

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**JET ÇARPMALI DİKDÖRTGEN KESİTLİ BİR KANALIN
ISI TRANSFERİ BÜYÜKLÜKLERİNİN DENEYSEL (TLC
METODU İLE) VE TEORİK ANALİZİ**

DOKTORA TEZİ

Mak.Y.Müh. Fatih ŞAHİN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Tez Danışmanı : Y.Doç. Dr. Ünal UYSAL

Şubat 2008

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**JET ÇARPMALI DİKDÖRTGEN KESİTLİ BİR
KANALIN ISI TRANSFERİ BÜYÜKLÜKLERİNİN
DENEYSEL (TLC METODU İLE) VE TEORİK
ANALİZİ**

DOKTORA TEZİ

Mak.Y.Müh. Fatih ŞAHİN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 21 / 02 /2008 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Prof.Dr.Halil İbrahim Saraç

.....
Jüri Başkanı

Prof.Dr.Etem Köklükaya

.....
Üye

Prof.Dr.İsmail Ekmekçi

.....
Üye

Y.Doç.Dr.Ünal Uysal

.....
Üye

Y.Doç.Dr.Hasan KARABAY

.....
Üye

ÖNSÖZ

Jet çarpmalı ısı transferi metodu günümüzde mühendislik, bilim ve sanayi uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Özellikle ısıtma, soğutma ve kurutma işlemlerinde kullanılan bu metot ile yüzeyler üzerinde yüksek performanslı ısı transferi elde edilmektedir. Jet çarpmalı ısı transferi metodunun verimliliğinin artırılması bu çalışmada deneysel (TLC metodu ile) ve teorik olarak incelenmiştir.

Bu çalışmamda bana her zaman samimi destekleri sunan sayın hocam; Yrd. Doç.Dr. Ünal UYSAL'a ve bana Fluent'i öğrenmemde vesile olan araştırma görevlisi Sayın Şevki Çeşmeci'ye teşekkürlerimi bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	vii
TABLOLAR LİSTESİ	xi
ÖZET	xii
SUMMARY	xiii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ	1
1.1. Amaç	3
BÖLÜM 2.	
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	6
BÖLÜM 3.	
TEORİK ANALİZ	16
3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği HAD (CFD) ve Fluent	16
3.2. Sınır Şartlar	18
3.3. Kabuller	20
3.4. Türbülans Parametreleri	20
3.5. Türbülans Modelinin Seçimi	22
3.6. k- ϵ Türbülans Modelleri (Standart, RNG, Realizable)	23
3.7. k- ϵ Modelinde Enerji Denklemi	23
3.8. Standart k- ϵ Türbülans Modeli	25
3.9. RNG k- ϵ Türbülans Modeli	26
3.10. Realizable k- ϵ Türbülans Modeli	27

3.11. Nusselt Sayısı	28
3.12. Çarpma Etkili Jet.....	30
3.12.1 Çarpma jetlerin yapıları.....	30
3.12.2 Çarpma jetindeki karakteristik bölgeler	32
3.12.3 Çapraz akışlı (cross-flow) çarpma	34
3.13. Sıvı Kristalin Yapısı	35
3.13.1 Isı transferi çalışmalarında termal sıvı kristalin uygulanması	36
BÖLÜM 4.	
DENEYSEL VE TEORİK ÇALIŞMA	40
4.1. Deney Düzenegi	40
4.1.1. Deneysel hazırlık.....	42
4.2. Teorik Çalışma	44
4.2.1.Sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akış analizi	48
BÖLÜM 5.	
DEĞERLENDİRME.....	52
5.1. Reynolds Sayısının Isı Transferine Etkisi	54
5.2. Hedef Plaka ve Jet Plaka Arasındaki Mesafenin Isı Transferine Etkisi .	62
BÖLÜM 6.	
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	74
KAYNAKLAR	84
ÖZGEÇMİŞ	89

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

h	: Yerel ısı transfer katsayısı, W/m^2K
Q	: Isı akısı, W/m^2
I	: Elektriksel akım, A
R	: Elektriksel direnç, Ohm
T_y	: Gaz sıcaklığı, K
T_w	: Yerel yüzey sıcaklığı
ρ	: Yoğunluk, kg/m^3
C_p	: Özgül ısı, J/kgK
k	: Isıl iletkenlik katsayısı, W/mK
T_i	: İlk duvar sıcaklığı, K
$r(\lambda),g(\lambda),b(\lambda)$: Kamera filtre fonsiyonları
D_h	: Hidrolik çap, m
Nu	: Nusselt sayısı, hD_h/k
\dot{m}	: Kütleli debi, kg/s
Re	: Reynolds sayısı, $V \cdot D_h/\nu$
\mathcal{G}	: Hız, m/s
ν	: Akışkanın kinematik viskozitesi, m^2/s
TLC	: Termal Liquid Coating (Sıvı Kristal Kaplama)
I	: Türbülans yoğunluğu, %
\mathcal{G}'	: Türbülans girdap hızı, m/s
\mathcal{G}_{ort}	: Ortalama hız, m/s
ℓ	: Türbülans uzunluk ölçeği, m
μ_t	: Türbülans viskozitesi, $kg/m.s$
μ	: Dinamik viskozite, $kg/m.s$
μ_t/μ	: Türbülans viskozite oranı
ε	: Türbülans yayılım oranı

k	: Türbülans kinetik enerjisi
G_k	: Ortalama hız sebebiyle üretilen türbülans kinetik enerjisi
Y_m	: Genleşim dalgasının yayılım oranı
T_{aw}	: Adyabatik yüzey sıcaklığı
TLC	: Thermal Liquid Crystal

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 3.1.	Çalışmada kullanılan esas model ve boyutlar	17
Şekil 3.2.	Fuent'te kullanılan 3 boyutlu modeldeki tanımlanan giriş ve çıkış yüzeyleri.....	17
Şekil 3.3.	Çarpma Etkili Jet.....	30
Şekil 3.4.	Batırılmış Jet.....	31
Şekil 3.5.	Serbest Çarpma Jeti.....	31
Şekil 3.6.	Açık (a) ve kapalı (b) çarpma jet.....	32
Şekil 3.7.	Çarpma jet sistemindeki akış bölgeleri.....	32
Şekil 3.8.	Çarpma sıra jetinde etkileşim alanları.....	34
Şekil 3.9.	Renk değişim skalası.....	36
Şekil 3.10.	TLC kaplamalı yüzey.....	37
Şekil 3.11.	TLC kaplamalı yüzeyde ısı transferi gösterimi.....	38
Şekil 4.1.	Deney düzeneğinin şematik görünüşü.....	41
Şekil 4.2.	Model kesiti.....	45
Şekil 4.3.	Jet plaka üzerindeki ıslak yüzey.....	45
Şekil 4.4.	Hedef plaka üzerindeki ıslak yüzey.....	46
Şekil 4.5.	Giriş akışkan sıcaklığının zamana bağlı değişimi.....	47
Şekil 4.6.	Hedef plaka üzerinde sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akışkan için hesaplanan ısı transfer katsayısının değişimi ($t=30s$, $T_{giriş}=31.36 K$, $Re_5=40.000$, $D=7.94$).....	49
Şekil 4.7.	Hedef plaka üzerinde sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akışkan için hesaplanan Nu sayısının değişimi ($t=30s$, $T_{giriş}=31.36 K$, $Re_5=40.000$, $D=7.94$).....	50
Şekil 4.8.	Jet plaka üzerinde sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akışkan için hesaplanan ısı transfer katsayısının değişimi ($t=30s$, $T_{giriş}=31.36 K$, $Re_5=40.000$, $D=7.94$).....	51

Şekil 4.9.	Jet plaka üzerinde sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akışkan için hesaplanan Nu sayısının değişimi ($t=30s$, $T_{giriş}=31.36 K$, $Re_5=40.000$, $D=7.94$).....	51
Şekil 5.1.	Hedef plaka üzerinde sıcaklık dağılımı($Re_1, G=6.4mm$).....	52
Şekil 5.2.	Jet plaka üzerindeki sıcaklık dağılımı ($Re_1, G=6.4 mm$).....	53
Şekil 5.3.	Hedef plaka üzerindeki hız vektörleri ($Re_1, G=6.4 mm$).....	53
Şekil 5.4.	Isı transfer katsayısının hedef plaka üzerindeki dağılımı $Re_1, G=6.4 mm$, $t=30s$	54
Şekil 5.5.	Hedef plaka üzerinde sıcaklık dağılımı ($G_1=6.4 mm$, $Re_1=14000$, $Re_2=22000$ $Re_3= 28000$, $Re_4=34000$ $Re_5= 40000$ ($t=30s$).....	55
Şekil 5.6.	Farklı 5 Re sayısı için hedef plaka üzerindeki ortalama sıcaklık dağılımı $G=6.4 mm$	56
Şekil 5.7.	Farklı 5 Re sayısı için hedef plaka üzerindeki ortalama ısı transfer katsayısının değişimi.....	57
Şekil 5.8.	Akış boyunca kütleli debi-cross flow oranı	57
Şekil 5.9.	Farklı 5 Re sayısı için hedef plaka üzerindeki ortalama Nusselt Sayısının değişimi.....	58
Şekil 5.10.	Farklı 5 Re sayısı için jet plaka üzerindeki ortalama sıcaklık dağılımı.....	59
Şekil 5.11.	Farklı 5 Re sayısı için jet plaka üzerindeki ortalama ısı transfer katsayısının değişimi	60
Şekil 5.12.	Farklı 5 Re sayısı için jet plaka üzerindeki ortalama Nusselt Sayısının değişimi.....	60
Şekil 5.13.	Re_1 koşulunda hedef plaka ve jet plaka üzerindeki ortalama ısı transfer katsayısının değişimi.....	61
Şekil 5.14.	Re_1 koşulunda hedef plaka ve jet plaka üzerindeki ortalama Nu sayısının değişimi.....	62
Şekil 5.15.	Hedef yüzey üzerinde ortalama ısı transfer katsayısının $G_1=6.4mm$ ve $G_2=12.7mm$ aralık durumu için dağılımı ($Re_5=40000, t=30s$).....	63
Şekil 5.16.	Hedef yüzey üzerinde ortalama ısı transfer katsayısının $G_3=19.1mm$ ve $G_2=12.7mm$ aralık durumu için dağılımı ($Re_5=40000, t=30s$).....	63
Şekil 5.17.	Hedef yüzey üzerinde ortalama ısı transfer katsayısının $G_3=19.1mm$ ve $G_4=24.25mm$ aralık durumu için dağılımı ($Re_5=40000, t=30s$).....	64

Şekil 5.18.	Hedef yüzey üzerinde ortalama ısı transfer katsayısının $G_5=29.1\text{mm}$ ve $G_4=24.25\text{mm}$ aralık durumu için dağılımı ($Re_5=40000, t=30\text{s}$).....	64
Şekil 5.19.	Hedef ve Jet plaka üzerinde Jet-Hedef plaka aralığının değişiminin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi ($Re=40000, t=30\text{s}$).....	65
Şekil 5.20.	Hedef plaka üzerindeki ısı transfer katsayısı profilinin Re sayısına göre (G_1) değişimi.....	66
Şekil 5.21.	Hedef plaka üzerindeki ısı transfer katsayısı profilinin Re sayısına göre (G_2) değişimi.....	66
Şekil 5.22.	Hedef plaka üzerindeki ısı transfer katsayısı profilinin Re sayısına göre (G_3) değişimi.....	67
Şekil 5.23.	Hedef plaka üzerindeki ortalama Nu sayısının hedef-jet plaka mesafesine göre (G_1, G_2, G_3) değişimi ($Re_1=14000$).....	67
Şekil 5.24.	Jet plaka üzerindeki ortalama ısı transferi katsayısının hedef-jet plaka mesafesine göre (G_1, G_2, G_3) değişimi ($Re_1=14000$).....	68
Şekil 5.25.	Jet plaka üzerindeki Nu sayısının hedef-jet plaka mesafesine göre (G_1, G_2, G_3) değişimi ($Re_1=14000$).....	68
Şekil 5.26.	Jet plaka üzerindeki ısı transfer katsayısı dağılımının Re sayısına göre değişimi (G_1).....	69
Şekil 5.27.	Jet plaka üzerindeki ısı transfer katsayısı dağılımının Re sayısına göre değişimi (G_2).....	69
Şekil 5.28.	Jet plaka üzerindeki ısı transfer katsayısı dağılımının Re sayısına göre değişimi (G_3).....	70
Şekil 5.29.	Hedef plaka üzerindeki ortalama Nu sayısı dağılımının Re sayısına göre değişimi.....	70
Şekil 5.30.	Hedef plaka üzerindeki ortalama Nu sayısı dağılımının Re sayısına göre değişimi.....	71
Şekil 5.31.	Hedef plaka üzerindeki ortalama Nu sayısı dağılımının Re sayısına göre değişimi.....	71
Şekil 5.32.	Hedef plaka üzerinde 5 farklı jet-hedef mesafesi için ortalama Nu sayısının değişimi.....	72
Şekil 5.33.	Hedef ve Jet plaka üzerinde Jet-Hedef plaka aralığının değişiminin ortalama Nu sayısına etkisi ($Re=40000, t=30\text{s}$).....	73

Şekil 6.1.	Hedef plaka üzerinde deneysel (Uysal[17]) ve teorik ortalama ısı transfer katsayısı değerleri ($G_1=6.4\text{mm}$, $t=30\text{s}$).....	77
Şekil 6.2.	Hedef plaka üzerinde deneysel (Uysal[17]) ve teorik olarak ortalama Nu sayısının değişimi ($H/D_h=2.62$, $G_2=12.7\text{mm}$, $Re=14000$)	78
Şekil 6.3.	Hedef plaka üzerinde deneysel (Uysal[17]) ve teorik olarak ortalama Nu sayısının değişimi ($H/D_h=2.62$, $G_2=12.7\text{mm}$, $Re=22000$)	78
Şekil 6.4.	Hedef plaka üzerinde deneysel (Uysal[17]) ve teorik olarak ortalama Nu sayısının değişimi ($H/D_h=2.62$, $G_2=12.7\text{mm}$, $Re=28000$)	79
Şekil 6.5.	Hedef plaka üzerinde deneysel (Uysal[17]) ve teorik olarak ortalama Nu sayısının değişimi ($H/D_h=2.62$, $G_2=12.7\text{mm}$, $Re=34000$)	79
Şekil 6.6.	Jet plaka üzerinde deneysel (Uysal[17]) ve teorik olarak ortalama Nu sayısının değişimi ($H/D_h=2.62$, $G_2=12.7\text{mm}$, $Re=22000$).....	80
Şekil 6.7.	Jet plaka üzerinde deneysel (Uysal[17]) ve teorik olarak ortalama Nu sayısının değişimi ($H/D_h=2.62$, $G_2=12.7\text{mm}$, $Re=28000$).....	80

TABLolar LİSTESİ

Tablo 3.1.	Giriş hız bileşenleri ve Reynolds sayıları.....	20
Tablo 4.1	Deneyde kullanılan modeller ve jetlerin konumları.....	46
Tablo 4.2	Giriş ve çıkış sınır şartları.....	48
Tablo 5.1.	Hedef ve jet plaka üzerindeki alan ağırlıklı ortalama yüzey ısı transfer katsayısı($Re_5=40000, t=30s$).....	65
Tablo 5.2.	Hedef ve jet plaka üzerinde jet-hedef mesafesinin değişimine göre alan ağırlıklı ortalama Nu sayıları.....	72

ÖZET

Anahtar kelimeler: Jet çarpmalı ısı transferi, Sıralı jet sistemi, Termal sıvı kristali, Sıcaklık ölçümü, Elektronik cihazlarda soğutma, Kanalda zorlanmış ısı taşınımı, Gaz türbinleri

Isıtma ya da soğutma amacıyla jet çarpma tekniği uygulanan dikdörtgen kesitli bir kanalda ısı transfer büyüklükleri teorik olarak analiz edilmiştir.

Yapılan çalışmada Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümüne ait lisanslı Fluent 6.2.16 programı kullanılarak yüzeylerdeki ısı transferi karakteristikleri hesaplanmıştır. Bulunan sonuçlar aynı geometri üzerinde Pittsburgh Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde Uysal [17] tarafından deneysel olarak Termal Sıvı Kristali yöntemi (TLC) kullanılarak yapılan çalışma sonuçları ile kıyaslanmıştır.

İlave olarak çalışmada hedef-jet plaka mesafesinin ısı transfer büyüklüklerine etkisi ve akışkan olarak kullanılan havanın sıkıştırılabilir ve sıkıştırılmaz seçilmesinin sonuçları nasıl etkilediği araştırılmıştır. Deneysel ve teorik sonuçlar kıyaslanmıştır.

EXPERIMENTAL (BY TLC METHOD) AND THEORETICAL ANALYSE OF HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS ON A RECTANGULAR CROSS-SECTION DUCT WITH IMPINGEMENT JET

SUMMARY

Keywords: Heat transfer in Jet impingement, Impingement jets in row, Thermochromic Liquid Crystals, Temperature measuring, Cooling in electronic devices, Forced heat transfer in ducts, Gas turbines

The heat transfer characteristics are analyzed in a rectangular cross-section duct which impingement jet technique applied for the purpose of heating and cooling.

Heat transfer characteristics on surfaces are calculated by Fluent 6.2.16 program licenced for Sakarya University Mechanical Engineering Department in study. The obtained results are compared with Uysal's [17] study in Pittsburg University Mechanical Engineering Branch which concluded with an experimental investigation using Thermochromic liquid crystal (TLC) method.

In addition, it is investigated that how the effect of target -jet plate distance to heat transfer characteristics and the effect of selected compressible or incompressible air used for fluid effects the results. Experimental and theoretical datas are compared.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Günümüzde gelişen teknoloji, yüksek ısı transfer performanslı bir teknik olan jet çarpmalı ısı transferini mühendislik, bilim ve sanayinin tüm dallarında vazgeçilmez bir metot olarak karşımıza çıkarmaktadır. Jet çarpma tekniği bir yüzeyde ısıtma, soğutma veya kurutma işlemlerinin yoğunlaştırılmasını sağlamak amacıyla kullanılmaktadır.

Birçok mühendislik uygulamalarında kullanılan jet çarpma tekniği uygulamada gaz türbinlerinin kanatçıklarının soğutulmasında, cam temperleme, metallerin ısıtma işlemlerinde, kâğıt ve tekstil ürünleri kurutulmasında, boya, gıda sanayi, mikroişlemcilerin soğutulmasında, ısıtma ve pişirme amaçlı işlemlerde kullanılmaktadır.

Gaz türbin motorlarında termal verimlilik ve güç yoğunluğu temel olarak türbin giriş sıcaklığının etkisi altındadır. Modern gaz türbinleri termal verimi artırmak amacıyla yüksek giriş sıcaklıklarında çalışacak şekilde tasarlanırlar.

Yüksek türbin giriş sıcaklığında gaz türbini bileşenleri olan yanma odası duvarları ve türbin kanatlarını korumak için uygun soğutma tekniğinin kullanılması gerekir. Gelişmiş gaz türbini motorlarında termal verimi ve gücü arttırmak amacıyla kanatçıkların ulaşılan sıcaklık şartları altında (1300–1500 °C) hasarsız olarak çalışabilmesi için jet çarpmalı soğutma sistemi kullanılmaktadır.

Mikroişlemcilerde çalışma sıcaklıklarının 55-75 °C olması çalışma performansı açısından çok önemlidir. Bu sebeple elektronik elemanların bulunduğu bölgeler bu sıcaklık değerlerinin altında tutulması gerekmektedir. Bu amaçla çarpma jet tekniği kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, aynı yüzey üzerine birden fazla sayıda çarpma jet bulunan dikdörtgen kesitli bir geometrideki ısı transferi büyüklükleri teorik olarak incelenmiştir. Optimum ısı transferinin belirlenmesi amacıyla farklı boyutlardaki geometrik modeller kullanılmıştır. Teorik analiz için Fluent 6.2.16 programı kullanılmış, bulunan sonuçlar, aynı geometriler üzerinde Sıvı Kristal Termografisi yöntemiyle yapılan deneysel çalışma [17] ile kıyaslanmıştır.

Temel olarak yüzeyin soğutulması/ısıtılması için geometrik bir model oluşturulmuştur. Model, üzerinde hava delikleri olan dikdörtgenler prizması şeklinde olup, devredeki ısı kaynağı geometrinin farklı noktalarından soğutulmak/(ısıtılmak) istenen yüzeye çarptırılan jet halindeki havadır. Hava kaynağının sıcaklığı zamana bağlı olarak değişmektedir. Çalışmadan amaçlanan ısı transferinin en iyi olduğu düzenlemenin (geometrinin) ve koşulların seçilmesi hedeflenmiştir. Bu amaçla farklı hedef-jet mesafeleri seçilerek değişik geometrilerde analizler yapılmıştır.

Yüzey soğutmalarında kullanılan çarpma etkili hava jeti tekniğinde hava, basınçlı olarak soğutulması istenilen yüzeye püskürtülür. Bu amaçla çeşitli çaplarda memeler (nozul veya lüleler) kullanılmaktadır. Yüzeye çarpan hava yüzeyde yüksek ısı transfer katsayısı oluşturur.

Bu teknik kullanılarak soğutulması istenilen yüzeydeki sıcaklık dağılımını görebilmek amacıyla 2005 yılında Pittsburgh Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü tarafından deneysel olarak tasarlanmış özel bir deney seti oluşturulmuştur.

Bu deney setinde soğutulması istenilen yüzeyi izlemek üzere farklı bir metot kullanılmıştır. Bu metot TLC yöntemi olup, yüzey sıvı kristal filmi TLC (Thermochromic Liquid Crystal) ile kaplanmış ve daha sonra model üzerindeki sıcaklığın değişimine bağlı olarak sıvı kristallerinin renk değiştirmesi izlenmiştir. TLC -Thermochromic Liquid Crystal sıcaklığa bağlı olarak renk değiştirebilen özel bir malzemedir.

TLC (Thermochromic Liquid Crystal) yani Sıvı Kristal Termografisi tekniği yeni bir uygulamadır ve en büyük avantajı bir yüzey üzerindeki her noktanın ısı transferi

büyükliklerinin elde edilebilmesidir. Bir yüzey üzerindeki tüm sıcaklıkları termokupul ile ölçmek ya da paralel bir kanaldaki sıcaklık dağılımını termal kamera ile izlemek mümkün değildir. Fakat yüzeyi sıvı kristaller ile kaplayarak bunu yapmak mümkündür. Hatta yüzeyde meydana gelen ısı transferi katsayısını bu yöntemle hesaplamak mümkündür.

Deneyde kullanılan model üzerindeki ısı akısı ve sıcaklık dağılımının nasıl olduğu sıvı kristal termografi metoduyla tespit edilmiştir. Sıvı Kristal Termografisinde, bir yüzey üzerindeki her noktanın ısı transferi büyüklüklerinin elde edilebilir. Çünkü yüzeyin kristallerle kaplandığı bölge sıcaklığa bağlı olarak renk değiştirmektedir.

Bu renk değişimi bir kamera yardımıyla filme alınmış ve görüntü işleme kartı kullanarak deney sırasında elde edilen sıcaklık değerleri ile karşılaştırılarak model yüzeyi üzerindeki ısı akısı ve sıcaklık değişimi zamana bağlı olarak tespit edilmiştir. Dijital video kamera yardımıyla deney esnasında kayıt altına alınan bu renk değişiminin filmi ile deney düzeneğinin çeşitli noktalarına bağlı termo-elemanlardan alınan sıcaklık değerleri data-acquisition DAQ (veri toplama) kartı ile kaydedilmiş olup, bu renk profili kullanılarak yüzeydeki sıcaklık dağılımı, ısı transfer katsayısı hesaplanmıştır.

Bu doktora çalışmasında ise Pittsburgh Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü tarafından TLC yöntemiyle yapılan deneysel çalışmada Uysal[17], kullanılan fiziksel geometrik model esas alınmıştır. Bu çalışmada bilgisayar ortamında oluşturulan modelde, çarpma etkili jet soğutma tekniğinin tek tarafı açık düz bir kanalda uygulanması ile elde edilen termal sıcaklık dağılımları Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümüne ait Lisanslı Fluent 6.2.16 programı ile teorik olarak yeniden hesaplanmıştır.

İlave olarak çalışmada hedef-jet plaka mesafesinin ısı transfer büyüklüklerine etkisi ve akışkan olarak kullanılan havanın sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz seçilmesinin sonuçları nasıl etkilediği araştırılmıştır. Bulunan sıcaklık değerleri deneysel olarak elde edilen TLC görüntüleri ile kıyaslanmıştır. Deneysel verilerle Fluent programı

kullanılarak bulunan teorik(nümerik) sonuçlar arasında bulunan sonuçların uygunluğu belirlenmiştir.

1.1. Amaç

Bu çalışmada amaçlanan; dikdörtgen kesitli bir geometrideki sıralı çarpma jetinin geometriyi oluşturan yüzeyler üzerindeki etkisini ısı transfer karakteristikleri açısından bulmak ve hedef-jet mesafesinin değişiminin ısı transfer karakteristiklerini ne şekilde etkilediğinin tespit edilmesidir. Bu geometrilerden en iyi soğutma performansını sağlayan tasarımı belirlemek çalışmanın özünü oluşturmaktadır. Bunu tespit için yeni bir program olan Fluent programı kullanılmıştır.

Bu çalışmanın amacını üçe ayrılabilir. Birincisi; çeşitli sistemlerinin soğutulmasında kullanılan kanalların yapılandırmasının iyileştirilmesi ve konfigürasyonlar arasında en verimlisinin tespit edilmesidir. İkincisi, ülkemizde Fluent programının bir doktora çalışmasında kullanılması ve pek kullanılmayan yeni bir teknik olan TLC termal sıvı kristal tekniğinin tanıtımının sağlanmasıdır. Üçüncüsü ise bu ve benzeri teknikler kullanılarak yapılan deney ve çalışmaların Fluent programı ile teorik olarak modellenip, alınan sayısal sonuçların deneysel olarak TLC tekniği kullanılarak alınmış sonuçlarla kıyaslanmasıdır.

Bu şekilde elde edilen sonuçlar sayesinde benzer sistemlerde ve geometrilerde kullanılan soğutma kanatçıklarının dizaynı için çeşitli modeller hazırlanacak, bu modeller değişik şekillerde uygulanacaktır. Bu modellerin dizaynında esas olarak soğutma performansını arttırmak üzere yüzey üzerine konulabilecek kanat boyutlarının ya da geometrisinin değişimi dikkate alınabilir. Bu tespit yapılması benzer sistemlerdeki dizaynların nasıl yapılması gerektiği hakkında bilgi verecektir.

Bu çalışma ülkemiz mühendislik bilim ve sanayinin gelişiminde yapılacak yeni geometrik tasarım ve analizler için bir kaynak oluşturacaktır. Henüz tasarımı yapılmayan benzer geometrilerin istenilen büyüklükte ve adette bilgisayar ortamında yapılması ile deneysel çalışmalardan önce yapılan hatalar ve eksiklikler giderilebilir. Bunun için ülkemiz sanayisindeki üreticilerin yapmış olduğu ürünler incelenmeli ve

bu ürünlerde kullanılan ısı transferi teknik ve geometrileri incelenerek bunların iyileştirilmesi yapılmalıdır.

Bu sonuçlar ülkemizde özellikle makine ve elektronik sanayisinde uygulama alanı bulacaktır. Bu ve benzeri modeller istenildiğinde herhangi bir üretim sistemine adapte edilebilecek ya da yeni tasarlanacak bir sisteme kaynak olabilecektir.

Bu sebeple bu çalışma ülkemiz bilimine katkıda bulunacaktır. Ekonomik açıdan düşünüldüğünde elektronik sistemlerde soğutma performansının yetersiz olduğu durumlarda meydana gelebilecek arızaların ve sistem çökmelerinin önüne geçilmesi ve verimliliğin artırılması açısından değişik alanlara bu metodun yaygınlaştırılması ve uygulanması konusunda bu çalışma, bir referans olacaktır.

BÖLÜM 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Olsson, E.E.M, Ahrne, L.M.,Tragardh [1], bu teorik çalışmada slot (dar ve uzun aralık) jet tekniği; katı düz bir yüzey üzerindeki silindirik şekilli yemek ürünü üzerine uygulanmış, yarı-sınırlı alan Sayısal Sıvı Dinamiğini (CFD) kullanarak araştırılmıştır. Farklı Reynolds sayıları, (23.000-100.000) jet-silindirik mesafesi ve silindirik eğrilik oranı için silindirik etrafında lokal Nusselt sayılarının dağılımı hesaplanmıştır

Roy,S. / Patel,P [2] çalışmalarında eğik bir yüzey üzerine çarpan bir çift dikdörtgen çarpma jet uygulaması üzerinde çalışılmıştır. Jet çarpmalı ısı transferinde kritik dizayn parametreleri olan hidrolik çap, jet açısı ve hız, akışkanın fiziksel özellikleri ve hedef cisim-nozul mesafesi çalışmanın konusunu oluşturur. 500-20.000 aralığında sekiz farklı Reynolds sayısında akış karakteristikleri ve ısı transferi durumları irdelenmiştir. Yerel ve ortalama Nusselt sayıları, eğik yüzey üstünde bulunan üç belirli hat üzerinde yer alan iki farklı sınır durumu için hesaplanmıştır. Yerel ve ortalama Nusselt sayıları üzerinde Jet çarpma açısının etkisi belirtilmiştir. Ortalama Nusselt sayısı, nozul çıkış Reynolds sayısı ve jet açısı arasındaki bağıntı gösterilmiştir.

T.Q.Fengand J.L.Xu [3], elektronik soğutma uygulamalarında kübik bir ısı yayıcının termal direncinin dağılımının saptanması için 3 boyutlu analitik çözüm kullanan Fourier genişleme metodu geliştirilmiştir. Model, ısı kaynağının merkezinden yayılan, ısı dağıtıcının aldığı üniform bir ısı akışı olduğunu varsayar. Isı, ısı yayıcının içinde üç boyutlu olarak iletilir sonra ısı transfer iletim katsayısı sabit olan bir ısı yayıcıya aktarılır. Üç boyutlu analitik model kullanan Fourier genişleme metodu başarıyla geliştirilmiştir ve kapalı-form anlatımı için 5 bağımsız değişken olarak (izafi boy ve genişlik, izafi ısı yayıcı kalınlığı, ısı yayıcının uzunluk ve genişlik oranı, biot sayısı) belirlenmiştir. Sonuçlar gerçek uygulamalar ile kıyaslanmıştır. İzafi

kalınlık 0,7 sınırına kadar arttırıldığında, termal direncin dağılımı ısı yayıcının boyutsuz kalınlığı ve biot sayısından bağımsız olmaktadır. Termal direncin dağılımı yalnızca diğer üç boyutsuz parametre ile yönetilmektedir.

Jemmy S. Bintoro, Aliakbar Akbarzadeh ve Masataka Mochizuki,[4], bu deneysel çalışmada tek fazlı çarpma jet ve mini kanallı ısı değiştirici olmak üzere iki teknolojinin adapte edildiği; bir kapalı çevrim elektronik soğutma sisteminin dizayn ve testi yapılmıştır. Sistem; soğutma kapasitesi 200 W'ın üzerinde olup, hidrolik çapı 12 mm'lik tekli bir çipten oluşmaktadır. Eşdeğer ısı akısı 177W/cm²'dir. Soğutma sistemi çip yüzeyini dış ortam sıcaklığı olan 30 °C de ,max sıcaklık olan 95 °C nin altında tutmaktadır. Çalışan sistem akışkanı de-iyonize su'dur. Çapma jeti için hidrolik çapları 0,5 mm ve 0,8 mm olan iki farklı nozul dizayn ve test edilmiştir. Tahmini hacimsel debi 280 ml/dk ve 348 mldk'dır. Kanallı mini ısı değiştirici 6 adet bakır borulu olup, iç çapı 1,27mm ve toplam uzunluğu 1 m'dir. Soğutma sistemi maksimum güçleri sırasıyla 8,4 W ve 0,96 W olan mini bir diyafram pompa ve DC elektrikli fandan oluşmaktadır. Sistemin soğutma performansı 21,4 tür.

Y.Huang, A.V.Ekkad ve J.C.Han [5], bu çalışmada, içerisinde jet delikleri olan bir dikdörtgen kanaldaki ısı transferi dağılımı deneysel olarak araştırılmıştır. 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. Sonuçlar Nu sayısına göre yaklaşım yapılmıştır.

Gm.S. Azad, Y.Huang ve J.C.Han, [6], dikdörtgen bir kanal içinde 4 sıra ve 12 have 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.

H.H. Cho, J.K. Ham,[7], bu çalışmada bir gaz türbini soğutma sistemine benzeyen bir aralık üzerinde deneysel çalışma yapılmıştır. Aralık eğimi değiştirilerek değişik doğrultularda hava akımı kanala gönderilmiştir. Isı transferi katsayısını bulmak için ısı ve kütle transferi eşitlikleri kullanılmıştır. Bu denklemleri elde edebilmek için Naftalin sublimasyon tekniği kullanılmıştır. Farklı aralıklar için bu çalışma yapılmıştır. Bir enjeksiyon aralığındaki Ortalama ısı transferi katsayısının düzgün bir aralıktan iki ila beş katı olduğu tespit edilmiştir.

S.V.Ekkad ve J.C.Han,[8], bu çalışmada konvektif ısı transferi ölçümleri için termal sıvı kristalleri tekniği hakkında detaylı bilgi verilmiştir. Deneysel çalışma bir test yüzeyi üzerinde yapılmıştır. Bu yüzey üzerindeki renklerin değişimleri bir resim işleme prosesi ile ısı transferi katsayısı ölçümü yapılmıştır. Deneysel sistemin geometrisi bir türbin kanadına benzetilerek deneyler yapılmış ve hava jetleri kullanılarak soğutulma gerçekleştirilmiştir. Böylece yüzey üzerindeki ısı transferi değerleri elde edilmiştir.

K.Ichimiya ve Y.Yamada,[9], çalışmalarında bir dairesel jetin akış karakteristiklerini ve ince bir aralık ve duvarı üzerindeki ısı transferi karakteristiklerini tanımlanmaya çalışılmıştır. 400-2000 Re sayısı aralığında hava jetinin çarpması sonucu meydana gelen etkiler araştırılarak Nu sayına bağlı olarak elde edilmiştir.

Aldabbagh, I. Sezai ve A.A. Mohammad,[10], bir hava jetinin matematiksel modelini yapıp hava jetinin hareketini modelleyerek hareketin karakteristiği konusunda teorik bir çalışma yapmışlardır.

J.Y.San and M.D. Lai,[11], 5 dairesel jeti şaşırtmalı olarak yerleştirmiş ve iki jet arasındaki boşlukların ve jet çaplarının değişik konfigürasyonlardaki ve 3 farklı Re sayısında yüzeyin ısı akısının değişimi deneysel olarak araştırmışlardır. Nu sayısına bağlı olarak uygun değer çap ve aralık bulunmaya çalışılmıştır.

M.Lin, T. Wang,[12], termal sıvı kristal metodu kullanarak kararsız durum için küçük bir kanal içindeki 3 boyutlu olarak ısı transferi büyüklükleri deneysel olarak araştırılmıştır.

Di Ai, Pei-Pei Ding, Ping-Hei Chen,[13], bu deneysel çalışmada termal sıvı kristal tekniğinde ısı transfer katsayısı ve film soğutma etkisinin belirlenmesi amacıyla deneylerde kullanılan iki farklı püskürtme sıcaklığının seçim kriterlerinin belirlenmesi amaçlanmıştır.

Giovanni Tanda,[14], çapraz ve V şeklinde sıralanmış kanatçıklı yüzeye sahip dikdörtgenel bir kanalda ısı transfer büyüklükleri sabit hal sıvı-kristal termografisi yöntemi ile deneysel olarak araştırılmıştır. Deneyde ısıtılmış yüzeydeki renk haritası video kamera yöntemi ile çekilerek oluşan sıcaklık-renk haritası tespit edilmiştir. Lokal ısı transfer katsayısı renkli resimler üretmek üzere özel olarak tasarlanmış bir bilgisayar programı kullanılarak bulunmuştur. Sıvı kristal termografisi dikdörtgen kesitli bir kanalda bir yüzeyi üniform ısı akısında ısıtılmış, pürüzlü ve tekrarlanmış kanatçıklara sahip bir yüzeye uygulanmıştır. Kanatçıklar, kare veya dikdörtgen şekilli olup, akış yönüne ters veya akış yönüne 45 ila 60° olacak biçimde V şekilli olarak yerleştirilmiştir. Türbülanslı akış durumunda ve farklı reynolds sayılarında yerel ısı transfer katsayıları belirlenmiştir.

Jungho Lee, Sang-Joon Lee,[15], durağan rejimdeki eksenel simetrik hava çarpma jetinde yerel-ortalama ısı transfer karakteristikleri araştırılmıştır.

Lujia Gao, Srinanth V.Ekkad,[16], doğrusal uzanmış, aralıklı deliklerde ısı transferi uygulaması araştırılmıştır. Bu çalışmada delikler arası aralık akım yönünde ve dik yönde olmak üzere (her iki yönde) arttırılmıştır. Sabit delik çaplı ve akım yönünde artan delik çaplı olmak üzere iki farklı durum incelenmiştir.

U.Uysal, PW.Li,M.K.Chyu,F.J.Cunha,[17], akış yönünde, artan dairesel çaplı, sıralı 6 adet jet tarafından etkilenen yüzeydeki ısı transfer katsayısının deneysel araştırması yapılmıştır. Hedef yüzey ve jet(çıkış) plakasında olmak üzere her iki yerdeki yerel ısı transferi dağılımları sıvı kristal tekniği ile ölçülmüştür. Jet-hedef aralığı ve jetlerin

birbirleri ile olan aralığının değişimlerinin ısı transfer katsayısının dağılımına etkisi araştırılmıştır. Bu çalışmada değişik Re sayılarında ve kanal genişliklerinde deneyler yapılmış ve Nu sayısına bağlı olarak sonuçlar sunulmuştur.

Muhammad M.Rahman,Jagannath Raghavan,[18], elektronik devrelerdeki karışık kanal akışı sırasındaki nümerik ısı transfer benzetimi üzerine bir çalışma yapılmıştır.

M.El Alami, M. Najam, E.Semma,A.Oubarra, F.Penot,[19], yarıklı yatay kanal içinde elektronik ısıtılmış elektronik elemanların doğal taşınım ile soğutulması üzerinde sayısal bir çalışma yapılmıştır.

Ping-Hei Chen Pei-Pei Ding, Di Ai,[20], uygulamada, sıvı kristal tekniği ile film soğutma etkinliği ölçümlerinin sayısal indirgeme yöntemi ile geliştirilmesi esasına dayanan bir çalışma yapılmıştır.

Srinath V Ekkad, Yizhe huang, Je-Chin Han,[21], ilgili çalışmada karıştırıcı kanatçıklı ve boşaltma delikli kare kesite sahip iki kanalda ısı transferi dağılımı konusu deneysel olarak araştırılmıştır. Kanaldaki duvarın bir yüzü tekrarlanmış kanatçık ve deliklere sahiptir. Çalışmada 90° paralel, 60° paralel, 60° V kanatçıklı ve 60° ters V kanatçıklı konfigürasyonlarda çalışılmıştır. Yüzey ince bir kat termokromik sıvı kristalleri ile kaplanmış olup deneyde RBG kamera kullanılmıştır. Çalışmalar sonucu karıştırıcı kanatçık uçlu ve çıkış delikleri civarında ısı transferi seviyesi fark edilebilir zirve yapmaktadır. Birinci geçitte 60° paralel, 60° V kanatçıklı ve 60° ters V kanatçıklı kanalda benzer ısı transferi seviyeleri üretilmiştir. Bununla birlikte, ikinci geçitte 60° ters V kanatçıklı kanalda yüksek verim alınmıştır.

Bohumil Horacek,Kenneth T.Kiger, Jungho Kim,[22], nozul spreji yüzey soğutması ile ilgili bir araştırma yapmıştır. Yüzeğe püskürtme sırasında buharlaşan sıvı ve yüzeyden aktarılan ısı transferinin mekanizması hakkında deneysel bir çalışma yapılmıştır.

S.Varadarajan Ekkad,[23], modern gaz türbinlerindeki yüksek sıcaklık sebebiyle farklı elemanlarda çoğu kez termal gerilme ve metal yorgunluğuna sebep olmaktadır. Hasar veren gaz akışından gaz türbini elemanlarına ısı transferi ölçümlerinin incelenmesi için daha iyi bir tasarım gereklidir. Bu çalışma konveksiyon sebebiyle sıvı kristal renklerindeki oluşan değişikliklerin analizi farklı imaj işleme teknikleri vasıtasıyla gösterilmiştir. Sıvı kristal renk değişimi metodu için çok farklı teknikler vardır. Bu çalışmada tek renk yakalayan bir geçici sıvı kristal metodu kullanılmıştır. Bu teknik kullanılarak gaz türbini yüzeylerindeki ısı transferi davranışlarının detayları hesaplanmıştır.

Pastukhov , Yu.F. Maidanik, C.V. Vershinin, M.A. Korukov,[24],bu çalışmada taşınabilir bilgisayarların işlemcileri ve elektronik bileşenlerin soğutulması için tasarlanmış, nominal kapasitesi 25-30 W ve ısı transferi mesafesi 250 mm'ye kadar olan minyatür kanatlı boruların geliştirilmesi amaçlanmıştır.

Bessaih, M. Kadja,[25], nümerik simülasyon yöntemi kullanılarak adyabatik dikey bir kanalda birbirine özdeş 3 adet ısıtılmış seramik bileşenden oluşan sistemde, kontrolsüz doğal ısı taşınımı incelenmiştir. Eşitliklerin modellenmesinin çözümünde sonlu-hacim metodu kullanılmıştır.

Kambiz Vafai, Lu Zhu, [26],bu çalışmada elektronik devre elemanlarının soğutulmasında kullanılan ters yönlü akışlı, iki katlı mikro-kanal ısı dağıtıcısının tasarımı amaçlanmıştır. Önerilen yapıların termal performansı nümerik olarak modellenmiştir. Özellikle sıcaklık dağılımı, termal direnç ve geometrik dizayn parametrelerine odaklanılmıştır.

H. Bhowmik, K.W. Tou,[27], deneylerde su kullanılarak, dikey dikdörtgen kesitli kanalın duvarına monte edilmiş, aynı hizada bulunan 4 adet temsili elektronik çiplerden yayılan tek fazlı doğal ısı taşınımı konusu incelenmiştir. Deneyde ısı akısı 1kw/m^2 ila 6kw/m^2 olup, ısı akısının etkisi; çip yerleşimi, tasarımı gibi geometrik ve sayısal parametreler araştırılmıştır. Bulunan sonuçlar literatürdeki zorlanmış ve doğal ısı taşınımındaki durumlarla kıyaslanmıştır.

Campo ve Yoshiruma [28], Hatay N.Sözbir [30], Paralel plakalı kanallarda tamamen gelişmiş. akışın ısı transfer performansını rastgele olarak değişen çevre sıcaklıklarındaki etkisini araştırmışlardır Paralel plakalı kanallarda daimi olmayan laminar cebri konveksiyonun nümerik ve deneysel çalışmasını yapmışlardır. Dikdörtgen kesitli kanallarda sıcaklığın zamana göre değişiminden kaynaklanan daimi olmayan cebri konveksiyonu deneysel olarak incelemişlerdir.

Jungho Lee, Sang-Joon Lee [29], ısıtılmış düz bir yüzey üzerine uygulanan çarpmalı hava jeti kullanılarak farklı nozul çıkış şekillerinin türbülanslı ortamda ısı transferini geliştirmesi deneysel olarak araştırılmıştır. Deneyde farklı çıkış biçimine sahip 3 orifis nozulu kullanılmıştır. Çalışmanın sonunda keskin kenarlı nozul tipi en yüksek yerel ve ortalama ısı transfer katsayısını vermektedir

Sözbir et al.[30] paralel plakalı kanalda termal giriş bölgesinde pürüzsüz kanal ve kanal içine yerleştirilen elektronik elemanlara benzeyen dikdörtgenler prizması şeklindeki bloklarla daimi olmayan cebri konveksiyonu deneysel olarak incelemişlerdir.

Cooper ve arkadaşları [31], Pürüzsüz bir dikdörtgen kesitli kanalda sıcaklık dağılımının nasıl olduğunu sonlu farklar metodu kullanarak tespit etmiştir Kanal giriş sıcaklığının sinüzoidal şekilde değiştiğini kabul ederek kanal ekseni ve ekseni boyunca zamana bağlı olarak sıcaklık değişimini tespit etmiştir. Isı transferine termal sıvı kristal metodunun ilk uygulamasını yapmışlardır.

Giovanni [32], V şeklinde mikro kanatlı dikdörtgen kanallardaki ısı transferini incelemiştir Hava jeti yardımıyla bir kanalın soğutulması termal sıvı kristalleri tekniği kullanarak incelenmiştir.

Osama M.A.[33], Aynı çapta hava jetleri ile bir kanala ısıtılmış hava gönderilmiş ve kanal yüzeylerinin yüzey film katsayıları deneysel olarak tespit edilmeye çalışılmıştır.

Ekkad. S.V [34], Han. J.C. [35] Konvektif 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 resim işleme prosesi ile ısı transferi katsayısı ölçümü yapılmıştır. Deneysel sistemin geometrisi bir türbin kanadına benzetilerek deneyler yapılmış ve hava jetleri kullanılarak soğutulma gerçekleştirilmiştir.

Böylece yüzey üzerindeki ısı transferi değerleri elde edilmiştir. Termal sıvı kristal tekniği kullanarak gaz türbini kanadığı üzerindeki ısı transferi ölçümleri hakkında bilgiler verilmiştir ve gaz türbini kanadın üzerinde termal sıvı kristal tekniği kullanarak ısı transferi olaylarını deneysel olarak incelemiştir.

Stasiek. J.A.[36], Termal sıvı kristal tekniğinin ısı transferi araştırmalarındaki uygulamalarından bahsetmektedir. Termal sıvı kristalleri termografisi elde edilmesinde, yüzey sıcaklığı ölçümlerinde, kararlı durum analizlerinde (sabit ısı akısında ve üniform sıcaklıklarda), kararsız durum analizlerinde sıcaklık ve akış ölçüşlerinde ve bunların uygulamalarından bahsedilmektedir.

Azar. K.[37] Bir elektronik devre elemanı üzerindeki ısı transferini termal sıvı kristal tekniğini kullanarak tespit etmiştir, bir yüzey üzerindeki küçük kanalcıkların hava jetiyle soğutulması esnasında meydana gelen ısı transferi olaylarını incelemiştir.

Azad.Gm.S.[38] 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 grafiklerle gösterilmiştir.

L.B.Y. Aldabbagh, I. Sezai and A.A. Mohammad.[39], Bir hava jetinin matematiksel modeli yapılarak hava jetinin hareketini modelleyerek hareketin karakteristiği konusunda teorik bir çalışma yapılmıştır.

Y.Huang, A.V.Ekkad ve J.C.Han.[40], 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. Sonuçlar Nu sayısına göre yaklaşım yapılmıştır.

P. Brevet , C. Dejeu , E. Dorignac , M. Jolly , J.J. Vullierme,[41]yapmış oldukları çalışmada sıralı çarpma jet etkisindeki düz bir yüzey üzerindeki ısı transfer özelliklerini ısıtılmış-ince –folyo tekniği ve infared metodu ile incelemiştir.

J.Y.San and M.D. Lai.[44] 5 dairesel jetin şaşırtmalı olarak yerleştirilmiş ve iki jet arasındaki boşlukların ve jet çaplarının değişik konfigürasyonlardaki ve 3 farklı Re sayısında yüzeyin ısı akısının değişimi deneysel olarak araştırılmıştır. Nu sayısına bağlı olarak optimum çap ve aralık bulunmaya çalışılmıştır.

H.H. Cho, J.K. Ham [45], bir gaz türbini soğutma sistemine benzeyen bir aralık üzerinde deneysel çalışma yapılmıştır. Aralık eğimi değiştirilerek değişik doğrultularda hava akımı kanala gönderilmiştir. Isı transferi katsayısını bulmak için ısı ve kütle transferi eşitlikleri kullanılmıştır. Bu denklemleri elde edebilmek için Naftalin sublimasyon tekniği kullanılmıştır. Farklı aralıklar için bu çalışma yapılmıştır. Bir enjeksiyon aralığındaki Ortalama ısı transferi katsayısının düzgün bir aralıktakinden iki ila beş katı olduğu tespit edilmiştir.

K.B.Lim ve Arkadaşları,[46] Yarı küresel konveks yüzeyler üzerinde lokal ısı transfer katsayıları ölçümü yuvarlak eğik jetlerle, TLC kullanılarak yapılmıştır. Deneysel çalışma, önceden ısıtılmış duvar geçici metodu (preheated wall transient method) ile yapılmıştır. Bir Re sayısında jet hızı ve türbülans profillerinin artan jet-plaka mesafesinin jet çapına oranı (L/d) ile değişimi grafike edilmiştir. Üç farklı Re sayısı ve dört farklı eğim açısının Nu sayısı ile değişimi, beş farklı L/d oranının ve üç farklı Re sayısının Nu ile değişimi grafike edilmiştir.

Bu çalışmada ise kapalı (bir tarafı açık) dikdörtgen kesitli bir geometride 6 adet sıralı jetin çarpma yüzeyi ve jet yüzeyi üzerideki ısı transferi büyüklükleri teorik olarak hesaplanmış ve jet-hedef yüzey mesafesi değişiminin bu büyüklükler üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Bulunan veriler U.Uysal, P.W. Li, M.K. Chyu, F.J.Cunha [17], ile kıyaslanmış ve uyumlu olduğu görülmüştür.

BÖLÜM 3. TEORİK ANALİZ

Günümüzde mühendislik problemleri hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri ile çözülmektedir. Deneysel analiz ve çözümler, hesaplamalı akışkanlar dinamiğini tamamlamaktadır.

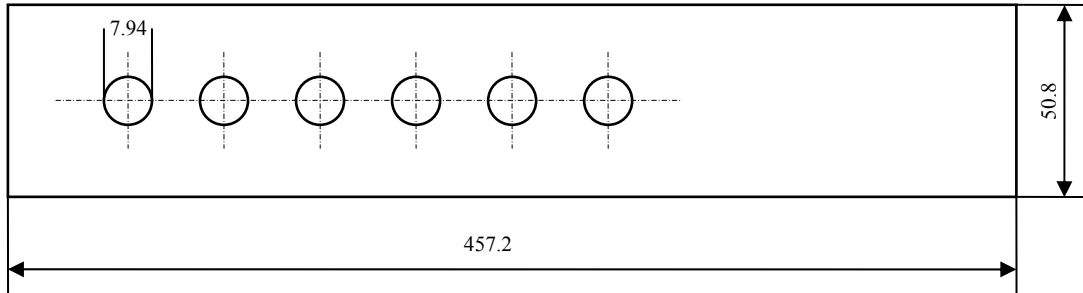
3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği HAD (CFD) ve Fluent

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği akıştaki diferansiyel denklemlerin analitik veya sayısal çözümlerini tanımlamaktadır. Akışa ait ayrıntılı bileşenleri elde etmek (akım çizgileri, ısı transfer katsayısının dağılımı, hız ve basınç dağılımı gibi) belirlenen bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı ile yapılmaktadır. Bu çalışmada ise Gambit ve Fluent programı kullanılmıştır.

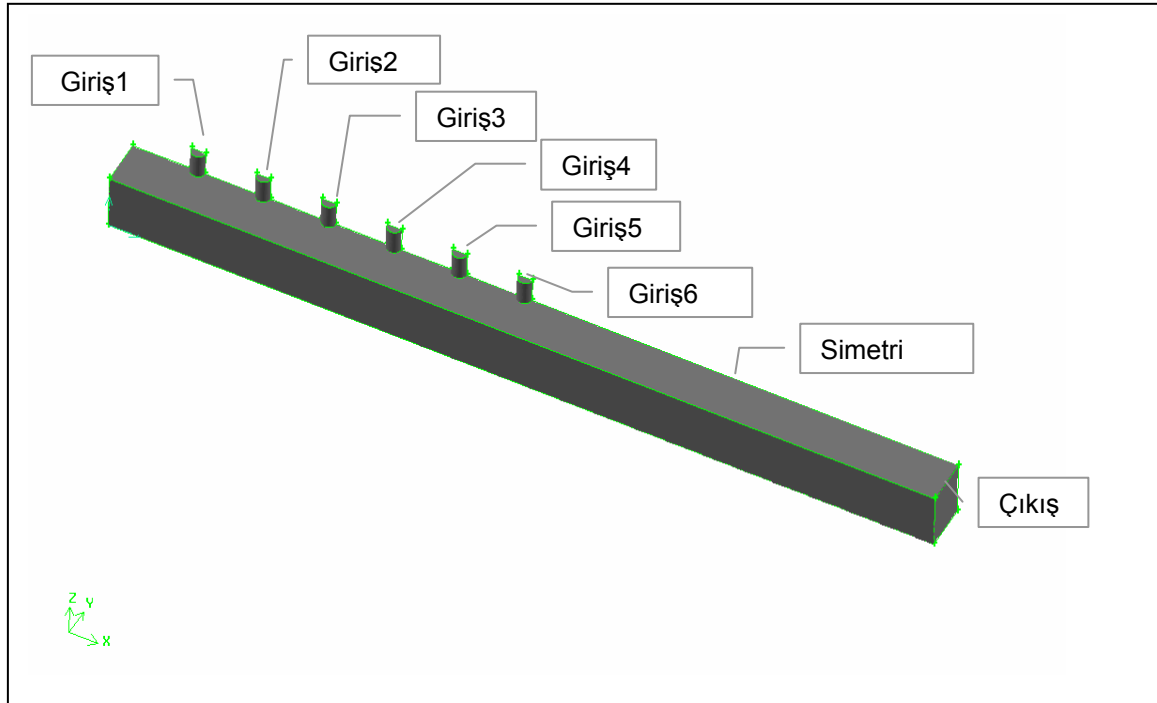
Gambit, Fluent için kullanılan bir ön işlemci programıdır. Fluent'te çözüm için öncelikle Gambit'te akış hacminin tanımlanarak ağ yapısının oluşturulması gerekir. Akış hacmi; akışkanın içinden geçtiği geometridir. Bu geometri tanımlanırken sadece akışkanın için dolaştığı akış hacmini tanımlamak gerekir. Hacim belirlenirken önce noktalar, noktalardan kenarlar, kenarlardan yüzeyler ve yüzeylerden de hacimler elde edilir.

Akışkanın içinde hareket ettiği akış hacmi belirlendikten sonra bu hacim elementer küçük hacim elemanlarına bölünür. Bu işleme meshleme denir. Meshleme bir ağ yapısı oluşturma işlemidir. Mesh işlemi yapılırken kenar elemanlarından başlanabileceği gibi yüzey elemanlarından da doğrudan ağ yapısı oluşturulabilir. Ancak doğru mesh yapılabilmesi amacıyla bazı durumlarda özel kenar ve yüzey meshleri kullanılarak hacimsel ağ yapılandırmasına geçilir.(Cooper mesh ve Size Function)

Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de bu çalışmada kullanılan 3 boyutlu model görülmektedir. Modelde, üzerinde 6 adet hava girişi ve tek bir hava çıkışı bulunan dikdörtgenler prizması şeklinde bir akış hacmi modellenmiştir. Modellerde hava girişlerindeki jet çapları aynı olup özellikle hedef-jet plaka mesafesinin ısı transferi karakteristikleri üzerine etkisini tespit etmek için ($D=7.94\text{mm}$), paralel yüzeyli levhalar (Jet plaka-Hedef plaka) arası aralık değiştirilmiştir. Deney 5 farklı Reynolds sayısında tekrarlanmıştır. ($G_1=6.4\text{mm}, G_2=12.7\text{mm}, G_3=19.1\text{mm}, G_4=24.25\text{mm}, G_5=29.1\text{mm}$).



Şekil 3.1. Çalışmada kullanılan esas model ve boyutlar



Şekil 3.2 Fuent’te kullanılan 3 boyutlu modeldeki tanımlanan giriş ve çıkış yüzeyleri

Fluent, akış hacminin modellendiği uygulamalarda kullanılan bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği programıdır. Gambit programı ile hacim elemanlarına bölünen-oluşturulan modelin sonlu hacim elemanları yöntemine göre sayısal çözümün yapılmasını sağlar. Sayısal model tamamlandıktan sonra çözüme geçilir.

3.2. Sınır Şartlar

Fluent programında giriş ve çıkış sınır şartları için 10 farklı sınır şartı tanımlanması bulunmaktadır. Bunlar; hız giriş, basınç giriş, kütleli debi giriş ve çıkış, basınç çıkış, basınç-uzak alan çıkışı, giriş menfez, fan giriş, fan çıkış ve egzoz fan olarak sayılabilir.

Hız giriş sınır şartı, girişteki akışın akım boyunca ilgili sayısal özelliklerini belirlemede kullanılır. Hız girişinde giriş düzlemi boyunca giren akışın hızı belirtilir. Eğer enerji ve/veya türbülans denklemleri çözülecekse giren akışın sıcaklık ve/veya türbülans özelliklerinin de belirtilmesi gerekir.

Basınç giriş sınır şartları, girişteki toplam basıncı ve diğer sayısal büyüklükleri tariflemeye kullanılır. Bir basınç girişinde giriş yüzeyi boyunca toplam basınç belirtilir. Basıncı bilinen bir hacimden hesaplama bölgesine gelen akışı tariflemeye basınç giriş sınır şartı kullanılabilir.

Basınç çıkış sınır şartı, akış çıkışlarındaki statik basıncı belirlemede kullanılır. Hesaplama bölgesinden akışın dışarı çıktığı durumlarda kullanılır. Sıcaklık ve türbülans oranı gibi akış özellikleri basınç çıkışında belirtilir. Statik basınç, çıkış yüzeyi boyunca belirtilir. İterasyonlar sırasında geriakım meydana geldiğinde çıkıştaki durumun yerine basınç çıkışı sınır şartının kullanımı genellikle daha iyi bir yaklaşım oranı verir. Bir basınç çıkışında geriakım meydana gelmesi, genellikle hesaplama bölgesinin küçük seçildiğinin bir göstergesidir.

Kütleli akış (debi) sınır şartı, sıkıştırılabilir akışlarda girişteki kütleli debiyi tariflemek için kullanılır. Sıkıştırılamaz akışta kütle akış girişini kullanmaya gerek

yoktur. Çünkü yoğunluk sabit olduğundan hız giriş sınır şartları kütleli akışı sabitleyecektir.

Basınç uzak-alan sınır şartı, mach sayısı ve statik durumlar için belirlenmiş sonsuz sıkıştırılabilir bir serbest akımı modellemede kullanılır. Basınç uzak-alan sınır şartı, girişteki mach sayısını, basıncı ve sıcaklığı belirtmek için kullanılır.

Dışarı akış sınır şartı, akış problemlerinin çözümünden önce bilinmeyen akış çıkışlarının bulunduğu çıkış hız ve basınç detaylarını modellemede kullanılır. Dışarı akış sınır şartında hiçbir akış özelliği belirtilmez. Bunun yerine hız, türbülans büyüklükleri ve sıcaklık gibi akış özellikleri, akış yüzeyine dik yönde sıfır değişim ölçüsüne sahip olmaya zorlanır. Eğer çıkış yönünde akış özellikleri değişmiyorsa dışarı akış sınır şartı kullanılabilir. Eğer akış geliyor ve çıkıştaki basınç biliniyorsa bu durumda basınç çıkış sınır şartı kullanmak gerekir.

Giriş menfezi sınır şartı, bir giriş menfezindeki modellemede belirli kayıp katsayısı ile toplam basınç ve sıcaklık ve akış doğrultusunu belirtmede kullanılır.

Giriş fan sınır şartı, spesifik bir basınç sıçraması, akış doğrultusu ve dış (giriş) toplam basınç ve sıcaklığı kullanılarak harici bir giriş fanı modellemede kullanılır.

Çıkış menfez sınır şartı, belirli kayıp katsayısı ve ortam (boşalım) statik basınç ve sıcaklığı kullanılarak çıkış menfezi modellenmesinde kullanılır.

Egzoz fan sınır şartı, spesifik bir basınç sıçraması ve ortam (boşalım) statik basıncı ile harici bir eksoz fanı modellemede kullanılır.

Simetri sınır şartı, akış alanı değişkenlerinin oluşturulan simetri düzleminin karşısında ayna görüntülerinin oluşmasını sağlar.

Çalışmada giriş sınır şartları için hız giriş sınır şartı, çıkış sınır şartı olarak basınç çıkış sınır şartı seçilmiştir. Giriş şartları için seçilen hız giriş sınır şartında girişlerdeki mutlak hızın büyüklüğü, türbülans yoğunluğu ve sıcaklık parametreleri

girilmiştir. Oluşturulan modeldeki eleman sayısını azaltmak ve iterasyonlardaki geçen süreyi azaltmak için simetri düzlemi oluşturulmuştur. Tablo 3.1’de giriş sınır şartları hız bileşenleri ve Reynolds sayıları gösterilmektedir.

Tablo 3.1 Giriş hız bileşenleri ve Reynolds sayıları

Giriş ve Çıkış Hidrolik çaplar			1		2		3		4		5	
	D_{hg}	$D_{hç}$	V_{jet1}	Re_1	V_{jet2}	Re_2	V_{jet3}	Re_3	V_{jet4}	Re_4	V_{jet5}	Re_5
Aralık1 $G_1(6.4$ mm)	4.85	10.22	29.32	14000	45.10	22000	57.14	28000	67.44	34000	76.74	40000
Aralık 2 $G_2(12.7$ mm)	4.85	16.93	29.32	14000	45.10	22000	57.14	28000	67.44	34000	76.74	40000
Aralık3 $G_3(19.1$ mm)	4.85	21.80	29.32	14000	45.10	22000	57.14	28000	67.44	34000	76.74	40000

3.3. Kabuller

1. Akış 3 boyutludur.
2. Akış daimidir.
3. Akışkan giriş sıcaklıkları zamana bağlı olarak değişmektedir.
4. Akışkan sıkıştırılmaz kabul edilmiştir.(1 durum için sıkıştırılabilir olarak da hesap yapılmış ve kıyaslanmıştır)
5. Çeperlerde hız sıfır kabul edilmiştir.
6. Akış türbülanslı akıştır.
7. Viskoz kuvvetlerin meydana getirdiği ısı üretimi hesaba katılmıştır
8. Model içinde herhangi bir ısı üretici yoktur.
9. Isı transferinin çeperlerden yapıldığı kabul edilmektedir.
10. Giriş ve çıkışta türbülans yoğunluğu % 5 kabul edilmiştir.

3.4. Türbülans Parametreleri

Türbülansın modellenbilmesi amacıyla sınır şartlarda tanımlaması gereken parametreler şunlardır: Türbülans yoğunluğu, Türbülans uzunluk ölçeği, Türbülans kinetik enerjisi, Türbülans yayılım oranı. Akışkan bir giriş, çıkış yada uzak-alan sınırlarından girdiğinde Fluent taşınmış türbülans miktarının özelliğine ihtiyaç duyar.

Türbülans Yoğunluğu (I): Akış hızındaki dalgalanmalardaki değişim oranıdır. Başka bir ifade ile karakteristik türbülans girdap hızının (g'), ortalama serbest akım hızına (g_{ort}) oranıdır.

Türbülans yoğunluğunun %1 ve daha az olması türbülansın az, % 10 ve daha fazla olması ise türbülansın yüksek olduğunu gösterir. Rüzgar tüneli simülasyonu deneyinde serbest akımın türbülans yoğunluğuna genellikle tünel karakteristiklerinden ulaşılabilir. Modern düşük türbülanslı rüzgar tünellerinde akımın türbülans yoğunluğu % 5 ten az olabilir. İç akışlarda girişlerdeki türbülans yoğunluğu tamamen akışın öncesindeki yukarı akıma bağlıdır. Eğer akış yukarıakımı gelişmiş ve bozulmamış olursa bir türbülans yoğunluğu kullanılabilir. Tam gelişmiş kanal akışında türbülans yoğunluğuna aşağıda verilen ampirik bağıntıdan bulunabilir.

$$I = \frac{g'}{g_{ort}} = 0.16(\text{Re}_{D_h})^{-1/8} \quad (3.1)$$

Türbülans Uzunluk Ölçeği ve Hidrolik Çap: Türbülans uzunluk ölçeği ℓ , fiziksel bir nicelik olup, türbülanslı akıştaki enerjiyi içeren büyük girdapların boyutu ile ilgilidir. Tam gelişmiş kanal akışında türbülans uzunluk ölçeği ℓ , kanal boyutu ile sınırlanmıştır. Bu yüzden türbülans girdapları kanaldan büyük olamaz. ℓ ile kanalın fiziksel ölçüsü (L), arasında yaklaşık bir bağıntı bulunmaktadır.

$$\ell = 0.07 L \quad (3.2)$$

Boru akışlarında L , boru çapı olarak alınır. Dairesel kesitli olmayan dikdörtgen kanalda ise L olarak hidrolik çap (D_h) alınabilir.

$$D_h = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{a+b} \quad (3.3)$$

Bu durumda dikdörtgen kesitli kanal için türbülans uzunluk ölçeği;

$$\ell=0.07 D_h \quad (3.4)$$

olarak tanımlanabilir.

Türbülans Viskositesi (μ_t)ve Türbülans Viskosite Oranı (μ_t / μ): Türbülans viskositesi μ_t , bir akışkan özelliği değildir ve değeri akış şartlarına bağlıdır. Türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans dağılım oranına (ϵ) bağlı olarak denklem (3.5) te ifade edilmiştir. Burada $C_\mu=0.09$ olup, ampirik bir sabittir.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.5)$$

Türbülans viskozitesi çepere doğru azalır ve çeperde sıfır değerini alır. μ ; dinamik vizkosite ise akışkanın bir özelliğidir. Türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans yayılım oranı (ϵ), türbülans modelinin seçimi (3.5)'de anlatılacaktır.

3.5. Türbülans Modelinin Seçimi

Evrensel olarak her türlü problem için kabul edilmiş, üstün bir türbülans modeli bulunmamaktadır. Türbülans modelinin seçimi; akışı saran fiziksel durum, spesifik bir problem sınıfının kuruluş yöntemi, gerekli doğruluk seviyesi, hesaplanabilir kaynaklara ulaşım ve çözüme ulaşımındaki geçen zaman gibi faktörlere bağlıdır.

Türbülanslı akış, çalkantıların hâkim olduğu karmaşık bir mekanizmadır. Bu alanda yapılmış birçok çalışma bulunmasına rağmen türbülans mekanizmasının tam olarak çözümü henüz yapılamamıştır. Dolayısıyla çeşitli durumlar için geliştirilmiş deneysel (ampirik) formüller ile çözüm yapılmaktadır. Günümüzde tek veya iki denklemlilik ve reynolds gerilme modelleri dahil olmak üzere kullanılan birçok türbülans modeli vardır. Bunlar içinde en yaygın olanları k- ϵ modeli, k- ω , v^2 -f, ve q- ω modelleridir. Bu modeller iki denklemlilik olup, kütle, doğrusal momentum ve problemde isteniyorsa enerji denklemleri ile iki adet transport denkleminin çözümü yapılır. Türbülanslı

akışta akış girdaplarından oluşur ve rasgele oluşan çalkantı ve türbülanslar akışı tamamlar. Bu değişimler momentum ve enerji geçişini hızlandırır. Dolayısıyla türbülanslı akışta momentum ve enerji geçişi laminer akışa göre çok daha fazladır. Türbülanslı akışta yüksek sürtünme ısı ve kütle geçiş katsayıları daha yüksektir. Türbülans parametreleri türbülans denklemlerinin çözülebilmesi için gerekli unsurlardır. Bu parametreler büyük ölçüde deneysel verilere dayalı yaklaşımlardan elde edilirler. Bu çalışmada türbülans modeli olarak Realizable k-ε türbülans modeli kullanılmıştır.

3.6. k-ε Türbülans Modelleri (Standart, RNG, Realizable)

Standart, RNG, Realizable model olarak üç model de benzer formda olup, transport denklemleri k ve ε bulunmaktadır. Modeller arasındaki ana farklar şunlardır;

1. Türbülans viskozitesinin hesaplanması.
2. Türbülans Kinetik Enerjisi (k) ve Türbülans Yayılım Oranını (ε) belirleyen türbülans Prandtl sayıları.
3. Türbülans yayılım oranı denklemindeki üretim ve yıkım ifadeleri.

Transport denklemleri, türbülans viskozitesinin hesaplama metotları ve model sabitleri her model için ayrıdır. Bütün modellere mahsus birincil özellikler şunlardır; türbülans üretimini kapsamaması, sıkıştırılabilirliğin etkilerinin hesaplanması, ısı ve kütle transferinin modellenmesi.

3.7. k-ε Modelinde Enerji Denklemi

Türbülans momentum transferi benzeşim kavramı kullanılarak türbülans ısı transportu modellenmesi enerji denklemi için kullanılır. Modellenmiş enerji denklemi aşağıda verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i(\tau_{ij})_{eff} \right) + S_h \quad (3.6)$$

Burada E : toplam enerjiyi, k_{eff} : Efektif termal iletimi ve τ_{ij} : Saptırıcı gerilme tensörünü ifade eder ve viskoz ısınmayı temsil eder ve şu şekilde tanımlanır;

$$\tau_{ij} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \quad (3.7)$$

Standart ve realizable k- ϵ modelleri için efektif termal iletim şu şekilde verilebilir;

$$k_{eff} = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad (3.8)$$

k : termal ısı iletim katsayısı olup, Prandtl sayısı ise 0.85'tir. Prandtl sayısı viskoz model panelinden değiştirilebilir. Enerji denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \Delta \left(\vec{g} (\rho E + p) \right) = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{j}_j \right) + \left(\overline{\tau_{eff}} \right) \mathcal{G} + S_h \quad (3.9)$$

\vec{j}_j ; j 'deki yayılım akım türüdür, S_h ; kimyasal reaksiyon ısını ve tanımlanmış başka diğer hacimsel ısı kaynaklarını içerir. (3.9) denklemindeki sağ taraftaki ilk üç terimden birincisi iletim, ikincisi difüzyon ve üçüncüsü viskoz yayılım sebebiyle ısı transferini ifade eder. Denklem(3.9) da ;

$$E = h - \frac{P}{\rho} + \frac{g^2}{2} \quad (3.10)$$

olarak tanımlanır ve burada hissedilebilir entalpi h (ideal gazlar için);

$$h = \sum_j y_j h_j \quad (3.11)$$

ve sıkıştırılmaz akışta ;

$$h = \sum_j y_j h_j + \frac{p}{\rho} \quad (3.12)$$

(3.11)ve (3.12) no'lu denklemlerde y_j ; j'ye ait kütleli orandır ve

$$h_j = \int_{T_{eff}}^T C_{p,j} dt \quad (3.13)$$

olup, $T_{eff}=298,15$ K olarak kabul edilir.

3.8. Standart k-ε Türbülans Modeli

Türbülans hız ve uzunluk ölçeğinin bağımsız olarak belirlenebilmesine izin veren iki ayrı transport denkleminin çözümünü içeren iki denklemlilik modellerden en basit olan (Tam Model)'dir. Bu çeşit türbülans model sınıflarını içeren Fluent'teki standart k-ε türbülans modeli, pratik mühendislik ve akış hesaplamalarında Launder ve Spalding tarafından önerildiğinden beri yaygın olarak kullanılır hale gelmiştir.

Standart k-ε türbülans modeli, Türbülans Kinetik enerjisi (k) ve Türbülans Yayılım Oranı (ε)'ni esas alan transport denklemleri üzerine kurulu yarı ampirik bir modeldir. Sabit denklemden k için türetilmiş transport denklemlilik modeli, fiziksel sonuçlar kullanılarak ε için belirlenmiş transport denklemlilik modeline rağmen kendi matematiksel kopyasına kıyasla oldukça küçük farklılıklar üretmektedir. k-ε modelinin türetiminde; akış tam türbülanslı ve moleküler vizkosite etkilerinin ihmal edilebilir olduğu varsayılmıştır. Bu yüzden standart k-ε modeli sadece tamamen türbülanslı akışlarda geçerlidir.

Türbülans kinetik enerjisi k, ve Türbülans yayılım oranı ε , aşağıdaki transport denklemlilerinden elde edilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_m + S_k \quad (3.14)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3.15)$$

Bu eşitliklerde G_k ; ortalama hız gradyanları sebebiyle üretilen türbülans kinetik enerjisini, G_b ; direnç sebebiyle türbülans kinetik enerjisinin üretimini; Y_m ; sıkıştırılabilir türbülansın tüm dağılım oranına genişim dalgalanmasının yayılımını ifade etmektedir. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve $C_{3\varepsilon}$ ise model sabitleri olup, $C_{1\varepsilon}=1.44$, $C_{2\varepsilon}=1.92$ varsayılan değerlere sahiptir. S_ε ve S_k kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir.

Türbülans Kinetik Enerjisi (k), türbülans yoğunluğu ortalama hız arasındaki bağıntı şu şekildedir;

$$k = \frac{3}{2} (g_{ort} I)^2 \quad (3.16)$$

Türbülans Yayılım Oranı (ε); türbülans uzunluk ölçeği (ℓ) biliniyorsa Türbülans Yayılım Oranı aşağıdaki bağıntıdan bulunabilir.

$$\varepsilon = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{\ell} \quad (3.17)$$

Belirli k ve ε değerlerini belirlemek yerine “*Yoğunluk ve Hidrolik Çap*”, “*Yoğunluk ve Uzunluk Ölçeği*” veya “*Yoğunluk ve Viskosite Oranı*” metotları Fluent’te kullanıldığında bu eşitlik kullanılabilir. Bu çalışmada “*Yoğunluk ve Hidrolik Çap*” metodu kullanılmıştır.

3.9. RNG k- ε Türbülans Modeli

RNG (Renormalization Group) esaslı k- ε türbülans modeli, anlık Navier Stokes denklemlerinden türetilmiş bir matematiksel teknik kullanan bir modeldir. Bu

modeldeki standart k-ε türbülans modeline göre analitik türetim sonuçları, transport denklemindeki ilave terimler ve fonksiyonlar farklılık gösterir.

3.10. Realizable k-ε Türbülans Modeli

Realizable terimi “Gerçekleşebilir” manasına gelmektedir. Realizable metodu, modelin normal streslerde belirli matematiksel kısıtlamalar üzerinde tutarlılığı memnun edici olup, türbülanslı akımın fiziği ile uyumludur. Bunu anlamak için; Boussinesq ilişkisi ve türbülans vizkosite tanımınının birleşimi, bir sıkıştırılmaz akımdaki ortalama normal reynolds gerilmesi için aşağıdaki ifadeden belirlenebilir.

$$\overline{u^2} = \frac{2}{3}k - 2\nu_t \frac{\partial U}{\partial x} \quad (3.18)$$

Bu denklemin kullanımında $\nu_t = \frac{\mu_t}{\rho}$ olup, türbülans kinematik vizkositesidir. $\overline{u^2}$, normal gerilme değeridir.

$$\frac{k}{\varepsilon} \frac{\partial U}{\partial x} \frac{1}{3C_\mu} \approx 3.7 \quad (3.19)$$

C_μ , ampirik bir sabit olup, eylemsiz sınır tabaka atalet bölgelerinde 0.09, güçlü homojen makaslama akımlarında ise 0.05 değeri alınır. Realizable k-ε Türbülans Modeli için transport denklemi şu şekildedir;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_m + S_k \quad (3.20)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon$$

(3.21)

$$C_1 = \max\left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5}\right], \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, \quad S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$$

(3.12) türbülans kinetik enerjisi, (3.13) ise türbülans dağılım oranı eşitliğidir. Bu eşitliklerde G_k ; ortalama hız gradyanları sebebiyle üretilen türbülans kinetik enerjisini, G_b ; direnç sebebiyle türbülans kinetik enerjisinin üretimini; Y_m ; sıkıştırılabilir türbülansın tüm dağılım oranına genişim dalgalanmasının yayılımını ifade etmektedir. $C_{1\varepsilon}$, C_2 model sabitleri olup, $C_{1\varepsilon}=1.44$ ve $C_{2\varepsilon}=1.9$ varsayılan değerlere sahiptir. S_ε ve S_k kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir. Eşitliklere dikkat edilirse model sabitleri hariç k denkleminin (denklem 3.12) Standart k-ε Türbülans Modelindeki k denklemi (denklem 3.6) ile aynı olduğu görülür. Bununla birlikte ε denkleminin oluşumu standart ve RNG esaslı k- ε modellerinden (denklem 3.7) oldukça farklıdır. Dikkat çekici diğer bir özellik ise ε denklemindeki üretim terimi (denklem 3.13'ün sağ tarafındaki ikinci terim) k'nın üretimini içermemektedir. Aynı şekilde denklem diğer k-ε modellerindeki G_k terimini içermez. Mevcut formun enerji transferi dağılımını daha iyi gösterdiğine inanılmaktadır. Diğer arzu edilen bir özellik ise yıkım teriminin (ε denkleminin (3.13) sağ tarafındaki son terimin yanındaki) herhangi bir garipliği yoktur. Örneğin terimin paydası k sıfırlansa veya sıfırdan daha küçülse bile terim asla sıfırlanmaz. Bu model geniş ölçüde kapsamlı akımlarda, dönel homojen sınır akımlarında, jet ve karışım tabakaları içeren serbest akımlarda, kanal ve sınır tabaka akımlarında ve ayrılmış akımlarda geçerlidir. Bütün bu durumlar için modelin performansı standart k-ε modeline göre daha iyidir. Özellikle Realizable k-ε Türbülans Modeli yuyarlak-jet anomalilerini belirlemesi önemlidir. Örneğin asimmetrik jetlerdeki yayma oranını düzlemsel jetlerdeki kadar öngörmesidir.

3.11. Nusselt Sayısı

Taşınım yoluyla geçen ısı miktarının iletim yoluyla geçen ısı miktarına oranıdır.

Karakteristik uzunluğun sınır tabaka kalınlığına ($\delta = \frac{k}{h}$) oranı olarak da bilinir [43].

$$Nu = \frac{h\Delta T}{k\Delta T/L}, \quad Nu = \frac{L}{k/h} \quad (3.22)$$

Dairesel kesitli kanallarda karakteristik uzunluk yerine hidrolik çap kullanılır. Yerel ısı transfer katsayısı;

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (3.23)$$

olarak tarif edilir. Dairesel kesitli olmayan kanallardaki akışlarda $D_h=4A/\zeta$ ifadesinden yararlanılarak bulunan hidrolik çap ifadesi bulunur ve dairese kesitli kanallar (borular) için verilen uygun bağıntılardan yararlanır [43].

Ortalama ısı transfer katsayısı \bar{h} , duvar sıcaklığı T_w ve yerel adyabatik duvar sıcaklığı T_{aw} kullanılarak ortamları Nusselt sayısı şu şekilde tanımlanabilir [33],

$$\bar{Nu} = \frac{\bar{h}D_h}{k} = \frac{D_h}{k} \int_A h \frac{(T_w - T_{aw})dA}{A\Delta T} \quad (3.24)$$

Burada ortalama sıcaklık farkı $\overline{\Delta T}$;

$$\overline{\Delta T} = \overline{(T_w - T_{aw})} = \int_A h \frac{(T_w - T_{aw})dA}{A\Delta T} \quad (3.25)$$

Olarak tanımlanabilir. Bununla birlikte Keith ve Kreider [43], dikdörtgen kesitli bir kanaldaki akış için

$$Nu = 0.0196 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (3.26)$$

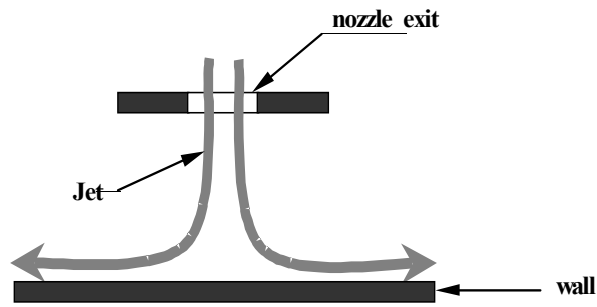
İfadesini vermişlerdir. Florschuetz et al,(1981),[33] cross-flow etkisindeki jet çarpmalı ısı transferi için

$$Nu = 0,068 Re^{0,727} \quad (3.27)$$

bağıntısını vermiştir.

3.12. Çarpma Etkili Jet

Çarpma jet; bir delik ya da aralıktan yüksek hızda akışkan kütlelerinin fırlatılıp ısı transfer yüzeyine çarptırılması olarak tanımlanabilir.(Şekil 3.3)



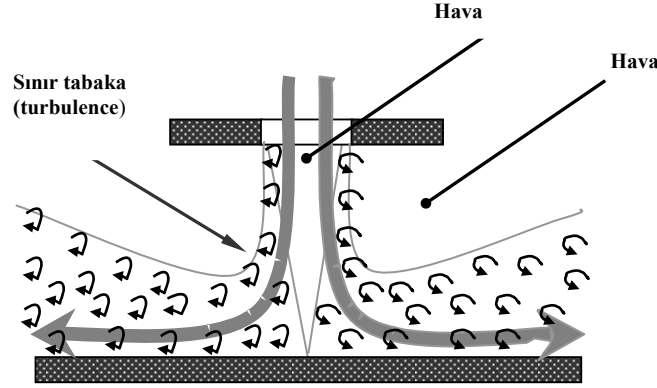
Şekil 3.3 Çarpma Etkili Jet

Bu akış şeklinin karakteristik özelliği, duvar ile akışkan arasındaki yüksek ısı transfer oranıdır. Bir yüzeye dik olarak çarpan gaz jeti veya jet dizisi, taşınım ile ısıtma, soğutma veya kurutma katsayılarının artırılması için kullanılmaktadır. Özellikle sanayide yüksek ısı transferinin gerektiği endüstriyel uygulamalarda, örneğin türbin kanatlarının soğutulması, cam temperleme, metal levhaların tavlanması, tekstil, lazer aynalar ve elektronik bileşenler, kâğıt kurutma, dondurma üretimi vb. işlerde yaygın olarak kullanılabilir.

3.12.1. Çarpma jetlerin yapıları

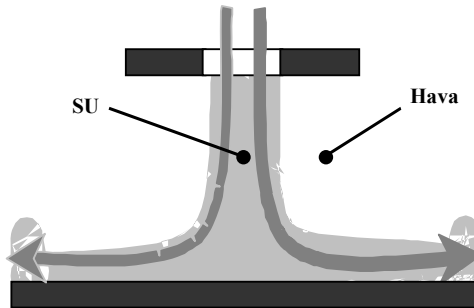
Nitelik bakımından batırılmış ve serbest çarpma jeti olarak iki farklı çarpma jet yapısı vardır. Batırılmış çarpma jetinde, nozuldaki çıkan akışkanı saran-çevreleyen yine aynı tip akışkandır.

Serbest çarpma jetinde ise farklı tip akışkan örneğin hava içindeki su jeti gibi bir akışkan çevreler. Yani akışkanlar farklı tiptir. Bu iki durumun dinamik özellikleri birbirinden farklıdır.



Şekil 3.4 Batırılmış Jet

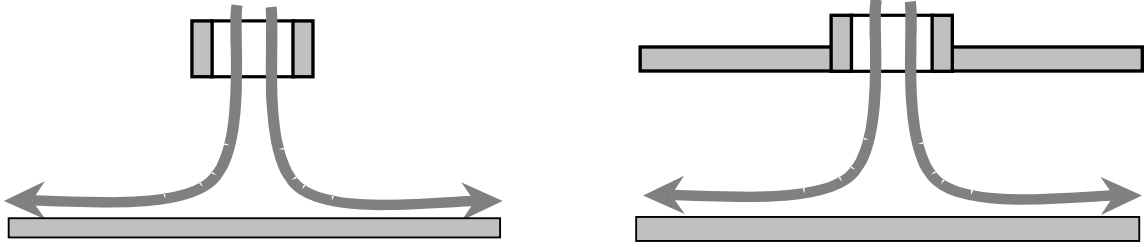
Batırılmış jet tipinde (Şekil 3.4), jet ve onu çevreleyen akışkan arasında bir sınır tabaka arayüzü oluşur. Bu sınır tabaka kararsızdır ve türbülans oluşturur. Serbest jetlerde (Şekil 3.5) bu tip kararsızlık genellikle önemli değildir ve sınır tabakadaki türbülans hareketi akış üzerinde önemli bir etki yapmaz.



Şekil 3.5 Serbest Çarpma Jeti

Jetin geometrik yapısında iki terim vardır. Birincisi aralıktan çıkan jetin düzlemsel olduğu durum ve nozul etrafındaki asimetric durum. İki durumdaki dinamik etkiler farklıdır. Yuvarlak jetler, duvar boyunca yayılımları sırasında gerilmiş asimetric vorteks (girdap) oluşum halkaları sergiler. Düzlem jetlerinde, bu halkalar sanki bir iplik gibi aralığa (yarık) paralel şekilde oluşur. Bunlar simetric ve asimetric form olarak jetin iki tarafında da oluşur. Bu vortex iplikleri gerilmiş değildir. Başka birçok değişik jet formu olasılıkları mümkündür. Kare, dikdörtgen, eliptik nozullar vs.

Şekil 3.6 da kapalı ve açık jetler arasındaki farklar gösterilmiştir. Kapalılık çoğu endüstriyel uygulamada olduğu gibi yeniden hesaplamaya neden olur. Endüstriyel uygulamalarda genellikle soğutulmuş yüzeyler büyük olduğundan tek bir jet bunu soğutmaya yetmez. Bu durumda sıralı jetler kullanılır. Bu durumda aralıklar içindeki akış oldukça karmaşıktır.



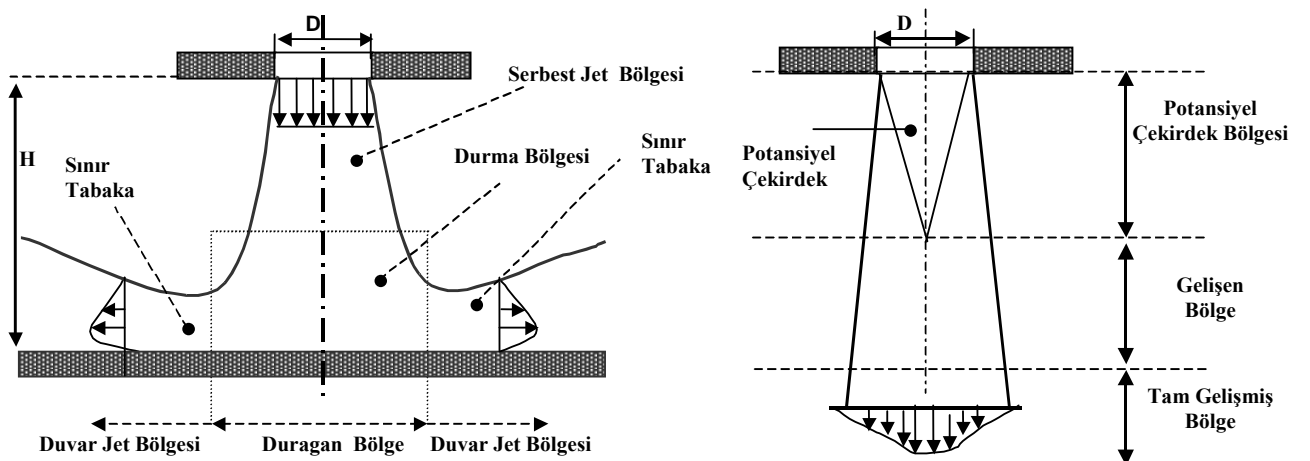
a. Açık Çarpma Jet

b. Kapalı Çarpma Jet

Şekil 3.6 Açık (a) ve kapalı (b) çarpma jet

3.12.2. Çarpma jetindeki karakteristik bölgeler

Çarpma jetindeki akış konusu 3 karakteristik bölgeye ayrılabilir. Bunlar; jet bölgesi, durağan bölge ve duvar jet bölgesidir. (Bkz. Şekil 3.7)



Şekil 3.7. Çarpma jet sistemindeki akış bölgeleri

Jet bölgesi nozulun altına yerleşmiştir. Nozuldan çıkan akışkan, onu çevreleyen hareketsiz akışkanla karışır ve duvardan belirli bir mesafeye kadar uzanan çarpmasız batırılmış jet akışkan bölgesine özdeş, akış bölgesini oluşturur. Jet akışı nozul dudaklarından nozul çapının altı ya da yedi kat çapına kadar gelişmemiştir. Bu nedenle birçok uygulamada gelişmiş jet durumu oluşması için nozul ile düzlem mesafesi çok küçük tutulur. Jet çevresinde bir sınır tabaka oluşur. Sınır tabaka özellikleri nozul tipine bağlıdır. Bir tüp nozulundan laminer akış hariç çoğu durumlarda başlangıçta sınır tabaka kalınlığı nozul çapına kıyasla incedir ve bu yüzden dinamik davranışı düzlemsel sınır tabakanınki gibidir. Sınır tabaka kalınlığı ile jet çapı, akış yönünde ilerledikçe karşılaştırılabilir hale gelir ve tabakanın davranışı oldukça değişken hal gelir. Nozuldan çıkan akış, nozul tipi ve Reynolds sayısına bağlı olarak laminer veya türbülanslı olabilir. Lüle çıkışında sabit bir hız dağılımı vardır. Başlangıçta laminer akış bir türbülans değişiminden geçer.

Değişim sınır tabakada başlar fakat kararlı değildir. Çıkıştan başlayarak uzaklık arttıkça jet ile çevre arasındaki momentum aktarımı jetin serbest sınırının genişlemesine ve sabit hız çekirdeğinin daralmasına yol açar. Açığa çıkan girdaplar eğer jet Reynolds sayısı orta seviyede ise değişimin ilk adımıdır. Girdaplar akış yönünde yayılırlar ve büyür, çiftlenir, simetrisini kaybeder ve eddy akımlarında kaybolurlar. Sonuç olarak türbülanslı akım gelişir. Çoğu pratik durumlarda nozul ile düzlem aralığı çok küçük ve jet duvara çarparken geçişken bir haldedir

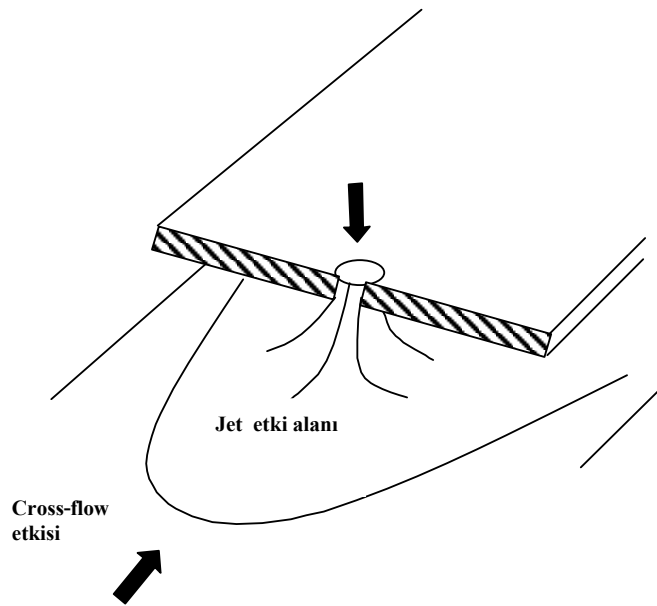
Nozul çıkışındaki hız profili yeteri kadar düz ise, jet merkezinde potansiyel çekirdek vardır. Potansiyel çekirdek akış bölgesi olup, hız nozul çıkışındaki hızla aynıdır. Bu noktada çekirdek içindeki akışkan henüz kendi momentumunu çevresine aktaramamıştır. Bununla birlikte anlık hız çekirdek içinde sabit değildir. Akış sınır tabakadan geçen girdaplardaki hız indikasyonu sebebiyle titreşir. Potansiyel çekirdekteki akış yayılmayan karakterdedir.

Durma noktası yakınında durağan bölge vardır. Burası basınç gradyanı ile ifade edilir ve bu akışı aksiyel yönde durdurur ve radyal yönde dışa doğru döndürür. Basınç gradyanı durağan bölgeden gelen akışı tekrar laminerize eder. Olumlu basınç gradyanı sebebiyle durağan bölge civarındaki sınır tabaka laminerdir. Duvar boyunca

hızın artışı, sınır tabakayı ince tutar ve sonuçta ısı transfer oranı yükselir. Duvar jet bölgesi ortalama basınç gradyanının serbest olduğu bölgedir. Burada akış azalarak yayılır. Başlangıç sınır şartları altında bir türbülansa geçiş, jet sınır tabakadaki oluşmuş büyük eddylerin çarpması ile başlar. Bu türbülans iletiminin lokal olduğuna inanılır ve ısı transfer oranı ilerledikçe azalır.

3.12.3. Çarpraz 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 çarpraz akış atık jetlerin bir parçası olarak gelişir. Bu akış, jetin akış hacmine dik doğrultudadır ve çarpraz-akış (cross-flow) olarak adlandırılır. Çarpraz akış, bir jeti çarpma yerinden uzaklaştırmaya çalışır. Eğer çarpraz akış güçlü ve jet de çarpma düzleminden yeterince uzakta ise, çarpraz akış jeti çarpma düzleminden uzaklaştırabilir. Bu çarpma tipi soğutma (ısı transferi) verimliliğini azaltan bir olaydır. Bir jet büyük açı ile çarpraz akış içine doğru boşalırsa, burada iki akış arasında karmaşık bir etkileşim olduğu ve buda çarpraz-akım doğrultusundaki jetin sapmasıyla sonuçlandığı iyi bilinmelidir. Bu durum Şekil 3.8 de gösterilmiştir.



Şekil 3.8 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-çapraz akış (cross-flow) 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.

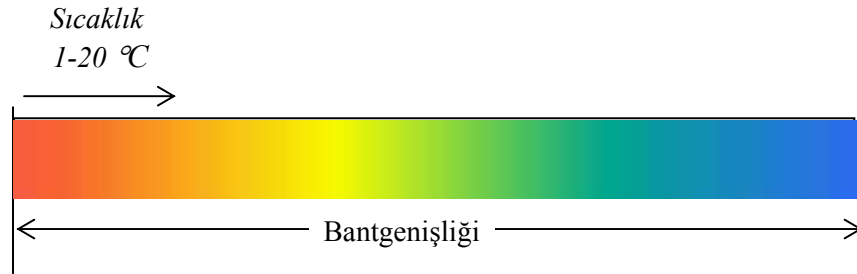
3.13. Sıvı Kristalin Yapısı

Thermochromic sıvı kristalleri (TLC) molekül yapıları ve optik özellikleri sıcaklık ile değişen malzemelerdir. Sıvı kristaller, Nematic, Cholesteric ve Sematic olmak üzere 3 değişik yapıdadır. Bunlardan Cholestatic sıvı kristalleri sıcaklık değişimine bağlı olarak renk değiştirme kabiliyetleri vardır. Bunlar ısı transferi çalışmalarında yaygın kullanılmaktadır. Cholesteric sıvı kristalleri, kolesterol'ün organik esterleridir. Bu da bu maddelerin beyaz ışıkla aydınlatıldıklarında seçici bir şekilde spectrum'un sınırlı bir kısmının yansıtılıp geri kalanını emer ya da geçirir. Siyah bir zemin yansıtılmayan ışığı emer ve yansıyan sinyalin uzaklaşmasını engeller. Yansıma ışığının dalga boyları sıcaklığa bağlıdır. Isıtılınca renk kırmızıdan yeşile yeşilden maviye doğru değişir soğutulunca ise tersi gerçekleşir.

Püskürtülebilen bu bağlayıcı maddenin içinde asılı duran 5 ila 10 µm çapındaki koruyucu kapsüllerin içine hapsedilmiş sıvı kristaller kullanarak (TLC thermal sıvı kristal tekniği) mikro kanatları olan bir kanalın ısı akısı ve sıcaklık dağılımının zamana bağlı olarak deneysel incelenmesi yapılabilir. Sıvı kristallerin ergime sıcaklıklarının üzerinde renklerin meydana gelmesi sıcaklığa bağlıdır. İki sıvı kristali karışımı içerisindeki malzemelere bağlı olarak ortalama renk cevapları meydana gelebilir. Sıvı kristalleri 150 °C üzerinde renk değişimi aralığı 1 ile 20 derece olarak formüle edilebilir ve üretilebilir. Malzemenin viskozitesine bağlı olarak sıcaklık değişimine helisel yapıların cevabı 5 milisaniye civardadır. Yüksek sıcaklık

değerlerinde helisel yapıdaki sıvı kristalleri bozulabilir ve bu yüzden renklerin etkisi çok önemlidir. Ölçülen gerçek yüzey sıcaklığından % 10 hata payı okunabilir. Yüzey sıcaklığının ölçülmesinde $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ seviyesinde kesinlik kolayca elde edilebilir. Çoğu TLC yüzey sıcaklığı ölçümü uygulamaları TLC nin yüzeye uygulanmasından önce nesnenin ince bir tabaka halinde kontrastı arttıran siyah bir boya ile kaplanmasını gerektirir.

Sıvı kristaller, beyaz ışıkla aydınlatıldıklarında seçici davranarak spectrum'un sınırlı bir kısmını yansıtırken, geri kalan kısım emilir ya da geçirilir. Yansıtılmayan ışığın emilmesi ve yansıtılan sinyalin kaybolmasını engellemek için siyah bir zemin gereklidir. Zemin, model yüzeyin üzerine siyah mürekkep ya da siyah boya püskürtülerek hazırlanabilir. Genellikle siyah boya daha iyi sonuç verir ama çıkarması zordur. Bununla birlikte mürekkep kolayca temizlenebilen tatmin edici bir zemin verir. Sıvı kristal kaplamayı hazırlamadan önce kişi kameranın renk değişimlerini nasıl "göreceğine" karar vermelidir. Kural, sıvı kristal kaplamanın her zaman kamera ile siyah zemin arasında yer almasıdır. Şekil 3.9'da sıcaklıkla renk değişim skalası gösterilmektedir.



Şekil 3.9 Renk değişim skalası

3.13.1. Isı transferi çalışmalarında termal sıvı kristalin uygulanması

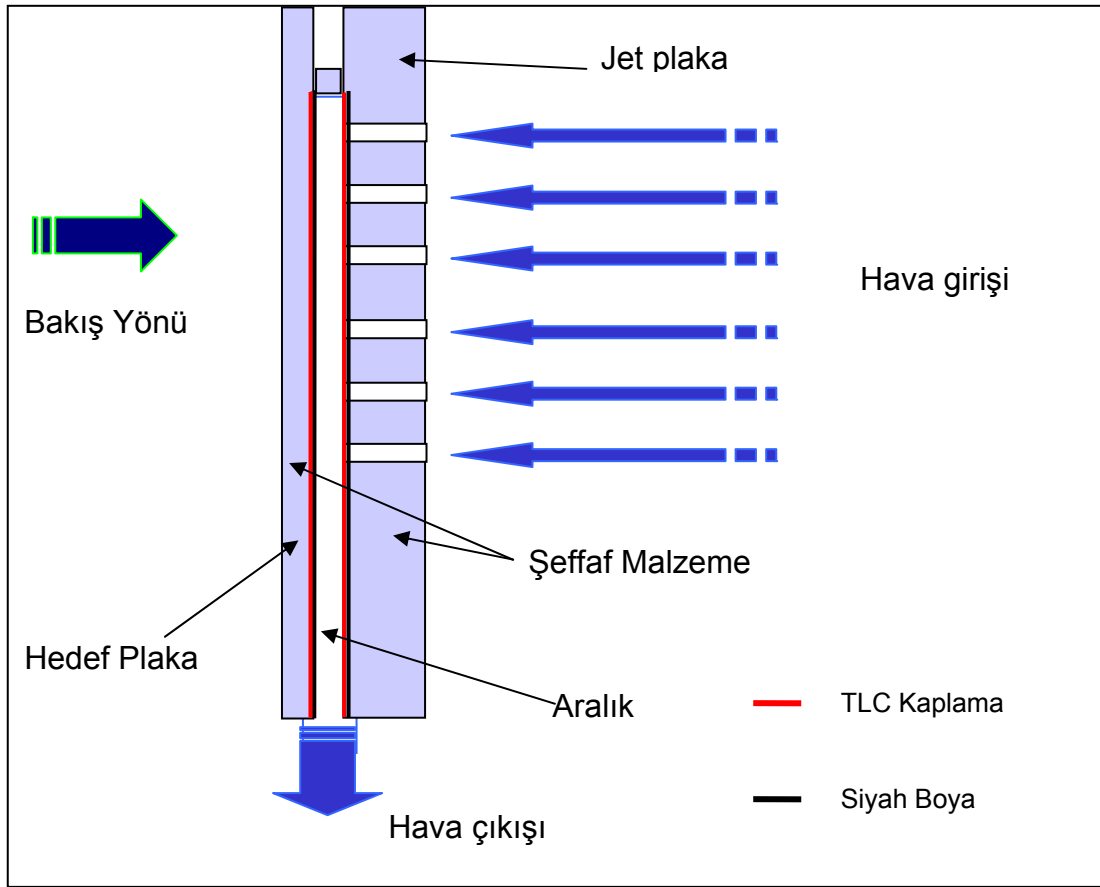
Isı transferi ölçümlerinde sıcaklığı izlemek için sıvı kristal kullanımı uygulaması kararlı (steady Steate) ve kararsız (transient) teknikler olarak sınıflandırılabilir.

Steady State (Kararlı) Durum için uygulamada; steady state tekniği, yüzey sıcaklığını izlemek için sıvı kristal kullanan ısıtılmış bir model kullanır. Genellikle yerel ısı transferi katsayıları aşağıdaki denklemden elde edilir.

$$h = \frac{q}{T_r - T_w} \quad q = I^2 R \quad (3.28)$$

Burada h yerel ısı transferi katsayısını, I akımı, q bilinen ısı akısı, R ısıtıcının alanı başına düşen elektrik direncini, T_r , uygun yürütülen gaz sıcaklığını (örneğin hava sıcaklığı), T_w yerel yüzey sıcaklığını göstermektedir

Şekil 3.10'da ise sıvı kristal kaplama (TLC) uygulaması yüzey gösterilmektedir.

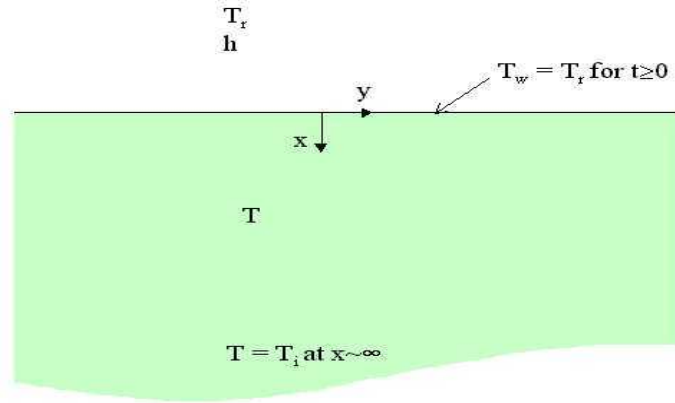


Şekil 3.10 TLC kaplamalı yüzey

Transient (Kararsız) durum için uygulanması; bu uygulamada yüzey ısıtıcısına gerek duyulmaz. Bu nedenle, eğer yüzey ısı akısına karşılık termal cevap biliniyorsa testte herhangi bir tür model kullanılması mümkündür. Genellikle test süresi içinde sıcaklık

artışının model maddesinin içine nüfuz etmesi, model duvar kalınlığıyla karşılaştırıldığında, küçük olduğu varsayılır .(Bkz. Şekil 3.10)

Böylece ısı iletiminin zamana bağlı madde içinde tek boyutlu ve kararsız olduğu düşünülebilir. Sıvı kristal ölçümlerinde kararsız durum zamanla yüzey sıcaklığının değişmesidir.



Şekil 3.11 TLC kaplamalı yüzeyde ısı transferi gösterimi

Bu değişim sıvı kristaller yardımıyla bulunabilir. Eşit zaman aralıkları için yüzey sıcaklığı ve ısı transferi katsayısı arasındaki bağlantı şöyledir. Ana denklem, sınır şartları ve başlangıç şartları dikkate alınır ;

$$k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.29)$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = h(T_w - T_r) \quad T|_{t=0} = T_i \quad \text{ve} \quad T|_{x=\infty} = T_i \quad (3.30)$$

$$\frac{T_w - T_i}{T_r - T_i} = 1 - \exp(\beta^2) \operatorname{erfc}(\beta) \quad \text{burada} \quad \alpha = \frac{\rho C_p}{k_s} \quad \text{ve} \quad \beta = \frac{h \sqrt{\alpha t}}{k_s} \quad (3.31)$$

ρ , C_p , k_s ; model malzemenin yoğunluğu spesifik ısısı ve termal iletkenliğini, h lokal ısı transferi katsayısını, T_i ve T ilk duvar ve gaz sıcaklıklarını, T_w duvar yüzey sıcaklığını, akım başladıktan itibaren geçen zamanı göstermektedir.

Bu bağıntıdan faydalanarak duvar sıcaklığının bir anda bilinmesi h lokal ısı transferi değerini verir. Eğer T_r sabit değilse sonuç, gaz sıcaklığını ölçülen geçmişteki adımların toplamı olarak ele alarak kolayca hesaplanabilir.

BÖLÜM 4. DENEYSEL VE TEORİK ÇALIŞMA

Yapılan deneysel çalışma 2005 yılında Pittsburg Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü tarafından yapılmıştır. Uygulanan yöntem deneyseldir. TLC,(Thermal Liquid Coating) literatürde bilinen termal sıvı kristallerinin sıcaklığa bağlı olarak renk değişimi yardımıyla yüzeyin ısı akısı ve sıcaklık dağılımının bulunmasıdır. Dijital video kamera yardımıyla deney esnasında bu renk değişiminin filmi ile deney parçasının çeşitli noktalarına bağlı sıcaklık elemanlarından alınan değerler data acquisition sistemiyle kaydedilmiştir. Bu sıcaklık değerleri, bir film görüntü yakalama kartı ve görüntü işleme bilgisayar programı yardımıyla, bir matematiksel yaklaşım yapılmış, ısı akısı, sıcaklık dağılımları ve ısı transferi karakteristikleri bulunmuştur.

4.1. Deney Düzenegi

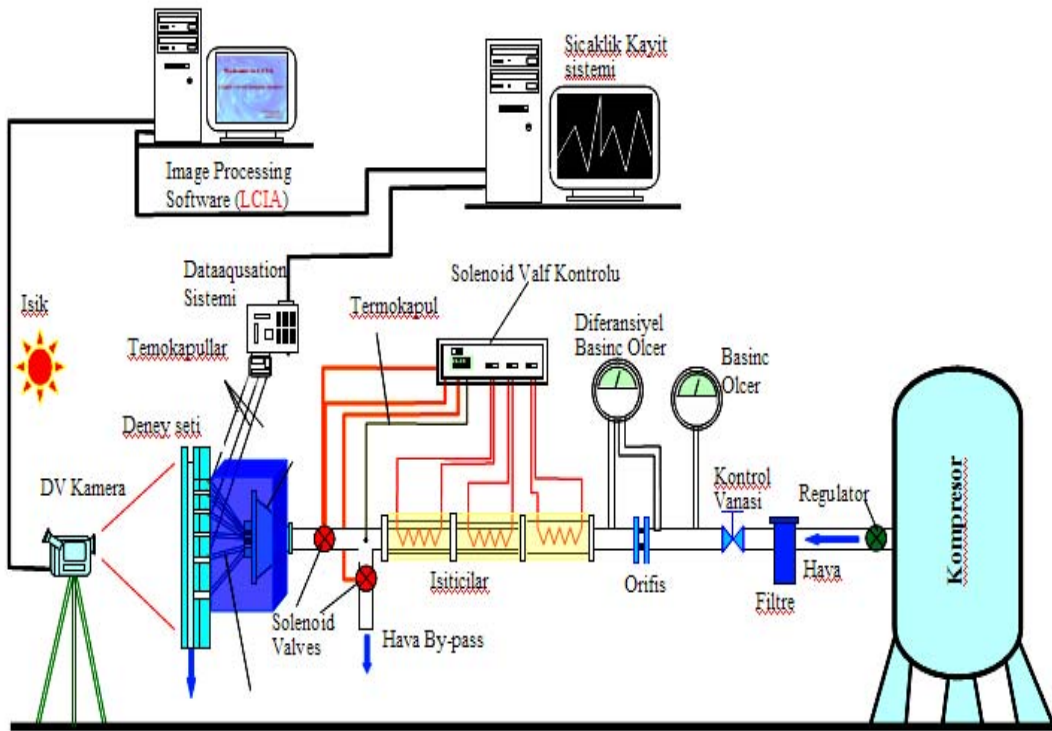
Deney düzenegi Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Deney düzenegi dört ana bölümden meydana gelmektedir. Birinci bölümde basınçlı hava kaynağı kullanılan kompresör, havayı temizlemek için kullanılan bir hava filtresi, havayı ısıtmak için boru içi ısıtıcılar, basınç ve hava debisini ölçmek için kullanılan manometreler, orifis, iki adet selonoid valf ile bypass menfezi ve hava kanalı bulunmaktadır.

İkinci bölümde termal sıvı kristallerin renk değişimlerinin kayıt edildiği iki adet kamera, aydınlatma lambaları bulunmaktadır. Video sistemi, deney sırasında sıvı kristal renk değişimini kaydetmektedir. Yüksek güçlü ışık kaynağı, sıvı kristal yüzeyi aydınlatmaktadır. Sıvı kristal yüzey üzerine odaklanmış bir kamera yansıyan görüntüleri kayıt etmekte ve video sinyallerini TV monitörüne göndermektedir. Monitör, kameradan aldığı görüntüyü ve renk değişiminin gelişiminin izlenmesi için daha iyi bir görüş sağlamaktadır. Ancak TV monitörü ile yüzey üzerinde parlayan bölümler aydınlatma lambalarının konumlarını değiştirerek yok edilmiştir.

Sıvı kristal yüzeyler ayna gibi davrandıkları için çevredeki herhangi görüntüyü yansıtırlar. Bu görüntüler de kamera tarafından kaydedilmiştir. İstenmeyen görüntü karışmasından kurtarmak için kameranın ve sıvı kristal test kısmının arkalarına birer tane siyah zemin yerleştirilmiştir.

Üçüncü bölümde test bölümünün giriş çıkış sıcaklıklarını, hava sıcaklığını deney süresince ölçen ve bir PC yardımıyla kayıt eden DAQ sistemi ve termokupullardan meydana gelmektedir. Buradan alınan veriler ile yüzeyin ısı transferi özellikleri LCIA yazılımı ile tespit edilmiştir.

Dördüncü bölümde ise test bölümü bulunmaktadır. Bu bölümde deneyi yapılan sistemin pleksiglasstan yapılmış modeli bulunmaktadır. Bu modelin ilgili bölümleri termal sıvı kristalle kaplanmıştır. Kamera ile kayıt esnasında sadece renk değişiminin olduğu bölge aydınlatılmış, diğer bölgeler bir siyah kumaş veya benzer bir eleman ile kapatılmıştır.



Şekil 4.1 Deney düzeneğinin şematik görünüşü

4.1.1. Deneysel hazırlık

Deneye başlamadan bazı ön hazırlıklar yapılmıştır. Bunlar sırasıyla termal sıvı kristal yüzeyin hazırlanması, test bölümünün deneye hazırlanması, deneyin yapılması ve elde edilen DV kayıtlarının ve sıcaklık kayıtlarının LCIA'nın istediği forma dönüştürme işlemleridir. Bu verilerden faydalanarak istenilen ısı transferi özelliklerini LCIA yazılımı ile bulunmuştur.

Termal sıvı kristal yüzeyin hazırlanması; sıvı kristali model yüzeyinin üzerine dengeli şekilde püskürtmek için basınçlı havaya, iki sprey tabancasına, bir ısı tabancasına, termal sıvı kristale ve siyah mürekkep veya özel siyah boyaya ihtiyaç vardır. Sıvı kristaller, beyaz ışıkla aydınlatıldıklarında seçici davranarak dalga boyunun sınırlı bir kısmını yansıtırken, geri kalan kısım emilir ya da geçirilir. Yansıtılmayan ışığın emilmesi ve yansıtılan sinyalin görünmesini sağlamak için siyah bir zemin gereklidir. Zemin, model yüzeyin üzerine siyah mürekkep ya da siyah boya püskürterek hazırlanabilir. Genellikle siyah boya daha iyi sonuç verir ama çıkarması zordur. Bununla birlikte mürekkep kolayca temizlenebilen tatmin edici bir zemin oluşturur. Sıvı kristal kaplamayı hazırlamadan önce kişi kameranın renk değişimlerini nasıl göreceğine karar vermelidir. Kural, sıvı kristal kaplamanın her zaman kamera ile siyah zemin arasında yer almasıdır.

Test bölümünün deneye hazırlanması; pleksiglas iç yüzeyler sabunlu su ile temizlenir ve sonra kâğıt mendil ile kurulanır. Test kısmına birleştirilip sıcak hava sistemine bağlanır. Thermokopular, terminal sistemine bağlanır. Giriş hava sıcaklığı, ısı kaybı hatalarını en aza indirmek için model yüzeyinin başlangıç noktasının yakınında ölçülmüştür.

Deneyin yapılması; hava akımı by-pas hattı boyunca geçer ve havayı ısıtmak için borulu ısıtıcı açılır. İstenilen sıcaklığa ulaşmaya kadar sıcak havanın sıcaklığı bir termometre ile kontrol edilir. Parıldamayı ya da çevre yansımalarını azaltmak için aydınlatma ışıklarını açılır ve monitöre bakılarak ayarlanır ve oda ışıkları karartılır. Oda sıcaklığını ilk yüzey sıcaklığı olarak kaydedilmiştir. Test kısmının çıkışına bir işaretleyici yerleştirilmiştir. İşaretleyici hafif, beyaz bir nesnedir. Hava akımı test

kısmına doğru yönlendirildiğinde uçup gidecektir. LCIA yazılımı, işaretleyicinin kaybolma anını bulur ve görüntüleme işlemi başlatır.

Video elde etmeyi başlatmak için kamera açılır, en sağlıklı sonucu sağlamak için her zaman video kaydı, hava akımını test bölümüne yönlendirmeden biraz önce başlatılır. Sıcak havayı by-pass menfezinden test kısmına doğru çeviren zıt hareketli solenoid valfları açılarak deney izlenmeye başlar. Tüm yüzey mavi renge dönüşene kadar beklenir. Tek boyutlu modelin uygulanabilirliğini kesinleştirmek için hava akımının çevrilmesinden itibaren sıvı kristallerin mavi renge dönüştüğü ana kadarki zaman kontrol edilmelidir. Kayıt durdurulur, daha sonra borulu ısıtıcıyı kapatılır. Tüm yüzey soğuyuncaya kadar beklenir, sonra hava akımını kapatılır.

Deney sonrası yapılan işlemler; DV kamera görüntülerini Audio-Video-Interleave (avi) dosyasına dönüştürmek için resim yakalayıcı yazılımı kullanılmıştır. Isı transferi katsayılarını elde etmek için avi dosyasını işleyecek LCIA programı kullanılmıştır

Liquid Crystal Image Analyser (LCIA) Yazılımı; Pittsburgh Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü tarafından yazılmıştır. Bu yazılım yüzey ısı transferi katsayılarını saptamak için cholesteric (thermochromic) sıvı kristal görüntülerini kullanan bir veri indirgeme programıdır. LCIA, hem kararsız hem de kararlı sıvı kristal tekniklerine uygulanabilir. İşlemci, 32-bit LCIA yazılımı ve yüksek nitelikli PCI renkli resim yakalayıcıdan oluşmaktadır. Windows® XP ya da NT ortamında çalışmaktadır. Resim yakalayıcı, videobandı ya da kameradan gerçek zamanlı görüntüleri yakalayıp bunları AVI (audio-video-interleaved) dosyalarına dönüştürerek tüm test yüzeyindeki yerel ısı transferi katsayılarını edilmektedir.

Dijital video sisteminde deneydeki algılanan sıvı kristal renkleri, bir DV kamera sayesinde kaydedilmiştir. Dijital hale getirilmiş bu veriler sayesinde önceden belirlenmiş kalibrasyondan yüzey sıcaklıkları bulunabilir ve böylece ısı transferi seviyeleri hesaplanabilir. DV video kameralar en yaygın kullanılanlardır. Tüm bu kameralar kırmızı, yeşil ve mavi (RGB) sinyalleri aşağıdaki denklemlere göre oluşturmaktadır.

$$R = \int (E(\lambda) R(\lambda) r(\lambda) d\lambda) \quad (4.1)$$

$$G = \int (E(\lambda) R(\lambda) g(\lambda) d\lambda) \quad (4.2)$$

$$B = \int (E(\lambda) R(\lambda) b(\lambda) d\lambda) \quad (4.3)$$

Burada; $r(\lambda)$, $g(\lambda)$, $b(\lambda)$ kameranın filtre fonksiyonları, $E(\lambda)$ ve $R(\lambda)$ yüzey reflectance ve ışıklandırmanın spectral dağıtımıdır. Sıcaklık arttıkça sıvı kristal kaplanan yüzeydeki yansıtılan dalga boyu, uzun dalga boyundan kısa dalga boyuna doğru değişir. Bu durum sıcaklık değişimleriyle değerini sürekli değiştiren bir ölçme sistemi ya da “renk dizini” seçmenin mümkün olduğu anlamına gelir. Var olan HIS (Hue, Intensity, Saturation) standardındaki HUE değerinin belirli bir dereceye kadar renk göstergesi işini gördüğü bulunmuştur.

Sıvı kristal renk işleme sisteminde HUE değerinin yararlılığı RGB sinyalinden farklı olarak genellikle ölçüm yüzeyi boyunca değişen aydınlatma yoğunluğunun bir fonksiyonu olmamasıdır. Bu nedenle HUE değeri, ışık kaynağının ışık dağılımı sabitlendiğinde sıcaklık değeri belirlenebilir.

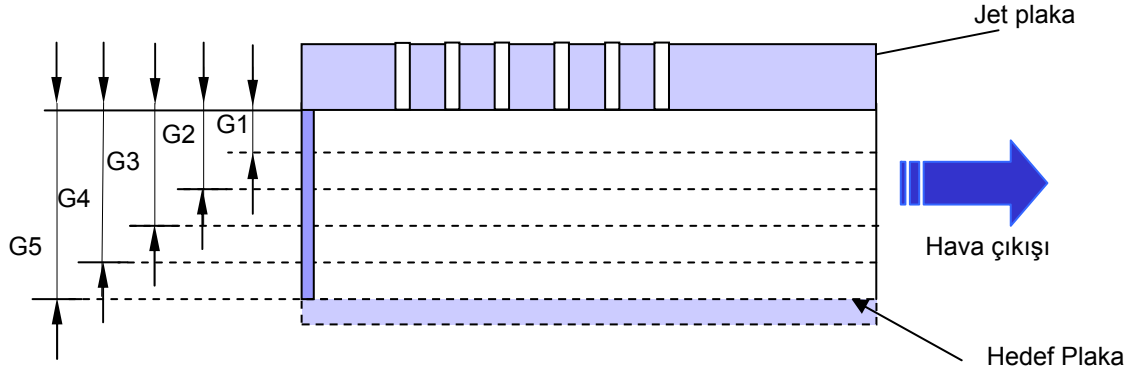
4.2. Teorik çalışma

Deneysel çalışmada Uysal[17], üzerinde altı farklı giriş delikleri bulunan dikdörtgenler prizması şeklinde pleksiglass malzemeden üretilmiş bir model kullanılmıştır. Model sabit delik çaplı ve karşı yüzey arasındaki aralık (gap) 3 farklı değerinde değiştirilerek kullanılmıştır.

Bu doktora çalışmasında ise Fluent 6.2.16 programı kullanılarak deneysel uygulamada kullanılan modeller bilgisayar ortamında oluşturularak sayısal olarak analizler yapılmıştır.

Çalışmada; hedef plaka-jet plaka mesafesinin akış karakteristikleri üzerine etkisini tespit amacıyla, 3 farklı aralığa (G_1, G_2, G_3) ilave olarak tespit elden bir Re sayısında 2

farklı aralık için (G_3, G_4) hesaplamalar yapılmıştır. Şekil 4.2 de oluşturulan modellerin kesiti görülmektedir.

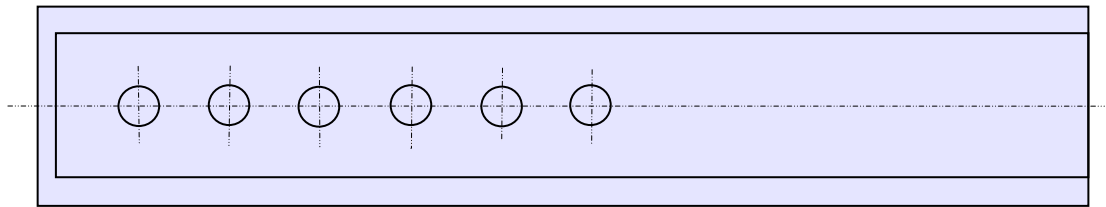


Şekil 4.2. Model kesiti

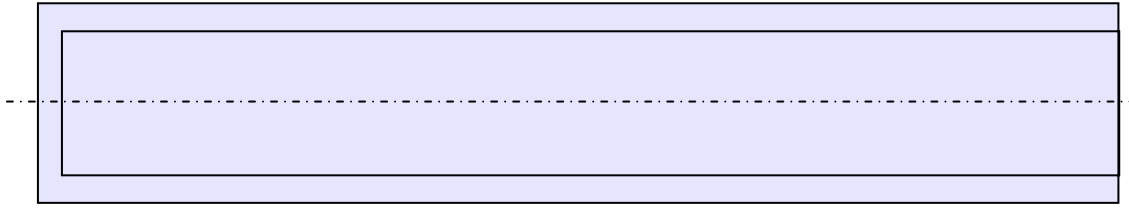
Model için test bölümü olan 12.7 mm kalınlığında pleksiglass malzemeden yapılmış dikdörtgen kesitli kanal, genel yapı olarak bir iç soğutma aralığı kullanılmıştır.

Kanal karşılıklı iki ana düzlemden oluşur. Her iki düzlem $457.2 \times 50.8 \text{ mm}^2$ iç ıslak alana sahiptir. Islak alan akışkanın bulunduğu hacmi tarif etmektedir. Jet plakası çoklu jet nozulları için delikli olup farklı mesafelere yerleştirilmiştir.

Çapraz-akış (Cross-Flow) akımını tasvir etmek için kanalın bir tarafı kapalı, çıkış havasının boşaldığı diğer tarafı açıktır. Şekil 4.3 ve Şekil 4.4 'te hedef ve jet plakalar üzerindeki sıvı kristal bölgesin uygulandığı akış alanını göstermektedir. Fluent programında bu alanlar üzerinde ısı transferi karakteristikleri hesaplanmıştır.



Şekil 4.3 Jet plaka üzerindeki ıslak yüzey



Şekil 4.4 Hedef plaka üzerindeki ıslak yüzey

Jet plakası üzerine sıralanmış 6 adet yuvarlak kesitli jet delikleri tek sıra halinde sıralanmıştır. Bunlar sabit (7.94 mm) delik çaplıdır. Plakalar arasında kullanılan aralık, H (Gap), 6.4–12.7–19.1–24.5 ve 29.1 mm'dir. Tablo 4.1'de deneyde kullanılan modeller ve jetlerin konumları gösterilmiştir.

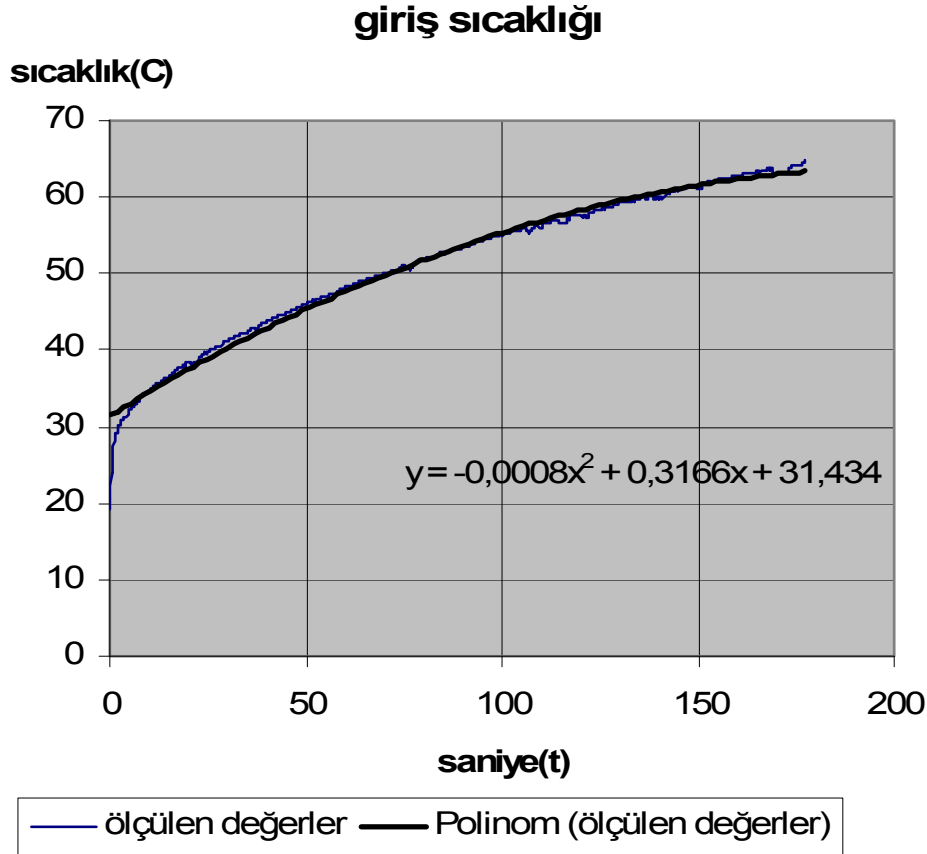
Tablo 4.1 Deneyde kullanılan modeller ve jetlerin konumları

Üniform Jet ölçüsü mm, $D_h=4.85$ mm						
Jet	X (mm)	Aralık1 H=6.4mm H/ D_h	Aralık 2 H=12.7mm H/ D_h	Aralık 3 H=19.1mm H/ D_h	Aralık 4 H=24.25mm H/ D_h	Aralık 5 H=29.1mm H/ D_h
1	36.2	1,32	2,62	3,93	5	6
2	87.8	1,32	2,62	3,93	5	6
3	139.4	1,32	2,62	3,93	5	6
4	191.0	1,32	2,62	3,93	5	6
5	242.6	1,32	2,62	3,93	5	6
6	294.2	1,32	2,62	3,93	5	6

Hesaplama süresini azaltmak için modelde simetri eksenini tanımlanmıştır. Dolayısıyla dairesel kesitli olan giriş yüzeylerindeki hidrolik çap $D_h=4,85$ mm değerindedir.

Yapılan hesaplamalarda önce kararlı hal için zamandan bağımsız (steady) kararlı durum için çözüm bulunmuştur. Daha sonra hesaplama zamana bağlı çözüm (unsteady) yapılmıştır. Fluent 6.2 programı kullanılarak oluşturulan modelde, giriş akışkan sıcaklık değerleri zamana bağlı olarak değişmektedir. Şekil 4.6'da bu değişim görülmektedir.

Bu gradyan (sıcaklığın zamana bağlı değişimi) Fluent'te *Unsteady Conditions* şartlarında hesaplanabilir. Ancak öncelikle Steady (kararlı) çözümün yapılması gereklidir.



Şekil 4.5. Giriş akışkan sıcaklığının zamana bağlı değişimi.

Steady (kararlı) çözüme başlamadan önce oluşturulan hacimsel ağ yapısı Fluentte aktarılır. Gerekli kontroller yapıldıktan sonra birim sistemi tanımlanır. Ardından kararlı hal için gerekli çözüm modelleri seçilir. Çalışmada yüksek olmayan akışkan hızları için geçerli olan “*Segregated*” çözücüsü ve “*implicit*” time step tekniği, seçilmiştir. Model 3 boyutlu olduğundan 3D ve “*node based*” (düğüm esaslı) çözüm metodu seçilerek “Steady” çözüm için model belirlenir. Ardından “*enerji equation*” seçeneği işaretlenir çünkü ısı transferi karakteristikleri çözülecektir. Viskoz model olarak özellikle jet çarpma sistemlerinde daha iyi sonuç veren $k-\varepsilon$ viskoz modeli seçilmiştir.

Çözümün çabuk sonuçlanması Fluent'teki çözülen hacimsel ağ yapısının büyüklüğü ile ilgili olduğundan çözümü hızlandırmak ve işlemleri kolaylaştırmak için geometri ikiye bölünüp simetri eksenine tanımlanmıştır. Ardından sınır şartları, materyaller, ortam koşulları tanımlanmıştır. Daha sonra çözüme geçilmiştir. Tablo 4.2'de deneydeki giriş ve çıkış sınır şartları verilmiştir

Tablo 4.2 Giriş ve çıkış sınır şartları

Giriş ve Çıkış Hidrolik çaplar			1		2		3		4		5	
	D_{hg}	$D_{hç}$	V_{jet1}	Re_1	V_{jet2}	Re_2	V_{jet3}	Re_3	V_{jet4}	Re_4	V_{jet5}	Re_5
G1 (6.4 mm)	4.85	10.22	29.32	14000	45.10	22000	57.14	28000	67.44	34000	76.74	40000
G2 (12.7 mm)	4.85	16.93	29.32	14000	45.10	22000	57.14	28000	67.44	34000	76.74	40000
G3 (19.1 mm)	4.85	21.80	29.32	14000	45.10	22000	57.14	28000	67.44	34000	76.74	40000
G4 (24.25 mm)	4.85	24.81	29.32	14000	45.10	22000	57.14	28000	67.44	34000	76.74	40000
G5 (29.1 mm)	4.85	27.12	29.32	14000	45.10	22000	57.14	28000	67.44	34000	76.74	40000

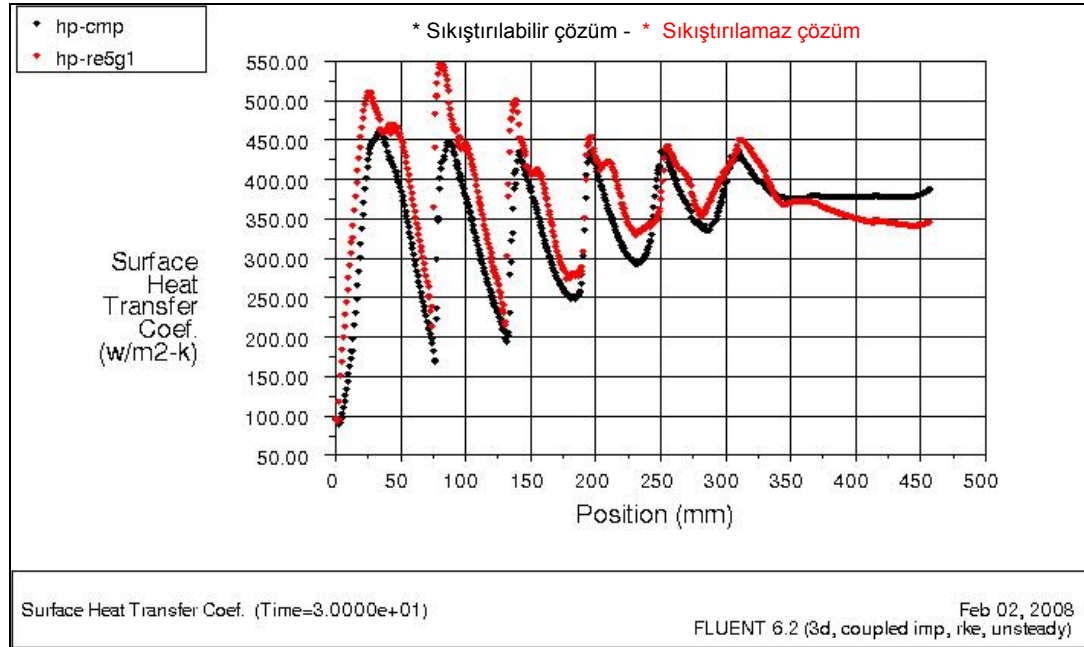
Çözüm sonunda bulunan sonuç karalı hal için bulunan çözümdür. Daha sonra *Unsteady Conditions* şartlarına geçilir ve ikinci çözüme başlanır. Akışın zaman bağlı olduğu durumlarda *Unsteady Conditions* geçerlidir.

Sıcaklığın zamanın fonksiyonu olması durumu Fluent'te "User Defined Functions (UDF)" bölümünde tanımlanmıştır. Bunun için Fluent'in Visual C++ programı ile birlikte çalıştırılması gerekir. C dilinde hazırlanan program parçacığı Fluent'te açılır. Bunun için Fluentteki "Define"- "User defined" menüsünden "Compiled" fonksiyonu seçilir. Bu işlemi yapmadan önce C++ programının mutlaka çalışıyor olması gerekir.

4.2.1. Sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akış analizi

$Re_5=40.000$, $D=7.94$ mm ve 1. aralık ($G_1=6.4$ mm) değeri için akışkan sıkıştırılabilir kabul edilerek çözüm yapılmıştır. Şekil 4.6'da sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akışkan için bulunan ısı transfer katsayısının değişimi görülmektedir. Akışkanın sıkıştırılabilir seçilmesiyle hedef plaka üzerindeki ısı transfer katsayısının azaldığı

görülmektedir. Hedef plaka üzerinde ortalama alan ağırlıklı ısı transfer katsayısı ise sıkıştırılabilir çözüm için 368,903 W/m²K ve sıkıştırılmaz çözüm için 369,2119 W/m²K olduğu hesaplanmıştır.

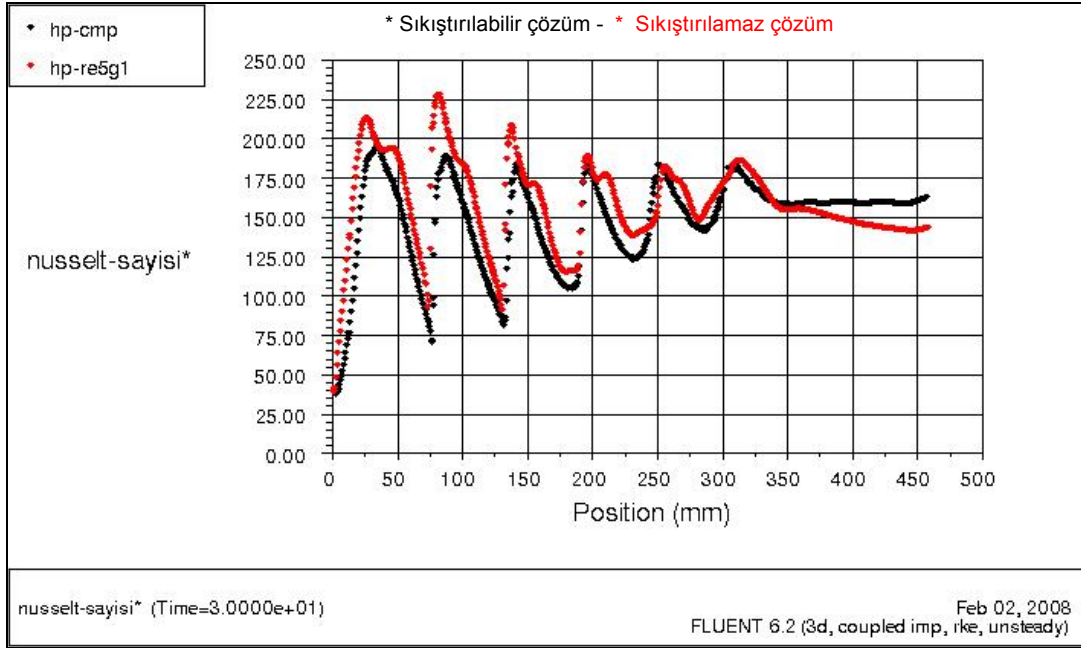


Şekil 4.6. Hedef plaka üzerinde sıkıştırılabilir ve sıkıştırılmaz akışkan için hesaplanan ısı transfer katsayısının değişimi ($t=30s$, $T_{giriş}=31.36$ K, $Re_5=40.000$, $D=7.94$)

Bu sonuca göre akışkanın sıkıştırılabilir seçilmesi hedef plaka üzerinde ısı transferi katsayısının % 0.068'lik bir azalmaya neden olmuştur.

Şekil 4.7'de ise yine hedef plaka üzerinde sıkıştırılabilir ve sıkıştırılmaz akışkan için hesaplanan Nu sayısının değişimi görülmektedir. Burada da sıkıştırılabilir akışkan için yapılan çözümün sıkıştırılmaz akışkan ile aynı olduğu görülmektedir. Burada dikkati çeken nokta; sıkıştırılmaz çözümde jet eksenlerindeki ikincil tepelerin oluşumunun gözlemlendiği. Bu durum Nu sayısının dağılımının durma noktasında aldığı en üst değerden giderek azalan bir çan eğrisi ile tanımlanmaktadır.

Küçük aralıklar için bu dağılım iki tepe noktası oluşturur [42]. Bu form sıkıştırılmaz çözümde görülememektedir. Isı transfer katsayısına benzer şekilde Nu sayısının sıkıştırılabilir çözümde azaldığı görülmektedir.

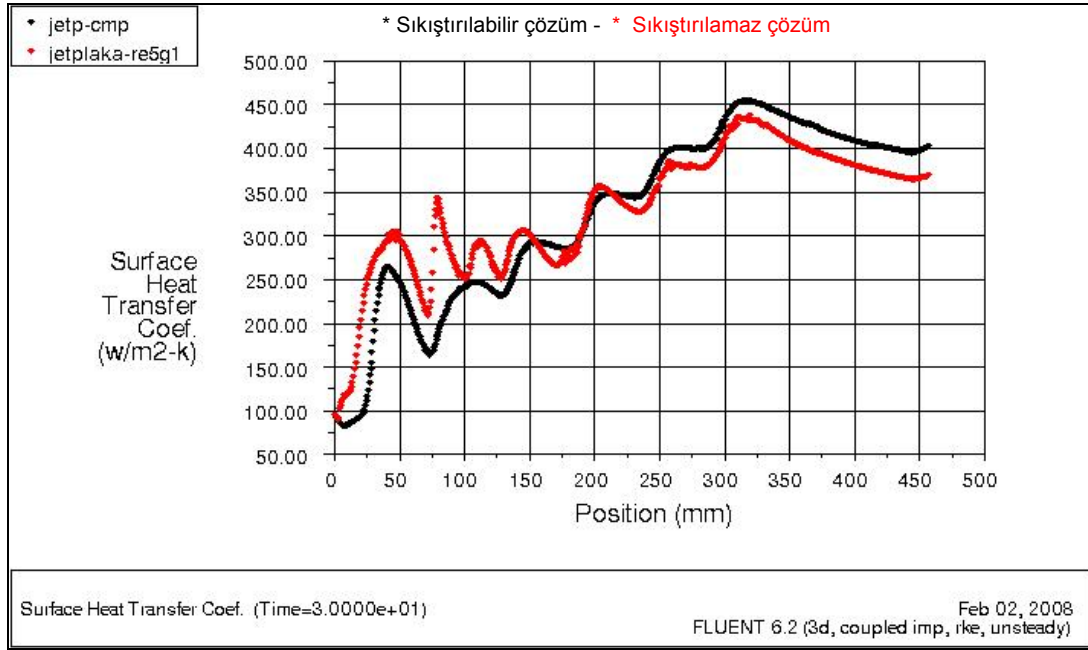


Şekil 4.7. Hedef plaka üzerinde sıkıştırılabilir ve sıkıştırılmaz akışkan için hesaplanan Nu sayısının değişimi ($t=30s$, $T_{giriş}=31.36$ K, $Re_s=40.000$, $D=7.94$).

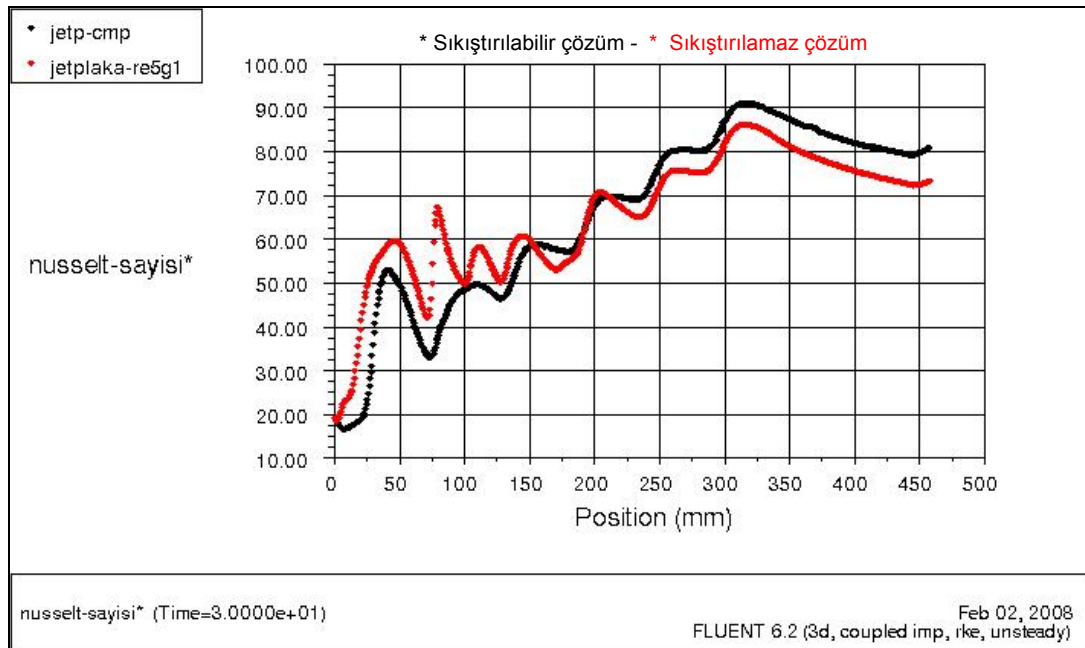
Jet plaka üzerinde Şekil 4.8’de ısı transfer katsayısının dağılımı ve Şekil 4.9’da Nu sayısının dağılımı görülmektedir. Isı transfer katsayısı ve Nu sayısı değerlerinin jet plakası üzerinde sıkıştırılabilir halde sıkıştırılmaz hale göre daha az mertebede olduğu görülmektedir.

Hedef plaka ve jet plaka için sıkıştırılabilir analizde bulunan ısı transfer büyüklüklerinin sıkıştırılmaz çözüme kıyasla kısmen düşük olduğu, Başlangıçtan itibaren $X \cong 200$ mm mesafesinde hedef ve jet plaka için ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayısı büyüklüklerinin eşitlendiği görülmektedir. Bu mesafe yaklaşık olarak 3. ve 4. jetlerin ortası olup, mevcut 6 jet eksenlerinin ortasıdır.

Bulunan sonuçlarda akışkan olarak kabul edilen havanın çözümde “sıkıştırılabilir” seçilmesi ile “sıkıştırılmaz” seçilmesi arasında ısı transferi büyüklükleri açısından çözüm analizinde çok küçük mertebelerde fark (yerel olarak %5–8 ve ortalamada %0.1) oluşturduğundan, teorik analizde akışkan “sıkıştırılmaz” kabul edilmiştir.



Şekil 4.8. Jet plaka üzerinde sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akışkan için hesaplanan ısı transfer katsayısının değişimi ($t=30s$, $T_{giriş}=31.36$ K, $Re_5=40.000$, $D=7.94$)

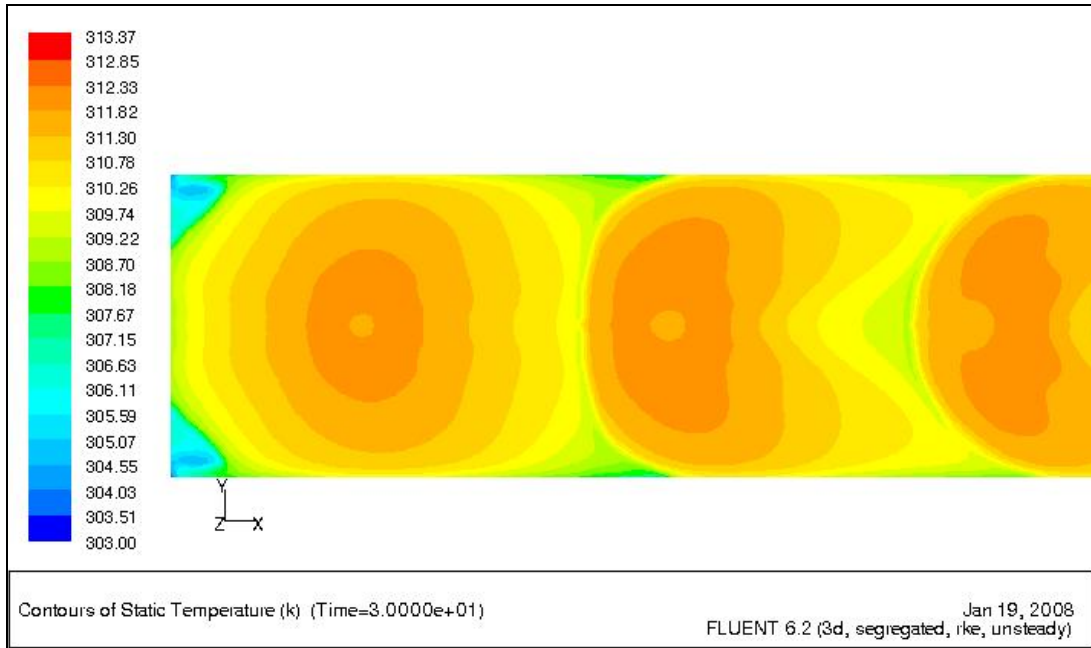


Şekil 4.9. Jet plaka üzerinde sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akışkan için hesaplanan Nu sayısının değişimi ($t=30s$, $T_{giriş}=31.36$ K, $Re_5=40.000$, $D=7.94$)

BÖLÜM 5. DEĞERLENDİRME

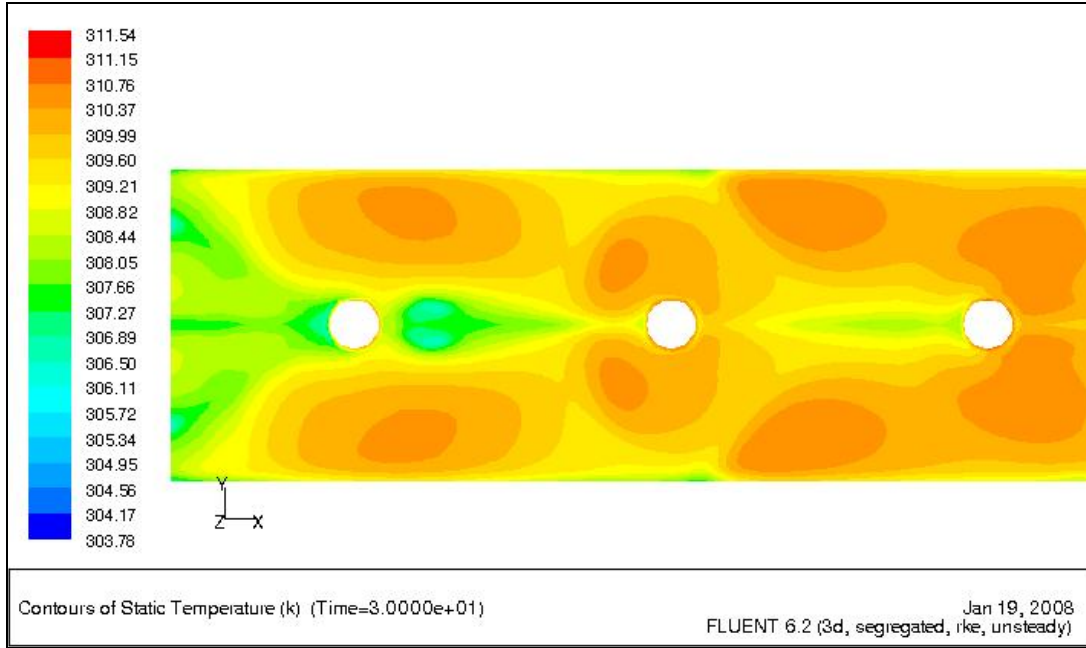
Hesaplamalarda 5 farklı reynolds sayısında ($Re_1=14000$, $Re_2=22000$, $Re_3= 28000$, $Re_4= 34000$, $Re_5=40000$) ve 5 farklı hedef-jet plaka aralığındaki ($G_1=6.4$, $G_2=12.7$, $G_3=19.1$, $G_4=24.25$, $G_5=29.1$) geometriler kullanılarak sonuçlara ulaşılmıştır.

Bulunan sonuçlarda, tipik jet çarpma tekniğinin hedef plaka üzerindeki sıcaklık dağılımının görüntüsü Şekil 5.1'de ve jet plaka üzerindeki sıcaklık dağılımı ise Şekil 5.2'de görülmektedir.



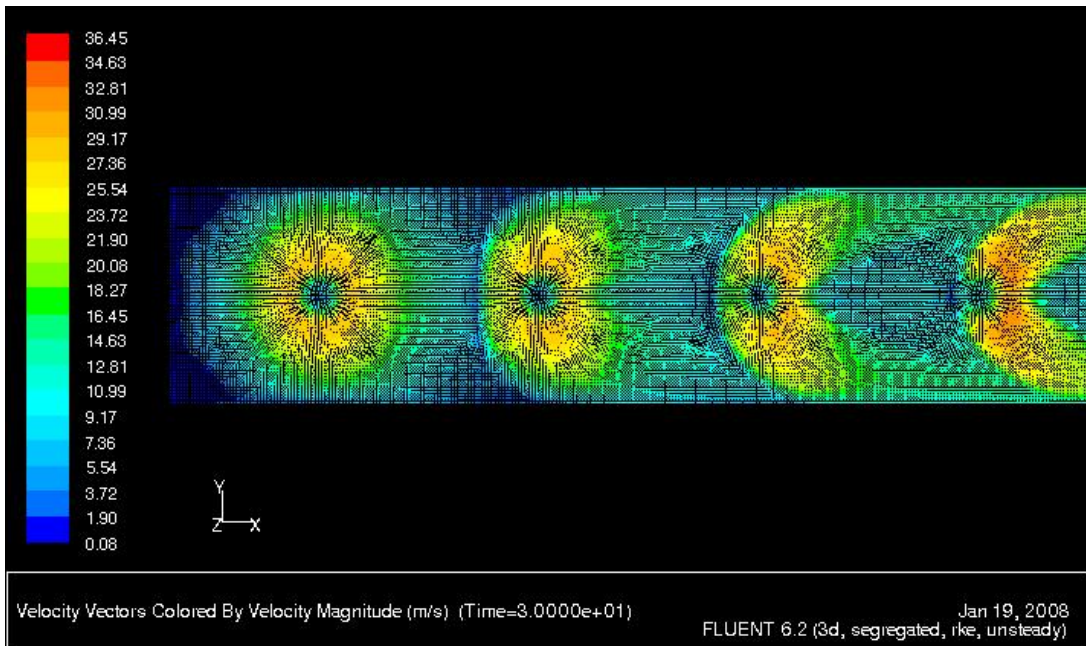
Şekil 5.1. Hedef plaka üzerinde sıcaklık dağılımı ($Re_1, G=6.4$ mm)

Şekil 5.1'de görüldüğü gibi sıcaklık profili jet merkezinde maksimum olmak üzere çepere doğru azalan bir eğilim göstermektedir. Şekil 5.2'de ise jet plaka üzerinde jet merkezinden yan duvarlara doğru ve akış yönünde sıcaklık etkisinin sıcaklık etkisinin attığı tespit edilmiştir.



Şekil 5.2. Jet plaka üzerindeki sıcaklık dağılımı ($Re_1, G=6.4$ mm)

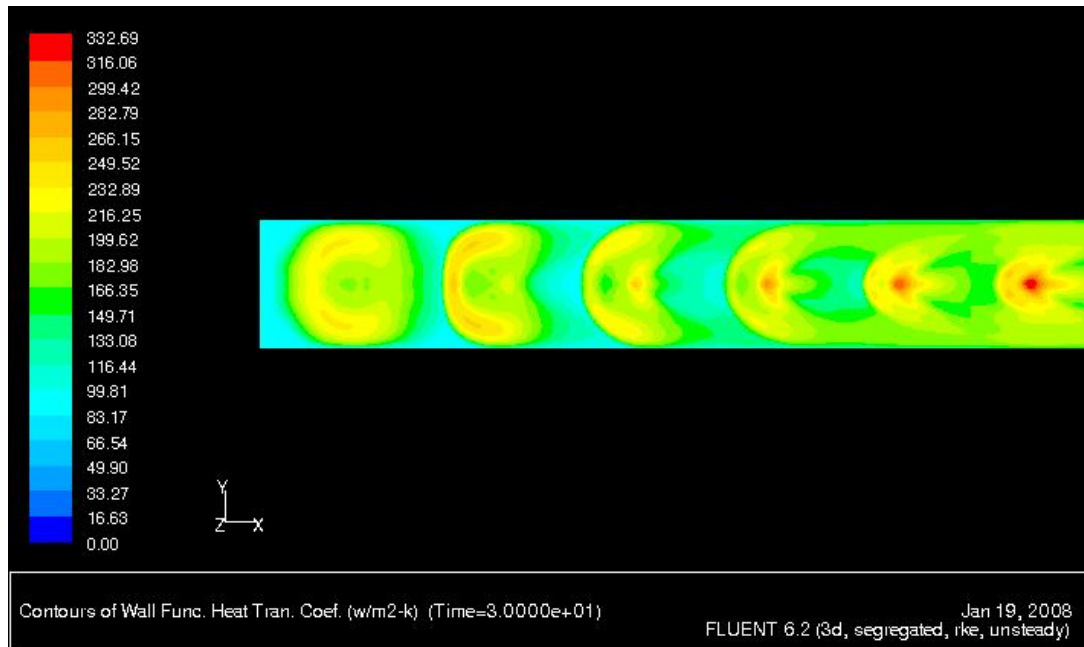
Geometri içindeki köşelerde ise akışkan hareketlerinin minimumda olduğu, dolayısıyla sıcaklık etkisinin pek hissedilmediği alanlardır. Bu durum hız vektörlerinin dağılımında Şekil 5.3'te görülmektedir.



Şekil 5.3. Hedef plaka üzerindeki hız vektörleri ($Re_1, G=6.4$ mm)

Şekil 5.1 ve Şekil5.2 de görüldüğü gibi çarpma jet dizilerinde görülen, ısı transferi etkilerini bozan ve istenmeyen bir durum olan çapraz akış (cross-flow) etkisi belirgindir. Özellikle 2. jetten itibaren etkisi bariz bir şekilde görülen cross-flow, akım yönüne dik bir şekilde jetleri çarpma yerinden uzaklaştırmaya çalışmaktadır.

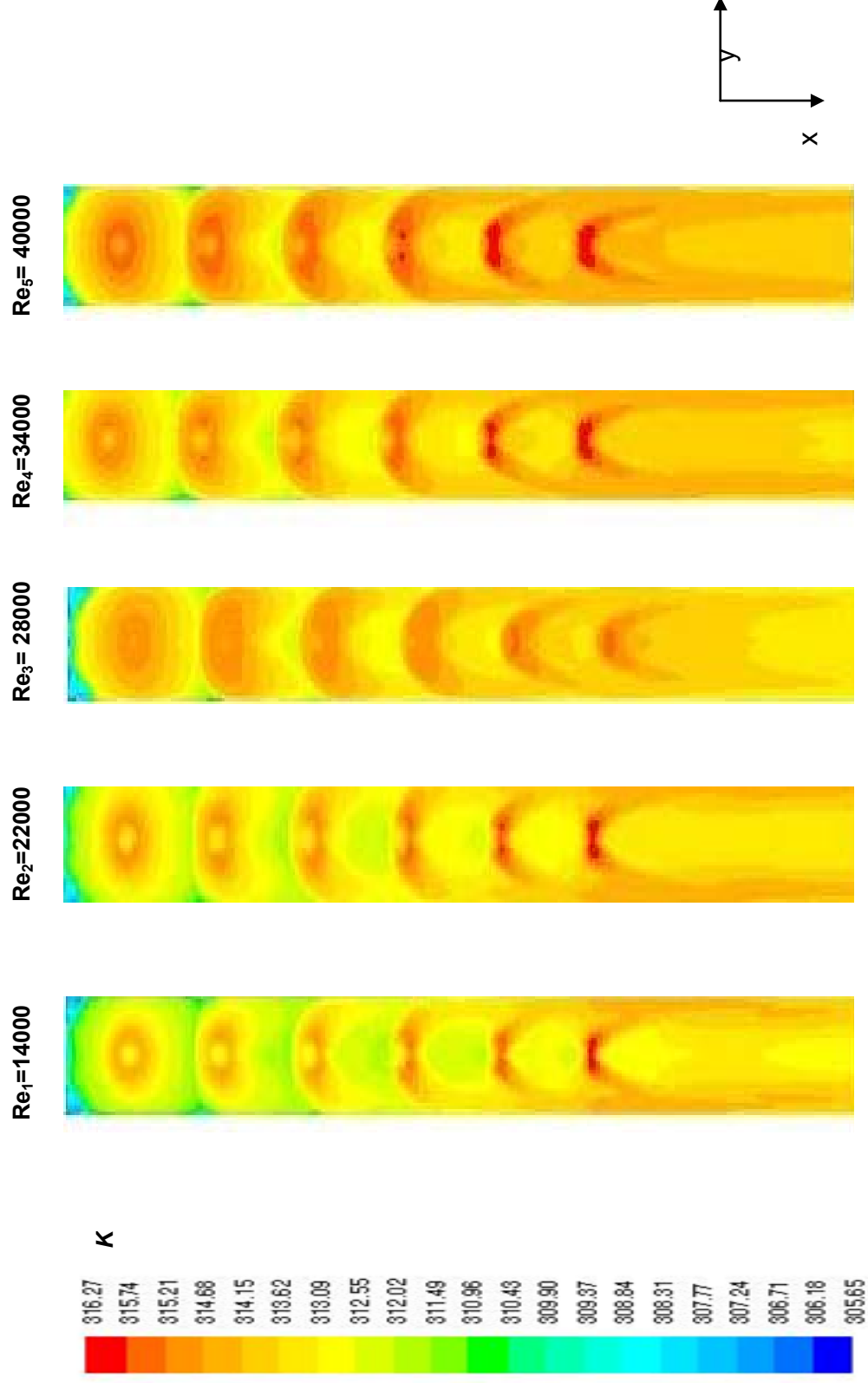
Şekil 5.1’de görüldüğü üzere bu durum sıcaklık ve ısı transferi etkisini azaltmaktadır. Cross-flow etkisine rağmen jet çıkışı civarındaki yapı genellikle akım çizgisi boyunca yok olan halkalar şeklinde görülmektedir. Bu durum, ısı transfer katsayısının hedef plaka üzerindeki dağılımında (Şekil 5.4) görülmektedir.



Şekil 5.4. Isı transfer katsayısının hedef plaka üzerindeki dağılımı($Re_1, G=6.4$ mm, $t=30s$)

5.1. Reynolds Sayısının Isı Transferine Etkisi

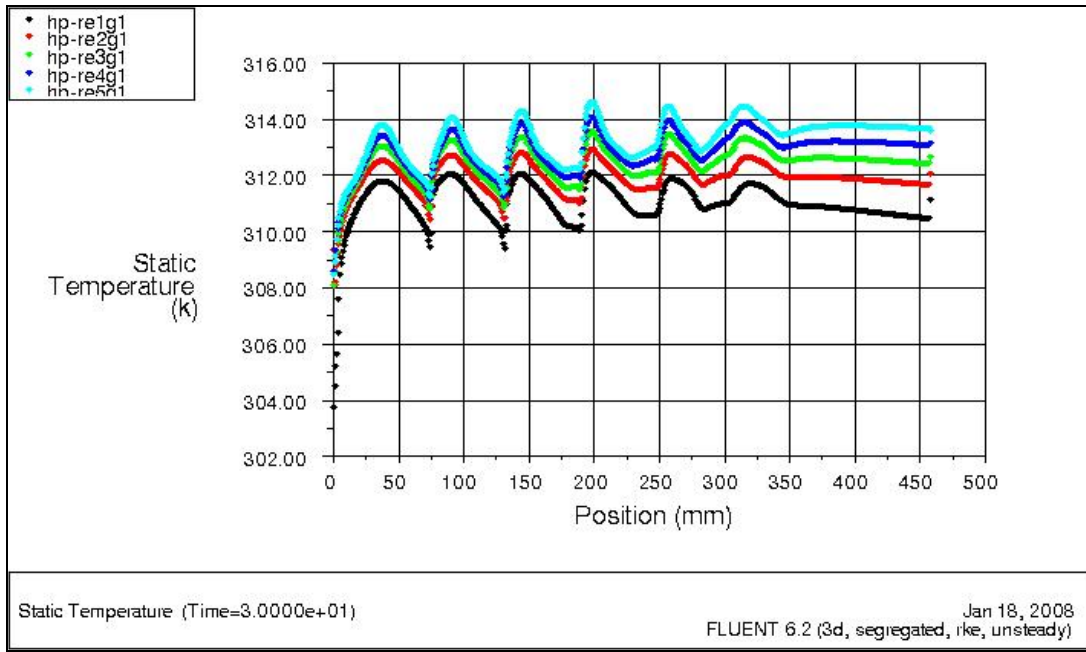
Deneylerde jet ortalama hızı ve jet hidrolik çapına bağlı olarak $Re_1=14000$, $Re_2=22000$, $Re_3= 28000$, $Re_4= 34000$, $Re_5=40000$ olmak üzere beş farklı Reynolds sayısı kullanılmıştır. Re sayısına göre hedef plakadaki sıcaklık dağılımı Şekil 5.5’de gösterilmiştir.



Şekil 5.5. Hedef plaka üzerinde sıcaklık dağılımı ($G_1=6.4$ mm, $Re_1=14000$, $Re_2=22000$, $Re_3=28000$, $Re_4=34000$, $Re_5=40000$, $t=30s$)

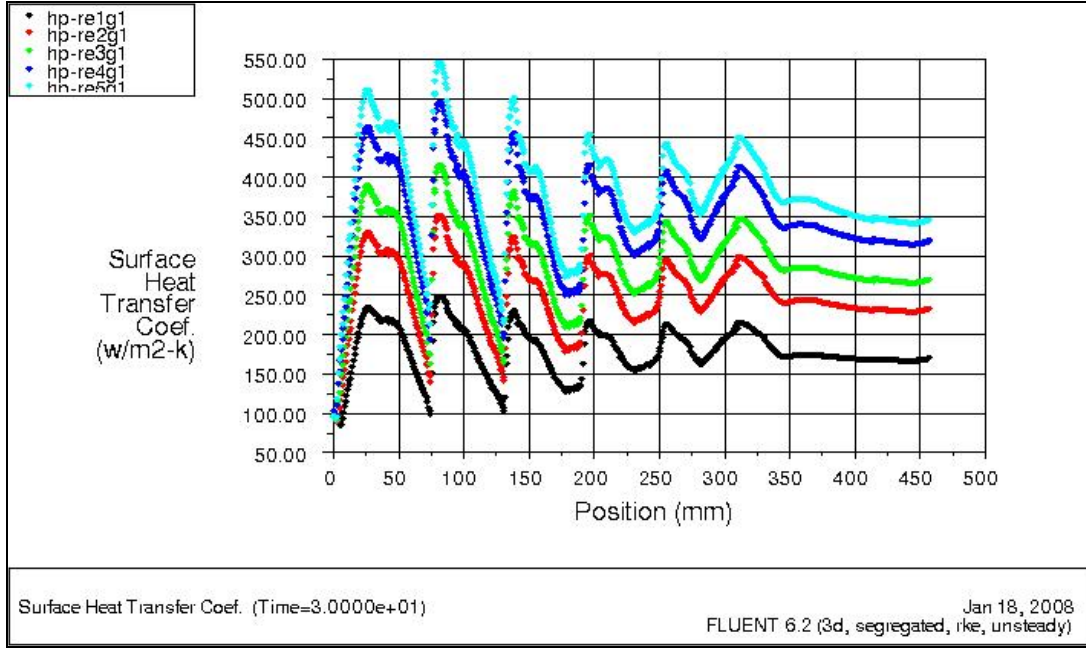
Şekil 5.5'te görüldüğü gibi Re sayısı arttıkça hedef plaka üzerindeki ortalama sıcaklık dağılımı da artmaktadır.

Şekil 5.6 da ise görülen sıcaklık profilinin 5 farklı Re sayısında aynı zaman ve geometrik şartlar için hedef plakanın x eksenini boyunca sıcaklık dağılımı görülmektedir.



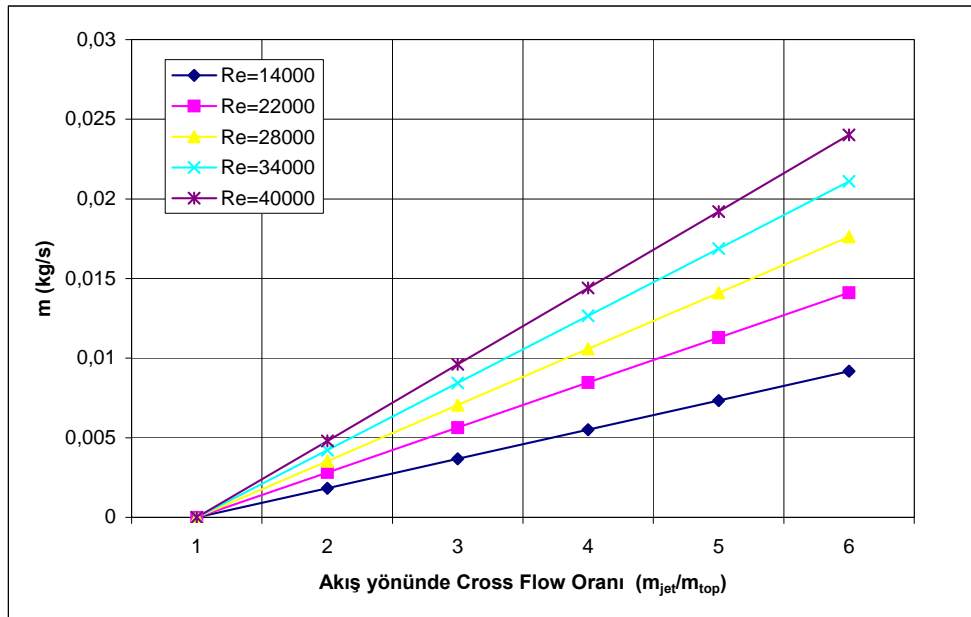
Şekil 5.6. Farklı 5 Re sayısı için hedef plaka üzerindeki ortalama sıcaklık dağılımı ($G=6.4$ mm)

Şekil 5.7'de hedef plaka üzerindeki Re sayısına bağlı olarak toplam ortalama ısı transfer katsayısı değişimi görülmektedir. Şekil 5.7'de Re sayısının artmasıyla yüzey ısı transfer katsayısının arttığı görülmektedir. En yüksek ısı transfer katsayısının $Re_s=40000$ değerinde hedef plaka üzerinde olduğu görülmektedir. Aynı şekilde hedef plaka üzerindeki sıcaklık dağılımı çıkışa doğru artmakta ve jet eksenlerindeki sıcaklık dağılımının ve ısı transfer katsayısının bir çan eğrisi oluşturduğu görülmektedir. Yani sıcaklığın etkisi jet ekseninden çevreye doğru giderek azalmaktadır. Şekil 5.8'de akış boyunca kütleli debi-cross-flow oranı görülmektedir



Şekil 5.7. Farklı 5 Re sayısı için hedef plaka üzerindeki ortalama ısı transfer katsayısının değişimi

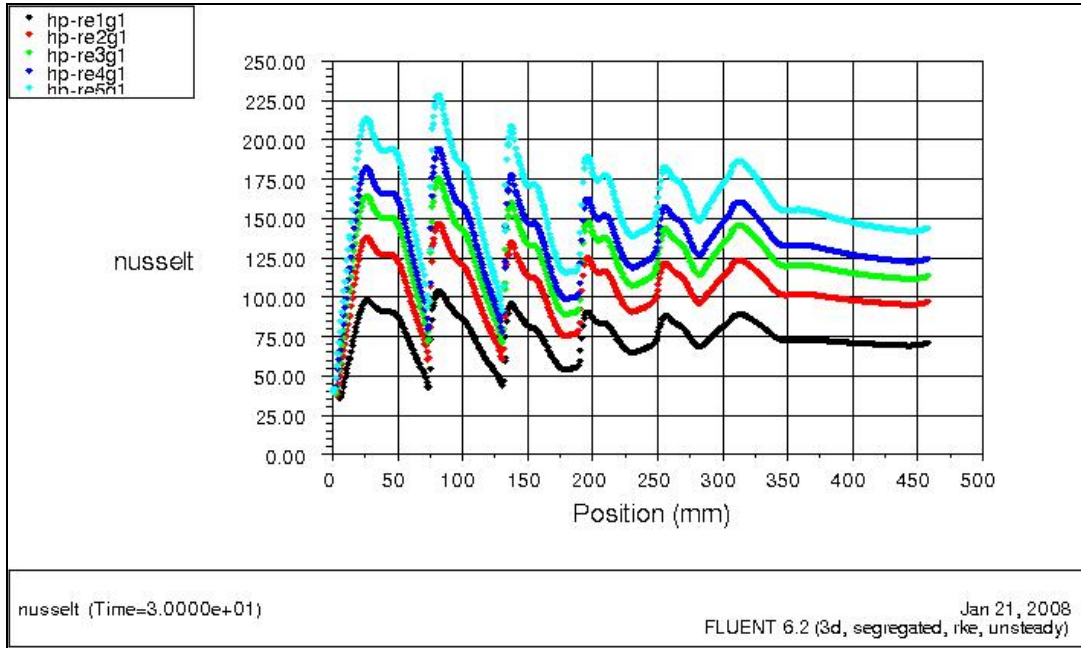
Hedef plaka üzerindeki sıcaklık dağılımının çıkışa doğru artmasına rağmen Şekil 5.7.'ye bakıldığında ise yüzey ısı transfer katsayısının girişten çıkışa doğru azaldığı görülmektedir. Bu durum çapraz akış (cross-flow) etkisinin bir sonucu olarak görülebilir.



Şekil 5.8. Akış boyunca kütleli debi-cross-flow oranı

Şekil 5.7 ve Şekil5.8 de görüldüğü gibi akış boyunca cross-flow oranının arttığı ve bu nedenle ortalama ısı transfer katsayısının buna bağlı olarak azaldığı tespit edilmiştir. Çarpma jet dizilerinde görülen, ısı transferi etkilerini bozan ve istenmeyen bir durum olan çapraz akış (cross-flow) etkisi burada kendini göstermekte olup, ortalama ısı transfer katsayısı ve buna bağlı olarak Şekil 5.9.'de görüldüğü üzere ortalama Nusselt sayısı değişimi grafiğinde özellikle 1. ve 2. jet eksenlerinde maksimum olmak üzere girişten çıkışa doğru azalmaktadır.

Cross-flow etkisinin bilhassa 2. ve 3. jetten itibaren bariz bir şekilde ısı transferi ve Şekil 5.9'da görülen Nu sayısı eğrilerinde görülen belirgin çan eğrisi profilini düzleştirdiği tespit edilmiştir.



Şekil 5.9. Farklı 5 Re sayısı için hedef plaka üzerindeki ortalama Nusselt Sayısının değişimi.

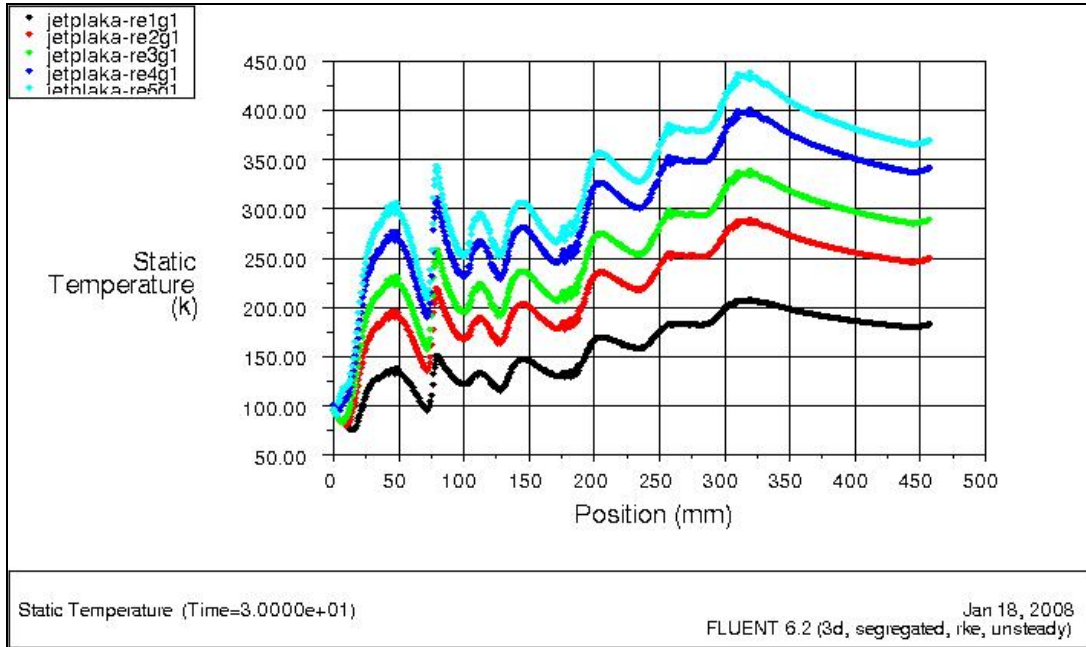
Ortalama ısı transfer katsayısının ve yüzey sıcaklığının hedef plaka üzerindeki dağılımı grafiklerinde görülen çan eğrisi formu dikkati çekmektedir. Her bir Re sayısı eğrilerindeki çan eğrisinin ikili-birleşik bir çan form oluşturduğu görülmektedir. Özellikle ($H/D_h > 5$) büyük lüle levha aralıkları için, dağılım Nu Sayısının durma noktasında ($r/D=0$), aldığı en üst değerden giderek azalan bir çan eğrisi ile

tanımlanır[42].($H/D_h < 5$) değerleri için dağılım iki tepe noktası olarak tanımlanmaktadır[42].

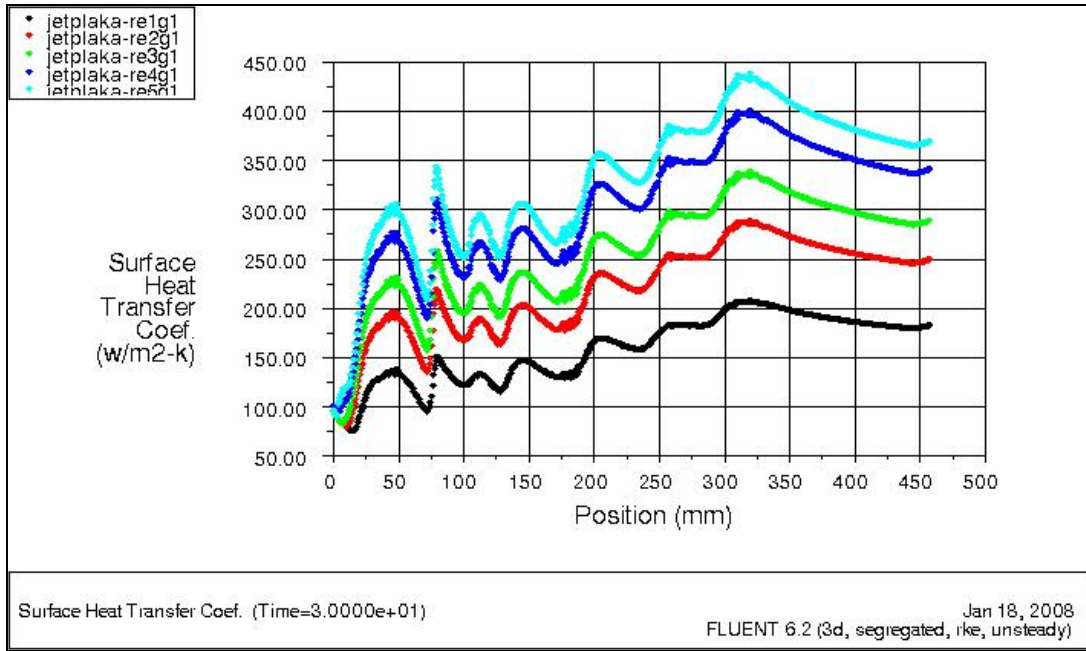
Bu durum Şekil 5.9’da net olarak görülmektedir. İkincil çan eğrisi tepesinin Nu değeri Jetin Reynolds sayısı ile artmaktadır. Tek tepe ve ikili tepe oluşumunun ayrımı $H/D_h \approx 5$ sabit hız çekirdeğinin uzunluğu ile ilişkilidir. İkincil tepe noktalarının oluşumu hızlanan durma bölgesi akışından yavaşlayan duvar jetine geçişte türbülans düzeyindeki keskin artışa dayandırılır[42]. Nu sayısında ikincil tepe noktaları aynı zamanda jet dizilerinde bitişik duvar jetlerinin etkileşiminden kaynaklanmaktadır.

Çan eğrilerinin bu şekildeki dağılımı akış boyunca kanal sonuna doğru düzleşmekte, bunun sebebi olarak cross-flow etkisinin artmasından kaynaklandığı tespit edilmiştir. Cross-flow etkisinin artmasıyla yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımının homojenleştiği görülmektedir.

Jet plaka üzerinde ise sıcaklık, ortalama ısı transfer katsayısı ve ortalama Nusselt sayısının değişimi sırasıyla Şekil 5.10, Şekil 5.11 ve Şekil 5.12’te gösterilmiştir

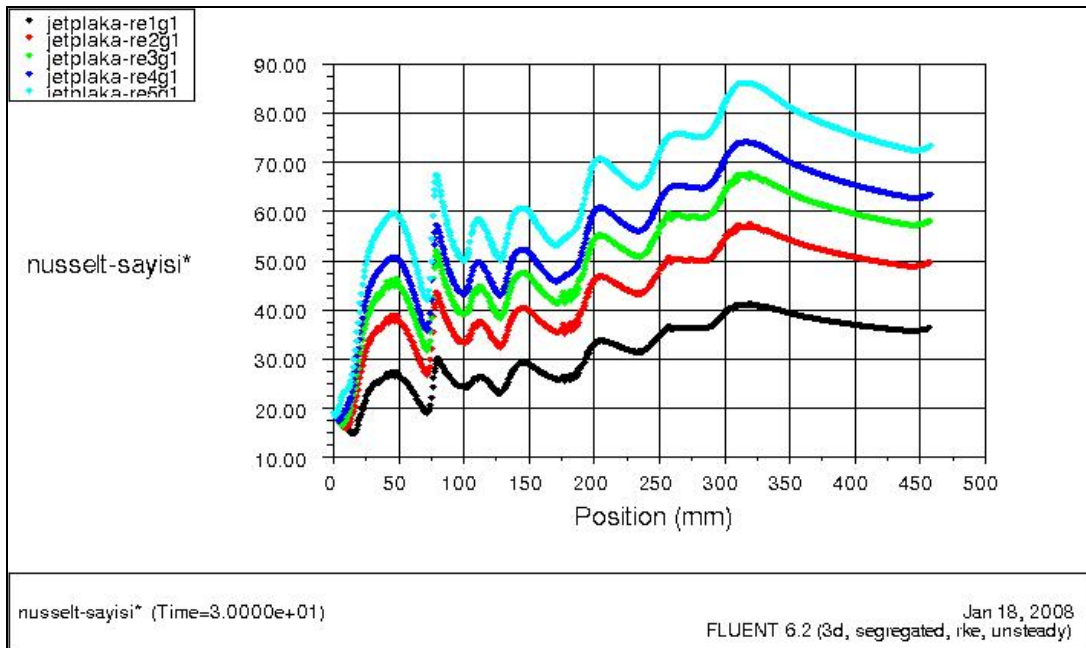


Şekil 5.10. Farklı 5 Re sayısı için jet plaka üzerindeki ortalama sıcaklık dağılımı



Şekil 5.11. Farklı 5 Re sayısı için jet plaka üzerindeki ortalama ısı transfer katsayısının değişimi

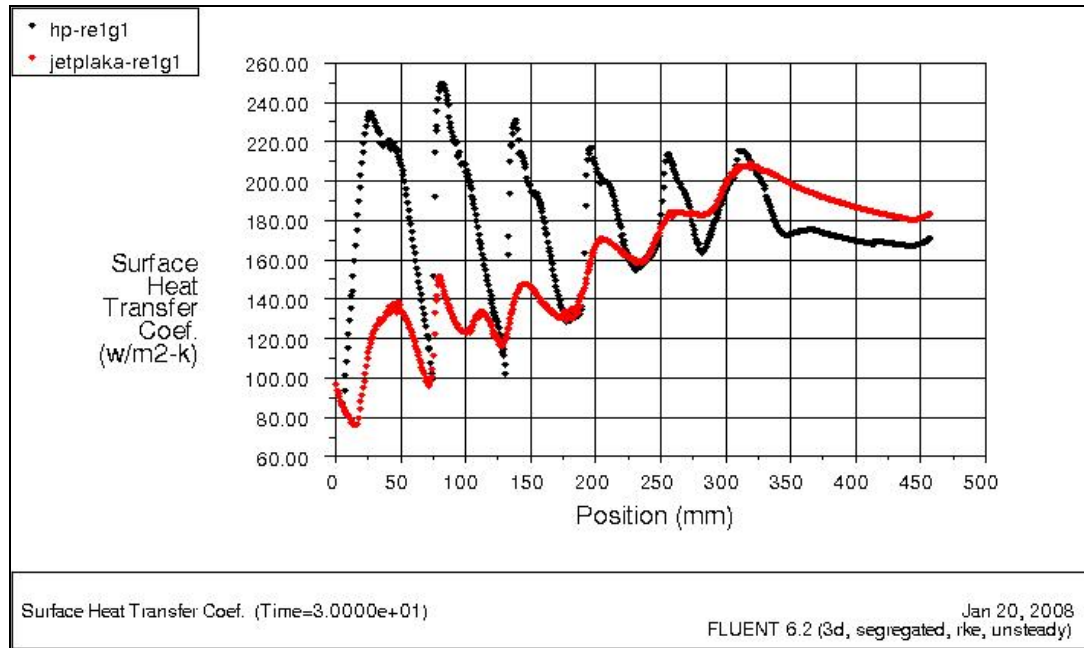
Özellikle jet çarpmasının karakteristiği olan çan şekilli yayılım profili, 2. jetten yani cross-flow etkisinin başladığı yerden itibaren daralarak sıkışmıştır. Bu durum çıkışa kadar devam etse de 2 ve 3. jet bölgesi kadar sıkışık ve daralmış bir profil görülmektedir. (Bkz. Şekil 5.11).



Şekil 5.12. Farklı 5 Re sayısı için jet plaka üzerindeki ortalama Nusselt Sayısının değişimi.

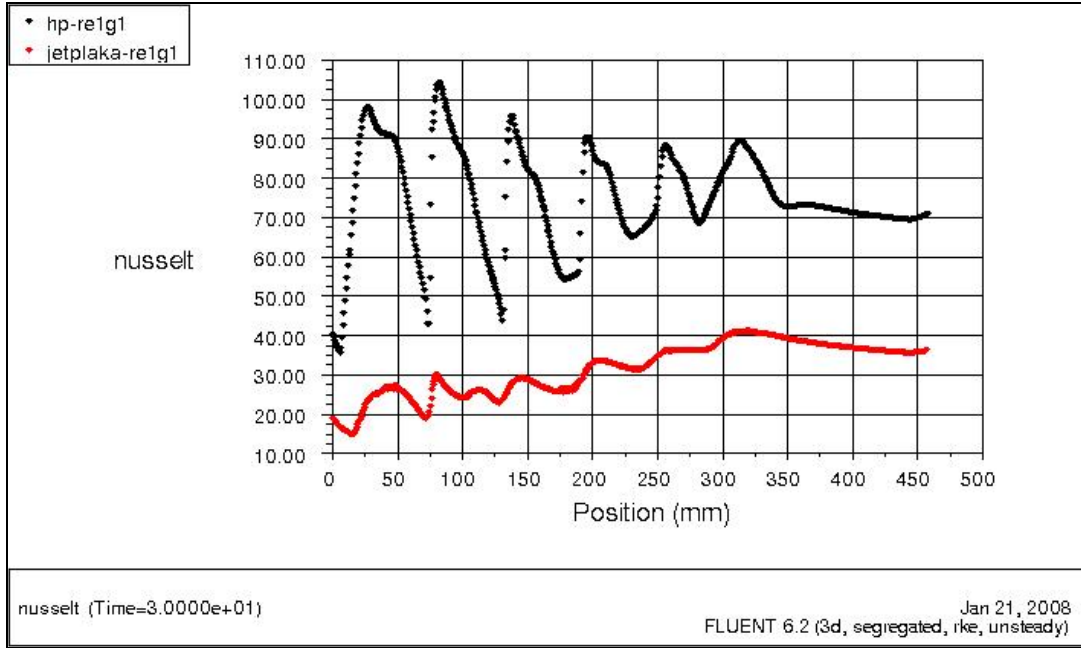
Şekil 5.10, Şekil 5.11 ve Şekil 5.12’te jet plaka üzerinde sıcaklık, ortalama ısı transfer katsayısı ve ortalama Nusselt sayıları, hedef plakanın aksine çıkışa doğru jet bölgesinde 1. jetten itibaren bariz bir artış göstermektedir. Jet bölgesi dışında düz kanal bölgesinde ise sıcaklık, ortalama ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayısının azalmaya geçtiği görülmektedir. Ancak tüm ısıl büyüklükler ortalama değer olarak hedef plakadaki büyüklüklere kıyasla oldukça düşüktür. Bu durum çarpma etkisinin hedef plaka üzerine olması sebebiyle ısı transferinde birincil unsurun hedef plaka olmasını göstermektedir.

Şekil 5.13. ve Şekil 5.14.’de $Re_1=14000$ değerinde jet plaka ve hedef plaka üzerindeki ortalama ısı transferi katsayısı ve ortalama Nusselt sayısının değişimi tek bir grafik üzerinde görülmektedir.



Şekil 5.13. Re_1 koşulunda hedef plaka ve jet plaka üzerindeki ortalama ısı transfer katsayısının değişimi

Jet plaka üzerinde Nusselt sayısı başlangıçta 1. jet civarında 20-150 iken hedef plaka üzerinde 45-100 civarında olmaktadır. Jet plaka üzerinde Nu sayısı dalgalı bir artış izleyerek (20–15) değerinden 35–40 değerine kadar ulaşır. Hedef plaka üzerinde ise tam tersine jet plakadaki kadar hızlı olmasa da azalan bir eğimle (45–100) değerinden (70) değerine düşmektedir.

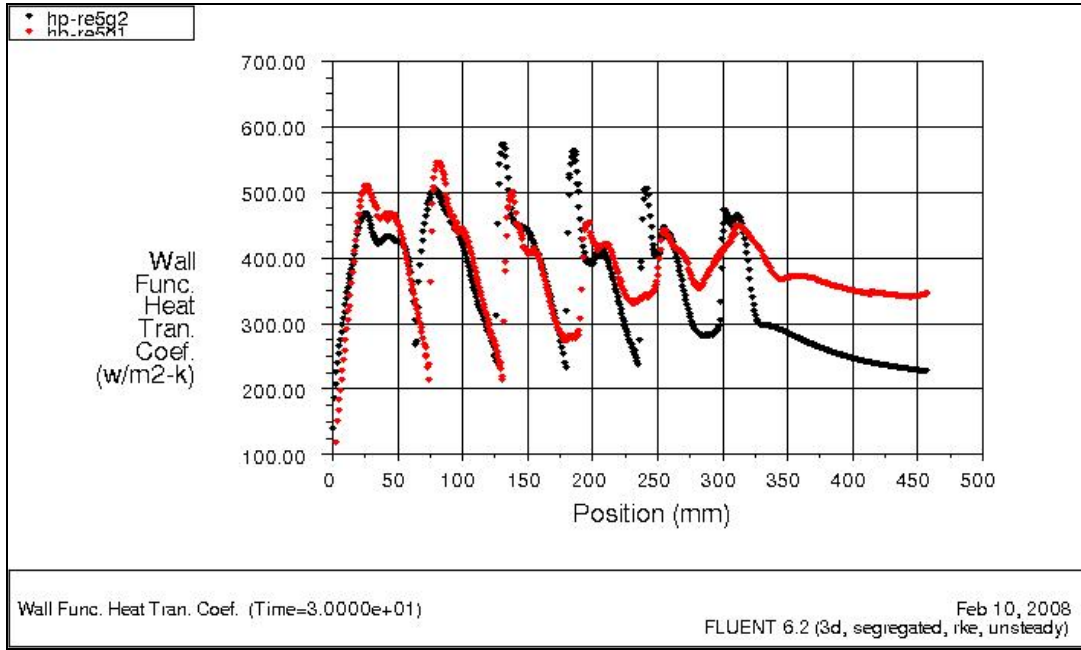


Şekil 5.14 Re_1 koşulunda hedef plaka ve jet plaka üzerindeki ortalama Nu sayısının değişimi

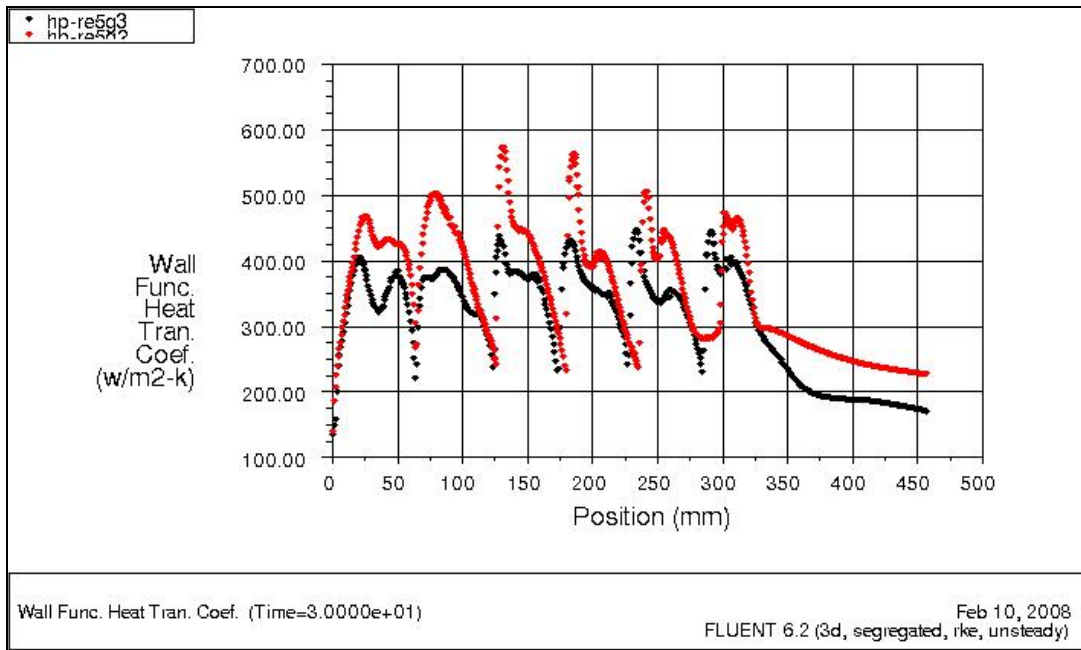
5.2. Hedef Plaka ve Jet Plaka Arasındaki Mesafenin Isı Transferine Etkisi

5 farklı geometrik model, hedef plaka ve jet plakası arasındaki mesafe değiştirilmek suretiyle oluşturulmuştur. Bunlar $G_1=6.4$ mm, $G_2=12.7$ mm, $G_3=19.1$ mm'dir. Aynı zamanda $Re_5=40000$ için ilave iki farklı aralık değeri için ($G_4=24.25$ mm ve $G_5=29.1$ mm) hesaplama yapılmıştır. Şekil 5.15, Şekil 5.16, Şekil 5.17 ve Şekil 5.18'deki grafikler üzerinde her aralık durumunda ortalama yüzey ısı transfer katsayısının değişimi hedef plaka için gösterilmiştir.

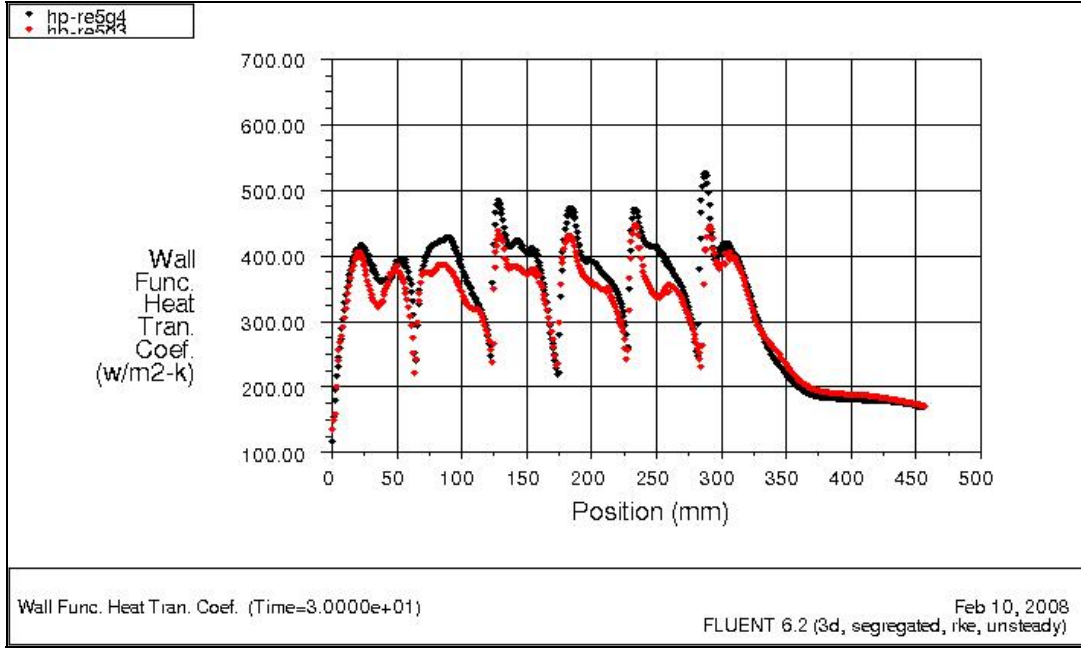
Şekillerden görüleceği gibi ortalama ısı transfer katsayısı hedef-jet arası mesafenin en dar olduğu G_1 değerinden başlayarak giderek azalmaktadır. Ancak G_4 değerine gelindiğinde ortalama yüzey ısı transfer katsayısı artmaktadır. Yani belirli bir hedef-jet mesafesinde ısı transfer katsayısı değeri yükselmektedir.



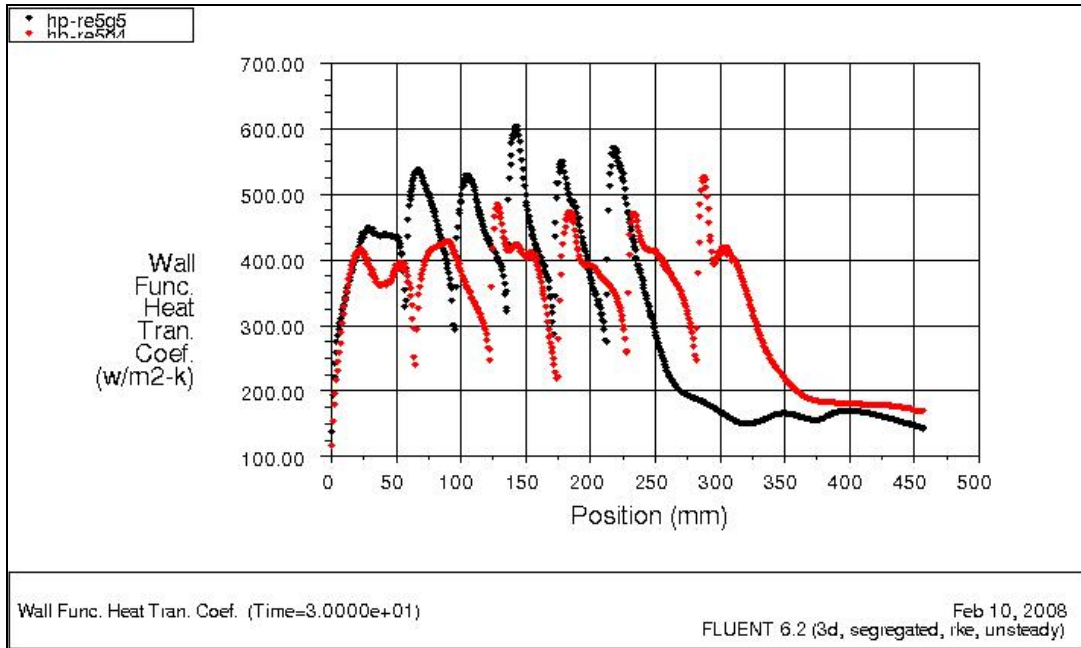
Şekil 5.15 Hedef yüzey üzerinde ortalama ısı transfer katsayısının $G_1=6.4\text{mm}$ ve $G_2=12.7\text{mm}$ aralık durumu için dağılımı ($Re_5=40000, t=30\text{s}$)



Şekil 5.16. Hedef yüzey üzerinde ortalama ısı transfer katsayısının $G_3=19.1\text{mm}$ ve $G_2=12.7\text{mm}$ aralık durumu için dağılımı ($Re_5=40000, t=30\text{s}$)



Şekil 5.17. Hedef yüzey üzerinde ortalama ısı transfer katsayısının $G_3=19.1\text{mm}$ ve $G_4=24.25\text{mm}$ aralık durumu için dağılımı ($Re_5=40000, t=30\text{s}$)



Şekil 5.18. Hedef yüzey üzerinde ortalama ısı transfer katsayısının $G_3=29.1\text{mm}$ ve $G_4=24.25\text{mm}$ aralık durumu için dağılımı ($Re_5=40000, t=30\text{s}$)

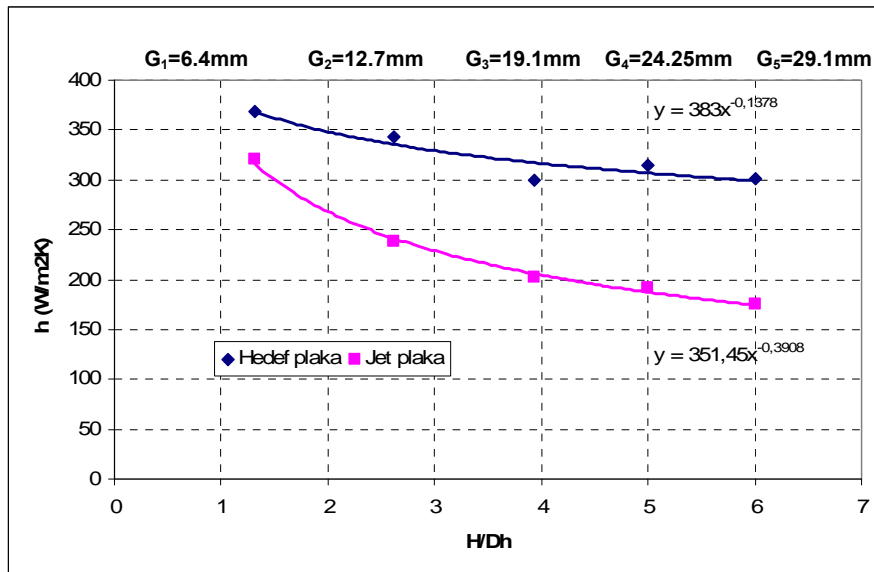
Hedef ve jet plaka üzerindeki alan ağırlıklı ortalama yüzey ısı transfer katsayısı değerleri Tablo 5.1’de gösterilmiştir. Fluent 6.2’deki “*Report*”, “*Surface integrals*”

menüsünden anılan geometrilerdeki hedef plaka ve jet plakası üzerindeki “*Area-weighted average*” seçeneği seçilerek Tablo 5.1’de verilen ortalamalar bulunmuştur.

Tablo 5.1 Hedef ve jet plaka üzerindeki alan ağırlıklı ortalama yüzey ısı transfer katsayısı ($Re_5=40000, t=30s$)

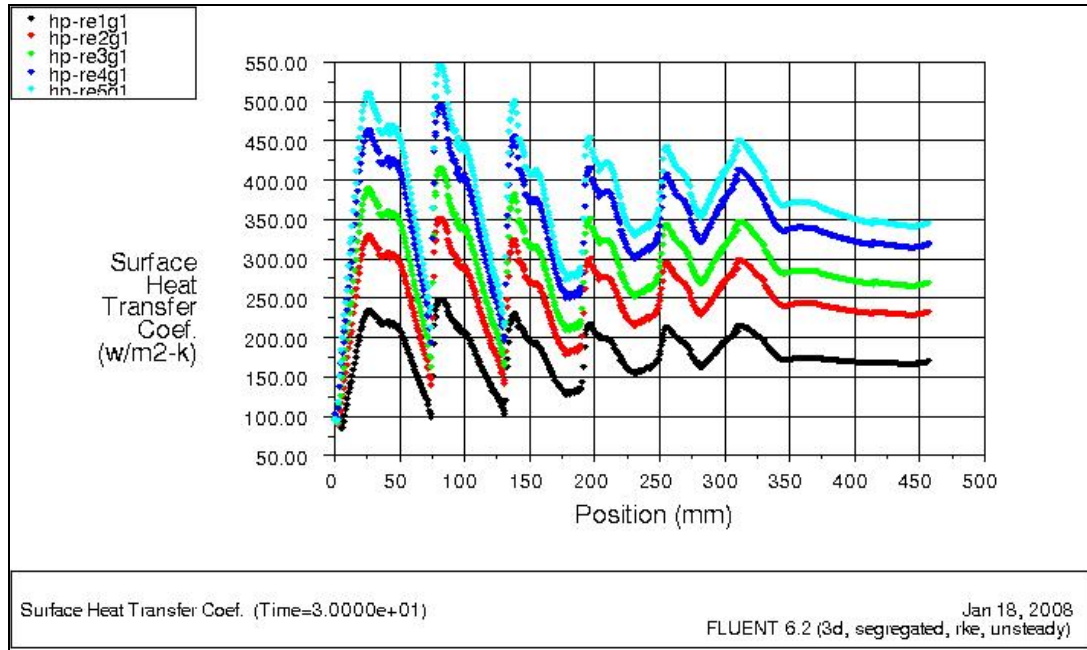
h ; ortalama ısı transfer katsayısı (W/m^2K) , $t=30s, Re_5=40000$			
H/D_h	Geometriler	Hedef Plaka	Jet Plaka
1,31	Re_5G_1	369,2119	319,9559
2,62	Re_5G_2	342,469	237,6377
3,93	Re_5G_3	300,3335	201,5145
5,00	Re_5G_4	315,1512	191,1293
6,00	Re_5G_5	301,0413	175,2986

Bu durum hedef plaka üzerindeki ortalama ısı transfer katsayısının hedef-jet mesafesinin en yakın olduğu $G_1=6.4$ mm maksimum olmak üzere hedef-jet mesafesi arttıkça azaldığını, daha sonra $H/D_h \cong 5$ değerleri civarında tekrar arttığını ve daha sonra hedef-jet mesafesi daha da büyüdükçe ortalama ısı transfer katsayısının azaldığını göstermektedir. Jet plaka üzerindeki ortalama ısı transfer katsayısının hedef-jet mesafesinin değişimi ile ters orantılı olarak mesafe büyüdükçe ortalama ısı transfer katsayısının sürekli azaldığı görülmüştür. Bkz. Şekil 5.19.

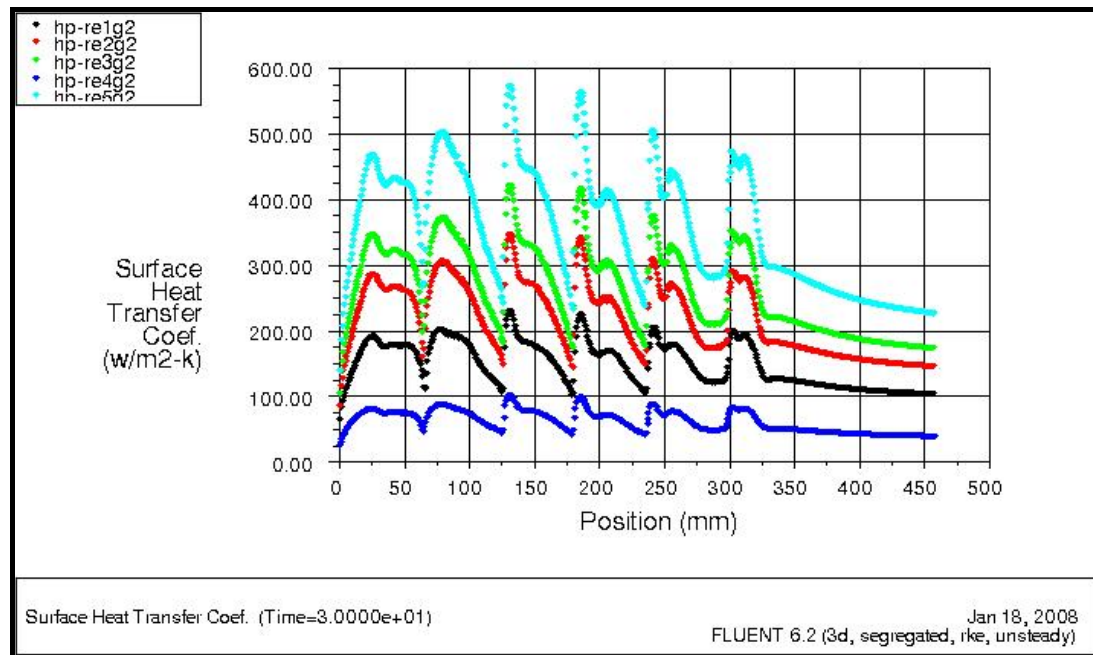


Şekil 5.19. Hedef ve Jet plaka üzerinde Jet-Hedef plaka aralığının değişiminin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi ($Re=40000, t=30s$)

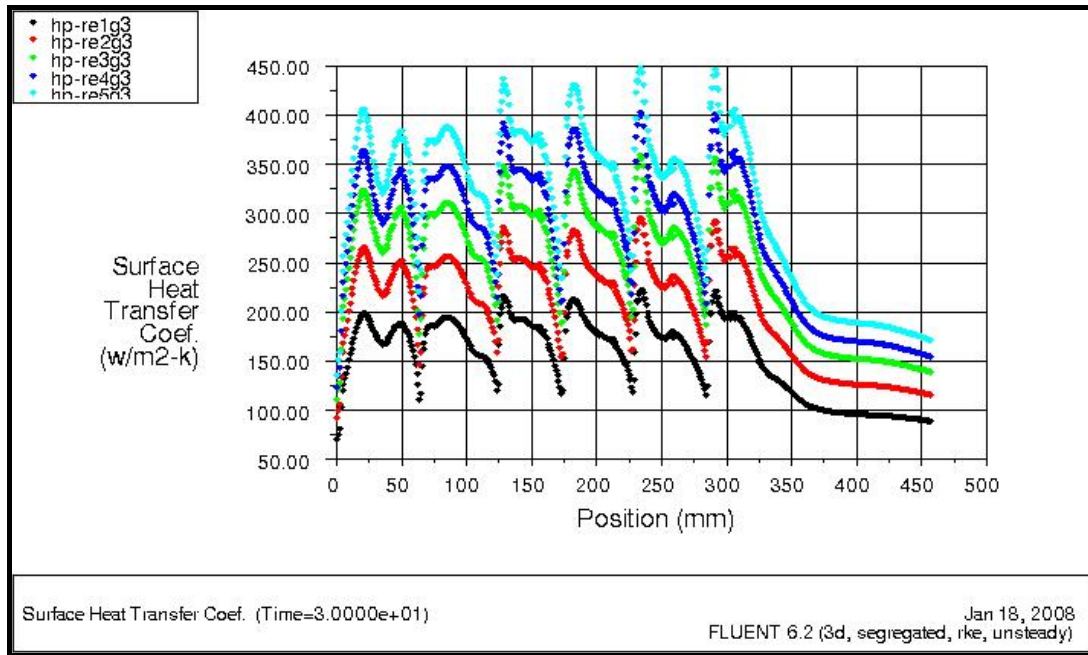
Kıyaslama yapmak amacıyla G_1, G_2 ve G_3 'e ait Re_1 'den Re_5 'e kadar tüm Reynolds sayılarında ortalama ısı transfer katsayıları Şekil 5.20, Şekil 5.21 ve Şekil 5.22'de sunulmuştur.



Şekil 5.20. Hedef plaka üzerindeki ısı transfer katsayısı profilinin Re sayısına göre (G_1) değişimi

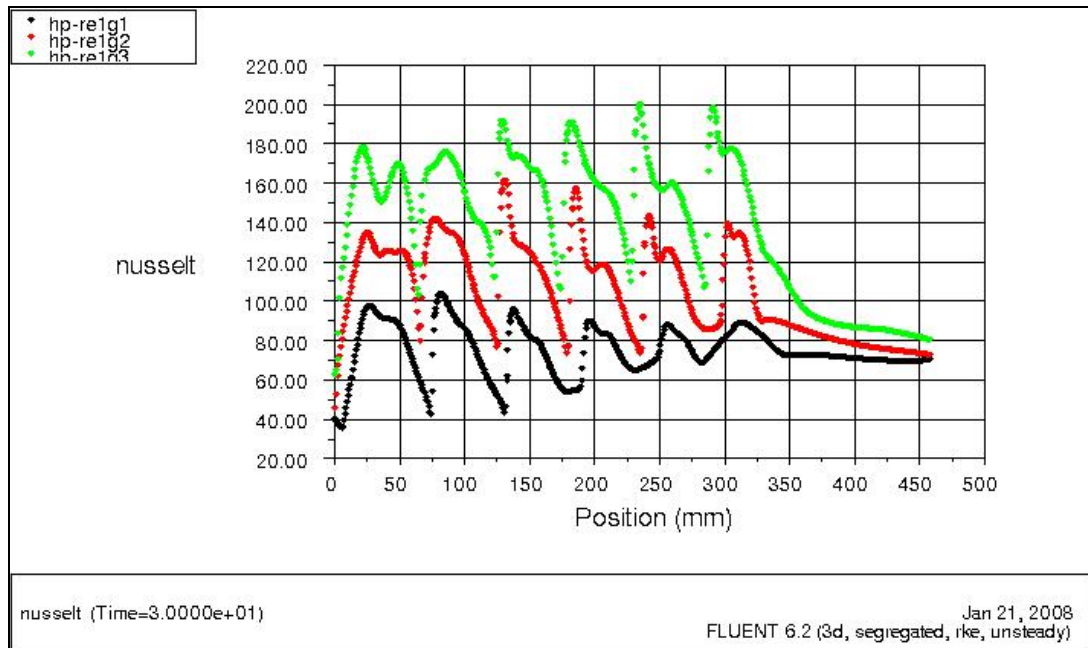


Şekil 5.21. Hedef plaka üzerindeki ısı transfer katsayısı profilinin Re sayısına göre (G_2) değişimi



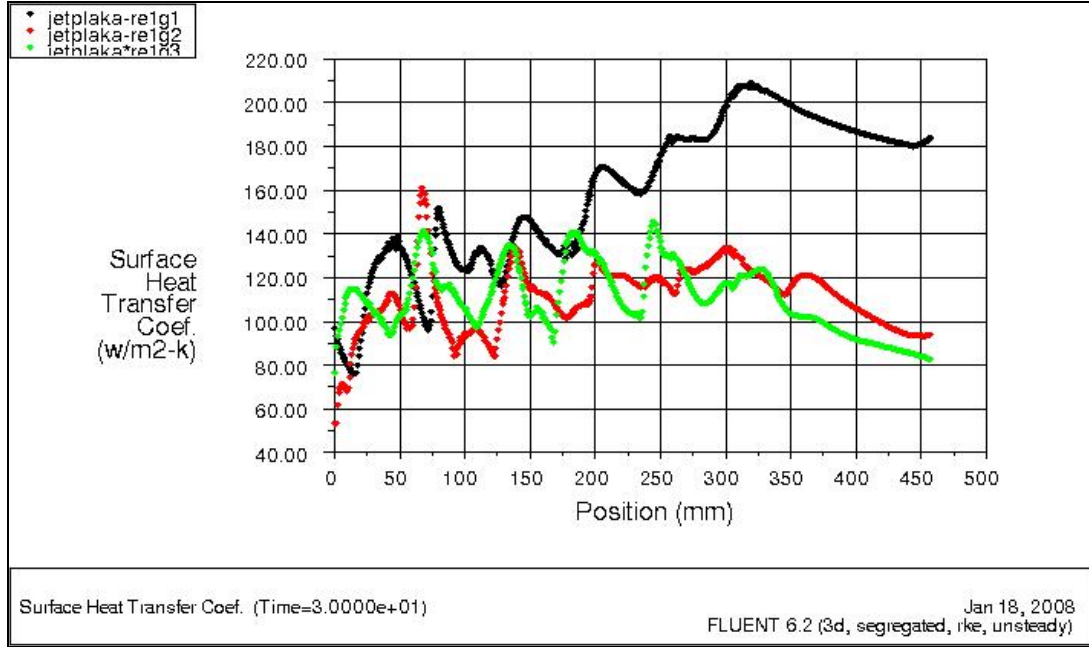
Şekil 5.22. Hedef plaka üzerindeki ısı transfer katsayısı profilinin Re sayısına göre (G_3) değişimi

Şekil 5.23'te hedef plaka üzerindeki ortalama Nusselt sayısının hedef-jet plaka mesafesine göre (G_1, G_2, G_3) değişimi görülmektedir.

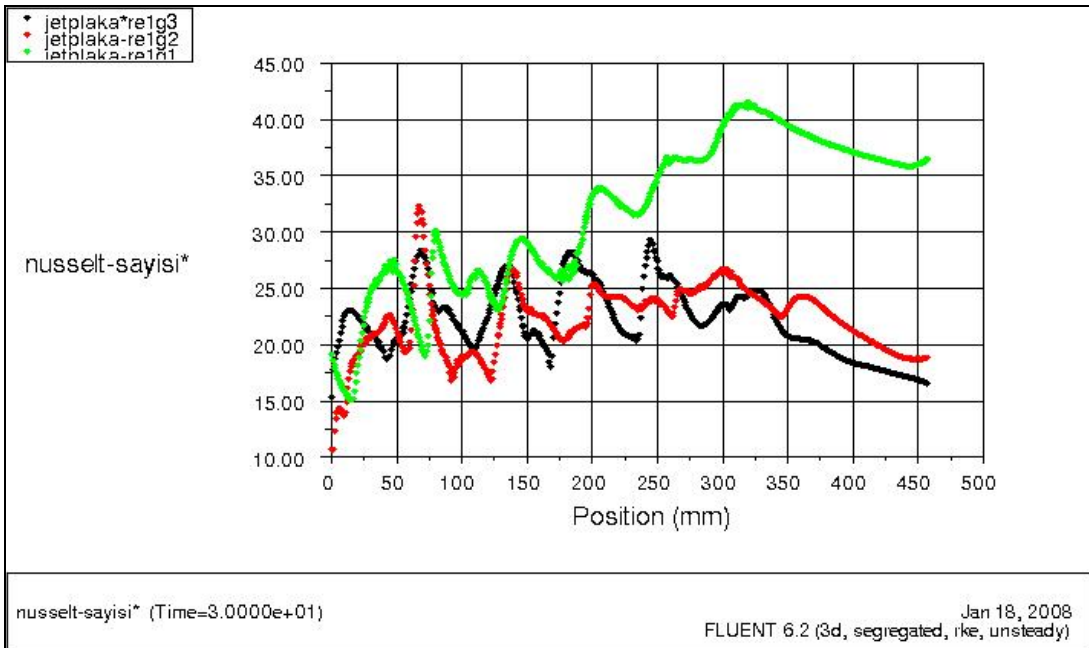


Şekil 5.23. Hedef plaka üzerindeki ortalama Nu sayısının hedef-jet plaka mesafesine göre (G_1, G_2, G_3) değişimi ($Re_1=14000$)

Her üç aralık (G_1, G_2, G_3) durumu için jet plakası üzerinde Şekil 5.24’de ortalama yüzey ısı transfer katsayısı ve Şekil 5.25’te ortalama Nu sayısının değişimi gösterilmiştir.

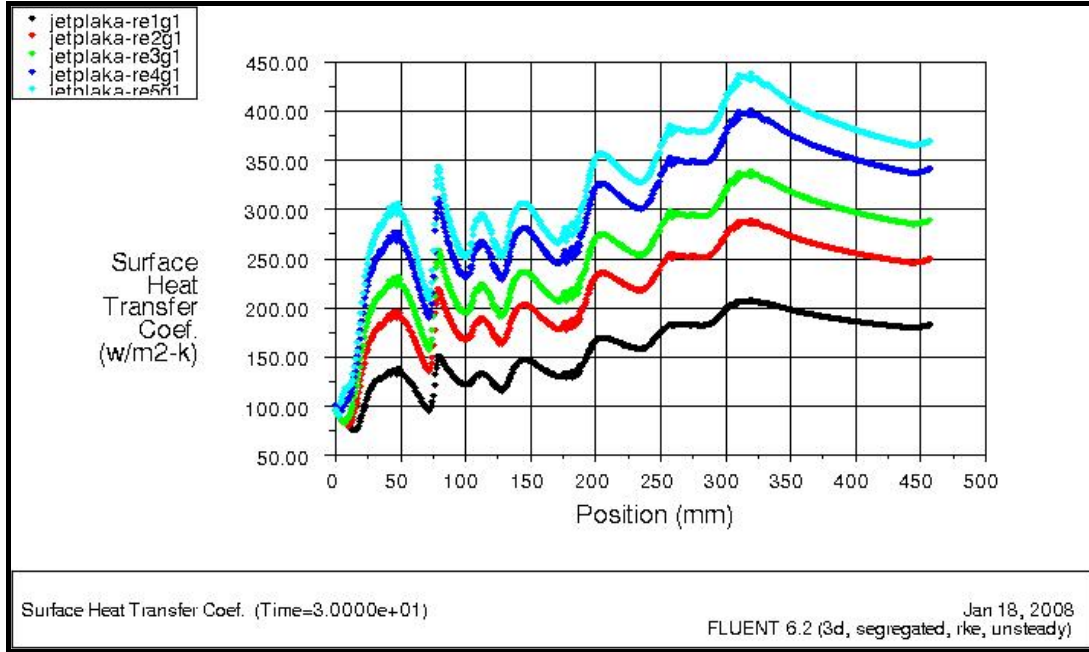


Şekil 5.24. Jet plaka üzerindeki ortalama ısı transferi katsayısının hedef-jet plaka mesafesine göre (G_1, G_2, G_3) değişimi ($Re_1=14000$)

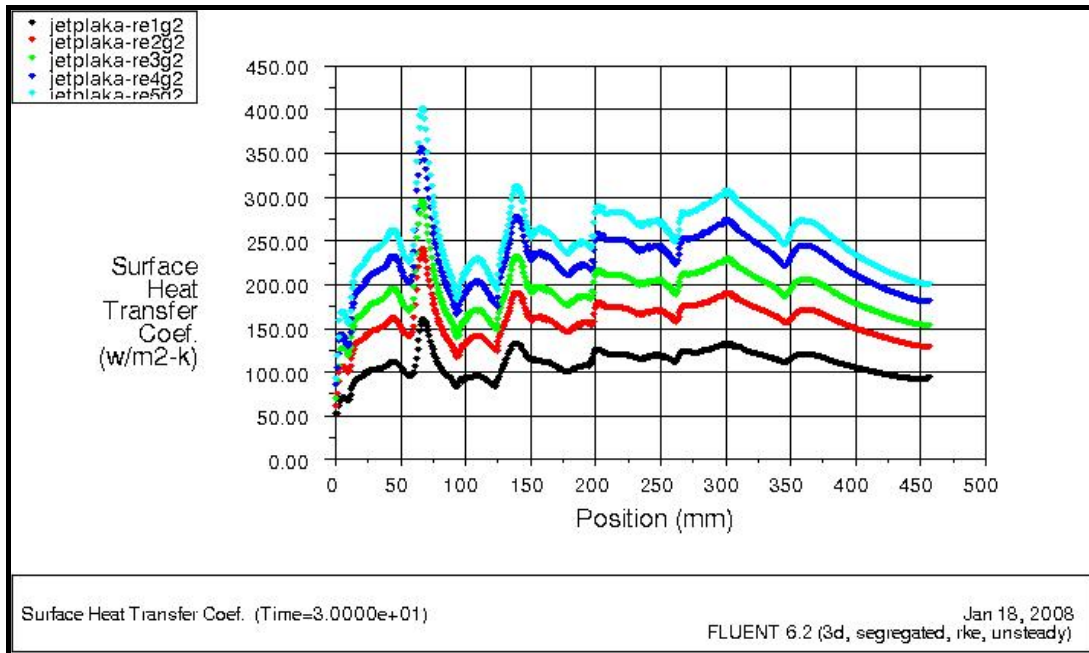


Şekil 5.25. Jet plaka üzerindeki Nu sayısının hedef-jet plaka mesafesine göre (G_1, G_2, G_3) değişimi ($Re_1=14000$)

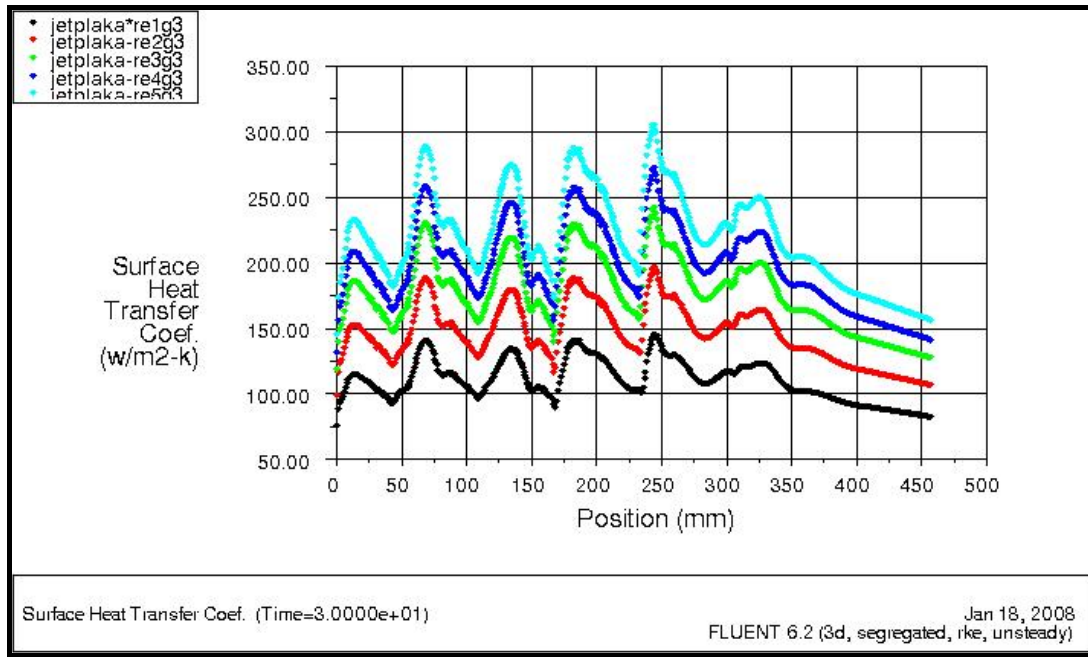
Şekil 5.26, Şekil 5.27. ve Şekil 5.28'de jet plaka üzerinde ısı transfer katsayısı dağılımının Re sayısına göre değişimi görülmektedir



Şekil 5.26. Jet plaka üzerindeki ısı transfer katsayısı dağılımının Re sayısına göre değişimi (G_1)

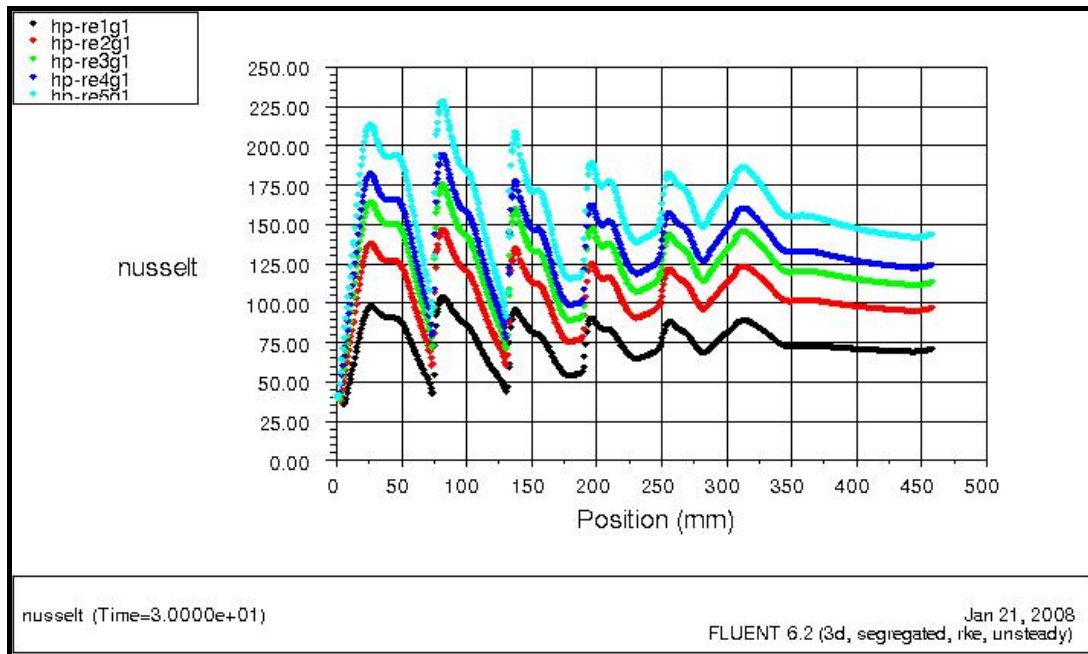


Şekil 5.27. Jet plaka üzerindeki ısı transfer katsayısı dağılımının Re sayısına göre değişimi (G_2)

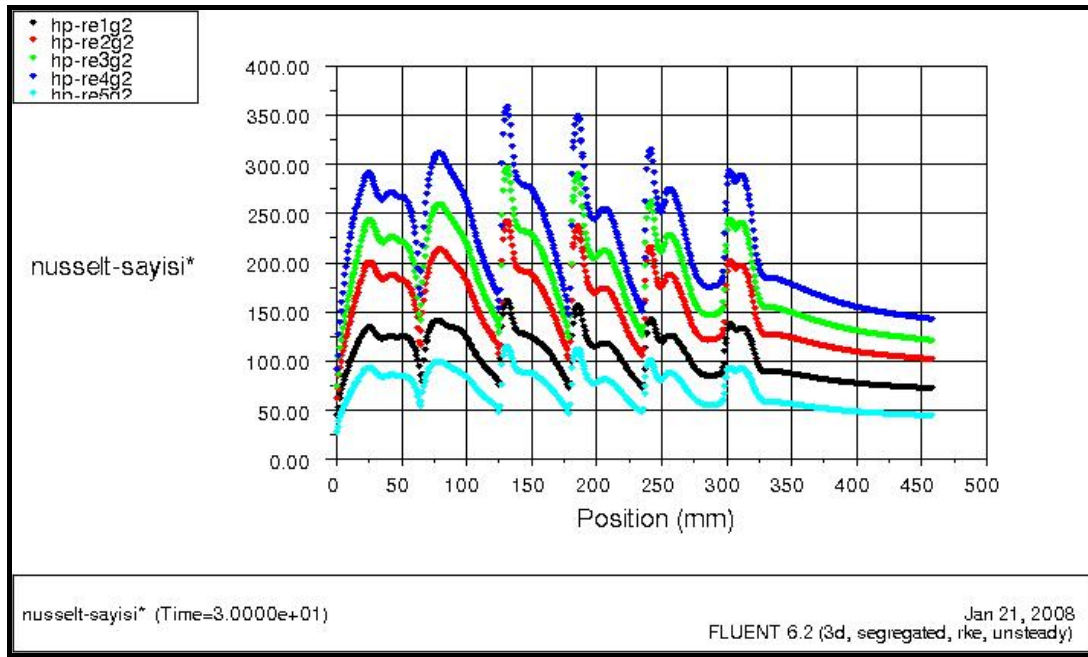


Şekil 5.28. Jet plaka üzerindeki ısı transfer katsayısı dağılımının Re sayısına göre değişimi (G_3)

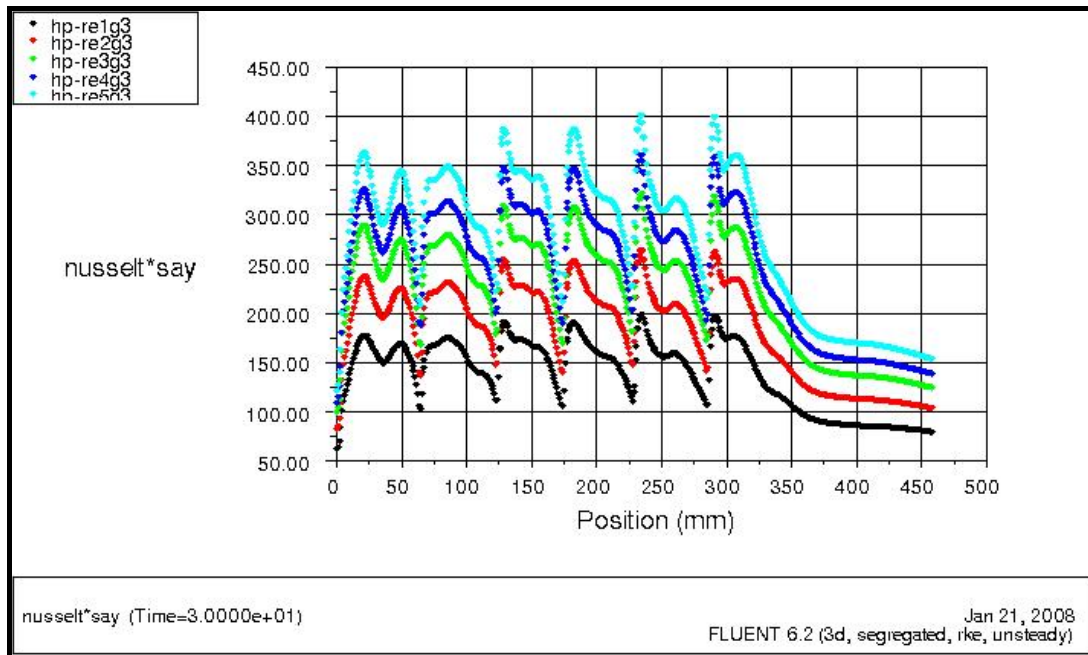
Şekil 5.29, Şekil 5.30. ve Şekil 5.31’de hedef plaka üzerinde Nu sayısının değişimi 5 farklı Re sayısı için görülmektedir.



Şekil 5.29. Hedef plaka üzerindeki ortalama Nu sayısı dağılımının Re sayısına göre değişimi

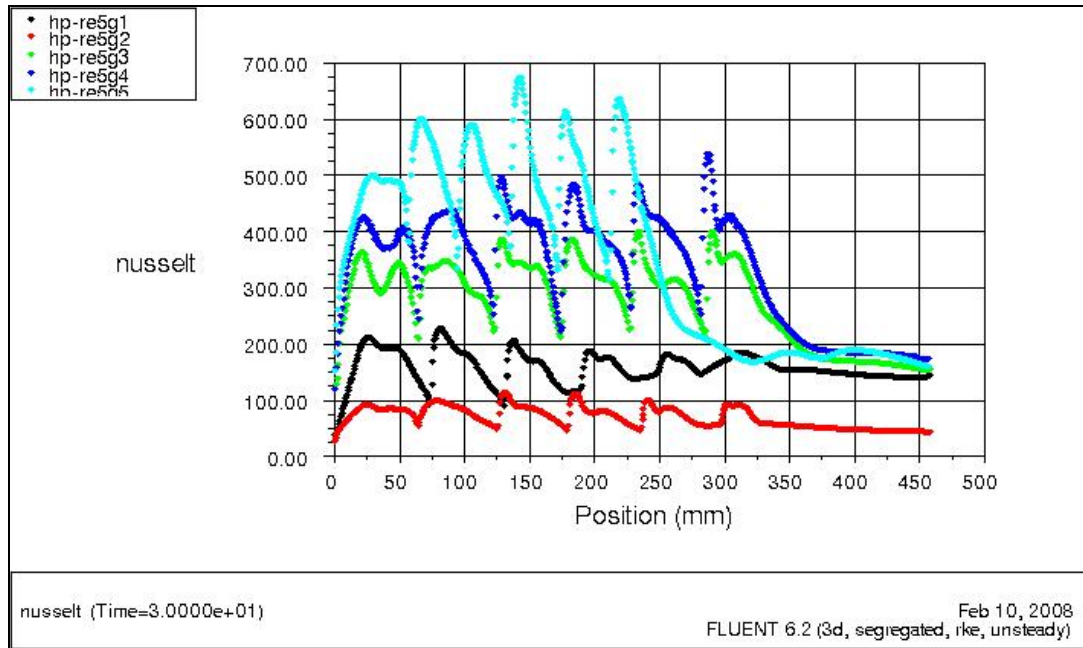


Şekil 5.30. Hedef plaka üzerindeki ortalama Nu sayısı dağılımının Re sayısına göre değişimi



Şekil 5.31. Hedef plaka üzerindeki ortalama Nu sayısı dağılımının Re sayısına göre değişimi

Şekil 5.32.'de ise hedef plaka üzerinde ortalama Nu sayısının değişimi 5 farklı hedef-jet mesafesi için gösterilmiştir.



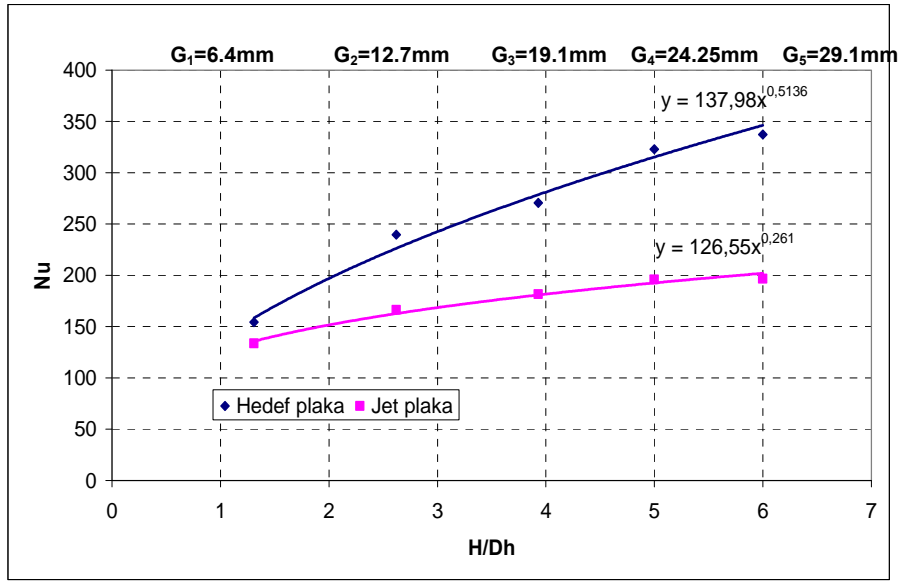
Şekil 5.32. Hedef plaka üzerinde 5 farklı jet-hedef mesafesi için ortalama Nu sayısının değişimi

Bu değişim Tablo 5.2 de hem hedef plaka hem de jet plaka için özetlenmiştir.

Tablo 5.2 Hedef ve jet plaka üzerinde jet-hedef mesafesinin değişimine göre alan ağırlıklı ortalama Nu sayıları

Nu sayısı , $t=30s, Re_5=40000$			
H/D_h	Geometriler	Hedef Plaka	Jet Plaka
1,31	Re_5G_1	154,4565	133,8053
2,62	Re_5G_2	239,5896	166,2441
3,93	Re_5G_3	270,5506	181,5161
5,00	Re_5G_4	323,0922	195,9932
6,00	Re_5G_5	337,3605	196,5061

Bu tabloya göre aralığın artması ile Nu sayısı artmaktadır. Ortalama ısı transfer katsayısındaki azalmaya rağmen geometrideki kanal hidrolik çapının büyümesi bu sonucu vermektedir. Bu durum grafik olarak Şekil 5.33'te gösterilmektedir.



Şekil 5.33 Hedef ve Jet plaka üzerinde Jet-Hedef plaka aralığının değişiminin ortalama Nu sayısına etkisi ($Re=40000, t=30s$)

BÖLÜM 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada jet ortalama hızı ve jet hidrolik çapına bağlı ($Re_1=14000$, $Re_2=22000$, $Re_3=28000$, $Re_4=34000$, $Re_5=40000$) beş farklı Reynolds sayısı ve 3 farklı aralıktaki ($G_1=6.4\text{mm}$, $G_2=12.7\text{mm}$, $G_3=19.1\text{mm}$) geometriler için 2005 yılında Pittsburg Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde yapılan deneysel çalışma (Uysal [17]) sonuçlarından faydalanarak çalışma teorik olarak modellenmiştir. Jet-hedef plaka aralığının dikdörtgen kesitli kanalda ısı transfer karakteristikleri üzerine etkilerini belirlemek ve ideal jet-hedef plaka aralığının tespiti için ilave iki farklı aralık değerinde de ($G_4=24.25\text{mm}$ ve $G_5=29.10\text{mm}$) analiz yapılmıştır. Çalışmada tasarlanan modeller, Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümüne ait Lisanslı FLUENT 6.2.16 programı kullanılarak önce Fluent'in bir ön programı olan Gambit'te oluşturulmuştur.

Gambit'te oluşturulan hacimsel ağ yapıları modeller Fluent'e aktarılmış, burada giriş ve çıkış sınır şartlarının, ortam koşullarının ve kabullerin tanımlaması yapılmıştır. Daha sonra çözüme geçilmiş ve her geometri ve sınır şartına ait kararlı durum için (zamandan bağımsız) çözüm yapılmıştır. İkinci adımda ise zamana bağlı çözümler yapılarak sonuçlara ulaşılmıştır. Bulunan sonuçlar genel olarak aşağıdaki şekildedir;

1. Tipik jet çarpma sistemindeki hedef ve jet plakalar üzerindeki sıcaklık dağılım profili elde edilmiştir. Sıcaklık dağılımı jet merkezinde maksimum olmak üzere çeperlere doğru azalan bir eğilim göstermektedir. Halkalar şeklindeki bu görüntü belli sıcaklık bölgelerini ifade etmektedir. Geometrinin dip köşe bölgelerinde ise ısı transferi açısından zayıf bölümlerin olduğu gözlenmiştir. Elde edilen çizgisel sıcaklık eğrileri daha önce Tanda [14], P.Brevet [41] tarafından yapılan çalışmalarda ile aynı yapıya sahiptir.

2. Çarpma jet dizilerinde görülen, ısı transferi etkilerini bozan ve ısı transferi açısından istenmeyen bir durum olan çapraz akış (cross-flow) etkisi şekillerde görülmektedir. Özellikle 2. jetten itibaren etkisi net bir şekilde görülen cross-flow, akım yönüne dik bir şekilde jetleri çarpma yerinden uzaklaştırmaya çalışmaktadır. Bu durum sıcaklık ve ısı transferi etkisini azaltmaktadır. Jet ekseninde maksimum olan ısı transfer katsayısı çevreye doğru azalmakta, cross-flow etkisiyle ısı transfer katsayısı karakteristiklerinin hedef plaka üzerindeki görüntüsü akım çizgisi boyunca yok olan halkalar şeklinde at nalı formuna dönüşmektedir. Bu veriler Osama [33] tarafından yapılan çalışma ile uyumludur.

3. Reynolds sayısının ısı transferi üzerindeki etkisini araştırmak amacıyla $Re_1=14000$, $Re_2=22000$, $Re_3=28000$, $Re_4=34000$, $Re_5=40000$ olmak üzere beş farklı Reynolds sayısı kullanılmıştır. İlk dikkati çeken husus, Re sayısının artmasıyla yüzey ısı transfer katsayısının artmasıdır. Bir başka husus ise hedef plaka üzerindeki sıcaklık dağılımı çıkışa doğru artarken jet eksenlerindeki sıcaklık profillerinin bir çan eğrisi oluşturduğu görülmektedir. Bir başka ifade ile sıcaklık jet ekseninden çevreye doğru giderek azalmaktadır. Bu durum P.Brevet [41] tarafından 2002 yılında yapılan çalışmada sonuç olarak bahse konu olmuştur. Hedef plaka üzerindeki sıcaklık dağılımının çıkışa doğru artmasına rağmen yüzey ısı transfer katsayısı girişten çıkışa doğru azalmaktadır. Bu durum çapraz akış (cross-flow) etkisinin bir sonucudur. Cross-flow etkisiyle yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımının homojenleştiği görülmüştür.

Çarpma jet dizilerinde görülen, ısı transferi etkilerini bozan ve istenmeyen bir durum olan çapraz akış (cross-flow) etkisi burada kendini göstermiş olup, ortalama ısı transfer katsayısı ve buna bağlı olarak ortalama Nusselt sayısı 1. ve 2. jet eksenlerinde maksimum olmak üzere girişten çıkışa doğru azalmaktadır. Cross-flow etkisi özellikle 2. ve 3. jetten itibaren bariz bir şekilde bölgesel ısı transferi karakteristiklerinin azaldığı bununla birlikte yüzeysel ısı transferi büyüklüklerinin homojenleştiği tespit edilmiştir.

Jet plaka üzerinde sıcaklık, ortalama ısı transfer katsayısı ve ortalama Nusselt sayıları, 1. jetten itibaren bariz bir artış göstermektedir. Ancak ortalama değer olarak

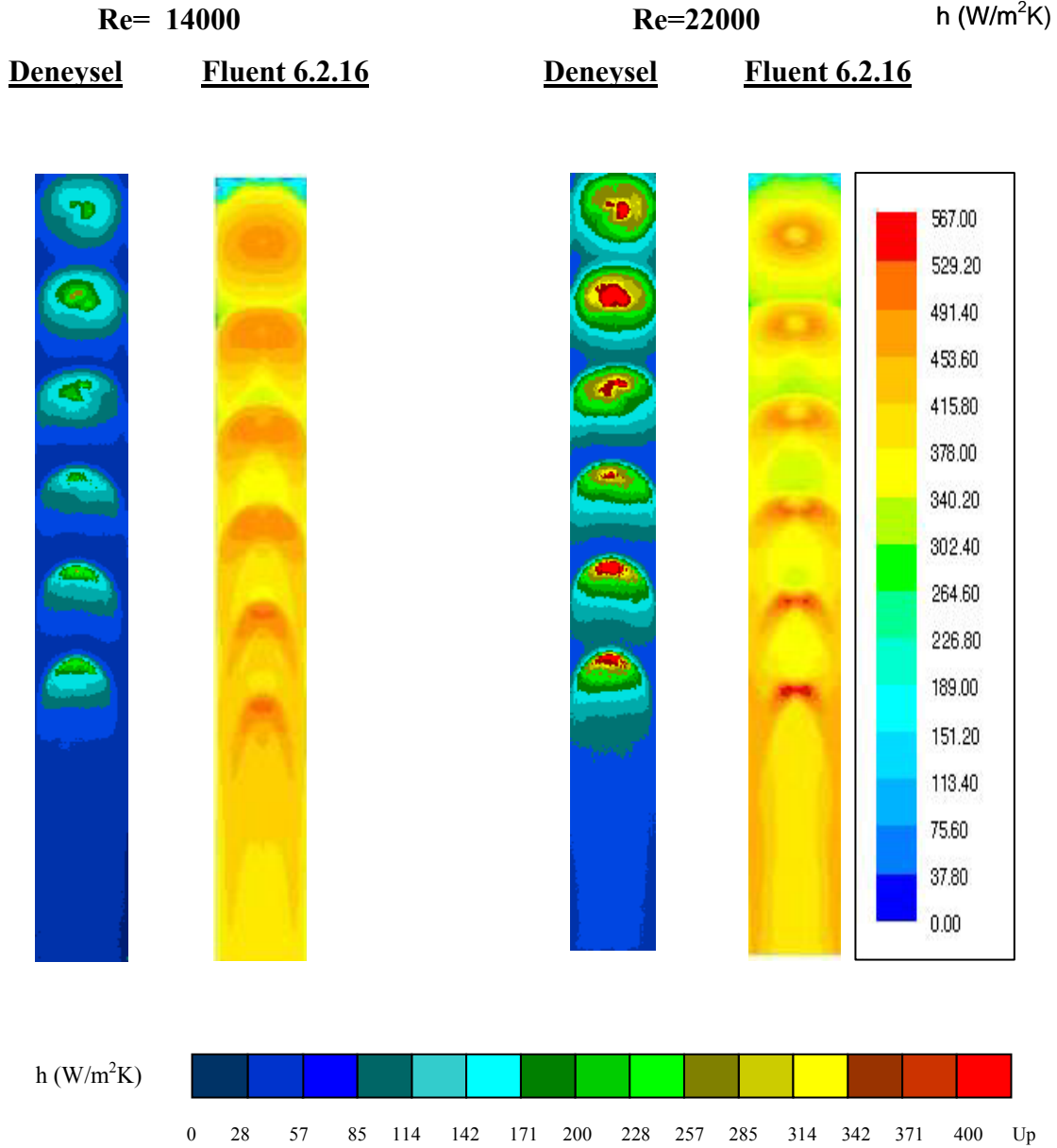
hedef plakadaki ısı transfer katsayısı büyüklüklerine kıyasla oldukça düşüktür. Bu durum çarpma etkisinin hedef plaka üzerine olması sebebiyle ısı transferinde birincil unsurun hedef plaka olmasını göstermektedir. Çarpma etkili benzer jet sistemlerinde ana etkinin hedef plaka üzerinde meydana geldiği anlaşılmaktadır.

4. Dikkate çarpan diğer bir durum ise hedef plakada olduğu gibi jet plakada da cross-flow etkilerinin görülmesidir. Özellikle jet çarpmasının karakteristiği olan çan şekilli yayılım profili, 2. jetten yani cross-flow etkisinin başladığı yerden itibaren daralarak sıkılaşmıştır. Bu durum çıkışa kadar devam etse de 2 ve 3. jet bölgesi kadar sıkışık ve daralmış bir profil görülmemektedir.

5. Üç farklı geometrik model, hedef plaka ve jet plakası arasındaki mesafe (G) değiştirilmek suretiyle oluşturulmuştur. Teorik sonuçlar deneysel sonuçlarla uyum sağlamıştır. İdeal hedef-jet mesafesini tespit etmek amacıyla ilave iki aralık değerine sahip geometriler (G_4, G_5) için analiz yapılmıştır. Jet çarpma sisteminde hedef yüzeyin konumunun jete en yakın olduğu durumda yüzeydeki ısı transferi karakteristikleri profilinin en yüksek olacağı varsayılabilir. Ancak bu durum Re sayısına ve geometriye bağlıdır.

Yapılan hesaplamalar sonucu sabit Re sayısı için jet-hedef mesafesi arttıkça hedef plakadaki Nu sayısının arttığı ve hedef-jet mesafesi/jet hidrolik çapı (H/D_h) değerinin yaklaşık 6 olduğu değerlerde sabit hale gelerek azaldığı görülmektedir. Hedef-jet mesafesinin (H/D_h) değerinin 5-6 olduğu konfigürasyon ısı transferi yönünden en iyi sonucu vermektedir. Bu durum jet ile hedef plaka arasındaki aralık küçüldükçe jet sistemindeki akış bölgelerinin gelişmemesi ve tersine, aralık gereğinden fazla büyüdükçe jetin yeterince hedef yüzey üzerine nüfuz edememesini açıklamaktadır. Bu durum 2005 yılında yapılan Uysal'a ait [17] çalışmayla ve 2002 yılında P.Brevet'e [41] ait çalışmayla uyum sağlamaktadır.

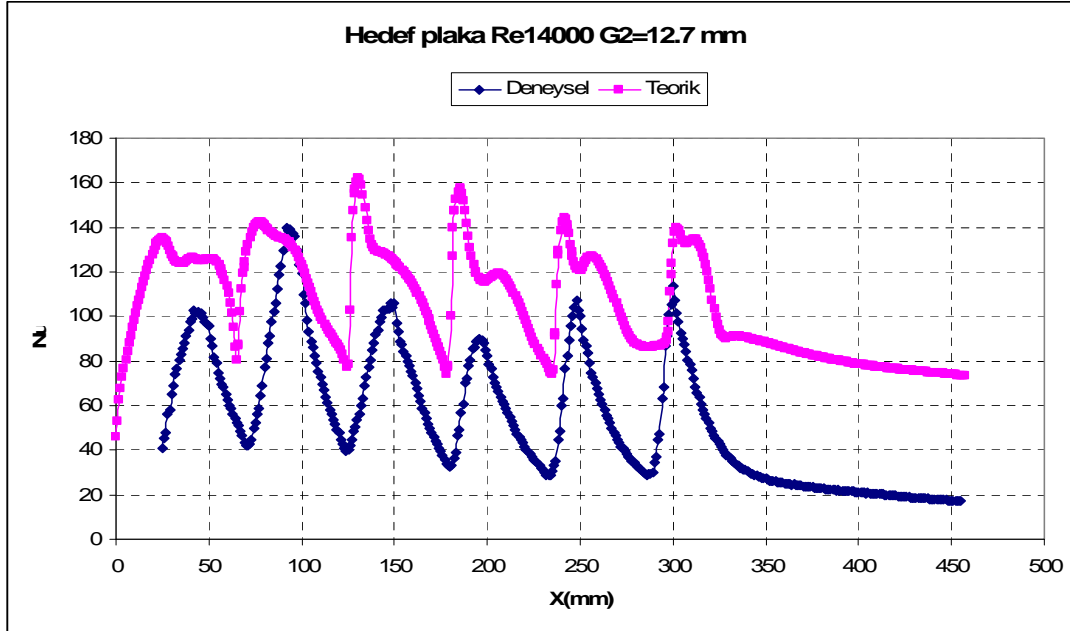
6. Şekil 6.1.'de görüldüğü üzere çalışmada ortaya çıkan sonuçlar, 2005 yılında Pittsburg Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde yapılan deneysel çalışma (Uysal [17]) ile uyum sağlamıştır. Teorik çözüm ile deneysel çözümün uyum sağladığı görülmektedir.



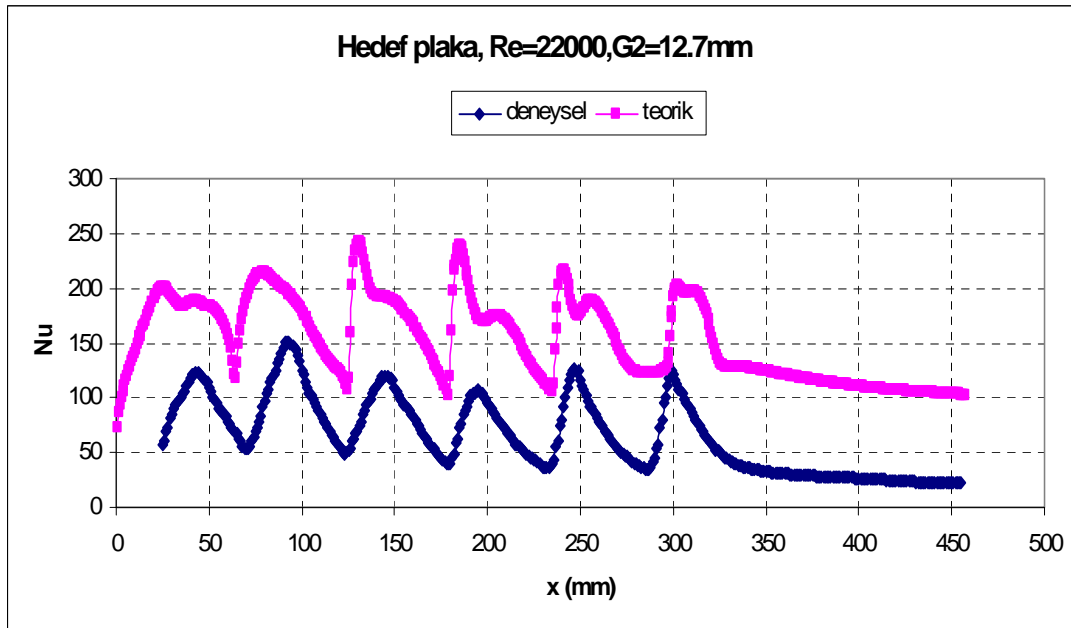
Şekil 6.1. Hedef plaka üzerinde deneysel (Uysal[17]) ve teorik ortalama ısı transfer katsayısı değerleri ($G_1=6.4\text{mm}$, $t=30\text{s}$)

7. Hedef plaka ve jet plaka için sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akışkan analizinde başlangıçtan itibaren $X \cong 200$ mm mesafesinde hedef ve jet plaka için ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayısı büyüklüklerinin eşitlendiği görülmektedir. Bu mesafe yaklaşık olarak 3. ve 4. jetlerin ortası olup, yaklaşık olarak mevcut levha boyunun yarısıdır. Sıkıştırılabilir akışkan analizinde ısı transferi büyüklükleri açısından çözüm analizinde çok küçük mertebelerde fark (yerel olarak %5–8 ve ortalamada % 0.1) oluşturduğu hesaplanmıştır.

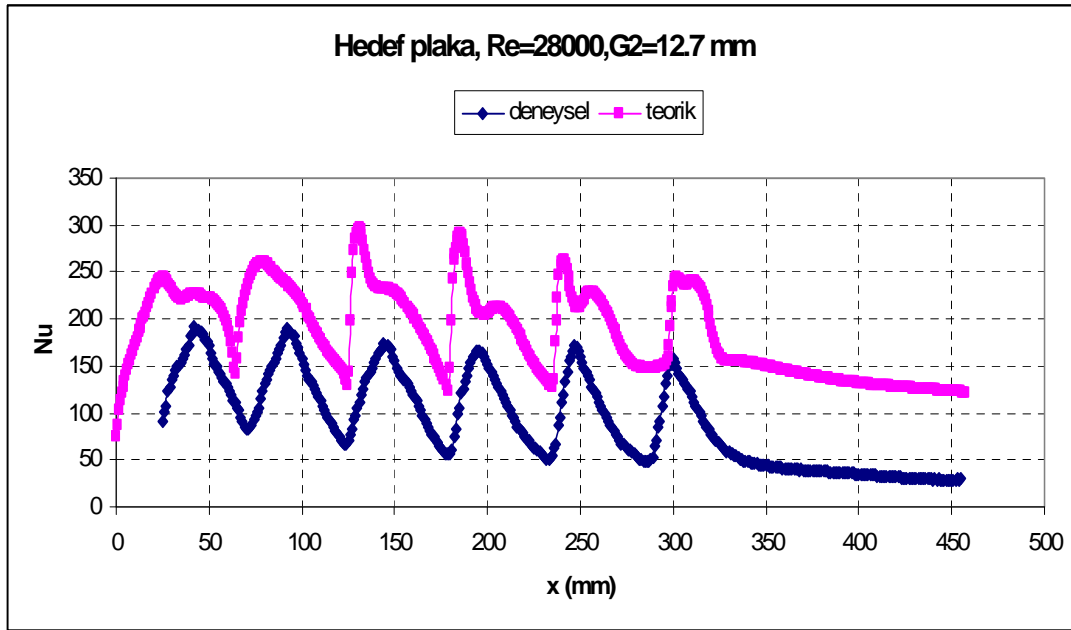
Hedef plaka ve jet plakası üzerinde elde edilen ortalama Nusselt sayısının değişimine ait grafikler Şekil 6.2, Şekil 6.3, Şekil 6.4, Şekil 6.5, Şekil 6.6, Şekil 6.7'de sunulmuştur.



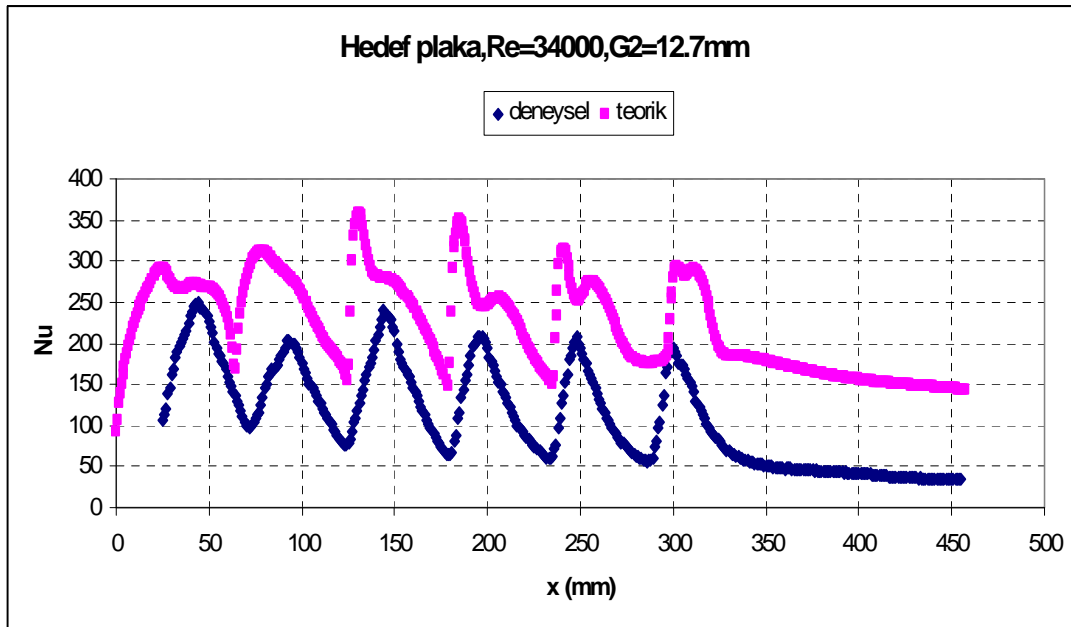
Şekil 6.2. Hedef plaka üzerinde deneysel (Uysal[17]) ve teorik olarak ortalama Nu sayısının değişimi ($H/D_h=2.62, G_2=12.7\text{mm}, Re=14000$)



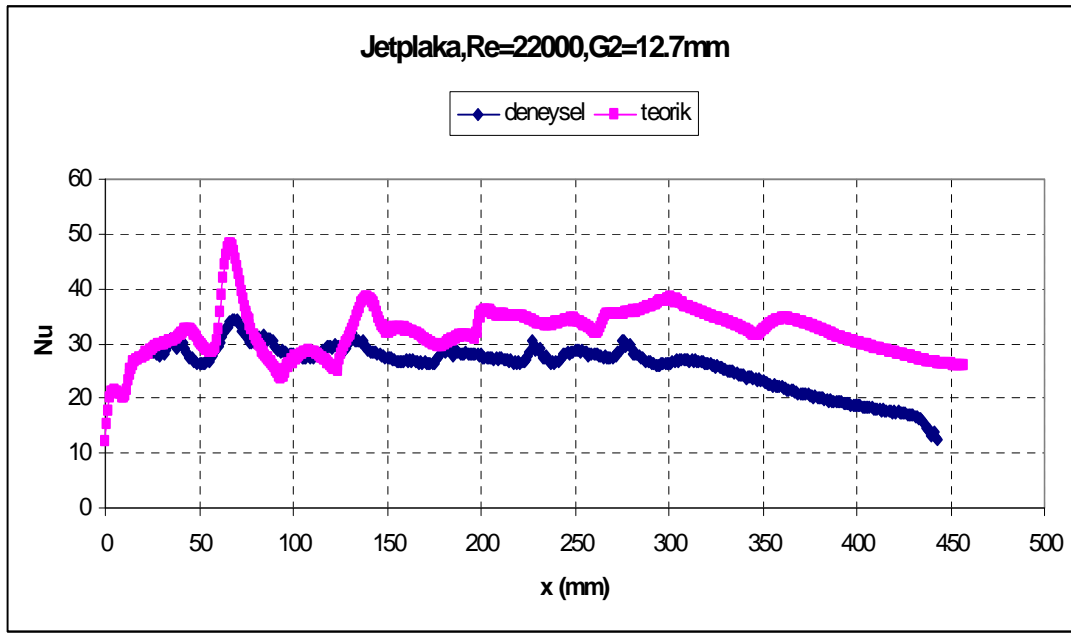
Şekil 6.3. Hedef plaka üzerinde deneysel (Uysal[17]) ve teorik olarak ortalama Nu sayısının değişimi ($H/D_h=2.62, G_2=12.7\text{mm}, Re=22000$)



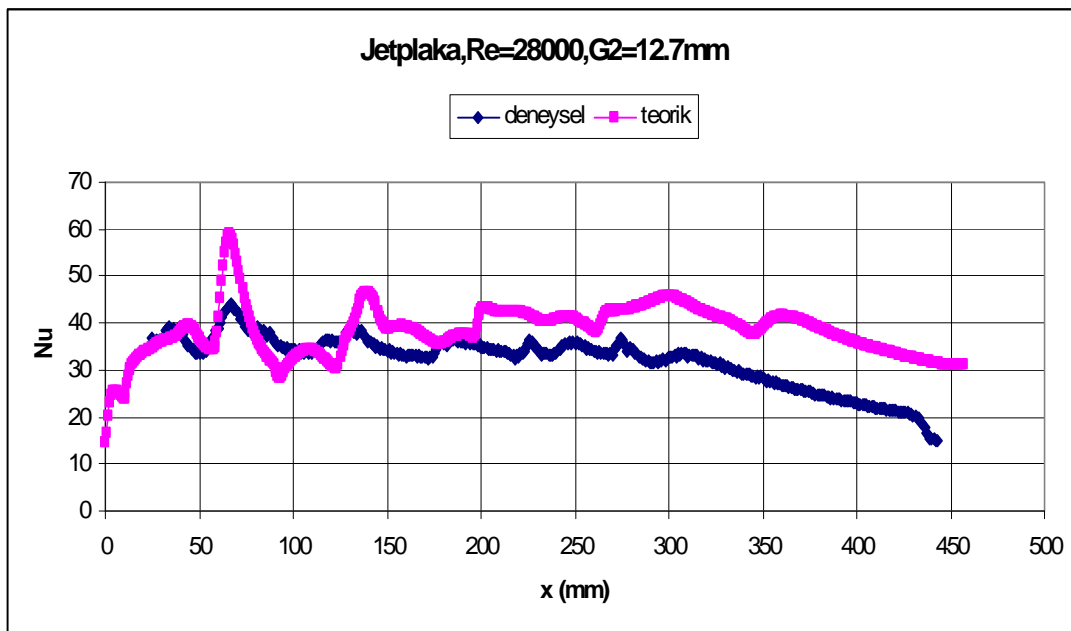
Şekil 6.4. Hedef plaka üzerinde deneysel (Uysal[17]) ve teorik olarak ortalama Nu sayısının değişimi ($H/D_h=2.62, G_2=12.7$ mm, $Re=28000$)



Şekil 6.5. Hedef plaka üzerinde deneysel (Uysal[17]) ve teorik olarak ortalama Nu sayısının değişimi ($H/D_h=2.62, G_2=12.7$ mm, $Re=34000$)



Şekil 6.6. Jet plaka üzerinde deneysel (Uysal[17]) ve teorik olarak ortalama Nu sayısının değişimi ($H/D_h=2.62, G_2=12.7\text{mm}, Re=22000$)



Şekil 6.7. Jet plaka üzerinde deneysel (Uysal[17]) ve teorik olarak ortalama Nu sayısının değişimi ($H/D_h=2.62, G_2=12.7\text{mm}, Re=28000$)

Sonuçlar şu şekilde özetlenebilir;

a. Sıra jet çarpma dizilerinde görülen ve ısı transferi etkilerini azaltan cross-flow (çapraz-akış) etkisi tespit edilmiştir. Yüzeydeki ısı transferi etkileri cross-flow etkisiyle homojenleşmekte ve tüm yüzey sıcaklığı hemen hemen eşit hale gelmektedir. Hedef plaka üzerindeki ortalama ısı transfer katsayısı cross-flow etkisiyle girişten çıkışa doğru azalan bir yapıya sahiptir. Cross-flow akış yönünde arttığı için ortalama ısı transfer katsayısı azalmaktadır.

b. Jet plaka üzerindeki ısı transferi katsayısı cross-flow etkisiyle girişten çıkışa doğru kısmen artan, sonra düz kanal bölgesinde azalan bir yapıya sahiptir. Bu durum jet plakasının cross flow etkisinden hedef plakaya göre daha az etkilendiğini göstermektedir. Şekil 5.2’de de görüldüğü gibi jet plaka üzerinde jet merkezinden yan duvarlara doğru akım boyunca sıcaklık etkisinin arttığı, akım boyunca cross-flow etkisinin büyümesiyle sıcaklığın düzgün dağılım gösterdiği tespit edilmiştir.

c. Reynolds sayısı arttıkça hedef plaka ve jet plaka üzerinde ısı transfer katsayısı artmaktadır

d. Hedef ve jet plakada jet eksenleri çevresindeki Nu sayısı ve ısı transfer katsayısı büyüklükleri sıralı jet sistemi karakteristik çan eğrisi profilleri oluşturmaktadır.

e. Hedef plaka üzerindeki ortalama ısı transfer katsayısı değerinin hedef-jet mesafesinin en yakın olduğu değerinde maksimum olmak üzere hedef-jet mesafesi arttıkça azaldığını, daha sonra $H/D_h \cong 5$ değerleri civarında tekrar artmaya başladığı ve daha sonra hedef-jet mesafesi büyüdükçe ortalama ısı transfer katsayısının azaldığı görülmektedir.

f. İdeal jet-hedef plaka mesafesinin jet hidrolik çapına oranı olan $H/D_h \cong 5-6$ değeri $Re=40000$ için ideal jet-hedef mesafesi olarak belirlenmiştir. Yapılan teorik çalışmada $Re=40000$ değerinde hedef-jet mesafesi/jet hidrolik çapı oranına bağlı olarak ortalama ısı transfer katsayısının hedef plakada $h_{ort} = 383 \cdot (H / D_h)^{-0.1378}$ ve

jet plaka üzerinde $h_{ort} = 351.45 \cdot (H / D_h)^{-0.3908}$ ifadeleri tespit edilmiştir. Aynı şekilde $Re=40000$ değeri için Nusselt sayısı hedef plaka üzerinde $h_{ort} = 137.98 \cdot (H / D_h)^{0.5136}$ ve jet plaka için $h_{ort} = 126.55 \cdot (H / D_h)^{0.261}$ olarak hesaplanmıştır.

g. Jet plaka üzerindeki ortalama ısı transfer katsayısının hedef-jet mesafesinin değişimi ile ters orantılı olarak mesafe büyüdükçe ortalama ısı transfer katsayısının sürekli azaldığı görülmüştür

h. Hedef ve jet plakadaki ortalama Nusselt sayısı değerleri açısından teorik çözümün deneysel uygulamaya göre % 5-25 oranında daha yüksek sonuçlar verdiği tespit edilmiştir.

i. Çözümlerde türbülansın yüksek olduğu bölgelerde teorik çözümlerin deneysel sonuçlardan uzaklaştığı görülmektedir.

j. Deneysel olarak elde edilen video görüntüleri Fluent'te mpeg dosyası olarak oluşturulmuştur. Görüntüler izlendiğinde deneysel olarak elde edilenlerle benzer oldukları görülür.

Bu çalışma, laboratuvar ortamında yapılmış deneysel bir çalışmanın Fluent 6.2.16 programı kullanılarak bilgisayar ortamında tamamen nümerik olarak çözümün yapılabileceğini göstermektedir. Genel olarak deneysel olarak elde edilen verilerle nümerik olarak hesaplanan sonuçlar birbiriyle uyum sağlamaktadır.

Bu çalışma, bundan sonraki deneysel olarak yapılacak yüksek maliyetli çalışmalar için referans olabilir. Fluent programının hemen hemen tüm akışkan problemlerine uygulanması mümkündür.

Bir deneysel çalışmada kullanılacak metotlardan önce çalışmanın Fluent ve benzeri analiz programları ile çözümlenip daha sonra deney düzeneklerinin hazırlanması kaynak ve zaman açısından en ekonomik çözüm olacaktır Dolayısıyla bir prototip ya

da deney düzeneğinin hazırlanmasından önce çalışmanın Fluentte analizinin yapılması zaman kaybını önleyecek, prototip üzerinde düzeltmeleri mümkün kılacaktır. Bu sayede ülke ekonomisine verimli ve etkili çalışmalar kazandırılacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] OLSSON, E.E.M. / AHRNE, L.M Heat transfer from a slot air jet impinging on a circular cylinder . / Tragardh, A.C., Journal of Food Engineering, Aug 2003
- [2] ROY, S. / PATE Study of heat transfer for a pair of rectangular jets impinging on an inclined surface I, P., International Journal of Heat and Mass Transfer, Jan2003
- [3] T. Q. FENG AND J. L. XU.An analytical solution of thermal resistance of cubic heat spreaders for electronic cooling Applied Thermal Engineering, Volume 24, Issues 2-3, February 2004, Pages323-337
- [4] JEMMY S. BINTORO, ALIAKBAR AKBARZADEH AND MASATAKA MOCHIZUKI A closed-loop electronics cooling by implementing single phase impinging jet and mini channels heat exchanger Applied Thermal Engineering, Volume 25, Issues 17-18, December2005,Pages2740-2753
- [5] Y.HUANG, A.V.EKKAD VE J.C.HAN Detailed Heat Transfer Distributions Under an Array of Orthogonal Impinging Jets Journal Of Thermophysics and Heat Transfer, V.12 No.1 1998.
- [6] AZAD, Y.HUANG VE J.C.HAN Impingement Heat Transfer on Dimpled Surface Using a Transiet Liquid Crystal Technique Journal Of Thermophysics and Heat Transfer, V.14 No.2, 2000. Gm.S.
- [7] H.H. CHO, J.K. HAM Influence of Injection Type and Feed Arrangement on Flow and Heat Transfer in Injection Slot ASME Turbo EXPO 2000, 8-11 May., Munich,2000,
- [8] S.V.EKKAD VE J.C.HAN A Transient Liquid Crystal Thermography Technique for Gas Turbine Heat Transfer Measurement Meas. Sci. Technol., V.11., 957-968, 1998,

- [9] K.ICHIMIYA AND Y. YAMADA Three-Dimensional Heat Transfer of Confined Circular Impinging Jet With Buoyancy Effects Transaction of the ASME, V.125, April 2003.
- [10] ALDABBAGH, I. SEZAI AND A.A. MOHAMMAD Three-Dimensional Investigation of a Laminar Impinging Square Jet Interaction With Cross-Flow” Journal of Heat Transfer V:125 pp:243-249, April 2003. L.B.Y.
- [11] J.Y.SAN AND M.D. Lai Optimum Jet to Jet Spacing of Heat Transfer for Staggered Arrays of Impinging Air Jets Heat and Mass Transfer, V. 44, pp:3997-4007, 2001.
- [12] M.LIN, T. WANG,A Transient Liquid Crystal Method Using a 3-D Inverse Transient Conduction Scheme Heat and Mass Transfer V. 45, pp:3491-3501, 2002.
- [13] DI AI, PEI-PEI DING, PING-HEI CHEN The selection criterion of injection temperature pair for transient liquid crystal thermography on film cooling measurements. Heat and Mass Transfer V.44, pp 1389-1399, 2001.
- [14] GIOVANNI TANDA Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs Heat and Mass Transfer V. 47, pp:229-243, 20024.
- [15] JUNGHO LEE, SANG-JOON LEE Stagnation Region Heat Transfer of a Turbulent Axisymmetric Jet Impingement Experimental Heat Transfer,12:137-156,1999.
- [16] LUJIA GAO, SRINANTH V.EKKAD Impingement Heat Transfer Under Lineary Stretched Arrays of Holes.Proceedins of ASME Turbo Expo 2003, June 16-19,2003, Atlanta, Georgia,USA,
- [17] U.UYSAL,P-W.LI,M.K.CHYU,F.J.CUNHA Heat Transfer on Internal Surfaces of a Duct Subjected to Impingement of Jet Array With varrying Jet Hole –Size and Spacing Proceedins of ASME Turbo Expo 2005, June 6-9,2005,Reno,USA,

- [18] MUHAMMAD M.RAHMAN,JAGANNATH RAGHAVAN Transient Response of Protruding electronic Modules Exposed to Horizontal Cross Flow International Journal of Heat and Fluid Flow 20 (1999) 48-59,
- [19] M.EL ALAMI, M. NAJAM, E.SEMMA,A.OUBARRA, F.Penot Electronic Components Cooling by Natural Convection in Horizontal Channel with Slots Energy Conversion and Management 46(2005) 2762-2772,
- [20] PING-HEI CHEN PEI-PEI DING, DI AI An Improved Data Reduction Method for Transient Liquid Crystal Thermography on Film Cooling Measurements International Journal of Heat and Mass Transfer 44(2001) 1379-1387,
- [21] V EKKAD, YIZHE HUANG, JE-CHIN Han Detailed Heat Transfer Distributions in Two-Pass Square Channels with Rib Turbulators and bleed Holes International Journal of Heat and Mass Transfer 41(1998), 3781-3791,Srinath
- [22] T.KIGER, JUNGHO Kim Single Nozzle Spray cooling Heat Transfer Mechanism International Journal of Heat and Mass Transfer 48 (2005),1425-1438,Bohumil Horacek,Kenneth
- [23] S.VARADARAJAN EKKAD Gas Turbine Film Cooling and Heat transfer Measurements Using a Transient Liquid Crystal Technique Doctor of Philosophy, Texas A&M University, December 1995,
- [24] PASTUKHOV , YU.F. MAIDANIK, C.V. VERSHININ, M.A. KORUKOV Miniature Loop Heat Pipes for Electronics Cooling Applied Thermal Engineering 23 (2003) 1125–1135,V.G.
- [25] R. BESSAIH, M. KADJA Turbulent Natural Convection Cooling of Electronic Components Mounted on a Vertical Channel Applied Thermal Engineering 20 (2000) 141±154,
- [26] KAMBIZ VAFAI, LU ZHU Analysis of Two -Layered Micro-Channel Heat Sink Concept in Electronic Cooling International Journal of Heat and Mass Transfer 42 (1999), 2287-2297,
- [27] H. BHOWMIK, K.W. TOU Experimental Study of Transient Natural Convection Heat Transfer From Simulated Electronic Chips Experimental Thermal and Fluid Science 29 (2005) 485–492,

- [28] CAMPO VE YOSHIMURA, "Random Heat Transfer in Flat Channels with Timewise Variation of ambient Temperature", Int. J. Heat and Mass Transfer, 1979,
- [29] HATAY VE ARKADASLARI "Numerical and Experimental Analysis of Unsteady Laminar Forced Convection in Channels", Int. Comunication Heat and Mass Transfer, 1991
- [30] N.SÖZBİR "Kanallarda tek fazlı cebri konveksiyon ve elektronik sogutma" İ.Ü.1995,
- [31] COOPER VE ARKADAŞLARI "Liquid Crystal Thermography and Its Application to study of Convective Heat Transfer" J. Engineering for Gas Turbines and Power, 1985
- [32] GIOVANNI "Heat Transfer in Rectangular Channels with transverse and V shaped broken ribs" Heat and Mass Transfer V.47, pp:229-243, 2004
- [33] OSAMA M.A. "Heat Transfer Distributions on the Walls of a Narrow Channel with Jet Impingement and Cross Flow" University of Pittsburgh, PhD. 2003.
- [34] S.V. EKKAD "Gas turbine film cooling and heat transfer Measurment using transient liquid crystal technique" Texas A ve M Universitesinden, PhD, 1995
- [35] S.V.EKKAD VE J.C.HAN "A Transient Liquid Crystal Thermography Technique for Gas Turbine Heat Transfer Measurment" Meas. Sci. Technol., V.11., 957-968, 1998.
- [36] J.A. STASIEK VE T.A. KOWALEWSKI "Thermocromic Liquid Crystals Applied for Heat Transfer Research" Opto Electronics V.10., pp: 1-10., 2002.
- [37] K. AZAR, J.R. BENSON, AND V.P. MANNO, " Liquid Crystal Imaging for Temperature Measurment of Electronics devices" IEEE Semiconductor Thermal Measurment and Manegment Syposium, Phoen'x AZ., pp:22-33, 1991.

- [38] G.M.S. AZAD, Y.HUANG VE J.C.HAN “Impingement Heat Transfer on Dimpled Surface Using a Transient Liquid Crystal Technique” Journal Of Thermophysics and Heat Transfer, V.14 No.2, 2000.
- [39] L.B.Y. ALDABBAGH, I. SEZAI AND A.A. MOHAMMAD, “Three-Dimensional Investigation of a Laminar Impinging Square Jet Interaction With Cross-Flow” Journal of Heat Transfer, V:125 pp:243-249, April 2003
- [40] Y.HUANG, A.V.EKKAD VE J.C.HAN “Detailed Heat Transfer Distributions Under an Array of Orthogonal Impinging Jets” Journal Of Thermophysics and Heat Transfer, V.12 No.1 1998
- [41] P.BREVET,C.DEJEU,E.DORIGNAC, M.JOLLY, J.J. VULLIERME “Heat transfer to array of impinging jets in consideration of optimization” International Journal of Heat and Mass Transfer, V.45 pp 4191-4200, January 2002
- [42] FRANK P. INCROPERA, DAVID P. DEWITT’ten çeviri “Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri” 2001
- [43] DAĞSÖZ, ALPIN KEMAL “Isı Geçişi Isı Transferi” 1990
- [44] SAN J.Y, DE LAI M.”Optimum jet-to-jet spacing of heat transfer for staggered arrays of impinging air jets” International Journal of Heat and Mass Transfer,V 44 pp 3997-4007, 2001
- [45] H. H. CHO, J.K. HAM, “Influence of Injection Type and Feed Arrangement on Flow and Heat Transfer in Injection Slot” ASME Turbo EXPO 2000, 8-11 May., Munich,2000.
- [46] K.B.LIM, C.H. LEE“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 31 (2007) 711-719, 2006

ÖZGEÇMİŞ

Fatih Şahin, 02.11.1973 de Isparta' da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Senirkent'te tamamladı. 1990 yılında Isparta ŞAİK Lisesinden mezun oldu. 1990 yılında başladığı İTÜ Sakarya Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünden 1994 yılında mezun oldu. 1994 yılında burslu olarak okuduğu Karayolları genel Müdürlüğü'nde mühendis olarak işe başladı. Ankara, Sakarya, Erzurum gibi yerlerde görev yaptı. Bu yerlerde şube, şantiye ve atölye makine ikmal mühendisi gibi görevlerde çalıştı. 1997 yılında Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünden mezun olarak Yüksek Lisansını tamamladı.. Halen TCK.13 Bölge Müdürlüğü Antalya'da Makine İkmal Başmühendisi olarak görev yapmaktadır. Evli ve 2 çocuk babasıdır.