

168273



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ELEKTRONİK CİHAZLARIN SOĞUTULMASININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ
ANALİZİ

MUSTAFA KEMAL İŞMAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA 2005

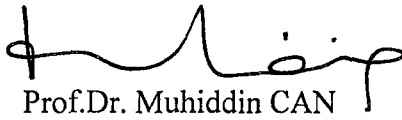
T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ELEKTRONİK CİHAZLARIN SOĞUTULMASININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ
ANALİZİ

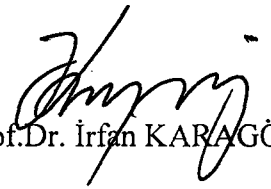
MUSTAFA KEMAL İŞMAN

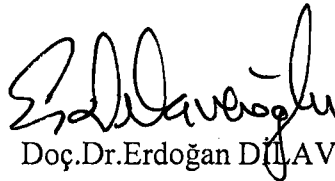
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu Tez 10/01/2005 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği/oyçokluğu ile kabul edilmiştir.


Prof. Dr. Muhiddin CAN

Danışman


Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ


Doç. Dr. Erdoğan DİLAVEROĞLU

ÖZET

Açığa çıkan ısı miktarının yüksek olduğu elektronik cihazların soğutulmasında klasik yöntemler yetersiz kalabilmektedir. Bu durumda çarpan hava jeti ve sıvı soğutmalı sistemler ön plana çıkmaktadır. Fakat sıvı soğutmalı sistemlerin uygulamasında ortaya çıkan bazı sakıncalar nedeniyle çarpan hava jetleri ile soğutma cazip hale gelmektedir.

Bu çalışmada öncelikle elektronik sistemlerin soğutulması hakkında detaylı bilgi verilmiştir. Ardından, elektronik bir kartı temsil eden bir levhanın yüzeye dik olarak çarpan hava jeti ile soğutulması durumunda, akış ve ısı transferi karakteristikleri hesaplamalı olarak analiz edilmiştir. Sabit ısı akısıyla ısıtılan levhanın, tekli ve çoklu jet kullanılarak soğutulması durumları ayrı ayrı ele alınmıştır. Akışın, türbülanslı, iki boyutlu, sıkıştırılmaz ve sürekli rejimde olduğu kabul edilmiştir. Analizde standart k-ε türbülans modeli kullanılmış olup korunum denklemleri Galerkin Sonlu Elemanlar Metodu ile ANSYS-FLOTTRAN paket programı kullanılarak çözülmüştür. Hesaplamalar $4 \leq z/D_h \leq 10$ ve $4000 \leq Re \leq 12000$ aralığında yapılmıştır. Havanın termofiziksel özelliklerinin sıcaklıkla değişimi ve kaldırma kuvveti etkileri de gözönüne alınmıştır.

Analizler sonucunda artan Reynolds sayısı ve azalan z/D_h değerleriyle birlikte ısı transferinde kayda değer bir artış meydana geldiği görülmüştür. Tekli jet yerine aynı özelliklere sahip çoklu jet kullanılması durumunda ortalama Nusselt sayısında dolayısıyla ortalama ısı taşınım katsayısında yaklaşık %21 oranında artış meydana gelmiştir. Ayrıca türbülans şiddetindeki artışın çarpma noktasında ısı transferini arttırdığı gözlenmiştir. Elde edilen nümerik sonuçlar literatürdeki deneysel verilerle karşılaştırıldığında iyi bir uyumun sağlandığı tespit edilmiştir.

ANAHTAR KELİMELER: Elektronik Cihazların Soğutulması, Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği (HAD), Çarpan Hava Jetleri, Sonlu Elemanlar Metodu.

COMPUTER AIDED ANALYSIS OF COOLING OF ELECTRONIC EQUIPMENTS

ABSTRACT

Classical cooling methods can be insufficient in electronic equipments dissipating great deal of heat. In such cases, cooling with liquids and impinging air jets become important. But the problems occurred during the application of water cooling system make impinging air jets preferable.

In this study, detailed information about cooling electronic systems was given first and then flow and heat transfer characteristics of plate representing an electronic card were analyzed computationally. It is assumed that the flow is turbulent, two-dimensional, incompressible and steady. Standard k- ϵ turbulence model is used in the analyses and conservation equations are solved by using Galerkin Finite Element code ANSYS-FLOTRAN. Computations are performed in the ranges of $4 \leq z/D_h \leq 10$ and $4000 \leq Re \leq 12000$. The variation of thermo physical properties of air with temperature and buoyancy effects is considered. In the result of analysis, it is observed that an increase in heat transfer rate together with increasing Reynolds number and decreasing z/D_h ratio. In the case of double jets instead of single one, Nusselt number is increased approximately 21%. In addition, the increase in turbulence intensity makes heat transfer higher at impinging point. Finally, obtained results are compared and evaluated with experimental studies in literature.

KEYWORDS: Cooling of Electronic Equipments, Computational Fluid Dynamics (CFD), Impinging Air Jets, Finite Elements Methods.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER DİZİNİ	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI VE KURAMSAL BİLGİLER	2
2.1. KURAMSAL BİLGİLER	2
2.1.1. Elektronik Ekipmanların Gelişimi	2
2.1.2. Elektronik Elemanların İmalatı:	4
2.1.2.1. Yarı İletkenler:	5
2.1.2.2. Yonga Taşıyıcısı	6
2.1.2.3. Baskı Devre Kartları (Printed Circuit Board)	7
2.1.2.4 Kabinler	9
2.1.3. Elektronik Ekipmanların Soğutma Yüğü	9
2.1.4. Çeşitli Uygulama Alanları İçin Soğutma Sistemleri	10
2.1.4.1. İletimle Soğutma	11
2.1.4.2. Isıl İletim Modülü	13
2.1.4.3. Hava ile Doğal Taşınımli Soğutma	14
2.1.4.4. Hava ile Zorlanmış Taşınımli Soğutma	15
2.1.4.5. Sıvı Soğutma	17
2.1.4.6. Yüzeye Çarpan Jetler ile Soğutma	20
2.1.5. Sonlu Elemanlar Metodu	25
2.1.5.1. Sonlu Elemanlar Yönteminin İşlem Adımları	26
2.2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	29
3. MATERYAL VE YÖNTEM	33
3.1. Akış ve Isı Transferi İçin Korunum Denklemleri	33
3.2. Termofiziksel Özellikler	37
3.3. Modelleme ve Çözüm Metodu	38
3.3.1. Tanımlanan Boyutlar ve Boyutsuz Sayılar	38

3.3.2. Çözüm Metodu ve Yakınsama Kriteri	39
3.3.3. Tek Lüle Durumu İçin Çözüm	39
3.3.3.1. Sınır Şartları	40
3.3.3.2. Ağ Yapılarının Kontrolü	41
3.3.3.3. Sayısal Sonuçların Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması	46
3.3.4. Çift Jet Durumu İçin Çözüm	48
3.3.4.1. Sınır Şartları	49
3.3.4.2. Ağ Yapısının Kontrolü	50
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA	54
4.1. Sonuçlar ve Tartışma	54
4.1.1. z/D_h Değerinin Isı Transferine Etkisi	64
4.1.2. Türbülans Şiddetinin Isı Transferine Etkisi	66
4.1.3. Türbülans Modellerinin Karşılaştırılması	69
4.1.4. Çift Jet Kullanılmasının Isı Transferine Etkisi	69
4.1.5. Lüleler Arasındaki Mesafenin Isı Transferine Etkisi	72
4.2. Sonuç ve Öneriler	72
4.2.1. Sonuçlar	72
4.2.2. Öneriler	73
KAYNAKLAR	74
TEŞEKKÜR	
ÖZGEÇMİŞ	

SİMGELER DİZİNİ

A	Isı transfer yüzey alanı	m^2
B	Yarıklı lülede lüle genişliği	m
C_1, C_2, C_μ	Standart k- ϵ türbülans modeli sabitleri	
c_p	Özgül ısınma ısı	kJ/kgK
D	Dairesel lüle çapı	m
D_h	Hidrolik çap	m
ϵ	Türbülans kinetik enerjisinin yayılma hızı	m^2/s^3
f	Hata oranı	
G	Türbülans kinetik enerjisi üretimi	
g_y	Yerçekimi ivmesi	m/s^2
$\sigma_k, \sigma_\epsilon, \sigma_t$	Standart k- ϵ türbülans modeli sabitleri	
h_{ort}	Ortalama ısı taşınım katsayısı	W/m^2K
I	Akım	Amper
k	Türbülans kinetik enerjisi	m^2/s^2
k_i	Isı iletim katsayısı	W/mK
k_t	Türbülans girdap ısı iletim katsayısı	W/mK
κ	Von Karman sabiti	
L	İki lüle arasındaki mesafe	m
l_m	Prandtl'in karışım uzunluğu	m
\dot{m}	Kütleli debi	kg/s
μ	Dinamik viskozite	$Pa.s$
μ_t	Türbülans girdap viskozitesi	$Pa.s$
\bar{Nu}	Ortalama Nusselt sayısı	
Nu_x	Yerel Nusselt sayısı	
P	Basınç	kPa
\bar{P}	Basıncın ortalama değeri	kPa
P'	Basıncın salınım değeri	kPa
Pr	Prandtl sayısı	
\dot{Q}	Elektronik elemandan açığa çıkan ısı	W

Q_v	Hacimsel enerji kaynağı	W/m^3
q	Isı akısı	W/m^2
ρ	Yoğunluk	kg/m^3
R	Elektrik direnci	Ohm
Re	Reynolds sayısı	
T	Sıcaklık	$^{\circ}K$
\bar{T}	Sıcaklığın ortalama değeri	$^{\circ}K$
T'	Sıcaklığın salınım değeri	$^{\circ}K$
ΔT	Sıcaklık farkı	$^{\circ}K$
T_y	Yüzey sıcaklığı	$^{\circ}K$
T_{∞}	Ortam sıcaklığı	$^{\circ}K$
$T_{giriş}$	Akışkanın kabine giriş sıcaklığı	$^{\circ}K$
$T_{çıkış}$	Akışkanın kabinden çıkış sıcaklığı	$^{\circ}K$
T_u	Türbülans şiddeti	
τ_w	Cidarda akışkanın kayma gerilmesi	N/m^2
U	Hız	m/s
u	x yönündeki hız	m/s
\bar{u}	x yönündeki hızın ortalama değeri	m/s
u'	x yönündeki hızın salınım değeri	m/s
U_{δ}	Cidara paralel sınır tabaka hızı	m/s
V	Voltaj	Volt
\dot{W}	Elektronik elemanın sarf ettiği güç	W
x	Levha üzerindeki bir noktanın çarpma noktasına uzaklığı	m
v	y yönündeki hız	m/s
\bar{v}	y yönündeki hızın ortalama değeri	m/s
v'	y yönündeki hızın salınım değeri	m/s
ν	Akışkanın kinematik viskozitesi	m^2/s
z	Lülenin yüzeye olan uzaklığı	m

KISALTMALAR

CFD	Computational Fluid Dynamic
ENIAC	Electronic Numerical Integrator and Computer
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği
IC	Integrated Circuits
LSI	Large Scale Integration
MSI	Medium Scale Integration
PCB	Printed Circuit Board
TMC	Thermal Conduction Module
VLSI	Very Large Scale Integration



ŞEKİLLER DİZİNİ

- Şekil 2.1.** Yıllara göre yonga başına düşen parçacık sayısı
- Şekil 2.2.** Elektronik cihazlarda oluşan arızaların ana nedenleri
- Şekil 2.3.** Sıcaklığa bağlı olarak hata oranının değişimi
- Şekil 2.4.** Paketleme hiyerarşisi
- Şekil 2.5.** Silikondan yapılmış anahtar (kapı) devresi
- Şekil 2.6.** Yonga taşıyıcısı
- Şekil 2.7.** Baskı devre kartı (PCB)
- Şekil 2.8.** Açığa çıkan ısı akısı ile sıcaklık farkına göre seçilmesi gereken soğutma sistemi.
- Şekil 2.9.** Yonga taşıyıcısındaki ısı iletimi
- Şekil 2.10.** Isı çerçevesi
- Şekil 2.11.** TCM kesit resmi
- Şekil 2.12.** Baskı devre kartlarının zorlanmış taşınımıyla soğutulması
- Şekil 2.13.** Harici ve dahili kondenserli daldırma tip sıvı soğutma sistemi
- Şekil 2.14.** İndirekt soğutma sistemi.
- Şekil 2.15.** İndirekt temaslı sıvı soğutma sistemini
- Şekil 2.16.** Isı taşınım katsayısının sınır tabaka kalınlığıyla değişimi
- Şekil 2.17.** Tek bir jetin yüzeye çarpması durumunda oluşan bölgeler
- Şekil 2.18.** Sınırlandırılmış Jetler a) Üst yüzey alt yüzeye yakın. b) Üst yüzey alt yüzeye uzak
- Şekil 2.19.** Serbest Hava Jeti
- Şekil 2.20.** Serbest ve Daldırılmış sıvı jetleri
- Şekil 2.21.** Bir lüle dizisi
- Şekil 2.22.** İki boyutlu eleman tipleri
- Şekil 2.23.** Üç boyutlu eleman tipleri
- Şekil 2.24.** Delikli bir plağın sonlu elemanlarına ayrılması
- Şekil 3.1.** CFD analizinde uygulanan prosedür.
- Şekil 3.2.** Kullanılan çözüm alanı
- Şekil 3.3.** Çözüm alanının ağlara ayrılması
- Şekil 3.4.** Farklı ağ yapılarının karşılaştırıldığı eksen

Şekil 3.5. $z/D_h=4$, $Re=4000$ için üç farklı ağ yapısı için k ve ε 'nin değişimi

Şekil 3.6. $z/D_h=6$, $Re=7900$ için üç farklı ağ yapısı için k ve ε 'nin değişimi

Şekil 3.7. $z/D_h=8$, $Re=12000$ için üç farklı ağ yapısı için k ve ε 'nin değişimi

Şekil 3.8. $z/D_h=10$, $Re=4000$ için üç farklı ağ yapısı için k ve ε 'nin değişimi

Şekil 3.9. $z/D_h=6$, $Re=4000$ için deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması

Şekil 3.10. $z/D_h=6$, $Re=7900$ için deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması

Şekil 3.11. $z/D_h=10$, $Re=12000$ için deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması

Şekil 3.12. Çift jet durumu için kullanılan geometri ve boyutlar.

Şekil 3.13. Çift jet durumu için oluşturulan ağ yapısı.

Şekil 3.14. Farklı ağ yapılarının karşılaştırıldığı eksen

Şekil 3.15. $z/D_h=4$, $L/D_h=6$, $Re=12000$ için üç farklı ağ yapısı için k ve ε 'nin değişimi

Şekil 3.16. $z/D_h=4$, $L/D_h=8$, $Re=12000$ için üç farklı ağ yapısı için k ve ε 'nin değişimi

Şekil 3.17. $z/D_h=4$, $L/D_h=10$, $Re=12000$ için üç farklı ağ yapısı için k ve ε 'nin değişimi

Şekil 4.1. $z/D_h=4$ değeri için farklı Re değerlerindeki hız dağılımı

Şekil 4.2. $z/D_h=6$ değeri için farklı Re değerlerindeki hız dağılımı

Şekil 4.3. $z/D_h=8$ değeri için farklı Re değerlerindeki hız dağılımı

Şekil 4.4. $z/D_h=10$ değeri için farklı Re değerlerindeki hız dağılımı

Şekil 4.5. $z/D_h=6$ için farklı Re sayılarında Türbülans kinetik enerjisinin değişimi

Şekil 4.6. $z/D_h=8$ için farklı Re sayılarında Türbülans kinetik enerjisinin değişimi.

Şekil 4.7. $z/D_h=6$ için farklı Re sayılarında Türbülans kinetik enerjisinin yayılma hızı (ε)

Şekil 4.8. $z/D_h=6$ için farklı Re sayılarında Türbülans kinetik enerjisinin yayılma hızı (ε)

Şekil 4.9. $z/D_h=6$ için farklı Re sayılarında Sıcaklık dağılımlı

Şekil 4.10. $z/D_h=8$ için farklı Re sayılarında Sıcaklık dağılımlı

Şekil 4.11. $Re=4000$ ve farklı z/D_h değerleri için Nu_x sayısının değişimi.

Şekil 4.12. $Re=7900$ ve farklı z/D_h değerleri için Nu_x sayısının değişimi.

Şekil 4.13. $Re=12000$ ve farklı z/D_h değerleri için Nu_x sayısının değişimi

Şekil 4.14. $z/D_h=8$, $Re=4000$ için türbülans şiddetinin etkisi (k - ε türbülans modeli).

Şekil 4.15. $z/D_h=8$, $Re=4000$ için türbülans şiddetinin etkisi (RNG türbülans modeli).

Şekil 4.16. $z/D_h=8$, $Re=7900$ için türbülans şiddetinin etkisi (k - ε türbülans modeli).

Şekil 4.17. $z/D_h=8$, $Re=7900$ için türbülans şiddetinin etkisi (RNG türbülans modeli).

Şekil 4.18. $z/D_h=8$, $Re=12000$ için türbülans şiddetinin etkisi (k - ε türbülans modeli).

Şekil 4.19. $z/D_h=8$, $Re=12000$ için türbülans şiddetinin etkisi (RNG türbülans modeli).

Şekil 4.20. $z/D_h=6$, $Re=7900$ için türbülans modelleri ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.

Şekil 4.21. Çift jet durumunda $z/D_h=4$, $L/D_h=8$, $Re=12000$, $Tu=\%4$ için bileşke hız dağılımı.

Şekil 4.22. Çift jet durumunda $z/D_h=4$, $L/D_h=8$, $Re=12000$, $Tu=\%4$ için türbülans kinetik enerjisinin (k) dağılımı

Şekil 4.23. Çift jet durumunda $z/D_h=4$, $L/D_h=8$, $Re=12000$, $Tu=\%4$ için türbülans kinetik enerjisinin yayılma hızı (ϵ).

Şekil 4.24. Çift jet durumunda $z/D_h=4$, $L/D_h=8$, $Re=12000$, $Tu=\%4$ için Sıcaklık dağılımı.

Şekil 4.25. $z/D_h=4$, $Re=12000$ için çift ve tek jet olma durumlarının karşılaştırılması.

Şekil 4.26. $z/D_h=4$, $Re=12000$ için değişik L/D_h değerleri için Nu değişimi



1. GİRİŞ

Son yıllarda, elektronik cihazlar günlük hayatımızın her alanına girmiş ve vazgeçilmez bir parçası olmuştur. Bu alanda her geçen gün yeni gelişmeler olmakta ve insanoğlunun hizmetine sunulmaktadır. Elektronik sistemlerin tarihine bakıldığında hedef daima daha kapasiteli işlemleri daha kısa sürede yapan ancak bunu daha küçük hacimler kaplayarak yerine getiren cihazlar yapmak olmuştur. Bu durum bazı sakıncaları da beraberinde getirmiştir.

Elektronik sistemler sarf ettikleri elektrik gücünden dolayı ısı açığa çıkarırlar. Açığa çıkan bu ısı, arttan kapasite ve hız ile orantılı olarak ta artmaktadır. Boyutlarda yapılan küçültme çalışmaları, kapasitedeki artış karşısında ısı transfer yüzey alanını azalttığından zamanla ısınma problemini ortaya çıkartmaktadır. Bu ise, elektronik sistemlerin görevini tam ve güvenilir bir şekilde yerine getirmesi açısından etkin bir soğutma sistemi gereksinimini beraberinde getirmektedir.

Halihazırda kullanılan bir çok soğutma sistemi mevcuttur. İmalatçı bunlar içerisinde elektronik sistem için ekonomik ve teknik açıdan en uygununu seçmelidir. Çarpan hava jeti ile soğutma bu sistemler içerisinde pek de eski olmayan bir yöntemdir. Yüzey üzerinde sınır tabaka kalınlığını oldukça inceltmesi neticesinde ısı transferini artırmasından dolayı bir çok ısı ve kütle transferi uygulamasında kullanılan bu yöntem kendine elektronik sistemlerin soğutulmasında da yer bulmuştur.

Bilgisayar teknolojisinde ki gelişmeler, artık çoğu fiziksel olayı bilgisayar ortamında simüle etmeyi mümkün hale getirmiştir. Bu çalışmada da bir elektronik sistemin çarpan hava jeti ile soğutulması, sonlu eleman metodu ile ANSYS-FLOTRAN paket programı kullanılarak iki boyutlu olarak incelenmiştir. Yapılan hesaplamalar sonucu, z/D_h , Re, türbülans şiddeti gibi parametrelerin ve tekli jet yerine çoklu jet kullanımının ısı transferini nasıl etkilediği incelenmiştir.

Sonuç olarak bu parametrelerin ısı transferini nasıl etkilediği grafikler halinde sunulmuştur. Ayrıca yapılan bu sayısal çözüm ile elde edilen veriler ile benzer deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar karşılaştırılıp farklılıkları sebepleri ile birlikte verilmiştir.

2. KURAMSAL BİLGİLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. KURAMSAL BİLGİLER

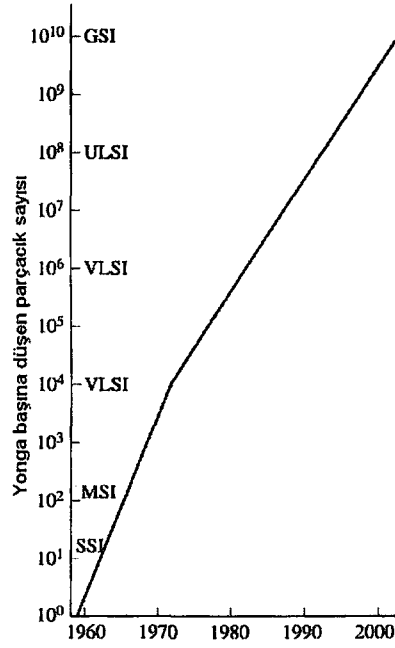
2.1.1. Elektronik Ekipmanların Gelişimi:

Thomas Edison'un 1883 yılında vakum tüpünü icat etmesi, yüksek miktarda güç harcamalarına ve güvenilir olmamalarına rağmen elektronik endüstrisindeki hızlı gelişmelerin başlangıcı oldu. Günümüz bilgisayarlarının atası sayılabilecek olan ENIAC (Electronic Numerical Integrator and Computer) bu dönemde, 1946'da Pennsylvania Üniversitesinde imal edildi. 7mx14m büyüklüğünde bir odayı işgal eden bu bilgisayar, 18000'in üzerinde vakum tüpe sahipti. Kapladığı bu hacme, harcadığı onca elektriğe rağmen ENIAC'ın yapabildiği işlemler çok kısıtlıydı.

Vakum tüpler yerlerini 1948'de keşfedilen bipolar transistörlere bıraktılar. Transistörler vakum tüplere nazaran aynı görevi daha güvenilir bir şekilde daha az enerji harcayarak yerine getiriyordu. İlk transistörlerde yarı iletken olarak Germanyum kullanıldı. Germanyumun dezavantajı 100°C'nin üzerinde görevini tam olarak yerine getirememesiydi. Daha sonra ilerleyen teknoloji ile yarı iletken olarak silikon kullanılmaya başlandı. Böylece transistörler daha yüksek sıcaklıklarda da çalışır duruma getirildi.

1959 yılında ise Entegre Devreler (Integrated Circuits (IC)) geliştirildi. Entegre Devrelerde, diyotlar, transistörler, rezistörler (dirençler) ve kapasitörler gibi birçok parçacık tek bir yongaya (chip) yerleştirildi. Daha sonra da gelişen teknoloji ile de yonga başına düşen bu parçacıkların sayısı sürekli olarak arttırıldı. Yıllara göre parçacık sayısındaki artış Şekil 2.1'de verilmektedir.

Elektronik ekipmanların küçültülmesi çalışmaların sonucu olarak, yongalara, yonga başına 1960'lı yıllarda 50-1,000 parçacık (Medium Scale Integration, (MSI)), 1970'li yıllarda 1,000-100,000 parçacık (Large Scale Integration, (LSI)), 1980'li yıllarda 100,000-10,000,000 parçacık (Very Large Scale Integration, (VLSI)) yerleştirilmiştir. Günümüzde ise 3x3cm boyutlarında bir yonga dahi birkaç milyon parçacık içermektedir.

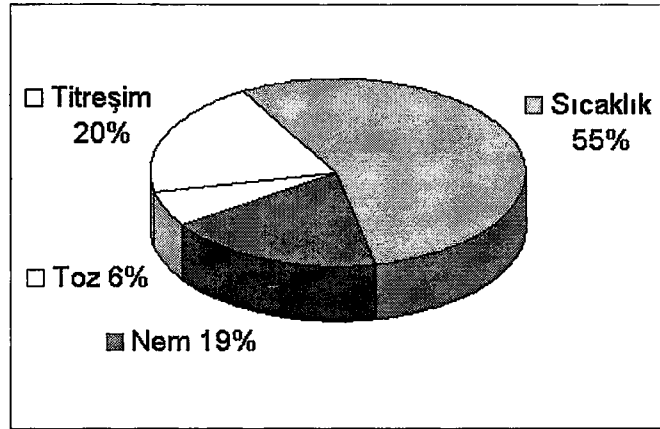


Şekil 2.1. Yıllara göre yonga başına düşen parçacık sayısı (Çengel 2003)

1970’li yılların başında, Intel firmasının mikroişlemcileri geliştirmesi elektronik endüstrisinde yeni bir başlangıç oldu. İlerleyen teknolojiyle de kapasiteler sürekli arttırılmış maliyetler ise aşağılara çekilmeye çalışılmıştır.

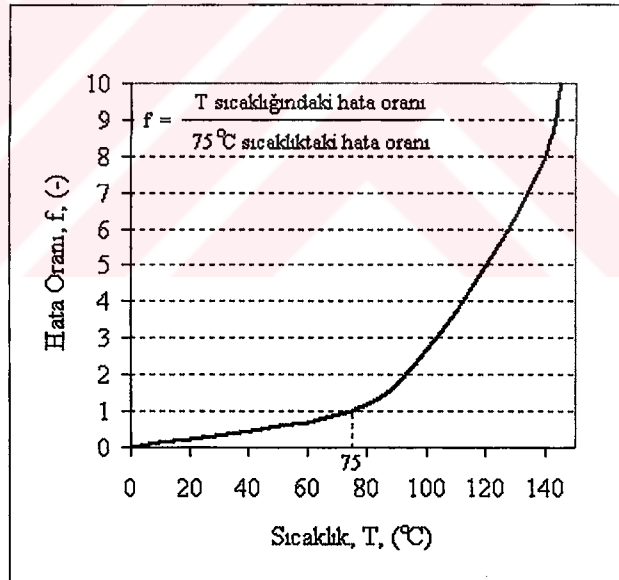
Transistorlar, vakum tüplerin açığa çıkarttığı yüksek miktardaki ısı göz önüne alındığında neredeyse ısı açığa çıkarmayan elemanlardır. Fakat çok yüksek sayılardaki parçacığın küçük bir hacme sıkıştırılmasından dolayı, elemanlara zarar verebilecek miktarda bir ısı açığa çıkabilmektedir. Açığa çıkan bu ısı $1\text{W}/\text{cm}^2$ ile $100\text{W}/\text{cm}^2$ arasında değişmektedir (Çengel 2003). Bu ısı parçacık etrafında sıcaklığın yükselmesine sebep olur. Üretilen bu ısı transfer edilmez ise parçacıkların bozulmasına kadar varan aksaklıklar ortaya çıkabilmektedir. Sıcaklık, ancak üretilen ısının, transfer edilen ısıya eşit olmasıyla sabit kalabilir.

Elektronik ekipmanlar mekanik herhangi bir eleman içermezler dolayısıyla sürtünme ve benzeri olumsuz mekanik etkilere sahip değildirler. Bundan dolayı, yüksek sıcaklıklarda çalışmalarının etkisiyle de oluşan arızalarda genellikle sıcaklıktan olmaktadır. Oluşan muhtemel arızaların nedenlerinin yüzdesel dağılımları Şekil 2.2’ de görülmektedir.



Şekil 2.2. Elektronik cihazlarda oluşan arızaların ana nedenleri (Janicki ve Napieralski 2000)

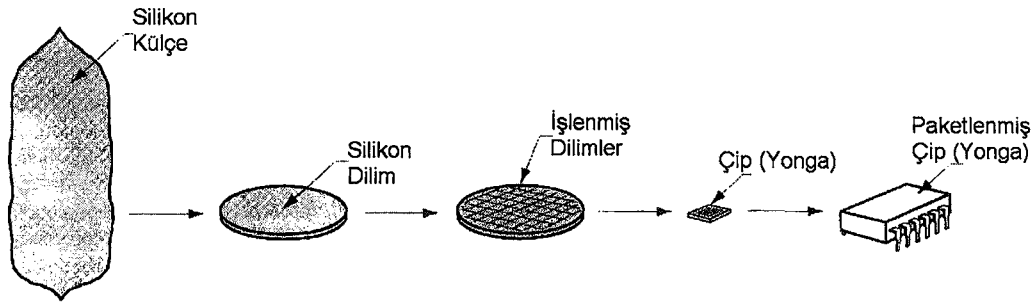
Şekil 2.3’de ise sıcaklıktaki artışın, hata oranını nasıl arttırdığı gösterilmektedir. Şekillerden de görüldüğü üzere etkin bir soğutma elektronik sistemlerin sıhhatli bir şekilde çalışabilmesi açısından çok önemlidir.



Şekil 2.3. Sıcaklığa bağlı olarak hata oranının değişimi (Çengel 2003)

2.1.2. Elektronik Elemanların İmalatı:

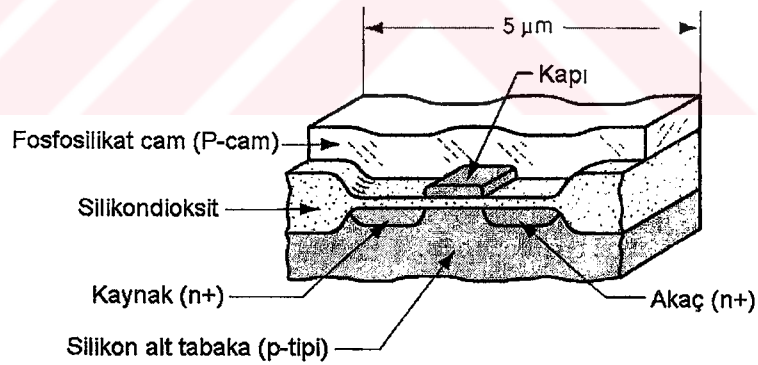
Şekil 2.4’de bir elektronik elemanın teknikte paketleme işlemi denilen yani yukarıda da belirtildiği gibi milyonlarca parçacığın birleştirilmesi esnasında geçirdiği imalat hiyerarşisi gösterilmektedir.



Şekil 2.4. Paketleme hiyerarşisi (Groover 1996)

2.1.2.1. Yarı İletkenler:

Mantıksal devrelerde tüm bilgiler 1 ve 0 şeklindeki iki çeşit bitin sıralanmasıyla temsil edilir. Bilgi her bir anahtarın durumuna göre işlenir. Anahtarın durumu kendisinin çıkış voltajı ile tanımlanır, çıkış voltajı belirli bir eşik voltajından büyükse anahtarın durumu 1 olarak, küçükse 0 olarak tanımlanır. Çok fazla sayıda anahtar gerektiren bilgisayar sistemleri ancak anahtarların ve ara bağlantı kablolarının mikroskopik boyutlarda olabileceği yarı iletken malzemeler üzerinde oluşturulabilir. Şekil 2.5’de silikondan yapılmış bir kapı devresi görülmektedir.



Şekil 2.5. Silikondan yapılmış anahtar (kapı) devresi (Groover 1996)

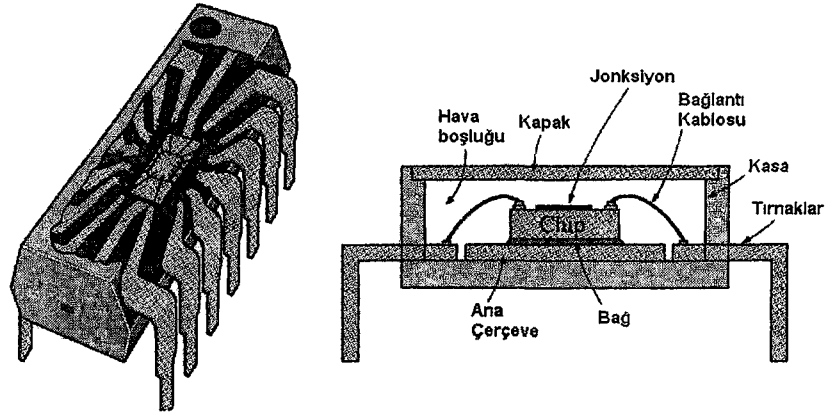
Yarı iletken olarak kullanılan başlıca malzemeler, Germanyum (Ge), Silikon (Si), Selenyum (Se), Bakır oksit (kuproksit) (CuO), Galliyum Arsenid (Ga As), İndiyum Fosfor (In P), Kurşun Sülfür (Pb S)’dür. Yarı iletkenler normal halde yalıtkan malzemelerdir. Fakat ısı, ışık ve magnetik etki altında bırakıldığında veya gerilim uygulandığında bir miktar valans elektronu serbest hale geçer, yani iletkenlik özelliği kazanır. Bu şekilde iletkenlik özelliği kazanması geçici olup, dış etki kalkınca

elektronlar tekrar atomlarına dönerler. Tabiatta basit eleman halinde bulunduğu gibi laboratuarda bileşik eleman halinde de elde edilebilir. Yarı iletkenler kristal yapıya sahiptirler. Yani atomları kübik kafes sistemi denilen belirli bir düzende sıralanmıştır. Bu tür yarı iletkenler, yukarıda belirtildiği gibi ısı, ışık, etkisi ve gerilim uygulanması ile belirli oranda iletken hale geçirildiği gibi, içlerine bazı özel maddeler katılarak ta iletkenlikleri arttırılmaktadır. Katkı maddeleriyle iletkenlikleri arttırılan yarı iletkenlerin elektronikte ayrı bir yeri vardır.

1948’li yıllarda yarı iletken olarak ilk önceleri Germanyum kullanılmıştır. Ancak Germanyum 100°C’nin üzerinde yarı iletkenlik özelliğini kaybettiği için zamanla yerini silikonlara bırakmıştır. Hatta günümüzde artık silikonunda limitleri zorlandığından yarı iletken olarak Karbon kullanılmasına yönelik çalışmalar devam etmektedir. Araştırmanın amacı normal bir insan saçından 50.000 kat daha ince olan, tüp şeklinde ve karbon moleküllerinden oluşan nanotüp’ ler oluşturmak. Bilindiği gibi ışık (fiber optik) şu an yüksek hız gerektiren networklerde veri iletiminde zaten kullanılıyor. Eğer bu karbon nanotüpler transistör haline getirilip, şu an kullanılan silikon transistörlerin yerini alabilirse bilgisayarlarımızda da ışık hızında veri akışı/işlenişi söz konusu olabilecek.

2.1.2.2. Yonga Taşıyıcısı

Yonga, çevresel etkilerden korunmak için seramikten, plastikten yada camdan yapılmış bir yonga taşıyıcısı içerisinde muhafaza edilir. Yonga bir bağ ile taşıyıcı içerisinde taban yüzeyine bağlanır. Şekil 2.6’da bir yonga taşıyıcısı görülmektedir.



Şekil 2.6. Yonga taşıyıcısı (Çengel 2003)

Plastiğin ısıl genleşme katsayısı silikonun ısıl genleşme katsayısına nazaran çok yüksektir. Bu fark ısınmayla birlikte iki tabaka arasında termik gerilmelere neden olur. Termik gerilmelere yol açmamak için tabanın da silikona yakın bir genleşme katsayısına sahip olması gerekir. Bu yüzden ana çerçeve genellikle bakır alaşımından imal edilir.

Yonga taşıyıcısının tasarımı, ısı transferini arttırmak açısından oldukça önemlidir. Çünkü ısının yongada üretildikten sonra ilk transfer edildiği eleman yonga taşıyıcısıdır. Yongada üretilen ısı, taşıyıcının kasasına, iletim, taşınım ve ışıınının beraber olduğu bir mekanizmayla transfer olmaktadır. Ancak yonga taşıyıcısının yapısı, yonganın elektronik işlevini yerine getirmesi için, öncelikle elektroniksel kaygılar göz önüne alınarak oluşturulur. Isı transferini arttırıcı yapı seçimi ikinci plana itilir. Mesela, yonga taşıyıcısı içerisindeki boşluk ısı iletkenliği çok kötü olan bir gaz ile doldurulur ve taşıyıcı kasası ısı iletimi zayıf olan bir malzemedendir yapılır. Bu etkiler yonga ile kasa arasındaki termal dirençleri, ısı transferini azaltıcı yönde artırır. Yonga içerisinde üretilen ısı, termal direncin artmasıyla atılamadığında sıcaklıkların yükselmesine neden olur. Yonga ile kasa arasındaki bu termal dirence “jonksiyon-kasa” direnci denir.

Jonksiyon-kasa direnci, yonganın geometrisi ve büyüklüğü ile taşıyıcının kasasına ve bağın materyal özelliklerine bağlı olarak yaklaşık $10^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ile $100^{\circ}\text{C}/\text{W}$ aralığında değişmektedir.

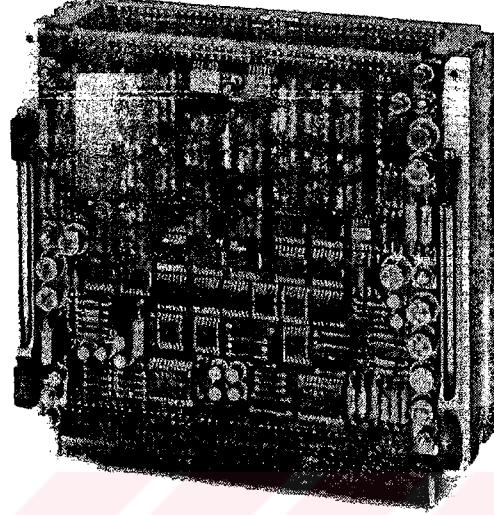
Taşıyıcının ısı transferini arttırıcı özelliğinin yanında, bünyesine yongada oksitlenmeye ve başka farklı mahzurlara neden olabilecek nemi ve diğer gazları, ayrıca tozu almayacak özelliklerde olması istenir.

Yonga aralarındaki bağlantının kısaltılmasıyla performansı artırma, ve üretimi kolaylaştırmayla maliyetleri düşürmek gibi nedenlerden dolayı uygulamada bazen bir yonga taşıyıcısının içerisine birden fazla yonga yerleştirilir. Bu tip yonga taşıyıcılarına, Çok Yongalı Paket adı verilir. Doğal olarak çok yongalı paketlerden açığa çıkan ısı tek yongalı sistemlere nazaran daha fazla olacaktır.

2.1.2.3. Baskı Devre Kartları (Printed Circuit Board)

Elektronik cihazlarda, devre elemanları olan, diyot, transistör, direnç(rezistör) ve kapasitör gibi çeşitli elektronik parçaların, maksada uygun olacak şekilde birbirlerine

bağlanmaları gerekir. Bu bağın, kısa devrelere meydan vermeden, sağlıklı bir şekilde oluşturulması gerekmektedir. Bu yüzden bu elemanlar, polimer veya cam-epoksi malzemeden yapılmış, üzerinde düzenli metal yolları bulunan bir baskı devre kartı üzerine monte edilir. Şekil 2.7’de bir Baskı Devre Kartı (PCB) görülmektedir.



Şekil 2.7. Baskı devre kartı (PCB) (Çengel 2003)

Kısaca “kart” olarak ta isimlendirilen baskı devre kartları, yaklaşık olarak 10x15 cm boyutlarındadır ve yaklaşık olarak 5 ila 10 W arasında bir ısı açığa çıkartmaktadır. Yoğunluğuna bağlı olarak elemanlar kartların bir yüzüne veya her iki yüzüne monte edilebilirler. Kullanılan yüze göre de tek taraflı ve çift taraflı kartlar olarak isimlendirilirler. Çift taraflı kartların kullanılmasıyla yerden tasarruf sağlanır fakat eleman yoğunluğunun artmasına bağlı olarak da açığa çıkan ısı miktarı artmaktadır. Elektronik sistemler genellikle birkaç kartın bir araya gelmesiyle oluşur. Kartların soğutulması için bir çok yöntem kullanılır. Bunlardan en çok kullanılanı, kartlar arasından geçirilen hava ile yapılan soğutmadır. Kartların çok sıkışık olduğu durumlarda ise kartlar bir veya iki kenarından soğuk bir yüzeye temas ettirilerek soğutulur. Ancak kartın düşük iletim katsayısı ve küçük kalınlığından dolayı termal direnç oldukça yüksektir. Termal direnci düşürmek için yapılan yaygın bir uygulama kart yüzeyine alüminyum, bakır gibi ısı iletim katsayısı oldukça yüksek malzemelerin sıvanmasıdır. İlave edilen bu levhaya “ısı çerçevesi”, bu şekilde soğutulan karta da “iletim soğutmalı kart” adı verilir.

2.1.2.4 Kabinler

Elektronik sistemlerin tozdan, nemden ve diğer zararlı etkilerden korunması gerektiği gibi, dolaşan elektriğin çevreye zarar vermemesi için de sistemin koruyucu bir kabin içerisinde muhafaza edilmesi gerekmektedir. Fakat bu kabin, sistem ile çevre havası arasında ki teması engellediğinden ısı transferini olumsuz etkiler. Bu olumsuzluğu engellemek için, ısı etkilerinde göz önüne alındığı bir kabin tasarımı yapılmalıdır.

Genellikle kabinin bir yüzeyine kartların birbirleriyle iletişimini sağlayan “ana kart” olarak adlandırılan bir kart monte edilir. Kartlar bir kenarlarından ana kart üzerindeki uygun yuvalara monte edilir.

2.1.3. Elektronik Ekipmanların Soğutma Yüğü

Bir soğutma sistemini seçiminde ve tasarımında ilk adım “soğutma yüğü” olarak adlandırılan ısı yayılımının hesaplanmasıdır. En basit şekliyle, tam yük altında elemana uygulanan voltaj (V) ve elemanda geçen akım (I) olmak üzere elemanın sarf ettiği güç,

$$\dot{W} = V.I = I^2.R \quad [W] \quad (2.1)$$

ifadesiyle hesaplanır.

Termodinamiğin Birinci Kanunu, gereğince sisteme giren enerji çıkan enerjiye eşit olmalıdır. Elektronik elemandan açığa çıkan enerjinin sadece dirençten geçen akım yüzünden açığa çıkan ısı olduğu kabul edilirse, soğutma yüğü elemanın harcadığı güce eşit olur.

$$\dot{Q} = \dot{W}_e \quad (2.2)$$

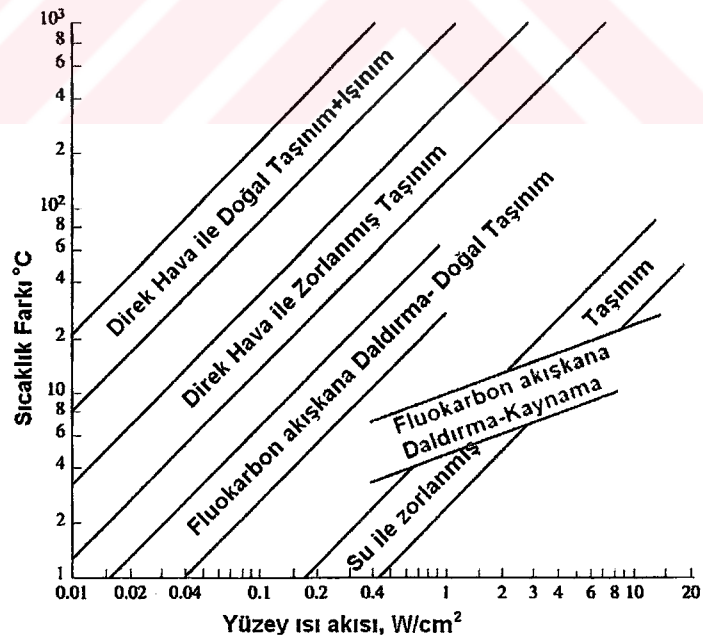
fakat elektromagnetik dalgalar yayan cihazlarda bu bağıntıyı kullanmak yanlış olur. Çünkü televizyon, radyo ve radar gibi cihazlar aldıkları enerjinin bir miktarını radyo

frekansı olarak yayarlar. Bu durumda soğutma yükü tüketilen güç ile yayılan güç arasındaki fark kadardır.

Soğutma sistemi seçilirken de hesaplanan bu soğutma yükü emniyet açısından elektronik sistemin özelliklerine bağlı olarak bir miktar büyük tutulmalıdır.

2.1.4. Çeşitli Uygulama Alanları İçin Soğutma Sistemleri

Şu ana kadar uygulanmış ve hala üzerinde çalışılmakta olan çok farklı soğutma teknikleri vardır. Soğutma sistemi seçilirken bu sistemlerden en uygun olanı seçilmelidir. Soğutma sistemi seçilirken, elektronik sistemin türü, kullanım yeri, açığa çıkarttığı ısı, izin verilen maksimum çalışma sıcaklığı ve soğutma sistemi için ayrılacak yer büyüklüğü önemli kavramlardır. Seçim yapılırken alternatif sistemlerden en ekonomik olanı tercih edilmelidir. Ancak bazı kritik uygulamalarda örneğin havacılık ve uzay sahasında ekonomik kaygılar arka plana itilip güvenli çalışma ön plana çıkarılabilir. Şekil 2.8’de açığa çıkan ısı ile sıcaklık değeri için yaygın olan soğutma sistemlerinden hangisinin seçilebileceği verilmiştir.



Şekil 2.8. Açığa çıkan ısı akısı ile sıcaklık farkına göre seçilmesi gereken soğutma sistemi. (Kraus ve Bar-Cohen 1983)

2.1.4.1. İletimle Soğutma

İletimle soğutma, bir katı (veya durgun halde sıvı yada gaz) boyunca sıcaklık farkından dolayı ısının difüzyonuna dayanır. k malzemenin ısı iletim katsayısı, A ısı transferine dik yüzey alanı, L ısı transferi boyunca olan kalınlık, ΔT sıcaklık farkı olmak üzere, transfer edilen ısı miktarı Fourier'in ısı iletim kanunu ile;

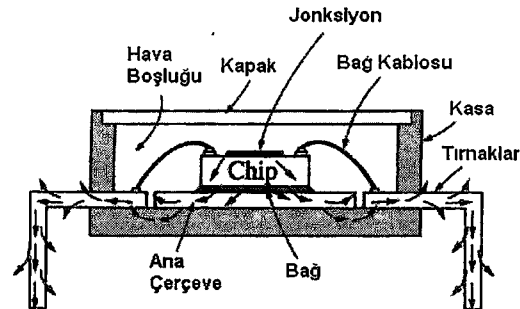
$$Q = -A.k.\frac{\Delta T}{L} = -\frac{\Delta T}{R} \quad [W] \quad (2.3)$$

şeklinde hesaplanabilir.

Burada $R = \frac{L}{k.A}$ ortamın ısı iletim direncidir. Dolayısıyla iletilen ısı Q

biliniyorsa, direnci R olan bir ortam boyuna sıcaklık düşüşü, $\Delta T = Q.R$ bağıntısı ile hesaplanabilir.

Isının ilk açığa çıktığı yer yonga devreleri ve jonksiyonlardır. Yongalar da yonga taşıyıcısına katı bir bağ ile bağlandığı için ilk iletimle ısı transferi burada görülür. Jonksiyonda üretilen ısı yonga kalınlığı boyunca iletilir. Isı transferinin mümkün olan en yüksek değerinde tutmak için yonga, kurşun çerçeveye ısı iletim katsayısı çok yüksek olan bir malzeme ile yapıştırılmalıdır. Bu noktaya kadar ısının iletilmesinde bir sorun yoktur ancak kısa devre oluşmaması için kurşun çerçeve ile kurşun tırnaklar arasında elektriği ileten metalik bir bağın olmaması gerekmektedir. Bu ise ısı transferini azaltacak plastik veya seramik gibi yalıtkan malzemelerin kullanılmasını zorunlu kılmaktadır. Yongadan taşıyıcıya olan ısı transferinin ayrıntısı Şekil 2.9'da görülmektedir.



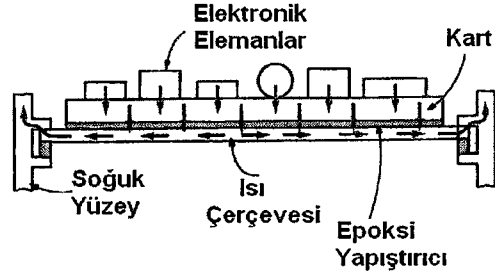
Şekil 2.9. Yonga taşıyıcısındaki ısı iletimi (Çengel 2003)

Ancak iletim yonga ile kurşun tırnaklar arasındaki iletimle sınırlı değildir. Yonga taşıyıcısı içerisindeki boşluk durgun bir gaz ile doludur. Dolayısıyla yongadan açığa çıkan ısının bir miktarı önce bu gaza daha sonrada gaz üzerinden de yonga taşıyıcısının kasasına aktarılır. Isının hangi yolu izleyeceği bu yollardaki termal dirence bağlıdır. Doğal olarak ısı termal direnci daha düşük olan yolu izleyerek yongayı terk edecektir. Bu dirençlerin analitik olarak hesaplanması mümkün değildir. Bu yüzden genellikle üretici firmalar yaptıkları deneysel çalışmalar sonucu elde ettikleri direnç değerlerini ürünle birlikte sunarlar. Yonga taşıyıcısından tırnaklar vasıtasıyla baskı devre kartına iletilen ısının karttan atılması iletimle olan ısı transferinin ikinci adımını oluşturur. Kartların ısı iletkenliği çok düşük olan cam-epoksi malzemedan yapılması ve genellikle üzerlerinden akan hava akımıyla veya sıvı ile soğutulması gibi nedenlerden kart boyunca iletimle olan ısı transferi ihmal edilebilecek kadar küçüktür. Ancak kartların sıkışık ve hava akımının yetersiz olduğu durumlarda, kartlarda ısı iletimi ön plana çıkmaktadır. Kart yüzeylerinden olan ısı transferi ihmal edilirse, kart üzerinde bulunan elemanların ürettikleri ısı kart boyunca, kartın tutturulduğu kenarına doğru olur. Eğer kart iletimle soğutulacaksa, yaygın bir uygulama olarak bakır yada alüminyum sıvama veya ısı çerçevesi kullanılır. Alüminyum veya bakır sıvanması durumlarında ısı cam-epoksi levhadan ziyade ısı iletim katsayısı yaklaşık 150 kat fazla olan bu metal plaka boyunca iletilir. Ancak metal sıvanması durumunda metalin herhangi bir kısa devreye yol açmamasına özellikle dikkat edilmelidir.

Isı transferinin fazla olması gerektiği, jonksiyon sıcaklığının daha düşük olması gerektiği durumlarda ise ince bakır tabakası sıvamak yerine kalın bir “ısı çerçevesi” kullanılır. Bu duruma özellikle yüksek çıkış güçlü yongalardan oluşmuş çok tabakalı baskı kartlarında karşılaşılr.

Isı çerçevesi kullanıldığı zaman, Baskı Kartı'nın epoksi tabakasındaki ısı iletimi uzunluğu boyunca değil kalınlığı boyunca olacaktır. Epoksi tabakasının kalınlığı çok küçük olduğundan ısı akışı için küçük bir direnç gösterecektir. Bu direnç epoksi tabakasının üzerine delikler açılarak içlerinin bakırla doldurulmasıyla daha da düşürülebilir.

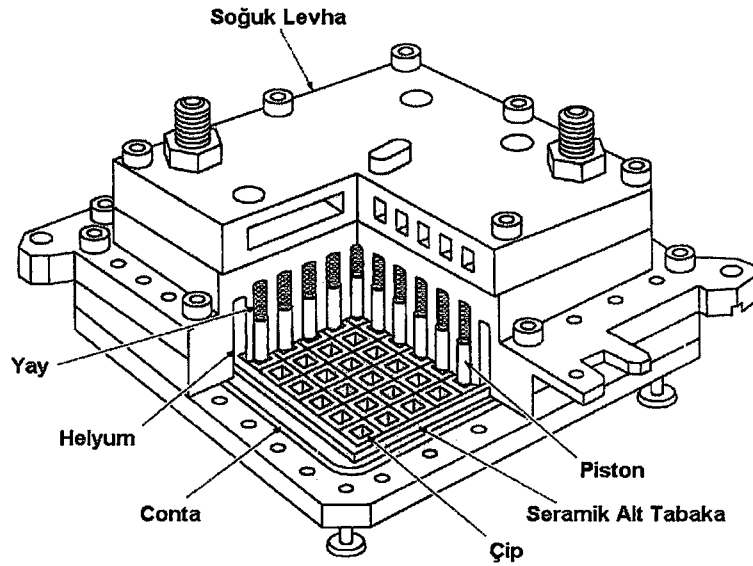
Isı çerçevesi ile bir kartın soğutulması Şekil 2.10' daki gibidir. Yongada üretilen ısı sırasıyla, baskı devre kartına, epoksi yapışkana, ısı çerçevesinin merkezine ve ısı çerçevesinden de soğuk levhaya transfer edilir.



Şekil 2.10. Isı çerçevesi (Çengel 2003)

2.1.4.2. Isıl İletim Modülü

Elektronik teknolojisindeki gelişmelere bağlı olarak yonga içerisindeki eleman yoğunluğu sürekli olarak artmaktadır. Bu da yongadan çıkan ısı gücünün sürekli olarak artması anlamına gelmektedir. Klasik soğutma sistemleri bu büyüklükteki ısı güçlerinin transferinde yetersiz kalabilmektedir. Açığa çıkan bu ısının daha etkili bir şekilde nasıl atılabileceği sorusunun bir cevabı olarak, Şekil 2.11'de görülen Isıl İletim Modülü (Termal Conduction Module, TCM) geliştirilmiştir.



Şekil 2.11. TCM kesit resmi (Çengel 2003)

Yonga tasarımında elektronik tasarım ile ısıl tasarımın eşit ağırlıkta ele alınması dolayısıyla TCM'ler bu sahada bir ilk olmuşlardır. Daha önceki tasarımlarda daha ziyade elektronik dizayna önem verilmesi yüksek jonksiyon sıcaklığı ve düşük güvenilirlik gibi istenmeyen sonuçlar doğurmaktaydı.

TCM'de bir yüz elektronik bağlantılar için diğer yüz de açığa çıkan ısıyı atmak için kullanılır. Joksiyon-kasa direncini minimize etmek için yonga, soğutma sistemiyle doğrudan temas yoluyla soğutulmaktadır.

TCM, 90x90 mm ebatlarında çok katmanlı seramik tabana lehimle bağlanmış, 100 ila 118 arasında mantıksal yongayı barındırır. Her yonga yaklaşık olarak 4W'lık bir ısı açığa çıkarır. Isı, yongadan, arkasındaki yay tarafından itilen pistonlu metal muhafazaya iletilir. Yonga ile piston arasındaki iletim ağırlıkla gaz üzerinden olduğundan, gaz olarak ısı iletim katsayısı havanınkinin 6 katı olan helyum gazı kullanılır. Bir TCM nin toplam termal direnci yaklaşık 8°C/W kadardır.

2.1.4.3. Hava ile Doğal Taşınımlı Soğutma

Doğal taşınımında havayı hareketlendirecek bir fan kullanmaya gerek yoktur. Bu da, sessiz çalışma, güç sarfiyatı olmaması ve arıza riski taşımaması gibi bazı avantajları beraberinde getirmektedir. Doğal taşınım bu avantajlarından dolayı elektronik sistemlerin soğutulmasında oldukça fazla kullanılmaktadır.

Fakat doğal taşınımla transfer edilebilecek ısı miktarı sınırlıdır. Elektronik elemandan atılan ısı miktarı Newton'un Soğuma Kanunu ile hesaplanır.

$$Q = A \cdot h_{ort} \cdot (T_y - T_{\infty}) \quad [W] \quad (2.4)$$

Burada;

Q : Elektronik elemandan atılacak olan ısı miktarı [W]

A : Elektronik elemanın ısı transfer yüzey alanı [m²]

h_{ort} : Ortalama ısı taşınım katsayısı [W/m²°K]

T_y : Elektronik elemanın yüzey sıcaklığı [°K]

T_{∞} : Ortam sıcaklığı [°K]

Bağıntıdan da görüleceği üzere, elektronik elemandan açığa çıkan gücün sabit kaldığı kabul edilirse, eleman yüzey sıcaklığının düşük olması, akışkan sıcaklığının

düşük olmasına, yüzey alanının ve taşınım katsayısının yüksek olmasına bağlıdır. Cihazın çalıştığı ortam sıcaklığı sabittir ve doğal taşınımda ısı taşınım katsayısı düşüktür ve kontrolümüz altında değildir. Dolayısıyla değiştirebileceğimiz tek parametre alandır. Alan artışı da genellikle ısı iletim katsayısı çok yüksek olan alüminyum veya bakırdan yapılmış kanatçıkların yüzeye ilavesi ile sağlanmaktadır. Yüzey alanındaki bu artış ayrıca ışınlama ile atılan ısı miktarını da arttırmaktadır.

Bu iyileştirmelere rağmen doğal taşınım, yüksek ısı açığa çıkaran sistemlerde, özellikle eleman yoğunluğunun yüksek olduğu durumlarda yetersiz kalmaktadır. Ancak yukarıda saydığımız avantajlarından dolayı bu konudaki araştırmalar devam etmektedir.

2.1.4.4. Hava ile Zorlanmış Taşınımlı Soğutma

Elektronik cihazların her geçen gün biraz daha küçülmesi, yani eleman yoğunluğunun artması ve çıkan ısı miktarlarının yükselmesi çoğu uygulamada doğal taşınımı yetersiz kılmaktadır. Taşınım ile transfer edilen ısı Newton'un Soğuma Kanunu ile hesaplanmakta idi.

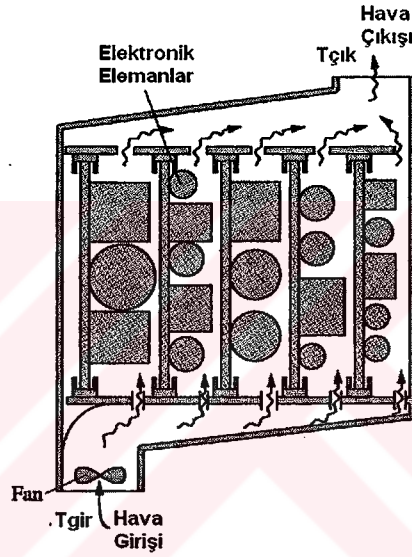
$$Q = A \cdot h_{ort} \cdot (T_y - T_\infty) \quad [W] \quad (2.5)$$

Bağıntıdan da görülebileceği üzere transfer edilen ısı, ısı taşınım katsayısıyla orantılıdır. Bu yüzden bu tip sistemlerde ısı taşınım katsayısının daha yüksek olmasından dolayı zorlanmış taşınım tercih edilir. Burada, ısı transferini arttırmak için, yüzey alanını attırabileceğimiz gibi doğal taşınımına göre zaten yüksek olan ısı taşınım katsayısını da değişik yöntemlerle arttırabiliriz. Yani zorlanmış taşınımında ısı transferi, doğal taşınımına göre daha kontrol altındadır.

Bilindiği üzere, taşınım katsayısı akışkan hızı, akışın tipi, yüzey geometrisi, akışkanın termofiziksel özellikleri gibi birçok parametreye bağlıdır. Bu yüzden açığa çıkan ısı miktarının yüksek olduğu durumlarda, yüksek hava hızları, ve uygun geometriler tercih edilir. Ancak burada da önümüze başka engeller çıkmaktadır. Zira hava hızı direk olarak fan kapasitesi ile orantılıdır. Bu da ilk yatırım maliyetini ve işletme maliyetini arttırmaktadır. Fan kapasitesini veya sayısını arttırmanın bir önemli mahsuru da ortaya çıkaracağı ses unsurudur.

Elektronik sistemlerde, taşınım katsayısının tespiti kompleks yüzey geometrileri ve üniform olmayan ısı akıları nedeniyle zordur ve deneysel olarak hesaplanmaktadır. Daha etkin soğutma için değişik geometriler ve akış tipleri için bir çok çalışma mevcuttur ve hala sürmektedir.

Elektronik sistemlerin soğutulmasında zorlanmış taşınımın farklı tiplerinin hemen hemen hepsi kullanılmaktadır. Örneğin transistör gibi elemanların üzerinden akan hava ile soğutulması bir dış akış, birbirine paralel iki kart üzerinde bulunan elemanların aradan geçen hava ile soğutulması bir iç akış uygulamasıdır. Şekil 2.12’de baskı devre kartlarının yüzey üzerinden akan hava ile soğutulması görülmektedir.



Şekil 2.12. Baskı devre kartlarının zorlanmış taşınım soğutulması (Çengel 2003)

Zorlanmış taşınımında, yüzeyden ışınila olan ısı transferi ihmal edilebilecek seviyededir bunun iki nedeni vardır. Birincisi taşınım ile olan ısı transferinin fazlalığı, ikincisi ise sıkışık sistemlere uygulandığından eleman çevresinin, eleman sıcaklığına yakın bir sıcaklıkta olmasıdır.

Zorlanmış taşınım soğutmada, ısı üreten elemanlara birer fan ile soğutma yapılabileceği gibi elemanların bulunduğu kabine yerleştirilecek ortak bir fanla merkezi bir soğutma da yapılabilir. Kabin ile dış ortam arasında bir ısı transferinin olmadığı kabul edilirse; kabine giren hava tarafından absorbe edilen ısı miktarı, elemanlar tarafından açığa çıkan ısı miktarına eşit olacaktır.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{cikis} - T_{giris}) \quad [W] \quad (2.6)$$

Burada;

\dot{Q} :Elemanlardan açığa çıkan toplam ısı [W],

c_p :Havanın özgül ısısı [j/kgK],

T_{giris} :Havanın kabine giriş sıcaklığı [°K],

T_{cikis} :Havanın kabinden çıkış sıcaklığı [°K],

\dot{m} :Havanın kütleli debisi [kg/s].

Bu bağıntı ile sisteme fanın sağlaması gereken hava miktarı hesaplanabilir. Fan seçimi yapılırken hesap edilmesi gereken bir diğer değer kabin içerisindeki toplam basınç kaybıdır.

Bu iki değerle hesabıyla seçilen fanın girişe mi yoksa çıkışa mı yerleştirileceği ayrı bir sorudur. Eğer fan girişe yerleştirilirse bunun avantajları, içeride pozitif basınç oluşturulması neticesinde aralıklardan toz girmesini engellemesi ve fanın soğuk tarafta olmasından dolayı ömrünün uzamasıdır. Dezavantajı ise fan motorunun açığa çıkardığı ısının da kabine girmesidir. Kabin toz girmesi, arızalara neden olması ve eleman yüzeylerine yapışarak ısı transferine karşı direnç oluşturması nedenlerinden dolayı istenmez. Bu yüzden oluşturduğu pozitif basınçtan ve fan girişine filtreleme yapılması daha kolay olduğundan fanın girişe takılması daha avantajlıdır.

2.1.4.5. Sıvı Soğutma

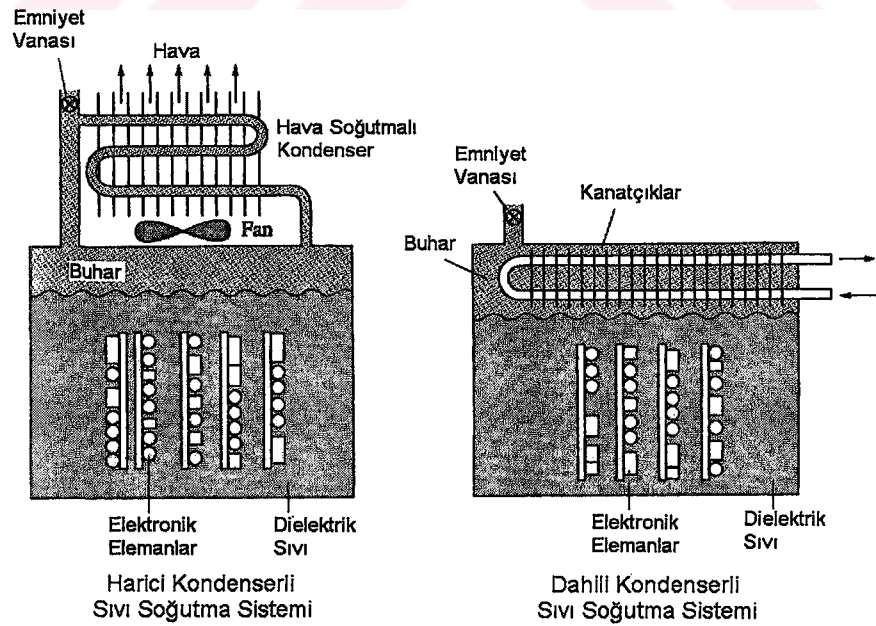
Sıvıların ısı iletkenliği gazlara göre daha yüksektir. Bu özelliklerinde dolayı akışkan olarak sıvı kullanılması durumunda ısı transferi daha yüksek olacaktır. Fakat bu avantajlarına rağmen sıvı soğutmalı sistemlerde sızıntı, oksitlenme ve ekstra ağırlık problemleri bulunmaktadır. Bu dezavantajlara rağmen ısı yükünün fazla olduğu elektronik sistemlerde mecburen kullanılmaktadır.

Sıvı soğutmalı sistemlerde, soğutucu akışkan elemana direkt temas edebileceği (direkt temaslı soğutma sistemi) gibi bir ara yüzle de temas edebilir (indirekt temaslı soğutma sistemi). Direkt temaslı soğutma sisteminde elektronik elemandan açığa çıkan ısı direkt olarak sıvıya transfer edilir. İndirekt temaslı soğutma sisteminde ise ısı önce

soğuk levhaya transfer edilir daha sonra sıvıya transfer edilir. Buda termal direnci arttırdığından direkt temaslı soğutma daha etkilidir.

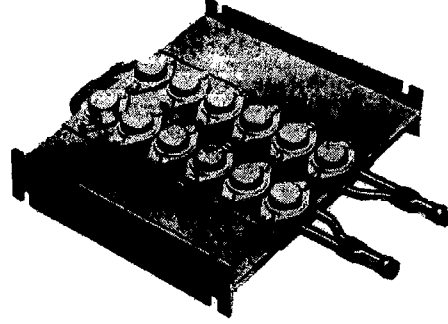
Bir başka gruplandırma da soğutucu sıvının kullanımdan sonra tekrar kullanılıp kullanılmama durumuna göre yapılabilir. Eğer soğutma sıvısı sirküle edilip tekrar soğutma için kullanılıyorsa bu tip soğutma sistemi kapalı soğutma sistemi, tekrar kullanılmıyorsa açık soğutma sistemidir. Kapalı sistemler sıvının eksilmemesi ve daha iyi sıcaklık kontrolü sağlamalarında dolayı daha avantajlıdır.

Direkt temaslı soğutma sistemlerinde elektronik elemanlar sıvıya tamamen daldırılıyorsa bu tip sistemler daldırılmalı tip soğutma sistemidir. Isı elemandan sıvıya, sıcaklık seviyesine ve akışkan özelliklerine bağlı olarak, doğal taşınım, zorlanmış taşınım veya kaynama (hal değişimi) ile transfer edilebilir. Isı transferinin daha yüksek olmasından dolayı kaynamalı sistemler daha sıkça kullanılmaktadır. Ancak direkt temaslı sistemlerde elektronik elemanlarla temasta olan akışkan elemanlara zarar vermeyecek özelliklerde olmalı ve elektriği iletmemelidir. Uygulamalarda genelde bu özelliklere sahip olan FC75 gibi Fuluokarbon akışkanlar kullanılır. Daldırılmalı tip soğutma sistemleri de eğer faz değişimi varsa buharlaşan akışkanın tekrar yoğuşturulması için kullanılan kondenserin içeride veya dışarıda olmasına bağlı olarak dahili kondenserli ve harici kondenserli olmak üzere ikiye ayrılır. Bu iki sisteme ait çalışma prensibi Şekil 2.13’de verilmiştir.



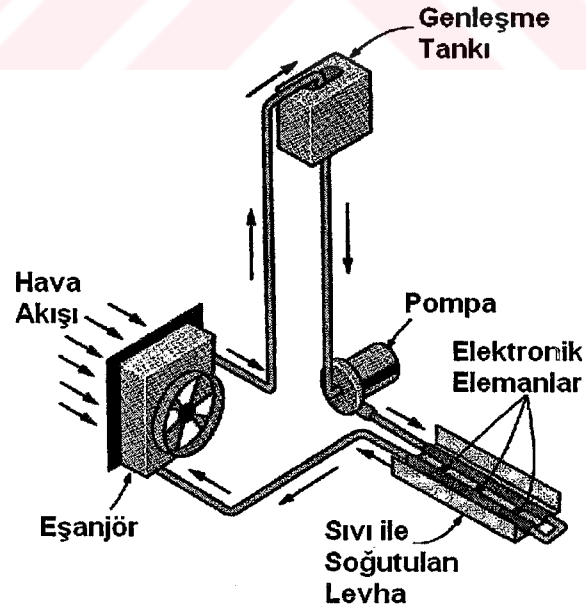
Şekil 2.13. Harici ve dahili kondenserli daldırma tip sıvı soğutma sistemi (Çengel 2003)

İndirekt soğutma sistemlerinde elemanlar alüminyum veya bakır gibi ısı iletkenliği yüksek plakalara monte edilir. Elemanlarda üretilen ısı önce plakaya transfer edilir daha sonra plakaya monte edilmiş borular içinden geçen soğutucu akışkana transfer edilir. Şekil 2.14’de bir İndirekt soğutma sistemi görülmektedir.



Şekil 2.14. İndirekt soğutma sistemi. (Çengel 2003)

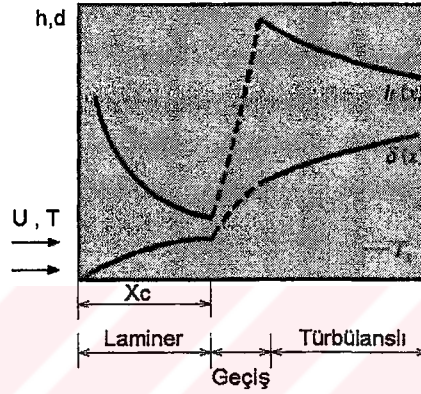
Isınan akışkan daha sonra genelde bir fanla soğutulan eşanjöre gelir ve soğutularak tekrar soğutma yapmak üzere sisteme gönderilir. Bu sistemde artı olarak sıvıyı hareketlendirecek bir pompa ve eksilen sıvıyı telafi edecek ve sistemdeki sıcaklık artışından kaynaklanan genişmeyi alacak bir genişleme tankı kullanılmalıdır. Sistemin çalışma prensibi Şekil 2.15’de görülmektedir.



Şekil 2.15. İndirekt temaslı sıvı soğutma sistemini (Çengel 2003)

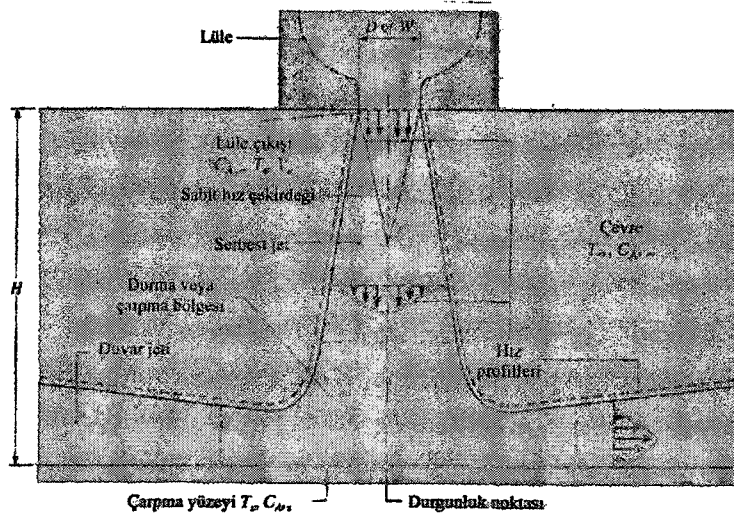
2.1.4.6. Yüze Çarpan Jetler ile Soğutma

Yüze çarpan jetlerin diğer taşınım tiplerinden farkı akışkanın, dairesel veya dikdörtgen kesitli bir lüleden yüze dik veya belirli bir açıyla üflenmesidir. Akışkanın yüze dik olarak üflenmesi, yüze paralel akışa göre sınır tabaka kalınlığı oldukça inceltir. Sınır tabaka kalınlığı ile ısı taşınım katsayısı arasındaki ilişki Şekil 2.16'da görüldüğü gibidir.



Şekil 2.16. Isı taşınım katsayısının sınır tabaka kalınlığıyla değişimi
(Incropera ve DeWitt 2001)

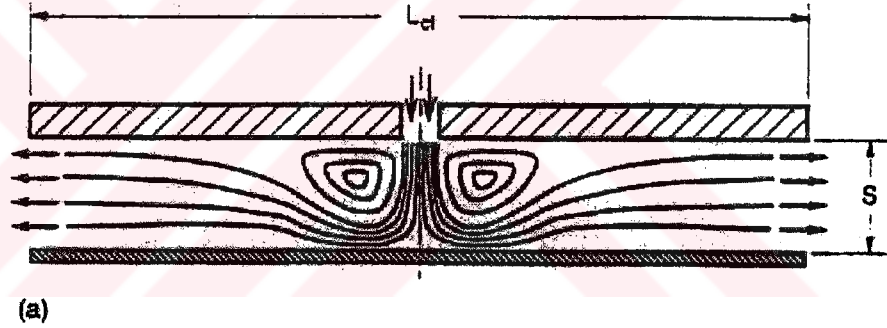
Termal direnci arttıran sınır tabakanın incilmesiyle ısı transferinde bir artış meydana gelir. Bu etkisinden dolayı jetler bir çok endüstriyel uygulamada tercih edilmektedir.



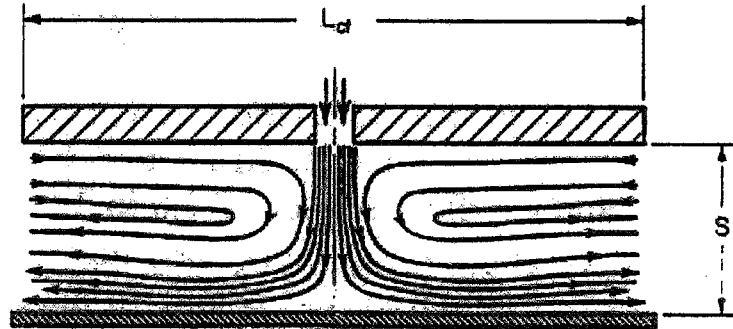
Şekil 2.17. Tek bir jetin yüze çarpması durumunda oluşan bölgeler
(Incropera ve DeWitt 2001)

Lülenin çıkışında maksimum olan hız lüleden uzaklaştıkça momentum transferi neticesinde azalır. Ancak Şekil 2.17'den de görüleceği üzere lüle çıkışında hızın değişmediği bir çekirdek bölge oluşmaktadır. Çekirdek bölgenin altında ise lüleden uzaklaştıkça kesiti büyüyen, çarpma yüzeyinden etkilenmeyen bir serbest bölge bulunmaktadır. Bu bölgenin hemen altında ise hızların çarpmadan dolayı etkilendiği durma veya çarpma bölgesi görülmektedir. Çarpma noktasından doğru yatayda uzaklaştıkça hızın azaldığı bölge de duvar jeti bölgesidir.

Üfleme bir nozuldan yapılıyorsa yani akış alanı üst yüzeyinden bir levhayla sınırlandırılmıyorsa bu tip jetlere serbest jet denir. Eğer akışkan bir levha üzerine açılmış yarıklardan püskürtülüyorsa, yani akış alanı üstten bir levha ile sınırlandırılıyorsa bu tip jetlere ise sınırlandırılmış jetler denir. Bir gaz jeti için sınırlı ve serbest jet örneği Şekil 2.18 ve Şekil 2.19' da verilmiştir. Şekil 2.18'den de görüleceği üzere sınırlandırılmış jette üst levhanın hedef levhaya olan uzaklığına bağlı olarak akım çizgilerinde değişiklikler oluşmaktadır.



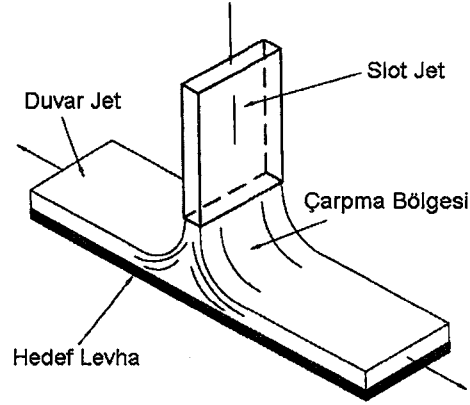
(a)



(b)

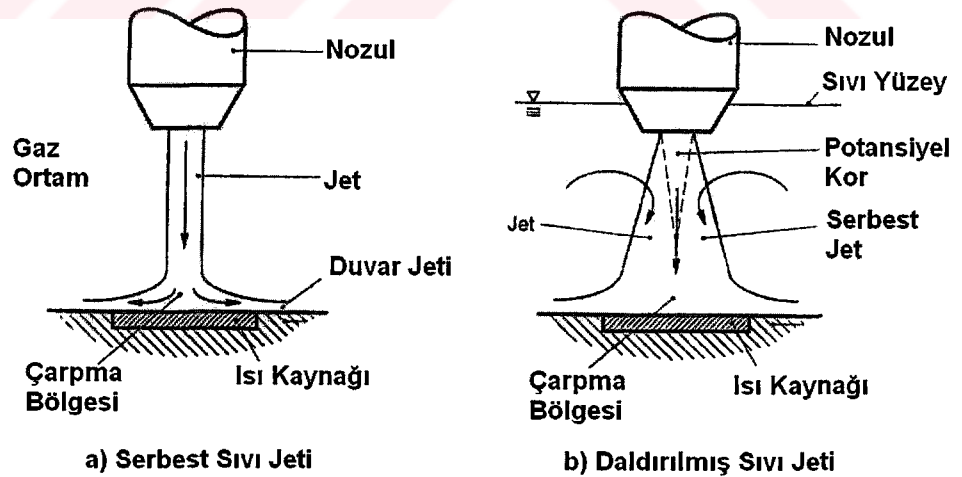
Şekil 2.18. Sınırlı Jetler (Incropera ve Ramadhyani 1993)

a) Üst yüzey alt yüzeye yakın. b) Üst yüzey alt yüzeye uzak



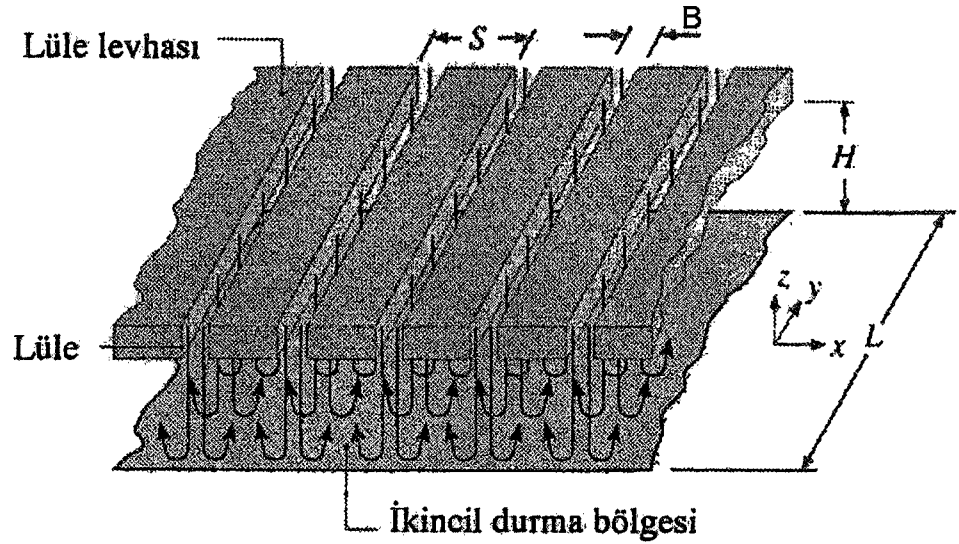
Şekil 2.19. Serbest Hava Jeti (Beitelmal v.d. 2000)

Eğer jetten üflenen akışkan sıvı ise daldırma kavramı ortaya çıkmaktadır. Eğer jet, jetten püskürtülen sıvı ile aynı ortam içerisine daldırılarak yüzeye çarptırılıyorsa bu tip jetlere daldırılmış sıvı jeti denir. Bu durumda püskürtülen sıvı ile ortamdaki sıvı arasındaki momentum transferinden dolayı Şekil 2.20 b' den de görüleceği üzere gaz jetine benzer olarak akış kesitinde bir genişleme olacaktır. Ancak serbest sıvı jetinde sıvı ile ortamdaki gaz arasında momentum transferi fazla olmadığından kesitte çok az bir genişleme meydana gelecektir. Bu etki Şekil 2.17' de görülmektedir.



Şekil 2.20. Serbest ve Daldırılmış sıvı jetleri (Incropera ve Ramadhyani 1993)

Çarpan hava jetleri uygulamalarında, akışkan tek bir lüle ile lokal olarak püskürtülebileceği gibi bir çok lüleden oluşan lüle dizisi ile de çok noktadan püskürtülebilir. Şekil 2.21' de yarıklı bir lüle dizisi görülmektedir.



Şekil 2.21. Bir Lüle dizisi (Incropera ve DeWitt 2001)

Tek lüleli sistemlerde çarpma yüzeylerinde ve durgunluk noktasında hızlar sıfırdır. Çok lüleli sistemlerde ise bu noktalara ek olarak bitişik jetle çarpışma sonucu ikinci bir durgunluk noktası oluşur.

Lüle tasarımında, lülenin boyutu, şekli, lülenin yüzeyden uzaklığı, akışkanın lüleden çıkış hızı ve sıcaklığı göz önüne alınması gereken parametrelerdir. Eğer tek bir jet yerine bir jet dizisi kullanılacak ise bu parametrelere jetler arasındaki mesafede ilave edilmelidir. Bütün bu parametreler çarpan hava jetlerini oldukça komplike hale getirmektedir. Bu konudaki kapsamlı bir araştırma Martin (Martin, 1977) tarafından yapılmıştır. Tek lüleli bir sistem için yüzey üzerinde nusselt sayılarının değişimleri yaklaşık olarak Şekil 7,18 deki gibidir. Burada D_h (hidrolik çap) dairesel kesitli lülelerde lüle çapı D 'ye yarıklı lülelerde lüle genişliğinin iki katına $2B$ 'ye eşittir.

Martin yaptığı bu çalışmada çarpan hava jeti için aşağıdaki bağıntıları sunmuştur.

Tekbir dairesel lüle için:

$$\frac{\overline{Nu}}{Pr^{0.42}} = 2 Re^{1/2} (1 + 0.005 Re^{0.55})^{1/2} \frac{(1 - 1.1D/r)}{(1 + 0.1(H/D - 6)D/r)} \frac{D}{r} \quad (2.7)$$

Burada;

D lüle çapını, r çarpma noktasına olan uzaklığı, H lülenin yüzeye olan uzaklığını sembol etmektedir.

Bu ifade $\left[\begin{array}{l} 2000 \leq Re \leq 400000 \\ 2 \leq H/D \leq 12 \\ 2.5 \leq r/D \leq 7.5 \end{array} \right]$ aralığında geçerlidir.

Tek bir yarıklı lüle için;

$$\frac{\bar{Nu}}{Pr^{0.42}} = \frac{3.06}{x/B + H/B + 2.78} Re^m \quad (2.8)$$

Burada;

$$m = 0.695 - \left[\left(\frac{x}{B} \right) + \left(\frac{H}{2B} \right)^{1.33} + 3.06 \right]^{-1} \text{ ve } x \text{ çarpma noktasından olan uzaklıktır.}$$

Bu ifade $\left[\begin{array}{l} 3000 \leq Re \leq 90000 \\ 2 \leq H/B \leq 10 \\ 4 \leq x/B \leq 20 \end{array} \right]$ aralığında geçerlidir.

Dairesel kesitli lüle dizileri için;

$$\frac{\bar{Nu}}{Pr^{0.42}} = A_r^{1/2} \left[1 + \left(\frac{H/D}{0.6/A_r^{1/2}} \right)^6 \right]^{-0.05} \frac{1 - 2.2A_r^{1/2}}{1 + 0.2(H/D - 6) \cdot A_r^{1/2}} Re^{2/3} \quad (2.9)$$

Burada;

A_r lüle çıkış kesit alanının komşu lüleleri eşit olarak birbirlerinden ayıran zahiri hücrelerden birinin alanına oranıdır. $A_r = A_{hüle} / A_{hücre}$

Bu ifade $\left[\begin{array}{l} 2000 \leq Re \leq 100000 \\ 2 \leq H/D \leq 12 \\ 0.004 \leq A_r \leq 0.04 \end{array} \right]$ aralığında geçerlidir.

Yarıklı lüle dizileri için;

$$\frac{\bar{Nu}}{Pr^{0.42}} = \frac{2}{3} A_{r,o}^{3/4} \left(\frac{2Re}{A_r/A_{r,o} + A_{r,o}/A_r} \right)^{2/3} \quad (2.10)$$

$$\text{Burada, } A_{r,o} = \left[60 + 4 \left(\frac{H}{2B} - 2 \right)^2 \right]^{-1/2} \text{ dir.}$$

$$\text{Bu ifade de } \left[\begin{array}{c} 1500 \leq \text{Re} \leq 40000 \\ 2 \leq H/B \leq 80 \\ 0.008 \leq A_r \leq 2.5 A_{r,o} \end{array} \right] \text{ aralığında geçerlidir.}$$

2.1.5. Sonlu Elemanlar Metodu

Doğa olaylarının incelemenin bir yolu da olayı diferansiyel veya integral eşitliklerle ifade edip çözüme ulaştırmaktır. Bu şekilde çözüm elde edebilmek için iki önemli aşama vardır. Bunlar;

- 1- Fiziksel olayın matematiksel modelini oluşturmak.
- 2- Oluşturulan matematiksel modelin çözümüne ulaşmak.

Matematiksel model, fiziksel olayın incelenmesi veya dizayn edilmesi için gereken büyüklükleri ihtiva eder ve genelde diferansiyel denklemlerden oluşur. Karmaşık sistemler için bu denklemlerin analitik olarak çözülmesi çok zor bir hal almakta hatta bazı durumlarda imkansız hale gelmektedir. Bu durumda çözüme yaklaşık çözüm metotları ile ulaşılır. Sonlu Elemanlar Metodu bu metotlardan bir tanesidir. Sonlu Elemanlar Metodundan farklı olarak, Sonlu Farklar Metodu, Sonlu Hacimler Metodu, Rayleigh-Ritz ve Galerkin'in varyasyonel metotları pratikte en çok kullanılan yöntemlerdir.

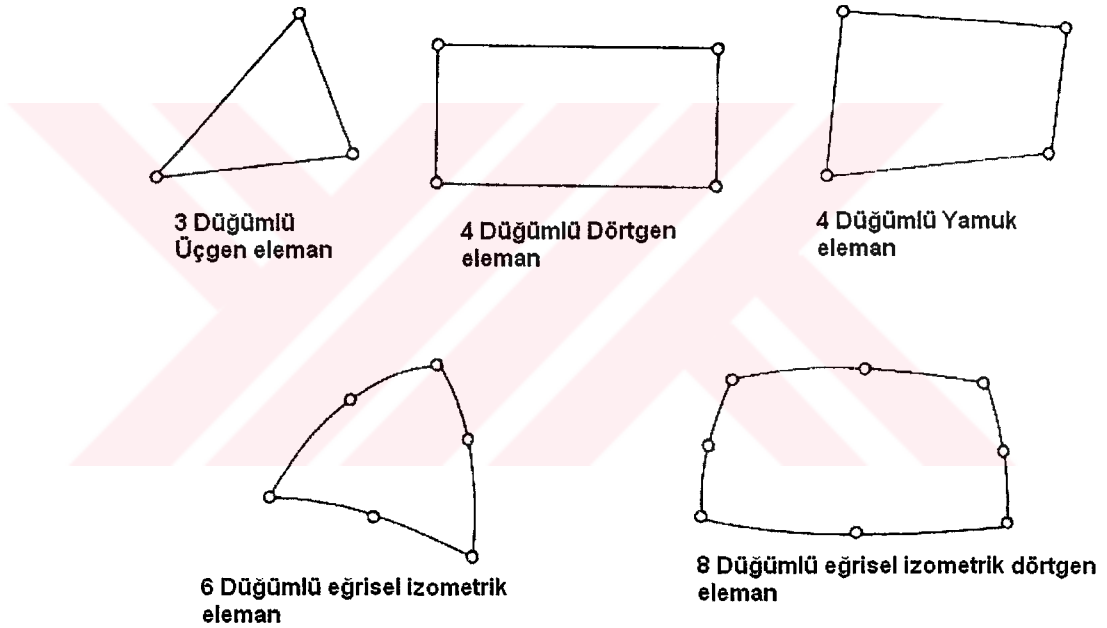
Sonlu Elemanlar Metodunun diğer varyasyonel metotlardan üstün kılan özellikleri şöyle sıralayabiliriz;

- 1- Çözüm alanını sonlu elemanlar adı verilen alt bölgelere ayırarak karmaşık geometrilere de çözüm elde edilebilmesi
- 2- Her bir sonlu elemanda, yaklaşım fonksiyonlarını, her bir sürekli fonksiyonun cebrik polinomların lineer kombinasyonu ile temsil edilebilmesi ilkesini kullanarak tarif etmesi
- 3- Cebrik eşitlikleri ve bunlara ait sabitleri sistemi tanımlayan diferansiyel denklemi sağlayarak eleman üzerinde bulması.

2.1.5.1. Sonlu Elemanlar Yönteminin İşlem Adımları

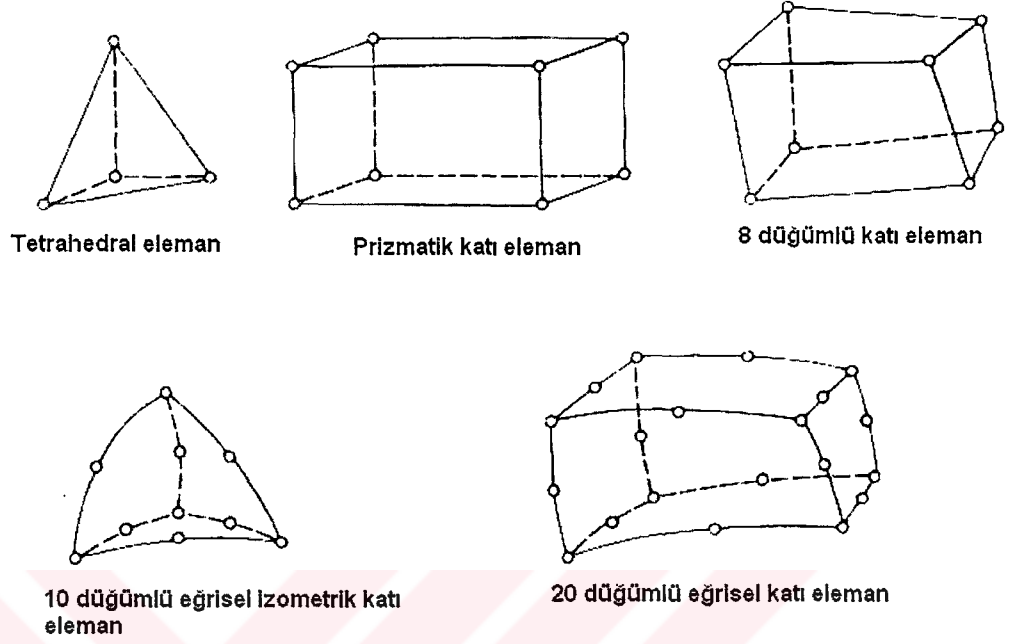
- Sisteme ve sınır şartlarına ait denklemlerin yazılması : Genellikle bir mühendislik problemi diferansiyel denklemlerle ifade edilir. Bu denklem yazıldığında sonlu elemanlar yöntemiyle çözüm mümkün hale gelir.

- Analiz edilecek kısmın elemanlara ayrılması : Bu aşamada problemin yapısına uygun bir eleman seçilmelidir. Tek boyutlu analizde elemanlara ayırmak doğrultuyu uygun uzunluklara bölmek anlamına gelir. İki boyutlu bir analizde alan üçgenlere, dörtgenlere veya daha değişik şekilli elemanlara bölünebilir. Şekil 2.22’de iki boyutlu eleman tiplerine örnekler verilmiştir.

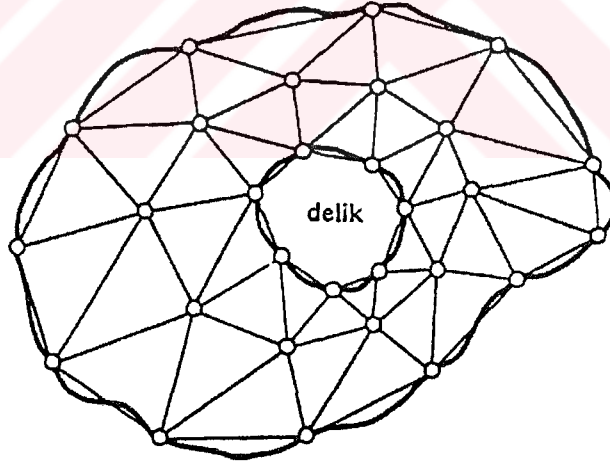


Şekil 2.22. İki boyutlu eleman tipleri

Üç boyutlu analizde bir çok seçenek vardır. Tetrahedron , piramid , dörtgen prizma veya daha karmaşık şekilli elemanlar seçilebilir. Şekil 2.23’de bu elemanlara örnekler verilmiştir. Aynı cisim içerisinde birden fazla eleman kullanılabilir. Ayrıca kritik olan bölgelerde eleman boyutlarını küçültüp fazla eleman kullanılması önemlidir. Çünkü kritik bölgelerde daha hassas çözüme ihtiyaç vardır. Örneğin bir delikli plakta delik civarı veya içinden yoğun akış olan bir boruda dirsek kısımları kritik bölgelerdir bu bölgelerde eleman yoğunluğu artırılmalıdır. Şekil 2.24’de delikli bir plâğin elemanlarına ayrılması gösterilmiştir.



Şekil 2.23. Üç boyutlu eleman tipleri



Şekil 2.24. Delikli bir plağın sonlu elemanlarına ayrılması

- İnterpolasyon fonksiyonunun seçilmesi : Her bir eleman için yer değiştirme, sıcaklık gibi değişkenlere bir interpolasyon polinomu atanmalıdır. Polinom seçilmesinin nedeni kolayca türevlenebilir ve integrallenebilir olmasıdır. Polinomun derecesi çözümün hassasiyetini etkiler.

- Eleman özelliklerinin tespit edilmesi ve eleman matrislerinin oluşturulması : Her bir eleman geometrisine, malzeme özelliklerine (Elastisite modülü , ısı iletim katsayısı gibi) , düğüm sayısına ve interpolasyon polinomunun derecesine bağlı olarak sistemin davranışını belli eder. Bu yüzden malzeme özelliklerine bağlı olarak eleman matrisleri oluşturulmalıdır.

- Tüm eleman matrislerinin birleştirilip sistem matrisinin oluşturulması : Bütün eleman matrisleri tek bir sistem matrisi içinde birleştirilmelidir. Bu matris sistemin davranışını belirleyen katsayılar matrisini oluşturmaktadır. Genellikle doğrusal matris takımları tercih edilir. Doğrusal olmayan matris takımları için bilinen çözüm yöntemleri yeterli olmayabilir.

- Sistem matrisinin çözülmesi : Gauss eliminasyonu gibi metotlar yardımıyla sistemin matris takımı çözülür.

Bu adımların takibi ile çözüm alanında istenilen veriler elde edilmiş olur.

2.2.KAYNAK ARAŞTIRMASI

Beitelmal ve ark. (2000), yaptıkları deneysel çalışmada, 200x50 mm boyutlarındaki bir plakaya 3950 W/m^2 'lik sabit ısı akısı uygulamışlar ve yüzey üzerine yüzey ile aynı genişlikte 50x5,5 mm çıkış ölçülerine sahip slot bir jet ile 20°C sıcaklıkta hava göndermişlerdir. Çalışma sırasında, havanın jetten çıkış hızı, jetin yüzeye olan uzaklığı ve jetin çarpma açısı değiştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar grafik halinde sunulmuştur ve tüm bu değişimleri kapsayan korelasyonlar türetilmiştir. Ayrıca çalışma sonucunda, slotun eğimiyle birlikte maksimum taşınım katsayısının olduğu noktanın merkezden üfleme yapılan doğrultuya doğru kaydığı görülmüştür. Çıkarılan sonuçlar benzer çalışmalar yapan Martin'in (1977) sonuçları ile karşılaştırılmış ve benzerliği sunulmuştur.

Hofmann ve ark. (2004) yaptıkları sayısal çalışmada, duvar fonksiyonlarının ve çözümde kullanılan türbülans modellerinin sonuçları nasıl etkilediklerini incelemişlerdir. Çalışmada Fluent 5.5 programı kullanılmış ve RNG-k-epsilon, realizable-k-epsilon, std-k-epsilon, reynolds stres, Spalart-Allmaras türbülans modelleri için ayrı ayrı çözümler elde edilmiştir. Yapılan çözümler deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak grafik halinde sunulmuştur. Sonuç olarak durgunluk noktasına yakın bölgede hiçbir türbülans modelinin tam olarak deneysel sonuçlara uygun sonuç vermediği, ancak duvar jet bölgesinde türbülans modellerinin yaklaşık olarak aynı yakınlıkta sonuç verdiği gözlenmiştir. Ayrıca bu çalışmada giriş türbülans şiddetinin ısı transferine etkisi de incelenmiştir. RNG-k-epsilon modeli ile değişik türbülans şiddetleri için çözümler elde edilip, artan türbülans şiddeti ile çarpma bölgesi ve civarında Nusselt sayısının arttığı ancak duvar jet bölgesinde türbülans şiddetinin pek etkisinin olmadığı gözlemlenmiştir.

Chottopodhyay (2004) yaptığı çalışmada Annular (Halkalı) jet ile dairesel jeti karşılaştırmıştır. Akış alanı için süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini Simple algoritması kullanarak çözen Chottopodhyay Re değerini her iki jet içinde 250, 500 ve 1000 almış ve çözümler sonucu jetin çarpma noktasından radyal uzaklık ile Nusselt değişimlerini grafikler halinde sunmuştur. Sonuç olarak çarpma noktasında dairesel jet için Nusselt sayısının daha yüksek olduğu, ancak çarpma noktasından uzaklaştıkça farklılığın ortadan kalktığı ve ortalama Nusselt sayısının annular jette, jetin orta

noktasından yüzeye hava çarptırılmadığı için diğerine göre yaklaşık %20 daha küçük olduğu görülmüştür.

Y.Shi ve ark. (2004), Fluent 5 programını kullanarak yarı sınırlı dairesel bir jetin CFD modelini oluşturup model yardımı ile yüzey sıcaklığı ile jet çarpma sıcaklığı farkının (ΔT) Nusselt sayısını nasıl etkilediğini incelemiştir. Shi ve arkadaşları jet çıkış sıcaklığı, yüzey sıcaklığı ve bu iki sıcaklığın ortalaması olan film sıcaklığı için sırasıyla Nu_j , Nu_w , Nu_f şeklinde üç tane Nusselt sayısı tanımlamışlardır. Oluşturulan modelde 10mm çapında bir lüle ile 30 mm uzaklıktan düz bir yüzeye hava üflenmesi durumu ele alınmıştır. Çözüm sırasında $Re=5000$ de ısıtma için yüzey sıcaklığı $300^\circ K$ de sabit tutulup ΔT 10, 50, 100, 200 aralığında değiştirilmiş, ısıtma içinde jet sıcaklığı $300^\circ K$ de sabit tutulup yine ΔT 10, 50, 100, 200 olacak şekilde yüzey sıcaklığı değiştirilmiştir. Aynı işlemler $Re=15000$ için tekrar edilmiştir. İnceleme sonucunda Nu_j ve Nu_f değerlerinin değişen ΔT değeri için pek bir değişim göstermediği ancak Nu_w nin bu iki değere göre daha fazla değiştiği ortaya çıkmıştır.

Baydar (1998) yaptığı deneysel çalışmada genelde kullanılan sınırlı jet uygulamalarının tersi olarak havayı alttaki levhadan üsteki levhaya doğru göndermiştir. İncelemelerinde iki levha arasındaki uzaklığı, $z/D=0,5-4$ olacak şekilde değiştiren Baydar jet giriş hızını da $Re=500-10000$ olacak şekilde değiştirmiştir. Aynı işlemler çift jet içinde yapılmıştır. Yalnız çift jet için Re 300 ile 10000 arasında alınmıştır. Çalışmada $\frac{\Delta P}{(\rho U_0^2 / 2)}$ şeklinde tanımlanan basınç katsayısı C_p 'nin hedef yüzey üzerindeki değişimleri elde edilmiştir. Çalışma sonucunda çift jet için ikinci durgunluk noktasının tam iki jetin ortasında olduğu ve tek ve çift jet durumlarının her ikisinde de iki levha arasındaki uzaklığın $H/D=2$ ' nin altında olduğu durumda bir atmosfer altı bölgenin oluştuğu görülmüştür. Ayrıca bu atmosfer altı bölgenin artan Reynolds değerleriyle ve azalan H/D oranıyla güçlendiği gözlemlenmiştir.

Bula ve ark. (2000) oluşturdukları matematiksel model ile bir serbest su jetini incelemiştir. Bir düz disk şeklindeki yüzeye çarpan su jetini konjuget (iletim+taşınım) olarak modelleyen Bula ve arkadaşları disk üzerine belirli aralıklarla üç ayrı ısıtıcı eleman yerleştirmişlerdir. Çözüm esnasında Re değeri 550 ile 2200 arasında, diskin kalınlığı da üzerine disk ilavesiyle 0,000125-0,01m arasında değiştirilmiştir. Akışkanın özelliklerinin sıcaklıkla değişimi de göz önünde bulundurulmuştur ve hesaplamalar farklı malzemeler için tekrar edilmiştir. Her bir etkinin yüzey sıcaklığına

ve Nusselt sayısında nasıl bir değişime yol açtığı grafikler halinde sunulmuştur. Hesaplamalar sonucunda, film kalınlığının artan jet çıkış hızı ile azaldığı, Nusselt sayısının daha ziyade hıza bağlı olduğu ve artan hız ile birlikte film kalınlığının azalmasıyla birlikte arttığı gözlemlenmiştir.

Aldabbagh ve Sezai (2003) 3x3 düzgün sıralanmış kare jetlerin ısı transfer karakteristiklerini incelemişlerdir. Soğutma sisteminde kullanılan akışkan görevini yerine getirdikten sonra, nozullar arasında, düzlem üzerine sıralanmış deliklerden geçirilmiştir. Jetler arası mesafe, nozul ve düzlem arasındaki mesafe laminer aralıkta kalmak üzere değişik Re sayıları için ele alınmıştır. Düzlem ve nozul arası mesafe 0,25D değerine kadar düşürülmüştür. Çalışma sonucunda, atık akışkanın nozulların levhaya uzaklığının küçük olduğu durumlarda ısı transferi miktarını çapraz akış etkilerinden dolayı azalttığı ve bu etkinin nozulların levhaya yaklaştıkça arttığı görülmüştür.

Ashforth-Frost ve ark (1997) yaptıkları çalışmada yarı sınırlandırılmış slot jetlerin hız ve türbülans karakteristiklerini ele almışlardır. Nozulun çarpma düzlemine olan uzaklığı, nozul genişliğinin 4 ve 9,2 katı olduğu durumlar detaylı bir şekilde ele alınmıştır. Çarpma yüzeyine paralel ölçümler kızgın-tel anemometresi ile alınmıştır. Ölçümler ile jet çıkış koşulları ve jet gelişimi görülmüştür. Çalışma sonucunda yarı sınırlandırılmış jetlerin nüve uzunluklarının serbest jetlere göre daha yüksek olduğu ve çarpma yüzeyi jet nüvesinin içinde kaldığı zaman türbülanslı duvar jeti bölgesinin oluştuğu bildirilmiştir.

Knowles ve Myszko (1998) yaptıkları deneysel çalışmada düzlemsel yüzey üzerine gönderilen tek bir dairesel jeti ele almışlardır. Akışkan jetten sabit bir nozul basınç oranı ile $Re=90000$ olacak şekilde yüzeye gönderilmiştir. Nozulun yüzeye olan uzaklığı 2Dn ve 10 Dn aralığında değiştirilmiştir. Ölçümler duvar jeti üzerinde, çapraz-tel ve kızgın-tel anemometreleri ile yapılmış ve hız, normal ve kayma gerilmeleri elde edilmiştir. Ayrıca nozul yüksekliğinin çarpma bölgesindeki mevcut duvar jeti kalınlığına etkileri tespit edilmiştir. Çalışma sonunda nozul yüksekliğinin, radyal doğrultudaki türbülansla pik noktaya büyük oranda etki ettiği görülmüştür. Pik noktanın oluştuğu yerler değişik nozul yüksekliği ve nozul hızı için tespit edilmiştir.

Bilen ve ark (2000) 15mm çapında yuvarlak düz bir lüleden dönerek çıkan havayı, 45x45cm ebatlarında düz bir cam levhaya dik olarak çarptırarak ısı transferi

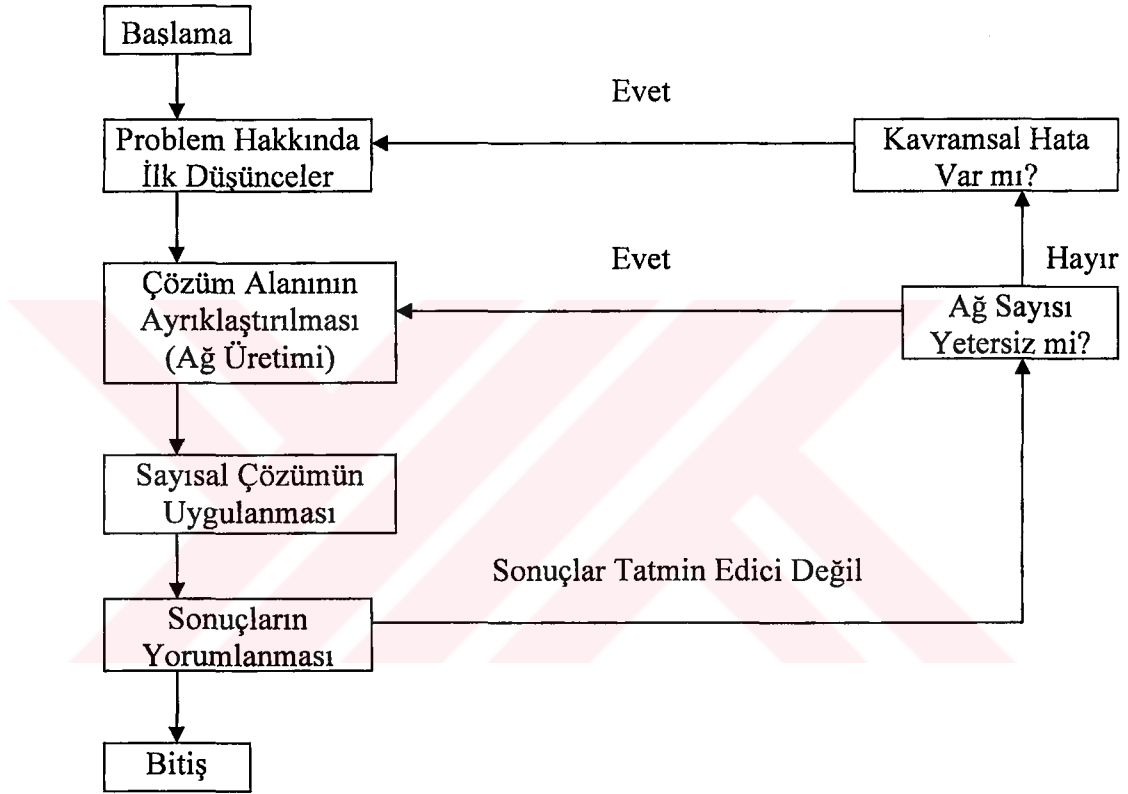
karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Lüle uç ve iç kısmına akışkana dönme hareketi vermek için 4 kanallı helisel vidalı elemanlar yerleştirilmiştir. Deneysel düz tek nozulu, düz çok nozulu ve dönen jetler için $Re=10000-40000$ aralığında $z/D=6-14$ aralığında tekrar edilmiştir. Deneysel levhanın yüzey sıcaklığı görsel olarak sıvı kristal metodu ile ölçülmüştür. Çalışma sonucunda Re arttıkça Nusselt sayısının arttığı, maksimum Nu sayısının normal, çok lüleli ve $\theta=22,5^\circ$ açılı dönen jetlerde çarpma noktasında, $\theta=41^\circ$ ve $\theta=50^\circ$ açılı dönen jetlerde ise geometrik çarpma noktasından yaklaşık olarak $x/D=2,5$ mesafesinde olduğu gözlemlenmiştir.

Can ve ark. (2002), çarpan hava jetlerinin optimizasyonu amacıyla teorik ve deneysel bir çalışma sunmuşlardır. Çalışmada, tekli ve çoklu lüleler için ortalama ısı taşınım katsayısı, kütleli debi ve fan gücü arasındaki ilişkiler tespit edilmiş ve optimum serbest alan belirlenmiştir. Optimum lüle şekilleri ile ilk yatırım ve işletme maliyetleri minimize edilmiştir.

Etemoğlu ve ark. (2004) yaptıkları çalışmada elektronik sistemlerin soğutulması hakkında kısaca bilgi verdikten sonra iki paralel levhadan alttaki üzerine monte edilmiş ve elektronik bir yongayı simüle eden tek bir blok üzerinden akış ve sıcaklık dağılımı hesaplamalı olarak ANSYS-FLOTTRAN paket programını kullanarak analiz edip blok yüzeyindeki yerel ısı taşınım katsayılarını hesaplamışlardır. Analizler, Laminer durum için $Re=740-1850$, Türbülanslı durum için $Re=1850-3700$ aralığında yapılmıştır. Hesaplamalarda geometrik faktörler sabit tutulmuş ve blok üzerinde 250 W/m^2 'lik sabit ısı akısı kabul edilmiştir. Akışkan özelliklerinin sıcaklıkla değişimi ve kaldırma kuvveti etkileri göz önüne alınmıştır. hesaplamalar sonucunda, Reynolds sayısının artmasıyla ısı taşınım katsayısının arttığı saptanmıştır. Maksimum sıcaklık blok arka yüzü dibinde olduğu ve maksimum ısı transfer katsayısının her durum için blok ön üst köşesinde olduğu görülmüştür. Ayrıca blok arkasındaki yeniden birleşme uzunluklarının, türbülanslı akış durumunda laminer akış durumuna göre daha kısa olduğu gözlemlenmiştir..

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada bir baskı devre kartını temsil eden bir levhanın üzerine çarptırılan slot hava jeti ile soğutulması problemi Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) (Computational Fluid Dynamics (CFD)) yöntemi kullanılarak analiz edildi. Analiz sırasında takip edilen prosedür Şekil 3.1'deki gibidir.



Şekil 3.1. CFD analizinde uygulanan prosedür.

3.1. Akış ve Isı Transferi İçin Korunum Denklemleri

Bu çalışma da tüm durumlar için akış türbülanslı olduğundan bu kısımda direk türbülanslı akış için geçerli olan korunum denklemleri verilmiştir. Türbülanslı akış analizlerinde, diğer türbülans modelleri için de sonuçlar alınmasına rağmen deneysel sonuçlara olan yakınlığından dolayı Launder ve Spalding (1972) tarafından geliştirilen standart k-ε türbülans modeli ele alınmıştır.

Türbülans modelinde değişkenler ortalama değer ve salınım değerinin toplamı olarak ifade edilirler.

$$u = \bar{u} + u', \quad v = \bar{v} + v', \quad p = \bar{p} + p', \quad T = \bar{T} + T'$$

Burada herhangi bir x değişkeni için \bar{x} değeri x'in ortalama, x' değeri ise çalkantı değeridir ve bu iki değer aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\bar{x} = \frac{1}{t} \int_0^t x dt \quad \text{ve} \quad \frac{1}{t} \int_0^t x' dt$$

Kartezyen koordinatlarda, sürekli rejimde, iki boyutlu türbülanslı akışı ifade eden denklemler aşağıdaki gibidir.

Süreklilik:

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

x-Momentum:

$$\left(\frac{\partial(\bar{\rho}uu)}{\partial x} + \frac{\partial(\bar{\rho}vu)}{\partial y} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) \quad (3.2)$$

y-Momentum:

$$\left(\frac{\partial(\bar{\rho}uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\bar{\rho}vv)}{\partial y} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \rho \cdot g_y + \frac{\partial}{\partial x} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right) \quad (3.3)$$

Enerji:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\bar{\rho} u C_p \bar{T} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\bar{\rho} v C_p \bar{T} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left((k_i + k_t) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((k_i + k_t) \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right) + Q_v \quad (3.4)$$

Burada μ_t ve k_t sırasıyla türbülanslı eddy viskozitesi ve türbülanslı eddy iletkenliğidir. Bu terimlerin hesaplanabilmesi için türbülans kinetik enerjisi, k ve onun yayılma hızı ε 'nin bilinmesi gerekmektedir. Türbülans kinetik enerjisi ve onun yayılma hızı aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$k = \frac{1}{2} [(u')^2 + (v')^2] \quad (3.5)$$

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{l_m} \quad (3.6)$$

l_m , Prandtl'in karışım uzunluğudur. Jones ve Launder k ve ε 'nin çözümü için aşağıdaki transport denklemlerini kullanmışlardır.

$$\overline{\rho u} \frac{\partial k}{\partial y} + \overline{\rho v} \frac{\partial k}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \mu_t G - \rho \varepsilon \quad (3.7)$$

$$\overline{\rho u} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + \overline{\rho v} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + C_1 \mu_t \frac{\varepsilon}{k} G - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.8)$$

Burada, G türbülans kinetik enerjisinin üretimini temsil eder ve aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$G = 2 \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right) \quad (3.9)$$

Diğer k - ε model sabitleri ise $C_1=1.44$, $C_2=1.92$, $\sigma_k=1.0$, $\sigma_\varepsilon=1.3$ 'dür. μ_t ve k_t 3.7, 3.8 denklemlerin çözülmesi ve $\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$ ile $k_t = \frac{\mu_t C_p}{\sigma_t}$ denklemlerinde yerine konulmasıyla elde edilir.

Burada σ_t türbülanslı Prandtl sayısıdır ve Reynolds analogisine göre $\sigma_t=0.9$ 'dur. C_μ değeri ise 0.09'dur.

Burada kullanılan standart k-ε modeli, cidarda, hızın sıfır olmasından dolayı geçerli değildir. Bundan dolayı türbülanslı sınır tabakada hız profilini ifade etmek için cidar kanunu ve logaritmik cidar kanunu modelleri kullanılır. Cidara yakın laminer alt tabakada cidar kanunu, onun hemen üzerinde, logaritmik cidar kanunu kullanılır. Logaritmik cidar kanunu, cıardan belli bir mesafeden cidara paralel hız değerinin, cidar kayma gerilmesinin iteratif çözümüyle elde edilmesi ilkesine dayanır

Cidar Kanunu:

$$U_{\delta} = \delta \frac{\tau_w}{\mu} \quad (3.10)$$

Logaritmik Cidar Kanunu:

$$\frac{U_{\delta}}{\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}} = \frac{1}{\kappa} \ln \left(\frac{\delta}{\nu} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \right) + B \quad (3.11)$$

Burada;

U_{δ} = Cidara paralel sınır tabaka hızı,

δ = Cidara dik mesafe,

τ_w = Akışkanın cidarda kayma gerilmesi,

ρ = Akışkanın yoğunluğu,

κ = Boyutsuz sabit,

B = Boyutsuz sabit,

ν = Akışkanın kinematik viskozitesi dir.

Cidar iletkenlik modeli için yüksek Prandtl sayılı ($Pr > 0,1$) akışkanlarda genellikle Van Driest Modeli, sıvı metaller gibi çok düşük Prandtl sayılı akışkanlar içinse Spalding Modeli uygulanır.

3.2. Termofiziksel Özellikler

Bu çalışmada lüleden maksimum çıkış hızı 18,7 m/s ($Ma \leq 0,05$) olduğundan dolayı sıkıştırabilirlik etkileri ihmal edilebilir. Bununla birlikte, çarpmadan sonra artan sıcaklıkla birlikte, akışkanın termofiziksel özelliklerinde sürekli bir değişim olacağından dolayı, bu etkinin dikkate alınması gerekmektedir. Akışkanın özelliklerinin sıcaklıkla değişimi aşağıdaki bağıntılarla hesaplanmıştır.

$$Gaz_Sabiti = \frac{D_2}{D_0 D_1} \quad (3.12)$$

$$\rho = \rho_0 \left[\frac{\left(\frac{P}{D_2} \right)}{\left(\frac{T}{D_1} \right)} \right] \quad (3.13)$$

$$\mu = \mu_0 \left[\left(\frac{T}{V_1} \right)^{1,5} \left(\frac{V_1 + V_2}{T + V_2} \right) \right] \quad (3.14)$$

$$k = k_0 \left[\left(\frac{T}{C_1} \right)^{1,5} \left(\frac{C_1 + C_2}{T + C_2} \right) \right] \quad (3.15)$$

Burada, ρ_0 , μ_0 ve k_0 , referans sıcaklıktaki (T_0), yoğunluk, dinamik viskozite ısı iletim katsayısı değerleridir. Bu ifadelerdeki D_0 , D_1 , D_2 , V_1 , V_2 , C_1 ve C_2 değerleri, ilgili tablolardan çözümlerin yapılacağı sıcaklık aralıklarındaki değerlerin alınması ve bu noktalara yakın bir eğri uydurulması suretiyle hesaplanabilir. Hava içinde özelliklerin değişimi bu denklemler vasıtası ile hesaplanabilir. Ancak hava ısı transferi uygulamalarında çok sık kullanılan bir akışkan olduğundan sıcaklıkla özelliklerin değişimi ANSYS-FLOTTRAN programında mevcuttur.

3.4. Modelleme ve Çözüm Metodu

3.4.1. Tanımlanan Boyutlar ve Boyutsuz Sayılar

- Hidrolik Çap (D_h) : Çözümlerde ve sonuçlarda karakteristik uzunluk olarak lüle çıkış ağzının hidrolik çapı yani kesit alanının 4 katının ıslak çevreye olan oranı alınmıştır.

$$D_h = \frac{4A}{\zeta} \quad [m] \quad (3.16)$$

Dikdörtgen kesitli olan lülenin genişliği 5,5mm uzunluğu ise 50 mm olduğundan; $D_h=0,0099$ m olarak hesaplanır.

- Reynolds Sayısı (Re) :

$$Re = \frac{U \cdot D_h}{\nu} \quad (3.17)$$

Burada;

U: Havanın lüleden çıkış hızı [m/s]

ν : Havanın kinematik viskozitesi [m^2/s] dir ve havanın lüleden çıkış sıcaklığı için alınmıştır.

- Nusselt Sayısı [Nu] :

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (3.18)$$

Burada;

h : Isı taşınım katsayısı [W/m^2K]

k : Havanın lüle çıkış sıcaklığındaki ısı iletim katsayısıdır. [W/mK]

3.3.2. Çözüm Metodu ve Yakınsama Kriterleri

Akış alanı içerisinde hız ve sıcaklık dağılımlarının bulunabilmesi için yukarıda verilen korunum denklemlerinin çözülmesi gerekmektedir. Bu çalışmada bu denklemler ANSYS-FLOTRAN programı kullanılarak çözülmüştür. FLOTRAN kodunda kullanılan Sonlu Elemanlar analizinde, denklemler, Galerkin ağırlıklı kalanlar metodu kullanılarak ayrıklaştırılmıştır. Ayrıklaştırılmış cebirsel denklemler Tri-Diagonal Matris Algoritması (TMDA), kullanılarak çözülmüştür.

Çözümler sırasında yakınsama kriterleri yaklaşık olarak;

1. x ve y yönündeki hızlar için : 10^{-6}
2. Basınç için : 10^{-5}
3. Türbülans kinetik enerjisi (k) için : 10^{-5}
4. k'nın yayılma hızı (ϵ) için : 10^{-5}
5. Sıcaklık için : 10^{-7}

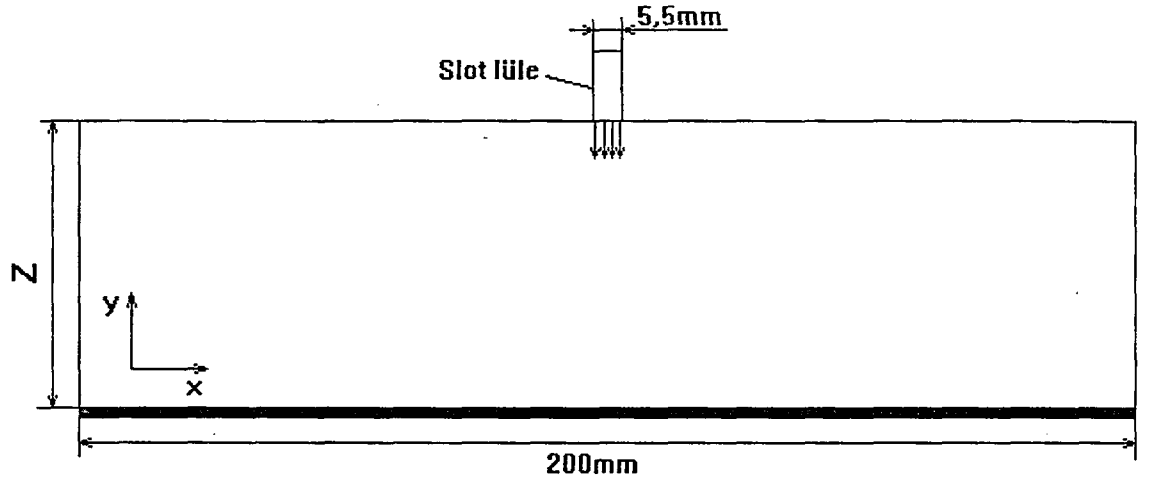
alınmıştır.

Çözümler PIII 733MHz işlemciye, 512MB RAM'e sahip bir bilgisayarda yapılmıştır. Çözüm süreleri, eleman sayısına bağlı olarak değişmekle birlikte yaklaşık olarak 1500s sürmüştür.

3.3.3. Tek Lüle Durumu İçin Çözüm

Bu çalışmada geometri olarak karşılaştırma yapabilmek amacı ile A.H. Beitelmal ve arkadaşlarının (2000) deneysel olarak çalıştığı bir geometri ele alınmıştır. Deneye ait şema, jetin yüzeye nasıl çarptığı ve oluşan bölgeler Ekte verilmiştir. Modellenen bölge ve boyutları Şekil 3.2' de görülmektedir. Burada lülenin yüzeyden yüksekliği olan z değeri ele alınan durum için değişecektir diğer boyutlar ise analiz sırasında sabit kalacaktır.

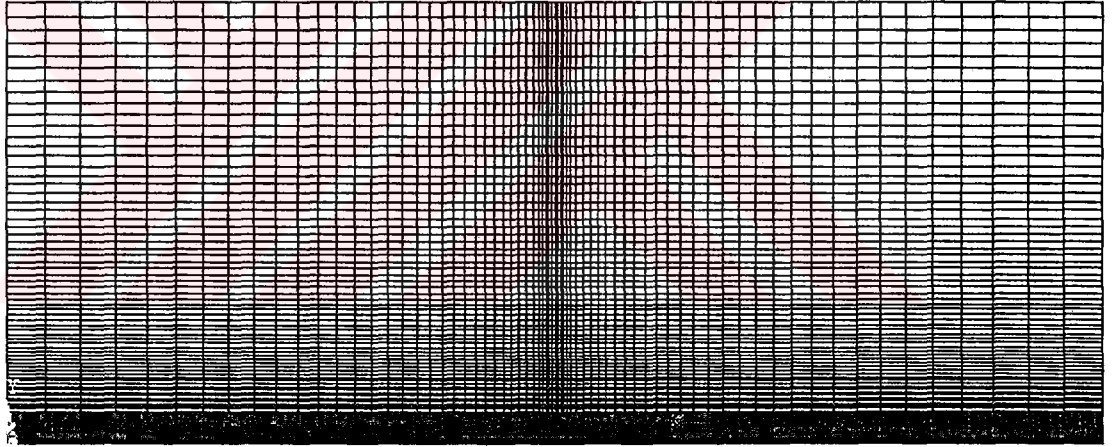
Modelleme yapıldıktan sonra, çözüm alanı sonlu elemanlar yönteminin mantığı gereği elemanlara ayrıldı. Oluşturulan ağ (mesh) yapısı Şekil 3.3'de görüldüğü gibidir. Jet çıkışı ve yüzeye yakın bölgelerdeki sıklığın sonuçlara daha fazla etki ettiği için, çözüm süresinin uzamaması için Şekil 3.3'den de görüleceği üzere sadece bu bölgeler diğerlerine nazaran daha sık tutuldu.



Şekil 3.2. Kullanılan çözüm alanı

AN

JUN 25 2004
18:50:14



Şekil 3.3. Çözüm alanının ağırlara ayrılması

3.3.3.1. Sınır Şartları

Akışı temsil eden denklemler aşağıdaki sınır şartları kullanılarak çözülmüştür.

1. Girişte ($97.25\text{mm} < x < 102.75\text{mm}$; $y = z$)

$u = u_{\infty}$ üniform hız, $v=0$, Giriş türbülans şiddeti.

$T_{\infty} = 20^{\circ}\text{C} = 293^{\circ}\text{K}$

2. Alt yüzey üzerinde ($0 < x < 200\text{mm}$)

$u=0, v=0$ (Kaymama şartı)

$q=3950 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Sabit ısı akısı)

3. Levhanın solunda ($x = 0; 0 < y < z$)

$P=0 \text{ kPa}$ (Çıkış şartı)

4. Levhanın sağında ($x = 200\text{mm}; 0 < y < z$)

$P=0 \text{ kPa}$ (Çıkış şartı)

5. Lüle sağı ve solunda ($0 < x < 97.25\text{mm}$ ve $102.75\text{mm} < x < 200\text{mm}; y = z$)

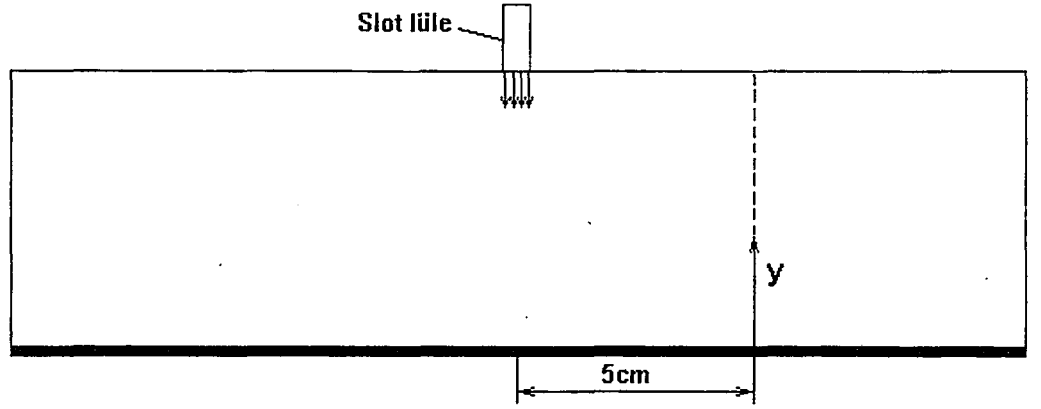
$P=0 \text{ kPa}$ (Çıkış şartı)

3.3.3.2. Ağ Yapılarının Kontrolü

CFD programlarının genel bir özeliği olarak sonuçlar çözüm alanının ayrıldığı eleman sayısı ve çözümlerin tekrar sayısı (iterasyon sayısı) değişebilmektedir. Bu, çözümün değişik eleman ve iterasyon sayılarında tekrar edilip bağımsız sonuçların bulunmasını gerektirmektedir. Bu çalışmada mesh yapıları seçilirken bu konuya özellikle dikkat edilmiştir. Her bir eleman sayısı için değişik iterasyon sayılarında çözümler elde edilmiş çözümlerin değişmediği iterasyon sayısı tespit edilmiş daha sonra da eleman sayısı değiştirilerek farklı eleman sayılarında ki çözümler karşılaştırılarak çözümün değişmediği eleman sayısı elde edilmiştir. Gereğinden fazla eleman kullanılması çözüm süresini uzattığından bu durumdan kaçınılmıştır

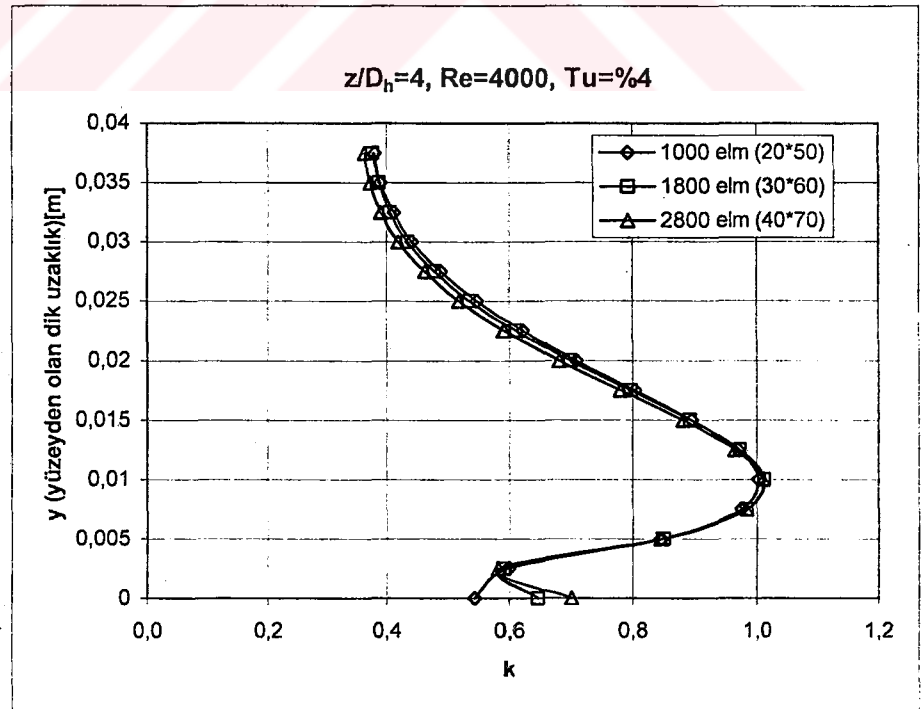
Analizler sırasında aynı z/D_h değeri için yüksek Re sayıları için eleman sayısının daha yüksek olması gerektiği yani düşük Re sayısı için yeterli olan eleman sayısının Re sayısı yükseldikçe yeterli gelmediği gözlemlenmiştir. Bundan dolayı çalışma sırasında mesh yapısı her Re değeri için de ayrı ayrı kontrol edilmiştir. Farklı Re değerleri için eleman sayısının kontrol edilmesi Hofmann ve ark (2004) tarafından da önerilmiştir.

Ağ yapılarının birbirleri ile kontrolünü kolaylaştırmak amacı ile çarpma noktasının 5cm sağında bir eksen tanımlanmıştır. Şekil 3.4'de tanımlanan eksen görülmektedir.

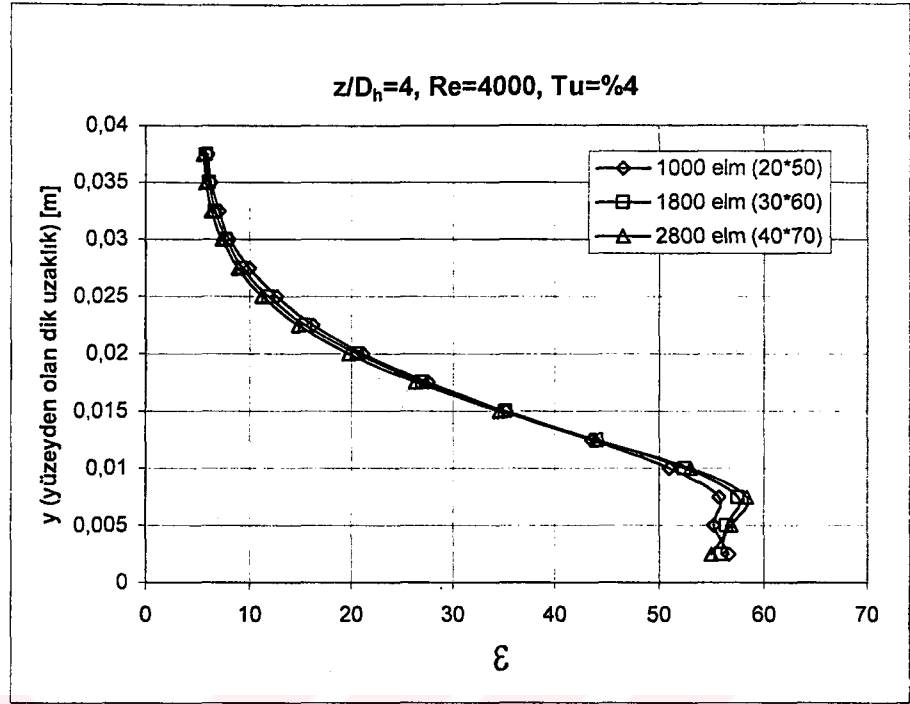


Şekil 3.4. Farklı ağ yapılarının karşılaştırıldığı eksen

Her ağ yapısı için de bu eksen boyunca türbülans kinetik enerjisi (k), ve onun yayılma hızı (ϵ)'nin değişimi elde edilip karşılaştırılmış ve değerlerin değişmediği mesh yapısı yaklaşık olarak tespit edilmiştir. Kontrolün bu iki büyüklük üzerinde yapılmasının nedeni bu büyüklüklerin çok hassas olup ağ sıklığından daha fazla etkilenmeleridir. Şekil 3.5, 3.6, 3.7 ve 3.8 seçilen ağ yapılarının karşılaştırma çalışmalarından bazılarını göstermektedir.

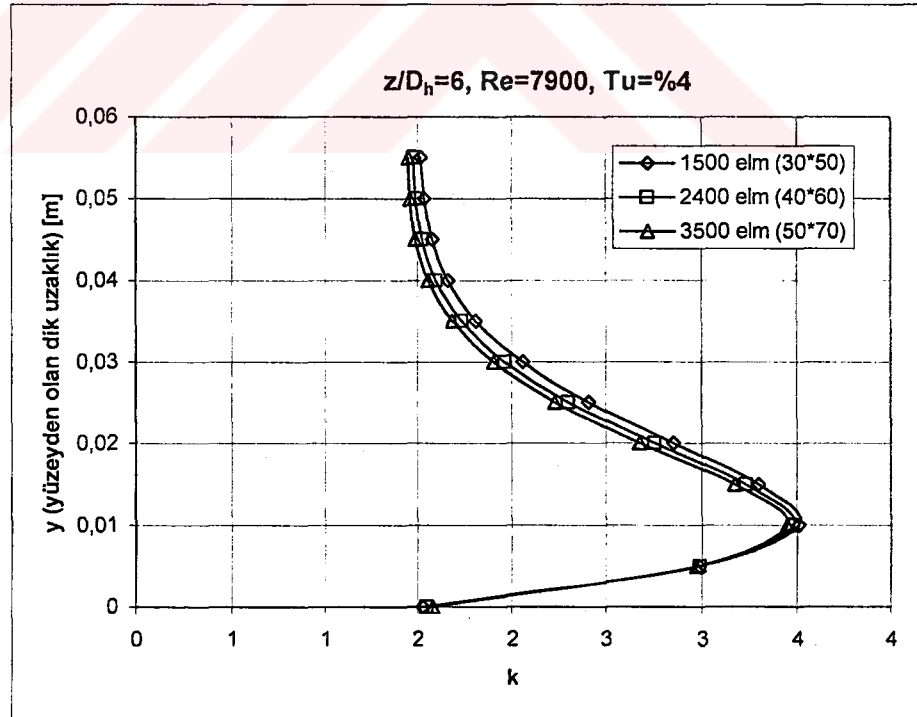


a) k 'nin değişimi

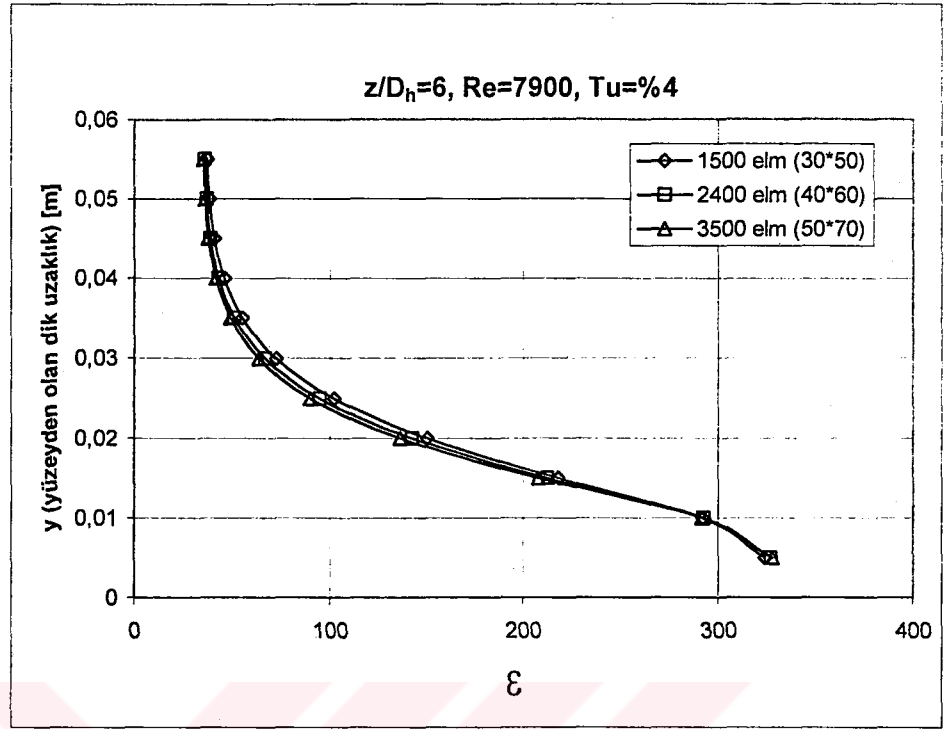


b) ϵ 'nin değişimi

şekil 3.5. $z/D_h=4, Re=4000$ için üç farklı ağ yapısı için k ve ϵ 'nin değişimi

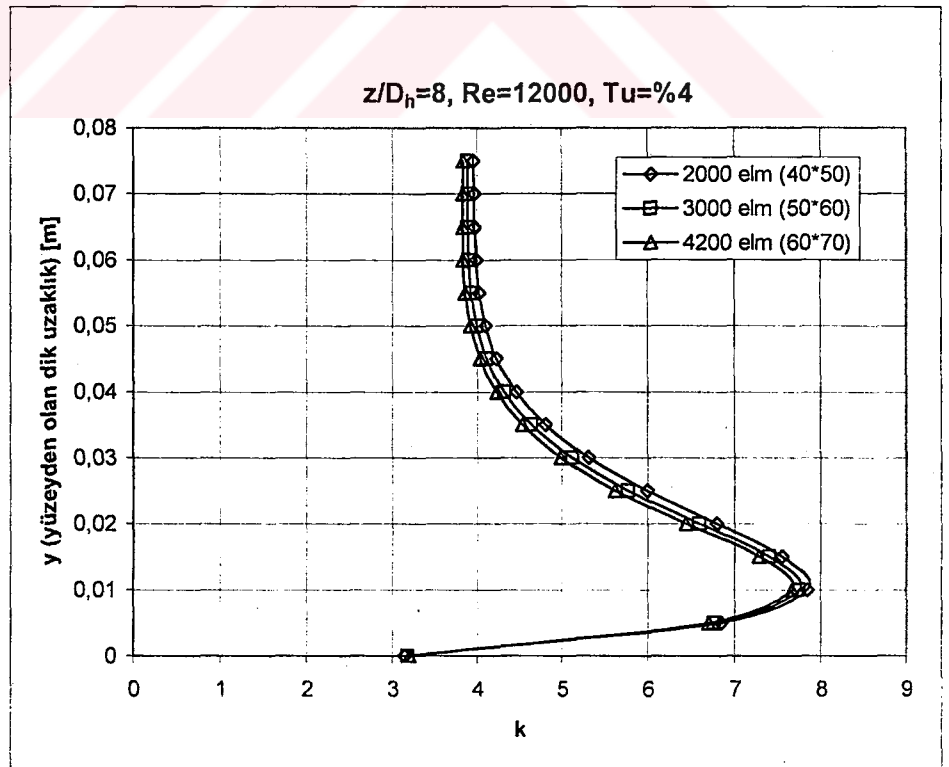


a) k 'nin değişimi

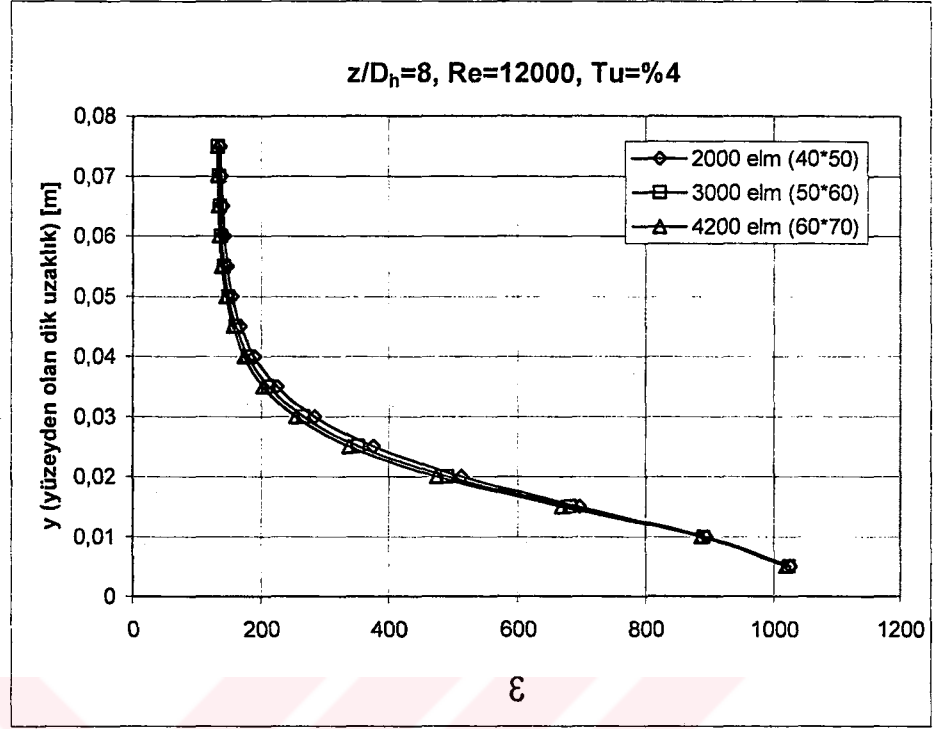


b) ϵ 'nin değişimi

şekil 3.6. $z/D_h=6, Re=7900$ için üç farklı ağ yapısı için k ve ϵ 'nin değişimi

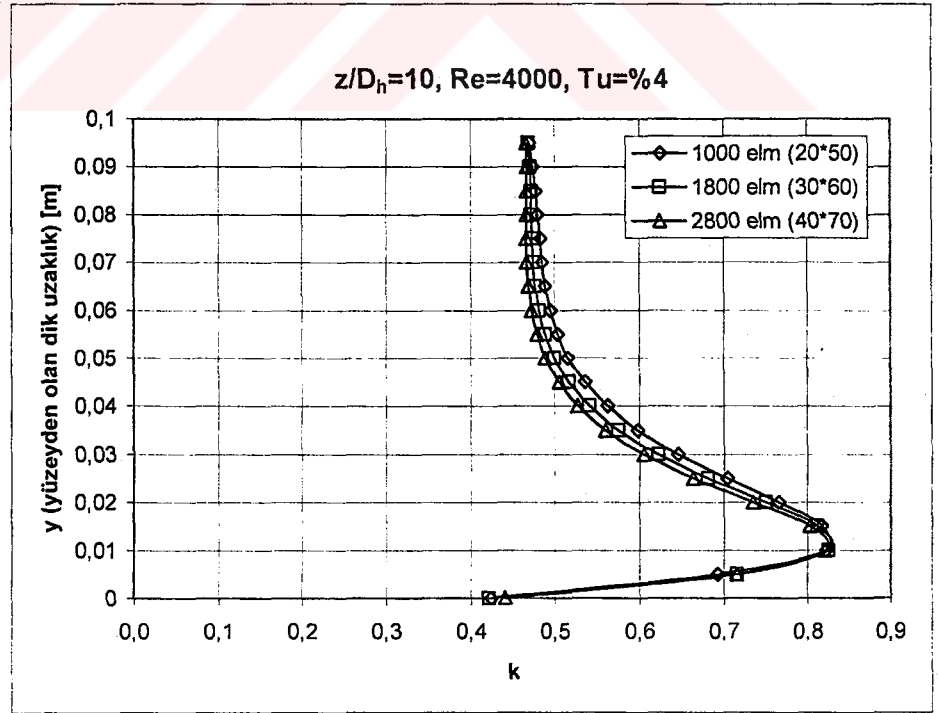


a) k 'nin değişimi

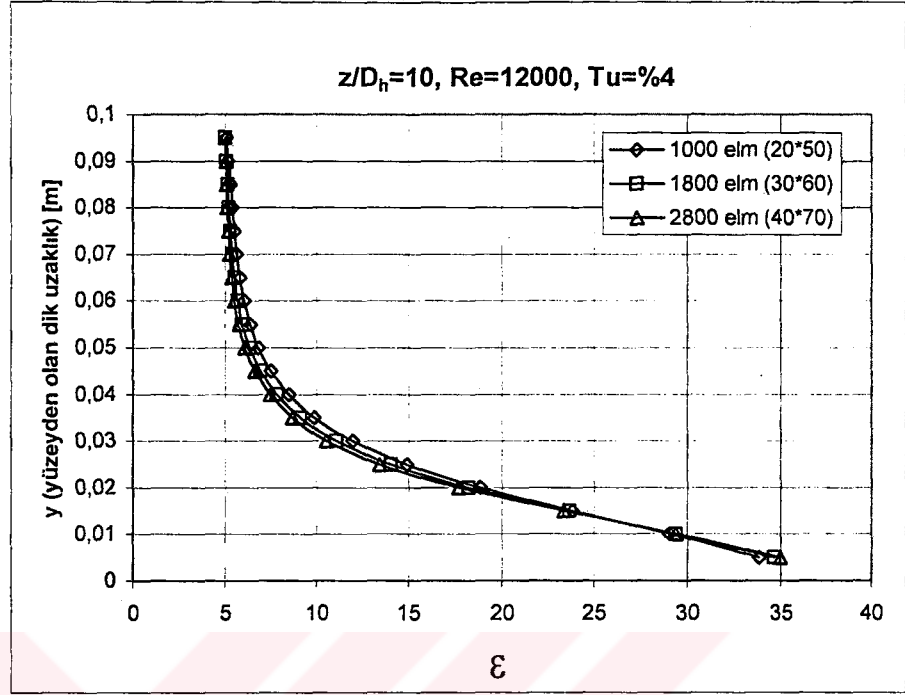


b) ϵ 'nin değişimi

şekil 3.7. $z/D_h=8, Re=12000$ için üç farklı ağ yapısı için k ve ϵ 'nin değişimi



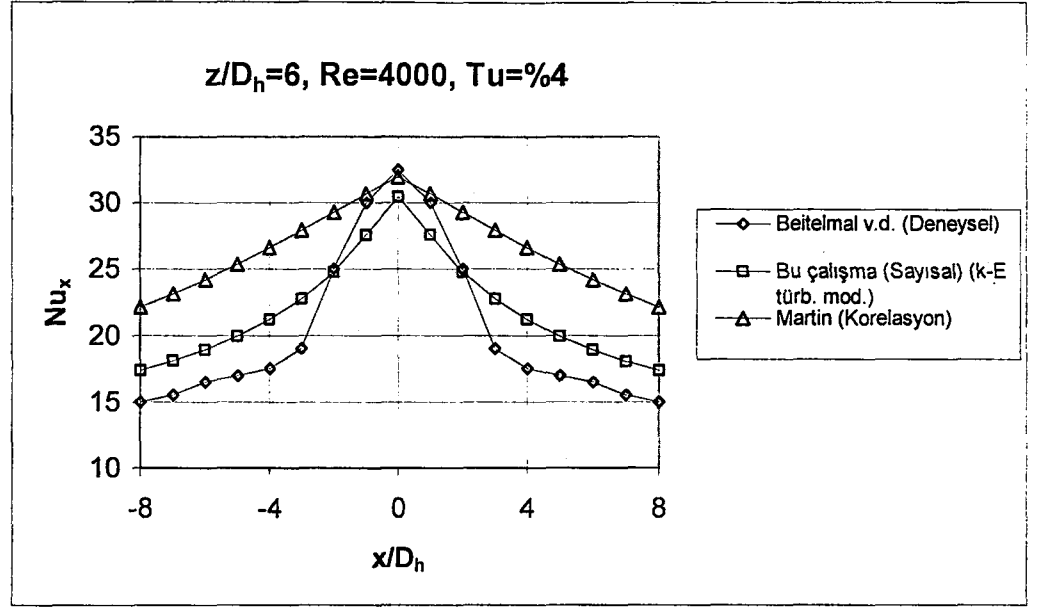
a) k 'nın değişimi

b) ϵ 'nin değişimişekil 3.8. $z/D_h=10$, $Re=4000$ için üç farklı ağ yapısı için k ve ϵ 'nin değişimi

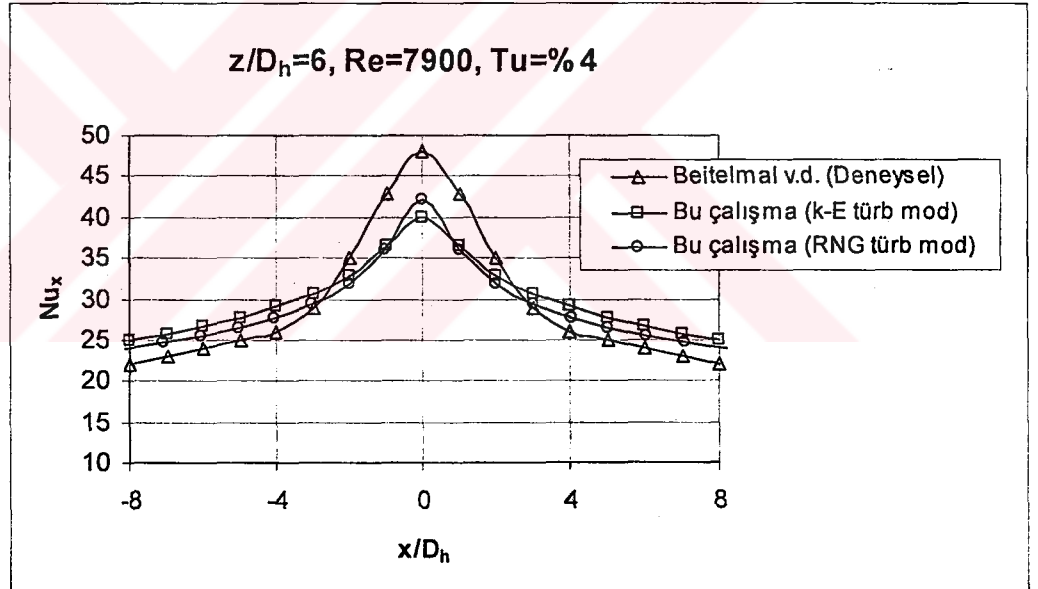
Bu şekillerden de görüldüğü üzere sonuçların değişmediği ağ sıklıkları yaklaşık olarak tespit edilmiştir.

3.3.3.3. Sayısal Sonuçların Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması

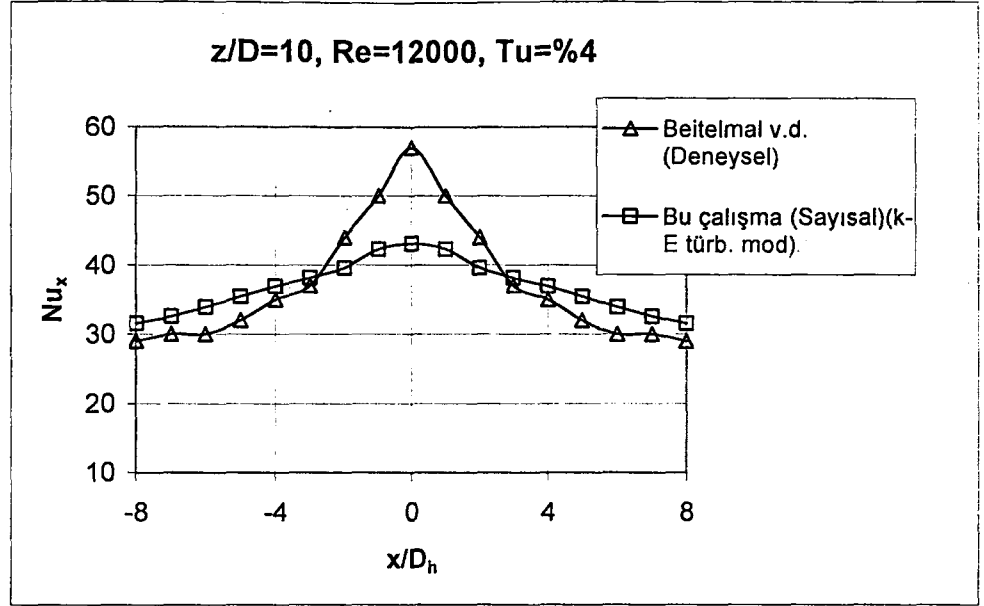
Yapılan bu CFD çalışmasından elde edilen sonuçlar deneylerden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. şekil 3.9, 3.10, 3.11 de iki çalışma arasındaki fark sunulmuştur. Yerel olarak bakıldığında sayısal sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasında %32'lere ulaşan fark, ortalama Nusselt sayıları açısından %10-%13 aralığında olmaktadır. şekil 3.9'da farklı olarak bir de Martin tarafından geliştirilen korelasyon ile bir karşılaştırma yapılmıştır. Bu şekilden de görüleceği üzere korelasyon, her iki çalışma içinde uyum göstermemektedir.



Şekil 3.9. $z/D_h=6, Re=4000$ için deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması



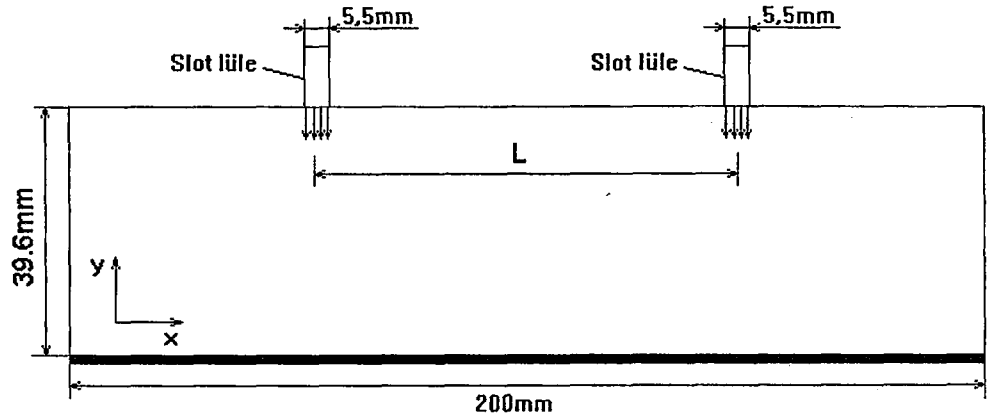
Şekil 3.10. $z/D_h=6, Re=7900$ için deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması



Şekil 3.11. $z/D_h=10, Re=12000$ için deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması

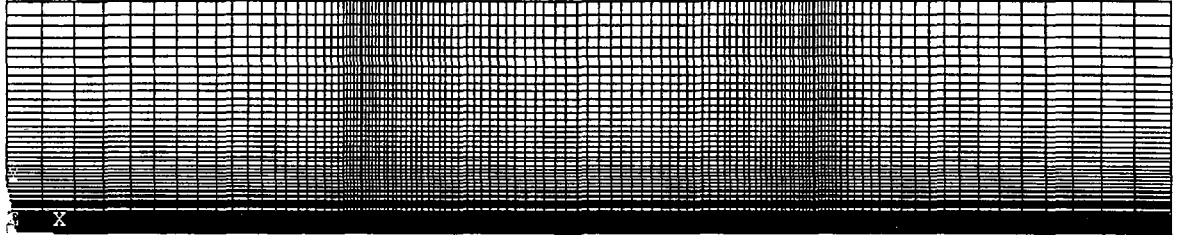
3.3.4. Çift Jet Durumu İçin Çözüm

Bu kısımda tek lüle durumundan farklı olarak diğer tüm boyutlar aynı kalmak şartı ile tek lüle yerine iki lüle kullanarak ısı transferine etkileri incelenmiştir. İncelemeler sadece $z/D_h=4$, ve $Re=12000$ durumu için yapılmıştır. Ayrıca lüleler arasındaki mesafe L , hidrolik çapın 6,8,10 katı olacak şekilde değiştirilmiştir. Ele alınan geometri ve boyutlar Şekil 3.12’de verilmiştir.



Şekil 3.12. Çift jet durumu için kullanılan geometri ve boyutlar.

Yine oluşturulan bu geometri sonlu elemanlar metodunun mantığı gereği elemanlarına ayrıldı. Oluşturulan ağ yapısı Şekil 3.13’de verildiği gibidir.



Şekil 3.13. Çift jet durumu için oluşturulan ağ yapısı.

3.3.4.1. Sınır Şartları

1. Girişte $((200-(L+5,5))/2 < x < (200-(L-5,5))/2$ ve

$$(200+(L-5,5))/2 < x < (200+(L+5,5))/2 ; y = 39.6)$$

$u=u_{\infty}$ ünüform hız, $v=0$, Giriş türbülans şiddeti

$$T_{\infty}=20^{\circ}\text{C}=293^{\circ}\text{K}$$

2. Alt yüzey üzerinde ($0 < x < 200\text{mm}$)

$u=0, v=0$ (kaymama şartı)

$q=3950 \text{ W/m}^2\text{K}$ (sabit ısı akısı)

3. Levhanın solunda ($x = 0; 0 < y < 39.6\text{mm}$)

$P=0 \text{ kPa}$ (Çıkış şartı)

4. Levhanın sağında ($x = 200\text{mm} ; 0 < y < 39.6\text{mm}$)

$P=0 \text{ kPa}$ (Çıkış şartı)

5. Lülelerin sağında ve solunda ($0 < x < (200-(L+5,5))/2$,

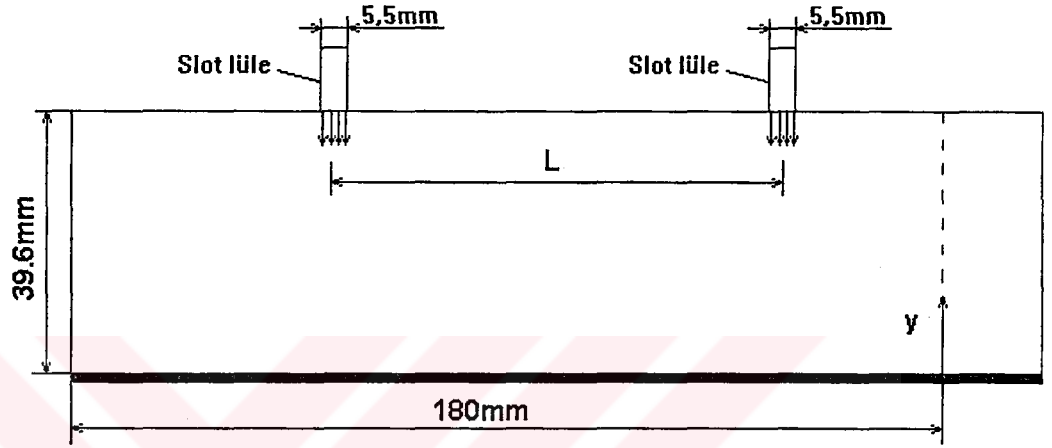
$$(200-(L-5,5))/2 < x < (200+(L-5,5))/2$$

$$\text{ve } (200+(L+5,5))/2 < x < 0.2 ; y = 39.6\text{mm})$$

$P=0 \text{ kPa}$ (Çıkış şartı)

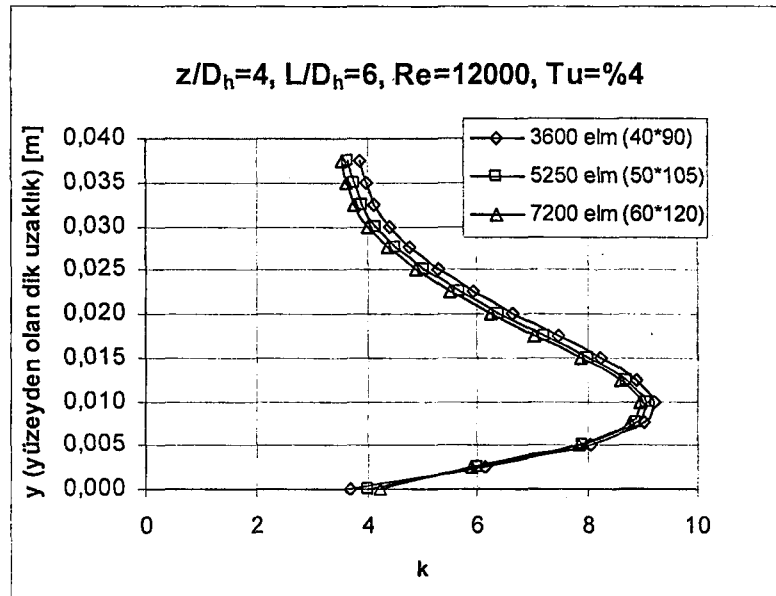
3.3.4.2. Ağ Yapısının Kontrolü

Yine tek jet durumunda olduğu gibi farklı eleman ve iterasyon sayıları için çözümler elde edilip sonuçların değişmediği iterasyon ve eleman sayıları tespit edilmiştir. Bunun için de $x=180$ mm noktasından geçen eksen referans olarak kabul edilmiştir. Referans alınan bu eksen Şekil 3.14’de verilmiştir.

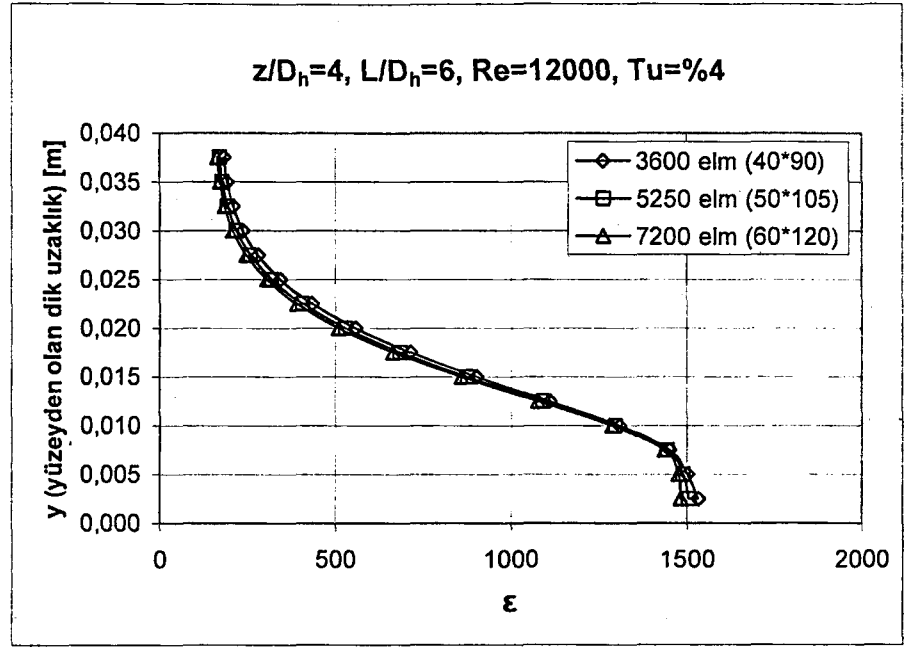


Şekil 3.14. Farklı ağ yapılarının karşılaştırıldığı eksen

Bu eksen üzerindeki türbülans kinetik enerjisi (k) ve onun yayılma hızı (ϵ)'nin değişimi farklı eleman sayılarında elde edilip karşılaştırılmıştır. Şekil.3.15, 3.16,3.17’de karşılaştırma çalışmalarından bazıları verilmiştir.

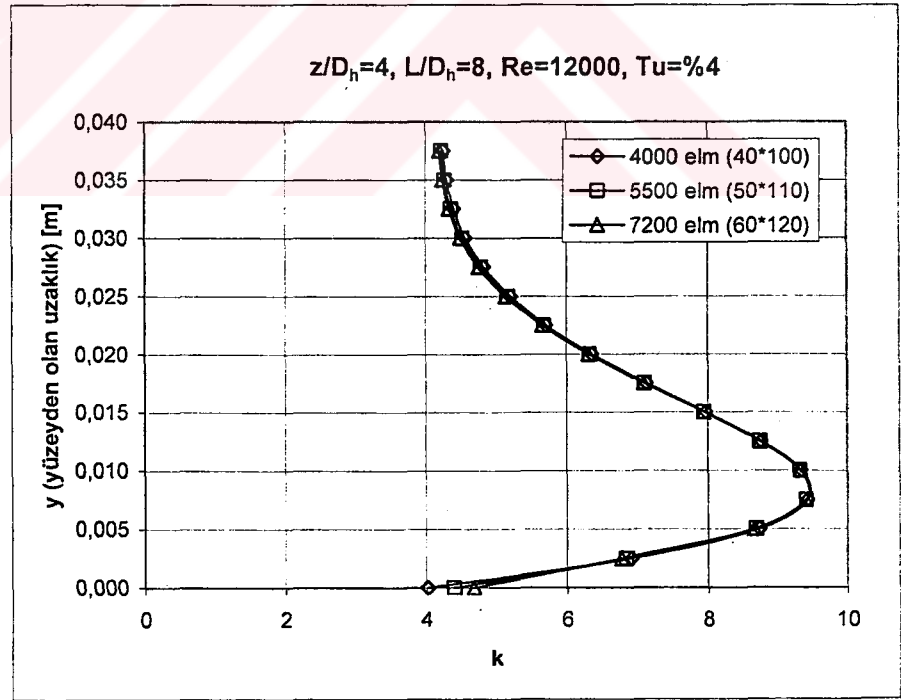


a) k'nın değişimi

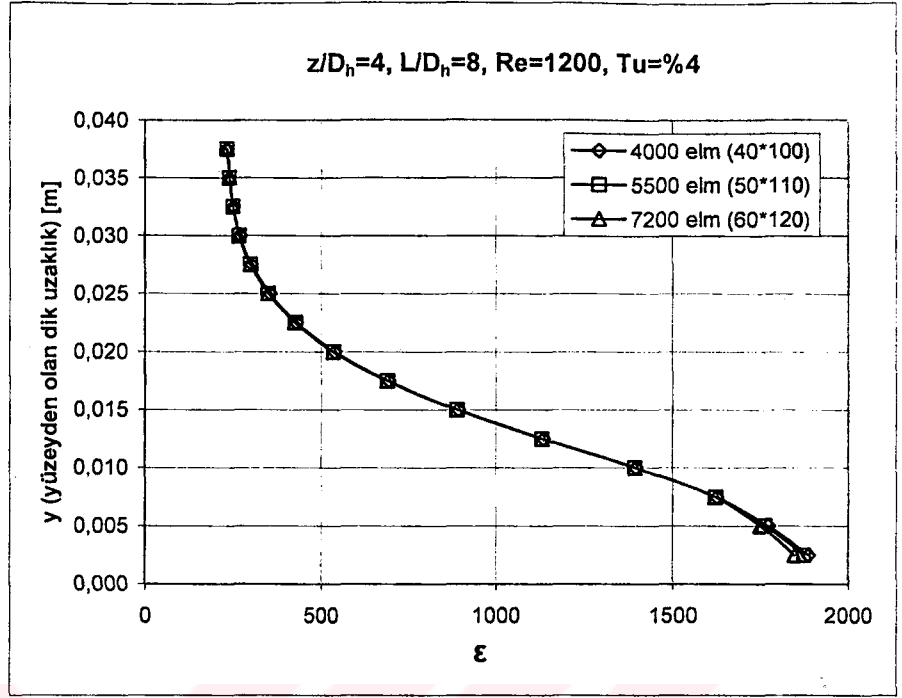


b) ϵ ' nun değişimi

şekil 3.15. $z/D_h=4, L/D_h=6, Re=12000$ için üç farklı ağ yapısı için k ve ϵ ' nun değişimi.

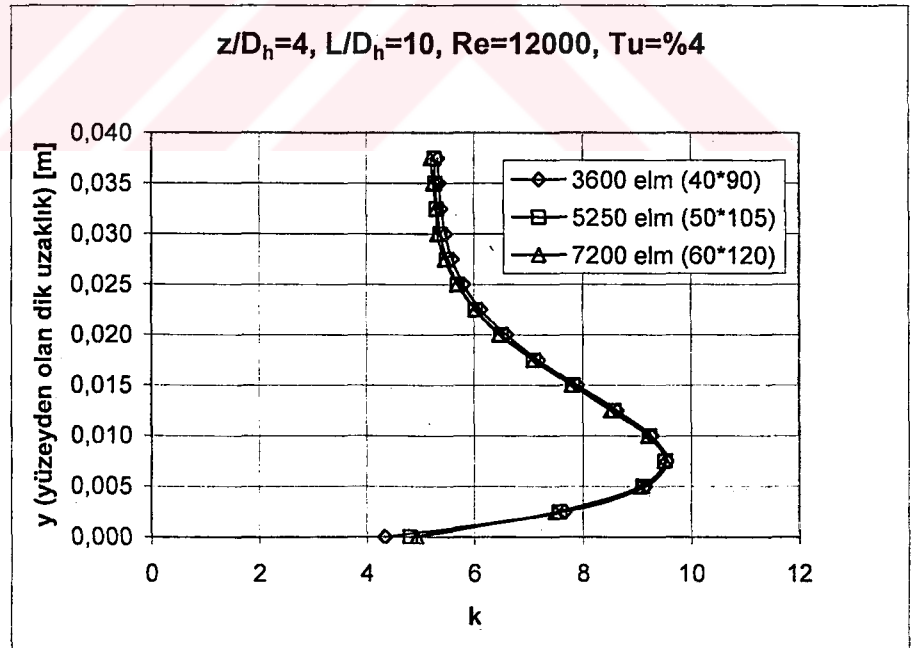


a) k ' nın değişimi

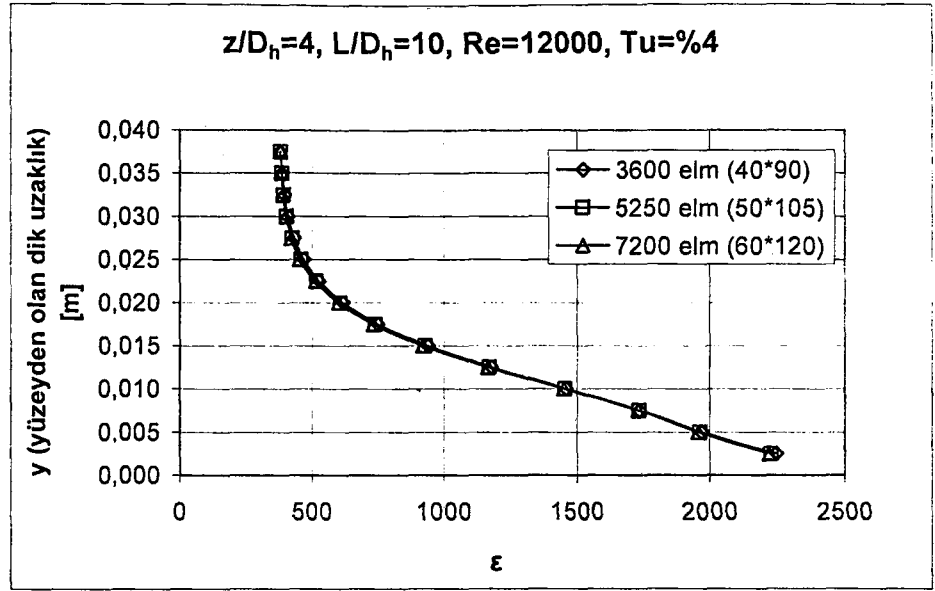


b) ϵ ' nun değişimi

şekil 3.16. $z/D_h=4, L/D_h=8, Re=12000$ için üç farklı ağ yapısı için k ve ϵ ' nun değişimi.



a) k' nın değişimi



b) ϵ ' nun değişimi

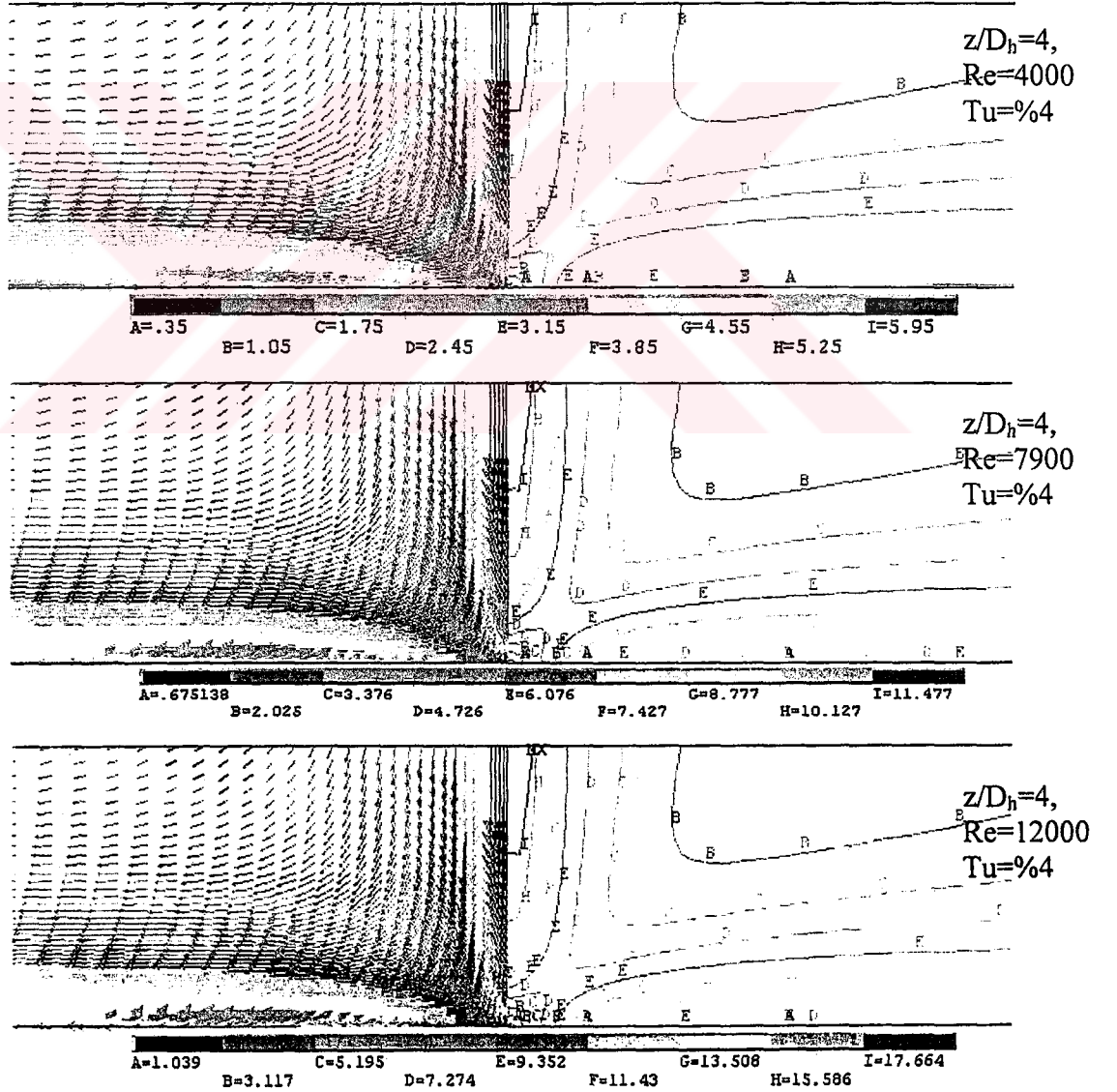
şekil 3.17. $z/D_h=4, L/D_h=10, Re=12000$ için u farklı ağ yapısı için k ve ϵ ' nun değişimi.

şekillerden de görüleceği üzere sonuçların değişmediği ağ yapıları yaklaşık olarak tespit edilmiştir. Artık bu ağ yapıları üzerinde parametrik çalışmalar yapılabilir.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

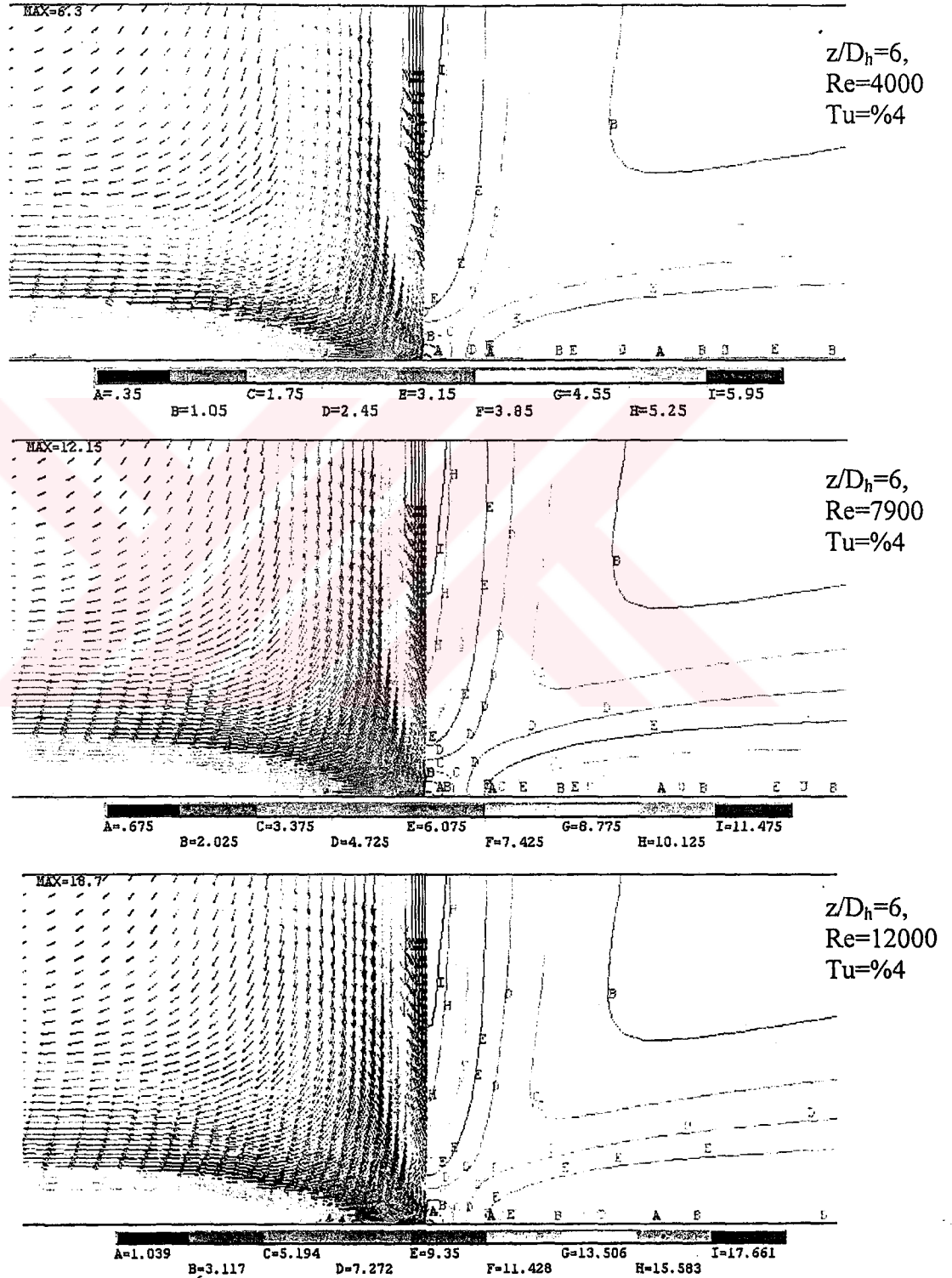
4.1. Sonuçlar ve Tartışma

Yapılan çözümler neticesinde her z/D_h değerleri için farklı Re değerlerinde elde edilen Vektörel hız dağılımları ve eşdeğer hız eğrileri Şekil 4.1, 4.2, 4.3, 4.4'de verilmiştir. Buradaki hız x ve y yönündeki hızların bileşkesidir. Şekillere bakıldığında ortak nokta jet çıkışında çıkış hızının değişmediği bir kor bölgesinin oluşması ve bu bölgenin momentum transferi neticesinde etkisini kaybetmesidir. Bu bölgenin uzunluğu şekillerden de görüleceği üzere karşı etkinin uzaklaşmasından dolayı artan z/D_h değeri ile birlikte artmaktadır.



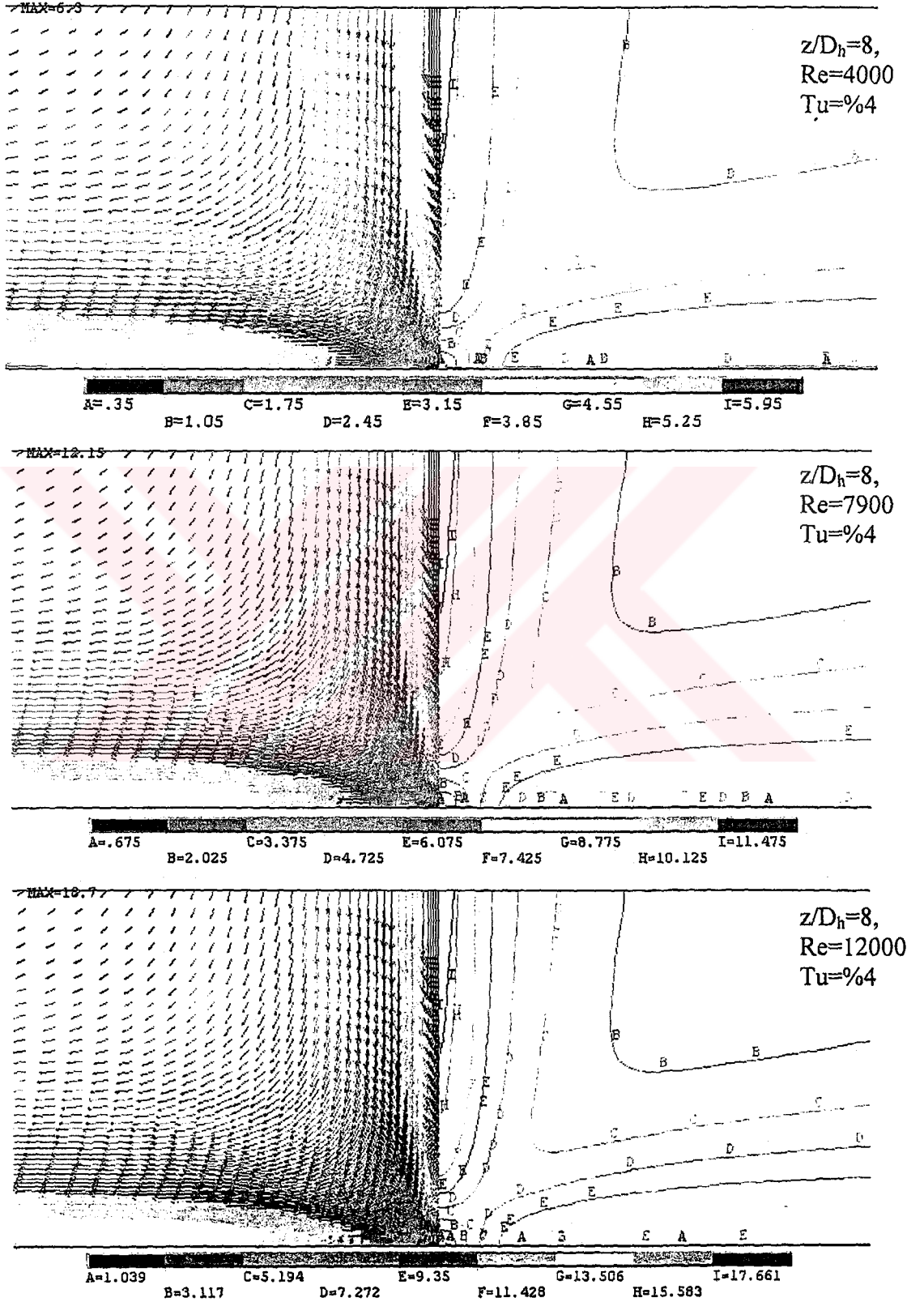
Şekil 4.1. $z/D_h = 4$ değeri için farklı Re değerlerindeki hız dağılımı

Ayrıca jetin yüzeye çarptığı noktada bir durgunluk (stagnation) noktası yani hızın sıfır olduğu bir nokta meydana gelmektedir. Durgunluk noktasından sonra duvar jeti bölgesi oluşmaktadır. Bu bölgede yüzeyde sıfır olan hız yüzeyden uzaklaştıkça artmakta, sonra üst kısımdaki durgun havanın etkisi ile yavaşlamaktadır.

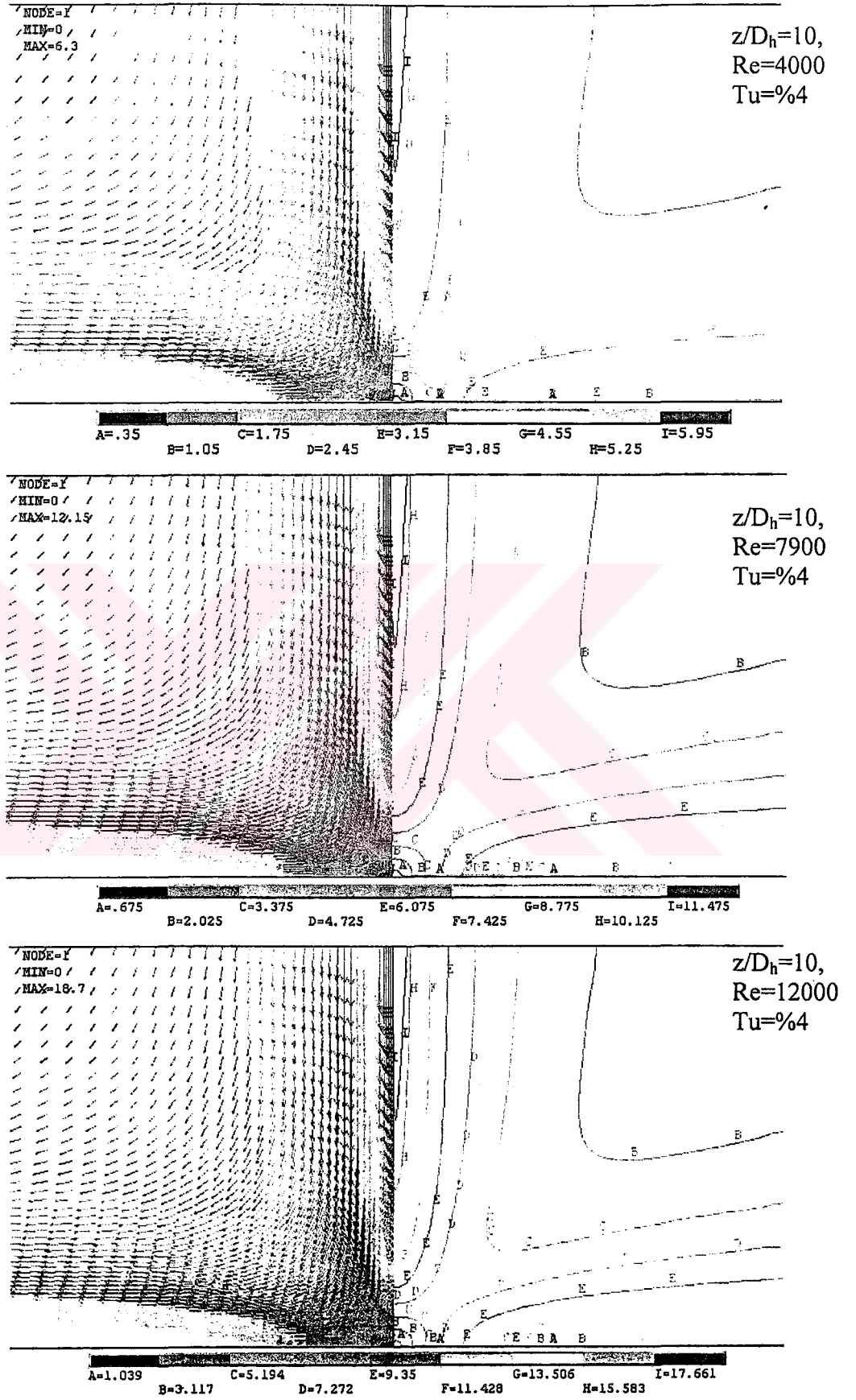


Şekil 4.2. $z/D_h=6$ değeri için farklı Re değerlerindeki hız dağılımı

Şekillerden çıkarılabilecek bir diğer sonuç ise artan Re sayısı ile birlikte yüzey üzerindeki sınır tabaka kalınlığının bir miktar incelmesidir.

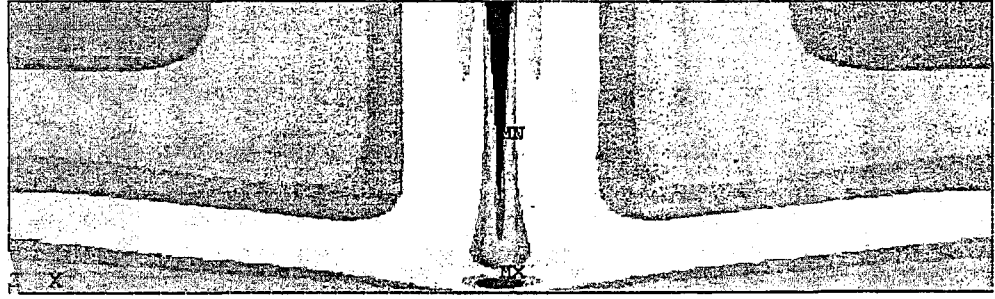


Şekil 4.3. $z/D_h=8$ değeri için farklı Re değerlerindeki Vektörel Hız Dağılımı

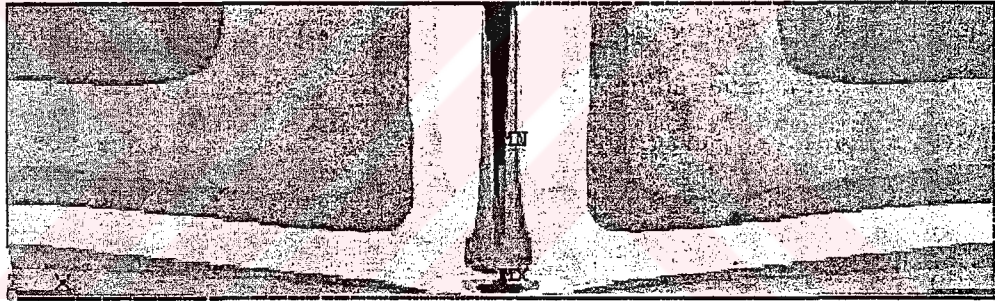


Şekil 4.4. $z/D_h = 10$ değeri için farklı Re değerlerindeki Vektörel Hız Dağılımı

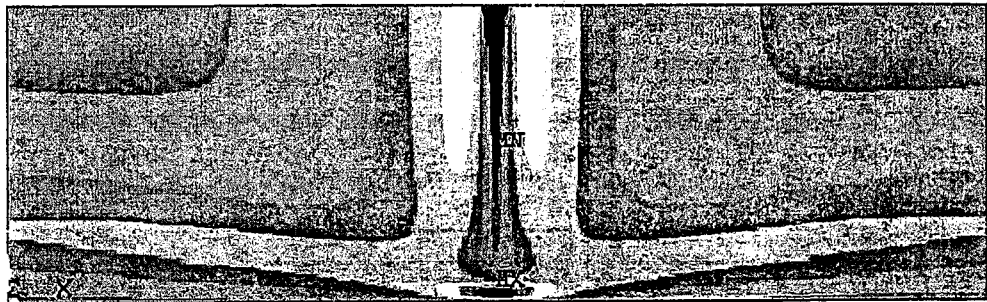
Şekil 4.5 ve 4.6'da iki farklı z/D_h değerinde farklı Re sayıları için %4 türbülans şiddetinde, türbülans kinetik enerjisinin değişimi verilmiştir. Şekiller incelendiğinde, tüm durumlarda türbülans kinetik enerjisinin maksimum değerinin çarpma noktasında olduğu görülmektedir. Bu durum akışın çarpışma sırasında karışmasından kaynaklanmaktadır.



a) Re=4000



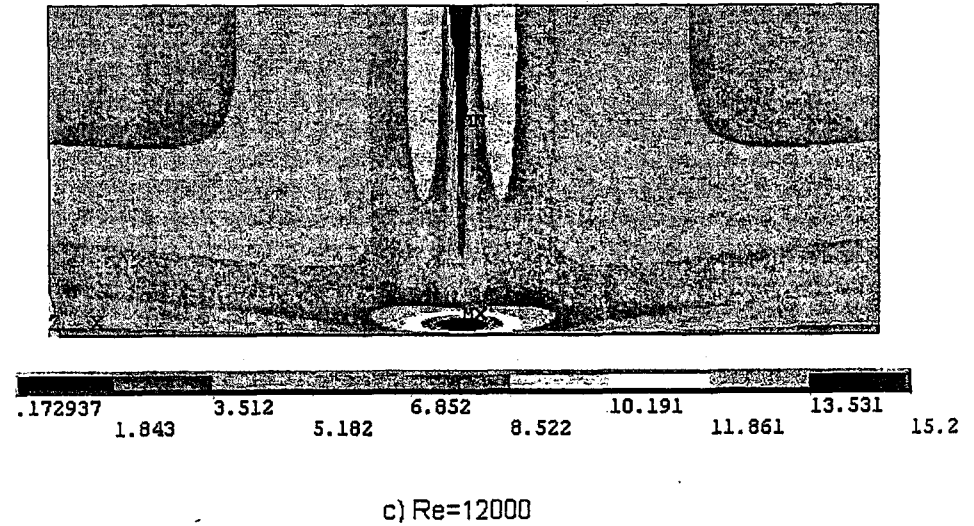
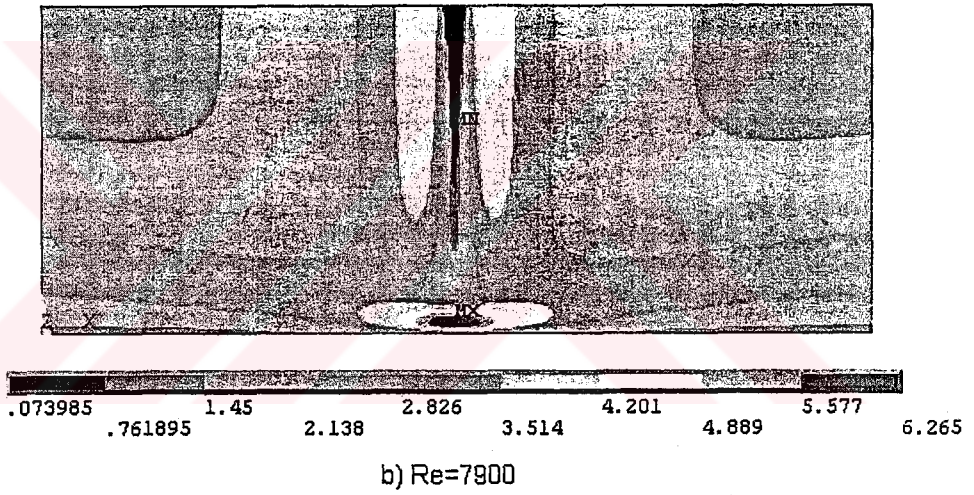
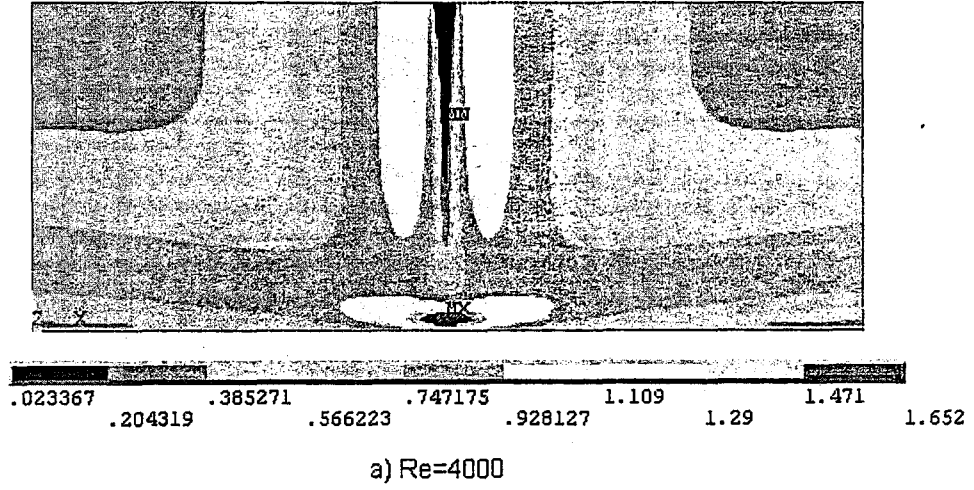
b) Re=7900



c) Re=12000

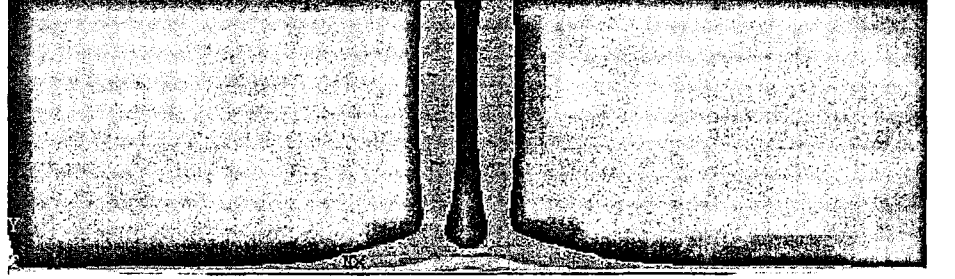
Şekil 4.5. $z/D_h=6$ için farklı Re sayılarında Türbülans kinetik enerjisinin değişimi

Eğilim z/D_h ve Re değerlerinde bağımsız olarak gerçekleşmektedir. Fakat artan Re değeri ile birlikte türbülans kinetik enerjisinin değeri tüm noktalarda artmaktadır.



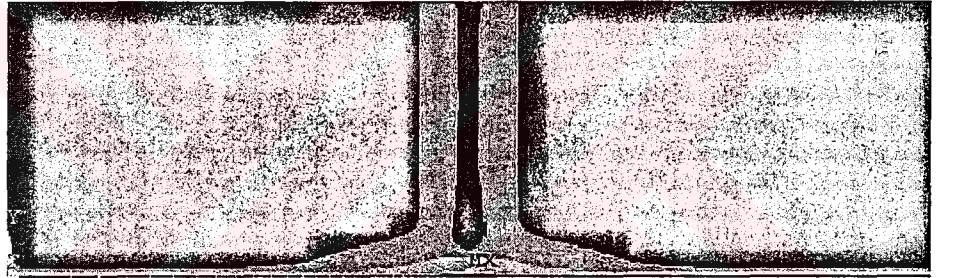
Şekil 4.6. $z/D_h=8$ için farklı Re sayılarında Türbülans kinetik enerjisinin değişimi.

Şekil 4.7 ve 4.8 de k' 'nin yayılım hızı olan ε' 'un iki farklı z/D_h değerinde farklı Re sayılarında değişimi verilmiştir. ε maksimum değerini, k' 'nin da maksimum olduğu çarpma noktasında almaktadır. Ayrıca sabit z/D_h değerinde artan Re değeri ile birlikte ε tüm noktalar için bir artış göstermektedir.



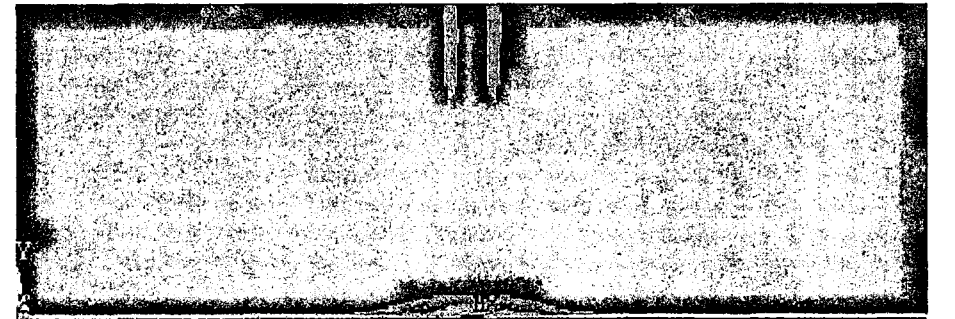
2.128 53.022 123.916 184.811 245.705 306.599 367.493 428.387 489.281 550.175

a) Re=4000



14.554 424.98 835.406 1246 1656 2067 2477 2888 3298 3708

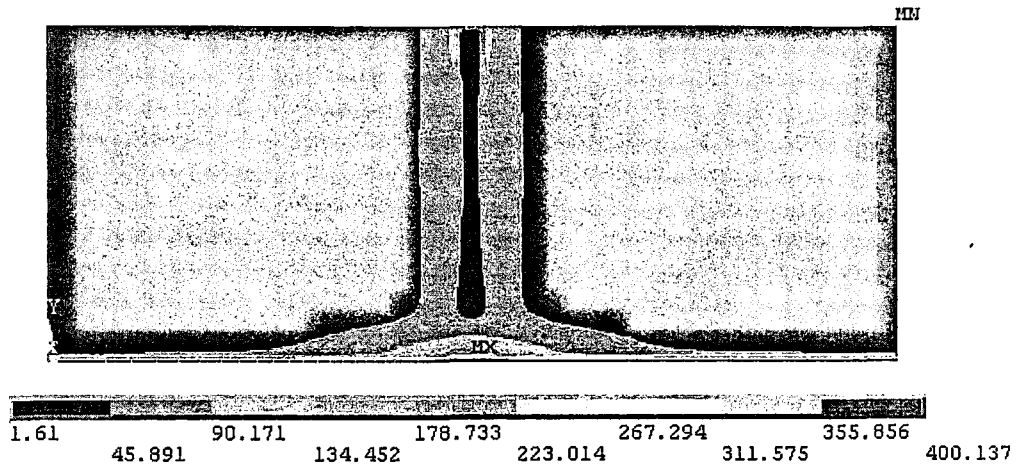
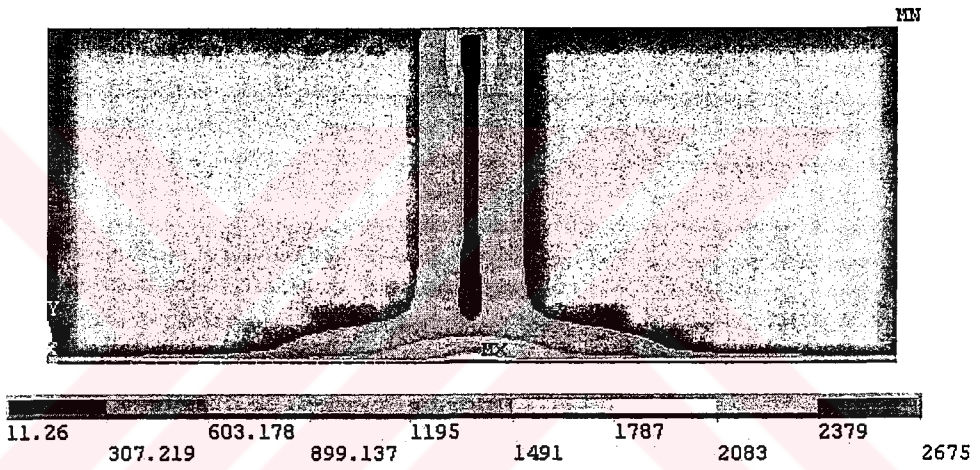
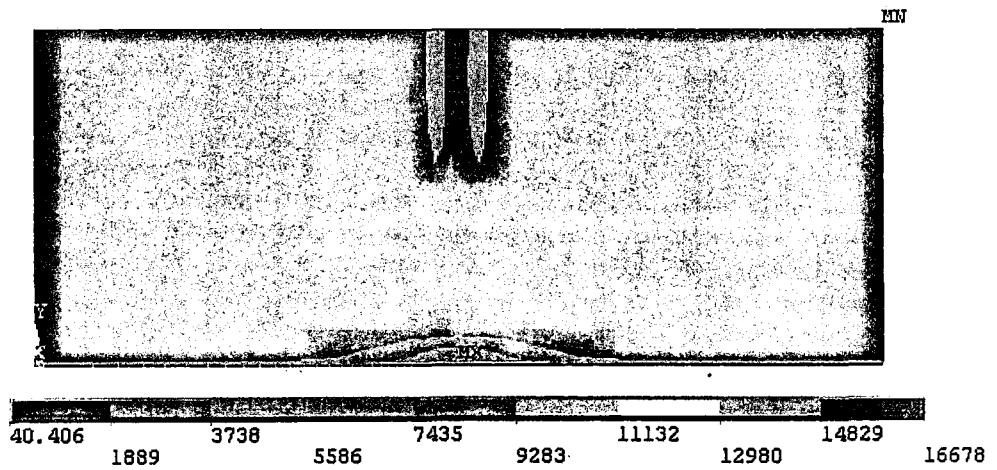
b) Re=7900



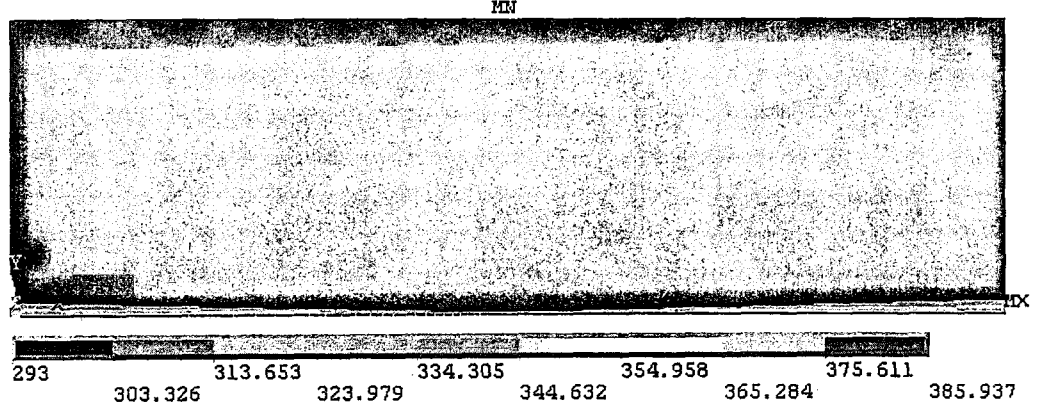
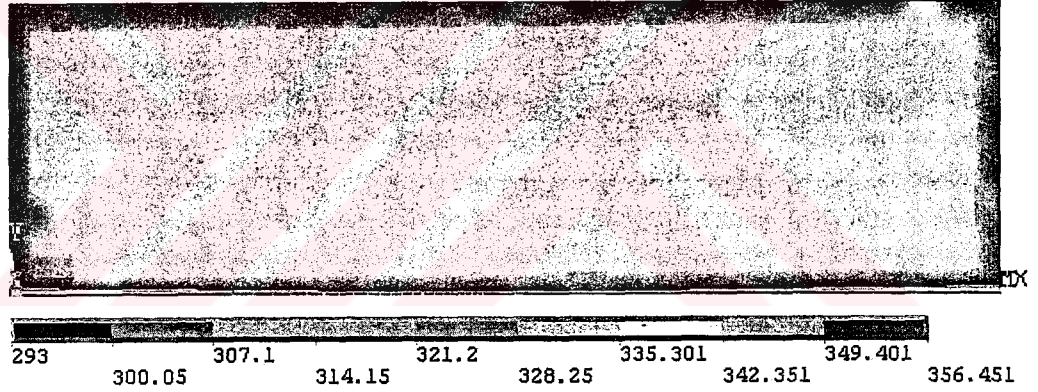
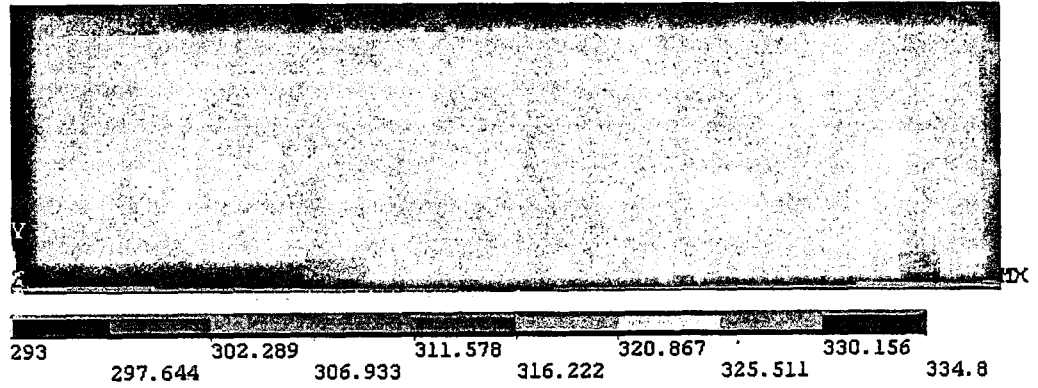
52.447 2592 5132 7672 10212 12752 15292 17832 20371 22911

c) Re=12000

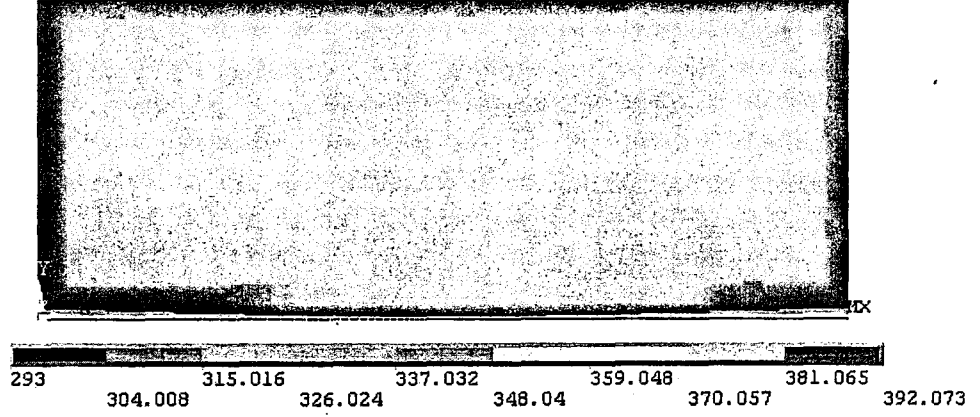
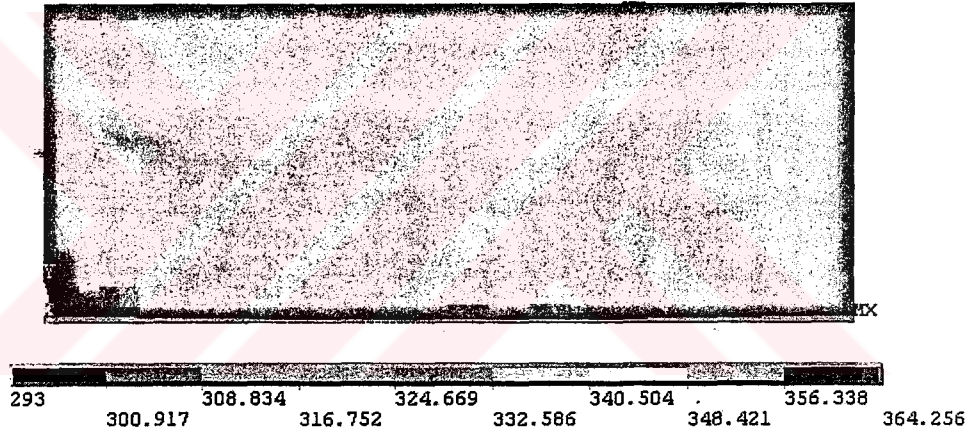
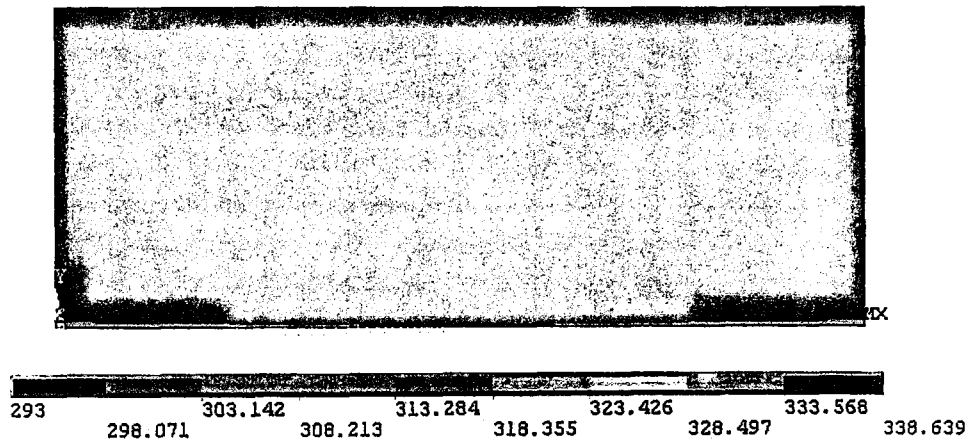
Şekil 4.7. $z/D_h=6$ için farklı Re sayılarında Türbülans kinetik enerjisinin yayılma hızı (ε)

a) $Re=4000$ b) $Re=7900$ c) $Re=12000$ Şekil 4.8. $z/D_h=6$ için farklı Re sayılarında Türbülans kinetik enerjisinin yayılma hızı (ϵ)

Şekil 4.9 ve 4.10 da ise sıcaklık dağılımı görülmektedir. Şekillerden de görüleceği üzere tüm durumlar için ortak nokta, sıcaklığın, Nu_x değerinin maksimum olduğu çarpma noktasında minimum olması ve çarpma noktasından uzaklaştıkça artmasıdır. Daha öncede belirtildiği üzere çarpan hava jetlerinde sınır tabaka kalınlığı oldukça incedir. Bu etki bu şekillerde açıkça görülmektedir.

a) $Re=4000$ b) $Re=7900$ c) $Re=12000$ Şekil 4.9. $z/D_t=6$ için farklı Re sayılarında Sıcaklık dağılımı

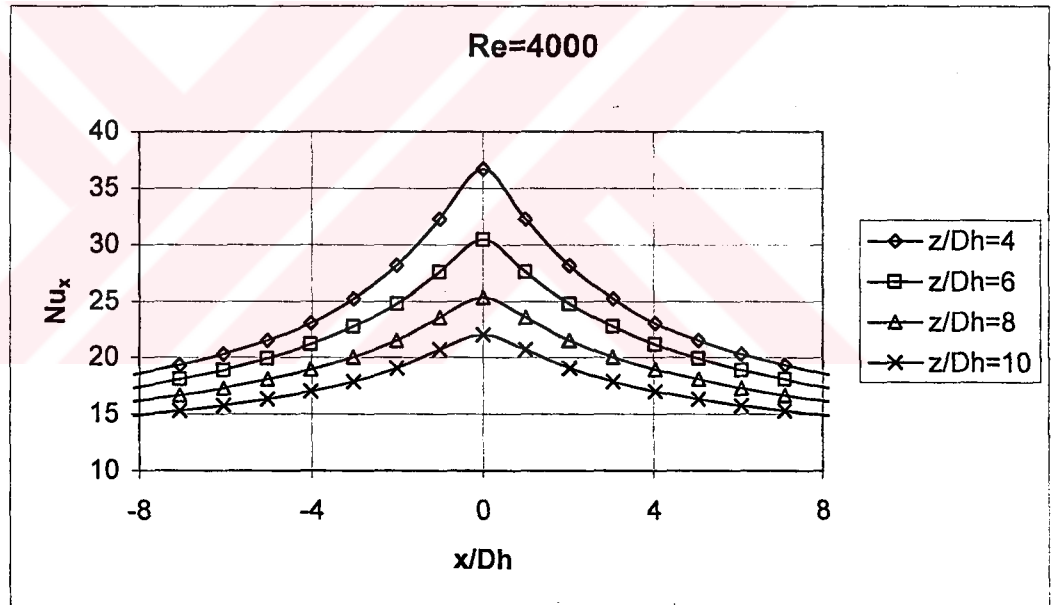
Ayrıca azalan z/D_h değeri ile birlikte ve artan Re değerine karşılık sıcaklık değerlerinde azalmanın olduğu görülmektedir. Yani sıcaklık, Nu_x değeriyle tamamen ters orantılı şekilde değerler almaktadır.

a) $Re=4000$ b) $Re=7900$ c) $Re=12000$ Şekil 4.10. $z/D_h=8$ için farklı Re sayılarında Sıcaklık dağılımlı

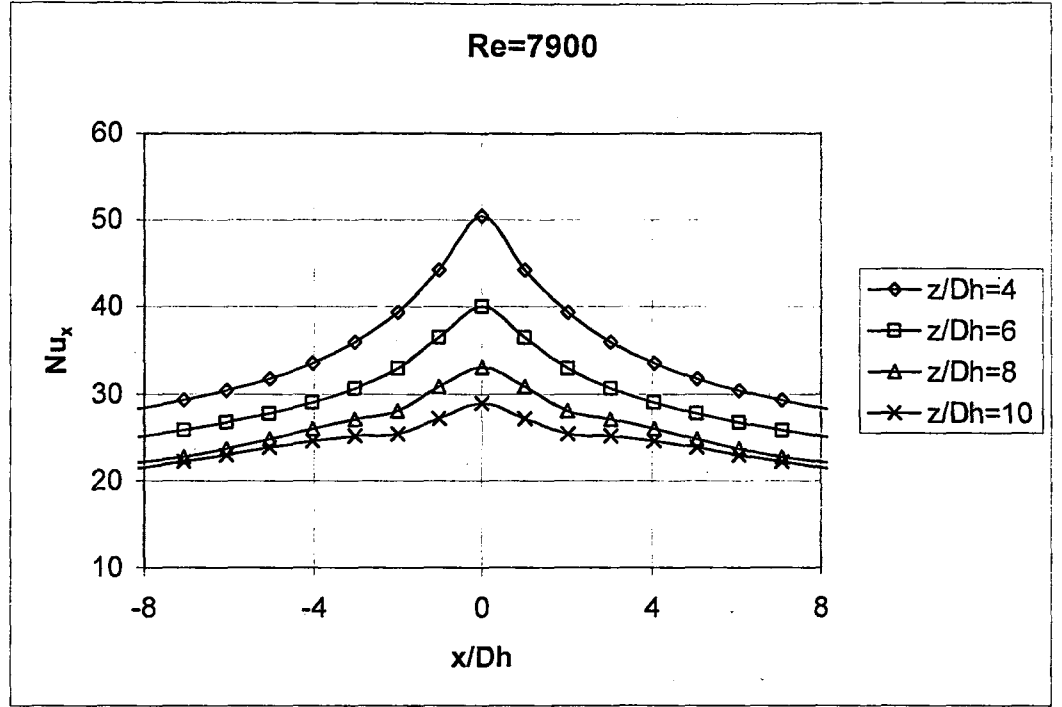
4.1.1. z/D_h Değerinin Isı Transferine Etkisi

Bu kısımda Re sayısı sabit tutularak lülenin yüzeyden olan uzaklığı değiştirilmiş ve bu değişimin Nu_x sayısı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Türbülans şiddeti sabit ve %4 alınmış, türbülans modeli olarak da standart k- ϵ modeli kullanılmıştır.

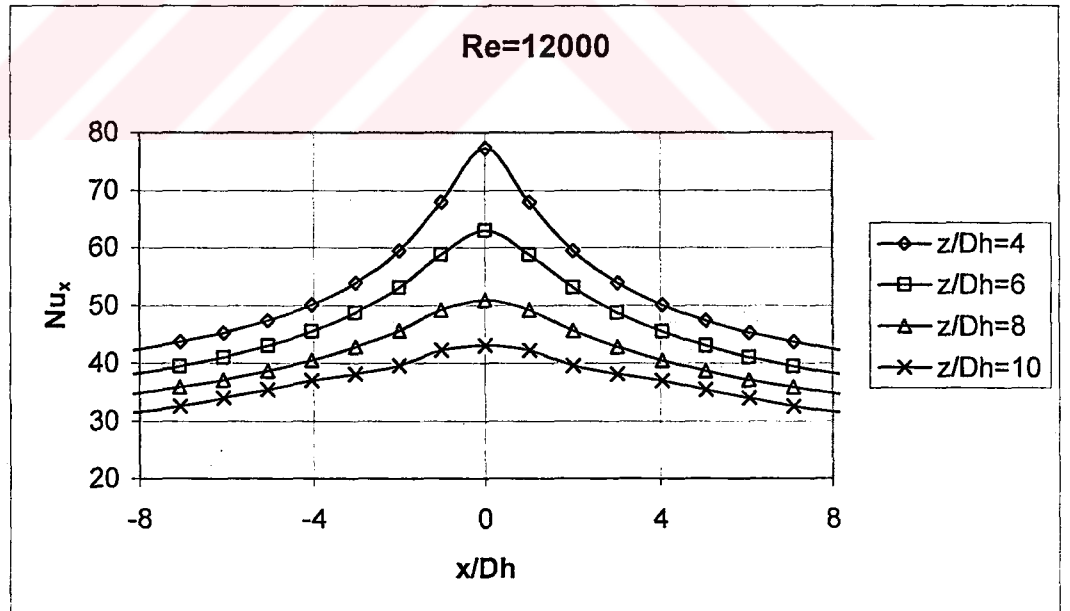
z/D_h değerinden bağımsız olarak tüm durumlar için maksimum Nu_x sayısı çarpma noktasında görülmüş ve çarpma noktasından uzaklaştıkça azalma eğiliminde olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca Şekil 4.11, 4.12 ve 4.13'den de görüleceği üzere z/D_h nin azalması ısı transferini artırıcı yönde etki etmiştir. Bu artırıcı etki çarpma noktasında kendini daha bariz göstermekte çarpma noktasından uzaklaştıkça etkisini kaybetmektedir. Lülenin havayı yüzeye dik olarak çarptırmasının bir neticesi olarak da değerlerin durgunluk noktasına göre simetrik olduğu görülmektedir.



Şekil 4.11. $Re=4000$ ve farklı z/D_h değerleri için Nu_x sayısının değişimi.



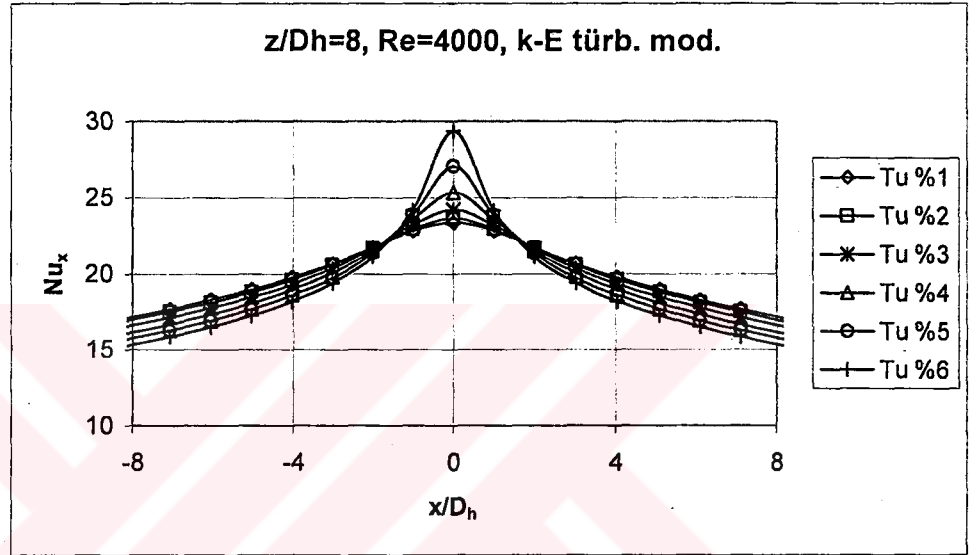
Şekil 4.12. $Re=7900$ ve farklı z/D_h değerleri için Nu_x sayısının değişimi.



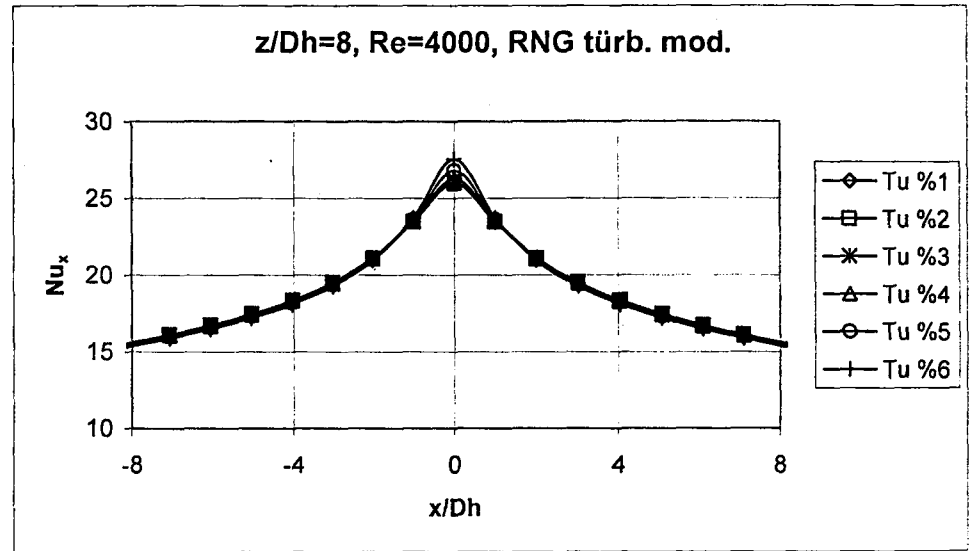
Şekil 4.13. $Re=12000$ ve farklı z/D_h değerleri için Nu_x sayısının değişimi

4.1.2. Türbülans Şiddetinin Isı Transferine Etkisi

Bu kısımda ise diğer tüm değerler sabit tutularak sadece giriş türbülans şiddeti değiştirilerek ısı transferine etkisi incelenmiştir. Hesaplamalarda hem standart k- ϵ türbülans modeli hem de RNG türbülans modeli kullanılmıştır. Hesaplamalar farklı z/D_h ve Re değerleri içinde yapıp bu durumlarda türbülans şiddeti etkisinde bir farklılığın olup olmadığı araştırılmıştır.

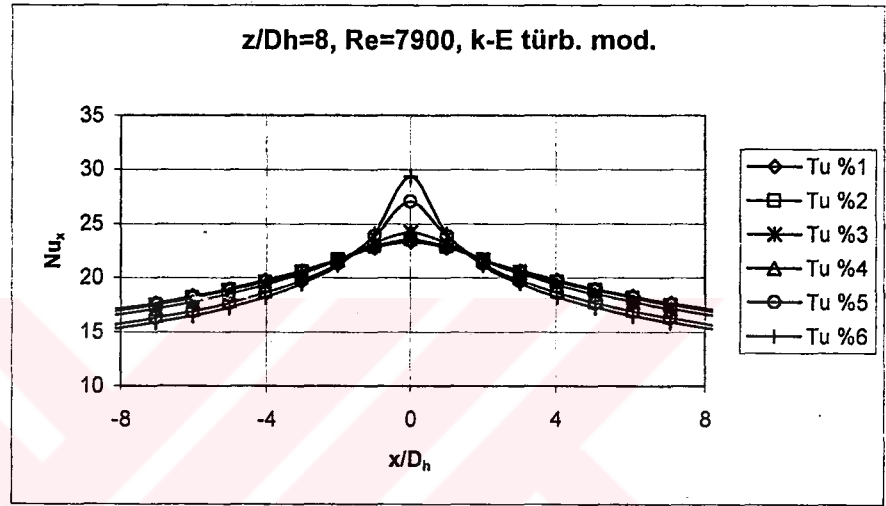


Şekil 4.14. $z/D_h=8, Re=4000$ için türbülans şiddetinin etkisi (k- ϵ türbülans modeli).

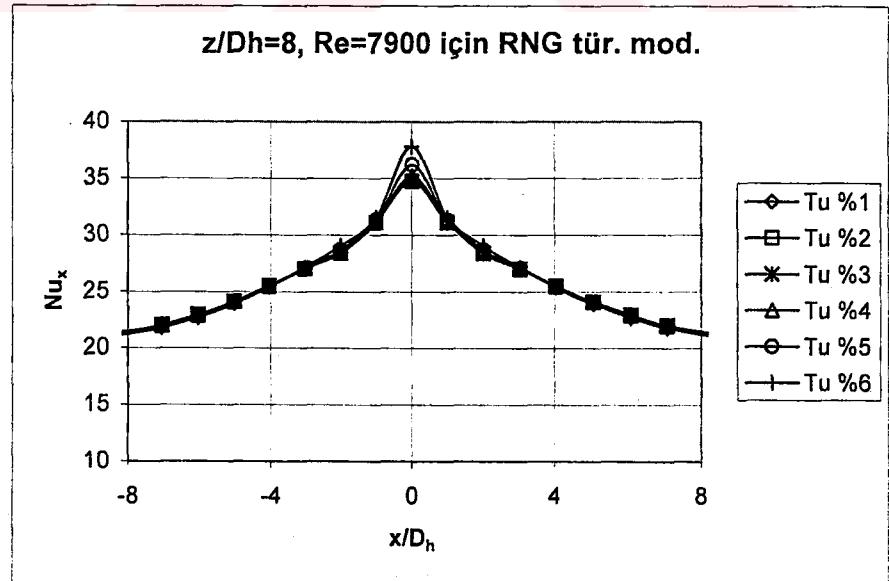


Şekil 4.15. $z/D_h=8, Re=4000$ için türbülans şiddetinin etkisi (RNG türbülans modeli).

Şekil 4.14, 4.15, 4.16, 4.17, 4.18, 4.19 dan görüleceği üzere artan türbülans şiddeti çarpma noktasında ısı transferini arttırmıştır. Bu artış türbülans şiddeti arttıkça daha baskın olmuştur. Yani %5 türbülans şiddeti ile %4 türbülans şiddeti arasında ki fark %2 ile %1'lik şiddetler arasındaki farktan daha büyük olmuştur. k-ε türbülans modeli kullanılan hesaplamalarda çarpma noktasından uzaklaştıkça ısı transferinde azda olsa bir azalma, RNG türbülans modeli ile yapılan hesaplamalarda ise bu bölge de herhangi bir değişiklik olmadığı görülmüştür.

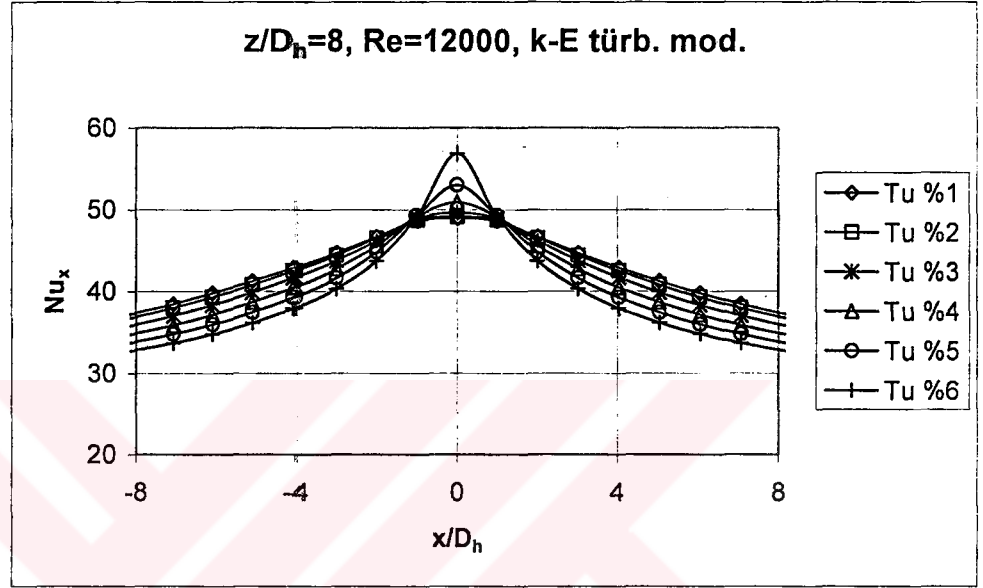


Şekil 4.16. $z/D_h=8, Re=7900$ için türbülans şiddetinin etkisi (k-ε türbülans modeli).

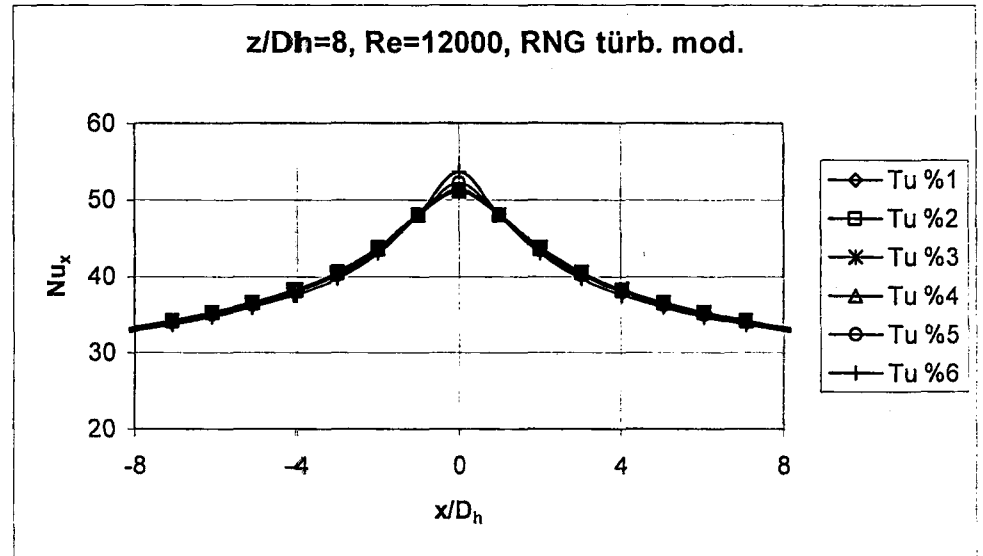


Şekil 4.17. $z/D_h=8, Re=7900$ için türbülans şiddetinin etkisi (RNG türbülans modeli).

Literatüre bakıldığında türbülans şiddetinin etkisinin sadece çarpma noktasında olduğu, çarpma noktasından uzaklaştıkça etkisinin pek olmadığı görülmektedir. Bu bağlamda bu bölgede RNG türbülans modelinin daha iyi sonuç verdiği söylenebilir. Fakat şekillerden de görüleceği üzere çarpma bölgesinde türbülans şiddeti etkisi $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanıldığında daha açıktır ve deneysel çalışmalara daha yakındır.



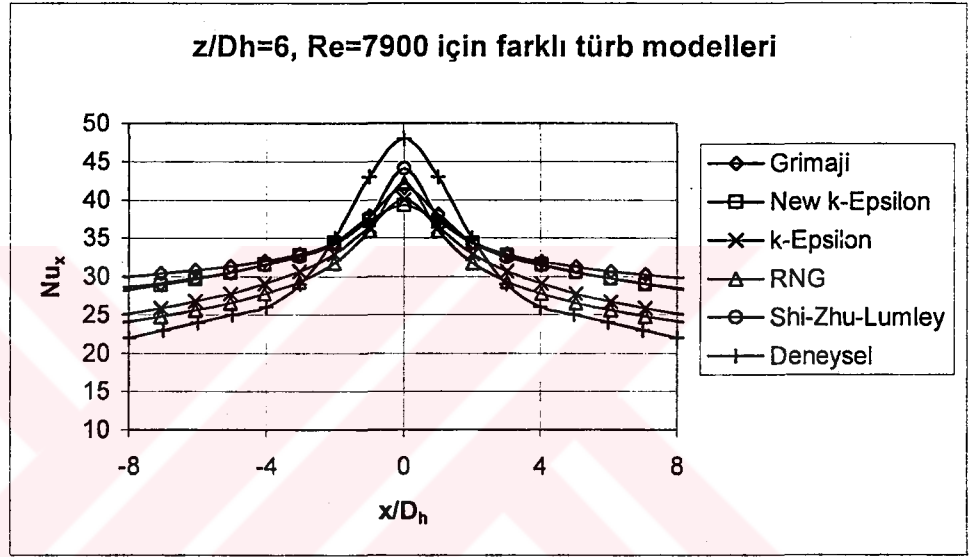
Şekil 4.18. $z/D_h=8, Re=12000$ için türbülans şiddetinin etkisi (k- ϵ türbülans modeli).



Şekil 4.19. $z/D_h=8, Re=12000$ için türbülans şiddetinin etkisi (RNG türbülans modeli).

4.1.3. Türbülans Modellerinin Karşılaştırılması

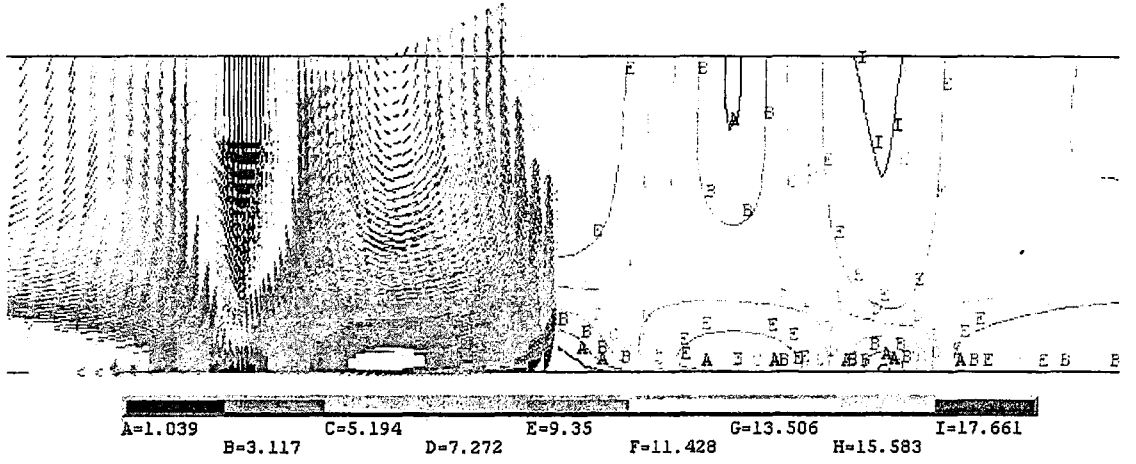
Bu bölümde ise $z/D_h=6$, $Re=7900$ ve türbülans şiddeti %4 için hesaplamalar. ANSYS-FLOTTRAN programında mevcut olan türbülans modelleri ile yapılmış ve bu modellerin kullanımından elde edilen sonuçlar ile deneysel sonuç karşılaştırılmıştır. Şekil 4.20'den görüleceği üzere deneysel sonuçlara en yakın sonuçları RNG ve k- ϵ türbülans modelleri vermiştir.



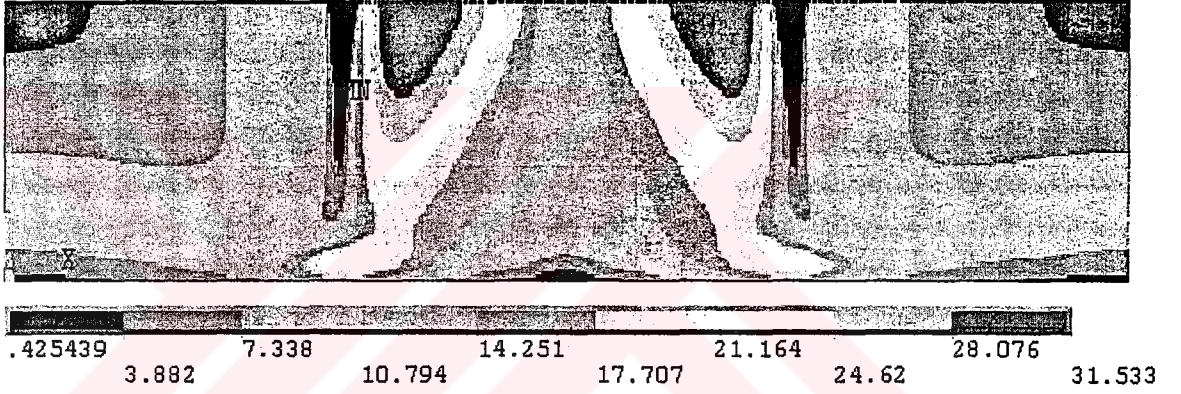
Şekil 4.20. $z/D_h=6$, $Re=7900$ için türbülans modelleri ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.

4.1.4. Çift Jet Kullanılmasının Isı Transferine Etkisi

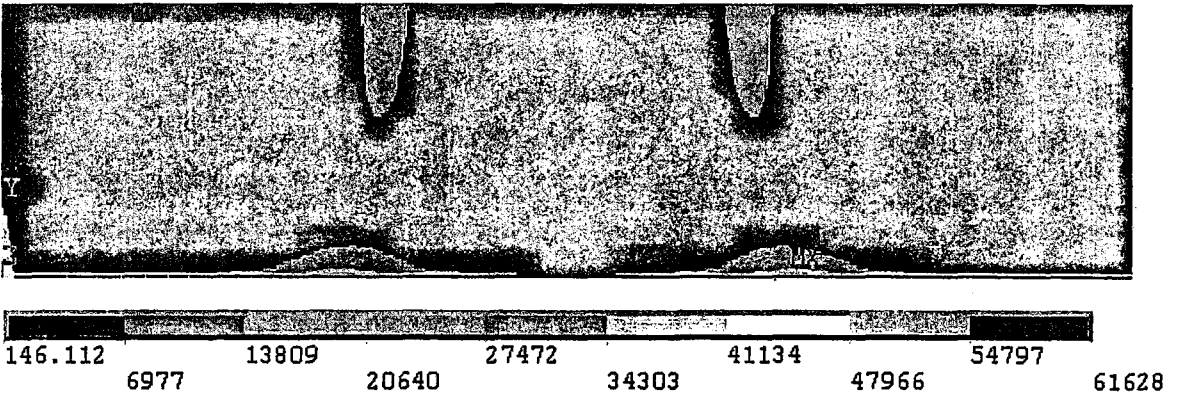
Tek jet kullanmak yerine aynı boyutlara sahip iki jet kullanılması durumunun etkilerini incelemek için yapılan bu araştırma ise sadece $z/D_h=4$ ve $Re=12000$ için yapılmıştır. Çözümlerden elde edilen bileşke vektörel hız dağılımı Şekil 4.21'de verilmiştir. Şekle bakıldığında tek jet durumundan farklı olarak iki jetin tam ortasında ikinci bir durgunluk noktası (Hızın 0 olduğu nokta) oluşmaktadır. Şekil 4.22'de L/D_h 'ın 8 olduğu durum için türbülans kinetik enerjisi k 'nın dağılımı ve Şekil 4.23'de k 'nın yayılma hızı ϵ 'un dağılımı verilmiştir. Şekil 4.22'ye bakıldığında tek lüle durumundan farklı olarak k maksimum değerine iki lüle arasında ulaşmaktadır. Bu durum, hız dağılımında da görülen o bölgedeki akışın karışıklılığından kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.21. Çift jet durumunda $z/D_h=4$, $L/D_h=8$, $Re=12000$, $Tu=4\%$ için bileşke hız dağılımı.

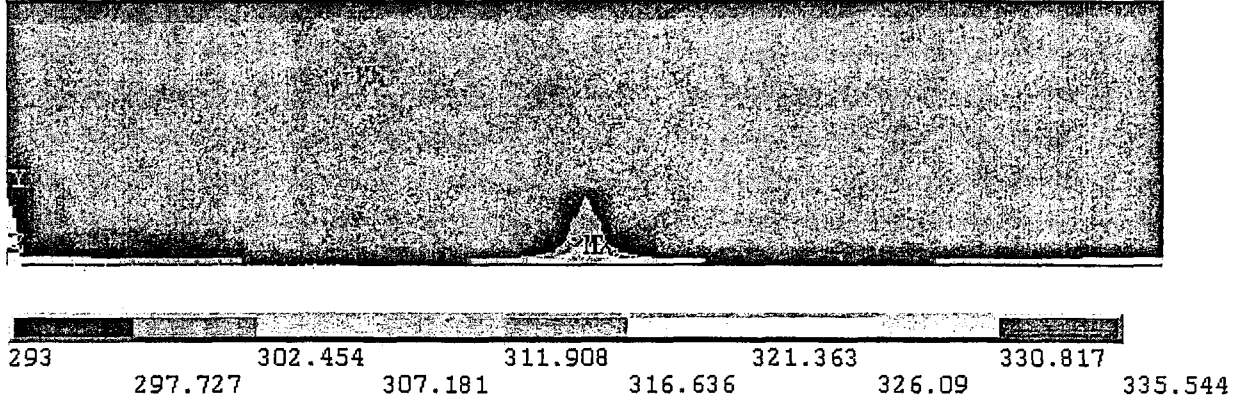


Şekil 4.22. Çift jet durumunda $z/D_h=4$, $L/D_h=8$, $Re=12000$, $Tu=4\%$ için türbülans kinetik enerjisinin (k) dağılımı.



Şekil 4.23. Çift jet durumunda $z/D_h=4$, $L/D_h=8$, $Re=12000$, $Tu=4\%$ için türbülans kinetik enerjisinin yayılma hızı (ϵ).

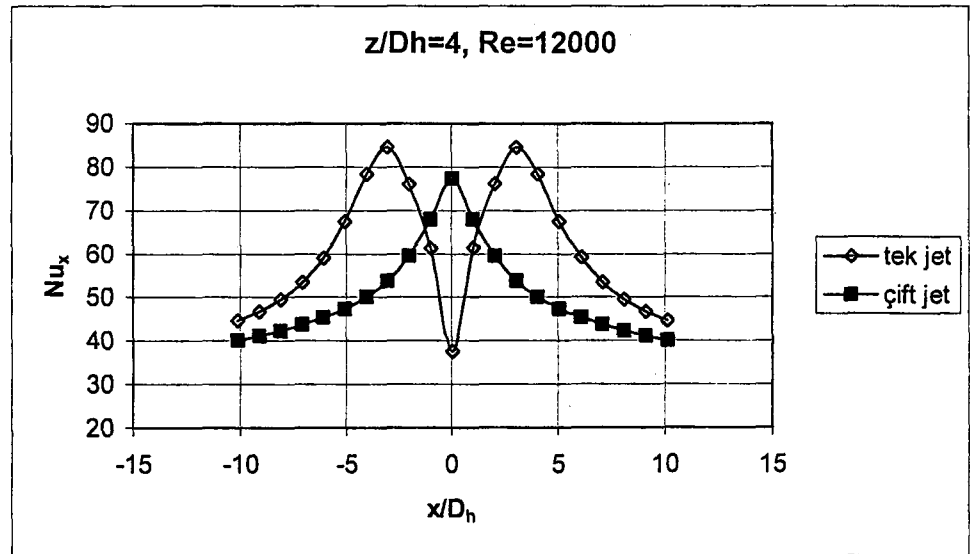
Aynı şekilde ϵ da maksimum değerlerini karışıklılığın fazla olduğu bölgelerde ve çarpma noktalarında almaktadır.



Şekil 4.24. Çift jet durumunda $z/D_h=4$, $L/D_h=8$, $Re=12000$, $Tu=\%4$ için Sıcaklık dağılımı.

Şekil 4.24'de ise Çift jet durumunda oluşan sıcaklık dağılımlarında bir tanesine örnek verilmiştir. Tek jet durumunda olduğu gibi sıcaklık çarpma noktalarında minimum değerini almıştır. Maksimum değeri ise Nu_x değerinin minimum olduğu iki jetin orta noktasında görülmektedir.

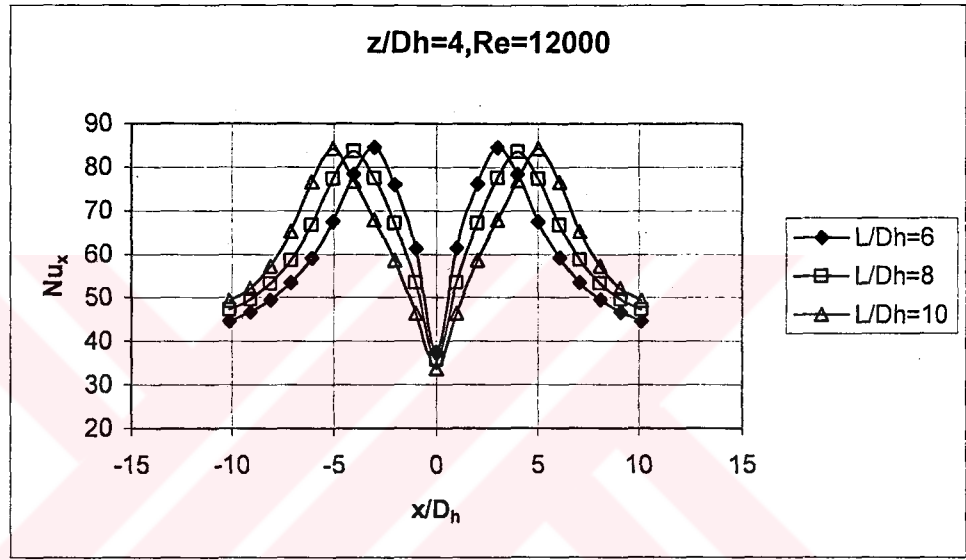
Yapılan hesaplamalar neticesinde çift jet kullanılması durumunda ortalama Nusselt sayısının dolayısıyla ortalama ısı taşınım katsayısının, tek jet durumuna göre yaklaşık olarak %21 civarında arttığı görülmüştür. Tek ve çift jet kullanılması durumundaki Nu_x dağılımı Şekil 4.25'de verilmiştir.



Şekil 4.25. $z/D_h=4$, $Re=12000$ için çift ve tek jet olma durumlarının karşılaştırılması.

4.1.5. Lüleler Arasındaki Mesafenin Isı Transferine Etkisi

Çift lüle kullanılması durumu için lüleler arası mesafe L , hidrolik çapın 6, 8 ve 10 katı olacak şekilde değiştirilmiş ve ısı transferine ne tür bir etki yaptığı tespit edilmeye çalışılmıştır. Yapılan hesaplamalarda lüleler arasındaki mesafe, ortalama Nusselt sayısını çok az miktarlarda değiştirmiştir. Farklı L/D_h değerleri için elde edilen sonuçlar Şekil 4.26'da verilmiştir.



Şekil 4.26. $z/D_h=4$, $Re=12000$ için değişik L/D_h değerleri için Nu değişimi

4.2. Sonuç ve Öneriler

4.2.1. Sonuçlar

Bu çalışmada elektronik bir elemanın soğutulması problemi için bir CFD modeli oluşturularak, model üzerinde parametrik incelemeler yapıldı. İncelemeler sonucunda elde edilen sonuçlar şu şekilde sıralanabilir.

1. Sabit Re değeri için azalan z/D_h değeri, ortalama ve yerel Nusselt sayılarını dolayısıyla ısı transferini arttırmıştır. Yerel Nusselt sayısındaki artış çarpma noktasında daha belirgin olmuştur. Bu durum Beitelmal v.d. (2000) yaptıkları deneysel çalışma ile uyum göstermektedir.

2. Sabit Re ve z/D_h değerleri için artan türbülans Şiddetinin etkisi hem standart $k-\epsilon$ hem de RNG türbülans modeli ile incelenmiştir. Her iki model ile elde edilen sonuçlarda da çarpma noktasında artan türbülans Şiddeti ile birlikte yerel Nusselt sayısında bir artım meydana gelmiştir. Türbülans Şiddetindeki artışın, çarpma noktasından uzaklaŐıldıkça, yerel Nusselt sayısını, standart $k-\epsilon$ modeli ile elde edilen çözümlerde azalttığı, RNG türbülans modeli ile elde edilen çözümlerde ise etkilemediği grlmüŐtir. Hofmann v.d. (2004)'nin yaptığı çalışmada RNG türbülans modeliyle elde edilen sonuçlara benzer sonuçlar elde edilmiştir.

3. Farklı türbülans modelleri ile yapılan sonuçlar karşılaştırıldığında ise, standart $k-\epsilon$ ve RNG türbülans modellerinin diğer modellere nazaran deneysel sonuçlara daha yakın sonuçlar verdiği grlmüŐtir.

4. Tek jet yerine aynı boyutlarda aynı özelliklerde iki jet kullanılması durumunda, ortalama Nusselt sayısının tek jette olduğundan %21 daha fazla olduğu tespit edilmiştir. Benzer sonuçlar Can v.d. (2002) tarafından da tespit edilmiştir.

5. Çift jet durumunda jetler arası mesafenin Ortalama Nusselt sayısını etkilemediği gözlemlenmiştir.

4.2.2. Öneriler

Elde edilen nümerik sonuçlar deneysel sonuçlar ile karşılaştırıldığında arada bir miktar farklılığın olduğu görülmektedir. Bu farklılığın en büyük nedeninin modelin iki boyutlu olması ve yapılan matematiksel kabullerin olduğu sanılmaktadır. özm süresini çok uzattığı için bu çalışmada modelleme üç boyutlu yapılamamıŐtır. Eğer olay üç boyutlu olarak modellenenebilirse iki boyutlu modellemenin sonuçları ne kadar etkilediği tespit edilebilir.

Ayrıca bu çalışmada hesaplamalar Sonlu Eleman Metodu ile alıŐan ANSYS-FLOTRAN paket programı ile yapılmıştır. Hesaplamalar Sonlu Hacim Metodu veya diğer sayısal yöntemleri kullanan paket programlar ile yapılabilirse, çözüm metodunun sonuçlar üzerine olan etkisi görülebilir.

KAYNAKLAR

ALDABBAGH, L.B.Y., I. SEZAI. 2004. Three-Dimensional Numerical Simulation of an Array of Impinging Laminar Square Jets with Spent Fluid Removal. International Journal of Thermal Sciences. Vol 43. pp 241-247. USA

ANONİM, 1994. ANSYS-FLOTTRAN User's Guide Revisions, UpdΦ DN-5261:51, Swanson Analysis Systems, Inc., USA

ARAL, M. M., 1980. Steady Jet Impingement on Straight and Curved Surfaces, ODTÜ Temel ve Uygulamalı Bilimler Dergisi., Vol.13, No. 3, pp. 349-368 , USA

ASHFORTH, S., K. JAMBUNATHAN, C.F. WHITNEY. 1997, Velocity and Turbulence Characteristics of a Semiconfined Orthogonally Impinging Slot Jet. Experimental Thermal and Fluid Science. Vol.14. pp 60-67, USA

BAYDAR, E., 1999. Confined Impinging Air Jet at Low Reynolds Numbers, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol 19, pp 27-33, USA

BEITELMAL, A.H., M.A. SAAD, C.D. PATEL, 2000.The Effect of Inclination on the Heat Transfer Between a Flat Surface an Impinging two-dimensional Air Jet. International Journal of Heat and Fluid Flow, 21, p.56-163, USA.

BİLEN K., K. BAKIRCI, T. YAVUZ, 2000. Dönerek Çarpan Jetin Isı Transfer Karakteristiklerinin Deneysel İncelenmesi. 12. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi. Sakarya, 28-29 Şubat 2000, sayfa 538-543.

BULA, A.J., M.M. RAHMAN, J.E. LELAND, 2000. Axial Steady Free Surface Jet Impinging Over a Flat Disk with Discrete Heat Sources. International Journal of Heat and Fluid Flow, 21, pp. 11-21, USA.

CAN, M., A.B. ETEMOĞLU, A. AVCI, 2002. Experimental Study of Convective Heat Transfer Under Array of Impinging Air Jets From Slots and Circular Holes, Heat and Mass Transfer, Vol.38, pp 251-259, USA

CHOTTOPODHYAY, H., 2004. Numerical Investigations of Heat Transfer from Impinging Annual Jet, International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 47 pp. 3197-3201. USA

ÇENGEL, Y.A. , 2003. Heat Transfer a Practical Approach,. McGraw-Hill Company. New-York. pp 785-853

ETEMOĞLU, A.B., M.K. İŞMAN, E. PULAT, M. CAN, 2004. Tek Yongalı Elektronik Cihazların Laminar ve Türbülanslı Akışta Soğutulmalarının Analizi., Mühendis ve Makine. 45/535. pp 18-28.

GROOVER, M.P., 1996. Fundamentals of Modern Manufacturing Materials, Processes and Systems. Prentice-Hall International, Inc. New Jersey. pp 844-877

HOFMANN, H., H. MARTIN, M. KIND, 2004. Numerical Simulation of Heat Transfer from an Impinging Jet to a Flat Plate. Chemical Engineering Technology, 27,1, p.27-30, USA

INCROPERA, F.P and D.P.DEWITT. 2001. Isı ve Kütle Gecişinin Temelleri, John Literatür Yayıncılık, İstanbul

INCROPERA, F.P. and S. RAMADHYANI., 1993. Single-Phase, Liquid Jet Impingement Cooling of High-Performance Chips. Proceedings of the NATO Advanced Study Institute on Cooling of Electronic Systems. Çeşme/İzmir. 21/Haziran-01 Temmuz 1993. pp 457-506.

KNOWLES K., M. MYSZKO, 1998. Turbulence Measurements in Radial Wall-Jets. Experimental Thermal and Fluid Science. Vol.17 pp 71-78.

KRAUS, A.D and A. BAR-COHEN., 1983. Thermal Analyses and Control of Electronic Equipment. McGraw-Hill Company/ Hemisphere, New-York

LAUNDER, B.E. AND D.B. . 1972. Spalding Lectures in Mathematical Models of Turbulence, Academic Press, London

MARTIN, H., 1977. Heat and Mass Transfer between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces. Adv. Heat Transfer. Vol. 13, pp 1-60, USA.

POLAT, S., B. HUANG, A.S. MUJUMDAR AND W.J.M.DOUGLAS, 1989. Numerical Flow and Heat Transfer under Impinging Jets: A Review in C.L. Tien and T.C Chawla (eds.) Annual Review of Numerical Fluid Mechanics and Heat Transfer, Vol. 2, pp. 157-197. USA

PULAT, E., 1997. Mikroelektronik Devre Elemanlarının Zorlanmış Taşınımına Soğutulmasının Simülasyonu. Doktora Tezi. Bursa.

SHI, Y., A.S. MUJUMDAR AND M.B. RAY, 2004. Effect of Large Temperature Difference on Impingement Heat Transfer under a Round Turbulent Jet, Int. Comm. Heat Mass Transfer, Vol. 31, No. 2, pp 251-260. USA

VISKANTA, R. 1993. Heat Transfer to Impinging Isothermal Gas and Flame Jets. Experimental Thermal and Fluid Science. Vol. 6, No. 2, pp 111-134, USA

TEŞEKKÜR

Yönlendirici ve cesaretlendirici tavrı ile tezin oluşumunda büyük emeği geçen danışmanım Prof. Dr. Muhiddin CAN'a, daha önce bu konu üzerinde çalışmış olan ve bilgi birikimini çekinmeden paylaşan hocam Yrd.Doç.Dr. Erhan PULAT'a ve katkılarından dolayı hocam Öğr.Gör.Dr. Akın Burak ETEMOĞLU'na teşekkür ederim. Ayrıca, yazım aşamasında yardımını esirgemeyen Araş.Gör. Hüseyin LEKESİZ'e ve yorumları ile teze katkıda bulunan diğer Araştırma Görevlisi arkadaşlara teşekkür ederim.



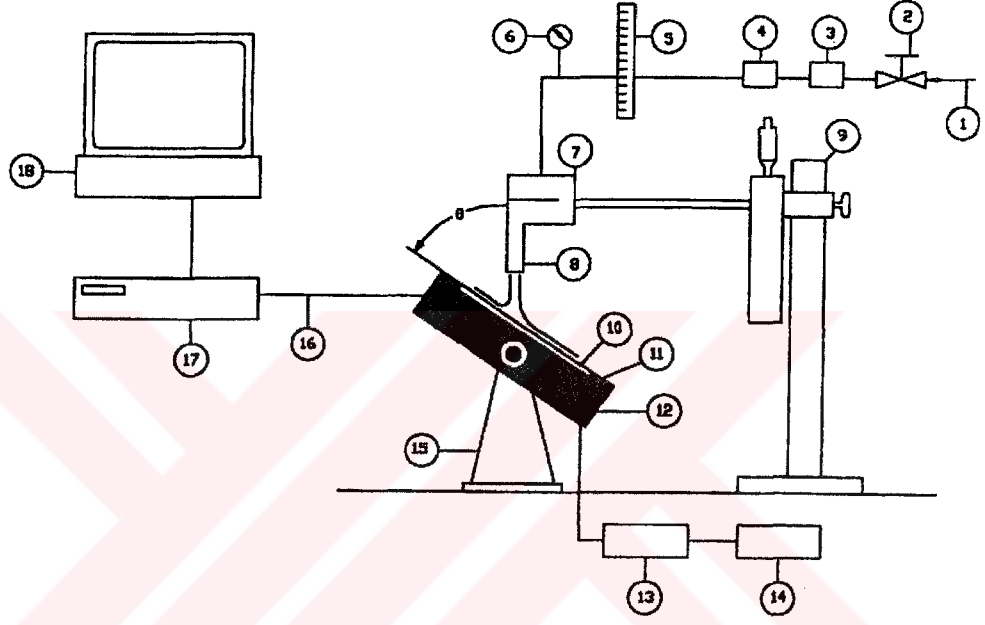
ÖZGEÇMİŞ

10 Kasım 1979'da Samsun'da doğan Mustafa Kemal İŞMAN, ilk, orta ve lise eğitimini Samsun'da tamamlamıştır. 1997 yılında Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde lisans eğitimine başlamıştır. 2001 yılında bu bölümden, Isı Tekniği ve Tesisat Opsiyonu eğitimi alarak mezun olmuştur. Bir yıl özel sektörde çalıştıktan sonra Eylül 2002'de U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans Eğitimine başlamıştır. Aynı yılın Kasım ayında bu Anabilim Dalı'nda Araştırma Görevlisi olarak göreve başlayan Mustafa Kemal İŞMAN halen görevini sürdürmektedir.



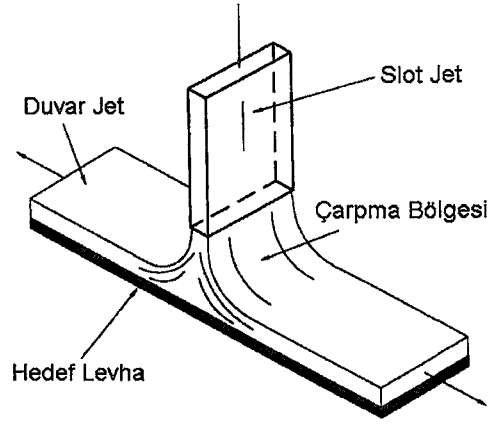
EK 1.

Nümerik sonuçların karşılaştırıldığı, A.H. Beitelmal ve arkadaşlarının (2000) deneysel sonuçlarına ait deney tesisatı ve elemanları Şekil 1, Şekil 2 ve Şekil 3'te verilmiştir.

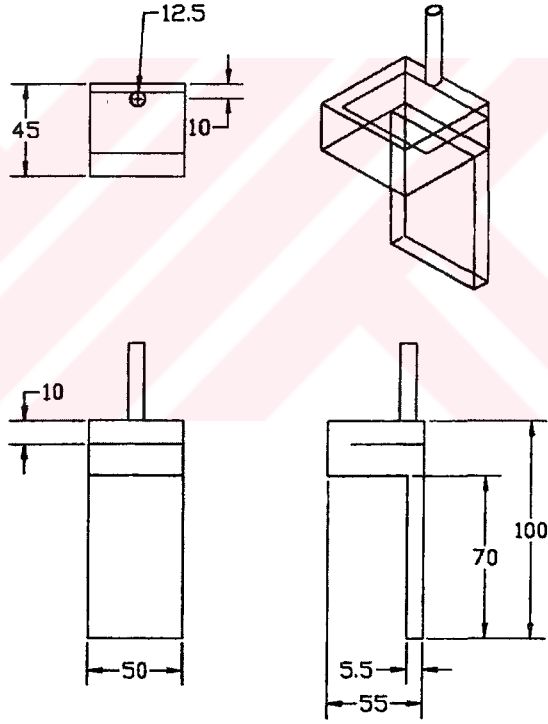


Şekil 1. A.H.Beitelmal ve arkadaşlarının deney tesisatı.

- | | |
|--------------------------|---------------------------|
| 1. Kompresör | 10. Hedef Yüzey |
| 2. Vana | 11. Isıtıcı |
| 3. Hava Filtresi | 12. Yalıtım Malzemesi |
| 4. Regülatör | 13. Mutimetre |
| 5. Debi Ölçer | 14. Güç Sağlayıcı |
| 6. Basınç Ölçer | 15. Ayak |
| 7. Üfleme Odası | 16. T Tipi Termokopıl |
| 8. Slot Jet | 17. Bilgi Toplama Ünitesi |
| 9. Yükseklik Ayarlı Ayak | 18. Bilgisayar |



Şekil 2. Slot jetin yüzeye çarpışı



Şekil 3. Deneyde Kullanılan Slot Jetin Boyutları