



**YÜKSEK SICAKLIK UYGULAMALARINDA ÇARPMALI JET VE İLAVE
KANALLARA SAHİP FİLM SOĞUTMANIN SOĞUTMA ETKİNLİĞİNE
ETKİSİNİN FARKLI PARAMETRELER ALTINDA SAYISAL OLARAK
İNCELENMESİ**

Fatih ŞENYAYLA

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

OCAK 2026

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Fatih ŞENYAYLA

22/01/2026

**YÜKSEK SICAKLIK UYGULAMALARINDA ÇARPMALI JET VE İLAVE
KANALLARA SAHİP FİLM SOĞUTMANIN SOĞUTMA ETKİNLİĞİNE ETKİSİNİN
FARKLI PARAMETRELER ALTINDA SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ
(Yüksek Lisans Tezi)**

Fatih ŞENYAYLA

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Ocak 2026

ÖZET

Gaz türbinlerinin ısı verimliliğini ve itki kuvvetini artırmak için daha yüksek türbin giriş sıcaklıkları ve daha yüksek basınç oranları gerekmektedir. Ancak, türbinlerde kullanılan malzemeler bu yüksek giriş sıcaklıklarına dayanamaz. Bu nedenle, türbin giriş sıcaklığındaki artış, güvenilir işletme ve çalışma koşullarını sağlamak amacıyla çeşitli soğutma tekniklerinin geliştirilmesine yol açmıştır. Literatürde yer alan bazı deneysel çalışmalarda türbin kanadına ve yanma odasına genel soğutma etkinliğindeki (ϕ) olumlu bir etkiye sahip çarpmalı/efüzyon soğutma yönteminin uygulanmış ve çalışma sonucunda genel soğutma etkinliğindeki (ϕ) olumlu bir etkisi olduğu gözlemlenmiştir. Bu çalışmada çarpmalı jet/efüzyon soğutma uygulanmış art yakıcı ısı kalkanında bulunan film soğutma plakasına soğutma kanalları ilave edilerek oluşturulan yeni soğutucu sisteminin farklı parametreler altında soğutma etkinliği üzerindeki etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Simülasyonlar, üfleme oranı $M=0,5 - 2,0$, film deliklerinin boyutsuz boyuna mesafesi $s_f/d_f=6$, ilave soğutma kanallarının kütleli debisi $\dot{m}_p=0$ ve $0,013$ kg/s ve boyutsuz jet-film plaka mesafesi $H/d_f=2-18$ için gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar literatürdeki deneysel verilerle doğrulanmış ve iyi bir uyum sağlanmıştır. En dengeli ve yüksek performanslı çalışma koşullarının $M = 2,0$, $H/d_f = 4-8$ ve $\dot{m}_p \geq 0,0081$ kg/s aralığında elde edildiği belirlenmiştir. İlave soğutma kanallarının kullanımının soğutma etkinliği üzerinde olumlu bir etkisi olduğu ve özellikle $M=0,5$, koşullarında ilave soğutma akışkanının kullanılmasıyla genel soğutma etkinliğinin yaklaşık %13-16 oranında artırılacağı gözlemlenmiştir. Sonuçlar, düşük üfleme oranlarında ilave soğutma akışkanının yüksek üfleme oranlarına kıyasla daha büyük bir artış oranı sağladığını göstermektedir.

Bilim Kodu : 91412
Anahtar Kelimeler : Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), çarpmalı jet/ efüzyon soğutma, ilave soğutma kanalları, film soğutma, ısı transferi
Sayfa Adedi : 93
Danışman : Doç. Dr. Tamer ÇALIŞIR

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE COOLING EFFECTIVENESS OF
IMPINGEMENT JET AND FILM COOLING WITH ADDITIONAL CHANNELS
UNDER VARIOUS PARAMETERS IN HIGH-TEMPERATURE APPLICATIONS

(M. Sc. Thesis)

Fatih ŞENYAYLA

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

January 2026

ABSTRACT

Increasing the turbine inlet temperature and pressure ratio is crucial for enhancing the thermal efficiency and thrust of gas turbines. However, the materials used in turbine components are unable to withstand such high inlet temperatures, necessitating the application of advanced cooling techniques to ensure safe and reliable operation. Among these techniques, impingement/effusion cooling has been shown to provide improved overall cooling effectiveness in turbine blades and combustion chambers. In the present study, a novel cooling configuration is proposed by integrating additional cooling channels into the film cooling plate of an afterburner heat shield employing impingement jet/effusion cooling. The thermal performance of the proposed system is numerically investigated under various operating conditions. Simulations are performed for blowing ratios ranging from $M = 0,5 - 2,0$, a dimensionless streamwise film-hole spacing of $s_f/d_f = 6$, mass flow rates of the additional cooling channels of $\dot{m}_p = 0$ and $0,013$ kg/s, and dimensionless jet-to-plate distance ratios of $H/d_f = 2-18$. The numerical results are validated by using available experimental data from the literature and a good agreement has been obtained. It was observed that the best operating conditions are identified as $M = 2,0$, $H/d_f = 4-8$ and $\dot{m}_p \geq 0,0081$ kg/s. The incorporation of additional cooling channels is found to significantly enhance the overall cooling effectiveness, particularly at low blowing ratios. At $M = 0,5$, the overall cooling effectiveness increases by approximately 13–16% when additional cooling flow is used. Furthermore, the results indicate that the relative enhancement provided by the additional cooling flow is more pronounced at lower blowing ratios compared to higher ones.

Science Code : 91412

Key Words : Computational Fluid Dynamics (CFD), impingement/effusion cooling, additional cooling channels, film cooling, heat transfer.

Page Number : 93

Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Tamer ÇALIŞIR

TEŞEKKÜR

Sevgili aileme, bu süreçte yanımda oldukları ve verdikleri sonsuz destekten ötürü teşekkür ederim. Aileme olan minnettarlığım ve şükranım, onların bitmeyen sabırları ve manevi destekleri sayesinde tarif edilemeyecek kadar derindir. Onların sayesinde bugün buralara kadar gelebildim.

Tez komitesinde yer alan hocam Sayın Prof. Dr. Kamil ARSLAN'a katkı ve yorumlarıyla çalışmama değer kattığı için teşekkür ederim.

Tez komitesinde yer alan hocam Sayın Doç. Dr. Recep EKİCİLER'e katkı ve yorumlarıyla çalışmama değer kattığı için teşekkür ederim.

Bu çalışmanın hazırlanma sürecinde bilgi ve deneyimleriyle bana yol gösteren, sabır ve desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen değerli danışmanım Doç. Dr. Tamer ÇALIŞIR'a en derin minnettarlık ve şükran duygularımı sunarım.

Bu çalışma ailemin ve değerli hocalarımla desteği ile mümkün hale gelmiştir.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR TARAMASI	7
3. MATEMATİKSEL DENKLEMLER VE PROBLEMİN TANIMI.....	29
3.1. Matematiksel Denklemler	29
3.1.1. Korunum denklemleri	30
3.1.2. Türbülans denklemleri.....	32
3.1.3. Türbülans modelleri ve türbülans modelinin seçimi	33
3.2. Sayısal Yöntem	36
3.2.1. Sonlu hacimler yöntemi	36
3.2.2. Simcenter FloEFD paket programı	37
3.3. Doğrulama Çalışması	37
3.3.1. Sınır şartları.....	40
3.4. Veri Analizi	40
4. PARAMETRİK ÇALIŞMALAR.....	43
4.1. Parametrik Çalışmada Kullanılan Geometriler	43
4.2. Çözümlerin Hücre Yapısından Bağımsızlaştırılması	45

	Sayfa
4.3. Etkisi İncelenen Parametreler.....	48
4.3.1. Üfleme oranının soğutma etkinliğine etkisi	51
4.3.2. Boyutsuz Jet- plaka mesafesinin soğutma etkinliğine etkisi.....	59
4.3.3. İlave soğutma kanalı akışkan debisinin soğutma etkinliğine etkisi	69
4.3.4. Parametrelerin ortalama soğutma etkinliğine etkisi	80
5. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME.....	85
KAYNAKLAR.....	89
ÖZGEÇMİŞ	93

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Etkisi incelenen parametre tablosu	50



ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Tipik art yakıcı silindirin parçaları	1
Şekil 1.2. Tek katmanlı delikli soğutma ısı kalkanının temeli olan efüzyon soğutma prensibinin şematik diyagramı	2
Şekil 1.3. Bir yüzeye çarpan jetin tipik akış yapısının şematik gösterimi	2
Şekil 1.4. Çarpma soğutmasının gaz türbininin farklı bileşenlerinde kullanımı.....	3
Şekil 1.5. Nozul Yönlendirme Kanadı ve Türbin Kanadı Soğutma Düzenlemesi.....	4
Şekil 1.6. Çift Katman Soğutmalı Türbin Kanadının Konsept Tasarımı.....	4
Şekil 1.7. Çift Katmanlı Soğutma Şematik Diyagramı.....	5
Şekil 2.1. Kim vd. tarafından yapılan çalışmanın şematik görseli; (a) Test plakasının üstten görünümü; (b) Birim alanın kesit görünümü; (c) Delikli lamine plakaların şematik gösterimi.....	8
Şekil 2.2. Fawzy vd. tarafından yapılan çalışmaya ait hesaplama alanının üç boyutlu modeli	9
Şekil 2.3. Fawzy vd. tarafından yapılan çalışmaya ait modeldeki konik nozulların farklı yerleşim düzenleri; (a) Teğetsel; (b) Doğrusal normal; (c) Çapraz normal	10
Şekil 2.4. Zhang vd. tarafından yapılan çalışmaya ait hesaplama alanının üç boyutlu modeli	11
Şekil 2.5. Test düzeneği şeması ve incelenen deliklerin görelî konumları	13
Şekil 2.6. Wang vd. tarafından yapılan çalışmaya ait deneysel sistemin ve test modelinin şematik diyagramları	16
Şekil 2.7. Jingzhou tarafından yapılan çalışmaya ait, çarpmalı/efüzyon soğutma düzeninin şematik yapısı	17
Şekil 2.8. Zhang vd. tarafından yapılan çalışmaya ait, test numunesinin modeli.....	18
Şekil 2.9. Çalışmaya ait, çarpmalı jet–film soğutma test düzeneğinin şematik diyagramı.....	18
Şekil 2.10. Zhang vd. tarafından yapılan çalışmaya ait, test bölümünün detayları (a) ve çarpmalı jet–film soğutma ($d = 1 \text{ mm}$) (b).....	19

Şekil	Sayfa
Şekil 2.11. Çalışmaya ait, hesaplama modelinin şematik gösterimi.....	19
Şekil 2.12. Wang vd. tarafından yapılan çalışmaya ait, dış halka numunesi.....	20
Şekil 2.13. Han vd. tarafından yapılan çalışmaya ait, hesaplama modeli ve sınır koşulları	22
Şekil 2.14. Niu vd. tarafından yapılan çalışmaya ait, deney sisteminin şematik görünüm.....	26
Şekil 2.15. Niu vd. tarafından yapılan çalışmaya ait, test bölümünün şematik görünümü	26
Şekil 3.1. Çalışma kullanılan geometrinin (a) hesaplama bölgesi, (b) kanal geometrisi, (c) üstten görünüş ve (d) yandan	39
Şekil 4.1. Mevcut çalışmada uygulanan sınır şartları ve boyutlar; (a) sınır şartları; (b) film plakası; (c) jet plakası; (d) ilave soğutma delik ölçüleri.....	44
Şekil 4.2. Mesh bağımsızlaştırma	45
Şekil 4.3. Mevcut çalışmada kullanılan ağ (mesh) yapısı.....	46
Şekil 4.4. Çarpmalı jet+ film soğutma sonuçlarını doğrulama	47
Şekil 4.5. Film soğutma sonuçlarını doğrulama	47
Şekil 4.6. Farklı üfleme oranlarında $H/d_f=2$ için kanalın tam ortasından geçen düzlem boyunca hız konturu ($\dot{m}_p=0$ kg/s); (a) $M=0,5$; $H/d_f=2$; (b) $M=1,0$; $H/d_f=2$; (c) $M=1,5$; $H/d_f=2$; (d) $M=2,0$; $H/d_f=2$	52
Şekil 4.7. Farklı üfleme oranlarında $H/d_f=2$ için kanalın tam ortasından geçen düzlem boyunca hız konturu ($\dot{m}_p=0$ kg/s) (a) $M=0,5$; $H/d_f=18$; (b) $M=1,0$; $H/d_f=18$; (c) $M=1,5$; $H/d_f=18$; (d) $M=2,0$; $H/d_f=18$	53
Şekil 4.8. Farklı üfleme oranlarında $H/d_f=2$ için film plakası üstünde oluşan sıcaklık konturu ($\dot{m}_p=0,013$ kg/s) (a) $M=0,5$; $H/d_f=2$; (b) $M=1,0$; $H/d_f=2$; (c) $M=1,5$; $H/d_f=2$; (d) $M=2,0$; $H/d_f=2$	55
Şekil 4.9. Farklı üfleme oranlarında $H/d_f=18$ için film plakası üstünde oluşan sıcaklık konturu ($\dot{m}_p=0,013$ kg/s) (a) $M=0,5$; $H/d_f=18$; (b) $M=1,0$; $H/d_f=18$; (c) $M=1,5$; $H/d_f=18$; (d) $M=2,0$; $H/d_f=18$	56
Şekil 4.10. Enine yönde ortalaması alınmış soğutma etkinliğinin kanal boyunca üfleme oranı ile değişimi (a) $H/d_f=2$, $\dot{m}_p=0$, (b) $H/d_f=18$, $\dot{m}_p=0$, (c) $H/d_f=2$, $\dot{m}_p=0,013$ kg/s, (d) $H/d_f=18$, $\dot{m}_p=0,013$ kg/s.....	58

Şekil	Sayfa
Şekil 4.11. Farklı H/d_f değerlerinde film plakası üstünde oluşan sıcaklık konturu ($M=0,5$, $\dot{m}_p = 0$); (a) $H/d_f=2$; (b) $H/d_f=4$; (c) $H/d_f=8$; (d) $H/d_f=18$	61
Şekil 4.12. Farklı H/d_f değerlerinde film plakası üstünde oluşan sıcaklık konturu ($M=0,5$, $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s); (a) $H/d_f=2$; (b) $H/d_f=4$; (c) $H/d_f=8$; (d) $H/d_f=18$	62
Şekil 4.13. Farklı H/d_f değerlerinde film plakası üstünde oluşan sıcaklık konturu ($M=2,0$, $\dot{m}_p = 0$); (a) $H/d_f=2$; (b) $H/d_f=4$; (c) $H/d_f=8$; (d) $H/d_f=18$	65
Şekil 4.14. Farklı H/d_f değerlerinde film plakası üstünde oluşan sıcaklık konturu ($M=2,0$, $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s); (a) $H/d_f=2$; (b) $H/d_f=4$; (c) $H/d_f=8$; (d) $H/d_f=18$	66
Şekil 4.15. Enine yönde ortalaması alınmış soğutma etkinliğinin Jet-Film Plakası mesafesi ile kanal boyunca değişimi (a) $M=0,5$, $\dot{m}_p = 0$, (b) $M=0,5$, $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s, (c) $M=2,0$, $\dot{m}_p = 0$, (d) $M=2,0$, $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s.....	67
Şekil 4.16. Farklı $\dot{m}_p$ değerlerinde film plakası üstünde oluşan sıcaklık konturu ($M=0,5$, $H/d_f=2$); (a) $\dot{m}_p = 0$; (b) $\dot{m}_p = 0,0049$ kg/s; (c) $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s.....	70
Şekil 4.17. Farklı $\dot{m}_p$ değerlerinde film plakası üstünde oluşan sıcaklık konturu ($M=0,5$, $H/d_f=18$); (a) $\dot{m}_p = 0$; (b) $\dot{m}_p = 0,0049$ kg/s; (c) $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s.....	71
Şekil 4.18. Farklı $\dot{m}_p$ değerlerinde film plakası üstünde oluşan sıcaklık konturu ($M=2,0$, $H/d_f=2$); (a) $\dot{m}_p = 0$; (b) $\dot{m}_p = 0,0049$ kg/s; (c) $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s.....	75
Şekil 4.19. Farklı $\dot{m}_p$ değerlerinde film plakası üstünde oluşan sıcaklık konturu ($M=2,0$, $H/d_f=18$); (a) $\dot{m}_p = 0$; (b) $\dot{m}_p = 0,0049$ kg/s; (c) $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s.....	76
Şekil 4.20. Enine yönde ortalaması alınmış soğutma etkinliğinin kanal boyunca ilave soğutma kanalı debisi ile değişimi (a) $M=0,5$, $H/d_f=2$, (b) $M=0,5$, $H/d_f=18$, (c) $M=2,0$, $H/d_f=2$, (d) $M=2,0$, $H/d_f=18$	80
Şekil 4.21. Ortalama soğutma etkinliğinin farklı H/d_f değerlerinde üfleme oranı ile değişimi (a) $\dot{m}_p = 0$, (b) $\dot{m}_p = 0,0032$, (c) $\dot{m}_p = 0,0049$, (d) $\dot{m}_p = 0,0081$, (e) $\dot{m}_p = 0,013$	83
Şekil 4.22. Ortalama soğutma etkinliği için korelasyon ve sayısal sonuçların karşılaştırması	84

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile aşağıda sunulmuştur.

Simgeler

Açıklamalar

A_f/A_i	Film ile çarpma jet deliklerinin alan oranı
C_μ, C_1, C_2	LB k-ε türbülans modelinde sabit katsayıları
d_f	Film deliği çapı (mm)
d_i	Çarpma jet deliği çapı (mm)
d_p	İlave soğutma kanalı çapı (mm)
D_h	Hidrolik Çap (mm)
H_{kanal}	Giriş kanalı yüksekliği
h	Taşıyım ısı transfer katsayısı (W/m ² .K)
H/d_f	Boyutsuz jet- plaka mesafesi
I	Momentum akı oranı
K	Kelvin
k	Akışkanın ısı iletim katsayısı (W/m.K)
k	Türbülanslı kinetik enerjiyi
L	Film ve çarpma plakası için plaka uzunluğu (mm)
M	Üfleme oranı
$\dot{m}_p$	İlave soğutma kanallarının kütleli debisi (kg/s)
Nu	Nusselt sayısı,
Re_g	Ana akış Reynolds sayısı
Re_t	Türbülans Reynolds sayısını
Re_z	Duvar yakınındaki türbülans Reynolds sayısı
RSD	Sıcaklık bir örnekliliği
s_f/d_f	Film deliklerinin boyutsuz boyuna mesafesi
T_g	Ana akış giriş sıcaklığı (K)
T_i	k-ε türbülans modeli için türbülans yoğunluğu
T_c	Soğutucu akışkan giriş sıcaklığı (K)
T_p	İlave Soğutucu kanalların giriş sıcaklığı (K)
T_w	Yerel duvar sıcaklığı (K)
$\bar{U}, \bar{V}, \bar{W}$	Ortalama hız bileşenleri (m/s)

Simgeler**Açıklamalar** u', v', w'

Salınım hızı bileşenleri (m/s)

 ν Kinematik viskozite (m^2/s) x, y, z

Koordinat eksenleri

 q Plaka yüzeyindeki sabit ısı akısı (W/m^2) μ_t

Edi viskozitesi

 μ_g Dinamik viskozite ($kg/m.s$) σ_k $k-\epsilon$ türbülans modeli için türbülanslı Prandtl sayısı σ_ϵ $k-\epsilon$ türbülans modeli için türbülanslı Prandtl sayısı v $k-\epsilon$ türbülans modeli için giriş hızı ρ_g Ana akış yoğunluk (kg/m^3) ρ Havanın yoğunluğu (kg/m^3) ϕ

Soğutma etkinliği

 δ_{ij}

Soğutma etkinliği

 μ_t

Türbülanslı viskozite

Kısaltmalar**Açıklamalar****CFD**

Computational Fluid Dynamics

DCH

Double-wall Cooling Heat Shield

DR

Downstream Regions

ECH

Single-Layer Effusion-Cooled Heat Shield

HAD

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

LB $k-\epsilon$ Lam–Bremhorst $k-\epsilon$ türbülans modeli**MR**

Midstream Regions

RSD

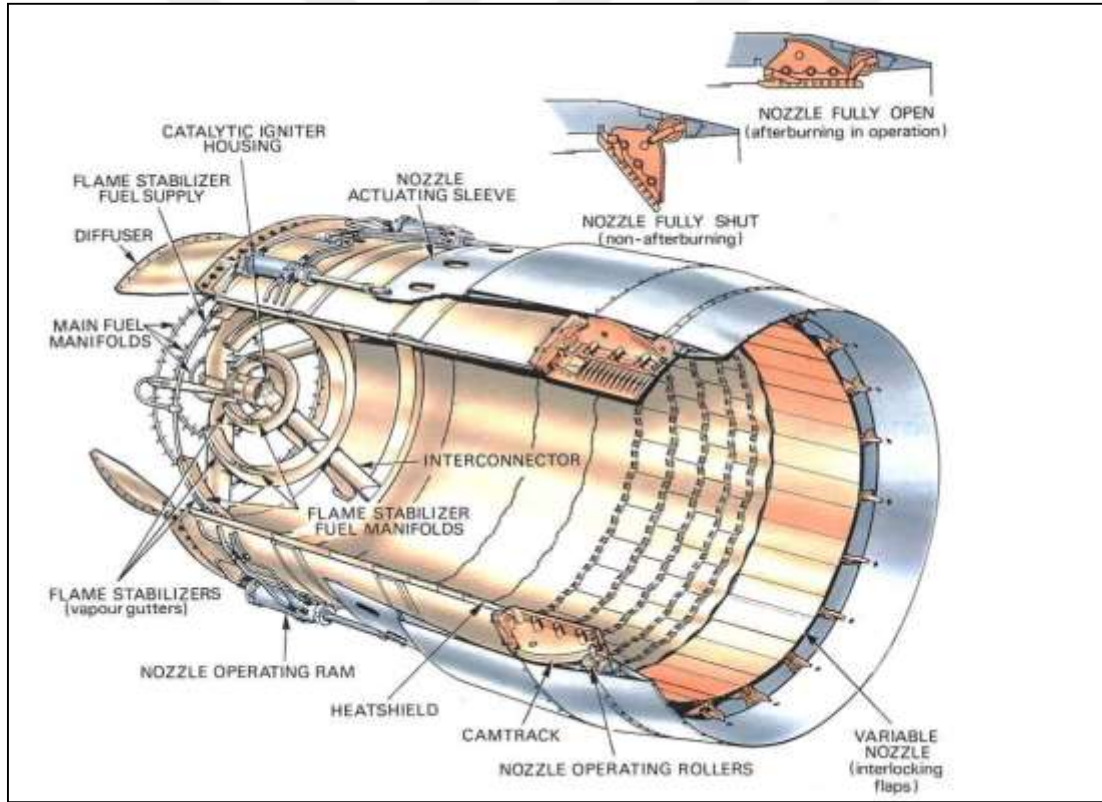
Relative Standard Deviation

UR

Upstream Regions

1. GİRİŞ

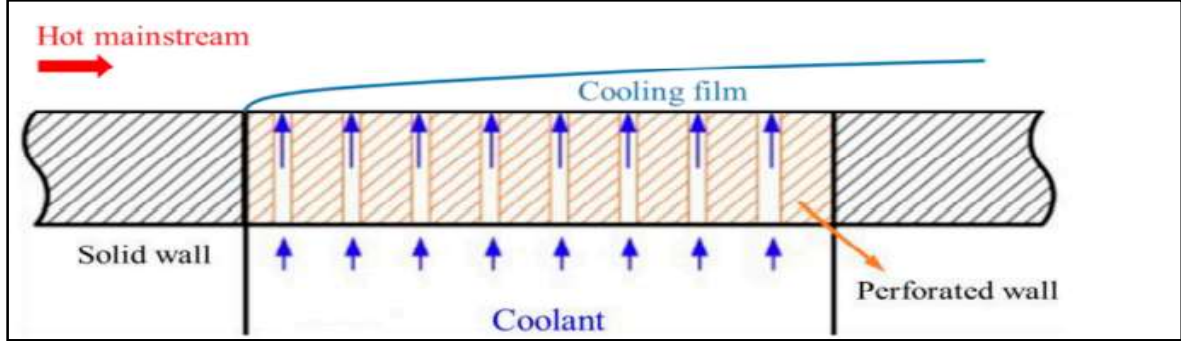
Günümüzde kullanılan yeni nesil havacılık uçakları daha fazla manevra kabiliyeti ve savaş yeteneğine ihtiyaç duymaktadır. Bu sebeple art yakıcı (Şekil 1.1) sıcaklığı 2 200 K değerlerine ulaşması ve geçmesi an meselesidir ve güçlü basınç dalgasının sebep olduğu salınımlı yanma, jet motorlarında bulunan art yakıcı kısmında termal durumu son derece kötü bir duruma getirmektedir ve bu durum art yakıcı kısmının çalışma performansına ve ömrüne negatif yönde etki etmektedir. Bu durumun önüne geçmek için uzun yıllar boyunca farklı çözümler denenmiştir. Bu çözümlerin biri olan gözenekli art yakıcı ısı kalkanı, art yakıcı silindirinin aşırı ısınmasını önlemede ve salınımlı yanmayı zayıflatmada önemli bir rol oynamaktadır [1].



Şekil 1.1. Tipik art yakıcı silindirinin parçaları [2]

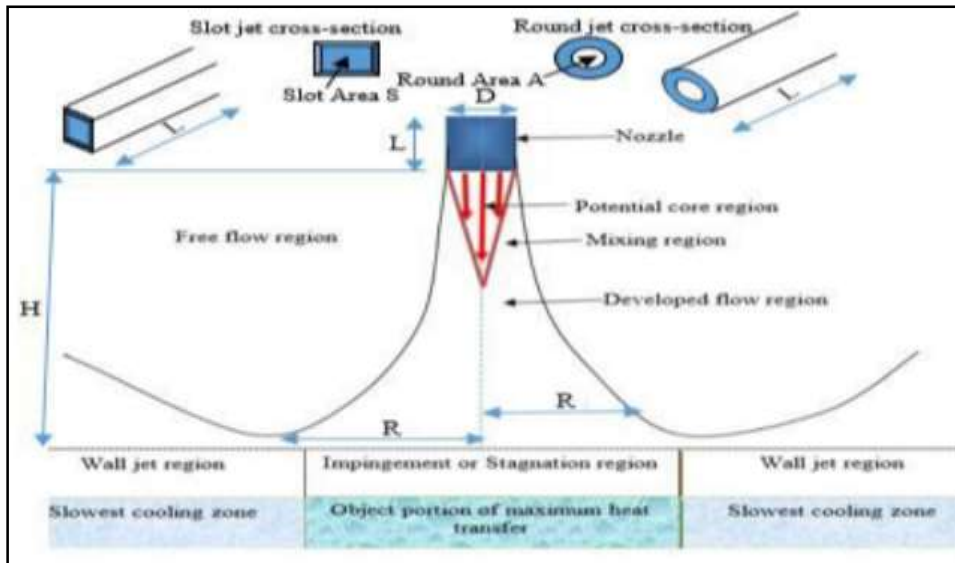
Uzun yıllar boyunca, tek katmanlı delikli soğutma ısı kalkanı [3-4], art yakıcıda kullanılmıştır ancak gelişmekte olan art yakıcının ihtiyaçları karşılamakta giderek geri kalmaktadır. Bu yüzden, art yakıcı için gerekli ihtiyaçları karşılayacak verimli soğutma

yapılarının araştırılması ve geliştirilmesi art yakıcıların geliştirilmesinde önemli teknolojilerden biri durumuna gelmiştir.

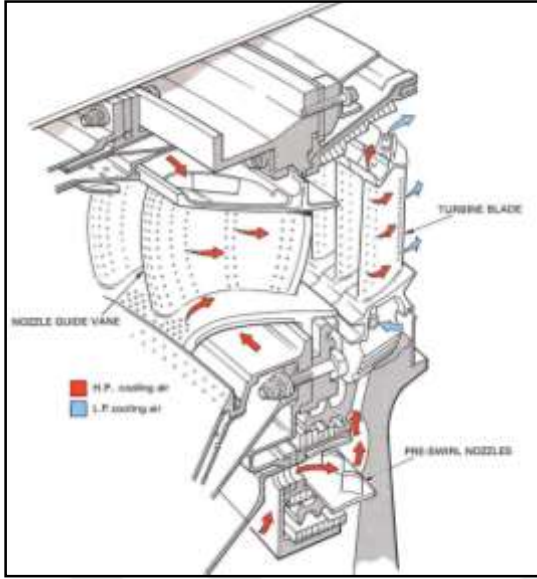


Şekil 1.2. Tek katmanlı delikli soğutma ısı kalkanının temeli olan efüzyon soğutma prensibinin şematik diyagramı [5]

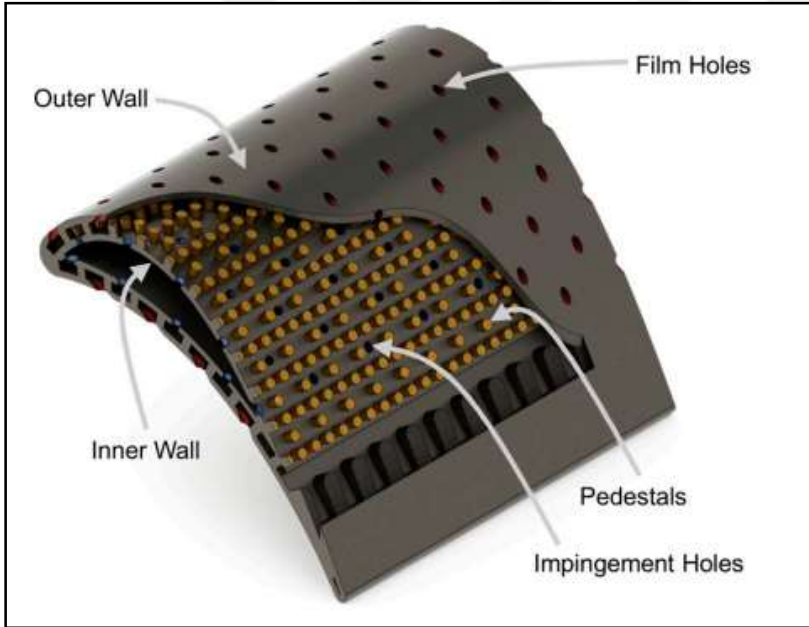
Çarpmalı jet soğutma, bir soğutucu akışkanın yüksek hızda bir yüzeye püskürtülmesiyle çalışır (Şekil 1.3). Akışkan, çarpma noktası çevresinde güçlü bir türbülans yaratır ve bu da ısı transferini artırır. Yüksek hızda hareket eden akışkan, yüzeye dik bir açıyla çarptığında kinetik enerjisini ısı transferine dönüştürür. Türbülans, yüzeyle akışkan arasında daha verimli bir ısı alışverişi sağlar. Bu durum çok yüksek yerel soğutma performansı ve kritik sıcaklık bölgelerindeki ısıl gerilmelerin azaltılmasını sağlar. Bu nedenle çarpmalı jet ile soğutma türbinlerin farklı bileşenlerinde sıklıkla kullanılmaktadır (Şekil 1.4).



Şekil 1.3. Bir yüzeye çarpan jetin tipik akış yapısının şematik gösterimi [6]

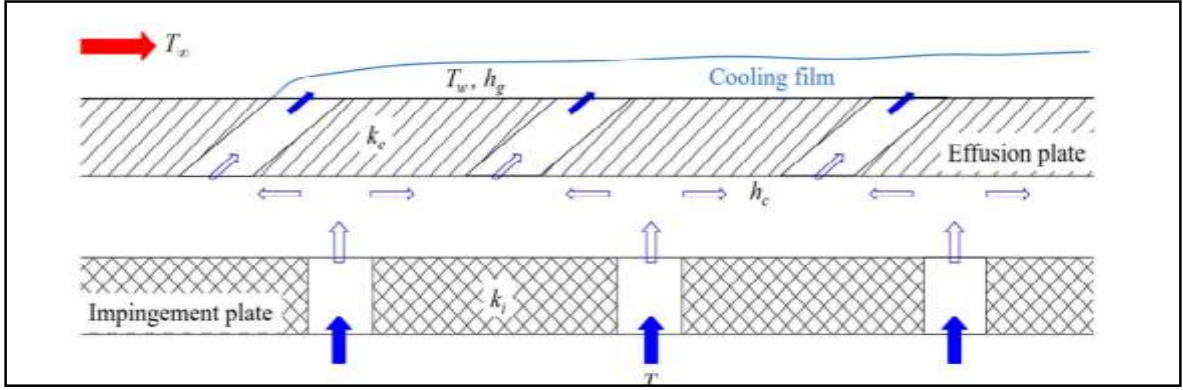


Şekil 1.5. Nozul Yönlendirme Kanadı ve Türbin Kanadı Soğutma Düzenlemesi [1]



Şekil 1.6. Çift Katman Soğutmalı Türbin Kanadının Konsept Tasarımı [8]

Yapılan bazı deneysel çalışmalarda türbin kanadına ve yanma odasına genel soğutma etkinliğindeki (ϕ) olumlu bir etkiye sahip çarpmalı jet soğutma yönteminin, çarpmalı/efüzyon soğutma, türbin kanatçıklarındaki dayanıklılığını ve ömrünü artırmak amacıyla uygulanmış ve çalışma sonucunda genel soğutma etkinliğindeki (ϕ) olumlu bir etkisi olduğu gözlemlenmiştir [9].



Şekil 1.7. Çift Katmanlı Soğutma Şematik Diyagramı [5]

Bu çalışmada çarpmalı jet/efüzyon soğutma uygulanmış art yakıcı ısı kalkanında bulunan film soğutma plakasına soğutucu akışkan kanalları ilave edilerek oluşturulan yeni soğutucu sistemin soğutma etkinliğine etkisini farklı parametreler altında sayısal olarak incelenmesi ve daha önce yapılmış deneysel çalışmalardan elde edilen veriler ile karşılaştırarak detaylı bir şekilde araştırarak ileride yapılacak çalışmalar için değerli bilgiler sunması amaçlanmaktadır.

Günümüzde kullanılan yeni nesil havacılık uçaklarının jet motorlarında, yanmış gazlara ek yakıt püskürtülerek itiş gücünün artırıldığı art yakıcı bölümünün aşırı ısınmasını önlemek ve salınımlı yanmayı zayıflatmaktır. Bu yeni nesil havacılık uçaklarına daha fazla manevra kabiliyeti ve savaş yeteneği sağlayacaktır. Bu çalışmada çarpmalı jet/efüzyon soğutma uygulanmış art yakıcı ısı kalkanında bulunan film soğutma plakasına ilave soğutucu akışkan kanalları eklenerek oluşturulan yeni soğutucu sistemi farklı parametreler altında sayısal olarak incelenmiştir.

Araştırma ve analizler sırasında, ilk olarak Niu vd., yaptıkları deneysel çalışması referans niteliğinde değerlendirme amacıyla kullanılmak üzere modeli oluşturularak araştırılmıştır [10]. Çalışmada kullanılan film soğutma plakasının kalınlığı, çarpma plakasının kalınlığı, plakalar arası mesafe, film soğutma deliklerinin çapları, çarpma deliklerinin çapları, ana akım sıcaklığı, soğutucu sıcaklığı, en verimli konfigürasyona sahip modelde kullanılan veriler referans alınarak analizler yapılmıştır. Mevcut çalışmada film soğutma plakası yeniden tasarlanarak, soğutucu kanallar eklenmiştir ve farklı üfleme oranlarında (M) modellerin geometrisindeki ısı transferi ve akış incelenmiştir. Film soğutma plakasından geçen soğutucu akışkan debisinin genel soğutma etkinliği üzerindeki etkisinin incelenmesi

de bu çalışmadaki diğerk parametrelerden biridir. Mevcut alışma sonucu elde edilen veriler referans alınan çalışma veriler ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçların detaylı bir şekilde araştırılması art yakıcı tasarımları için değerkli bilgiler, literatüre katkı ve ilerde yapılacak araştırmalar için veri sağlaması hedeflenmiştir.



2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde çarpmalı jet soğutma, film soğutma (efüzyon soğutma), çarpmalı/efüzyon soğutma ve art yakıcı ısı kalkanları ile ilgili literatürde yer alan çalışmalar ve bunlar ile ilgili bilgiler sunulmuştur ve literatürün mevcut durumu gösterilmiştir.

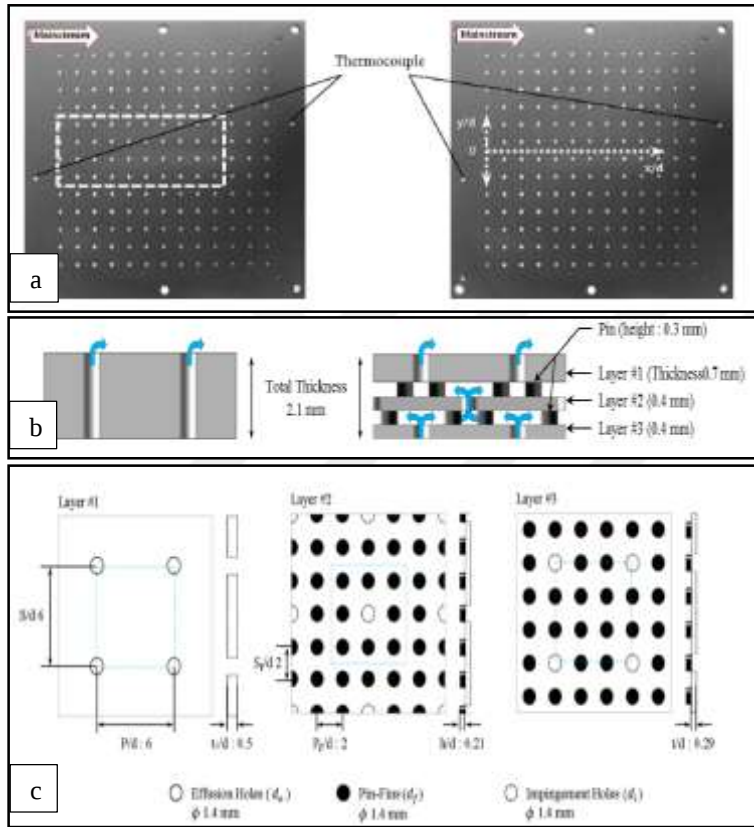
Son yıllarda çarpmalı jetler, yüksek ısı transferi verimliliği ve enerji tasarrufu avantajları sayesinde birçok mühendislik uygulamasında dikkat çeken bir yöntem hâline gelmiştir [11]. Özellikle havacılık motorlarında, bu soğutma yöntemi; türbin kanatları ile ana yanma odası gibi yüksek sıcaklığa maruz kalan bileşenlerin ısı yüklerini düşürmek amacıyla yaygın şekilde kullanılmaktadır.

Bu bağlamda, çarpmalı jet ile gerçekleştirilen soğutma uygulamaları, son on yılda gelişim gösteren film soğutma ve delikli yüzey soğutması teknolojileriyle birlikte entegre edilerek daha karmaşık ve etkili soğutma çözümlerinin geliştirilmesine katkı sağlamıştır [12–13]. Bu birleşik soğutma stratejileri, sadece ısı transfer performansını artırmakla kalmamış, aynı zamanda türbin bileşenlerinin ömrünü uzatacak şekilde ısı gerilmeleri dengeleme açısından da önemli rol oynamaktadır. Bu sebeple çarpmalı/efüzyon soğutma uygulaması yapılan çift katmanlı ısı kalkanlarının ısı transfer performansı üzerine yapılan araştırmalar artmıştır.

Bu araştırmalardan biri olan ve Gu vd. tarafından yapılan, çift katmanlı soğutma sistemi (Double-Wall Effusion System – DWES), gaz türbinlerinin sıcak bileşenlerinin etkin şekilde soğutulmasında umut verici bir çözüm olarak öne çıkarmıştır [14].

Kim vd. yaptıkları çalışmada çarpmalı/efüzyon soğutma uygulaması ile yalnızca efüzyon (film) soğutma uygulamasını, aynı üfleme oranı 0,2- 0,12 deneysel olarak karşılaştırmışlar ve kızılötesi termografi yöntemi kullanarak tam gelişmiş soğutma bölgesi belirlenmesi, soğutma performansının etkinliği değerlendirilmesi gibi konular araştırmışlardır (Şekil 2.1) [12]. Her iki plaka üzerinde de 13×13 delik dizilimi, delik merkezleri kare düzen oluşturacak şekilde üç katmanlı Lamine (çok katmanlı) plaka, bu katmanlar arasında yerleştirilmiş pimlerle (pin) desteklemiştir. Plaka kalınlığını ve hacmini artırmamak amacıyla katman kalınlığı / delik çapı oranı: 0,29, Pin yüksekliği / delik çapı oranı (yani katmanlar arası boşluk): 0,21 olarak tasarlamışlardır. Çalışmada yer alan tek katmanlı plaka, yalnızca bir

katmandan oluşsa bile toplam plaka kalınlığı/delik çapı oranı, çift katmanlı ile aynıdır. Çalışma sonucunda, tek katmanlı plakada, üfleme oranı arttıkça toplam soğutma etkinliğinde azalma eğilimi ve delikli lamine plaka, aynı üfleme oranında tek katmanlı plakaya göre daha yüksek soğutma performansı gösterdiğini gözlemlemişlerdir. M (Üfleme oranı) = 0,2; 0,4; 0,8 ve 1,2 olduğunda sırasıyla tek plakanın toplam soğutma etkinliği Lamine (çok katmanlı) plakanın soğutma etkinliğine kıyasla %47, %75, %127 ve %141 daha az olduğunu bulmuşlardır.



Şekil 2.1. Kim vd. tarafından yapılan çalışmanın şematik görseli; (a) Test plakasının üstten görünümü; (b) Birim alanın kesit görünümü; (c) Delikli lamine plakaların şematik gösterimi [12]

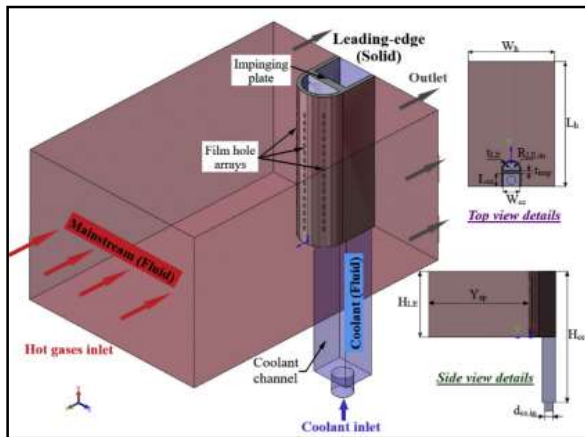
Isı transferi, yalnızca kullanılan soğutma yöntemine değil; akış şartları, delik yerleşimi ve yapısal detaylara da bağlı olarak büyük oranda değişebilmektedir. Sistemin performansı, özellikle iç akışkanın dinamikleriyle birlikte ele alındığında, Reynolds sayısı [15], çarpma mesafesi [16], deliklerin dizilim biçimi [17–18] biçimi gibi parametrelerle doğrudan ilişkilidir. Deliklerin dizilim düzeni söz konusu olduğunda, soğutma etkinliğini belirleyen üç temel etken ön plana çıkar:

1. Delik Dizilimi: Çarpma ve film deliklerinin oluşturduğu geometrik dizilim,
2. Göreceli Konum: Bu iki delik türünün birbirine olan yatay ve enine yerleşimi,
3. Açıklık Oranı: Film deliklerinin toplam yüzey açıklığının çarpma deliklerine oranı.

Bu üç unsurun bir araya gelişi, yüzeydeki akış ve ısı transferi karakteristiklerini etkilemektedir.

Bai vd. yaptıkları çalışmada, çarpma mesafesi, çarpma deliği çapı ve efüzyon deliği düzeninin duvar sıcaklığı üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir [19]. Deneysel sonuçlar, çarpma mesafesinin artmasının çarpan jetin etkisini zayıflattığını, çarpma deliği çapı küçülmesinin, oluşan soğutma filminin zayıflattığını ve aynı soğutma havası debisinde ve buna bağlı olarak soğutma verimliliğini azalttığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca yoğun ve düzenli efüzyon deliği düzeninin soğutma performansını iyileştirebileceğini bulmuşlardır.

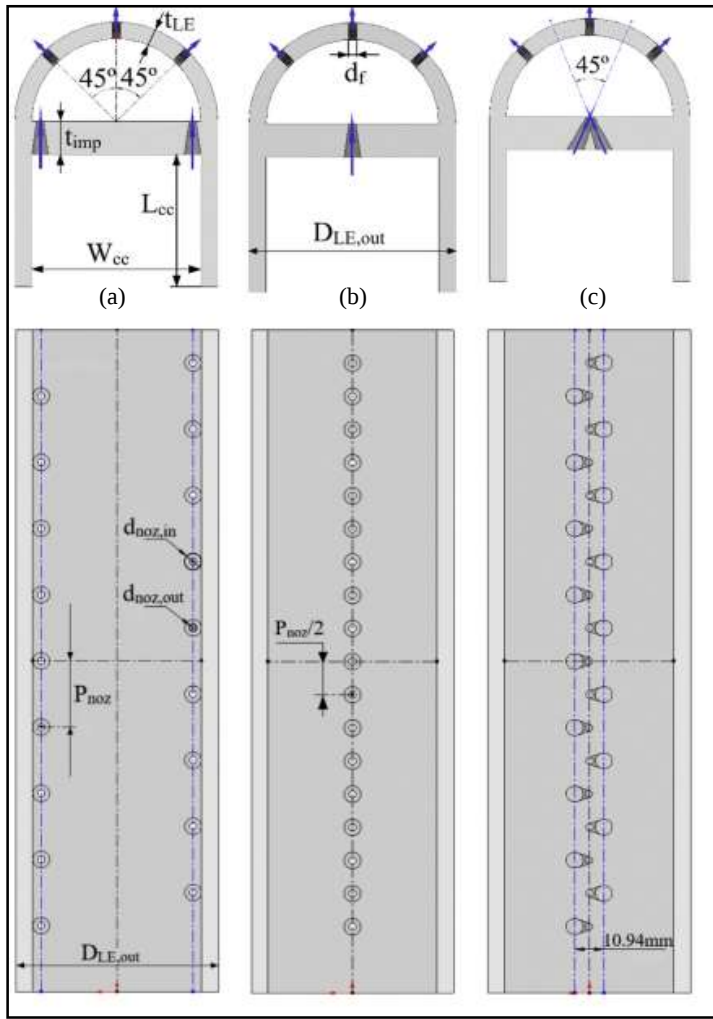
Fawzy vd., çarpmalı jet/film soğutma sistemlerinde farklı nozul düzenlerinin soğutma verimliliğine etkisini sayısal olarak araştırmış, farklı Reynolds sayıları ve sıcaklık oranları için simülasyonlar gerçekleştirmişlerdir (Şekil 2.2) [20]. Bu çalışmada, Reynolds sayısının 5 000 ile 25 000 aralığında ve sıcaklık oranının 0,5 ile 0,85 arasında değiştiği farklı işletme koşulları ele almışlardır.



Şekil 2.2. Fawzy vd. tarafından yapılan çalışmaya ait hesaplama alanının üç boyutlu modeli [20]

Çalışma sonucunda, tüm soğutma modellerinde sabit sıcaklık oranı için Reynolds sayısının artışıyla birlikte Nusselt sayısının (Nu) da yükseldiğini ortaya koymuşlardır. Özellikle

çapraz (staggered) normal soğutma modeli, diğer konfigürasyonlara kıyasla en yüksek ortalama Nusselt sayısına ulaşmış ve yaklaşık %14,3'lük bir iyileşme sağlamıştır (Şekil 2.3). Ayrıca, genel film soğutma etkinliğinin, artan üfleme oranları ile birlikte belirgin şekilde yükseldiği gözlemlenmiştir. Genel değerlendirme sonucunda, çapraz normal soğutma modeli, incelenen tüm tasarımlar arasında en yüksek toplam soğutma performansını göstermiştir.



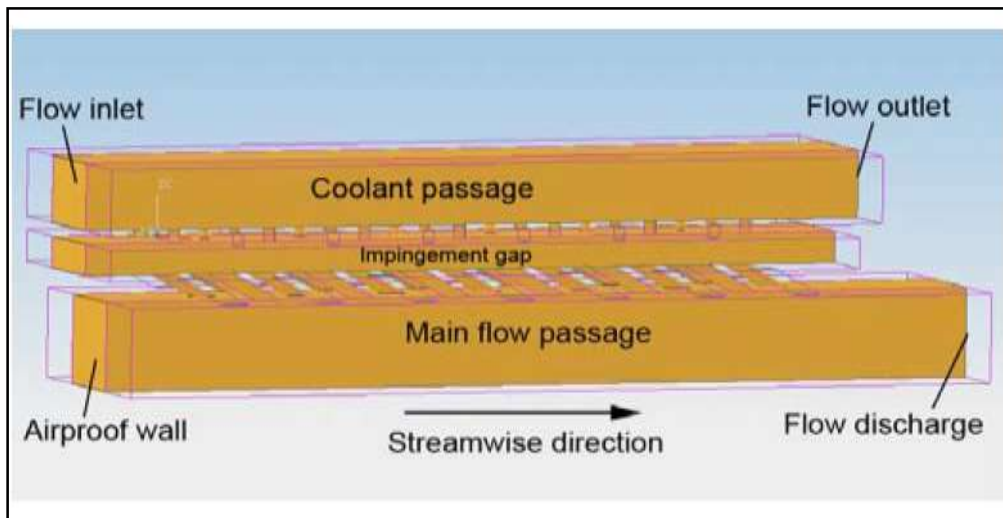
Şekil 2.3. Fawzy vd. tarafından yapılan çalışmaya ait modeldeki konik nozulların farklı yerleşim düzenleri; (a) Teğetsel; (b) Doğrusal normal; (c) Çapraz normal [20]

Rhee vd., çarpmalı/efüzyon soğutma sistemlerinde iç yüzey ısı transfer özelliklerini, üç farklı delik dizilim düzenleri (sıralı, kare ve altıgen dizilim) için deneysel olarak incelemişlerdir [21]. Çalışma sonucunda, sıralı delik dizilim düzeni, en yüksek çarpma plakası deliklerinin efüzyon (film) plakası deliklerinin alan oranına (A_f/A_i) sahip olması nedeniyle en yüksek ortalama ısı transfer katsayısını sağlamıştır. Bununla birlikte, altıgen

delik dizilim düzen, sahip olduğu daha düşük A_f/A_i oranı sayesinde, yüzey boyunca daha homojen bir ısı transfer dağılımı sunmuştur. Ayrıca, A_f/A_i oranının 5,2'den 5,4'e yükseltilmesi durumunda, yüzey ortalama ısı transfer katsayısında yaklaşık %10'luk bir artış gözlemlenmiştir. Bu sonuçlar, delik geometrisi ve dizilim düzeninin, sadece soğutma performansını değil, aynı zamanda yüzey sıcaklık dağılımındaki homojenliği de önemli ölçüde etkilediğini göstermektedir.

Miao vd. yaptıkları çalışma, farklı üfleme oranlarında iki sıra film deliğine sahip düz bir plaka üzerinde çarpmalı jetlerin film soğutma verimliliğine etkisini sayısal olarak araştırmış, farklı film deliği açılarını da dikkate almıştır. Film deliği geometrisinin soğutma verimliliği üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu gözlemlemişlerdir. [22]

Zhang vd. yaptıkları çalışmada çarpmalı/efüzyon soğutma uygulamasında yer alan çarpma plakası deliklerinin alanının efüzyon (film) plakası deliklerinin alanına oranları sırasıyla 1, 0,64 ve 0,28 olarak ve her birim yüzey alanı başına eşit sayıda deliğe sahip olup elmas dizilim düzeninde yerleştirilerek, yalnızca çarpma plakası, yalnızca efüzyon plakası ve çarpmalı/ efüzyon soğutma sisteminin deşarj katsayısı üzerine gözlem yapmışlardır [23]. Çalışma sonucunda, çarpmalı/efüzyon soğutma sisteminin deşarj katsayısının çarpma plakası deliklerinin efüzyon (film) plakası deliklerinin oranına (A_f/A_i) bağlı olduğu gözlemlenildi. Buna ilaveten A_f/A_i oranının 1 ile 4 arasında olduğu bir çift duvarın genel deşarj katsayıları arasındaki farkın çok az olduğunu ve 0,05'i geçmediğini bulmuşlardır.



Şekil 2.4. Zhang vd. tarafından yapılan çalışmaya ait hesaplama alanının üç boyutlu modeli [23]

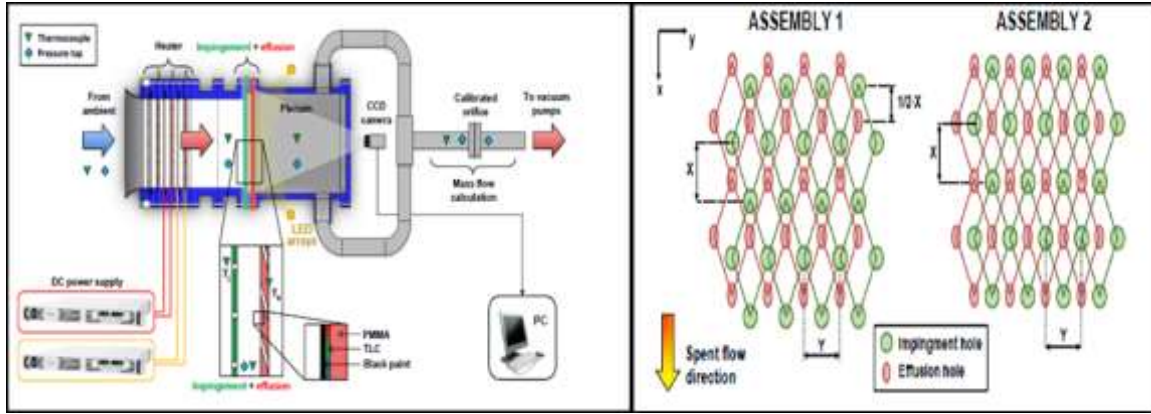
Bu çalışmalar ışığında çarpma plakası deliklerinin alanının efüzyon (film) plakası deliklerinin alanına oranını (A_f/A_i) değiştirmek, soğutma kapasitesinin geliştirilmesi ve film tabakası soğutma etkinliğine etkisi büyük bir potansiyele sahip olduğunu göstermiştir.

Çarpmalı ve efüzyon soğutma sistemlerinde, sıcak uç bileşenin gaz tarafındaki yüzey sıcaklığı (T_w) tek bir mekanizmanın sonucu değildir. Bu sıcaklık değeri; iç soğutma, dış (film) soğutma ve ısı iletimi gibi birden fazla fiziksel sürecin bir arada etkisiyle oluşur. Ayrıca yüzey sıcaklığı, sıcak uç bileşenlerde kullanılan soğutma yöntemlerinin tasarım etkinliğini değerlendirmede en temel göstergelerden biri olarak kabul edilir.

Diğer yandan, soğutma yapısı içinde meydana gelen yerel sıcaklık farkları, bileşenin hem güvenilirliği hem de uzun vadeli yapısal dayanıklılığı açısından kritik bir öneme sahiptir [24]. Bu konuda Bunker sıcaklık gradyanlarının azaltılmasının, bileşenin daha yüksek metal sıcaklıklarında dahi güvenli bir şekilde çalışmasına imkân tanıyabileceğini belirtmişlerdir [25]. Bu yaklaşım, özellikle yüksek sıcaklıklarda görev yapan türbin kanatları gibi elemanların tasarımında, ısı yönetimi açısından dikkate alınması gereken önemli bir tasarım ölçütü olarak değerlendirilmektedir.

Li vd. yaptıkları çalışmada, soğutma uygulamaları ve duvar (plaka) kalınlıklarının çift duvarlı gaz türbini kanat soğutmasında kullanılan efüzyon soğutma sistemlerinde verimlilik üzerindeki etkilerini incelemişlerdir [26]. Çalışmada duvar malzemesi olarak yapay, yüksek ısı iletkenliğe sahip mermer kullanılarak, kızılötesi termografi ile toplam soğutma etkinliği ölçülmüştür. Malzemenin Biot sayısı, gerçek türbin kanadı koşullarına uygun olarak ayarlanmıştır. Üfleme oranları $M=0,5-2,5$ aralığında ve yoğunluk oranı $DR = 1,5$ olarak seçilmiştir. Çalışma sonucunda duvar kalınlığının azaltılması soğutma performansını olumlu şekilde etkilediği gözlemlenmiştir.

Yapılan başka bir çalışmada, Andreini vd., iki farklı çarpmalı/efüzyon soğutma sistemi incelemiştir [27]. Her iki sistem de aynı sayıda çarpma ve efüzyon deliğine sahip olsa da delik dizilim yoğunluğu bakımında farklıdır (Şekil 2.5). Bu çalışma, ısı transfer üzerinde küçük tasarım ve geometrik farklılıkların ciddi etkiler oluşturduğunu göstermiştir.



Şekil 2.5. Test düzeneği şeması ve incelenen deliklerin görece konumları [27]

Yapılan çalışmalarla birlikte, bu ayrılmış ısı transferi analiz yöntemleri, yüksek çözüm hızı ve verimliliği gibi önemli avantajlara sahip olsalar da çözüm doğruluğu çoğu zaman belirsiz kalmaktadır. Bu nedenle, elde edilen sayısal sonuçların, çok modlu (bileşik) ısı transferi koşulları altında gerçekleştirilen deneysel verilerle karşılaştırılması ve kalibrasyonu zorunlu hâle gelmektedir. Bu bağlamda, bileşik ısı transferine yönelik deneysel çalışmalar, sayısal modellerin doğrulanması açısından kritik bir öneme sahiptir.

Art yakıcılar ana akım sıcaklığının ($T_g = 2155 \text{ K}$) ve soğutucu akışkan sıcaklığının ($T_c = 500 \text{ K}$) oldukça yüksek olması, bu tür ekstrem termal koşullarda genel soğutma etkinliğinin doğrudan ölçülmesini güçleştirmektedir. Bu nedenle, düşük sıcaklık seviyelerinde gerçekleştirilebilecek güvenilir deneysel yöntemlerin geliştirilmesi ve bu yöntemlerle yüksek doğrulukta veri elde edilmesi hem soğutma tasarımının doğrulanması hem de modelleme çalışmalarının kalibrasyonu açısından kritik bir öneme sahiptir.

Ramachandran ve Shih [28] yaptıkları çalışmada gerçek bir gaz türbini motorunun çalışma koşullarını simüle edebilecek şekilde, oda sıcaklığına yakın ve atmosferik basınçta gerçekleştirilen deneylerin, büyütülmüş geometriler kullanılarak yüzey sıcaklığı ve ısı akısı dağılımı sağlayacak biçimde yürütülmesini mümkün kılacak bir yöntem geliştirmeyi ve türbin malzemesi yüzeyinde meydana gelebilecek sıcak nokta oluşumlarını anlamaya yönelik olarak, akış ve ısı transferi mekanizmalarını araştırmayı amaçlamışlardır. Bu amaçlar doğrultusunda 3B kararlı RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) modeli ve shear-stress-transport (SST) türbülans modeli, katı faz için ise Fourier ısı iletim yasası kullanan, sıcak gaz ve soğutucu akışkanlar ile türbin malzemesini birlikte dikkate alan hesaplamalı analizler gerçekleştirmişlerdir. Çalışma sonucunda elde edilen veriler, bu tür

problemler için baskın boyutsuz parametrenin Biot sayısı (Bi) olduğu belirlenmişlerdir. İki benzer soğutma geometrisi için, işletme basıncı ve gaz/soğutucu sıcaklıklarından bağımsız olarak, sıcak ve soğuk yüzeylerdeki Biot sayısı dağılımları birbiriyle yakınsa, boyutsuz sıcaklık ve ısı akısı konturlarının da büyük ölçüde benzer olduğu gözlemlenmiştir. Bunlara ilaveten Biot sayısının, türbin malzemesindeki sıcaklık dağılımları üzerinde belirleyici etkisi olduğu da ortaya koymuşlardır.

Dees vd. ana akım tarafında yer alan katı yüzeydeki momentum ve termal sınır tabakaların davranışlarını farklı türbülans yoğunluklarında gerçekleştirdikleri deneysel çalışmalarla incelemişlerdir [29]. Araştırmalarında, termal sınır tabaka gelişiminin Biot sayısı (Bi) ile benzeştirilmesi yoluyla motor tasarımı açısından anlamlı sonuçlara ulaşılabileceği gösterilmiştir. Bu bulgu, Bi sayısının bileşik ısı transferinde temel boyutsuz parametrelerden biri olduğunu ortaya koymaktadır.

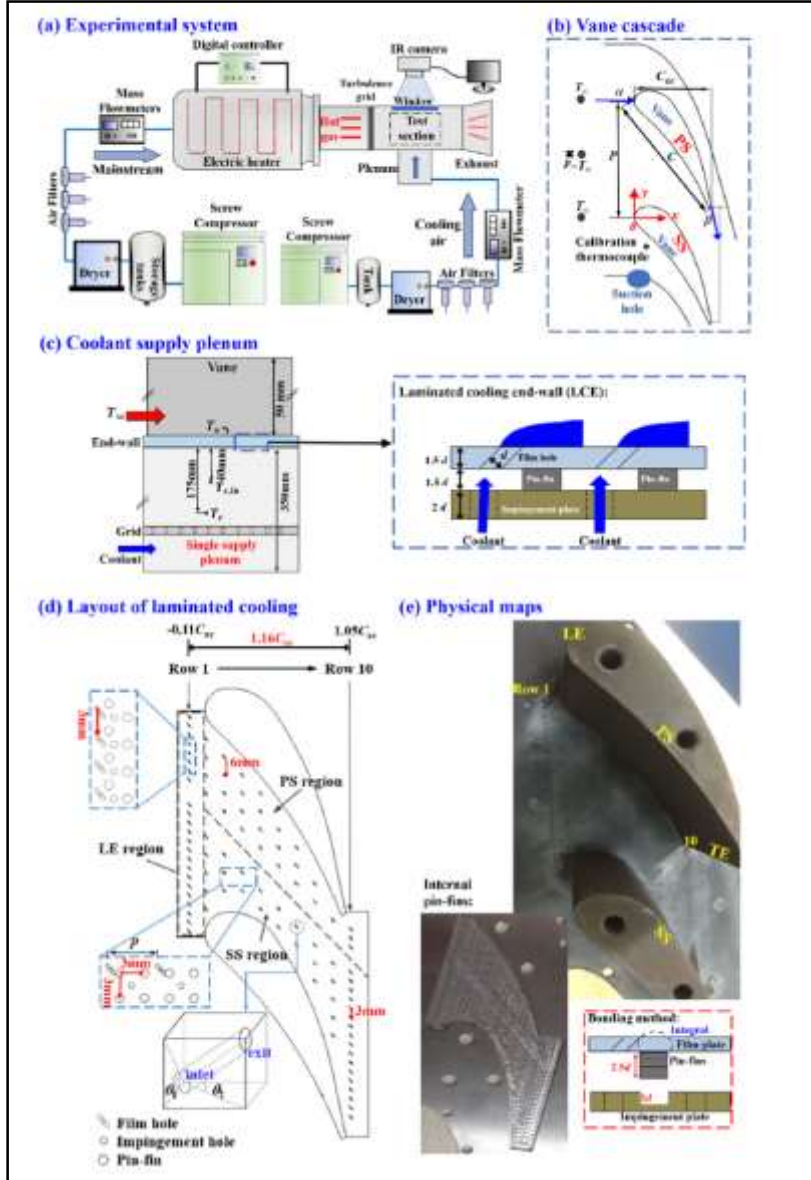
Gerçek mühendislik uygulamalarında karşılaşılan karmaşık termal koşullarda, iç ve dış yüzeylerdeki eşzamanlı ısı alışverişini kapsayan bileşik ısı transferi mekanizmalarının doğru şekilde modellenebilmesi için, Bi benzeşimine dayalı deneysel yöntemlerin geliştirilmesi büyük önem arz etmektedir. Bu kapsamda, uç duvar soğutma sistemleri, gaz türbini kanat soğutması ve yanma odası astarlarının soğutma yapıları gibi farklı alanlarda yer alan geometriler üzerinde yapılan deneysel araştırmalarda, Bi sayısının etkinliği özel olarak ele alınmış ve karşılaştırmalı analizlerle değerlendirilmiştir.

Özellikle, benzeşim temelli deneysel çalışmalar sayesinde, gerçek motor ortamlarında elde edilmesi zor olan sıcaklık ve ısı akısı dağılımları, daha kontrollü laboratuvar koşullarında güvenilir biçimde simüle edilebilmekte ve bu sayede karmaşık soğutma konfigürasyonlarının tasarım optimizasyonuna ışık tutulabilmektedir.

Wang vd. yaptıkları çalışmada, özgün Lamine Soğutma uç-duvar modelini kullanarak, türbin kanadı uç-duvarında yer alan lamine (çift katmanlı) soğutma yapısında, farklı soğutma havası kütle debileri (MFR) altındaki iki boyutlu sıcaklık dağılımlarından elde edilen verilere dayanarak, soğutma havasının genel soğutma etkinliği (ϕ) üzerindeki katkısı analiz etmişlerdir [30]. Çalışmada, motor koşullarıyla uyumlu Reynolds sayısı, Biot sayısı ve iki akışkan arasındaki sıcaklık oranı (TR) sağlanarak, kızılötesi termografi yöntemiyle sıcaklık ölçümlerini gerçekleştirmişlerdir.

Deneyisel koşullar olarak kanat kordon uzunluğu, giriş kütleli hız ve havanın fiziksel özellikleri dikkate alarak ana akım Reynolds sayısı $Re_{in}=1,1 \times 10^5$ olarak kullanmışlar ve soğutucu ile ana akım arasındaki kütle debisi oranı ($MFR = \dot{Q}_{mc}/\dot{Q}_{m\infty}$) %0,4 ile %1,0 aralığında ayarlamışlardır. Çalışma sırasında ana akım sıcaklığı $T_{\infty}=473$ olarak sabitlenerek, tüm MFR aralıklarında ortalama ana akım-soğutucu sıcaklık oranı ($TR = T_{\infty}/T_c$) yaklaşık olarak 1,5 olarak gerçekleştirmişlerdir. Buna ilaveten Wang ark. Biot sayısını (Bi_{∞}) eşleştirmek için deney modelleri $7 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ısı iletkenliğine sahip TC4 titanyum alaşımı kullanmışlar ve böylece elde edilen Bi_{∞} değeri 0,10 ile 0,25 aralığında kalmasını sağlamışlardır.

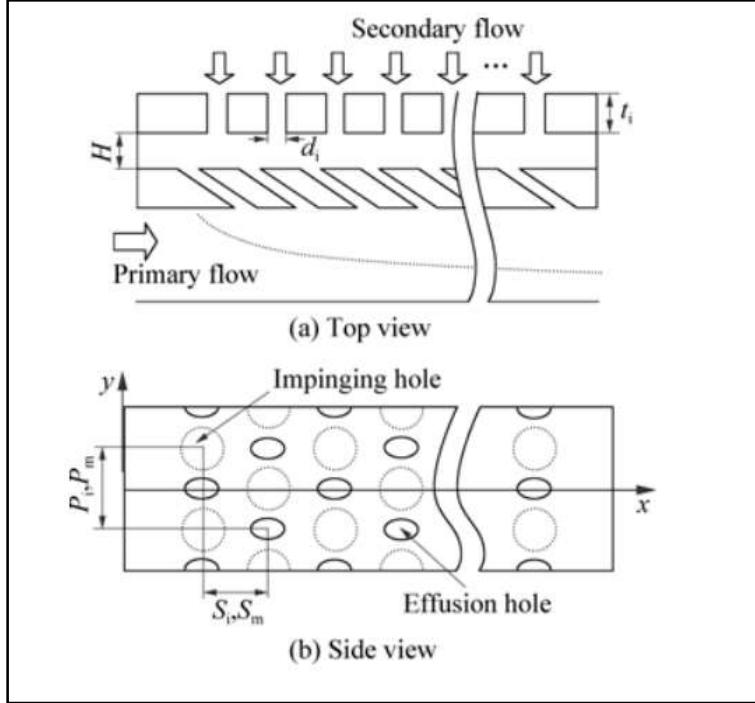
Çalışma sonucunda veriler, metal sıcaklığını düşürme açısından belirli bir soğutma havası tüketim sınırının bulunduğunu ve soğutma havası tarafından oluşturulan iki boyutlu etkinlik dağılımları, yeni bir tasarım ilkesi olarak değerlendirmişlerdir. Gerçekleştirilen bir uygulama çalışmasında, bu yeni tasarım prensibine göre yenilenen lamine soğutma yapısının, uç-duvar yüzeyi boyunca daha homojen bir metal sıcaklık dağılımı sağladığı ortaya koyarak, basınç yüzeyinin köşe bölgelerinde geniş çaplı ve yoğun çarpma deliği yerleşiminin yüksek performans sağladığı sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 2.6. Wang vd. tarafından yapılan çalışmaya ait deneysel sistemin ve test modelinin şematik diyagramları [30-31]

Jingzhou vd. yaptıkları çalışmada, çarpmalı jet/efüzyon soğutmanın akış ve ısı transferi karakteristiklerini farklı film deliği mesafeleri ve üfleme oranları altında sayısal olarak incelemişlerdir [32]. Çalışmada, çarpma ve film plakası üzerinde yer alan delikler, şaşırtmalı şekilde düzenlenmiştir ve efüzyon delikleri, yüzeye göre 30° eğim açısına sahiptir. İki plaka arasındaki çarpma mesafesi efüzyon delik efüzyon deliği çapının üç katı kadardır. Komşu deliklerin merkezden merkeze mesafesinin, efüzyon deliği çapına oranı sırasıyla 3,0 – 4,0 – 5,0 olarak almışlardır. Farklı üfleme oranları (0,5 – 1,5 aralığında) için akış alanı, sıcaklık alanı ve yüzey film soğutma etkinliği hesaplanmıştır.

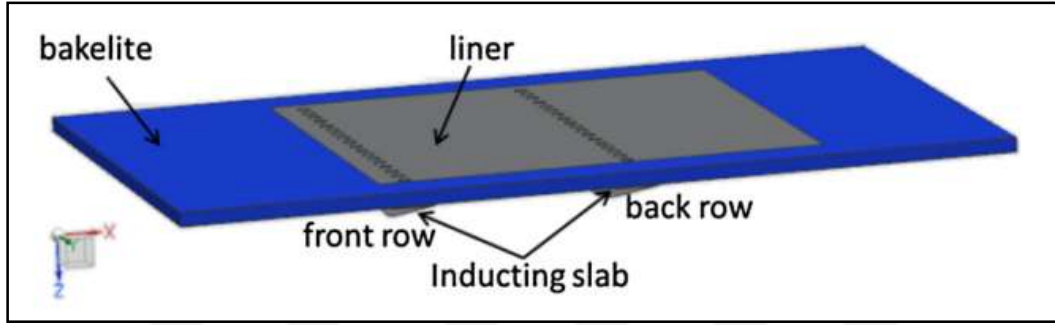
Çalışma sonucunda, delikler arası mesafe azaldığında soğutma verimliliğinin arttığını gözlemlemişlerdir.



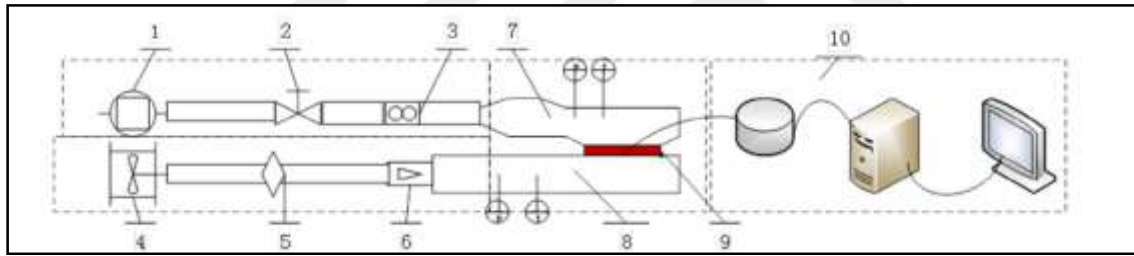
Şekil 2.7. Jingzhou tarafından yapılan çalışmaya ait, çarpmalı/efüzyon soğutma düzeninin şematik yapısı [32]

Zhang vd. yaptıkları çalışmada, çarpmalı jet/film soğutmada farklı parametrelerin soğutma performansına etkilerini deneysel olarak incelemiştir [33]. Çalışmada, üfleme oranı M ($0,31 \leq M \leq 1,84$), boyutsuz jet-plaka aralığı H/d ($1 \leq H/d \leq 2$), jet deliklerinin boyutsuz yan yana aralığı Y_n/d ($1,6 \leq Y_n/d \leq 2,4$) ve jet deliği çapı faktörleri incelenmiştir. Boyutları $x-y-z=64 \times 60 \times 2$ mm olan paslanmaz çelikten, ön sıra ile arka sıra olarak adlandırılan iki soğutma yapısına sahip film plakası kullanılmıştır (Şekil 2.8). Çalışmayı açık devreli bir çarpmalı jet-film soğutma test düzeneği (Şekil 2.9) ile gerçekleştirmiştir. Buna ilaveten test düzeneğinde kullanılan sıcak gaz, atmosferden doğrudan emiş yapan tek vidalı bir hava kompresörü ile sağlanmış ve elektrikli ısıtıcıdan geçirilerek 423,15 K sıcaklığa kadar ısıtılmıştır. Gazın hacimsel debisi, vortex debimetre ile ölçülerek 200 m³/h değerinde sabitlenmiştir. Soğutucu akışkan ise pistonlu bir hava kompresörüyle temin edilmiş, debisi rotametre yardımıyla kontrol edilmiştir. Deney sırasında gaz sıcaklıkları T tipi termokupllarla, statik basınç değerleri ise U tipi manometrelerle ölçülmüştür.

Çalışma sonucunda, jet-plaka aralığı büyüdükçe soğutma performansı iyileştiğini ve film delikleri arasındaki mesafe küçüldüğünde, özellikle yüksek üfleme oranlarında ($M \geq 0,91$) genel soğutma etkinliği arttığını; ancak düşük üfleme oranlarında ($M \leq 0,61$) böyle bir etki görülmediği gözlemlenmiştir. Öte yandan, delik çapındaki değişim (1,0–1,8 mm aralığında) soğutma performansını neredeyse hiç etkilememiştir.



Şekil 2.8. Zhang vd. tarafından yapılan çalışmaya ait, test numunesinin modeli [33]



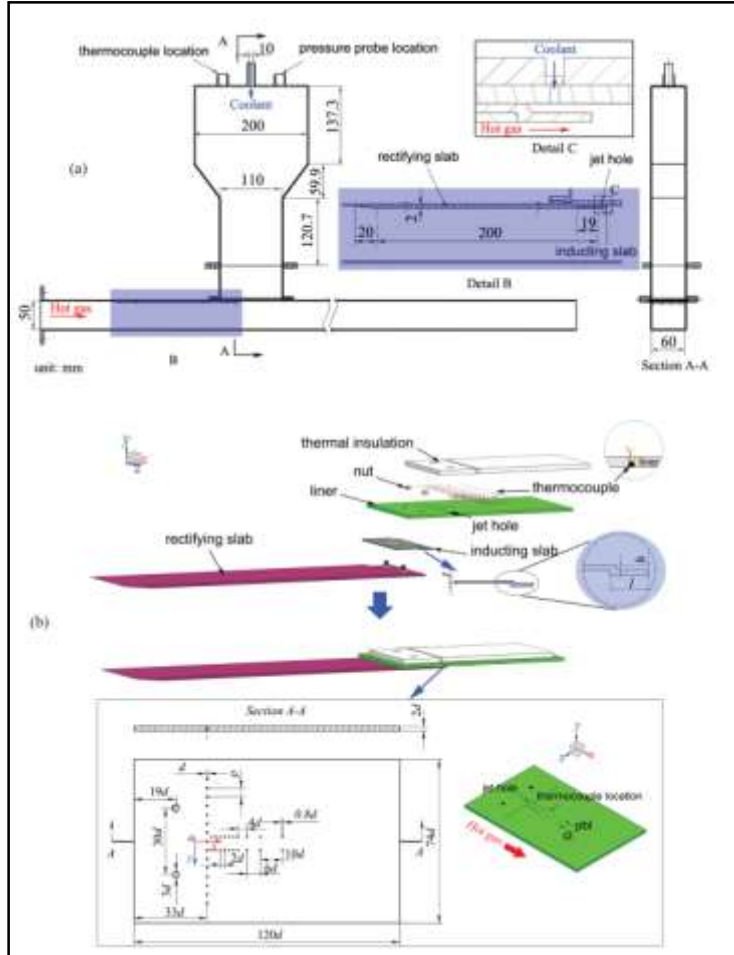
Şekil 2.9. Çalışmaya ait, çarpmalı jet-film soğutma test düzeneğinin şematik diyagramı [33]

Başka bir çalışmada Zhang vd. çarpmalı jet-film soğutmanın etkinliğini deneysel ve sayısal olarak araştırmış, jet açısı, jet-plaka mesafesi ve nozul çapını incelemişlerdir [34].

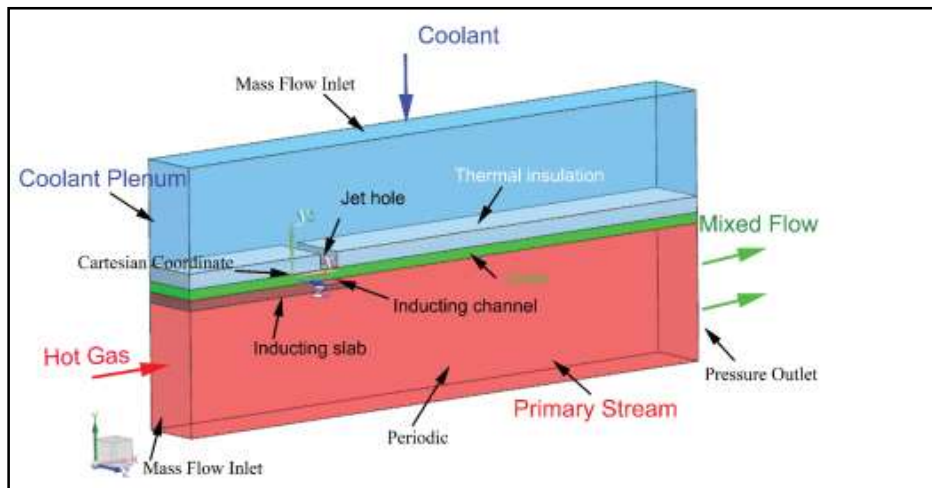
Çalışmada, jet çapı $d = 1$ mm, 1,2 mm veya 1,6 mm, delikler arası yatay mesafe $p = 4$ mm, 6 mm ve 10 mm olarak belirlemiş ve dört farklı jet eğimi (90° , 60° , 45° ve 30°) incelemişlerdir. Buna ilaveten yönlendirme plaka uzunluğu 8 mm belirlemiş ve jet-plaka aralığı (H/d) ise 1, 1,5 ve 2,0 değerleriyle çalışmışlardır (Şekil 2.10.-Şekil 2.11.).

Bu çalışmada deneysel çalışmalara ilaveten, soğutma performansının daha ayrıntılı anlaşılmasına yardımcı olmak, çarpmalı jet-film soğutma sistemindeki akış ve sıcaklık alanları hakkında daha ayrıntılı bilgi elde etmek için sayısal bir inceleme yapılmıştır.

Çalışma sonucunda, daha küçük jet-plaka mesafeleri ve 90° jet açısının soğutma etkinliğini artırdığını bulmuşlardır.



Şekil 2.10. Zhang vd. tarafından yapılan çalışmaya ait, test bölümünün detayları (a) ve çarpmalı jet-film soğutma ($d = 1$ mm) (b) [34]

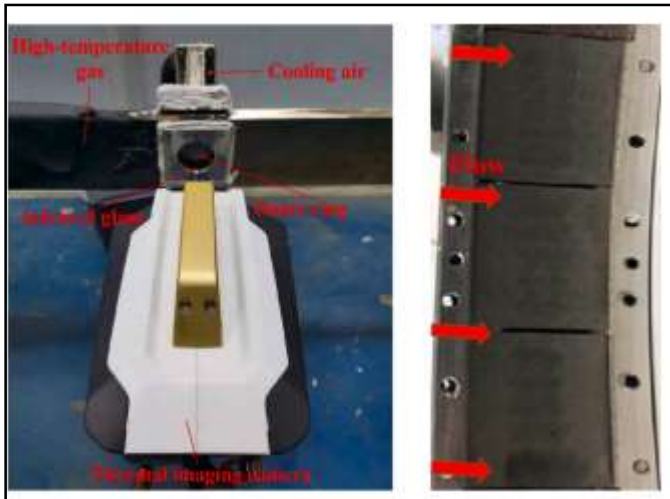


Şekil 2.11. Çalışmaya ait, hesaplama modelinin şematik gösterimi [34]

Jung vd. film soğutma ve çarpmalı jet kullanımının toplam soğutma verimliliği üzerindeki etkisini kızılötesi termografi ile belirlemiş, film soğutma deliği açısı, üfleme oranı ve jet-plaka mesafesini incelemişlerdir [35]. Çarpmalı jetlerin eklenmesiyle soğutma verimliliğinin arttığını gözlemlemişlerdir.

Wang vd. yalnızca film soğutma ile çarpmalı jet/film soğutmanın birlikte kullanımının soğutma verimliliğine etkisini farklı sıcaklık oranları, üfleme oranları ve Mach sayılarında sayısal olarak incelemişlerdir [36]. Çalışmada, çarpmalı jet-film birleşik soğutma yapısına ve yalnız film soğutma yapısına sahip iki tipik türbin dış halkasının, sıcaklık oranının ($\tau = 1,2 \sim 1,6$), üfleme oranının ($M = 0,7 \sim 3,0$) ve Mach sayısının ($Ma = 0,2 \sim 0,8$) parametrelerde altında gerçek mühendislik koşullarında akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri incelemişlerdir.

Çalışmada, çarpmalı jet delikleri 4 sıra halinde düzenlenmiş, her sırada 7 delik bulunmaktadır. Buna ilaveten, film delikleri aksel yönde 4 sıra halinde yerleştirilmiş, sırasıyla 8, 5, 5 ve 6 delikten oluşmakta olup, hepsi aynı çapa sahiptir. Çalışmadaki türbin dış halka yüzeyindeki soğutma performansını daha ayrıntılı inceleyebilmek için yüzey belirli bölgelere ayrılmıştır. Bu kapsamda, akış yönünde 15, çevresel yönde ise 17 küçük bölge tanımlanmıştır (Şekil 2.12).



Şekil 2.12. Wang vd. tarafından yapılan çalışmaya ait, dış halka numunesi [36]

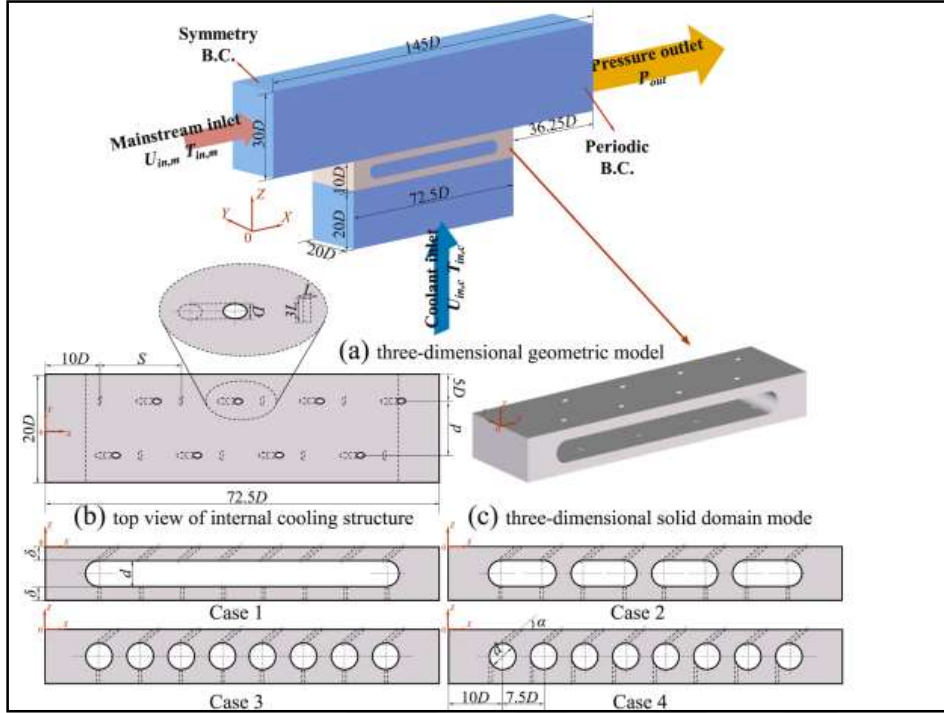
Çalışma sonucunda, özellikle dış yüzeylerde çarpmalı jet/film soğutmanın kullanımının, yalnızca film soğutmaya kıyasla soğutma verimliliğini artırdığını bulmuşlardır.

Han vd., türbin kanatlarının soğutma verimliliğini artırmayı amaçlayarak çift cidarlı bir yapıda hem çarpmalı jet hem film soğutmayı sayısal olarak kullanmışlardır [37]. Çalışmada, Farklı şekillerdeki odacıkların ve Biot sayılarının genel soğutma etkinliği (OCE) üzerindeki etkileri, Reynolds ortalama Navier–Stokes simülasyonları ve eşlenik ısı transferi analizi ile araştırmışlardır.

Çalışmada, film delikleri ve çarpmalı jet (veya swirl) nozulları, akış yönünde birbirini takip eden bir düzende yerleştirmişlerdir. Silindirik formda ve çapı D olan film delikleri eğim açısı $\alpha = 40^\circ$ 'dir. Nozullar dikdörtgen kesitli olup boyutları $L \times 3L$ şeklindedir. Film deliklerinin ve nozulların sayısı 8'dir; akış yönünde $15D$, yanlamasına yönde ise $10D$ aralıklarla dizilmişlerdir. $72,5D \times 20D \times 10D$ boyutlarında olan katı bölge düz bir plakadan oluşmakta, iç odacıklar plakanın ortasında $d = 5D$ yüksekliğinde konumlandırmışlardır. Böylece, film ve çarpma plakalarının her biri $2,5D$ kalınlığa sahiptir (Şekil 2.13)

Çalışmada, akışkan bölgesinde akış ortamı olarak ideal hava kullanılmış ve fiziksel özelliklerin sıcaklığa bağlı olarak değişmesine izin vermişlerdir. Ana akım ve soğutucu girişleri hız girişleri olarak tanımlamışlardır. Ana akım girişinde hız 31 m/s , sıcaklık 400 K 'dir. Soğutucu giriş sıcaklığı 300 K alınmış, hızı ise $R_m = 0,5; 1,0; 1,5$ ve $2,0$ değerlerini sağlayacak şekilde ayarlamışlardır. Katı bölgelerde, genel soğutma etkinliği üzerindeki ısı iletiminin etkisi Biot sayısı (Bi) değiştirilerek incelemişlerdir. Üç farklı ısıl iletkenlik katsayısı dikkate almışlardır: $0,2 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$, $1,4 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ ve $13,4 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$. Bu değerler sırasıyla $7,55$; $1,08$ ve $0,11$ Biot sayılarına karşılık gelmektedir.

Çalışma sonucunda, dört farklı boşluk yapısını incelemiş ve farklı Biot sayıları dikkate almışlardır. Üfleme oranı 1 ve Biot sayısı $0,11$ olduğunda soğutma verimliliğinin $\%8,92$ oranında artabileceğini bulmuşlardır.



Şekil 2.13. Han vd. tarafından yapılan çalışmaya ait, hesaplama modeli ve sınır koşulları [37]

Xie vd., çarpmalı jet/efüzyon soğutma sistemlerinde geometrik parametrelerin etkisini hem deneysel hem de sayısal yöntemlerle kapsamlı bir şekilde incelemişlerdir [38]. Çalışmalarında, farklı çarpmalı jet ve efüzyon delik düzenlemeleri ile çarpmalı jet-plaka mesafelerinin soğutma etkinliği üzerindeki etkilerini değerlendirmişlerdir.

Elde edilen sonuçlara göre, çarpmalı jetlerin eklenmesi, yüzeyde daha güçlü türbülanslı karışımın oluşmasına ve dolayısıyla soğutma etkinliğinin belirgin biçimde artmasına yol açmışlardır. Ayrıca, jetlerin akış yönüne göre düzenlenmesi ve delik yoğunluğunun artırılmasının, yerel sıcaklık dağılımını iyileştirerek daha homojen bir soğutma profili sağladığı gözlemlenmiştir.

Xie vd. tarafından yapılan devam niteliğindeki bir diğer çalışmada ise, efüzyon/çarpmalı jet soğutma sisteminin farklı sıcaklık oranları (T_g/T_c), üfleme oranları (M) ve momentum oranları (I) altında deneysel olarak incelemişlerdir [39]. Araştırmada, soğutucu akışkan ile sıcak ana akım arasındaki sıcaklık farkının artmasıyla soğutma etkinliğinin de arttığı belirlenmiştir.

Özellikle, düşük sıcaklık oranlarında (örneğin $T_g/T_c < 1,5$) sistemin ısı transfer katsayısında kayda değer bir artış gözlenmiş ve bu durum, çarpmalı jetlerin duvar yüzeyine yüksek enerji taşıyan akış çekirdekleri ile etkili şekilde çarpmasından kaynaklanmıştır.

Panda vd., film soğutma ile uygulanan çarpmalı jet soğutma sistemini yalnızca film soğutma sistemiyle karşılaştırmalı olarak sayısal analizlerle incelemişlerdir [40]. Sonuçlar, sadece film soğutma kullanıldığında duvar yüzeyinde daha yüksek sıcaklık bölgelerinin oluştuğunu, dolayısıyla soğutma verimliliğinin belirgin şekilde azaldığını göstermiştir. Buna karşılık, çarpmalı jetlerin eklenmesiyle yüzey sıcaklığında düşüş gözlemlenmiş ve soğutma homojenliğinin iyileştiği gözlemlenmiştir.

Panda vd. bir başka çalışmada ise, çarpmalı jet ve film soğutma etkileşiminin, özellikle jet-plaka mesafesi (H/D oranı) açısından hem deneysel hem de sayısal olarak detaylı bir biçimde araştırıldığı görülmektedir [41]. Bu çalışmada, ana akış Reynolds sayısı 49 050–130 800 aralığında, jet Reynolds sayısı ise sabit 825 olarak seçilmiştir. Çeşitli üfleme oranlarında yapılan testler sonucunda, jet-plaka mesafesinin artmasıyla jet akışının duvar üzerindeki etkisinin azaldığı, buna bağlı olarak film soğutma etkinliğinin düştüğünü belirlemişlerdir. Özellikle belirli bir H/D değerinin üzerine çıkıldığında, çarpmalı jetin enerjisinin duvara yeterince aktarılmadığı, bu nedenle soğutma tabakasının zayıfladığını vurgulamışlardır.

Panda vd., düz bir plaka üzerindeki film soğutma mekanizmasını sayısal olarak incelemiş ve bunu çarpmalı jetlerle desteklenen hibrit bir soğutma yöntemi ile karşılaştırmıştır [42]. Araştırmalarında, film soğutmanın etkinliğini artırmak için içten çarpan jetlerin akış ve ısı transferi üzerindeki etkisini gözlemlemeyi amaçlamışlardır. Elde edilen sonuçlar, çarpmalı / film soğutma sisteminin, yalnızca film soğutmaya kıyasla daha yüksek soğutma verimliliği sağladığını göstermişlerdir. Özellikle, jet-jet etkileşimi, jetin ana akım ile kesit akış etkileşimi ve girdap oluşumu gibi akış karakteristiklerinin, film tabakasının stabilitesini ve duvar yüzeyinde oluşan sıcaklık dağılımını önemli ölçüde etkilediği vurgulamış, bu karmaşık akış yapılarının kontrol edilmesiyle soğutma tabakasının bütünlüğünün korunabileceğini ve ısı transfer katsayısının optimize edilebileceğini belirtmişlerdir.

Tai vd. da benzer şekilde, iç yüzeyinde çarpmalı jet soğutma, dış yüzeyinde ise film soğutma uygulanan çift katmanlı bir model üzerinde çalışmışlardır [43]. Sayısal analizler sonucunda,

çarpmalı jetlerin eklenmesiyle üfleme oranının artmasının, yüzey üzerinde daha güçlü türbülanslı karışım alanları oluşturduğunu ve buna bağlı olarak hem yerel hem de ortalama soğutma etkinliğinin belirgin şekilde arttığını gözlemlemişlerdir.

Çalışmada ayrıca, jetlerin duvar yüzeyine çarpmasıyla meydana gelen sekonder akışlar ve girdap yapılarının, film tabakasının kalınlığını ve dayanımını iyileştirerek, sıcaklık gradyanını azalttığı sonucuna varmışlardır.

Wang vd., çift cidarlı bir yapıda pimli yüzeylerin kullanılmasının soğutma performansı üzerindeki etkilerini detaylı biçimde incelemişlerdir [44]. Bu çalışmada, farklı film soğutma deliği geometrilerinin karşılaştırılmasıyla, akış dağılımı ve ısı taşınımı üzerindeki geometrik etkiler değerlendirmişlerdir. Sonuçlar, çarpmalı jet bölgesine yerleştirilen kanatçıkların, iç bölgede ısı taşınımını artırarak ısı verimliliği ciddi ölçüde yükselttiğini ortaya koymuş, kanatçıkların oluşturduğu mikro türbülanslar, duvar yakınında ısı tabakasının incelmelerini sağlamış ve böylece ısı transfer katsayısında önemli artışlar elde edildiğini gözlemlemişlerdir.

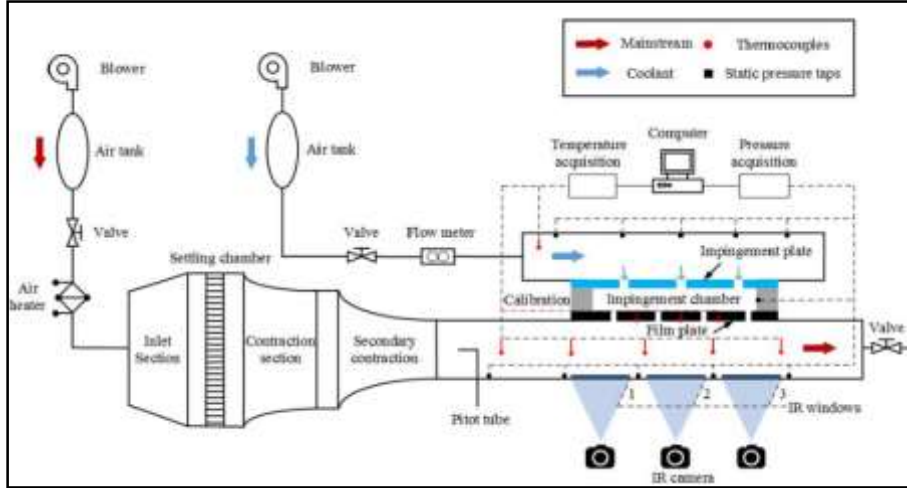
Wei vd. yaptıkları çalışmada, farklı geometrik düzenlerde çarpmalı jet-film soğutma sistemlerinin ısı performansını sayısal olarak analiz etmişlerdir [45]. Araştırmada, film deliği geometrisinin, kanal yapısının ve jet açısının ısı transferi üzerindeki etkileri ayrıntılı şekilde ele almışlardır. Elde ettikleri bulgulara göre, çoklu yuvarlak film deliklerinin, tek dikdörtgen delikli konfigürasyona kıyasla yaklaşık %85,87 oranında daha yüksek ısı transferi sağladığı belirlemişlerdir. Bu sonuçla, delik sayısının ve yerleşim biçiminin, duvar yüzeyindeki soğutma dağılımını doğrudan etkilediğini ve film soğutma verimliliğini önemli ölçüde iyileştirdiğini göstermişlerdir.

Genel olarak bu çalışmalar, çarpmalı jet ve efüzyon soğutmanın birlikte kullanıldığı sistemlerin, yalnız efüzyon veya yalnız film soğutma sistemlerine kıyasla çok daha yüksek soğutma verimliliği, daha dengeli sıcaklık dağılımı ve gelişmiş yüzey ısı transferi sağladığını göstermektedir. Bu bulgular, yüksek sıcaklıklı gaz türbini bileşenlerinin termal dayanıklılığını artırmak ve malzeme ömrünü uzatmak açısından son derece önemli mühendislik verileri sunmaktadır.

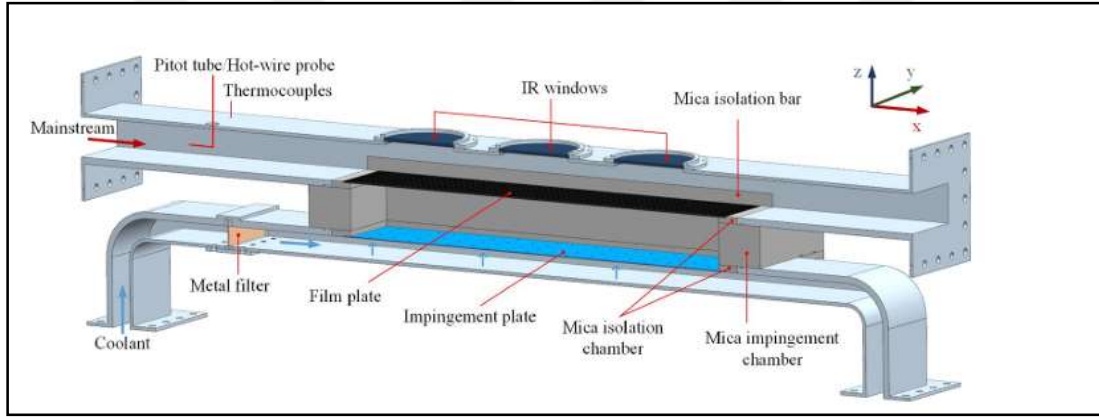
Niu ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, jet motorlarında yer alan art yakıcı ısı kalkanının birleşik ısı transferi üzerine çarpmalı jet soğutma deliklerinin ve alan oranının etkilerini hem sayısal hem de deneysel incelemişlerdir [10]. Çalışmada, art yakıcı ısı kalkanının (DCH) ana akım tarafındaki yüzey sıcaklıkları, IR termografi kullanılarak yüksek sıcaklık oranı ($T_g/T_c = 2$) altında yukarı akış (UR), orta akış (MR) ve aşağı akış (DR) bölgelerinde ölçmüşlerdir. Genel soğutma etkinliği (ϕ) ve sıcaklık bir örnekliliği (RSD), üç momentum akı oranında ($I = 0,02; 0,22; 0,50$) tek katmanlı efüzyon soğutmalı ısı kalkanı (ECH) ile karşılaştırmışlardır. Buna ilaveten, film ile çarpma deliklerinin alan oranı (A_f/A_i), yüksek soğutma etkinliği ve düşük sıcaklık gradyanı elde etmek amacıyla 1'den 4'e çıkarmışlardır.

Çalışmada, deneysel sistem olarak Şekil 2.14 ve 2.15'te gösterilen sıcak hava tüneline gerçekleştirilmişlerdir. DCH, bir film plakasından, bir darbe plakasından ve bir darbe boşluğundan oluşan iki katmanlı bir yapıdır. ECH ise yalnızca bir film plakasından oluşan tek katmanlı bir yapıdır. Darbe plakasının kalınlığı 1,2 mm, film plakasının kalınlığı ise 1,8 mm'dir. Çarpma deliklerinin (d_i) ve film deliklerinin (d_f) çapları sırasıyla 3 mm ve 2,4 mm'dir. Çarpma ve film delikleri, 90°'lik bir eğim açısına sahip düz yuvarlak deliklerdir. Çarpma ve film deliklerinin sıraları, uzun bir elmas tasarımında düzenlemişlerdir. $Re_g 1,12 \times 10^3$ olarak hesaplamışlardır. Mevcut deneyde, ana akım tarafındaki Biot sayısı (Bi_g), ana akım tarafındaki ısı transfer katsayısı ve TC1 titanyum alaşımının iletkenliği kullanılarak hesaplamış ve gerçek motorun ısı kalkanı malzemesinin Biot sayısı ile eşleştirmişlerdir. Soğutucu sıcaklığı 298 K, T_g 'nin ana akım sıcaklığı 603 K olarak belirlemişlerdir.

Çalışma sonucunda, farklı üfleme oranları, film soğutma deliği düzenleri ve sayıları ile film-çarpma deliği alan oranlarını ele almışlardır. Alan oranının artırılmasının daha düşük sıcaklıklar ve daha homojen sıcaklık dağılımı sağladığını gözlemlemişlerdir.



Şekil 2.14. Niu vd. tarafından yapılan çalışmaya ait, deney sisteminin şematik görünüm [10]



Şekil 2.15. Niu vd. tarafından yapılan çalışmaya ait, test bölümünün şematik görünümü [10]

Görüldüğü üzere literatürde çarpmalı/film soğutma üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Genel olarak bu çalışmalar, çarpmalı jet ve efüzyon soğutmanın birlikte kullanıldığı sistemlerin, yalnız efüzyon veya yalnız film soğutma sistemlerine kıyasla çok daha yüksek soğutma verimliliği, daha dengeli sıcaklık dağılımı ve gelişmiş yüzey ısı transferi sağladığını göstermektedir. Ayrıca bu çalışmalar, yüksek sıcaklıklı gaz türbini bileşenlerinin termal dayanıklılığını artırmak ve malzeme ömrünü uzatmak açısından son derece önemli mühendislik verileri sunmaktadır.

Çalışmalar, farklı film deliği geometrileri ve konfigürasyonları için çeşitli üfleme oranları, çarpma plakası–film plakası mesafesi (boyutsuz jet–plaka mesafe), kütleli debi oranı ve sıcaklık aralıkları dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Ancak literatürde, çarpmalı jet/efüzyon soğutma sistemlerinde ilave soğutma kanallarının film soğutma etkinliğine

etkisini sistematik olarak inceleyen bir çalışmaya yazarın bilgisine göre, rastlanmamıştır. Bu nedenle, bu çalışmada, ilave soğutma kanallarının kullanımının çarpmalı/efüzyon soğutma etkinliği üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Sonuçlar, ilave soğutma kanalları kullanılan ve kullanılmayan durumlar için karşılaştırılmıştır. Sayısal incelemede, üfleme oranı aralığı $M=0,5 - 2,0$, film deliklerinin boyutsuz boyuna mesafesi $s_f/df = 6$, ilave soğutma kanallarının kütleli debisi $\dot{m}_p = 0- 0,013 \text{ kg/s}$ ve boyutsuz jet- plaka mesafesi $H/df = 2,4,8$ ve 18 için hesaplamalar yapılmıştır. Yerel ve genel soğutma etkinliği sonuçları sunulmuştur.





3. MATEMATİKSEL DENKLEMLER VE PROBLEMİN TANIMI

Bu çalışmada, efüzyon/çarpmalı soğutma sisteminde film plakasına yerleştirilen ek soğutma kanallarının kullanımıyla ilgili etkinin, farklı üfleme oranları (M), soğutucu kütleli debileri ($\dot{m}_c$), ek soğutma kanallarındaki kütleli debi ($\dot{m}_p$) ve sabit film delikleri arası mesafe oranı (s_f/d_f) altında sayısal olarak incelenmesi gerçekleştirilmiştir. Fiziksel modelde kullanılan denklemler ve sınır koşulları, çalışmanın bu bölümünde sunulmuştur.

Bu çalışmada ele alınan problem, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemleri kullanılarak üç boyutlu olarak incelenmiştir. Sayısal analizler, ticari CFD yazılımı FloEFD (2022) kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Modelin oluşturulması sırasında gerekli geometrik tanımlamalar, sınır koşulları ve ağ (mesh) yapısı dikkatle belirlenmiştir.

Analiz kapsamında, akış ile ısı transferi süreçleri, temel korunum denklemleri aracılığıyla modellenmiştir. Bu modeller daha sonra sayısal çözüm aşamasına aktarılmıştır.

Bu bölümde, çalışmada kullanılan temel korunum denklemleri, matematiksel formülasyonlar ve ilgili tanımlamalar ayrıntılı biçimde sunulacaktır. Ayrıca, kullanılan sayısal çözüm yaklaşımı ve türbülans modellemesi hakkında da bilgi verilecektir.

3.1. Matematiksel Denklemler

Aşağıdaki alt bölümde, kullanılan denklemler ile tercih edilen türbülans modelleri özetlenmiştir.

Bu çalışmanın matematiksel çerçevesi, akış ve ısı transferi problemlerinin çözümü için gerekli temel korunum denklemlerine dayanmaktadır. Analizler üç boyutlu ve zamandan bağımsız (kararlı) kabul edilmiştir. Bu kapsamda süreklilik, momentum ve enerji denklemleri çözülmüş; söz konusu denklemler sırasıyla akışkanda kütle, momentum ve enerji korunumu ilkelerini ifade etmektedir. Türbülans etkileri, RANS yaklaşımı kapsamında seçilen uygun bir türbülans modeli ile temsil edilmiştir.

Türbülanslı akışın etkilerini modellemek için Low Reynolds $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Bu türbülans modeli, mühendislik uygulamalarında yaygın olarak tercih edilir ve gerçeğe uygun tahminler yapmada etkin bir yöntem olarak kabul edilir.

Problemin sayısal çözümünde Sonlu Hacimler Yöntemi kullanılmıştır. Bu yaklaşımda korunum denklemleri, hesap alanının sonlu sayıda kontrol hacmi üzerinde integral formda yazılarak ayrıklaştırılır ve her hücre için denge kurulacak şekilde çözülür. Uzaysal ayrıklaştırmada ikinci mertebe şemalar tercih edilmiştir. Bu seçim, doğruluk ile yakınsama kararlılığı arasında dengeli bir performans sağlamaktadır.

Sınır koşulları, problemin geometrisine ve işletim parametrelerine uygun olacak şekilde tanımlanmıştır. Girişte, ana akış için Reynolds sayısı $Re_g = 3\ 300$ 'e karşılık gelen bir hız profili uygulanmıştır. Çıkışta sabit (referans) basınç sınır koşulu kullanılmıştır. Tüm katı yüzeylerde no-slip (kaymama) duvar koşulu esas alınmıştır. Bu kurulum hem akış alanının hem de duvar-yakını ısı transferinin tutarlı biçimde çözümlenmesini sağlamaktadır.

Seçilen matematiksel model ile sınır koşulları, problemin fiziksel davranışı ve geometrisini yerinde temsil etmektedir. Bu kurulumla elde edilen akış ve ısı transferi alanları, beklenen eğilimlerle uyumlu sonuçlar vermiş; parametrik değişimlere (ör. M , H/d_f , $\dot{m}_p$) duyarlı ve sayısal olarak kararlı bir çözüm üretmiştir. Dolayısıyla, kullanılan denklem seti ve sınır koşullarının, çalışma kapsamı için yeterli doğrulukta bir modelleme sağladığı görülmüştür.

3.1.1. Korunum denklemleri

Navier–Stokes denklemleri, akışkan hareketini tanımlayan temel bağıntılardır ve korunum ilkeleri (kütle, momentum, enerji) üzerine kurulur. Bu sayede akışkanın dinamik davranışı matematiksel olarak modellenebilir. Kütlenin korunumu ilkesinden türetilen süreklilik denklemi, belirli bir hacimde yoğunluk ve hız alanındaki değişimleri ilişkilendirir. İncelenen akış sıkıştırılmaz (yoğunluk sabit) ve zamandan bağımsız kabul edildiğinde, süreklilik denklemi Kartezyen eksenlerdeki hız bileşenleri u, v, w için aşağıdaki biçimi alır (Eş. 3.1):

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

Burada u, v, w sırasıyla x, y, z yönlerindeki hız bileşenlerini ifade eder. Bu denklem, kontrol hacmi içinde kütle birikiminin olmadığını, başka bir deyişle giriş ve çıkışların dengede olduğunu gösterir.

Momentum denklemi, akışkanın hız alanını kuvvetlerle ilişkilendirir; temeli kütle ve momentumun korunumu ile Newton'un ikinci yasasıdır. Bu denklem, hız alanındaki değişimleri, basınç gradyanını ve viskoz etkileri birlikte ele alır. İncelenen akış sıkıştırılmaz ve zamandan bağımsız kabul edildiğinde, momentum denkleminin bileşenleri Kartezyen koordinatlarda ayrı ayrı yazılabilir. Buna göre Eş. (3.2) – (3.4), sırasıyla x, y ve z yönlerinde hız gradyanları, basınç gradyanları ve viskoz (kesme) kuvvetler arasındaki dengeyi ifade eder. Bu bileşen denklemleri, akışkan üzerindeki net kuvvetin, ilgili yöndeki hız alanını nasıl belirlediğini açık biçimde gösterir.

Momentum denklem takımı

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (3.2)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (3.3)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (3.4)$$

Enerji denklemi, bir akışkanın enerjisinin ısı geçişi, yapılan iş ve olası kaynak terimleri altında nasıl değiştiğini tanımlayan, enerjinin korunumu ilkesine dayalı ifadedir. Bu çalışmada kullanılan biçimi Eş. (3.5)'te verilmiştir. Denklemdaki terimler; taşınım (konveksiyon) ile enerjinin akışla taşınmasını, iletim (difüzyon/ısı iletkenlik) ile sıcaklık gradyanlarının etkisini ve varsa hacimsel ısı üretimi/diğer kaynakları gösterir. Böylece akışkanın sıcaklık dağılımı ve malzemenin ısı iletkenliği enerji dengesi içinde açıkça temsil edilir.

Enerji denklemi

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (3.5)$$

Bu denklemde, T akışkanın sıcaklığını, α ısı difüzyon katsayısını, $\left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right]$ sıcaklık dağılımının ikinci türevlerini ifade etmektedir.

3.1.2. Türbülans denklemleri

Türbülans denklemleri, türbülanslı akıştaki karmaşık hız ve basınç değişimlerini modelleyerek akışın ortalama özelliklerini tahmin etmeyi amaçlayan matematiksel ifadelerdir. Fiziksel problemde Reynolds sayısı 3000 üzerinde olduğu için (çarpan akış kullanılan modellerde ise 1000) türbülans denklemleri de devreye girmektedir. Çalışmada FloEFD yazılımında kullanılan tek türbülans modeli olan Lam-Bremhorst $k-\epsilon$ kullanılmıştır.

Hız ve basınç bileşenleri

$$u = \bar{U} + u'; \quad v = \bar{V} + v'; \quad w = \bar{W} + w'; \quad p = \bar{P} + p' \quad (3.6)$$

Süreklilik denklemi

$$\text{div} \bar{U} = 0 \quad (3.7)$$

Hız denklemleri

$$\text{div}(U\bar{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \nu \text{div grad} U + \left[-\frac{\partial \bar{u'^2}}{\partial x} - \frac{\partial \bar{u'v'}}{\partial y} - \frac{\partial \bar{u'w'}}{\partial z} \right] \quad (3.8)$$

$$\text{div}(V\bar{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \nu \text{div grad} V + \left[-\frac{\partial \bar{u'v'}}{\partial x} - \frac{\partial \bar{v'^2}}{\partial y} - \frac{\partial \bar{v'w'}}{\partial z} \right] \quad (3.9)$$

$$\text{div}(\overline{W\overline{U}}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{P}}{\partial z} + \nu \text{div grad } W + \left[-\frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{w'^2}}{\partial z} \right] \quad (3.10)$$

Sıcaklık bileşeni ve sıcaklık denklemi

$$T = \overline{T} + T' \quad (3.11)$$

$$\overline{U} \frac{\partial \overline{T}}{\partial x} + \overline{V} \frac{\partial \overline{T}}{\partial y} + \overline{W} \frac{\partial \overline{T}}{\partial z} = \alpha \left[\frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial z^2} \right] + \left[-\frac{\partial (\overline{u'T'})}{\partial x} - \frac{\partial (\overline{v'T'})}{\partial y} - \frac{\partial (\overline{w'T'})}{\partial z} \right] \quad (3.12)$$

3.1.3. Türbülans modelleri ve türbülans modelinin seçimi

Süreklilik denklemi ile Navier–Stokes denklemleri birlikte ele alındığında, dört bilinmeyenli (u, v, w, p) bir denklem takımı ortaya çıkmaktadır. Ancak mühendislik uygulamalarında, özellikle HAD analizlerinde, akışın ortalama davranışı anlık değişimlerden daha fazla önem taşır. Bu nedenle denklemler zaman üzerinden ortalananamadığında, akış alanındaki ani salınımları temsil eden ayrıntılar ortadan kalkar.

Bu ortalama işlemi, momentum denklemlerinde Reynolds gerilmeleri olarak bilinen altı yeni bilinmeyen ortaya çıkmasına neden olur. Benzer şekilde, zaman ortalama transport denklemlerinde de ek terimler oluşur. Türbülansın yapısal karmaşıklığı, bu ek gerilme ve transport terimlerinin basit, kapalı formda ifade edilmesini oldukça güçleştirmektedir. Türbülans modellemesinin temel amacı ise, bu terimleri gerçek akış fiziğine mümkün olduğunca yakın şekilde tahmin edebilecek matematiksel modeller ve hesaplama yöntemleri geliştirmektir [46].

Bu çalışmada kullanılan HAD çözücüsü FloEFD, problem için Lam-Bremhorst k-ε (LB k-ε) türbülans modelini tercih ederek çözümü gerçekleştirmiştir. Bu model sayesinde, daha önce değinildiği üzere, türbülanslı korunum denklemlerinde yer alan zaman ortalama büyüklükler hesaplanabilir hale gelmektedir. Lam-Bremhorst k-ε modeli, Reynolds gerilmelerini Eşitlik 3.13'te verildiği şekilde tanımlamakta ve duvar yakınındaki düşük Reynolds sayılı bölgelerde daha tutarlı sonuçlar üretebilmektedir [46].

$$-\overline{\rho u' u' u'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \left(\frac{2}{3} \right) \rho k \delta_{ij} \quad (3.13)$$

Yukarıdaki eşitlikte kullanılan sembollerden μ_t , akışın türbülanslı yapısından kaynaklanan türbülanslı viskoziteyi; k , türbülanslı kinetik enerjii; δ_{ij} ise Kronecker deltayı ifade etmektedir. Literatürde belirtildiği üzere Kronecker delta [47];

$$i \neq j \rightarrow \delta_{ij} = 0; i = j \rightarrow \delta_{ij} = 1 \quad (3.14)$$

Türbülanslı ısı akısı Eşitlik 3.16 ile oluşturulmuştur [47].

$$\overline{u_i' T'} = \frac{\mu_i}{\rho \sigma_k} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \quad (3.15)$$

Lam ve Bremhorst tarafından geliştirilen sönümleme fonksiyonları, özellikle sınır tabakası davranışının daha doğru temsil edilebilmesi için modele dâhil edilmiştir. Bu yaklaşım sayesinde, duvar yakınındaki düşük Reynolds sayılı bölgelerde türbülans özelliklerinin daha gerçekçi bir şekilde yakalanması amaçlanmıştır. Türbülans kinetik enerjisi k ve türbülans dissipasyon oranı ε için kullanılan denklemler ise sırasıyla Eşitlik 3.16 ve Eşitlik 3.17'de verilmiştir [46].

$$\rho \left(\frac{\partial k}{\partial t} \right) + \rho \bar{u}_i \left(\frac{\partial k}{\partial x_i} \right) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\sigma k}{\mu_t} \right) \left(\frac{\partial k}{\partial x_i} \right) \right] + \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + G_k - \rho \hat{\varepsilon} \quad (3.16)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \bar{u}_i \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) = \partial x_i \partial \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma \varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + f_1 C_1 \mu_t \frac{\varepsilon}{k} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + C_1 G_k - f_2 C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.17)$$

Yukarıdaki denklemlerde yer alan türbülanslı kinetik (μ_t) viskozitesi Eşitlik 3.18 ile bulunmaktadır.

$$\mu_t = f_\mu C_\mu \rho \frac{k^r}{\varepsilon} \quad (3.18)$$

Lam–Bremhorst k – ε türbülans modeli, duvar fonksiyonlarına ihtiyaç duymadan çalışacak şekilde geliştirilmiştir. Standart k – ε modelinden ayrıldığı temel noktalardan biri, modelde kullanılan deneysel sabitlerin (C_μ , C_1 , C_2) doğrudan kullanılmak yerine, sönümleme

fonksiyonları ile çarpılarak tanımlanmasıdır. Bu sayede, özellikle düşük Reynolds sayılı bölgelerde türbülans özellikleri daha doğru biçimde temsil edilebilmektedir. Standart modelde bu sönümleme fonksiyonlarının değerinin 1 olarak kabul edildiği bilinmektedir [47].

$$f_{\mu} = [1 - \exp(-0.0165 Re_z)]^2 (1 + \frac{20.5}{Re_t}) \quad (3.19)$$

$$f_1 = \left[1 + \frac{0.05}{f_{\mu}} \right]^3 \quad (3.20)$$

$$f_2 = 1 - \exp[-Re_t^2] \quad (3.21)$$

Eşitliklerde kullanılan Re_t ve Re_z terimleri sırasıyla türbülans Reynolds sayısını ve duvar yakınındaki türbülans Reynolds sayısını ifade etmektedir. Bu iki büyüklüğün nasıl tanımlandığı ise Eşitlik 3.22 ve Eşitlik 3.23'te ayrıntılı olarak verilmiştir [46].

$$Re_t = \frac{\rho k^2}{\mu \hat{\epsilon}} \quad (3.23)$$

$$Re_z = \frac{\rho k^{1/2} z}{\mu} \quad (3.24)$$

C_1 , C_2 ve C_{μ} , LB k- ϵ türbülans modelinde kullanılan sabit katsayıları temsil eder. Buna ek olarak, σ_k ve σ_{ϵ} değerleri sırasıyla k ve ϵ denklemleri için kullanılan türbülanslı Prandtl sayılarıdır. Eşitlik 3.24'te bu deneysel sabitlerin sayısal değerleri verilmiştir [46].

$$\sigma_k = 1,00; \sigma_{\epsilon} = 1,314; C_1 = 1,44; C_2 = 1,92; C_{\mu} = 0,09; \sigma_B = 0,9 \quad (3.24)$$

Türbülans modellerinde kullanılan k ve ϵ değişkenlerine ait sınır şartları doğrudan tanımlanmamış olup, bu büyüklükler ilgili literatürde önerilen yaklaşımlar esas alınarak Eşitlik 3.25 ve Eşitlik 3.26 üzerinden hesaplanmıştır [46]. Bu yöntem, özellikle duvar yakınında türbülans karakteristiklerinin doğru biçimde temsil edilebilmesi için gerekli olan ampirik bağıntıların kullanılmasını sağlamaktadır.

$$k = (T_i v)^2 \quad (3.25)$$

Eşitlikte yer alan T_i terimi türbülans yoğunluğunu, v ise giriş hızını ifade etmektedir [46].

$$\varepsilon = \left((C_\mu C_d) \right)^{3/4} \frac{k^{3/2}}{L} \quad (3.26)$$

3.2. Sayısal Yöntem

Sayısal Akışkanlar Dinamiği, akışkan hareketi, momentum, ısı transferi ve kimyasal reaksiyonlar gibi süreçlerin matematiksel olarak modellenmesine ve bu modeller kullanılarak çözümlenmesine sağlayan bir yöntemdir. Bu yöntem, modelleri tanımlayan kısmi diferansiyel denklemlerin uygun nümerik algoritmalarla çözülmesi ile akış alanındaki basınç, hız ve sıcaklık gibi temel değişkenlerin üç boyutlu ve zamana bağlı dağılımlarının hesaplanmasını sağlar. Sayısal akışkanlar dinamiği, deneysel çalışmaların maliyet ve zaman kısıtlarını önemli ölçüde azaltması nedeniyle hem endüstriyel çalışmalar hem de akademik araştırmalarda giderek daha yaygınlaşmıştır.

3.2.1. Sonlu hacimler yöntemi

Sonlu hacimler yöntemi, korunum denklemlerinin integral formunun ayrıklaştırılmasına dayanan temel bir nümerik yaklaşımdır. Bu yöntemde hesaplama bölgesi, birbirine komşu çok sayıda kontrol hacmine ayrılarak modellenir. Her bir kontrol hacmi için kütle, momentum ve enerji denklemlerinin korunumu bu hacim üzerinde ifade edilir ve ilgili akış değişkenlerinin (hız, basınç, sıcaklık vb.) değerleri genellikle hacim merkezinde hesaplanır.

Merkezdeki değerleri uygun interpolasyon yöntemi kullanılarak kontrol hacimlerinin yüzeylerindeki değerler elde edilir. Genellikle ikinci dereceden sayısal formüller yüzey ve hacim integrallerinin yaklaşık çözümü bulmak için uygulanır. Bu uygulamalar sonucunda, her bir kontrol hacmi için komşu düğümlerin de etkisini içeren bir cebirsel denkleme ulaşılır. Tüm bu denklem sisteminin iteratif yöntemlerle hesaplanmasıyla çözüm elde edilir.

3.2.2. Simcenter FloEFD paket programı

Bu çalışmadaki, CAD tabanlı bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan Simcenter FloEFD (2022) ile sayısal analizler gerçekleştirilmiştir.

FloEFD'nin sağladığı avantajlar şunlardır:

- CAD ortamına akış ve ısı transferi çözümlerini doğrudan entegre edebilir. Bu sayede hızlı ve kullanıcı dostu bir modelleme süreci gerçekleşir.
- Yazılım; mühendis uygulamalarında (Sıkıştırılamaz akış, türbülans, doğal ve zorlanmış taşınım, çok bileşenli gaz karışımları ve katı-akışkan ısı etkileşimi gibi) ihtiyaç duyulan fiziksel modelleri destekler.
- Otomatik ağ oluşturması ile özellikle karmaşık geometrilerde hızlı yakınsama ve hesaplama verimliliği sağlaması açısından avantaj sunar.

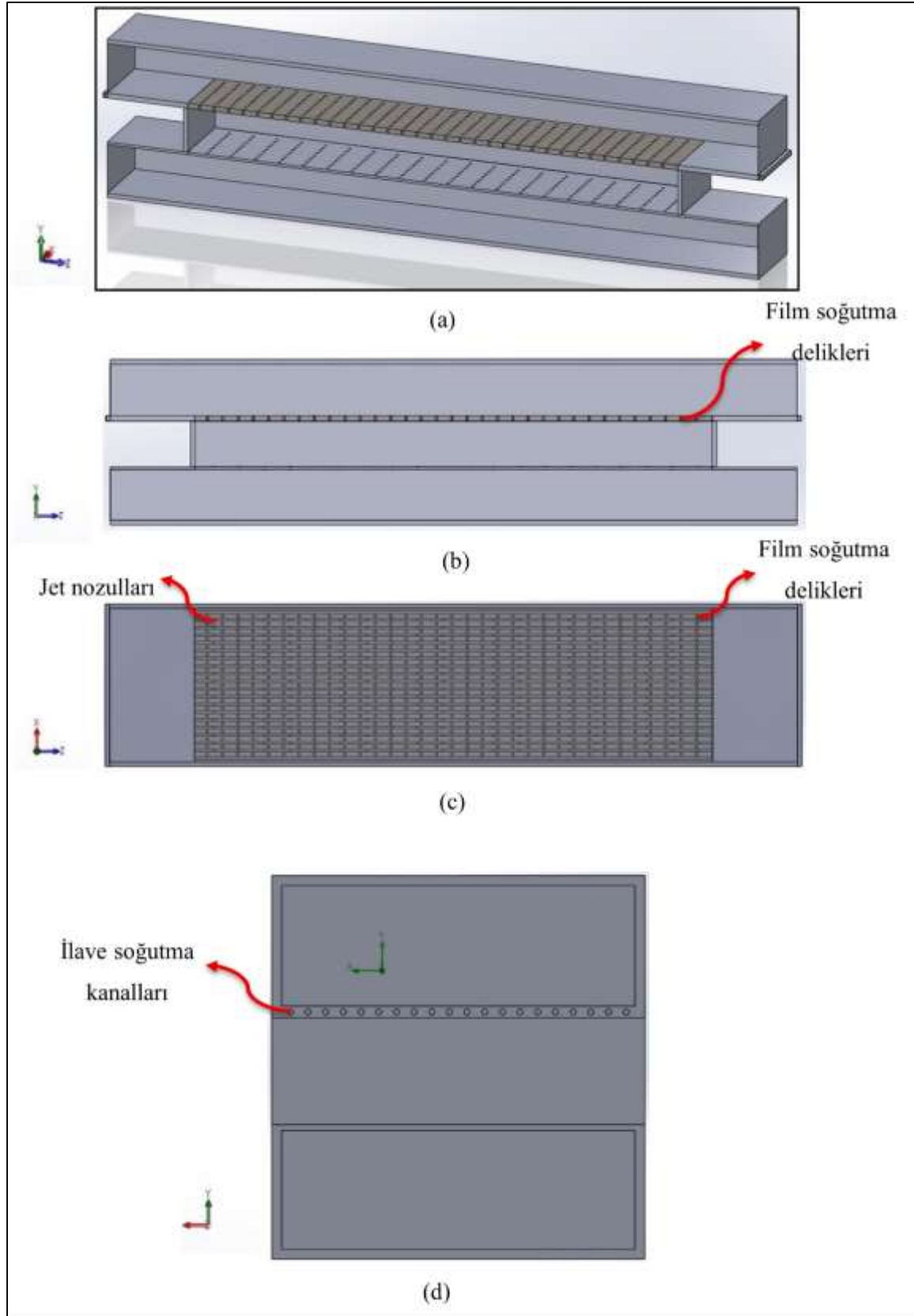
Türbülans için üç boyutlu, kararlı ve zamandan bağımsız çözümleri RANS tabanlı modeller (Lam-Bremhorst $k-\epsilon$) kullanılarak elde edilmiştir. Çalışmanın, akışın yalnızca taşınım ve iletim mekanizmaları dikkate alınmıştır.

Isı ve hidrodinamik denklemler, FloEFD'nin basınca dayalı çözücüsü kullanılarak analizler gerçekleştirilmiş ve iteratif yakınsama kriterleri uygulanarak çözümün kararlı duruma ulaşması sağlanmıştır. Bu kapsamda FloEFD, çarpmalı/efüzyon soğutma gibi yüksek hızlara ve karmaşık akış yapısına sahip problemlerin mühendislik bakış açısıyla incelenmesine imkân tanımıştır.

Bu çalışma kapsamında elde edilen sonuçlar, incelenen fiziksel problemin daha iyi anlaşılmasına ve çözümün iyileştirilmesine yönelik değerlendirmeler için bir temel oluşturmuştur.

3.3. Doğrulama Çalışması

Bu bölümde, Şekil 3.1'de gösterilen, çalışmada incelenen çarpmalı/efüzyon soğutma geometrisi Simcenter FloEFD (2022) kullanılarak sayısal olarak modellenmiş ve literatürde yer alan referans çalışmanın deneysel sonuçları esas alınarak doğrulanmıştır. Çalışmada kullanılan geometri, referans deney düzeneğinde verilen boyutlar korunarak oluşturulmuş, ardından FloEFD HAD eklentisi aracılığıyla aynı CAD modeli üzerinden akış ve ısı transferi analizleri yürütülmüştür. Deney düzeneğinde tanımlanan tüm sınır şartları, giriş, çıkış ve duvar koşullarını içerecek şekilde sayısal modele aktarılmış; hesaplama bölgesinin dış yüzeyi ise atmosferik basınç sınır şartı ile temsil edilmiştir.



Şekil 3.1. Çalışma kullanılan geometrinin (a) hesaplama bölgesi, (b) kanal geometrisi, (c) üstten görünüş ve (d) yandan görünüş.

3.3.1. Sınır şartları

Bu bölümde, gerçekleştirilen analizlere temel oluşturan sınır şartları ile modelde kullanılan temel tanımlamalar ayrıntılı olarak sunulmuştur. Deneysel çalışmaları doğrulamak amacıyla birebir olarak deneysel geometri kullanılmıştır.

Ön analiz ve analizler için ise Reynolds sayısı sabit bir değer alınmıştır ve bu değer $Re_g = 3.300$. Bu çalışmada kullanılan tek girişli, tek çıkışlı ve çoklu çarpan jetli konfigürasyon, parametrik analizlerin gerçekleştirilmesi için yeterli düzeyde doğrulama olanağı sağlamıştır.

Analizde kullanılan sınır şartları:

- Sıcak akışkan giriş sıcaklığı $T_g = 700$ K olarak ayarlanmıştır.
- Soğutma akışkanının giriş sıcaklığı $T_c = 300$ K olarak tanımlanmıştır.
- İlave soğutma kanallarının giriş sıcaklığı $T_p = 300$ K olarak tanımlanmıştır.
- Akışkanların yoğunluk oranları $\rho_c/\rho_g = 2,335$
- Ana akım Reynolds sayısı $Re_g = 3\ 300$

3.4. Veri Analizi

Bu çalışmada, ilave film soğutma kanallarına sahip efüzyon/çarpmalı soğutma sistemi sayısal olarak incelenmiştir. Analizler, $0,5 \leq M \leq 2,0$ aralığındaki üfleme oranları için gerçekleştirilmiştir. Soğutucu akışkan ile ana akış arasındaki üfleme oranını (M) elde etmek için Niu vd. [10] tarafından kullanılan aşağıdaki ifade kullanılmıştır:

$$M = \frac{\rho_c \cdot u_c}{\rho_g \cdot u_g} \quad (3.27)$$

Burada ρ_g ve ρ_c , sırasıyla film deliklerinde ana akışın ve soğutucu akışkanın yoğunluklarını; u_g ve u_c ise ana akışın ve film soğutma deliklerinden çıkan akışın ortalama hızlarını göstermektedir.

Ana akış için Reynolds sayısı $Re_g = 3300$ olarak alınmış ve aşağıdaki Eşitlik (3.28) kullanılarak hesaplanmıştır. Bu hesaplamada, film deliği çapı (d_f) karakteristik uzunluk

olarak kullanılmış; yoğunluk (ρ_g) ve dinamik viskozite (μ_g) değerleri ana akış giriş sıcaklığı T_g esas alınarak belirlenmiştir (Niu vd. [10]):

$$Re_g = \frac{\rho_g u_g d_f}{\mu_g} \quad (3.29)$$

Bu çalışmada ayrıca soğutma etkinliği (ϕ) hesaplanmış ve sonuçlar bölümünde sunulmuştur. Soğutma etkinliğinin hesaplanmasında, ana akış sıcaklığı (T_g), soğutucu akışkan sıcaklığı (T_c) ve yerel duvar sıcaklığı (T_w) kullanılmıştır (Niu vd. [10]). Genel (alan ortalamalı) soğutma etkinliği ise, yerel duvar sıcaklığı yerine ortalama duvar sıcaklığının kullanılmasıyla elde edilmiştir. Soğutma etkinliği aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır

$$\phi = \frac{T_g - T_w}{T_g - T_c} \quad (3.30)$$

4. PARAMETRİK ÇALIŞMALAR

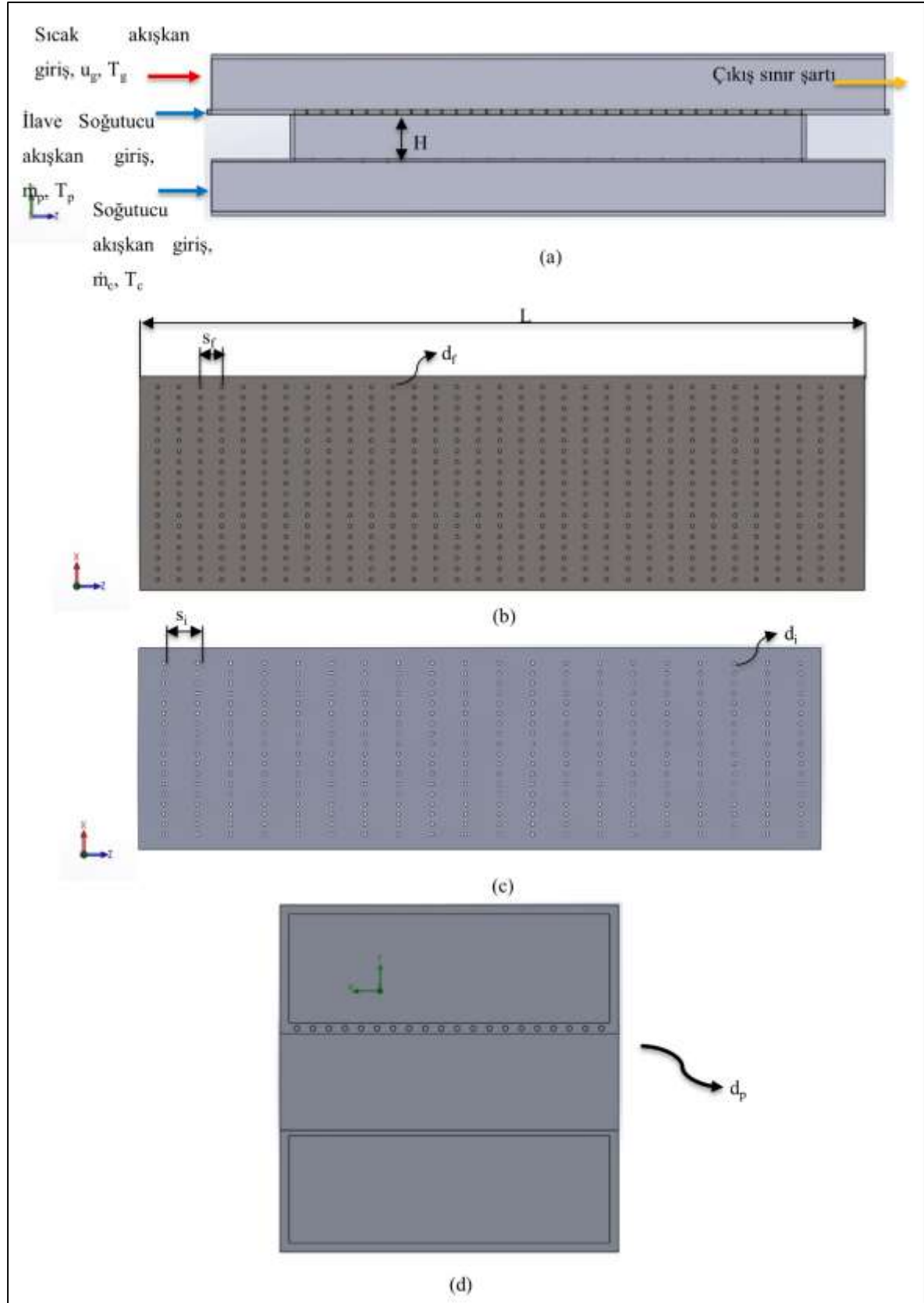
Bu çalışmada, efüzyon/çarpmalı soğutma sisteminde film plakasına yerleştirilen ek soğutma kanallarının soğutma etkinliğine etkisi belirli parametreler altında araştırılmıştır. Parametrik çalışmada “Farklı üfleme oranları (M)”, “Soğutucu kütleli debileri ($\dot{m}_c$)”, “Ek soğutma kanallarındaki kütleli debi ($\dot{m}_p$)” ve “Film delikleri arası mesafe oranı (s_f/d_f)” farklı jet - plaka mesafe (H/d_f) değerlerinde sayısal olarak incelenmesi gerçekleştirilmiştir. Optimum soğutma etkinliğini artırmak amacıyla film plakasına yerleştirilen ek soğutma kanalları eklenmiştir ve soğutma etkinliğini artırmaya yönelik analizler yapılmıştır. Bu bölümde gerçekleştirilen ağ (hücre) bağımsızlık çalışması, FloEFD HAD ile elde edilen ön doğrulama sonuçları ve gerçekleştirilen analizlere ait akış ve sıcaklık kontürleri ile elde edilen sonuçlar ayrıntılı olarak sunulmaktadır.

4.1. Parametrik Çalışmada Kullanılan Geometriler

Bu bölümde, parametrik çalışmada kullanılan geometri ayrıntılı bir şekilde sunulmuştur. Çalışmada, efüzyon/çarpmalı soğutma sisteminde film plakasına yerleştirilen ek soğutma kanalları ile oluşturulan yeni soğutucu sisteminin farklı parametreler altında soğutma etkinliği üzerindeki etkisi ve bu etkiyi optimize etmek amacıyla gerçekleştirilmiştir.

Mevcut çalışmada kullanılan geometride, film deliklerinin (d_f), çarpma jet nozullarının (d_i) ve ilave soğutma kanallarının (d_p) çapları 3 mm olarak tanımlanmıştır. Film plakası ve çarpma plakası için plaka uzunluğu $L = 600$ mm, genişliği ise 180 mm olarak seçilmiştir. Ana akış kanalının uzunluğu 810 mm olup, sıcak akışkanın giriş kesiti 180×60 mm boyutlarında modellenmiştir. Soğutma kanalının yüksekliği ve genişliği de aynı şekilde 180×60 mm olarak alınmıştır. Boyutsuz jet-plaka mesafesi, $H = 18d_f$ olacak şekilde sabit tutulmuştur.

Şekil 4.1 'de gösterildiği üzere, akış yönünde ardışık çarpan jetler arasındaki mesafe $s_i = 10d_i$ olarak modellenmiştir. Yanal yönde, çarpan jetler ile film deliklerinin merkezleri arasındaki mesafe sırasıyla $3d_i$ ve $3d_f$ olarak belirlenmiştir. İlave soğutma kanallarının yanal adımı ise $3d_p$ olarak tanımlanmıştır. Akış yönündeki film delikleri arası mesafe $s_f/d_f = 6$ olarak tanımlanmıştır.



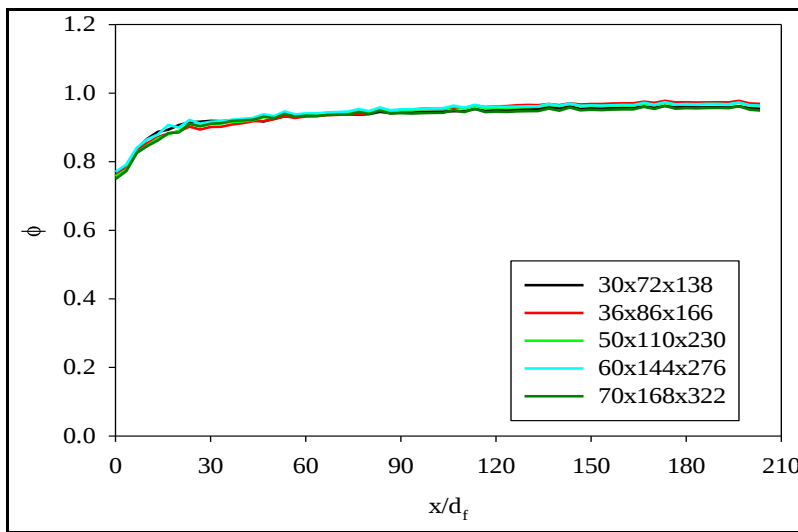
Şekil 4.1. Mevcut çalışmada uygulana sınır şartları ve boyutlar; (a) sınır şartları; (b) film plakası; (c) jet plakası; (d) ilave soğutma delik ölçüleri

4.2. Çözümlerin Hücre Yapısından Bağımsızlaştırılması

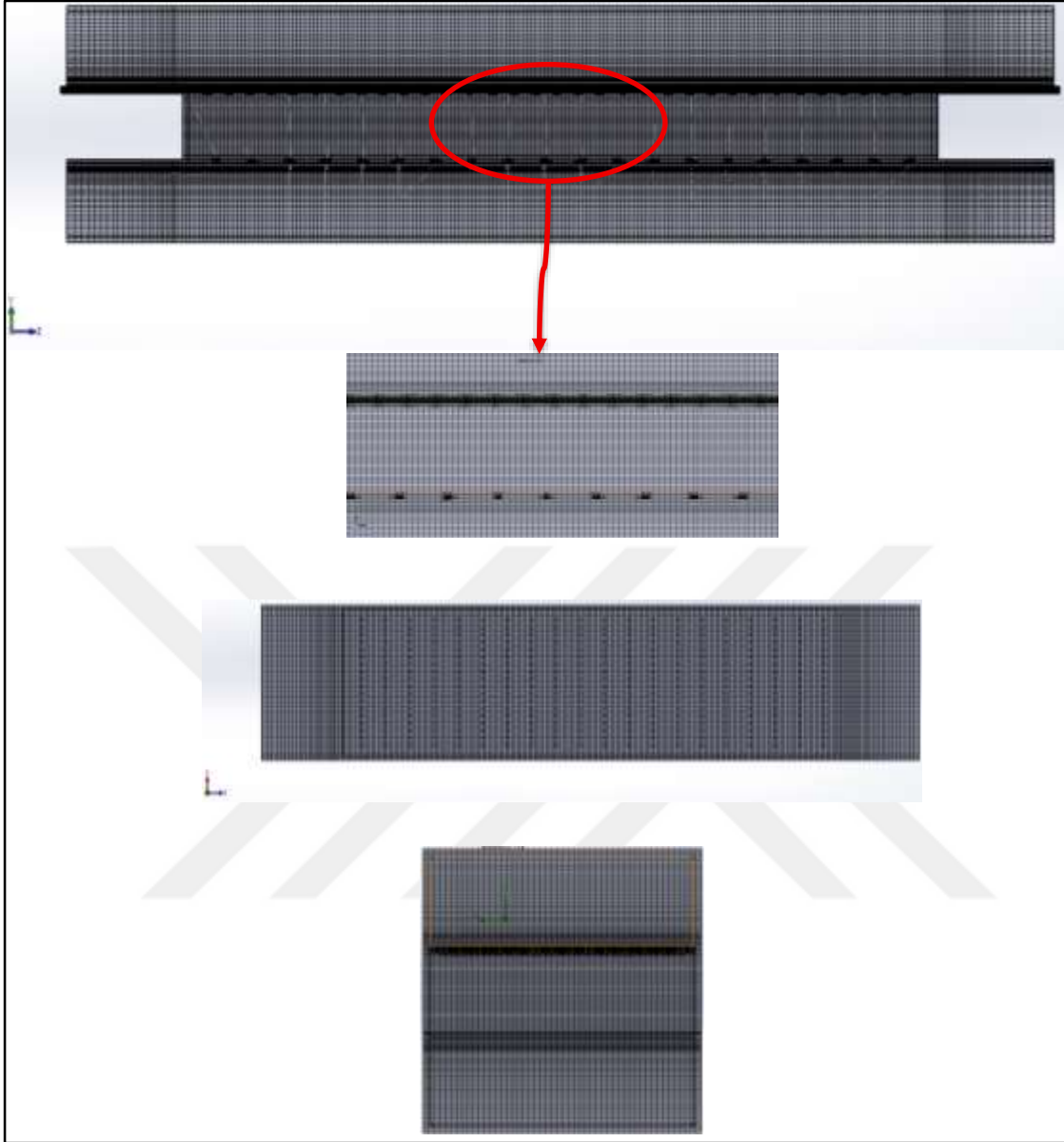
Hücre bağımsızlık çalışmasının amacı, hücre sayısının artmasıyla birlikte sonuçların yakınsamasını sağlamaktır. Çok yüksek hücre sayıları, hesaplama sürelerini artırır. Tersel durumda ise, düşük hücre sayıları hatalı sonuçlara nedeni olabilir.

Geometrinin oluşturulması ve sınır şartlarının tanımlanmasından sonra öncelikle çözümün hücre yapısından bağımsızlaştırılması çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Bu sayede, çözümün güvenilirliği elde edilmiş ve bu çalışmada elde edilen veriler literatürdeki deneysel çalışmalar ile karşılaştırılmıştır.

Bu kapsamda, öncelikle hücre yapısından bağımsızlaştırma çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.2.'de sayısal sonuçların hücre sayısından bağımsızlaştırılması sunulmuştur. Görüldüğü üzere farklı hücre sayıları için çözümler gerçekleştirilmiştir. Bu anlamda, enine yönde ortalaması alınmış soğutma veriminin film plakası boyunca değişimi farklı hücre sayılarında sunulmuştur. Sonuçların tüm hücre sayıları için birbirine yakın olduğu ve en yüksek farkın yaklaşık olarak %2,7 olduğu hesaplanmıştır. Bu anlamda, çözüm süresini çok uzatmamak ve veri alanı kazanmak adına $50 \times 110 \times 230$ hücre sayısı tüm çözümlerde kullanılmıştır. Bununla birlikte, kullanılan hücre yapısı ve dağılımı Şekil 4.3.'te sunulmuştur.



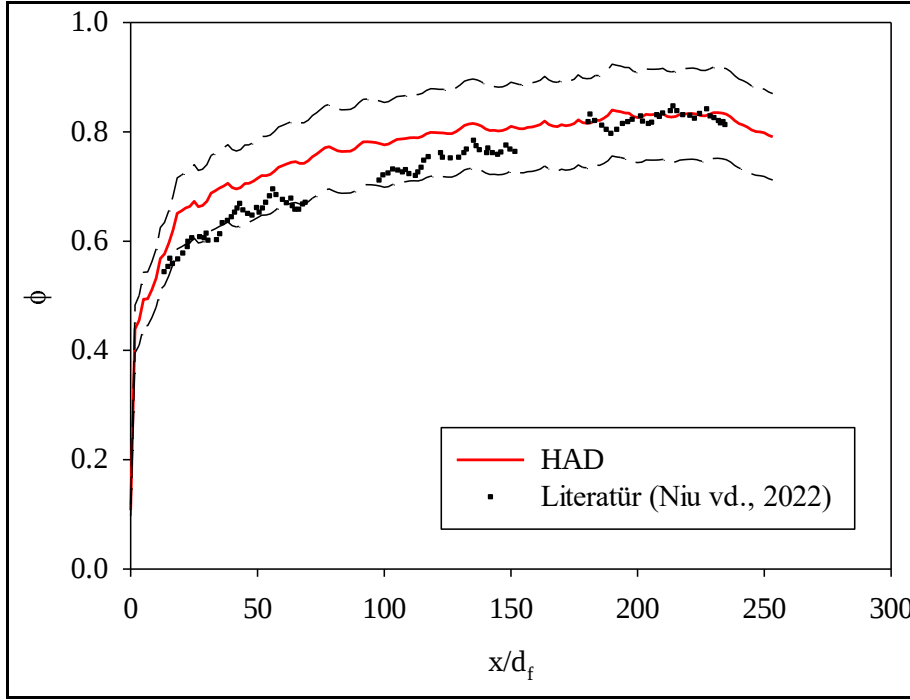
Şekil 4.2. Mesh bağımsızlaştırma



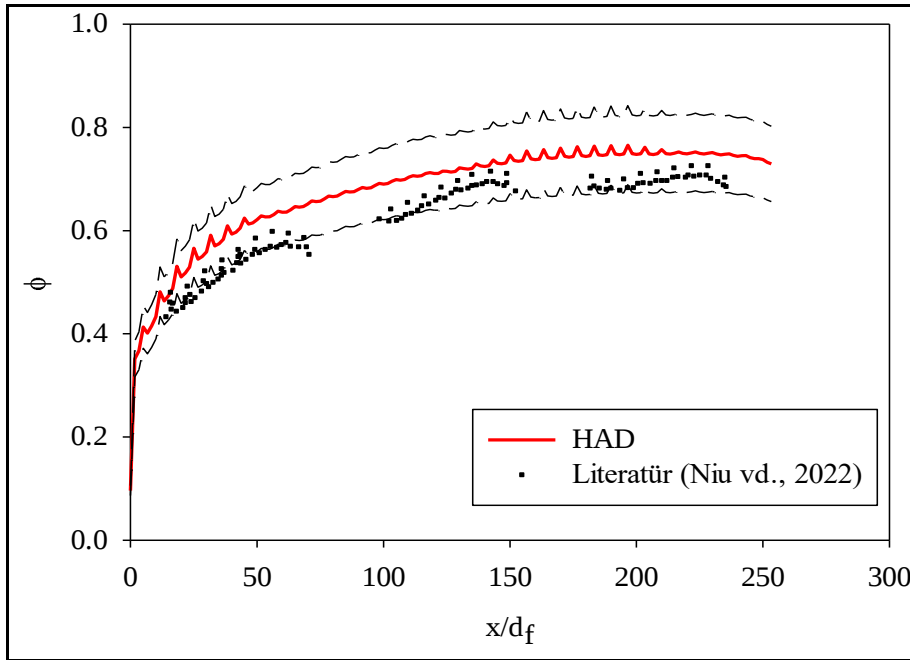
Şekil 4.3. Mevcut çalışmada kullanılan ağ (mesh) yapısı

Çözümlerin güvenilirliğinin ispatlanması adına çözümler Niu vd. [10] tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmalar kullanılarak doğrulama çalışmaları yürütülmüştür. Bu kapsamda, deneysel sistem HAD ortamına aktarılmış ve aynı sınır şartları altında çözümler gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, enine yönde ortalaması alınmış soğutma veriminin film plakası boyunca değişimi farklı çarpmalı jet ve film soğutma hem de sadece film soğutmanın olduğu durumlar için incelenmiştir. Bu anlamda, üfleme oranının $M=1,0$, $H/d_f=18$, $s_f/d_f=6,6$ ve $s_i/d_i=11,4$ olduğu durum için simülasyonlar yapılmıştır. Bununla birlikte, $T_g= 603\text{ K}$ ve $T_c= 298\text{ K}$ olarak modellenmiştir.

Şekil 4.4 ve Şekil 4.5.'de çarpmalı jet ve film soğutma hem de sadece film soğutmanın sonuçları deneysel veriler ile doğrulanmıştır. Görüldüğü üzere elde edilen sonuçların deneysel veriler ile en fazla %10 fark oluşmaktadır. Bu anlamda, elde edilen sonuçların güvenilir ve deneysel veriler ile uyum içinde olduğu söylenebilmektedir.



Şekil 4.4. Çarpmalı jet+film soğutma sonuçlarını doğrulama



Şekil 4.5. Film soğutma sonuçlarını doğrulama

4.3. İncelenen Parametreler ve Etkileri

Bu bölümde çalışmada incelenen parametrelerden ve bu parametrelerin soğutma etkinliği üzerindeki etkilerinden bahsedilmiştir. Çalışmada farklı üfleme oranları (M), soğutma akışkanın kütleli debileri ($\dot{m}_c$), ek soğutma kanallarındaki kütleli debi ($\dot{m}_p$) ve farklı boyutsuz jet-plaka mesafesi (H/d_f) değerlerinde soğutma etkinliği (ϕ) üzerindeki etkisi incelenmiştir. İncelenen bu parametreler, film (efüzyon)-çarpmalı soğutmanın performansını belirleyen temel akış ve ısı transferi mekanizmalarını doğrudan kontrol ettiği için kritiktir:

1. Üfleme oranı (M):

- Çalışmada M oranı 0,5, 1, 1,5 ve 2 değerlerinde çalışmada kullanılmıştır. Bu oran, soğutucu jetin ana akışa göre “gücü”nü belirler. Üfleme oranı (M) arttıkça film tabakasının duvara tutunması, ana akım ile karışma seviyesi ve türbülans artar; bu da soğutma etkinliğini hem artırabilir hem de aşırı karışma nedeniyle bazı bölgelerde düşürebilir. Dolayısıyla M oranı, film tabakasının oluşumu ve sürdürülebilirliği açısından en belirleyici parametrelerden biridir.

2. Soğutma akışkanın kütleli debisi ($\dot{m}_c$):

- Sisteme giren toplam soğutma kapasitesini temsil eder. Çalışmada soğutma akışkanın kütleli debisi ($\dot{m}_c$) 0,027 ile 0,32 kg/s arasında dört farklı değerde incelenmiştir. Daha yüksek $\dot{m}_c$ genellikle daha fazla ısı çekilmesi anlamına gelir; ancak basınç kayıpları, jet hızları ve deliklerden çıkış karakteri değiştiği için etkinlik üzerindeki etkisi yalnız “daha fazla debi eşittir daha iyi” anlamında değildir.

3. İlave soğutma kanallarının kütleli debisi ($\dot{m}_p$):

- Film plakasına ek soğutucu sağladığı için özellikle giriş bölgesi gibi sıcaklığın en yüksek ve ısı akışının yoğun olduğu bölgelerde duvar sıcaklığını düşürmeye yardımcı olur. Ayrıca yüzey boyunca soğutmanın daha homojen dağılmasına katkı vererek sıcaklık gradyanlarını azaltabilir. Çalışmada ilave soğutma kanallarının kütleli debisi ($\dot{m}_p$) 0 ve 0,013 kg/s değerlerinde incelenmiştir.

4. Boyutsuz Jet– plaka mesafesi (H/d_f):

- Çalışmada boyutsuz jet–plaka mesafesi (H/d_f) 2, 4, 8 ve 18 olacak şekilde dört farklı değerde incelenmiştir. Boyutsuz jet–plaka mesafesi (H/d_f), çarpan jetin duvara ulaşmadan önce ne ölçüde yayıldığını ve momentum kaybettiğini belirlediği için soğutma etkinliği üzerinde doğrudan etkilidir. H/d_f çok küçük olduğunda jet yüzeye yüksek hızla çarpar ve özellikle çarpma noktasında konvektif ısı transferi artar; ancak jetin yayılma mesafesi sınırlı kaldığından soğutma çoğu zaman daha lokal gerçekleşir ve yüzey genelinde homojenlik her zaman sağlanamayabilir. H/d_f orta değerlere çıktığında jet duvara ulaşana kadar daha düzenli gelişir, çarpma bölgesinin etki alanı genişler ve karışım daha dengeli hale gelir; bu nedenle pratikte en yüksek alan ortalamalı soğutma etkinliği çoğu sistemde bu “optimum” aralıkta elde edilir. Buna karşılık H/d_f çok büyüdüğünde jet, yüzeye ulaşmadan önce çevre akışla daha fazla karışarak momentumunu kaybeder; çarpma etkisi zayıflar, yüzeydeki taşınım azalır ve soğutma etkinliği düşmeye başlar. Sonuç olarak H/d_f arttıkça soğutma etkinliği genellikle önce iyileşir, belirli bir aralıkta maksimuma ulaşır ve mesafe daha da büyüdüğünde jet zayıfladığı için azalma eğilimi gösterir; bu nedenle H/d_f , çarpmalı soğutma tasarımında optimize edilmesi gereken temel geometrik parametrelerden biridir.

Özetle bu parametreler; film tabakasının oluşumu, kararlılığı, karışma seviyesi, yüzey boyunca yayılımı ve soğutmanın homojenliği üzerinde belirleyici oldukları için soğutma etkinliğini doğrudan etkilemektedir.

Çalışmada ele alınan tüm geometrik ve akış parametreleri ile bunlara karşılık gelen aralıklar Çizelge 4.1’de özetlenmiştir. Film akışı ile ana akışın birleşmesinin ardından akış, kanalın karşı ucundan dışarı çıkmakta olup, bu bölgeye çıkış sınır şartı uygulanmıştır.

Çizelge 4.1. İncelenen parametreler

Değişken	Sembol	Değer
Ana akış giriş sıcaklığı (K)	T_g	700
Soğutma akışkanı giriş sıcaklığı (K)	T_c	300
İlave soğutma kanalı giriş sıcaklığı (K)	T_p	300
Yoğunluk oranı (ρ_c/ρ_g)		2,335
Ana akış Reynolds sayısı	Re_g	3 300
Çarpma jet nozul deliğinin çapı (mm)	d_i	3
Film deliği çapı (mm)	d_f	3
İlave soğutma kanalı çapı (mm)	d_p	3
Üfleme oranı	M	0,5 – 2,0
Soğutma akışkanı kütleli debisi (kg/s)	$\dot{m}_c$	0,027 – 0,32
İlave soğutma kanallarının kütleli debisi (kg/s)	$\dot{m}_p$	0 – 0,013
Boyutsuz jet-plaka mesafesi	H/d_f	2 – 18
Film delikleri arası mesafe	s_f/d_f	6
Çarpma jetleri arası mesafe	s_i/d_i	10

4.3.1. Üfleme oranının soğutma etkinliğine etkisi

Bu bölümde farklı üfleme oranlarının soğutma etkinliğine (ϕ) boyutsuz jet-plaka mesafesi (H/d_f) = 2 ve 18, ilave soğutma kanallarının kütleli debisi ($\dot{m}_p$)= 0 ve 0,013 (kg/s) olduğundaki etkisi sunulmuştur. Üfleme oranı= 0,5; 1,0; 1,5 ve 2,0 olmak üzere 4 farklı değer seçilmiştir. Buna ilaveten boyutsuz jet-plaka mesafesi (H/d_f) olarak 2 ve 18 değeri kullanılmış, ilave soğutucu kanallardan geçen soğutucu akışkanının kütleli debisi ($\dot{m}_p$) 0 ve 0,013 (kg/s) değerleri dikkate alınmıştır.

Şekil 4.6 ve Şekil 4.7’de, ilave soğutucu kanallardan herhangi bir soğutucu akışkan geçişinin olmadığı durumda ($\dot{m}_p = 0$) farklı üfleme oranları için kanalın tam orta düzleminden elde edilen hız konturları sırasıyla $H/d_f = 2$ ve $H/d_f = 18$ boyutsuz jet-plaka mesafeleri için sunulmuştur. Bu koşulda hız alanı yalnızca ana jet üflemesiyle şekillenmekte olup, ilave soğutucu kanalların akış alanına doğrudan bir katkısı bulunmamaktadır.

1. $M = 0,5$ durumu:

Düşük üfleme oranı olan $M = 0,5$ durumunda, jet çıkış momentumunun sınırlı olduğu ve yüksek hızlı çekirdek bölgesinin yüzey üzerinde kısa bir mesafe boyunca etkili olduğu görülmektedir. $H/d_f = 2$ için jetin yüzeye yakın bölgede hızla zayıfladığı, $H/d_f = 18$

durumunda ise jet çekirdeğinin yüzeye ulaşmadan önce daha belirgin biçimde dağıldığı gözlenmiştir. Bu durum, hız alanında daha düşük ve nispeten düzensiz bir dağılıma yol açmaktadır.

2. $M = 1,0$:

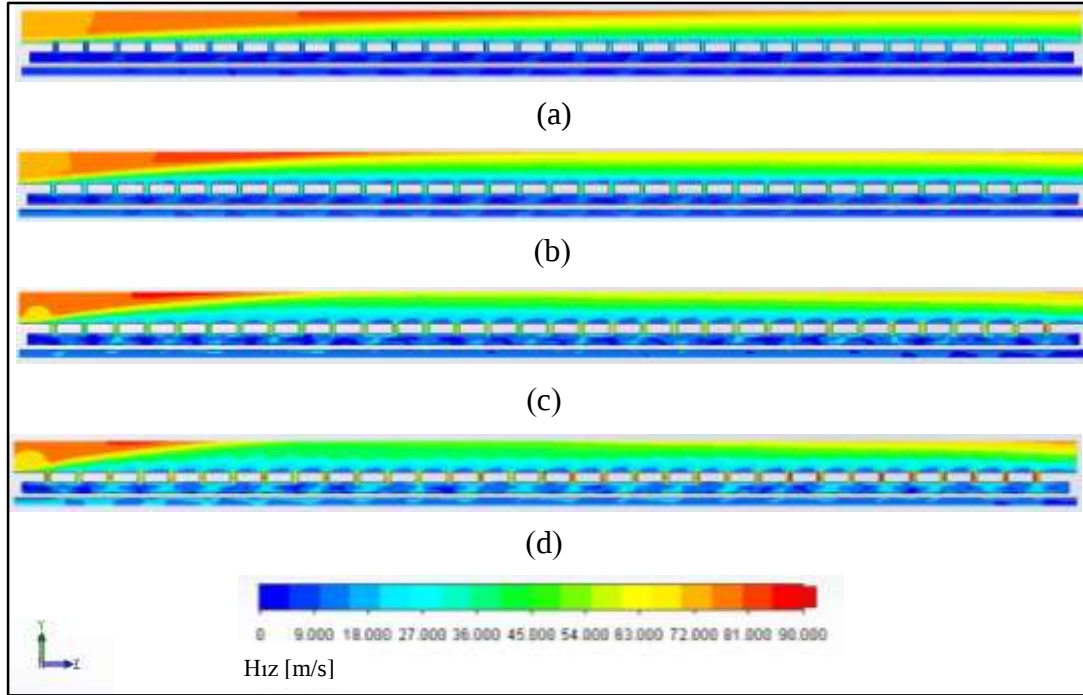
Üfleme oranının $M = 1.0$ seviyesine yükseltilmesiyle birlikte jet çıkış hızları artmakta ve yüksek hızlı akış bölgesi kanal boyunca daha uzun bir mesafeye yayılmaktadır. $H/d_f=2$ için jet–duvar etkileşiminin güçlendiği ve yüzeye yakın bölgelerde hız seviyelerinin daha kararlı hale geldiği görülmektedir. $H/d_f = 18$ durumunda ise hız dağılımı daha homojen olmakla birlikte, jet momentumunun mesafe boyunca kademeli olarak azaldığı dikkat çekmektedir.

3. $M = 1,5$:

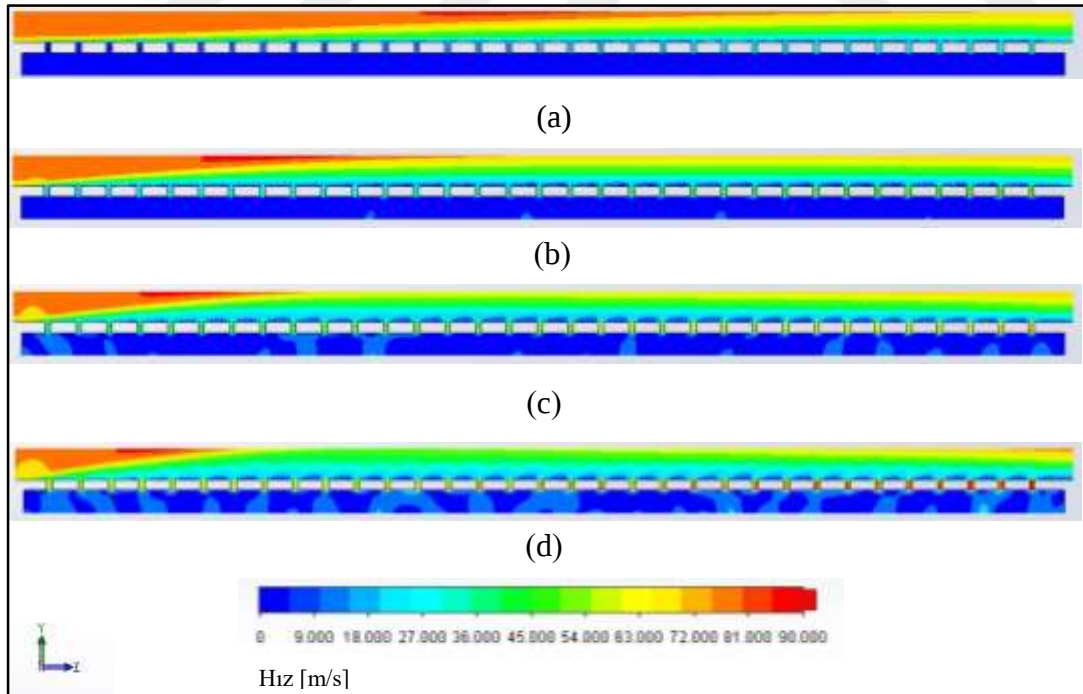
$M = 1,5$ durumunda jet momentumunun belirgin şekilde arttığı ve yüksek hızlı çekirdek bölgesinin kanal boyunca daha baskın hale geldiği görülmektedir. $H/d_f=2$ için jet akışının yüzeye güçlü biçimde tutunduğu ve hız konturlarının daha düzenli bir yapı sergilediği dikkat çekmektedir. $H/d_f=18$ durumunda ise jet çekirdeğinin daha geniş bir alana yayıldığı ve yüzeye yakın bölgelerde hız gradyanlarının daha yumuşak hale geldiği gözlenmiştir.

4. $M = 2,0$:

En yüksek üfleme oranı olan $M = 2,0$ durumunda, jet çıkış hızlarının maksimum seviyeye ulaştığı ve yüksek hızlı bölgelerin kanal boyunca sürekli bir yapı kazandığı görülmektedir. $H/d_f=2$ için jet–duvar etkileşimi en güçlü seviyede olup, yüzeye yakın bölgelerde belirgin ve kararlı bir hız dağılımı oluşmaktadır. $H/d_f=18$ durumunda ise jet akışı daha geniş bir hacmi etkilemekte, hız alanı daha üniform bir karakter sergilemekte ve yüksek hızlı bölgeler kanal boyunca daha yaygın biçimde dağılmaktadır.



Şekil 4.6. Farklı üfleme oranlarında $H/d_f=2$ için kanalın tam ortasından geçen düzlem boyunca hız konturu ($\dot{m}_p = 0$ kg/s); (a) $M=0,5$; $H/d_f=2$; (b) $M=1,0$; $H/d_f=2$; (c) $M=1,5$; $H/d_f=2$; (d) $M=2,0$; $H/d_f=2$



Şekil 4.7. Farklı üfleme oranlarında $H/d_f=18$ için kanalın tam ortasından geçen düzlem boyunca hız konturu ($\dot{m}_p = 0$ kg/s); (a) $M=0,5$; $H/d_f=18$; (b) $M=1,0$; $H/d_f=18$; (c) $M=1,5$; $H/d_f=18$; (d) $M=2,0$; $H/d_f=18$

Şekil 4.8 ve Şekil 4.9’da ilave soğutucu kanallardan sisteme sabit kütleli debide soğutucu akışkan sağlandığı durumda ($\dot{m}_p = 0,013 \text{ kg/s}$), farklı üfleme oranları için film plakası üzerinde oluşan sıcaklık konturları sırasıyla $H/d_f = 2$ ve $H/d_f = 18$ kanal geometrileri için verilmiştir. Bu koşulda ilave soğutucu akışkan, ana jet üflemesine ek olarak film tabakasını sürekli besleyerek yüzey üzerinde ilave bir termal bariyer oluşturmaktadır.

1. $M = 0,5$ durumu:

Düşük üfleme oranı olan $M = 0,5$ durumunda, ana jet momentumunun sınırlı olmasına rağmen ilave soğutucu kanallardan sağlanan $\dot{m}_p$ debisi sayesinde yüzey üzerinde belirgin bir soğuk film tabakası oluştuğu görülmektedir. Bununla birlikte, düşük jet momentumu nedeniyle soğutucu filmin özellikle kanal girişine yakın bölgelerde daha etkili olduğu, kanal boyunca ilerledikçe yüzey sıcaklıklarının kademeli olarak arttığı gözlenmiştir. Bu etki, $H/d_f = 18$ durumunda daha belirgin olup, geniş kanal geometrisinde film tabakasının sürekliliği daha erken bozulmaktadır.

2. $M = 1,0$:

Üfleme oranının $M = 1,0$ seviyesine çıkarılmasıyla birlikte, soğutucu filmin yüzey üzerindeki yayılım alanının belirgin şekilde arttığı görülmektedir. İlave soğutma kanallarının kütleli debisi ($\dot{m}_p$), ana jet tarafından yüzeye daha etkin şekilde taşınmakta ve düşük sıcaklık bölgeleri kanal boyunca daha homojen bir dağılım sergilemektedir. Özellikle $H/d_f = 18$ için, yüzey sıcaklıklarının genel olarak daha düşük seviyelerde tutulduğu ve termal korumanın daha dengeli hale geldiği dikkat çekmektedir.

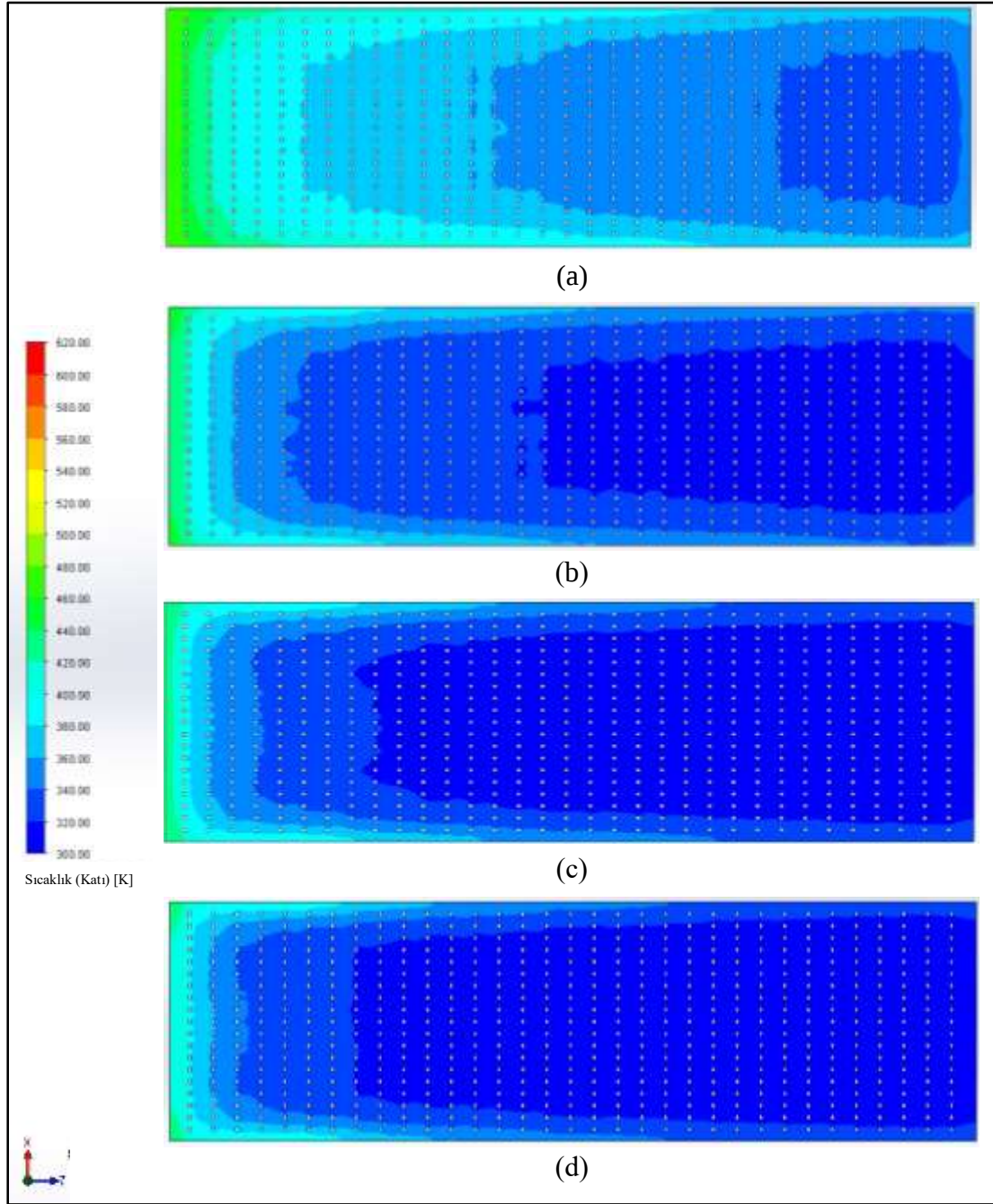
3. $M = 1,5$:

$M = 1,5$ durumunda, jet momentumunun artmasıyla birlikte ilave soğutucu akışkanın yüzey boyunca taşınımı belirgin şekilde iyileşmektedir. Her iki kanal geometrisinde de düşük sıcaklık bölgelerinin (yaklaşık 300–340 K aralığı) kanalın büyük bir kısmını kapsadığı ve yüzey sıcaklık dağılımının oldukça üniform hale geldiği görülmektedir. Bu durum, ilave soğutucu kanallardan sağlanan $\dot{m}_p$ debisinin, yüksek üfleme oranlarıyla birlikte çalıştığında film tabakasının sürekliliğini etkin biçimde desteklediğini göstermektedir.

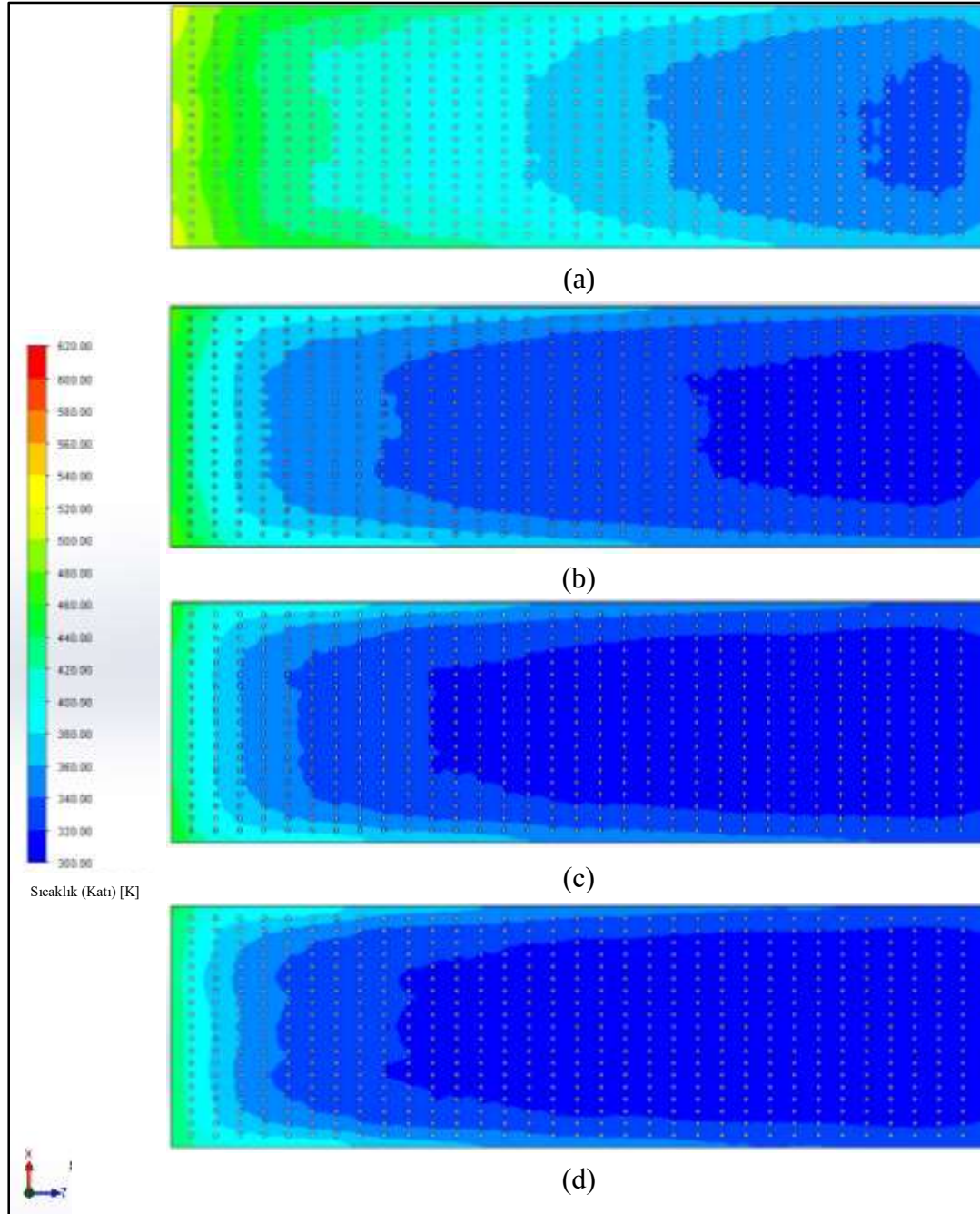
4. $M = 2,0$:

En yüksek üfleme oranı olan $M = 2,0$ durumunda, ilave soğutucu akışkan debisinin yüzey üzerindeki etkisi en belirgin seviyeye ulaşmaktadır. Soğutucu film tabakasının kanal girişinden çıkışına kadar sürekliliğini koruduğu ve yüzey sıcaklıklarının kanal boyunca düşük ve homojen bir dağılım sergilediği görülmektedir. Özellikle $H/d_f=2$ konfigürasyonunda, termal korumanın maksimum seviyeye ulaştığı ve sıcak ana akışın yüzeye nüfuzunun büyük ölçüde engellendiği gözlenmiştir. $H/d_f=18$ durumunda ise benzer bir eğilim olmakla birlikte, sıcaklık dağılımı daha yumuşak geçişler göstermektedir.





Şekil 4.8. Farklı üfleme oranlarında $H/d_f=2$ için film plakası üstünde oluşan sıcaklık konturu ($\dot{m}_p = 0,013 \text{ kg/s}$); (a) $M=0,5$; $H/d_f=2$; (b) $M=1,0$; $H/d_f=2$; (c) $M=1,5$; $H/d_f=2$; (d) $M=2,0$; $H/d_f=2$



Şekil 4.9. Farklı üfleme oranlarında $H/d_f=18$ için film plakası üstünde oluşan sıcaklık konturu ($\dot{m}_p = 0,013$ kg/s); (a) $M=0,5$; $H/d_f=18$; (b) $M=1,0$; $H/d_f=18$; (c) $M=1,5$; $H/d_f=18$; (d) $M=2,0$; $H/d_f=18$

Şekil 4.10’da farklı üfleme oranları için enine yönde ortalaması alınmış soğutma etkinliğinin kanal boyunca değişimi; dar ($H/d_f=2$) ve geniş ($H/d_f=18$) kanal geometrileri ile ilave soğutucu akışkanın bulunmadığı ($\dot{m}_p = 0$) ve aktif olduğu ($\dot{m}_p = 0,013$ kg/s) durumlar için sunulmuştur. Grafikler, üfleme oranı ile ilave soğutucu akışkan debisinin film soğutma performansı üzerindeki birleşik etkisini nicel olarak ortaya koymaktadır.

1. $H/d_f = 2, \dot{m}_p = 0$:

İlave soğutucu akışkanın bulunmadığı dar kanal konfigürasyonunda, soğutma etkinliğinin (ϕ) kanal girişinde hızla arttığı ve akış yönünde ilerledikçe daha yavaş bir artış eğilimi sergilediği görülmektedir. Üfleme oranları karşılaştırıldığında, en düşük etkinlik değerleri $M = 0,5$ durumunda elde edilirken, üfleme oranının artırılmasıyla soğutma etkinliği (ϕ) belirgin şekilde yükselmektedir. $M = 1,5$ ve $M = 2,0$, eğrilerinin birbirine oldukça yakın seyrettiği, bu nedenle yüksek üfleme oranlarında etkinlik artışının doygunluk eğilimine girdiği gözlenmiştir.

2. $H/d_f = 18, \dot{m}_p = 0$:

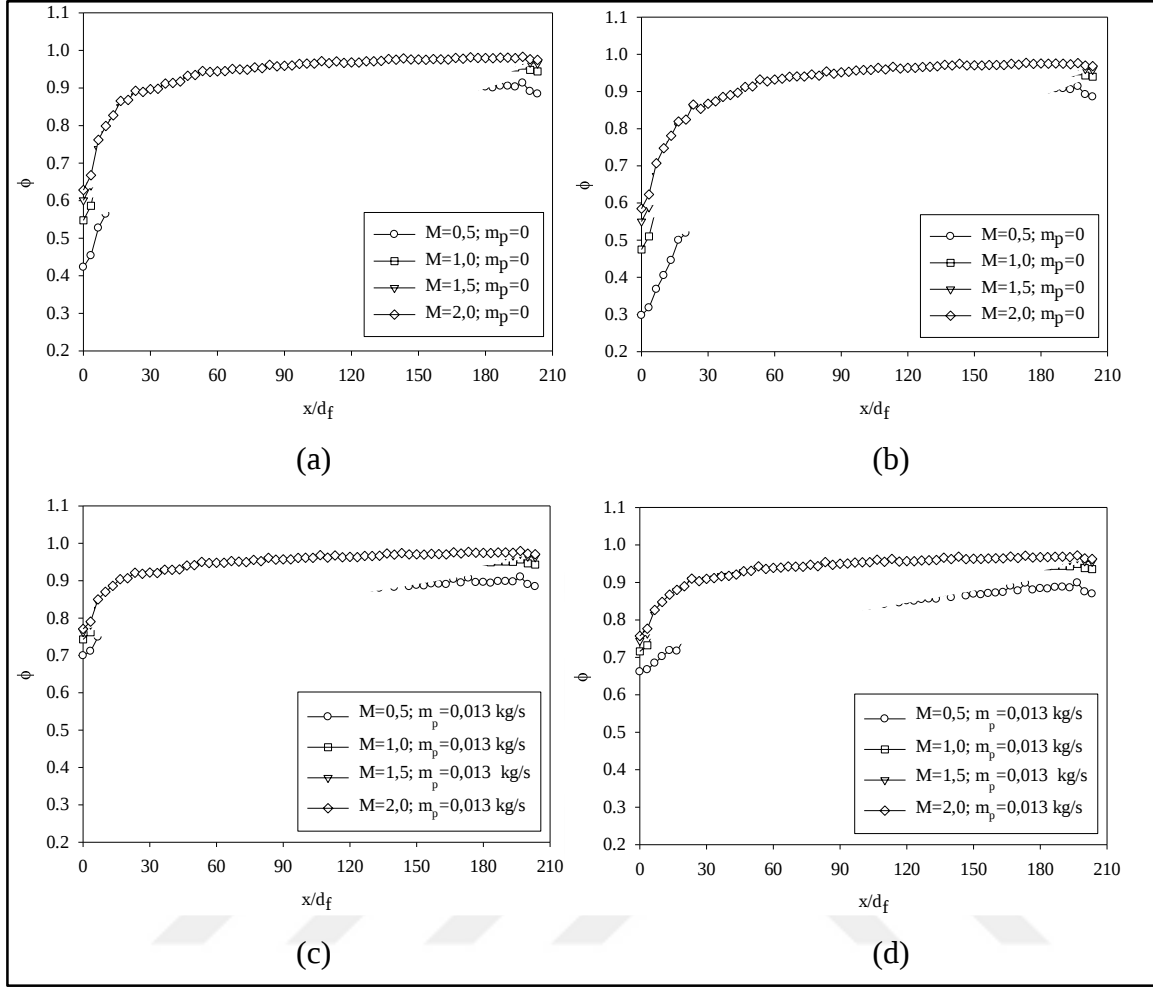
Geniş kanal geometrisinde, dar kanala kıyasla kanal girişindeki soğutma etkinliği (ϕ) değerlerinin daha düşük olduğu görülmektedir. Bunun temel nedeni, jet-yüzey etkileşiminin daha zayıf olmasıdır. Ancak akış yönünde ilerledikçe soğutma etkinliği artmakta ve özellikle yüksek üfleme oranlarında dar kanal durumuna benzer seviyelere yaklaşmaktadır. Bu durum, geniş kanalda soğutma filminin daha uzun mesafede geliştiğini göstermektedir.

3. $H/d_f = 2, \dot{m}_p = 0,013 \text{ kg/s}$:

İlave soğutma kanallarının kütleli debisi olduğu durumda, dar kanal konfigürasyonunda tüm üfleme oranları için soğutma etkinliğinin (ϕ) belirgin biçimde arttığı görülmektedir. Özellikle $M = 0,5$ durumunda başlangıç soğutma etkinliğinin önemli ölçüde yükselmesi, ilave soğutucu akışkan debisinin düşük üfleme oranlarında dahi film tabakasını stabilize ettiğini göstermektedir. Yüksek üfleme oranlarında ($M \geq 1,5$), soğutma etkinliği kanal boyunca yüksek ve nispeten sabit bir seviyede seyretilmektedir.

4. $H/d_f = 18, \dot{m}_p = 0,013 \text{ kg/s}$:

Geniş kanal geometrisinde ilave soğutucu akışkanın varlığı, soğutma etkinliği (ϕ) eğrilerini hem yukarı taşımakta hem de daha düzgün hale getirmektedir. Üfleme oranları arasındaki farklar özellikle kanal giriş bölgesinde azalmış, düşük M değerlerinde dahi kabul edilebilir seviyede bir soğutma performansı elde edilmiştir. Akış yönünde ilerledikçe soğutma etkinliği artmakta ve tüm üfleme oranları için kararlı bir dağılım sergilemektedir.



Şekil 4.10. Enine yönde ortalaması alınmış soğutma etkinliğinin kanal boyunca üfleme oranı ile değişimi (a) $H/d_f=2$, $\dot{m}_p=0$, (b) $H/d_f=18$, $\dot{m}_p=0$, (c) $H/d_f=2$, $\dot{m}_p=0,013 \text{ kg/s}$, (d) $H/d_f=18$, $\dot{m}_p=0,013 \text{ kg/s}$

Tüm grafikler birlikte değerlendirildiğinde, soğutma etkinliğinin kanal girişinde hızlı bir artış gösterdiği ve yaklaşık $x/d_f \approx 100-120$ mesafesinden sonra asimptotik bir kararlılığa ulaştığı görülmektedir. Üfleme oranının artırılması soğutma etkinliğini yükseltmekle birlikte, ilave soğutucu akışkan debisinin ($\dot{m}_p$) varlığı bu artışı daha erken başlatmakta ve düşük üfleme oranlarında dahi yüksek soğutma etkinliği elde edilmesini sağlamaktadır. Özellikle $M \geq 1,5$ ve $\dot{m}_p = 0,013 \text{ kg/s}$ kombinasyonunun, kanal boyunca en yüksek ve en kararlı soğutma performansını sunduğu görülmüştür.

4.3.2. Jet-Film plakası mesafesinin soğutma etkinliğine etkisi

Bu bölümde farklı boyutsuz jet-plaka mesafesinin (H/d_f) soğutma etkinliğine üfleme oranı $M=0,5$ ve $2,0$ ve ilave soğutma kanallarının kütleli debisi $\dot{m}_p=0$ ve $0,013 \text{ (kg/s)}$ olduğundaki

etkisi sunulmuştur. Boyutsuz jet-plaka mesafesi $H/d_f = 2, 4, 8$ ve 18 olmak üzere 4 farklı değer seçilmiştir. Buna ilaveten üfleme oranı (M) olarak $0,5$ ve $2,0$ değeri kullanılmış, ilave soğutucu kanallardan geçen soğutucu akışkanının kütleli debisi ($\dot{m}_p$) 0 ve $0,013$ (kg/s) değerleri dikkate alınmıştır.

Şekil 4.11 ve Şekil 4.12’de boyutsuz jet- plaka mesafesinin (H/d_f) film soğutma performansı üzerindeki etkisi, sabit üfleme oranı ($M = 0,5$) için; ilave soğutucu kanallardan akışkan geçişinin olmadığı ($\dot{m}_p = 0$) ve aktif olduğu ($\dot{m}_p = 0,013$ kg/s) durumlar altında incelenmiştir. Boyutsuz jet-plaka mesafesi olarak $H/d_f = 2, 4, 8$ ve 18 değerleri ele alınmış ve film plakası üzerinde oluşan yüzey sıcaklık konturları karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir.

İlave soğutucu kanallardan herhangi bir akışkan geçişinin olmadığı durumda, yüzey sıcaklık dağılımının büyük ölçüde jet–film plakası mesafesine bağlı olarak değiştiği görülmektedir.

1. $H/d_f = 2$:

Boyutsuz jet-plaka mesafesinin en küçük olduğu bu durumda, jetlerin yüzeye çok kısa mesafede çarpması nedeniyle jet–yüzey etkileşimi oldukça kuvvetlidir.

- $\dot{m}_p = 0$ koşulunda, soğutma etkisinin özellikle kanal girişine yakın bölgelerde yoğunlaştığı, ancak jet–yüzey etkileşiminin lokal kalması sebebiyle akış yönünde ilerledikçe yüzey sıcaklıklarının hızla arttığı gözlenmiştir.
- $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s durumunda ise ilave soğutucu kanallardan sağlanan akışkan, film tabakasını sürekli besleyerek soğuk bölgelerin kanal boyunca daha geniş bir alana yayılmasını sağlamıştır. Bu sayede, kısa jet–film mesafesinin neden olduğu lokal soğutma karakteri daha kararlı ve sürekliliği yüksek bir yapıya dönüşmüştür.

2. $H/d_f = 4$:

Boyutsuz jet-plaka mesafesinin artırılmasıyla birlikte jetlerin yüzeye ulaşmadan önce kısmen yayılması sağlanmış ve soğutucu akışkanın film tabakası boyunca daha dengeli dağılması mümkün olmuştur.

- $\dot{m}_p = 0$ durumunda, $H/d_f = 2$ konfigürasyonuna kıyasla yüzey sıcaklık gradyanlarının daha yumuşak olduğu ve soğutma etkisinin daha geniş bir alana yayıldığı görülmektedir.
- $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s koşulunda ise ilave soğutucu akışkanın katkısıyla film tabakasının sürekliliği belirgin şekilde artmış ve yüzey sıcaklıklarının hem boyuna hem de enine yönde daha üniform bir dağılım sergilediği gözlenmiştir. Bu mesafe, jet yayılımı ile film beslemesi arasında dengeli bir etkileşim sunmaktadır.

3. $H/d_f = 8$:

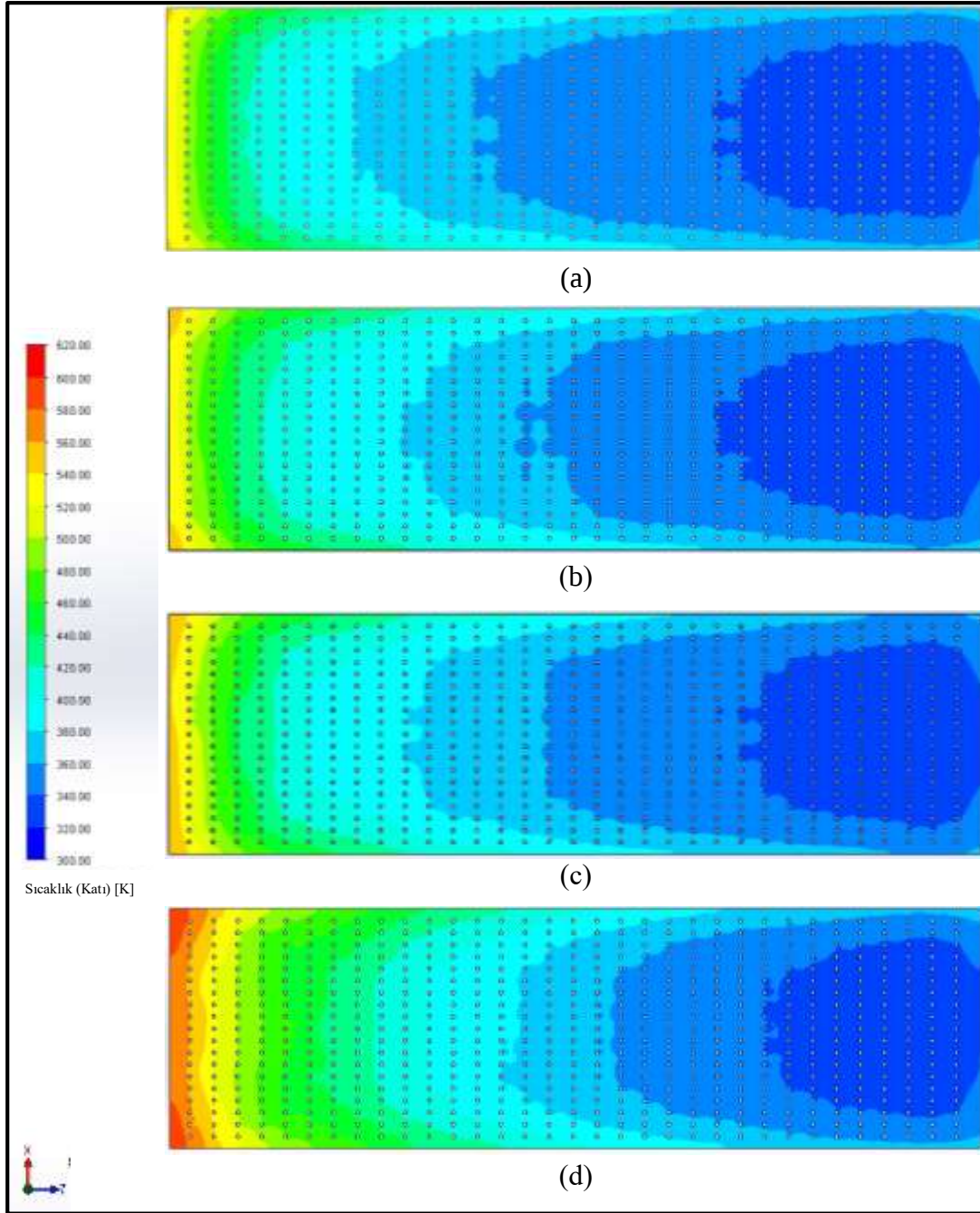
$H/d_f = 8$ konfigürasyonunda jetler, yüzeye ulaşmadan önce daha geniş bir hacim içerisinde yayılmakta ve jet çekirdeğinin etkisi azalmaktadır.

- $\dot{m}_p = 0$ durumunda, soğutma etkisinin kanal girişinde sınırlı kaldığı ve yüzey sıcaklıklarının genel olarak daha yüksek seviyelerde seyrettiği görülmektedir.
- $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s durumunda ise ilave soğutucu kanallardan sağlanan debi, jet momentumunun azalmasını telafi ederek film tabakasının sürekliliğini büyük ölçüde korumaktadır. Bu sayede, orta seviyede bir jet-plaka mesafesinde dahi kabul edilebilir ve kararlı bir termal koruma sağlanabilmektedir.

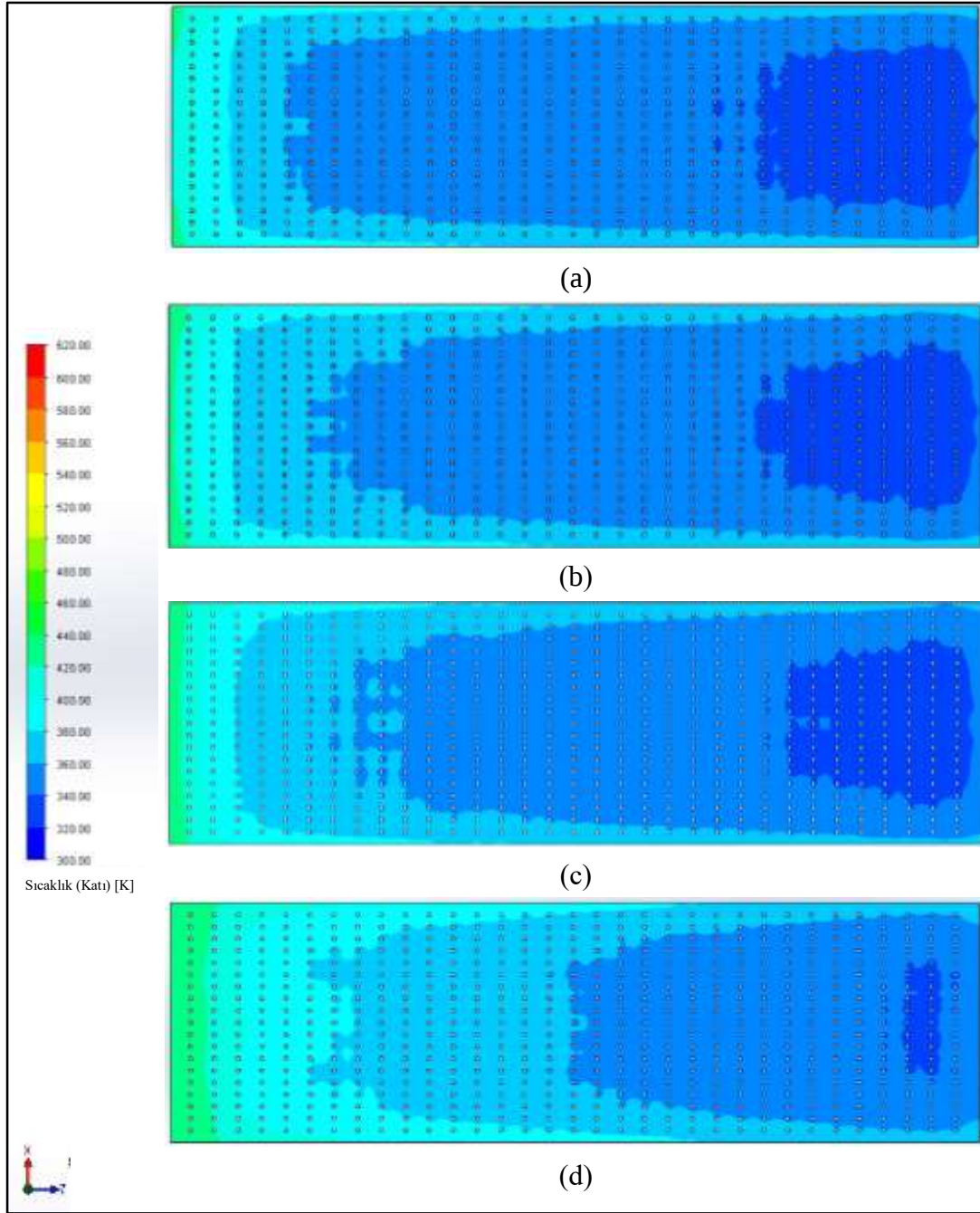
4. $H/d_f = 18$:

Boyutsuz jet-plaka mesafesinin en büyük olduğu bu durumda, jetlerin yüzeye ulaşmadan önce önemli ölçüde momentum kaybına uğradığı görülmektedir.

- $\dot{m}_p = 0$ koşulunda, jet etkisinin zayıflaması nedeniyle yüzey sıcaklıklarının belirgin biçimde yükseldiği ve film tabakasının sürekliliğinin büyük ölçüde bozulduğu dikkat çekmektedir.
- $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s durumunda ise ilave soğutucu kanallardan sağlanan akışkan, jet etkisinin zayıf olduğu bu koşullarda dahi yüzey üzerinde etkin bir termal bariyer oluşturarak sıcaklık seviyelerini önemli ölçüde düşürmektedir. Bu sonuç, ilave soğutucu debisinin, büyük jet-film mesafelerinde kritik bir telafi mekanizması sağladığını göstermektedir.



Şekil 4.11. Farklı H/d_f değerlerinde film plakası üstünde oluşan sıcaklık konturu ($M=0,5$, $m_p=0$); (a) $H/d_f=2$; (b) $H/d_f=4$; (c) $H/d_f=8$; (d) $H/d_f=18$



Şekil 4.12. Farklı H/d_f değerlerinde film plakası üstünde oluşan sıcaklık konturu ($M=0,5$, $\dot{m}_p=0,013$ kg/s); (a) $H/d_f=2$; (b) $H/d_f=4$; (c) $H/d_f=8$; (d) $H/d_f=18$

Şekil 4.13 ve Şekil 4.14’te, yüksek üfleme oranı ($M = 2,0$) altında farklı boyutsuz jet-plaka mesafeleri $H/d_f=2, 4, 8$ ve 18 için film plakası üzerinde oluşan sıcaklık konturları sunulmuştur. Şekil 4.13 ilave soğutucu akışkanın bulunmadığı durumu ($\dot{m}_p = 0$) ve Şekil 4.14 ise ilave soğutucu kanallardan sabit kütleli debide akışkan sağlanan durumu ($\dot{m}_p = 0,013$ kg/s) temsil etmektedir.

1. $H/d_f = 2$:

Jet–film plakası mesafesinin en küçük olduğu bu konfigürasyonda, yüksek üfleme oranının etkisiyle jetlerin yüzeye güçlü bir şekilde çarptığı görülmektedir.

- $\dot{m}_p = 0$ durumunda, kanal girişine yakın bölgelerde belirgin bir soğutma etkisi oluşmasına rağmen bu etkinin büyük ölçüde lokal kaldığı ve akış yönünde ilerledikçe yüzey sıcaklıklarının kademeli olarak arttığı gözlenmiştir. Yüksek jet momentumu, kısa mesafe nedeniyle yüzeyde yoğun ancak sınırlı bir termal koruma sağlamaktadır.
- $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s durumunda ise ilave soğutucu kanallardan sağlanan akışkan, film tabakasını sürekli besleyerek bu lokal soğutma karakterini daha kararlı hale getirmiştir. Düşük sıcaklık bölgeleri kanal boyunca daha geniş bir alana yayılmış ve yüzey sıcaklık dağılımı daha üniform bir yapı kazanmıştır.

2. $H/d_f = 4$:

Jet–film plakası mesafesinin artırılmasıyla birlikte jetlerin yüzeye ulaşmadan önce kısmen yayılması sağlanmış ve film tabakası boyunca daha dengeli bir soğutma etkisi oluşmuştur.

- $\dot{m}_p = 0$ koşulunda, $H/d_f = 2$ durumuna kıyasla sıcaklık gradyanlarının daha yumuşak olduğu ve soğutma etkisinin kanal boyunca daha dengeli dağıldığı görülmektedir.
- $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s durumunda ise ilave soğutucu akışkanın katkısıyla yüzey sıcaklıkları daha düşük seviyelere çekilmiş ve film tabakasının sürekliliği belirgin biçimde artmıştır. Bu mesafe, yüksek üfleme oranı ile etkin bir termal koruma sağlamaktadır.

3. $H/d_f = 8$:

Bu konfigürasyonda jetlerin yüzeye ulaşmadan önce daha geniş bir hacim içerisinde yayıldığı ve jet çekirdeği etkisinin azaldığı görülmektedir.

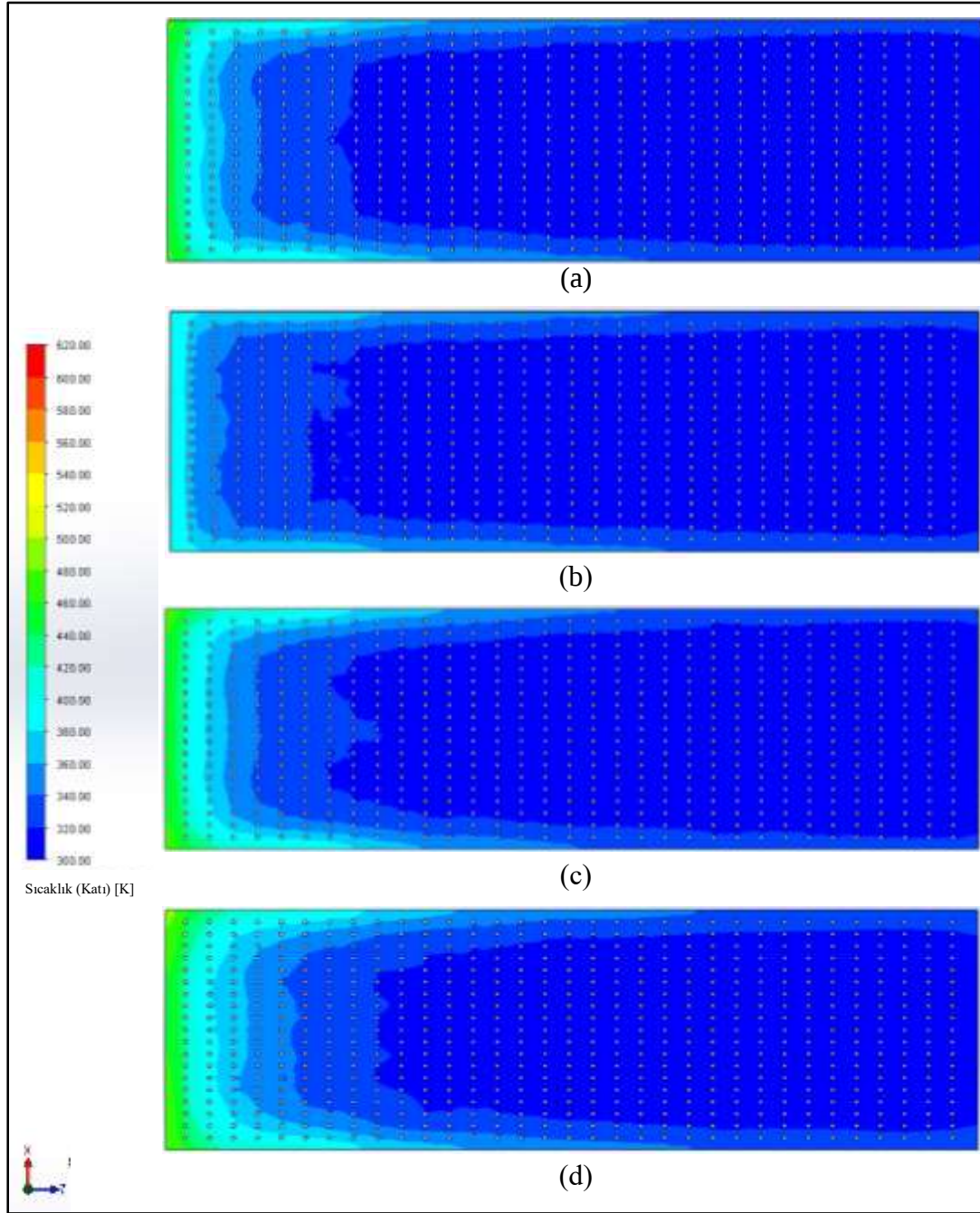
- $\dot{m}_p = 0$ durumunda, yüksek üfleme oranına rağmen jet momentumunun yüzeye taşınmasında kısmi kayıplar meydana gelmiş ve yüzey sıcaklıklarının genel olarak daha yüksek seyrettiği gözlenmiştir.
- $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s durumunda ise ilave soğutucu akışkan debisi, jet momentumundaki bu kaybı telafi ederek film tabakasının sürekliliğini büyük ölçüde korumuştur. Bu sayede,

orta seviyede bir jet–film mesafesinde dahi yüksek ve kararlı bir soğutma performansı elde edilmiştir.

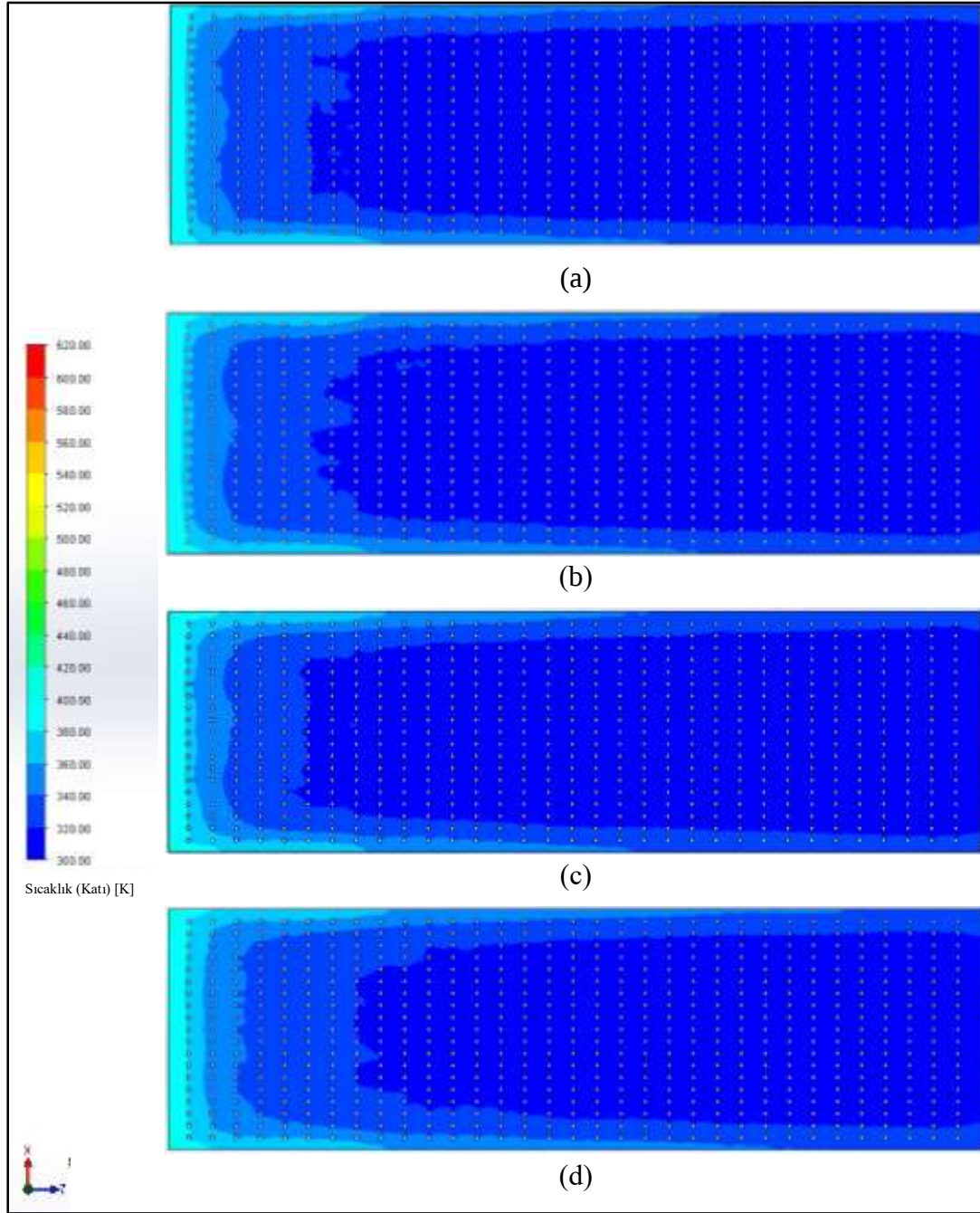
4. $H/d_f = 18$:

Jet–plaka mesafesinin en büyük olduğu bu durumda, jetlerin yüzeye ulaşmadan önce önemli ölçüde momentum kaybına uğradığı görülmektedir.

- $\dot{m}_p = 0$ koşulunda, jet etkisinin zayıflaması nedeniyle yüzey sıcaklıklarının yükseldiği ve soğutma filminin sürekliliğinin sınırlı kaldığı dikkat çekmektedir.
- $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s durumunda ise ilave soğutucu kanallardan sağlanan akışkan, jet etkisinin zayıf olduğu bu konfigürasyonda dahi yüzey üzerinde etkin bir termal bariyer oluşturarak sıcaklık seviyelerini belirgin biçimde düşürmüştür. Bu sonuç, ilave soğutucu akışkan debisinin büyük jet–film mesafelerinde kritik bir rol oynadığını göstermektedir.

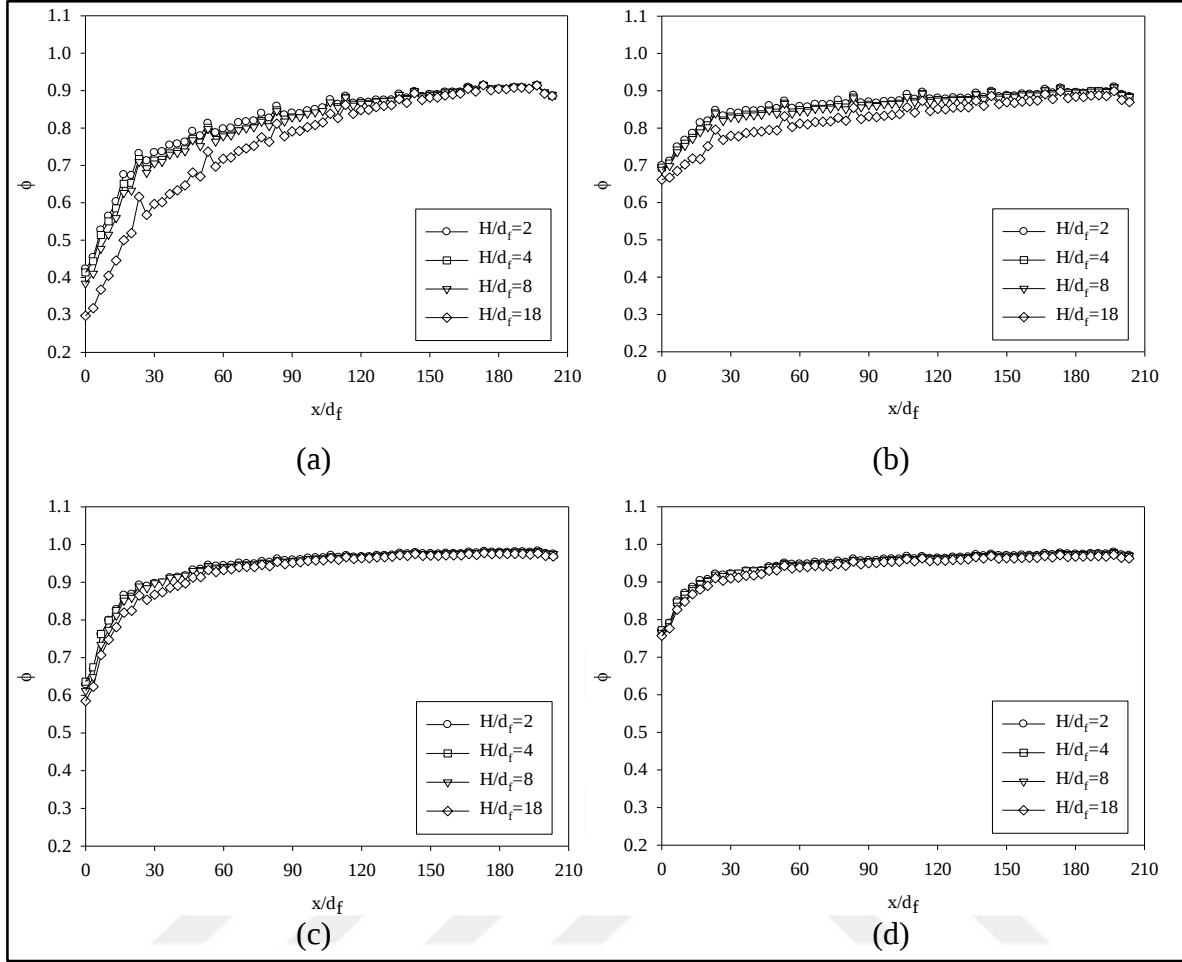


Şekil 4.13. Farklı H/d_f değerlerinde film plakası üstünde oluşan sıcaklık konturu ($M=2,0$, $\dot{m}_p=0$); (a) $H/d_f=2$; (b) $H/d_f=4$; (c) $H/d_f=8$; (d) $H/d_f=18$



Şekil 4.14. Farklı H/d_f değerlerinde film plakası üstünde oluşan sıcaklık konturu ($M=2,0$, $\dot{m}_p=0,013$ kg/s); (a) $H/d_f=2$; (b) $H/d_f=4$; (c) $H/d_f=8$; (d) $H/d_f=18$

Şekil 4.15'te, enine yönde ortalaması alınmış soğutma etkinliğinin (ϕ) kanal boyunca (x/d_f) değişimi, farklı jet-film plakası mesafeleri ($H/d_f = 2, 4, 8, 18$) için sunulmuştur. Grafikler; düşük ve yüksek üfleme oranları ($M = 0,5$ ve $M = 2$) ile ilave soğutucu akışkanın bulunmadığı ($\dot{m}_p = 0$) ve aktif olduğu ($\dot{m}_p = 0,013$ kg/s) durumları kapsayacak şekilde karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir.



Şekil 4.15. Enine yönde ortalaması alınmış soğutma etkinliğinin Jet-Film Plakası mesafesi ile kanal boyunca değişimi (a) $M=0,5$, $\dot{m}_p = 0$, (b) $M=0,5$, $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s, (c) $M=2,0$, $\dot{m}_p = 0$, (d) $M=2,0$, $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s

$H/d_f = 2$:

Jet-film plakası mesafesinin en küçük olduğu bu konfigürasyonda, soğutma etkinliği kanal girişinde hızlı bir artış göstermektedir.

- $M = 0,5$, $\dot{m}_p = 0$ durumunda, yüksek başlangıç eğimine rağmen soğutma etkinliği nispeten düşük seviyelerde kalmakta ve kanal boyunca kademeli bir artış sergilemektedir.
- $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s durumunda, özellikle giriş bölgesindeki soğutma etkinliği belirgin şekilde yükselmekte ve ϕ değerleri daha erken bir mesafede kararlı hale gelmektedir.

- $M = 2,0$ durumunda ise, yüksek jet momentumu sayesinde soğutma etkinliği kanalın ilk kısmında hızla yükselmekte ve ilave debi ile neredeyse maksimum seviyelere ulaşmaktadır.

Bu sonuçlar, kısa jet–film mesafesinde jet–yüzey etkileşiminin baskın olduğunu ve ilave soğutucu akışkanın bu etkiyi daha kararlı hale getirdiğini göstermektedir.

2. $H/d_f = 4$:

Jet–film plakası mesafesinin artırılmasıyla birlikte soğutma etkinliği eğrileri daha dengeli bir yapı sergilemektedir.

- $M = 0,5$, $\dot{m}_p = 0$ durumunda, $H/d_f = 2$ konfigürasyonuna kıyasla giriş bölgesindeki soğutma etkinliği daha düşük olmakla birlikte, kanal boyunca artış daha düzenlidir.
- $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s olduğunda, soğutma etkinliği eğrileri yukarı taşınmakta ve jet–film mesafesinin olumsuz etkileri büyük ölçüde dengelenmektedir.
- $M = 2,0$ için ise, soğutma etkinliği kanal boyunca yüksek ve kararlı bir dağılım sergilemektedir.

3. $H/d_f = 8$:

Orta seviyede jet–film plakaları arasındaki mesafesinde, jet momentumunun yüzeye taşınmasında kısmi kayıplar meydana gelmektedir.

- $\dot{m}_p = 0$ durumunda, özellikle $M = 0,5$ için soğutma etkinliği değerlerinin daha düşük seviyelerde seyrettiği görülmektedir.
- $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s olduğunda ise, eğriler birbirine yaklaşmakta ve jet–film plakaları arasındaki mesafeye bağlı farklar önemli ölçüde azalmaktadır.
- $M = 2,0$ durumunda, yüksek üfleme oranı sayesinde jet–film mesafesinin etkisi büyük ölçüde bastırılmakta ve soğutma etkinlik (ϕ) değerleri kanal boyunca yüksek seviyelerde korunmaktadır.

4. $H/d_f = 18$:

Jet–film plakası mesafesinin en büyük olduğu bu durumda, jetlerin yüzeye ulaşmadan önce ciddi momentum kaybına uğradığı görülmektedir.

- $M = 0,5$, $\dot{m}_p = 0$ durumunda, soğutma etkinliği tüm konfigürasyonlar arasında en düşük seviyelerde kalmaktadır.
- $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s olduğunda ise, soğutma etkinliği belirgin şekilde artmakta ve düşük üfleme oranlarında dahi kabul edilebilir bir performans elde edilmektedir.
- $M = 2,0$ ve ilave debi kombinasyonunda, büyük jet–film mesafesine rağmen soğutma etkinliği eğrileri yüksek ve kararlı bir seyir izlemektedir.

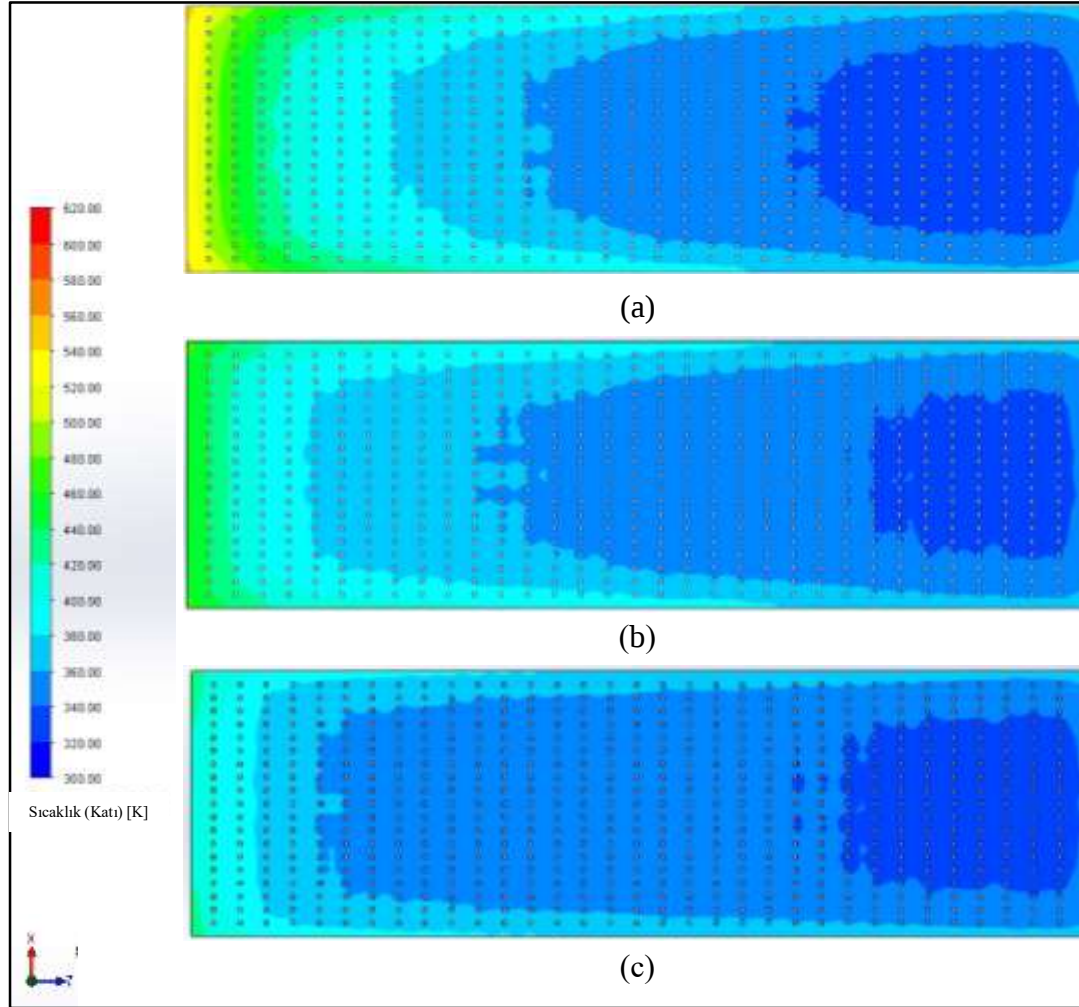
Şekil 4.15 göz önüne alındığında sonuç olarak, jet–film plakası mesafesinin artmasının soğutma etkinliğini olumsuz etkilediği; ancak bu etkinin yüksek üfleme oranı ve ilave soğutucu kanallarından geçen akışkanın debisi ($\dot{m}_p$) ile önemli ölçüde bastırılabilirdiği görülmektedir. Özellikle $M = 2,0$ ve $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s kombinasyonunda, boyutsuz jet- plaka mesafesine bağlı farklar büyük ölçüde ortadan kalkmakta ve kanal boyunca yüksek, kararlı bir soğutma performansı elde edilmektedir. Bu sonuç, ilave soğutucu kanalların film soğutma sistemlerinde geometrik toleransları artıran kritik bir tasarım parametresi olduğunu açıkça ortaya koymaktadır.

4.3.3. İlave soğutma kanalı akışkan debisinin soğutma etkinliğine etkisi

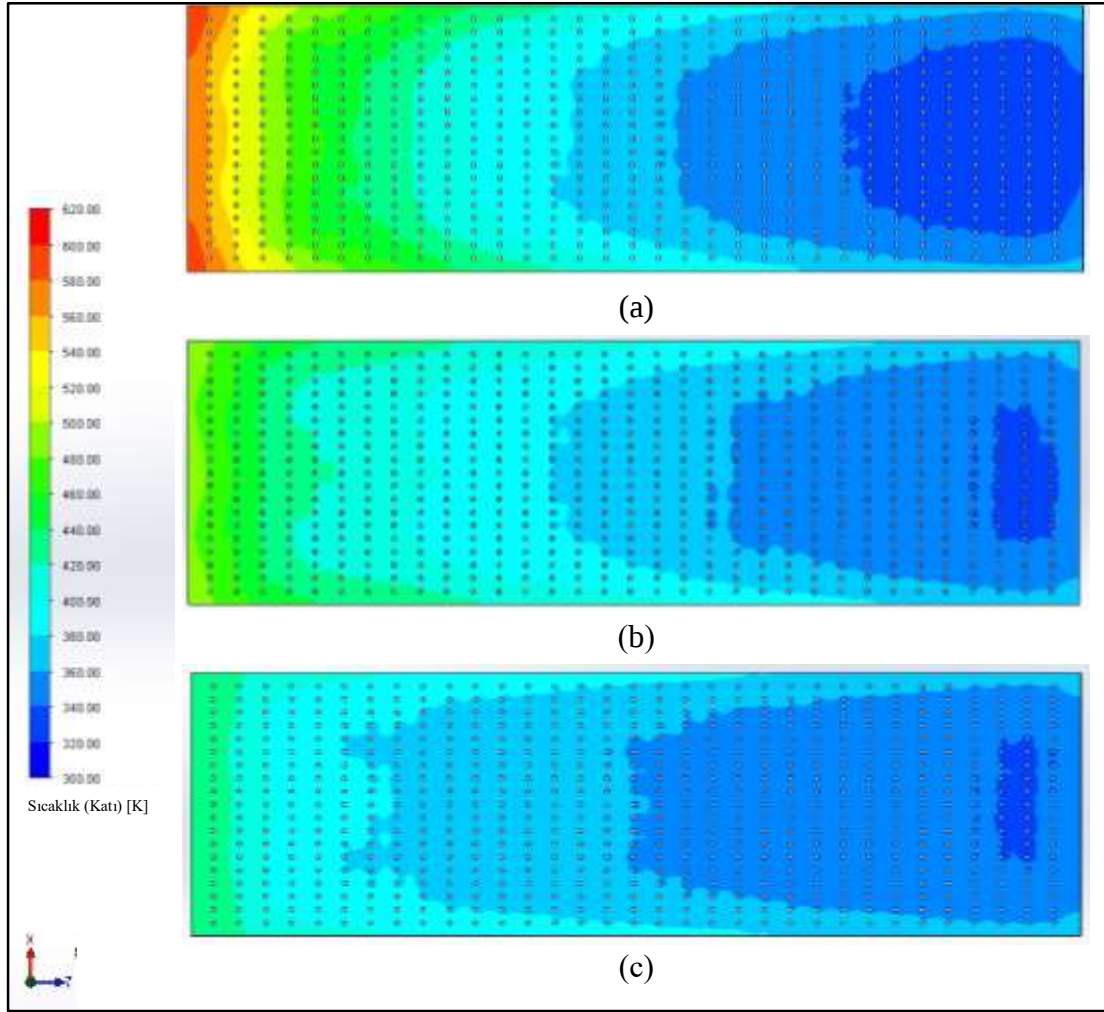
Bu bölümde, ilave soğutucu kanallardan geçen soğutucu akışkanın kütleli debisinin ($\dot{m}_p$) film soğutma etkinliğine (ϕ), boyutsuz jet– plaka mesafesi (H/d_f) = 2 ve 18, üfleme oranı (M)= 0,5 ve 2,0 olduğundaki etkisi sunulmuştur. İlave soğutma kanallarının kütleli debisi $\dot{m}_p = 0, 0,0049$ kg/s ve 0,013 kg/s olmak üzere 3 farklı değer seçilmiştir. Buna ilaveten boyutsuz jet-plaka mesafesi (H/d_f) olarak 2 ve 18 değeri kullanılmış, üfleme oranı (M) olarak 0,5 ve 2,0 değerleri dikkate alınmıştır.

Şekil 4.16 ve Şekil 4.17’de, sabit üfleme oranı ($M = 0,5$) altında ve iki farklı jet–film plakası mesafesi için ($H/d_f = 2$ ve $H/d_f = 18$) gerçekleştirilmiştir. İlave soğutma kanalı debisi olarak

$\dot{m}_p = 0, 0,0049 \text{ kg/s}$ ve $0,013 \text{ kg/s}$ olmak üzere üç farklı durum ele alınmış ve film plakası üzerinde oluşan yüzey sıcaklık konturları karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir.



Şekil 4.16. Farklı $\dot{m}_p$ değerlerinde film plakası üstünde oluşan sıcaklık konturu ($M=0,5$, $H/d_f=2$); (a) $\dot{m}_p = 0$; (b) $\dot{m}_p = 0,0049 \text{ kg/s}$; (c) $\dot{m}_p = 0,013 \text{ kg/s}$



Şekil 4.17. Farklı $\dot{m}_p$ değerlerinde film plakası üstünde oluşan sıcaklık konturu ($M=0,5$, $H/d_f=18$); (a) $\dot{m}_p = 0$; (b) $\dot{m}_p = 0,0049 \text{ kg/s}$; (c) $\dot{m}_p = 0,013 \text{ kg/s}$

1. $\dot{m}_p = 0$:

İlave soğutucu kanallardan herhangi bir akışkan geçişinin olmadığı bu durumda, yüzey sıcaklık dağılımının büyük ölçüde ana jet üflemesi tarafından belirlendiği görülmektedir.

- $H/d_f = 2$ için, jetlerin yüzeye yakın mesafede çarpması nedeniyle giriş bölgesinde nispeten güçlü bir soğutma etkisi oluşmakta; ancak film tabakasının sürekliliği sınırlı kaldığından akış yönünde ilerledikçe yüzey sıcaklıklarının belirgin biçimde arttığı gözlenmektedir.
- $H/d_f = 18$ durumunda ise jet momentumunun yüzeye taşınmasında yaşanan kayıplar nedeniyle soğutma etkisi daha zayıf olup, yüksek sıcaklık bölgeleri kanal boyunca daha geniş alanlar kaplamaktadır.

Bu sonuçlar, ilave soğutucu akışkanın bulunmadığı durumda film soğutmanın lokal ve geometrik olarak sınırlı kaldığını göstermektedir.

2. $\dot{m}_p = 0,0049 \text{ kg/s}$:

İlave soğutucu kanallardan sisteme düşük seviyede kütleli debide akışkan sağlandığında, yüzey sıcaklık dağılımında belirgin iyileşmeler gözlenmiştir.

- $H/d_f = 2$ konfigürasyonunda, film tabakasının kanal boyunca daha sürekli hale geldiği ve giriş bölgesinde oluşan soğutma etkisinin akış yönünde daha uzun mesafeler boyunca korunabildiği görülmektedir.
- $H/d_f = 18$ durumunda ise, jet–film mesafesinin büyük olmasına rağmen ilave debinin etkisiyle yüzey sıcaklıklarının $\dot{m}_p = 0,013 \text{ kg/s}$ durumuna kıyasla anlamlı ölçüde düştüğü ve sıcaklık gradyanlarının daha yumuşak hale geldiği dikkat çekmektedir.

Bu debi seviyesinde ilave soğutucu akışkan, film tabakasının sürekliliğini destekleyici bir rol oynamakta; ancak yüksek sıcaklıkların tamamen bastırılması için sınırlı kalmaktadır.

3. $\dot{m}_p = 0,013 \text{ kg/s}$:

İlave soğutucu kanallardan sağlanan kütleli debinin en yüksek olduğu bu durumda, film soğutma performansının maksimum seviyeye ulaştığı görülmektedir.

- $H/d_f = 2$ için, düşük sıcaklık bölgeleri kanalın büyük bir kısmını kapsamakta ve yüzey sıcaklıkları hem boyuna hem de enine yönde oldukça homojen bir dağılım sergilemektedir. Film tabakasının sürekliliği belirgin şekilde artmış ve sıcak ana akışın yüzeye nüfuzu büyük ölçüde engellenmiştir.
- $H/d_f = 18$ durumunda dahi, jet momentumunun zayıf olmasına rağmen ilave soğutucu debi sayesinde yüzey sıcaklıklarının etkin biçimde düşürüldüğü ve kararlı bir termal koruma sağlandığı gözlenmiştir.

Bu sonuç, ilave soğutucu kanallardan sağlanan yüksek kütleli debinin, jet–film mesafesine bağlı olumsuz etkileri telafi edebildiğini göstermektedir.

Şekil 4.18 ve Şekil 4.19’da yüksek üfleme oranı ($M = 2,0$) altında, ilave soğutma kanallarından geçen soğutucu akışkanın kütleli debisinin ($\dot{m}_p$) film plakası üzerindeki sıcaklık dağılımına etkisi sunulmuştur. İncelemeler, dar ($H/d_f = 2$) ve geniş ($H/d_f = 18$) jet-plaka mesafeleri için gerçekleştirilmiş; $\dot{m}_p = 0, 0,0049$ kg/s ve $0,013$ kg/s olmak üzere üç farklı debi durumu karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir.

1. $\dot{m}_p = 0$:

İlave soğutucu kanallardan herhangi bir akışkan geçişinin olmadığı bu durumda, yüzey sıcaklık dağılımı esas olarak ana jet üfleme tarafından belirlenmektedir.

- $H/d_f = 2$ için, yüksek üfleme oranına bağlı olarak kanal girişine yakın bölgelerde güçlü bir soğutma etkisi oluşmakta; ancak film tabakasının sürekliliği sınırlı kaldığından akış yönünde ilerledikçe yüzey sıcaklıkları kademeli olarak artmaktadır.
- $H/d_f = 18$ durumunda ise jetlerin yüzeye ulaşmadan önce momentum kaybına uğraması nedeniyle soğutma etkisi zayıflamakta ve yüksek sıcaklık bölgeleri kanal boyunca daha geniş alanlar kaplamaktadır.

Bu durum, ilave soğutucu akışkan bulunmadığında film soğutmanın yüksek üfleme oranında dahi geometrik kısıtlar altında kaldığını göstermektedir.

2. $\dot{m}_p = 0,0049$ kg/s:

İlave soğutma kanallarından sisteme düşük seviyede kütleli debide akışkan sağlandığında, yüzey sıcaklık dağılımında belirgin bir iyileşme gözlenmektedir.

- $H/d_f = 2$ konfigürasyonunda, film tabakasının kanal boyunca daha sürekli hale geldiği ve giriş bölgesindeki düşük sıcaklık alanlarının akış yönünde daha uzun mesafelere taşındığı görülmektedir.
- $H/d_f = 18$ durumunda ise, jet-film mesafesinin büyük olmasına rağmen ilave debinin etkisiyle yüzey sıcaklıkları $\dot{m}_p = 0$ durumuna kıyasla anlamlı ölçüde düşmüş, sıcaklık gradyanları daha yumuşak bir yapı kazanmıştır.

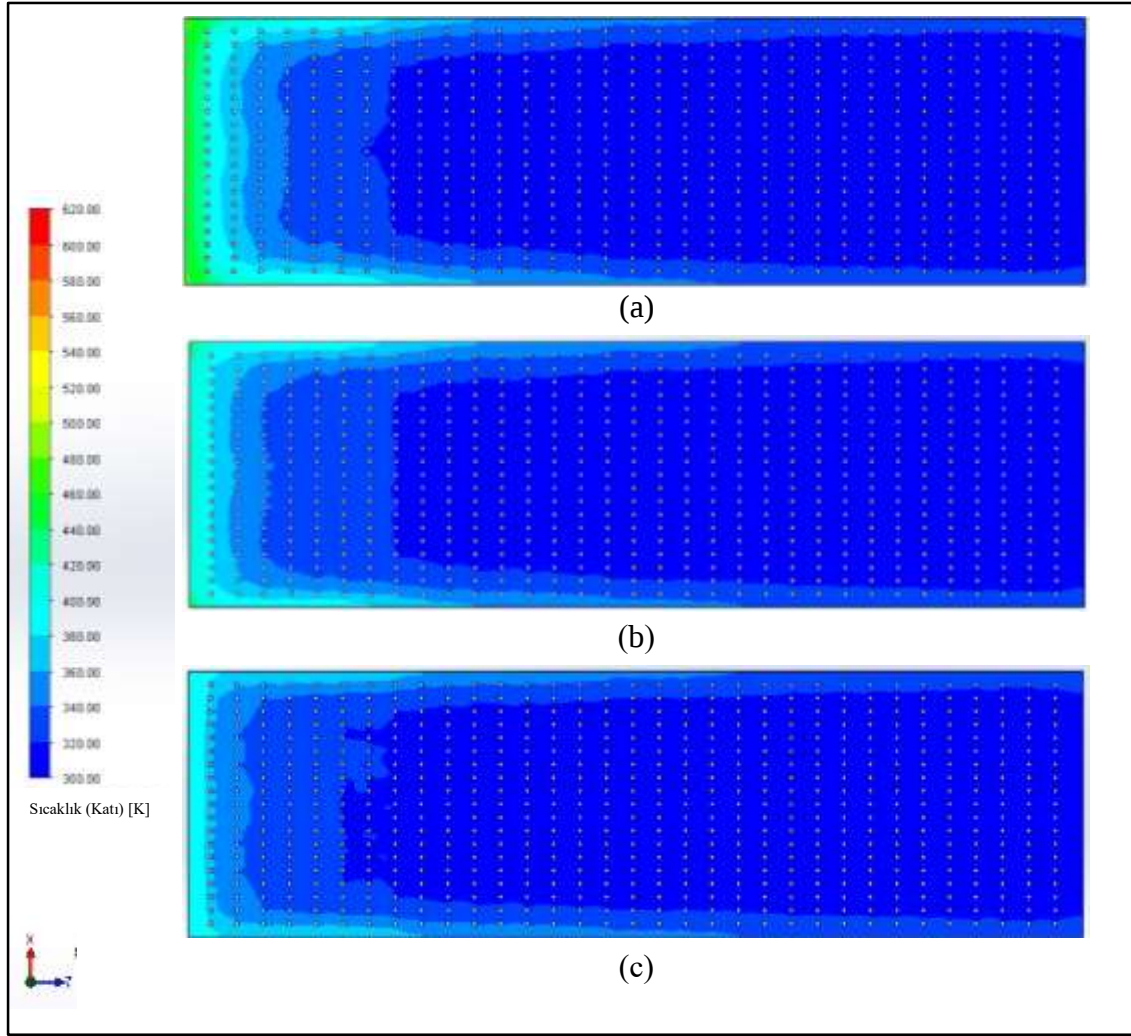
Bu debi seviyesi, film tabakasının sürekliliğini desteklemekle birlikte, maksimum termal koruma için sınırlı kalmaktadır.

3. $\dot{m}_p = 0,013 \text{ kg/s}$:

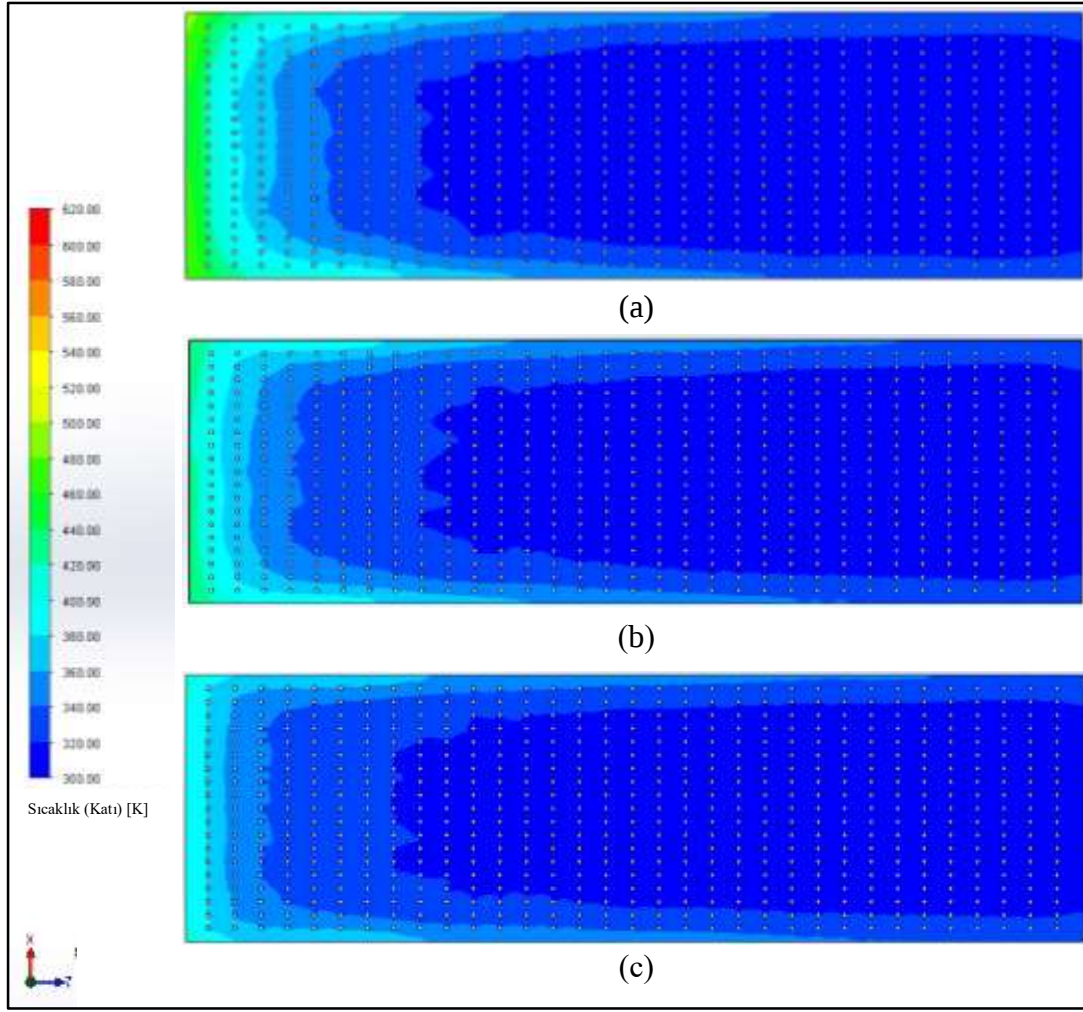
İlave soğutma kanallarından sağlanan kütleli debinin en yüksek olduğu bu durumda, film soğutma performansının en üst seviyeye ulaştığı görülmektedir.

- $H/d_f = 2$ için, düşük sıcaklık bölgeleri kanalın büyük bir kısmını kaplamakta ve yüzey sıcaklıkları oldukça homojen bir dağılım sergilemektedir. Film tabakasının sürekliliği belirgin biçimde artmış ve sıcak ana akışın yüzeye nüfuzu büyük ölçüde engellenmiştir.
- $H/d_f = 18$ durumunda dahi, jet momentumunun yüzeye taşınmasında yaşanan kayıplar, ilave soğutucu debi sayesinde etkin biçimde telafi edilmiştir. Bu sayede yüzey sıcaklıkları düşük seviyelerde tutulmuş ve kararlı bir termal bariyer oluşturulmuştur.

Bu sonuç, yüksek ilave soğutucu debisinin jet–film plakası mesafesine bağlı olumsuz etkileri baskılayabildiğini açıkça göstermektedir.



Şekil 4.18. Farklı $\dot{m}_p$ değerlerinde film plakası üstünde oluşan sıcaklık konturu ($M=2.0$, $H/d_f=2$); (a) $\dot{m}_p = 0$; (b) $\dot{m}_p = 0.0049 \text{ kg/s}$; (c) $\dot{m}_p = 0.013 \text{ kg/s}$



Şekil 4.19. Farklı $\dot{m}_p$ değerlerinde film plakası üstünde oluşan sıcaklık konturu ($M=2,0$, $H/d_f=18$); (a) $\dot{m}_p = 0$; (b) $\dot{m}_p = 0,0049$ kg/s; (c) $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s

Şekil 4.20’de, enine yönde ortalaması alınmış soğutma etkinliğinin (ϕ), kanal boyunca (x/d_f) değişimi, farklı ilave soğutma kanalı kütleli debileri için verilmiştir. İncelemeler; düşük ve yüksek üfleme oranları ($M = 0,5$ ve $M = 2,0$) ile dar ve geniş jet–film plakası mesafeleri ($H/d_f = 2$ ve $H/d_f = 18$) altında gerçekleştirilmiştir. İlave soğutma kanalı debisi olarak $\dot{m}_p = 0$, $0,0032$ kg/s, $0,0049$ kg/s, $0,0081$ kg/s ve $0,013$ kg/s değerleri dikkate alınmıştır.

1. $M=0,5$, $H/d_f=2$:

Tüm $\dot{m}_p$ değerleri için, enine yönde ortalaması alınmış soğutma etkinliği (ϕ), kanal girişine yakın bölgede hızlı bir artış göstermekte; kanal boyunca ilerledikçe artış hızı azalarak daha kararlı bir eğilime ulaşmaktadır.

- $\dot{m}_p = 0$ durumunda, giriş bölgesinde soğutma etkinliği düşük seviyelerde kalmakta ve kanal boyunca kademeli bir artış sergilemektedir. Bu durum, düşük üfleme oranı nedeniyle jet momentumunun sınırlı olmasına bağlıdır.
- İlave soğutucu kanallara düşük seviyede debi verilmesi ($\dot{m}_p = 0,0032$ ve $0,0049$ kg/s), özellikle giriş bölgesinde soğutma etkinliğini belirgin şekilde artırmakta ve eğrilerin yukarı doğru kaymasına neden olmaktadır.
- $\dot{m}_p = 0,0081$ kg/s değerine kadar, ilave kanal debisinin soğutma etkinliği üzerindeki katkısı artarak devam etmektedir.
- $\dot{m}_p = 0,013$ kg/s durumunda en yüksek soğutma etkinliği değerleri elde edilmekle birlikte, bu seviyeden sonra eğriler arasındaki farkın azalması, ilave kanal debisinin etkisinin azalan getiriler sergilediğini göstermektedir.
- Kanal boyunca genel olarak değerlendirildiğinde, $\dot{m}_p$ 'nin 0'dan $0,013$ kg/s'ye çıkarılmasıyla ortalama soğutma etkinliğinde yaklaşık %10–15 mertebesinde bir iyileşme sağlanmıştır.

Elde edilen sonuçlar, düşük üfleme oranı ve küçük jet-plaka mesafesi koşullarında, ilave soğutucu kanalların soğutma performansını artırmada etkili bir destek mekanizması olduğunu ortaya koymaktadır.

2. $M=0,5$, $H/d_f=18$:

Tüm $\dot{m}_p$ değerleri için soğutma etkinliği (ϕ), kanal girişine yakın bölgede artış göstermekte; ancak $H/d_f = 2$ durumuna kıyasla bu artış daha yavaş gerçekleşmektedir. Bu durum, jetlerin yüzeye ulaşmadan önce daha fazla yayılmasına ve momentum kaybına uğramasına bağlanabilir.

- $\dot{m}_p = 0$ durumunda, giriş bölgesinde soğutma etkinliği oldukça düşük seviyelerde başlamakta ve kanal boyunca kademeli bir artış sergilemektedir. Düşük üfleme oranı ile birlikte büyük jet-plaka mesafesi, soğutmanın başlangıçta zayıf kalmasına neden olmaktadır.
- İlave soğutucu kanallara düşük seviyede debi verilmesi ($\dot{m}_p = 0,0032$ ve $0,0049$ kg/s), giriş bölgesinde soğutma etkinliğini belirgin biçimde artırmakta ve eğrilerin yukarı doğru kaymasını sağlamaktadır.

- $\dot{m}_p = 0,0081$ ve $0,013$ kg/s değerlerinde, kanal boyunca daha yüksek ve daha kararlı soğutma etkinliği değerleri elde edilmektedir. Bu durum, ilave kanallar aracılığıyla yüzeyden çekilen ısı miktarının arttığını göstermektedir.
- Kanalın ileri bölgelerinde ($x/d_f > 100$), farklı $\dot{m}_p$ değerlerine ait eğriler arasındaki farkın azalması, ilave soğutucu kanal debisinin etkisinin kanal boyunca ilerledikçe azalan getiriler sergilediğine işaret etmektedir.
- Genel olarak değerlendirildiğinde, $\dot{m}_p$ 'nin 0'dan $0,013$ kg/s'ye çıkarılmasıyla, kanal boyunca ortalama soğutma etkinliğinde yaklaşık %8–12 mertebesinde bir artış sağlandığı söylenebilir.

Elde edilen sonuçlar, büyük jet-plaka mesafesi koşullarında dahi ilave soğutucu kanalların soğutma performansını anlamlı ölçüde iyileştirdiğini; ancak bu etkinin küçük H/d_f değerlerine kıyasla daha sınırlı kaldığını göstermektedir.

3. $M=2,0$, $H/d_f=2$:

Tüm $\dot{m}_p$ değerleri için soğutma etkinliği (ϕ), kanal girişine yakın bölgede çok hızlı bir artış göstermekte ve kısa bir mesafe içerisinde yüksek değerlere ulaşmaktadır.

- Yüksek üfleme oranı ($M = 2,0$) ve küçük jet-plaka mesafesi ($H/d_f = 2$) nedeniyle, jet momentumu baskın hâle gelmekte ve $\dot{m}_p = 0$ durumunda dahi güçlü bir soğutma performansı elde edilmektedir.
- İlave soğutucu kanallara debi verilmesiyle ($\dot{m}_p = 0,0032-0,013$ kg/s), soğutma etkinliği kanal boyunca artmaya devam etmekle birlikte, eğriler arasındaki farklar oldukça sınırlı kalmaktadır.
- $\dot{m}_p = 0,0081$ kg/s'den sonra, soğutma etkinliğindeki artışın belirgin biçimde azaldığı ve eğrilerin birbirine yaklaştığı görülmektedir.
- Kanalın ileri bölgelerinde ($x/d_f > 100$), farklı $\dot{m}_p$ değerlerine ait eğrilerin neredeyse çakışması, ilave soğutucu kanal debisinin etkisinin azalan getiriler sergilediğini göstermektedir.

Genel olarak değerlendirildiğinde, bu çalışma koşulunda ilave soğutucu kanalların sağladığı katkı %3–5 mertebesinde kalmakta; soğutma etkinliği büyük ölçüde jet akışı tarafından belirlenmektedir.

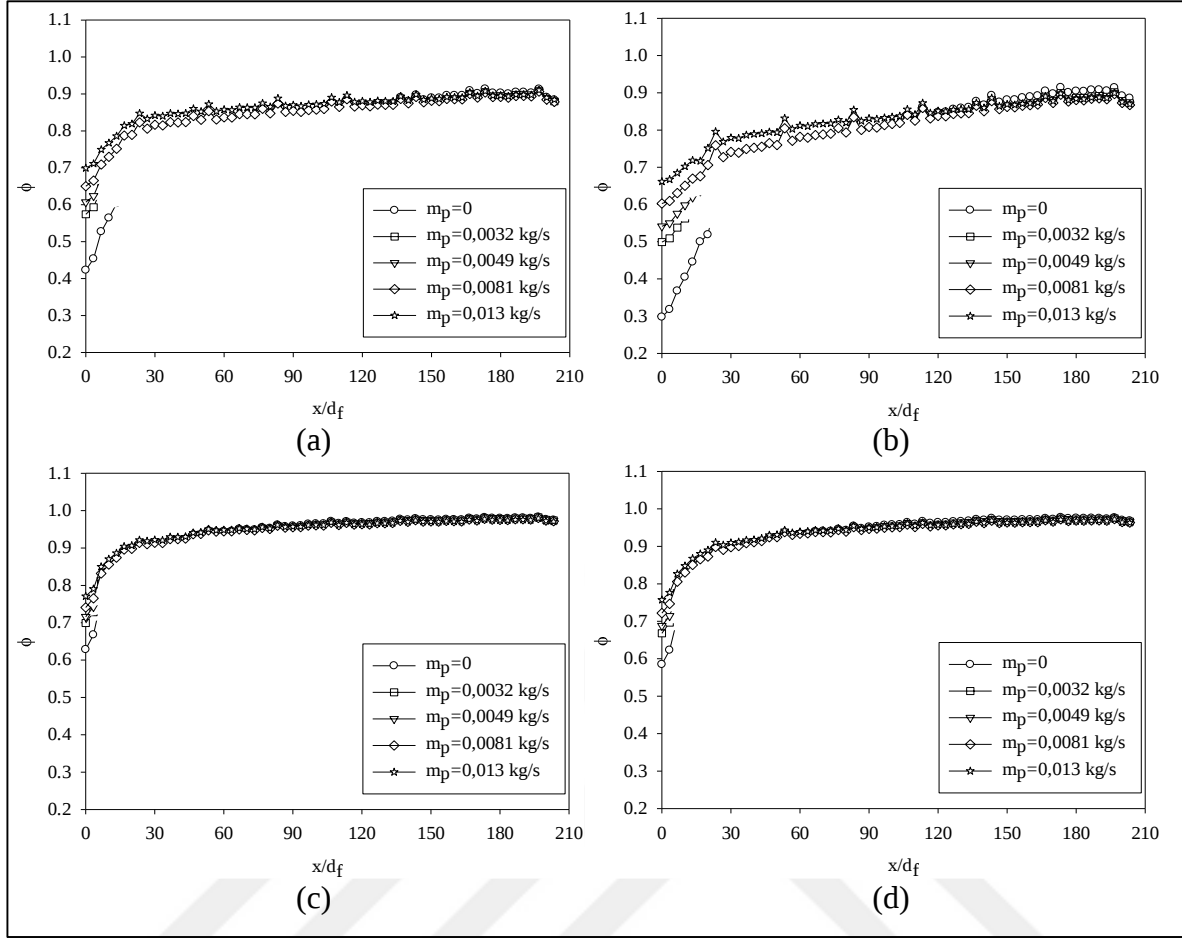
4. $M=2,0$, $H/d_f=18$:

Tüm $\dot{m}_p$ değerleri için soğutma etkinliği (ϕ), kanal girişine yakın bölgede hızlı bir artış göstermekte ve kanal boyunca ilerledikçe artış hızı azalarak kararlı bir plato değerine ulaşmaktadır.

- Yüksek üfleme oranı ($M = 2,0$) nedeniyle jet momentumu güçlüdür; ancak $H/d_f = 18$ olması, jetlerin yüzeye ulaşmadan önce daha fazla yayılmasına neden olmakta ve giriş bölgesindeki artış hızı $H/d_f = 2$ durumuna kıyasla daha yumuşak gerçekleşmektedir.
- $\dot{m}_p = 0$ durumunda dahi, kanal boyunca yüksek soğutma etkinliği değerleri elde edilmekte; bu durum, yüksek üfleme oranının baskın soğutma mekanizmasını oluşturduğunu göstermektedir.
- İlave soğutucu kanallara debi verilmesiyle ($\dot{m}_p = 0,0032- 0,013$ kg/s), soğutma etkinliği değerleri artmakla birlikte, eğriler arasındaki farklar sınırlı kalmaktadır.
- $\dot{m}_p = 0,0081$ kg/s'den sonra, farklı debi değerlerine ait eğrilerin birbirine oldukça yaklaştığı görülmekte; bu durum ilave soğutucu kanal debisinin etkisinin azalan getiriler sergilediğine işaret etmektedir.
- Kanalın ileri bölgelerinde ($x/d_f > 100$), tüm $\dot{m}_p$ değerleri için eğrilerin neredeyse çakışması, sistemin bu koşullarda termal doygunluğa yaklaştığını göstermektedir.

Genel olarak değerlendirildiğinde, yüksek üfleme oranı ve büyük jet-plaka mesafesi kombinasyonunda ilave soğutucu kanalların sağladığı katkı sınırlı olup, soğutma etkinliği büyük ölçüde jet akışı tarafından belirlenmektedir.

Bu durum, artan ilave soğutma debisinin bir noktadan sonra soğutma etkinliğini domine eden ana parametre haline geldiğini ortaya koymaktadır.



Şekil 4.20. Enine yönde ortalaması alınmış soğutma etkinliğinin kanal boyunca ilave soğutma kanalı debisi ile değişimi (a) $M=0,5$, $H/d_f=2$, (b) $M=0,5$, $H/d_f=18$, (c) $M=2,0$, $H/d_f=2$, (d) $M=2,0$, $H/d_f=18$

Şekil 4.20 birlikte değerlendirildiğinde sonuç olarak, ilave soğutma kanallarından geçen soğutucu akışkanın kütleli debisinin ($\dot{m}_p$), soğutma etkinliği (ϕ) üzerinde güçlü ve doğrusal olmayan bir etkiye sahip olduğu görülmektedir. Düşük debiler soğutma etkinliğini kademeli olarak artırırken, orta ve yüksek debi seviyelerinde sistem doygunluk davranışına geçmektedir. Özellikle $\dot{m}_p \geq 0,0081$ kg/s değerlerinden sonra, üfleme oranı ve jet-film plakası mesafesine bağlı farkların büyük ölçüde ortadan kalktığı ve kanal boyunca yüksek, kararlı bir soğutma performansı elde edildiği söylenebilir.

4.3.4. Parametrelerin ortalama soğutma etkinliğine etkisi

Bu bölümde, ortalama soğutma etkinliğinin (ϕ) üfleme oranı (M) ile değişimi; farklı boyutsuz jet-plaka mesafeleri ($H/d_f = 2, 4, 8, 18$) ve ilave soğutucu kanalların kütleli debisi ($\dot{m}_p$) birlikte dikkate alınarak değerlendirilmiştir. Şekil 4.21’de sunulan sonuçlar, ilave

soğutucu debisinin bulunmadığı referans durumdan ($\dot{m}_p = 0$) başlayarak artan debi seviyeleri altında, üfleme oranı–geometri etkileşimini açık biçimde ortaya koymaktadır.

1. $\dot{m}_p = 0$:

Şekil 4.21(a)'da ilave soğutucu kanallarda kütleli debi bulunmadığı durumda, ortalama soğutma etkinliği üzerinde üfleme oranı ve boyutsuz jet–plakası mesafesinin birlikte belirleyici olduğu görülmektedir.

Düşük üfleme oranlarında ($M = 0,5$), ϕ değerleri tüm H/d_f konfigürasyonları için görece düşük seviyelerde kalmakta; özellikle büyük jet–film mesafelerinde ($H/d_f = 18$) soğutma etkinliği belirgin biçimde azalmaktadır. Üfleme oranının artırılmasıyla birlikte ortalama soğutma etkinliği tüm mesafeler için yükselmekte, ancak kısa boyutsuz jet–plaka mesafelerinde ($H/d_f = 2$ ve 4) artışın daha belirgin olduğu gözlenmektedir. Bu durum, ilave soğutucu kanallarında kütleli debi bulunmadığında jet momentumunun yüzeye taşınmasında geometrinin kritik rol oynadığını göstermektedir.

2. $\dot{m}_p = 0,0032$ kg/s:

Şekil 4.21(b)'de ilave soğutucu kanallarda düşük seviyede kütleli debi sisteme dahil edilmesiyle birlikte, üfleme oranının ortalama soğutma etkinliği üzerindeki etkisi daha baskın hale gelmektedir.

Bu durumda, M 'nin artırılması tüm H/d_f değerleri için ϕ seviyelerini yukarı taşımakta; özellikle düşük üfleme oranlarında jet–film plakası mesafesine bağlı farklar kısmen azalmaktadır. Bununla birlikte, büyük jet–film mesafelerinde ($H/d_f = 18$) hâlâ düşük etkinlik değerleri elde edilmekte, yani geometrik etkinin tamamen ortadan kalkmadığı görülmektedir.

3. $\dot{m}_p = 0,0049$ kg/s:

Şekil 4.21(c)'de ilave soğutucu kanallardaki kütleli debisinin artırılmasıyla birlikte, üfleme oranı–boyutsuz jet–plaka mesafesi etkileşimi daha dengeli bir yapıya kavuşmaktadır.

Orta ve yüksek üfleme oranlarında ($M \geq 1,0$), ortalama soğutma etkinliği değerlerinin farklı H/d_f konfigürasyonları için birbirine oldukça yaklaştığı görülmektedir. Bu durum, ilave soğutucu akışkanın film tabakasını sürekli besleyerek boyutsuz jet-plaka mesafesine bağlı olumsuzlukları büyük ölçüde bastırdığını göstermektedir. Düşük M değerlerinde ise jet-film mesafesi hâlâ sınırlayıcı bir parametre olarak etkisini sürdürmektedir.

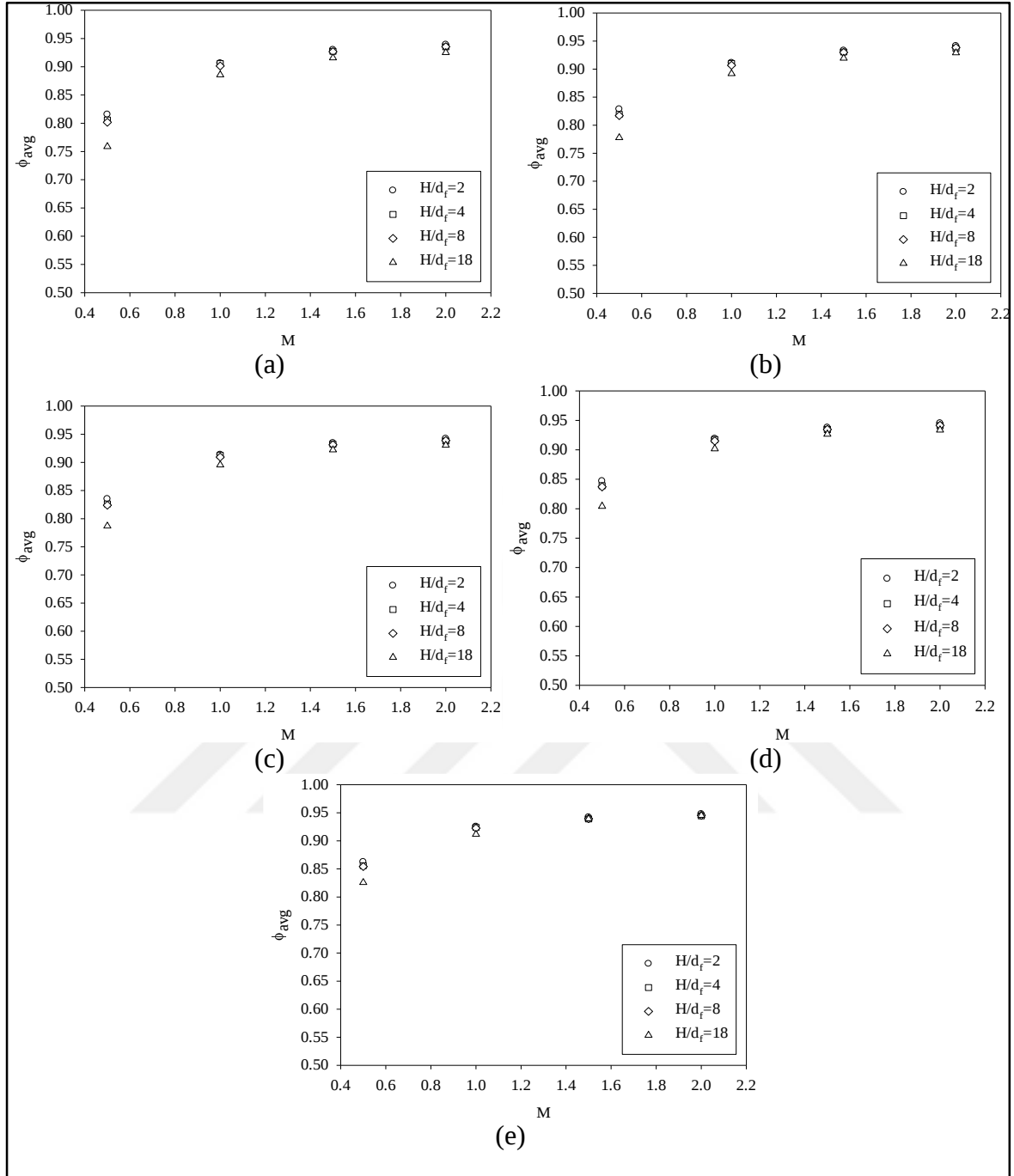
4. $\dot{m}_p = 0,0081 \text{ kg/s}$:

Şekil 4.21(d)'de ilave soğutucu kanallarda bu seviyesindeki kütleli debi durumunda, ortalama soğutma etkinliği üzerindeki baskın parametrenin üfleme oranı olduğu, boyutsuz jet-plaka mesafesinin etkisi ise ikincil hale geldiği açıkça görülmektedir.

Üfleme oranının artırılmasıyla birlikte ϕ değerleri tüm H/d_f konfigürasyonları için yüksek ve benzer seviyelere ulaşmakta; özellikle $M \geq 1,5$ durumunda boyutsuz jet-plaka mesafesine bağlı farklar büyük ölçüde ortadan kalkmaktadır. Bu sonuç, yeterli ilave soğutucu debi varlığında jet momentumunun yüzeye taşınmasındaki geometrik kayıpların etkin biçimde telafi edildiğini göstermektedir.

5. $\dot{m}_p = 0,013 \text{ kg/s}$:

Şekil 4.21(e)'de ilave soğutucu kanallardan geçen kütleli debinin en yüksek olduğu bu durumda, ortalama soğutma etkinliği sistem genelinde doygunluk davranışı sergilemektedir. Üfleme oranının artırılması, özellikle düşük M 'den orta M seviyelerine geçişte ϕ değerlerini artırmakta; ancak yüksek üfleme oranlarında artış hızı belirgin biçimde azalmaktadır. Bu koşulda, farklı boyutsuz jet-plaka mesafeleri için ortalama soğutma etkinliği değerleri neredeyse aynı seviyede toplanmakta ve sistem performansı büyük ölçüde ilave soğutucu debi tarafından domine edilmektedir.



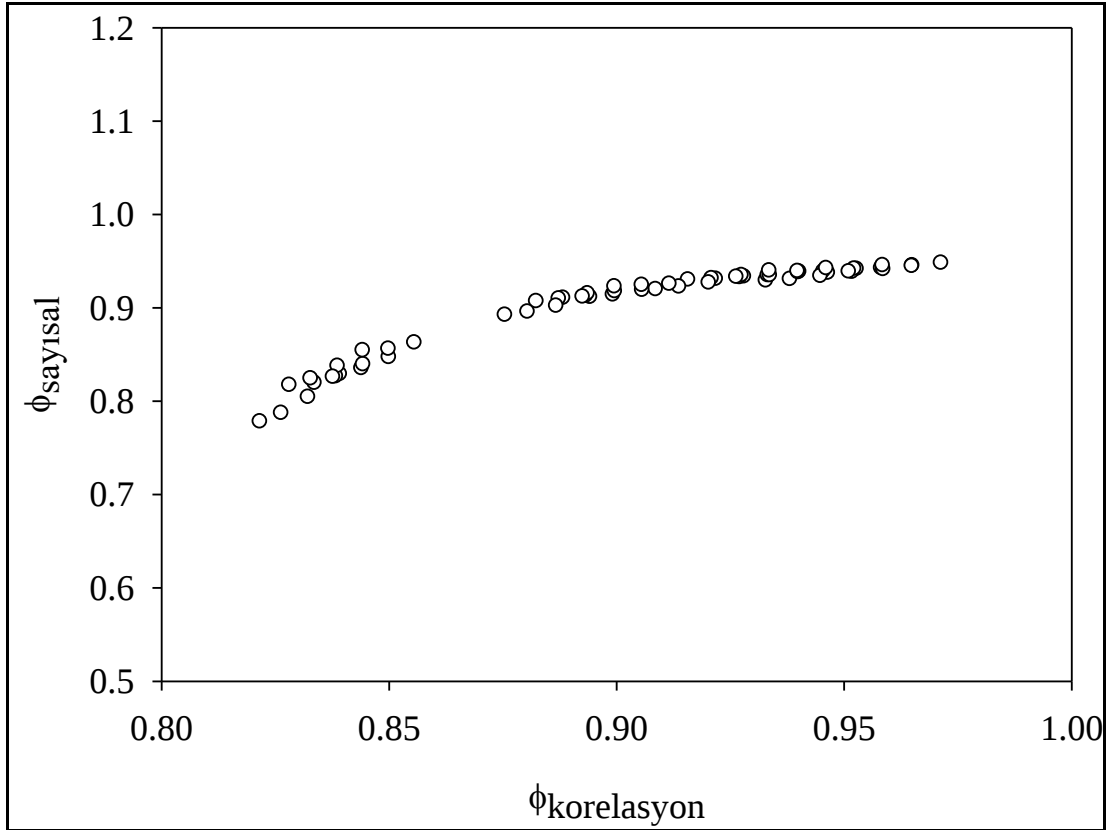
Şekil 4.21. Ortalama soğutma etkinliğinin farklı H/d_f değerlerinde üfleme oranı ile değişimi
 (a) $\dot{m}_p = 0$, (b) $\dot{m}_p = 0.0032$ kg/s, (c) $\dot{m}_p = 0.0049$ kg/s, (d) $\dot{m}_p = 0.0081$ kg/s, (e) $\dot{m}_p = 0.013$ kg/s

Tamamlanan parametrik çalışma sonucunda tez kapsamında incelenen parametreleri içeren ve incelenen aralıkta ortalama soğutma etkinliğini belirli bir hata ile elde etmeyi sağlayan bir korelasyon oluşturulmuştur. Korelasyon denkleminin çalışma aralıkları;

$$0.5 \leq M \leq 2; 2 \leq H/d_f \leq 18; \%1 \leq \dot{m}_p \leq 4$$

şeklindedir. Eş. 4.1’de ortalama soğutma etkinliği için oluşturulan korelasyon verilmiştir. Şekil 4.22.’de oluşturulan korelasyon sunulmuştur. İlgili korelasyonun genel anlamda sonuçları $\pm\%10$ hata payı ile doğru sonuç vermektedir.

$$\phi = 0,9.(M)^{0,092}.(H/d_f)^{-0,0096} .(\dot{m}_p)^{0,014} \quad (4.1)$$



Şekil 4.22. Ortalama soğutma etkinliği için korelasyon ve sayısal sonuçların karşılaştırması

5. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada, ilave soğutma kanalları ile desteklenmiş jet–film soğutma sisteminin; üfleme oranı (M), jet–film plakası mesafesi (H/d_f) ve ilave soğutucu kanalların geçen soğutucu akışkanın kütleli debisi (m_p) parametrelerinin soğutma etkinliği üzerindeki etkisini incelemek amacıyla sayısal bir analiz gerçekleştirilmiştir. Analizlerde; Üfleme oranı $M = 0,5, 1,0, 1,5, 2,0$ değerlerinde, film deliklerinin boyutsuz akış yönü değeri $s_f/d_f = 6$, ilave soğutma kanalları için kütleli debi $m_p = 0-0,013$ kg/s aralığında ve boyutsuz jet-plaka mesafesi $H/d_f = 2, 4, 8, 18$ koşullarında yürütülmüştür. Ayrıca ana akış Reynolds sayısı $Re_g = 3300$ olarak alınmıştır. Çalışmadan elde edilen temel bulgular aşağıda özetlenmiştir:

- Sayısal analizlerden elde edilen sonuçlar, literatürde yer alan deneysel çalışmalarla karşılaştırılmış ve sonuçlar arasında genel olarak iyi bir uyum olduğu görülmüştür.
- İlave soğutucu kanalların bulunmadığı durumda ($m_p = 0$), soğutma etkinliğinin ağırlıklı olarak jet momentumuna ve jet–film plakası mesafesine bağlı olduğu belirlenmiştir.
- Jet–film plakası mesafesi arttıkça, jetlerin yüzeye ulaşmadan önce momentum kaybına uğradığı ve buna bağlı olarak soğutma performansının belirgin biçimde azaldığı gözlemlenmiştir.
- İlave soğutucu kanallar üzerinden sisteme akışkan sağlanmasıyla birlikte, film tabakasının sürekliliğinin arttığı ve yüzey sıcaklıklarının daha homojen bir dağılım sergilediği tespit edilmiştir. Bu etki, düşük üfleme oranlarında daha belirgin hale gelmiştir.
- Düşük ilave soğutucu debilerinde ($m_p \leq 0,0049$ kg/s), soğutma etkinliğinde belirli bir iyileşme sağlanmış; ancak jet–film plakası mesafesinin etkisinin tamamen ortadan kalkmadığı görülmüştür.
- İlave soğutucu debisinin artırılmasıyla ($m_p \geq 0,0081$ kg/s), farklı H/d_f konfigürasyonları için elde edilen soğutma etkinliği değerlerinin birbirine yaklaştığı ve sistemin doygunluk davranışı sergilediği belirlenmiştir.
- Üfleme oranının (M) artması, soğutma etkinliğini tüm konfigürasyonlar için artırmıştır. Ancak düşük üfleme oranlarında ($M = 0,5$), sistem performansının büyük ölçüde ilave soğutucu debisine bağımlı hale geldiği belirlenmiştir.

- İlave soğutma kanallarının etkisi en çok düşük üfleme oranlarında ($M=0,5$) belirgindir. Bu koşullarda, ek soğutucu akışkan kullanımıyla genel soğutma etkinliğinde %13 ila %16 arasında bir artış gözlemlenmiştir.
- Yüksek üfleme oranlarında ($M \geq 1,5$), jetlerin yüzey boyunca daha etkin şekilde yayılması sağlanmış; bu durum ilave soğutucu debi ile desteklendiğinde yüksek ve kararlı bir soğutma performansı elde edilmiştir.
- Ortalama soğutma etkinliği verileri, ilave soğutucu debisinin belirli bir seviyeden sonra performansı domine eden ana parametre haline geldiğini göstermiştir. Özellikle $m_p \geq 0,0081$ kg/s değerlerinden sonra, üfleme oranı ve jet–film plakası mesafesine bağlı farklar büyük ölçüde ortadan kalkmıştır.
- Bu çalışma kapsamında en dengeli ve yüksek performanslı çalışma koşullarının $M = 1,5-2,0$, $H/d_f = 4-8$ ve $m_p \geq 0,0081$ kg/s aralığında elde edildiği belirlenmiştir. Bu parametre kombinasyonu, hem yüksek ortalama soğutma etkinliği sağlamakta hem de sistemin jet–film plakası mesafesine olan hassasiyetini azaltarak tasarım açısından önemli bir esneklik sunmaktadır.

Çalışmadan elde edilen sonuçların mühendislik uygulamalarına katkısı aşağıda özetlenmiştir:

- Bu çalışma, ilave soğutucu kanallar ile desteklenen jet–film soğutma sistemlerinin, klasik jet–film soğutma yaklaşımlarına kıyasla daha kararlı bir performans sunduğunu ortaya koymaktadır.
- İlave soğutucu debisinin artırılmasıyla birlikte jet–film plakası mesafesine olan duyarlılığın azalması, gerçek mühendislik uygulamalarında tasarım sürecine önemli bir esneklik kazandırmaktadır.
- Yüzey sıcaklıklarının daha homojen bir dağılım göstermesi, termal gerilmelerin azaltılması ve buna bağlı olarak bileşen ömrünün uzatılması açısından mühendislik uygulamaları için önemli bir avantaj sağlamaktadır.
- Bu çalışma kapsamında belirlenen optimum parametre aralığı, jet–film soğutma sistemlerinin ön tasarım aşamasında kullanılabilecek yol gösterici bilgiler sunmaktadır.
- Düşük üfleme oranlarında ilave soğutucu kanalların sağladığı katkının daha belirgin olması, sınırlı soğutma havası bulunan sistemler için bu yaklaşımın etkin bir çözüm olabileceğini göstermektedir.

- Elde edilen bulguların, özellikle gaz türbini kanatçıkları ve benzeri yüksek ısıl yüklere maruz kalan bileşenlerin korunması için etkili ve güvenilir bir çözüm sunacağını göstermektedir.

Öneriler:

- Bu çalışmada elde edilen sayısal sonuçların, deneysel çalışmalar ile desteklenerek doğrulanması yapılabilir.
- İlave soğutucu kanalların geometrik özelliklerinin değiştirilerek soğutma performansı üzerindeki etkilerinin ayrıntılı olarak incelenebilir.
- Film delikleri arası mesafe oranının (s_f/d_f) farklı değerler için değerlendirilerek soğutma etkinliği üzerindeki etkisinin araştırılması incelenebilir.
- İlave soğutucu kanal çapının (d_p) değiştirilmesinin soğutma etkinliği üzerindeki etkisini incelenebilir.
- Farklı türbülans modelleri ve zamana bağlı analizler kullanılarak elde edilen sonuçların model hassasiyeti açısından değerlendirilebilir.



KAYNAKLAR

1. Lovett, J., Brogan, T., Philippona, D., Kiel, B., Thompson, T. (2004, 11-14 July). *Development needs for advanced afterburner designs*. Paper presented at the 40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Florida, 4192.
2. Royce, R. (1996). *The Jet Engine*. (5. Edition). London: Rolls-Royce plc., 85-180.
3. Gustafsson, K.M.B., Johansson, T.G. (2001). An experimental study of surface temperature distribution on effusion-cooled plates. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 123(2), 308–316.
4. Funazaki, K., Igarashi, T., Koide, Y., Shinbo, K. (2001, 4 June). *Studies on cooling air ejected over a corrugated Wall: its aerodynamic behavior and film effectiveness*. Paper presented at the ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, and Air, New Orleans, Louisiana, 0143.
5. Wang, W., Yan, Y., Zhou, Y., Cui, J. (2022). Review of advanced effusive cooling for gas turbine blades. *Energies*, 15(2), 8568.
6. Na-pompet, K., Boonsupthip, W. (2011). Effect of a narrow channel on heat transfer enhancement of a slot-jet impingement system. *Journal of Food Engineering*, 103(4), 366-376.
7. Liu, H., Liu, C., Wu, W. (2015). Numerical investigation on the flow structures in a narrow confined channel with staggered jet array arrangement. *Chinese Journal of Aeronautics*, 28(6), 1616–1628.
8. Murray, A.V., Ireland, P.T.; Romero, E. (2020). Experimental and computational methods for the evaluation of double-wall, effusion cooling systems. *Journal of Turbomachinery*, 142(11), 111003.
9. Shinbo, K., Koide, Y., Kashiwagi, T., Oguma, M., Mizuno, M., Funazaki, K., Igarashi, T. (1997, 6-9 July). *Research of heat transfer of a liner for an afterburner*. Paper presented at the 40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Seattle,WA, 3005.
10. Niu, J.J., Liu, C.L., Fu, S., Liu, H.Y., Lin, J.F., Bai, X.H., Zhou, L. (2022). Experiment investigation of impingement/effusion cooling on overall cooling effectiveness and temperature gradients of afterburner heat shields in a high-performance aircraft engine. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 139,110698.
11. Feng, S.S., Kuang, J.J., Wen, T., Lu, T.J., Ichimiya, K. (2014). An experimental and numerical study of finned metal foam heat sinks under impinging air jet cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 77, 1063–1074.
12. Kim, S. H., Ahn, K. H., Jung, E. Y., Park, J. S., Hwang, K. Y., Cho, H. H. (2014, 16-20 June). *Total cooling effectiveness on laminated multilayer for impingement/effusion cooling system*. Paper presented at the ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition,Düsseldorf, 26692.

13. Maikell, J., Bogard, D., Piggush, J., Kohli A. (2011). Experimental simulation of a film cooled turbine blade leading edge including thermal barrier coating effects. *Journal of Turbomachinery*, 133(1), 011014.
14. Gu, H., Zhou, D., Du, K., Li, W. (2023). Overall cooling characteristics of double-wall effusion system considering material selections and hole arrangements. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 216, 124599.
15. Cho, H.H., Rhee, D.H. (2001). Local heat/mass transfer measurement on the effusion plate in impingement/effusion cooling systems. *Journal of Turbomachinery*, 123(3), 601–608.
16. Huber, A.M., Viskanta, R. (1994). Convective heat transfer to a confined impinging array of air jets with spent air exits. *Journal of Heat Transfer*, 116(3), 570–576.
17. Hollworth, B.R., Dagan, L. (1980). Arrays of impinging jets with spent fluid removal through vent holes on the target surface—part 1: average heat transfer. *Journal of Engineering for Power*, 102(4), 994–999.
18. Rhee, D.H., Choi, J.H., Cho, H.H. (2003). Heat (mass) transfer on effusion plate in impingement/effusion cooling systems. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 17(1), 95–102.
19. Bai, N., Fan, W., Zhu, J., Miao, H., Yang, X., Zhano, Y., Zhao, W., Zhang, R. (2023). Experimental investigations into the effusion plate wall temperature of impingement/effusion cooling systems for gas turbine combustors. *Aerospace Science and Technology*, 132, 108052.
20. Fawzy, H., Zheng, Q., Jiang, Y. (2020). Impingement cooling using different arrangements of conical nozzles in a film cooled blade leading edge. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 112, 104506.
21. Rhee, D.H., Yoon, P.H., Cho, H.H. (2003). Local heat/mass transfer and flow characteristics of array impinging jets with effusion holes ejecting spent air. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46 (6), 1049–1061.
22. Miao, M.J., Wu, C.Y. (2006). Numerical approach to hole shape effect on film cooling effectiveness over flat plate including internal impingement cooling chamber. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(5-6), 919-938.
23. Zhang, C., Xu, Q., Zhao, M., Lin, Y., Liu, G. (2006, 8-11 May). *Effect of impingement/effusion hole-area ratio on discharge coefficients of double cooling wall*. Paper presented at the ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air, Barcelona, 569-579.
24. Eifel, M., Caspary, V., Honen, H., Jeschke, P. (2011). Experimental and numerical analysis of gas turbine blades with different internal cooling geometries. *Journal of Turbomachinery*, 133(1), 011018.
25. Bunker, R.S. (2007). Gas turbine heat transfer: ten remaining hot gas path challenges. *Journal of Turbomachinery*, 129(2), 193–201.

26. Li, W., Lu, X., Li, X., Ren, J. Jiang, H. (2019). On improving full-coverage effusion cooling efficiency by varying cooling arrangements and wall thickness in double wall cooling application. *Journal of Heat Transfer*, 141(4), 04201.
27. Andreini, A., Cocchi, L., Facchini, B., et al. (2018). Experimental and numerical investigation on the role of holes arrangement on the heat transfer in impingement/effusion cooling schemes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127, 645–659.
28. Gomatam Ramachandran, S., Shih, T.I. (2015). Biot number analogy for design of experiments in turbine cooling. *Journal of Turbomachinery*, 137(6), 061002.
29. Dees, J.E., Bogard, D.G., Ledezma, G.A., Laskowski, G.M., Tolpadi, A.K. (2012). Momentum and thermal boundary layer development on an internally cooled turbine vane. *Journal of Turbomachinery*. 134(6), 061004.
30. Wang, W., Pu, J., Wang, J.H., Wu, W.L., Wang, M. (2019). An experimental investigation on cooling characteristics of a vane laminated end-wall with axial-row layout of film- holes. *Applied Thermal Engineering*, 148, 953–962.
31. Pu, J., Wang, W., Wang, J.H., Wu, W.L., Wang, M. (2020). Experimental study of free-stream turbulence intensity effect on overall cooling performances and solid thermal deformations of vane laminated end-walls with various internal pin-fin configurations. *Applied Thermal Engineering*, 173, 115232.
32. Jingzhou, Z., Hao, X., Chengfeng, Y. (2009). Numerical study of flow and heat transfer characteristics of impingement/effusion cooling. *Chinese Journal of Aeronautics*, 22(4), 343-348.
33. Zhang, J., Yuan, C., Pengfei, J., Wei, J., Xiaomin, H. (2018). Experimental investigation on the overall cooling effectiveness of t-type impinging-film cooling. *Applied Thermal Engineering*, 128, 595-603.
34. Zhang, J., Wei, J., He, X., Li, J., Luo, D., Wu, Y. (2020). Effects of Impingement Parameters on Impinging-Film Cooling Performance. *Heat Transfer Research*, 51(13), 1241-1260.
35. Jung, E.Y., Oh, S.H., Lee, D.H., Kim, K.M., Cho, H.H. (2017). Effect of impingement jet on the full-coverage film cooling system with double layered wall. *Experimental Heat Transfer*, 30(6), 544-562.
36. Wang, L., Lv, C., Mao, J., Li, Z., Zhang, D., Bi, S. (2024). Influence mechanism of impingement and film on the flow and heat transfer of turbine outer ring with composite cooling structure under different operating parameters. *Applied Thermal Engineering*, 246, 122883.
37. Han, S., Xiang, Z., Xing, J., Zhang, R., An, N., Qi, S., Huo, T., Liu, Q., Zhou, L., Li, L., Zhang, H., Du, X. (2024). Numerical simulation of composite swirl/film double-wall cooling structures and chamber designs for enhanced overall cooling effectiveness. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 228, 125664.

38. Xie, G., Liu, C.L., Ye, L., Wang, R., Niu, J., Zhai, Y. (2020a). Effects of impingement gap and hole arrangement on overall cooling effectiveness for impingement/effusion cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 152, 118919.
39. Xie, G., Liu, C.L., Niu, J., Ye, L., Wang, R. (2020b). Experimental investigation on analogy principle of conjugate heat transfer for effusion/impingement cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 147, 118919.
40. Panda, R.K., Pujari, A.K., Gudla, B. (2023a). A Comparative study of film cooling with combined impingement and film cooling. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 16(7), 1386-1401.
41. Panda, R.K., Pujari, A.K., Gudla, B. (2023b). Effect of jet to plate spacing on film cooling performance in a combined impingement and film cooling arrangement. *Heat Transfer Research*, 54(16), 19-50.
42. Panda, R.K., Pujari, A.K., Gudla, B. (2024). Flow structure comparison of film cooling versus hybrid cooling: a CFD study. *International Journal of Turbo & Jet-Engines*, 41(2), 227-240.
43. Tai, C.H., Miao, J.M., Kao, A.F. (2004). Numerical approach to film cooling effectiveness over a plate surface with coolant impingement. *Journal of Thermal Science*, 13, 67-74.
44. Wang, X., Ye, L., Liu, C., Liang, X., Shi, C. (2025). Investigation of the cooling characteristics of a Low-Resistance Double-Wall configuration with hollow Pin-Fins. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 112, 109686.
45. Wei, J., Jingyu, Z., Shuai, L., Fei, W. (2015). Numerical study on impinging-film hybrid cooling effect with different geometries. *International Journal of Thermal Sciences*, 92, 199-216.
46. Dogruoz, M. B (2005). *Experimental and Numerical Investigation of Turbulent Heat Transfer Due to Rectangular Impinging Jets*. Master's thesis, The University of Arizona, Arizona, 281.
47. Mentor Graphics Corporation. (2018). FloEFD Technical Reference – Software Version 17. *Siemens EDA*, Oregon, USA, 270941.



Gazili olmak ayrıcalıktır