with and without cross flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 25(9), 1377–1382.
- Goldstein, R. J., Franchett, M. E., 1988, Heat transfer from a flat surface to an oblique impinging jet, *Journal of Heat Transfer*, 110(1), 84.
- Gonzalez, C., 2016, Gas Turbine Engine, <https://www.machinedesign.com/motorsdrives/what-s-difference-between-turbine-engines> , erişim tarihi: 24.04.2019.
- Han, B., Goldstein, R. J., 2001, Jet impingement heat transfer in gas turbine systems, *Annals New York Academy of Sciences*.
- Hollworth B. R., Cole G. H., 1987, Heat transfer to arrays of impinging jets in a cross-flow, *ASME J. Heat Transfer*, 109, 564–571.
- Hosseinalipour, S. M., Mujumdar, A. S., 1995, Comparative Evaluation of different turbulence models for confined impinging and opposing jet flows, *Numerical Heat Transfer*, 28(6), 647–666.
- Lutum E., Johnson B. V., 1998, Influence of the hole length-to-diameter ratio on film cooling with cylindrical holes, *Proceedings of ASME International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition*, 98-GT-10.
- LMarzec, K., Kucaba-Pietal, A., 2014, Heat transfer characteristic of an impingement cooling system with different nozzle geometry, *Journal of Physics: Conference Series*, 530(1).
- Menter, F. R., 1993, Zonal two equation k-w turbulence models for aerodynamic flows, *AIAA: Fluid Dynamics Conference For Aerodynamic Flows*.
- Metzger, D. E., Bunker, R. S., 1990, Local heat transfer in internally cooled turbine airfoil leading edge regions: part 2 impingement cooling with film coolant extraction, *Journal of Turbomachinery*, 112(3), 459.
- Nguyen, C., 2005, [http://web.mit.edu/cuongng/www/Site/Publication_files/Turbulence Modeling_04NOV05.pdf](http://web.mit.edu/cuongng/www/Site/Publication_files/Turbulence_Modeling_04NOV05.pdf), erişim tarihi: 25.04.2019.
- Nishino, K., Samada, M., Kasuya, K., Torii, K., 1996, Turbulence statistics in the stagnation region of an axisymmetric impinging jet flow, *International Journal of Heat and Fluid Flow*.
- Popiel, C. O., Boguslawski, L., 1986, Local Heat transfer from a rotating disk in an impinging round jet, *Journal of Heat Transfer*, 108(2), 357–364.
- Rajaratnam, N., 1976, Turbulent jets, *Developments in Water Science*.
- Rolls-Royce, 1996, *The Jet Engine*, 5. basım, 1-9

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Shi, Y., Ray, M. B., Mujumdar, A. S.j 2002, Computational study of impingement heat transfer under a turbulent slot jet, *Industrial & Engineering Chemistry Research*.
- Stapountzis, H., 1993, Oblique impingement of a circular jet in a cross flow, *Applied Scientific Research*, 231–235.
- Thakre, S. S., Joshi, J. B., 2000, CFD modeling of heat transfer in turbulent pipe flows, *AIChE Journal*.
- Treage, I. E., 1996, *Aircraft Gas Turbine Engine Technology*, Glencoe.
- W. Gauntner, J., Hrycak, P., N. B. Livingood, J., 1970, Survey of literature on flow characteristic of a single turbulent jet impinging on a flat plate, *NASA TN D-5652*.
- Ward Smith A. J., 1971, *Pressure losses in ducted flows: a unified treatment of the flow and pressure drop characteristics of constrictions having orifices with square edges*, Butterworths, London.
- Zuckerman, N., Lior, N., 2006, *Jet impingement heat transfer: Physics, correlations, and numerical modeling*, *Advances in Heat Transfer*.