

**T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ÇARPMALI JETLİ SOĞUTMA LEVHASININ  
SAYISAL MODELLENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Ahmet Hakan HIRCA**

**Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ**

**Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Ünal UYSAL**

**Temmuz 2016**

T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÇARPMALI JETLİ SOĞUTMA LEVHASININ  
SAYISAL MODELLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

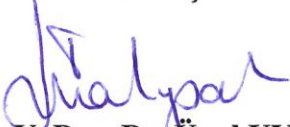
Ahmet Hakan HIRCA

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

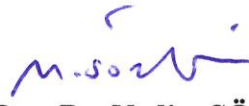
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Ünal UYSAL

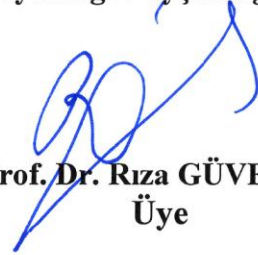
Bu tez 22/07/2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.



Y. Doç. Dr. Ünal UYSAL  
Jüri Başkanı



Doç. Dr. Nedim SÖZBİR  
Üye



Prof. Dr. Rıza GÜVEN  
Üye

## BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulmuştur. Tezde yer alan deneysel veriler Pittsburgh Üniversitesinden, Dr. Osama Al-aqal tarafından yapılan “Heat transfer distributions on the walls of a narrow channel with jet impingement and cross flow” adlı doktora tezinden alındığını ve bu tez çalışmasının temelini oluşturan sayısal analizlerin oluşturulması ve sonuçların karşılaştırılmasında kullanıldığını beyan ederim.

Ahmet Hakan HIRCA

22.07.2016



## TEŞEKKÜR

Lisans ve yüksek lisans eğitimim boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, her konuda bilgi ve desteğini almaktan çekinmediğim, araştırmanın planlanmasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında yardımlarını esirgemeyen, teşvik eden, aynı zamanda titizlikle beni yönlendiren değerli danışman hocam Yrd. Doç. Dr. Ünal UYSAL'a teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca çalışmama konu olan deneysel sonuçların kullanımını konusunda yardımcı olan Dr. Osama. Al-aqal'a, eğitim hayatım boyunca hep yanımda olan ve çalışmalarım esnasında göstermiş oldukları her türlü destekten dolayı aileme, can dostum Maveria POYRAZ'a ve Cihan TAŐCI'ya teşekkürü bir borç bilirim.

## İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR .....	i
İÇİNDEKİLER.....	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ .....	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	v
TABLolar LİSTESİ .....	xi
ÖZET .....	xii
SUMMARY .....	xiii
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2.	
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI .....	4
BÖLÜM 3.	
SAYISAL MODEL .....	18
3.1. Çarpmalı Jetler .....	18
3.1.1. Serbest jet bölgesi .....	19
3.1.2. Durgunluk noktası.....	19
3.1.3. Duvar jeti bölgesi.....	20
3.2. Çapraz Akışlı (Cross-Flow) Çarpma .....	20
3.3. Problemin Genel Tanımı .....	21
3.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CRADLE).....	24
3.4.1. Kabuller ve matematiksel formülasyon .....	25
3.4.2. Korunum denklemleri .....	26
3.4.3. Türbülans modeli .....	27

3.5. Sayısal Çözüm Adımları .....	29	
3.5.1. Ön işlemci kademesi .....	30	
3.5.2. Çözüm kademesi.....	32	
3.5.3. Son işlemci kademesi.....	37	
BÖLÜM 4.		
SAYISAL SONUÇLARIN DENEYSEL VERİLERLE KARŞILASTIRILMASI 39		
4.1. Tek Sıra Jetli Model Sonuçlarının Karşılaştırılması .....	39	
4.2. İki Sıra Jetli Model Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	44	
4.3. Üç Sıra Jetli Model Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	48	
BÖLÜM 5.		
SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....		53
5.1. Tek Sıra Jetli Model Sonuçları .....	53	
5.2. İki Sıra Jetli Model Sonuçları .....	53	
5.3. Üç Sıra Jetli Model Sonuçları .....	54	
5.4. Sonuçların Genel Değerlendirilmesi .....	54	
KAYNAKLAR .....	56	
ÖZ GEÇMİŞ .....	60	

## SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

2D	: İki boyutlu
3D	: Üç boyutlu
Bi	: Biot sayısı
Cp	: Özgül ısı, J/kgK
D	: Jet çapı
Dj	: Baz çizgisi dizisi
E	: Dik merkezlilik
H	: Hedef plaka mesafesi
h	: Lokal ısı transfer katsayısı
I	: Elektriksel akım, A
Nu	: Nusselt sayısı
q	: Isı akısı, W/m <sup>2</sup>
r	: Elektriksel direnç, Ohm
Re	: Reynolds sayısı
S	: Ayrılma mesafesi
TLC	: Termokrom Sıvı Kristali
Tr	: Gaz sıcaklığı, °K
Tw	: Duvar yüzey sıcaklığı, °K

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Jet çapı ( $D_{jet}$ ) 9,52 mm, jetler arası dikey mesafe ( $S_1$ ) 61,91 mm olan modelin jet plakasının kesit görünümü.....	2
Şekil 1.2. Jet çapı ( $D_{jet}$ ) 4,76 mm, jetler arası dikey mesafe ( $S_1$ ) 30,956 mm ve yanal mesafe ( $S_2$ ) 19,05 mm olan jet plakasının kesit görünümü.....	3
Şekil 1.3. Jet çapı ( $D_{jet}$ ) 3,18 mm, jetler arası dikey mesafe ( $S_1$ ) 20,64 mm ve yanal mesafe ( $S_2$ ) 12,7 mm olan modelin jet plakasının kesit görünümü .....	3
Şekil 2.1. Çarpmalı hava jetinde akış .....	5
Şekil 3.1. Çarpmalı hava jetinde akış .....	19
Şekil 3.2. Çarpma sıra jetinde etkileşim alanları.....	21
Şekil 3.3. Modellere ait üstten ve kesit görüntüleri (a) Tek sıralı (b) İki sıralı (c) Üç sıralı.....	22
Şekil 3.4. Tek sıralı modele ait örnek kesit görüntüsü ve temel tanımlamalar .....	23
Şekil 3.5. Modelde kullanılan eleman tipleri .....	31
Şekil 3.6. Üç sıralı örnek modele ait çözüm ağı yapısı .....	31
Şekil 3.7. Çözüm ağı örnek değerleri (a) Ortalama eleman boyutları (b) Ortalama eleman sayısı.....	32
Şekil 3.8. Giriş hız şartının program ara yüzünde tanımlanması .....	34
Şekil 3.9. Çıkış basınç şartının program ara yüzünde tanımlanması .....	35
Şekil 3.10. Isı geçişinin olmadığı duvar özelliklerinin tanımlanması .....	35
Şekil 3.11. Dış ortam sıcaklığının tanımlanması.....	36
Şekil 3.12. Türbülans modelinin program ara yüzünde seçimi.....	36
Şekil 3.13. Sonuçların yakınsama grafiğine ait örnek program çıktısı .....	37
Şekil 3.14. Model sonuçlarından örnek kontur görüntüsü .....	38
Şekil 4.1. $S_1=61,91$ mm, $H=12,7$ mm, $Re=14000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı .....	39



Şekil 4.2. $S_1=61,91$ mm, $H=12,7$ mm, $Re=14000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği .....	39
Şekil 4.3. $S_1=61,91$ mm, $H=12,7$ mm, $Re=18000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı .....	40
Şekil 4.4. $S_1=61,91$ mm, $H=12,7$ mm, $Re=18000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği .....	40
Şekil 4.5. $S_1=61,91$ mm, $H=12,7$ mm, $Re=27000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı .....	40
Şekil 4.6. $S_1=61,91$ mm, $H=12,7$ mm, $Re=27000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği .....	40
Şekil 4.7. $S_1=61,91$ mm, $H=19,05$ mm, $Re=14000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı .....	41
Şekil 4.8. $S_1=61,91$ mm, $H=19,05$ mm, $Re=14000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği .....	41
Şekil 4.9. $S_1=61,91$ mm, $H=19,05$ mm, $Re=18000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı .....	41
Şekil 4.10. $S_1=61,91$ mm, $H=19,05$ mm, $Re=18000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği....	41
Şekil 4.11. $S_1=61,91$ mm, $H=19,05$ mm, $Re=27000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı .....	42
Şekil 4.12. $S_1=61,91$ mm, $H=19,05$ mm, $Re=27000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği....	42
Şekil 4.13. $S_1=61,91$ mm, $H=25,40$ mm, $Re=14000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı .....	42
Şekil 4.14. $S_1=61,91$ mm, $H=25,40$ mm, $Re=14000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği....	42
Şekil 4.15. $S_1=61,91$ mm, $H=25,40$ mm, $Re=18000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı .....	43
Şekil 4.16. $S_1=61,91$ mm, $H=25,40$ mm, $Re=18000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği....	43
Şekil 4.17. $S_1=61,91$ mm, $H=25,40$ mm, $Re=27000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı .....	43

Şekil 4.18. $S_1=61,91$ mm, $H=25,40$ mm, $Re=27000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği....	43
Şekil 4.19. $S_1=30,956$ mm, $S_2=19,05$ mm, $H=12,7$ mm, $Re=7000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı.....	44
Şekil 4.20. $S_1=30,956$ mm, $S_2=19,05$ mm, $H=12,7$ mm, $Re=7000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği .....	44
Şekil 4.21. $S_1=30,956$ mm, $S_2=19,05$ mm, $H=12,7$ mm, $Re=9000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı.....	44
Şekil 4.22. $S_1=30,956$ mm, $S_2=19,05$ mm, $H=12,7$ mm, $Re=9000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği .....	44
Şekil 4.23. $S_1=30,956$ mm, $S_2=19,05$ mm, $H=12,7$ mm, $Re=14000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı.....	45
Şekil 4.24. $S_1=30,956$ mm, $S_2=19,05$ mm, $H=12,7$ mm, $Re=14000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği.....	45
Şekil 4.25. $S_1=30,956$ mm, $S_2=19,05$ mm, $H=19,05$ mm, $Re=7000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı.....	45
Şekil 4.26. $S_1=30,956$ mm, $S_2=19,05$ mm, $H=19,05$ mm, $Re=7000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği.....	45
Şekil 4.27. $S_1=30,956$ mm, $S_2=19,05$ mm, $H=19,05$ mm, $Re=9000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı.....	46
Şekil 4.28. $S_1=30,956$ mm, $S_2=19,05$ mm, $H=19,05$ mm, $Re=9000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği.....	46

Şekil 4.29. $S_1=30,956$ mm, $S_2=19,05$ mm, $H=19,05$ mm, $Re=14000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı.....	46
Şekil 4.30. $S_1=30,956$ mm, $S_2=19,05$ mm, $H=19,05$ mm, $Re=14000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği.....	46
Şekil 4.31. $S_1=30,956$ mm, $S_2=19,05$ mm, $H=25,4$ mm, $Re=7000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı.....	47
Şekil 4.32. $S_1=30,956$ mm, $S_2=19,05$ mm, $H=25,4$ mm, $Re=7000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği.....	47
Şekil 4.33. $S_1=30,956$ mm, $S_2=19,05$ mm, $H=25,4$ mm, $Re=9000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı.....	47
Şekil 4.34. $S_1=30,956$ mm, $S_2=19,05$ mm, $H=25,4$ mm, $Re=9000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği.....	47
Şekil 4.35. $S_1=30,956$ mm, $S_2=19,05$ mm, $H=25,4$ mm, $Re=14000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı.....	48
Şekil 4.36. $S_1=30,956$ mm, $S_2=19,05$ mm, $H=25,4$ mm, $Re=14000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği.....	48
Şekil 4.37. $S_1=20,64$ mm, $S_2=12,7$ mm, $H=12,7$ mm, $Re=5000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı ....	48
Şekil 4.38. $S_1=20,64$ mm, $S_2=12,7$ mm, $H=12,7$ mm, $Re=5000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği.....	48
Şekil 4.39. $S_1=20,64$ mm, $S_2=12,7$ mm, $H=12,7$ mm, $Re=6000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı ....	49

Şekil 4.40. $S_1=20,64$ mm, $S_2=12,7$ mm, $H=12,7$ mm, $Re=6000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği .....	49
Şekil 4.41. $S_1=20,64$ mm, $S_2=12,7$ mm, $H=12,7$ mm, $Re=9000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı.....	49
Şekil 4.42. $S_1=20,64$ mm, $S_2=12,7$ mm, $H=12,7$ mm, $Re=9000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği .....	49
Şekil 4.43. $S_1=20,64$ mm, $S_2=12,7$ mm, $H=19,05$ mm, $Re=5000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı.....	50
Şekil 4.44. $S_1=20,64$ mm, $S_2=12,7$ mm, $H=19,05$ mm, $Re=5000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği .....	50
Şekil 4.45. $S_1=20,64$ mm, $S_2=12,7$ mm, $H=19,05$ mm, $Re=6000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı.....	50
Şekil 4.46. $S_1=20,64$ mm, $S_2=12,7$ mm, $H=19,05$ mm, $Re=6000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği .....	50
Şekil 4.47. $S_1=20,64$ mm, $S_2=12,7$ mm, $H=19,05$ mm, $Re=9000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı.....	51
Şekil 4.48. $S_1=20,64$ mm, $S_2=12,7$ mm, $H=19,05$ mm, $Re=6000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği .....	51
Şekil 4.49. $S_1=20,64$ mm, $S_2=12,7$ mm, $H=25,4$ mm, $Re=5000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı.....	51
Şekil 4.50. $S_1=20,64$ mm, $S_2=12,7$ mm, $H=25,4$ mm, $Re=5000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği .....	51
Şekil 4.51. $S_1=20,64$ mm, $S_2=12,7$ mm, $H=25,4$ mm, $Re=6000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı.....	52

Şekil 4.52. $S_1=20,64$ mm, $S_2=12,7$ mm, $H=25,4$ mm, $Re=6000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği .....	52
Şekil 4.53. $S_1=20,64$ mm, $S_2=12,7$ mm, $H=25,4$ mm, $Re=9000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı.....	52
Şekil 4.54. $S_1=20,64$ mm, $S_2=12,7$ mm, $H=25,4$ mm, $Re=9000$ için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği .....	52

## TABLolar LİSTESİ

Tablo 3.1. Tek sıralı model için hız sınır şartları .....	33
Tablo 3.2. İki sıralı model için hız sınır şartları .....	33
Tablo 3.3. Üç sıralı model için hız sınır şartları .....	33

## ÖZET

Anahtar kelimeler: Isı transferi, türbin kanatlarının soğutulması, çarpmalı jet, HAD, zorlanmış ısı geçişi

Günümüzde, malzeme teknolojisi oldukça ileri düzeylere ulaşmasına rağmen gaz türbinlerinin giriş sıcaklıkları, kanat malzemelerinin dayanma sıcaklıklarından çok daha yüksektir. Bu nedenle, ileri malzeme teknolojisi ile üretilen türbin kanatlarının da mutlak surette soğutulması gerekmektedir. Soğutmanın bu denli önemli olması, gaz türbini üreticilerini özellikle kanat soğutma teknolojileri konusunda yoğun araştırmalar yapmaya yöneltmiştir. Bu konuda konveksiyon yoluyla soğutma ve çarpmalı jet soğutma gibi iç soğutma yöntemleri, film soğutma ve transprasyon soğutma gibi dıştan soğutma yöntemleri başlıca gaz türbin kanatçıklarının soğutulmasında kullanılan metotlardır.

Pittsburgh Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde Dr. Al-aqal [1] tarafından Sıvı Kristal Termografisi (TLC) yöntemi kullanılarak yapılan çalışmada tek sıralı çapı (D) 9,525 mm olan çarpmalı jet modeli, iki sıralı çapı (D) 4,763 mm olan çarpmalı jet modeli ve üç sıralı çapı (D) 3,18 mm olan çarpmalı jet modeli olmak üzere üç farklı jet plaka modeli vardır. 12,7 mm, 19,05 mm ve 25,4 mm olan üç farklı jet-hedef plaka açıklığına (H) sahip modellerin her biri 22,2 m/s, 28,5 m/s ve 42,8 m/s olan üç farklı giriş hızında kullanılarak ortalama yerel ısı geçiş katsayısının hedef plaka üzerindeki dağılımı deneysel olarak incelemiştir.

Bu çalışmada, deneysel çalışmanın yapıldığı model ve sınır şartları, SST (Shear Stress Transport)  $k-\omega$  türbülans modeli alınarak, ticari hesaplamalı akışkanlar mekaniği programı kullanılarak sayısal modeldeki hedef plaka yüzeylerindeki ısı geçiş katsayısı dağılımı hesaplanmış ve deneysel çalışma sonuçları ile kıyaslanarak modelin ve HAD programının sonuçlara yaklaşımı araştırılmıştır.

İkinci bölümde konuyla ilgili olarak gerekli literatür araştırmaları yapılmış olup, sınır şartları, türbülans modelleri, duvar fonksiyonları, akış yapısı ve teoride yapılan kabuller incelenmiştir ve uygun yaklaşımlar seçilmiştir. Üçüncü bölümde ise literatür ve deneysel çalışmalarda kullanılan model üzerine sayısal model oluşturulmuş ve gerekli kabuller yapılmıştır. Dördüncü bölümde sayısal analiz sonuçları ile deneysel sonuçlar kıyaslanmıştır. Sayısal sonuçların deneysel sonuçlara uyumlu olduğu tespit edilmiştir. Beşinci bölümde ise genel sonuç ve değerlendirmelere yer verilmiştir.

# NUMERICAL MODELLING OF HEAT TRANSFER DISTRIBUTIONS ON JET IMPINGEMENT COOLING PLATE

## SUMMARY

Keywords: Heat transfer, turbine blade cooling, impingement jets, CFD, forced convection

Nowadays, although the material technology quite reach the inlet temperature of the advanced gas turbine is higher than the withstand temperature of the flap material. Therefore, it is necessary to cool the turbine blades produced in absolute terms of the material technology. This much is important cooling has led to extensive research in gas turbine cooling technology producers, especially the blades. Internal cooling methods such as cooling via convection cooling and impingement, film cooling and external cooling methods such as transpiration cooling methods are mainly used to cool the gas turbine blades.

In this study, University of Pittsburgh's Department of Mechanical Engineering the Thermochromic Liquid Crystals (TLC) thermal method was performed by Dr. Al-aqal [1] and use the experimental jet impingement models in his study; single rows with jet diameter (D) 9,52 mm, couple rows with jet diameter (D) 4,76 mm, triple rows with jet diameter (D) 3,18 mm. This each models tested for three different target plate distance (H) 12,7 mm, 19,05 mm and 25,4 mm with three different inlet velocities 22,2 m/s, 28,5 m/s and 42,8 m/s to investigate effects averaged local heat transfer with experimental method

In this study, experimental models and boundary conditions used same for the numerical modeling study to investigate the heat transfer characteristics on surfaces. Calculation made by SST (Shear Stress Transport)  $k-\omega$  turbulence model using commercial computational fluid dynamics program. Then the obtained numerical results are compared with experimental study results and CFD programs approach investigated.

In Section 2, some research did about the subject such as boundary conditions, wall functions, turbulence modeling and essential data picked for the study. In Section 3, numerical models made according to literature and experimental work with necessary acceptances. Numerical analysis results and experimental results are compared in Section 4. Conclusions take part in Section 5.



## BÖLÜM 1. GİRİŞ

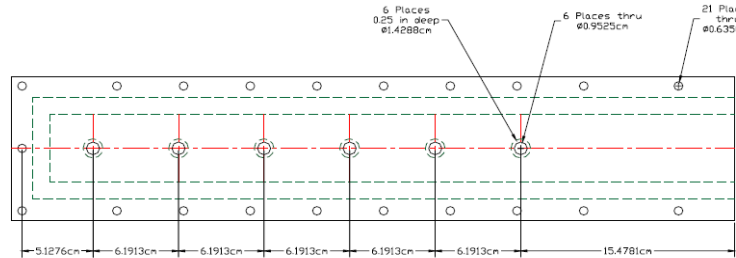
Dünyada, enerji üretim ve havacılık sektörlerinde kullanılan en önemli makineler gaz türbinleridir. Özellikle, elektrik enerjisi üretimi ve uçaklardaki itme kuvvetini sağlayan gaz türbinleri üzerinde sınırları zorlayan bilimsel çalışmalar büyük bir hızla devam etmektedir. Amaçlarına göre ihtiyaç duyulan enerjiyi üretmek için kullanılan makinelerin verimi ve gücü çok önemlidir. Dünya nüfusu ve enerji tüketimi hızla artmaktadır. Dengeli bir şekilde enerji ihtiyaçlarının karşılanması gerekmektedir. Bu sebeple sürekli olarak mevcut enerji kaynaklarını, kullanılabilir enerjiye dönüştüren makineler tasarlanmaktadır. Tasarlanan bu makinelerin ortak özellikleri, daha az yakıt kullanmak ve daha fazla enerji elde etmektir. Bu amaçla gaz türbin imalatçıları da gaz türbin verimini ve çıkış gücünü artırmak için araştırmalar yapmaktadırlar. Özellikle türbin giriş sıcaklığının artırılması, hava basınç oranının artırılması ve malzeme teknolojileri konusunda araştırmalar sürmektedir. Hem daha güçlü hem de daha verimli türbinler, gaz türbin üretici ve kullanıcılarını enerji üretim piyasasında söz sahibi olmasını sağlayacaktır. Bu çalışmalardan biri de katı yüzeylerin ısıtılması ya da soğutulmasında çok yaygın olarak kullanılan jet çarpma tekniğidir.

Çarpmalı akışkan jetleri taşınım ile ısı ve kütle geçişinin artırılmasında etkili bir yöntem olarak çok geniş bir alanda kullanılmaktadır. Son yıllarda yüksek ısı üreten gaz türbin malzemeleri ve parçalarındaki gelişmeler çarpmalı jetlerin bu elemanların soğutulmasına yönelik uygulamalarını arttırmaya ve geliştirmeye başlatmıştır. Gaz türbinlerinin verimlilik açısından akışkan giriş sıcaklığının artması, bu elemanların soğutulması için gerekli soğutma sistemlerinin karmaşıklığını ve maliyetini arttırmıştır. Doğal taşınımın soğutma için yeterli olmadığı durumlarda, havayla zorlanmış taşınım uygulamaları devreye girmiş daha yüksek ısı akılarında ise sıvıyla soğutma ve iki fazlı soğutma uygulamaları bunların yerini almıştır.

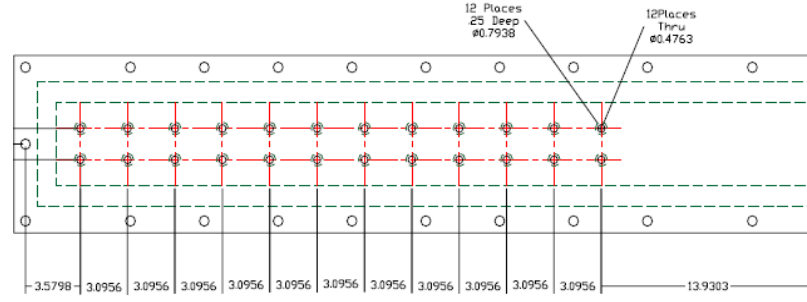
Çarpmalı jet uygulamaları, elde edilen yerel ısı geçişi miktarları bakımından havayla zorlanmış taşımının üst limitini oluşturmaktadır. Gaz türbin sistemlerin verimini etkileyen en önemli faktör çalışma sıcaklıklarıdır. Çalışma sıcaklığına bağlı olarak ortaya çıkan ısıl gerilmeler malzemelerin ve dayanımının bozulmasının ve verimlerinin düşmesinin ana sebebidir. Sistemde çok ısınan elemanların jet dizileriyle soğutulması, gaz türbin sistemlerin korunması için önemli bir uygulama haline gelmiştir.

Pittsburgh Üniversitesinde Dr. Osama Al-aqal tarafından Sıvı Kristal Termografisi (TLC) yöntemiyle yapılan deneysel çalışmada, tek sıralı, iki sıralı, üç sıralı çarpmalı jet kullanılarak soğutulan dikdörtgen kesitli dar bir kanalın hedef plakasında meydana gelen ısı geçişi katsayısı dağılımı bulunmuştur. Bu çalışmada, deneysel çalışmada kullanılan model temel alınarak, CRADLE SC/Tetra programı kullanılarak sayısal model oluşturulmuş ve deneysel çalışma sonuçları ile kıyaslanmıştır.

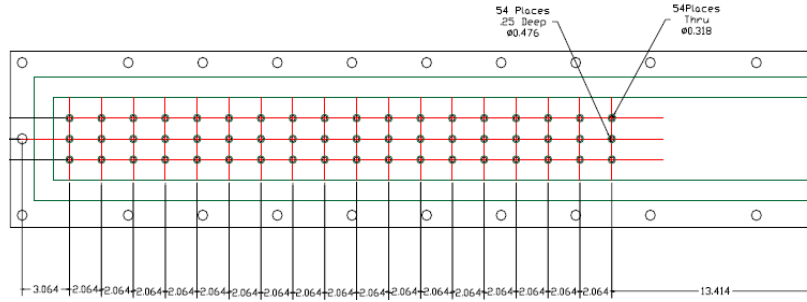
Toplam hidrolik çapları eşit olmak şartıyla üç farklı deneysel model oluşturulmuştur. Geometrik modellerden birincisinde; üzerinde çapı (D) 9,525 mm ve delik merkezleri arasındaki dikey mesafe ( $S_1=6,5D$ ) 61,91 mm olan tekli dizilime sahip altı jet deliğinin bulunduğu bir dikdörtgenler prizmasıdır. İkinci geometri çapı (D) 4,763 mm ve delik merkezleri arasındaki dikey mesafe ( $S_1 = 6,5D$ ) 30,956 mm, yanıl mesafe ( $S_2 = 4D$ ) 19,05 mm olan çift dizilime sahip 24 jet deliğinin bulunduğu bir dikdörtgenler prizmasıdır. Üçüncü geometri çapı (D) 3,18 mm ve delik merkezleri arasındaki dikey mesafe ( $S_1 = 6,5D$ ) 20,64 mm, yanıl mesafe ( $S_2 = 4D$ ) 12,7 mm olan üçlü dizilime sahip 54 jet deliğinin bulunduğu bir dikdörtgenler prizmasıdır. Bu modellere ait kesit görüntüleri Şekil 1.1., Şekil 1.2. ve Şekil 1.3.'de gösterilmiştir.



Şekil 1.1. Jet çapı ( $D_{jet}$ ) 9,52 mm, jetler arası dikey mesafe ( $S_1$ ) 61,91 mm olan modelin jet plakasının kesit görüntüsü



Şekil 1.2. Jet çapı ( $D_{jet}$ ) 4,76 mm, jetler arası dikey mesafe ( $S_1$ ) 30,956 mm ve yanal mesafe ( $S_2$ ) 19,05 mm olan modelin jet plakasının kesit görünümü



Şekil 1.3. Jet çapı ( $D_{jet}$ ) 3,18 mm, jetler arası dikey mesafe ( $S_1$ ) 20,64 mm ve yanal mesafe ( $S_2$ ) 12,7 mm olan modelin jet plakasının kesit görünümü

Her bir modele ait üç farklı jet ile hedef plaka arasındaki mesafesi ( $H$ ) kullanılmıştır. Bu hedef plaka mesafeleri sırasıyla 12,7 mm, 19,05 mm ve 25,4 mm kanal yüksekliğine sahiptir. Bu deliklerden soğutulmak/ısıtılmak istenen hedef plaka yüzeyine jetler yardımıyla hava gönderilmektedir. Havanın sıcaklığı zamana bağlı olarak değişmektedir.

Bu çalışmada, TLC yöntemiyle yapılan deneysel çalışmada kullanılan fiziksel model geometrisi esas alınmıştır. Deneysel çalışmada çarpmalı jet soğutma tekniğinin kullanılması ile elde edilen hedef plaka üzerindeki ısı geçiş katsayısı dağılımları CRADLE Sc/Tetra programı kullanılarak sayısal olarak yeniden hesaplanmıştır. Bulunan ısı geçiş katsayısı dağılımları deneysel olarak elde edilen ısı geçiş katsayısı dağılımları ile kıyaslanmıştır. Bu çalışmada üç farklı geometrik model, üç farklı Reynolds sayısı ve üç farklı kanal aralığı için yapılan deneysel çalışma sonuçları ile sayısal çalışma sonuçları karşılaştırılmıştır.

## BÖLÜM 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde konuyla ilgili literatürde yapılan çalışmalar incelenerek aşağıda sunulmuştur. Literatür araştırmalarına elde edilen bilgiler aşağıda sıralanmıştır. Gaz Türbin kanatlarında ısı geçiş performansının artırılması konusunda çok farklı çalışmalar yapıldığı tespit edilmiştir. Bu çalışmada türbin kanatlarında kullanılan geçiş parçaları, geçişli kanalları ve bunlarda kullanılan çarpmalı jet geometrileri üzerinde araştırmalar üzerine odaklanılmıştır. Bunlardan biri, dikdörtgen bir kanal içinde 4 sıra ve 12 hava jet delikli bir deneysel set üzerinde ısı transferi ölçümleri yapılmıştır. 3 farklı çapraz akım gönderilerek farklı Re sayıları için hava jetlerinin meydana getirdiği ısı transferi katsayısı termal sıvı kristal tekniği kullanılarak ölçülmüştür. Hedef yüzey üzerine çapraz akımın etkisi ve Re sayısının etkisi ve ısı transferi katsayısının değişimi incelenmiş ve bu sonuçlar Nu sayısına ve Re sayısı değişimine bağlı olarak grafiklerde gösterilmiştir [1], [2].

Gaz türbin giriş sıcaklığının artması, aynı zamanda türbin kanatları ve sıcak gaz yolu üzerindeki diğer parçaların maruz kaldığı ve yukarıda açıklanan zorlamaların etkisini de ciddi ölçüde arttırmaktadır ve bundan en çok etkilenen türbin kanatlarıdır. Bu durum göz önüne alındığında; türbin kanat malzemesinin iyileştirilmesi, kanat kaplamaları ve kanat soğutma yöntemleri konuları üzerinde mühendislik, çalışmaları yoğunlaştırılmıştır. Son teknolojik gelişmelere göre kullanılan yakıtı bağlı olarak gaz türbinlerindeki öngörülen bölgesel sıcaklık ve basınç değerleri Şekil 2.1.'de gösterilmiştir [3].

GAZ TÜRBİNLERİNDE TAHMİN EDİLEN ÇALIŞMA KOŞULLARI			
	Syngaz Türbini 2010	Hidrojen Türbini 2015	Oksi-Yakıt Türbini 2015
Yanma Odası Çıkış Sıcaklığı, °C (°F)	~ 1480 (~2700)	~1480 (~2700)	
Türbin Giriş Sıcaklığı, °C (°F)	~1370 (~2500)	~1425(~2600)	~1760 (~3200) (IPT) ~760 (~1400) (HPT)
Türbin Çıkış Sıcaklığı, °C (°F)	~595 (~1100)	~595 (~1100)	
Türbin Giriş Basıncı, psig	~265	~300	~1500 (HPT) ~ 625 (IPT)
Türbin Akış Bileşimi, %	H <sub>2</sub> O (8.5) CO <sub>2</sub> (9.27) N <sub>2</sub> (72.8) Ar (0.8) O <sub>2</sub> (8.6)	H <sub>2</sub> O (17.3) CO <sub>2</sub> (1.4) N <sub>2</sub> (72.2) Ar (0.9) O <sub>2</sub> (8.2)	H <sub>2</sub> O (75-90) CO <sub>2</sub> (25-10) O <sub>2</sub> , N <sub>2</sub> , Ar (1.7)

Şekil 2.1. Çarpmalı hava jetinde akış

Çarpmalı jetlerin çok farklı alanlardaki uygulamalarına özel ısı transferi özelliklerini belirlemek için yapılmış deneysel çalışmaları incelemişlerdir. Çarpmalı jetlerin ısı transferi karakteristiklerini etkileyen pek çok parametrenin çok geniş aralıklardaki değerlerinin ele alındığı çalışmada deneysel sonuçlarda farklılığa yol açan lüle geometrilerinin ayrıntıları, ölçüm teknikleri, boyutsuz değişkenlerin tanımlanma şekilleri belirtilmiştir. Çalışmada, incelenen veriler kullanılarak Nu sayısı için bir korelasyon elde edilmiş ve korelasyondaki Re sayısının üst değeri lüle-plaka mesafesi ve durgunluk noktası uzaklığın bir fonksiyonu olarak belirlenmiştir [4].

Elektronik cihaz teknolojisi beraberinde, ısı transferi problemleri öne çıkarmaktadır. Elektronik elemanların maksimum çalışma sıcaklıklarının 55 - 75 °C civarındadır. Bu sebeple elektronik elemanların bulunduğu bölgeler bu sıcaklık değerinin altında tutulması gerekmektedir. Bunun için doğal veya zorlanmış ısı transferi kullanılmaktadır. Doğal ısı transferi için elektronik elemanlar bir kanal içerisinde ısı kaynağı olarak düşünülmekte ve bu kanalın soğutulması ele alınmaktadır. Giriş sıcaklığındaki değişimin sonucu paralel kanallardaki laminar akış için daimi olmayan enerji denklemlerinin tam çözümleri elde edilmiştir [5].

Pürüzsüz bir dikdörtgen kesitli kanalda sıcaklık dağılımının nasıl olduğunu sonlu farklar metodu kullanılarak tespit edilmiştir. Kanal giriş sıcaklığının sinüzoidal şekilde değiştiği kabul edilerek kanal ekseni ve eksen boyunca zamana bağlı olarak sıcaklık değişimini tespit etmiştir [6].

V şeklinde mikro kanatlı dikdörtgen kanallardaki ısı transferi incelenmiştir. Hava jeti yardımıyla bir kanalın soğutulması termal sıvı kristalleri tekniği kullanarak incelenmiştir [7].

Taşınım ile ısı transferi ölçümleri için termal sıvı kristalleri tekniği hakkında detaylı bilgi verilmiştir. Deneysel çalışma bir test yüzeyi üzerinde yapılmıştır. Bu yüzey üzerindeki renk değişimleri bir görüntü işleme sistemi ile ısı transferi katsayısı ölçümü yapılmıştır. Deneysel sistemin geometrisi bir türbin kanadına benzetilerek deneyler yapılmış ve hava jetleri kullanılarak soğutma gerçekleştirilmiştir. Böylece yüzey üzerindeki ısı transferi değerleri elde edilmiştir [8].

Çevre ile jet arasındaki momentum aktarımının neticesinde, jet merkezindeki hızın azalması gelişmekte olan akış bölgesinde kendini gösterir. Bu bölgenin sonunda akış tam gelişmiş hale ulaşır. Rajanatham tam gelişmiş bölgedeki jetin genişlemesinin ve hızdaki azalmanın doğrusal olduğunu belirtmiştir [9].

Viskanta, Re sayısına bağlı olarak dairesel serbest jetleri:

- Yayılımlı laminer jet,  $Re < 300$
- Tam laminer jet,  $300 < Re < 1000$
- Geçişli veya yarı türbülanslı jet,  $1000 < Re < 3000$
- Tam türbülanslı jet,  $Re > 3000$

şeklinde sınıflandırmıştır. Ayrıca, çıkışta laminer olan bir jetin, çarpmadan önce hala laminer olup olmasının aralarında jet Re sayısı, jet çıkışındaki hız profili, jet plaka arası mesafe, jetin sınırlı olup olmadığı gibi etkenlerin bulunduğu birçok parametreye bağlı olduğunu belirtmiştir [10].

On iki adet konveks çukur üzerinde iki aşamalı bir deney programı uygulanmıştır. Başlangıçta, ayrılma mesafeleri ve Re sayılarının dizisinin üstünde dik merkezlilik olmadan, konveks çukurların ısı transferi üzerindeki etkisi, temel çizgisi testlerinin serileri ile doğrulanmıştır. Buradan elde edilen sonuçlar yumuşatılmış duvarın çarpma yüzeyinden elde edilen veriler ile kıyaslanmıştır. Re,  $S/D_j$  (ayrılma mesafesi/baz

çizgisi dizisi için jet nozulu çapı), E/H (jet merkezi ve çukur merkezi arasındaki dik merkezlik/jetler arası mesafe) değerlerinin ısı transferi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Nusselt sayısı dağılımının yatay ve dikey merkez çizgileri boyunca dağılımlarının Re, E/H ve S/Dj ile değişimi incelenerek görselleştirilmiştir. Ortalama Nu değerlerinin deneysel ölçümleri ısı transfer korelasyonlarıyla kıyaslanırken aynı zamanda bu değerler üzerine Re, S/Dj, E/H değerlerinin etkileri de incelenerek görselleştirilmiştir. Isı transfer korelasyon denklemleri elde edilmiştir [11].

Bir kanalda çevrelenmiş dairesel çarpmalı hava jetlerinin ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Çarpma plakası, sabit bir yüzey ısı akısı kullanmaktadır. Deneyler, biri merkez diğerleri komşu olmak üzere beş tane jet üzerine yapılmıştır. Jetler, çeşitli derecelendirilmiş dizilerde yerleştirilmiştir. İlk olarak, dört komşu jet üzerinde merkez jetin durgunluk bölgesinin Nu sayısına bağlılığı araştırılmıştır. İkinci aşamada, bütün jetler için aynı Re sayısında, jetler arası mesafenin, jet Re sayısının, jet yüksekliğinin, jet plaka genişliğinin ve jet plaka uzunluğunun merkez jetin durgunluk bölgesinin Nu sayısı üzerine etkileri teker teker belirlenmiştir. Son olarak, ölçülen veri arasından merkez jetin durgunluk Nu sayısı için basit bir korelasyon elde edilmiştir. Sonuç olarak, sabit bir Re sayısında merkez jet için durgunluk bölgesi Nu sayısı, dört komşu jetin Re sayısı ile hemen hemen lineer olarak arttığı görülmüştür. H/d (jet plaka ile çarpma plakası mesafesi/jet çapı), S/d (jetler arası mesafe/jet çapı) ve L/d (jet plaka uzunluğu/jet çapı) durgunluk bölgesi Nu sayısı üzerindeki etkisinin önemsiz görüldüğü bulunmuştur [12].

İki delikli plaka, çarpma soğutmada yerel ısı/kütle transfer karakteristiklerini araştırmak için kullanılır. Naftalin süblimasyon metodu, jet plakasının yukarı yüzündeki yerel ısı/kütle transfer katsayılarını belirlemek için rehberlik etmektedir. İki plaka jet delik çapının 12,4 mm ve çapın 6 katının boşluk mesafesi ile paralel pozisyona yerleştirilmiştir. Plaka düzeninde deliğinin etkisi, kare ve altıgen dizilim için çalışılmıştır. Deneyler 10000 Reynolds sayısında yürütülmektedir, jet delik çapına dayandırılmıştır. Çarpma delikleri boyunca daha yüksek momentum akışlarının biçiminden dolayı durgun bölge üzerinde, derecelendirilmiş dizide, daha küçük delik büyüklüğü daha yüksek transfer katsayılarına sahiptir. Kare dizide, hedef plakada

ısı/kütle transferi çarpma delik sayılarını artışı gibi daha üniformdur. Yüksek ve üniform ısı/kütle transfer oranları altıgen dizide elde edilmiştir. Sonuç olarak, altıgen dizilimde, sabit akış  $Sh$ 'yı yüksek ve üniform yapar. Bu durumdan beklenen, küçük çarpma delik büyüklüğü ile altıgen dizilim daha iyi bir soğutma performansı sağlayacaktır [13].

5 dairesel jetin şaşırtmalı olarak yerleştirilmiş ve iki jet arasındaki boşlukların ve jet çaplarının değişik düzenlerdeki ve 3 farklı  $Re$  sayısında yüzeyin ısı akısının değişimi deneysel olarak araştırılmıştır. Nusselt sayısına bağlı olarak en uygun çap ve aralık bulunmaya çalışılmıştır [14].

Birkaç püskürtme oranında çapraz akışlı tek jeti-hem akış alanını hem de ısı transferini- araştırılmıştır. Çapraz akış, dikdörtgen kanal boyunca geçmektedir. Jet, dairesel borudan kanal eksenine dik olarak üst yüzeye enjekte edilmiştir ve alt yüzeye çarpmaktadır. Sonuçlar literatürde sağlanan deneysel veri ile kıyaslandığında nümerik modeli karakterize etmek mümkündür ve kısmen çözüm ağna, sınır şartlarına ve türbülans modele uymaktadır. Sonra, dikdörtgen kanal alt yüzeyi, oluklu olanın yerini almaktadır. Tek oluklu, nal şekillidir ve çarpma bölgesinin biraz yukarısına yerleştirilmiştir ve çarpma yüzeyi yakınında akış alanını kontrol etmek için kullanılmaktadır. Oluğun çarpma soğutma üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Hem akışkan dinamiği hem de ısı transfer analizleri gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, oluğun çalışan akış alanının çapraz akış ve jet arasındaki kesimi etkin olmalıdır; ısı transferi oluk tarafından etkilenmiştir [15].

Paralel plakalı kanallarda tamamen gelişmiş akışın ısı transfer performansını rastgele olarak değişen çevre sıcaklıklarındaki etkisi araştırılmıştır. Paralel plakalı kanallarda daimi olmayan laminar cebri konveksiyonun nümerik ve deneysel çalışması yapılmıştır. Dikdörtgen kesitli kanallarda sıcaklığın zamana göre değişiminden kaynaklanan daimi olmayan cebri konveksiyonu deneysel olarak incelenmişlerdir [16], [17], [18].



Çarpma delikleri ile bunların haricinde çarpışan jetlerin sıraları için hedef plaka üzerinde yerel ısı/kütle transfer karakteristikleri incelenmiştir. Hem deneysel hem de nümerik çalışma yapılmıştır. Bunun sonuçları, hedef plakalar ve enjeksiyon arasında değişik yarı aralıkları için karşılaştırılmıştır. Naftalin süblimleşmesi metodu hedef plaka üzerinde yerel ısı/kütle transfer katsayılarının ölçülmesinde kullanılmıştır. Bu teknik ısı transfer deneylerinin doğasında olan iletim ve radyasyon hatalarını elimine etmektedir. Yüzey sınır durumu uygun bir ısı transfer probleminde izotermal bir yüzeye benzerdir. Akış alanının analizinde hedef plaka üzerinde yerel ısı/kütle transfer karakteristiklerinin anlaşılmasına ihtiyaç duyulmuştur. Bu yüzden yüzey akışını tanımlayan ve nümerik simülasyonlar hedef ve enjeksiyon plakaları arasındaki akış karakteristiklerinin incelenmesini sağlayan FLUENT programı kullanılmıştır [19].

Van Heinengen ve diğerleri iki boyutlu sınırlı çarpmalı jetlerin laminar rejimde ısı ve akış karakteristiklerini incelemek için yaptıkları sayısal çalışmada sonlu farklar yöntemiyle iki boyutlu Navier-Stokes ve enerji denklemlerini vortisiti formülü ile çözmüşlerdir. Çalışmada jet çıkışındaki hız profiline, Re sayısının, emmenin ve değişken termodinamik özelliklerin etkisi incelenmiştir. Parabolik hız profiliyle elde edilen durgunluk noktası ısı transferi değerlerinin düz profile oranla 1,5 - 2 kat daha yüksek değerler verdiği bulunmuş, bu durum parabolik jetin sahip olduğu yüksek momentumla izah edilmiştir. Nu sayısı değerlerinin Re -0,5 ile oranlanması neticesinde farklı Re sayılarındaki boyutsuz ısı transferi değerlerinin bir eğri üzerinde gösterilebileceği görülmüştür. Ayrıca emmenin ısı transferini artırıcı bir etkisi olduğu sonucuna ulaşılmıştır [20].

Sayısal çalışmalarda momentum ve süreklilik denklemlerini tek bir denklem halinde ifade edip, eş zamanlı çözülecek denklemlerin sayısını azaltan akım fonksiyonu tanımlaması oldukça sık kullanılmıştır. Bunlardan birinde Saad dairesel jetlerin, laminar akış şartlarında ısı transferi ve akış karakteristiklerini belirlemek için Navier-Stokes ve enerji denklemlerinin vortisiti akım fonksiyonunu sayısal olarak çözmüşlerdir. Çalışmalarında ısı transferi St sayısı cinsinden ifade edilmiş ve Re sayısının artışıyla St sayısında bir azalma görülmüştür. Bu azalma, taşınım ısı

transfery katsayısının, jet hızının 1'den küçük bir kuvvetiyle artmasıyla ilintilidir. Sonuçlarını benzer durumlar için deneysel kütle transferi ölçümleriyle karşılaştırmışlar ve uyum içinde olduğunu gözlemlemişlerdir.  $1.5 < H/D < 12$  aralığında elde edilen sonuçlardan durgunluk noktasındaki ve ortalama ısı transferinin H/D oranından fazla etkilenmediği sonucuna ulaşmışlardır. Jet çıkışındaki hız profiline etkisini incelemek için düz ve parabolik hız profilleri için yaptıkları çözümlerde, parabolik çıkış hızı profillerinin kayda değer şekilde daha yüksek ısı transferi değerleri verdiği görülmüştür. Bu durum parabolik profilin durgunluk noktasındaki daha yüksek momentum düzeyiyle açıklanmıştır. Aynı durumla ilgili olarak sürtünme katsayısı değerlerinin düz profilden elde edilenlerin dört katı civarında olduğu gözlemlenmiştir. Çalışmada ayrıca emmenin etkisi de incelenmiş ve ısı transferine olumlu katkı yaptığı görülmüştür [21].

Arttırılmış ısı transferi uygulamalarına sayısal bir örnek olabilecek çalışmada, Owsenek, radyal ve eksenel jetlerde, jet içerisinde oluşturulan spiral etkisini incelemişlerdir. Laminer sıkıştırılmaz akış için boyutsuz Navier- Stokes ve enerji denklemlerini çözerek tanımladıkları spiral sayısının 0'dan 1'e kadar değişen değerleri için sonuçlar elde etmişlerdir. Oluşturulan spiralin eksenel jetlerde Nu sayısında azalmaya sebep olduğu görülürken, tam aksine radyal jetlerde oluşturulan spiralin hem yerel hem de ortalama Nu sayılarında kayda değer bir artışı beraberinde getirmiştir [22].

Laminer rejimde kararsız hal davranışlarının da hesaba katıldığı Chiriac ve Ortega tarafından gerçekleştirilen nümerik çalışmada Re sayısının 250-750 aralığında olduğu yarıklı jetler incelenmiştir. Re sayısının 585 ile 610 değerleri arasında akışta kararsız hal özellikleri görülmeye başlandığı ve bu rejimde Nu sayısının Re sayısına bağımlılığın azaldığı, doğrusal olmayan kararsız hal mekanizmasının ısı transferini arttırdığı gözlemlenmiştir [23].

İki boyutlu ve dairesel jetlerin yanı sıra farklı geometrilere sahip jetlerde sayısal olarak çalışılmıştır. Bu bağlamda Chattopadhyay, dairesel boşluklu laminar çarpma jetlerinin ısı transferi karakteristiklerini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada silindirik

koordinatlardaki süreklilik, momentum ve enerji denklemleri iki boyutlu olarak çözülmüş, sonuçlar aynı kütleli debide dairesel çarpma jetleri sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Dairesel boşluklu çarpma jetleriyle, dairesel jetlere oranla daha düşük ısı transferi miktarlarının elde edildiği görülmüştür. Re sayısının tanımlanmasında kullanılan karakteristik uzunluğun seçiminde, dairesel jetle aynı kütleli debiyi verme kriteri kullanılmış, bunun sonucunda da iç çap karakteristik uzunluk olarak alınıp, dış çap kütleli debilerin eşit olmasını sağlayacak şekilde seçilmiştir [24].

Çarpmalı jetlerin pratik uygulamalarının yanı sıra türbülans modellerin test edilmesi için de çok uygun akış özellikleri göstermektedir. Craft ve diğerleri çarpmalı jetlerin akış özelliklerini aşağıdaki şekilde özetlemişlerdir: Durma noktası civarındaki akış dönmesiz normal uzama gösterirken çarpmalı jetin kenarlarına doğru akışta güçlü bir dönme ve akım çizgilerinin eğilmesi söz konusudur. Buna ek olarak çarpma noktasından uzakta akış karmaşık bir plakaya paralel akışa dönmekte ve maksimum kayma gerilmesi duvar bölgesinin dışında oluşmaktadır [25].

Shi ve diğerleri türbülanslı yarık jetleri standart  $k-\epsilon$  ve RMS modelleri kullanarak inceledikleri çalışmada her iki modelinde ısı transferini belirlemede yetersiz kaldığını belirtmişlerdir [26].

Türbülanslı çarpmalı jet çalışmalarında üç farklı ikincil moment tipi türbülans modeli ve Eddy viskozite modeliyle elde edilen sonuçlar Craft ve diğerleri tarafından karşılaştırılmıştır. Yazarlar, Eddy viskozite modelinin ve temel Reynolds gerilmesi modelinin deneysel sonuçlarla pek uyumlu olmadığını belirtmişler, duvara yakın bölgeye yönelik düzeltmeler içeren modelin deneylerle uyumunun daha iyi olduğunu görmüşlerdir [27].

Çarpmalı jetlerin türbülanslı akış şartlarındaki modellenmesine yönelik olarak standart  $k-\epsilon$  modeli ve düşük Reynolds sayısı modellerde oldukça yaygın kullanılmıştır. Gibson ve Harper tarafından  $k-\xi$  modeli kullanılarak yapılan çalışmada modelin standart  $k-\epsilon$

modelinden daha iyi sonuçlar verdiği ancak türbülans kinetik enerji üretimini olduğundan fazla gösterdiği görülmüştür [28].

Sınırsız çarpmalı jetlerin yanı sıra sınırlı türbülanslı jetlerde sayısal olarak incelenmiştir. Hosseinalipour ve Mujumdar sınırlı jetlerle yaptıkları çalışmada durma bölgesi Nusselt sayılarını düşük Reynolds sayılı bir model kullanarak belirlemişlerdir [29]. Yine sınırlı jetlerle Wang ve Mujumdar tarafından yapılan bir başka çalışmada farklı düşük Reynolds sayılı modeller test edilmiş modellerin yüksek jet plaka mesafelerinde daha iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir [30].

Analitik model üzerine bir analiz yapılmıştır. Analiz, değişken akışkan sıcaklığı sebebiyle yanal iletimin nasıl etkilendiğini, TLC kullanılarak yapılan film soğutma çalışmaları ve bir boyutlu veri geliştirme sürecinden deneysel verinin etkilenebileceğini göstermektedir. Yanal iletim etkisi hesaba katılmadan yapılan sonuç değerlendirmeleri özellikle yüksek film soğutma etkilerinin olduğu bölgelerde hatalı sonuçlara yönelttiği görülmüştür. Alternatif veri geliştirme yönergeleri önerilmiştir [31].

Hedef yüzey üzerindeki ısı transferi katsayısını bulmak için termal sıvı kristalleri kullanılmıştır. Farklı doğrultularda gönderilen çapraz akımların meydana getirdiği ısı transferi katsayısının değişimi değişik Reynolds sayıları için hedef yüzeyindeki ısı transferi dağılımının özellikleri elde edilmiştir. Lokal ısı transferi katsayısı arttıkça ortalama Re sayısının arttığı tespit edilmiştir. En yüksek ısı transferi katsayısını akışın her iki doğrultuda olduğunda meydana geldiği ortaya çıkmıştır. Nusselt sayısına göre yaklaşım yapılmıştır [32].

Dikdörtgen bir kanal içinde 4 sıra ve 12 hava jet delikli bir deneysel set üzerinde ısı transferi ölçümleri yapılmıştır. 3 farklı çapraz akım gönderilerek farklı Re sayıları için hava jetlerinin meydana getirdiği ısı transferi katsayısı termal sıvı kristal tekniği kullanılarak ölçülmüştür. Hedef yüzey üzerine çapraz akımın etkisi ve Re sayısının etkisi ve ısı transferi katsayısının değişimi incelenmiş ve bu sonuçlar Nusselt sayısına ve Re sayısı değişimine bağlı olarak grafiklerde gösterilmiştir [33].

Çıkış akış yöneliminin, çıkıntı düzenlerinin ve jet Re sayısının etkileri üzerine yoğunlaşmıştır. TLC tekniği kullanılarak çeşitli kaburga çıkıntılı yüzeyler için yerel ısı transferi katsayısı dağılımları incelenmiştir. Ayrıca, farklı jet dizilimleri için; üç farklı çıkış akış yöneliminin, Re sayısının, jet-plaka mesafesinin ve kaburga çıkıntı açısının yerel ısı transferi katsayısı dağılımı üzerindeki etkisi incelenmiş ve bunların kamera görüntüleri verilmiştir. Sonuç olarak, çarpaz akış etkisinin yaklaşık olarak, çarpmadan sonra akışkanlar tarafından denenmiş akış uzunluğu ile ilgili olduğu bulunmuştur [34].

Literatürde bulunan en genel tipteki lüleler için veri sunulmaktadır. Isıtılmış yüzeyden hava jetine ortalama ve dalgalı ısı transfer dağılımları, yerel hız ölçümleriyle kıyaslanmıştır. Sabit Re sayısında ve üç farklı H/D değerinde yanal ısı transferi ve Nusselt sayısı dağılımları gösterilmiştir. Farklı Re ve H/D değerlerinde dalgalı Nusselt sayısı dağılımları grafiklerle gösterilmiştir. LDA tekniği ile hız ölçümleri yapılmış ve bunlar ısı transfer dağılımları ile kıyaslanmıştır. Çalışmada, akışkan akışı ve ısı transferinin sonuçları aksenal simetrik hava jeti ile ilgili olarak sunulmuştur. Sonuç olarak çalışmada Nusselt sayısı dağılımında ikincil tepe noktasının önemi; yüzeye paralel dalgalanmalara göre, yüzeye dik hız dalgalanmaları tarafından daha çok etkilendiği gösterilmiştir. Bu çalışma, dalgalı hız ve ısı transferinin analizinde, tüm ısı transfer karakteristiklerinin anlaşılmasına katkıda bulunarak daha ileri çalışmalara kılavuzluk edecektir [35].

Isı transfer karakteristikleri üzerinde aşırı yüksek sıcaklık türbin lüleleri için soğutma yapılandırmasının içinde temel bir araştırma yapılmıştır. Farklı algılama mesafeleri için hedef plakada olduğu gibi pin yüzeyinde de ısı transfer dağılımını ölçmek için geçici TLC metodu kullanılmıştır. Sonuç olarak; jetler çarpma plakasından hedef plakaya yüksek ısı transferini eyleme geçirmiştir. Bu durumda hedef plakanın çarpma plakasına çok yakın yerleştirilmesinden beri yüksek ısı transferinin halka şeklindeki bölgeleri hedef plakada görünmüştür. İki komşu jet, diğer yüksek ısı transfer bölgesinin ortaya çıktığı jetlerin orta yolunda çarpışmaktadır. Jetler, soğutma deliklerinden boşaltım olmadan önce pin yüzeylerinin üzerinde yüksek ısı transfer bölgeleri üretmektedir. Ölçümler ve hesaplamalar arasındaki kıyaslama HAD'ın farklı

algılama mesafeleri için ortalama değerleri gibi yerel değerlerin adlandırılmasında test modeli içinde ısı transferini başarıyla tahmin ettiği gösterilmiştir. Pürüzlü hesaplanmış bağıl ısı iletkenliğinin sunulan soğutma sistemine girmesi, pin tipi ısı transferi konvansiyonel çarpma soğutma yapılandırmasını desteklemesinin uygulanması vastası ile yüzde elli civarında ısı akı artışı mümkündür [36].

Yarı küresel konveks yüzeyler üzerinde yerel ısı transfer katsayıları ölçümü yuvarlak eğik jetlerle, TLC kullanılarak yapılmıştır. Deneysel çalışma, önceden ısıtılmış duvar geçici metodu ile yapılmıştır. Belli  $Re$  sayısında jet hızı ve türbülans profillerinin artan jet-plaka mesafesinin jet çapına oranı ( $L/d$ ) ile değişimi görselleştirilmiştir [37]. Üç farklı  $Re$  sayısı ve dört farklı eğim açısının  $Nu$  sayısı ile değişimi, beş farklı  $L/d$  oranının ve üç farklı  $Re$  sayısının  $Nu$  sayısı ile değişimi görselleştirilmiştir. Yarı küresel yüzeyin bir  $Re$  sayısı, artan eğim açısına göre  $L/d=6$  için sabit  $Nu$  sayısının kontur çizimleri gösterilmiştir. Isı transfer katsayısının korelasyonu hem eşitliklerle hem grafiklerle verilmiştir. Bir eğim açısında üç farklı  $L/d$  ve  $Re$ 'ye göre  $+x$  yönünde  $Nu$  sayısının dağılımı kıyaslanmıştır.  $Nu$  sayısının belli  $Re$  sayılarında dört farklı  $L/d$  ve eğim açısının değişimine göre etkisi gösterilmiştir.  $Nu$  sayısının dağılımı bir  $Re$  sayısında, üç farklı  $L/d$  ve dört farklı eğim açısına göre  $Nu$  sayısının dağılımı kıyaslanmış ve grafike edilmiştir [38].

Geçici geniş bant sıvı kristal metodu kullanılarak, sabit bir  $Re$  sayısında çukurların derecelendirilmiş bir dizisi üzerine çarpmalı sekize sekizlik bir jet dizisi incelenmiştir. Delikli plaka ve hedef plaka arasındaki mesafe üç farklı değere ayarlanarak bunun ısı transfer performansına etkisi incelenmiştir. Yarı küresel ve sivri uçlu eliptik olmak üzere iki çukur geometrisi incelenmiştir. Ayrıca üç farklı harcanan hava çıkışı için çapraz akış planının ısı transferi üzerine etkisi ve jet-plaka mesafesinin etkisi incelenmiştir. Bütün sonuçlar, çukurların kullanımının önemini açıklamak için düz bir yüzeyle kıyaslanmıştır. Ayrıca her bir çapraz akış planının termal taşınımı nasıl etkilediği incelenmiştir. İncelemeler deney düzeneği kurularak yapılmıştır. Sonuçlar ve kıyaslamalar görselleştirilmiştir. Sonuç olarak çarpma ve kanal akışının çift etkisinden dolayı maksimum çapraz akış planında ve daha geniş jet-plaka mesafesinde çukurlara çarpma en iyi sonucu verir. Bir çukur kenarının yarım yukarı akım

kenarındaki ısı transferi yarım aşağı akım kenarındakinden daha yüksektir. İki farklı çukur geometrisi için sonuçlar çok da farklı değildir. Fakat gerek ekonomik gerekse üretim ve basınç kaybı sebebiyle yarı küresel şekil daha iyi bir seçim olacağı görülmüştür [39].

Hedef plaka üzerindeki jetin etkisi çukur dizilim ve geometri modeli ile araştırılmıştır. Çukur yerinin ve çukur derinliğinin etkisi araştırılmıştır. TLC tekniği ile ısı transferi ölçümleri yapılmıştır. Çalışmada iki farklı çukur modeli iki farklı çukur derinliği için kıyaslanmıştır. Hedef yüzey üzerinde çukurların bulunması ile düzlem hedef yüzey üzerindeki kıyasla daha düşük ısı transfer katsayıları ürettiği görülmüştür. Çarpma üzerinde jet yapıları, çukurların içinde ya da çevresinde, akış içindeki çukurların çarpma olayı tarafından etkilendiği görülmektedir. Kanal akışından farklı olarak, çarpma olayı yerel türbülans üretmektedir. Çukurların içinde ve arasında çarpma modeli, aksel yönler boyunca ısı transfer artışı için en uygun örnek olmayabileceği görülmüştür [40].

Difüzyon delik geometrisinin film soğutma performansı üzerine etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Üç farklı delik şekli ve iki farklı püskürtme oranı ele alınmıştır. Deneyde, TLC tekniği kullanılarak hem film etkisi hem de ısı transfer katsayısı dağılımları incelenmiştir. Hangi delik şeklinin en iyi sonucu verdiği değerlendirilmiştir. Sonuç olarak, enjeksiyon deliğinin kenarına yakın olan orta açıklıkta, genellikle merkez çizgidekinden daha yüksek ısı transfer katsayısına sahiptir [41].

Termal sıvı kristalleri metodu kullanıldığında hacim sıcaklığının bilinmesi gereklidir. Bu sıcaklıktan faydalanarak termal sıvı kristal tekniği kullanılarak bölgesel ısı transferi katsayısı tanımlanmıştır [42].

Bir elektronik devre elemanı üzerindeki ısı transferi, termal sıvı kristal tekniği kullanılarak tespit edilmiştir. Bir yüzey üzerindeki küçük kanalcıkların hava jetiyle soğutulması esnasında meydana gelen ısı transferi olayları incelenmiştir [43], [44].

Stasiek ve Kowalewski, termal sıvı kristal tekniğinin ısı transferi araştırmalarındaki uygulamalarından bahsetmektedirler. Termal sıvı kristalleri termografi elde edilmesinde, yüzey sıcaklığı ölçümlerinde, kararlı durum analizlerinde kararsız durum analizlerinde, sıcaklık ve akış ölçümlerinde kullanıldığını belirtilmekte ve bunların uygulamaları anlatılmaktadır [45].

Cooper A. ısı transferine termal sıvı kristal metodunun ilk uygulamasını yapmıştır [46]. Isı transfer modellemede, TLC'nin kullanımı ve görüntü işleme sistemi tanıtılmıştır. Deney; hem düz hem derecelendirilmiş kanatçık tüp (fin-tube) ısı değiştirici elemanlar için gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, TLC tekniğinin karışık geometrilere ısı transfer değerlerini elde etmek için kullanılabileceği ve bu tekniğin özellikle karmaşık geometrilerin ısı transfer problemlerinin araştırılmasında iyi olduğu anlaşılmıştır [47].

Bant sıcaklığı 0,5 - 20 °C arasındadır. Çalışma sıcaklığı ise -30 - 120 °C arasında olup bu renk değişimi, TLC fiziksel ya da kimyasal bir bozulmaya uğramadığı sürece tekrarlanabilir ve tersinirdir. TLC'nin yanıt verme süresi 10 mili saniyedir. TLC çalışma sıcaklığı kullanıcı tarafından seçilebilmektedir. Bu çalışmada seçilen TLC'nin çalışma sıcaklığı 30,7 - 33,3 °C'dir. Sıcaklık ve hız ölçümleri yapılmış olup PIV deneyi kullanılmıştır. Tracers (izleyiciler) maviden kırmızıya saat yönünde değişir. Renk sıcaklık ilişkisi lineer değildir. Kullanılan deney düzeneklerinden birincisinde bazı karmaşık geometrik modifikasyonlar üzerinde ısı transferi katsayılarının dağılımları araştırılmıştır. Bu geometrik modifikasyonlar; kare pürüzlü elemanlar ve çıkıntı elemanlar, çapraz dalgalı ve dalgalı-dalgalanmış elemanlar, düz plaka ısı değiştirici elemanı ve jettir. İkinci düzenekte ise küçük bir oyukta, akış hızı ve sıcaklık dağılımı gözlenmiştir. Yüzey ısı akısı ve yüzey sıcaklığı ile bazı kabul edilmiş referans sıcaklıkları arasındaki farktan HTC (ısı transfer katsayısı) hesaplanmıştır. Su banyosu kullanılarak sabit duvar sıcaklığı ve sabit ısı akısı sınır şartlarının alternatif etkileri elde edilmiştir. Kapalı bir oyukta doğal konveksiyon; eğilmiş bir kanaldaki su için dip ve tepe noktası arasındaki konveksiyon gözlemlenmiştir. Konveksiyon başlangıcı boyunca olan kararsızlıklar ölçülmüş ve nümerik benzetimi yapılmıştır. TLC, medikal uygulamalar için de kullanılmıştır. Sonuç olarak, dönel ve kompakt ısı



değiştiricilerinin geliştirilmesinde ve çeşitli alanlarda bu metot kullanılabilir. Çünkü üç boyutlu akış ve sıcaklık alanlarını araştırmak ve sonuçları nümerik çalışmalarla kıyaslamak mümkündür [48].

## **BÖLÜM 3. SAYISAL MODEL**

Bu bölümde tezin sayısal kısmı kapsamında çarpmalı hava jetleri, hakkında genel bilgi, incelenen problemin genel tanımı, çözüm alanı ve çözüm için kullanılan enerji korunum denklemleri verilmiştir. Bunlara ek olarak problemin sınır şartları ve türbülanslı akış çözümleri için kullanılan model ve modelin seçimi hakkında bilgiler sunulmuştur. Ayrıca çözümler için kullanılan sayısal akışkanlar dinamiği kodu ve çözüm yaklaşımı hakkında açıklamalar yapılmıştır. Bu çalışmada yapılan sayısal analizler için 2015-2016 yılları arasında çalıştığım RMC Mühendislik LTD. ŞTİ. şirketinin ülkemizde satış ve teknik destek konusunda temsilciliğini yaptığı CRADLE Sc/Tetra paket programı kullanılmıştır.

### **3.1. Çarpmalı Jetler**

Çarpmalı hava jeti, bir lüle veya yarıktan bir akışkan püskürtülerek hedef bir yüzeye çarptırılmasıyla çarptırılması ile elde edilir. Çarpmalı jetlerin çalışma prensibi sınır tabakayı kaldırmak ve ısı transferini artırmak esasına dayanır. Dolayısıyla akışkan ile yüzey arasında büyük değerlerde yerel ısı transfer katsayısı elde edilerek çarptığı yüzeyde ısı ve kütle aktarımını sağlar. Ayrıca daha az akışkan kullanılarak, yüksek oranda ısı transferi elde ederek, enerji tüketiminde büyük tasarruf sağlanır.

Çarpmalı jetlerin genel olarak D çapında dairesel veya W genişliğinde dikdörtgen kesitli bir lüleden püskürtülürler. Lüle çıkışında, akışkan üniformdur. Jetler, çarptıkları yüzeydeki sınır tabakayı kaldırmak veya inceltmek suretiyle taşınım ile ısı transferini artırır. Jet, dik veya değişik açılarla plakaya çarptırılabilir. Dik açı ile çarpmalı jetlerde, jetin eksen çizgisi ile plakanın kesiştiği noktaya geometrik çarpma noktası denir ve durma noktası ile çakışmaktadır. Bu noktada maksimum ısı transferi meydana gelmektedir. Eğik açılı jetlerde ise geometrik çarpma noktası ile durma noktası



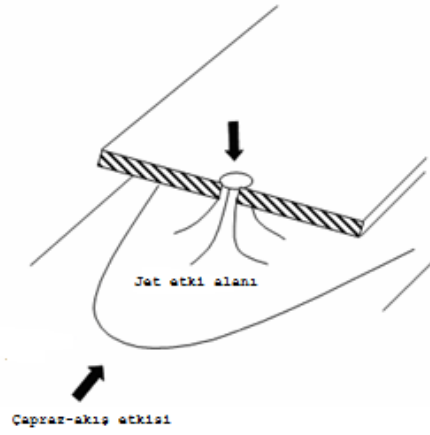
noktası denir ve burada hız sıfırdır. Dik çarpmalı jetlerde bu nokta durgunluk noktasıyla çakışmıştır ve maksimum ısı transferi bu noktada meydana gelir ve çapraz yönlerde giderek azalır.

### 3.1.3. Duvar jeti bölgesi

Çarpma bölgesini terk eden akışkanın, çevre akışkanın momentumunun sıfır olmasından dolayı yatay ivmelenmesi sürekli olmaz ve yavaşlayarak yüzeye paralel akar, buna duvar jeti denir. Akışkanın yatay hızı çarpma noktasından uzaklaştıkça, sıfırdan itibaren maksimum değerine ulaşır ve yeniden azalır. Düz bir levha üzerindeki akımın karakteristiklerini yansıtır. Durgunluk noktasından itibaren yüzeyden uzaklaştıkça, hız sınır tabaka kalınlığı artar [49].

### 3.2. Çapraz Akışlı (Cross-Flow) Çarpma

Çoklu jetlerin performansı ve çarpma kanalındaki akış (jet çıkışı ve çarpma düzlemini çevreleyen boşluk) tekil jete göre farklılıklar gösterir. Çarpma kanalındaki çapraz akış atık jetlerin bir parçası olarak gelişir. Bu akış, jetin akış hacmine dik doğrultudadır ve çapraz-akış olarak adlandırılır. Çapraz akış, bir jeti çarpma yerinden uzaklaştırmaya çalışır. Eğer çapraz akış güçlü ve jet de çarpma düzleminden yeterince uzakta ise, çapraz akış jeti çarpma düzleminden uzaklaştırabilir. Bu çarpma tipi soğutma ısı transferi verimliliğini azaltan bir olaydır. Bir jet büyük açı ile çapraz akış içine doğru boşalırsa, burada iki akış arasında karmaşık bir etkileşim olduğu ve buna çapraz-akım doğrultusundaki jetin sapmasıyla sonuçlandığı iyi bilinmelidir. Bu durum Şekil 3.2.'de gösterilmiştir [50].



Şekil 3.2. Çarpma sıra jetinde etkileşim alanları

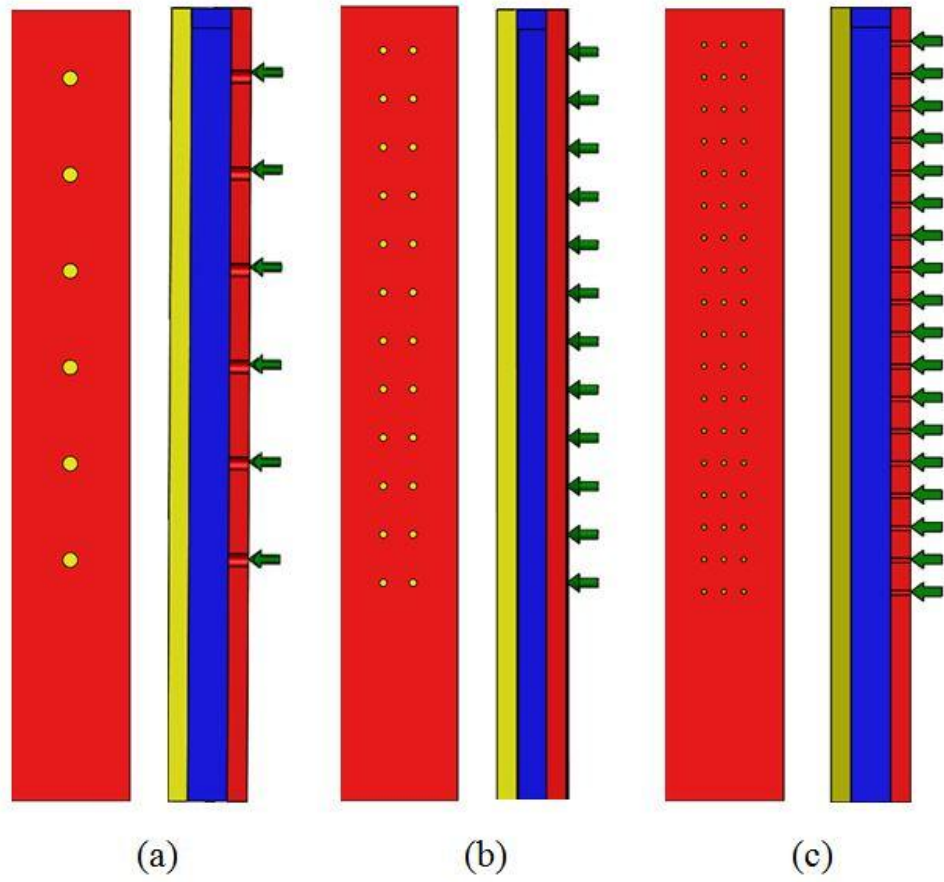
Jet akışı, akış doğrultusunda uzakta bir çift dönen girdap oluşturur. Jet çıkışı yakınındaki yapı çoğunlukla akım çizgisi boyunca yok olan halka şeklinde bir yapıdır.

Jet-çarpma akış karışım bölgesinde yüksek derecede üç boyutlu yapıya bağlı olan ve normal olarak durağan ve dinamik etkileşimler sebebiyle oluşan birkaç girdap sistemi vardır. Kararlı jet sistemleri çoğunlukla dönen girdap çifti ve jet çıkışında at nalı girdabı gibi dürülmüş yapılar içerir. Kararsız yapılar jetin hemen çıkışında akım boyunca oluşan kararsız aktif akım girdapları ve serbest jet sınır tabaka girdaplarından oluşurlar.

Pek çok mühendislik problemi hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri ile çözülmektedir. Yapılan deneysel analizler ve çözümler ise hesaplamalı akışkanlar dinamiğini tamamlamaktadır.

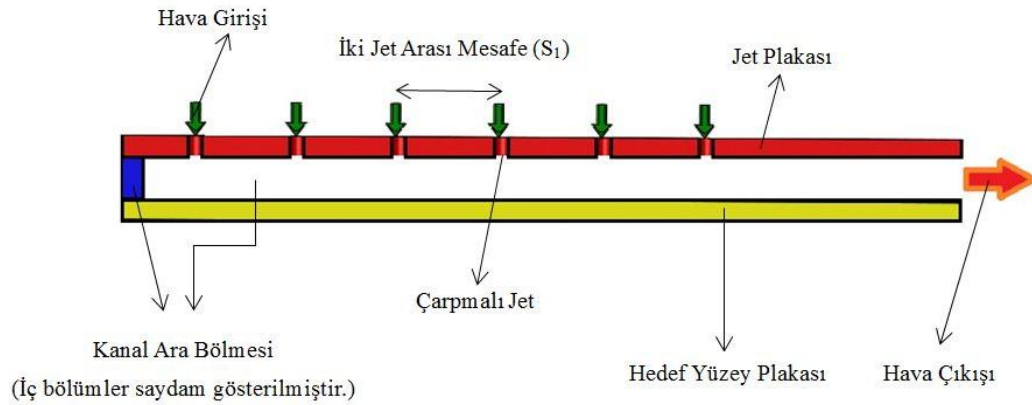
### 3.3. Problemin Genel Tanımı

Sayısal çalışma kısmında, deneysel çalışmalarda kullanılan modellerin, jet giriş hızı, jet ile plaka arasındaki mesafenin etkisi ve toplam hidrolik çapları eşit olan tek sıra, iki sıra ve üç sıralı çarpmalı jet diziliminin hedef yüzey plaka üzerindeki ısı transfer katsayısı dağılımına etkisi olduğundan dolayı öncelikle model yapısını tanımlamamız gerekmektedir. Deneysel çalışmalarda kullanılan model dizilimleri konu bütünlüğünü sağlamak açısından Şekil 3.3.'de üç farklı jet plaka modeli görsellerine yer verilmiştir.



Şekil 3.3. Modellerde ait üstten ve kesit görüntüleri (a) Tek sıralı (b) İki sıralı (c) Üç sıralı

Şekil 3.4.'de üzerinde altı adet hava girişi ve tek bir hava çıkışı bulunan dikdörtgenler prizması şeklindeki modele ait kesit görüntüsü üzerinden temel tanımlar gösterilmiştir; çarpmalı jet çapı ( $D_{jet}$ ), iki plaka arasındaki mesafe ( $H$ ), iki jet merkezi arasındaki mesafe ise  $S_1 = 4D_{jet}$ 'tir. İki ve üç sıralı modellerde iki jet merkezi arasındaki yanıl mesafe ise  $S_2 = 6,5D_{jet}$ 'tir.



Şekil 3.4. Tek sıralı modele ait örnek kesit görüntüsü ve temel tanımlamalar

Çarpma ve jet plakalarının tüm tek, iki ve üç sıralı modeller için uzunluğu 495,30 mm ve genişliği 50,8 mm'dir. Kanal ara bölümü yüksekliği (H), jet plaka ile hedef plaka arasındaki mesafeye belirtmektedir ve önceki bölümlerde bahsedildiği gibi modellerde 12,7 mm, 19,05 mm ve 25,4 mm olmak üzere üç farklı yükseklik değerine sahiptir. Jet çapları tek sıralı model için 9,525 mm, iki sıralı model için 4,763 mm ve üç sıralı modeller için 3,18 mm'dir.

Analizi koşturulacak modellerde kullanılan Reynolds sayıları, jet plaka - hedef plaka arasındaki mesafeleri ele alınan modele bağlı olarak değişiklikler göstermiştir. Tek sıralı modeller için 14000, 18000 ve 27000, iki sıralı modeller için 7000, 9000 ve 14000, üç sıralı modeller için 5000, 6000 ve 9000 Reynolds sayıları kullanılmıştır. Doğal taşınım etkilerinin incelendiği benzetimler dışında ısı akıları, her şart altında jet ile hedef plaka arasındaki sıcaklık farkını sabit tutacak şekilde uygulanmıştır. Böylece termofiziksel özelliklerdeki değişim ve doğal taşınım etkileri ihmal edilebilir boyutlara indirgenmiştir. Girişteki hava jetinin sıcaklığı bütün çözümlerde 20 °C olarak alınmış ve girişte bu sıcaklıktaki termofiziksel özellikler program kütüphanesinde tanımlandığı şekilde kullanılmıştır. Buna göre yoğunluk  $\rho = 1,189 \text{ kg/m}^3$ , özgül ısı  $c_p = 1,005 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ , ısı iletkenlik katsayısı  $k = 0,0258 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ , kinematik viskozite  $\nu = 1,544 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ , genleşme katsayısı  $\beta = 0,003410 \text{ 1/K}$  ve Prandtl sayısı  $Pr = 0,712$  olarak alınmıştır.

### 3.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CRADLE)

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği akıştaki diferansiyel denklemlerin analitik veya sayısal çözümlerini tanımlamaktadır. Akışa ait, akım çizgileri, ısı transfer katsayısının dağılımı, hız ve basınç dağılımı gibi ayrıntılı bileşenleri elde etmek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı kullanılmaktadır.

CRADLE yazılımı mühendislerin titreşim, akışkanlar mekaniği ve ısı transferi ile elektromanyetik alanların da fiziğin tüm disiplinlerinin birbiri ile olan etkileşimini benzetim etmekte kullanılabilen akışkanlar dinamiği konusunda çözüm sunan bir sonlu elemanlar yazılımıdır. Bu sayede gerçekleştirilen testlerin ya da çalışma şartlarının benzetim edilmesine olanak sağlayan CRADLE, ürünlerin henüz prototipleri üretilmeden sanal ortamda test edilmesine olanak sağlar. Ayrıca sanal ortamdaki 3 boyutlu benzetimler neticesinde yapıların zayıf noktalarının tespiti ve iyileştirilmesi ile ömür hesaplarının gerçekleştirilmesi ve muhtemel problemlerin öngörülmesi mümkün olmaktadır.

CRADLE yazılımı hem dışarıdan CAD verilerini alabilmekte hem de içindeki ön işlemci (preprocessor) imkânları ile geometri oluşturulmasına izin vermektedir. Gene aynı ön işlemci içinde hesaplama için gerekli olan sonlu elemanlar modeli çözüm ağı oluşturulmaktadır. Yüklerin tanımlanmasından sonra ve gerçekleştirilen analiz neticesinde sonuçlar sayısal ve grafiksel olarak elde edilir.

Analizlerde CRADLE programına ait SC/Tetra paketinden kullanılmıştır. SC/Tetra yapılandırılmamış çözüm ağı elemanları (tetrahedral, pentahedral ve hexahedral) kullanım özelliğine sahip bir genel amaçlı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımıdır.

SC/Tetra karmaşık geometrilerin kolay hesaplanabilmesini özel hedef olarak gören bir kullanılabilirlik odaklı yazılımıdır. Bu program hem otomatik çözüm ağı oluşumu hem de kurulum işlemini adım adım gösteren Wizard tabanlı bir ara yüz sağlamaktadır. Standart akışkan akışı ve ısı transferi uygulamaları benzetimlerine ek olarak, SC/Tetra



yazılımı ile kimyasal reaksiyon, hareket eden ve dönen sınırlar (ALE) ve akustik gibi çeşitli olayların hesaplamaları da yapılabilmektedir. Otomotiv aerodinamiği, kanal ve tesisat, fan, pompa, turbo makineler ve termal/akışkan uygulamalarında sıkça kullanılmaktadır.

Akışı, ısı ve kütle transferini, kimyasal reaksiyonları, çok fazlı akışları tanımlayan diferansiyel denklemler CRADLE'da cebirsel denklemler haline getirildiğinde çözülebilirler. Kod aşağıda genel hali verilen diferansiyel denklemlerin, ayrıklaştırılmış hallerini çözer:

$$\frac{\partial(r_i \rho_i \varphi_i)}{\partial t} + \text{div}(r_i \rho_i \vec{u}_i \varphi_i) - \text{div}(r_i \Gamma_{\varphi_i} \text{grad}_{\varphi_i}) = r_i S_{\varphi_i} \quad (3.1)$$

t : zaman

$r_i$  : i fazının hacimsel olarak oranı

$\rho_i$  : i fazının yoğunluğu

$\varphi_i$  : i fazında korunan bir özellik

$u_i$  : i fazındaki hız vektörü

$\Gamma_{\varphi_i}$  : i fazındaki  $\varphi$  büyüklüğünün değişim katsayısı

olarak tanımlanmıştır.

### 3.4.1. Kabuller ve matematiksel formülasyon

Sayısal analizlerin uygulanmasında, deneysel çalışmalara etkisi olan bazı fiziksel kanunlar gerek matematiksel olarak ifade edilememesinden, gerek kesin bilgi sahibi olunmamasından dolayı yapılan bir takım kabuller aşağıda belirtilmiştir.

- Akış daimidir.
- Akış üç boyutludur.
- Akış türbülanslıdır ve zamana bağlı olarak değişmektedir.
- Akışkan giriş ve çıkış sıcaklığı zamana bağlı olarak değişmektedir.
- Akışkan sıkıştırılmaz kabul edilmiştir.

- Giriş ve çıkış türbülans yoğunluğu %5 kabul edilmiştir.
- Model içinde herhangi bir ısı üretici yoktur.
- Isı transferinin çeperlerden yapıldığı kabul edilmektedir

### 3.4.2. Korunum denklemleri

Bu bölümde verilen korunum denklemlerinde akışkan sürekli olarak alınmıştır. Yani akışkanın hareketi hız, basınç, öz kütle, sıcaklık ve bunların zamana ve konuma göre türevleriyle ifade edilmiştir. Korunum denklemlerini elde etmekte kullanılan akışkan hacmi yukarıda kabulü yapılan süreklilik yaklaşımını etkilemeyecek en küçük hacim olarak alınmıştır. Kartezyen koordinatlarda kararlı halde sıkıştırılmaz akışlar için korunum denklemleri aşağıda verilmiştir.

#### Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.2)$$

#### Momentum denklemi

x, y ve z yönündeki momentum denklemleri sırasıyla

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

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

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (3.5)$$

olarak elde edilir. Eşitliklerdeki  $\nu$  kinematik viskozite olup dinamik viskozitenin yoğunluğa bölünmesiyle elde edilmiştir.

### Enerji denklemi

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (3.6)$$

### **3.4.3. Türbülans modeli**

Sayısal analizlerde kullanılmak üzere, gerek bugüne kadar birçok alanda tatminkâr sonuçlar verdiği ispatlanmış olması sebebi, gerekse CRADLE programında uzun süredir kullanılan bir model olması ve duvara yakın bölgelerde gerçeğe yakın karakteristikler göstermesi sebebiyle k- $\omega$  modeli seçilmiştir.

k- $\omega$  modelinin duvarlarla sınırlandırılmış akışları modellemedeki başarısı duvar fonksiyonlarının başarısına bağlıdır. Reynolds sayısının yüksek olduğu durumlarda, viskoz etkiler önemsiz olmakta ve duvar fonksiyonları verimli bir şekilde uygulanabilmektedir. Ancak düşük Reynolds sayılarında standart duvar fonksiyonları akışların modellenmesinde yetersiz kalmaktadırlar. Ayrıca çarpmalı jetlerde özellikle durma bölgesi civarında standart k- $\omega$  modeli kinetik enerji üretimini olduğundan fazla göstermekte bu durum bu bölgedeki türbülansın gerçekte olduğundan fazla görünmesi sonucunu doğurmaktadır bunun sonucunda bu bölgede taşınım ısı transfer katsayıları deneyselere oranla yüksek çıkmaktadır.

Türbülanslı akış için korunum denklemleri ise bir önceki bölümde belirtilen korunum denklemlerinden faydalanılarak aşağıdaki gibi verilmiştir. Ana korunum denklemlerinde geçen anlık hız aşağıdaki şekilde ortalama ve salınım hızı bileşenlerinden oluşmaktadır.

$$\vec{u} = \bar{U} + u' \quad (3.7)$$

Türbülanslı akışta anlık hız içerisinde ortalama ve salınım hız bileşenleri mevcuttur. Ayrıca basınç da ortalama ve salınım bileşenlerinden oluşmaktadır.

$$\vec{u} = \vec{U} + u'; u = U + u'; v = V + v'; w = W + w'; p = P + p' \quad (3.8)$$

Yukarıdaki ifadeler süreklilik ve momentum denklemlerinde yerine konur ve Reynolds tarafından geliştirilen zaman averajları alınırsa aşağıdaki türbülanslı akış için zaman averajlı süreklilik ve momentum denklemleri elde edilir.

$$\text{div} \vec{U} = 0 \quad (3.9)$$

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

$$\text{div}(V\vec{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + v \text{div grad}V + \left[ -\frac{\partial \overline{v'^2}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial z} \right] \quad (3.11)$$

$$\text{div}(W\vec{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + v \text{div grad}W + \left[ -\frac{\partial \overline{w'^2}}{\partial z} - \frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial y} \right] \quad (3.12)$$

Zaman averajlı momentum denklemlerinde, salınım hızlarının çarpımını içeren fazladan terimler mevcuttur. Bu terimler salınım hızları sebebiyle taşınım momentum transferini ifade etmektedirler. Reynolds stresleri olarak adlandırılan bu terimler ortalama hız bileşenleri üzerindeki fazladan gerilmeleri temsil ettiğinden genelde momentum denklemlerinin sağ tarafında gösterilirler. Skalar bir büyüklük olan sıcaklığı da aşağıdaki gibi

$$T_{anlık} = T + T' \quad (3.13)$$

ortalama ve salınım bileşenlerine ayırarak yazdığımızda benzer şekilde enerjinin korunumu içinde aşağıdaki zaman averajlı denklem elde edilir.

$$\begin{aligned}
U \frac{\partial T}{\partial x} + V \frac{\partial T}{\partial y} + W \frac{\partial T}{\partial z} \\
= \alpha \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \left[ -\frac{\partial \overline{u'T'}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{v'T'}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{w'T'}}{\partial z} \right]
\end{aligned} \tag{3.14}$$

Sonuç olarak zaman ortalama momentum denklemlerinden fazladan altı bilinmeyen gelmektedir. Ayrıca skalar transport denklemi de (enerji denklemi) fazladan terimler getirmektedir. Türbülans modellemesinin ana amacı; Reynolds streslerini ve skalar transport terimlerini belirlemek için sayısal yöntemler geliştirmektir.

Yukarıda verilenler ışığında indeks gösterimiyle türbülanslı çözüm için Kartezyen koordinat sisteminde, 3 boyutlu, kararlı halde süreklilik, Reynolds ortalama momentum ve zaman ortalama enerji denklemleri aşağıdaki şekilde verilebilir.

#### Süreklilik

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \tag{3.15}$$

#### Momentum

$$\rho U_i \frac{\partial U_j}{\partial x_i} = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] \tag{3.16}$$

#### Enerji

$$\rho c_p U_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ k \frac{\partial T}{\partial x_i} - \rho c_p \overline{u'_i T'} \right] \tag{3.17}$$

### 3.5. Sayısal Çözüm Adımları

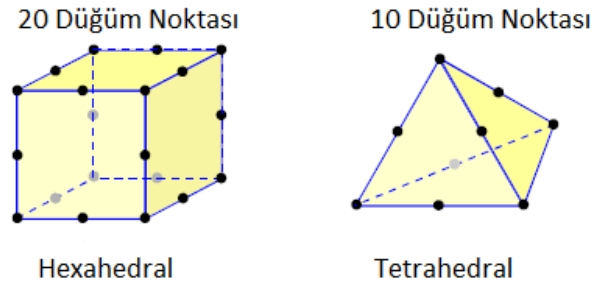
Genel olarak, CRADLE kullanılarak sonlu elemanlar analizleri üç kademede gerçekleştirilir: Ön işlemci (preprocessor), çözüm (solution) ve son işlemci (post

processor). Bu kademelerde gerçekleştirilen işlemler sırasıyla aşağıdaki başlıklarda anlatılmıştır.

### 3.5.1. Ön işlemci kademesi

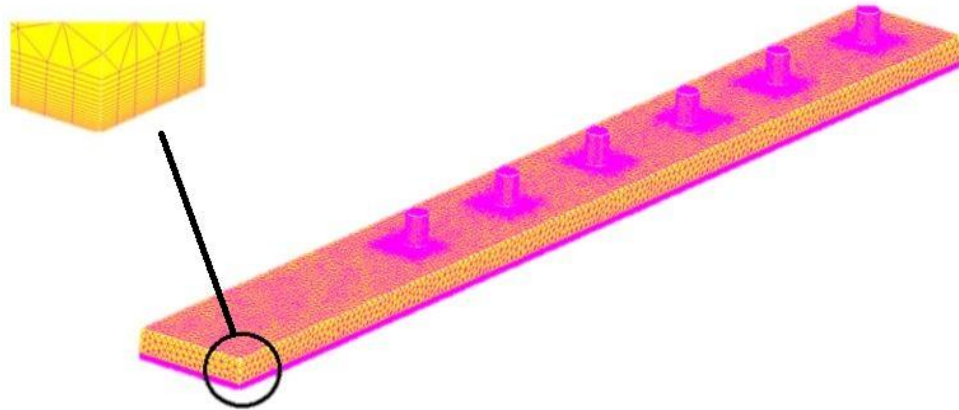
Ön işlemci ana kademeleri aşağıda verildiği gibidir:

- Modelin oluşturulması: Model genellikle 2D ve 3D uzayında uygun birimler (m, mm, inç vb.) kullanılarak çizilir. Model CRADLE ön işlemcisi kullanılarak oluşturulabileceği gibi başka bir CAD programında hazırlanmış bir dosyanın (Catia, Pro/E, SolidWorks vb.) CRADLE ön işlemcisi tarafından okunması ile de sağlanabilir. Bu çalışmamızda Solidworks programında oluşturulmuş akış alanına ait geometriler program içerisine aktarılmıştır.
- Eleman tipinin belirlenmesi: Modelde hedef plaka yüzeylerinde 20 düğüm noktalı (node) hexahedral elemanlar, jetler etrafında ise geometriden dolayı 10 düğüm noktalı tetrahedral elemanlar kullanılmıştır. Şekil 3.5.'de bu eleman tipleri gösterilmiştir.
- Modelin elemanlara bölünmesi: Modelin elemanlara bölünmesi işlemi, model sürekliliğinin belirli sayıdaki ayrı parçalara veya diğer bir ifade ile sonlu elemanlara bölünmesidir. Daha çok sayıda eleman genel olarak daha iyi sonuçlar fakat daha uzun analiz zamanı demektir. Modelin elemanlara bölünmesi kullanıcı tarafından tek tek yapılabileceği gibi modelde CRADLE tarafından uygun seçenekler kullanılarak otomatik olarak yapılmıştır.



Şekil 3.5. Modelde kullanılan eleman tipleri

Akışkanın içinde hareket ettiği akış hacmi belirlendikten sonra çözüm ağı oluşturulması işlemi yapılarak ağ sistemi oluşturulmuştur. Tek sıralı modele ait çözüm ağı yapısı Şekil 3.6.'da görülmektedir. Hedef plaka yüzeyine yakın bölgelerde sonuç hassasiyetini arttırmak için ince çözüm ağı katmanları kullanılmıştır.

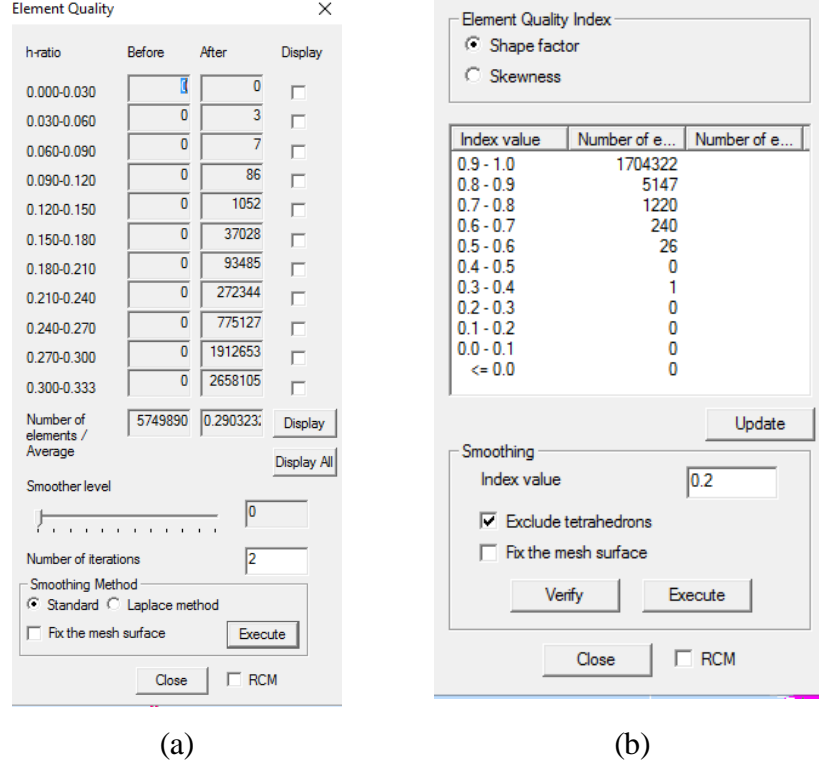


Şekil 3.6. Üç sıralı örnek modele ait çözüm ağı yapısı

CRADLE çözüm ağı (mesh) kalitesini görme imkânı sağlamaktadır. Bu sayede meshteki hatalar, eksiklikler görülerek bir sonraki adıma geçmeden önce hataların giderilmesi sağlanabilmektedir.

Örnek bir modele ait ortalama eleman boyutları ve eleman sayısı Şekil 3.7.'de görülmektedir. Modeller arasında özellikle jet etrafında eleman sayısında farklılıklar

mevcut olmasına rağmen genel olarak ortalama eleman sayısı 2 milyon civarındadır ve ortalama eleman boyutu 0,220 mm - 0.290 mm civarındadır.



Şekil 3.7. Çözüm ağı örnek değerleri (a) Ortalama eleman boyutları (b) Ortalama eleman sayısı

### 3.5.2. Çözüm kademesi

Çözüm bölümünde yüklerin ve sınır şartlarının atanması ve çözümün gerçekleştirilmesi aşağıda verildiği gibi uygulanır.

- Analiz tipinin belirlenmesi: Zamana bağlı değişim gösterdiği için transient (zamanla değişen) analiz tipi seçilmiştir.
- Sınır şartlarının tanımlanması: Eğer modelde bir yük uygulanırsa, model bilgisayarın sanal dünyasında sonsuza kadar ivmelenir. Bu ivmelenme bir sınırlılık veya bir sınır şartı uygulanana kadar devam eder. Yapısal sınır şartları genellikle sıfır yer değiştirme, termal sınır şartları belirlenmiş bir sıcaklık, akışkan sınır şartları için bir basınç olarak tanımlanır. Bir sınır şartı bütün yönlerde (x, y, z) uygulanabileceği gibi yalnızca belirli bir yönde de tanımlanabilir. Sınır şartları



anahtar noktalarda, düğüm noktalarında, çizgi veya alanlarda tanımlanabilir. Aşağıda sınır şartlarının tanımlanmasına ilişkin program görüntüleri ve değerler verilmiştir

Tablo 3.1. Tek sıralı model için hız sınır şartları

Re	D(m)	v (m <sup>2</sup> /sn)	V (m/sn)	H (mm)
14000	0,009526	0,000015 11	22,20	12,7
18000	0,009526	0,000015 11	28,55	12,7
27000	0,009526	0,000015 11	42,82	12,7
14000	0,009526	0,000015 11	22,20	19,05
18000	0,009526	0,000015 11	28,55	19,05
27000	0,009526	0,000015 11	42,82	19,05
14000	0,009526	0,000015 11	22,20	25,4
18000	0,009526	0,000015 11	28,55	25,4
27000	0,009526	0,000015 11	42,82	25,4

Tablo 3.2. İki sıralı model için hız sınır şartları

Re	D (m)	v (m <sup>2</sup> /sn)	V (m/sn)	H (mm)
7000	0,004762	0,000015 11	22,20	12,7
9000	0,004762	0,000015 11	28,55	12,7
14000	0,004762	0,000015 11	42,82	12,7
7000	0,004762	0,000015 11	22,20	19,05
9000	0,004762	0,000015 11	28,55	19,05
14000	0,004762	0,000015 11	42,82	19,05
7000	0,004762	0,000015 11	22,20	25,4
9000	0,004762	0,000015 11	28,55	25,4
14000	0,004762	0,000015 11	42,82	25,4

Tablo 3.3. Üç sıralı model için hız sınır şartları

Re	D (m)	v (m <sup>2</sup> /sn)	V (m/sn)	H (mm)
5000	0,003176	0,000015 11	22,20	12,7
6000	0,003176	0,000015 11	28,55	12,7
9000	0,003176	0,000015 11	42,82	12,7
5000	0,003176	0,000015 11	22,20	19,05
6000	0,003176	0,000015 11	28,55	19,05
9000	0,003176	0,000015 11	42,82	19,05
5000	0,003176	0,000015 11	22,20	25,4
6000	0,003176	0,000015 11	28,55	25,4
9000	0,003176	0,000015 11	42,82	25,4

Bu çalışmada giriş sınır şartları için hız giriş sınır şartı ve basınç giriş şartı, çıkış sınır şartı olarak basınç seçilmiştir. Giriş şartları için seçilen hız giriş sınır şartında

girişlerdeki mutlak hızın büyüklüğü, %5 türbülans yoğunluğu (giriş türbülans yoğunluğu hakkında bilgi sahibi olunmadığından) şartı ve sıcaklık parametreleri girilmiştir. Tablo 3.1.'de tek sıralı model için, Tablo 3.2.'de iki sıralı model için ve Tablo 3.3.'de üç sıralı model için giriş sınır şartları hız bileşenleri ve Reynolds sayıları gösterilmektedir.

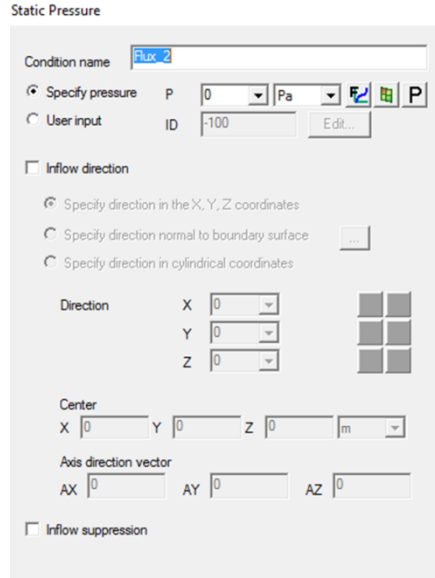
Bu tablolardan faydalanarak giriş hız değerleri program ara yüzünde Şekil 3.8.'de tanımlanmıştır.

The screenshot shows a 'Velocity' dialog box with the following settings:

- Condition name: Flux 1
- Specify velocity components:
- Specify velocity normal to the surface:  (with a '...' button)
- Specify velocity in cylindrical coordinates:
- Specify magnitude of velocity and inflow direction:
- User input:  (with a value of 0 and an 'Edit...' button)
- Inflow velocity: 23.787 m/s (with 'F' and 'P' icons)
- Three component velocity fields: each set to 0 m/s (with 'F' and 'P' icons)

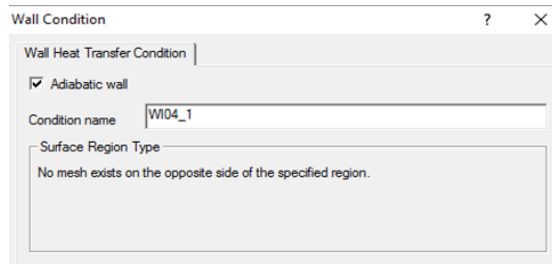
Şekil 3.8. Giriş hız şartının program ara yüzünde tanımlanması

Çıkış sınır şartı olarak basınç çıkış şartı atmosfer basıncı ( $P_{atm}$ ) 0 atm olarak seçilmiştir. Akış için basınç çıkış sınır şartının program ara yüzünde tanımlanması Şekil 3.9.'da gösterilmiştir.



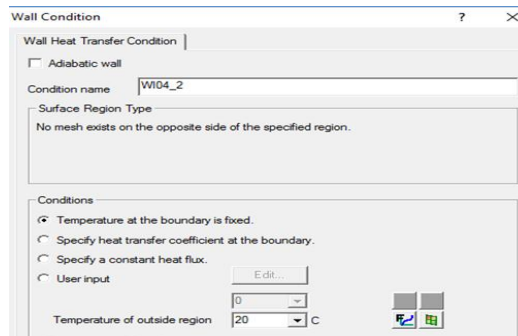
Şekil 3.9. Çıkış basınç şartının program ara yüzünde tanımlanması

Isı transferi katsayısı dağılımının incelendiği hedef plaka yüzeyi dışında diğer duvarlar ısı geçişinin olmadığı şekilde tanımlanmıştır. Program ara yüzünde Şekil 3.10.'da gösterildiği gibi tanımlanmıştır.



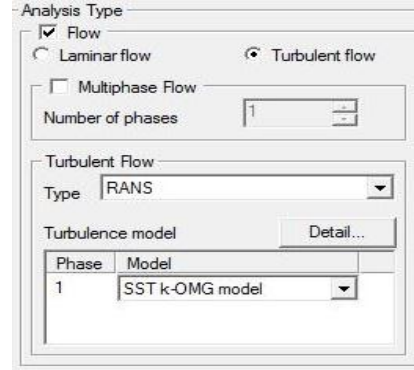
Şekil 3.10. Isı geçişinin olmadığı duvar özelliklerinin tanımlanması

Hedef plaka sınır yüzeyinin temas halinde olduğu ortam sıcaklığı sabit ve 20 °C olarak Şekil 3.11.'de gösterildiği gibi tanımlanmıştır.



Şekil 3.11. Dış ortam sıcaklığının tanımlanması

Türbülans modelinin program ara yüzünde seçimi Şekil 3.12.'de gösterilmiştir.

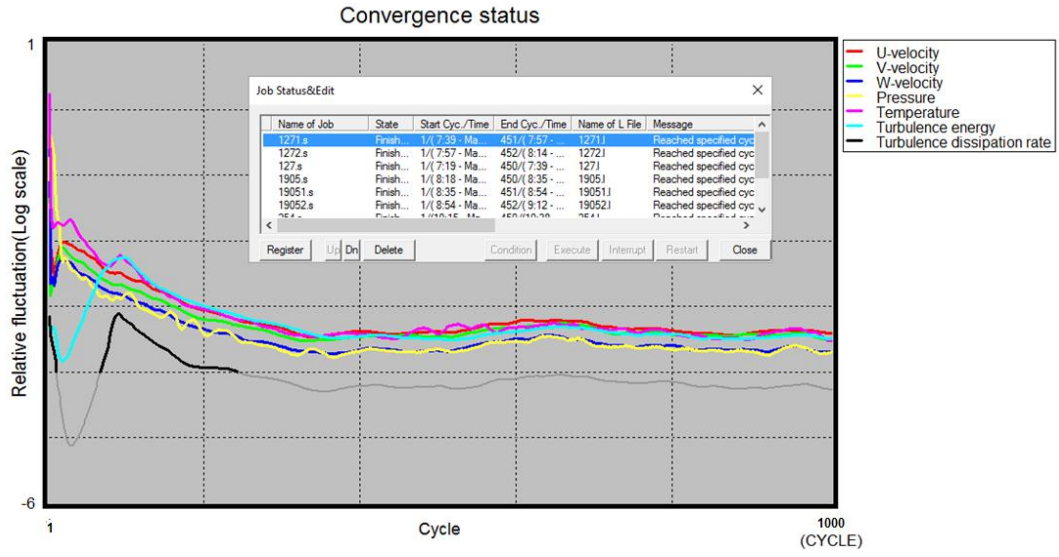


Şekil 3.12. Türbülans modelinin program ara yüzünde seçimi

- Yüklerin uygulanması: Yüklemeler termal analizlerde sıcaklık, akışkan analizlerinde hız ve basınç formundadır.
- Çözüm: Bu kısım tamamen otomatiktir. Genel olarak bir sonlu elemanlar çözücüsü üçe ayrılır. Bunlar ön-çözücü, matematik motoru ve son çözücüdür. Ön-çözücü modeli okur ve modeli matematiksel şekilde formüle eder.

Ön işlemci kademesinde tanımlanan bütün parametreler ön-çözücü tarafından kontrol edilir ve herhangi bir şeyin eksik bırakıldığını bulursa matematik motorun devreye girmesini engeller. Model doğruysa, çözücü devreye girerek eleman direngenlik matrisini oluşturur ve yer değiştirme, basınç gibi sonuçları üreten matematik motorunu çalıştırır. Matematik motoru tarafından üretilen sonuçlar son-çözücü kullanılarak düğüm noktaları için deformasyon miktarı, gerilme, hız gibi değerler üretilir.

Tanımlamalar yapıldıktan sonra modeller CRADLE çözücüsünde 1000 iterasyon ile koşturulmuştur. Modelden modele farklılıklar mevcut olsa da yaklaşık 450 - 500 iterasyonda sonuçlar yakınsamıştır. Yakınsama (convergence) ile ilgili programdan alınan örnek çıktı Şekil 3.13.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.13. Sonuçların yakınsama grafiğine ait örnek program çıktısı

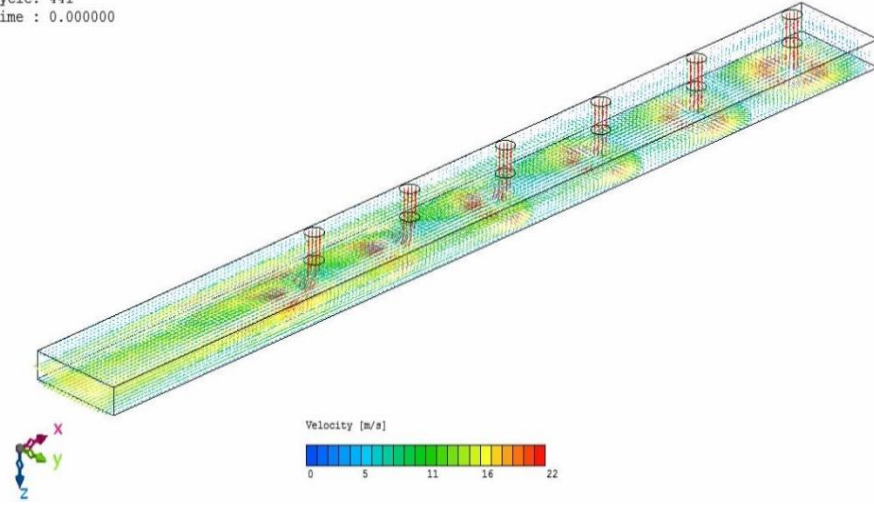
### 3.5.3. Son işlemci kademesi

Son işlemci sonuçların okunduğu ve yorumlandığı bölümdür. Sonuçlar; tablo şeklinde, kontur çizimleri şeklinde görsel olarak sunulabilmektedir. Çözücünden gelen analiz sonuçlar, son işlemcide derlenerek, deneysel sonuçlarla kıyaslanabilir anlamlı grafikler elde edilmesini sağlamıştır.

Yakınsayan modellerin sonuç dosyalarından Şekil 3.14.'de gösterildiği gibi kontur çıktıları alınmış ve sonraki bölümde sonuçların karşılaştırmalarında kullanılmıştır.

File : 12.71\_441.fld  
Cycle: 441  
Time : 0.000000

CRADLE



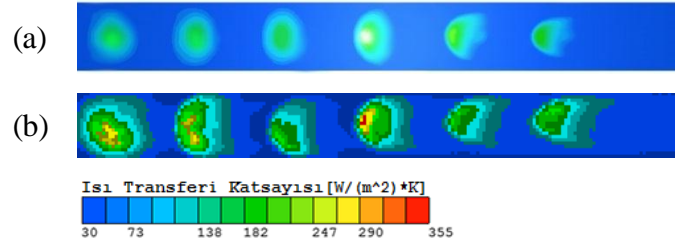
Şekil 3.14. Model sonuçlarından örnek kontur görüntüsü

## BÖLÜM 4. SAYISAL SONUÇLARIN DENEYSEL VERİLERLE KARŞILASTIRILMASI

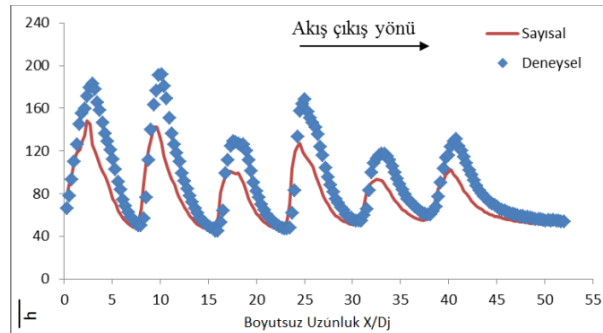
Bu çalışmada, 2005 yılında Pittsburgh Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde yapılan deneysel çalışma [1] sonuçlarından faydalanarak toplam hidrolik çapları eşit olan tek, iki ve üç sıralı modellerin sayısal analizleri yapılmıştır.

Sayısal çözümlerden elde edilen sonuçlar ile birlikte aynı geometri için yapılmış olan deneysel sonuçların LCIA (Liquid Crystal Imaging Analyser) programına aktarılmasıyla elde edilen ısı transfer katsayısının hedef plaka üzerindeki değişimi görülmektedir.

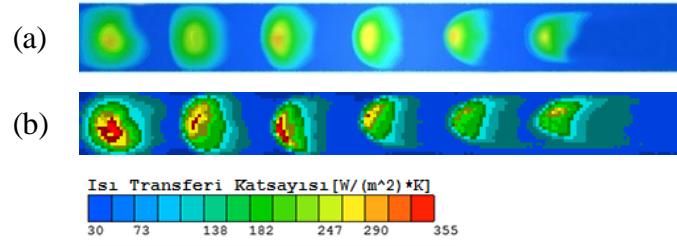
### 4.1. Tek Sıra Jetli Model Sonuçlarının Karşılaştırılması



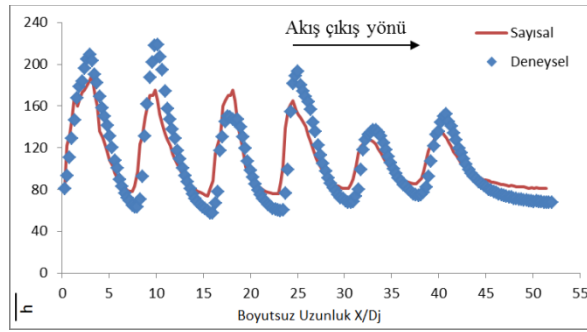
Şekil 4.1.  $S_1=61,91$  mm,  $H=12,7$  mm,  $Re=14000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



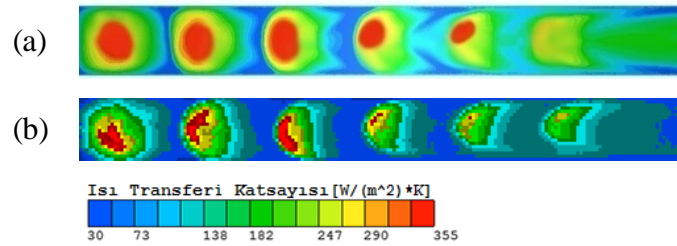
Şekil 4.2.  $S_1=61,91$  mm,  $H=12,7$  mm,  $Re=14000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği



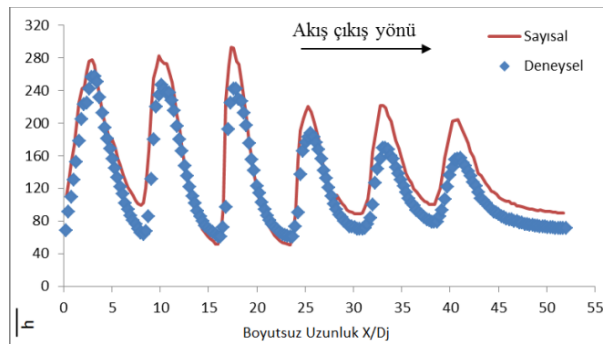
Şekil 4.3.  $S_1=61,91$  mm,  $H=12,7$  mm,  $Re=18000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



Şekil 4.4.  $S_1=61,91$  mm,  $H=12,7$  mm,  $Re=18000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği

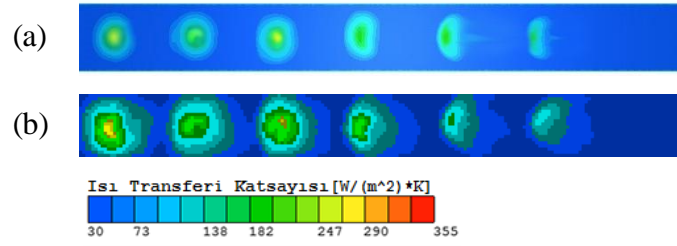


Şekil 4.5.  $S_1=61,91$  mm,  $H=12,7$  mm,  $Re=27000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı

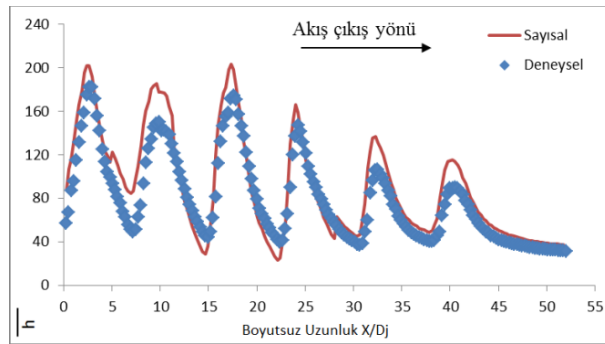


Şekil 4.6.  $S_1=61,91$  mm,  $H=12,7$  mm,  $Re=27000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği

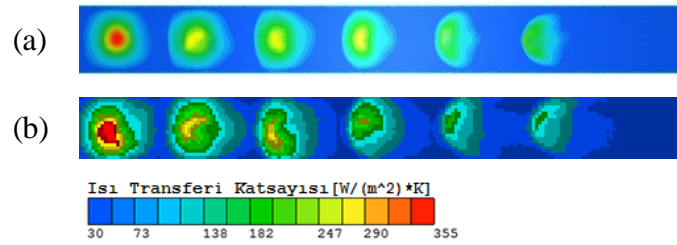




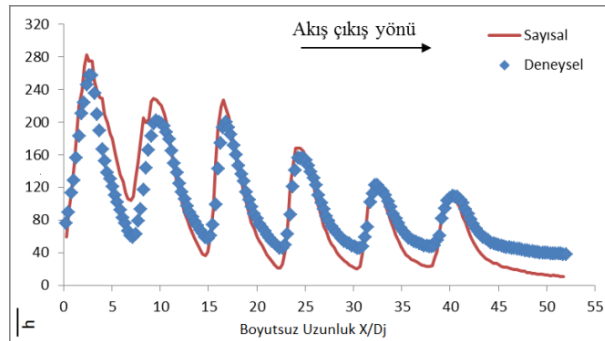
Şekil 4.7.  $S_1=61,91$  mm,  $H=19,05$  mm,  $Re=14000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



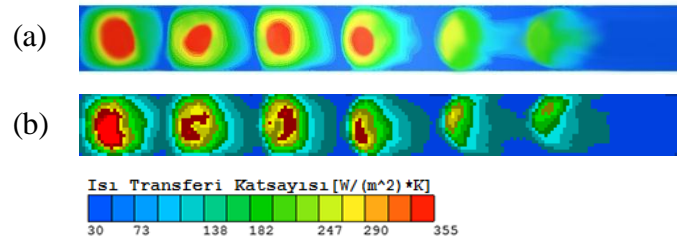
Şekil 4.8.  $S_1=61,91$  mm,  $H=19,05$  mm,  $Re=14000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği



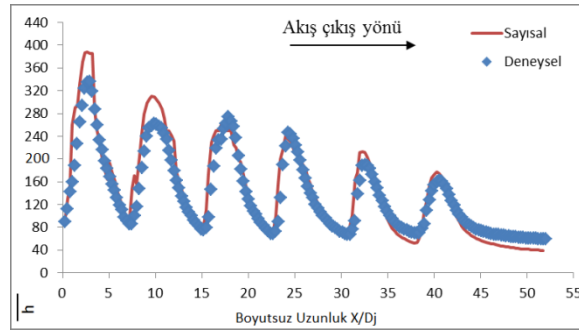
Şekil 4.9.  $S_1=61,91$  mm,  $H=19,05$  mm,  $Re=18000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



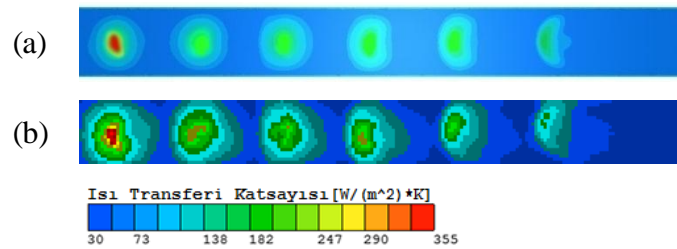
Şekil 4.10.  $S_1=61,91$  mm,  $H=19,05$  mm,  $Re=18000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği



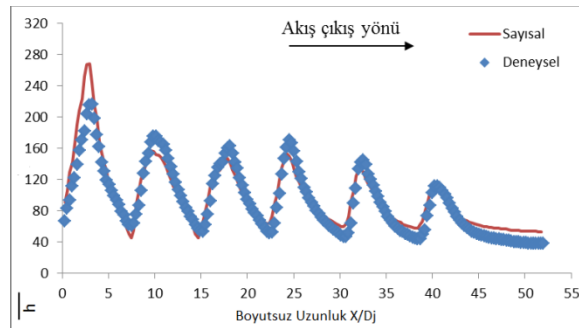
Şekil 4.11.  $S_1=61,91$  mm,  $H=19,05$  mm,  $Re=27000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



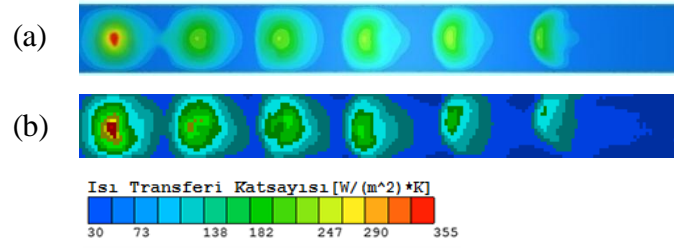
Şekil 4.12.  $S_1=61,91$  mm,  $H=19,05$  mm,  $Re=27000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği



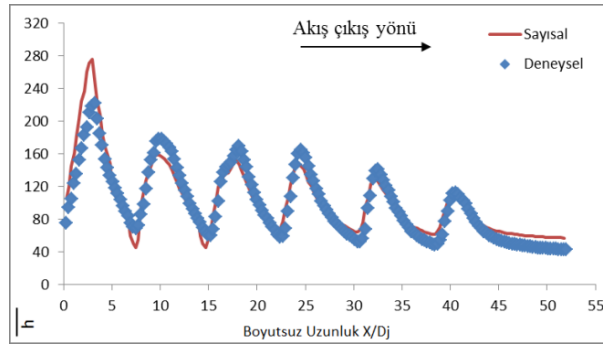
Şekil 4.13.  $S_1=61,91$  mm,  $H=25,40$  mm,  $Re=14000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



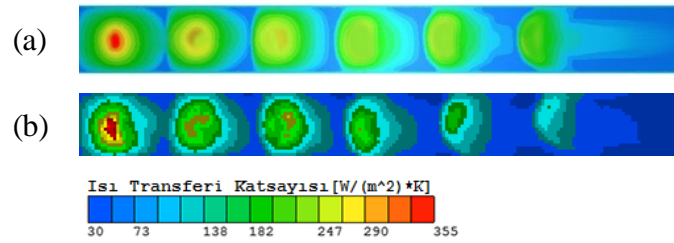
Şekil 4.14.  $S_1=61,91$  mm,  $H=25,40$  mm,  $Re=14000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği



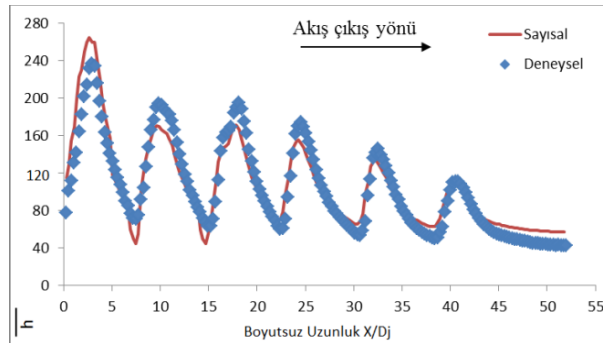
Şekil 4.15.  $S_1=61,91$  mm,  $H=25,40$  mm,  $Re=18000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



Şekil 4.16.  $S_1=61,91$  mm,  $H=25,40$  mm,  $Re=18000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği

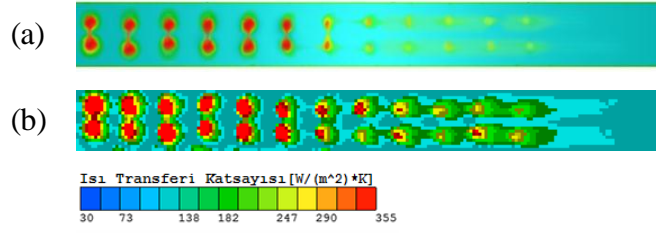


Şekil 4.17.  $S_1=61,91$  mm,  $H=25,40$  mm,  $Re=27000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı

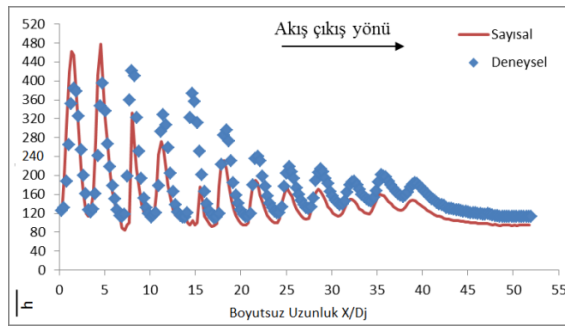


Şekil 4.18.  $S_1=61,91$  mm,  $H=25,40$  mm,  $Re=27000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği

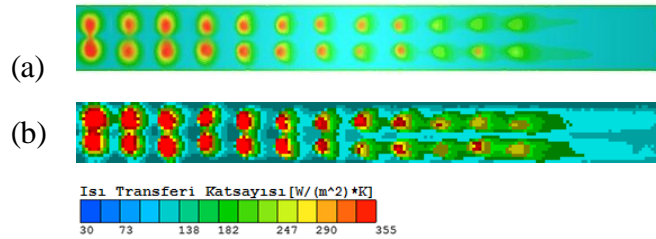
## 4.2. İki Sıra Jetli Model Sonuçlarının Karşılaştırılması



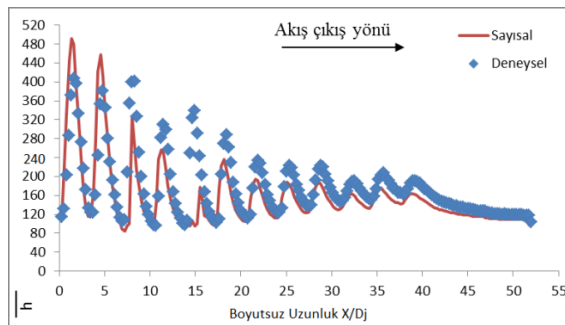
Şekil 4.19.  $S_1=30,956$  mm,  $S_2=19,05$  mm,  $H=12,7$  mm,  $Re=7000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



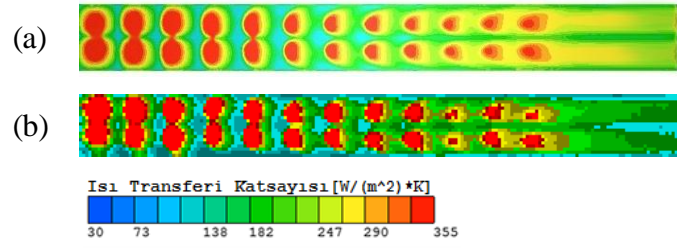
Şekil 4.20.  $S_1=30,956$  mm,  $S_2=19,05$  mm,  $H=12,7$  mm,  $Re=7000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği



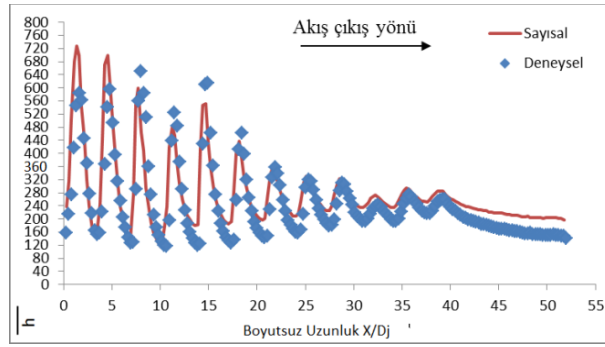
Şekil 4.21.  $S_1=30,956$  mm,  $S_2=19,05$  mm,  $H=12,7$  mm,  $Re=9000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



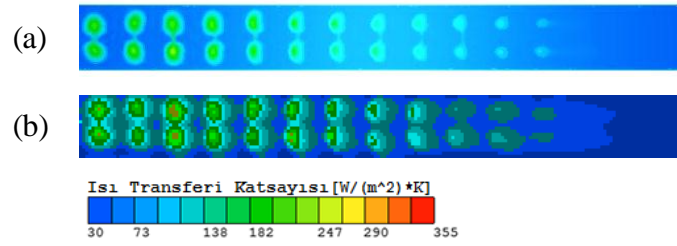
Şekil 4.22.  $S_1=30,956$  mm,  $S_2=19,05$  mm,  $H=12,7$  mm,  $Re=9000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği



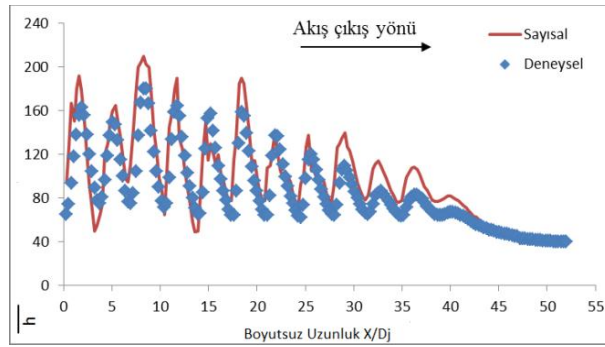
Şekil 4.23.  $S_1=30,956$  mm,  $S_2=19,05$  mm,  $H=12,7$  mm,  $Re=14000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



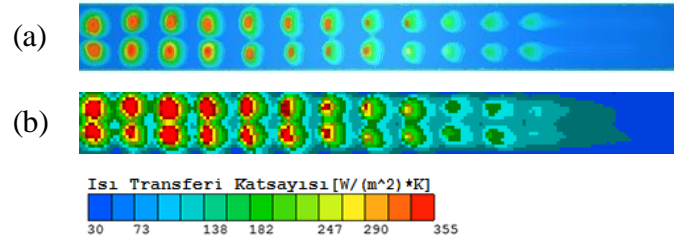
Şekil 4.24.  $S_1=30,956$  mm,  $S_2=19,05$  mm,  $H=12,7$  mm,  $Re=14000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği



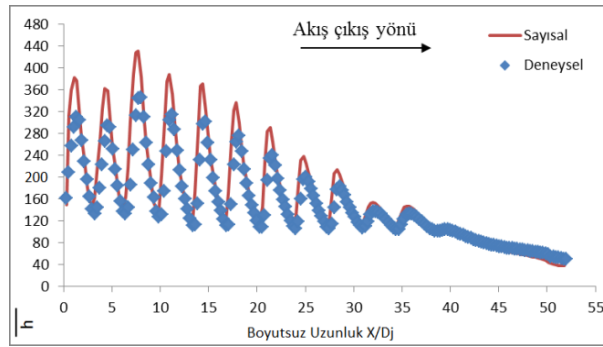
Şekil 4.25.  $S_1=30,956$  mm,  $S_2=19,05$  mm,  $H=19,05$  mm,  $Re=7000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



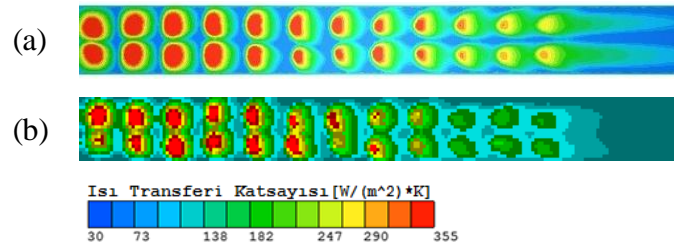
Şekil 4.26.  $S_1=30,956$  mm,  $S_2=19,05$  mm,  $H=19,05$  mm,  $Re=7000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği



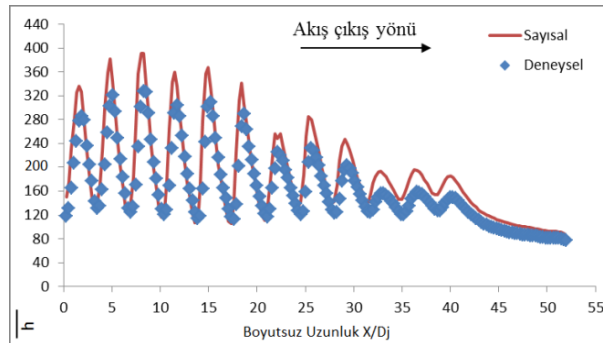
Şekil 4.27.  $S_1=30,956$  mm,  $S_2=19,05$  mm,  $H=19,05$  mm,  $Re=9000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



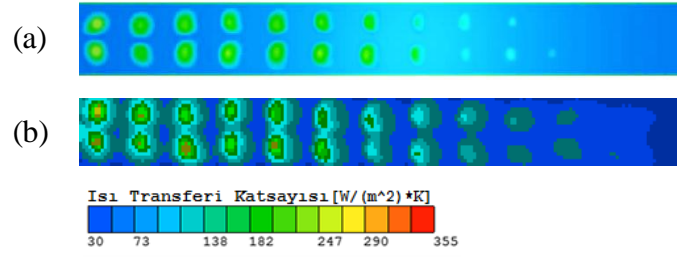
Şekil 4.28.  $S_1=30,956$  mm,  $S_2=19,05$  mm,  $H=19,05$  mm,  $Re=9000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği



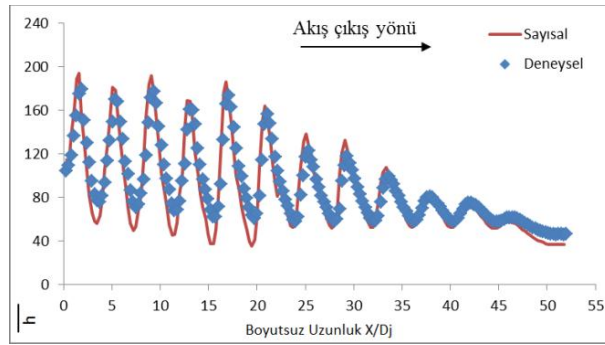
Şekil 4.29.  $S_1=30,956$  mm,  $S_2=19,05$  mm,  $H=19,05$  mm,  $Re=14000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



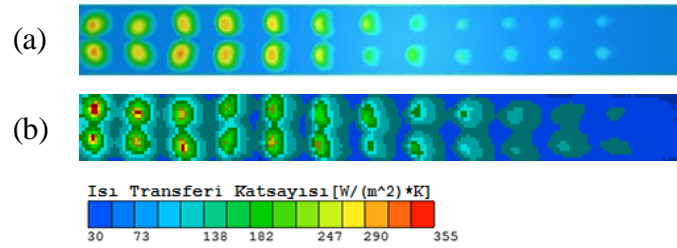
Şekil 4.30.  $S_1=30,956$  mm,  $S_2=19,05$  mm,  $H=19,05$  mm,  $Re=14000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği



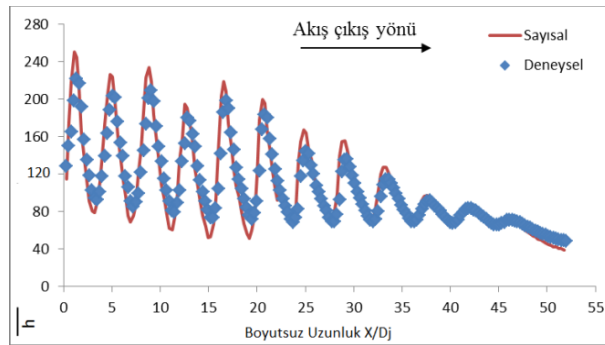
Şekil 4.31.  $S_1=30,956$  mm,  $S_2=19,05$  mm,  $H=25,4$  mm,  $Re=7000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



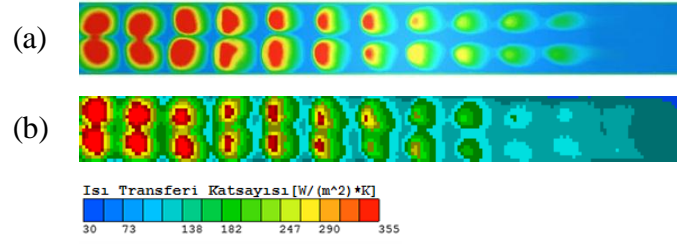
Şekil 4.32.  $S_1=30,956$  mm,  $S_2=19,05$  mm,  $H=25,4$  mm,  $Re=7000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği



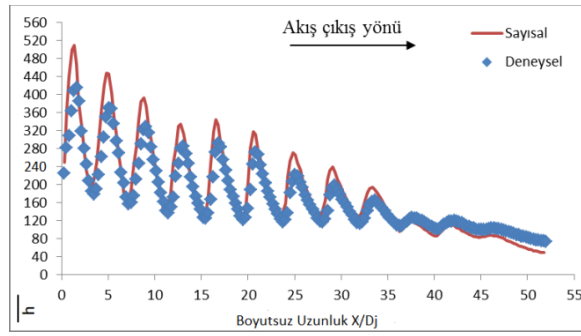
Şekil 4.33.  $S_1=30,956$  mm,  $S_2=19,05$  mm,  $H=25,4$  mm,  $Re=9000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



Şekil 4.34.  $S_1=30,956$  mm,  $S_2=19,05$  mm,  $H=25,4$  mm,  $Re=9000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği

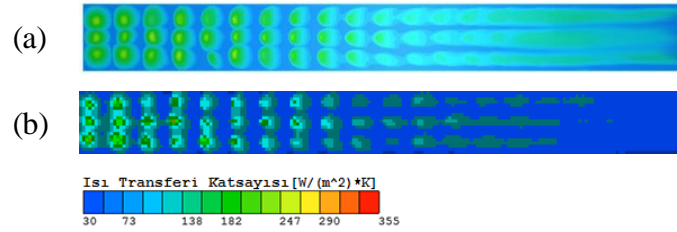


Şekil 4.35.  $S_1=30,956$  mm,  $S_2=19,05$  mm,  $H=25,4$  mm,  $Re=14000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı

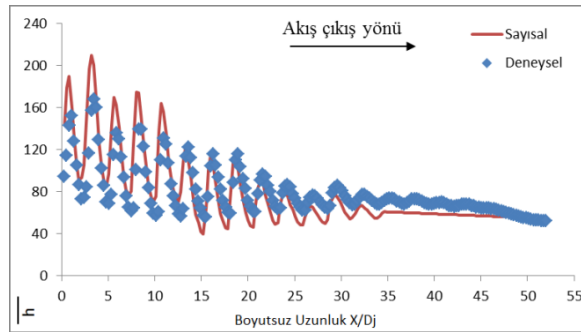


Şekil 4.36.  $S_1=30,956$  mm,  $S_2=19,05$  mm,  $H=25,4$  mm,  $Re=14000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği

### 4.3. Üç Sıra Jetli Model Sonuçlarının Karşılaştırılması

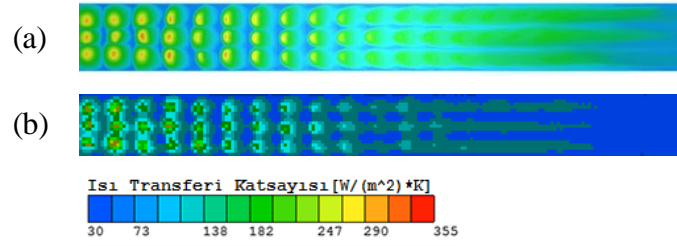


Şekil 4.37.  $S_1=20,64$  mm,  $S_2=12,7$  mm,  $H=12,7$  mm,  $Re=5000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı

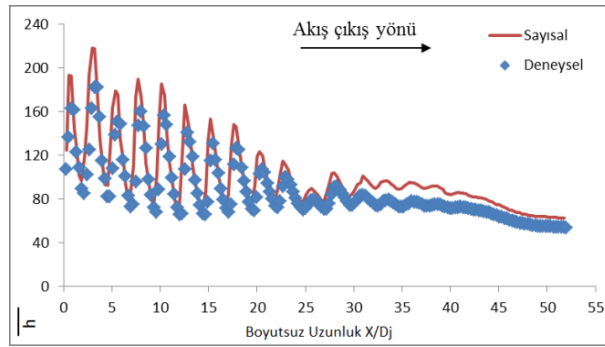


Şekil 4.38.  $S_1=20,64$  mm,  $S_2=12,7$  mm,  $H=12,7$  mm,  $Re=5000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği

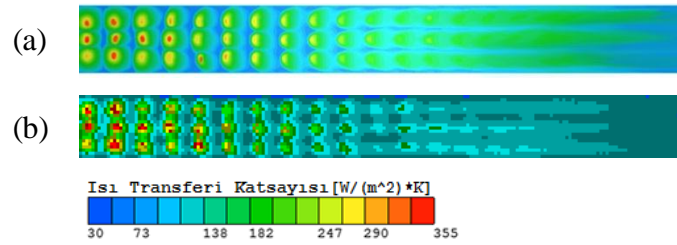




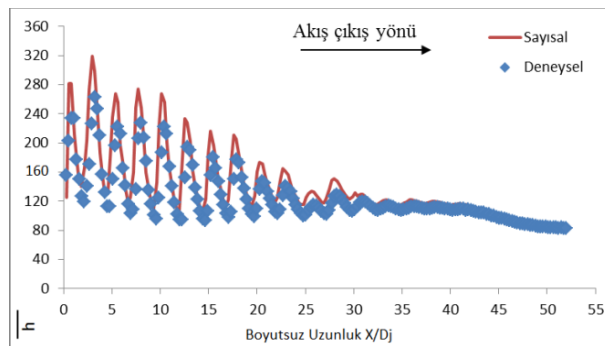
Şekil 4.39.  $S_1=20,64$  mm,  $S_2=12,7$  mm,  $H=12,7$  mm,  $Re=6000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



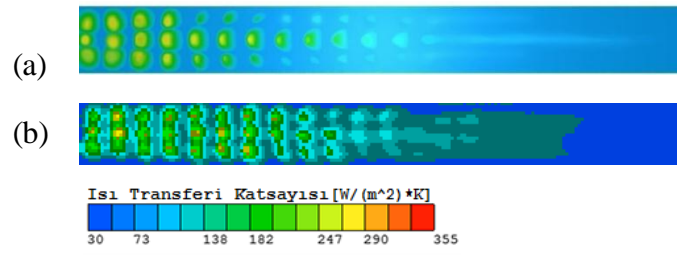
Şekil 4.40.  $S_1=20,64$  mm,  $S_2=12,7$  mm,  $H=12,7$  mm,  $Re=6000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği



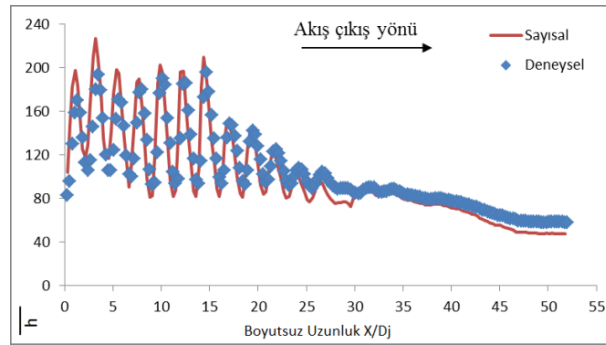
Şekil 4.41.  $S_1=20,64$  mm,  $S_2=12,7$  mm,  $H=12,7$  mm,  $Re=9000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



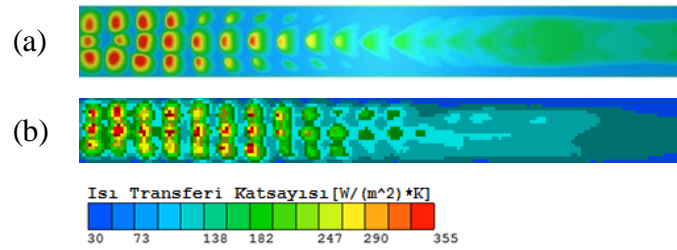
Şekil 4.42.  $S_1=20,64$  mm,  $S_2=12,7$  mm,  $H=12,7$  mm,  $Re=9000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği



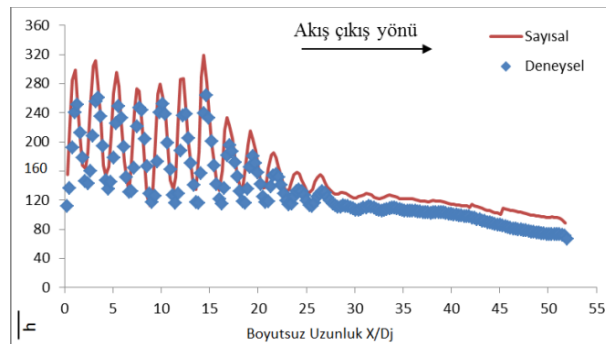
Şekil 4.43.  $S_1=20,64$  mm,  $S_2=12,7$  mm,  $H=19,05$  mm,  $Re=5000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



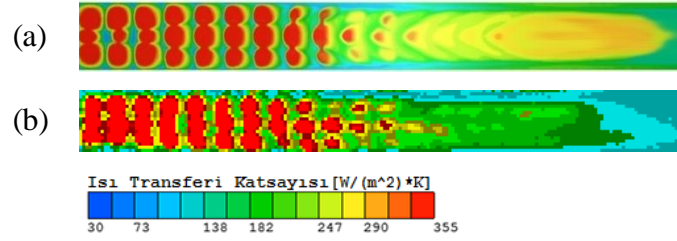
Şekil 4.44.  $S_1=20,64$  mm,  $S_2=12,7$  mm,  $H=19,05$  mm,  $Re=5000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği



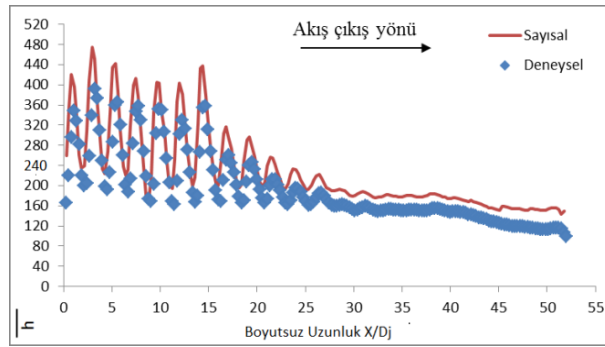
Şekil 4.45.  $S_1=20,64$  mm,  $S_2=12,7$  mm,  $H=19,05$  mm,  $Re=6000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



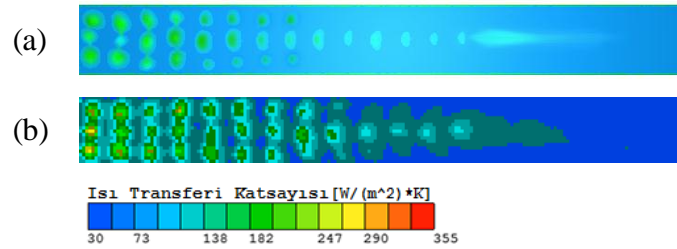
Şekil 4.46.  $S_1=20,64$  mm,  $S_2=12,7$  mm,  $H=19,05$  mm,  $Re=6000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği



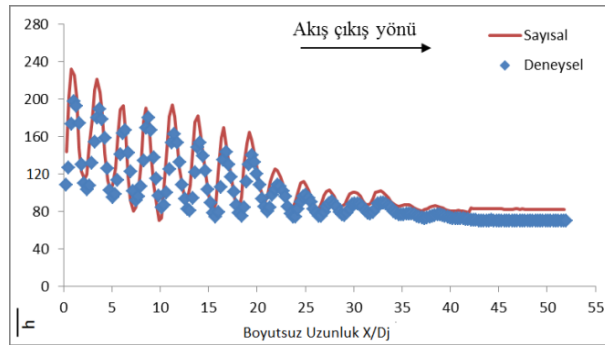
Şekil 4.47.  $S_1=20,64$  mm,  $S_2=12,7$  mm,  $H=19,05$  mm,  $Re=9000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



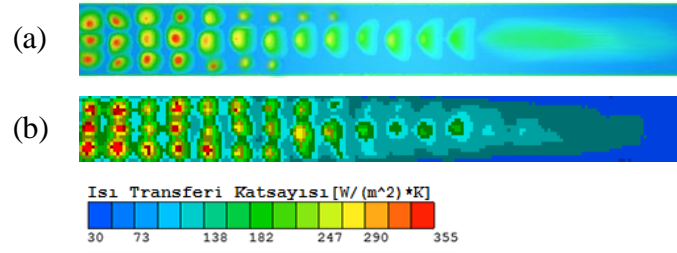
Şekil 4.48.  $S_1=20,64$  mm,  $S_2=12,7$  mm,  $H=19,05$  mm,  $Re=6000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği



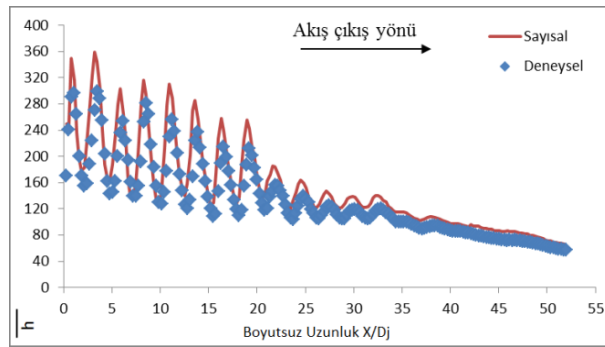
Şekil 4.49.  $S_1=20,64$  mm,  $S_2=12,7$  mm,  $H=25,4$  mm,  $Re=5000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



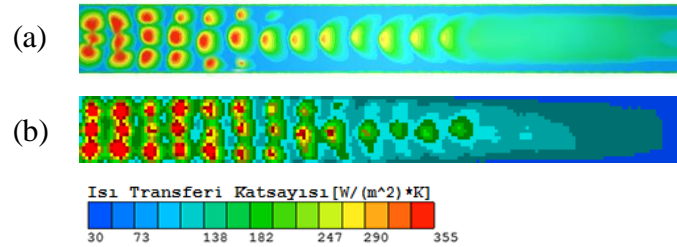
Şekil 4.50.  $S_1=20,64$  mm,  $S_2=12,7$  mm,  $H=25,4$  mm,  $Re=5000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği



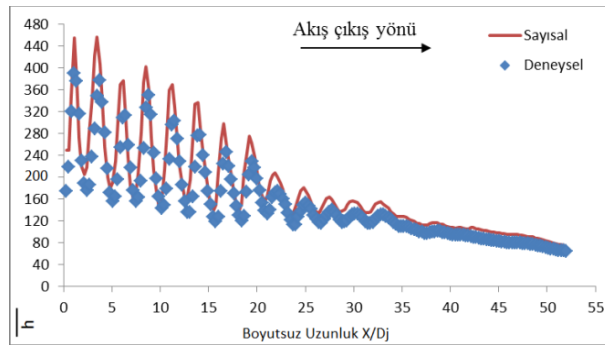
Şekil 4.51.  $S_1=20,64$  mm,  $S_2=12,7$  mm,  $H=25,4$  mm,  $Re=6000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



Şekil 4.52.  $S_1=20,64$  mm,  $S_2=12,7$  mm,  $H=25,4$  mm,  $Re=6000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği



Şekil 4.53.  $S_1=20,64$  mm,  $S_2=12,7$  mm,  $H=25,4$  mm,  $Re=9000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı



Şekil 4.54.  $S_1=20,64$  mm,  $S_2=12,7$  mm,  $H=25,4$  mm,  $Re=9000$  için sayısal model (a) ve deneysel model (b) üzerinde ısı transferi katsayısı dağılımı grafiği

## **BÖLÜM 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER**

### **5.1. Tek Sıra Jetli Model Sonuçları**

Tek sıra jetli modellerin geneline bakıldığı zaman ısı transferi karakteristiklerinin uyumlu olduğu görülmektedir. Genel olarak jet plaka ve hedef plaka arası mesafesinin en az olduğu  $H = 12,7$  mm modellerinde deneysel sonuçlar ile analiz sonuçları kıyaslandığında, jet çarpma bölgelerine karşılık gelen hedef plaka yüzeyinde analiz sonuçlarının genel olarak %18 - %25 oranında daha düşük olduğu görülmektedir. Kanal çıkışına doğru ilerledikçe bu farkın %12 - %16 oran aralığına kadar düştüğü görülmektedir. Özellikle 27000 Reynolds sayılarında jet çarpma bölgelerine karşılık gelen kısımlarda ısı geçiş katsayısı değerlerinde deneysel çalışmalara göre ani yükselmeler vardır ve %25 - %35 oranında daha yüksek çıkmaktadır. 14000 ve 18000 Reynolds sayılarında ise deneysel sonuçlara göreceli olarak daha düşük veya yakın değerler göstermektedir. Plakalar arası mesafenin  $H = 19,05$  mm olduğu modellerde genel olarak sadece giriş kısmında yer alan jetlerin %14 - %24 oranında yüksek çıktığı ancak çıkışa doğru ilerledikçe %2,5 - %4 oranına kadar düştüğü büyük ölçüde birbir örtüştüğü görülmektedir. Plakalar arası mesafenin  $H = 25,4$  mm olduğu modellerde giriş kısmındaki jet çarpma bölgesine denk gelen kısımlarda ısı geçiş katsayısı %20 - %25 civarında daha yüksek çıkmaktadır, bunun yanında jetlere denk gelmeyen hedef plaka yüzeyi bölgelerinde genel olarak ısı geçiş katsayısı %7 oranında daha düşük çıktığı görülmektedir.

### **5.2. İki Sıra Jetli Model Sonuçları**

İki sıra jetli modellerin geneline bakıldığı zaman ısı transferi karakteristiklerinin uyumlu olduğu görülmektedir. Genel olarak jet plaka ve hedef plaka arası mesafesinin en az olduğu  $H = 12,7$  mm modellerde deneysel sonuçlar ile analiz sonuçları

kıyaslandığında jetlerin hedef yüzey üzerine denk gelen çarpma bölgelerinde analiz sonuçlarının genel olarak %11 - %14 daha düşük olduğu görülmektedir. Kanal çıkışına doğru ilerledikçe bu farkın %5 - %7 oranında daha yüksek çıktığı görülmektedir. Plakalar arası mesafenin  $H = 19,05$  mm olduğu modellerde ise ısı geçiş katsayısı giriş bölgesinde genel olarak %18 - %21 oranında yüksek çıktığı ancak çıkışa doğru ilerledikçe farkın azaldığı görülmektedir, ancak çıkış kısmında ortalama ısı transferi katsayısı deneysel sonuçlara göre daha yüksek çıkmaktadır. Plakalar arası mesafenin  $H = 25,4$  mm olduğu modellerde ısı geçiş katsayısı giriş jetlerine denk gelen kısımlarda genel olarak %16 civarında daha yüksek çıkmaktadır. Çıkış bölgelerine doğru ilerledikçe ise %5 oranında daha yüksek çıktığı, bunun yanında jetlere denk gelmeyen hedef plaka yüzeyi bölgelerinde genel olarak ısı geçiş katsayısı %4 oranında daha düşük çıktığı görülmektedir.

### 5.3. Üç Sıra Jetli Model Sonuçları

Üç sıra jetli modellerin geneline bakıldığı zaman ısı transferi karakteristiklerinin büyük ölçüde örtüştüğü görülmektedir. Hedef plaka yüzeyinde çarpmalı jete denk gelen bölgelerde, 5000 ve 6000 Reynolds sayılarında ısı geçiş katsayısı yaklaşık olarak %12 - %14 daha yüksek çıkmaktadır. Kanal çıkışına ilerledikçe bu fark %8 - %10 oranına kadar düşmektedir. 9000 Reynolds sayısında ise tüm plakalar arası mesafeler için genel olarak kanal giriş bölgesin ve çarpmalı jetlere denk gelen bölgelerde %16 - %19 oranında ısı geçiş katsayısı yüksek çıkmaktadır. Kanal çıkışına doğru ise ısı geçiş katsayısı değişim karakteristiği büyük ölçüde benzerdir ve deneysel sonuçlara göre %5 - %8 oranında bir fark mevcuttur.

### 5.4. Sonuçların Genel Değerlendirilmesi

- Deneysel çalışma sonuçlarına büyük ölçüde benzetim sağlanarak teorik incelemede ölçüm ve analiz tekniği doğrulanmıştır.
- $k-\omega$  türbülans modelinin bu tip bir çalışma için doğruluğu kanıtlanmıştır. Duvara yakın bölgelerde yakın sonuçlar göstermiştir. İkili ve üçlü jet dizilimlerinde hedef plaka üzerine karşılık gelen jet bölgelerinde,  $k-\omega$  modeli daha fazla kinetik enerji

üretimi ve daha yüksek ısı transferi katsayıları gösterse de model genelinde bakıldığında çok yakın ve literatürde kabul edilebilecek orandaki hatalarda sonuçlar göstermiştir.

- Genel olarak sayısal analiz sonuçları, deneysel sonuçlardan daha yüksek çıkmıştır. Yapılan kabuller ve deney ortamındaki fiziksel koşulların (dış ortamla ısı akışı, gerçek basınç, dış ortam akışı vb.) sayısal modelde tam olarak yansıtılmamasından kaynaklanmaktadır.
- Modellerin geneline bakıldığında plaka ve hedef plaka arası mesafenin daha az olduğu 12,7 mm modellerde farkların daha fazla olduğu görülmektedir.
- Üç sıralı jetlerin genel olarak tüm Reynolds sayıları için ısı geçiş katsayısı yüzdelerik farklarına bakıldığında daha üniform bir yapı sergilediği görülmektedir.
- Yerel ısı transfer katsayısı düşük hedef plaka mesafelerinde, geniş mesafede olanlarına göre daha üniform bir yapı göstermektedir.

## KAYNAKLAR

- [1] Osama, M.A., Heat transfer distributions on the walls of a narrow channel with jet impingement and cross flow. University of Pittsburgh, PhD. 2003.
- [2] Uysal, U., Li, P.-W., Chyu, M.K., Cunha, F.J., (2006), Heat Transfer on Internal Surfaces of A Duct Subjected To Impingement of A Jet Array with Varying Jet Hole-Size and Spacing, Journal of Turbomachinery, 128,158-165.
- [3] Tanda, G., ve Cavallero, D., (2001), An Experimental Investigation of Forced Convection Heat Transfer in Channel with Rib Turbulators By Mean of Liquid Crystal Thermography, Experimental Thermal Fluid Science, 26, 15-121.
- [4] Gleeson, H., Introduction to liquid crystals: Chapter1-2. Manchester University, 1998.
- [5] Kakac, M., Yener, Y., Exact solution of the transient forced convection energy equation for timewise variation of inlet temperature. International Journal Heat and Mass Transfer, 1973.
- [6] Uysal, U., Dikdörtgen kesitli kanallarda daimi olmayan zorunlu konveksiyon nümerik modellenmesi. KOÜ, 1996.
- [7] Giovanni, N., Heat transfer in rectangular channels with transverse and V shaped broken ribs. Heat and Mass Transfer 2004; Vol.47, pp:229-243.
- [8] Ekkad, S.V., Gas turbine film cooling and heat transfer measurement using transient liquid crystal technique. Texas University, PhD, 1995.
- [9] Rajaratnam, N., Turbulent Jets, Elsevier, New York, 26-50, 1976.
- [10] Viskanta, R., Heat transfer to impinging isothermal gas and flame jets, Experimental Thermal and Fluid Science, 6(2): 111-134, 1993.
- [11] Woei, C.S., Heat transfer of impinging jet array over convex-dimpled surface. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006; 625-640.
- [12] Sang, J.Y., Impingement heat transfer of staggered arrays of air jets confined in a channel. International Heat And Mass Transfer, 2007; 3718-3727.



- [13] Cho, H.H., Choi, J.H., Rhee, D.H., Effects of hole arrangements on heat/mass transfer of impingement effusion cooling system. 2004.
- [14] San, Y., Lai, M.D., Optimum jet to jet spacing of heat transfer for staggered arrays of impinging air jets. *Heat and Mass Transfer*, 2001; Vol. 44, pp: 3997-4007.
- [15] Zecchi, S., Bacci, A., Numerical analysis of crossflow and single jet impinging on a heated surface with shaped groove. 2004, ASME paper no: GT2004-53549.
- [16] Campo, Y., Yoshimura, K., Random heat transfer in flat channels with timewise variation of ambient temperature. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 1979.
- [17] Hatay, N., Numerical and experimental analysis of unsteady laminar forced convection in channels. *International Communication Heat and Mass Transfer*, 1991.
- [18] Sözbir, N., Kanallarda tek fazlı cebri konveksiyon ve elektronik soğutma. İ.Ü., 1995.
- [19] Cho, H.H., Heat/Mass transfer characteristics of arrays of impingement jets with effusion holes. *Journal of Turbomachinery*, 2001; Vol. 123, pp. 601-608.
- [20] Van Heinen, A. R. P., Mujumdar, A. S., Douglas, W. J. M., "Numerical prediction of the flow field and impingement heat transfer caused by a laminar slot jet", *Journal of Heat Transfer*, 98: 654-658, 1976.
- [21] Saad, N. R., Douglas, W. J. M., Mujumdar, A. S., Prediction of heat transfer under an axisymmetric laminar impinging jet, *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, 16(1): 148-154, 1977.
- [22] Owsenek, B. L., Czesla, T., Mitra, K., Bisvas, G., Numerical investigation of heat transfer in impinging axial and radial jets with superimposed swirl, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 40(1): 141-147, 1997.
- [23] Chiriac, V. A., Ortega, A., A numerical study of the unsteady flow and heat transfer in a transitional confined slot jet impinging on an isothermal surface, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45: 1237-1248, 2002.
- [24] Chattopadhyay, H., Numerical investigations of heat transfer from impinging annular jet, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47: 3197-3201, 2004.
- [25] Craft, T. J., Graham, L. J. W., Launder, B. E., Impinging jet studies for turbulence model assessment-II. An examination of the performance of four turbulence models, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 36(10): 2685-2697, 1993.

- [26] Shi, Y. L., Ray, M. B., Mujumdar, A. S., Computational study of impingement heat transfer under a turbulent slot jet, *Industrial and Engineering Chemistry Research*, 41: 4643-4651, 2002.
- [27] Dianat, M., Fairweather, M., Jones, W. P., Predictions of the concentration field of an impacting turbulent jets, *Proc. 10th Turbulent Flow Symposium*, The Pennsylvania State University, 12-19, 1995.
- [28] Hosseinalipour, S. M., Mujumdar, A. S., Comparative evaluation of different turbulence models for confined impinging and opposing jet flows, *Numerical Heat Transfer Part A*, 28: 647-666, 1995.
- [29] Wang, S. J., Mujumdar, A. S., A comparative study of five low Reynolds number  $k-\epsilon$  models for impingement heat transfer, *Applied Thermal Engineering*, 25: 31-44, 2005.
- [30] Incropera, F.P., DEWITT, D.P., Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri. Literatür Yayıncılık, sf.415, 2006.
- [31] Wolfersdorf, J.V., Influence of lateral conduction due to flow temperature variations in transient heat transfer measurements. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006; 50 (2007) 1122-1127.
- [32] Huang, Y., Ekkad, A.V., Han, J.C., Detailed heat transfer distributions under an array of orthogonal impinging jets. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 1998; Vol.12, No.1.
- [33] Azad, S. Huang, Y., Han, J.C., Impingement heat transfer on dimpled surface using a transient liquid crystal technique. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2000; Vol.14, No.2.
- [34] Yan, W.M., Experimental study of impinging heat transfer along rib-roughened walls by using transient liquid crystal technique. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005; 48 (2005) 2420-2428.
- [35] O'donovan, S., Jet impingement heat transfer- Part I: Mean and root-mean-square heat transfer and velocity distributions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007; 50 (2007) 3291-3301.
- [36] Funazaki, K., Heat transfer characteristics of an integrated cooling configuration for ultra-high temperature turbine blades: Experimental and numerical investigations. *ASME Turbu Expo 2001*, June 4-7, 2001.
- [37] Hong, S.K., Heat/Mass transfer with circular pin fins in impingement/effusion cooling system with crossflow. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, October/December 2006; Vol.20, No.4.

- [38] Lim, K.B., An experimental study on the characteristics of heat transfer on the turbulent round impingement jet according to the inclined angle of convex surface using the liquid crystal transient method. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2006; 31 (2007) 711-719.
- [39] Konakjaruvijit, K., Martinez-Botas, R.F., Jet impingement on a dimpled surface with different crossflow schemes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004; 48 (2005) 161-170.
- [40] Ekkad, V., Jet impingement heat transfer on dimple target surfaces. *International Journal Of Heat and Fluid Flow*, 2001; 23 (2002) 22-28.
- [41] Yu, Y., Film cooling effectiveness and heat transfer coefficient distributions around diffusion shaped holes. *ASME-2002*, October 2002, Vol.124.
- [42] Chyu, M.K., Determination of local heat transfer coefficient based on bulk mean temperature using transient liquid crystal technique. *Experimental Thermal and Fluid Science* 1998; V.18, pp: 142-149.
- [43] Azar, K., Benson, J.R., Manno, V.P., Liquid crystal imaging for temperature measurement of electronics devices. *IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium*, Phoenix AZ., USA, pp: 22-33, 1991.
- [44] Brevet, P., Heat Transfer to a row of impinging jets in consideration of optimization. *Heat and Mass Transfer Dergisi* 2002; Volume 45, Sayfa 4191-4200.
- [45] Stasiak, J.A., Kowalewski, T.A., Thermocromic liquid crystals applied for heat transfer research. *Opto Electronics*. 2002; V.10. pp: 1-10.
- [46] Cooper, A., Liquid crystal thermography and its application to study of convective heat transfer. *J. Engineering for Gas Turbines and Power*. 1985.
- [47] Wierzbowski, M., Stasiak, J., Liquid crystal technique application for heat transfer investigation in a fin-tube heat exchanger element. *Experimental Thermal and Fluid Science* 2001; 26 (2002) 319-323.
- [48] Stasiak, J., Liquid crystal termography and true colour digital image processing. *Optics&Laser Technology* 2005; 38 (2006) 243-256.
- [49] Ergen, H., Düşük lüle plaka mesafelerinde çarpan hava jetinin oluşturduğu ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 2007.
- [50] Şahin, F., Jet çarpmalı dikdörtgen kesitli bir kanalın ısı transferi büyüklüklerinin deneysel (TLC metodu ile) ve teorik analizi. *Doktora tezi*, 2008.

## ÖZ GEÇMİŞ

Ahmet Hakan Hırca, 30.01.1990 da Kırıkkale’de doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini İzmir’de tamamladı. 2008 yılında İzmir Alp Oğuz Anadolu Lisesi Fen Bölümünden mezun oldu. 2008 yılında başladığı Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü’nü 2013 yılında bitirdi. Aynı yıl Sakarya Üniversitesi, Makine Mühendisliği Enerji EABD’da lisansüstü eğitimine başladı. 2015–2016 yılları arasında RMC Mühendislik şirketinde CAE Mühendisi olarak çalıştı. Bu süre içerisinde şirketin bünyesinde birçok otomotiv ve savunma sanayi şirketine çoklu cisim dinamiği, mekanik sistem simülasyonları ve test doğrulaması konusunda aktif rol aldı. Şu anda küresel bir otomotiv şirketinin Ar-Ge departmanında Hesaplama ve Simülasyon Mühendisi olarak çalışmaktadır.