

**TEKLİ VE ÇOKLU ÇARPAN HAVA JETLERİNDE
ZORLANMIŞ TAŞINIMLA ISI VE KÜTLE
TRANSFERİNİN DENEYSEL VE TEORİK OLARAK
İNCELENMESİ**

MUSTAFA KEMAL İŞMAN



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TEKLİ VE ÇOKLU ÇARPAN HAVA JETLERİNDE ZORLANMIŞ
TAŞINIMLA ISI VE KÜTLE TRANSFERİNİN DENEYSEL VE TEORİK
OLARAK İNCELENMESİ**

Mustafa Kemal İŞMAN

Prof. Dr. Muhiddin CAN
(DANIŞMAN)

DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2011
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Mustafa Kemal İşman tarafından hazırlanan "Tekli ve Çoklu Çarpan Hava Jetlerinde Zorlanmış Taşınım İle Isı ve Kütle Transferinin Deneysel ve Teorik Olarak İncelenmesi" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Muhiddin CAN

Başkan: Prof. Dr. Muhiddin CAN
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
Makine Mühendisliği A.B.D.

Üye: Prof. Dr. Atakan AVCI
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
Makine Mühendisliği A.B.D.

Üye: Prof. Dr. Yusuf ULCA Y
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
Tekstil Mühendisliği A.B.D.

Üye: Doç. Dr. Akın B. ETEMOĞLU
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
Makine Mühendisliği A.B.D.

Üye: Doç. Dr. Murat HOŞÖZ
Kocaeli Üniversitesi
Teknik Eğitim Fakültesi
Makine Eğitimi A.B.D.

Yukarıdaki sonucu onaylarım
Prof. Dr. Kadri ARSLAN
Enstitü Müdürü
../04/2011

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

08.04.2011

Mustafa Kemal İŞMAN

ÖZET

Doktora Tezi

TEKLİ VE ÇOKLU ÇARPAN HAVA JETLERİNDE ZORLANMIŞ TAŞINIMLA ISI VE KÜTLE TRANSFERİNİN DENEYSEL VE TEORİK OLARAK İNCELENMESİ

Mustafa Kemal İŞMAN

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Muhiddin CAN

Çarpan hava jetleri, yüksek ısı ve kütle transferi kabiliyetine sahiptirler. Bundan dolayı, kağıt ve kumaş kurutulması, mürekkep kurutulması, cam temperlenmesi, metallerin sertleştirilmesi, elektronik cihazların soğutulması, türbin kanatçıklarının soğutulması gibi ve daha birçok uygulamada kullanılmaktadırlar. Ancak sürekli gelişen teknoloji ve artan talepler, zaten yüksek olan ısı ve kütle transferini daha da yükseğe çıkartma arzusu doğurmaktadır. Bununla birlikte enerjinin gün geçtikçe değerlendirilmesi, bu artırıma mümkün olan minimum maliyetle yapmayı gerektirmektedir. Bundan dolayı, bu konuyla ilgili bir çok deneysel ve sayısal çalışma yapılmış ve yapılmaktadır.

Bu çalışmanın ısı transferi ayağında, hava hızı, hava nemi ve jet-yüzey arası mesafe gibi parametrelerin yanında türbülansı arttırıcı unsurların ısı transferi üzerine etkileri araştırıldı. Çift jet durumu için elde edilen değerler, tek jet durumlarıyla kıyaslandı. Tek ve çift jet için deneysel olarak çalışılan hemen hemen tüm durumların eş zamanlı olarak CFD (Computational Fluid Dynamics) analizleri yapıldı. Bunun yanında oluşturulan sayısal modelde, mevcut deney tesisatında araştırılması mümkün olmayan durumlar da incelendi. Aynı deney tesisatında iki farklı tipteki ıslak kumaşın çarpan hava jeti ile kurutulması durumları incelendi. ANSYS-CFX programında dışarıdan değişkenler tanımlanarak kütle transferi için de çözümler elde edildi.

Çalışma sonucunda, ısı transferi için en etkin parametrenin jet çıkış hızının yani Re değerinin olduğu görüldü. Tek jet durumu, çalışılan konfigürasyonların tümünde çift jete göre daha etkin bir ısı transferi performansı sergiledi. Oluşturulan sayısal modelden ısı ve kütle transferi için elde edilen sonuçlar, deneysel sonuçlarla çok iyi bir uyum gösterdi. Sayısal olarak yapılan çalışmalarda artan giriş türbülans şiddetinin sadece çarpma noktasında yerel Nu değerini arttırdığı, çarpma noktasından uzaklaştıkça etkisini yitirdiği sonucu elde edildi. Kütle transferi için yapılan deneylerden, artan Re sayısının kuruma süresini kısalttığı, ancak paralelinde fan gücünü de arttırdığından optimum Re değerinin 20000 ila 30000 arasında olması gerektiği tespit edildi. Ayrıca, artan jet çıkış sıcaklığının kuruma süresini kısalttığı ve bu artışın kurutma işlemini daha ekonomik hale getirdiği elde edilen sayısal sonuçlardandır.

Anahtar Kelimeler: Çarpan hava jetleri, Isı ve Kütle Transferi, Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği

2011, xiii + 177 sayfa.

ABSTRACT

PhD Thesis

EXPERIMENTAL AND THEORETICAL INVESTIGATION OF CONVECTIVE HEAT AND MASS TRANSFER IN SINGLE AND MULTIPLE IMPINGING AIR JETS

Mustafa Kemal İŞMAN

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Muhiddin CAN

Impinging air jets have high heat and mass transfer capability. Therefore, they are commonly used in processes such as drying of paper and textiles, print drying, tempering of the glass, annealing of the metals, cooling of electronic components and the system of cooling assemblies of gas turbine blades etc. But continuously improving technology and increasing demands have given birth to the desire to enhance the heat and mass transfer which are already high. However, increase in the value of energy day after day requires minimum cost. Therefore, a lot of experimental and numerical researches about this issue have been studied have still been studying.

The effects of turbulence-enhancing factors beside of air velocity, humidity and distance of jet-plate on heat transfer have been investigated in heat transfer part of this study. Obtained results for twin jet have been compared with that of single jet. CFD (Computational Fluid Dynamics) analyses simultaneously performed for almost all cases which are studied by experimentally for single and twin jets. At the same time, some unsearchable cases with experimental setup have also been analyzed with CFD. Drying of two different types of wet fabric by impinging air jet has been carried out with the same experimental setup. Numerical results obtained for mass transfer by defining additional variables in ANSYS-CFX.

At the end of the study, it is seen that, the most effective parameters for heat transfer is jet exit air velocity, in other words, Re number. Single jet has been shown better performance than that of twin jet for all studied configurations. Comparison with the numerical model is in very good agreement with the experimental values of heat and mass transfer. It is obtained from numerical studies that increasing inlet turbulence intensity increases local Nu number value in only impingement point and it loses its effect with increasing distance from this point. It is determined from mass transfer studies that increasing Re number decreases drying time, but it increases fan power in parallel, therefore optimum Re number value should be between 20000 and 30000. Also, another obtained numerical result showed that increasing jet exit temperature decreases drying time and this increase has made the process more economical.

Key Words: Impinging Air Jets, Heat and Mass Transfer, Computational Fluid Dynamics (CFD)

2011, xiii + 177 pages.

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam esnasında sürekli desteklerini gördüğüm başta danışman hocam Prof. Dr. Muhiddin CAN olmak üzere, Prof. Dr. Atakan AVCI'ya, Prof. Dr. Yusuf ULCAY'a, Doç. Dr. Akın B. ETEMOĞLU'na, Yrd. Doç. Dr. Erhan PULAT'a ve emekleri geçen diğer tüm hocalarıma teşekkür ederim.

Tezi titizlikle okuyarak, yazım hatalarının düzeltilmesini sağlayan Doç. Dr. Murat HOŞÖZ'e teşekkür ederim.

Deney tesisatının kurulmasında büyük emek sarf eden Teknisyen Yaşar KUMRALTEKİN'e ve Öğr. Gör. Bilsay PASTAKKAYA'ya, deneyler için yardım aldığım Araş. Gör. Dr. Zeynel Abidin FIRATOĞLU'na, Araş. Gör. Mustafa MUTLU'ya ve Araş. Gör. Nurullah ARSLANOĞLU'na ve diğer Araştırma Görevlisi arkadaşlarıma teşekkür ederim.

İstatistiksel analizleri yapmamda bana yardımcı olan Doç. Dr. Şule ALTUN'a ve Araş. Gör. Dr. Özgün KORUKÇU'ya teşekkür ederim.

ANSYS-CFX konusunda yardım aldığım, ANOVA Mühendislik'ten Makine Yüksek Mühendisi Mehmet TEKE'ye ve FİGES A.Ş.'den Makine Mühendisi Arda ERŞAN'a teşekkür ederim.

Çalışma için gerekli olan maddi kaynağı sağlayan Uludağ Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimine ve cihaz alımlarında büyük emeği geçen Ercan KARATAŞ'a teşekkür ederim.

Son olarak da beni bugünlere getiren anneme, babama, tez çalışmam esnasında desteğini hep gördüğüm eşime ve aramıza yeni katılan oğluma teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ÖZETLERİ	4
2.1. Isı Transferi İçin Yapılmış Çalışmalar	4
2.2. Kütle Transferi İçin Yapılmış Çalışmalar.....	13
2.3. Yapılan Tez Çalışmasının Literatürdeki Çalışmalardan Farkı ve Sağladığı Katkılar	16
3. MATERYAL VE YÖNTEM	18
3.1. Çarpan Hava Jetleri İle İlgili Genel Bilgiler	18
3.2. Deney Tesisatı.....	22
3.2.1. Isı transferi hesaplamalarında izlenen yol	23
3.2.2. Kütle transferi hesaplamalarında izlenen yol	27
3.2.3. Deneyler esnasında ölçülen parametreler ve kullanılan ölçüm cihazları	28
3.2.3.1. Hız.....	28
3.2.3.2. Sıcaklık-Nem.....	29
3.2.3.3. Ağırlık	31
3.3. Sayısal Modelleme	33
3.3.1. Korunum denklemleri.....	34
3.3.2. Türbülans modelleri	35
3.3.2.1. Eddy viskozite modelleri	35
3.3.2.2. Reynolds Stres Modelleri (RSM)	44
3.3.3. Duvar yaklaşımı	49
3.3.3.1. Scalable WF	49
3.3.3.2. Automatic NWT	51
3.3.4. Geometri ve sınır şartları.....	53
3.3.5. Ağ yapısı ve kontrolü	54
4. BULGULAR ve TARTIŞMA	58
4.1. Isı Transferi İçin Deneysel Sonuçlar	58
4.1.1. Tek jet durumunda ısı transferi için elde edilen sonuçlar	58
4.1.1.1. Jet çıkış hızının ısı transferine etkisi.....	58
4.1.1.2. Jet-yüzey mesafesinin ısı transferine etkisi.....	62
4.1.1.3. Akış alanına yerleştirilen millerin ısı transferine etkisi	65
4.1.1.4. Yüzeye yerleştirilen millerin ısı transferine etkisi.....	67
4.1.1.5. Akış alanına yerleştirilen naylon ve kağıt püsküllerin ısı transferine etkisi	71
4.1.1.6. Jet çıkışına yerleştirilen kağıt püsküllerin ısı transferine etkisi	74
4.1.1.7. Jetten püskürtülen havanın sahip olduğu izafi nemin ısı transferine etkisi	77
4.1.1.8. Jet geometrisinin ısı transferine etkisi	79

4.1.2. Çift jet durumunda ısı transferi için elde edilen sonuçlar	81
4.1.2.1. Jet çıkış hızının ısı transferine etkisi.....	82
4.1.2.2. Jetler arası mesafenin ısı transferine etkisi.....	84
4.1.2.3. Çift jet durumunun tek jet durumu ile karşılaştırılması	88
4.1.2.4. Jetler arası açının ısı transferine etkisi.....	92
4.2. Isı Transferi İçin Sayısal Sonuçlar	95
4.2.1. Tek jet durumunda ısı transferi için elde edilen sonuçlar	95
4.2.1.1. Tek jet durumunda türbülans modellerinin çözümlere olan etkisi	96
4.2.1.2. Tek jet durumu için laminlerden-türbülansa geçişin (transition) hesaba katılmasının sonuçlara olan etkisi	105
4.2.1.3. Tek jet durumunda yerçekiminin sonuçlara olan etkisi	112
4.2.1.4. Tek jet durumunda giriş türbülans şiddetinin ısı transferine olan etkisi.....	114
4.2.2. Çift jet durumunda ısı transferi için elde edilen sonuçlar	119
4.2.2.1. Çift jet durumunda türbülans modellerinin çözümlere olan etkisi	119
4.2.2.2. Çift jet durumu için laminlerden-türbülansa geçişin (transition) hesaba katılmasının sonuçlara olan etkisi	124
4.2.2.3. Çift jet durumunda giriş türbülans şiddetinin ısı transferine olan etkisi.....	126
4.2.2.4. Tek Jet durumu ile çift jet durumunun sayısal olarak karşılaştırılması	129
4.2.3. Çoklu jet durumunun araştırılması.....	131
4.3. Kütle Transferi İçin Deneysel Sonuçlar.....	137
4.4. Kütle Transferi İçin Sayısal Sonuçlar.....	143
4.4.1. Çözüm prosedürü	143
4.4.2. Jet çıkış sıcaklığının kuruma hızına etkisi.....	145
4.5. Hesaplamalar ve Analizler	146
4.5.1. Belirsizlik analizi	146
4.5.1.1. Re sayısındaki belirsizlik	149
4.5.1.2. Nu_x sayısındaki belirsizlik.....	150
4.5.1.3. Sh_L sayısındaki belirsizlik	151
4.5.2. İstatistiksel analiz.....	153
4.5.2.1. Isı transferi için istatistiksel analiz	153
4.5.2.2. Kütle transferi için istatistiksel analiz.....	157
4.5.3. Ekonomik analiz ve optimizasyon	159
5. SONUÇ	163
KAYNAKLAR.....	167
EKLER.....	172
Ek-A. Tek ve çift jet durumları için ağ yapılarının kontrolü.....	172
ÖZGEÇMİŞ	176

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
A	Yüzey alanı [m^2]
C	Konsantrasyon [kg/m^3]
C_i	Türbülans model sabitleri
c_p	Özgül ısınma ısısı [J/kgK]
D	Difüzyon katsayısı [m^2/s]
D_h	Jet hidrolik çapı [m]
g	Yerçekimi ivmesi [m/s^2]
h	Isı taşınım katsayısı [W/m^2K]
h'	Kütle taşınım katsayısı [m/s]
k	Isı iletim katsayısı [W/mK]
k	Türbülans kinetik enerjisi [m^2/s^2]
L	Jetler arası mesafe [m]
m_s	Kumaştaki su ağırlığı [g]
m_k	Kumaşın ağırlığı [g]
m_s/m_k	Su ağırlığının kumaş ağırlığına oranı
$\dot{m}_b$	Anlık buharlaşan su kütlesi [kg/s]
Nu	Nusselt sayısı
PdT	Doyma basıncı [kPa]
Pr	Prandtl sayısı
Q	Isı [W]
q	Isı akısı [W/m^2]
R	Gaz sabiti [kJ/kgK]
Re	Reynolds sayısı
Sh	Sherwood sayısı
t	Zaman [s]
T	Sıcaklık [$^{\circ}C$]
Tu	Giriş türbülans şiddeti
U	Hız [m/s]
x	Çarpma noktasından olan uzaklık [m]
x/D_h	Çarpma noktasından olan boyutsuz uzaklık
z	Jet-yüzey mesafesi [m]
z/D_h	Boyutsuz jet-yüzey mesafesi
α	Jet-yüzey arası açı [$^{\circ}$]
δ	Hidrodinamik sınır tabaka kalınlığı [m]
ε	Yüzey neşretme katsayısı
ε	Türbülans kinetik enerjisi yayılma hızı [m^2/s^3]
μ	Dinamik viskozite [$Pa.s$]
μ_t	Türbülans viskozitesi
ν	Kinematik viskozite [m^2/s]
ρ	Yoğunluk [kg/m^3]
σ	Stefan Boltzmann sabiti ($5.67 \cdot 10^{-8} W/m^2K^4$)
ϕ	Havanın izafî nemi
ω	Türbülans frekansı [$1/s$]

Alt indisler	Açıklama
b	Su buharına ait değer
c	Cama ait değer
h	Havaya ait değer
k	Kumaşa ait değer
L	Ortalama değer
s	Suya ait değer
x	Yerel değer
y	Yüzeye ait değer
0	Çarpma noktasına ait değer
∞	Ortam havasına ait değer

Kısaltmalar	Açıklama
CFD	Computational Fluid Dynamic (Hesaplamalı Akışkanlar Mekanikği)
NL	Nonlinear (Lineer olmayan)
NWT	Near-Wall Treatment (Yakın Duvar Yaklaşımı)
SNK	Student Newman Keul
Std.	Standart
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
RSM	Reynolds Stress Model
WF	Wall Function (Duvar Fonksiyonu)

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1. Sınır tabaka kalınlığı ile ısı taşınım katsayısının değişimi	18
Şekil 3.2. Jet(ler)in yüzeye çarpması durumunda oluşan bölgeler	19
Şekil 3.3. Deney tesisatının görünümü	22
Şekil 3.4. Deney tesisatının şematik gösterimi	23
Şekil 3.5. Deney tesisatında kullanılan teknenin temsili gösterimi	24
Şekil 3.6. Cam altında görülen yoğuşma	24
Şekil 3.7. Isı transferi şekli	25
Şekil 3.8. Elde edilen sonuçların diğer araştırmalar ile karşılaştırılması	26
Şekil 3.9. a) Kumaşın jet altına yerleşimi b) İncelenen kumaş örnekleri	28
Şekil 3.10. Termal anemometre	29
Şekil 3.11. Çoklayıcı	30
Şekil 3.12. Kızılötesi sıcaklık ölçer	30
Şekil 3.13. Sıcaklık-Nem sensörü	31
Şekil 3.14. Ağırlık ölçümünde kullanılan hassas terazi	32
Şekil 3.15. Data toplayıcısı	33
Şekil 3.16. Bilgisayar ortamında oluşturulan model a) Tek b) Çift jet durumları için ...	54
Şekil 3.17. Oluşturulan ağ yapısı a) Tek jet b) Çift jet	55
Şekil 3.18. $z/D_h=4$ $Re=10000$ için eleman sayılarının kontrolü a) std. $k-\varepsilon$ türbülans modeli b) std. $k-\omega$ türbülans modeli	56
Şekil 3.19. $z/D_h=8$ $Re=30000$ için eleman sayılarının kontrolü a) std. $k-\varepsilon$ türbülans modeli b) std. $k-\omega$ türbülans modeli	56
Şekil 3.20. $z/D_h=12$ $Re=50000$ için eleman sayılarının kontrolü a) std. $k-\varepsilon$ türbülans modeli b) std. $k-\omega$ türbülans modeli	57
Şekil 3.21. $z/D_h=8$ $Re=30000$ için eleman sayılarının kontrolü a) RNG $k-\varepsilon$ türbülans modeli b) SST $k-\omega$ türbülans modeli	57
Şekil 4.1. $z/D_h=2$ için farklı Re değerlerinde elde edilen Nu_x dağılımları	59
Şekil 4.2. $z/D_h=4$ için farklı Re değerlerinde elde edilen Nu_x dağılımları	59
Şekil 4.3. $z/D_h=6$ için farklı Re değerlerinde elde edilen Nu_x dağılımları	60
Şekil 4.4. $z/D_h=8$ için farklı Re değerlerinde elde edilen Nu_x dağılımları	60
Şekil 4.5. $z/D_h=10$ için farklı Re değerlerinde elde edilen Nu_x dağılımları	61
Şekil 4.6. $z/D_h=12$ için farklı Re değerlerinde elde edilen Nu_x dağılımları	61
Şekil 4.7. $Re=10000$ için z/D_h değerinin ısı transferine etkisi	62
Şekil 4.8. $Re=30000$ için z/D_h değerinin ısı transferine etkisi	63
Şekil 4.9. $Re=50000$ için z/D_h değerinin ısı transferine etkisi	63
Şekil 4.10. Çarpma noktasındaki Nu sayısının değişimi	64
Şekil 4.11. Yüzeyden $0.5D_h$ kadar yüksekliğe yerleştirilmiş millerin görünümü	65
Şekil 4.12. $z/D_h=8$ ve $Re=10000$ için farklı mil yerleşim yüksekliklerinin ısı transferine etkisi	66
Şekil 4.13. $z/D_h=8$ ve $Re=30000$ için farklı mil yerleşim yüksekliklerinin ısı transferine etkisi	66
Şekil 4.14. $z/D_h=8$ ve $Re=50000$ için farklı mil yerleşim yüksekliklerinin ısı transferine etkisi	67
Şekil 4.15. Yüzeye yerleştirilen miller a) Tekli b) İkili c) Üçlü mil	68
Şekil 4.16. $z/D_h=8$ ve $Re=10000$ için farklı mil yerleşim durumlarının ısı transferine etkisi	69

Şekil 4.17. $z/D_h=8$ ve $Re=30000$ için farklı mil yerleşim durumlarının ısı transferine etkisi.....	69
Şekil 4.18. $z/D_h=8$ ve $Re=50000$ için farklı mil yerleşim durumlarının ısı transferine etkisi.....	70
Şekil 4.19. Akış alanına yerleştirilen püsküller a) Naylon b) Kağıt püskül.....	71
Şekil 4.20. $z/D_h=8$ ve $Re=10000$ için akış alanına yerleştirilen püsküllerin ısı transferine etkisi.....	72
Şekil 4.21. $z/D_h=8$ ve $Re=30000$ için akış alanına yerleştirilen püsküllerin ısı transferine etkisi.....	72
Şekil 4.22. $z/D_h=8$ ve $Re=50000$ için akış alanına yerleştirilen püsküllerin ısı transferine etkisi.....	73
Şekil 4.23. Jet çıkışına püskül yerleştirilmesi a) Yerleşim şekli b) Yerleştirilen püsküller.....	74
Şekil 4.24. $z/D_h=8$ ve $Re=10000$ için jet çıkışına yerleştirilen farklı uzunluklardaki püsküllerin ısı transferine etkisi.....	75
Şekil 4.25. $z/D_h=8$ ve $Re=30000$ için jet çıkışına yerleştirilen farklı uzunluklardaki püsküllerin ısı transferine etkisi.....	75
Şekil 4.26. $z/D_h=8$ ve $Re=50000$ için jet çıkışına yerleştirilen farklı uzunluklardaki püsküllerin ısı transferine etkisi.....	76
Şekil 4.27. $z/D_h=8$ ve $Re=2500$ için jet çıkış ızafı nem değerinin ısı transferine etkisi.....	77
Şekil 4.28. $z/D_h=8$ ve $Re=5000$ için jet çıkış ızafı nem değerinin ısı transferine etkisi.....	78
Şekil 4.29. $z/D_h=8$ ve $Re=7500$ için jet çıkış ızafı nem değerinin ısı transferine etkisi.....	78
Şekil 4.30. Kullanılan jet geometrileri.....	79
Şekil 4.31. $z/D_h=8$ ve $Re=10000$ için jet geometrisinin ısı transferine etkisi.....	79
Şekil 4.32. $z/D_h=8$ ve $Re=30000$ için jet geometrisinin ısı transferine etkisi.....	80
Şekil 4.33. $z/D_h=8$ ve $Re=50000$ için jet geometrisinin ısı transferine etkisi.....	81
Şekil 4.34. Çift jet, $L/D_h=8$, $z/D_h=4$ durumu için Nu_x dağılımı.....	82
Şekil 4.35. Çift jet, $L/D_h=8$, $z/D_h=8$ durumu için Nu_x dağılımı.....	83
Şekil 4.36. Çift jet, $L/D_h=8$, $z/D_h=12$ durumu için Nu_x dağılımı.....	83
Şekil 4.37. $z/D_h=4$, çift jet, $Re=10000$ ve $Re=15000$ için Nu_x dağılımları.....	84
Şekil 4.38. $z/D_h=4$, çift jet, $Re=20000$ ve $Re=25000$ için Nu_x dağılımları.....	85
Şekil 4.39. $z/D_h=8$, çift jet, $Re=10000$ ve $Re=15000$ için Nu_x dağılımları.....	85
Şekil 4.40. $z/D_h=8$, çift jet, $Re=20000$ ve $Re=25000$ için Nu_x dağılımları.....	86
Şekil 4.41. $z/D_h=12$, çift jet, $Re=10000$ ve $Re=15000$ için Nu_x dağılımları.....	86
Şekil 4.42. $z/D_h=12$, çift jet, $Re=20000$ ve $Re=25000$ için Nu_x dağılımları.....	87
Şekil 4.43. $z/D_h=4$ için tek jet ($Re=20000$) ve çift jet ($Re=10000$) karşılaştırması.....	88
Şekil 4.44. $z/D_h=4$ için tek jet ($Re=50000$) ve çift jet ($Re=25000$) karşılaştırması.....	89
Şekil 4.45. $z/D_h=8$ için tek jet ($Re=20000$) ve çift jet ($Re=10000$) karşılaştırması.....	89
Şekil 4.46. $z/D_h=8$ için tek jet ($Re=50000$) ve çift jet ($Re=25000$) karşılaştırması.....	90
Şekil 4.47. $z/D_h=12$ için tek jet ($Re=20000$) ve çift jet ($Re=10000$) karşılaştırması.....	90
Şekil 4.48. $z/D_h=12$ için tek jet ($Re=50000$) ve çift jet ($Re=25000$) karşılaştırması.....	91
Şekil 4.49. Açılı çift jet.....	92
Şekil 4.50. $z/D_h=8$, jet-yüzey açısı 30° için farklı Re değerlerindeki Nu_x dağılımları.....	93
Şekil 4.51. $z/D_h=8$, jet-yüzey açısı 45° için farklı Re değerlerindeki Nu_x dağılımları.....	93
Şekil 4.52. $z/D_h=8$, jet-yüzey açısı 60° için farklı Re değerlerindeki Nu_x dağılımları.....	94
Şekil 4.53. $z/D_h=8$ için yüzeye dik ve açılı çarpma durumlarının $\Sigma Re=20000$ 'de karşılaştırılması.....	94

Şekil 4.54. $z/D_h=8$ için yüzeye dik ve açılı çarpma durumlarının $\Sigma Re=40000$ 'de karşılaştırılması.....	95
Şekil 4.55. $z/D_h=4$, $Re=10000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları a) Scalable WF b) Automatic NWT kullanan modeller	96
Şekil 4.56. $z/D_h=4$, $Re=30000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları a) Scalable WF b) Automatic NWT kullanan modeller	97
Şekil 4.57. $z/D_h=4$, $Re=50000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları a) Scalable WF b) Automatic NWT kullanan modeller	98
Şekil 4.58. $z/D_h=8$, $Re=10000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları a) Scalable WF b) Automatic NWT kullanan modeller	99
Şekil 4.59. $z/D_h=8$, $Re=30000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları a) Scalable WF b) Automatic NWT kullanan modeller	100
Şekil 4.60. $z/D_h=8$, $Re=50000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları a) Scalable WF b) Automatic NWT kullanan modeller	101
Şekil 4.61. $z/D_h=12$, $Re=10000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları a) Scalable WF b) Automatic NWT kullanan modeller	102
Şekil 4.62. $z/D_h=12$, $Re=30000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları a) Scalable WF b) Automatic NWT kullanan modeller	103
Şekil 4.63. $z/D_h=12$, $Re=50000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları a) Scalable WF b) Automatic NWT kullanan modeller	104
Şekil 4.64. $z/D_h=4$, $Re=10000$ için SST türbülans modeli ile farklı geçiş modellerinin denenmesi.....	105
Şekil 4.65. $z/D_h=4$, $Re=30000$ için SST türbülans modeli ile farklı geçiş modellerinin denenmesi.....	106
Şekil 4.66. $z/D_h=4$, $Re=50000$ için SST türbülans modeli ile farklı geçiş modellerinin denenmesi.....	106
Şekil 4.67. $z/D_h=4$, $Re=10000$ için BSL türbülans modeli ile farklı geçiş modellerinin denenmesi.....	107
Şekil 4.68. $z/D_h=4$, $Re=30000$ için BSL türbülans modeli ile farklı geçiş modellerinin denenmesi.....	107
Şekil 4.69. $z/D_h=4$, $Re=50000$ için BSL türbülans modeli ile farklı geçiş modellerinin denenmesi.....	108
Şekil 4.70. $z/D_h=8$, $Re=10000$ için klasik ve geçiş ilaveli çözümler	109
Şekil 4.71. $z/D_h=8$, $Re=30000$ için klasik ve geçiş ilaveli çözümler	109
Şekil 4.72. $z/D_h=8$, $Re=50000$ için klasik ve geçiş ilaveli çözümler	110
Şekil 4.73. $z/D_h=12$, $Re=10000$ için klasik ve geçiş ilaveli çözümler.....	110
Şekil 4.74. $z/D_h=12$, $Re=30000$ için klasik ve geçiş ilaveli çözümler.....	111
Şekil 4.75. $z/D_h=12$, $Re=50000$ için klasik ve geçiş ilaveli çözümler.....	111
Şekil 4.76. $z/D_h=8$, $Re=10000$ için yerçekimli ve yerçekimsiz çözümler	112
Şekil 4.77. $z/D_h=8$, $Re=30000$ için yerçekimli ve yerçekimsiz çözümler	113
Şekil 4.78. $z/D_h=8$, $Re=50000$ için yerçekimli ve yerçekimsiz çözümler	113
Şekil 4.79. $z/D_h=4$, $Re=10000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri	114
Şekil 4.80. $z/D_h=4$, $Re=30000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri	115
Şekil 4.81. $z/D_h=4$, $Re=50000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri	115
Şekil 4.82. $z/D_h=8$, $Re=10000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri	116
Şekil 4.83. $z/D_h=8$, $Re=30000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri	117
Şekil 4.84. $z/D_h=8$, $Re=50000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri	117
Şekil 4.85. $z/D_h=12$, $Re=10000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri	118

Şekil 4.86. $z/D_h=12$, $Re=30000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri	118
Şekil 4.87. $z/D_h=12$, $Re=50000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri	119
Şekil 4.88. Çift jet, $z/D_h=8$, $L/D_h=8$, $Re=10000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları a) Scalable WF b) Automatic NWT kullanan modeller	120
Şekil 4.89. Çift jet, $z/D_h=8$, $L/D_h=8$, $Re=15000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları a) Scalable WF b) Automatic NWT kullanan modeller	121
Şekil 4.90. Çift jet, $z/D_h=8$, $L/D_h=8$, $Re=20000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları a) Scalable WF b) Automatic NWT kullanan modeller	122
Şekil 4.91. Çift jet, $z/D_h=8$, $L/D_h=8$, $Re=25000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları a) Scalable WF b) Automatic NWT kullanan modeller	123
Şekil 4.92. Çift jet, $z/D_h=8$, $L/D_h=8$ $Re=10000$ için klasik ve geçiş ilaveli çözümler .	124
Şekil 4.93. Çift jet, $z/D_h=8$, $L/D_h=8$ $Re=15000$ için klasik ve geçiş ilaveli çözümler .	125
Şekil 4.94. Çift jet, $z/D_h=8$, $L/D_h=8$ $Re=20000$ için klasik ve geçiş ilaveli çözümler .	125
Şekil 4.95. Çift jet, $z/D_h=8$, $L/D_h=8$ $Re=25000$ için klasik ve geçiş ilaveli çözümler .	126
Şekil 4.96. $z/D_h=8$, $L/D_h=8$ ve $Re=10000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri	127
Şekil 4.97. $z/D_h=8$, $L/D_h=8$ ve $Re=15000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri	127
Şekil 4.98. $z/D_h=8$, $L/D_h=8$ ve $Re=20000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri	128
Şekil 4.99. $z/D_h=8$, $L/D_h=8$ ve $Re=25000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri	128
Şekil 4.100. $z/D_h=8$, $Re=10000$ için SST model ile tek jet ve çift jet durumlarının karşılaştırılması	129
Şekil 4.101. $z/D_h=8$, $Re=30000$ için SST model ile tek jet ve çift jet durumlarının karşılaştırılması	130
Şekil 4.102. $z/D_h=8$, $Re=50000$ için SST model ile tek jet ve çift jet durumlarının karşılaştırılması	130
Şekil 4.103. $z/D_h=8$ için SST model ile üç farklı Re değerinde tek jet ve çift jet durumlarının karşılaştırılması	131
Şekil 4.104. Tek, çift ve çoklu jet durumları için jet yerleşimleri	132
Şekil 4.105. 10'lu ($Re=5000$) ve 21'li ($Re=2380$) jet durumlarının tek ve çift jet durumları ile yerel Nu değerleri bakımından karşılaştırılması	133
Şekil 4.106. 10'lu ($Re=5000$) ve 21'li ($Re=2380$) jet durumlarının tek ve çift jet durumları ile ortalama Nu değerleri bakımından karşılaştırılması	134
Şekil 4.107. 10'lu ($Re=10000$) ve 21'li ($Re=4760$) jet durumlarının tek ve çift jet durumları ile yerel Nu değerleri bakımından karşılaştırılması	134
Şekil 4.108. 10'lu ($Re=10000$) ve 21'li ($Re=4760$) jet durumlarının tek ve çift jet durumları ile ortalama Nu değerleri bakımından karşılaştırılması	135
Şekil 4.109. 10'lu ($Re=20000$) ve 21'li ($Re=9520$) jet durumlarının tek ve çift jet durumları ile yerel Nu değerleri bakımından karşılaştırılması	135
Şekil 4.110. 10'lu ($Re=20000$) ve 21'li ($Re=9520$) jet durumlarının tek ve çift jet durumları ile ortalama Nu değerleri bakımından karşılaştırılması	136
Şekil 4.111. Polyester kumaş için $z/D_h=4$ durumundaki kuruma eğrileri	137
Şekil 4.112. Polyester kumaş için $z/D_h=8$ durumundaki kuruma eğrileri	137
Şekil 4.113. Polyester kumaş için $z/D_h=12$ durumundaki kuruma eğrileri	138
Şekil 4.114. Polyester pamuk karışımı dşemelik kumaş için $z/D_h=4$ durumundaki kuruma eğrileri	139

Şekil 4.115. Polyester pamuk karışimli döşemelik kumaş için $z/D_h=8$ durumundaki kuruma eğrileri	140
Şekil 4.116. Polyester pamuk karışimli döşemelik kumaş için $z/D_h=12$ durumundaki kuruma eğrileri	140
Şekil 4.117. Polyester kumaş için m_s/m_k 'nin zamanla değişimi.....	141
Şekil 4.118. Polyester pamuk karışimli döşemelik kumaş için m_s/m_k 'nin zamanla değişimi	141
Şekil 4.119. Ortalama Sh sayısının Re sayısı ile değişimi.....	142
Şekil 4.120. Isı transferinde kullanılan ağ yapılarıyla kütle transferi için farklı türbülans modellerinin denenmesi	144
Şekil 4.121. Kütle transferi için özel oluşturulmuş ağ yapılarıyla elde edilen sonuçlar	145
Şekil 4.122. Jet çıkış sıcaklığının kuruma hızına etkisi	146
Şekil 4.123. Re sayısına bağlı olarak fanın tükettiği enerji	160
Şekil 4.124. Jet çıkış sıcaklığına bağlı olarak tüketilen ısı enerjisi	161
Şekil 4.125. Kurutma işlemi sırasında tüketilen toplam enerji	162
Şekil A.1. $z/D_h=4$ $Re=30000$ için eleman sayılarının kontrolü a) std. $k-\varepsilon$ türbülans modeli b) std. $k-\omega$ türbülans modeli	172
Şekil A.2. $z/D_h=4$ $Re=50000$ için eleman sayılarının kontrolü a) std. $k-\varepsilon$ türbülans modeli b) std. $k-\omega$ türbülans modeli	172
Şekil A.3. $z/D_h=8$ $Re=10000$ için eleman sayılarının kontrolü a) std. $k-\varepsilon$ türbülans modeli b) std. $k-\omega$ türbülans modeli	173
Şekil A.4. $z/D_h=8$ $Re=50000$ için eleman sayılarının kontrolü a) std. $k-\varepsilon$ türbülans modeli b) std. $k-\omega$ türbülans modeli	173
Şekil A.5. $z/D_h=12$ $Re=10000$ için eleman sayılarının kontrolü a) std. $k-\varepsilon$ türbülans modeli b) std. $k-\omega$ türbülans modeli	173
Şekil A.6. $z/D_h=12$ $Re=30000$ için eleman sayılarının kontrolü a) std. $k-\varepsilon$ türbülans modeli b) std. $k-\omega$ türbülans modeli	174
Şekil A.7. $z/D_h=8$, $Re=10000$, çift jet durumu için eleman sayılarının kontrolü a) std. $k-\varepsilon$ türbülans modeli b) std. $k-\omega$ türbülans modeli	174
Şekil A.8. $z/D_h=8$, $Re=15000$, çift jet durumu için eleman sayılarının kontrolü a) std. $k-\varepsilon$ türbülans modeli b) std. $k-\omega$ türbülans modeli	174
Şekil A.9. $z/D_h=8$, $Re=20000$, çift jet durumu için eleman sayılarının kontrolü a) std. $k-\varepsilon$ türbülans modeli b) std. $k-\omega$ türbülans modeli	175
Şekil A.10. $z/D_h=8$, $Re=25000$, çift jet durumu için eleman sayılarının kontrolü a) std. $k-\varepsilon$ türbülans modeli b) std. $k-\omega$ türbülans modeli	175

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. ε temelli RSM sabitleri.....	47
Çizelge 4.1. Belirsizlik analizinde kullanılacak ölçüm parametreleri ve ilgili değerleri.....	148
Çizelge 4.2. Tek jet durumundaki Nu_x dağılımı için varyans analiz tablosu.....	154
Çizelge 4.3. Tek jet durumunda Re için SNK testi	155
Çizelge 4.4. Tek jet durumunda z/D_h için SNK testi.....	155
Çizelge 4.5. Tek jet durumunda x/D_h için SNK testi.....	155
Çizelge 4.6. Çift jet durumundaki Nu_x dağılımı için varyans analiz tablosu.....	156
Çizelge 4.7.Çift jet durumunda Re için SNK testi	157
Çizelge 4.8. Çift jet durumunda z/D_h için SNK testi.....	157
Çizelge 4.9. Çift jet durumunda x/D_h için SNK testi.....	157
Çizelge 4.10. Sh_L için varyans analiz tablosu	158
Çizelge 4.11. Re için SNK testi.....	158
Çizelge 4.12. z/D_h için SNK testi.....	159

1. GİRİŞ

Düz veya herhangi bir geometriye sahip bir yüzeye soğutma, ısıtma veya kurutma amacı ile bir yarıktan veya lüleden belirli bir hızla çıkan akışkanın çarptırılmasına, literatürde çarpan jetler adı verilmektedir. Söz konusu akışkan, uygulama sahasına göre sıvı veya gaz olabilmektedir. Ancak hava, jetlerde en çok tercih edilen akışkandır. Akışkanın hava olduğu çarpan jetler de özel olarak “Çarpan Hava Jetleri” ismi ile anılmaktadırlar.

Yüksek hızlı hava jetleri, çarpma bölgesinde oluşturdukları yüksek taşınım katsayısı nedeniyle endüstride birçok uygulamada tercih edilmektedir. Kumaş, kağıt vb. gibi materyallerin kurutulması, cam temperlenmesi, metallerin ısıtma işlemleri, gaz türbin kanatçıklarının soğutulması, elektronik cihaz ve bileşenlerinin soğutulması, VTOL (Harrier) uçak tasarımı ve fotoğraf filmlerinin ısıtma banyosu, jetlerin kullanım alanlarına örnek olarak verilebilir.

Çarpan hava jetlerinde, sınır tabaka kalınlığı çok incedir. Bu da diğer taşınım uygulamalarına göre ısı ve kütle transferinin çok daha yüksek olmasını sağlamaktadır. Zaten yüksek olan ısı ve kütle transferi miktarını maksimum değere ulaştırmak, iyi bir mühendislik tasarımı ve enerji tasarrufu açısından önemli bir hedeftir. Tasarım sırasında jetin yüzeye hangi hızla veya sıcaklıkla çarptırılacağı, ne mesafeden çarptırılacağı, jetin geometrisi, jet sayısı, jetler arası mesafe, türbülans seviyesi, yüzey geometrisi vb. gibi sorular ortaya çıkmaktadır. Akışın kompleksliği, incelenmesi gereken parametre sayısının fazlalığı ve yukarıda da sayıldığı üzere kullanım alanlarının çok olması çarpan hava jetlerini fazlaca araştırılan bir konu haline getirmektedir. Bu konuda çok fazla sayıda yapılmış deneysel ve sayısal araştırma olmasına rağmen, çalışmalar halen devam etmektedir.

Bu çalışmaya başlamadan önce, çalışma için belirlenen hedefler şu şekilde sıralanabilir;

- Türbülans şiddetindeki artışın ısı transferi üzerindeki etkilerinin incelenmesi.
- Jet sayısının optimizasyonu.
- Re sayısının optimizasyonu.

- Çift jet durumunda jetler arası açının ısı transferi üzerine etkilerinin araştırılması.
- Nu sayısı dağılımında bazı durumlarda ortaya çıkan ikincil pik nokta oluşumunun etrafıca araştırılması.
- Optimum jet geometrisinin belirlenmesi.
- Türbülans modellerinin performanslarının test edilmesi.
- Bir ısı transferi enstrümanı olan CFD'nin kütle transferi uygulamaları için de kullanılabilirliğinin araştırılması.
- Kurutma prosesi için optimum şartların tayin edilmesi.

Bu hedeflerle başlanan çalışmada, hedeflerin tamamı çeşitli sebeplerle sağlanamasa da çoğu için araştırmalar yürütüldü.

Çalışmada, tek ve çoklu çarpan hava jetlerinde ısı ve kütle transferi, hem deneysel hem de sayısal olarak incelendi. Oluşturulan deney düzeneğinde, aynı hidrolik çapa sahip olan daire, kare ve dikdörtgen kesite sahip üç farklı jet tipi denendi. Dairesel tek jet kullanılması durumunda jet-yüzey mesafesi, jet çıkış hızı, yüzey üzerine millerin yerleştirilmesi ve hava nemi gibi etkenlerin ısı transferine olan etkileri incelendi. Dairesel çift jet durumunda ise, jet-yüzey mesafesi ve jet çıkış hızı parametrelerinin yanında jetler arası mesafe ve jetlerin birbirine olan açılarının da ısı transferine olan etkileri incelendi. Kütle transferi açısından ise sadece dairesel tek jet durumu için jet çıkış hızının ve jet-yüzey mesafenin etkileri iki farklı kumaş tipi için araştırıldı.

Çalışmanın sayısal kısmında ise sonlu hacim metodunu kullanan ANSYS-CFX paket programıyla yukarıda bahsedilen ve deneysel olarak incelenen hemen hemen tüm durumlar üç boyutlu olarak simüle edildi. Çalışmada tek ve çift denklemlili klasik modellerin yanında Reynolds Stress Modelleri (RSM) de denenerek modellerin uygunluğu detaylı olarak araştırıldı. Yapılmış çalışmalar dışında deneysel olarak incelenmesi var olan tesisatla mümkün olamamış parametrelerin etkileri de bu kısımda araştırıldı. Bir akışkanlar mekaniği ve ısı transferi enstrümanı olan CFD, dışarıdan değişkenler tanımlanarak kütle transferi problemini de çözebilir hale getirildi.

Oluşturulan modelle, Re sayısının yanında jet çıkış sıcaklığının kütle transferine olan etkileri araştırıldı.

Elde edilen sonuçlar için optimum çalışma şartlarının belirlenebilmesi için ekonomik analiz yapıldı. Bu analiz sayesinde optimum jet-yüzey mesafesi, Re sayısı ve jet çıkış sıcaklığı belirlendi. Son olarak, elde edilen sonuçlar için istatistik ve belirsizlik analizi yapıldı.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Çarpan hava jetleri, yüksek ısı ve kütle transferi kabiliyetlerinden ötürü bir çok ısı ve kütle transferi uygulamasında kullanılmaktadır. Hem bu sebepten hem de çok fazla sayıda parametreye sahip olması açısından bu konu üzerine yapılmış bir çok deneysel çalışma mevcuttur. Aynı zamanda jet akışı kompleks akış kategorisinde değerlendirilmektedir (Popovac ve Hanjalic 2007). Bu ise sayısal çalışmalar için analiz zorlukları doğurduğundan, konuyu sayısal olarak da kıymetli kılmaktadır. Yapılmış bir çok deneysel ve sayısal çalışma olmasına rağmen, konu üzerine hala birçok çalışma sürdürülmektedir. Aşağıda yapılmış olan bazı çalışmalardan özetler sunulmaktadır.

2.1. Isı Transferi İçin Yapılmış Çalışmalar

Shuja ve ark. (1999), sınırlı bir alana sahip, sabit ısı akısıyla ısıtılan bir yüzeyin çarpan hava jetiyle soğutulması problemini iki boyutlu bir şekilde sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada std. $k-\varepsilon$, düşük Re sayısı $k-\varepsilon$ ve iki adet RSM model olmak üzere toplam dört farklı türbülans modeli kullanılmıştır. Artı olarak, termofiziksel özelliklerin sabit olması veya sıcaklıkla değişmesi durumları da ele alınmıştır. Çalışmanın sonunda, std. $k-\varepsilon$ türbülans modelinin, durgunluk noktasında türbülans kinetik enerji ve ısı transferi miktarlarını çok büyük hesapladığı ve diğer modellerin bu modelden iyi bir sıcaklık profili verdikleri görülmüştür. Ayrıca değişken termofiziksel özelliklerin kullanılması durumunda yüzey üzerindeki sıcaklık değerlerinin, sabit özellik kullanımına göre daha düşük olduğu kaydedilmiştir.

Abdon ve Sunden (2001) yaptıkları sayısal çalışmada lineer ve nan-lineer (NL) iki denklemlili türbülans modellerini karşılaştırmışlardır. Çalışmada ANSYS-CFX programı kullanılmıştır. Standard $k-\varepsilon$ ve $k-\omega$ türbülans modellerinin yanında NL $k-\varepsilon$ ve $k-\omega$ türbülans modelleriyle çözümlemeler yapılarak deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda ikinci ve dördüncü dereceden olmalarına rağmen NL türbülans modellerinin çok ta fazla bir iyileştirme sağlamadıkları, ancak çarpan hava jeti çalışmaları için kullanılabilir oldukları vurgulanmıştır.

Tek ve çoklu, sınırlandırılmış, dikdörtgen kesitli çarpan hava jetleri, Gao ve Sunden (2003) tarafından deneysel olarak karşılaştırılmıştır. Likit-kristal tekniği kullanılan çalışmada, sabit ısı akısıyla ısıtılmış yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımı bu metotla elde edilerek sıcaklıklar üzerinden yerel ve ortalama Nusselt (Nu) sayıları hesaplanmıştır. Çalışmada ayrıca farklı jet-yüzey mesafesi, farklı jet çıkış hızı ve eksoz yapılıp yapılmaması durumları da incelenmiştir. Çalışmada, jet ile yüzey arası mesafenin jet genişliğine oranı olan H/B değeri 4-8 gibi küçük değerlerde iken, yerel Nu değerleri bakımından tek ve çoklu jet durumları arasında büyük farklılıklar olmadığı, bu değer büyüdükçe jetlerin birbiri ile etkileşimi sonucunda çoklu jet durumu için yerel Nu değerlerinde düşme olduğu vurgulanmıştır. Ayrıca, çarpmış havanın eksoz edilmesi durumunda ise ısı transferinin her iki durumda da arttığı görülmüştür.

Lee ve ark. (2004) yaptıkları deneysel çalışmada dairesel jet çapının ısı transferi ve akış dinamiğine olan etkilerini incelemişlerdir. Çalışmada Reynolds sayısı (Re) 23000'de sabit tutulmuş, z/D değeri 2 ve 14 arasında, jet çapı ise 1.36 ve 3.4 cm aralığında değiştirilmiştir. Deney düzeneğinde sabit ısı akışı şartı sağlanmıştır. Sıcaklık ölçümleri likit-kristal tekniği kullanılarak yapılmıştır. Çalışmanın sonunda, potansiyel kor bölge uzunluğunun artan jet çapıyla birlikte arttığı, aynı şekilde çarpma noktasındaki Nu değerinin de yaklaşık %20 mertebelerinde artış gösterdiği kaydedilmiştir. Ancak Nu değerindeki bu artışın $2 \leq z/D \leq 8$ aralığında görüldüğü $10 \leq z/D \leq 14$ aralığında ise hissedilir olmadığı belirtilmiştir.

Salamah ve Kaminski'nin (2005) Sonlu Fark SIMPLE Algoritması ile yaptıkları sayısal çalışmada düşük Re sayısı $k-\varepsilon$ modeli kullanılmıştır. Ayrıca farklı olarak laminar akıştan türbülanslı akışa geçiş olan geçiş (transition) bölgesi için Schmidt ve Patankar'ın Production-term-modification şeması uygulanarak bir iyileştirmeye gidilmiştir. Çalışmada Yap düzeltmesi uygulanmış ve çarpma noktasında deneysel sonuçların çok çok üzerinde olan türbülans kinetik enerjisinin kontrol altına alındığı görülmüştür. Jet çıkışındaki türbülans seviyesinin çarpma ve duvar jet bölgelerindeki ısı transferi için anahtar rolünde olduğu belirtilmiştir.

Shi ve ark. (2005), FLUENT programını kullanarak, akışkan olarak partikül ilave edilmiş havayı kullanan çoklu slot jetlerde ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Çözümlemede std. $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Ayrıca program, dışarıdan müdahale edilmek suretiyle, duvar ve partiküller arasındaki iletimle ısı transferini hesaba katabilecek hale de getirilmiştir. Sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında, duvar ve partiküller arasındaki iletimin hesaba katılması durumunda sayısal ve deneysel sonuçlar iyi bir uyumluluk göstermiştir.

Wang ve Mujumdar (2005) tarafından FLUENT kodu kullanılarak iki boyutlu sınırlandırılmış bir jet modellenmiştir. Çalışmada beş farklı düşük Re sayısı $k-\epsilon$ türbülans modeli denenerek deneysel sonuçlara olan yakınlık incelenmiştir. Çalışma sonunda, hiçbir türbülans modelinin her bölgede deneysel sonuçlarla tam bir uyum içinde olmadığı, Yap düzeltmesi uygulandığında hem çarpma hem de duvar jet bölgesinde deneysel sonuçlarla olan uyumun arttığı vurgulanmıştır. Ayrıca jet çıkışında türbülans şiddetindeki artışın, tüm yüzey boyunca ısı transferini çok az miktarlarda arttırdığı belirtilmiştir.

Eren ve ark. (2006) yaptıkları deneysel çalışmada konkav bir yüzeye slot jetin çarptırılması sonucu oluşan ısı transferini incelemişlerdir. Çalışmada slot jetin yüzeye olan uzaklığı boyutsuz olarak $z/L=8$ olacak şekilde sabit tutulup, Re değeri 8617, 13350, 15415 olacak şekilde değiştirilmiştir. Çalışmada, bu doktora çalışmasında kullanılmış olan ölçüm cihazları kullanılmıştır. Deneyler esnasında yüzey sabit ısı akısı uygulanarak ısıtılmıştır. İki boyutlu hız dağılımları ölçülerek çalışmada grafikler halinde verilmiştir. Çalışma neticesinde, ortalama, yerel ve çarpma noktası için Nu değişimleri elde edilip, yerel Nu dağılımı için yeni bir korelasyon türetilmiştir.

Huzayyin ve ark. (2006) bir elektronik kartın çarpan hava jeti ile soğutulması durumunu temsilen bir deney tesisatı oluşturmuşlardır. Bir plaka üzerine elektronik devreleri temsil eden, sabit ısı akısıyla ısıtılan, 5 sıra 9 sütun şeklinde 45 adet küp yerleştirilmiştir. Çalışmada slot şeklinde tek jet kullanılmış, bu jet sadece bir küpe çarptırılmıştır. Diğer küpler ise çarptıktan sonra yüzeye paralel olarak akan hava ile soğutulmuştur. Çalışma iki aşamalı gerçekleştirilmiştir. Birinci aşamada sadece orta

eksende kalan bloklar ısıtılmış, ikinci aşamada ise tüm bloklar ısıtılmıştır. Çalışmada Re sayısı 500 ila 2500 değerleri arasında, z/B değeri ise 2 ila 8 arasında değiştirilmiştir. Bulunan sonuçlar için korelasyonlar türetilmiştir. Çalışmada ayrıca blokların oluşturduğu termal dalga etkileri de incelenmiştir.

Bakırcı ve Bilen (2007) yaptıkları deneysel çalışmada klasik jet geometrisinin yanında multi-kanal ve dönüşlü jetlerdeki ısı transferini incelemişlerdir. Multi-kanal etkisini oluşturmak için boru şeklindeki jet içine doğrusal, dönüş etkisini oluşturmak için ise helisel yönlendiriciler yerleştirilmiştir. Dönüş etkisi için üç farklı açıya sahip ($22.5-41-50^\circ$) yönlendiriciler ayrı ayrı denenmiştir. Çalışmada bu farklı jet geometrilerinin her biri $Re=10000, 20000, 30000$ ve $z/D=6, 8, 10, 14$ değerleri için ayrı ayrı denenmiştir. Çarpma yüzeyi sabit ısı akısıyla ısıtılmış ve sıcaklık ölçümleri likit-kristal tekniği kullanılarak yapılmıştır. Çalışma sonucunda çalışılan jet geometrileri içerisinde multi-kanal geometrinin en yüksek ısı transferi değerini sağladığı görülmüştür. Dönüşlü jetlerde ise yönlendiriciler akışı dörde böldüklerinden dört farklı jet yüzeye çarpıyormuş gibi bir durum oluşmuş, çarpma noktasında tek bir pik nokta değil çarpma noktasından farklı noktalarda dört farklı pik nokta oluşmuştur. Bu pik noktaların çarpma noktasına olan uzaklığı da dönüş açısıyla birlikte artmıştır.

Benim ve ark. (2007), FLUENT programını kullanarak dönen bir disk üzerine çarpan hava jetindeki akış ve ısı transferini analiz etmişlerdir. Çalışmada $k-\omega$, SST, $k-\epsilon$, RSM ve $k-\epsilon$ -WF türbülans modelleri ayrı ayrı denenmiştir. Denklemler, Second Order Upwind Scheme kullanılarak ayrıştırılmıştır. Jetin ve diskin aynı eksenli ve eksantrik olması durumları araştırılmıştır. Sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında $k-\omega$ ve SST modellerinin tüm durumlar için daha iyi performans sergilediği gözlemlenmiştir. Ayrıca, ölçüm değerleri ile olan uyum, dönüş etkilerindeki artış ile birlikte kötüleşme göstermiştir. Daha önceki çalışmaların ve beklenenin aksine RSM'nin performansının diğer modellerin gerisinde kaldığı belirtilmiştir

Hofmann ve ark. (2007) deneysel olarak darbeli jetin ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Çalışmada 25mm çaplı dairesel bir jet kullanılmış ve çevresel etkileri azaltmak için deneyler $33xD$ büyüklüğünde bir silindirik kap içerisinde yapılmıştır. Hız

ölçümlerinde lazer-doppler hız ölçer tercih edilmiştir. Deneyler, Re değeri 14000, 34000, 78000, H/D değeri 2, 5, 8.5 ve darbe genliği %3.5, %15 ve %30 değerleri için yapılmıştır. Darbe frekansı ise, 2 ila 750 Hz arasında değiştirilmiştir. Çalışma neticesinde, yüksek jet-yüzey mesafelerinde darbe frekansının ısı transferini artırmadığı bilakis azalttığı, düşük jet-yüzey mesafelerinde ise düşük frekanslarda ısı transferinde önemli bir değişim olmadığı ancak yüksek frekanslarda ısı transferinde artış olduğu görülmüştür.

Jaramillo ve ark (2007) yaptıkları sayısal çalışmada, türbülanslı düz kanal içi akışı, basamak akışı ve sınırlandırılmış jet akışı olmak üzere üç farklı zorlanmış akış durumu için Lineer Eddy viskozite, NL Eddy viskozite ve EARSIM (Explicit Algebraic Reynolds Stress Model) modellerini denemişlerdir. Elde edilen ortalama ve salınım hız değerleri, türbülans gerilmesi, Nu sayısı, yüzey sürtünme katsayısı ve yeniden birleşme mesafesi gibi değerler literatürdeki deneysel sonuçlarla veya DNS (Direct Numeric Simulation) sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Çarpan hava jeti durumu için türbülans gerilmeleri ve ortalama gerilme arasındaki yüksek mertebeden terimlerin sonuçları çokta etkilemediği, bunun yerine damping fonksiyonu kullanımının ve YAP düzeltmesi gibi ilave terimlerin kullanımının daha etkin bir rol oynadığı saptanmıştır. Bununla birlikte, NL Eddy viskozite modellerin lineer olanlara göre çarpma noktasında yerel Nu değerini deneysel sonuçlara daha yakın verdiği tespit edilmiştir.

Ramazanpour ve ark. (2007) çarpan hava jeti ile yüzey arasındaki açının ısı transferine olan etkilerini sayısal olarak araştırmışlardır. Yine FLUENT yazılımının kullanıldığı bu çalışmada, RNG $k-\epsilon$ ve RSM türbülans modelleri, Enhanced duvar yaklaşımı ile birlikte kullanılarak çözümler elde edilmiştir. Çalışmada SIMPLE algoritması, basınç için PRESTO!, momentum ve Reynolds stres denklemleri içinse Second Order Upwind ayrıklaştırma metotları ile birlikte kullanılmıştır. Lokal Nu sayıları için elde edilen sayısal sonuçlar deneysel sonuçlar ile karşılaştırıldığında, %1 ile %20 arasında değişen sapmaların olduğu görülmüştür. Sapmanın jet plaka arası mesafenin artması ve çarpma açısının azalması ile birlikte arttığı da belirtilmiştir. Ayrıca çalışmada, RNG $k-\epsilon$ türbülans modelinin RSM'ye göre daha iyi bir trend gösterdiği söylenmiştir.

Yang ve Tsai (2007)'nın çalışmasında korunum denklemleri Kontrol-Hacim temelli Sonlu Fark metodu ile Güç-Kanunu Şeması kullanılarak çözülmüştür. Çözümlerde SIMPLE algoritması ve düşük Re sayısı $k-\omega$ türbülans modeli kullanılmıştır. Çalışma sonunda, maksimum ısı transferinin jetin çarptığı noktada oluştuğu ve bu noktadan itibaren düşmeye başladığı, Re değerinin geçici rejim prosesinin kontrolünde en önemli faktör olduğu ve artan Re değeri ile birlikte sürekli rejime giriş süresinin kısaldığı belirtilmiştir.

Zhou ve Lee (2007) yaptıkları deneysel çalışmada keskin köşeli dikdörtgen bir yarıktan çıkan havanın yüzeye çarpması sırasındaki akış ve ısı transferi durumunu incelemişlerdir. Hava, sabit ısı akısıyla ısıtılan yüzey üzerine 2715 den 25005 aralığında değişen Re sayılarında ve 1 ile 30 arasında değişen z/B uzaklıklarından üflenmiştir. Çalışmada, yüzey üzerindeki yerel ısı taşınım katsayılarının Re ve z/B değerleri ile çok ilintili olduğu görülmüştür. Çalışmada ayrıca jet çıkışındaki türbülans şiddeti %5 ile %19.07 aralığında değiştirilmiştir. Çalışma sonucunda yerel ve ortalama Nu değerleri için korelasyonlar oluşturulmuştur. Diğer korelasyonlardan farklı olarak bu çalışmada korelasyonların içerisinde türbülans şiddeti bir değişken olarak ilave edilmiştir.

Astaria ve Cardone (2008) oluşturdukları test düzeneğinde dönen bir disk merkezine çapça küçük bir jeti çarptırarak ısı transferi performansını incelemişlerdir. Çalışmada disk sabit ısı akısı ile ısıtılıp, disk üzerindeki sıcaklık dağılımı infrared termografi yöntemi ile ölçülmüştür. Çalışmada 4, 6 ve 8mm çapındaki jetler, yüzeye, jetin 3 ve 75 katı aralığındaki uzaklıklarda çarptırılmıştır. Re değeri ise 1400 ile 24000 aralığında değiştirilmiştir. Yani laminar ve türbülanslı akış birlikte incelenmiştir. Çalışmanın sonucunda ısı transferi için, yukarıda bahsedilen terimleri içeren korelasyonlar türetilip sunulmuştur.

Dağtekin ve Öztop (2008) bir tarafı kapalı bir kanal içerisinde alttaki izotermal yüzeye çarpan çift jet problemini sayısal olarak incelemişlerdir. Akış hızları laminar akış sınırları içerisinde seçilip korunum denklemleri sonlu hacim metodu kullanılarak SIMPLEM (Simple-Modified) Algoritması ile çözülmüştür. Çalışmada Re sayısının, jet-yüzey mesafesinin ve iki jet arasındaki mesafenin ısı transferine etkileri

incelenmiştir. Çalışma sonunda artan Re değeriyle birlikte ortalama Nu değerinin lineer bir şekilde arttığı ve birinci jet çıkış hızının ikincisine göre yüksek olması durumunda ısı transferinin önemli ölçüde arttığı gözlemlenmiştir.

Goodro ve ark. (2008) çoklu jet durumu için bir deneysel çalışma yapmışlardır. Çalışmada jetler arası mesafe her iki yönde de jet çapının 8 ve 12 katı olacak şekilde değiştirilerek bu mesafenin ısı transferi üzerine olan etkileri incelenmiştir. Çalışmada ayrıca jet çapı 3.5 ila 15 mm aralığında değiştirilerek Re ve Ma sayılarının da etkileri incelenmiştir. Sabit ısı akısı şartı oluşturulan çalışma sonucunda sabit Re değerinde artan Ma sayısı ile birlikte ısı transferinde hem 8D hem de 12D jet mesafelerinde kayda değer artışlar olduğu belirtilmiştir. Ancak Ma sayısının 0.2 değerine kadar bir etkisinin olmadığı da elde edilen sonuçlardan birisidir. Ayrıca jetler arası mesafenin 8D olması durumunda elde edilen ortalama Nu değerlerinin 12D durumunda elde edilen değerlerden de büyük olduğu tespit edilmiştir.

İşman ve ark. (2008) yaptıkları çalışmada, ANSYS-FLOTTRAN kodunu kullanarak, tek, türbülanslı bir jetteki ısı transferi karakteristiklerini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada, sayısal sonuçların doğruluğundan emin olunabilmesi amacıyla, Beitelmal'a (2000) ait deneysel olarak incelenmiş geometri modellenmiştir. Farklı ağ yapılarında çözümler elde edilip sonuçların eleman sayısı ile değişmediği durumlar (mesh ten bağımsız çözüm) elde edildikten sonra parametrik çalışma yapılmıştır. Çalışmada azalan z/D_h değeri ve artan Re değeri ile birlikte ısı transferinde artış kaydedilmiştir. Ayrıca giriş türbülans şiddetinin ısı transferi üzerindeki etkisi farklı iki türbülans modeli için incelenmiştir. Türbülans şiddetinin artışıyla birlikte çarpma noktasında ve yakınında ısı transferi miktarı her iki türbülans modelinde de artmıştır. Çarpma noktasından uzakta kalan bölgelerde ise standart $k-\epsilon$ modeli kullanıldığında azalma olduğu, RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanıldığında ise herhangi bir değişim olmadığı görülmüştür.

Kanna ve Das (2008), laminar ofset jette oluşacak ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Ofset jet, jetin yüzeyden belirli bir mesafeden yüzeye paralel olarak üflenmesi durumuna verilen özel addır. Bu durumda jetten çıkan akışkan yatayda belirli bir mesafe kat ettikten sonra yüzeye çarpmaktadır. Yapılan çalışmada, Re sayısının,

Prandtl (Pr) sayısının ve jetin yüzeyden olan dik uzaklığının ısı transferine olan etkileri incelenmiştir. Çalışma sonucunda, belirli bir jet-yüzey uzaklığında, maksimum Nu sayısının artan Pr sayısı ile birlikte kayda değer şekilde arttığı, fakat artan mesafeyle birlikte azaldığı görülmüştür. Ortalama Nu sayısının, Re ve Pr sayıları arttığında jet-yüzey mesafesinin ise azaldığında arttığı belirtilmiştir.

Kito ve ark. (2008) deneysel olarak tek bir dairesel orifis jetteki ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada öncelikle 10 mm iç çapına sahip bir boru, jet olarak kullanılmıştır. Daha sonra iç çapları 12, 19.23 ve 29.75 mm olan üç farklı borunun uçları bir plakayla kapatılıp, bu plakalar üzerine yine 10 mm çapında delikler açılarak orifis jetler elde edilmiştir. Çalışmada orifis jetler için iç çapın dış çapa oranının karesi daralma oranı olarak tanımlanmıştır ($CR=D_i/D_d$). Deneyselerde boyutsuz jet-yüzey mesafesi (H/D_i) 2 ile 5 arasında değiştirilirken, Re değeri 150000'de sabit tutulmuştur. Çalışma sonucunda CR, 0.11 ve 0.69 değerlerinde elde edilen ısı transferi miktarının CR'nin 1 olduğu duruma göre sırasıyla %19 ve %9 daha fazla olduğu ve aynı fan güçlerinde orifis jetin ısı transferini iyileştirici etkiye sahip olduğu tespit edilmiştir.

Liu ve ark. (2008), tek jetteki ısı transferi ve akış mekaniğini hem deneysel hem de sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada $Re=10000, 20000, 40000, 60000$ ve $z/D=1.5, 5, 8, 12$ değerleri için incelemelerde bulunulmuştur. Deneysel kısımda, yüzeye uygulanan basınç ve sıcaklık duyarlı özel bir boya sayesinde, diğer çalışmalardan farklı olarak yüzeydeki basınç dağılımları da elde edilmiştir. Sayısal çalışmada FLUENT programı tercih edilmiştir. Realizable $k-\epsilon$ türbülans modeli Enhanced duvar yaklaşımıyla birlikte kullanılmıştır. Çalışma sonucunda optimum jet-yüzey mesafesinin 5 olduğu, $z/D=1.5$ için ikincil pik noktanın $x/D_h=1.8$ 'de olduğu vurgulanmıştır.

O'Donovan ve Murray (2008) yaptıkları deneysel çalışmada, eğimli bir şekilde yüzeye çarpan hava jetindeki ısı transferini incelemişlerdir. Çalışma esnasında Re değeri 10000'de jet çapı 13.5 mm'de sabit tutulmuş, çarpma açısı $30-90^\circ$ aralığında H/D ise 2-8 aralığında değiştirilmiştir. Çalışmada maksimum ısı transferi miktarının tüm açılarda durma noktasında, sadece 30° durumunda durma noktasından çok küçük bir uzaklıkta olduğu görülmüştür. 45° 'lik sabit çarpma açısında H/D değiştirildiğinde ise H/D

değerinin azalmasıyla üfleme yönünde ısı transferinde ikincil bir pik noktanın oluştuğu görülmüştür. Ayrıca çalışma sonunda, yüzeye normal hız değerindeki çalkantının, ortalama ısı transferi üzerinde baskın bir etki gösterdiği belirtilmiştir.

Sagot ve ark. (2008) kapalı ve izole edilmiş bir muhafaza içinde bulunan soğuk dairesel yüzeye yine muhafaza içerisinde bulunan sıcak dairesel jetin çarpması durumunu deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışma, diğer çalışmalardan farklı olarak sabit ısı akısında değil sabit yüzey sıcaklığında yapılmıştır. Fakat sabit yüzey sıcaklığında yapılmış çok fazla çalışma olmadığı için, oluşturulan sayısal modelde sabit ısı akısı durumu incelenip yine sabit ısı akısı için olan deneysel çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Yeterli yakınlık görüldükten sonra aynı sayısal modelde sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı uygulanıp sonuçlar, bu çalışmadan elde edilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış, sayısal ve deneysel sonuçlar arasında uyum olduğu görülmüştür. Bu doğrulamanın ardından $10000 \leq Re \leq 30000$, $2 \leq H/D \leq 6$, $3 \leq R/D \leq 10$ ve $1.1 \leq \mu_j/\mu_w \leq 1.4$ aralıklarında parametrik çalışma yapılmıştır. Çalışmanın sonucunda, ortalama Nu sayısının artan Re sayısı ile ve azalan plaka çapıyla arttığı, ancak jet-yüzey mesafesine ve gaz-yüzey sıcaklık farkına çokta bağlı olmadığı sonucuna varılmıştır. Elde edilen sonuçlardan korelasyonlar türetilerek çalışmada sunulmuştur.

Hewakandamby (2009) yaptığı çalışmada çoklu jet durumunu temsilen iki boyutlu slot çift jetin sonlu eleman modelini oluşturup sayısal incelemelerde bulunmuştur. Çalışmada hem sürekli akış durumu hem de salınımlı akış durumu incelenmiştir. Salınımlı akış durumunda her iki jetteki salınım frekansı aynı tutulmuş fakat diğer çalışmalardan farklı olarak iki jet arasında $\pi/2$ kadarlık bir faz farkı oluşturulmuştur. 1200 gibi düşük sayılabilecek bir Re değerine kadar yapılmış olan çalışmada, salınımlı durumda ısı transferinin klasik duruma göre yaklaşık %100 oranında arttığı kaydedilmiştir. Ayrıca bu etkinin iki jet arası mesafeye de bağlı olduğu vurgulanmıştır.

Sharif ve Banerjee (2009), sınırlandırılmış slot jet ile soğutulan hareketli sıcak yüzeyden olan ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada $k-\epsilon$ türbülans modeli, Enhanced duvar yaklaşımı ile birlikte kullanılmıştır. Re değeri 5000 ile 20000, boyutsuz plaka hızı 0 ile 2 ve jet-yüzey arası boyutsuz mesafe 6 ile 8 arasında

değiştirilmiştir. Sonuçlar artan Re sayısı ile artan ortalama Nu değerinin, artan plaka hızıyla da arttığını göstermiştir. Düşük plaka hızlarında çarpma etkisinin daha baskın olduğu fakat artan plaka hızıyla bu baskınlığın kaybolduğu kaydedilmiştir. Ayrıca ortalama yüzey sürtünme katsayısının Re sayısına bağımlı olmadığı fakat artan plaka hızıyla birlikte arttığı gözlemlenmiştir.

2.2. Kütle Transferi İçin Yapılmış Çalışmalar

Chen ve ark. (1998) tek bir çarpan hava jetiyle oluşacak olan kütle transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada dairesel kesitli bir jetten çıkan hava yine dairesel düz bir yüzeye çarptırılmıştır. Dairesel yüzey 5 mm kalınlığında naftalin ile kaplanmış ve bir motorla tahrik edilerek çeşitli devir sayılarında kendi eksenini etrafında dönebilecek hale getirilmiştir. Naftalinin süblimleşebilme özelliği sayesinde, her bir noktada, o noktadaki yerel kütle taşınım katsayısına bağlı olarak değişik kalınlıklar elde edilmiştir. Naftalin kalınlığı yüzeyi bilgisayar kontrolü ile komple tarayabilen hassas bir kalınlık ölçer ile ölçülmüştür. Bu kalınlıklardan kütle transfer katsayısına literatürde tavsiye edilen bağıntılar kullanılarak geçilmiştir. Çalışmada öncelikle sadece diskin dönüş etkisini incelemek için jetten hava üflenmeksizin sadece disk kendi eksenini etrafında farklı hızlarla döndürülmüştür. Belirli bir devre kadar devir sayısı ile orantılı olarak artan Sherwood sayısı (Sh) belirli bir devirden sonra lineerliğini bozarak tırmanışa geçmiştir. Yani klasik taşınım problemlerindeki laminar, geçiş ve türbülanslı bölgeler benzer şekilde elde edilmiştir. Daha sonra Re değeri 2000 ile 100000 arasında değişecek şekilde farklı hızlarda hava üflenerek deneyler tekrarlanmıştır. Sadece dönüşten olan kütle transferi için tanımlanan Sh sayısı ile sadece jetin etkisiyle oluşan kütle transferi için tanımlanan Sh sayısının toplamı, toplam Sh sayısı olarak ele alınmıştır. Jetten hava üflendiği durumlarda, toplam Sh sayısının laminar bölgede dönüş hızından bağımsız olduğu ancak geçiş ve türbülanslı bölgede artan devir sayısı ile arttığı tespit edilmiştir.

Pekdemir ve Davies (1998) eksenini etrafında dönen bir silindirin yüzeyinin dikdörtgen kesitli bir jet ile kurutulmasını deneysel olarak araştırmışlardır. Çalışmada Pekdemir tarafından geliştirilen foto-evaporatif teknik kullanılmıştır. Bu tekniğe göre yüzey kromatografik kâğıtla kaplanmış ve ıslaklığa göre oluşan renk değişimi infrared ışık

altında gözlenmiştir. Çalışmada silindirin dönüş hızı ve havanın jetten çıkış hızına göre iki farklı Re sayısı tanımlanmıştır (sırasıyla Re_w ve Re_j). Re_w , 0-80000 aralığında, Re_j ise 46000-270000 aralığında değiştirilmiştir. Ayrıca silindir çapının, jet hidrolik çapına oranı (d/D_h), silindir-jet arası boyutsuz mesafe (L/D_h), çarpma noktasının silindir eksenine olan boyutsuz uzaklığı (E/D_h) ve jetin çarpma açısı (ϕ) gibi parametreler de çalışmada değiştirilmiş ve kütle transferi üzerine etkileri incelenmiştir. Çalışma sonunda silindir dönüş hızının, $Re_w/Re_j \leq 0.15$ için kütle transferini azalttığı, 0.15 ila 0.55 aralığında etkilemediği, 0.55 den büyük değerler için ise arttırdığı görülmüştür. Optimum L/D_h mesafesinin Re_j değeri arttıkça 4 den 8'e doğru kaydığı sonucu elde edilmiştir. E/D_h 'ın -0.555 olması durumunda maksimum kütle transferi sağlanmıştır. Buradaki eksilik silindir üzerindeki çizgisel hız vektörünün yönünün tersi yönü simgelemektedir. ϕ kütle transferini 60 ila 90 derece aralığında çok fazla etkilemezken 60° 'den küçük açılarda açının azalmasıyla azaltmıştır.

Rhee ve ark. (2003) çoklu jetlerde ısı ve kütle transferi üzerine deneysel bir çalışma yapmışlardır. Bu amaçla oluşturulan deney tesisatında aralarında 6D kadar boşluk olan 25 adet jet, 5x5 kare şeklinde dizilmiştir. Çalışmada iki farklı yüzey oluşturulmuştur. Bunlardan birincisinde yüzeyin üç yanı tamamen kapatılıp, bir kenarı hava çıkışı için açık bırakılmıştır. Diğer yüzeyde ise dört bir yan da hava çıkışına kapatılmış, hava çıkışları için jetlerin aralarına hava tahliye delikleri açılmıştır. Her iki yüzey de tamamen naftalinle kaplanmıştır. Çalışma esnasında Re değeri 10000'de sabit tutulup, boyutsuz jet-yüzey uzaklığı (z/D_h) değeri 0.5 ila 10 arasında değiştirilmiştir. Çalışma sonunda düşük z/D_h değerleri için ($z/D_h \leq 2$) hava tahliye deliklerinin olmadığı durumlarda ısı ve kütle transferi üzerine karşıt akım etkilerinin baskın olduğu, yine bu mesafelerde çarpma noktalarındaki lokal ısı ve kütle transfer katsayılarında artışın meydana geldiği belirtilmiştir. Ayrıca büyük z/D_h değerleri için ($z/D_h \geq 4$) karşıt akım etkilerinin azaldığı ve en yüksek ortalama ısı ve kütle transferi katsayılarının $z/D_h = 2$ mesafesinde kaydedildiği elde edilen sonuçlar arasındadır. Hava tahliye delikleri ise hem dağılımların daha homojen olmalarına hem de düşük z/D_h değerlerinde ortalama ısı ve kütle transfer katsayılarında artışa sebep olmuşlardır.

Travnicek ve Tesar (2003) ise anular sentetik bir jetteki kütle transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Bunun için bir plaka üzerine iç çapı 38 mm dış çapı 40 mm olacak şekilde bir yarık açılmış ve plaka gerisine bir hoparlör yerleştirilerek sentetik jet oluşturulmuştur. Hoparlöre elektrik verildiğinde oluşan titreşimle yarıktan hava çıkışı sağlanmış, çıkan hava yüzeye çarptırılmıştır. Yüzey, kütle transferinin hesaplanabilmesi için diğer çalışmalarda olduğu gibi naftalinle kaplanmıştır. Çalışmada hoparlöre iki farklı elektrik gücü farklı frekanslarda verilmiştir. Ayrıca çalışmada akışa duman verilerek akışın görünebilirliği de sağlanmıştır. Çalışmada çarpma yüzeyinin olmadığı, serbest jet durumu da incelenmiştir. Çarpma yüzeyinin olduğu durumda ise 20 mm ve 40 mm olacak şekilde iki farklı jet-yüzey uzaklığı araştırılmıştır. Çalışmada her iki mesafe için de hoparlöre verilen yüksek elektrik gücü için kütle transferi miktarının düşük güce ait değerlerden daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Yine her iki mesafede de artan frekansla birlikte kütle transferi miktarının arttığı, ancak belirli bir eşik frekansından sonra kütle transferi miktarında bir azalma meydana geldiği kaydedilen sonuçlardandır.

Detaylı bir kütle transferi çalışması da Arzutuğ ve Yapıcı (2009) tarafından yapılmıştır. Çalışmada jet içerisine bir düz, üç adet de helisel yönlendirici yerleştirilmiştir. Helisel yönlendiriciler helis açıları 19.8, 30.4 ve 45° olacak şekilde imal edilmişlerdir. Yönlendiricilerle akış, jet içerisinde dört kanal içinde akacak şekilde ayrılmıştır. Çalışmada Re sayısı 10950- 43800 aralığında, boyutsuz jet-çarpma yüzeyi mesafesi (H/d) ise 2-10 aralığında değiştirilmiştir. Lokal kütle transferi katsayıları elektrokimyasal limit difüzyon akım tekniği kullanılarak elde edilmiştir. Çalışmanın sonucu olarak artan Re sayısı ile birlikte çarpma noktasındaki pik Sh değerlerinin tüm helis açıları için arttığı ve helisel saptırıcılı durumlarda H/d değeri arttıkça pik noktanın oluşum yerinin jet çarpma noktasından uzaklaştığı tespit edilmiştir. 45°'lik helis açısı durumunda Re değerinin kütle transferini neredeyse etkilemediği gözlemlenmiştir. Helis açısının artması kütle transferini düşürmüş, ancak üniformluğunu arttırmıştır. Ortalama kütle transferi miktarı açısından düz yönlendirici diğerlerinden daha üstün bir performans sergilemiştir. H/d değeri 8 değerine kadar kütle transferini etkilemiş, bu değerden sonra etkisini kaybetmiştir.

Hong ve ark. (2009) kanal içinde çarpan hava jetiyle oluşturulacak ısı ve kütle transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Bunun için dikdörtgen kesitli bir kanal oluşturup, kanal için iki farklı durum oluşturmuşlardır. Bunlardan ilkinde kanal üst kenarına 3 adet üfleme deliği açılmış, kanalın bir ucu kapatılmış ve jetlerden kanala giren havanın sadece bir uçtan çıkması sağlanmıştır. İkincisinde ise, kanalın her iki ucu tamamen kapatılmış ve üfleme deliklerinin olduğu kenarın tam karşısındaki çarpma yüzeyi üzerine, üfleme deliklerinin izdüşümlerinin ortalarına gelecek şekilde, çıkış delikleri açılıp, hava bu deliklerden tahliye edilmiştir. Bu bahsedilen tasarım boyutsuz jet-çarpma yüzeyi mesafesi (H/d) 2 ve 6 olacak şekilde ayrı ayrı imal edilmiştir. Üretilen tüm kanallar kendi eksenini etrafında dönen 1m çapında dairesel bir masa üzerine yerleştirilip döndürülerek durgun durumdaki ısı ve kütle transferinin yanında dönme durumunda Coriolis kuvvetlerinin ısı ve kütle transferine olan etkileri de araştırılmıştır. Kanallar dönen masaya hem dik hem de yatay olarak yerleştirilmiştir. Kanalların çarpma kenarı kütle transferi miktarlarının tayin edilebilmesi için naftalinle kaplanmıştır. Çalışma boyunca Re değeri 5000'de sabit tutulmuştur. Çalışmadan elde edilen sonuçlar kısaca şu şekildedir; $H/d=6$ 'da, her iki çıkış konfigürasyonu için de, kanalın dönen masaya yatay yerleştirilmesi durumunda elde edilen ortalama Sh sayısı, durgun ve dönen masaya dik yerleştirilme durumlarına göre kayda değer miktarda azalmıştır. $H/d=2$ durumunda ise dönen masaya dik ve yatay yerleştirilme durumlarının her ikisi için her iki çıkış konfigürasyonunda da ortalama Sh sayısı birbirine çok yakın ve masanın durgun olması durumundan çok az da olsa bir miktar büyük olarak elde edilmiştir.

2.3. Yapılan Tez Çalışmasının Literatürdeki Çalışmalardan Farkı ve Sağladığı Katkılar

Bu tez çalışmasında, diğer çalışmalardan farklı olarak, Nu dağılımında gerçekleşen ikincil pik etrafıca araştırıldı. Laminer akıştan türbülanslı akışa geçişte olduğu belirtilen ikincil pikin neden bazı durumlarda oluşmadığı sorusuna cevap arandı. Yüzey üzerine yerleştirilen engelleyicilerin ısı transferi üzerine etkileri incelendi. Jetten püskürtülen havanın izafi nem değerindeki artışın ısı transferine olan etkileri araştırıldı. Tek ve çift jet durumları, diğer çalışmalardan farklı olarak, sabit debi durumu için

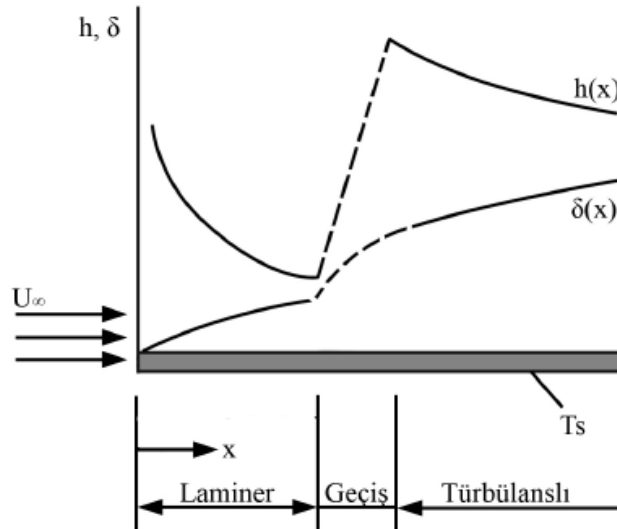
mukayese edildi. K t le transferi için Re sayısının optimum değeri tespit edilmeye çalışıldı. Sayısal   z mlmelerde laminar akıştan türbülanslı akışa geçişin hesaba katılması durumunun, ikincil pik nokta üzerine olan etkileri araştırıldı. Çift jet durumunda jetler, aralarında belirli bir açı olacak şekilde tek bir noktaya çarpıtılarak, bu durumun ısı transferi üzerine etkileri incelendi. Tek jet durumundaki yerel Nu dağılımını veren yeni bir korelasyon oluşturuldu.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Çarpan Hava Jetleri İle İlgili Genel Bilgiler

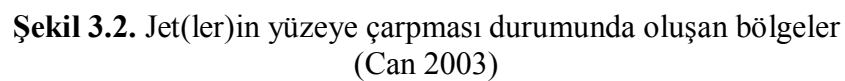
Birçok mühendislik probleminde amaç, taşınım ile olan ısı transferini arttırmaktır. Bunun için yapılabileceklerden biri, ısı transferini sağlayacak olan akışkanın cebri olarak hareketlendirilmesidir. Akışkan bir fan veya pompa vasıtasıyla hareketlendirilir, böylelikle yüzeyi daha fazla akışkanın süpürmesi sağlanarak ısı transferi artırılır. Burada en büyük problem akışkanın yüzeydeki sürtünmeden etkilenmesi neticesinde yüzey üzerinde durgun bir tabakanın oluşmasıdır. Bu tabaka ısı transferi açısından bir direnç teşkil etmektedir. Dolayısıyla bu tabakanın kalınlığı ne kadar ince olursa ısı transferi o denli yüksek olacaktır. İşte çarpan jetler bu noktada ön plana çıkmaktadır. Çünkü akışkan yüzeye dik bir şekilde çarptığından sınır tabaka kalınlığı oldukça incedir. Bu da ısı transferinin diğer klasik taşınım uygulamalarına göre daha yüksek olması anlamına gelmektedir. Şekil 3.1'de, bu bahsedilen ısı sınır tabaka kalınlığı ve ısı taşınım katsayısı arasındaki ilişki net bir şekilde görülmektedir.

Isı transferi için anlatılan bu durum kütle transferi için de aynen geçerlidir.



Şekil 3.1. Sınır tabaka kalınlığı ile ısı taşınım katsayısının değişimi
(Incropera ve DeWitt 2001)

Akışkan yüzeye tek bir jetten üflenebileceği gibi bir çok jetten de üflenebilir. Ayrıca jetler çeşitli geometrilere sahip kanallardan oluşabileceği gibi, bir plaka üzerine açılmış çeşitli geometrilere sahip yarıklardan da ibaret olabilirler. Bu farklılıklara rağmen elde edilecek akış şekli benzerdir. Şekil 3.2'de jet(ler)in yüzeye çarpmaları durumunda oluşan akış şekli görülmektedir.



19

yüzeye çarptığında tam çarpma noktasında hızın 0 olduğu kabul edilen bir nokta oluşur. Bu noktaya “durgunluk noktası” adı verilir ve ısı transferinin, dolayısıyla kütle transferinin, en yüksek olduğu nokta bu noktadır. Yüzeye çarpan akışkan çarpışmadan sonra yüzeye paralel olarak akmaya başlar. Bu akış sırasında sınır tabaka kalınlığında sürekli olarak bir artış meydana gelir. Bu artış ta yukarıda tartışıldığı üzere çarpma noktasına nazaran yerel ısı ve kütle transferi değerlerinde azalmaya neden olur. Akışın yüzeye paralel olduğu bu bölge “duvar jet bölgesi” olarak adlandırılır. Eğer birden fazla jet kullanımı olursa, yüzeye çarptıktan sonra yüzeye paralel olarak akan akışkanlar jet orta noktalarında birbirleriyle çarpışacaklardır. Böylelikle jetlerin orta noktalarında hızın 0 kabul edildiği yeni durgunluk noktaları oluşacaktır. Bu durumda, akışkanın jetten çıkıp çarptığı ilk noktaya “birinci durgunluk noktası”, oluşan bu yeni durgunluk noktalarına ise “ikinci durgunluk noktası” adı verilmektedir.

Uygulama yerine bağlı olarak birçok jet tipi kullanılmaktadır. Bu jetlere, jet sayısına göre tekli-çoklu jetler, kullanılan akışkana göre hava jeti-su jeti gibi isimler verildiği gibi geometrik yapılarına ve çalışma mantıklarına göre de değişik isimler verilmektedir. Bunlardan başlıca kullanılanları aşağıda özetlenmiştir.

Serbest Jet (Free Jet): Serbest jetlerde, jetten çıkan akışkan herhangi bir yüzeye çarpmamaktadır. Bu jet tipine en güzel örnek kanallı tip klima sistemlerinde menfezlerden ortama hava püskürtülmesi uygulamasıdır.

Yarı-Sınırlandırılmış / Sınırlandırılmamış Jet (Semi-Confined / Unconfined Jet): Akışkanın püskürtüldüğü hedef yüzey, üstten başka bir yüzey ile sınırlandırılıyorsa ve akışkan bu sınırlayıcı yüzey üzerine açılmış yarı veya yarıklardan hedef yüzeye püskürtülüyorsa bu tipteki jetlere yarı-sınırlandırılmış jet adı verilmektedir. Bu şekilde sınırlayıcı bir yüzey yoksa, akışkan çeşitli geometrilerdeki kanallardan hedef yüzeye püskürtülüyorsa, bu tip jetler sınırlandırılmamış jet grubuna dahil edilmektedir.

Serbest Yüzey Jeti (Free-Surface Jet): Bu durumla jetten püskürtülen akışkanın sıvı, ortam akışkanının gaz fazında olması durumunda karşılaşılmaktadır. Ortam gaz olduğundan, püskürtülen sıvı ile ortamdaki gaz arasındaki kesme gerilmeleri ihmal

edilebilecek mertebelerdedir. Bundan dolayı serbest jet bölgesi kesit alanı sabit kalmaktadır.

Daldırılmış Jet (Submerged Jet): Bu tip jetlerde jetten püskürtülen akışkan ile ortam akışkanı aynı akışkandır. Akışkanlar aynı olduğunda momentum transferi neticesinde Şekil 3.2'deki gibi bir akış şekli oluşmaktadır.

Dönen Jet (Swirling Jet): Eğer akışkan jetten çıkarken, jet içerisindeki geometrik yapı ile eksen etrafında dönecek şekilde püskürtülüyorsa, bu tip jetlere dönen jetler denmektedir. Dönüş genellikle jet içerisine yerleştirilen helisel bir eleman ile sağlanır.

Darbeli Jet (Pulsating Jet): Jetten akışkan sabit hızda değil de, hız sinüzoidal olarak değişecek şekilde püskürtülüyorsa, bu tip jetler darbeli jet olarak anılır.

Eşeksenli Jet (Annular Jet): Bu tip jetlerde, jet iç içe geçirilmiş, boyutları birbirinden farklı iki kanaldan oluşmaktadır. Akışkan hem içteki kanaldan hem de iki kanal arasındaki boşluktan püskürtülmektedir.

Sentetik Jet (Synthetic Jet): Akışkanın bir pompa veya fan ile hareketlendirilmediği jet tipidir. Jet içerisinde bir esnek diyafram bulunmaktadır ve akışkanın hareketi bu diyaframın genişleyip büzülmesi ile sağlanmaktadır. Dolayısıyla bu tip jetlerde de akış sinüzoidaldir.

Orifis Jet (Orifice Jet): Jetin uç kısmında akış kesit alanının aniden daraltılmasıyla elde edilen jet tipidir.

Ofset Jet: Ofset jetlerde akışkan yüzeye dik değil, belirli bir mesafeden paralel olarak püskürtülür. Yatayda püskürtülen akışkan yerçekiminin etkisiyle yön değiştirerek yüzeye dik veya belirli bir açıyla çarpmaktadır.

3.2. Deney Tesisatı

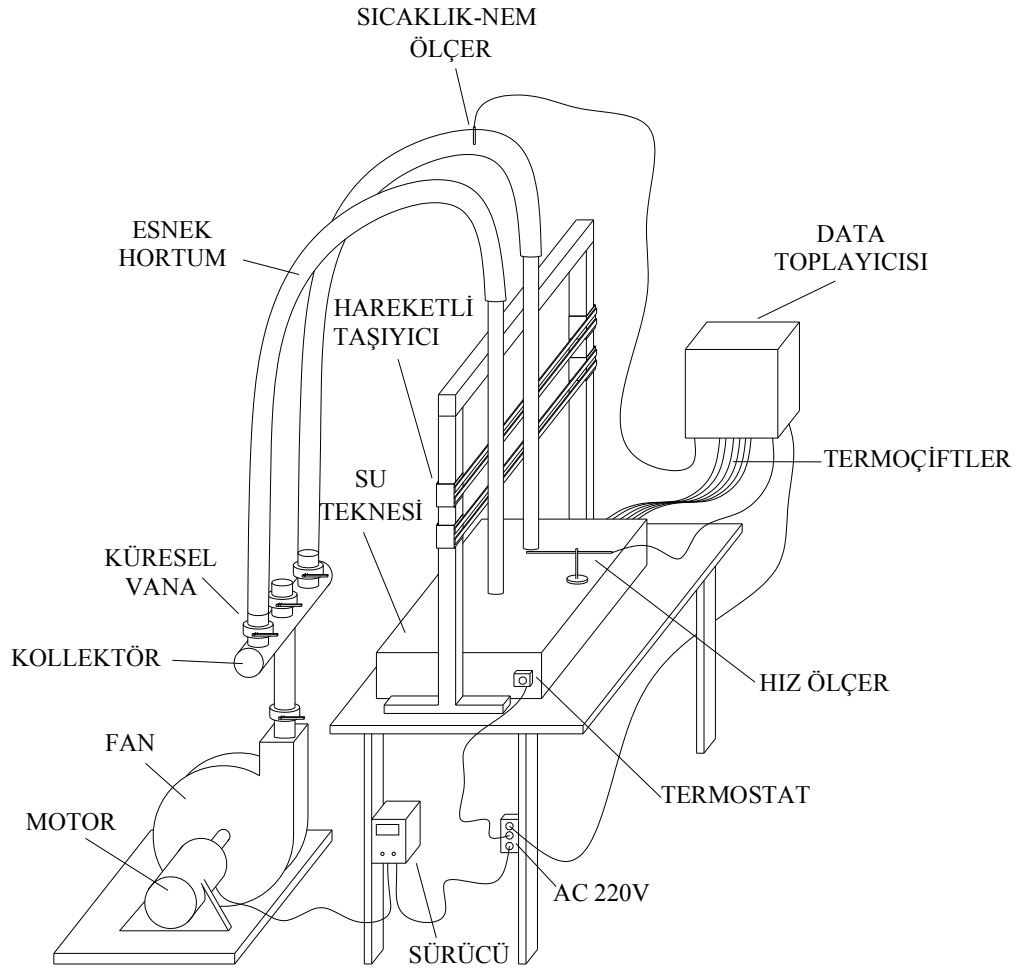
Deneysel çalışma için Uludağ Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Biriminden sağlanan kaynak ve fakültemiz imkânları ile bir deney düzeneği imal edildi. Oluşturulan deney düzeneği ile hava hızı, jet-yüzey arası mesafe, jet geometrisi, püskürtülen havanın nemi ve jetler arası açı gibi parametrelerin ısı transferi üzerine olan etkileri araştırıldı. tek ve çift jet durumları karşılaştırıldı. Akışkan ortama ve yüzey üzerine engeller yerleştirilerek etkileri incelendi. Türbülansı arttırıcı unsurlar denendi. Bahsedilen bu çalışmaların yapıldığı deney düzeneği Şekil 3.3'te görülmektedir. Daha detaylı olması açısından Şekil 3.4'te de deney tesisatının şematik bir gösterimi verilmiştir.



Şekil 3.3. Deney tesisatının görünümü

Düzenekte hava akımının sağlanması için bir adet santrifüj fan kullanıldı. Fan motoru bir elektronik sürücü ile kontrol edildi. Bu sayede fan motorunun değişik devirlerde çalıştırılabilirliği elde edilerek, hassas bir debi kontrolü sağlanmış oldu. Sistem, fan çıkışına yerleştirilen bir kollektör vasıtasıyla tek bir hattan üçe kadar çıkış elde edilebilir hale getirildi. Hava kollektörlerden jetlere esnek hortumlarla taşındı. Tam gelişmiş akımın elde edilebilmesi için jetler yeterince uzun tutuldu. Ayrıca jet girişlerinde akışın düzenli olması için jet ile hortumların bağlantı noktalarına elek telleri monte edildi. Çift jet durumunda jetlerdeki hava hızlarının eşitliğini sağlamak amacı ile kollektör çıkış

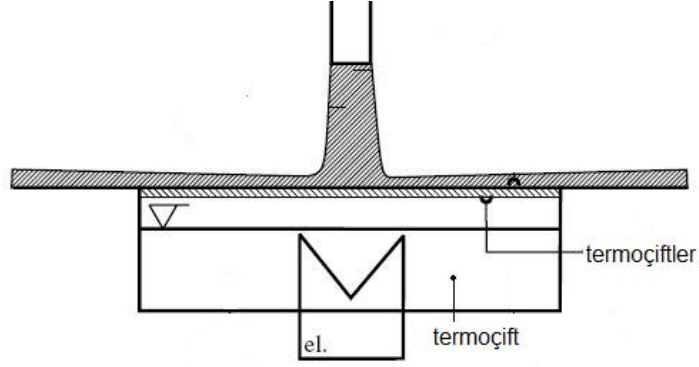
ağızlarına birer adet küresel vana yerleştirildi. Şekil 3.4'ten de görüleceği üzere sistem, jetlerin üç ekseninde de hareket edebilecekleri şekilde tasarlandı.



Şekil 3.4. Deney tesisatının şematik gösterimi

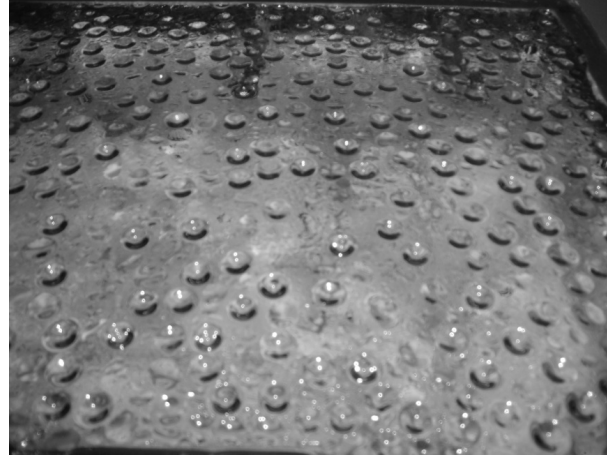
3.2.1. Isı transferi hesaplamalarında izlenen yol

Yüzey üzerinden taşınım katsayılarının elde edilebilmesi için yüzeyde sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı oluşturuldu. Yüzey olarak temperli cam kullanıldı ve cam, altına yerleştirilen su teknesi içinde kaynayan suyun buharıyla ısıtıldı. Bu teknenin temsili görünümü Şekil 3.5'te verilmiştir.



Şekil 3.5. Deney tesisatında kullanılan teknenin temsili gösterimi

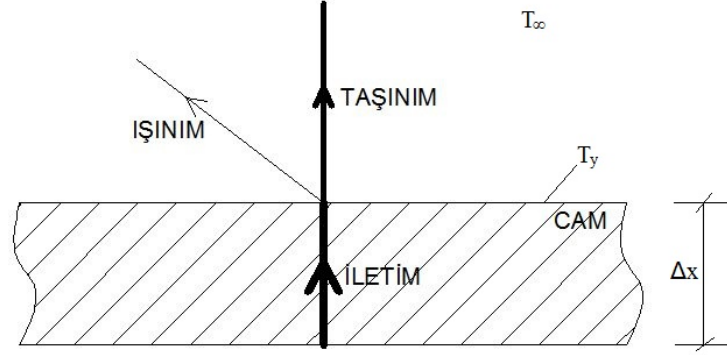
Tekne içerisinde bulunan suyun 2950 W'lık rezistans ile kaynatılmasıyla oluşan buhar, jet veya jetler tarafından soğutulan camın alt yüzeyinde yoğunlaştırıldı. Bu yoğunlaşma sayesinde 1 cm kalınlığındaki camın alt yüzeyi deneyler esnasında sürekli olarak sabit sıcaklıkta tutuldu. Bu durum alt yüzey üzerine yerleştirilen beş adet termocift ile sürekli olarak kontrol edildi. Şekil 3.6'da cam alt yüzeyinde suyun yaptığı yoğunlaşma görülmektedir.



Şekil 3.6. Cam altında görülen yoğunlaşma

Camın alt yüzeyindeki sıcaklık sabitken üst yüzeyindeki herhangi bir noktanın sıcaklığı ise o noktadaki yerel ısı taşınım katsayısıyla ilintilidir. Yerel ısı taşınım katsayısının hesaplanmasında da bu bilgi kullanıldı. Camın alt yüzeyinde sabit olan sıcaklık ile camın üst yüzeyi üzerinde herhangi bir noktadan ölçülen sıcaklık farkından, o noktada camın alt yüzeyinden üst yüzeyine doğru iletimle olan ısı transferi rahatlıkla hesaplanabilir. Temsili olarak Şekil 3.7'de de gösterildiği gibi, iletimle alt yüzeyden üst

yüzege geçen ısı, üst yüzeyden ortama taşınım ve ışınlımla transfer edilen ısı miktarlarının toplamına eşittir.



Şekil 3.7. Isı transferi şekli

Bu eşitlik aşağıdaki gibi matematiksel olarak ifade edilebilir;

$$k \frac{\Delta T}{\Delta x} = \varepsilon \sigma (T_y^4 - T_\infty^4) + h(T_y - T_\infty) \quad (3.1)$$

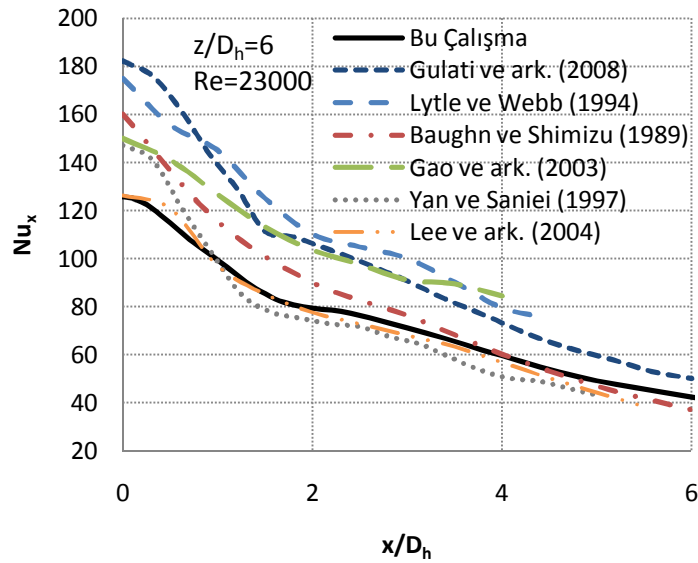
Burada ilk terimdeki ΔT ifadesi camın alt ve üst noktaları arasındaki sıcaklık farkıdır. Camın alt yüzey sıcaklığı, yukarıda da belirtildiği üzere sabit ve yaklaşık olarak 99 °C'dir (Bu değer alt yüzeye yerleştirilen beş adet termočift ile ölçülen sıcaklıkların ortalamasıdır.). Camın üst yüzeyindeki sıcaklıklar ise, kızılötesi sıcaklık ölçer ile ölçüldü. Bu ölçümler için camın üst yüzeyi siyaha boyandı. Δx , camın kalınlığıdır ve bu değer 1 cm'dir. ε , yüzeyin emissivite değeridir ve 0.95 olarak alınmıştır. Bu değer, yüzey siyaha boyandığından bu şekilde alındığı gibi, kızılötesi sıcaklık ölçerle de doğrulanmıştır. σ , Stefan Boltzmann sabiti olup $5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ değerindedir. İfadedeki ortam sıcaklığı değeri ise deneyin yapıldığı sırada ölçülen değerdir. Bu değerler yerlerine yazıldıklarında ifadede bilinmeyen olarak sadece h değeri kalmaktadır. Bu değer de kolaylıkla çekilip hesaplanabilmektedir. Çarpma yüzeyi olarak kullanılan camın uzun kenarı doğrultusunda, yüzeyi ortadan kesecek şekilde, cam üzerinde bir eksen çizgisi oluşturuldu. Bu eksen çizgisi üzerinde ise, eşit aralıklarla 39 adet ölçüm noktası belirlenerek, sıcaklıklar her bir deney için bu noktalardan ölçüldü

ve taşınım katsayıları bu noktalar için hesaplandı. Herhangi bir noktada elde edilen taşınım katsayısından da o noktadaki lokal Nu değerine,

$$Nu_x = \frac{h_x D_h}{k} \text{ bağıntısıyla ulaşılmıştır.} \quad (3.2)$$

Bu ifadedeki ve bundan sonraki tüm deneysel sonuçların kullanıldığı ifadelerdeki termofiziksel özellikler jet çıkış sıcaklığı için ilgili tablolardan okunmuştur.

Oluşturulan deney tesisatının ve yapılan deneylerin sağlıklı sonuçlar verip vermediğinin test edilmesi şarttır. Çünkü tesisatta veya deneylerin yapılması esnasında gözden kaçabilecek herhangi bir nokta, sonuçların çok farklı çıkmasına neden olabilir. Bunun en güvenilir yolu elde edilen sonuçlar ile diğer araştırmalarda aynı şartlarda elde edilen sonuçların karşılaştırılmasıdır. Bu amaçla sonuçlar Şekil 3.8'de görüldüğü üzere altı farklı araştırmanın sonuçları ile mukayese edildi. Bu tez çalışmasında $Re=23000$ değeri, araştırılmayan bir Re değeridir. Ancak şekilden de görüldüğü üzere bu sayı için çok sayıda çalışma yapılmış olmasından ötürü mukayese için bu Re değerinde özel olarak deneyler yapıldı.



Şekil 3.8. Elde edilen sonuçların diğer araştırmalar ile karşılaştırılması

Şekil 3.8'den de görüleceği üzere mevcut çalışmalar arasında tam bir uyum söz konusu değildir. Türbülanslı akış ve özellikle jet akışı gibi karışık bir akış için çalışmalar arasındaki bu tarz farklılıkların olması doğaldır. Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar ise, görüldüğü üzere diğer çalışmaların çok uzağında değildir. Özellikle Lee ve ark. (2004) ile Yan ve Saniei (1997) tarafından elde edilen sonuçlara oldukça yakın sonuçlar elde edilmiştir. Böylelikle, deney tesisatının güvenilirliği doğrulanmıştır.

3.2.2. Kütle transferi hesaplamalarında izlenen yol

Kütle transferinin araştırılması için terazi direkt olarak jetin altına merkezlendi. Hava akımından etkilenmemesi için kurutulacak olan kumaş terazi boyutlarında metal bir çerçeveye gerilerek, terazi üzerine yerleştirildi. Kuru kumaş ağırlığı ile jetten çıkan havanın oluşturduğu bası etkisi toplamı tespit edildi. Bir su teknesine daldırılarak tamamen ıslatılan kumaş, tekneden çıkarılıp suyunun süzülmesi beklendikten sonra terazinin üzerine yani jetin altına yerleştirildi. Bu andan itibaren başlatılan deney kuru durumda tespit edilen ağırlık değeri görülene kadar sürdürüldü. Şekil 3.9'da kumaşın jetin altına yerleştirilmesi ve incelenen kumaş örnekleri görülmektedir. Terazinin bilgisayar bağlantısının mevcudiyetinden ve saniyede bir veri alma kabiliyetinden istifade edilerek kuruma işlemi boyunca olan ağırlık değişimi kayıt altına alındı. Böylelikle kumaştan atılan su miktarının [kg], kuruma süresine [s] oranından, kuruma hızına, $\dot{m}_b$ [kg/s] ulaşılmış oldu. Bu işlem, ileride bahsedilecek olan kuruma eğrisinin lineer olduğu bölge için gerçekleştirildi. Elde edilen sonuçların ufak farklılıklar arz eden durumlarda da kullanılabilirliğinin sağlanması için boyutsuzlaştırma işlemi yapıldı. Bu amaçla elde edilen $\dot{m}_b$ değerinden;

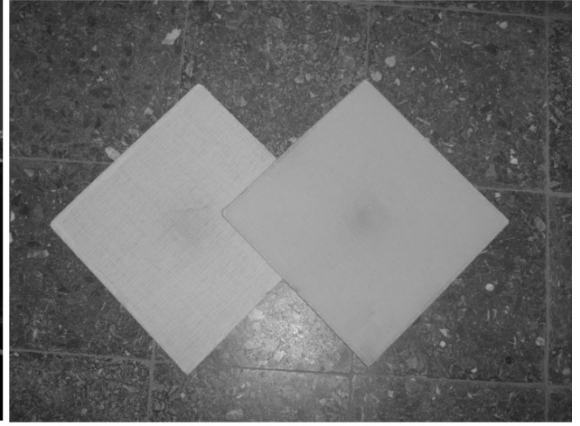
$$\dot{m}_b = Ah'(C_y - C_\infty) \text{ ifadesiyle, kütle taşınım katsayısı } (h') \text{ değerine ulaşıldı.} \quad (3.3)$$

Bu değerden de,

$$Sh = \frac{h'D_h}{D} \text{ ifadesi kullanılarak ortalama Sh sayısı elde edildi.} \quad (3.4)$$



(a)



(b)

Şekil 3.9. a) Kumaşın jet altına yerleşimi b) İncelenen kumaş örnekleri

3.2.3. Deneyler esnasında ölçülen parametler ve kullanılan ölçüm cihazları

3.2.3.1.Hız

Bilindiği üzere kanal içi akışlarda hız, üniform değildir. Cidarda sıfır olan hız eksene doğru artmakta ve eksende maksimum olmaktadır. Deneylerde kullanılan jetler de dairesel veya değişik geometriye sahip kanallardan ibaret olduklarından, jet çıkışında da aynı durum söz konusudur. Bundan dolayı hava hızları jetlerin çıkışında, jet ekseninden ölçüldü. Ölçülen bu maksimum hızdan ortalama hıza aşağıdaki bağıntı ile ulaşıldı. (White, 1999)

$$U = U_{\max} \left(1 + 1.33\sqrt{f}\right)^{-1} \quad (3.5)$$

burada;

$$f = 0.316 \operatorname{Re}_d^{-1/4} \text{ 'dır.} \quad (3.6)$$

Bu ortalama hız değerinin kullanıldığı Re sayısı aşağıdaki gibi hesaplandı;

$$\operatorname{Re} = \frac{UD_h}{\nu} \quad (3.7)$$

Hız ölçümleri, Alnor firmasının bir ürünü olan termal anemometre ile yapıldı. Bu hızölçer data toplayıcısına (datalogger) bağlanmakta ve bu sayede alınan ölçümler data toplayıcısı üzerinden bilgisayara transfer edilmektedir. Şekil 3.10'da görülen termal anemometrenin özellikleri şöyledir;

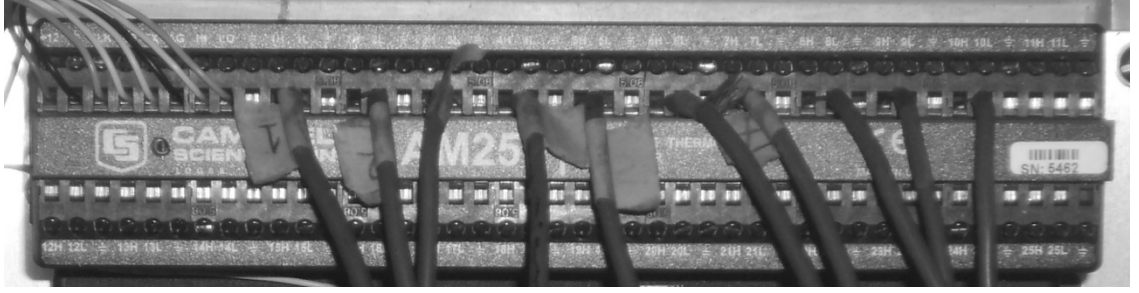
Ölçüm aralığı	: 0.125-50 m/s
Doğruluk	: $\pm\%2$ (18-28 °C arasında)
Cevap hızı	: 0.2 s
Veri tekrarı	: 0.05 s
Prob uzunluğu	: 30 cm
Prob genişliği	: 6.4 mm



Şekil 3.10. Termal anemometre

3.2.3.2. Sıcaklık-Nem

Yukarıda da belirtildiği üzere, hem camın alt yüzeyinden hem de üst yüzeyinden sıcaklıklar ölçüldü. Alt yüzey sıcaklıkları camın altına yerleştirilmiş olan beş adet termočift ile ölçüldü. Termočiftler, bakır ve constant çiftinden oluşan T tipinde olup -200/+300 °C ölçüm aralığına sahiptirler. Bu termočiftler 25 adet kanala sahip olan Campbell AM25T çoklayıcıya bağlandı. Data toplayıcısına bağlanabilen bu cihaz sayesinde sıcaklıklar 1 dakika ara ile sürekli olarak kaydedildi. Şekil 3.11'de, cihazın görünümü verilmektedir.



Şekil 3.11. Çoklayıcı

Cihazın özellikleri ise aşağıdaki gibidir;

Çalışma sıcaklığı : -40 / 85 °C

Doğruluk : ± 0.2 °C (-20 / 50 °C için), ± 0.4 °C (diğer sıcaklıklar için)

Camın üst yüzeyindeki sıcaklıklar ise, kızılötesi sıcaklık ölçerle temassız olarak yapıldı. Yüzey üzerinde akışın bozulmaması için böyle bir yöntem tercih edildi. Testo tarafından üretilen bu ürünün Yakın-Odak özelliği sayesinde ölçüm yapılacak bölgenin çapı 1mm değerine kadar düşürülebilmektedir. Şekil 3.12'de gösterilen cihaz, ayrıca aşağıdaki özelliklere sahiptir;

Ölçüm aralığı : -35-950 °C

Doğruluk : ± 0.75 °C (20 ila 99.9 °C aralığında)

Optik oran : 1/75

Hassasiyet : 0.1 °C



Şekil 3.12. Kızılötesi sıcaklık ölçer

Jetten püskürtülen havanın sıcaklığı ve nem değerleri de esnek hortum içerisine yerleştirilen HMP-50 nem ve sıcaklık sensörüyle ölçülerek data toplayıcısı üzerinden bilgisayara aktarıldı. Aşağıda özellikleri verilen bu sensör de Şekil 3.13'te verilmektedir.

Ölçüm aralığı	: -25 / 60 °C ve %0 / %98 Bağıl nem
Doğruluk	: Sıcaklık için ± 0.5 °C, Nem için ± 6
Prob uzunluğu	: 7.1 cm
Prob genişliği	: 1.2 cm



Şekil 3.13. Sıcaklık-Nem sensörü

3.2.3.3. Ağırlık

Kütle transfer miktarını belirlemek için jet tarafından kurutulan kumaş, deney boyunca terazinin üzerinde tutuldu. Bu sayede kumaş ağırlığının zamanla değişimi elde edilmiş oldu. Şekil 3.14'te gösterilen terazinin özellikleri aşağıdaki gibidir;

Maksimum kapasite	: 8.1 kg
Doğruluk	: ± 0.15 g
Hassasiyet	: 0.05 g
Cevap hızı	: 1 s
Kefe ebadı	: 315x305 mm



Şekil 3.14. Ağırlık ölçümünde kullanılan hassas terazi

Yukarıda belirtilen cihazlar kızılötesi sıcaklık ölçer ve terazi hariç data toplayıcısına bağlanmakta, bu sayede veriler data toplayıcısı üzerinden bilgisayara aktarılmaktadır. Çalışmada kullanılan ve Şekil 3.15'te gösterilen Campbell CR1000 data toplayıcısının özellikleri aşağıdaki gibidir;

Tarama hızı	: 100 Hz
Dahili hafıza	: 4 MB
Analog giriş	: 16
Diferansiyel giriş	: 8
Port	: RS-232
Programlama	: CRBasic



Şekil 3.15. Data toplayıcısı

3.3. Sayısal Modelleme

Çalışmanın sayısal ayağında ise, akış ve ısı transferi mekanizmalarını temsil eden korunum denklemleri çözüldü. Korunum denklemlerinin çözülmesinde literatürde mevcut birçok yöntem bulunmaktadır. Bunlar arasında en çok kullanılan yöntemleri, Sonlu Elemanlar Metodu (FEM), Sonlu Hacimler Metodu (FVM) ve Sonlu Farklar Metodu (FDM) şeklinde sıralamak mümkündür. Ancak akışkanlar mekaniği uygulamaları açısından Sonlu Hacim Metodunun kullanımı diğerlerine nazaran daha yaygındır. (Chaw 1992, Tu ve ark. 2008) Bundan dolayı, Sonlu Hacim Metodunu kullanan ANSYS-CFX 12 paket programı proje kapsamında temin edildi ve çözümlemelerde bu program kullanıldı.

ANSYS-CFX, değişkenleri eleman merkezleri için çözmektedir. Çözümlerde k , ε , ω denklemleri "First Order Upwind" şema, diğer denklemler "High Resolution" şema kullanılarak ayrıklaştırılmıştır. Basınç ve hız "SIMPLEC" algoritmasıyla birleştirilmiştir. Analizler esnasında relaksasyon katsayıları olarak, momentum için 0.65, k , ε , ω için 0.7, kütle ve entalpi için ise 1.0 değerleri alınmıştır. Ayrıca yakınsama kriteri, enerji için 10^{-6} diğer denklemler için 10^{-4} olarak belirlenmiştir.

3.3.1. Korunum denklemleri

Çözümlemede kullanılan, sürekli rejim için korunum denklemleri aşağıdaki gibidir.

Süreklilik Denklemi:

$$\nabla(\rho U) = 0 \quad (3.8)$$

Momentumun Korunumu Denklemi:

$$\nabla(\rho U \otimes U) = -\nabla p + \nabla(\tau - \rho \overline{u \otimes u}) + S_M \quad (3.9)$$

burada, S_M momentum kaynak terimidir, τ moleküler gerilme tensörüdür ve aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$\tau = \mu \left(\nabla U + (\nabla U)^T - \frac{2}{3} \delta \nabla U \right), \quad (3.10)$$

$\rho \overline{u \otimes u}$ ise Reynolds stres terimidir.

Toplam Enerji Denklemi:

$$\nabla(\rho U h_T) = \nabla((k + k_t) \nabla T - \rho \overline{u h}) + \nabla(U(\tau - \rho \overline{u \otimes u})) + S_E \quad (3.11)$$

burada;

$\nabla(U(\tau - \rho \overline{u \otimes u}))$, viskoz çalışma terimi, S_E ise enerji üretim terimidir.

Bu denklem bu haliyle toplam enerji denklemidir, yani ısı enerjisinin yanında kinetik ve türbülans kinetik enerjilerini de ihtiva eder. Eğer bunlar ihmal edilebilecek düzeydeyse ve edilirse, denklem termal enerji denklemine dönüşür. Bu durumda toplam entalpi (h_T)

yerini entalpiye (h), viskoz çalışma terimi de yerini viskoz dağılma terimine ($\tau : \nabla U$) bırakacaktır. Bu çalışmada viskoz çalışma ve viskoz dağılma terimleri ihmal edilmiştir.

3.3.2. Türbülans modelleri

Türbülanslı akışta laminar akıştan farklı olarak Denklem 3.9'da görüldüğü gibi Reynolds stres terimi ortaya çıkmıştır ve çözümlenmesi gerekmektedir. Çözümleme Reynolds streslerinin tüm komponentleri için birer transport denkleminin çözümüyle gerçekleştirilebileceği gibi Boussinesq hipotezi kullanarak ta yapılabilir. Her bir komponent için bir transport denklemi çözen modellere “Reynolds Stres Modelleri”, Boussinesq hipotezini kullanarak çözümleme yapan modellere ise “Eddy Viskozite Modelleri” denmektedir.

3.3.2.1. Eddy viskozite modelleri

Boussinesq hipotezine göre Reynolds stres terimi yerel hız gradyanına ve türbülans viskozitesine bağlıdır.

$$-\rho \overline{u \otimes u} = \mu_t (\nabla U + (\nabla U)^T) - \frac{2}{3} \delta_{ij} (\rho k + \mu_t \nabla U) \quad (3.12)$$

Bu ifadede geçen μ_t , türbülans viskozitesidir. Bu terim viskozite gibi akışkana ait bir özellik değil akışa ait bir özelliktir ve hesaplanması gerekmektedir. Türbülans viskozitesinin hesap metoduna göre eddy viskozite modelleri birbirinden ayrılır. Türbülans viskozitesi direkt cebirsel bir ifadeyle hesaplanabilir. Bu şekilde hesaplama yapan modellere hiçbir transport denklemi kullanmadıklarından dolayı “Sıfır Denklemliler” denir. Bununla birlikte türbülans viskozitesi, türbülans kinetik enerjisi (k), onun yayılma hızı (ε) veya türbülans frekansı (ω) gibi değişkenler cinsinden tarif edilerek te belirlenebilir. Bu durumda bu değişkenlerin belirlenmesi gerekmektedir. Model, bu değişkenleri belirlemek amacıyla kaç adet transport denklemi çözüyorsa bu denklem sayısı ile anılarak, “Tek Denklemliler Model”, “İki Denklemliler Model” gibi isimler alır.

Bu çalışmada birçok Eddy Viskozite türbülans modeli denendi ve modeller birbirleriyle karşılaştırıldı. Çalışmada kullanılan bu türbülans modelleri ve bu modellerin çözüm prosedürleri özet olarak aşağıda sunulmuştur.

1. Spalart-Allmaras Model: Spalart-Allmaras model diğer modellere nazaran daha basit tek denklemlilik bir düşük-Re sayısı modelidir (Spalart ve Allmaras 1992). Bu modelde türbülans viskozitesi şu şekilde hesaplanır;

$$\mu_t = \rho \tilde{\nu} f_{v1} \quad (3.13)$$

Burada viskoz damping fonksiyonu olan, f_{v1} , aşağıdaki ifadeyle bulunur;

$$f_{v1} = \frac{X^3}{X^3 + C_{v1}^3} \quad (3.14)$$

ve

$$X \equiv \frac{\tilde{\nu}}{\nu} \text{'dir.} \quad (3.15)$$

Kinematik eddy viskozitesi ($\tilde{\nu}$) için aşağıdaki transport denklemi yazılabilir;

$$\nabla(\rho \tilde{\nu} U) = G_v + \frac{1}{\sigma_{\tilde{\nu}}} \left[\nabla \cdot \{ (\mu + \rho \tilde{\nu}) \nabla \tilde{\nu} \} + C_{b2} \rho (\nabla \tilde{\nu})^2 \right] - Y_v + S_{\tilde{\nu}} \quad (3.16)$$

Burada G_v türbülans üretim terimidir ve şu şekilde hesaplanır;

$$G_v = C_{b1} \rho \tilde{S} \tilde{\nu} \quad (3.17)$$

Burada,

$$\tilde{S} \equiv S + \frac{\tilde{v}}{\kappa^2 d^2} f_{v2} \quad (3.18)$$

ve

$$f_{v2} = 1 - \frac{X}{1 + X f_{v1}} \text{ 'dir.} \quad (3.19)$$

C_{bl} ve κ model sabitleri, d ise duvardan olan mesafedir. S deformasyon tensörünün skaler ölçüsüdür ve aşağıdaki gibidir;

$$S \equiv \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}} \quad (3.20)$$

Burada,

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \text{ şeklindedir.} \quad (3.21)$$

Denklem 3.16'daki türbülans yok edim terimi olan Y_v ;

$$Y_v = C_{w1} \rho f_w \left(\frac{\tilde{v}}{d} \right)^2 \text{ şeklinde hesaplanır.} \quad (3.22)$$

Burada,

$$f_w = g \left[\frac{1 + C_{w3}^6}{g^6 + C_{w3}^6} \right]^{1/6}, \quad (3.23)$$

$$g = r + C_{w2} (r^6 - r) \text{ ve} \quad (3.24)$$

$$r \equiv \frac{\tilde{v}}{\tilde{S}\kappa^2 d^2} \text{ 'dir.} \quad (3.25)$$

Spalart-Allmaras modelinin sabitleri ise aşağıdaki gibidir;

$$C_{b1}=0.1355, C_{b2}=0.622, \sigma_{\tilde{v}}=0.666667, C_{v1}=7.1, C_{w1}=3.2, C_{w2}=0.3, C_{w3}=2.0, \kappa=0.4187$$

2. Standard k - ε Model: Launder and Spalding (1972) tarafından geliştirilen Standard (std.) k - ε model klasik iki denklemlilikli modellerdendir. Yani μ_t 'nin çözümü için iki adet transport denklemine ihtiyaç vardır. Bu türbülans modelinde μ_t aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.26)$$

Burada, “ k ” türbülans kinetik enerjisi, “ ε ” ise onun yayılma oranıdır. Bu model bu iki değer için iki adet transport denklemi kullanır. Bu denklemler,

$$\nabla(\rho U k) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k + P_{kb} - \rho \varepsilon \quad (3.27)$$

ve

$$\nabla(\rho U \varepsilon) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} (P_k + P_{kb}) - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (3.28)$$

şeklindedir. Burada P_k , ortalama hız gradyanından doğan türbülans kinetik enerji üretimidir ve aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$P_k = \mu_t \nabla U (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3} \nabla U (3 \mu_t \nabla U + \rho k) \quad (3.29)$$

P_{kb} ve $P_{\varepsilon b}$ terimleri yerçekimi kuvveti etkilerini temsil eder ve aşağıdaki gibi hesaplanırlar;

$$P_{kb} = -\frac{\mu_t}{\rho} g \nabla \rho \quad (\text{Full buoyancy model kullanılırsa}) \quad (3.30)$$

$$P_{kb} = \frac{\mu_t}{0.9\rho} \rho \beta g \nabla T \quad (\text{Boussinesq buoyancy model kullanılırsa}) \quad (3.31)$$

$$P_{\varepsilon b} = \max(0, P_{kb}) \quad (3.32)$$

Yukarıda geçen model sabitlerinin sayısal değerleri ise;
 $C_{\varepsilon 1}=1.44$, $C_{\varepsilon 2}=1.92$, $C_{\mu}=0.09$, $\sigma_k=1.0$, $\sigma_{\varepsilon}=1.3$ şeklindedir.

3. RNG k - ε Model: Renormalization Group (RNG) k - ε model, std. k - ε modele benzemektedir. Aynı transport denklemleri kullanılan bu modelde, model sabitlerinin sayısal değerleri farklıdır. Ayrıca std. k - ε modelinde sabit bir değere sahip olan $C_{\varepsilon 1}$ değeri bu modelde yerini bir fonksiyonla ifade edilen $C_{\varepsilon 1RNG}$ değerine bırakmaktadır. Bahsi geçen fonksiyon aşağıdaki gibidir;

$$C_{\varepsilon 1RNG} = 1.42 - \frac{\eta \left(1 - \frac{\eta}{4.38}\right)}{(1 + \beta_{RNG} \eta^3)}, \text{ fonksiyonda geçen } \eta \text{ terimi} \quad (3.33)$$

$$\eta = \sqrt{\frac{P_k}{\rho C_{\mu} \varepsilon}} \text{ ifadesiyle tanımlanmıştır.} \quad (3.34)$$

Model sabitleri ise;

$C_{\varepsilon 2} = 1.68$, $C_{\mu}=0.085$, $\sigma_k=0.7179$, $\sigma_{\varepsilon}=0.7179$, $\beta_{RNG}=0.012$ şeklindedir.

4. Standard k - ω Model: Standard (std.) k - ω model ampirik bir modeldir. Birden fazla versiyonu vardır ancak kullanılan ANSY-CFX programı Wilcox (2000) tarafından geliştirilen modeli kullanmaktadır. Bu versiyon, düşük Re sayısı etkileri, sıkıştırabilirlik ve kayma akış yayılımları için modifikasyonlar içerir. Bu modelde μ_t türbülans kinetik enerji (k) ve türbülans frekansının (ω) bir fonksiyonudur;

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (3.35)$$

k ve ω aşağıdaki transport denklemleri ile hesaplanır;

$$\nabla(\rho U k) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + P_k + P_{kb} - \beta' \rho k \omega \quad (3.36)$$

$$\nabla(\rho U \omega) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right) + \alpha \frac{\omega}{k} P_k + P_{\omega b} - \beta \rho \omega^2 \quad (3.37)$$

Bu denklemlerdeki; P_k ve P_{kb} terimleri std. k - ε modelde olduğu gibi hesaplanır. ω denklemindeki ilave yerçekimi terimi ise,

$$P_{\omega b} = \frac{\omega}{k} ((\alpha + 1) C_3 \max(P_{kb}, 0) - P_{kb}) \text{ ifadesiyle elde edilir.} \quad (3.38)$$

Model sabitleri ise;

$$\beta' = 0.09, \alpha = 5/9, \beta = 0.075, \sigma_k = 2.0, \sigma_\omega = 2.0 \text{ şeklindedir.}$$

5. The Baseline (BSL) k - ω Model: Std. k - ω modelinin en büyük dezavantajı, girişte belirtilen ω değerinin sonuçları çok fazla etkilemesidir. Bu dezavantajı ortadan kaldırmak için Menter (1994) tarafından geliştirilen modelde k - ε model, k - ω formülasyonuna dönüştürülmüştür. Bu dönüşüm neticesinde elde edilen transport denklemleri aşağıdaki şekli almıştır;

$$\nabla(\rho U k) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \nabla k \right) + P_k + P_{kb} - \beta' \rho k \omega \quad (3.39)$$

$$\nabla(\rho U \omega) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \nabla \omega \right) + (1 - F_1) 2 \rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla k \nabla \omega + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k + P_{\omega b} - \beta_3 \rho \omega^2 \quad (3.40)$$

Model sabitleri ise;

$\alpha_2 = 0.44$, $\beta_2 = 0.0828$, $\sigma_{k2} = 1$, $\sigma_{\omega 2} = 1/0.856$ şeklindedir. Fakat denklemlere dikkat edilirse, denklemlerde bu sabitlerin 3 alt indisli halleri de bulunmaktadır. Bu dönüşüm işleminin iki aşamada yapılmasından kaynaklanmaktadır. Yani Wilcox denkleminin orijinal halindeki sabitler 1 alt indisi ile temsil edilmekte, bu sabitlerin birinci dönüşüm sonunda aldığı değerler 2 alt indisi, ikinci dönüşüm neticesinde aldığı değerler ise 3 alt indisiyle ifade edilmektedir. Herhangi bir sabitin en son aşamada aldığı sayısal değer aşağıdaki fonksiyon yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$\phi_3 = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2 \quad (3.41)$$

Burada F_1 karışım fonksiyonudur ve duvar civarında 1 değerini alırken sınır tabaka bitimine doğru 0 değerine yaklaşmaktadır. Karışım fonksiyonu aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır;

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (3.42)$$

Burada;

$$\arg_1 = \min \left(\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho k}{CD_{k\omega} \sigma_{\omega 2} y^2} \right) \text{ şeklindedir.} \quad (3.43)$$

Bu ifadedeki y değeri en yakın cidara olan uzaklık, ν ise kinematik viskozitedir. İfadede geçen diğer terim ise;

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2}\omega} \nabla k \nabla \omega, 10^{-10}\right) \text{ şeklinde hesaplanır.} \quad (3.44)$$

6. Shear-Stress Transport (SST) $k-\omega$ Model: BSL $k-\omega$ model, Wilcox ve $k-\epsilon$ modellerinin avantajlarını birleştirmiştir. Fakat akışın ters basınç gradyanı altında yüzeyden ayrılması durumlarında bazı sıkıntıları mevcuttur. Menter (1994) tarafından geliştirilen SST $k-\omega$ model, türbülans kayma gerilmelerinin naklini de hesaba katarak bu tip akışlarda daha iyi sonuçlar verebilir hale getirilmiştir. Bu modelde türbülans viskozitesi std. $k-\omega$ modelinde olduğundan farklı olarak aşağıdaki ifade ile hesaplanmaktadır.

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (3.45)$$

Buradaki S , gerilme oranının sabit ölçüsüdür. F_2 , F_1 gibi bir karışım fonksiyonudur ve aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (3.46)$$

Burada;

$$\arg_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right) \text{ şeklinde tanımlanmıştır.} \quad (3.47)$$

a_1 ise model sabitidir ve 0.31 değerindedir.

7. Eddy Viscosity Transport (EVT) Model: Menter (1994, 1997) tarafından geliştirilen tek denklemlilikli bu model std. $k-\epsilon$ modelden direkt olarak türetilmiştir. Bu modelde türbülans viskozitesi;

$$\mu_t = \rho D_2 \tilde{\nu}_t \text{ şeklinde tanımlanmıştır.} \quad (3.48)$$

Burada;

$$D_2 = 1 - \exp\left[-\left(\frac{\tilde{v}_t}{A^+ \kappa \nu}\right)^2\right] \text{ şeklindedir.} \quad (3.49)$$

Modelin türbülans kinematik eddy viskozitesini ($\tilde{v}_t$) hesaplamada kullandığı transport denklemi aşağıdaki gibidir. Denklemdaki $\tilde{v}$ ifadesi kinematik eddy viskozitesidir.

$$\nabla(\rho U \tilde{v}_t) = c_1 D_1 \rho \tilde{v}_t S - c_2 \rho E_{1e} + \left[\left(\mu + \frac{\rho \tilde{v}_t}{\sigma} \right) \nabla \tilde{v} \right] \quad (3.50)$$

Burada;

$$D_1 = \frac{v_t + \nu}{\tilde{v}_t + \nu}, \quad (3.51)$$

$$E_{1e} = c_3 E_{BB} \tanh\left(\frac{E_{k-\varepsilon}}{c_3 E_{BB}}\right), \quad (3.52)$$

$$E_{BB} = \frac{\partial \tilde{v}_t}{\partial x_j} \frac{\partial \tilde{v}_t}{\partial x_j}, \quad (3.53)$$

$$E_{k-\varepsilon} = \left(\frac{\tilde{v}_t}{L_{vK}} \right)^2 \text{ ve} \quad (3.54)$$

$$(L_{vK})^2 = \left| \frac{S^2}{\frac{\partial S}{\partial x_j} \frac{\partial S}{\partial x_j}} \right| \text{ şeklindedir.} \quad (3.55)$$

Bu ifadedeki S terimi kayma gerilim oranı tensörüdür. Model sabitleri ise;

$c_1=0.144, c_2=1.86, c_3=7, A^+=13.5, \kappa=0.41, \sigma=1$ şeklindedir.

3.3.2.2. Reynolds Stres Modelleri (RSM)

Yukarıda da belirtildiği üzere bu modeller Reynolds streslerin her bir komponenti için bir transport denklemi çözerler. Reynolds streslerini cebirsel olarak çözen modeller de bulunmaktadır. Bu tip modeller Cebirsel Reynolds Stres Modelleri olarak isimlendirilmektedirler. RSM'ler, Reynolds streslerini ayrı ayrı çözdüklerinden dolayı teoride kompleks akışlar için daha uygun olarak görülmektedir. Reynolds stresleri için çözülen ilave denklemin yanında bir de ε veya ω için bir transport denklemi çözülmelidir. İlave olarak ε 'nu hesaplayan modeller ε temelli, ω 'yı hesaplayan modeller ise ω temelli RSM'ler olmak üzere RSM'ler ikiye ayrılır.

ε temelli RSM'ler

Kullanılan ANSYS-CFX programında üç adet ε temelli RSM mevcuttur. Bunlar Launder, Reece ve Rodi (1975) tarafından geliştirilen LRR-IP, LRR-QI ve Speziale, Sarkar ve Gatski (1991) tarafından geliştirilen SSG RSM'lerdir. Bu üç model de Reynolds stresleri için ortak olarak aşağıdaki transport denklemini çözerler;

$$\frac{\partial}{\partial x_k} (U_k \overline{\rho u_i u_j}) - \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\left(\mu + \frac{2}{3} C_S \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \right) \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k} \right) = P_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho \varepsilon + \phi_{ij} + P_{ij,b} \quad (3.56)$$

Burada P_{ij} tam üretim terimidir ve şu şekilde ifade edilir;

$$P_{ij} = -\overline{\rho u_i u_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} - \overline{\rho u_j u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \quad (3.57)$$

Yerçekiminden kaynaklanan üretim terimi ise;

$$P_{ij,b} = B_{ij} - C_{buo} \left(B_{ij} - \frac{1}{3} B_{kk} \delta_{ij} \right) \text{ şeklindedir ve} \quad (3.58)$$

$$B_{ij} = g_i b_j - g_j b_i \text{ 'dir.} \quad (3.59)$$

Eğer Boussinesq yerçekimi modeli kullanılırsa b_i ;

$$b_i = \frac{\mu_t}{\sigma_\rho} \beta \frac{\partial T}{\partial x_i} \text{ ifadesiyle hesaplanır.} \quad (3.60)$$

Bu modelde σ_p , LRR-IP ve LRR-QI modeller için 0.9, SSG model için 2/3'tür.

Yoğunluk değişimine dayanan ful yerçekimi modeli kullanılırsa;

$$b_i = \frac{\mu_t}{\rho \sigma_\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \text{ şeklinde bir hesaplama yapılır.} \quad (3.61)$$

Bu modelde ise; σ_p tüm modeller için 1 değerindedir.

Görüldüğü üzere Reynolds stres transport denkleminde ε terimi mevcuttur ve dolayısıyla bu terimin hesaplanması için de bir adet transport denklemine ihtiyaç vardır.

Bu transport denklemi ise;

$$\frac{\partial}{\partial x_k} (\rho U_k \varepsilon) = \frac{\varepsilon}{k} (c_{\varepsilon 1} P - c_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon RS}} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \right] \text{ şeklindedir.} \quad (3.62)$$

Bu RSM'lerin önemli terimlerden biri de Reynolds stres transport denkleminde geçen basınç-gerilme (Φ_{ij}) terimidir. İşte ε temelli üç RSM bu terimi hesaplamada birbirinden ayrılmaktadır. LRR-IP ve LRR-QI modellerde ϕ_{ij} terimi lineerdir, SSG modelde ise bu terim ikinci derecedendir.

Bu terim iki parçaya ayrılabilir.

$$\Phi_{ij} = \Phi_{ij,1} + \Phi_{ij,2} \quad (3.63)$$

Burada “1” indisiyle gösterilen terim yavaş terimi “2” indisiyle gösterilen terim hızlı terimi olarak anılır. Burada hızlı ve yavaş terimleri için her bir modelin kullandığı bağıntıları ayrı ayrı vermek yerine aşağıdaki gibi tüm terimleri bulunduran birer bağıntı verilmektedir. Herhangi bir RSM için Çizelge 3.1'deki değerler yerine yazıldığında, o RSM için geçerli olan bağıntı elde edilmektedir.

$$\Phi_{ij,1} = -\rho\varepsilon \left[C_{s1}a_{ij} + C_{s2} \left(a_{ik}a_{kj} - \frac{1}{3}a_{mn}a_{mn}\delta_{ij} \right) \right] \quad (3.64)$$

$$\begin{aligned} \Phi_{ij,2} = & -C_{r1}Pa_{ij} + C_{r2}\rho k S_{ij} - C_{r3}\rho k S_{ij} \sqrt{a_{mn}a_{mn}} + C_{r4}\rho k \left(a_{ik}S_{jk} + a_{jk}S_{ik} - \frac{2}{3}a_{kl}S_{kl}\delta_{ij} \right) \\ & + C_{r5}\rho k (a_{ik}\Omega_{jk} + a_{jk}\Omega_{ik}) \end{aligned} \quad (3.65)$$

Burada;

$$a_{ij} = \frac{\overline{u_i u_j}}{k} - \frac{2}{3}\delta_{ij} , \quad (3.66)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \text{ ve} \quad (3.67)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \text{ 'dir.} \quad (3.68)$$

Modellerde geçen sabitler Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1. ε temelli RSM sabitleri

Model	$C_{\mu RS}$	$\sigma_{\varepsilon RS}$	C_S	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	C_{s1}	C_{s2}	C_{r1}	C_{r2}	C_{r3}	C_{r4}	C_{r5}
LRR-IP	0.1152	1.1	0.22	1.45	1.9	1.8	0	0	0.8	0	0.6	0.6
LRR-QI	0.1152	1.1	0.22	1.45	1.9	1.8	0	0	0.8	0	0.873	0.655
SSG	0.1	1.36	0.22	1.45	1.83	1.7	-1.05	0.9	0.8	0.65	0.625	0.2

ω temelli RSM'ler

Bu çalışmada iki adet ω temelli RSM kullanılmıştır. Her iki model de Reynolds stresleri için aşağıdaki transport denklemini kullanmaktadır.

$$\frac{\partial}{\partial x_k} (U_k \rho \overline{u_i u_j}) = P_{ij} - \frac{2}{3} \beta' \rho \omega k \delta_{ij} + \phi_{ij} + P_{ij,b} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k} \right) \quad (3.69)$$

Yerçekiminden kaynaklanan üretim terimi yukarıda olduğu gibi hesaplanmaktadır. σ_p Boussinesq yerçekimi model için 0.9, ful yerçekimi modelde ise 1 değerindedir. Bu ifadede geçen türbülans viskozitesi std. k - ω modelde olduğu gibi hesaplanmaktadır.

Omega RSM

Bu model ω 'nın hesaplanmasında şu transport denklemini kullanır;

$$\frac{\partial (U_k \rho \omega)}{\partial x_k} = \alpha \rho \frac{\omega}{k} P_k + P_{\omega b} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \right) \quad (3.70)$$

Bu modelde $\sigma=2$, $\beta=0.075$ ve $\alpha=5/9$ 'dur.

BSL RSM

Bu modelde de BSL modelde olduğu gibi karışım fonksiyonu F_1 kullanılmaktadır. Karışım fonksiyonunun kullanıldığı transport denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(U_k \rho \omega)}{\partial x_k} &= \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k + P_{\omega b} - \beta_3 \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \right) \\ &+ (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_2 \omega} \frac{\partial k}{\partial x_k} \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \end{aligned} \quad (3.71)$$

Bu denklemdeki 3 indisli sabitler;

$$\phi_3 = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2 \quad (3.72)$$

ifadesiyle, 1 ve 2 indisli sabitler üzerinden hesaplanmaktadır. Bu sabitler; $\sigma_1=2, \beta_1=0.075, \alpha_1=0.553$ ve $\sigma_2=0.856, \beta_2=0.0828, \alpha_2=0.44$ değerlerindedir.

Karışım fonksiyonu (F_1) ise; BSL modelde olduğu gibi hesaplanmaktadır.

Her iki model içinde Basınç-Gerilme terimi Φ_{ij} şu şekilde hesaplanır;

$$\begin{aligned} \Phi_{ij} &= \beta' C_1 \rho \omega \left(-\overline{u_i u_j} + \frac{2}{3} k \delta_{ij} \right) - \hat{\alpha} \left(P_{ij} - \frac{2}{3} P \delta_{ij} \right) - \hat{\beta} \left(D_{ij} - \frac{2}{3} P \delta_{ij} \right) \\ &+ \hat{\gamma} \rho k \left(S_{ij} - \frac{1}{3} S_{kk} \delta_{ij} \right) \end{aligned} \quad (3.73)$$

Burada;

$$P_{ij} = -\overline{\rho u_i u_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} - \overline{\rho u_j u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \text{ ve} \quad (3.74)$$

$$D_{ij} = -\overline{\rho u_i u_k} \frac{\partial U_k}{\partial x_j} - \overline{\rho u_j u_k} \frac{\partial U_k}{\partial x_i} \text{ 'dir.} \quad (3.75)$$

Model sabitleri;

$\beta'=0.09, \hat{\alpha}=(8+C_2)/11, \hat{\beta}=(8C_2-2)/11, \hat{\gamma}=(60C_2-4)/55, C_1=1.8, C_2=0.52$ şeklindedir.

3.3.3. Duvar yaklaşımı

Türbülans modelleri türbülanslı kor bölgelerde kullanıma uygundur. Ancak cidarlara temas eden akışkan zerrecikleri cidardan etkileneceklerinden, cidara yakın kısımlarda laminar alt tabaka ve tampon bölge gibi kısımlar ortaya çıkmaktadır. Türbülans modelleri bu bölgeler için türetilmediklerinden, bu bölgelerde kullanılmaları durumunda çözümlerde hatalar doğurmaktadırlar. Bu durumun engellenmesi için iki ana metot geliştirilmiştir. Bunlardan ilki duvar fonksiyonu (Wall Function (WF)) metodu diğeri ise yakın duvar yaklaşımı (Near-Wall Treatment (NWT)) metodudur.

Duvar fonksiyonu kullanılması durumunda cidar ile türbülanslı kor bölge arasında kalan bölge modellenmez. Yarı ampirik formülasyonlar içeren bağıntılardan müteşekkil olan duvar fonksiyonları, cidar ile türbülanslı kor bölge arasında bir köprü vazifesi yaparlar. Bu sebepten ötürü, bu metotta ilk nodun yüzeye olan uzaklığı çok önemlidir ve cidara çok fazla yakın olması istenmez.

Yakın duvar yaklaşımında ise bu ara bölge de modellenir, türbülans modelleri modifiye edilerek bu bölgede geçerli hale getirilir ve çözüme gidilir. Dolayısıyla bu metotta duvar fonksiyonu metoduna kıyasla daha sık bir ağ yapısı kullanılması zaruridir. Kullanılan ANSYS-CFX programında bu iki metoda dayalı iki adet duvar yaklaşımı mevcuttur. Bunlar Scalable WF ve Automatic NWT'dır ve aşağıda kısaca özetleneceklerdir.

3.3.3.1. Scalable WF

Viskozitenin daha baskın olduğu duvara yakın bölgede teğetsel hız ile duvar kayma gerilmesi arasında logaritmik bir ilişki vardır. Bu bağıntı aşağıdaki gibidir;

$$u^+ = \frac{U_t}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + C \quad (3.76)$$

Burada;

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_\tau}{\mu} \text{ ve} \quad (3.77)$$

$$u_\tau = \left(\frac{\tau_\omega}{\rho} \right)^{1/2} \text{ şeklindedir.} \quad (3.78)$$

Denklem 3.76, U_t 'nin “0” olduğu, ayrılmalara sahip olan akışlarda problem ortaya çıkartmaktadır. Bu problemi aşmak için logaritmik bölgede sürtünme hızı u_τ yerine bir alternatif hız ölçeği aşağıdaki gibi tanımlanır;

$$u^* = C_\mu^{1/4} k^{1/2} \quad (3.79)$$

Bu tanımlamaya dayanarak, u_τ aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$u_\tau = \frac{U_t}{\frac{1}{\kappa} \ln(y^*) + C} \quad (3.80)$$

Duvar kayma gerilmesi ise;

$$\tau_\omega = \rho u^* u_\tau \text{ şeklinde hesaplanır. Burada;} \quad (3.81)$$

$$y^* = (\rho u^* \Delta y) / \mu \text{ şeklindedir.} \quad (3.82)$$

Türbülans kinetik enerjisi yayılma hızı (ε) için sınır şartı bu bölgede geçerli olacak şekilde aşağıdaki gibi tanımlanır;

$$\varepsilon = \frac{\rho u^*}{\tilde{y}^* \mu} \frac{C_\mu^{3/4}}{\kappa} k^{3/2} \quad (3.83)$$

Bu bölge için;

$$T^+ = \frac{\rho c_p u^* (T_w - T_f)}{q_w} \text{ şeklinde bir boyutsuz sıcaklık terimi tanımlanabilir.} \quad (3.84)$$

Burada; T_w yüzey sıcaklığı, T_f yüzeye yakın akışkan sıcaklığı ve q_w yüzeyden olan ısı akısıdır.

Scalable WF'da boyutsuz sıcaklık şu şekilde hesaplanır;

$$T^+ = 2.12 \ln(y^*) + \beta \quad (3.85)$$

Burada;

$$\beta = (3.85 \text{Pr}^{1/3} - 1.3)^2 + 2.12 \ln(\text{Pr}) \text{ şeklindedir.} \quad (3.86)$$

Duvar fonksiyonlarının en büyük dezavantajı, yukarıda da belirtildiği üzere ilk nodun duvara olan uzaklığının sonuçlara çok büyük etki etmesidir. Scalable WF'da bu dezavantaj gerekli düzenlemelerin yapılmasıyla ortadan kaldırılmış ve duvar fonksiyonunun sık ağ yapısıyla da kullanılabilirliği sağlanmıştır.

3.3.3.2. Automatic NWT

Duvar fonksiyonu metodu fiziksel kabuller içerirler ve özellikle düşük Re sayılarında ($\text{Re} < 10^5$) deneysel sonuçlara yakın sonuçlar veremezler. Bu dezavantajı ortadan kaldırmak için yakın duvar yaklaşımı metotları geliştirilmiştir. Kullanılan ANSYS-CFX programında mevcut olan Automatic NWT sadece ω temelli modeller ile kullanılabilir. Buradaki temel prensip ω 'nın duvar değerleri için logaritmik ve yakın duvar olmak üzere iki farklı bölgede, iki farklı formülasyon kullanmaktır.

Momentum denklemindeki akı terimi hız profilinden şu şekilde hesaplanır;

$$F_U = -\rho u_\tau u^* \quad (3.87)$$

Burada;

$$u^* = \sqrt[4]{\left(\sqrt{\frac{\mu}{\rho} \left| \frac{\Delta U}{\Delta y} \right|}\right)^4 + (\sqrt{a_1 k})^4} \text{ ve} \quad (3.88)$$

$$u_\tau = \sqrt[4]{(u_\tau^{vis})^4 + (u_\tau^{log})^4} \text{ şeklindedir.} \quad (3.89)$$

Denklem 3.89'daki terimler ise;

$$u_\tau^{vis} = \sqrt{\frac{\mu}{\rho} \left| \frac{\Delta U}{\Delta y} \right|} \text{ ve} \quad (3.90)$$

$$u_\tau^{log} = \frac{U}{1/\kappa \log(y^+) + C} \text{ şeklinde tanımlanmaktadır.} \quad (3.91)$$

k denklemi için akı terimi “0” iken, ω denklemi için;

logaritmik bölgede;

$$\omega_1 = \frac{u^*}{a_1 \kappa y} = \frac{1}{a_1 \kappa \nu} \frac{(u^*)^2}{y^+} \text{ ve} \quad (3.92)$$

alt tabakada;

$$\omega_s = \frac{6\nu}{\beta(\Delta y)^2} \text{ olacak şekilde iki ayrı tanımlama mevcuttur.} \quad (3.93)$$

Keskin olmayan bir parçalamanın sağlanması ve dönüşsel yakınsamadan kaçınmak için

$$\omega_\omega = \omega_s \sqrt{1 + \left(\frac{\omega_l}{\omega_s}\right)^2} \text{ ifadesi kullanılır.} \quad (3.94)$$

Automatic NWT boyutsuz sıcaklık dağılımını ise;

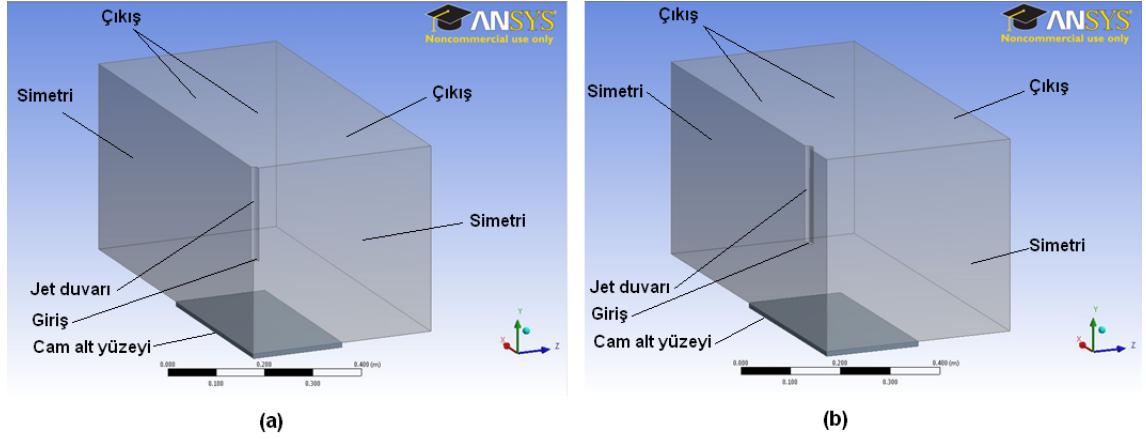
$$T^+ = \text{Pr } y^* e^{(-\Gamma)} + [2.12 \ln(y^*) + \beta] e^{(-1/\Gamma)} \text{ şeklinde hesaplar.} \quad (3.95)$$

Burada;

$$\Gamma = \frac{0.01(\text{Pr } y^*)^4}{1 + 5 \text{Pr}^3 y^*} \text{ şeklindedir. } \beta \text{ ise Scalable WF'daki gibi hesaplanır.} \quad (3.96)$$

3.3.4. Geometri ve sınır şartları

Çalışmada, öncelikle inceleme yapılacak ortam bilgisayarda simüle edildi. Simülasyon yapılırken gerçeğe en yakın durumun oluşturulmasına çalışıldı. Çoğu çalışmada sadece akışkan kısım modellenirken, bu çalışmada katı kısım da simülasyona dahil edildi (conjugate analiz). Simülasyonda fiziksel olayın simetrik olması nedeniyle tek ve çift jet durumları için sistemin 1/4'lük kısmı modellendi. Bu durum çözüm süresi açısından oldukça vakit kazanılmasını sağladı. Şekil 3.16'da, her iki durum için oluşturulan çeyrek geometriler, kullanılan sınır şartlarıyla birlikte görülmektedir.



Şekil 3.16. Bilgisayar ortamında oluşturulan model **a)Tek b) Çift jet** durumları için

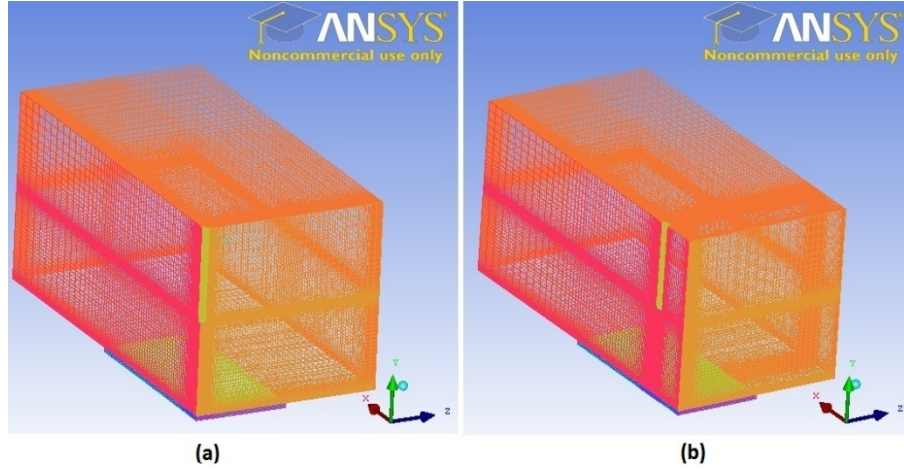
Program, sayısal çözümlemenin mantığı gereği sınır şartlara ihtiyaç duymaktadır. Sınır şartların seçiminde, deneysel çalışmayı en iyi şekilde temsil edecek şartların seçilmesine dikkat edildi ve sayısal değerler olarak deneylerde ölçülen değerler birebir uygulandı. Çalışmada kullanılan sınır şartları, Şekil 3.16'da anılan adlarıyla aşağıdaki gibidir;

- 1) Giriş:** “Inlet” sınır şartı kullanıldı. Sadece y yönünde, Re değerine bağlı olarak hız değeri verildi ve sıcaklık değeri olarak, o deneydeki jet çıkış sıcaklık değeri kullanıldı.
- 2) Cam alt yüzeyi:** Cam katı olarak tanımlandığından program tarafından tüm cam yüzeylerine “Wall” sınır şartı otomatik olarak uygulandı. Camın alt yüzeyinde “Sabit sıcaklık” sınır şartı kullanıldı. Sıcaklık değeri olarak ise deneylerden elde edilen cam alt yüzey sıcaklık değerleri verildi.
- 3) Jet duvarı:** “Wall” sınır şartı uygulandı. Duvardan ısı transferi olmadığı kabulü yapılarak, duvar adyabatik olarak tanımlandı.
- 4) Çıkış:** Her bir çıkış yüzeyi için “Opening” ($\Delta P=0$ Pa) sınır şartı uygulandı. Çıkış sıcaklık değeri olarak deneylerde ölçülen ortam sıcaklık değerleri kullanıldı.
- 5) Simetri:** Tüm simetri yüzeyleri için “Symmetry” sınır şartı uygulandı.

3.3.5. Ağ yapısı ve kontrolü

Yukarıda verilen modelin bu sınır şartları altında, Sonlu Hacimler Metodu ile çözülebilmesi için bu metodun mantığı gereği, sonlu hacimlere ayrılması gerekmektedir. Bu işleme “mesh” veya “ağ” oluşturma denilmektedir. Üç boyutlu ağ yapısı oluşturulurken, ağ tetrahedral veya hexahedral elemanlardan oluşturmak

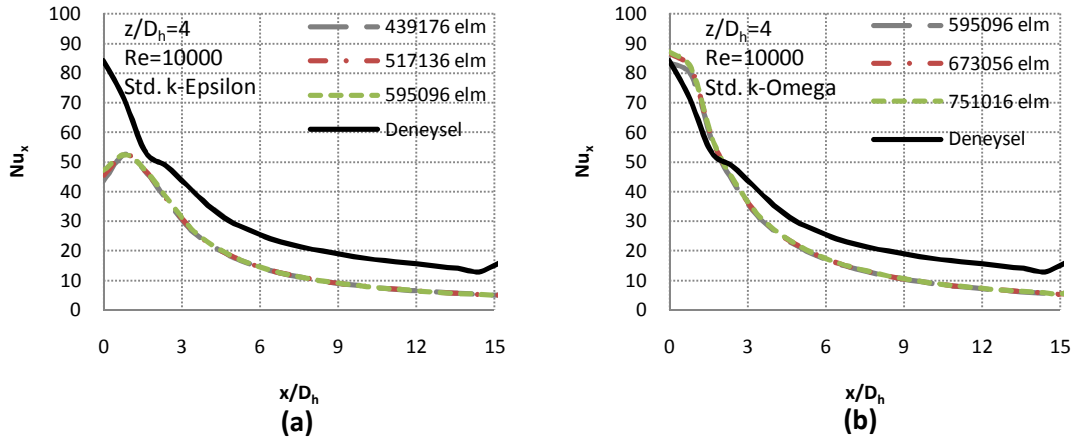
mümkündür. Bu çalışmada, daha uzun uğraş gerektirmesine rağmen çözümlerlerin daha sağlıklı olması amacıyla hexahedral eleman tipi seçildi ve Şekil 3.17'den de görüleceği üzere çözüm alanında “mapped mesh” olarak anılan düzgün ağ yapısı oluşturuldu.



Şekil 3.17. Oluşturulan ağ yapısı a) Tek jet b) Çift jet

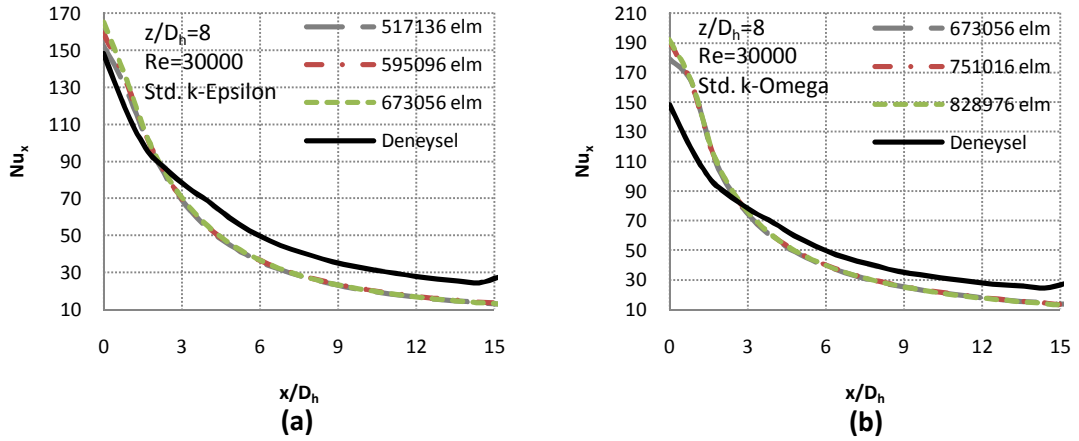
CFD çalışmalarında sonuçlar, kullanılan ağ yapısındaki eleman sayısı ile çok yakından alakalıdır. Gereğinden seyrek ağ yapısı hatalı sonuçların elde edilmesine sebep olurken, gereğinden sık ağ yapısı da hem uzun çözümleme süresi hem de ıraksama gibi problemleri beraberinde getirmektedir. Aynı zamanda sık ağ yapısı ilk nodu yüzeye yaklaştırdığından, özellikle Duvar Fonksiyonları için sıkıntı teşkil etmektedir. Bundan dolayı sonuçların ağ yapısından bağımsız olduğu, uygun, optimum eleman sayısını tespit etmek önemlidir. Hofmann ve ark. (2004) ağ yapısının değişen hava hızlarına da bağlı olduğunu, bu yüzden her bir hız değeri için ağ yapısının tekrardan kontrol edilmesi gerektiğini belirtmişlerdir. Ayrıca ANSYS-CFX'te kullanılan Automatic NWT sık ağ yapısı gerektirirken Scalable WF daha seyrek ağ yapısı gerektirmektedir. Tüm bu sebeplerden ötürü bu çalışmada ağ yapısı üzerinde titizlikle duruldu. Ağ yapıları ağı oluşturan hexahedral elemanların sayıları ile anıldı. Her bir z/D_h değeri, her bir Re değeri ve her iki yakın duvar yaklaşımı için farklı eleman sayılarında çözümler yapılarak ağ yapısından bağımsız optimum eleman sayıları tespit edildi. Bu çalışmalarda öncelikle Scalable WF, std. $k-\epsilon$ modelle, Automatic NWT ise std. $k-\omega$ modeli ile kullanıldı. Daha sonra eleman sayısının türbülans modeline bağımlılığını tespit etmek amacıyla, Scalable WF, RNG $k-\epsilon$ modelle, Automatic NWT ise SST $k-\omega$

modeli ile kullanıldı. Bu işlem hem tek jet hem de çift jet durumları için aynı şekilde uygulandı. Aşağıdaki şekillerde bu çalışmalardan bazılarına örnekler verilmiştir.

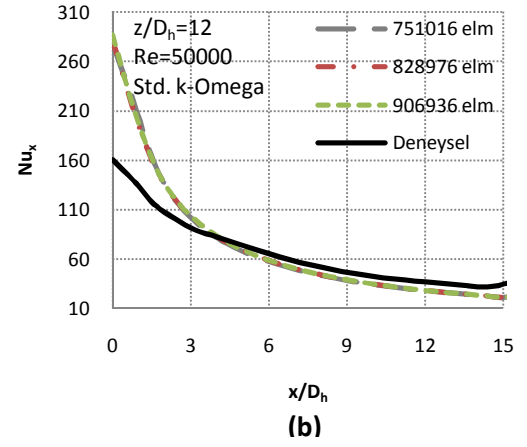
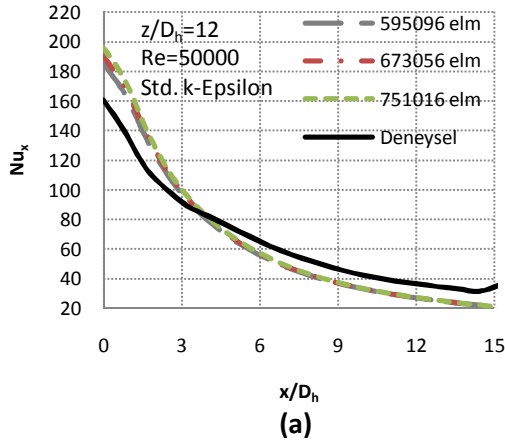


Şekil 3.18. $z/D_h=4$ $Re=10000$ için eleman sayılarının kontrolü
a) std. $k-\varepsilon$ türbülans modeli **b)** std. $k-\omega$ türbülans modeli

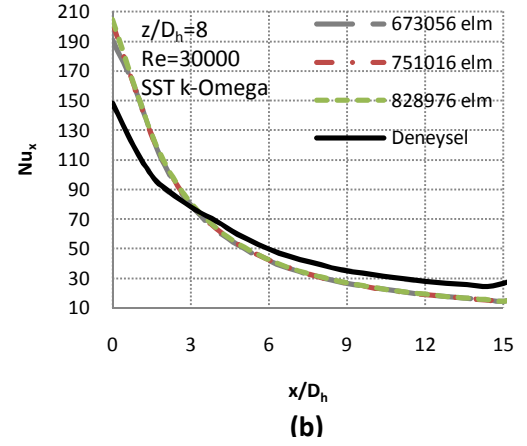
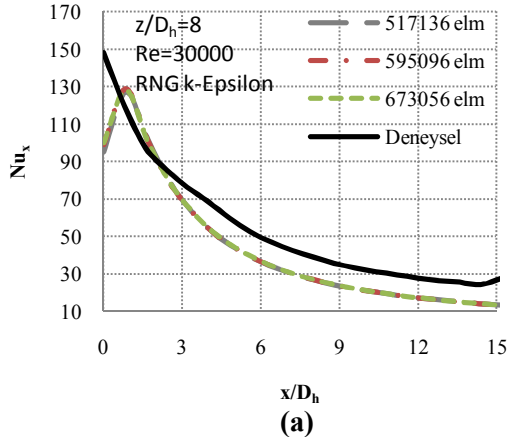
Şekil 3.18, 3.19, 3.20 ve 3.21'den görüldüğü üzere, test edilen ağ yapıları için sonuçlar çok küçük oranlarda değişmekte, eleman sayılarındaki artışla birlikte bu değişiklik de ortadan kalkmaktadır. Konu akışının dağılmaması için tek jet durumu için diğer karşılaştırmalar ve çift jet durumuna ait karşılaştırmalar, Ekler kısmında sunulmuştur.



Şekil 3.19. $z/D_h=8$ $Re=30000$ için eleman sayılarının kontrolü
a) std. $k-\varepsilon$ türbülans modeli **b)** std. $k-\omega$ türbülans modeli



Şekil 3.20. $z/D_h=12$ $Re=50000$ için eleman sayılarının kontrolü
a) std. $k-\epsilon$ türbülans modeli **b)** std. $k-\omega$ türbülans modeli



Şekil 3.21. $z/D_h=8$ $Re=30000$ için eleman sayılarının kontrolü
a) RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli **b)** SST $k-\omega$ türbülans modeli

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Yukarıda da belirtildiği üzere, çalışma ısı ve kütle transferi için eş zamanlı olarak hem deneysel hem de sayısal olarak yürütüldü. Bu bölümde ısı ve kütle transferi için her iki yöntemle de elde edilen sonuçlar ayrı ayrı ve karşılaştırmalı olarak sunulacaktır.

4.1. Isı Transferi İçin Deneysel Sonuçlar

Isı transferinin incelendiği deneysel çalışmalar sadece tek ve çift jet durumları için yapıldı. Bu iki jet konfigürasyonu için çeşitli durumlardaki yerel ısı taşınım katsayıları tespit edildi. Tek ve çift jet için elde edilen sonuçlar, aşağıdaki gibi ayrı ayrı verildi ve daha sonra bir karşılaştırma yapıldı.

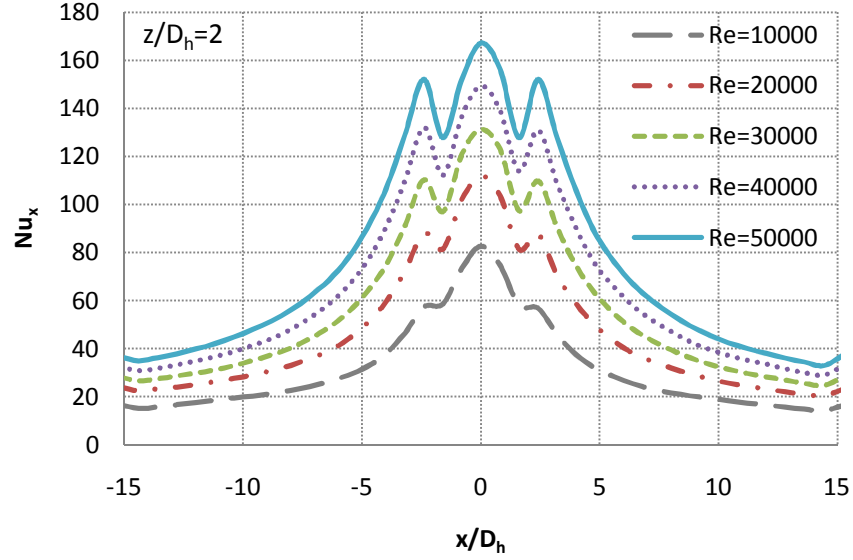
4.1.1. Tek jet durumunda ısı transferi için elde edilen sonuçlar

Tek jet durumunda jet çıkışındaki hava hızı, nemi ve jet-yüzey arası mesafe gibi parametrelerin etkileri incelenmiştir. Bu parametrelerin yanında türbülansı arttırmak amaçlı olarak bazı unsurların da ısı transferine olan etkileri araştırılmıştır. Yapılan bu çalışmalar ile ilgili detaylı bilgiler aşağıda bölüm bölüm verilmiştir.

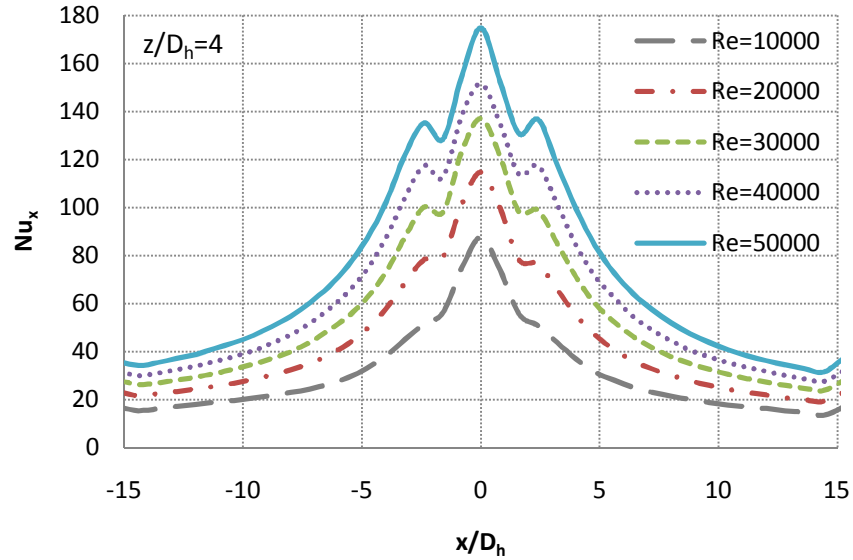
4.1.1.1. Jet çıkış hızının ısı transferine etkisi

Deneysel kısımda, öncelikle Re değerinin ısı transfer miktarına etkisi incelendi. Bu inceleme $10000 \leq Re \leq 50000$ ve $2 \leq z/D_h \leq 12$ aralığında yapıldı. Elde edilen sonuçlar aşağıdaki şekillerde verildi. Bu şekiller incelendiğinde ilk göze çarpan husus, artan Re değeriyle birlikte z/D_h değerinden bağımsız olarak ısı transferindeki artıştır. Bu artış kendisini hem çarpma bölgesinde hem de duvar jet bölgesinde göstermektedir. Göze çarpan diğer bir husus ise, bazı durumlarda yerel Nu değerlerinde çarpma noktasının haricinde ikincil bir pik noktası oluşumudur. Bunu tetikleyici etkilerin yüksek Re değeri ve düşük z/D_h değerleri olduğu şekillerden kolaylıkla görülmektedir. Şekil 4.1'den de görüleceği üzere en düşük jet-yüzey mesafesinin söz konusu olduğu $z/D_h=2$ durumu için $Re=10000$ değeri hariç tüm Re değerlerinde ikincil bir pik noktası oluşmuştur.

Re=10000 değeriinde ikincil bir pik değeri olmasa da bu yönde bir eğilim olduğu görülmektedir.

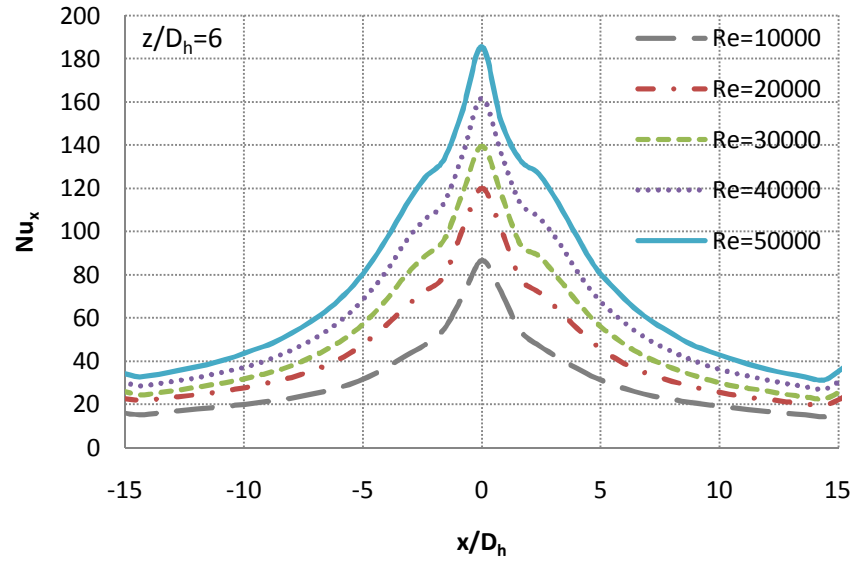


Şekil 4.1. $z/D_h=2$ için farklı Re değerlerinde elde edilen Nu_x dağılımları

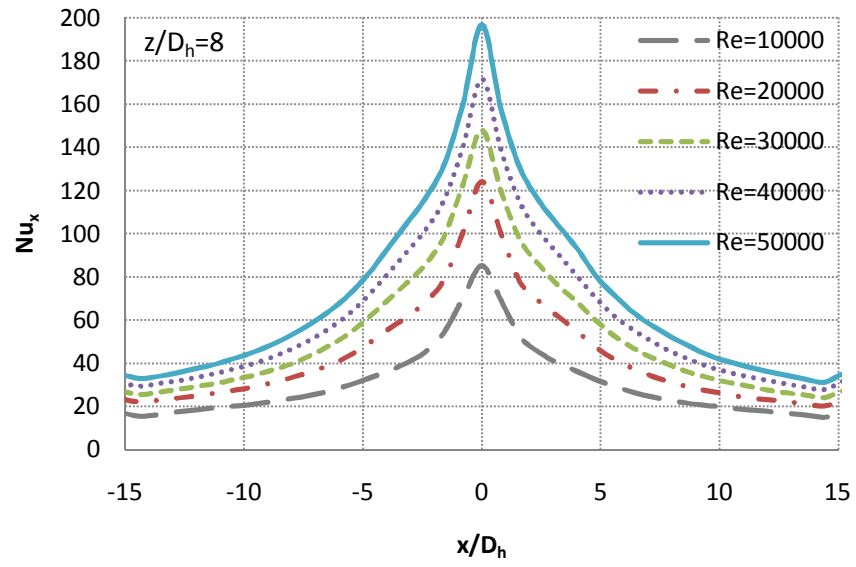


Şekil 4.2. $z/D_h=4$ için farklı Re değerlerinde elde edilen Nu_x dağılımları

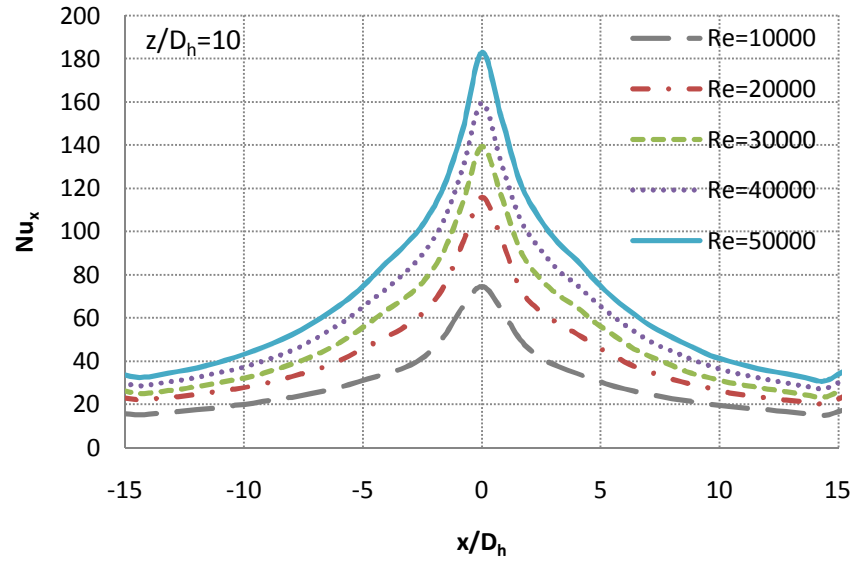
Şekil 4.2 incelendiğinde, bu sefer Re=30000, 40000 ve 50000 değerleri için ikincil piklerin olduğu, Re=10000 deki eğilimin daha da hafiflediği görülmektedir. Şekil 4.3, 4.4, 4.5 ve 4.6'dan görüldüğü gibi diğer durumlarda herhangi bir ikincil pik nokta oluşumu söz konusu olmamıştır.



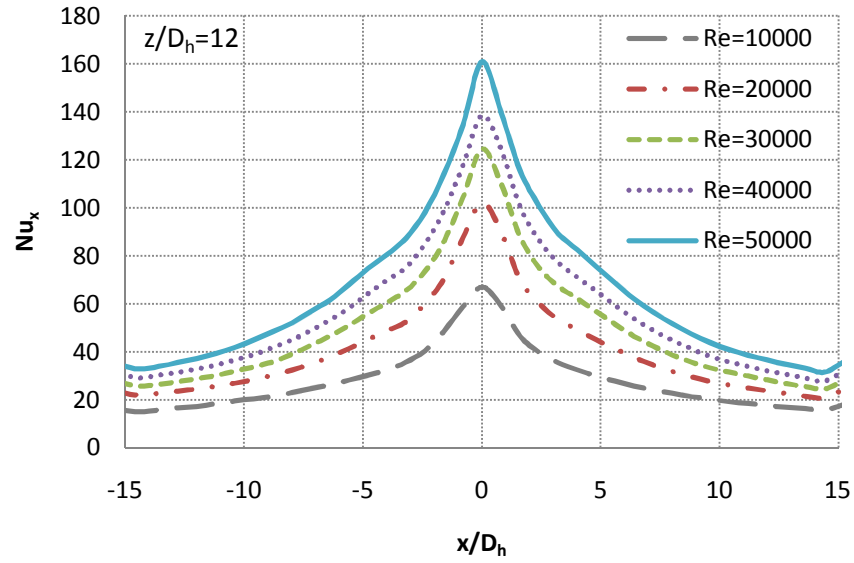
Şekil 4.3. $z/D_h=6$ için farklı Re değerlerinde elde edilen Nu_x dağılımları



Şekil 4.4. $z/D_h=8$ için farklı Re değerlerinde elde edilen Nu_x dağılımları



Şekil 4.5. $z/D_h=10$ için farklı Re değerlerinde elde edilen Nu_x dağılımları



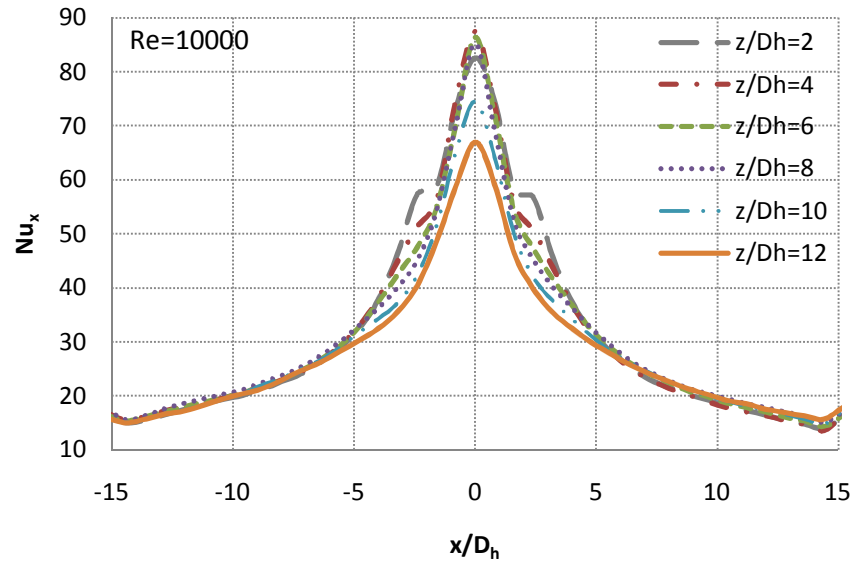
Şekil 4.6. $z/D_h=12$ için farklı Re değerlerinde elde edilen Nu_x dağılımları

İkincil pik noktanın oluşumunu Şekil 3.1 ile izah etmek mümkündür. Bu şekilden anlaşılacağı üzere laminar akıştan türbülanslı akışa geçişte yerel ısı taşınım katsayısında bir sıçrama meydana gelmektedir. Jet akışında da bu durum oluşmaktadır. Akış yüzeye çarpınca türbülansla bir sönümlenme meydana gelmekte ve akış, duvar jet bölgesinde tekrar türbülansa geçmektedir. İkincil pik oluşumunun, laminar akıştan türbülanslı akışa geçişten kaynaklandığı birçok çalışmada vurgulanmıştır (Gordon ve Akfırat 1965, Lee ve Lee 1999, Salamah ve Kaminski 2005).

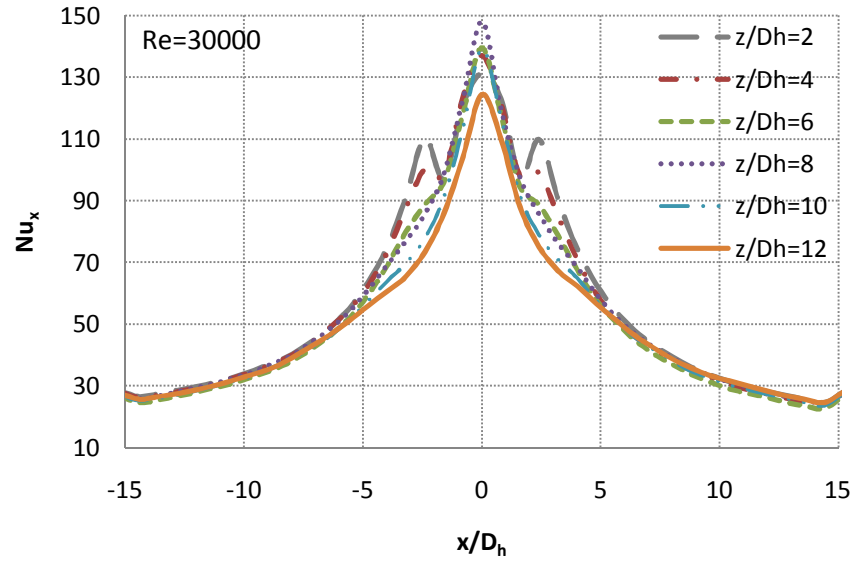
Artan Re sayısı ve azalan z/D_h değeri türbülansla artışa sebep olduğundan, türbülansa geçiş mesafesi kısalmakta, böylelikle ikincil pik nokta görülmektedir. Diğer durumlarda ikincil pik noktanın gözlenmemesinin iki muhtemel sebebinin olduğu düşünülmektedir. Ya geçiş mesafesi çok uzun olduğundan test düzeneğinin dışında kalmıştır ya da sıçrama çok küçük bir değere sahip olduğundan tespit edilememiştir. Bu konuya ilerleyen bölümlerde tekrar değinilecektir.

4.1.1.2. Jet-yüzey mesafesinin ısı transferine etkisi

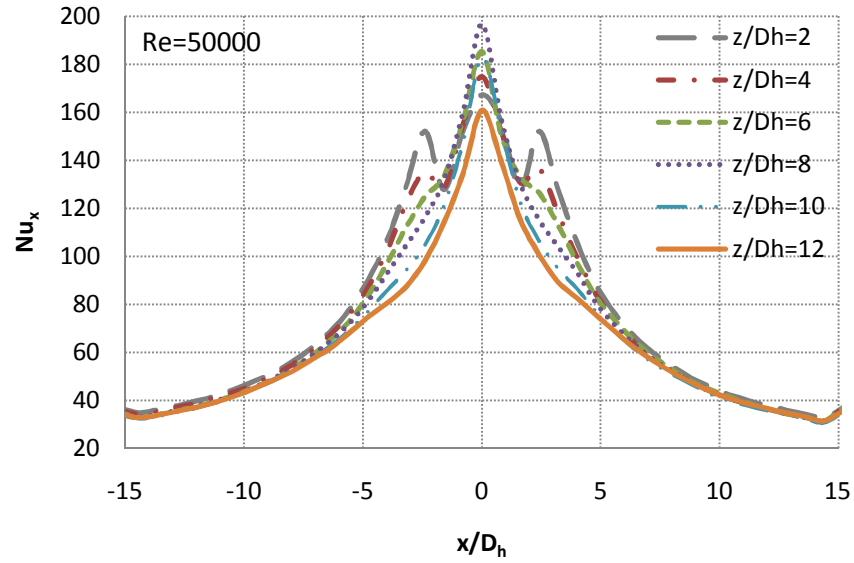
Boyutsuz jet-yüzey mesafesi (z/D_h) değerinin ısı transferini ne derecede etkilediğini daha iyi görmek amacıyla yukarıdaki sonuçların bir de sabit Re değerleri için verilmesinde fayda olacaktır. Bu çalışma eğilimlerin aynı olmasından ötürü sadece $Re=10000$, 30000 ve 50000 değerleri için yapılmıştır.



Şekil 4.7. $Re=10000$ için z/D_h değerinin ısı transferine etkisi



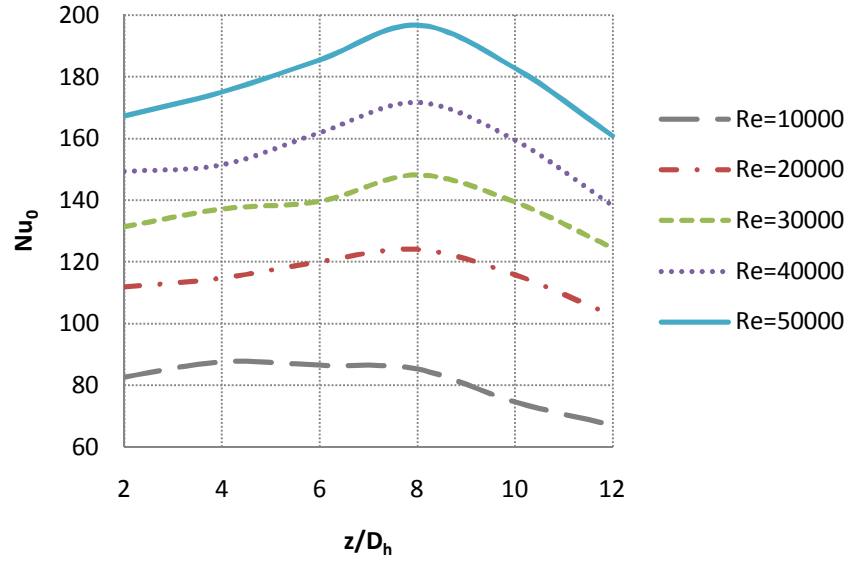
Şekil 4.8. Re=30000 için z/D_h değerinin ısı transferine etkisi



Şekil 4.9. Re=50000 için z/D_h değerinin ısı transferine etkisi

Şekil 4.7, 4.8 ve 4.9 incelendiğinde, üç Re sayısı için de azalan z/D_h değeriyle birlikte çarpma noktasında ısı transferinde bir artışın olduğu gözlemlenmektedir. Ancak belirli bir yakınlıktan sonra ters bir etkinin olduğu görülmektedir. Bu yakınlığın sayısal değeri ise Re değerine bağlı olarak değişmektedir. Örneğin Re=10000 için çarpma noktasındaki maksimum ısı transferi $z/D_h=4$ 'te iken diğer Re değerlerinde 8'de kaydedilmiştir. Bunun bir diğer göstergesi de ikincil pik noktasının oluşum eğilimidir.

İkincil pik nokta oluşmaya başladığı durumda çarpma noktasındaki ısı taşınım değerleri düşüşe geçmektedir. Değerleri daha net görebilmek için sadece çarpma noktasındaki yerel Nu değerlerinin z/D_h değeriyle değişimlerine bakılması gerekmektedir. Bu amaçla Şekil 4.10'daki grafik elde edilmiştir.

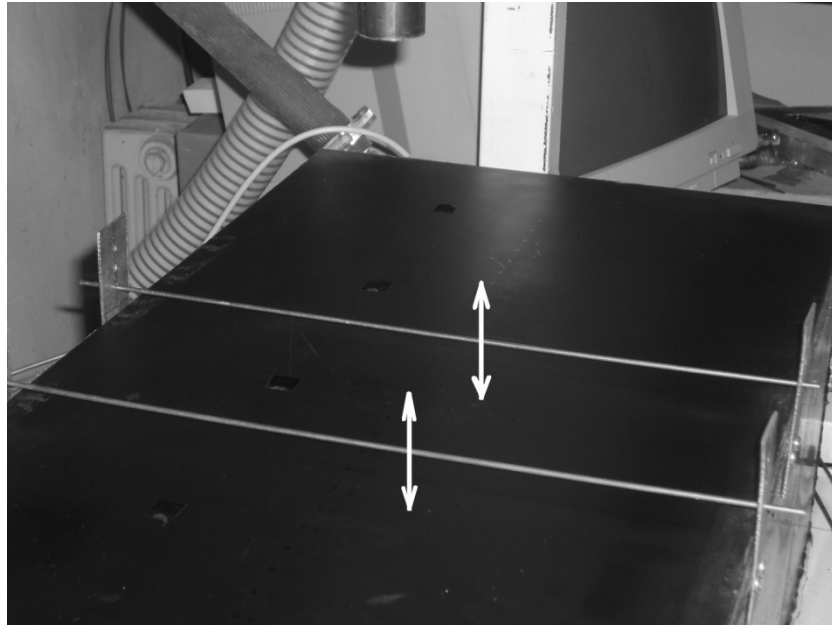


Şekil 4.10. Çarpma noktasındaki Nu sayısının değişimi

Şekil 4.10 incelendiğinde, Re=10000 değeri hariç diğer tüm Re değerlerinde çarpma noktası için maksimum Nu sayısı $z/D_h=8$ değerinde elde edilmiştir. Ayrıca şekilden Re değeri arttıkça $z/D_h=8$ için olan Nu değerinin diğer z/D_h değerlerindeki Nu değerlerine olan baskınlığının arttığı görülmektedir. Bu bilgi, endüstriyel kullanıcılar için önemli bir bilgidir. Optimum jet tasarımında Re değerinin 20000 den büyük olacağı durumlarda jet-yüzey uzaklığının bu değerde olmasında fayda olduğu, bu şekilden açıkça görülmektedir. Re=10000 değerinde ise optimum mesafe $z/D_h=4$ olarak tespit edilmiştir. Bunun sebebi, hava hızının düşük olması durumunda yüksek z/D_h değerlerinde momentum transferi neticesinde hava yüzeye çarpmadan etkisinin azalmasıdır. Ancak bakıldığında $z/D_h=4$ deki sayısal değer $z/D_h=8$ 'deki değere baskınlığı çok ta fazla değildir. Yani, bu Re değerinde de $z/D_h=8$ olacak şekilde bir tasarım yapılmasının çok da büyük bir mahsuru yoktur.

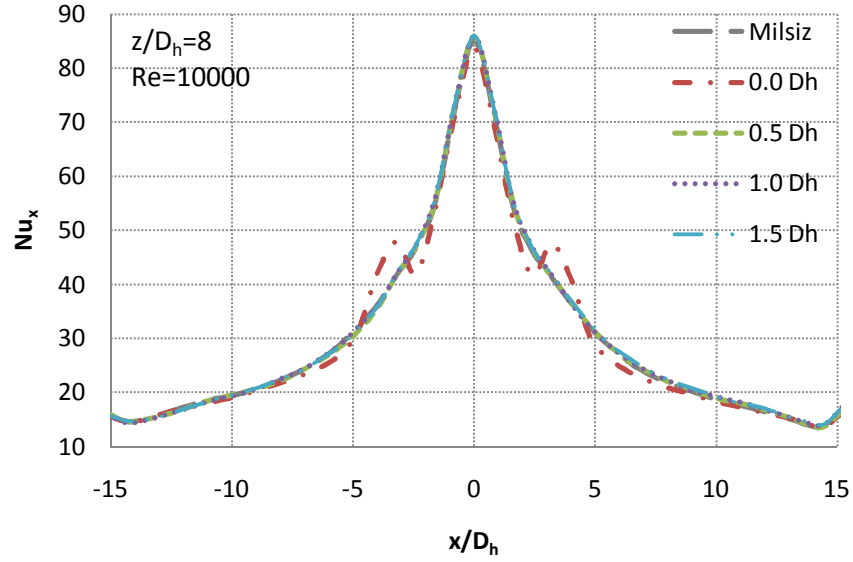
4.1.1.3. Akış alanına yerleştirilen millerin ısı transferine etkisi

Yukarıda da bahsedildiği üzere Re sayısındaki yükselme ve z/D_h değerindeki azalma, yerel Nu değerinde ikincil bir pik noktasının oluşumunu sağlamaktadır. Bu yükselme doğal bir şekilde oluştuğunda, çarpma noktasındaki Nu değerini düşürdüğünden ısı transferi açısından bir avantaj sağlamamaktadır. Bu bölümde, doğal olarak gelişen bu ikincil pik noktasının suni olarak üretilip üretilmeyeceği sorusuna yanıt aranacaktır. İkincil pik noktanın oluşumunu artan Re ve azalan z/D_h değerleri gibi türbülansı artırıcı etmenler tetiklediğinden, burada da türbülansı arttıracak düşünülen unsurlar sisteme entegre edilerek ikincil pik noktanın oluşturulmasına çalışıldı. Bunlardan ilki, yüzeye ve yüzeyden belirli bir yükseklikte asılı olacak şekilde, akış alanına millerin ilave edilmesi oldu. Öncelikle, çarpma noktasından $2.5D_h$ kadar uzaklıkta yüzeye 3 mm çapında miller sağlı sollu olarak yerleştirildi. Burada $2.5D_h$ değerinin özellikle tercih edilmesinin nedeni, doğal olarak oluşan ikincil pik noktaların yukarıda da görüleceği üzere yaklaşık olarak bu mesafede elde edilmesidir. Yüzeye yerleştirilen miller daha sonra bir askı ile yüzeyden sırasıyla $0.5D_h$, $1D_h$ ve $1.5D_h$ mesafelerine yükseltildi. Bahsedilen bu deneyler, ısı transferinin maksimum olması ve ikincil pik noktanın olmaması hasebiyle özellikle $z/D_h=8$ değerinde üç farklı Re değerinde yapıldı. Örnek olarak, yüzeyden $0.5D_h$ kadar uzakta asılı bulunan millerin görünümü Şekil 4.11'de verilmiştir.

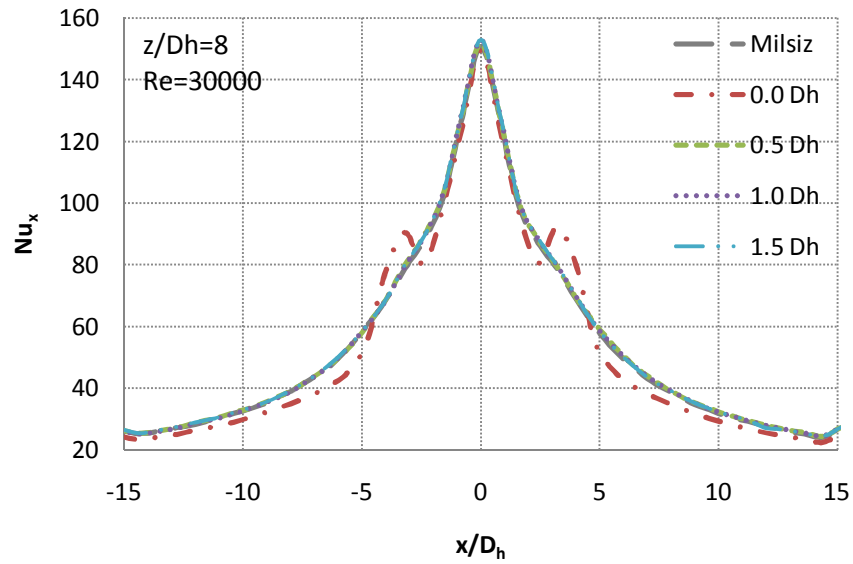


Şekil 4.11. Yüzeyden $0.5D_h$ kadar yüksekliğe yerleştirilmiş millerin görünümü

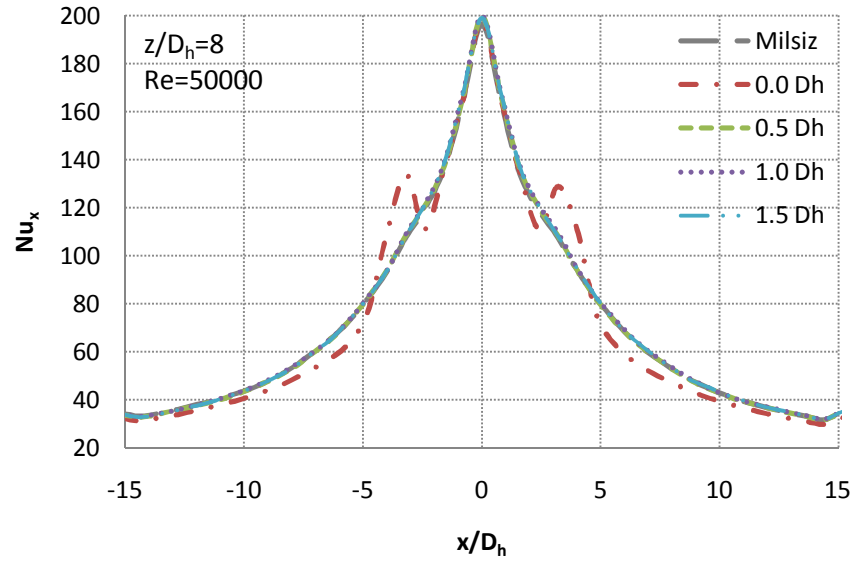
Yapılan incelemeler neticesinde elde edilen sonuçlar, üç farklı Re değeri için ayrı ayrı olarak Şekil 4.12, 4.13 ve 4.14'te verilmektedir.



Şekil 4.12. $z/D_h=8$ ve $Re=10000$ için farklı mil yerleşim yüksekliklerinin ısı transferine etkisi



Şekil 4.13. $z/D_h=8$ ve $Re=30000$ için farklı mil yerleşim yüksekliklerinin ısı transferine etkisi



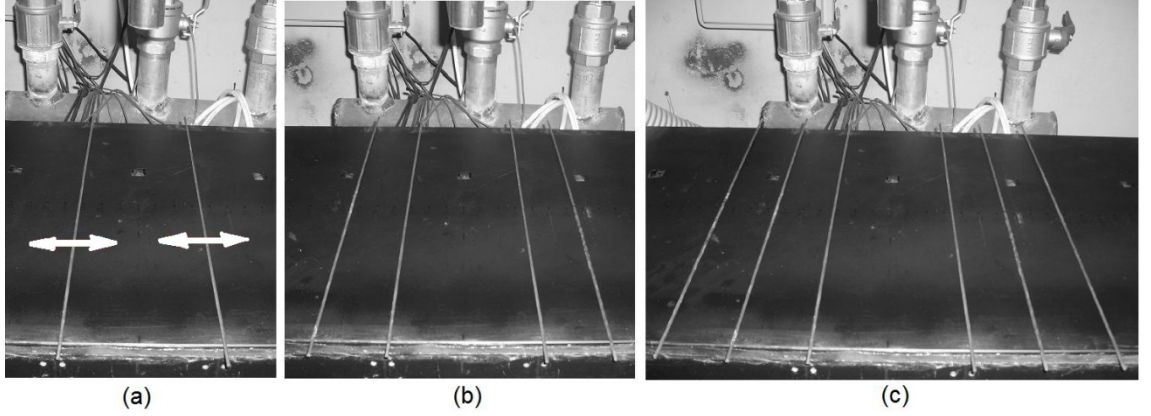
Şekil 4.14. $z/D_h=8$ ve $Re=50000$ için farklı mil yerleşim yüksekliklerinin ısı transferine etkisi

Bu üç şekilden de görüldüğü üzere millerin sadece yüzeye yerleştirilmesi durumunda yerel Nu dağılımında bir değişiklik elde edilmiştir. Bahsedilen pozisyonda, her üç Re değerinde de millerin hemen arkasında yerel Nu değerlerinde bir sıçrama olduğu görülmektedir. Özellikle $Re=50000$ durumunda bu sıçramanın genliğinin yüksek oluşu dikkat çekicidir. $Re=10000$ durumunda Nu_x değerindeki yükselişin ardından normalde elde edilen Nu_x değerlerine inildiği ve bu değerlerde seyredildiği görülmektedir. Ancak yüksek Re sayılarında sıçramanın ardında kalan bölgedeki Nu_x değerleri, normal değerlerin altında olacak şekilde elde edilmiştir. Yine millerin yüzeye yerleştirildiği durumda, millerin ön kısmında da Nu_x değerinde küçük de olsa bir azalmanın olduğu görülmektedir. Ancak her üç Re sayısında da yüzeye mil yerleştirmenin $-5 < x/D_h < 5$ aralığında ısı transferini arttırıcı etki yaptığı net bir şekilde görülmektedir. Dikkat çeken bir diğer noktada da, yüzeye millerin yerleştirilmesiyle ikincil pik noktaların elde edilmesi durumunda, ikinci piklerin doğal olarak oluşması durumunun aksine çarpma noktasındaki yerel Nu değerinde bir azalma olmamasıdır.

4.1.1.4. Yüzeye yerleştirilen millerin ısı transferine etkisi

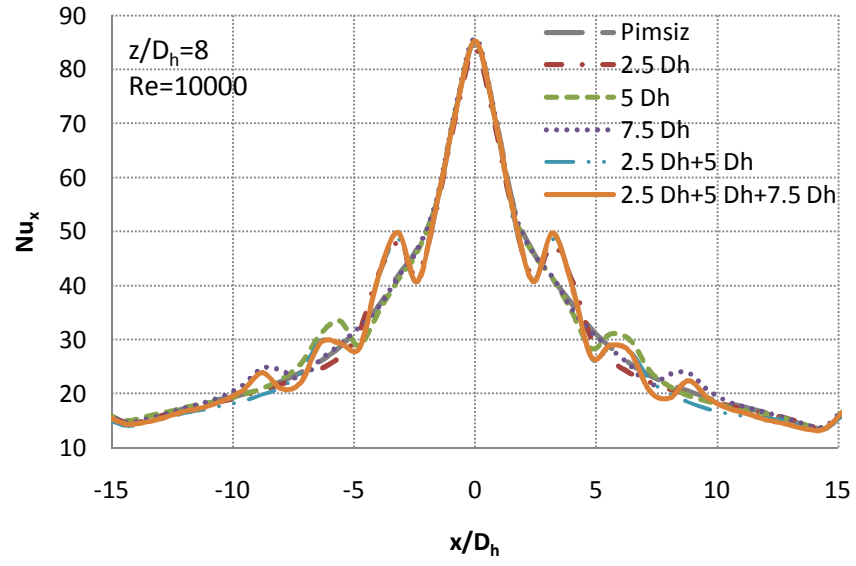
Yukarıda da görüldüğü üzere akış alanına yerleştirilen millerden sadece yüzeye yerleştirilmiş millerin ısı transferine etkisi olmuş, diğerlerinin olmamıştır. Bu bilgi

ışığında, bu bölümde yerleştirilen millerin yüzey üzerindeki pozisyonları ve sayıları değiştirilerek bu durumların ısı transferi üzerine olan etkileri araştırılmıştır. Bu çalışmada, sağlı sollu birer mil, ikişer mil ve üçer mil yerleştirilmesi durumları ayrı ayrı incelenmiştir. İkişer mil kullanılması durumunda miller $x/D_h = \pm 2.5$ ve $x/D_h = \pm 5$ konumlarına yerleştirilmişlerdir. Üçer mil kullanımında bu noktalara ilave olarak üçüncü miller $x/D_h = \pm 7.5$ olacak şekilde her iki tarafa konumlandırılmışlardır. Sağlı sollu birer mil kullanılması durumunda ise miller $x/D_h = \pm 2.5$, ± 5 ve ± 7.5 olacak şekilde üç farklı noktaya ayrı ayrı yerleştirilmişlerdir. Bahsedilen mil yerleşimleri Şekil 4.15'te verilmektedir.

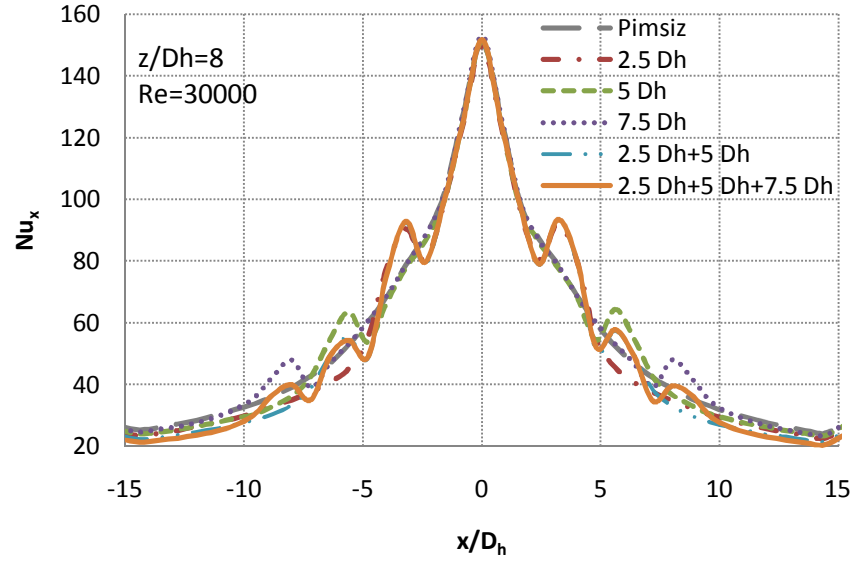


Şekil 4.15. Yüzeye yerleştirilen miller **a) Tekli b) İkili c) Üçlü mil**

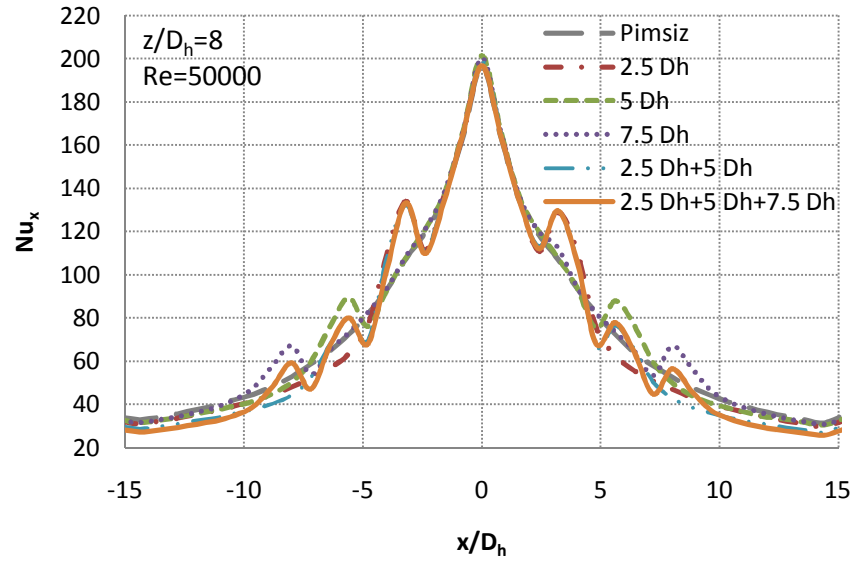
Araştırmalar, yine sadece $z/D_h = 8$ değeri için üç farklı Re değerinde yapılmıştır. Bu çalışmalardan elde edilen sonuçlar Şekil 4.16, 4.17 ve 4.18'de verilmiştir.



Şekil 4.16. $z/D_h=8$ ve $Re=10000$ için farklı mil yerleşim durumlarının ısı transferine etkisi



Şekil 4.17. $z/D_h=8$ ve $Re=30000$ için farklı mil yerleşim durumlarının ısı transferine etkisi

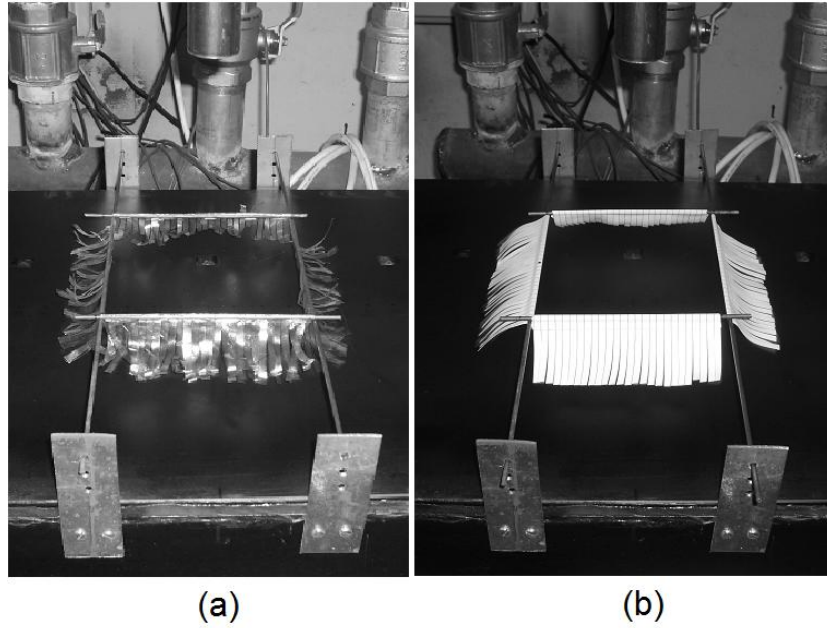


Şekil 4.18. $z/D_h=8$ ve $Re=50000$ için farklı mil yerleşim durumlarının ısı transferine etkisi

Şekillerden de görüldüğü üzere, her bir mil Nu_x değerinde önce bir düşüşe sonrasında ise sıçramaya neden olmuştur. Bu üç şekilden elde edilen ortak sonuç, millerin çarpma noktasına ne kadar yakın yerleştirilirseler o denli etkili olduklarıdır. Sadece ikincil pik veya üçüncül pik için kaydedilmiş değerler ele alınacak olursa, bu değerler ikişer veya üçer mil kullanılması durumları için çakışıktır. Aynı şekilde birer milin $x/D_h=\pm 2.5$ 'e yerleştirilmesi durumunda oluşan ikincil pik noktası için elde edilen değerler de ikili ve üçlü durumlarla elde edilen değerlerle çakışıktır. Ancak ikili ve üçlü durumlar için üçüncül pik noktasındaki değerler ile üçlü durum için dördüncül pik noktasındaki değerler sadece tek mil ile bu noktalarda elde edilmiş pik değerlerinin altındadır. Buradan şu sonuç çıkmaktadır; Bir mile gelen hava eğer başka bir milden aşırı geliyorsa ısı transferi üzerine yapacağı artış etkisini bir miktar yitirmektedir. Ayrıca hatırlanacak olursa daha önce laminar akıştan türbülanslı akışa geçişte oluşan bu ikincil pik durumunun neden tüm Re ve z/D_h değerlerinde elde edilmediği sorusu akla gelmişti. Elde edilen bu şekiller bu soruya bir cevap niteliğindedir. Çünkü ikincil pik nokta çarpma noktasından ne denli uzakta olursa, o denli küçük bir sıçrama elde edilmektedir.

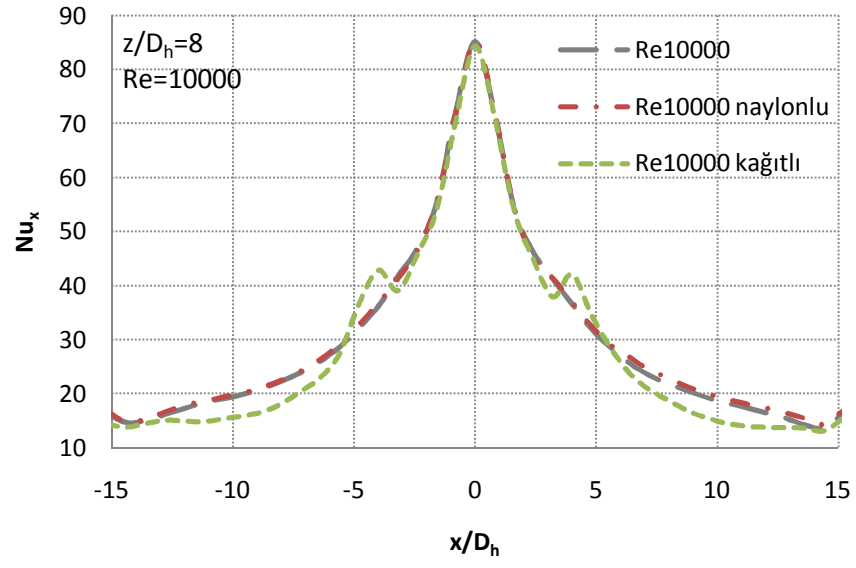
4.1.1.5. Akış alanına yerleştirilen naylon ve kağıt püsküllerin ısı transferine etkisi

Görüldüğü üzere, herhangi bir noktaya yerleştirilen türbülansı arttırıcı bir unsur o noktanın hemen arkasında ısı transferi değerlerinde artışı beraberinde getirmektedir. Bu prensipten hareketle başka ne şekilde türbülans arttırılabilir sorusuna bir cevap olarak, naylon ve kağıt malzemelerden 0.5 cm genişliğinde 5 cm uzunluğunda püsküller oluşturuldu. $x/D_h=\pm 2.5$ ve $y/D_h=\pm 2.5$ mesafelerine konumlandırılan miller üzerine yerleştirilen naylon ve kağıt püsküller, Şekil 4.19'da görülmektedir.

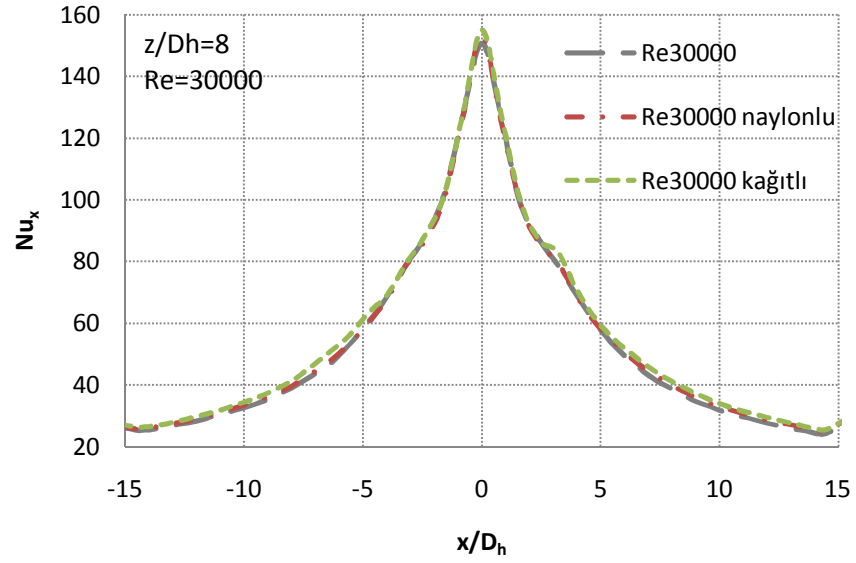


Şekil 4.19. Akış alanına yerleştirilen püsküller **a)** Naylon **b)** Kağıt püskül

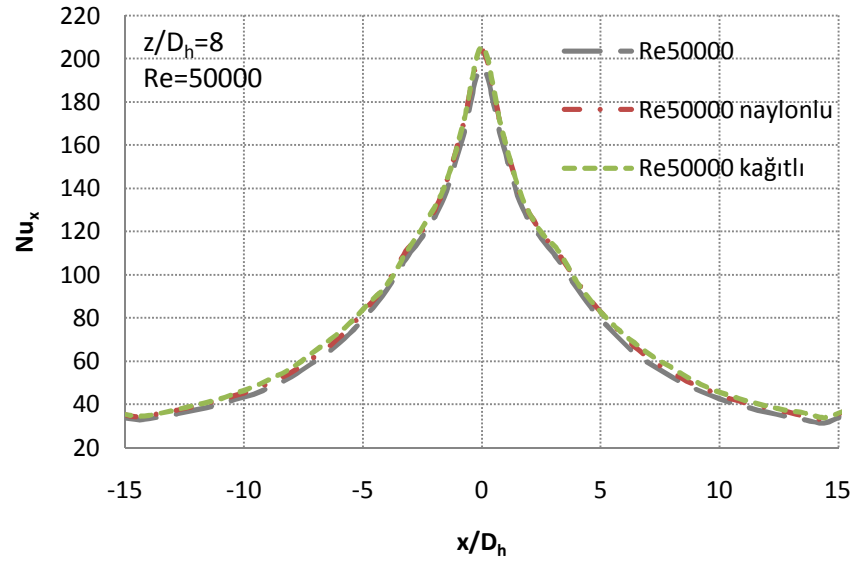
Bu çalışmada da yine $z/D_h=8$ için 3 farklı Re değerinde, bahsi geçen püsküllerin ısı transferine olan etkileri araştırıldı. Araştırma neticesinde elde edilen sonuçlar Şekil 4.20, 4.21 ve 4.22'de sunulmuştur.



Şekil 4.20. $z/D_h=8$ ve $Re=10000$ için akış alanına yerleştirilen püsküllerin ısı transferine etkisi



Şekil 4.21. $z/D_h=8$ ve $Re=30000$ için akış alanına yerleştirilen püsküllerin ısı transferine etkisi



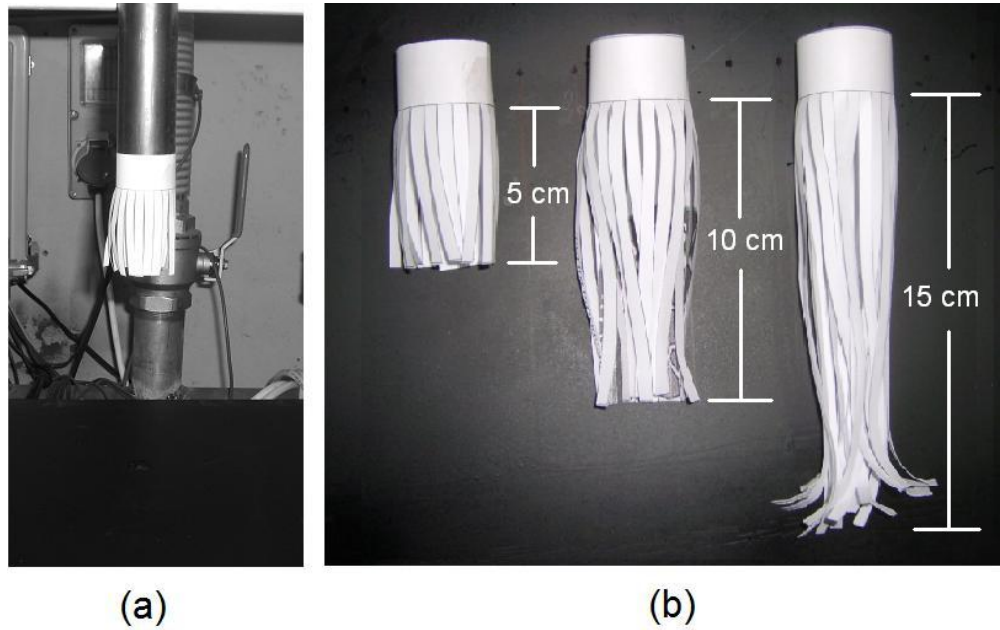
Şekil 4.22. $z/D_h=8$ ve $Re=50000$ için akış alanına yerleştirilen püsküllerin ısı transferine etkisi

Görüldüğü üzere, Nu_x dağılımına naylondan yapılan püsküllerin üç Re sayısında da herhangi bir etkisi görülmemektedir. Sadece kağıttan oluşturulan püsküllerin yalnızca $Re=10000$ değeri için bir etkisi olmuştur. Bu etki yüzeye yerleştirilen bir milin sağladığı etkiye benzemektedir. Yani Nu_x 'de önce bir azalma ardından bir artma şeklinde bir değişim kaydedilmiştir. Burada sadece kağıttan yapılan püskülün etki etmesinin ve bu etkinin de sadece $Re=10000$ 'de olmasının sebebi deneyler esnasında gözlemlenen şu durumla açıklanabilir; Kullanılan naylonun kağıttan daha hafif olmasından dolayı jetten çıkan hava naylon püskülleri kolayca havalandırmaktadır. Yani naylon püsküller hava üzerine yeteri kadar baskı yapamamaktadırlar. Bir miktar daha ağır olan kağıt püsküller ise $Re=10000$ durumunda çok fazla yükselmediklerinden hava akışını bozucu etki göstermektedirler. Ancak $Re=30000$ ve 50000 durumlarında kağıt ta hava karşısında hafif kalınca havalanmakta ve akışı bozucu etki gösterememektedir.

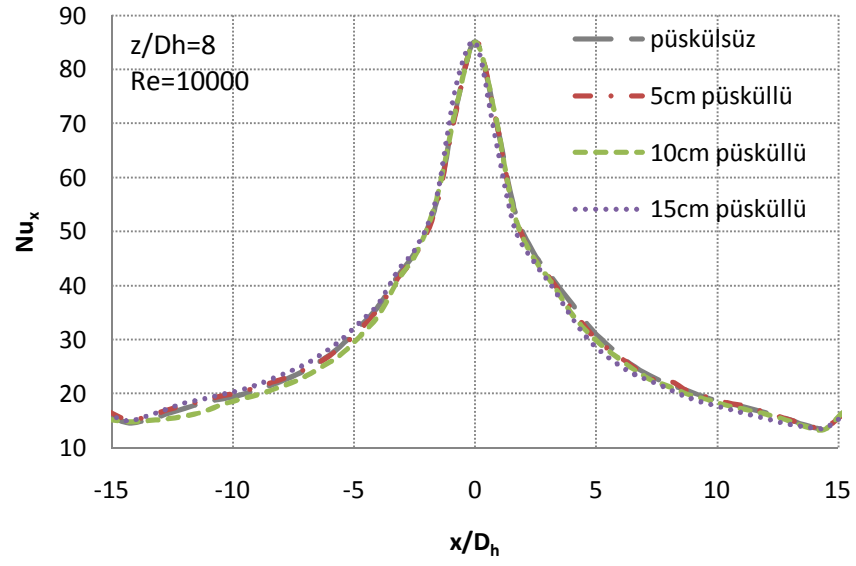
Hem püskül durumu hem de değişik pozisyonlara mil yerleştirilmesi durumundan şu ortak sonuç çıkmaktadır; Bir unsurun ısı transferini arttırıcı veya azaltıcı etkisinin olabilmesi için sınır tabakasına etki etmesi gerekmektedir.

4.1.1.6. Jet çıkışına yerleştirilen kağıt püsküllerin ısı transferine etkisi

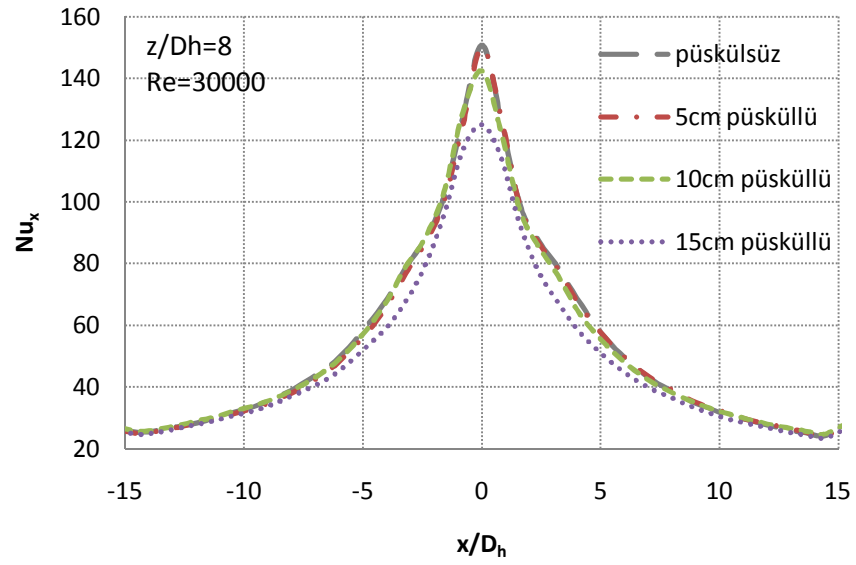
Bu kısımda ise, havanın daha yüzey üzerine çarpmadan jet çıkışında türbülansının artırılıp arttırılamayacağı araştırıldı. Bu konuda yapılmış çalışmalarda genellikle türbülans artımı elek telleri ile sağlanmakta, bu teller de basınç kaybına sebebiyet vermektedir. Bu çalışmada ise, literatürden farklı olarak yine kağıttan oluşturulan püsküller direk jet çıkışına basınç kaybına neden olmayacak şekilde yerleştirildi. Burada 5, 10 ve 15 cm olacak şekilde üç farklı püskül uzunluğu yine sadece $z/D_h=8$ için denendi. Bu uzunluklar z/D_h değerinin suni olarak 6, 4 ve 2 değerlerine düşürülmesi amacıyla özellikle seçildi. Çünkü hatırlanacak olursa $z/D_h=8$ için çarpma noktasında maksimum ısı transferi elde edilmiş, z/D_h bu değerin altına indikçe ısı transferinde azalmalar kaydedilmişti. Bu uzunluklar sayesinde, z/D_h 'ta yapılan bu şekildeki suni azalmanın ısı transferini ne şekilde etkileyeceği de araştırılmış oldu. Kullanılan püsküller ve püsküllerin jete yerleşim şekli Şekil 4.23'te verilmektedir.



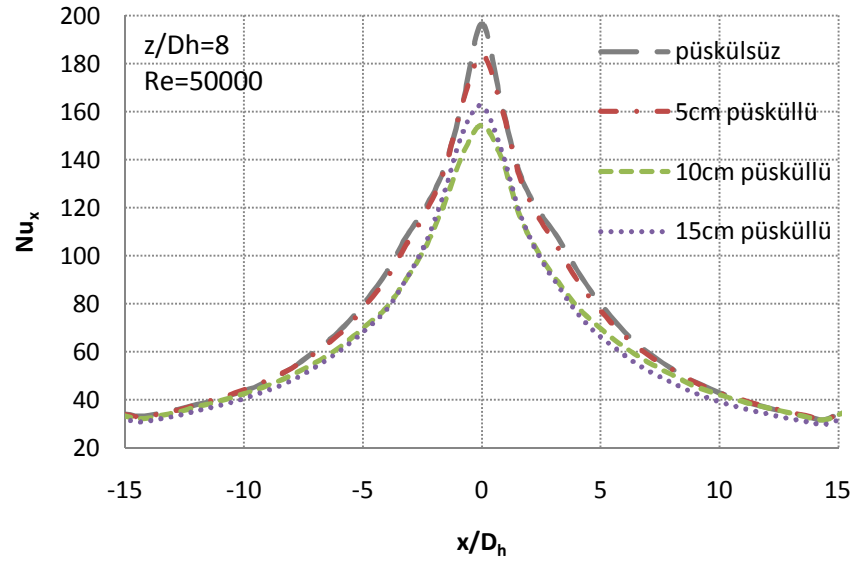
Şekil 4.23. Jet çıkışına püskül yerleştirilmesi a) Yerleşim şekli b) Yerleştirilen püsküller



Şekil 4.24. $z/D_h=8$ ve $Re=10000$ için jet çıkışına yerleştirilen farklı uzunluklardaki püsküllerin ısı transferine etkisi



Şekil 4.25. $z/D_h=8$ ve $Re=30000$ için jet çıkışına yerleştirilen farklı uzunluklardaki püsküllerin ısı transferine etkisi



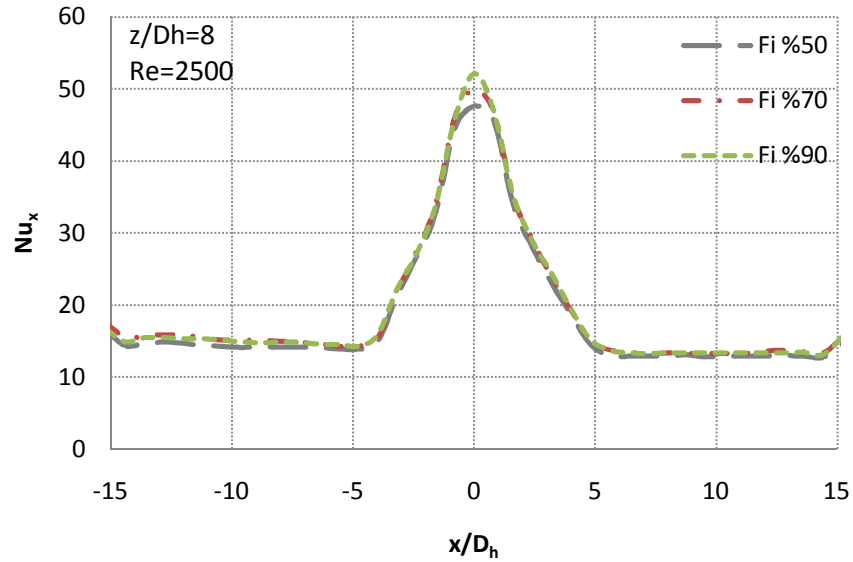
Şekil 4.26. $z/D_h=8$ ve $Re=50000$ için jet çıkışına yerleştirilen farklı uzunluklardaki püsküllerin ısı transferine etkisi

Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar Şekil 4.24, 4.25 ve 4.26'da verilmiştir. Ancak beklenenin aksine, jet çıkışına yerleştirilen püsküller ısı transferini ya hiç etkilememiş ya da azaltıcı etkide bulunmuşlardır. Bu durum yine deneyler esnasında yapılan gözlemlerle izah edilebilir. $Re=10000$ için hava, püskülleri çok fazla dalgalandırmadığından, püsküller hava akışını bozmadılar. Diğer iki Re değerinde ise püsküller çok fazla dalgalandı ve özellikle püsküllerin çok uzun olduğu durumlarda hava akışını engelleyici pozisyonlar aldılar. Aynı zamanda havanın yüzeye çarpmadan dağılmasına sebep oldular. Bu bahsedilen etkilerin ısı transferini azalttığı düşünülmektedir.

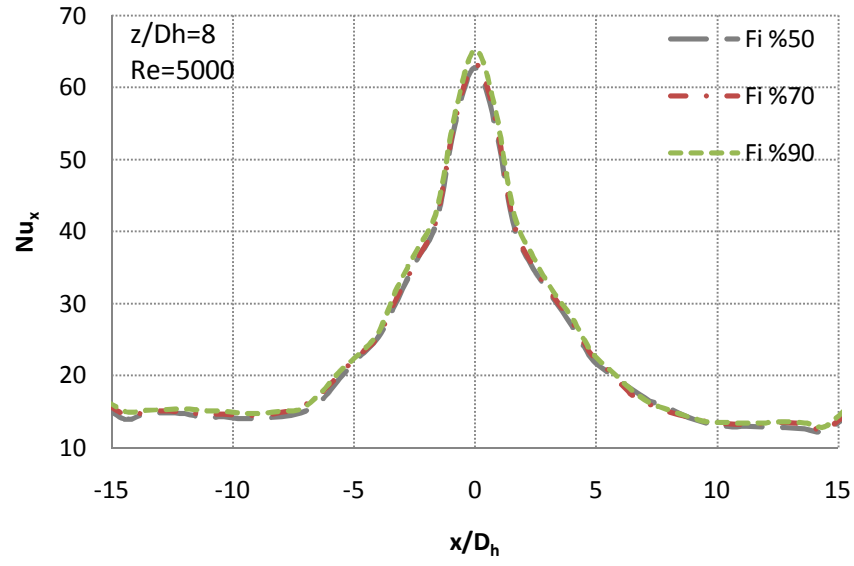
Ancak Şekil 4.24'te ilginç bir sonuç ile karşılaşılacaktır. Suni olarak $z/D_h=2$ değerlerine kadar düşülmesine rağmen Nu dağılımında ikincil bir pik nokta oluşmamıştır. Aynı zamanda bu jet-yüzey mesafeleri için çarpma noktası Nu değerinde meydana gelmesi gereken azalma gerçekleşmemiştir. Bu, herhangi bir artışın gözlenmemesine rağmen müspet sayılabilecek bir durumdur.

4.1.1.7. Jetten püskürtülen havanın sahip olduğu izafi nemin ısı transferine etkisi

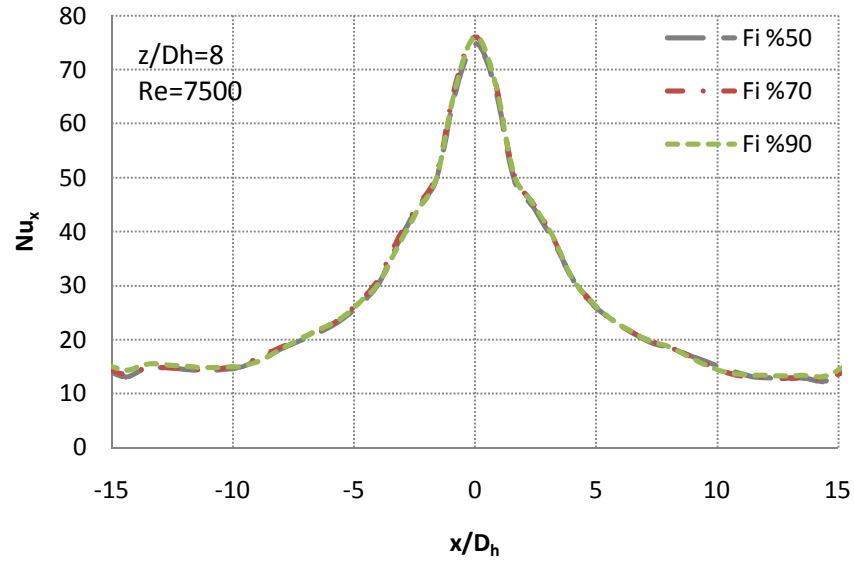
Bilindiği üzere su buharının özgül ısınma ısısı, havaya nazaran yaklaşık iki kat daha fazladır. Bu su buharının daha iyi bir soğutma yapması gerektiği anlamına gelmektedir. Bu mantıktan hareketle jetten püskürtülen havanın izafi nemi laboratuarda imal edilen bir nemlendirici ile artırıldı. Yüksek Re sayılarında nemin bir etkisinin olmadığı belirlendiğinden, bu bölümde Re değerleri diğer bölümlerdeki değerlere nazaran daha küçük tutuldu. $z/D_h=8$ ve $Re=2500$, 5000 ve 7500 değerleri için havanın izafi nemi %50, %70 ve %90 olacak şekilde değiştirildi.



Şekil 4.27. $z/D_h=8$ ve $Re=2500$ için jet çıkış izafi nem değerinin ısı transferine etkisi



Şekil 4.28. $z/D_h=8$ ve $Re=5000$ için jet çıkış ızafı nem değerin ısı transferine etkisi

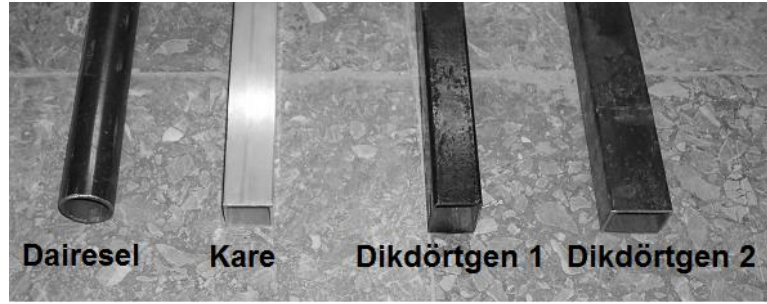


Şekil 4.29. $z/D_h=8$ ve $Re=7500$ için jet çıkış ızafı nem değerin ısı transferine etkisi

Şekil 4.27, 4.28 ve 4.29'dan görüldüğü gibi ızafı nemdeki bu artış sadece $Re=2500$ değeri için, yalnızca çarpma noktasında çok küçük bir artışa neden oldu. Bunun, ızafı nemdeki artışın büyük olmasına karşılık özgül nemin çok ta fazla artmamış olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Yani hava içerisindeki su buharı miktarının kuru hava miktarına oranının çok fazla değişmemesinden kaynaklanan bir durum söz konusudur.

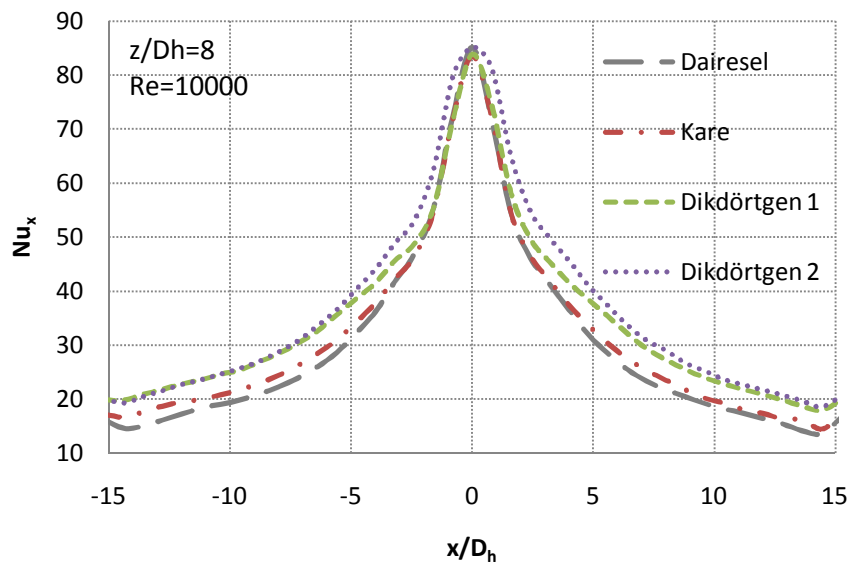
4.1.1.8. Jet geometrisinin ısı transferine etkisi

Bu kısımda daire, kare ve dikdörtgen kesitli üç farklı jet geometrisi denendi. Ayrıca dikdörtgen kesitli jet, uzun kenarı çarpma levhası üzerinde oluşturulan ve ölçümlerin alındığı eksene dik (Dikdörtgen 1) ve paralel (Dikdörtgen 2) olacak şekilde iki farklı pozisyonda yerleştirildi. Çalışmada kullanılan jetlerin görünümü Şekil 4.30'da verilmiştir. Bu dört durum için de D_h değerinin eşit olmasına özen gösterilmesine rağmen doğal olarak tam bir eşitlik sağlanamadı. Bu eşitsizlik, Re değerleri eşitlenecek şekilde hava hızlarında küçük değişikliklerle telafi edilmeye çalışıldı. Bu çalışma da, yine $z/D_h=8$ mesafesinde üç farklı Re ($Re=10000$, 30000 ve 50000) değeri için yapıldı.

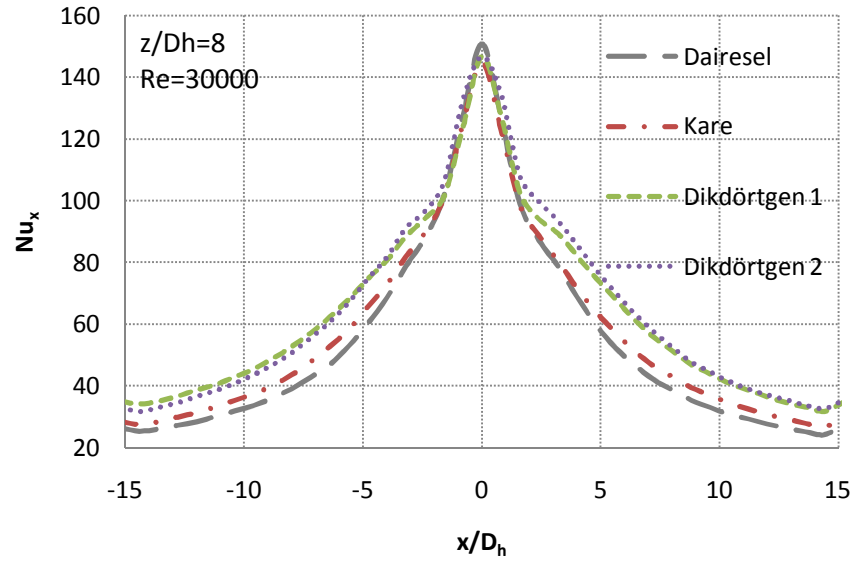


Şekil 4.30. Kullanılan jet geometrileri

Çalışmadan elde edilen sonuçlar Şekil 4.31, 4.32 ve 4.33'te sunulmaktadır.

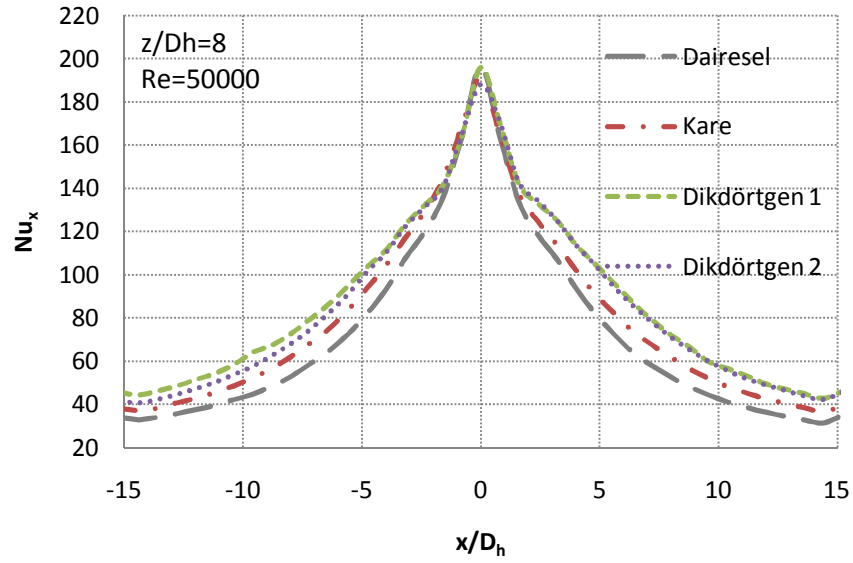


Şekil 4.31. $z/D_h=8$ ve $Re=10000$ için jet geometrisinin ısı transferine etkisi



Şekil 4.32. $z/D_h=8$ ve $Re=30000$ için jet geometrisinin ısı transferine etkisi

Bu üç şekil incelendiğinde, çarpma noktasında tüm Re değerleri için geometri farklılığının lokal değeri çokta fazla değiştirmedeği görülmektedir. Özellikle daire ve kare kesitli jetler için $Re=10000$ de ve $Re=30000$ 'de dağılım birbirlerine oldukça yakındır (Bkz. Şekil 4.31 ve 4.32). $Re=30000$ 'de bir miktar azalan bu yakınlık $Re=50000$ için daha da azalmıştır. Jet geometrisindeki değişim daha çok duvar jet bölgesinde etkili olurken, Dikdörtgen 1'de $Re=10000$ için çarpma bölgesinde de etkili olmuştur. Bu etki de, Şekil 4.31'den görüleceği üzere müspet yöndedir. Elde edilen bu sonuçlar Gulati ve ark. (2009) tarafından elde edilen sonuçlarla oldukça yakınlık göstermektedir.



Şekil 4.33. $z/D_h=8$ ve $Re=50000$ için jet geometrisinin ısı transferine etkisi

Fakat geometriler arasında mukayese yapılırken şu hususa da dikkat edilmelidir: D_h değeri eşit tutulduğunda doğal olarak geometriler arasında kesit alanı değerleri bakımından farklılıklar oluşmuştur. Hızların birbirine yakın olmaları da farklı geometri durumlarında farklı debi değerlerinin elde edilmesine sebep olmuştur. Kesit alanı sıralaması $A_{daire} < A_{kare} < A_{dikdörtgen}$ şeklinde olduğundan, debi değerlerinde de aynı sıralama söz konusudur. Duvar jet bölgesindeki Nu değerlerinde de bu sıralama elde edildiğinden şu sonuç ortaya çıkmaktadır: Çarpma noktasındaki lokal Nu değeri daha çok hava hızına bağlıyken, duvar jet bölgesindeki lokal Nu değerleri ve tüm yüzeydeki ortalama Nu değeri yüzeye gönderilen hava debisi değerine bağlıdır. Bu çalışmadan elde edilen diğer bir sonuç da, dikdörtgen kesit kullanımında uzun kenarın olduğu doğrultuda Nu değerlerinin kısa kenar doğrultusundakilere göre daha büyük miktarlarda elde edilmesidir. Bu bilgi elektronik elemanların soğutulması gibi nokta soğutma uygulamaları için elemanların veya jetlerin yerleşimi açısından önemli bir bilgidir.

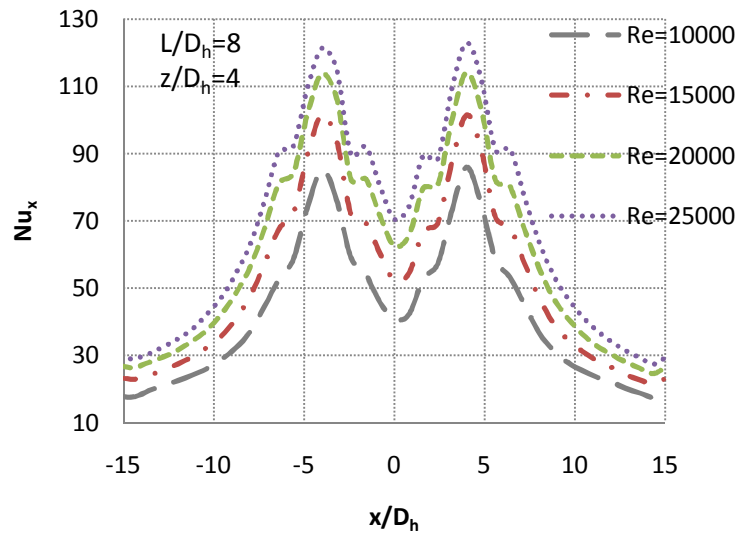
4.1.2. Çift jet durumunda ısı transferi için elde edilen sonuçlar

Tek jet durumundan sonra aynı anda yüzeye hava püskürten iki jetin eşzamanlı kullanılması durumu deneysel olarak incelenmiş olup, bu bölümde tartışılacaktır. Bu

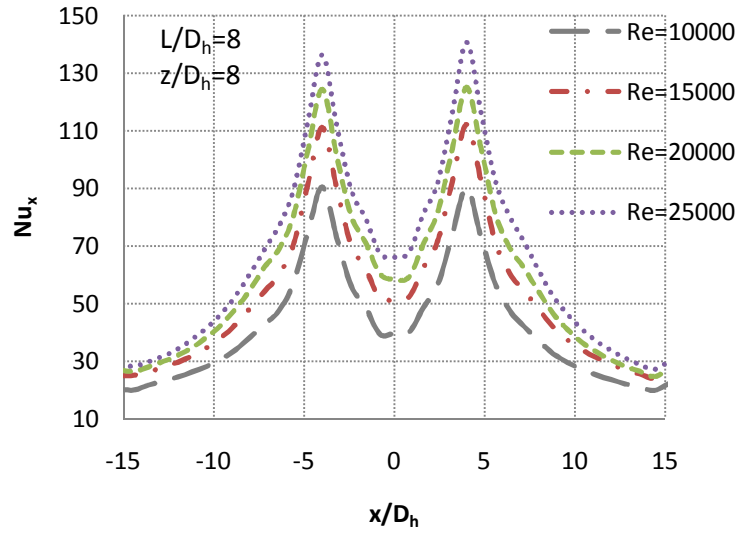
bölümde de incelenen her bir parametreden, tek jette olduğu gibi ayrı başlıklar altında bahsedilecektir.

4.1.2.1. Jet çıkış hızının ısı transferine etkisi

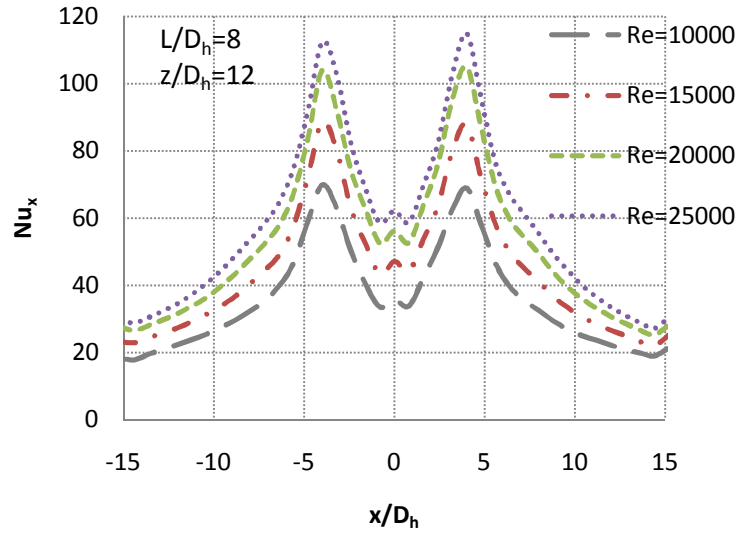
Jet çıkış hızı $Re=10000$, 15000 , 20000 ve 25000 olacak şekilde değiştirildi. Dikkat edilecek olursa, bu değerler tek jet kullanılması durumundaki değerlerin yarı değerleridir. Bu değerler özellikle bu şekilde seçildi ki, toplamdaki Re değerleri tek jet durumundaki değerlere eşit olsun. Bu durumda yüzeye üflenен toplam hava debisi değeri ve yaklaşık fan güçleri eşit olacaktır. Bu şekilde yapılacak olan bir karşılaştırma iki durumun karşılaştırılması açısından daha adil olacaktır.



Şekil 4.34. Çift jet, $L/D_h=8$, $z/D_h=4$ durumu için Nu_x dağılımı



Şekil 4.35. Çift jet, $L/D_h=8$, $z/D_h=8$ durumu için Nu_x dağılımı



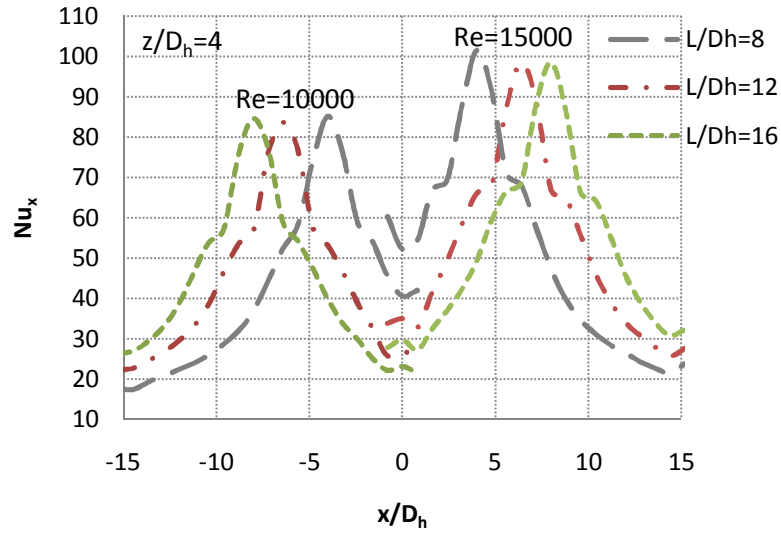
Şekil 4.36. Çift jet, $L/D_h=8$, $z/D_h=12$ durumu için Nu_x dağılımı

Şekil 4.34, 4.35 ve 4.36'da, çift jet durumu için $L/D_h=8$ 'de yapılmış olan deneylere ait sonuçlar görülmektedir. Şekillere bakıldığında herhangi bir jete ait Nu_x dağılımının çarpma noktası ve jetlerin birbirine bakmayan yanları için tek jet durumuna çok yakın olduğu görülmektedir. İki jet arasında kalan alanda ise çarpma noktasında yine tek jet durumuna benzer bir yapı olduğu ama iki jetin girişim yaptığı literatürde ikincil durma noktası şeklinde anılan, iki jetin orta noktasına doğru bu benzerliğin ortadan kalktığı görülmektedir. Bu husus, daha sonra ayrıca tartışılacaktır. Burada çift jet için göze

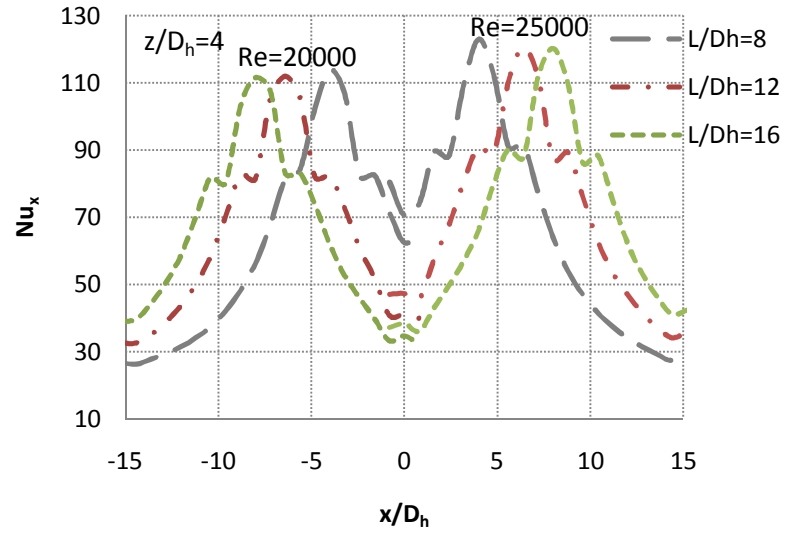
çarpan ikinci bir nokta $z/D_h=12$ 'de ikincil durma noktasında Nu değerlerinin tüm Re değerleri için ikincil bir pik oluşturması durumudur. Bu durum aslında $z/D_h=8$ için $Re=10000$ ve $Re=15000$ durumlarında da belirgin olmasa da görülmeye başlanmış olup, $z/D_h=12$ için iyice belirgin bir hal almıştır.

4.1.2.2. Jetler arası mesafenin ısı transferine etkisi

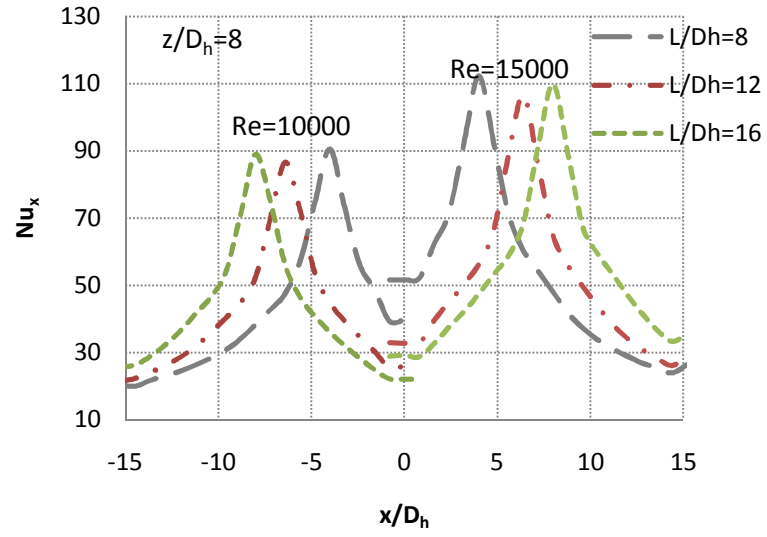
Çalışmada, ayrıca çift jet durumu için jetler arası mesafenin ısı transferine olan etkileri de incelenmiştir. Bunun için iki jet arası mesafe jet çapının 8, 12 ve 16 katı olacak şekilde değiştirilip, farklı Re ve z/D_h değerlerinde incelemeler yapılmıştır.



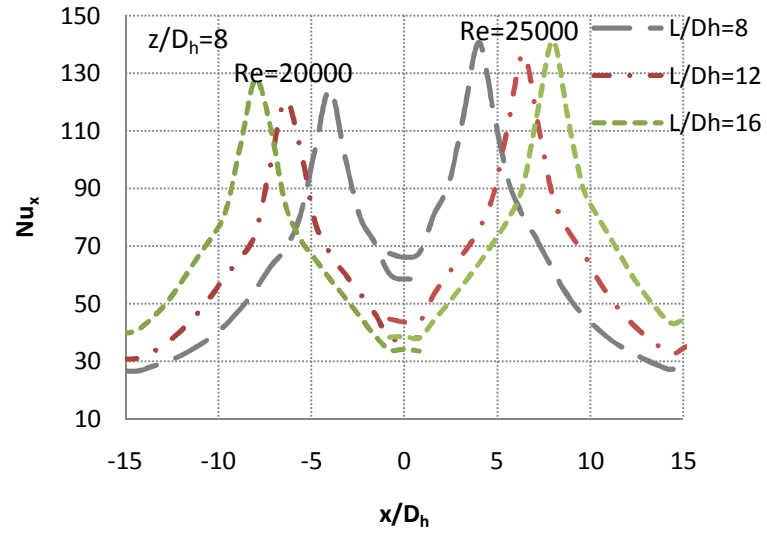
Şekil 4.37. $z/D_h=4$, çift jet, $Re=10000$ ve $Re=15000$ için Nu_x dağılımları



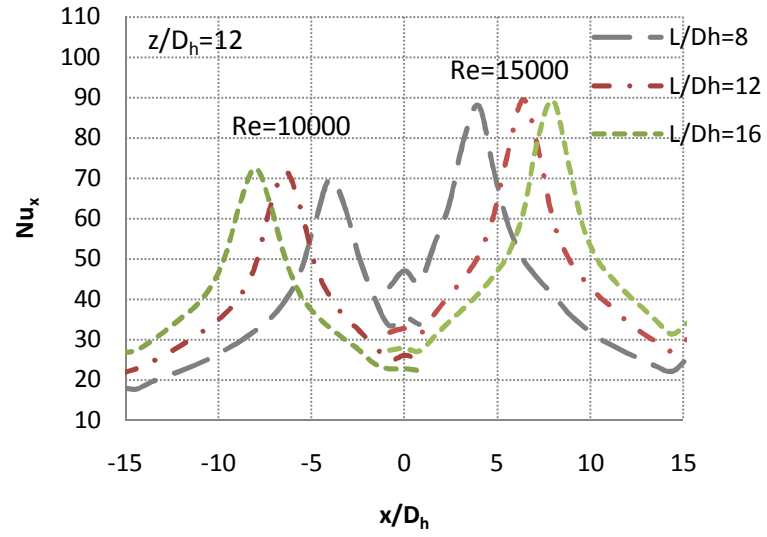
Şekil 4.38. $z/D_h=4$, çift jet, $Re=20000$ ve $Re=25000$ için Nu_x dağılımları



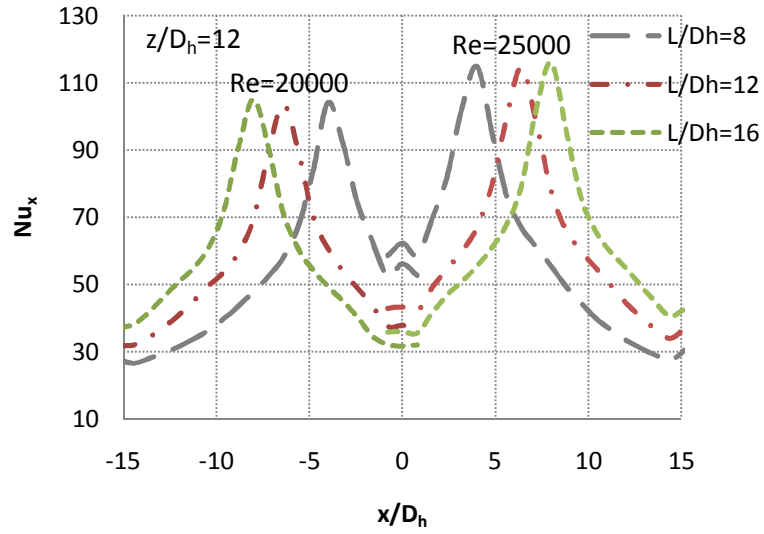
Şekil 4.39. $z/D_h=8$, çift jet, $Re=10000$ ve $Re=15000$ için Nu_x dağılımları



Şekil 4.40. $z/D_h=8$, çift jet, $Re=20000$ ve $Re=25000$ için Nu_x dağılımları



Şekil 4.41. $z/D_h=12$, çift jet, $Re=10000$ ve $Re=15000$ için Nu_x dağılımları

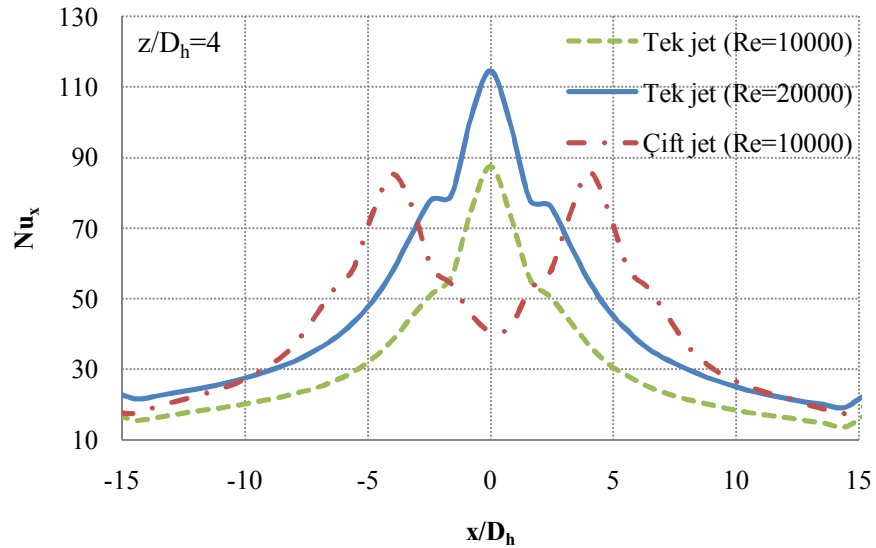


Şekil 4.42. $z/D_h=12$, çift jet, $Re=20000$ ve $Re=25000$ için Nu_x dağılımları

Jetler arası mesafenin ısı transferi üzerine etkilerini incelemek için yapılan bu çalışmada, bu parametrenin çarpma noktasındaki Nu sayısına çok da fazla etki etmediği, yukarıdaki şekillerden görülmektedir. Şekiller, hem grafik sayısından tasarruf etmek hem de daha kolay karşılaştırma yapabilmek için ve fiziki olayın simetrik olması özelliğini de göz önünde bulundurarak, ikişer Re sayısı için olan sonuçları ihtiva edecek şekilde verilmiştir. Şekil 4.37 ve 4.38 incelendiğinde, $z/D_h=4$ için tüm Re değerlerinde, iki jet arası mesafenin 8 jet çapı kadar olması durumu için ($L/D_h=8$) çarpma noktası Nu değerlerinin diğerlerinden bir miktar daha fazla olduğu ve jetler birbirinden uzaklaştıkça bu değer azaldığı veya değişmediği görülmektedir. $z/D_h=8$ için ise, tüm Re değerlerinde, $L/D_h=8$ ve $L/D_h=16$ için elde edilen çarpma noktası Nu değerlerinin hemen hemen aynı $L/D_h=12$ için ise diğerlerine nazaran daha küçük değerlerde olduğu Şekil 4.39 ve 4.40'tan görülmektedir. Şekil 4.41 ve 4.42'den ise çarpma noktası Nu değerlerinin, yine tüm Re değerleri için, $L/D_h=16$ 'da maksimum olduğu azalan jetler arası mesafe değeri için ise ya azaldığı ya da değişmediği sonucu ortaya çıkmaktadır. Ancak, L/D_h değerinin etkilerini ortaya koyan bu şekillerin incelenmesinden sonra, bu parametrenin Re ve z/D_h parametreleri kadar baskın bir parametre olmadığı sonucu elde edilmektedir.

4.1.2.3. Çift jet durumunun tek jet durumu ile karşılaştırılması

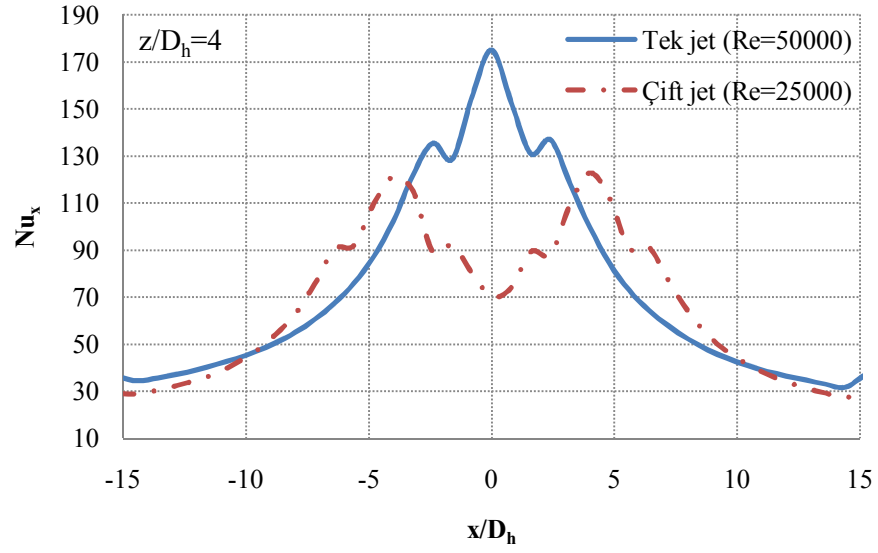
Ayrıca araştırılan hususlardan birisi de, tek jet kullanımının mı yoksa çift jet kullanımının mı ısı transferi açısından daha etkili olacaktır. Bu amaçla literatürde yapılmış karşılaştırmalar mevcuttur (Can ve ark. 2002, İşman ve ark. 2005). Ancak bu karşılaştırmalarda tek jet durumu için jetteki Re değeri ile çift jet durumu için herhangi bir jetteki Re değeri birbirine eşit tutulmaktadır. Halbuki bu yukarıda da belirtildiği üzere tek jet durumu için adil değildir. Çünkü bu durum çift jet durumunda, tek jet durumuna göre iki kat fazla debide hava kullanılması anlamına gelmektedir. Bu çalışmada, adil bir karşılaştırma açısından iki durumdaki toplam Re sayıları eşit tutulmuştur. Bununla birlikte, literatürdekine benzer bir örnek olması açısından Şekil 4.43'te üçlü bir karşılaştırma da yapılmıştır. Ayrıca karşılaştırmalar değişik z/D_h ve Re değerleri için gerçekleştirilmiştir. Böylece bu parametrelerin de karşılaştırmada etken olup olmadıkları araştırılmıştır. Karşılaştırmalarda çift jet durumları için etkisinin çok az olduğu daha önce belirtildiği için, sadece $L/D_h=8$ 'de elde edilen değerler dikkate alınmıştır.



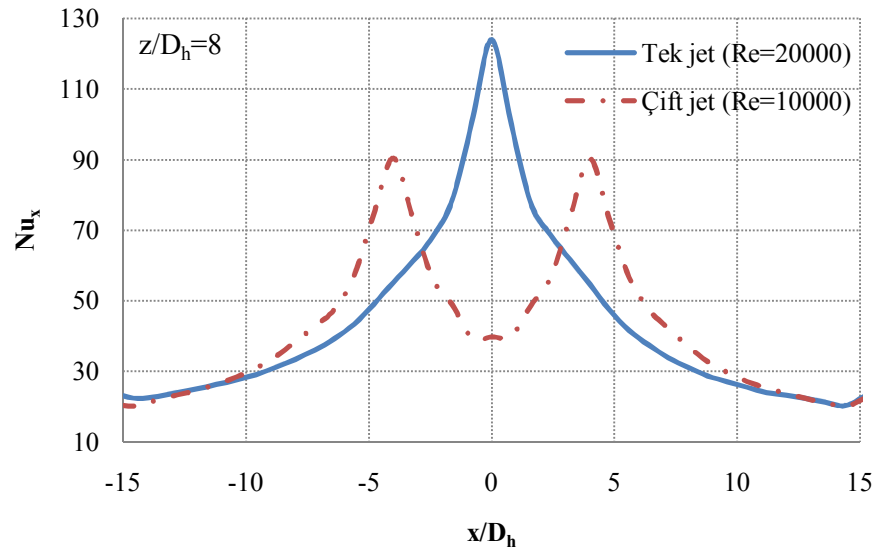
Şekil 4.43. $z/D_h=4$ için tek jet ($Re=20000$) ve çift jet ($Re=10000$) karşılaştırması

Literatürdeki gibi bir karşılaştırma yapıldığında bu çalışmalardaki sonuçlara çok uygun bir sonuç ortaya çıkmaktadır (Bkz. Şekil 4.43). Tek jet ve çift jet durumlarının her ikisinde de çarpma noktası Nu değerleri hemen hemen eşit olarak elde edilmektedir.

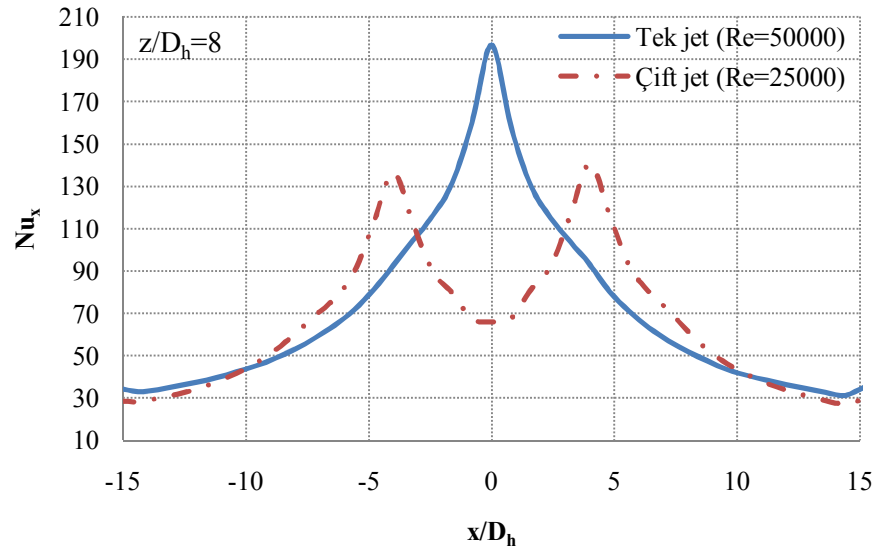
Ancak yukarıda da bahsedildiği gibi bu karşılaştırma adil olmadığından, bundan sonraki karşılaştırmalar toplam Re değeri eşit olacak şekilde yapılmış ve sadece bu durumlar yorumlanmıştır.



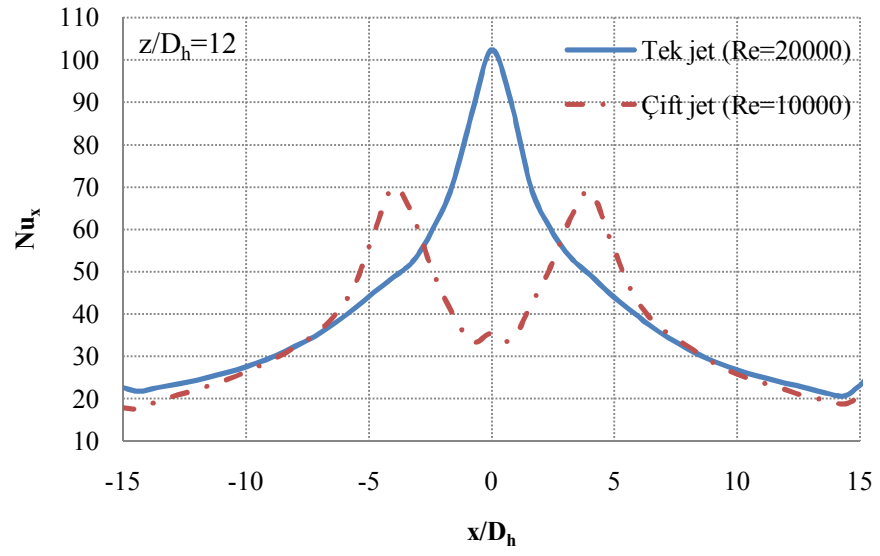
Şekil 4.44. $z/D_h=4$ için tek jet ($Re=50000$) ve çift jet ($Re=25000$) karşılaştırması



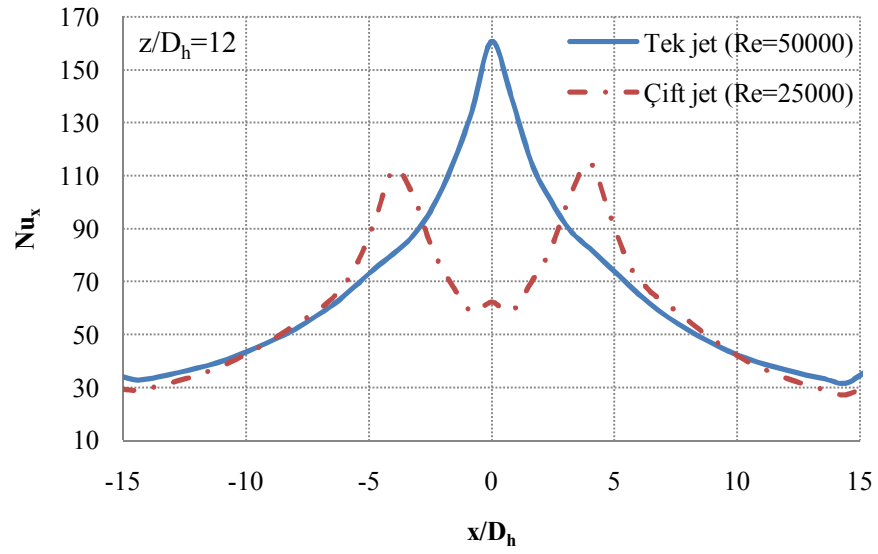
Şekil 4.45. $z/D_h=8$ için tek jet ($Re=20000$) ve çift jet ($Re=10000$) karşılaştırması



Şekil 4.46. $z/D_h=8$ için tek jet (Re=50000) ve çift jet (Re=25000) karşılaştırması



Şekil 4.47. $z/D_h=12$ için tek jet (Re=20000) ve çift jet (Re=10000) karşılaştırması



Şekil 4.48. $z/D_h=12$ için tek jet ($Re=50000$) ve çift jet ($Re=25000$) karşılaştırması

Şekillerden de görüleceği üzere, tek jetin çarpma noktasında oluşturduğu ısı transferi miktarı çift jete nazaran daha yüksek olarak kaydedilmiştir. Bu, tek jet durumunda çıkış hızının iki kat daha fazla olması hasebiyle beklenen bir sonuçtur.

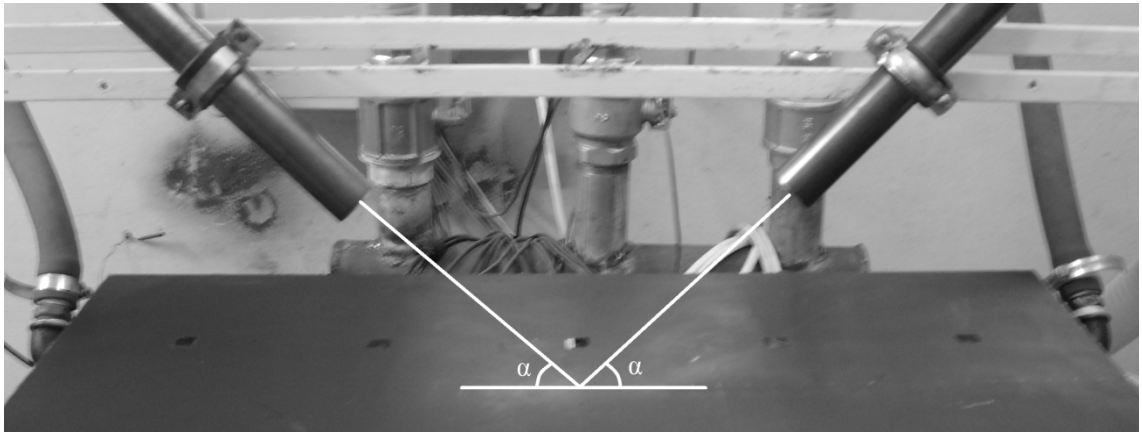
Şekil 4.43 incelenecek olursa, çift jet durumundaki çarpma noktalarında, çift jet için kaydedilen değerlerin tek jet için kaydedilen değerlere nazaran oldukça yüksek olduğu kolaylıkla görülebilir. Bu o noktadaki hava hızlarının çift jet durumunda daha yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. Ancak Şekil 4.44'e bakıldığında çok ilginç bir durumla karşılaşılmaktadır. Tek jet durumunda, çift jetin çarpma noktalarında oluşan yerel Nu değerleri hemen hemen çift jet durumunda elde edilen değerlere yaklaşmaktadır. Bunun sebebi, bu şeklin Şekil 4.46 ve 4.48 ile birlikte incelenmesiyle açıklanabilir. Şekil 4.46 ve 4.48'de de aynı hız değerlerinde çalışılmasına rağmen çift jet çarpma noktalarındaki yerel Nu değerleri çift jet durumunda, tek jet durumuna göre hayli yüksektir. Buradan, Şekil 4.44'teki durumun hızın yüksek olmasından dolayı değil, geçiş bölgesinin oluşmasından kaynaklandığı sonucuna varılabilir. Ancak artan jet çıkış hızlarının, özellikle $z/D_h=4$ ve 8 için tek jeti çift jete nazaran daha cazip hale getirdiği, Şekil 4.43'ün Şekil 4.44 ile Şekil 4.45'in de Şekil 4.46 ile karşılaştırılması neticesinde görülebilir. Karşılaştırmalarda çift jet çarpma noktalarındaki yerel Nu değerleri için çift

jet durumu ile tek jet durumu arasındaki sayısal farkın hızların artmasıyla azaldığı görülmektedir.

Bu karşılaştırmalar, şekillerden de görüleceği üzere hep lokal Nu değerleri üzerinden yapıldı. Karşılaştırmaların bir de ortalama Nu değerleri bakımından yapılması sonuçları daha anlamlı kılacaktı. Çalışmada temassız sıcaklık ölçer olarak kullanılan kızılötesi sıcaklık ölçer maalesef sadece bir noktanın sıcaklığını ölçebilmekte termal kameralar gibi alanın sıcaklığını ölçememektedir. Bundan dolayı tespit edilemeyen ortalama Nu değerleri sayısal kısımda hesaplanıp, deneysel kısımdaki bu dezavantaj telafi edilmeye çalışılmıştır.

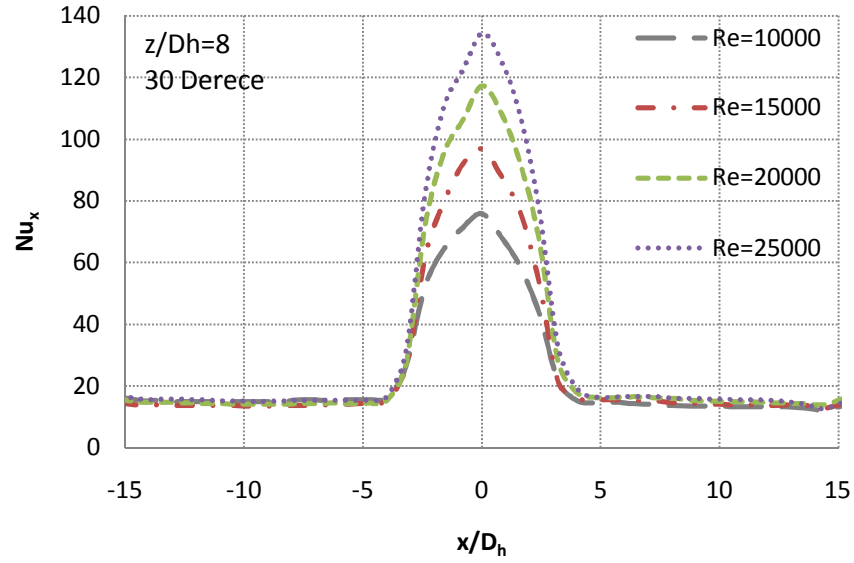
4.1.2.4. Jetler arası açının ısı transferine etkisi

Buraya kadar jetler literatürdeki çoğu çalışmada olduğu gibi hep yüzeye dik bir şekilde çarptırıldı. Tek bir jetin yüzeye belirli açılarla çarptırıldığı çalışmalar da literatürde mevcuttur (Ramezanpour 2007, Beitelmal 2003, Yan ve Saniei 1997). Fakat bu çalışmalarda jetin dik çarpmadığı, yani 90° 'nin dışında açılarla yüzeye çarptırılmaları durumlarında ısı transferinde bir artışın olmadığı, bilakis azalmanın olduğu defaten tespit edilmiş durumdadır. Bundan dolayı bu çalışmada bu konu tekrardan araştırılmadı. Bunun yerine çift jet durumunda jetler, literatürde mevcut olmayan bir şekilde birbirlerine bakan bir açıyla yerleştirilip aynı noktaya çarpacak şekilde konumlandırıldı. Jetlerin yerleşimi Şekil 4.49'da görülmektedir.

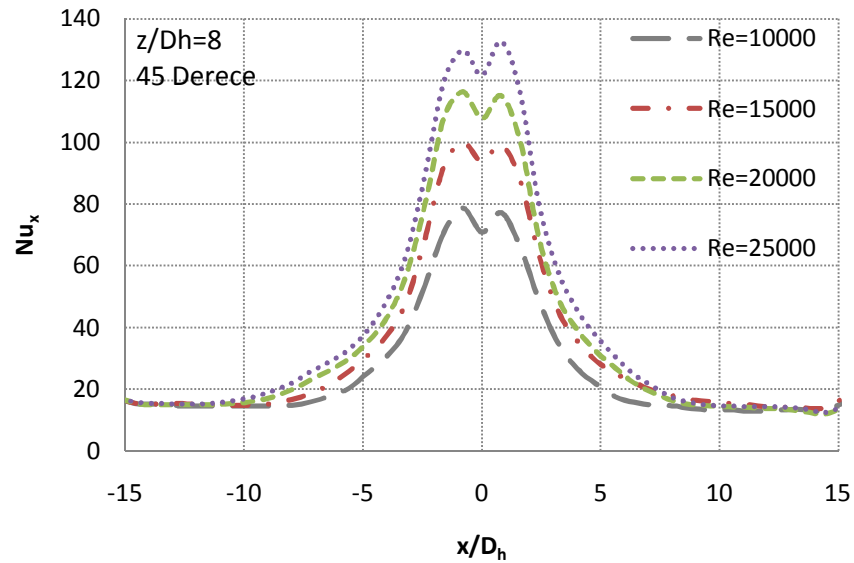


Şekil 4.49. Açılı çift jet

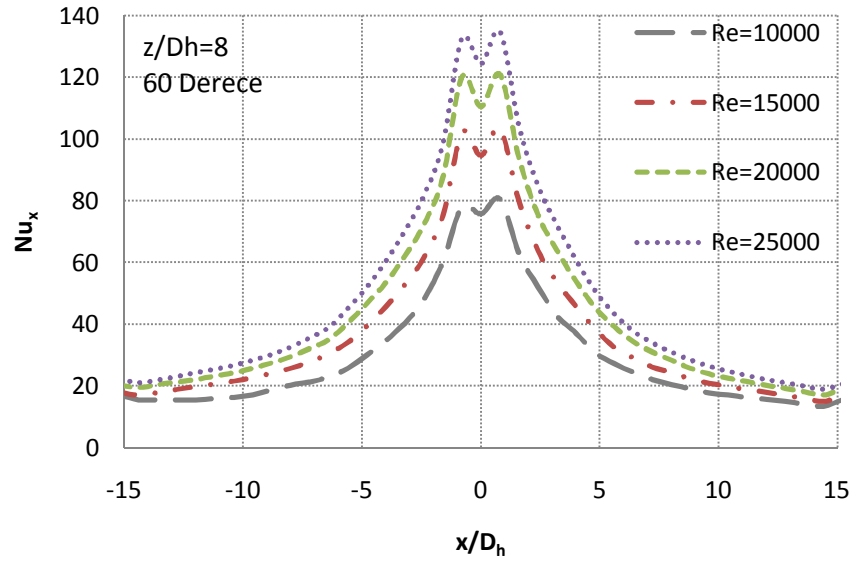
Bu çalışmada, yine boyutsuz jet-yüzey mesafesi $8D_h$ olarak sabit tutulup, dört farklı Re sayısı için Şekil 4.49'da görülen α açısı 30° , 45° ve 60° olacak şekilde değiştirildi. Dört farklı Re sayısı için yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar Şekil 4.50, 4.51 ve 4.52'de verildi. Bu üç şeklin ortak özelliği, yüzeye tek bir jetin çarptırıldığı duruma benzer yerel Nu_x dağılımlarının elde edilmesidir. Bu benzerlik $\alpha=30^\circ$ 'de Nu_x değerlerinin duvar jet bölgesinde aşırı düşük olmasından dolayı, $\alpha=45^\circ$ ve $\alpha=60^\circ$ için ise maksimum Nu_x değerinin çarpma noktasının ötesinde elde edilmesiyle bir miktar bozulmaktadır.



Şekil 4.50. $z/D_h=8$, jet-yüzey açısı 30° için farklı Re değerlerindeki Nu_x dağılımları

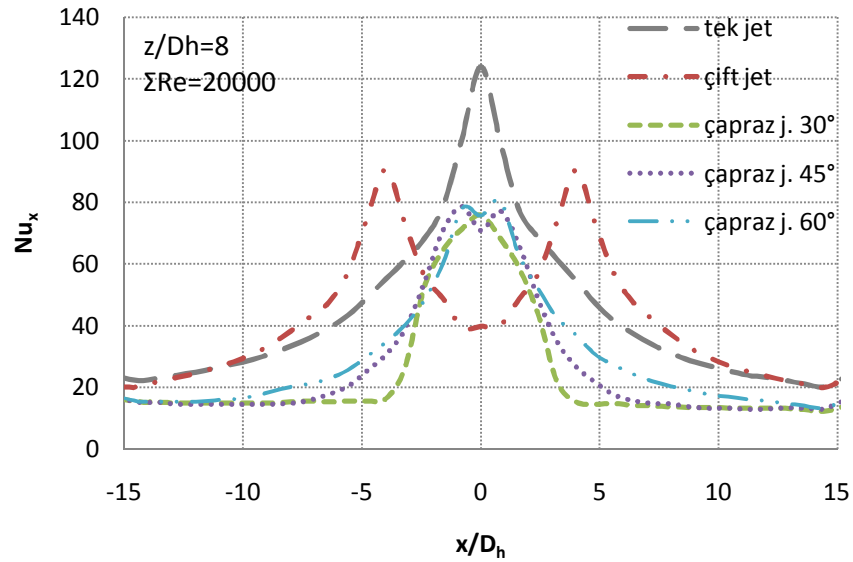


Şekil 4.51. $z/D_h=8$, jet-yüzey açısı 45° için farklı Re değerlerindeki Nu_x dağılımları

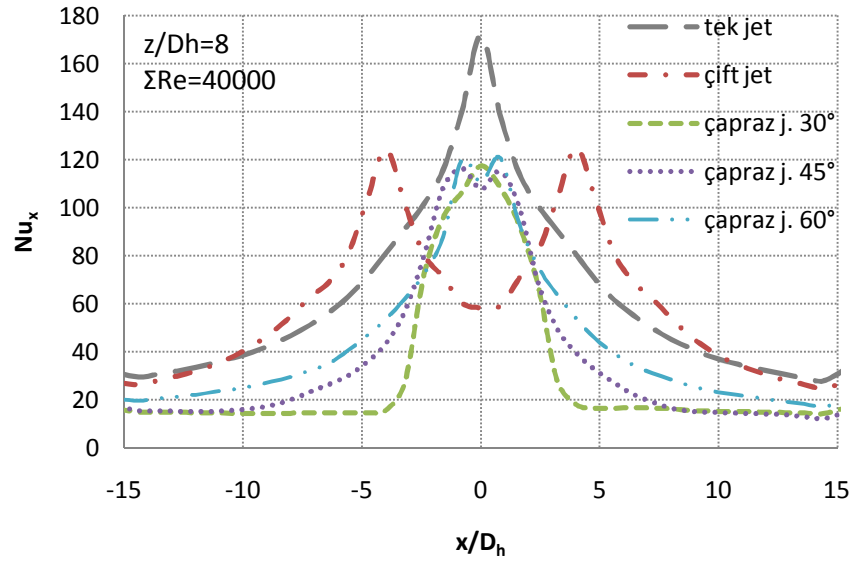


Şekil 4.52. $z/D_h=8$, jet-yüzey açısı 60° için farklı Re değerlerindeki Nu_x dağılımları

Ancak yukarıda verilen şekillerle, yapılan bu çalışma sayesinde ısı transferinde bir artırımın olup olmadığı anlaşılamaz. Bundan dolayı bu yapılan çalışmalardan elde edilen sonuçlar ile klasik şekilde yüzeye çarpan tek ve çift jet durumlarından elde edilen sonuçlar karşılaştırıldı. Bu karşılaştırmalar da yine eşit hava miktarları, yani toplam Re değerinin sabit olması şartı için yapıldı. $\Sigma Re=20000$ için elde edilen sonuçlar Şekil 4.53'te, $\Sigma Re=40000$ için elde edilen sonuçlar ise Şekil 4.54'te verilmektedir.



Şekil 4.53. $z/D_h=8$ için yüzeye dik ve açılı çarpma durumlarının $\Sigma Re=20000$ 'de karşılaştırılması



Şekil 4.54. $z/D_h=8$ için yüzeye dik ve açılı çarpma durumlarının $\Sigma Re=40000$ 'de karşılaştırılması

Her iki Re sayısında da yapılan bu çalışmanın, dik olarak çarpan tek ve çift jet durumlarına göre ısı transferini arttırmadığı, bilakis azalttığı net bir şekilde görülmektedir. Jetlerin eğik olması durumunda ise, ilginç bir şekilde α açısı maksimum Nu değerini değiştirmemektedir. Ancak bu açının artışının her iki Re değerinde de toplamdaki ısı transferini arttırdığı şekillerden tespit edilmektedir.

4.2. Isı Transferi İçin Sayısal Sonuçlar

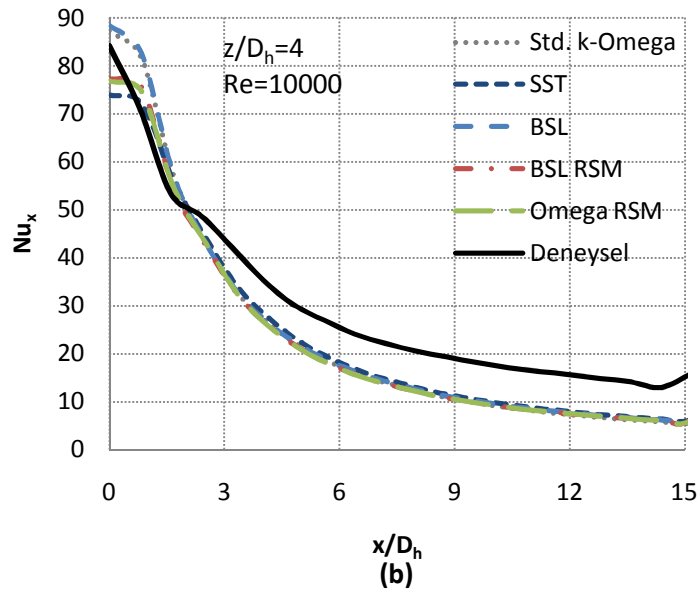
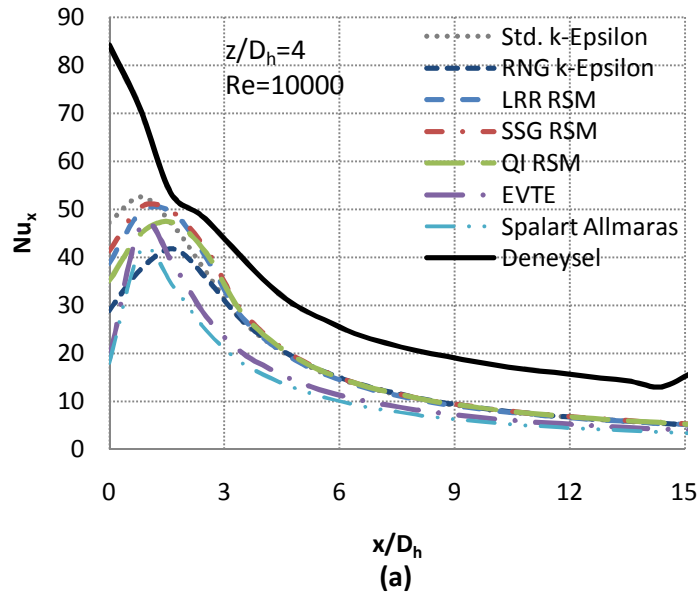
Bu kısımda ise deneysel olarak incelenen tek ve çift jet durumu bilgisayarda simüle edildi. Deneysel olarak araştırılan parametreler bir de sayısal olarak incelendi. Bu çalışmaların yanında deneysel olarak araştırılması kullanılan deney tesisatıyla mümkün olmayan çoklu jet durumu ve tek-çift jet durumları için türbülans şiddetinin etkisi yine sayısal olarak araştırıldı. Elde edilen sonuçlar ilgili başlıklar altında verilmektedir.

4.2.1. Tek jet durumunda ısı transferi için elde edilen sonuçlar

Öncelikle tek jet durumu bilgisayarda simüle edildi. Daha önce bahsedildiği üzere çok sayıda ağ yapısıyla çözümler alınıp, ağdan bağımsız durumlar tespit edildikten sonra parametrik çalışmaya geçildi ve aşağıdaki parametrelerin incelemeleri yapıldı.

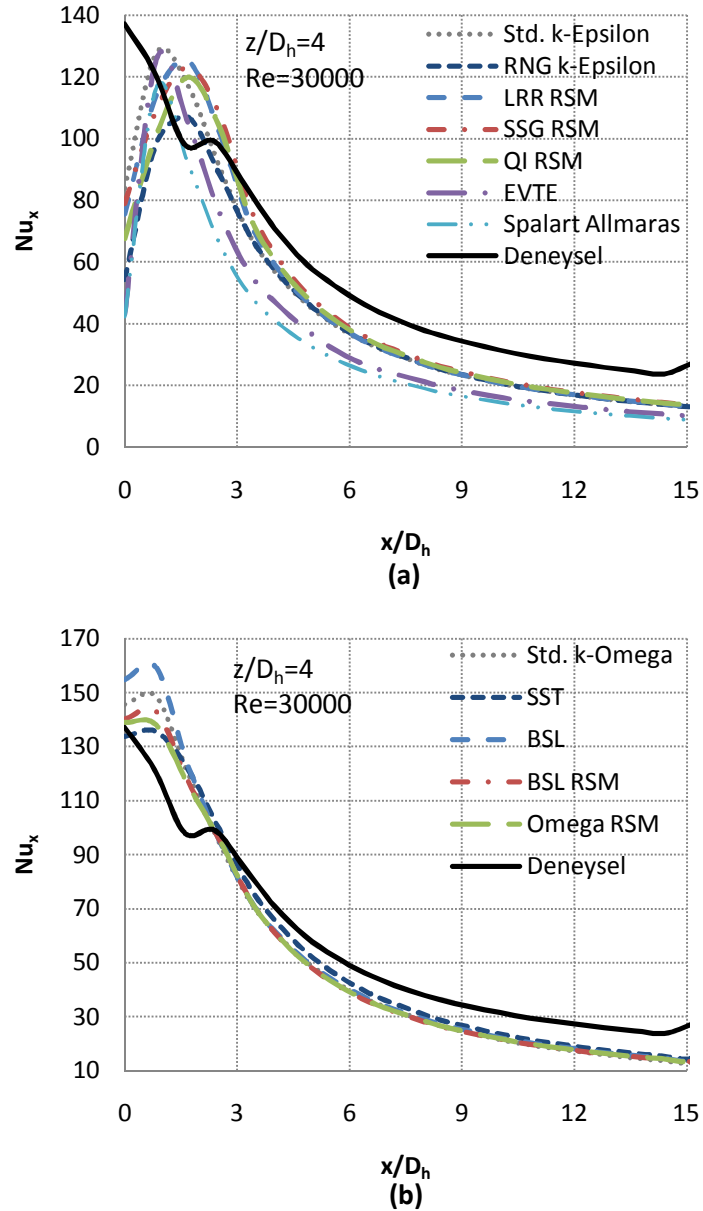
4.2.1.1. Tek jet durumunda türbülans modellerinin çözümlere olan etkisi

ANSYS-CFX programında mevcut olan hemen hemen tüm modeller, farklı z/D_h değerleri ve Re değerleri için ayrı ayrı denenerek, hangi türbülans modelinin daha üstün olduğu tespit edilmeye çalışıldı. Daha önce de belirtildiği üzere bazı türbülans modelleri Scalable WF ile kullanılırken, bazıları Automatic NWT ile kullanılmaktadır. Türbülans modelleri için karşılaştırma yapılırken bu iki duvar yaklaşımını kullanan modeller ayrı şekillerde sunuldu.



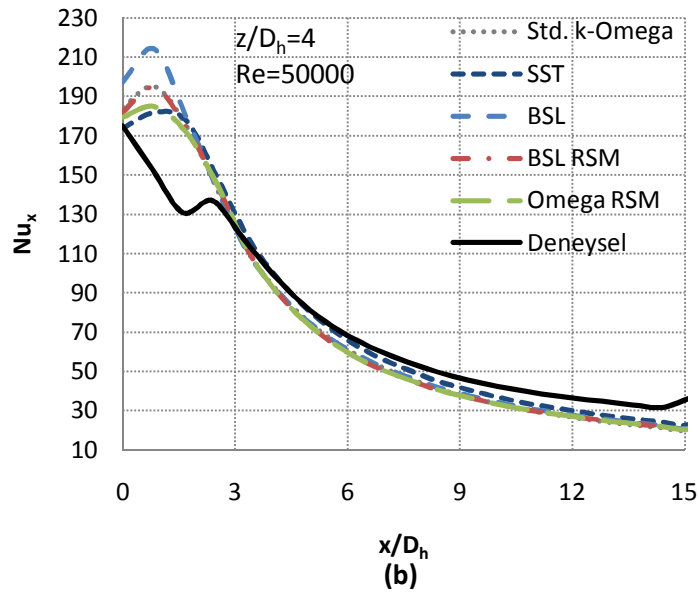
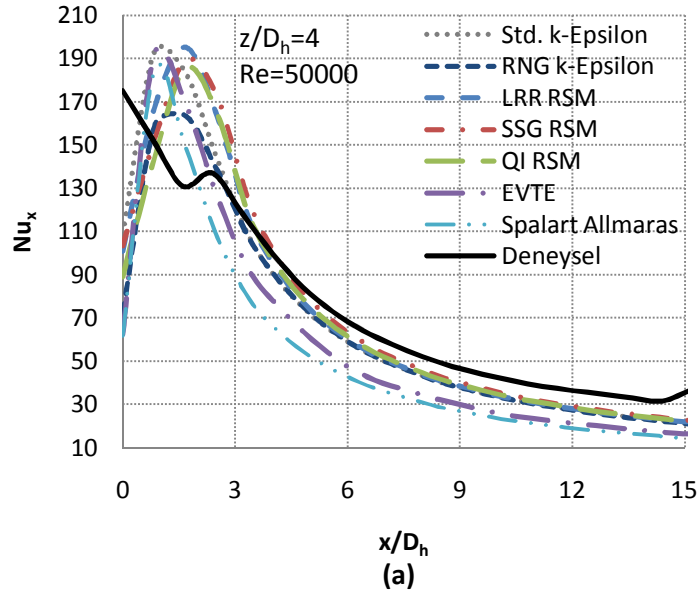
Şekil 4.55. $z/D_h = 4$, $Re = 10000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları a) Scalable WF b) Automatic NWT kullanan modeller

Şekil 4.55, 4.56 ve 4.57'de sadece $z/D_h=4$ için yapılan çözümlerler verilmektedir. Bu üç şekilden (diğer z/D_h değerleri için de aynı şey söz konusu) Scalable WF metodunu kullanan türbülans modelleri kendi içinde, Automatic NWT kullanan modelleri kendi içinde birbirlerine yakın sonuçlar vermişlerdir. Ayrıca Automatic NWT metodunu kullanan türbülans modellerinin, Scalable WF kullanan modellere nazaran deneysel sonuçlara daha yakın sonuçlar verdikleri görülmektedir.



Şekil 4.56. $z/D_h=4$, $Re=30000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları a) Scalable WF b) Automatic NWT kullanan modeller

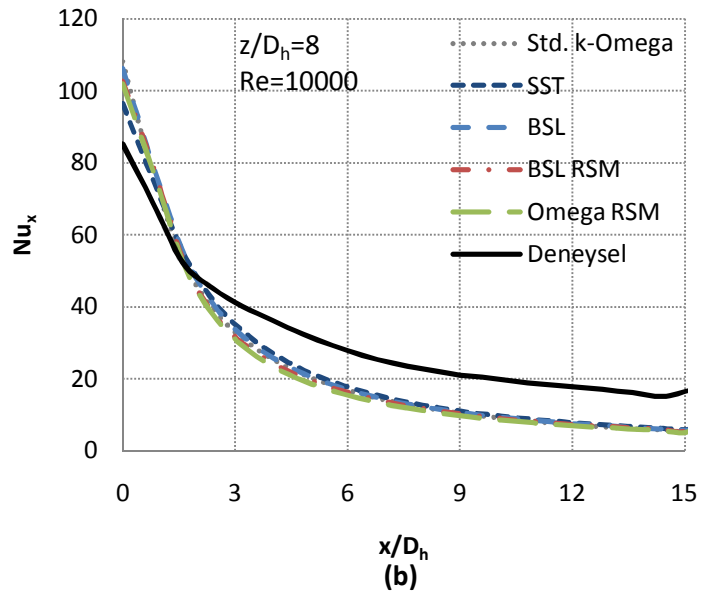
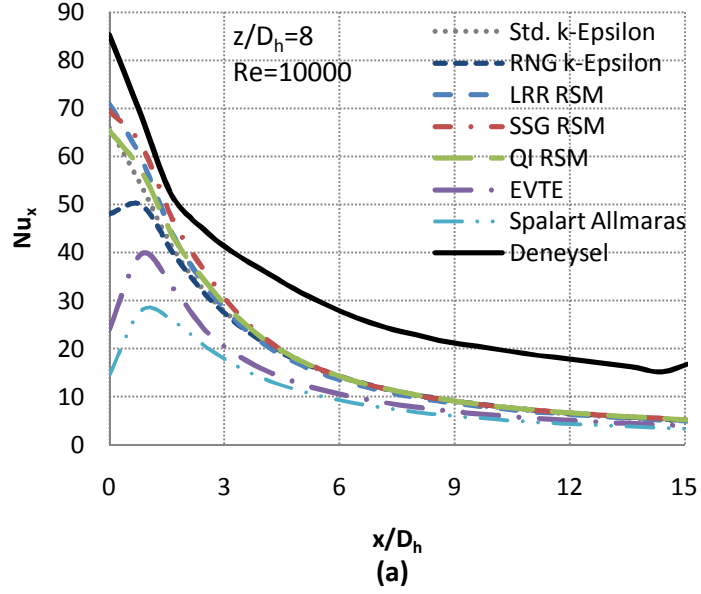
Ayrıca artan Re değeri ile birlikte türbülans modellerinin performanslarının arttığı görülmektedir. Scalable WF kullanan türbülans modellerinin performansındaki artışın daha belirgin olduğu da elde edilen sonuçlardandır.



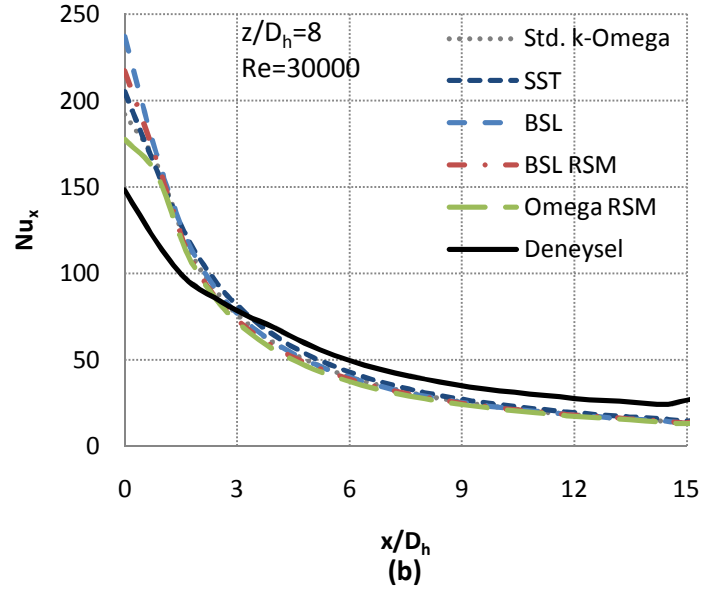
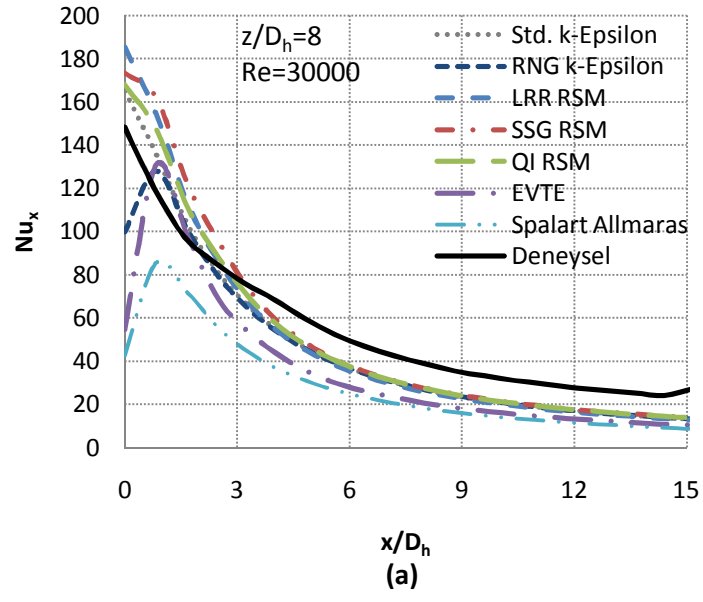
Şekil 4.57. $z/D_h=4$, $Re=50000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları **a)** Scalable WF **b)** Automatic NWT kullanan modeller

$z/D_h=4$ değeri için dikkat çeken bir diğer husus ta Scalable WF'ı kullanan modellerde çarpma noktasında maksimum olması gereken Nu_x değerlerinin, bu noktada maksimumda olmamasıdır. Bu durum bu modeller için büyük bir dezavantajdır. Çünkü

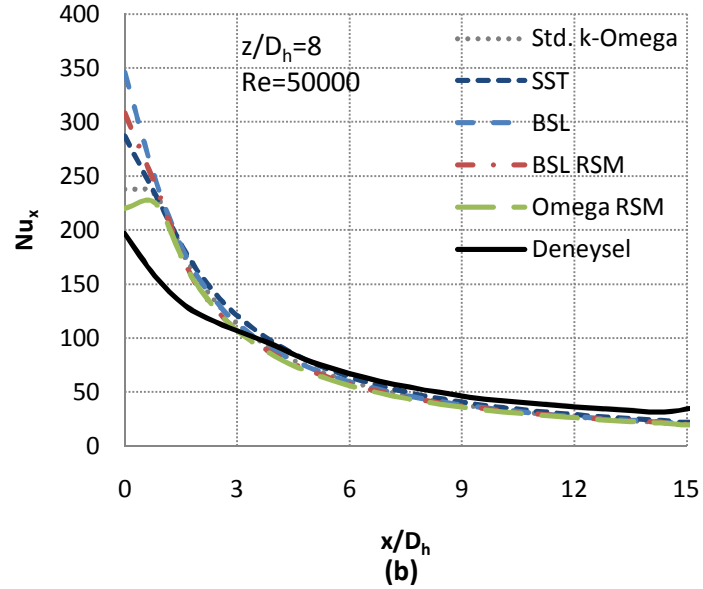
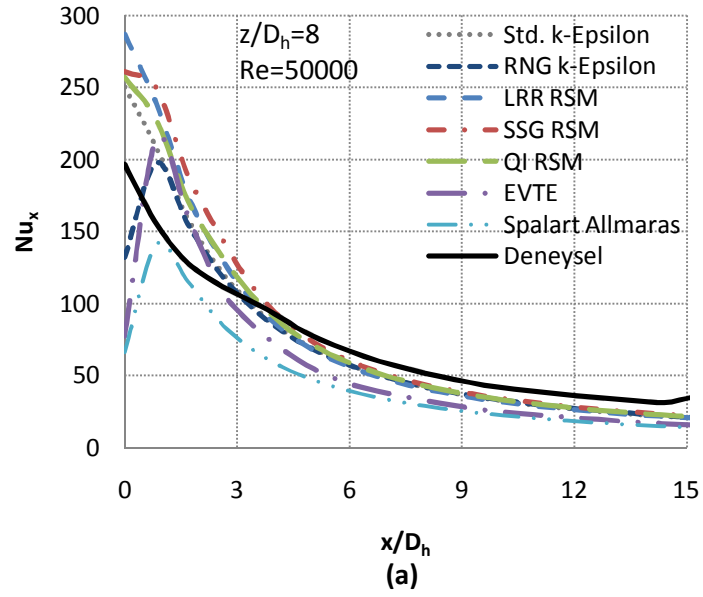
bu noktada deneysel sonuçlara olan yakınlık büyük miktarlarda azalmaktadır. Bu dezavantaj, Automatic NWT kullanan modellerde gözlemlenmemiştir.



Şekil 4.58. $z/D_h=8$, $Re=10000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları **a)** Scalable WF **b)** Automatic NWT kullanan modeller



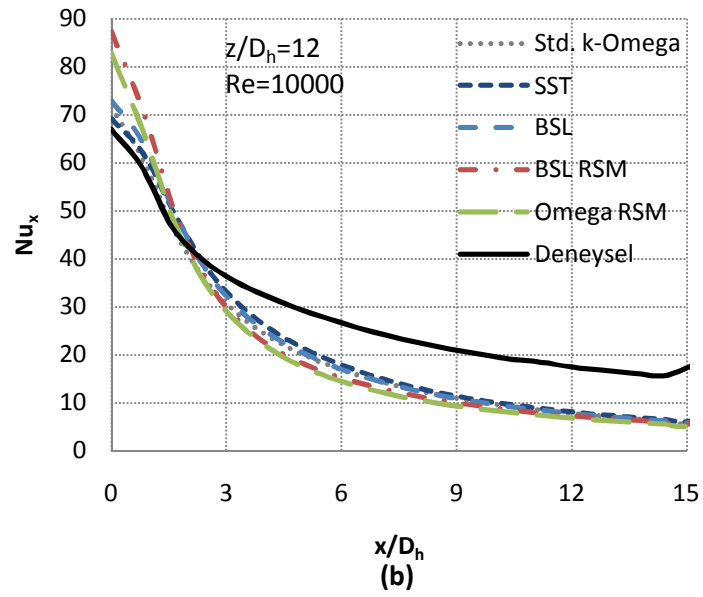
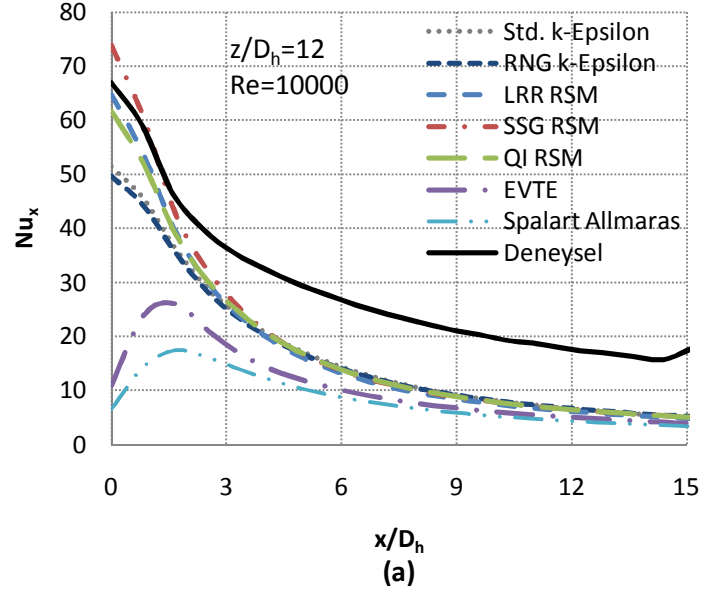
Şekil 4.59. $z/D_h=8$, $Re=30000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları **a)** Scalable WF **b)** Automatic NWT kullanan modeller



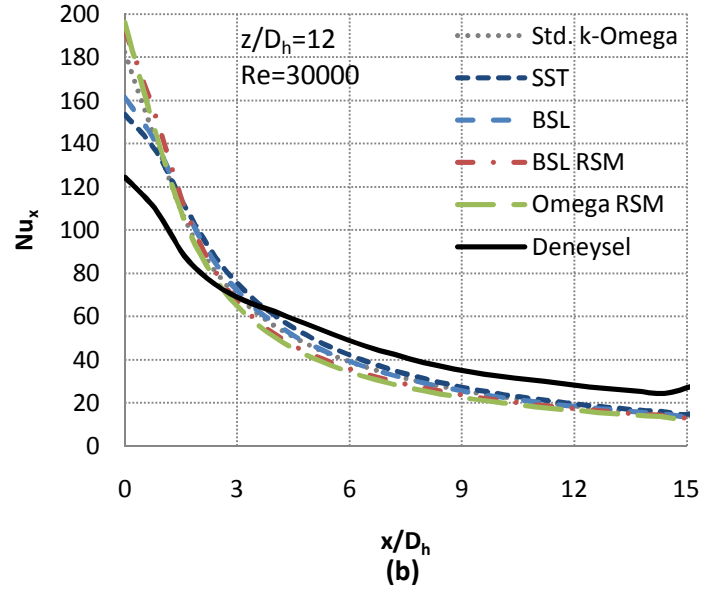
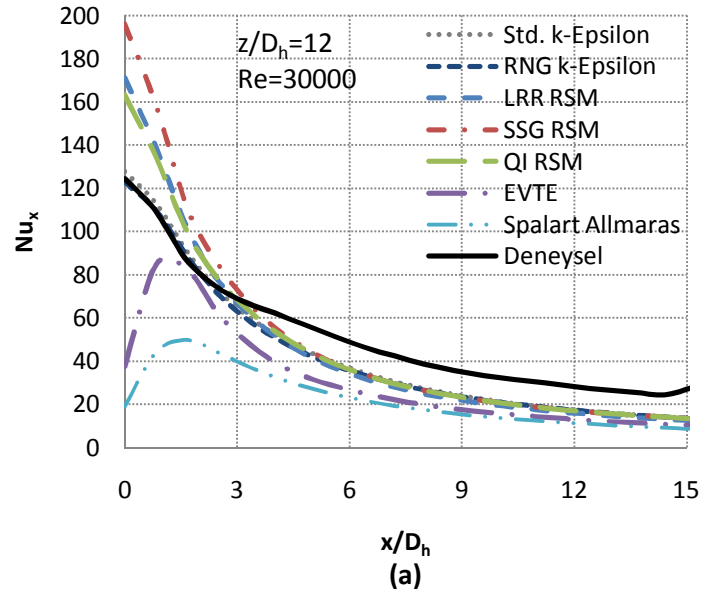
Şekil 4.60. $z/D_h=8$, $Re=50000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları **a)** Scalable WF **b)** Automatic NWT kullanan modeller

Şekil 4.58, 4.59 ve 4.60'da verilmiş olan $z/D_h=8$ için yapılmış analizlerde elde edilen sonuçlar da, $z/D_h=4$ için elde edilen sonuçlara oldukça yakındır. Ancak bu iki durum karşılaştırıldığında ilk göze çarpan nokta, $z/D_h=8$ 'de Nu_x değerlerinin, Scalable WF kullanan modellerde de çarpma noktasında maksimum oluşudur. Ancak Spalart-Allmaras, EVTE ve RNG $k-\varepsilon$ model bu durumu bozmaktadır. Diğer bir nokta da $z/D_h=8$ için sayısal sonuçlar deneysel sonuçlardan bir miktar daha uzaklaşmıştır. Ayrıca $z/D_h=4$

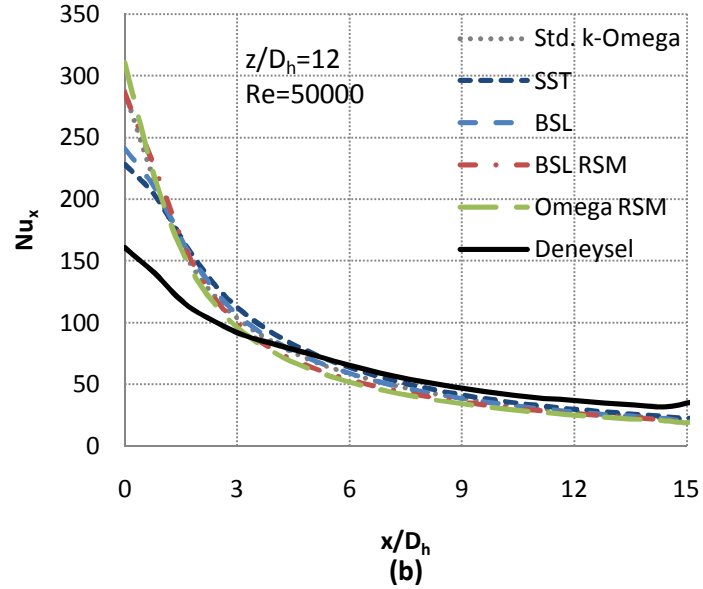
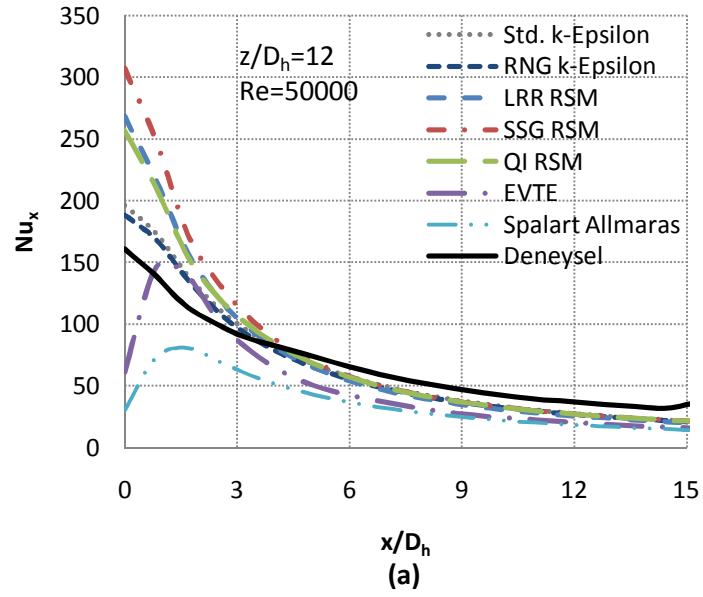
için diğer Scalable WF kullanan modellere yakın sonuçlar veren Spalart-Allmaras ve EVTE modelleri $z/D_h=8$ için bu modellerden daha düşük sonuçlar vermişlerdir.



Şekil 4.61. $z/D_h=12$, $Re=10000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları **a)** Scalable WF **b)** Automatic NWT kullanan modeller



Şekil 4.62. $z/D_h=12$, $Re=30000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları **a)** Scalable WF **b)** Automatic NWT kullanan modeller



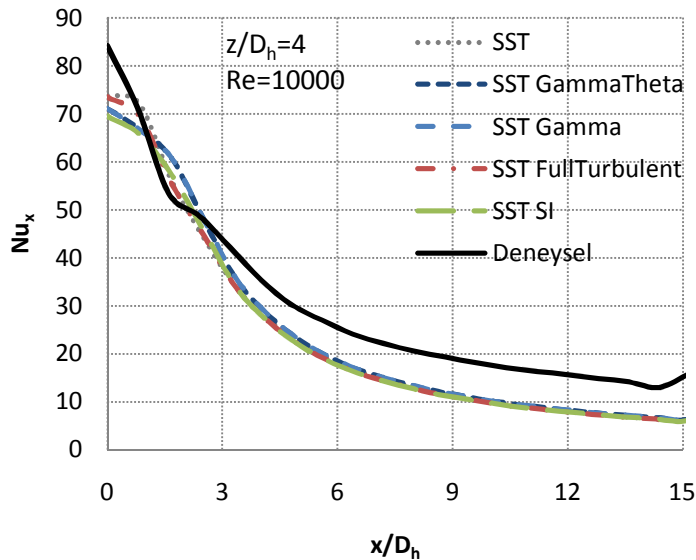
Şekil 4.63. $z/D_h=12$, $Re=50000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları **a)** Scalable WF **b)** Automatic NWT kullanan modeller

Şekil 4.61, 4.62 ve 4.63'te verilmiş olan $z/D_h=12$ için yapılmış analizlerde elde edilen sonuçlar da $z/D_h=8$ için elde edilen sonuçlarla karşılaştırıldığında benzerlikler görülmektedir. Farklı olarak RNG $k-\varepsilon$ model $z/D_h=12$ durumunda artık maksimum Nu değerini çarpma noktasında hesaplamaya başlamıştır. $z/D_h=8$ için $Re=10000$ 'de çarpma noktasındaki değerin maksimum Nu_x değerine olan yakınlığı göz önüne alındığında, bu modelin performansının artan z/D_h değeri ve azalan Re değeriyle birlikte arttığı görülmektedir.

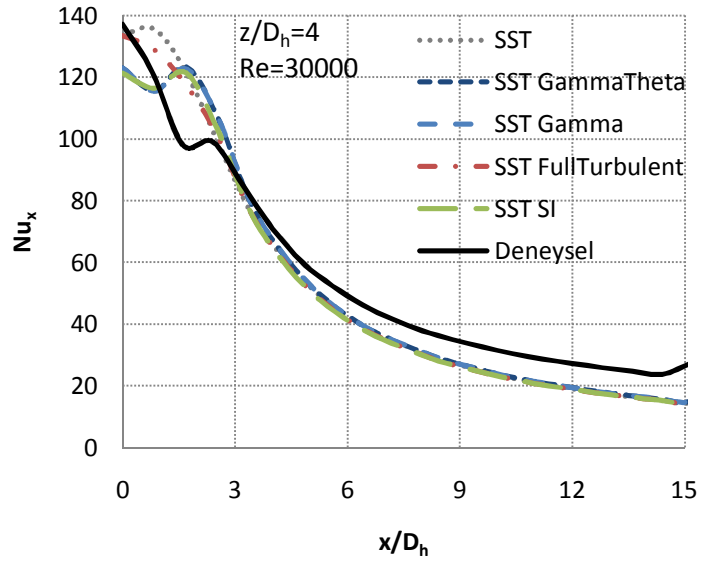
Tüm durumlar göz önüne alındığında ise, SST ve BSL model performanslarıyla öne çıkan iki modeldir. Daha önce de izah edildiği gibi RSM'ler Reynolds stres terimlerini çözmelerine, yani daha kapsamlı modeller olmalarına rağmen, bu iki modelin performanslarını gösterememişlerdir. Bu durum da yine literatürdeki sonuçlara paraleldir (Ramezanpour 2007, Benim 2007).

4.2.1.2. Tek jet durumu için laminierden-türbülansa geçişin (transition) hesaba katılmasının sonuçlara olan etkisi

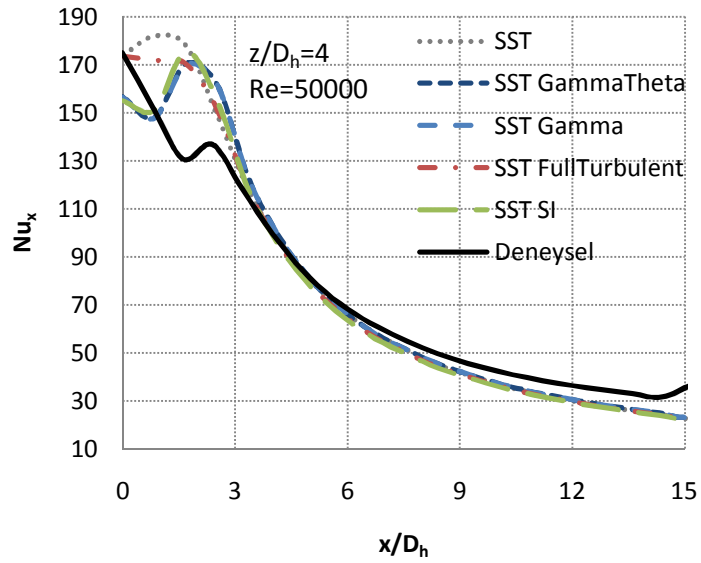
Yukarıda birçok türbülans modeli denendi. Ancak dikkat edilince hiçbir modelin Nu_x 'de oluşan ikincil pik oluşumunu yakalayamadığı görülmektedir. Bunun tek sebebi vardır. Daha önce de bahsedildiği üzere ikincil pik nokta laminier akıştan türbülanslı akışa geçişte meydana gelmektedir. Türbülans modelleri ise bu geçişi göz önüne almaksızın, tamamıyla türbülans varmış gibi çözümleme yaptıkları için bu sıçramayı yakalayamamışlardır. Ancak SST ve BSL modeller bu geçişi de hesaba katabilme yeteneğine sahiptirler. Bu özelliğin kullanımı kullanıcıya bırakılmıştır. Her iki model de geçiş analizi gerçekleştirmek için dört farklı geçiş modeline sahiptir. Bu bölümde, her iki türbülans modeli de sahip oldukları geçiş modelleri ile farklı z/D_h ve Re değerleri için ayrı ayrı denenmiştir.



Şekil 4.64. $z/D_h=4$, $Re=10000$ için SST türbülans modeli ile farklı geçiş modellerinin denenmesi



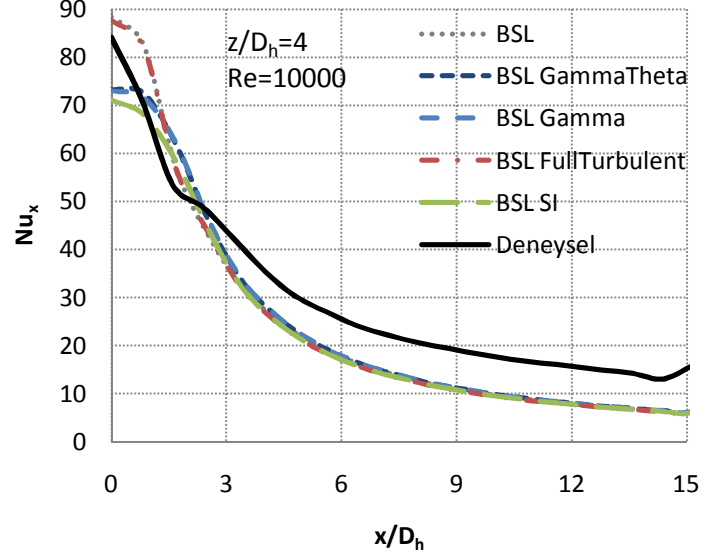
Şekil 4.65. $z/D_h=4$, $Re=30000$ için SST türbülans modeli ile farklı geçiş modellerinin denenmesi



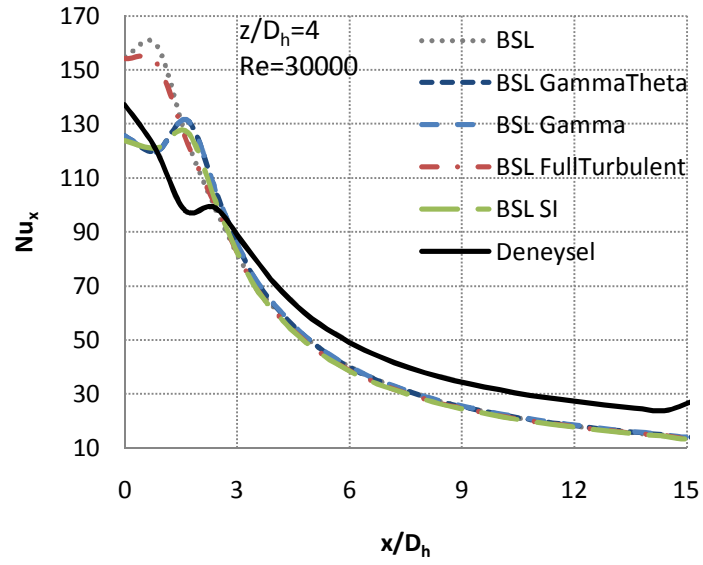
Şekil 4.66. $z/D_h=4$, $Re=50000$ için SST türbülans modeli ile farklı geçiş modellerinin denenmesi

Şekil 4.64, 4.65 ve 4.66'da SST modelle $z/D_h=4$ için üç farklı Re değerinde elde edilen sonuçlar verilmektedir. Görüldüğü üzere, ikincil pik noktanın deneysel olarak görülmediği $Re=10000$ durumu için tüm geçiş modelleriyle de ikincil pik nokta elde edilmemiştir. $Re=30000$ ve 50000 değeri için ise Full Turbulent geçiş modeli hariç tüm

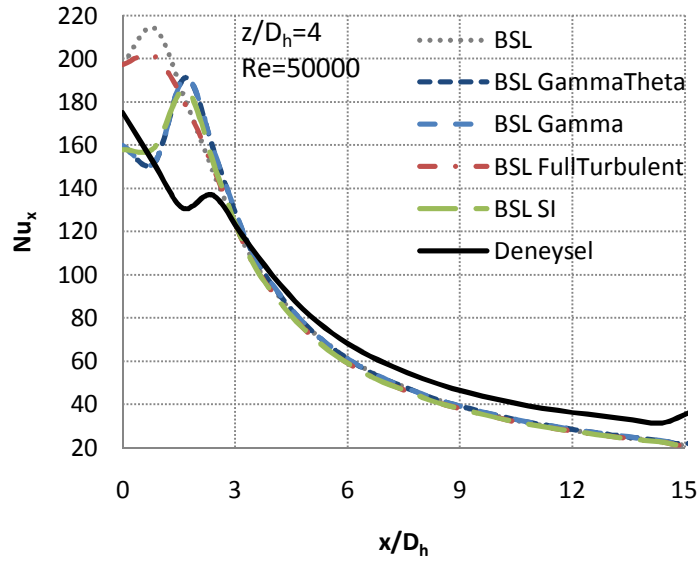
geçiş modellerinde ikincil pik noktalar görülmektedir. Üstelik pik noktaların oluşum yerleri deneylerde elde edilen yerlere oldukça yakın mesafelerdedir.



Şekil 4.67. $z/D_h=4$, $Re=10000$ için BSL türbülans modeli ile farklı geçiş modellerinin denenmesi



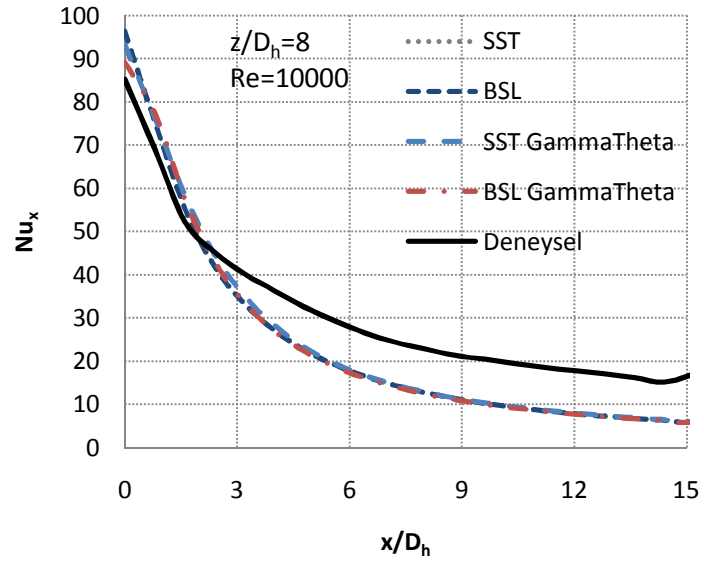
Şekil 4.68. $z/D_h=4$, $Re=30000$ için BSL türbülans modeli ile farklı geçiş modellerinin denenmesi



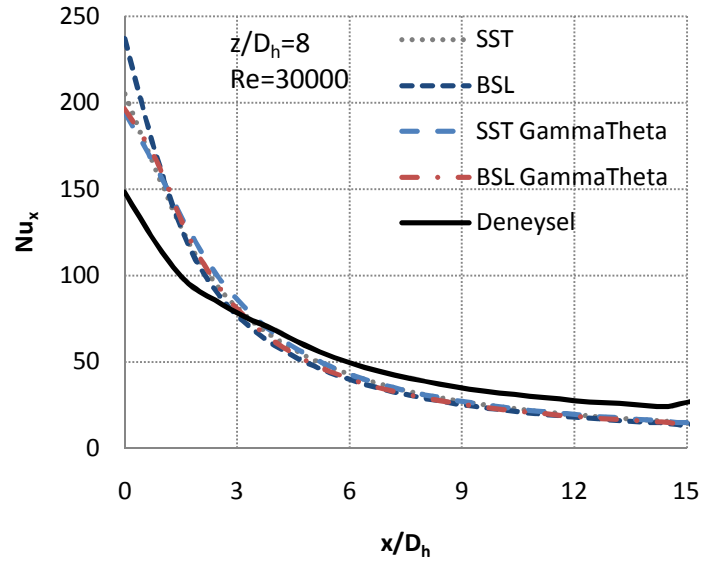
Şekil 4.69. $z/D_h=4$, $Re=50000$ için BSL türbülans modeli ile farklı geçiş modellerinin denenmesi

Şekil 4.67, 4.68 ve 4.69'da BSL model için elde edilen sonuçlar verilmektedir. BSL modelde de, SST modele benzer sonuçlar elde edilmiştir. Sadece iki türbülans modeli arasında normal çözümlemelerdeki farklılık kadar bir farklılık burada da kendini göstermektedir.

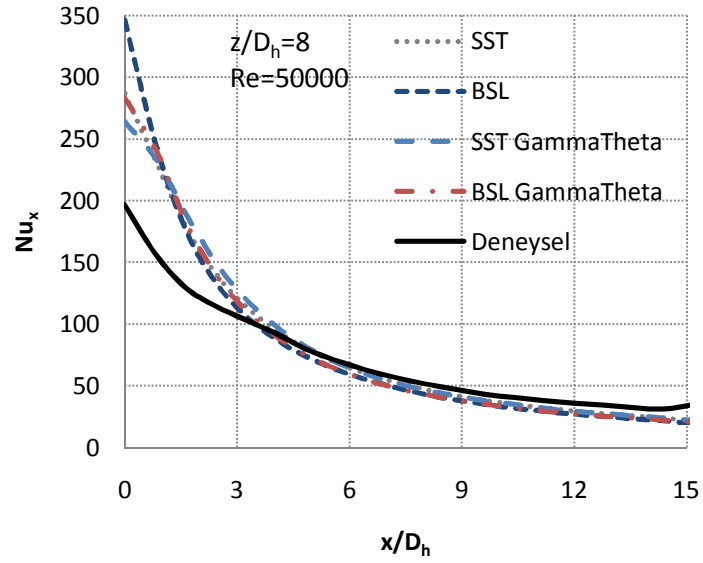
$z/D_h=4$ için yapılan çalışmalarda görüldüğü üzere, her iki türbülans modelinde de Gamma Theta geçiş modeli tatminkar sonuçlar vermiştir. Bundan dolayı bundan sonraki analizlerde bu geçiş modeli kullanılmıştır. Şekil 4.70, 4.71 ve 4.72'de $z/D_h=8$ için elde edilmiş değerler sunulmuştur. İkincil pik noktanın deneysel olarak oluşmadığı bu z/D_h değerinde geçiş modellerinin kullanımında da ikincil pik noktalar görülmemektedir. Hatta $Re=10000$ için, ne iki türbülans modeli arasında ne de geçiş modellerinin kullanılması veya kullanılmaması arasında neredeyse bir farklılık yok gibidir.



Şekil 4.70. $z/D_h=8$, $Re=10000$ için klasik ve geçiş ilaveli çözümler

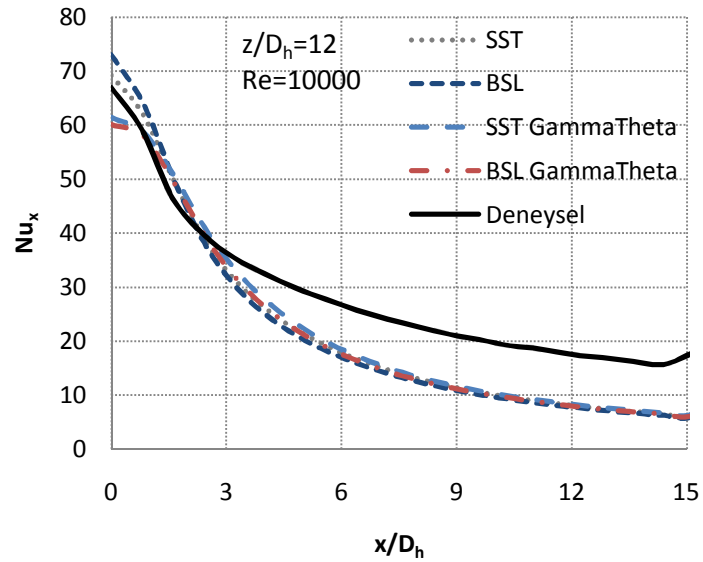


Şekil 4.71. $z/D_h=8$, $Re=30000$ için klasik ve geçiş ilaveli çözümler



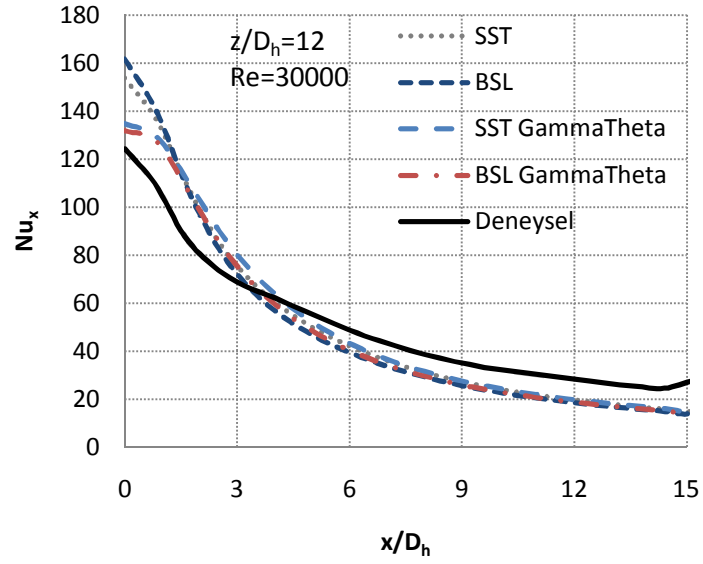
Şekil 4.72. $z/D_h=8$, $Re=50000$ için klasik ve geçiş ilaveli çözümler

Ancak $z/D_h=8$ için $Re=30000$ ve 50000 'de her iki türbülans modeliyle de geçiş modellerinin kullanımı, çarpma bölgesinde deneysel değerlerin üstünde olan sayısal değerleri bir miktar aşağı çekmektedir. Bu düşüşün, $Re=50000$ değerinde daha baskın olduğu Şekil 4.72, Şekil 4.70 ve 4.71 ile karşılaştırıldığında net bir şekilde görülmektedir.

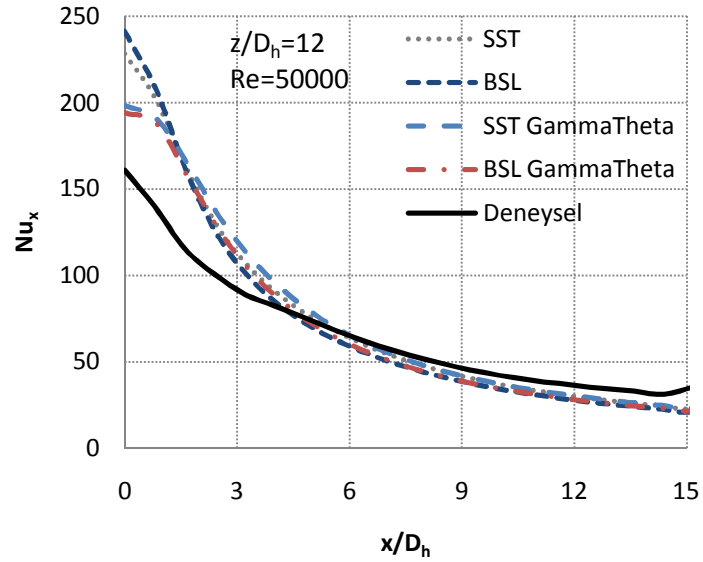


Şekil 4.73. $z/D_h=12$, $Re=10000$ için klasik ve geçiş ilaveli çözümler

Şekil 4.73, 4.74 ve 4.75'te, $z/D_h=12$ için elde edilmiş sonuçlar verilmektedir. Burada farklı olarak geçiş modellerinin düşürücü etkisi, kendisini $Re=10000$ 'de de net bir şekilde göstermektedir. Aynı şekilde, Re değerinin artmasıyla birlikte geçiş modellerinin düşürücü etkisi daha da artmaktadır.



Şekil 4.74. $z/D_h=12$, $Re=30000$ için klasik ve geçiş ilaveli çözümler

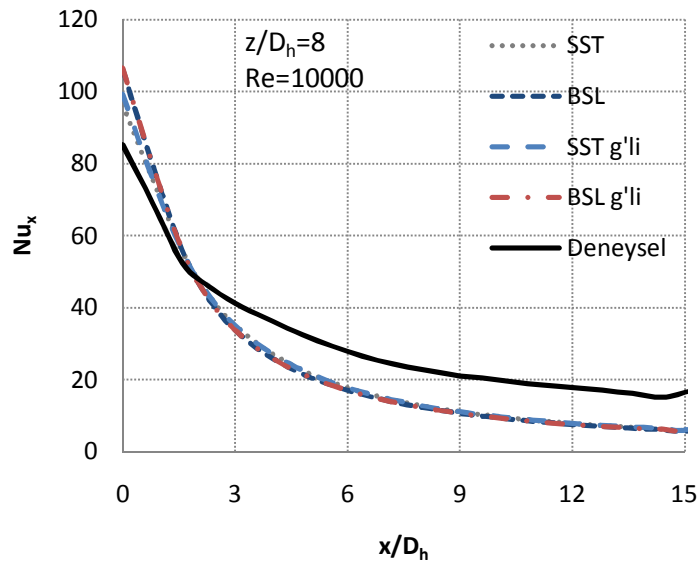


Şekil 4.75. $z/D_h=12$, $Re=50000$ için klasik ve geçiş ilaveli çözümler

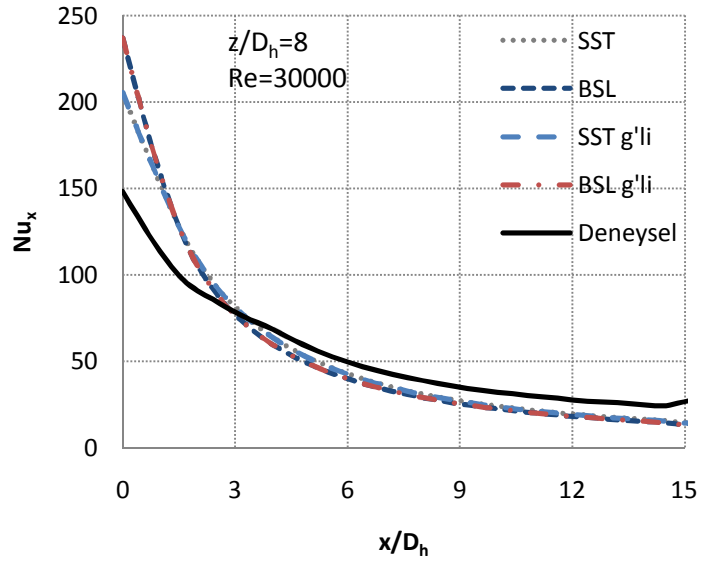
Sonuç olarak, geçiş modellerinin hesaplamalara ilave edilmesi ikincil pik noktalarının görülebilmesi açısından elzemdir. Ayrıca $k-\omega$ temelli modeller, genel itibari ile çarpma bölgelerinde Nu_x değerlerini deneysel değerlerin üstünde vermekte idiler. Geçiş modellerinin SST ve BSL modellerle birlikte kullanımı, bu farkı bir nebze olsun azalttıklarından olumlu etkiler sergilemişlerdir.

4.2.1.3. Tek jet durumunda yerçekiminin sonuçlara olan etkisi

Materyal-Yöntem bölümünde verilen Navier-Stokes denklemleri incelendiğinde, denklemlerde yerçekimi ivmesinin (g) olduğu görülür. Ancak, CFD çalışmalarında bu terimi hesaplamalara katıp katmamak kullanıcının inisiyatifindedir. Şu ana kadar olan çözümlemelerde g hesaba katılmamıştır. Bu bölümde g hesaba katılarak çözümlemelere bir etkisinin olup olmadığı araştırılacaktır. Burada, yukarıda diğer modellere göre daha iyi sonuç verdiği anlaşılan SST ve BSL modeller kullanılmıştır. Ayrıca alışma sadece optimum jet-yüzey uzaklığı olan $z/D_h=8$ mesafesinde üç farklı Re değeri için yapılmıştır.

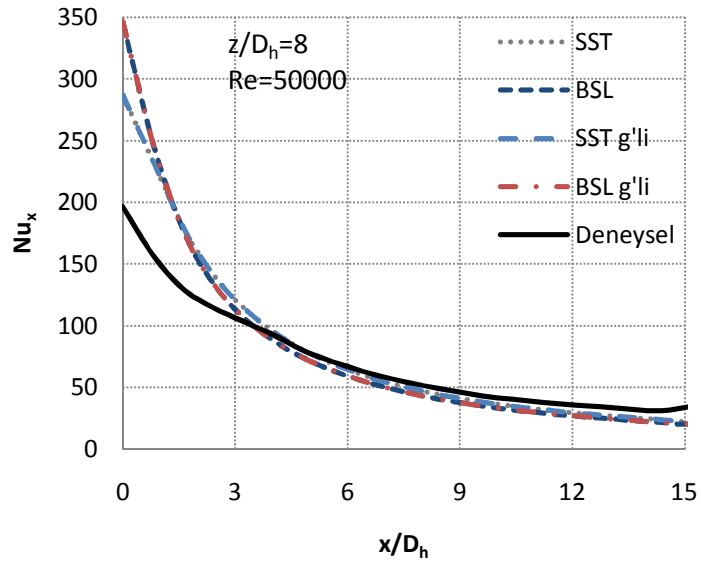


Şekil 4.76. $z/D_h=8$, $Re=10000$ için yerçekimli ve yerçekimsiz çözümler



Şekil 4.77. $z/D_h=8$, $Re=30000$ için yerçekimli ve yerçekimsiz çözümler

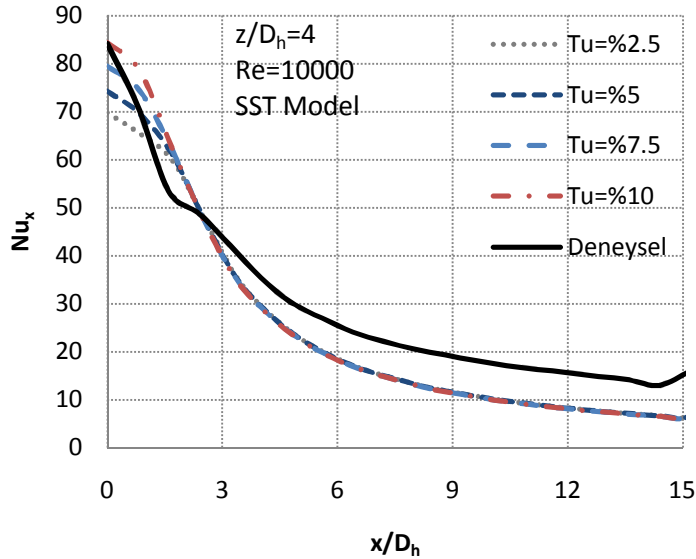
Şekil 4.76'ya bakıldığında, g 'nin hesaba katılmasının sonuçlarda çok çok küçük bir değişikliğe neden olduğu görülmektedir. $Re=10000$ 'de bu küçük değişiklik olurken Şekil 4.77 ve 4.78'den de görüleceği üzere $Re=30000$ ve 50000 değerlerinde en ufak bir değişiklik yoktur. Yerçekimi daha çok doğal taşınım üzerinde etkili olduğundan yüksek Re değerlerinde etki etmemiş olması, doğal bir sonuçtur.



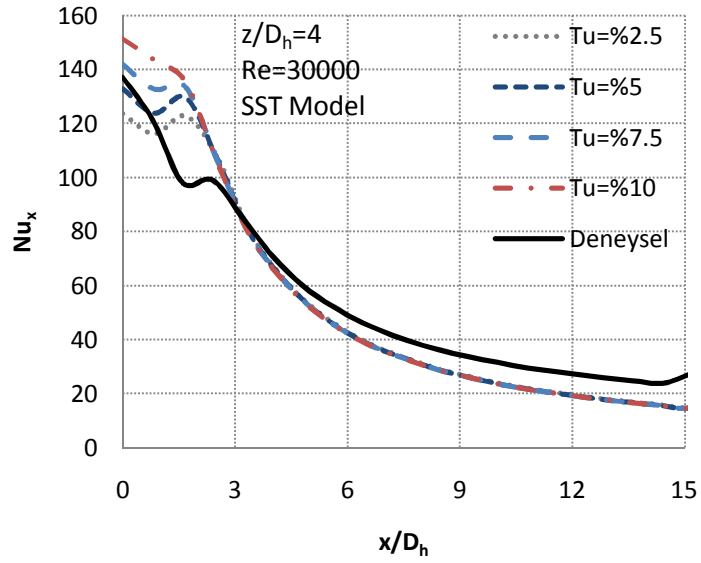
Şekil 4.78. $z/D_h=8$, $Re=50000$ için yerçekimli ve yerçekimsiz çözümler

4.2.1.4. Tek jet durumunda giriş türbülans şiddetinin ısı transferine olan etkisi

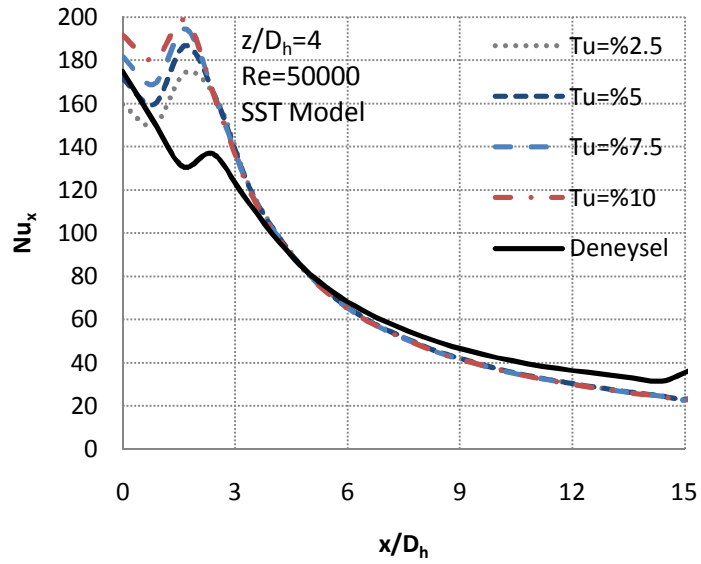
Bilindiği üzere türbülans, ısı transferini arttırıcı bir unsurdur. Türbülanslı bir akışında kendi içerisinde ne denli türbülanslı olduğunun göstergesi türbülans şiddetidir. Türbülans şiddetinin ısı transferi üzerindeki etkisini incelemek için, farklı durumlarda sadece giriş türbülans değeri değiştirilerek etkileri araştırıldı. Bu çalışmada sadece SST model Gamma Theta geçiş modeli ile birlikte denendi. $z/D_h=4$ için yapılan araştırmaların sonuçları Şekil 4.79, 4.80 ve 4.81'de sunulmaktadır. Üç Re sayısında da giriş türbülans şiddeti, sadece çarpma bölgesi Nu_x değerlerinde bir değişim sağlamış, duvar jet bölgesinde ise hiçbir şekilde etki etmemiştir. Bu jet-yüzey mesafesi için etki ısı transferini arttırıcı yöndedir. Bu sonuç, İşman ve ark. (2008) elde ettiği sonuçlarla uyum içerisinde. Fakat burada bu çalışmadan farklı olarak geçiş modeli de hesaplama dahil edilmiştir. Bu ilave sayesinde türbülans şiddetinin ikincil pik nokta üzerine olan etkisi de görülebilecektir. $Re=30000$ için Şekil 4.81'de görülen durum elde edilmiştir. Görüldüğü üzere türbülans şiddetinin artmasıyla birincil pik noktanın ikincil pik noktaya baskınlığı artmaktadır. Hatta, $Tu=10\%$ 'da ikincil pik nokta neredeyse kaybolmaktadır.



Şekil 4.79. $z/D_h=4$, $Re=10000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri



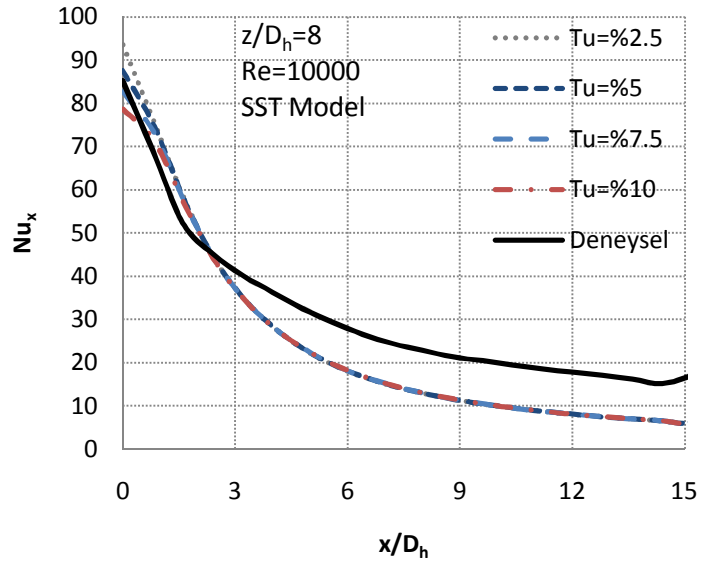
Şekil 4.80. $z/D_h=4$, $Re=30000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri



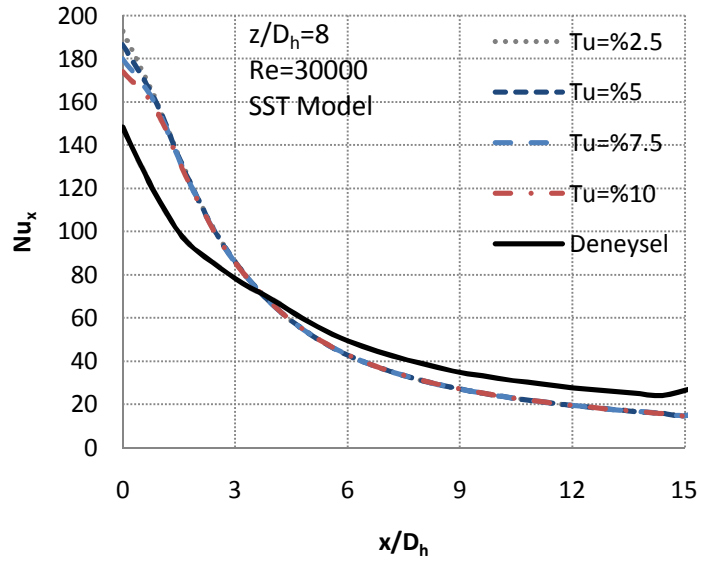
Şekil 4.81. $z/D_h=4$, $Re=50000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri

$Re=50000$ için de Tu 'nun etkisi yine çarpma bölgesinde olmakta, ikincil pik noktasındaki etkisi çarpma noktasındaki kadar olmamaktadır. Buradan şu sonuç çıkmaktadır; Giriş türbülans şiddeti türbülans seviyesindeki artıştan dolayı çarpma noktasında daha etkin bir performans gösterirken çarpma neticesinde oluşan sönümlemeyle etkisini yitirmektedir.

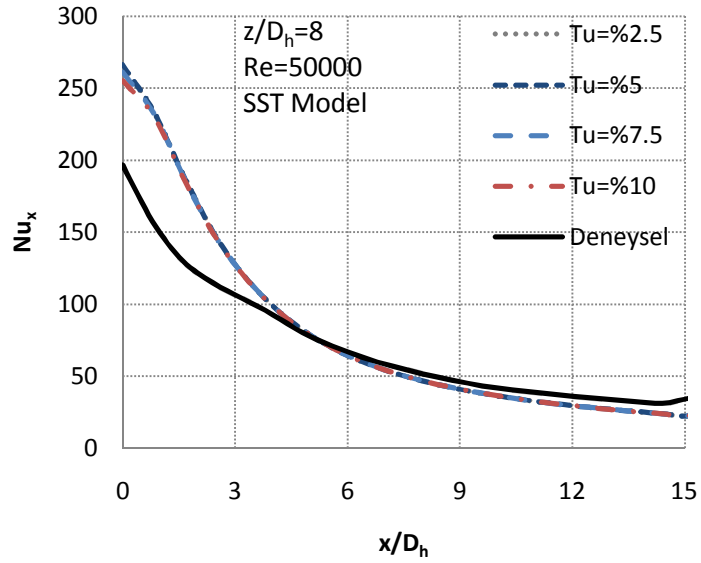
Şekil 4.82, 4.83 ve 4.84, $z/D_h=8$ için yapılmış olan çalışmalara aittir. $z/D_h=4$ ile karşılaştırıldığında, giriş türbülans şiddeti benzer bir şekilde sadece çarpma noktasında farklı olarak ise ters bir etki göstermiştir. Ancak $z/D_h=4$ teki gibi bariz bir değişim, bu mesafede görülmemiştir. Giriş türbülans şiddetinin artmasıyla çarpma noktasındaki Nu değerinin düşmesi tezat teşkil ediyormuş gibi dursa da, bu sonuç Zhou ve Lee (2004) ile uyum içindedir. Hatta bu çalışmada, türbülans şiddetindeki artışın $z/D_h \leq 4$ için çarpma noktası Nu değerini arttırdığı, $z/D_h > 4$ için ise ters etkide bulunduğu vurgulanmıştır. Deneysel olarak yapılan bu çalışma ile bu denli bir uyum, yapılan sayısal çalışmanın doğruluğu açısından oldukça önemlidir.



Şekil 4.82. $z/D_h=8$, $Re=10000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri

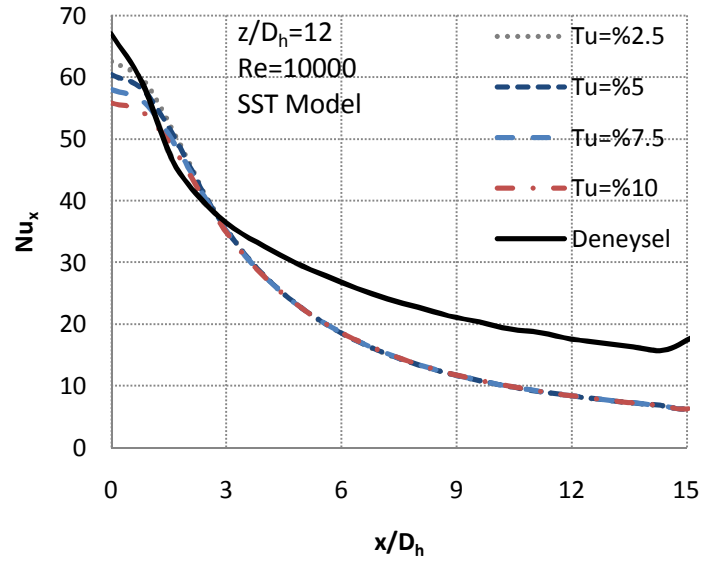


Şekil 4.83. $z/D_h=8$, $Re=30000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri

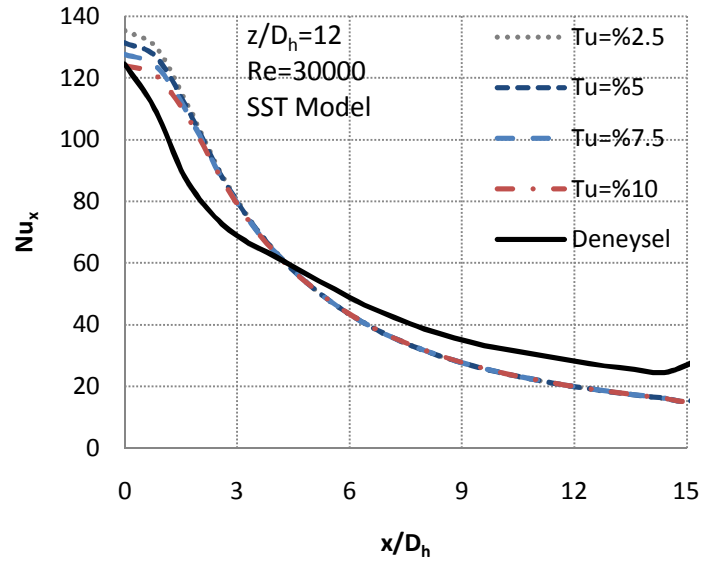


Şekil 4.84. $z/D_h=8$, $Re=50000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri

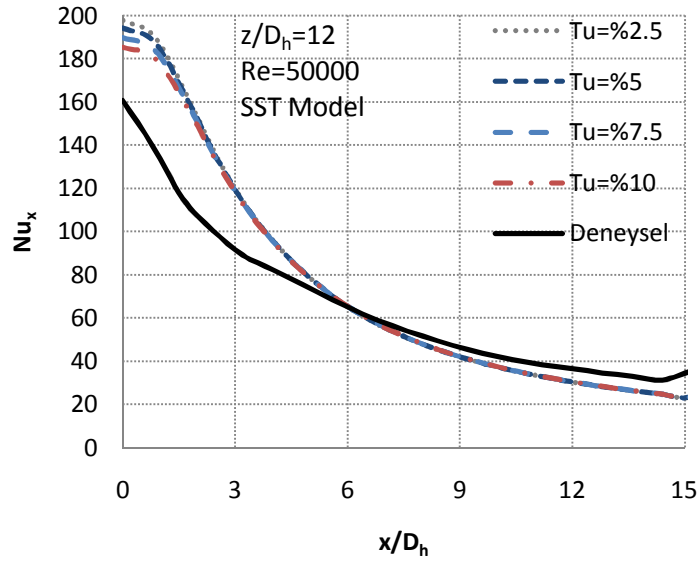
Şekil 4.83 ve 4.84'ten artan Re sayısı ile birlikte giriş türbülans şiddetinin etkisini iyice yitirdiği görülmektedir. Şekil 4.85, 4.86 ve 4.87'de ise $z/D_h=12$ için elde edilen sonuçlar görülmektedir. Bu mesafede giriş türbülans şiddeti $z/D_h=8$ 'e nazaran etkisini arttırmıştır, ancak $z/D_h=4$ 'teki kadar da bir etkiye ulaşamamıştır. Etki, beklendiği üzere yine ısı transferini azaltıcı yönde olmuştur.



Şekil 4.85. $z/D_h=12$, $Re=10000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri



Şekil 4.86. $z/D_h=12$, $Re=30000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri



Şekil 4.87. $z/D_h=12$, $Re=50000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri

Şekil 4.86 ve 4.87'de görüldüğü üzere, $z/D_h=8$ 'dekine benzer olarak artan Re değeriyle birlikte giriş türbülans şiddetinin ısı transferi üzerinde olan etkisi azalmaktadır. Buradan elde edilen sonuçlarla, Re sayısının çarpan hava jetlerinde en baskın parametrelerden biri olduğu bir kez daha doğrulanmaktadır.

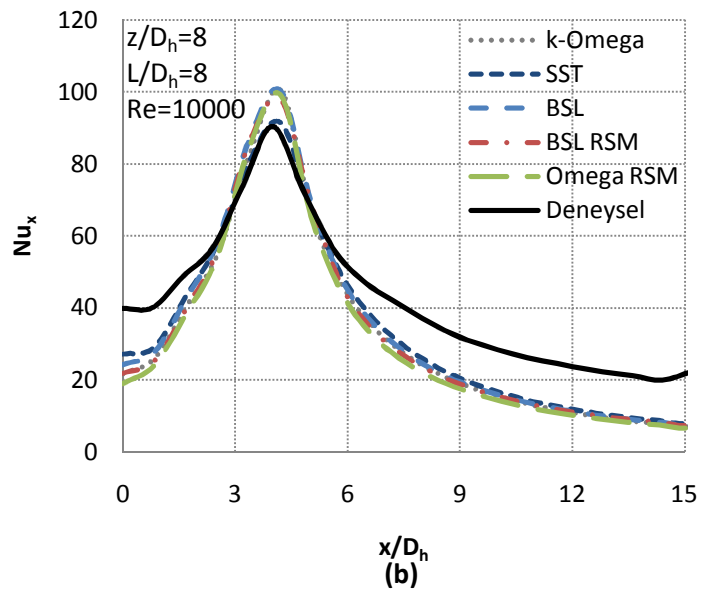
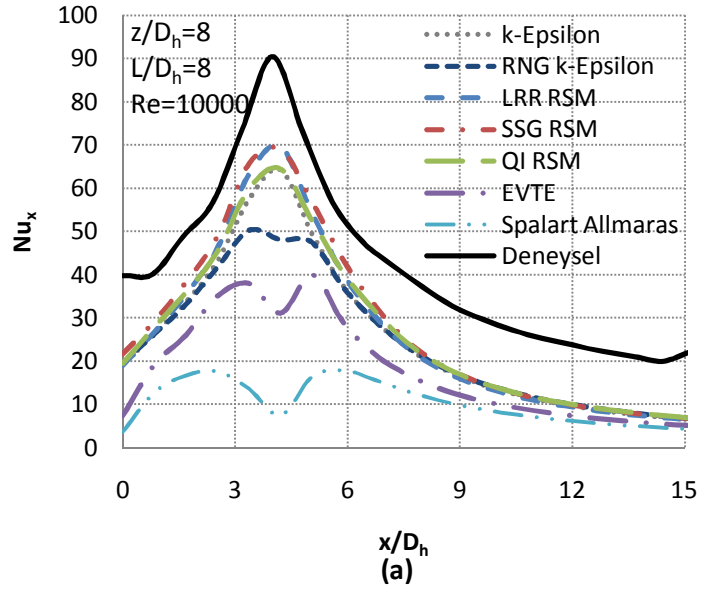
4.2.2. Çift jet durumunda ısı transferi için elde edilen sonuçlar

Bu kısımda da çift jet için model oluşturulup, tek jet için incelenen adımların çoğu çift jet için de araştırıldı. Yine yapılan araştırmalar ilgili başlıklar altında sunulmuştur.

4.2.2.1. Çift jet durumunda türbülans modellerinin çözümlere olan etkisi

Çift jet durumundaki akış, tek jet durumundaki akışa göre daha karmaşıktır. Çünkü, jetlerden çıkan hava yüzeye çarptıktan sonra orta noktada bir de birbirleriyle çarpışmaktadır. Bu sebeple tek jet durumu için denenen türbülans modelleri çift jet için de denendi ki, bu karışıklığın modellerin performanslarını ne derecede etkilediği görülmüş olsun. Çift jet durumunda sayısal araştırmalar sadece $z/D_h=8$ ve $L/D_h=8$ değerleri için deneysel çalışmada araştırılan Re sayılarında sürdürüldü.

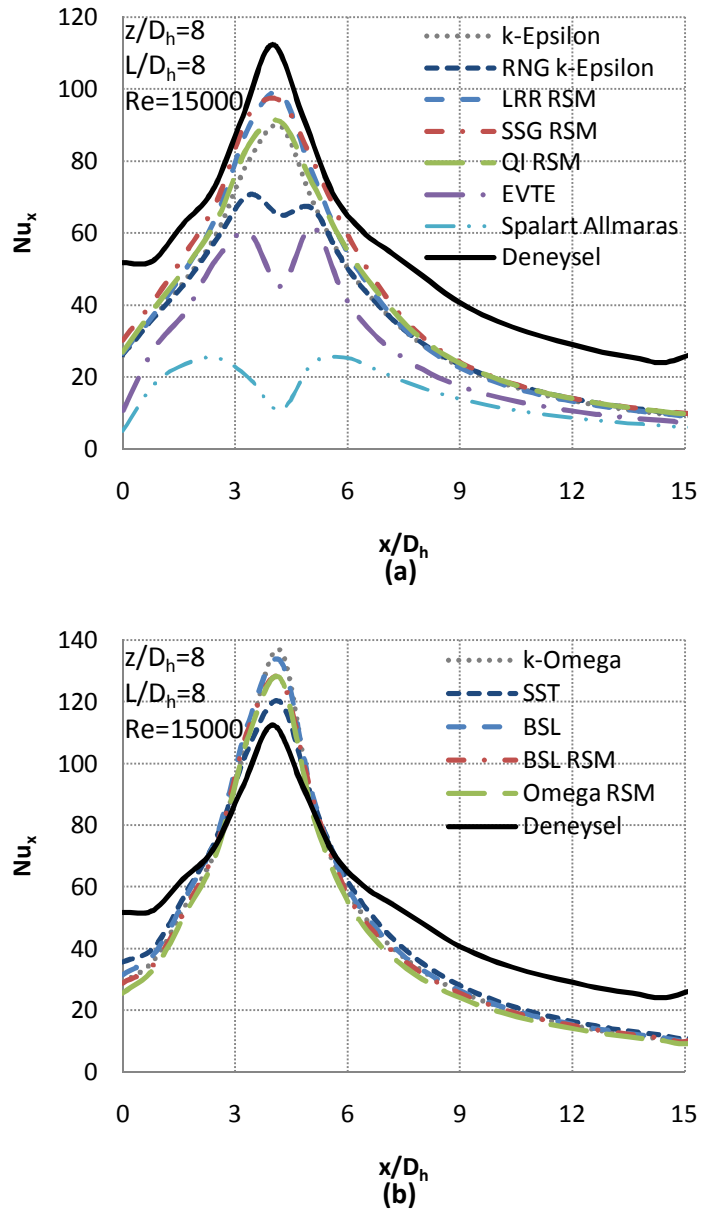
Burada da tek jet durumunda olduğu gibi, Scalable WF kullanan modeller kendi aralarında, Automatic NWT kullanan modeller kendi aralarında birbirlerine yakın sonuçlar vermişlerdir. Yine, tek denklemliler bu uyumu bozduğu görülmektedir.



Şekil 4.88. Çift jet, $z/D_h=8$, $L/D_h=8$, $Re=10000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları **a)** Scalable WF **b)** Automatic NWT kullanan modeller

Şekil 4.88'de, $Re=10000$ için farklı türbülans modelleriyle elde edilmiş sonuçlar verilmektedir. Tüm modeller arasından tek jet durumunda olduğu gibi bu durum için de SST model deneysel sonuçlara en yakın sonucu veren model olarak ön plana

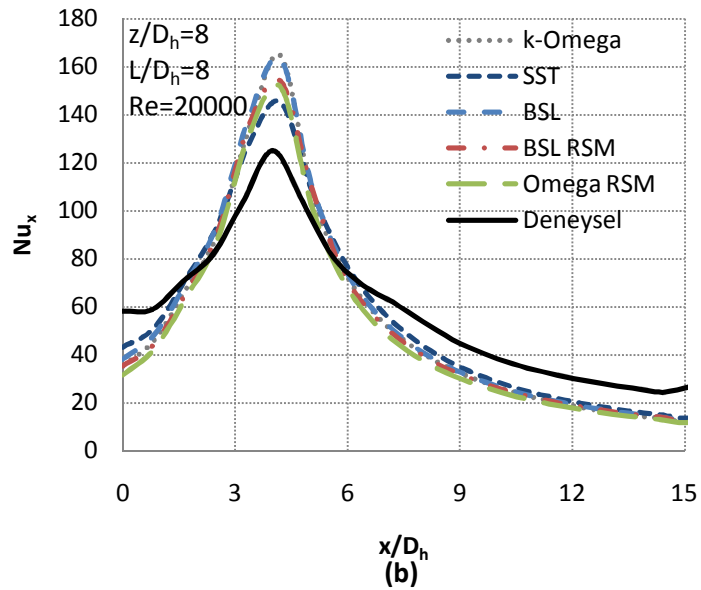
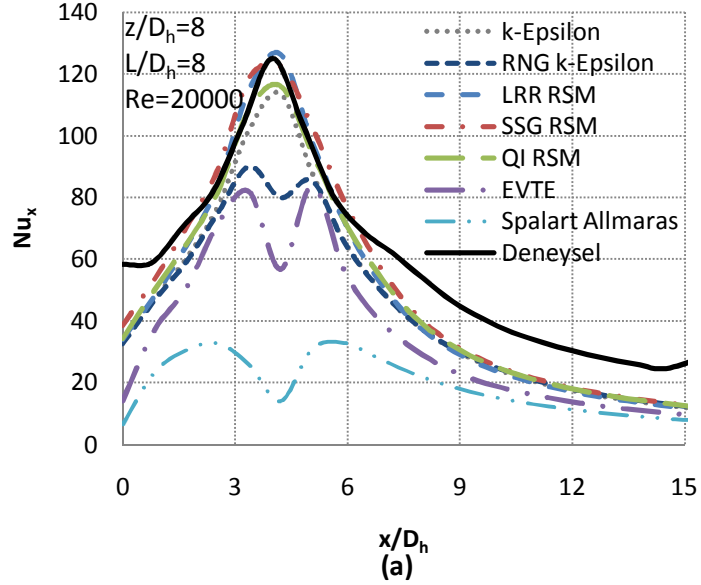
çıkılmaktadır. Hatta çarpma noktasındaki Nu değeri, deneysel değerle çakışık bir şekilde elde edilmiştir. Ancak tek jet durumundaki gibi çarpma noktasından uzaklaştıkça deneysel sonuçlara olan yakınlık azalmaktadır. Yine burada da Spalart-Allmaras ve EVTE modeller, özellikle çarpma noktasında deneysel sonuçların oldukça uzağında sonuçlar vermişlerdir.



Şekil 4.89. Çift jet, $z/D_h=8$, $L/D_h=8$, $Re=15000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları **a)** Scalable WF **b)** Automatic NWT kullanan modeller

Şekil 4.89'da $Re=15000$ için yapılmış olan analizlere ait sonuçlar verilmektedir. $Re=15000$ için elde edilen sonuçlar ile $Re=10000$ için elde edilmiş olan sonuçlar

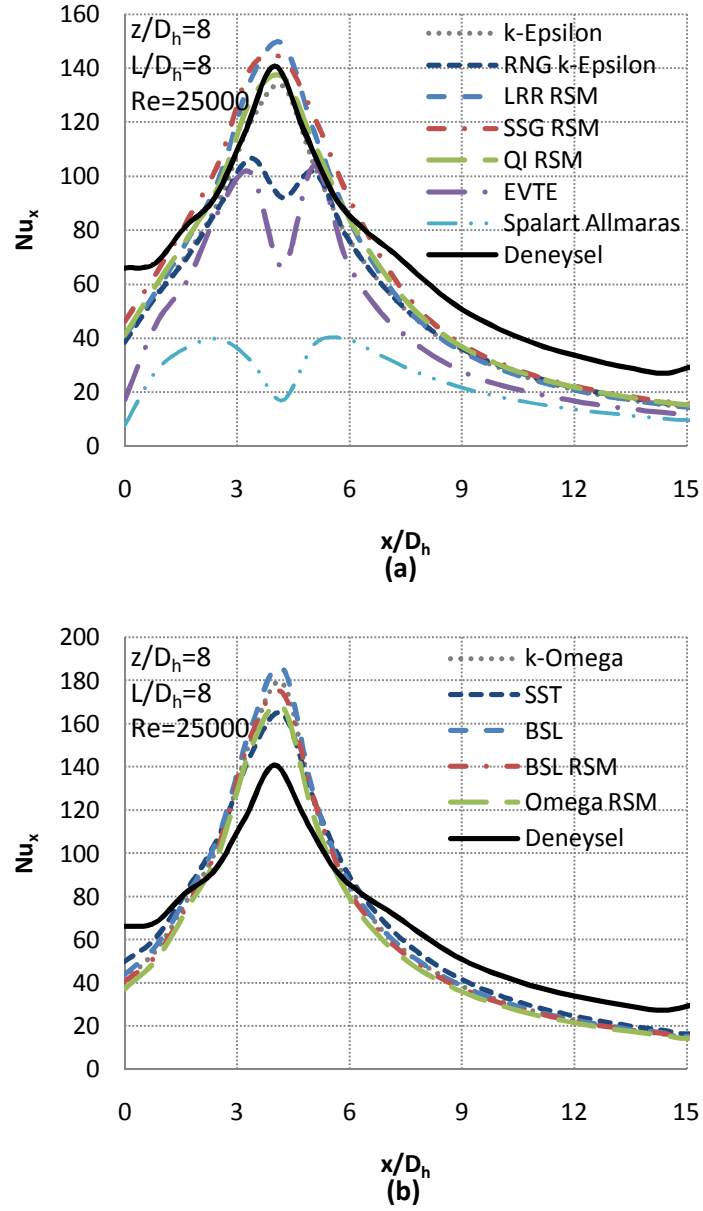
arasında deneysel sonuçlara olan yakınlık bakımından kayda değer bir değişiklik görülmemektedir. Ancak artan Re sayısı, yakınlıkta çok az da olsa bir iyileşmeye sebep olmuştur.



Şekil 4.90. Çift jet, $z/D_h=8$, $L/D_h=8$, $Re=20000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları **a)** Scalable WF **b)** Automatic NWT kullanan modeller

$Re=20000$ değerine gelindiğinde ise, Şekil 4.90'da görüldüğü üzere sonuçlar deneysel sonuçlara bir miktar daha yaklaşılmaktadır. Özellikle tek denklemliler hariç Scalable WF kullanan modeller, deneysel sonuçlara oldukça yakın sonuçlar

vermektedirler. Bu noktada LRR ve SSG RSM'ler diğer modellere göre biraz daha ön plana çıkmaktadırlar.



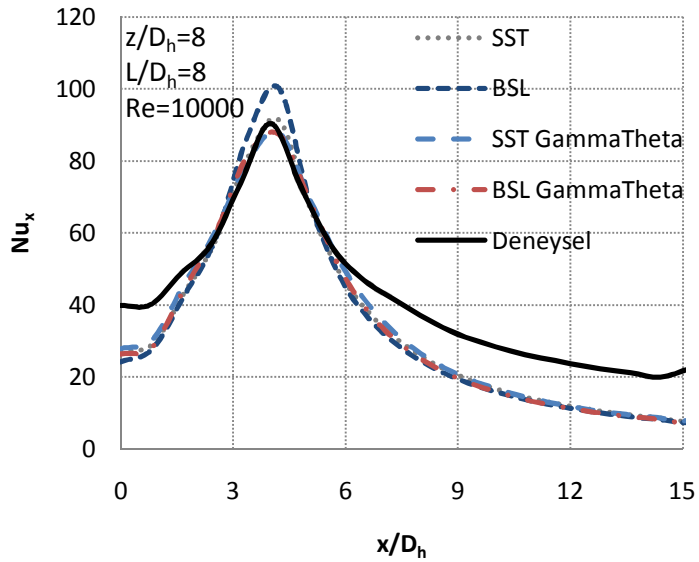
Şekil 4.91. Çift jet, $z/D_h=8$, $L/D_h=8$, $Re=25000$ için farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Nu_x dağılımları **a)** Scalable WF **b)** Automatic NWT kullanan modeller

Şekil 4.91'den görüldüğü üzere Re sayısının 25000 değerini almasıyla her iki gruptaki türbülans modellerinde de, özellikle duvar jet bölgesinde, deneysel ve sayısal sonuçlar arasındaki farklılık bir miktar daha azalmıştır. Diğer Re değerinde de çarpma noktasında deneysel değerlerin üzerinde hesaplama yapan, Automatic NWT kullanan modellerin verdiği sonuçlar, artan Re ile birlikte iyice deneysel verilerin üzerine çıkmışlardır.

Çift jet için yapılmış olan bu değerlendirilmeler göz önüne alındığında, tek jet durumunda olduğu gibi bu durum için de SST $k-\omega$ modelin diğer modellere nazaran daha iyi bir performans sergilediği görülmektedir.

4.2.2.2. Çift jet durumu için laminlerden-türbülansa geçişin (transition) hesaba katılmasının sonuçlara olan etkisi

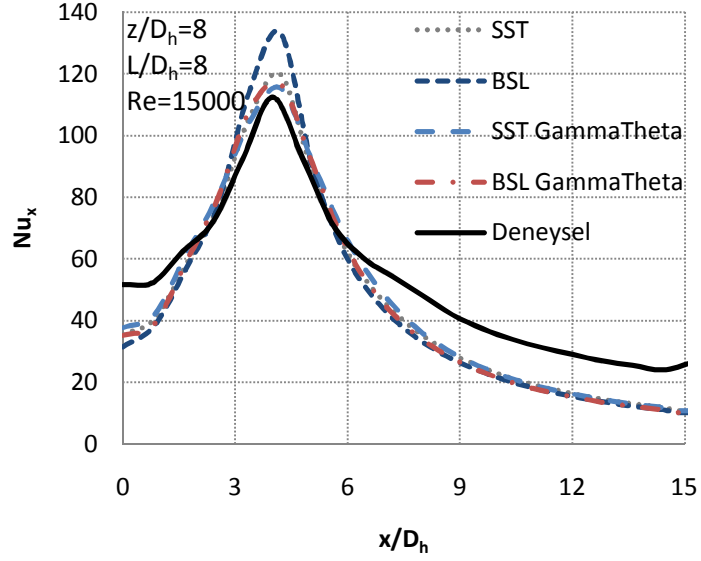
Tek jet durumunda olduğu gibi, çift jet durumunda da geçiş bölgesinin hesaba katılmasının çözümlere nasıl bir etki edeceği araştırıldı. Bu araştırma, SST ve BSL modeller ile sadece Gamma Theta geçiş modelinin kullanılmasıyla gerçekleştirildi. Çift jet durumunda yapılan deneysel sonuçlar incelendiğinde, çalışılan aralıkta yerel Nu dağılımlarında ikincil bir pik oluşumu gözlenmemiştir. Dolayısıyla burada beklenen geçişin hesaba katılmasının sayısal sonuçlarda bir iyileştirmeye sebep olup olmayacağıdır. $z/D_h=8$, $L/D_h=8$ için dört farklı Re sayısında yapılan sayısal analizlere ait sonuçlar aşağıda verilmiştir.



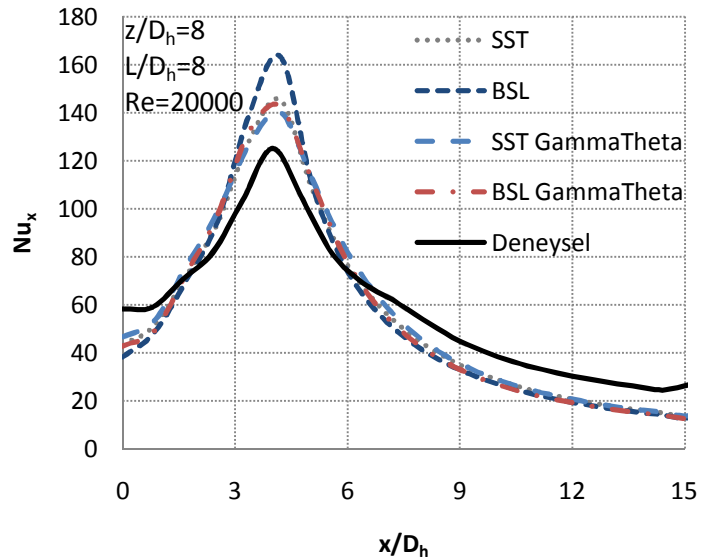
Şekil 4.92. Çift jet, $z/D_h=8$, $L/D_h=8$ $Re=10000$ için klasik ve geçiş ilaveli çözümler

Şekil 4.92, 4.93, 4.94 ve 4.95'te Re sayısı farklı olsa da, geçiş bölgesinin hesaba katılması her bir Re sayısı için benzer etkiler göstermiştir. Özellikle BSL modelde geçişin hesaba katılıp katılmaması arasında ciddi farklılıklar olup, bu farklılıklar

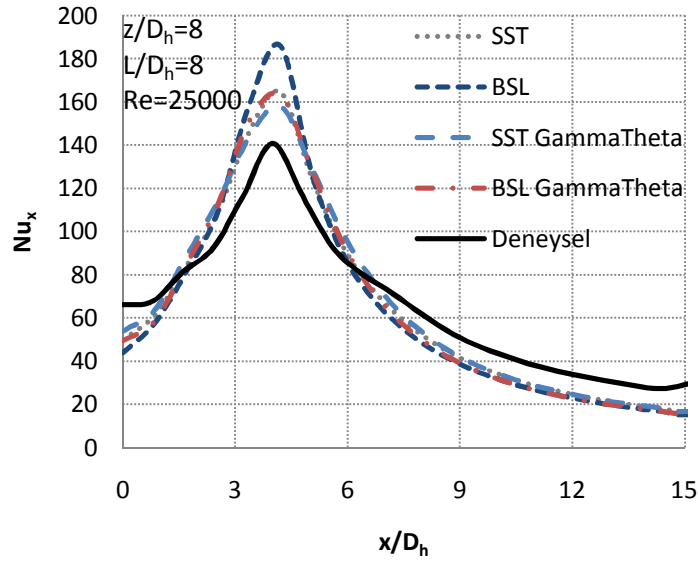
deneysel sonuçlara olan yakınlığı arttıracak yönde olmuştur. Özellikle Şekil 4.92 ve 4.93'ten görüleceği üzere, çarpma noktasında deneysel sonuçların bir miktar üzerinde olan sayısal değerler, geçişin hesaba katılmasıyla deneysel sonuçlarla çakışık hale gelmiştir. SST model için de geçişin hesaba katılması, sonuçları deneysel sonuçlara yakınsatsa da, etki BSL model kadar baskın olmamıştır.



Şekil 4.93. Çift jet, $z/D_h=8$, $L/D_h=8$ $Re=15000$ için klasik ve geçiş ilaveli çözümler



Şekil 4.94. Çift jet, $z/D_h=8$, $L/D_h=8$ $Re=20000$ için klasik ve geçiş ilaveli çözümler

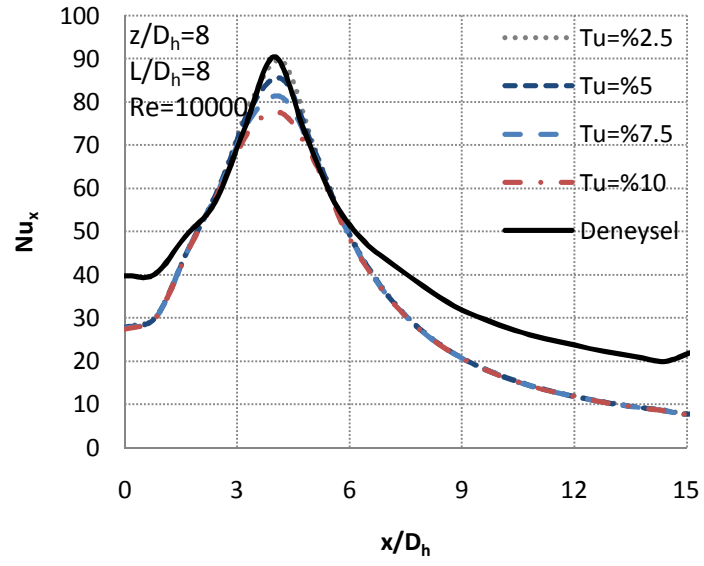


Şekil 4.95. Çift jet, $z/D_h=8$, $L/D_h=8$ $Re=25000$ için klasik ve geçiş ilaveli çözümler

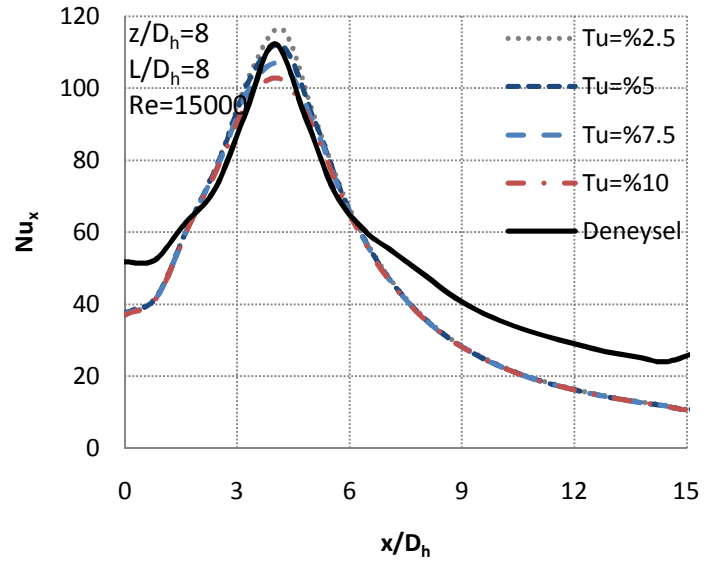
Tek jet ve çift jet için yapılmış olan bu çalışmadan sonra, ikincil pik nokta olsun veya olmasın, çözümlemelerde geçişin hesaba katılmasının deneysel sonuçlara yakınlık bakımından önemli olduğu sonucu ortaya çıkmaktadır.

3.2.2.3. Çift jet durumunda giriş türbülans şiddetinin ısı transferine olan etkisi

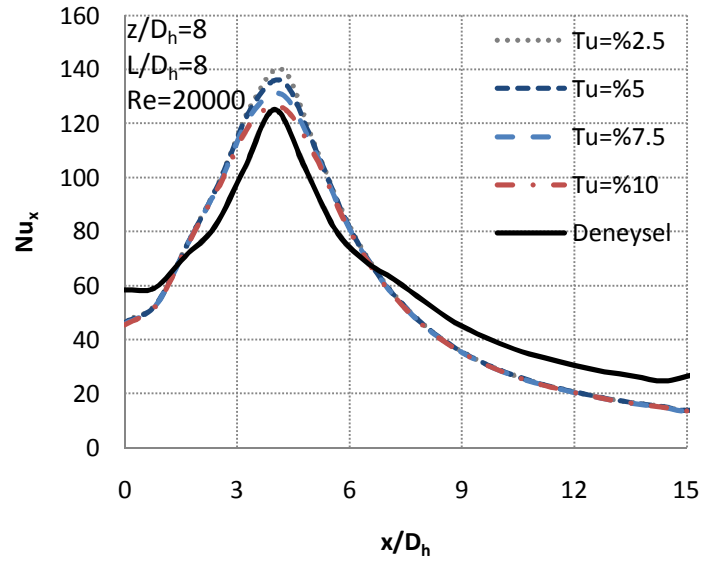
Bu kısımda da çift jet için jet çıkışındaki türbülans şiddetinin ısı transferine olan etkisi araştırıldı. Bu araştırma da sadece $z/D_h=8$ ve $L/D_h=8$ için dört farklı Re değerinde yapıldı. Şekil 4.96, 4.97, 4.98 ve 4.99 incelendiğinde, dört Re değerinde de türbülans şiddetinin ısı transferi üzerinde ters etki gösterdiği görülmektedir. Bu etki yine sadece çarpma bölgesinde kendini göstermiş, duvar jet bölgesinde herhangi bir değişime sebep olmamıştır. Elde edilen sonuçlar tek jet durumu için elde edilen sonuçlarla uyum içerisindedir. Tek jet durumunda da bu jet-yüzey mesafesi için artan giriş türbülans şiddeti çarpma bölgesinde ısı transferini azaltmıştı. Hatırlanacak olursa, bu mesafe için bu durum, literatüre uyumlu bir halde idi.



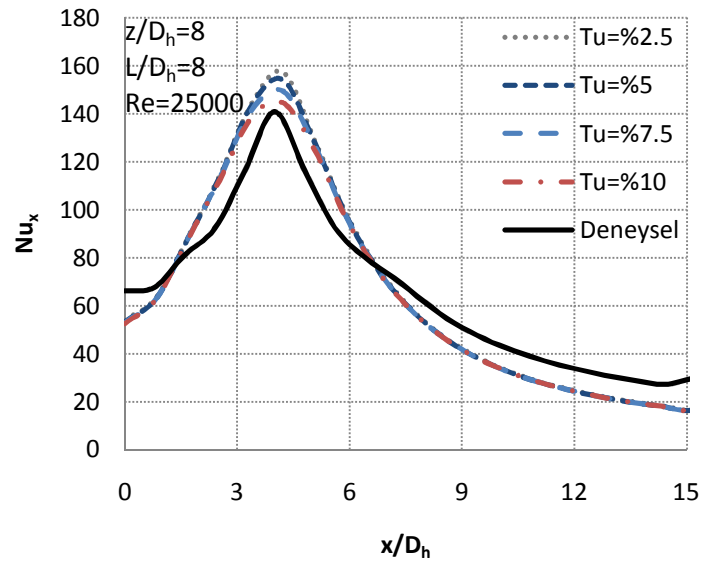
Şekil 4.96. $z/D_h=8$, $L/D_h=8$ ve $Re=10000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri



Şekil 4.97. $z/D_h=8$, $L/D_h=8$ ve $Re=15000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri



Şekil 4.98. $z/D_h=8$, $L/D_h=8$ ve $Re=20000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri

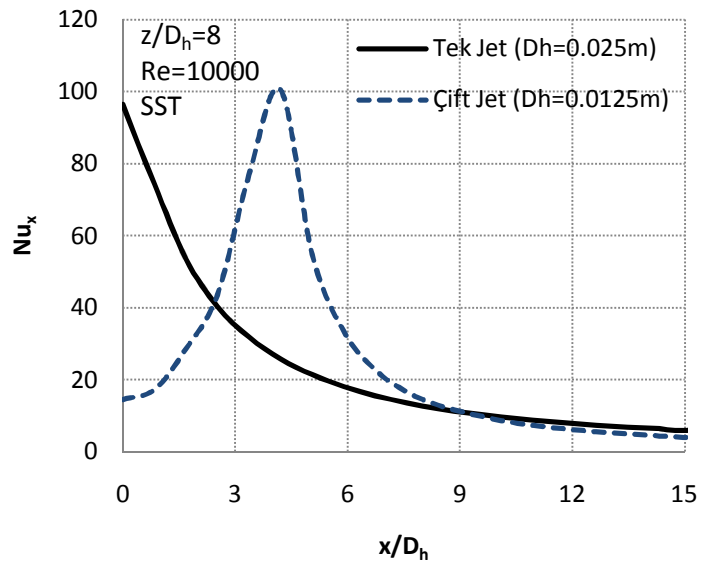


Şekil 4.99. $z/D_h=8$, $L/D_h=8$ ve $Re=25000$ için SST model ile farklı türbülans şiddetleri

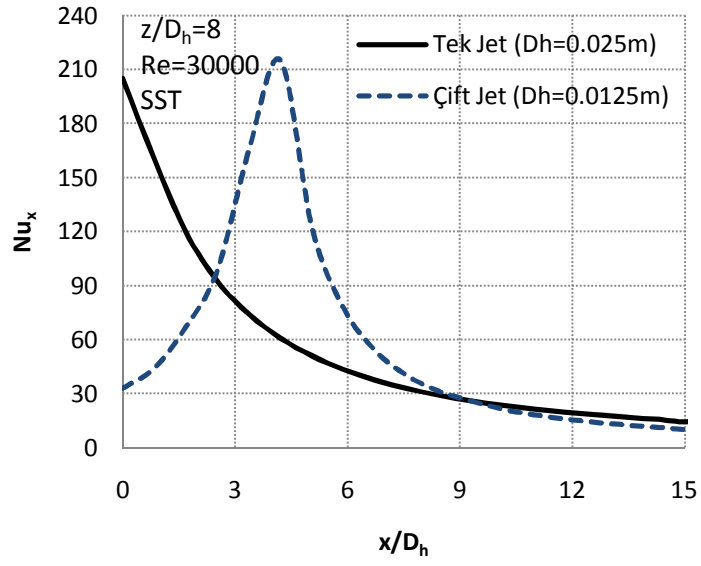
3.2.2.4. Tek Jet durumu ile çift jet durumunun sayısal olarak karşılaştırılması

Daha önce tek ve çift jet durumları, deneysel olarak karşılaştırılmıştı. Bu kısımda sayısal olarak bir karşılaştırma yapılacak ve karşılaştırmada deneysel olarak yapılan karşılaştırmadan farklı olarak her iki durumdaki jet çıkış hızları sabit tutulacaktır. Aynı zamanda her iki durumdaki toplam Re sayılarının da sabit tutulması arzu edildiğinden, çift jet durumundaki jet çapı tek jet durumundaki jet çapının yarısı olacak şekilde modelleme yapılacaktır. Bir başka deyişle her iki durumdaki hidrolik çap (D_h) toplamda birbirine eşit olacaktır.

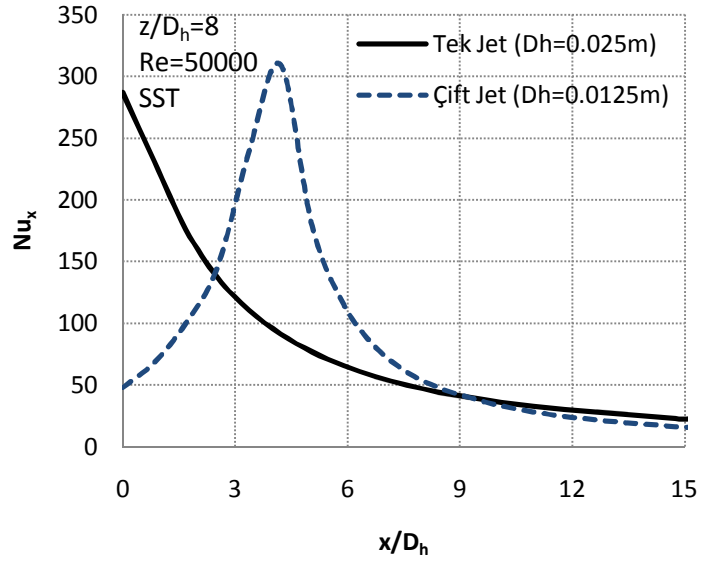
Bu çalışma üç farklı Re değerinde ve sadece $z/D_h=8$ durumu için sürdürülmüştür. Elde edilen sonuçlar aşağıda farklı Re değerleri için verilmiştir. Şekil 4.100 incelendiğinde, her iki durum için de çarpma noktalarındaki yerel Nu değerlerinin birbirine yakın oldukları görülmektedir. Ancak jet çapının düştüğü çift jet durumunda Nu dağılımında oluşan çanın daha dar olduğu da net bir şekilde görülmektedir. Jet çapının yarıya düştüğü bu durumda böyle bir dağılımın görülmesi, doğal bir sonuç olarak yorumlanabilir.



Şekil 4.100. $z/D_h=8$, $Re=10000$ için SST model ile tek jet ve çift jet durumlarının karşılaştırılması



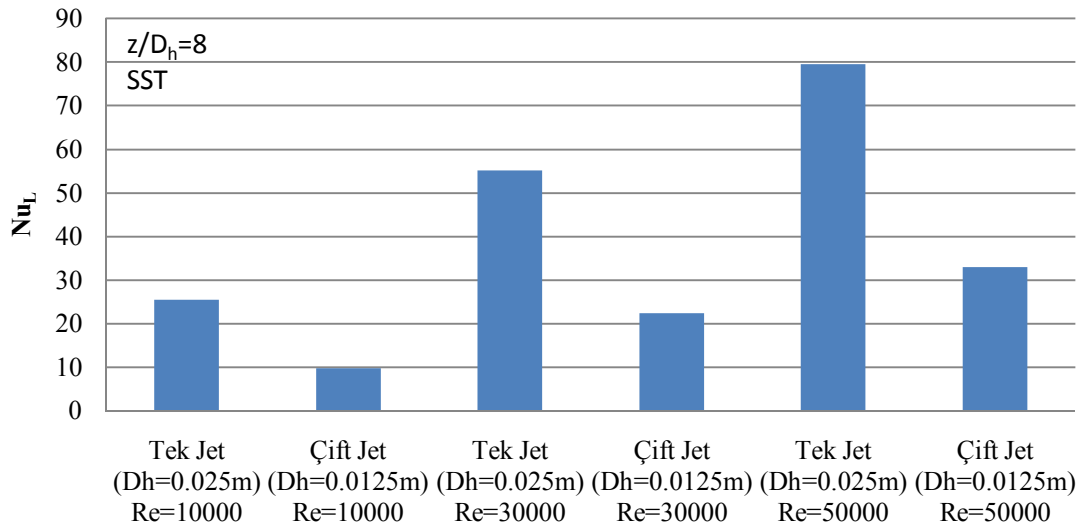
Şekil 4.101. $z/D_h=8$, $Re=30000$ için SST model ile tek jet ve çift jet durumlarının karşılaştırılması



Şekil 4.102. $z/D_h=8$, $Re=50000$ için SST model ile tek jet ve çift jet durumlarının karşılaştırılması

Şekil 4.101 ve 4.102'de ise, $Re=30000$ ve $Re=50000$ için elde edilen dağılımlar görülmektedir. Yapı olarak $Re=10000$ 'e benzer bir durum elde edilirken değerlerin artan Re sayısı ile birlikte tek ve çift jet durumları için de artış gösterdiği tespit edilmektedir. Bu durum yerel Nu değerleri için söz konusudur. Ancak, karşılaştırılan bu iki durum için ortalama Nu değerlerinin de mukayese edilmesinde fayda olacaktır. Böylelikle,

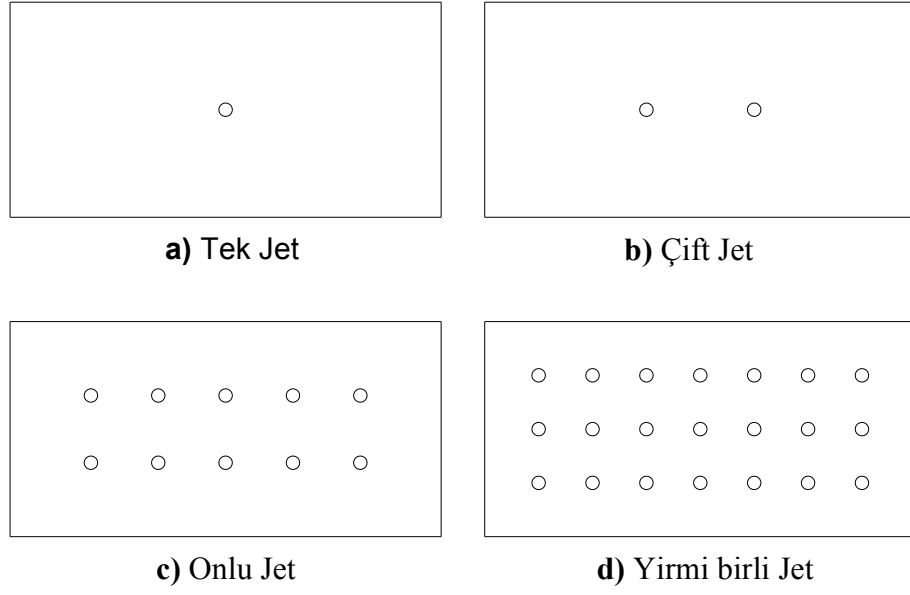
yapılan değişikliğin tüm yüzeyin soğutulmasına nasıl bir katkısının olduğu tespit edilecektir. Yukarıda verilen tüm durumlarda elde edilen ortalama Nu değerleri, şekil 4.103'te toplu olarak verilmektedir. şekle bakıldığında tek jet durumunun üç Re sayısında da çift jet durumuna olan bariz üstünlüğü görülmektedir. Ancak unutulmamalıdır ki kesit alanları farklı olduğundan, tek jet durumunda çift jet durumunda kullanılan hava debisinin iki katı hava kullanılmaktadır. Buna rağmen $Re=10000$ deki tek jet ile $Re=30000$ deki çift jet durumları karşılaştırıldığında, çift jette daha fazla debide hava kullanılmasına rağmen tek jet durumunun daha avantajlı olduğu görülmektedir.



şekil 4.103. $z/D_h=8$ için SST model ile üç farklı Re değerinde tek jet ve çift jet durumlarının karşılaştırılması

4.2.3. Çoklu jet durumunun araştırılması

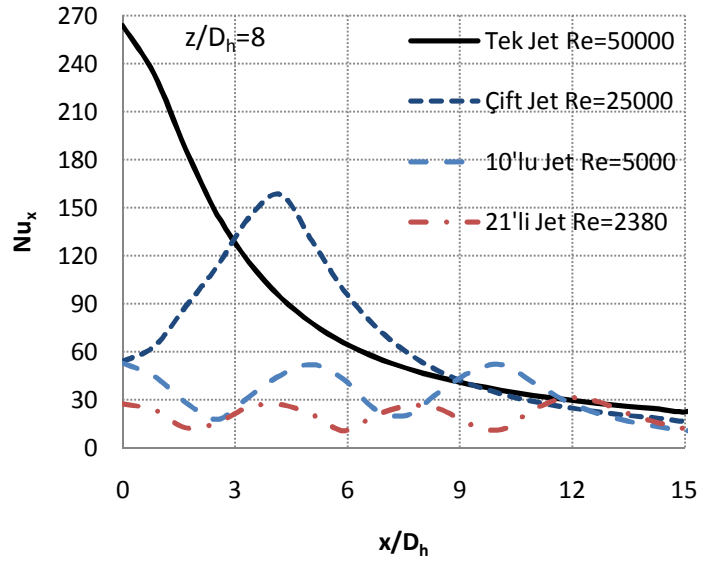
Oluşturulan deney tesisatı ile ancak tek ve çift jet durumlarını araştırmak mümkün olmuş, çoklu jet durumu araştırılamamıştır. Bu bölümde, tek ve çift jet için elde edilen sayısal sonuçların deneysel sonuçlara olan yakınlıkları göz önünde bulundurularak çoklu jet durumları için de sayısal czmlerler elde edildi ve bu sonuçlar tek ve çift jet durumları ile karşılaştırıldı.. Burada amaç maksimum ısı transferinin hangi durumda meydana geleceğini tespit etmektir.



Şekil 4.104. Tek, çift ve çoklu jet durumları için jet yerleşimleri

Bu amaçla $L/D_h=4$ ve 5 olacak şekilde jet dizilimleri simüle edildi. Jetler arası mesafe bu değerlerde tutulduğunda, Şekil 4.104 c ve d'de görülen on ve yirmi bir adet jet sayıları elde edildi. Bu sayılardaki çoklu jet durumlarını tek ve çift jet durumları ile karşılaştırırken adaletli bir karşılaştırma yapabilmek adına tüm durumlardaki hava debileri öncelikle sabit tutuldu. Bu durumda tek jetteki Re sayısı, çift jet durumunda yarıya, onlu jet durumunda 10'a, yirmi birli jet durumunda 21'e bölündü. Bu değerler, her bir durumdaki bir tek jetteki değerlerdir. Bu değerler toplandığında, toplam Re sayısı tüm durumlar için eşit olmuş olacaktır.

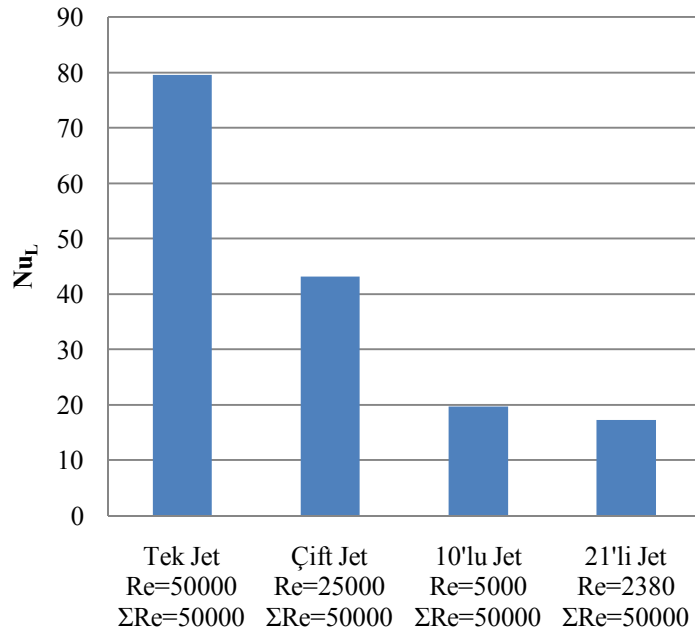
Bu şartlar altında, $\Sigma Re=50000$ için yapılan analizler neticesinde Şekil 4.105'teki yerel Nu dağılımları elde edilmiştir. Buradaki yerel değerler jet çarpma eksenlerinden alınmıştır. Bu şekil incelendiğinde tek jet durumunun diğerlerine bariz bir üstünlüğü görülmektedir. Daha önce çarpan hava jetlerinde temel avantajın sınır tabakası kalınlığındaki incelme olduğu belirtilmişti. Bu durumda artan hava hızının ısı transferinde artışa yol açması beklenen bir sonuçtu. Ancak hızın düştüğü duvar jet bölgesinde de bu üstünlüğün sürmesi, tek jet durumunu bu Re sayısı için diğerlerine nazaran cazip kılmaktadır.



Şekil 4.105. 10'lu ($Re=5000$) ve 21'li ($Re=2380$) jet durumlarının tek ve çift jet durumları ile yerel Nu değerleri bakımından karşılaştırılması

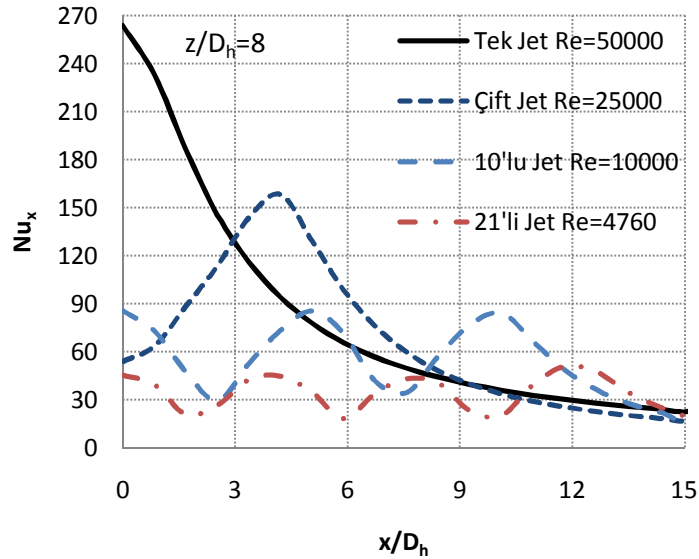
Yerel Nu değerleri, mühendislik uygulamalarında oldukça önemlidir. Ancak, yukarıda yapılan bu karşılaştırmanın bir de ortalama Nu değerleri için yapılmasında fayda olacaktır. Bu amaçla yüzey üzerinde Nu sayısının alan ağırlıklı ortalaması elde edilerek bir karşılaştırma yapıldı. Bu karşılaştırma neticesinde $\Sigma Re=50000$ için Şekil 4.106'daki durum elde edildi. Bu şekilde görüldüğü üzere, tek jet durumunun ortalama Nu değerinde de bariz bir üstünlüğünün olduğu görülmektedir.

Elde edilen bu sonuçlar ısı ve kütle transferinin daha ekonomik yapılabilmesi adına önemlidir. Çünkü burada hava debileri tüm durumlar için sabit tutulduğundan, fan güçleri de hemen hemen aynı olacaktır. Bu durumda aynı işletme maliyeti ile tek jet kullanımı daha efektif bir ısı ve/veya kütle transferi imkanı sağlamaktadır.



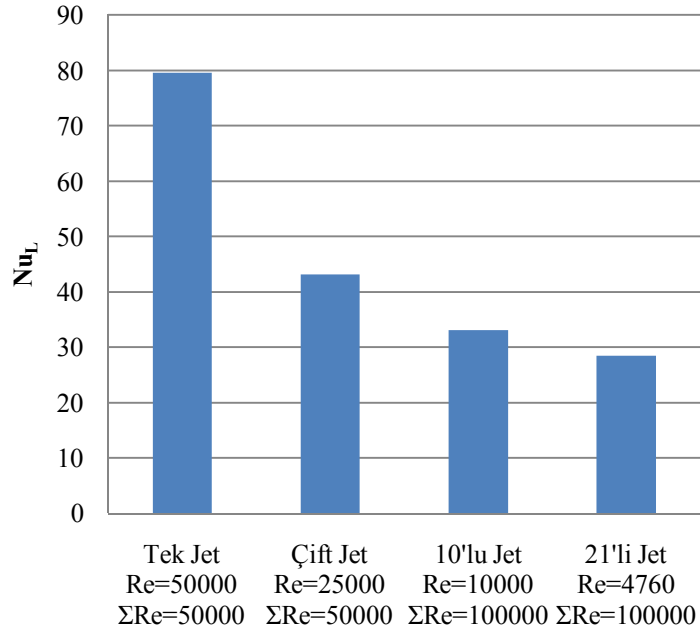
Şekil 4.106. 10'lu (Re=5000) ve 21'li (Re=2380) jet durumlarının tek ve çift jet durumları ile ortalama Nu değerleri bakımından karşılaştırılması

Tek ve çift jet durumundaki hava hızları sabit tutularak onlu ve yirmi birli jet durumlarındaki hava hızları iki katına çıkartıldığında ise, Şekil 4.107'deki dağılım elde edilmiştir. Yerel dağılıma bakıldığında, çoklu jet durumlarındaki değerlerin bir miktar yükseldiği görülmektedir.

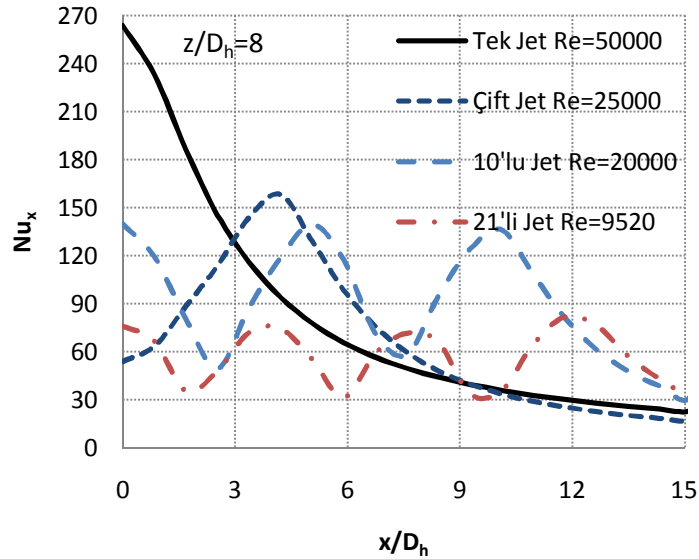


Şekil 4.107. 10'lu (Re=10000) ve 21'li (Re=4760) jet durumlarının tek ve çift jet durumları ile yerel Nu değerleri bakımından karşılaştırılması

Ortalama Nu değerlerinin karşılaştırması da, Şekil 4.108'de verilmektedir. Çok ilginç bir şekilde çoklu jet durumlarında tek ve çift jet durumlarında kullanılan havadan iki kat daha fazla hava kullanılmasına rağmen, hala ortalama ısı transferi değerleri daha düşük olarak elde edilmiştir.

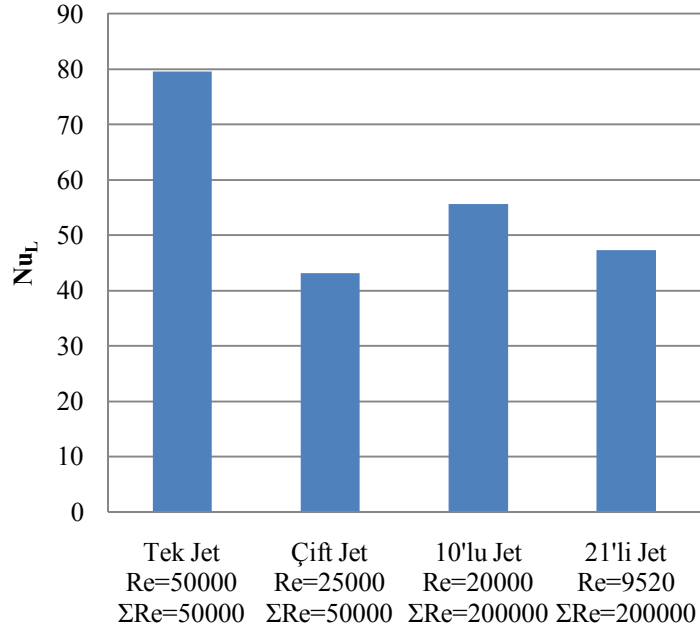


Şekil 4.108. 10'lu ($Re=10000$) ve 21'li ($Re=4760$) jet durumlarının tek ve çift jet durumları ile ortalama Nu değerleri bakımından karşılaştırılması



Şekil 4.109. 10'lu ($Re=20000$) ve 21'li ($Re=9520$) jet durumlarının tek ve çift jet durumları ile yerel Nu değerleri bakımından karşılaştırılması

Yine tek ve çift jet durumlarındaki hız sabit tutularak, çoklu jet durumlarındaki hava hızları iki kat daha arttırıldığında, yani $\Sigma Re=200000$ değerine ulaştırıldığında, Şekil 4.109 ve 4.110'daki sonuçlar elde edilmiştir. Yirmi birli jet durumundaki lokal değerler yine düşük seyrederken onlu jet durumundaki değerler çift jetteki değerlere oldukça yaklaşmıştır. Bu onlu jet durumunda tek bir jetteki Re değerinin 20000 olduğundan yani 25000'e yaklaştığından doğal bir sonuçtur.



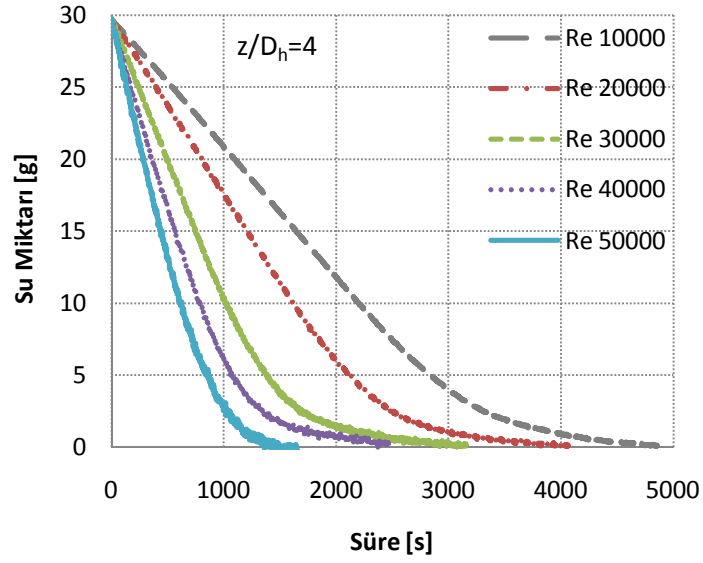
Şekil 4.110. 10'lu ($Re=20000$) ve 21'li ($Re=9520$) jet durumlarının tek ve çift jet durumları ile ortalama Nu değerleri bakımından karşılaştırılması

Ortalama değerlere bakıldığında ise, dört kat daha fazla debide hava kullanılmasına rağmen her iki çoklu jet durumu bu Re sayısında ancak çift jet durumundan daha iyi bir performans sergileyebilmişlerdir. Burada da tek jetin bariz bir üstünlüğü söz konusudur.

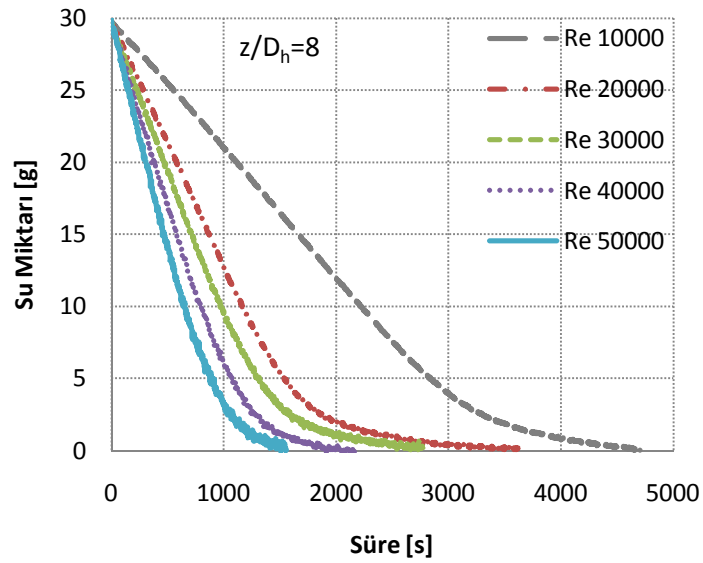
Bu çalışmadan elde edilen veriler ışığında, jetten çıkan hava hızının en önemli parametre olduğu ve ne denli büyük tutulursa ısı transferinin o denli arttığı görülmektedir. Bunun bir yolu jet sayısının azaltılıp tüm havanın daha az sayıdaki jetten püskürtülmesidir. Bunu yaparken yüzey alanının büyüklüğüne de dikkat edilmedir. Zira yukarıda elde edilen yerel dağılımlardan da görüldüğü üzere, jet sayısının artması da ısı transferini dolayısıyla kütle transferini homojenleştirmektedir.

4.3. Kütle Transferi İçin Deneysel Sonuçlar

Kütle transfer miktarlarının tespiti için, daha önce de belirtildiği üzere, ıslak kumaşlar jet altına yerleştirilen hassas terazi üzerine konularak kurumaları süresince ağırlık değerleri bilgisayar tarafından kaydedildi. Bu çalışma sadece tek jet durumunda, iki farklı kumaş türü için yapıldı. Her bir kumaş numunesi için üç farklı jet-yüzey mesafesinde beş farklı Re değerinde deneyler gerçekleştirildi.



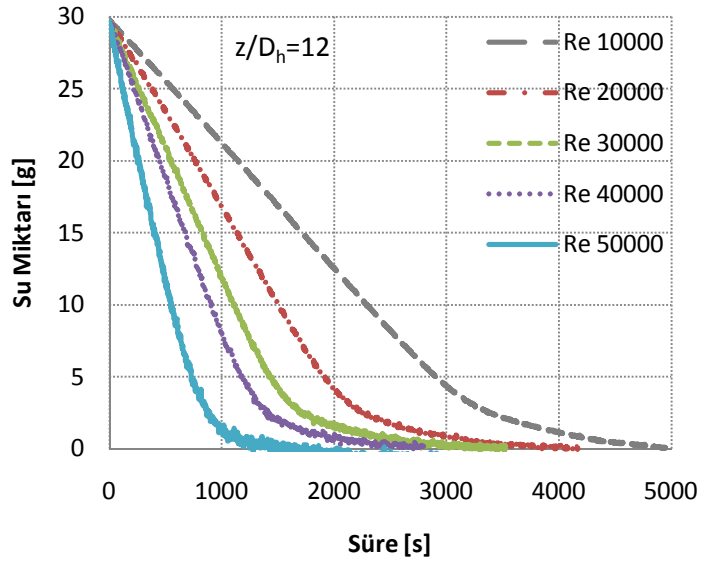
Şekil 4.111. Polyester kumaş için $z/D_h=4$ durumundaki kuruma eğrileri



Şekil 4.112. Polyester kumaş için $z/D_h=8$ durumundaki kuruma eğrileri

%100 polyester kumaş ile gerçekleştirilen deneyler Şekil 4.111, 4.112 ve 4.113'te verilmiştir. Burada tüm deneylerdeki ıslak kumaş kütlesi 30 g değerindedir. Aslında deneyler sırasında, her bir deneyde ıslak kumaş kütlesi farklı bir değerde tespit edilmiştir. Fakat, karşılaştırma yapabilmek adına tüm deneyler arasında en düşük ıslak kumaş ağırlığı baz alınarak, bu kısma kadar olan kuruma karşılaştırmalarda dikkate alınmamıştır.

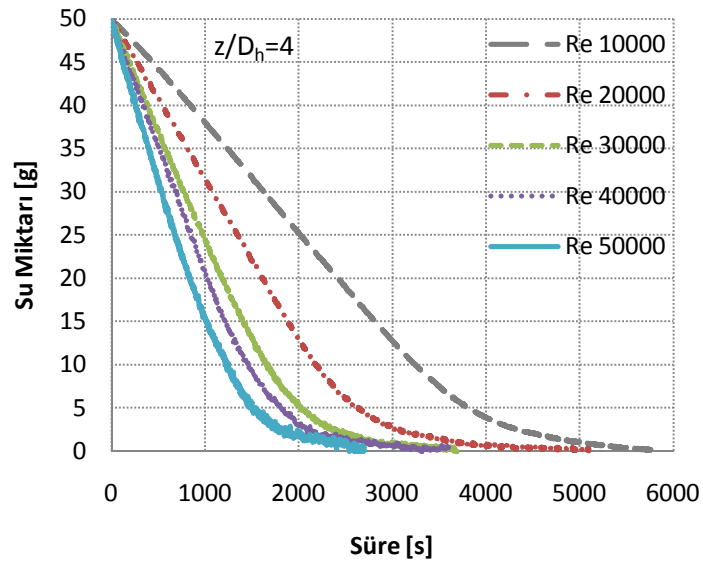
Şekiller incelendiğinde ilk göze çarpan husus, kumaş gibi gözenekli bir mamulün kurutulmasına rağmen, kurumanın kuruma süresinin sonlarına kadar lineer bir eğilim göstermesidir. Dikkat çeken bir diğer husus da, terazi tarafından ölçülen değerlerin artan Re değeriyle birlikte bir salınım göstermesidir. Üstelik Re sayısındaki artışın salınımların şiddetini ve sıklığını bariz bir şekilde arttırdığı görülmektedir.



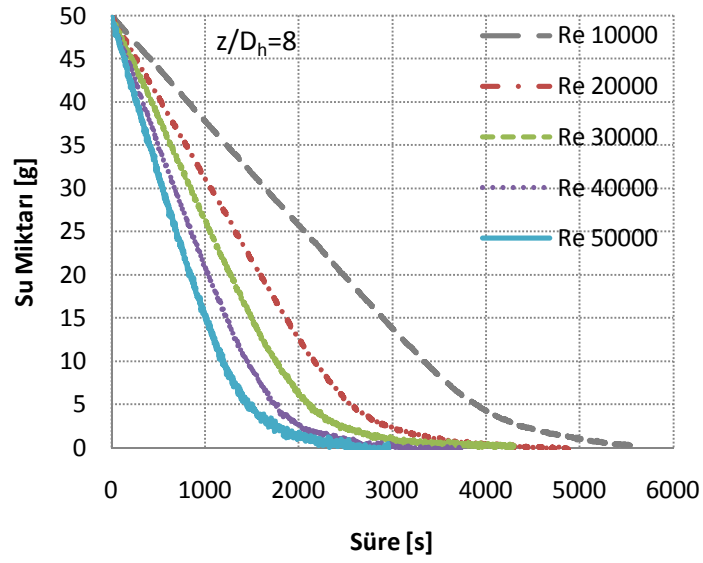
Şekil 4.113. Polyester kumaş için $z/D_h=12$ durumundaki kuruma eğrileri

Kuruma sürelerine bakıldığında ise, her üç mesafede de artan hızın doğal olarak kuruma süresini kısalttığı görülmektedir. Sabit Re değerleri için mesafeler karşılaştırıldığında ise, $z/D_h=12$ için kuruma sürelerinin diğerlerine nazaran en uzun değerlerde olduğu gözlenmektedir. En kısa değerler ise $z/D_h=8$ de elde edilmiştir, ancak $z/D_h=4$ ve $z/D_h=8$ için elde edilen değerler birbirlerine oldukça yakındır.

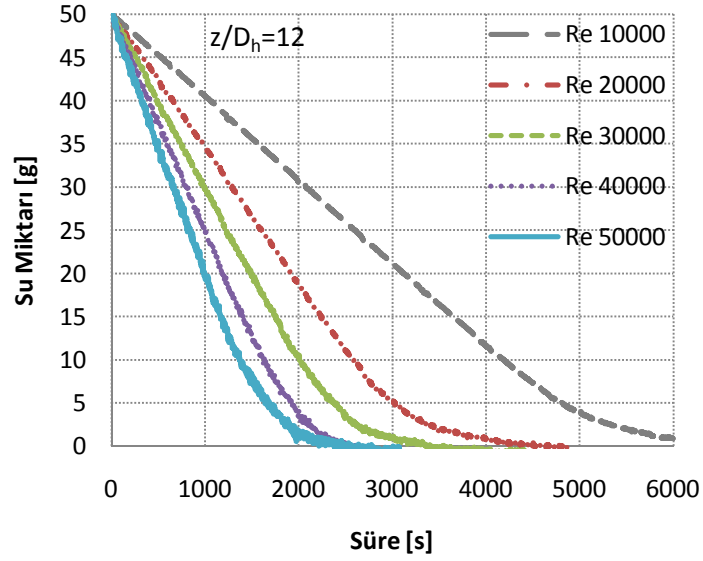
Bu çalışmanın aynısı, kalın polyester-pamuk karışımı döşemelik kumaş için de tekrarlanmış olup aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 4.114, 4.115 ve 4.116 incelendiğinde yapı olarak polyester kumaşla bir fark olmadığı görülmektedir. Sadece kumaş bünyesine alınan su ağırlığı değeri ve kuruma süreleri iki kumaşta farklılık göstermektedir. Polyester kumaş incelenen ebat için bünyesine yaklaşık 30 g su alırken, döşemelik kumaş kalın ve pamuk karışımı olmasından dolayı 50 g su almıştır. Bu nedenle döşemelik kumaşın kuruma süresi polyester kumaşa göre bir miktar daha uzun olacak şekilde kaydedilmiştir.



Şekil 4.114. Polyester pamuk karışımı döşemelik kumaş için $z/D_h=4$ durumundaki kuruma eğrileri



Şekil 4.115. Polyester pamuk karışımli döşemelik kumaş için $z/D_h=8$ durumundaki kuruma eğrileri

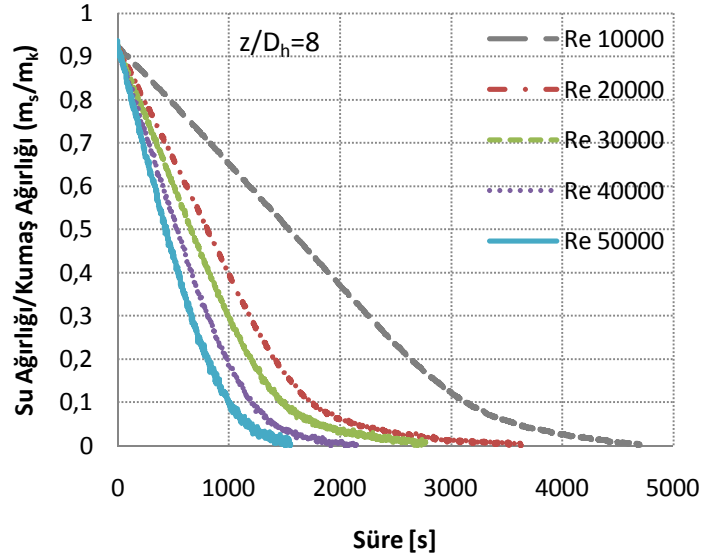


Şekil 4.116. Polyester pamuk karışımli döşemelik kumaş için $z/D_h=12$ durumundaki kuruma eğrileri

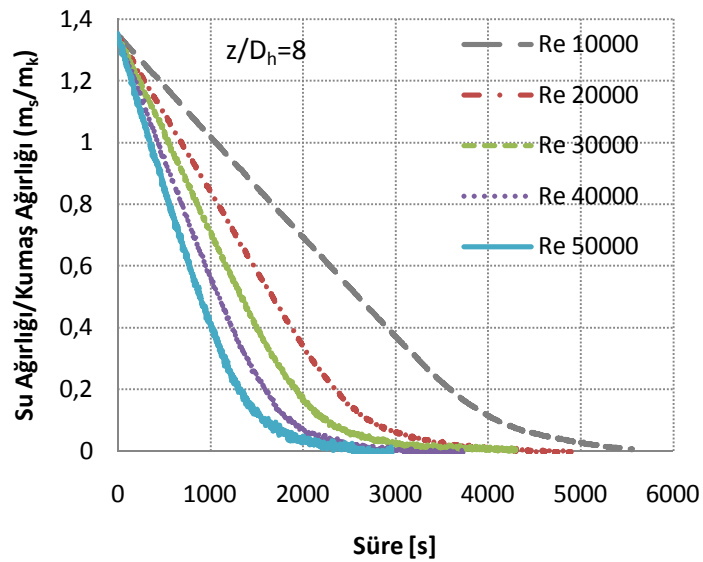
Bu üç şekil karşılaştırıldığında, döşemelik kumaş durumu için de en kısa kuruma süreleri $z/D_h=4$ ve $z/D_h=8$ mesafelerinde kaydedilmiştir.

Her iki kumaş tipi için de belirli bir su ağırlığının altına inildiğinde, kuruma eğrisindeki lineerliğin bozulduğu görülmektedir. Bu bozulma noktasının su ağırlığının kumaş

ağırlığına oranına bir bağının olup olmadığını incelemek için, her iki kumaş için kumaş içindeki su ağırlıkları kumaş ağırlığına oranlanarak kuruma eğrileri tekrar elde edildi. Bu işlem sadece $z/D_h=8$ mesafesi için gerçekleştirildi ve elde edilen sonuçlar Şekil 4.117 ile 4.118'de verildi.



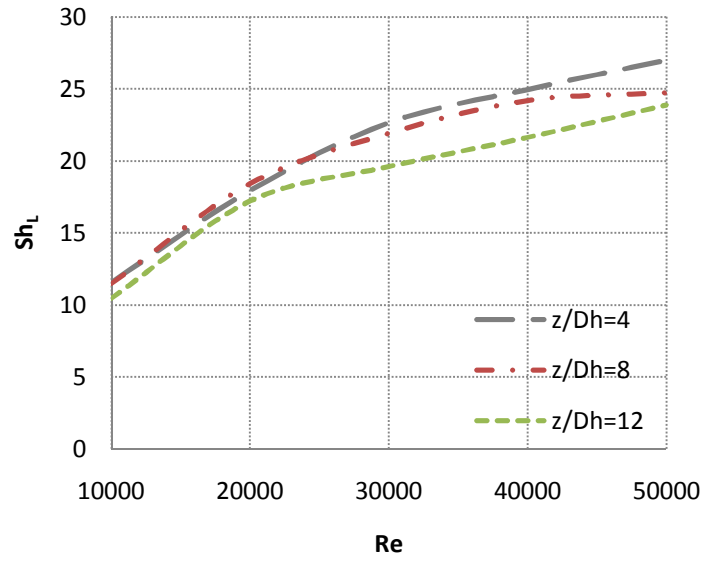
Şekil 4.117. Polyester kumaş için m_s/m_k 'nin zamanla değişimi



Şekil 4.118. Polyester pamuk karışımı dökşemelik kumaş için m_s/m_k 'nin zamanla değişimi

Bu iki şekilden, yaklaşık %15'lik bir orana kadar her iki kumaşta da kuruma eğrilerinde bir lineerliğin olduğu ve bu değer Re sayısına pek de bağımlı olmadığı görülmektedir.

Artan Re değeri, her iki kumaşta da kuruma süresini kısaltmıştır. Ancak terazide, türbülans kaynaklı oluşan salınımdan dolayı kumaş kuruma sürelerinin tespiti güçleştiğinden, mesafeleri bu süreler açısından karşılaştırmak pek de uygun görülmemektedir. Hem bu zorluğun bertarafı, hem de elde edilen sonuçların daha kullanılabilir olması açısından sonuçları boyutsuz sayılar cinsinden vermek daha faydalı olacaktır. Bu amaçla lineerliğin mevcut olduğu kısımda doğruların eğimlerinden birim zamanda buharlaşan su miktarları bulunup, Denklem 3.3 ve Denklem 3.4. vasıtasıyla boyutsuz ortalama Sh sayıları elde edildi. Bu çalışma, eğim değerlerinin birbirine çok yakın olması hasebiyle sadece döşemelik kumaş için yapıldı. Şekil 4.119'da her bir mesafede, her bir Re değeri için elde edilen Sh sayıları verilmektedir. Bu şekilden görüldüğü üzere, $z/D_h=4$ ve $z/D_h=8$ için elde edilen değerler birbirine oldukça yakındır. Ancak $z/D_h=4$ için özellikle yüksek Re sayılarındaki Sh değerlerinin bir miktar daha büyük olduğu görülmektedir. $z/D_h=12$ mesafesi için ise, düşük Re sayılarında diğer mesafelere yakın sonuçlar elde edilirken, artan Re sayısı ile birlikte Sh sayıları diğer iki mesafeye nazaran düşük kalmaktadır.



Şekil 4.119. Ortalama Sh sayısının Re sayısı ile değişimi

4.4. Kütle Transferi İçin Sayısal Sonuçlar

4.4.1. Çözüm prosedürü

Bilindiği üzere, ısı transferi ile kütle transferi arasında çok büyük benzerlikler mevcuttur. Sıcaklık farkının tetiklediği ısı transferi ile konsantrasyon farkının tetiklediği kütle transferinin iletim ve taşınım için mevcut bağıntıları da birbirleri ile aynı formattadır. Örneğin ısı iletimi için;

$$q = -k \frac{dT}{dx} \quad (4.1)$$

ifadesi kullanılırken, bir katı ortam içerisindeki kütle transferi için;

$$m_b = -D \frac{dC}{dx} \text{ ifadesi kullanılmaktadır.} \quad (4.2)$$

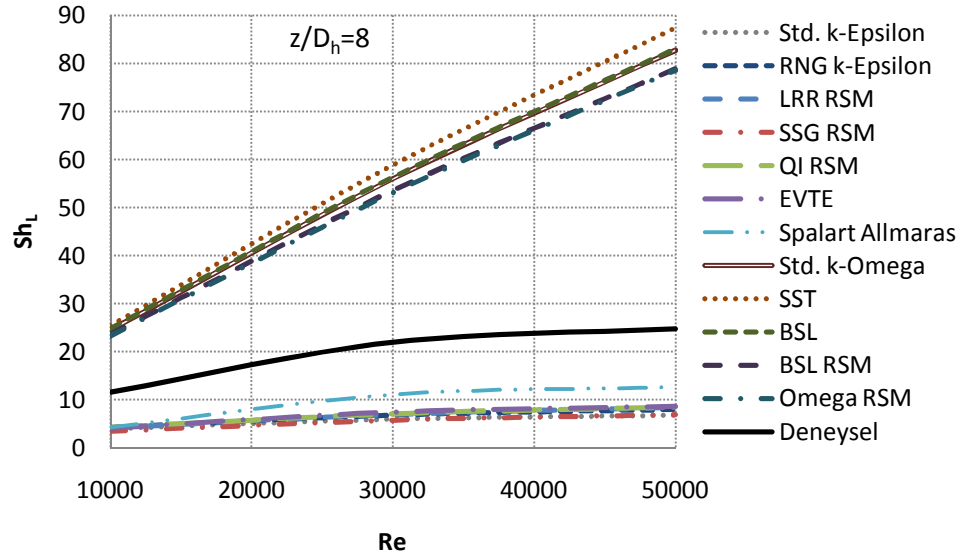
Aynı şekilde taşınım ile ısı ve kütle transferi için kullanılan ve aşağıda verilen ifadeler de aynı formattadır.

$$q = h(T_y - T_\infty) \quad (4.3)$$

$$m_b = h'(C_y - C_\infty) \quad (4.4)$$

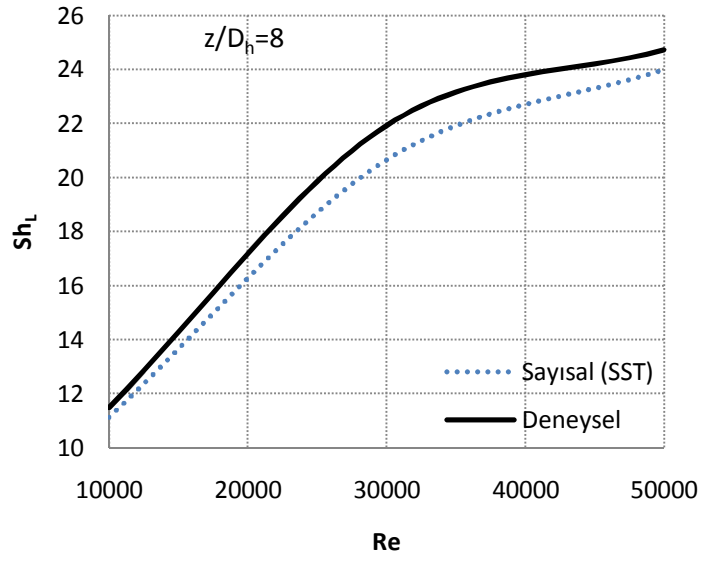
Durum bu şekilde olunca, Navier Stokes denklemlerinde sıcaklık (T) yerine konsantrasyon (C); ısı iletim katsayısı (k) yerine de difüzyon katsayısı (D) yazılıp çözümleme yapılırsa, bir akışkanlar mekaniği ve ısı transferi enstrümanı olan CFD, kütle transferi için de kullanılabilir hale getirilmiş olur. Bu amaçla kullanılan ANSYS-CFX programında ilave değişken olarak konsantrasyon (C) tanımlandı ve bunun yayılımı için difüzyon katsayısı (D) atandı. İlk olarak daha önce ısı transferi için oluşturulan ağ yapılarında, tüm türbülans modelleriyle çözümlemeler yapıldı. Şekil 4.120'de verilen sonuçlar incelendiğinde, Scalable WF ve Automatic NWT kullanan modellerin kendi

içlerinde guruplaştığı ve bu iki gurubun da deneysel sonuçlardan oldukça uzak sonuçlar verdiği görülmektedir. Bu farklılığın türbülans modellerinden de bağımsız olduğu açıktır.



Şekil 4.120. Isı transferinde kullanılan ağ yapılarıyla kütle transferi için farklı türbülans modellerinin denenmesi

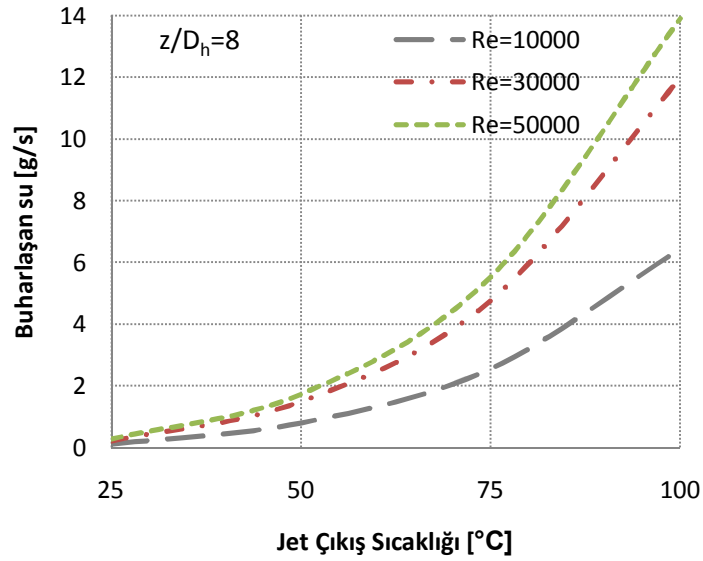
Farklılığın türbülans modelinden de, yakın duvar yaklaşımından da bağımsız oluşu sorunun ağ yapısından kaynaklandığının bir göstergesidir. Bundan dolayı ısı transferinde kullanılan ağ yapılarından farklı yapılarda çözümler elde edildi ve Şekil 4.121'deki sonuç elde edildi. Bu çalışma, sadece, daha önce en iyi sonuç verdiği kanıtlanan SST türbülans modeli için yapıldı. Sıcaklık sınır tabaka kalınlığı ile konsantrasyon sınır tabaka kalınlıklarının birbirlerinden farklı olduğu düşünüldüğünde, ısı ve kütle transferleri için farklı ağ yapılarının kullanılması gerekliliği gayet makul bir durum olarak görülebilir.



Şekil 4.121. Kütle transferi için özel oluşturulmuş ağ yapılarıyla elde edilen sonuçlar

4.4.2. Jet çıkış sıcaklığının kuruma hızına etkisi

Deney tesisatında jetten çıkan havanın sıcaklığını kontrollü bir şekilde arttırmak için gerekli düzenek bulunmamaktadır. Bu yüzden, jet çıkış sıcaklığının kuruma hızına yani kuruma süresine olan etkisi deneysel olarak incelenemedi. Bu açık, oluşturulan sayısal modelle çözümlemeler yapılarak telafi edilmeye çalışıldı. Bu amaçla yukarıda tespit edilen ağ yapısıyla, yine SST türbülans modeli kullanılarak, dört farklı jet çıkış sıcaklığında hesaplamalar gerçekleştirildi. Olayın geçici rejim problemi haline dönüşmemesi için kumaş yüzey sıcaklığı jet çıkış sıcaklığına eşit kabul edildi.



Şekil 4.122. Jet çıkış sıcaklığının kuruma hızına etkisi

Şekil 4.122'den görüldüğü üzere, artan jet çıkış sıcaklığıyla birlikte kuruma hızı çok büyük oranlarda artmaktadır. Yine bu şekilden jet çıkış sıcaklığının kuruma hızı üzerine Re sayısından daha baskın bir parametre olduğunu söylemek mümkündür. Ayrıca Re sayısının etkisinin sıcaklığın artışıyla birlikte arttığı elde edilen sonuçlar arasındadır. Ancak kütle transferini arttıran bu iki parametrenin de işletme maliyetlerine etkileri söz konusudur. Dolayısıyla kütle transferi üzerinde mevcut etkilerinin yanında işletme maliyetlerini de ne şekilde etkiledikleri araştırılmalıdır. Bu durum, ilerleyen bölümlerde analiz edilecektir.

4.5. Hesaplamalar ve Analizler

4.5.1. Belirsizlik analizi

Sayısal çalışmalara nazaran deneysel çalışmalara güven, genellikle daha fazladır. Ancak unutulmamalıdır ki, hatasız deney yoktur. İnsan faktörü, kullanılan ölçüm cihazlarının hassasiyetleri ve çevre faktörü gibi etkenler deneysel sonuçlarda bir miktar hata oluşmasına sebep olurlar. Bundan dolayı, bir deneysel çalışmanın olmazsa olmazlarından birisi belirsizlik analizidir. Ancak bu şekilde analiz edilip doğrulanan

deneysel sonuçlar anlam kazanır, güvenilir hale gelir. Belirsizlik analizi aynı zamanda hatanın kaynağının tespiti için de önemlidir.

Belirsizlik analizi için Moffat'ın (1988) önerdiği

$$\delta R = \left\{ \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (4.5)$$

ifadesi kullanılacaktır. Bu belirsizlik ifadesinin daha sonra R değerine bölünmesi gerekmektedir.

Öncelikle her bir parametre için yukarıdaki ifadede görülen değerlerin bilinmesi gerekmektedir. Cihaz kataloglarından ve yapılan deneylerden tespit edilen bu değerler Çizelge 4.1'de verilmiştir. Cihazların çözünürlük ve doğruluk değerlerinden hangisi daha büyükse bu değer ele alınmıştır. Deneylerde ölçülmeyen, tablolardan tespit edilen değerlerde ise tablolarda bir üst ve bir alt değerlere bakılarak bir doğruluk değeri kabul edilmiştir.

Çizelge 4.1. Belirsizlik analizinde kullanılacak ölçüm parametreleri ve ilgili değerleri

PARAMETRE	Birim	Doğruluk (δX_i)	Ölçüm Aralığı	
HIZ (U)	m/s	0.02	2.04 - 37.92	
SICAKLIK	Hava sıcaklığı (T_∞)	K	0.5	296.71 - 308.09
	Üst yüzey sıcaklığı (T_y)	K	0.1	320.15 - 358.09
	Alt yüzey sıcaklığı (T_{ay})	K	0.4	371.55 - 372.76
İZAFİ NEM (ϕ)	%	0.06	38.79 - 51.91	
AĞIRLIK (m)	kg	0.00005	0.2044 - 0.3210	
HİDROLİK ÇAP (D_h)	m	0.0001	0.025	
CAM KALINLIĞI (Δx)	m	0.0001	0.01	
CAMIN ISI İLETİM KATSAYISI (k_c)	W/mK	0.01	0.78	
HAVANIN ISI İLETİM KATSAYISI (k_h)	W/mK	0.001	0.0263	
HAVANIN VİSKOZİTESİ (ν)	m ² /s	10 ⁻⁶	15.89*10 ⁻⁶	
YÜZEY İŞİMA ORANI (ϵ)	-	0.01	0.95	
TERAZİ KEFE ALANI (A)	m ²	0.0001	0.096075	
DİFÜZYON KATSAYISI (D)	m ² /s	10 ⁻⁶	2.5*10 ⁻⁵	
BUHAR GAZ SABİTİ (R_b)	kJ/kgK	0.0001	0.46152	
DOYMA BASINCI (PdT)	kPa	0.01	2.70-3.47	
ZAMAN (t)	s	1	1500-6000	

Bu çalışmada Re, Nu ve Sh sayıları, değişik ifadeler kullanılarak hesaplanmıştır. Bunun için bu üç sayı için belirsizlik değerlerinin ayrı ayrı hesaplanması gerekmektedir.

4.5.1.1. Re sayısındaki belirsizlik

Re sayısı;

$$Re = \frac{UD_h}{\nu} \text{ şeklinde tanımlanmıştı.} \quad (4.6)$$

Bu ifadedeki değişkenlere göre, Denklem 4.5 aşağıdaki forma dönüşür;

$$\delta Re = \left\{ \left(\frac{\partial Re}{\partial U} \delta U \right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial D_h} \delta D_h \right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial \nu} \delta \nu \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (4.7)$$

Buradaki kısmi türevler;

$$\frac{\partial Re}{\partial U} = \frac{D_h}{\nu} \quad (4.8)$$

$$\frac{\partial Re}{\partial D_h} = \frac{U}{\nu} \quad (4.9)$$

$$\frac{\partial Re}{\partial \nu} = -\frac{UD_h}{\nu^2} \text{ şeklinde olacaktır.} \quad (4.10)$$

Bu türev ifadeleri Denklem 4.7'de yerlerine yazılıp ifade Denklem 4.6'ya bölünürse, Re sayısının belirsizlik değeri elde edilmiş olur.

Hızın en düşük ve en yüksek değerleri için Re sayısındaki belirsizlik **%6.3** ve **%6.4** olarak tespit edilmiştir.

4.5.1.2. Nu_x sayısındaki belirsizlik

Yerel Nu sayısı;

$$Nu_x = \frac{hD_h}{k_h} \text{ ifadesi kullanılarak tanımlanmıştır.} \quad (4.11)$$

Isı taşınım katsayısı da Denklem 3.1'e göre hesaplandığından, Nu değeri en açık haliyle;

$$Nu_x = \frac{k_c D_h}{k_h \Delta x} \frac{(T_{ay} - T_y)}{(T_y - T_\infty)} - \frac{\varepsilon \sigma D_h}{k_h} \frac{(T_y^4 - T_\infty^4)}{(T_y - T_\infty)} \text{ şeklinde yazılabilir.} \quad (4.12)$$

Bu ifadedeki değişkenlere göre, Denklem 4.5 aşağıdaki forma dönüşür;

$$\delta Nu_x = \left[\left(\frac{\partial Nu_x}{\partial T_{ay}} \delta T_{ay} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu_x}{\partial T_y} \delta T_y \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu_x}{\partial T_\infty} \delta T_\infty \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu_x}{\partial D_h} \delta D_h \right)^2 \right]^{1/2} \\ + \left[\left(\frac{\partial Nu_x}{\partial \Delta x} \delta \Delta x \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu_x}{\partial k_c} \delta k_c \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu_x}{\partial k_h} \delta k_h \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu_x}{\partial \varepsilon} \delta \varepsilon \right)^2 \right] \quad (4.13)$$

Denklem 4.12'deki Nu_x ifadesinin her bir terim için kısmi türevleri aşağıdaki gibidir;

$$\frac{\partial Nu_x}{\partial T_{ay}} = \frac{k_c D_h}{k_h \Delta x (T_y - T_\infty)} \quad (4.14)$$

$$\frac{\partial Nu_x}{\partial T_y} = -\frac{k_c D_h (T_{ay} - T_y)}{k_h \Delta x (T_y - T_\infty)^2} - \frac{k_c D_h}{k_h \Delta x (T_y - T_\infty)} - \frac{4 D_h \varepsilon \sigma T_y^3}{k_h (T_y - T_\infty)} + \frac{D_h \varepsilon \sigma (T_y^4 - T_\infty^4)}{k_h (T_y - T_\infty)^2} \quad (4.15)$$

$$\frac{\partial Nu_x}{\partial T_\infty} = \frac{k_c D_h (T_{ay} - T_y)}{k_h \Delta x (T_y - T_\infty)^2} + \frac{4 D_h \varepsilon \sigma T_\infty^3}{k_h (T_y - T_\infty)} - \frac{D_h \varepsilon \sigma (T_y^4 - T_\infty^4)}{k_h (T_y - T_\infty)^2} \quad (4.16)$$

$$\frac{\partial Nu_x}{\partial D_h} = \frac{k_c (T_{ay} - T_y)}{k_h \Delta x (T_y - T_\infty)} - \frac{\varepsilon \sigma (T_y^4 - T_\infty^4)}{k_h (T_y - T_\infty)} \quad (4.17)$$

$$\frac{\partial Nu_x}{\partial \Delta x} = - \frac{k_c D_h (T_{ay} - T_y)}{k_h \Delta x^2 (T_y - T_\infty)} \quad (4.18)$$

$$\frac{\partial Nu_x}{\partial k_c} = \frac{D_h (T_{ay} - T_y)}{k_h \Delta x (T_y - T_\infty)} \quad (4.19)$$

$$\frac{\partial Nu_x}{\partial k_h} = - \frac{k_c D_h (T_{ay} - T_y)}{k_h^2 \Delta x (T_y - T_\infty)} + \frac{D_h \varepsilon \sigma (T_y^4 - T_\infty^4)}{k_h^2 (T_y - T_\infty)} \quad (4.20)$$

$$\frac{\partial Nu_x}{\partial \varepsilon} = - \frac{D_h \sigma (T_y^4 - T_\infty^4)}{k_h (T_y - T_\infty)} \quad (4.21)$$

Bu kısmi türev ifadeleri, Denklem 4.13'te yerine yazılıp elde edilen değer Nu_x 'e bölünürse, Nu_x 'in tespitindeki belirsizlik hesaplanmış olur. Burada deneyler esnasında ölçülmüş ve Çizelge 4.1'de verilmiş olan en düşük ve en yüksek değerler farklı kombinasyonlarla yerlerine yazılarak, belirsizliğin **%4.88** ve **%6.62** aralığında olduğu belirlenmiştir.

4.5.1.3. Sh_L sayısındaki belirsizlik

Ortalama Sh sayısı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır;

$$Sh_L = \frac{m_b R_b D_h T_\infty}{t(1 - \phi) ADP dT} \quad (4.22)$$

Dolayısıyla aynı mantıkla bu ifadenin, ifadeyi oluşturan terimlere göre türevlenmesi gerekmektedir. Aşağıda bu türev ifadeleri sunulmuştur.

$$\frac{\partial Sh_L}{\partial m_b} = \frac{R_b D_h T_\infty}{t(1-\phi)ADPdT} \quad (4.23)$$

$$\frac{\partial Sh_L}{\partial R_b} = \frac{m_b D_h T_\infty}{t(1-\phi)ADPdT} \quad (4.24)$$

$$\frac{\partial Sh_L}{\partial D_h} = \frac{m_b R_b T_\infty}{t(1-\phi)ADPdT} \quad (4.25)$$

$$\frac{\partial Sh_L}{\partial T_\infty} = \frac{m_b R_b D_h}{t(1-\phi)ADPdT} \quad (4.26)$$

$$\frac{\partial Sh_L}{\partial t} = \frac{m_b R_b D_h T_\infty}{t^2(1-\phi)ADPdT} \quad (4.27)$$

$$\frac{\partial Sh_L}{\partial \phi} = \frac{m_b R_b D_h T_\infty}{t(1-\phi)^2 ADPdT} \quad (4.28)$$

$$\frac{\partial Sh_L}{\partial A} = -\frac{m_b R_b D_h T_\infty}{t(1-\phi)A^2 DPdT} \quad (4.29)$$

$$\frac{\partial Sh_L}{\partial D} = -\frac{m_b R_b D_h T_\infty}{t(1-\phi)AD^2 PdT} \quad (4.30)$$

$$\frac{\partial Sh_L}{\partial PdT} = -\frac{m_b R_b D_h T_\infty}{t(1-\phi)ADPdT^2} \quad (4.31)$$

Bu kısmi türev ifadeleri Denklem 4.32'de yerlerine yazılır ve elde edilen ifade Denklem 4.23'e bölünürse, Sh_L sayısındaki belirsizlik hesaplanmış olur.

$$\delta Sh_L = \left\{ \left(\frac{\partial Sh_L}{\partial m_b} \delta m_b \right)^2 + \left(\frac{\partial Sh_L}{\partial R_b} \delta R_b \right)^2 + \left(\frac{\partial Sh_L}{\partial D_h} \delta D_h \right)^2 + \left(\frac{\partial Sh_L}{\partial T_\infty} \delta T_\infty \right)^2 + \left(\frac{\partial Sh_L}{\partial t} \delta t \right)^2 + \left(\frac{\partial Sh_L}{\partial \phi} \delta \phi \right)^2 + \left(\frac{\partial Sh_L}{\partial A} \delta A \right)^2 + \left(\frac{\partial Sh_L}{\partial D} \delta D \right)^2 + \left(\frac{\partial Sh_L}{\partial PdT} \delta PdT \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (4.32)$$

Çizelge 4.1'deki değerlere göre Sh_L sayısındaki belirsizlik **%10.6** ve **%13.1** aralığında tespit edilmiştir.

4.5.2. İstatistiksel analiz

Bu çalışmada, ısı ve kütle transferlerini temsilen Nu_x ve Sh_L sayıları üzerine farklı parametrelerin etkileri araştırıldı. Bu parametrelerin Nu_x ve Sh_L sayılarını ne düzeyde etkilediklerini en net şekilde tespit etmek için istatistiksel olarak analiz etmek gerekmektedir. Yani bağımlı değişkenler olan Nu_x ve Sh_L değerleri üzerine, bu bağımlı değişkenlere etki eden her bir bağımsız değişkenin etki seviyeleri araştırılacaktır. Bu amaçla, SPSS 1.5 programında ANOVA ve SNK testleri uygulanarak, istatistiksel analizler gerçekleştirildi. Analizler ısı ve kütle transferi için ayrı ayrı uygulandı.

4.5.2.1. Isı transferi için istatistiksel analiz

Isı transferini temsilen kullanılan Nu_x sayısına, Re sayısı, z/D_h ve x/D_h değerlerinin etkileri daha önceki bölümlerde grafiklerle sunulmuştu. Bağımlı değişkenimiz olan Nu_x sayısı bu üç bağımsız değişkene bağlı olduğundan, üç faktörlü varyans analizi %5 anlamlılık seviyesinde uygulandı. Analizlerde, bu faktörlerin her birinin tek başına etkileri araştırıldığı gibi, birleşik etkileri de araştırıldı. Yani üç faktörlü analiz için modelimiz;

$$Y_{ijk} = \mu + A_i + B_j + C_k + A_i B_j + A_i C_k + B_j C_k + A_i B_j C_k + \varepsilon_{(ijk)} \quad (4.33)$$

şeklinde ele alındı.

Bu modelde A_i, B_j, C_k sırasıyla Re , z/D_h ve x/D_h 'ı temsil etmektedir. Daha sonra, bu faktörlerin bağımlı değişkenin üzerine etkileri için hipotezlerin oluşturulmaları gerekmektedir. Genellikle istatistiksel analizlerde hipotezler, "bağımlı değişken üzerine faktörlerin etkisi yoktur" şeklinde kurulmaktadır. Bu durumda Denklem 4.33'e göre yedi adet hipotez, bu yedi terimin de etkisi yoktur şeklinde kurularak analize başlandı.

Analiz sonucu tek jet durumu için elde edilen ANOVA tablosu, Çizelge 4.2'de verilmektedir. Çizelgeden görüldüğü üzere Re , z/D_h ve x/D_h parametrelerinin yalnız ve birleşik olmaları durumları için kurulan yedi hipotezin yedisi de "RED" edilmiştir. Bu tüm yedi durumunun da Nu_x üzerine etkin olduğu anlamına gelmektedir.

Çizelge 4.2. Tek jet durumundaki Nu_x dağılımı için varyans analiz tablosu

Kaynak	Kareler Toplamı (Tip III)	Serbestlik Derecesi	Kareler Ortalama (MS)	F	RED/KABUL
Re	382429.575	4	95607.394	200953.115	RED
z/D_h	7505.513	5	1501.103	3155.104	RED
x/D_h	1708359.124	18	94908.840	199484.855	RED
$Re * z/D_h$	1415.619	20	70.781	148.771	RED
$Re * x/D_h$	126804.896	72	1761.179	3701.747	RED
$z/D_h * x/D_h$	23480.915	90	260.899	548.373	RED
$Re * z/D_h * x/D_h$	4192.112	360	11.645	24.476	RED
Hata	542.377	1140	0.476		
Toplam	7280185.820	1710			

Bu şekilde etken oldukları kanıtlanan üç parametrenin etki seviyelerini görmek içinse SNK testi uygulandı. Çizelge 4.3'te Re için, Çizelge 4.4'te z/D_h için Çizelge 4.5'te ise x/D_h için elde edilmiş SNK test sonuçları verilmiştir. SNK testlerinden, bu üç parametreye ait tüm değerler için etki seviyelerinin birbirinden farklı olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.3. Tek jet durumunda Re için SNK testi

Re	Deney Sayısı	Alt Küme				
		1	2	3	4	5
10000	342	31.459				
20000	342		45.173			
30000	342			55.387		
40000	342				64.576	
50000	342					74.461
Sig.		1	1	1	1	1

Hata terimi kareler ortalamasıdır ve 0.476'dır

Harmonik ortalama örnek boyutu=342

Anlamlılık seviyesi=0.05

Çizelge 4.4. Tek jet durumunda z/D_h için SNK testi

z/D_h	Deney Sayısı	Alt Küme					
		1	2	3	4	5	6
12	285	50.669					
10	285		52.513				
6	285			54.696			
8	285				54.948		
4	285					55.210	
2	285						57.232
Sig.		1	1	1	1	1	1

Hata terimi kareler ortalamasıdır ve 0.476'dır

Harmonik ortalama örnek boyutu=285

Anlamlılık seviyesi=0.05

Çizelge 4.5. Tek jet durumunda x/D_h için SNK testi

x/D _h	Deney Sayısı	Alt Küme																		
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
14.4	90	23.52	24.58	25.81	27.17	28.59	30.23	32.28	34.74	37.80	41.28	45.59	51.13	57.76	66.50	76.25	87.29	92.13	114.32	133.06
13.6	90																			
12.8	90																			
12	90																			
11.2	90																			
10.4	90																			
9.6	90																			
8.8	90																			
8	90																			
7.2	90																			
6.4	90																			
5.6	90																			
4.8	90																			
4	90																			
3.2	90																			
2.4	90																			
1.6	90																			
0.8	90																			
0	90																			
Sig.		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00

Hata terimi kareler ortalamasıdır ve 0.476'dır

Harmonik ortalama örnek boyutu=90

Anlamlılık seviyesi=0.05

Tek jet için yapılan istatistiksel analizden sonra, nonlinear regresyon analizi yapılarak bir korelasyon oluşturuldu. Analiz sonucu, tek jet ile yüzey üzerinde oluşan lokal Nu_x dağılımını veren ifade, 0.95'lik bir R^2 değeri ile, şu şekilde tespit edildi;

$$Nu_x = 0.136 Re^{0.534} \left(\frac{z}{D_h} \right)^{-0.066} \left(1 + 2.976 \exp \left(-0.048 \left(\frac{x}{D_h} \right)^2 \right) \right) \quad (4.34)$$

Aynı şekilde çift jet durumu için yine üç faktörlü varyans analizi yapıldı. Analiz sonucu elde edilen ANOVA tablosu, Çizelge 4.6'da verilmektedir. Bu çizelgeden de her üç faktörün yalnız ve birleşik olmaları durumlarının tümü için Nu_x değerini etkilediği görülmektedir.

Çizelge 4.6. Çift jet durumundaki Nu_x dağılımı için varyans analiz tablosu

Kaynak	Kareler Toplamı (Tip III)	Serbestlik Derecesi	Kareler Ortalama (MS)	F	RED/KABUL
Re	68322.762	3	22774.254	79455.448	RED
z/D_h	5991.083	2	2995.541	10450.927	RED
x/D_h	305262.151	18	16959.008	59167.058	RED
Re * z/D_h	340.902	6	56.817	198.225	RED
Re * x/D_h	8335.921	54	154.369	538.567	RED
z/D_h * x/D_h	5758.192	36	159.950	558.037	RED
Re * z/D_h * x/D_h	595.950	108	5.518	19.252	RED
Hata	130.703	456	0.287		
Toplam	2407205.591	684			

Çizelge 4.7, 4.8 ve 4.9'da ise sırasıyla Re, z/D_h ve x/D_h değerleri için elde edilmiş SNK test sonuçları verilmiştir. Çift jet durumunda da SNK testlerinden bu üç parametreye ait tüm değerler için etki seviyelerinin birbirinden farklı olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.7.Çift jet durumunda Re için SNK testi

Re	Deney Sayısı	Alt Küme			
		1	2	3	4
10000	171	40.009			
15000	171		50.736		
20000	171			59.414	
25000	171				66.809
Sig.		1	1	1	1

Hata terimi kareler ortalamasıdır ve 0.287'dir

Harmonik ortalama örnek boyutu=171

Anlamlılık seviyesi=0.05

Çizelge 4.8. Çift jet durumunda z/D_h için SNK testi

z/D_h	Deney Sayısı	Alt Küme		
		1	2	3
12	228	50.329		
8	228		54.912	
4	228			57.485
Sig.		1	1	1

Hata terimi kareler ortalamasıdır ve 0.287'dir

Harmonik ortalama örnek boyutu=228

Anlamlılık seviyesi=0.05

Çizelge 4.9. Çift jet durumunda x/D_h için SNK testi

x/D _b	Deney Sayısı	Alt Küme																		
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
14.4	36	27.92	30.27	33.19	34.93	35.89	36.83	41.43	42.20	47.07	48.62	54.10	55.32	61.40	62.27	68.34	69.76	88.73	89.06	103.28
13.6	36																			
12.8	36																			
0.8	36																			
0	36																			
12	36																			
11.2	36																			
1.6	36																			
10.4	36																			
2.4	36																			
9.6	36																			
3.2	36																			
8.8	36																			
4	36																			
8	36																			
4.8	36																			
7.2	36																			
5.6	36																			
6.4	36																			
Sig.		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	

Hata terimi kareler ortalamasıdır ve 0.287'dir

Harmonik ortalama örnek boyutu=36

Anlamlılık seviyesi=0.05

4.5.2.2. Kütle transferi için istatistiksel analiz

Kütle transfer miktarını temsilen kullanılan Sh_L sayısı ise, Re ve z/D_h değişkenlerinden etkilenmektedir. Bu yüzden Sh_L sayısı için iki faktörlü istatistiksel analiz uygulandı.

Analizler yine %5 anlamlılık seviyesinde yapıldı. İki faktör olmasından ötürü modelimiz;

$$Y_{ijk} = \mu + A_i + B_j + A_i B_j + \varepsilon_{(ijk)} \quad (4.35)$$

olarak yazıldı. Modelimizden de görüldüğü üzere Sh_L sayısını etkileyebilecek üç farklı durum söz konusudur. Yine bu üç farklı durum için hipotezler, yine "etkisi yoktur" şeklinde kurularak analizlere başlandı.

Çizelge 4.10'dan görüldüğü üzere, Re ve z/D_h parametrelerinin yalnız ve birlikte olmaları durumları için kurulan üç hipotez de reddedilmiştir. Yani bu üç durumun da Sh_L üzerine etkisi söz konusudur.

Çizelge 4.10. Sh_L için varyans analiz tablosu

Kaynak	Kareler Toplamı (Tip III)	Serbestlik Derecesi	Kareler Ortalama (MS)	F	RED/KABUL
Re	924.054	4	231.014	1164.953	RED
z/D_h	49.585	2	24.793	125.023	RED
Re * z/D_h	12.956	8	1.619	8.167	RED
Hata	5.949	30	0.198		
Toplam	16659.933	45			

Re 'nin ve z/D_h 'in etki seviyelerini araştırmak için yapılan SNK testlerinde bu iki değişkenin aldığı her bir değerdeki etki seviyelerinin birbirinden farklı olduğu Çizelge 4.11 ve 4.12'de görülmektedir.

Çizelge 4.11. Re için SNK testi

Re	Deney Sayısı	Alt Küme				
		1	2	3	4	5
10000	9	11.083				
20000	9		16.331			
30000	9			20.046		
40000	9				22.005	
50000	9					23.830
Sig.		1	1	1	1	1

Hata terimi kareler ortalamasıdır ve 0.198'dir
Harmonik ortalama örnek boyutu=9
Anlamlılık seviyesi=0.05

Çizelge 4.12. z/D_h için SNK testi

z/D_h	Deney Sayısı	Alt Küme		
		1	2	3
12	15	17.374		
8	15		18.657	
4	15			19.946
Sig.		1	1	1

Hata terimi kareler ortalamasıdır ve 0.198'dir

Harmonik ortalama örnek boyutu=15

Anlamlılık seviyesi=0.05

3.5.3. Ekonomik analiz ve optimizasyon

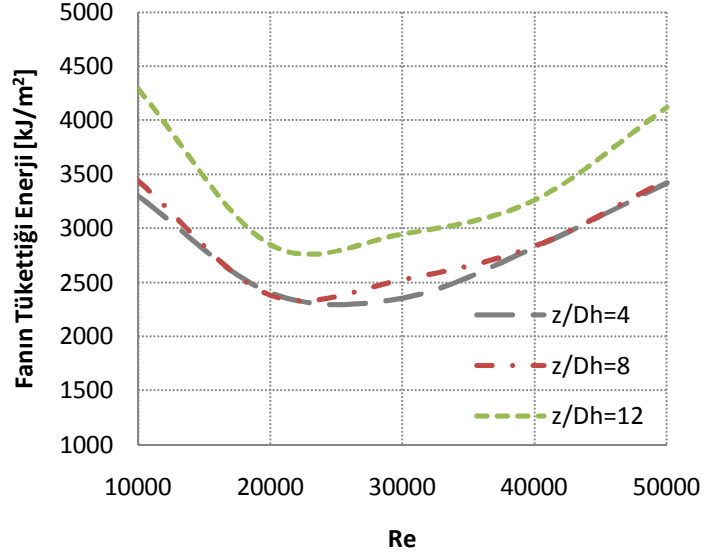
Fosil yakıtların tükenmeye yüz tutması ve çevreye olan zararları, alternatif enerji kaynaklarının da potansiyellerinin kısıtlılığı ve pahalılığı, enerjiyi gün geçtikçe daha da önemli bir hale getirmektedir. Enerjiyi üretirken ortaya çıkan bu olumsuzluklardan minimum seviyede etkilenmenin tek yolu enerjiyi mümkün olduğunca ekonomik bir şekilde kullanmaktır.

Yapılan çalışmalarda, artan Re sayısının ve artan jet çıkış sıcaklığının kuruma süresini kısalttığı tespit edilmişti. Ancak Re sayısındaki artış fanın tükettiği elektrik gücünü, hava sıcaklığındaki artış ta ısı enerjisi tüketimini arttırmaktadır. Peki, enerji tüketimlerindeki bu artışlar, kütle transferindeki artışı karşılamakta mıdır? Bu kısımda bu sorunun cevabı aranacaktır.

Isı transferi için yapılan deneylerde ortalama değerler elde edilemediğinden ve deneyler sürekli rejimde yapıldığından, ekonomik analiz sadece kütle transferi için yapılacaktır. Isı ve kütle transferi arasındaki benzerlikler dikkate alındığında bu analiz sonuçlarının, ısı transferi için de geçerli olacağı düşünülmektedir.

Deneyler sırasında her bir Re sayısı için fanın çektiği elektrik gücü ölçüldü. Doğal olarak Re sayısındaki artışın, fanın çektiği elektrik gücünü arttırdığı görüldü. Fakat bu olumsuzluğun yanında, Re sayısındaki artışın kuruma süresini kısalttığı daha önce tespit edilmişti. Bu durumda önemli olan fanın çektiği anlık güç değil, kuruma süresinde tüketilen toplam elektrik enerjisi miktarıdır. Bu amaçla anlık güç değerleri, kuruma

süreleri ile çarpılarak her bir durum için tüketilen elektrik enerjisi miktarları tespit edildi.



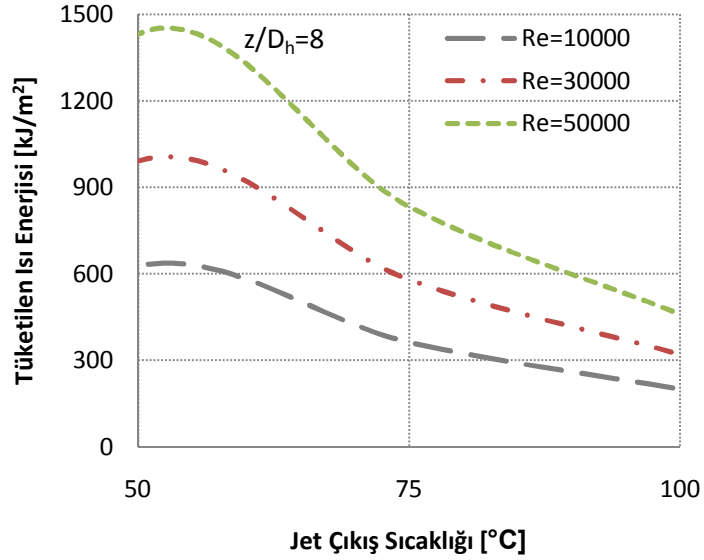
Şekil 4.123. Re sayısına bağlı olarak fanın tükettiği enerji

Şekil 4.123'ten görüldüğü üzere, artan Re sayısı kuruma süresini kısalttığı için fanın toplamda tükettiği elektrik gücünü bir yere kadar azaltmaktadır. Ancak Re değerinin 30000'in üzerine çıkmasıyla birlikte eğilim tersine dönerek, artan Re değeri tüketilen elektrik enerjisi değerini arttırmaktadır. Bu tespit edilen sonuç, her üç jet-yüzey mesafesi için de geçerlidir. Yapılan bu çalışma ile, optimum Re sayısının 20000 - 30000 aralığında olduğu belirlenmektedir. Bu bilgi ışığında, eğer kuruma süresinden ziyade ekonomiklik ön planda ise Re değerinin 30000'in üzerine çıkartılmaması tavsiye edilmektedir.

Benzer bir çalışma da, jet çıkış sıcaklığı için elde edilen sayısal sonuçlar üzerinden yapıldı. Daha önce belirtilen sebeplerden dolayı bu kısımda mecburen deneysel sonuçlar yerine sayısal sonuçlar kullanıldı. Havanın ortam sıcaklığında üflenmesi yerine, bu sıcaklıktan daha üst sıcaklıklara ısıtılarak üflemenin işletme maliyetini nasıl etkilediği araştırıldı. Bu durumda havaya verilmesi gereken ısı gücü;

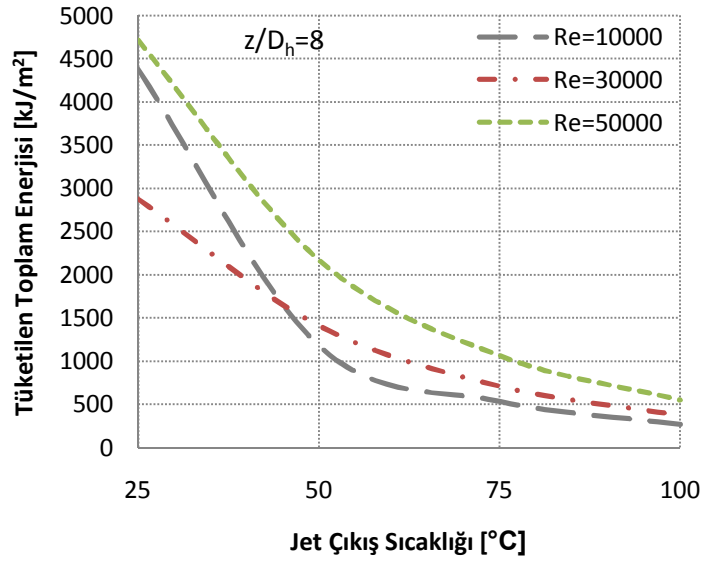
$$\dot{Q} = \dot{m}c_p\Delta T \quad \text{ifadesi ile hesaplandı.} \quad (4.36)$$

Yine bu anlık tüketim miktarı kuruma süresi ile çarpılarak kurutma süresince tüketilen toplam enerji miktarı hesaplandı.



Şekil 4.124. Jet çıkış sıcaklığına bağlı olarak tüketilen ısı enerjisi

Hesaplamalar neticesinde elde edilen sonuçlar, Şekil 4.124'te verilmiştir. Görüldüğü üzere artan Re değeri ile birlikte hava debisinin artması neticesinde gerekli olan ısı enerjisi miktarı artmıştır. Hava çıkış sıcaklığının arttırılması gerekli olan ısıtma gücünün artışına sebep olsa da, kuruma süresini kısalttığından toplamda harcanan ısıtma enerjisi miktarını azaltmaktadır. Hatta şekilden görüldüğü üzere, jet çıkış sıcaklığının artması kurumayı daha da ekonomik hale getirmektedir.



Şekil 4.125. Kurutma işlemi sırasında tüketilen toplam enerji

Şekil 4.125'te kurutma işlemi için denenmiş olan çeşitli konfigürasyonlarda tüketilen toplam enerji miktarları (Fan+Isıtma) görülmektedir. Görüldüğü üzere, ısı tüketimi dağılımına benzer bir eğilim elde edilmiştir. 25°C'de Re=30000 en az tüketime sebebiyet veren Re sayısıyken, artan sıcaklıkla birlikte Re=10000 durumunda daha az tüketim değerleri elde edilir olmuştur. Üstelik artan sıcaklıkla birlikte Re değerleri arasındaki tüketim miktarı farklılıkları azalmıştır.

Tüm bu bulgularla, jet çıkış sıcaklığını arttırmanın çalışılan aralıkta enerji sarfiyatını azalttığı ortaya konmuştur. Re sayısının ise soğuk jet durumunda tüketim açısından daha etken olduğu ve ideal değerinin yaklaşık 20000-30000 aralığında olduğu görülmüştür. Ancak artan sıcaklıkla birlikte (Özellikle T=100°C) kuruma süresinin kısaltılması açısından Re sayısının arttırılmasında tüketimi çok büyük oranda arttıran bir durumun söz konusu olmadığı tespit edilmiştir.

5. SONUÇ

Çarpan hava jetlerinde zorlanmış taşınım ile ısı-kütle transferinin deneysel ve sayısal olarak incelendiği bu çalışmadan özetle aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir;

Tek ve çift jet durumlarının her ikisi için ısı transferi açısından en etkin parametre olarak jet çıkışındaki hava hızı yani Re sayısı ön plana çıkmaktadır.

Jetin yüzeye yaklaşması, çarpma noktasındaki ısı transferini arttırıcı bir etkidir. Ancak $Re=10000$ 'de $z/D_h=4$ 'ten, 10000'den büyük Re sayılarında ise $z/D_h=8$ den daha fazla yakınlık, ters bir etki oluşturmaktadır. $Re=10000$ 'de $z/D_h=4$ 'teki sonuç ile $z/D_h=8$ 'deki sonuç arasında çok büyük bir fark olmadığı göz önüne alınırsa, çarpma bölgesi ısı transferi değeri açısından optimum jet-yüzey mesafesi, $z/D_h=8$ olarak tespit edilmiştir.

İncelenen jet-yüzey mesafelerinden olan $z/D_h=4$ durumu ve bunun altındaki yakınlıklarda çarpma noktasının dışında bir noktada Nu dağılımında ikincil bir pik nokta elde edilmiştir.

İkincil pik noktanın suni olarak elde edilmesine yönelik yapılan çalışmalar sonuç vermiştir. Yüzeye ince millerin yerleştirilmeleri durumunda, hemen millerin arka kısımlarında ikincil piklerin oluştuğu gözlemlenmiştir.

Akış alanına yerleştirilen püsküllerden sadece kağıttan yapılmış olanı, o da sadece $Re=10000$ değerinde, yerel Nu değerinde ikincil pik nokta oluşumunu sağlamıştır. Diğer durumlarda herhangi bir değişiklik kaydedilmemiştir.

Jet çıkışına kağıt püsküllerin yerleştirilmesi, püskül uzunluğuna bağlı olarak ya ısı transferi üzerine etki etmemiş veya azaltıcı yönde etki etmiştir.

Havanın nem değeriindeki artış, sadece çok düşük Re sayılarında (Re=2500 ve 5000) ısı transferinde, çok az da olsa, bir miktar artışa sebep olmuştur. Bu artış sadece çarpma noktasında oluşmuştur. Artan Re değeri ile birlikte, etki ortadan kalkmıştır.

Elde edilen deneysel sonuçlara göre, tek jet kullanımının aynı debide havanın kullanıldığı çift jet kullanımına nazaran daha etkin olduğu sonucuna varılmaktadır. Ancak bu karşılaştırma sadece lokal değerler üzerinden yapılabilmiş, ortalama Nu değerleri açısından bir karşılaştırma yapılamamıştır. Buna rağmen Nu değerlerinde ikincil piklerin görüldüğü tek jet durumu ile aynı debideki çift jet durumu karşılaştırıldığında, lokal değerler açısından tek jet o denli baskın bir performans göstermiştir ki, ortalama Nu değeri hesaplanmaksızın tek jetin bu karşılaştırmada da baskın olacağı açıktır.

İncelenen, jet geometrileri arasından, ortalamada, dikdörtgen kesitli jet daha iyi bir performans sergilemiştir. Ancak hidrolik çap değerleri eşit tutulduğunda, dikdörtgen kesitin alanı daha büyük olduğundan, bu olağan bir sonuçtur. Burada enteresan olan, geometrilerin farklı olmasına rağmen çarpma noktası Nu değerlerinin hemen hemen eşit olmasıdır.

Yapılan çalışma ile tek jet durumu için, lokal Nu değeri dağılımı veren;

$$Nu_x = 0.136 Re^{0.534} \left(\frac{z}{D_h} \right)^{-0.066} \left(1 + 2.976 \exp \left(-0.048 \left(\frac{x}{D_h} \right)^2 \right) \right)$$

şeklinde bir korelasyon elde edilmiştir.

Çift jet durumunda, jetler arasında bir açı oluşturularak iki jetinde bir noktaya çarptırılması durumunda ısı transferi, beklenenin aksine düşüş göstermiştir.

Test edilen türbülans modelleri içerisinde, hem tek hem de çift jet durumları için en iyi sonucu veren modelin SST türbülans modeli olduğu belirlenmiştir.

Sadece geçiş modelleri hesaba katıldığında, sayısal sonuçlarda da deneysel sonuçlarda olduğu gibi ikincil pik noktalar elde edilmiştir.

Giriş türbölans şiddetindeki artış sadece çarpma bölgesinde ısı transferi açısından bir değişikliğe sebep olmuş, diğer bölgelerde değişen bir şey olmamıştır. Etki $z/D_h=4$ için ısı transferini arttırıcı yönde bu mesafenin üzerindeki mesafelerde ise azaltıcı yönde kendini göstermiştir.

Yerçekimi ivmesinin sayısal özümelerde hesaba katılması ile katılmaması arasında ya hiç, ya da çok çok küçük bir değişim gözlemlenmiştir.

Isı transferi için yapılan sayısal çalışma neticesinde ortalama Nu değeri bakımından tek jet durumunun, çift ve çoklu jet durumlarına göre bariz bir üstünlüğu ortaya çıkmıştır.

Kuruma için yapılan deneylerde, jet çıkış hava hızının artmasının kuruma süresini kısalttığı görölmüştür. Fakat farklı hava hızları için ölçülen fan güçlerinin, kuruma süreleri ile çarpılmasıyla elde edilen enerji tüketim değeri açısından optimum Re değerinin, 20000-30000 aralığında olduğu tespit edilmiştir.

Kütle transferi için yapılan sayısal incelemede, jet çıkış hava sıcaklığının artmasının kuruma süresini kısalttığı gibi, yapılan ekonomik analizde enerji tüketimini de azalttığı sonucu elde edilmiştir.

Bu alışma kapsamında yapılanlar ve yapılamayanlar göz önüne alındığında ise, bundan sonra bu konuda çalışma yapacaklara şu tavsiyelerde bulunulabilir;

Çalışmada termal kamera kullanılmadığı için deneysel sonuçlar sürekli olarak lokal değerler üzerinden tartışıldı. Buna rağmen, özellikle tek ve çift jet durumlarının karşılaştırılmasında ilginç sonuçlar elde edildi. Bahsedilen bu durumlar için daha net bir karşılaştırmanın yapılabilmesi için termal kamera ile bu deneyler tekrarlanabilir.

Nu sayısı dağılımında ikincil pik noktalarla ilgili tatminkar sonuçlar elde edilmesine rağmen, ısı transferi için elde edilen bu sonuçlar akışkanlar mekaniği ile bağdaştırılamadı. Bu eksiklik, akışkanın renklendirilmesi ve çok daha hassas bir hız ölçme yöntemi kullanılması (Hot-wire, Laser Doppler, PIV v.b.) ile giderilip bu bağ kurulabilir.

Kuruma deneylerinde, kullanılan metotla kütle transferi için sadece ortalama değerler elde edildi. Foto-evaporatif teknik kullanılarak lokal kütle transfer miktarları da elde edilebilirdi.

Sayısal modellemede bir ticari kod kullanıldı. Doğal olarak bu kod, genel akışkanlar mekaniği ve ısı transferi uygulamaları için hazırlanmış bir koddur. Bu kod içerisinde modifikasyonlar yapmak suretiyle veya tamamen farklı bir kod yazarak, çarpan hava jetleri için özel bir sayısal çözüm enstrümanı elde edilebilir. Bu durumda deneysel ve sayısal sonuçlar arasındaki fark daha da kapanacaktır.

Çalışmanın sayısal kısmında RANS temelli türbülans modelleri kullanıldı. Bu türbülans modelleri, küçük girdapları direkt çözmemekte, isimlerinden de anlaşılacağı üzere çeşitli şekillerde modellemektedirler. Ancak son yıllarda Direkt Sayısal Simülasyon (Direct Numerical Simulation (DNS)) metodu geliştirilmiştir. Bu metot, herhangi bir modelleme yapmadan direk çözüme gitmektedir. Ancak çok sık ağ yapısı gerektirmekte ve çok daha fazla sayıda denklemin çözümü yapılmaktadır. Bu sebeplerden ötürü, henüz basit geometrilerin ve akış durumlarının çözümünde kullanılabilmektedir. İlerleyen teknoloji, bir gün bu metodu da rahatlıkla kullanılabilir hale getirecektir. Bu durumda, bu çalışmada yapılan sayısal çalışmalar bu metotla da denenebilir.

Görüldüğü üzere yapılan bu önerilerin çoğu maddi olanaklarla alakalıdır. Dolayısıyla ne denli büyük bir bütçeyle çalışma yapılırsa, o denli ilginç sonuçlar elde edilebilir gibi gözükmektedir. Çünkü konu, çok fazla sayıda incelenecek parametreye sahip bulunmaktadır.

KAYNAKLAR

- Abdon, A., Sunden, B. 2001.** Numerical Investigation of Impingement Heat Transfer Using Linear and Non-linear Two-Equation Turbulence Models. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 40: 563-578.
- Arzutuğ, M.E., Yapıcı, S. 2009.** Electrochemical Mass Transfer in Impinging Swirl Jets. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 48: 1593-1602.
- Astarita, T., Cardone, G. 2008.** Convective Heat Transfer on a Rotating Disk with Centered Impinging Round Jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51: 1562-1572.
- Bakirci, K., Bilen, K. 2007.** Visualization of Heat Transfer for Impinging Swirl Flow. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32: 182-191.
- Baughn, J.W, Shimizu, S. 1989.** Heat Transfer Measurement from a Surface with Uniform Heat Flux and an Impinging Jet. *Journal of Heat Transfer*, 111: 1096-1098.
- Beitelmal, A.H., Saad, M.A., Patel, C.D. 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: 56-163.
- Benim, A.C., Ozkan, K., Cagan, M. 2007.** Computational Investigation of Turbulent Jet Impinging onto Rotating Disk. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, 17 (3): 284-301.
- Can, M., Etemoglu, A.B., Avci, A. 2002.** Experimental Study of Convective Heat Transfer Under Array of Impinging Air Jets From Slots and Circular Holes. *Heat and Mass Transfer*, 38(3): 251-259.
- Chen, Y., Lee, W., Wu, S. 1998.** Heat (Mass) Transfer between an Impinging Jet and a Rotating Disk. *Heat and Mass Transfer*, 34: 195-201.
- Dagtekin, I., Oztop, H.F. 2008.** Heat Transfer due to Double Laminar Slot Jets Impingement onto an Isothermal Wall within one Side Closed Long Duct. *International Communication in Heat and Mass Transfer*, 35: 65-75.
- Eren, H., Çelik, N., Yesilata, B. 2006.** Nonlinear Flow and Heat Transfer Dynamics of a Slot Jet Impinging on a Slightly Curved Concave Surface. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 33: 364-371.
- Gao, N, Sun, H., Ewing, D. 2003.** Heat Transfer to Impinging Round Jet Heats with Triangular Tabs. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46: 2557-2569.
- Gao, X., Sunden, B. 2003.** Experimental Investigation of the Heat Transfer Characteristics of Confined Impinging Slot Jets. *Experimental Heat Transfer*, 16: 1-18.

Goodro, M., Park, J., Ligrani, P, Fox, M, Moon, H. 2008. Effect of Hole Spacing on Spatially-Resolved Jet Array Impingement Heat Transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51: 6243-6253.

Gordon, R., Akfirat, J.C. 1965. The Role of Turbulence in Determining Heat Transfer Characteristic of Impinging Jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 8: 1261-1272.

Gulati, P., Katti, V., Prabhu, S.V. 2009. Influence of the Shape of the Nozzle on Local Heat Transfer Distribution between Smooth Flat Surface and Impinging Air Jet. *International Journal of Thermal Sciences*, 48: 602-617.

Hewakandamby, B.N. 2009. A Numerical Study of Heat Transfer Performance of Oscillatory Impinging Jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52: 396-406.

Hofmann, H., Martin, H., Kind, M. 2004. Numerical Simulation of Heat Transfer from an Impinging Jet to a Flat Plate. *Chemical Engineering Technology*, 27: 27-30.

Hofmann, H., Movilesnu, D.L., Kind, M., Martin, H. 2007. Influence of a Pulsation on Heat Transfer and Flow Structure in Submerged Impinging Jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50: 3638-3648.

Hong, S.K., Lee, D.H., Cho, H.H. 2009. Effect of Jet Direction on Heat/Mass Transfer of Rotating Impingement Jet. *Applied Thermal Engineering*, 29: 2914-2920.

Huzayyin, A.S., Nada, S.A., Rady, M.A., Faris, A. 2006. Cooling an Array of Multiple Heat Sources by a Row of Slot Air Jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49: 2597-2609.

Incropera, F.P., Dewitt, D.P. 2001. Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri. Literatür Yayıncılık, İstanbul, 880 s.

İşman, M.K., Pulat, E., Etemoğlu, A.B., Can, M. 2005. Çarpan Dikdörtgen Hava Jetlerinde Akış ve Isı Transferi Karakteristiklerinin Sayısal Analizi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 25(1): 17-24.

İşman, M.K., Pulat, E., Etemoğlu, A.B., Can, M. 2008. Numerical Investigation of Turbulent Impinging Jet Cooling of a Constant Heat Flux Surface. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 53: 1109-1132.

Jaramillo, J.E, Perez-Segarra, C.D., Oliva, A., Claramunt, K. 2007. Analysis of Different RANS Models Applied to Turbulent Forced Convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50: 3749-3766.

Kanna, P.R., Das, M.K. 2008. Heat Transfer Study of Two-dimensional Laminar Incompressible Offset Jet Flows. *International Journal of Thermal Sciences*, 47:1620-1629.

Kito, M., Shakouchi, T., Sakamoto, T., Tsujimoto, K., Ando, T. 2008. Heat Transfer Enhancement of Round Impinging Jet by Orifice Nozzle (Effect of Contraction Area Ratio). *Heat Transfer-Asian Research*, 37(8): 445-459.

Launder, B.E., Reece, G.J., Rodi, W. 1975. Progress in the Developments of a Reynolds-Stress Turbulence Closure. *Journal of Fluid Mechanics*, 68: 537-566.

Launder, B.E., Spalding, D.B. 1972. Lectures in Mathematical Models of Turbulence. Academic Press, London, 169 pp.

Lee, J., Lee, S. 1999. Stagnation Region Heat Transfer of a Turbulence Axisymmetric Jet Impingement. *Experimental Heat Transfer*, 12: 137-156.

Lee, H.E., Song, J., Jo, M.C. 2004. The Effect of Nozzle Diameter on Impinging Jet Heat Transfer and Fluid Flow. *Journal of Heat Transfer*, 126: 554-557.

Liu, Q., Sleiti, A.K., Kapat, J.S. 2008. Application of Pressure and Temperature Sensitive Paints for Study of Heat Transfer to a Circular Impinging Air Jet. *International Journal of Thermal Sciences*, 47: 749-757.

Lytle, D., Webb, B.W. 1994. Air Jet Impingement Heat Transfer at Low Nozzle Plate Spacings. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37: 1687-1697.

Menter, F.R. 1994. Eddy Viscosity Transport Equations and Their Relation to the $k-\epsilon$ Model. *Nasa Technical Memorandum 108854*, November, 1994.

Menter, F.R. 1994. Two-equation Eddy-viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA-Journal*, 32(8): 1598-1605.

Menter, F.R. 1997. Eddy Viscosity Transport Equations and Their Relation to the $k-\epsilon$ Model. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 119: 876-884.

O'Donovan, T.S., Murray, D.B. 2008. Fluctuating Fluid Flow and Heat Transfer of an Obliquely Air Jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51: 6169-6179.

Pekdemir, T., Davies, T.W. 1998. Mass Transfer From Rotating Circular Cylinders in a Submerged Slot Jet of Air. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41: 3441-3450.

Popovac, M., Hanjalic, K. 2007. Compound Wall Treatment for RANS Computation of Complex Turbulent Flows and Heat Transfer. *Flow Turbulence Combust*, 78: 177-202.

Ramezanpour, A., Mirzaee, I., Firth, D., Shirvani, H. 2007. A Numerical Heat Transfer Study of a Slot Jet Impinging on an Inclined Plate. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 17: 661-676.

Rhee, D., Yoon, P., Cho, H.H. 2003. Local Heat/Mass Transfer and Flow Characteristics of Array Impinging Jets with Effusion Holes Ejecting Spent Air. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46: 1049-1061.

Sagot, B., Antonini, G., Christgen, A., Buron, F. 2008. Jet Impingement Heat Transfer on a Flat Plate at a Constant Wall Temperature. *International Journal of Thermal Sciences*, 47: 1610-1619.

Salamah, S.A., Kaminski, D.A. 2005. Modeling of Turbulent Heat Transfer From an Array of Submerged Jets Impinging on a Solid Surface. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 48: 315-337.

Sharif, M.A.R., Banerjee, A. 2009. Numerical Analysis of Heat Transfer Due to Confined Slot-Jet Impingement on a Moving Plate. *Applied Thermal Engineering*, 29: 532-540.

Shaw, C.T. 1992. Using Computational Fluid Dynamics. Prentice Hall Int. Ltd, Dunedin, New-Zealand, 315 pp.

Shi, Y.L., Mujumdar, A.S., Ray, M.B. 2005. Heat Transfer In Multiple-Turbulent-Slot Impinging Jets of Gas-Particle Suspensions. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 47: 147-164.

Shuja, S.Z., Yilbas, B.S., Budair, M.O. 1999. Gas Jet Impingement on a Surface Having Limited Constant Heat Flux Area: Various Turbulence Models. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 36: 171-200.

Spalart, P., Allmaras, S. 1992. A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows. *Technical Report AIAA-92-0439, American Institute of Aeronautics and Astronautics*.

Speziale, C.G., Sarkar, S., Gatski, T.B. 1991. Modeling the Pressure-Strain Correlation of Turbulence: An Invariant Dynamical Systems Approach. *Journal of Fluid Mechanics*, 277: 245-272.

Travnicek, T., Tesar, V. 2003. Annular Synthetic Jet Used for Impinging Flow Mass-Transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46: 3291-3297.

Tu, J., Yeoh, G.H., Liu, C. 2001. Computational Fluid Dynamics, A Practical Approach. Butterworth-Heinemann, Massachusetts, USA, 437 pp.

Wang, S.J., Mujumdar, A.S. 2005. A Comparative Study of Five Low Reynolds Number $k-\varepsilon$ Models for Impingement Heat Transfer. *Applied Thermal Engineering*, 25: 31-44.

White, F.M. 2005. Akışkanlar Mekaniği. Literatür Yayıncılık Ltd., İstanbul, Türkiye, 1034 s.

Wilcox, D.C. 2000. Turbulence Modeling for CFD, DCW Industries, Inc., La Canada, California, USA, 314 pp.

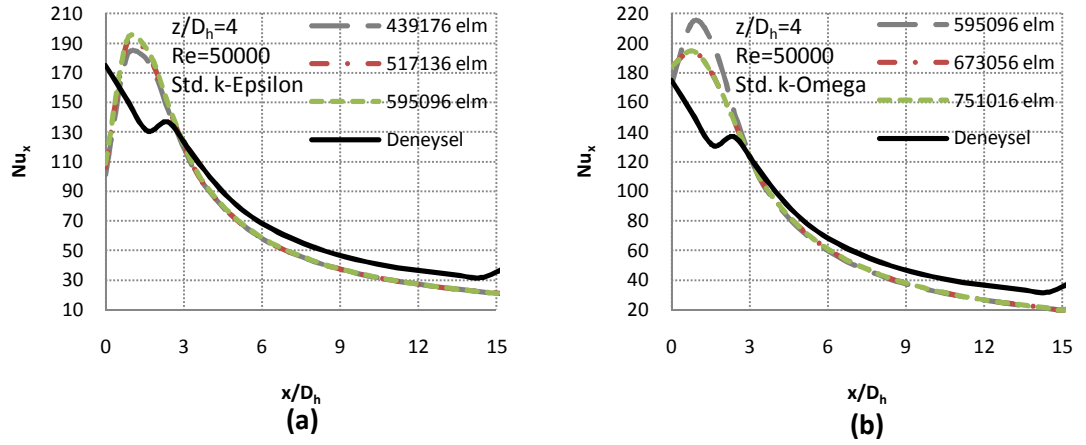
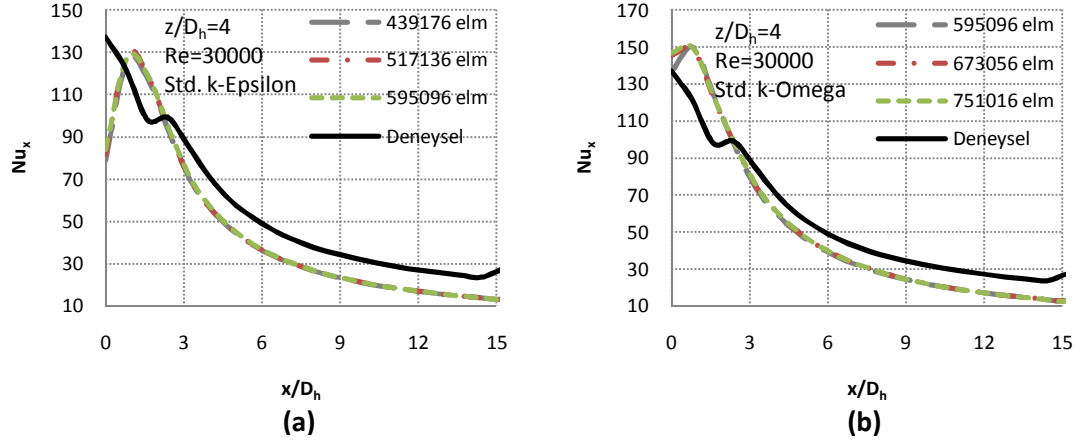
Yan, X, Saniei, N. 1997. Heat Transfer from an Obliquely Impinging Circular Air Jet to a Flat Plate. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 18: 591-599.

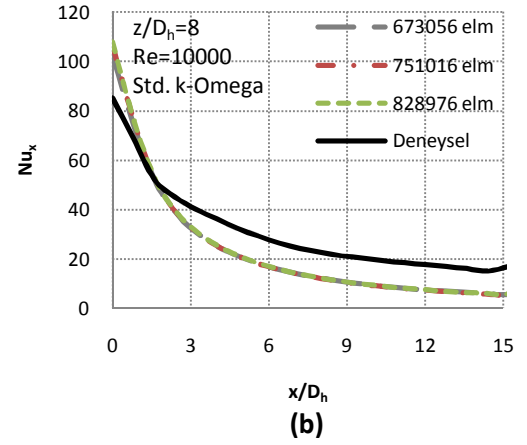
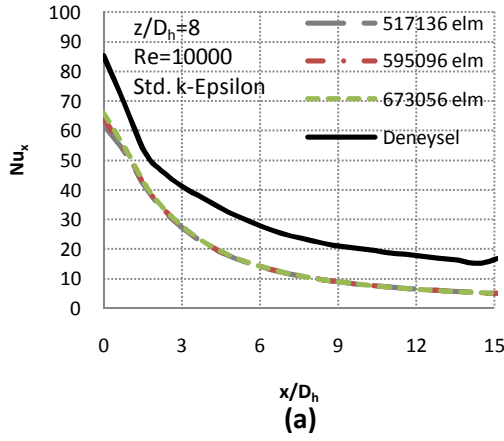
Yang, Y., Tsai, S. 2007. Numerical Study of Transient Conjugate Heat Transfer of a Turbulent Impinging Jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50: 799-807.

Zhou, D.W., Lee, S. 2007. Forced Convective Heat Transfer with Impinging Rectangular Jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50: 1916-1926.

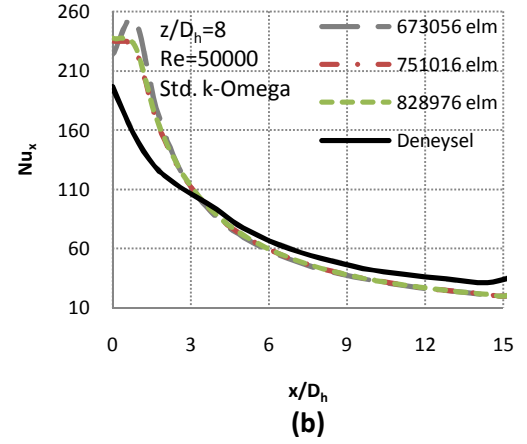
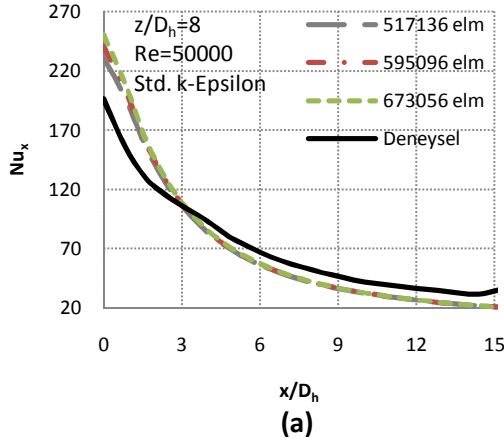
EKLER

Ek-A. Tek ve çift jet durumları için ağ yapılarının kontrolü

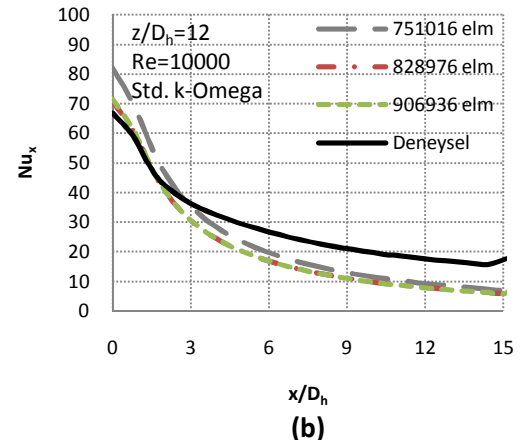
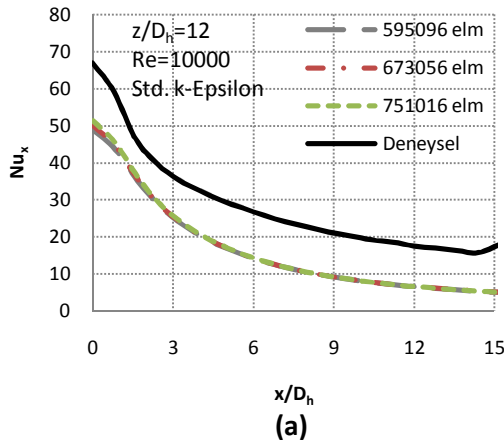




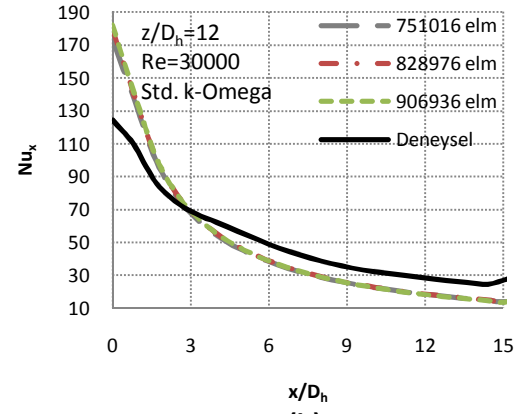
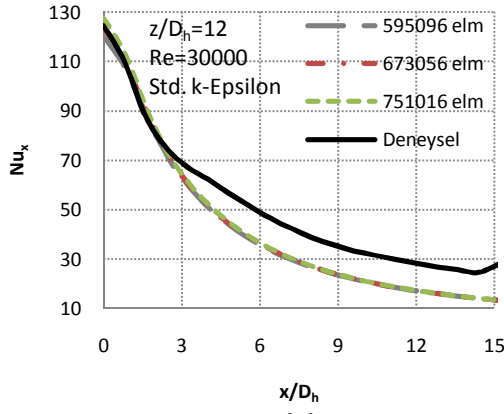
Şekil A.3. $z/D_h=8$ $Re=10000$ için eleman sayılarının kontrolü
a) std. $k-\epsilon$ türbülans modeli **b)** std. $k-\omega$ türbülans modeli



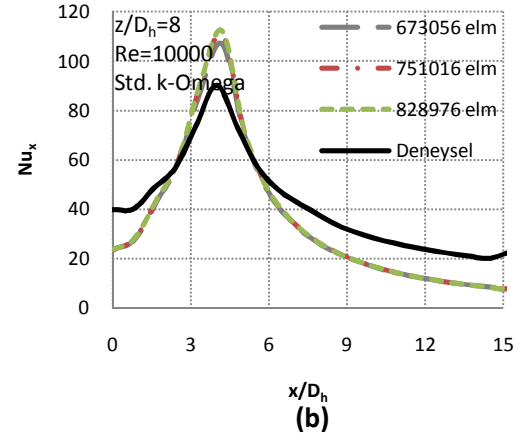
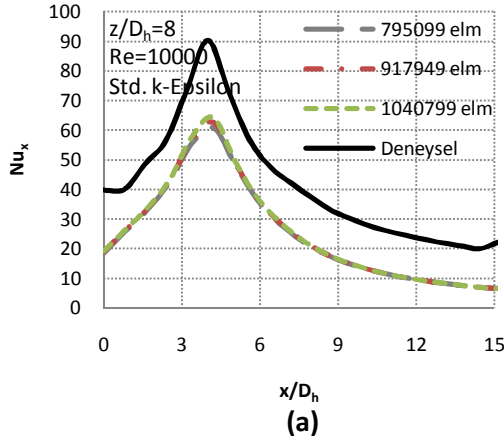
Şekil A.4. $z/D_h=8$ $Re=50000$ için eleman sayılarının kontrolü
a) std. $k-\epsilon$ türbülans modeli **b)** std. $k-\omega$ türbülans modeli



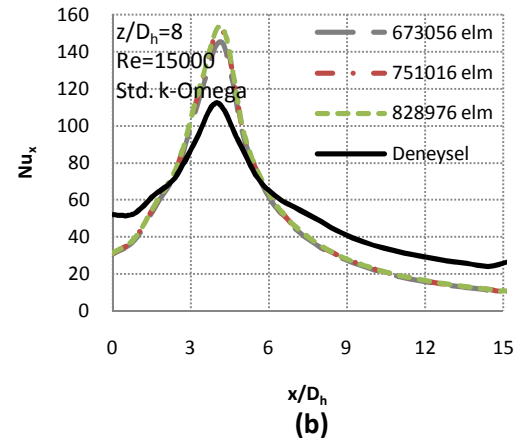
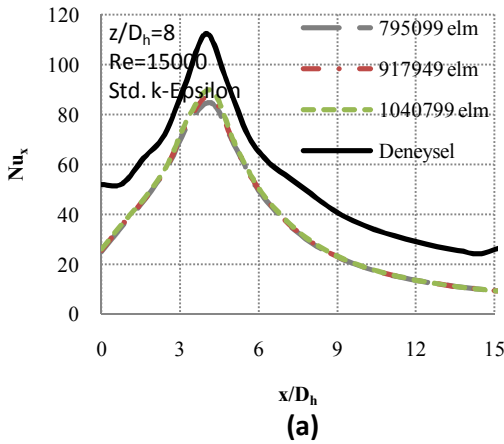
Şekil A.5. $z/D_h=12$ $Re=10000$ için eleman sayılarının kontrolü
a) std. $k-\epsilon$ türbülans modeli **b)** std. $k-\omega$ türbülans modeli



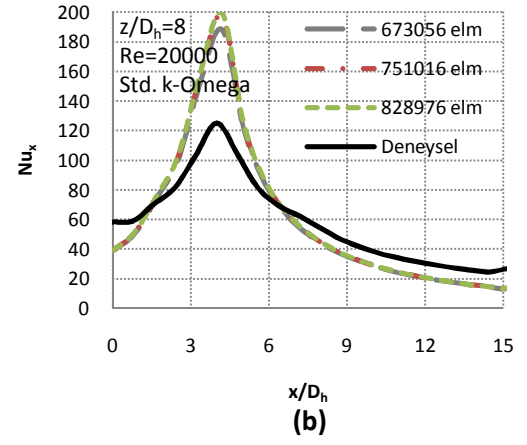
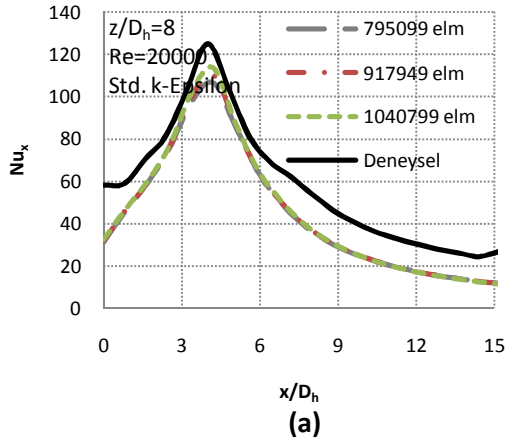
Şekil A.6. $z/D_h=12$ $Re=30000$ için eleman sayılarının kontrolü
a) std. $k-\epsilon$ türbülans modeli **b)** std. $k-\omega$ türbülans modeli



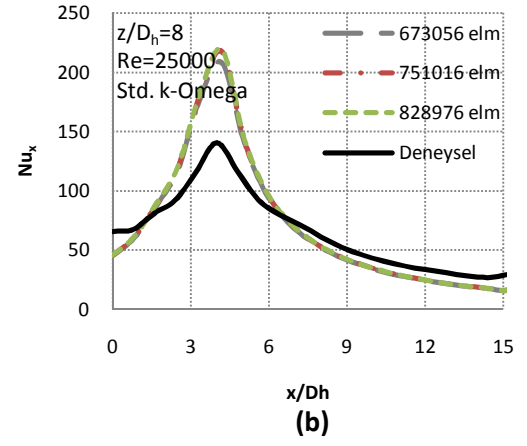
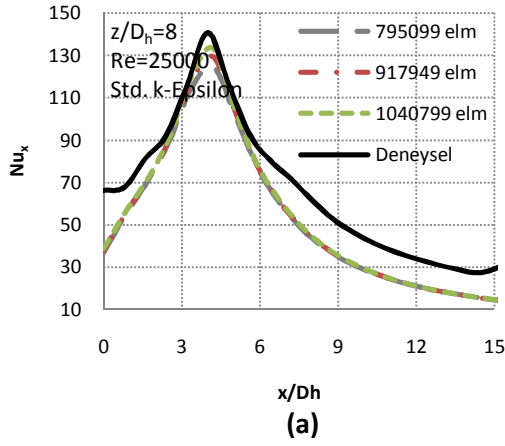
Şekil A.7. $z/D_h=8$, $Re=10000$, çift jet durumu için eleman sayılarının kontrolü
a) std. $k-\epsilon$ türbülans modeli **b)** std. $k-\omega$ türbülans modeli



Şekil A.8. $z/D_h=8$, $Re=15000$, çift jet durumu için eleman sayılarının kontrolü
a) std. $k-\epsilon$ türbülans modeli **b)** std. $k-\omega$ türbülans modeli



Şekil A.9. $z/D_h=8$, $Re=20000$, çift jet durumu için eleman sayılarının kontrolü
a) std. $k-\epsilon$ türbülans modeli **b)** std. $k-\omega$ türbülans modeli



Şekil A.10. $z/D_h=8$, $Re=25000$, çift jet durumu için eleman sayılarının kontrolü
a) std. $k-\epsilon$ türbülans modeli **b)** std. $k-\omega$ türbülans modeli

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Mustafa Kemal İşman
Doğum Yeri ve Tarihi : Samsun, 10.11.1979
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Samsun Ondokuz Mayıs Lisesi, 1996
Lisans : U.Ü. Müh. Mim. Fakültesi, Makine Müh. Bölümü, 2001
Yüksek Lisans : U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Müh. A.B.D., 2005

Çalıştığı Kurum ve Yıl : U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Araş. Gör., (2002-)
İletişim (e-posta) : mkisman@uludag.edu.tr

Yayınlar:

İşman, M.K., Pulat, E., Etemoğlu, A.B., Can, M. 2008. Numerical Investigation of Turbulent Impinging Jet Cooling of a Constant Heat Flux Surface. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 53: 1109-1132.

Etemoğlu, A.B., İşman, M.K., Can, M. 2010. Investigation into the effect of nozzle shape on the nozzle discharge coefficient and heat and mass transfer characteristics of impinging air jets. *Heat and Mass Transfer*, 46: 1395–1410.

Etemoğlu, A.B., İşman, M.K. 2004. Enerji Kullanımının Teknik ve Ekonomik Analizi. *Mühendis ve Makine*, 529: 19-23.

Etemoğlu, A.B., İşman, M.K., Pulat, E., Can, M. 2004. Tek Yongalı Elektronik Cihazların Laminer ve Türbülanslı Akışta Soğutulmalarının Analizi. *Mühendis ve Makine*, 535: 18-28.

Etemoğlu, A.B., İşman, M.K., Can, M. 2004. İleri Teknolojik Malzemelerin Isı Transferine Etkilerinin İncelenmesi. *Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Dergisi*, 33: 26-30.

Etemoğlu, A.B., İşman, M.K. 2005. Bir Üniversite Yerleşkesi Kızgın Sulu Merkezi Isıtma Sisteminin İşletme Sıcaklığı ve Basınç Kaybına Bağlı Yenilenmesi. *Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Dergisi*, 38: 28-33.

İşman, M.K., Pulat, E., Etemoğlu, A.B., Can, M. 2005. Çarpan Dikdörtgen Hava Jetlerinde Akış ve Isı Transferi Karakteristiklerinin Sayısal Analizi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 25(1): 17-24.

Etemoğlu, A.B., İşman, M.K., Can, M. 2006. Bursa ve Çevresinde Jeotermal Enerjinin Kullanılabilirliğinin İncelenmesi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi* 11(1): 55-64.

Geçim, S., Pulat, E., İşman, M.K., Etemoğlu, A.B. 2008. Çarpan Dikdörtgen Bir Hava Jetimde Türbülans Modellerinin Karşılaştırılması ve İlgili Parametrelerin Isı Transferine Etkisi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 13(2): 69-84.

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ

TEZ ÇOĞALTMA VE ELEKTRONİK YAYIMLAMA İZİN FORMU

Yazar Adı Soyadı	Mustafa Kemal İşman
Tez Adı	Tekli ve Çoklu Çarpan Hava Jetlerinde Zorlanmış Taşınımın Isı ve Kütle Transferinin Deneysel ve Teorik Olarak İncelenmesi
Enstitü	Fen Bilimleri Enstitüsü
Anabilim Dalı	Makine Mühendisliği A.B.D.
Tez Türü	Doktora
Tez Danışman(lar)ı	Prof. Dr. Muhiddin CAN
Çoğaltma (Fotokopi Çekim) izni	☒ Tezimden fotokopi çekilmesine izin veriyorum ☐ Tezimin sadece içindekiler, özet, kaynakça ve içeriğinin % 10 bölümünün fotokopi çekilmesine izin veriyorum ☐ Tezimden fotokopi çekilmesine izin vermiyorum
Yayımlama izni	☒ Tezimin elektronik ortamda yayımlanmasına izin veriyorum ☐ Tezimin elektronik ortamda yayımlanmasının ertelenmesini istiyorum 1 yıl ☐ 2 yıl ☐ 3 yıl ☐ ☐ Tezimin elektronik ortamda yayımlanmasına izin vermiyorum

Hazırlamış olduğum tezimin belirttiğim hususlar dikkate alınarak, fikri mülkiyet haklarım saklı kalmak üzere Uludağ Üniversitesi Kütüphane ve Dokümantasyon Daire Başkanlığı tarafından hizmete sunulmasına izin verdiğimi beyan ederim.

Tarih : 08.04.2011

İmza :