

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**FARKLI DÜZLEMLER ÜZERİNE ÇARPAN JETLERİN AKIŞ VE ISI TRANSFER
ANALİZLERİ**

ABDULLAH BÖLEK

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNALARI MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNALARI MÜHENDİSLİĞİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. SEYFETTİN BAYRAKTAR**

İSTANBUL, 2017

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**FARKLI DÜZLEMLER ÜZERİNE ÇARPAN JETLERİN AKIŞ VE ISI TRANSFER
ANALİZLERİ**

Abdullah BÖLEK tarafından hazırlanan tez çalışması 24.05.2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç.Dr. Seyfettin BAYRAKTAR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç.Dr. Seyfettin BAYRAKTAR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Nurten VARDAR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Erhan BÖKE
İstanbul Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Bu tez Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'ne bağlı Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları anabilim dalında hazırlanmıştır. Bu tezin yazımında emeği geçen herkese başta danışman hocam Doç. Dr. Seyfettin BAYRAKTAR'a, benden desteklerini hiç esirgemeyen sevgili aileme, sağlamış olduğu imkanlar dolayısıyla Önder AYDUK'a teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Mayıs, 2017

Abdullah BÖLEK

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMA LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT.....	xvi
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	6
1.3 Hipotez	7
1.4 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğine Giriş	7
1.4.1 Ön-İşlem Aşaması	8
1.4.2 Çözüm Aşaması.....	9
1.4.3 Çözüm-Sonrası İşlemler	10
1.5 Çarpan Jetler	10
BÖLÜM 2	
SAYISAL MODEL VE YÖNETİCİ DENKLEMLER	15
2.1 Sayısal Model.....	15
2.2 Yönetici Denklemler	16
2.3 Türbülans Modelleri	17
2.3.1 Spalart-Allmaras Türbülans Modeli.....	18
2.3.2 k- ϵ Türbülans Modelleri	18
2.3.3 k- ω Türbülans Modelleri	22
2.3.4 Reynolds Gerilme Türbülans Modeli (RSM)	24

BÖLÜM 3

AĞ ÖRGÜSÜ VE TÜRBÜLANS MODELİNİN SEÇİMİ..... 26

3.1 Ağ Örgüsü Seçimi..... 26

3.2 Türbülans Modelinin Seçimi..... 30

BÖLÜM 4

YAPILAN ÇALIŞMALAR..... 35

4.1 Yoğunluk Değişimlerinin Etkileri..... 37

4.1.1 Yoğunluğun Sabit Olması..... 38

4.1.2 Yoğunluğun Boussinesq Yaklaşımı ile Değişimi 40

4.1.3 Akışkanın Termo-Fiziksel Özelliklerinin Sıcaklıkla Doğrusal Değişimi 42

4.2 Çarpma Yüzeylerinin Etkileri 47

4.2.1 Çarpma Yüzeyinin Dikdörtgen Prizma Olduğu Durum 47

4.2.2 Çarpma Yüzeyinin Yarım Küre Olduğu Durum 58

4.2.3 Çarpma Düzleminin İçi Boş Yarım Küre Olduğu Durumlar 70

BÖLÜM 5

SONUÇ ve ÖNERİLER..... 92

KAYNAKLAR..... 95

ÖZGEÇMİŞ..... 100

SİMGE LİSTESİ

a	Materyalin termik yayıcılığı
C_p	Sabit basınçtaki özgül ısı
D	Jet çapı
D_{ij}	Yayılma terimi
F_1	Karıştırma faktörü
g	Yerçekimi ivmesi
G	Kaldırma etkisinden kaynaklanan türbülans
H	Jet-çarpma yüzeyi arasındaki mesafe
k	Özgül ısı oranı
k	Türbülans kinetik enerjisi
l	Boy ölçeği
L	Boru uzunluğu
L_c	Karakteristik uzunluk
p	Basınç
P	Kaymalardan kaynaklı türbülans
P_{ij}	Kayma oranı
P_{wij}	İz oranı
S_m	Sürekli durumda ilave edilen kütle
$S_{\varepsilon B}$	Türbülans yayılım oranına kaldırmanın etkisini ifade eden terim
t	Zaman
T	Sıcaklık
u	Anlık hız
u'	Çalkantı hızı
U	Ortalama hız
v	Hız ölçeği
V	Akışkan hızı
V_{ec}	Jet çıkışındaki maksimum hız
q	Yüzey üzerindeki toplam ısı transferi
μ	Dinamik viskozite
∇	Gradyan operatörü
ε	Dağılım oranı
ω	Özgül yayma oranı
β	Genleşme katsayısı
σ_k	Türbülans prandl sayısı

σ_ε	Türbölans prandl sayısı
ν	Kinematik viskozite
$\tilde{\nu}$	Spalart-Allmaras değişkeni
ν_t	Girdap viskozitesi
ρ	Yoğunluk
τ_w	Duvar kayma gerilmesi



KISALTMA LİSTESİ

CFD	Computational Fluid Dynamics
LDA	Laser-Doppler Anemometry
Nu	Nusselt Sayısı
PIV	Particle Image Velocimetry
Re	Reynolds Sayısı
RNG	Re-Normalization Group
RSM	Reynolds Stress Model
SST	Shear Stress Transport

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 İki-boyutlu ağ yapıları	8
Şekil 1.2 Üç-boyutlu ağ yapıları	9
Şekil 1.3 Çarpan jet akışları [39]	11
Şekil 1.4 Girdapların oluşturduğu akış ayrılmaları [46]	13
Şekil 2.1 Çalışma bölgesi ve sınır şartları.....	15
Şekil 3.1 Ağ örgüsünün yapısı.....	28
Şekil 3.2 Boyutsuz hız değerleri a) $Z/D=3$, b) $Z/D=5$, c) $Z/D=7$, d) $Z/D=8$, e) $Z/D=8.5$..	29
Şekil 3.3 Boyutsuz hız değerleri a) $Z/D=3$, b) $Z/D=5$, c) $Z/D=7$, d) $Z/D=8$, e) $Z/D=8.5$ (devamı)	30
Şekil 3.4 Boyutsuz hız değerleri a) $Z/D=3$, b) $Z/D=5$, c) $Z/D=7$, d) $Z/D=8$, e) $Z/D=8.5$..	31
Şekil 3.5 Boyutsuz hız değerleri a) $Z/D=3$, b) $Z/D=5$, c) $Z/D=7$, d) $Z/D=8$, e) $Z/D=8.5$ (devamı)	32
Şekil 3.6 Isı transfer karakteristiği için yapılan mukayese.....	34
Şekil 4.1 Farklı düzlemler üzerine çarpan jet akışları, a) prizma, b) yarım küre, c) içi boş yarım küre	35
Şekil 4.2 Küp düzlemi hesaplama ortamı	38
Şekil 4.3 Akışkan yoğunluğunun sabit olduğu durumdaki akış yapısı ve sıcaklık konturleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$	39
Şekil 4.4 Akışkan yoğunluğunun sabit olduğu durumdaki hız konturleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$	40
Şekil 4.5 Akışkan yoğunluğunun Boussinesq'e göre değiştiği durumlarda elde edilen sıcaklık kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$. (devamı).....	41
Şekil 4.6 Akışkan yoğunluğunun Boussinesq'e göre değiştiği durumdaki hız konturleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$	42
Şekil 4.7 Akışkanın termo-fiziksel özelliklerinin sıcaklıkla doğrusal değiştiği durumdaki sıcaklık kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$	42
Şekil 4.8 Akışkanın termo-fiziksel özelliklerinin sıcaklıkla doğrusal değiştiği durumda hız konturleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$	43
Şekil 4.9 Akışkanın termo-fiziksel özelliklerinin sıcaklıkla doğrusal değiştiği durumda hız konturleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$ (devamı).....	43

Şekil 4.10	Nu sayısının sıcaklığa bağlı yoğunluk değişimlerine göre dağılımları a) akışkan yoğunluğu sabit, b) akışkan yoğunluğu Boussinesq yaklaşımına göre değişmekte, c) akışkan yoğunluğu sıcaklıkla doğrusal değişmekte.	45
Şekil 4.11	C_f sayısının sıcaklığa bağlı yoğunluk değişimlerine göre dağılımları a) akışkan yoğunluğu sabit, b) akışkan yoğunluğu Boussinesq yaklaşımına göre değişmekte, c) akışkan yoğunluğu sıcaklıkla doğrusal değişmekte.	46
Şekil 4.12	C_f sayısının sıcaklığa bağlı yoğunluk değişimlerine göre dağılımları a) akışkan yoğunluğu sabit, b) akışkan yoğunluğu Boussinesq yaklaşımına göre değişmekte, c) akışkan yoğunluğu sıcaklıkla doğrusal değişmekte. (devamı)	46
Şekil 4.13	$H/D=2$ olduğu durumlarda sıcaklık dağılımı a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$	48
Şekil 4.14	$H/D=2$ olduğu durumlarda sıcaklık dağılımı a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$ (devamı)	48
Şekil 4.15	$H/D=2$ olduğu durumlarda hız dağılımı a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$	49
Şekil 4.16	$H/D=6$ olduğu durumda sıcaklık kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$	50
Şekil 4.17	$H/D=6$ olduğu durumlarda hız kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$	50
Şekil 4.18	$H/D=6$ olduğu durumlarda hız kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$. (devamı)	51
Şekil 4.19	$H/D=9$ olduğu durumda sıcaklık kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$	51
Şekil 4.20	$H/D=9$ olduğu durumlarda hız kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$	52
Şekil 4.21	Nu sayısının Re sayısına göre değişimi a) $H/D=2$, b) $H/D=6$, c) $H/D=9$	53
Şekil 4.22	Nu sayısının H/D mesafelerine göre değişimi a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$	54
Şekil 4.23	Nu sayısının H/D mesafelerine göre değişimi a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$.(devamı)	55
Şekil 4.24	C_f katsayısının Re sayılarına göre değişimi a) $H/D=2$, b) $H/D=6$, c) $H/D=9$	55
Şekil 4.25	C_f katsayısının Re sayılarına göre değişimi a) $H/D=2$, b) $H/D=6$, c) $H/D=9$.(devamı)	56
Şekil 4.26	C_f katsayısının H/D mesafesine göre değişimi a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$	56
Şekil 4.27	C_f katsayısının H/D mesafesine göre değişimi a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$.(devamı)	57
Şekil 4.28	Çarpma düzleminin yarım küre olduğu durumdaki çalışma bölgesi	58
Şekil 4.29	$H/D=2$ mesafesi için elde edilen sıcaklık kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$	59
Şekil 4.30	$H/D=2$ mesafesinde elde edilen hız kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$	60
Şekil 4.31	$H/D=6$ mesafesi için elde edilen sıcaklık kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$	61
Şekil 4.32	$H/D=6$ mesafesi için elde edilen hız kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$	61

Şekil 4.33	H/D=6 mesafesi için elde edilen hız kontürleri, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000.(devamı).....	62
Şekil 4.34	H/D=9 mesafesi için elde edilen sıcaklık kontürleri, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000.....	62
Şekil 4.35	H/D=9 mesafesi için elde edilen hız kontürleri, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re= 11600, d) Re=20000	63
Şekil 4.36	Nu sayısının Re sayısına göre değişimi a) H/D=2, b) H/D=6, c) H/D=9	64
Şekil 4.37	Nu sayısının H/D mesafesine göre değişimi, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000	65
Şekil 4.38	Nu sayısının H/D mesafesine göre değişimi, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000(devamı).....	66
Şekil 4.39	C_f katsayısının Re sayısına göre değişimi a) H/D=2, b) H/D=6, c) H/D=9	67
Şekil 4.40	C_f katsayısının H/D mesafelerine göre değişimi, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000	68
Şekil 4.41	C_f katsayısının H/D mesafelerine göre değişimi, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000 (devamı).....	69
Şekil 4.42	Boş yarım küre düzlemine ait çalışma bölgesi.....	70
Şekil 4.43	H/D=2 mesafesindeki sıcaklık konturleri, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000	71
Şekil 4.44	H/D=2 mesafesindeki hız kontürleri, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000	72
Şekil 4.45	H/D=6 mesafesindeki sıcaklık kontürleri, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000	73
Şekil 4.46	H/D=6 mesafesindeki hız kontürleri, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000	73
Şekil 4.47	H/D=6 mesafesindeki hız kontürleri, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000 (devamı).....	74
Şekil 4.48	H/D=9 mesafesindeki sıcaklık kontürleri, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000	75
Şekil 4.49	H/D=9 mesafesindeki hız kontürleri, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000	76
Şekil 4.50	Nu sayısının Re sayısına göre değişimi, a) H/D=2, b) H/D=6, c) H/D=9	77
Şekil 4.51	Nu sayısının Re sayısına göre değişimi a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000	78
Şekil 4.52	Nu sayısının Re sayısına göre değişimi a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000 (devamı).....	79
Şekil 4.53	C_f katsayısının Re sayısı ile değişimi, a) H/D=2, b) H/D=6, c) H/D=9.....	80
Şekil 4.54	C_f katsayısının Re sayısı ile değişimi, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000	81
Şekil 4.55	C_f katsayısının Re sayısı ile değişimi, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000 (devamı).....	82
Şekil 4.56	H/D=2 mesafesinde Nu sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000	83
Şekil 4.57	H/D=2 mesafesinde Nu sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000 (devamı)	84
Şekil 4.58	H/D=6 mesafesinde elde edilen Nu sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000.....	84

Şekil 4.59	H/D=6 mesafesinde elde edilen Nu sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000 (devamı).....	85
Şekil 4.60	H/D=9 mesafesinde elde edilen Nu sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000.....	85
Şekil 4.61	H/D=9 mesafesinde elde edilen Nu sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000 (devamı).....	86
Şekil 4.62	H/D=2 mesafesinde C_f sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000	87
Şekil 4.63	H/D=2 mesafesinde C_f sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000 (devamı)	88
Şekil 4.64	H/D=6 mesafesinde C_f sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000	89
Şekil 4.65	H/D=6 mesafesinde C_f sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000 (devamı)	90
Şekil 4.66	H/D=9 mesafesinde C_f sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000	90
Şekil 4.67	H/D=9 mesafesinde C_f sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000 (devamı)	91

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 1.1 H/D parametrelerinin kıyaslanmış hali [46].....	14
Çizelge 2.1 Sabit Katsayılar [36].	20
Çizelge 2.2 Sabit katsayılar	21
Çizelge 2.3 Sabit katsayılar	22
Çizelge 2.4 Sabit katsayılar	23
Çizelge 2.5 Denklem 2.30-2.32`deki sabit katsayılar	23
Çizelge 3.1 Ağ örgülerinin özellikleri	27
Çizelge 3.2 Hata oranları (%)	33
Çizelge 4.1 Sıcaklığa bağlı değişen değerler [63].....	37

FARKLI DÜZLEMLER ÜZERİNE ÇARPAN JETLERİN AKIŞ VE ISI TRANSFER ANALİZLERİ

Abdullah BÖLEK

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Seyfettin BAYRAKTAR

Günümüzde sayısal yöntemler mühendislik problemlerinin çözümünde yaygın olarak kullanılırlar. Bunun nedeni, sayısal çalışmaların deneysel çalışmalara göre hem ekonomik hem de zaman açısından daha avantajlı olmasıdır. Çarpan jet akışları, son yıllarda üzerinde önemli ölçüde çalışmalar yapılan bir konudur. Yüksek ısı transfer oranına sahip olduklarından dolayı endüstride yaygın olarak kullanılırlar. Çarpan jetlerin ısı transfer karakteristیکlerine olan bu ilgi, çarpan jetlerin gaz türbinlerinde ve elektronik parçalarda ısınan parçaların soğutulmasında, tekstil ve kağıt ürünlerinin kurutulması gibi bir çok mühendislik uygulamalarında ki kullanımından kaynaklanır. Ayrıca, kütle transferinde de etkili olduklarından maden havalandırılmasında, tünel operasyonlarında, boya spreylerinde de tercih edilirler.

Bu çalışmada, jetlerin farklı düzlemler üzerine çarptırılmasıyla oluşan akış yapıları ve bunların ısı transferi üzerindeki etkileri farklı Reynolds sayıları ve jet-çarpma düzlemi mesafeleri için incelenmiştir. Akışkan yoğunluğundaki değişimleri gözlemleyebilmek için üç farklı metod uyarlanmıştır. Hesaplama ortamı ICEM programında modellenmiş ve daha sonra Ansys Fluent programında analizler gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan ağ örgüleri ve türbülans modelleri arasından en uygun olanı belirlenmiştir. Veriler yapılmış olan bir çalışmadan elde edilen sonuçlarla kıyaslanmıştır.

Sonuç olarak çarpan jet akışlarında Re sayısı ile Nu sayısı arasında doğru bir orantı olduğu görülmüştür. Maksimum ısı transfer oranı H/D parametresinin 6 olduğu ve Re sayısının

20000 olduğu durumda elde edilmiştir. Sürtünme katsayısı ile Re sayısı arasında ters bir korelasyon olduğu gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Çarpan jetler, ısı transferi, farklı düzlemlerin ısı transferi, hesaplamalı akışkanlar dinamiğı, çarpan jetlerin akış karakteristikleri



**NUMERICALLY INVESTIGATION OF THE HEAT TRANSFER FROM
DIFFERENT TYPES OF PLANES TO AN IMPINGING JETS**

Abdullah BÖLEK

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Seyfettin BAYRAKTAR

Nowadays numerical methods have been generally used to solve engineering problems. This is because numerical methods more economical than the experimental study and more beneficial in terms of time. In the last decades significant studies have been carried on the impinging jets. This impinging jets widely used in industry because of they have high heat transfer rate. To interest of studying this heat transfer mechanism through impinging jets is owing to its many engineering applications such as the drying of textile and paper products, cooling of electronic parts, cooling of gas turbine blades etc. In addition impinging jets are also effective on the mass transfer, they are use in main ventilation, tunnel operation and also in paint spray.

In this study impinging jets have been investigated numerically on the different types of planes to observe heat transfer mechanism and flow structure around them for different Re numbers and several jet-target surface distances. In order to detect the alteration on fluid density, three different approaches have been adjusted. The experimental setup drawing and meshing in ICEM CFD programme and then analyzis made by FLUENT. In generated meshes and turbulence models the best have been selected. Parameters according to the plane made by comparing the results obtained from the study will be proposed.

Consequently, in impinging jets, the correlation between the Re number and Nu number has been detected. Maximum heat transfer rate has been obtained when Re number

equals to 20000 and H/D commensurates to 6. The correlation has been observed between friction coefficient and Re number.

Keywords: impinging jets, heat transfer, heat transfer from different types of planes, computational fluid dynamics, flow characteristics of impinging jets



1.1 Literatür Özeti

Günümüzde çarpan jetler, gaz türbinlerinin ve elektronik parçaların soğutulmasında, tekstil ürünlerinin ve kağıtların kurutulmasında, araç ön camlarında taşıma gibi işlemlerde soğutmada, metal ve plastiklerde tavlama işlemlerinde, cam temperleme gibi işlemlerde, ısı transfer oranlarının yüksek olmasından dolayı yaygın olarak kullanılırlar [1]. Isı transferinin yanında çarpan jetler, yüksek kütle transferi sağlamalarından dolayı maden havalandırılmasında, tünel işlemlerinde ve boya spreylelerinde de kullanılırlar.

Bugüne kadar yapılan çalışmalarda çarpan jetlerin akış ve ısı transfer karakteristiklerini etkileyen bir çok parametre olduğu görülmüştür. Bu parametrelerden bir tanesi, jet çıkışı ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafedir. Genelde bu mesafe, H ile gösterilip D jet çapı ile boyutsuzlaştırılarak kullanılır. M.A. Pakhomov ve arkadaşları [2] hava tahrikli türbülanslı çarpan jetlerin akış yapılarını ve ısı transferlerini sayısal olarak incelemişlerdir. Araştırmalarında türbülans modeli olarak RSM modelini kullanarak akışın jet ve çarpma yüzeyi arasındaki mesafe ve Reynolds sayısı ile nasıl değiştiğini gözlemlemişlerdir. Jet çıkışı ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafe $H/D=6$ olduğunda ısı transferinin maksimum olduğunu göstermişlerdir. Jet-çarpma yüzeyi mesafesi A J C King ve arkadaşları [3] tarafından da hem deneysel hem de sayısal olarak ele alınmıştır. Yapılan gözlemlere göre jet-çarpma yüzeyi mesafesinde kritik bir değerin altına düşülünce, ısı transfer oranında şiddetli bir düşüş yaşandığı görülmüştür. Jet-çarpma yüzeyi mesafesi ile ilgili bir başka çalışma ise J. Wienand ve arkadaşları [4] tarafından 2-denklemlilik türbülans modeli kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada H/D parametresini 2-14 arasında değiştirip, maksimum ısı transfer oranını $H/D=6$ iken elde etmişlerdir. Tianshu Liu ve

arkadaşları [5] düşük jet-yüzey mesafesinde dairesel kesitli çarpan jetlerin akış yapılarını ve ısı transfer karakteristiklerini $H/D \leq 2$ için deneysel olarak incelemişlerdir. Çarpma noktasındaki bölgesel ısı transferi ile akışkanın tahrik frekansı arasında hassas bir ilişki olduğu gözlemlenmiştir. Isı transferinin artırılıp azaltılması çarpan jetin frekansında değişiklik yapılarak elde edilmiştir.

Başka bir değişken ise, jet akışının sağlandığı akış yapılarının kesit geometrileridir. Sinan Çalışkan ve arkadaşları [1] jet geometrisinin akışa ve ısı transferine etkilerini hem deneysel hem de sayısal olarak incelemişlerdir. Isı transferinin ayrıntılı ölçümü için termal kızılötesi kamera, hız ölçümü için ise LDA kullanmışlardır. Jetler, kesit olarak eliptik ve dikdörtgensel düşünülmüş ve boy oranları ise 1.0, 2.0 ve 0.5 olarak seçilmiştir. Burada bahsedilen boy oranı bir boyutun diğer bir boyuta olan oranıdır. $Re=2000 \sim 10000$ için jet çıkışı ve çarpan yüzey arasındaki mesafe 2 ile 10 arasında değiştirilerek ısı transfer performansı araştırılmıştır. Eliptik jetler için Nu sayısı, dairesel jetlere oranla daha yüksek elde edilmiştir. Eliptik ve dikdörtgensel jetler kıyaslanmış ve en iyi ısı transfer performansı eliptik jetlerde elde edilmiştir. Sonuç olarak, jet geometrisinin ısı transferine %6.01~%16.8 arasında etki ettiği gözlenmiş ve bunda Re sayısı, jet çıkışı ve çarpma yüzeyi arasındaki mesafe ve geometrinin boy oranının etkili olduğu ifade edilmiştir. D.Violato ve arkadaşları [6] farklı Re sayıları ve jet-çarpma yüzeyi mesafelerinde, dairesel ve chevron formlu jetlerin ısı transfer karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Chevron tipli jetlerin dairesel tipli jetlerden daha etkili olduğu gösterilmiştir. Başka bir deneysel çalışmada ise jet çıkış lülelerinin kesit geometrisi, farklılık gösteren jetlerin çeşitli Re sayılarında ve jet-çarpma yüzeyi mesafelerinde, konkav yüzey üzerine çarpan jetlerin ısı transfer karakteristikleri G. Yang ve arkadaşları [7] tarafından incelenerek, eğrisel yüzeye sahip olan çarpma alanlarının, düz yüzeylere kıyasla daha etkili olduğu ortaya konmuştur.

Re sayısı, çarpan jetlerin ısı transfer ve akış karakteristiklerini etkileyen en önemli parametrelerden biridir. Xing ve arkadaşları [8] tarafından yapılan çalışmada Re sayısının etkileri, düz ve eğrisel yüzeyler üzerinde ve bir çapraz akış ile birlikte deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan deneyler sonucunda Re sayısının artması ile ısı transfer oranının arttığı gözlemlenmiştir. Bu sonuca ilaveten eğrisel yüzeylerde düz yüzeylere oranla, minimum çapraz akış koşullarında her zaman daha büyük ısı transfer oranları elde

edilmiştir. Zahir U. Ahmed ve arkadaşları [9] dönen ve dönmeyen jetlerin ısı transfer karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre, $H \leq 4D$ ve $Re=35000$ iken düşük ve orta düzeydeki dönüş sayılarında Nu sayısının dönmeyen jetlere göre daha fazla olduğu saptanmıştır. $H \leq 2D$ ve dönme sayısının yüksek olduğu durumlarda ise Nu sayısı daha fazla artmıştır. Ayrıca Re sayısının azaldığı durumlarda Nu sayısının da azaldığı görülmüş ve aralarında şöyle bir korelasyon olduğu ifade edilmiştir; $Nu_r \approx Re^{0,47}$. Çarpan jetlerin ısı transfer karakteristikleri, giriş koşullarındaki sıcaklık dağılımını sıvı kristal termografi görüntüleme yöntemi ile belirleyerek U. Ansu ve arkadaşları [10] tarafından deneysel olarak incelenmiştir. Bulunan sonuçlarda Re sayısının artmasıyla Nu sayısının da arttığı gözlemlenmiştir.

Çarpan jetlerde akış ve ısı transferine etki eden değişkenlerden biri de kullanılan akışkanın fiziksel özellikleridir. Md. L. Hosain ve arkadaşları [11] türbülanslı jetlerin sıcak yüzeye çarpmalarını incelemek için akışkan olarak hava yerine su kullanmışlardır. Nu sayısı ile jet çapı arasında yeni bir ilişki bulduklarını yaptıkları çalışmada açıklamışlardır. Aynı şekilde, A. Jalil ve arkadaşları [12] da akışkan olarak su kullanarak incelemişlerdir. B.K. Friedrich ve arkadaşları [13] Hidrolik sıçramaların hidrodinamik ve ısı transfer karakteristiklerini, akışkan olarak su ve havanın kullanıldığı çarpan jetler kullanmak suretiyle deneysel olarak incelemişlerdir. Hidrolik sıçrama genellikle kanallarda veya nehirlerde görülen, sıvının kritik hızdan daha yüksek bir hızda bir alana girişiyle meydana gelir. M. R. Morad ve arkadaşları [14] akışkan olarak metan-hava karışımı kullanıp, düz yüzey üzerine çarpan jetin ısı transferini hem deneysel hem de sayısal olarak incelemişlerdir. Maksimum ısı transfer oranını durma noktasında belirlemişlerdir.

LI Guoneng ve arkadaşları [15] çapraz akışlı çarpan jetlerde ısı transfer performansını deneysel olarak farklı Re sayıları (1434~5735), jet çapları (2~4 mm) ve çapraz akış kütle oranları (% 2~8) için incelemişlerdir. ısı transferinin Re sayısı ve çapraz akışlı kütle oranı ile arttığı, fakat diğer değişkenler sabit kalmak koşuluyla jet çapının artmasıyla azaldığı görülmüştür. Nam-Shin Kim ve arkadaşları [16] türbülanslı ve eksenel simetrik olan çarpan jetin çarpma yüzeyine kare kesitli bir silindir yerleştirilmesi sonucunda oluşacak olan akış yapısını deneysel olarak incelemişlerdir. Yüzey, sabit bir ısı akısıyla ısıtılarak bölgesel ısı transfer katsayıları $Re=23000$, jet çapı $D=16$ mm, jet uzunluğu $L=75D$ ve kare kesitli silindirin boyutunu $3D \times 3D \times 43D$ olarak PIV ve termal kızılötesi kamera kullanarak

incelemişlerdir. Çalışmanın sonucunda kare kesitli silindirin yüzeyinde ısı transfer katsayısının ikinci bir tepe noktası yaptığı gözlemlenmiştir. J. C. Kurnia ve arkadaşları [17] çarpan jetlerin kurutma işlemlerinde, giriş sıcaklığının ve giriş hızının etkisini araştırmışlardır. Bunun için daimi ve daimi olmayan akışlar kıyaslanmış ve sabit akışlı çarpan jetlerin benzer şartlarda kurutma oranını daha yüksek bulmuşlardır. Xin He ve arkadaşları [18] 25.4x25.4 mm'lik dikey bir yüzeye çarpan jetlerin ısı transfer karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Jetin çapı 1 mm alınıp jet uzunluğu 4, 8, 12, 15 mm, Re sayısı 100-2500 ve boyutsuz jet ve çarpma yüzeyi arası mesafe $H/D=5$, 10, 15, 20 olarak alınmıştır. Isı transfer katsayısının dikey yüzey üzerinde Re sayısı ile arttığı ve $H/D=5$ olduğu durumda en yüksek olduğu gözlenmiştir. S.A. Reodikar ve arkadaşları [19] Ma sayısının ve orifis formunun farklı jet-çarpma yüzeyi mesafelerinde ısı transferine olan etkilerini araştırmışlardır. Dairesel formlu orifisin, dairesele formlu olmayandan daha etkili olduğu gözlenmiştir.

A. Vouros ve arkadaşları [20], Re sayısı 5500 olan eksenel simetrik bir jetin yanı sıra ikinci bir paralel fakat düşük Re sayılı ($Re=1200\sim1800$) bir jet konulduğunda akışın nasıl değişeceğini LDA kullanarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmadan küçük oranlı karışımlarda çarpıklığın ve düzlüğün belirleyici bir faktör olduğu elde edilmiştir. Konkav bir yüzey üzerine çarpan jetlerin ısı transfer ve aerodinamik analizleri G.J. Poitras ve arkadaşları [21] tarafından yapılmıştır. Yarı dairesele dışbükey bir yüzey üzerine çarpan jetlerin ısı transfer karakteristiklerinde, farklı Re sayılarının ve jet-çarpma yüzeyi mesafelerinin etkisi T. L. Chan ve arkadaşları [22] tarafından incelenmiştir. Ersin Esirgemez ve arkadaşları [23] dışbükey silindirik bir yüzey üzerine çarpan jetlerin akış karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Re sayısı 25000, jet çapı 15.24 mm, silindirin çapı 60.5 mm ve havanın jetten çıkış hızı ise 24 m/s olarak belirlenmiştir. Eksenel jetin ortalama hızının silindirden 1D uzaklıktan sonra hızla düşmeye başladığı, jetin her üç yöndeki kayma gerilmelerinde 0.05D uzaklığından ve 0.75D uzaklığına kadar fazla bir değişikliğin olmadığı gözlemlenmiştir.

L.B.Y. Aldabbagh ve arkadaşları [24] üç boyutlu Navier-Stokes ve enerji denklemlerini kullanarak farklı jet arası mesafeler ($4D\sim6D$) ve değişik jet çıkışı ve çarpma yüzeyi arasındaki mesafeler ($0.25D\sim9D$) için çoklu karesel çarpan jetlerin akış ve ısı transfer karakteristiklerini incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre çarpma yüzeyi ve jet çıkışı

arasındaki mesafenin çok etkili olduğu ve Nu sayısının durma noktasındaki maksimum değerinin jetler arası mesafeden etkilenmediği gözlemlenmiştir. T. Kobayashi ve arkadaşları [25] çarpan jetlerin oda havalandırma sistemlerindeki uygulamalarını HAD tekniği yardımıyla araştırmışlardır. Bunun için öncelikle en uygun türbülans modeli ve ağ örgüsü seçimi yapılmıştır. Sonuç olarak, çarpan jet temelli havalandırma sisteminin tasarımının zor olmasına rağmen, sistemin çalışacağı ortam sıcaklığını, akıştaki hava debisini veya sıcaklığını değiştirmeden kontrol edebileceği vurgulamışlardır. Çukurlu yüzeyler üzerine çarpan jet akışının farklı Re sayılarındaki ısı transfer karakteristikleri S.V. Ekkad ve arkadaşları [26] tarafından incelenmiş ve çukurlara sahip yüzeyin ısı transfer oranının daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Bu sonuca zıt olacak şekilde, çukurlu yüzeylerin ısı transfer oranlarının K. Kanokjaruvijit ve arkadaşları [27] tarafından daha fazla olduğu tespit edilmiştir. Bu sonuca yarı kürelerden oluşan çukurlarla dolu yüzeye çarpan jet akışlarının farklı Reynolds sayıları, jet-çarpma yüzeyi mesafeleri, çukurların derinliği ve eğrilik değerleri gibi değişkenler incelenerek ulaşılmıştır.

Nevin Çelik ve arkadaşları [28] çarpan bir jetin ısı transferi ve akış dinamiğini deneysel olarak incelemişlerdir. Soğutmada etkili olan iki faktör; (i) jet çıkışı ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafe $H/D=4\sim12$ ve (ii) $Re=5000\sim25000$ değişken olarak seçilmiştir. Jetin levhaya çarpması esnasında, levhaya yakın bölgede oluşan türbülans şiddeti yüksek hassasiyetli hız dönüştürücü ile ölçülüp Nu sayısı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Shiyong Yao ve arkadaşları [29] düz bir yüzey üzerine çarpan izotermal ve türbülanslı bir jetin akış karakteristiklerini $Re=10338$ için sıcak tel anemometresi kullanarak deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada jetin çapı $D=9$ mm olarak seçilip çarpma yüzeyi ile jet çıkışı arasındaki mesafe $9D$ olarak seçilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre normal hız dalgalanmasının karışma bölgesinde oluştuğu saptanmıştır.

Zhen-Bing Luo ve arkadaşları [30] çarpan jetler için geliştirdikleri bir hareketlendirici ile sentetik çift jetlerin düz levha ortamında ısı transferlerini incelemişlerdir. Geliştirdikleri bu yöntem ile jetler lineer ve çift taraflı olacak şekilde hareket etme özgürlüğü kazanmış ve böylelikle ısı transferinin etkin olduğu alanı arttırmayı başarmışlardır. Yaptıkları incelemelerin sonucunda bu metodla birlikte ısı transfer etkinliğinin arttığını ve durma bölgesinin iki kat genişlediğini gözlemlemişlerdir. Zhe-Xi Wen ve arkadaşları [31] SST k- ω türbülans modeli kullanarak farklı geometrilerin (dairesel, eliptik, dikdörtgen, kare,

üçgen, çarpı ve çiçek şeklinde) ısı transfer etkinlikleri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. M.A. Al-Rmah ve arkadaşları [32] düşük Re sayılarında dahili çoklu jetlerin Boltzman kafes metodu kullanarak ısı tranfer analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Analizlerde çarpma yüzeyi izotermal düz levha olarak seçilerek sıcaklığı sabit alınmıştır. Analiz sonuçlarına göre dahili çoklu jetlerin ısı transferinde daha etkili oldukları saptanmıştır. X.K. Wang ve arkadaşları [33] üç adet jeti üç farklı Re sayısı ve iki farklı eğim açısında (30^0 , 45^0) kullanarak akış karakteristiklerini incelemişlerdir. Buna göre, 45^0 eğim açısına sahip olan jetlerin diğer jetlerden daha fazla etkileşime girdikleri anlaşılmıştır.

Modak ve arkadaşları [34] iki-boyutlu sıcak katı yüzeye farklı Re sayılarında çarpan jet akışları üzerine hem teorik hemde deneysel çalışmışlardır. Çalışmanın sonucunda, Re sayısı ile ilişkili ve test verilerini %98 oranında tahmin edebilen bir teorik model geliştirilmiştir. Bir başka önemli çalışma L. Silva-Llanca ve arkadaşları [35] tarafından, çarpan jet akışlarının ısı transferlerinde rol oynayan girdapların dinamikleri ve mekanikleri üzerine yapılmıştır. Çalışmadan elde edilen sonuçlardan, jetler tarafından üretilen girdapların jetlerin karakteristik hızlarına bağlı olduğu görülmüş ve aynı şekilde jetler tarafından oluşturulan birincil girdapların ikincil girdapları oluşturduğu ve bu ikincil girdapların ısı transfer oranında büyük rol oynadıkları gözlemlenmiştir.

1.2 Tezin Amacı

Bu tezin amacı çarpan jet akışlarında daha önce açığa çıkarılmamış bazı problemlerin incelenerek alternatif bir cevap oluşturmaktır. Literatür özetinden de görüleceği üzere çarpan jetlerin akış ve ısı transfer karakteristikleri genelde düz yüzey üzerinde yapılan çalışmalarla incelenmiştir. Ayrıca akışkanın sıcaklıktan dolayı değişecek olan termo-fiziksel özelliklerinin çoğu çalışmalarda göz ardı edildiği görülmüştür. Bunun üzerine bu çalışmaya akışkanın termo-fiziksel özelliklerinin değişmesini göz ardı etmemek adına üç farklı yöntem denenip bu değişimlerin sonuçlara nasıl etki ettiği gözlemlenmiştir ve daha sonra çalışmaya bunlardan sadece biri ile devam edilmiştir. Bu çalışmanın asıl amacı olarak çarpan jetlerin farklı düzlemler üzerindeki ısı ve akış karakteristiklerinin nasıl değişeceği ve değişen Re ve H/D parametreleriyle aralarında nasıl bir ilişki oluşacağı konusu ele alınmıştır.

1.3 Hipotez

Yukarıda yapılan literatür özetinden, çarpan jetlerin doğal taşınımıyla yaptıkları ısı transferleri ve akış karakteristikleri hakkında bilgiler elde edildiği görülmektedir. Bu çalışmada, çarpan jetlerin farklı düzlemler üzerindeki akış yapıları ve ısı transfer karakteristikleri, farklı Re sayılarında ve jet-çarpma yüzeyi mesafelerinde sayısal olarak incelenmiştir. Bunun dışında, ısı transferinden dolayı ortaya çıkan sıcaklık değişimleri göz önüne alındığında, kullanılan akışkanın yoğunluğunda ve diğer fiziksel özelliklerindeki değişimin etkisini gözlemleyebilmek için üç farklı yaklaşım denenmiştir. İlk yaklaşımda yoğunluk ve diğer fiziksel özellikler sabit tutulmuşken, ikincisinde sadece yoğunluk Boussinesq yaklaşımı esas alınarak değiştirilmiştir. Son yaklaşımda ise, yoğunluk, özgül ısı oranı ve ısıl iletkenlik gibi diğer tüm fiziksel özellikler sıcaklıkla doğrusal bir şekilde değişecek şekilde ele alınmıştır. Çalışma düzeneğinin modellenmesinde ve ağ örgüsünün oluşturulmasında ICEM, analizlerin yapılması aşamasında ise Ansys Fluent programlarından yararlanılmıştır. Yapılan analizlerin doğruluğunun ispatlanması için literatürden elde edilen deneysel veriler kullanılarak kıyaslama yapılmıştır. Kıyaslama yapılırken deney ortamı tamamen aynı olacak şekilde bilgisayar ortamında modellenmiş ve giriş koşulları deneyle aynı tutulmuştur. Literatürden alınan deney sonuçları, en uygun türbülans modelinin seçiminde de kullanılmıştır. Bunun için yedi farklı türbülans modeli denenmiş ve deneysel sonuçlara en yakın sonucu veren türbülans model olan standart k- ϵ türbülans modeli seçilmiş ve bu model daha sonra yapılan tüm analizler için kullanılmıştır. Ayrıca bu çalışmada sonucun ağ örgüsünün yapısından bağımsız olabilmesi için dört farklı ağ örgüsü denenmiştir. Bu ağ örgüsünün seçiminde dikkat edilen kriter sadece deneysel sonuçlara yakın sonuç vermesi değil, aynı zamanda güç gereksinimi ve analiz için harcanan zaman olarak ekonomikliği de göz önüne alınmıştır.

1.4 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğine Giriş

Son yıllarda bilgisayar sistemlerinin geliştirilmesiyle daha fazla önem kazanmış olan hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), günümüzde hem maddi hem de zaman açısından sağladığı kolaylıklardan ötürü bir çok mühendislik problemlerinde çözüme ulaşmak için yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu yöntem sadece akışla ilgili değil, aynı zamanda ısı transfer problemlerinde ve hatta kimyasal reaksiyonların analizinde dahi

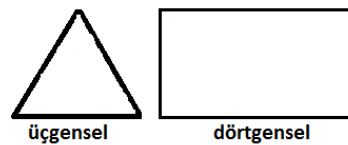
kullanılabilmektedir. Örneğin, motor içinde oluşan yanma işleminde, elektronik parçaların soğutulmasında HAD kullanılmaktadır. Bunun dışında, damar içinde dolaşan kan akışlarının simülasyonları gibi tıpla ilgili çalışmalarda veya gemilerin hidrodinamik problemlerinin çözülmesi gibi gemi inşaatı mühendisliği dallarında tercih edilmektedir.

HAD yöntemi ön-işlem, çözüm aşaması ve çözüm-sonrası işlemler olmak üzere üç aşamadan oluşmaktadır [36]. Bu üç aşamadan aşağıda kısaca bahsedilmiştir.

1.4.1 Ön-işlem Aşaması

Ön-işlem aşamasında çözülecek olan problemin ön çalışması yapılarak, daha sonra problemin modelleme işlemine geçilir. Bu çalışmada, modelleme için ICEM programı kullanılmıştır. Modelleme aşamasında model geometrisinin katı olması gerekmektedir. Katı olmayan geometride ağ örme aşamasında bir çok problem çıkmaktadır.

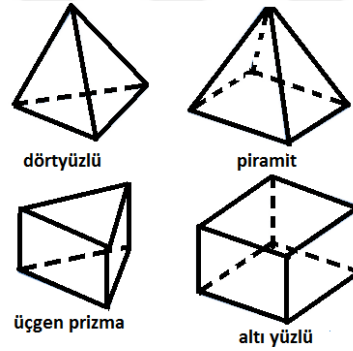
Modelleme aşamasından sonra ağ örme aşamasına geçilmektedir. Ağ örme işlemi HAD metodunun en önemli adımıdır. Bir HAD projesine ayrılan zamanın neredeyse yarısı geometriyi ve ağ örgüsünü oluşturmaya harcanır. Ağ örgüsünün yapısı çözüm zamanını ve doğruluğunu belirler. Genellikle çok elemana sahip ağ örgüsü daha doğru sonuçlar verir, fakat optimum ağ örgülerinde zamandan ve güç gereksinimlerinden tasarruf edebilmek adına ağ örgüsü sadece gerekli olan yerlerde sıklaştırılır. Böylelikle ağ örgüsünde bulunan eleman sayısı azaltılmış olur [36]. Ağ örgüleri iki-boyutlu (2B) ve üç-boyutlu (3B) olmak üzere ikiye ayrılırlar. 2B modellerde iki farklı ağ yapısı bulunmaktadır. Bunlar üçgensel ve dörtgensel ağ yapılarıdır. Şekil 1.1’de iki boyutlu ağ yapıları görülmektedir. Üçgensel yapıli ağlar genellikle yapımı kolay olan ağlardır ve soğuk akışlarda ve basit problemlerin çözümünde kullanılmaktadır. Dörtgensel ağ yapıları ise örölme işlemi üçgensel ağlara göre daha zor ve zaman alıcıdır ve daha kompleks problemlerde kullanılırlar.



Şekil 1.1 İki-boyutlu ağ yapıları

3B modeller dört yüzlü, piramit, üçgen prizma ve altı yüzlü ağ yapılarından oluşmaktadır. Bu ağlar arasında dört yüzlüde dört adet nokta, altı adet kenar ve dört adet üçgensel yüzey bulunmaktadır ve bu ağ yapısı genellikle otomatik olarak atılan ağdır. Piramit ağ yapısında beş adet nokta, sekiz adet kenar ve üç adet üçgensel yüzey ve bir adet dörtgensel yüzey bulunmaktadır. Bu ağ yapısı melez ağ yapısı olarak nitelendirilir. Üçgensel prizmada altı nokta, dokuz kenar ve iki adet üçgensel ve üç adet dörtgensel yüzey bulunmaktadır. Altı yüzlü ağ yapılarında sekiz nokta, oniki kenar ve altı adet dörtgensel yüzey bulunmaktadır. Altı yüzlü ağ yapıları eşit ağ sayılarında en doğru sonucu veren ağ yapısıdır. Bu ağı örme işlemi zor ve zaman alıcıdır. Çalışılan model 3B olduğundan örülen ağ tipi altı yüzlü ağ yapısıdır.

Şekil 1.2' de 3B ağ yapıları görülmektedir.



Şekil 1.2 Üç-boyutlu ağ yapıları

Ön-işlem aşamasında ayrıca akışkanın özellikleri de tanımlanmalıdır. Akışın sıkıştırılabilir olup olmadığı, çözümün daimi olup olmayacağı vs belirlenmelidir. Çözümde kullanılacak olan denklemler de bu aşamada belirlenir, örneğin enerji denkleminin kullanılıp kullanılmayacağı veya seçilen türbülans modeline bağlı olarak kullanılacak olan denklemler de bu aşamada belirlenir. Son olarak, Re sayısı, akışkanın türbülans yoğunluğu, hidrolik çapı, varsa sıcaklık değerleri gibi sınır şartları belirlenir ve çözüm aşamasına geçilir.

1.4.2 Çözüm Aşaması

Akışkanlar dinamiği problemlerinde sonlu hacimler, sonlu farklar veya sonlu elemanlar gibi birbirinden farklı çözüm yöntemleri kullanılmaktadır. Birçok ticari HAD yazılımları sonlu hacim veya sonlu eleman yöntemlerini kullanmaktadırlar. Çünkü bu yöntemler karmaşık geometrilerden geçen akışları iyi modellemektedirler. Örnek olarak Ansys

programı sonlu elemanlar yöntemini kullanırken, Fluent programı sonlu hacimler yöntemini kullanmaktadır. Bu çalışmada Fluent programı tercih edildiği için sonlu hacim yöntemi kullanılmıştır.

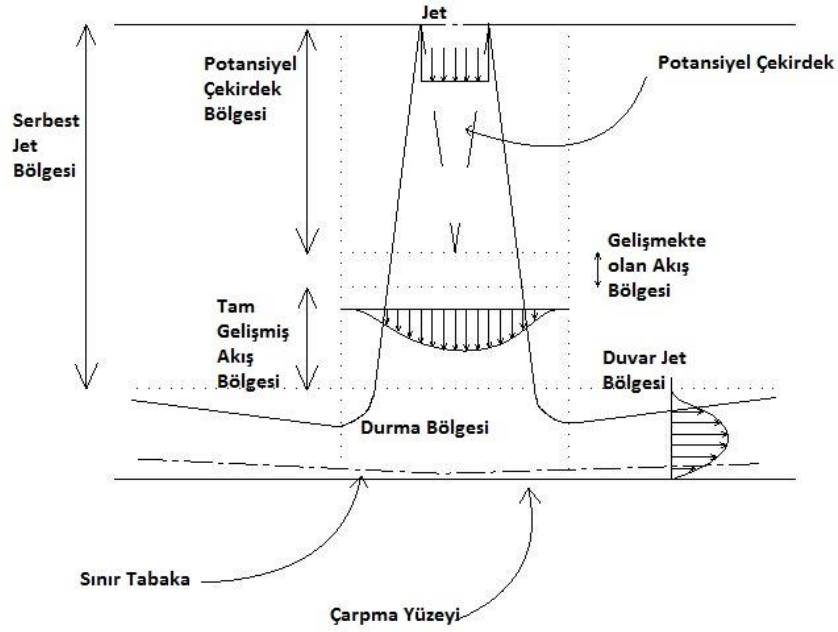
Bir önceki bölümde, ağ örgüsü ile hesaplama ortamı çok küçük elemanlara ayrıldıktan sonra, çözümde uygulanacak olan yönetici denklemler belirlenmişti. Bu bölümde ise belirlenen yönetici denklemler her bir eleman için uygulanır. Bu işlem yönetici denklemlerin kontrol hacmine entegre edilmesi ve yönetici denklemlerin cebir kullanılarak ayrıklaştırma işlemiyle (discretization) çözülmesini gerektirir. Son aşamada cebirsel denklem sistemi birçok kez ardışık olarak yaklaştırılarak (iteration) sonuca ulaşılır.

1.4.3 Çözüm-Sonrası İşlemler

Çözüm-sonrası işlemlerde elde edilen sonuçlar görselleştirilerek sunulur. Elde edilen sonuçlar grafikler, vektörler, konturler yardımıyla görselleştirilebilir. Hatta bazı zamana bağlı çözümlerde, yapılan çalışmaların animasyonu bile yapılabilir.

1.5 Çarpan Jetler

Çarpan jet akışları, modelleme açısından basit bir yapıda olmasına rağmen akışın fiziksel olarak karmaşıklık içermesinden dolayı günümüzde üzerine araştırmalar yapılan popüler bir konudur. Çarpan jetlerin ısı tranferindeki etkinliğinin çok yüksek olmasından dolayı sadece akış değil, aynı zamanda ısı transfer karakteristikleri de incelenmiştir. Zaten enerji denkleminin, momentum denklemine bağımlı olması bunun bir göstergesidir. Çarpan jet akışları birden çok akış bölgesi oluştururlar. Gaunter ve arkadaşları [37] çarpan jetleri akışın olduğu geçiş bölgesi, orjinal jet yönünde oluşmuş akış bölgesi, sapma bölgesi ve radyal yönde oluşan akış bölgesi olarak dört farklı bölgeye ayırmıştır. Fakat en yaygın olarak bilinen akış bölgeleri Viskanta ve arkadaşları [38] tarafından ortaya atılmıştır. Viskanta ve arkadaşlarına [38] göre çarpan jetler serbest jet bölgesi, durma (stagnation) bölgesi ve duvar jet bölgesinden oluşur. Bu çalışmalarda anlık hız u , ortalama hız U ve çalkantı hız u' ile gösterilmektedir ($u'=u-U$). Şekil 1.3'te çarpan jetlerin akış bölgeleri görülmektedir.



Şekil 1.3 Çarpan jet akışları [39]

Çarpan jetlerin akış ve ısı transfer etkinlikleri çarpma yüzeyi ile jet çıkışı arasındaki mesafeye (H/D), jet geometrisine ve sınır şartlarına, akışın Re sayısına, akışkanın fiziksel özellikleri gibi birçok değişkene bağlıdır. Çarpma yüzeyi ve jet çıkışı arasındaki mesafe, jet çapıyla boyutsuzlaştırılarak bir değişken ortaya atılmıştır (H/D). H/D parametresi çok sayıda araştırmaya konu olmuştur ve birçok araştırmada çarpma yüzeyiyle ilişkili olarak değişik değerler optimum olarak elde edilmiştir. Konuyla ilgili bir diğer araştırma konusu da çarpan jet akışlarının türbülans karakteristiklerinin belirlenmesidir. Bu konunun içinde türbülans modelleri ve sayısal denklemler dahildir.

Serbest jet bölgesi, çarpan jet çıkışına en yakın bölgedir. Bu bölgede, jet çıkışından sonra çevre şartlarından ve jet çıkışındaki kayma kaynaklı etkileşimlerden ötürü akışta radyal yönde bir yayılma meydana gelir. Radyal yayılmadan dolayı akış içerisinde aksel hız sürekli azalır. Serbest jet bölgesinde kendi içinde; potansiyel çekirdek bölgesi, akışın gelişme bölgesi ve tam gelişmiş akış bölgesi olmak üzere üç farklı bölgeye ayrılır. Akışın hiç etkilenmediği bölge potansiyel çekirdek bölgesi olarak adlandırılmaktadır. Bu bölgedeki akış esasen çevrintisiz (irrotasyonel) akıştır, yani bu bölgedeki hız jet çıkışındaki hıza eşit olarak kalır. Fakat potansiyel çekirdeği çevreleyen kayma tabakaları nedeniyle bu bölge kademeli olarak daralacağından, potansiyel çekirdeğin boyu üzerine yapılan çalışmada, boyun jet çıkışındaki türbülans yoğunluğuna ve giriş hızının profiline

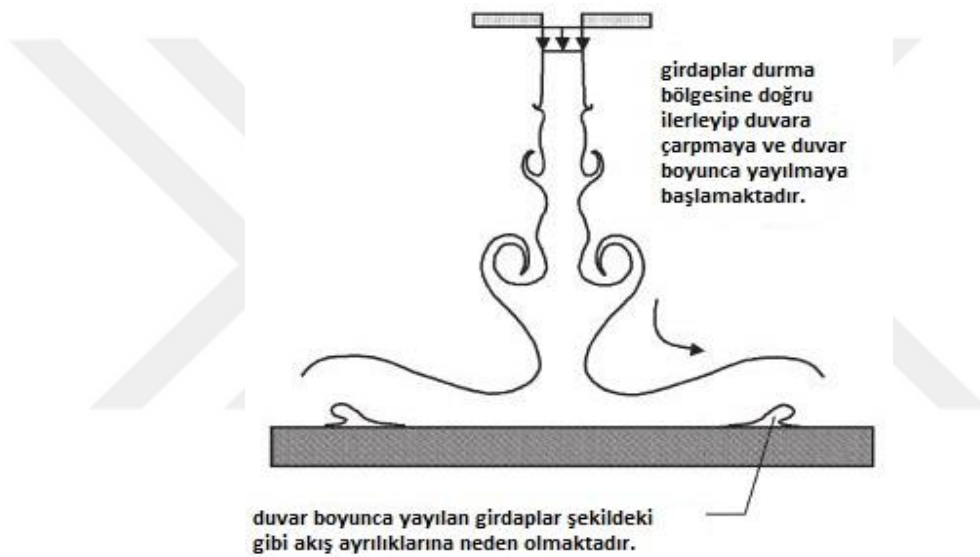
bağlı olduğu ortaya çıkmıştır (Viskanta ve arkadaşları [38]). Potansiyel çekirdeğin boyu, maksimum ısı transfer verimi nedeniyle önemlidir çünkü maksimum ısı transfer yoğunluğu, potansiyel çekirdeğin sona erdiği noktada ortaya çıkmaktadır [40]. Yule ve arkadaşları [41] yaptıkları çalışmada, bu bölgede hangi kayma tabakalarının genişlediğini ve potansiyel çekirdeğin nasıl yok olduğunu ayrıntılı bir biçimde açıklamışlardır. Buna göre, girdap halkaları jet çıkışından başlayarak yüzeye doğru ilerlerken, birbirleriyle birleşerek daha büyük bir halka haline gelirler. Kataoka ve arkadaşları [42] bu büyümenin sonucunda girdap halkalarında deformasyonların oluştuğunu, hatta bazı noktalarda kopmaların meydana geldiğini ifade etmişlerdir. Gelişme bölgesine giren akışta, eksenel hızlarda düşüşler ve jet ekseninde türbülans seviyelerinde artmalar meydana geldiği görülmüştür.

Jet bölgesinden çıkan akış, çarpma yüzeyine doğru yaklaştıkça enerji kaybı ve hız azalmasının yaşandığı bölgeye girer. Bu bölgeye durma (stagnation) bölgesi adı verilir. Bu bölgede, eksenel ortalama momentum taşıyıcı denkleme dayanarak, türbülans normal gerilmelerinin ve eksenel momentumun statik basınca dönüştüğü ileri sürülmüştür (Nishino ve arkadaşları [43]). Yani, bu bölgede hızın azalmasından kaynaklı basınçta artış görülür. Jet çıkışı ve çarpma yüzeyi arasındaki mesafe, jet çapının iki katından az olduğu durumlarda serbest jet bölgesi görülmez ve akış doğrudan durma bölgesine girer. Y. Guo ve arkadaşları [44] düz yüzey üzerine çarpan jet akışlarının, potansiyel çekirdeğin durma bölgesi içerisinde kalacak şekilde jet-çarpma yüzeyi mesafesini küçük tutarak elde ettikleri sonuçları yayınlamışlardır. Lüle çıkışındaki türbülans seviyesinin, yüzey kayma gerilmeleri üzerinde sadece ikinci dereceden bir etkisinin olduğunu, akış yönündeki normal gerilmelerde ve ortalama basınç dalgalanmalarının karesinde zayıflama bölgesine girilmeden önemli bir artışın meydana geldiğini, hız ve basınç dalgalanmaları spektrumlarından artış seviyesinin düşük frekanslı hareketlerden kaynaklandığını belirtmişlerdir.

Akışın durma noktasında, 90°'lik dönüş sebebiyle duvar jet bölgesi ortaya çıkmaktadır. Duvar jet bölgesinde, radyal yayılmadan dolayı durma bölgesinden uzaklaşıldıkça hızda düşmeler meydana gelir ve duvar jet bölgesinin yüksekliği artmaya başlar [45]. Türbülans yoğunluğu ve Reynolds kayma gerilmelerinin ölçümlerinden elde edilen sonuçlar, türbülans seviyesinin duvar bölgesinde sınır tabakadan ve boru akışından daha yüksek

olduğunu göstermektedir [39]. Duvar jet bölgelerinin bazı kısımlarında hız maksimum olmasına rağmen, bazı bölgelerinde sıfıra yaklaşmaktadır. Bu bölge iç ve dış katmanlar olmak üzere iki tabakadan meydana gelmektedir (Şekil 1.4). Dış katman viskoz olmayan kararsız bir yapıdadır.

Jetlerde duvar boyunca türbülanslı akış olması ikinci bir ek girdap oluşumuna sebep olabilir. Türbülans dalgalanmalarının olduğu radyal hızlar ve basınç gradyanlarından ötürü duvar boyunca akış ayrılmaları oluşabilir. Şekil 1.4'te bu olay şematize edilmiştir.[48]



Şekil 1.4 Girdapların oluşturduğu akış ayrılmaları [46]

Çarpan jet ve çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin ısı transferi veya kütle transferi olayında çok etkili bir parametre olduğu bilinmektedir. Bu parametre değerlerinin kıyaslandığı Çizelge 1.1'de görüldüğü üzere, en uygun parametre 2.0-8.0 arasında olmalıdır [46] .

Çizelge 1.1 H/D parametrelerinin kıyaslanmış hali [46]

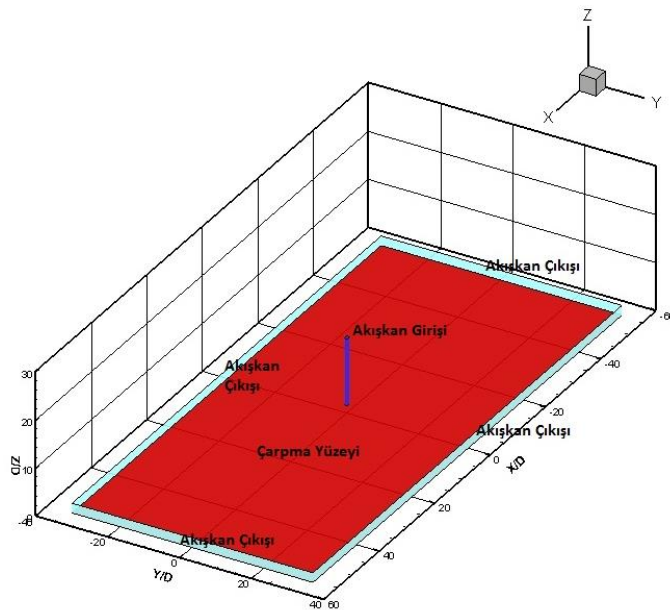
H/D	Çarpan Jet Akışına Etkisi
0.00-0.25	Çok yoğun bir akış oluşur. Çok güçlü zıt akış ve geri basınçlar oluşabilir.
0.25-1.00	Jet akışı büyük ölçüde sınırlı olarak ısı transferini etkileyebilir.
1.00-2.00	Hafif jet etkileri görülebilir. Ufak çapta türbülanslar oluşur. Akış duvar tarafından etkilenebilir.
2.00-8.00	Tabakalar oluşur. En iyi jet performansı bu aralıkta görülür.
8.00-12.00	Bu aralıkta, eğer mevcutsa, komşu jetlerin ayrı kalması sağlanmalıdır.
12.00+	Bu aralıkta duvar etkisi görülmez, jet tipi akışta daha etkilidir. Nu sayısı, akışın duvara yaklaşmasından dolayı meydana gelen enerji kaybından etkilenir.

SAYISAL MODEL VE YÖNETİCİ DENKLEMLER

2.1 Sayısal Model

Bu tez çalışmasındaki sayısal modelleme işlemleri için öncelikle literatürden elde edilmiş bir deneysel çalışmaya ait veriler kullanılarak jet ve çarpma yüzeyleri oluşturulmuştur [11]. Bunun sebebi, daha sonraki bölümlerde gösterileceği üzere, bu sayısal çalışmaya ait sonuçlarla deneysel verileri mukayese edebilmektir. Yapılmış deneylerde çalışma bölgesi, jeti oluşturan bir boru ve akışın çarpacağı düz bir yüzeyden oluşmaktadır.

Sayısal model, jeti oluşturan bir boru ve çarpma yüzeyinden ibarettir (Şekil 2.1). Çalışmada kullanılan jetin çapı $D=9$ mm ve çarpma yüzeyinin boyutları 600 mm x 1000 mm'dir. ICEM programında çarpma yüzeyi ile jet çıkışı arasındaki mesafe $H=9D$, jetin uzunluğu $L=16D$ olarak tanımlanarak çalışma bölgesi elde edilmiştir.



Şekil 2.1 Çalışma bölgesi ve sınır şartları

2.2 Yönetici Denklemler

Hesaplama ortamındaki akış türbülanslı, sıkıştırılamaz ve kararlı bir akıştır. Bunlara ek olarak bu çalışmada ısı transferi de göz önüne alındığından, enerji denklemleri de kullanılmıştır. Bu yaklaşımdan dolayı, benzeşimlerde kullanılan yönetici denklemler süreklilik (2.1), Navier-Stokes (2.2) ve enerji (2.3) denklemleridir.

$$\frac{\delta U_i}{\delta x_j} = 0 \quad (2.1)$$

Denklem (2.1), süreklilik denkleminin diferansiyel formda belirtilmiş halidir. Burada p basınç, t zaman, ρ akışkanın yoğunluğu ve v akışkanın hızını göstermektedir. S_m ise sürekli durumdaki ilave edilen kütle miktarıdır. Kapalı bir kontrol hacminde kütle giriş veya çıkışı olmayacağından S_m sıfıra eşit olacaktır.

$$-\frac{\delta P}{\delta x_i} + \frac{\delta}{\delta x_j} \left[\mu \left(\frac{\delta U_i}{\delta x_j} + \frac{\delta U_j}{\delta x_i} \right) - \rho u_i u_j \right] = 0 \quad (2.2)$$

Denklem (2.2)'de görülen Navier-Stokes denkleminin diferansiyel formu olup μ akışkanın dinamik viskozitesidir. Bu denklem akışkan hareketindeki momentum değişiminin, basınç ve viskoziteden kaynaklı sürtünme kayıplarına eşit olduğunu göstermektedir. Viskozite ise akışkanın akmaya karşı gösterdiği direnç şeklinde tanımlanmaktadır. Bu denklem akışın sıkıştırılabilir veya sıkıştırılamaz olup olmadığı durumlara göre değişiklik gösterir.

$$\frac{\delta}{\delta x_j} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\delta T}{\delta x_j} - \rho u_j T \right] = 0 \quad (2.3)$$

Bu çalışmada ısı transferi taşınım ve iletim yoluyla sağlanacaktır ve denklem (2.3)'te enerji denklemi verilmiştir, denklem (2.4)'te görülen α materyalin termik yayıcılığını temsil eder.

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_p} \quad (2.4)$$

Denklem (2.4)'te k özgül ısı oranını, C_p sabit basınçtaki özgül ısıyı simgelemektedir.

$$Re = \frac{V * L_c}{\nu} \quad (2.5)$$

Denklem (2.5)'te Re sayısının formülü verilmiştir. Burada V akışkan hızı (m/s), L_c karakteristik uzunluk (m) ve ν kinematik viskozite (m^2/s) olarak tanımlanmaktadır. Bu çalışmada Re sayısında ki karakteristik uzunluk olarak jet çapı alınmıştır. Re sayısı atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olan ve akışkanın karakteristiğini belirleyen boyutsuz bir sayıdır.

$$Nu = \frac{q^* L_c}{\Delta T^* k} \quad (2.6)$$

Nu sayısı (2.6) denkleminde bulunan formüle göre hesaplanır. Bu denklemde q yüzeyde gerçekleşen ısı transferi miktarını (W/m^2), L_c karakteristik uzunluğu (m), ΔT akışkan sıcaklığı ile cismin sıcaklığı arasındaki fark (K) ve k ısıl iletkenlik katsayısını temsil eder (W/mK). Nu bir ısı transferi probleminde ısı transfer etkinliğini gösteren boyutsuz bir sayıdır. Re sayısına benzer olacak şekilde karakteristik uzunluk olarak jet çapı alınmıştır.

$$C_f = \frac{\tau_w}{0,5 \rho^* V^2} \quad (2.7)$$

$$\tau_w = \mu \frac{\delta u}{\delta y} \quad (2.8)$$

Denklem (2.7)'de sürtünme katsayısının formülü verilmiştir. Burada τ_w duvar kayma gerilmesi (kg/ms^2), ρ akışkan yoğunluğunu (kg/m^3) ve V akışkan hızını (m/s) temsil etmektedir. Sürtünme katsayısı bir akışkanın türbülans karakteristiklerini belirleyen bir boyutsuz katsayıdır. Denklem (2.8)'de duvar kayma gerilmesinin eşitliği verilmiştir. Burada μ dinamik viskozite (kg/ms), u sınır boyunca akış hızı (m/s) ve y ise sınırdan olan yüksekliğıdir (m).

2.3 Türbülans Modelleri

Bu çalışmada Spalart-Allmaras, standart k- ϵ , realizable k- ϵ , RNG k- ϵ , standart k- ω , SST k- ω ve RSM türbülans modellerinin performansları test edilerek en uygun türbülans modeli seçilerek çalışmalara devam edilmiştir. Bunun nedeni, türbülans modellerinin hiç birinin çözülecek olan problemlerde tam doğru sonuca ulaşamamasıdır. En uygun sonuca ulaşabilmek için farklı problemlerde farklı türbülans modelleri kullanılmalıdır. Hangi türbülans modelinin kullanılacağı ise akışın fiziksel özelliklerine, oluşturulan probleme, istenilen doğruluk seviyesine ve zamana bağlıdır. Bu çalışmada, hangi

türbülans modelinin daha doğru sonuç verdiği kıyaslama yöntemiyle bulunmuştur ve ilerideki bölümde ayrıntılı olarak anlatılmıştır.

2.3.1 Spalart-Allmaras Türbülans Modeli

Spalart-Allmaras (SA) türbülans modeli, türbülansın hareket denklemini çözebilmek için tek bir denklem kullanır. Girdap viskozitesi için yönetici denklemin doğrudan çözüldüğü SA türbülans modeli, özellikle havacılık sektöründe, sesötesi hızlardaki türbülanslı akışlarda çok başarılıdır [47,48,49]. SA türbülans modeli, diğerlerine nazaran daha kötü ağ örgüsünde bile çözüme ulaşabilir [50]. İlgili denklemler Denklem (2.9-2.11)'de verilmiştir [51].

$$\frac{D\tilde{v}}{Dt} = P - D + T + \frac{1}{\sigma} \left[\nabla \cdot ((v + \tilde{v})\nabla\tilde{v}) + c_{b2}(\nabla\tilde{v})^2 \right] \quad (2.9)$$

$$v_t = \tilde{v}f_{v1}, \quad f_{v1} = \frac{X^3}{X^3 + c_{v1}^3}, \quad X = \frac{\tilde{v}}{v} \quad (2.10)$$

$$P = c_{b1}(1 - f_{t2})\tilde{S}\tilde{v}, \quad D = \left(c_{w1}f_w - \frac{c_{b1}}{K^2}f_{t2} \right) \left[\frac{\tilde{v}}{d} \right]^2, \quad T = f_{t1}(\Delta u)^2 \quad (2.11)$$

Yukarıdaki denklemlerde v_t girdap viskozitesi, v kinematik viskozite, $\tilde{v}$ SA değişkenini temsil etmektedir.

SA türbülans modeli, tek denklem çözümü yaptığından dolayı karmaşık yapıdaki problemlerin çözümünde doğru sonuçlar vermeyebilir bu yüzden iki ve daha fazla denklem çözümü yapılan türbülans modelleri geliştirilmiştir.

2.3.2 k-ε Türbülans Modelleri

k-ε türbülans modelleri iki denklem çözümü yapan modellerden birisidir. k-ε türbülans modeli:

- Standart k- ε (SKE)
- Realizable k- ε (RKE)
- Re-normalisation group k-ε (RNG k-ε)

olmak üzere üç modelden oluşmaktadır. Realizable k-ε ve RNG k-ε modelleri standart k-ε modelinin geliştirilmesiyle elde edilmişlerdir. Bu üç modelin yönetici denklemleri benzer formda olmasına rağmen aralarında türbülans viskozitesini hesaplama yönteminde farklar bulunmaktadır.

2.3.2.1 Standart k-ε Türbülans Modeli

İki-denklemlili türbülans modelleri arasındaki en basit olanı standart k-ε (SKE) türbülans modelidir. Hem zaman açısından ekonomik olması, hem de doğru sonuçlar vermesi açısından endüstride ve ısı transferi simülasyonlarında en çok kullanılan türbülans modelidir. SKE türbülans modelinde hız ölçeği ve boy ölçeğine, k ve ε denklemlerini kullanarak ulaşılır. Hız ölçeği ϑ simgesiyle, boy ölçeği ise l ile temsil edilmektedir. Denklem (2.12)'de ve (2.13)'te hız ölçeği ve boy ölçeği verilmiştir[39].

$$\vartheta = k^{1/2} \quad (2.12)$$

$$l = \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \quad (2.13)$$

Denklem (2.14)'te türbülans viskozitesinin formülü verilmiştir.

$$\mu_t = C_p \vartheta l = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.14)$$

Denklem (2.15) ve Denklem (2.16)'da standart k-ε türbülans modelinde kullanılan türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans kinetik enerji yayma (dissipation) ε'nun yönetici denklemleri verilmiştir [36].

$$\frac{\delta(\rho k)}{\delta t} + \text{div}(\rho k U) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad } k \right] + 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - \rho \varepsilon \quad (2.15)$$

$$\frac{\delta(\rho \varepsilon)}{\delta t} + \text{div}(\rho \varepsilon U) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad } \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.16)$$

Denklem (2.15) ve (2.16)'de C_μ , σ_k , σ_ε , $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ sabit katsayılarıdır ve Çizelge 2.1'de bu katsayıların değerleri verilmiştir.

Çizelge 2.1 Sabit Katsayılar [36].

$C_\mu = 0.09$	$\sigma_k = 1.00$	$\sigma_\varepsilon = 1.30$	$C_{1\varepsilon} = 1.44$	$C_{2\varepsilon} = 1.92$
----------------	-------------------	-----------------------------	---------------------------	---------------------------

2.3.2.2 Re-Normalisation Group k-ε (RNG k-ε) Türbülans Modeli

RNG k-ε türbülans modelinde standart k-ε türbülans modelindeki gibi çözüm için aynı yöntem kullanılır, hatta türbülans kinetik enerji denklemi (k) değişmeden kalır, sadece yayma oranının (ε) denkleminde değişiklik yapılmıştır. Denklemindeki bazı sabit katsayılarda da farklılıklar bulunmaktadır. Ayrıca Prandtl sayısı SKE türbülans modelinde sabit bir değer iken, RNG k-ε türbülans modelinde bunun için analitik bir formül geliştirilmiştir. Yapılan değişiklikler sayesinde RNG k-ε türbülans modeli SKE türbülans modeline göre daha doğru sonuçlar vermiştir [52]. Özellikle girdap gibi dönen akışların çözümünde oldukça doğru sonuçlar alındığı görülmüştür. Denklem (2.17)'de sadece yayma oranının RNG k-ε türbülans modeline uyarlanmış hali verilmiştir [53].

$$\frac{\delta \varepsilon}{\delta t} + U_j \frac{\delta \varepsilon}{\delta x_j} = -C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \overline{u_i u_j} \frac{\delta u_i}{\delta x_j} + \frac{\delta}{\delta x_j} \left(\frac{K_m \delta k}{\sigma_k \delta x_j} \right) - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad (2.17)$$

$$R = C_\mu \eta^3 \frac{1 - \eta/\eta_0}{1 + \beta_0 \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.18)$$

$$\eta = (k/\varepsilon)(G/v_t)^{0.5} \quad (2.19)$$

Denklem (2.13), (2.14) ve (2.15)'te geçen sabit katsayıların B, η_0 , C_μ , $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k , σ_ε değerleri Çizelge 2.2'de RNG k-ε türbülans modeline uyarlanmış şekilde verilmiştir [54]. Çizelge 2.2'den de anlaşılacağı gibi σ_ε 'nin değeri SKE türbülans modelinde 1.30 iken RNG k-ε türbülans modelinde 0.7194 olarak alınmıştır.

Çizelge 2.2 Sabit katsayılar

B = 0.012	$\eta_0 = 4.38$	$C_\mu = 0.085$	$\sigma_\varepsilon = 0.7194$
$C_{\varepsilon 1} = 1.42$	$C_{\varepsilon 2} = 1.68$	$\sigma_k = 0.7194$	

2.3.2.3 Realizable k-ε Türbülans Modeli

Realizable k-ε (RKE) türbülans modelinde, SKE türbülans modeline göre türbülans viskozitesi hesaplanırken yeni bir formülasyon geliştirilmiştir. Ayrıca yayma oranı denkleminde de yeni bir yaklaşım kullanılmaktadır. RKE türbülans modeli, SKE ve RNG k-ε türbülans modellerine göre Reynolds gerilmeleri üzerinde daha etkili sonuçlar vermektedir. Yüksek Reynolds sayılarına sahip akış problemleri için tasarlanmış olup,

neredeyse tüm akışkan problemlerinde çok iyi sonuçlar vermiştir [55]. Denklem (2.20) ve (2.21)'de türbülans modelinin yönetici denklemleri verilmiştir[56].

$$\frac{\delta}{\delta x_j}(\rho k u_j) = \frac{\delta}{\delta x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\delta k}{\delta x_j} \right] + P + G - \rho \varepsilon \quad (2.20)$$

$$\frac{\delta}{\delta x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\delta}{\delta x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\delta \varepsilon}{\delta x_j} \right] + \bar{\rho} C_1 S_\varepsilon - \bar{\rho} C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + S_{\varepsilon B} \quad (2.21)$$

$$C_1 = \max[0.43, \frac{\eta}{\eta+5}] \quad (2.22)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (2.23)$$

P kaymalardan kaynaklı türbülans, G kaldırma etkisinden kaynaklanan türbülans, $S_{\varepsilon B}$ türbülans yayılım oranına kaldırmanın etkisini ifade eden terim, ν kinematik viskozite, σ_k ve σ_ε türbülans Prandtl sayılarını ifade eder.

Standart ile Realizable türbülans modelleri arasında ki temel fark; $S_{\varepsilon B}$ teriminde realizable türbülans modelinde Reynolds gerilmeleri yoktur. Denklem (2.20) ve (2.21)'de bulunan C_2 , σ_k , σ_ε sabit katsayılarının değerleri Çizelge 2.3'te verilmiştir[55].

Çizelge 2.3 Sabit katsayılar

$C_2 = 1.9$	$\sigma_k = 1.0$	$\sigma_\varepsilon = 1.20$
-------------	------------------	-----------------------------

2.3.3 k- ω Türbülans Modelleri

Bu çalışmada, k- ω türbülans modellerinden Shear-Stress Transport (SST) k- ω türbülans modeli ve standart k- ω (SKO) türbülans modeli incelenmiştir. Her iki türbülans modelinde k ve ω 'nın yönetici denklemleri aynıdır fakat SST modelinin SKO türbülans modelinden farklı birkaç noktası vardır. SST k- ω türbülans modeli, sınır tabakanın iç bölgesindeki akışa ait çözümü sağlarken farklı bir teknik kullanır ve türbülans viskozitesi formülünde türbülanslı kayma gerilmesi prensibinden yararlanır.

2.3.3.1 Standart k- ω Türbülans Modeli

Standart k- ω (SKO) türbülans modelinin temeli Wilcox'un [57] k- ω türbülans modeline dayanmaktadır. Bu modelin üzerine düşük Re sayılarının etkileri, sıkıştırılabilirlik ve

akıştaki kopmalar eklenerek SKO türbülans modeli geliştirilmiştir. Bu türbülans modeli karışma tabakalarında ve düzlemlerinde, radyal jetlerde ve çeper sınırlı akışlarda etkili sonuçlar vermektedir [58]. Modelin yönetici denklemleri türbülans kinetik enerjisi (k) ve özgül yayma oranından (ω) oluşmaktadır. Denklem (2.24) ve (2.25)'te SKO türbülans modelinin temeli olan ve Wilcox'un [57] geliştirmiş olduğu türbülans modelinin yönetici denklemleri verilmiştir.

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{P}{\rho} - \beta^* \omega k + \frac{\delta}{\delta x_j} \left[(v + \sigma_k v_t) \frac{\delta k}{\delta x_j} \right] \quad (2.24)$$

$$\frac{D\omega}{Dt} = \frac{\gamma}{\mu_t} P - \beta \omega^2 + \frac{\delta}{\delta x_j} \left[(v + \sigma_\omega v_t) \frac{\delta \omega}{\delta x_j} \right] \quad (2.25)$$

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.26)$$

$$v_t = \frac{\mu_t}{\rho} \quad (2.27)$$

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (2.28)$$

$$P = -\tau_{ij} \frac{\delta u_i}{\delta x_j} \quad (2.29)$$

Denklem (2.24-2.29)'da kullanılan β^* , β , σ_k , σ_ω katsayılarına ait değerler Çizelge 2.4'te sunulmuştur [58].

Çizelge 2.4 Sabit katsayılar

$\beta^* = 0.09$	$\beta = 0.075$	$\sigma_k = 0.5$	$\sigma_\omega = 0.5$
------------------	-----------------	------------------	-----------------------

2.3.3.2 Shear-Stress Transport (SST) k- ω Türbülans Modeli

SST k- ω türbülans modeli, çepere yakın bölgelerde daha doğru sonuç verebilen bir model olarak Menter [59] tarafından geliştirilmiştir. SKO türbülans modeli ile SST k- ω türbülans modeli arasındaki farklardan biri SST k- ω türbülans modelinde, ω denklemi yeniden düzenlenmiş olması ve türbülans viskozitesi hesaplanırken türbülans kayma gerilmelerinin dahil edilerek modeldeki sabitlerin değiştirilmiş olmasıdır. Bu değişimler sayesinde SST k- ω türbülans modelinin kanat profillerinde ve transonik şok dalgalarında daha etkili sonuçlar verdiği gözlenmiştir. İlgili denklemler Denklem (2.30) ve (2.31)'de verilmiştir [59].

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{P}{\rho} - \beta^* k \omega + \frac{\delta}{\delta x_j} [(v + \sigma_k v_t) \frac{\delta k}{\delta x_j}] \quad (2.30)$$

$$\frac{D\omega}{Dt} = \frac{\gamma}{\mu_t} P - \beta \omega^2 + \frac{\delta}{\delta x_j} [(v + \sigma_{\omega 1} v_t) \frac{\delta \omega}{\delta x_j}] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\delta k}{\delta x_j} \frac{\delta \omega}{\delta x_j} \quad (2.31)$$

$$\mu_t = \rho \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, \Omega F_2)} \quad (2.32)$$

Denklem (2.31)'deki F_1 ifadesi karıştırma faktörüdür ve sınır tabaka için geliştirilen fonksiyondur. Denklemlerdeki sabitler Çizelge 2.5'da verilmiştir [59].

Çizelge 2.5 Denklem (2.30-2.32)'deki sabit katsayılar

$\sigma_{k1} = 0.085$	$\sigma_{\omega 1} = 0.5$	$\sigma_{\omega 2} = 0.856$
$a_1 = 0.31$	$\beta^* = 0.09$	$\beta = 0.075$

2.3.4 Reynolds Gerilme Türbülans Modeli (RSM)

Reynolds gerilme türbülans modeli (RSM), daha önce anlatılmış olan modellere göre biraz daha karmaşık bir modeldir. RSM türbülans modeli kullanılan çalışmalar çok fazla zaman gerektirdiğinden endüstride çok tercih edilen bir model değildir. Ayrıca modelde sonuca yakınsama problemleri de mevcuttur. RSM türbülans modeli bir çok basit ve karmaşık modellerde doğru sonuçlar verir. Model toplam yedi adet denklem çözerek sonuca ulaşır [36]. RSM türbülans modelinin yönetici denklemi Denklem (2.33)'te verilmiştir [60].

$$\frac{DR_{ij}}{Dt} = P_{ij} + P_{Wij} + D_{ij} - \varepsilon_{ij} + \Pi_{ij} \quad (2.33)$$

Kayma oranı üretim terimi P_{ij} , denklem (2.34)'te gösterilmiştir:

$$P_{ij} = -(R_{im} \frac{\delta U_j}{\delta x_m} + R_{jm} \frac{\delta U_i}{\delta x_m}) \quad (2.34)$$

İz oranı üretim terimi P_{Wij} , denklem (2.35)'te gösterilmiştir:

$$P_{Wij} = \frac{1}{\rho} [\bar{u}_j \left(\frac{\delta \bar{p}'''}{\delta x_i} \right) + \bar{u}_i \left(\frac{\delta \bar{p}'''}{\delta x_j} \right)] \quad (2.35)$$

Reynolds gerilmeleri taşınımı oranı yakaşımı ile modellenen yayılma terimi D_{ij} , denklem (2.36)'da gösterilmiştir:

$$D_{ij} = \frac{\delta}{\delta x_m} \left[\frac{v_t}{\sigma_k} \frac{\delta R_{ij}}{\delta x_m} \right] = \text{div} \left[\frac{v_t}{\sigma_k} \text{grad}(R_{ij}) \right] \quad (2.36)$$

Burada $v_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$, $C_\mu = 0.09$ ve $\sigma_k = 1.00$ 'dır.

Küçük yutucu girdaplar izotropisi kabulü yapılarak modellenen dağılma oranı denklem (2.37)'de gösterilmiştir:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3} \varepsilon \delta_{ij} \quad (2.37)$$

$\delta_{ij}=1$ ise $i = j$ 'ye eşit $\delta_{ij}=0$ ise $i \neq j$ olur.

Reynolds gerilme denklemlerindeki basınç gerilme teriminin en basit gösterimi denklem (2.38)'de verilmiştir.

$$\Pi_{ij} = -C_1 \frac{\varepsilon}{k} \left(R_{ij} - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \right) - C_2 \left(P_{ij} - \frac{2}{3} P \delta_{ij} \right) \quad (2.38)$$

$C_1=1.8$ ve $C_2=0.6$

AĞ ÖRGÜSÜ VE TÜRBÜLANS MODELİNİN SEÇİMİ

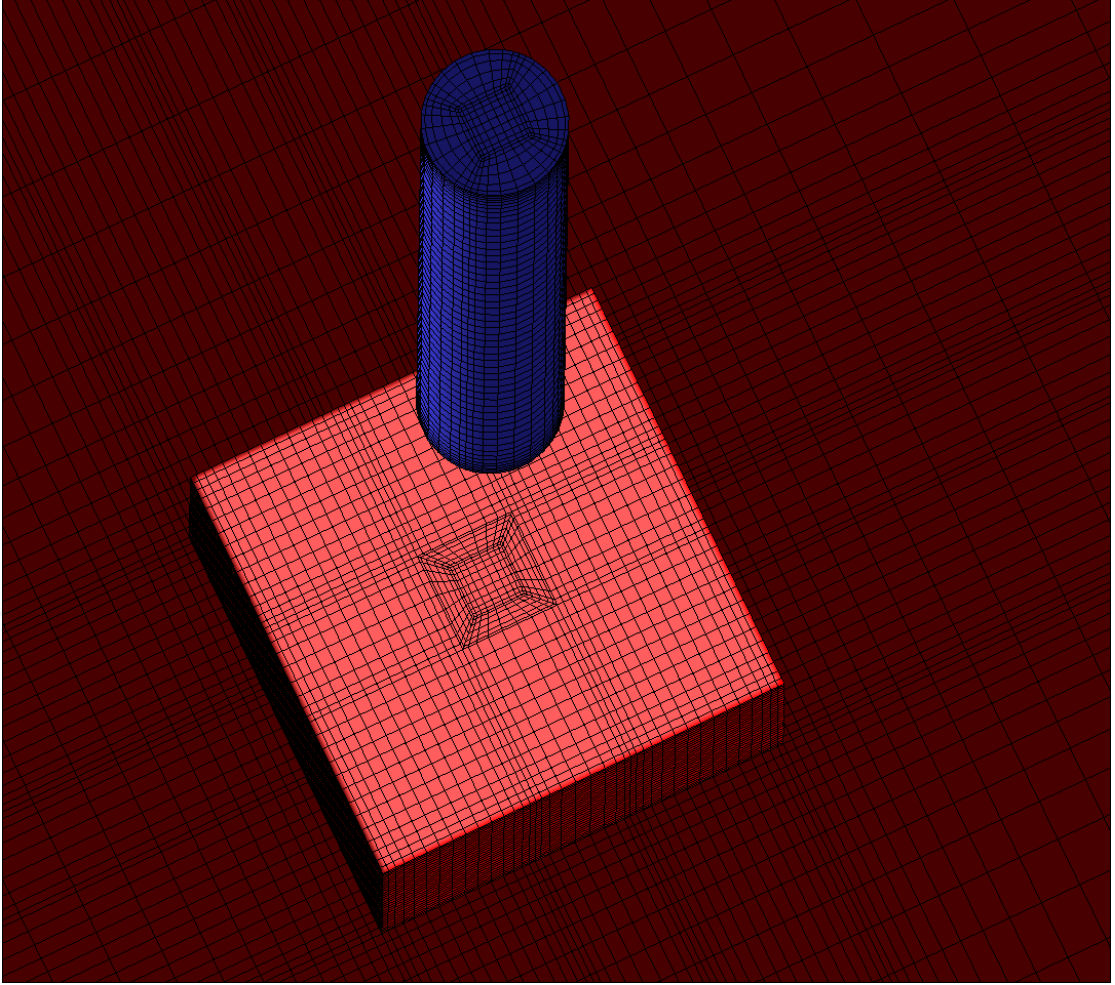
3.1 Ağ Örgüsü Seçimi

Bu bölümde, Shiyong Yao ve arkadaşlarının [29] gerçekleştirdiği deneysel çalışmadan elde edilen sonuçlarla yapılan mukayeseler gösterilerek en uygun ağ örgüsü ve türbülans modeli belirlenmiştir. Shiyong Yao ve arkadaşları [29] düz yüzey üzerine çarpan jetlerin akış karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Yaptıkları tüm deneylerde jet-çarpma yüzeyi arasındaki mesafeyi $9D$ olarak sabit tutmuşlardır. HAD çalışmalarında sonuçların ağ örgüsünden bağımsızlığını kontrol etmek oldukça önem arz etmektedir. Bu sayede, yetersiz sayıda ya da zaman alacak kadar çok sayıda ağ elemanı ile çalışmanın önüne geçilmektedir. Bu çalışmada, çözümün ağ örgüsünden bağımsız olup olmadığını kontrol etmek amacıyla dört değişik ağ örgüsü oluşturularak denenmişlerdir. Oluşturulan bu ağ örgülerinden deneysel sonuçlara en yakın sonucu veren ve aynı zamanda zaman ve güç gereksinimi bakımından en uygun olan ağ örgüsü bundan sonraki tüm aşamalarda çözüme ulaşabilmek için kullanılmıştır. Çizelge 3.1’de oluşturulan ağ örgülerinin özellikleri verilmektedir.

Çizelge 3.1 Ağ örgülerinin özellikleri

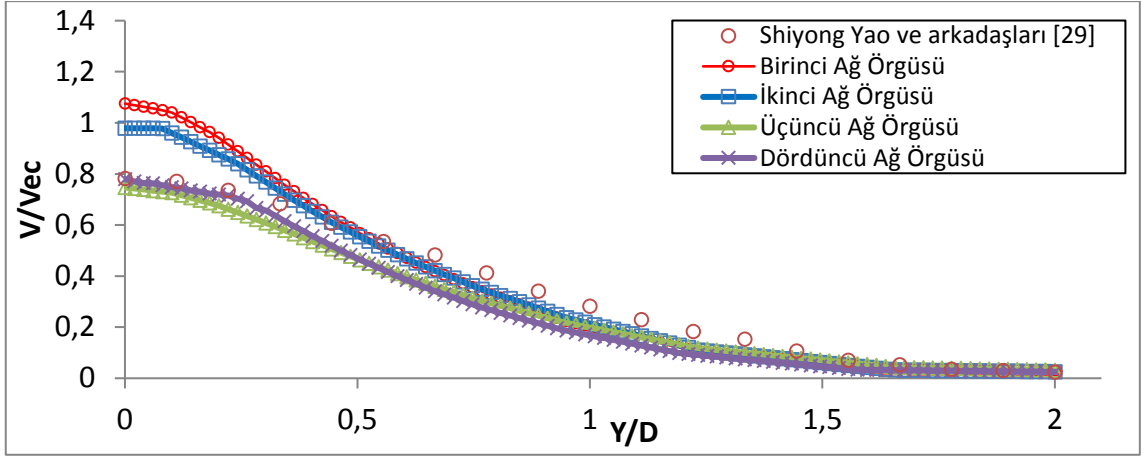
	Eleman Sayısı	Max. Boy Oranı (Aspect Ratio)	Ağ Örgüsü Tipi
Seyrek	1333621	37.89	Altı Yüzlü
Normal	1811509	33.62	Altı Yüzlü
Yoğun	2077588	26.39	Altı Yüzlü
Çok Yoğun	2384360	65.12	Altı Yüzlü

Şekil 3.1’de altıyüzlü elemanlardan oluşan ağ örgüsü gösterilmektedir. Boru üzerinde bulunan ağ örgülerinin altı yüzlü olabilmesi için O-grid olarak adlandırılan bir teknik kullanılmıştır. Bu teknik, boru içini beş farklı bölgeye ayırıp, kenar uçlarda da altı yüzlü eleman oluşturma imkanı verir. Ağ örgüsünde bulunan elemanların sonuç üzerinde önemli etkileri olduğu bilinmektedir. Y. Chao ve arkadaşları [64] yaptıkları araştırmanın sonucunda ağ örgüsünde ki iyileştirmenin sonucu olarak analizlerden daha iyi sonuçlar alındığını fakat belli bir aşamadan sonra elde edilen sonuçlarda gözle görünür bir değişiklik olmadığını ortaya atmışlardır. Aynı şekilde H.R. Zhang ve arkadaşları [65] analizlerden elde edilen sonuçların kısmen ağ örgüsünün yoğunluğuna bağlı olduğunu ileri sürmüşlerdir. Burada ağ örgüsü yoğunluğundan kast edilen ise ağ örgüsünde bulunan eleman sayısıdır yani bir ağ örgüsü ne kadar fazla eleman içeriyorsa o kadar yoğundur. Bu çalışmada da buna benzer bir yol izlenmiş, elemanların sonuçlar açısından önemli olan bölgelerde daha sık, nispeten önemsiz bölgelerde ise daha seyrek olduğu görülmektedir. Bu yöntem ile de hesaplama ortamında bulunan eleman sayısı önemli derecede azaltılmıştır. Şekil 3.1’den de görüldüğü üzere, küpün yüzeyleri ve boru iç kısımlarında eleman sayısı daha sık, küpün yüzeylerinden uzaklaştıkça daha seyrek eleman kullanılmıştır.

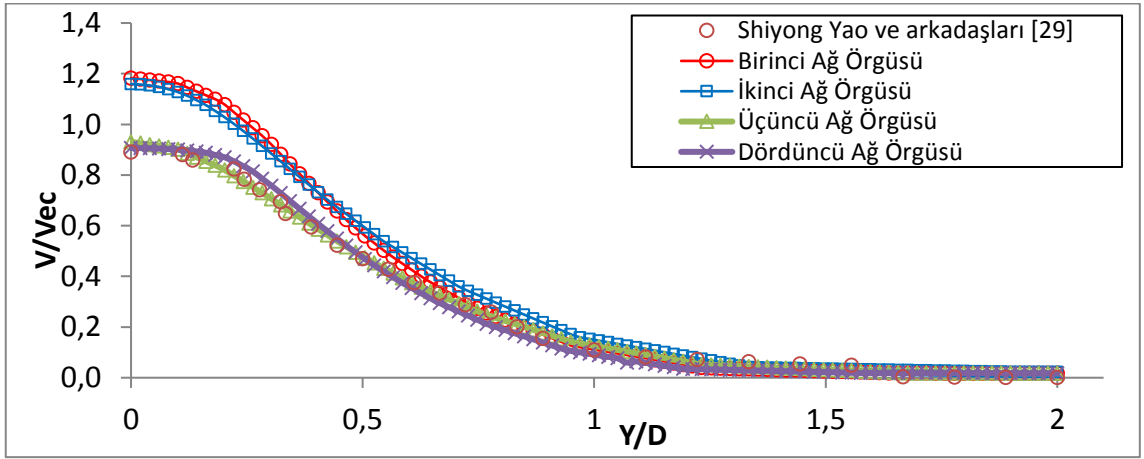


Şekil 3.1 Ağ örgüsünün yapısı

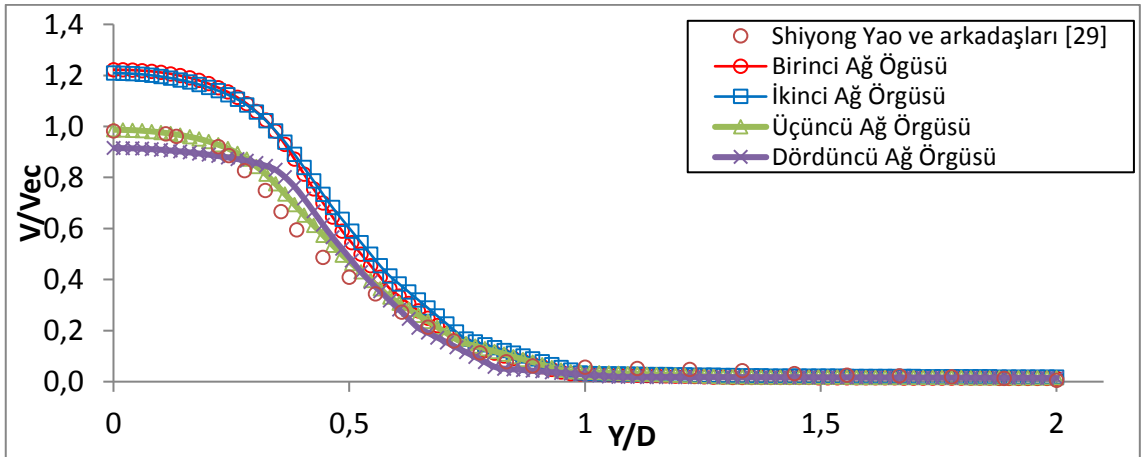
Şekil 3.3’de deneysel sonuçlar ve farklı ağ örgülerinden elde edilen sonuçlar görülmektedir. Grafiğin x-ekseni hesaplama ortamında Y/D boyutsuz parametresini göstermektedir. Jet merkezinden başlayıp merkeze 2D mesafe uzaklığı kadar ölçümler yapılmıştır. y-ekseninde ölçülen hızlar, jet çıkışındaki hıza bölünerek boyutsuzlaştırılmıştır. Bu hız değerleri beş farklı istasyondan, yani z-ekseni doğrultusunda beş farklı uzaklıktan ölçülmüştür. Görüldüğü gibi jet merkezinden uzaklaştıkça hız değerlerinde azalmalar meydana gelmiştir. Deneysel sonuçlara en yakın değerler dördüncü ağ örgüsü ile elde edilmiştir ancak zaman ve güç gereksinimleri de hesaba katıldığında, üçüncü tip ağ örgüsü bu çalışma da kullanılabilecek en uygun ağ örgüsü olarak değerlendirilmiştir.



(a)

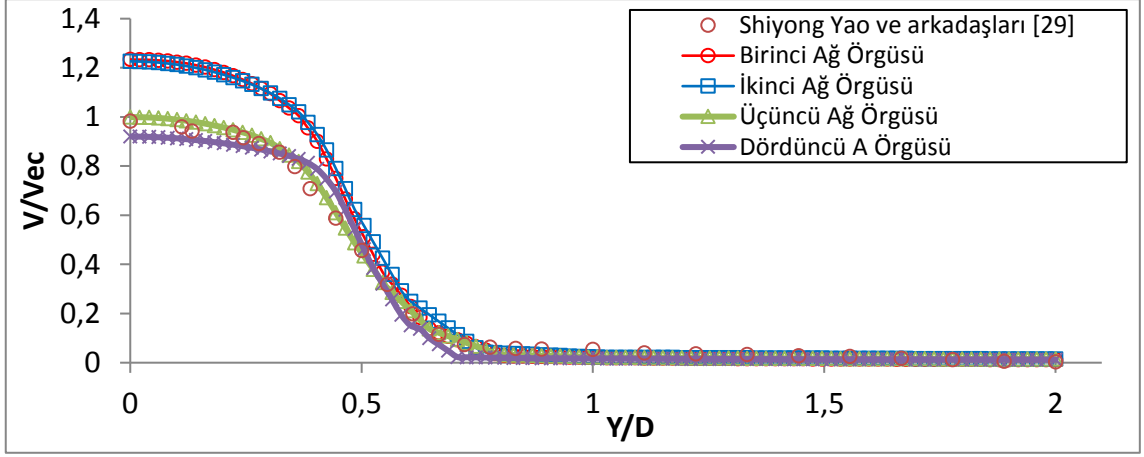


(b)

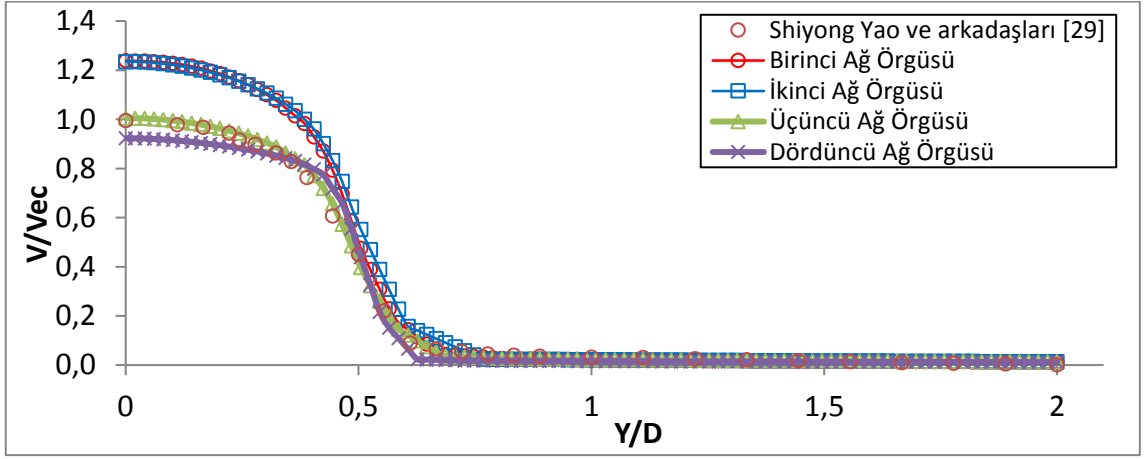


(c)

Şekil 3.2 Boyutsuz hız değerleri a) $Z/D=3$, b) $Z/D=5$, c) $Z/D=7$, d) $Z/D=8$, e) $Z/D=8.5$



(d)



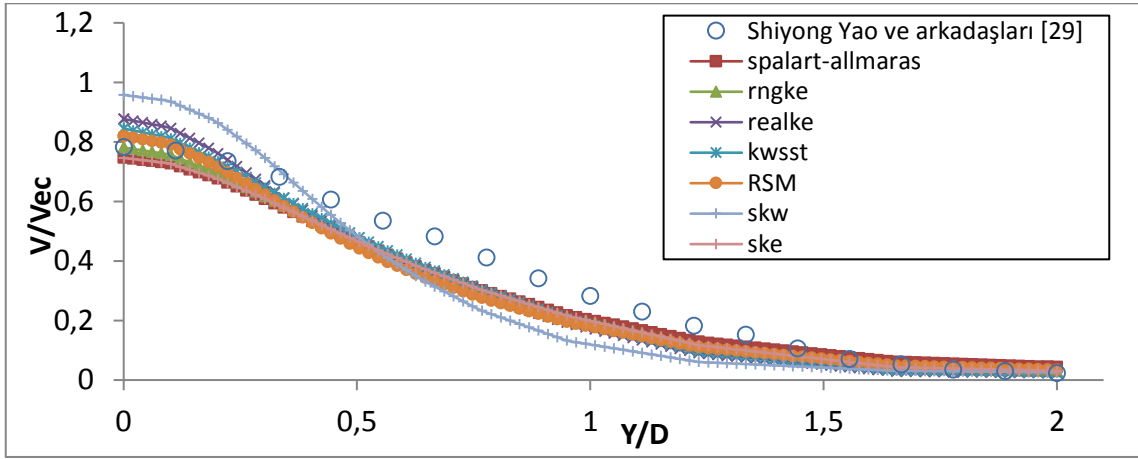
(e)

Şekil 3.3 Boyutsuz hız değerleri a) $Z/D=3$, b) $Z/D=5$, c) $Z/D=7$, d) $Z/D=8$, e) $Z/D=8.5$ (devamı)

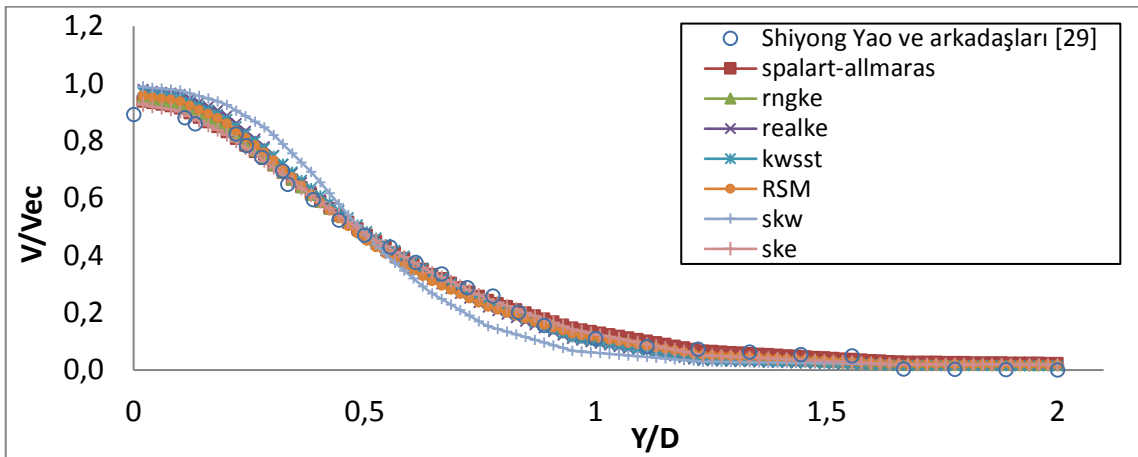
3.2 Türbülans Modelinin Seçimi

Türbülans modeli seçimini yapmak için, öncelikle bir önceki bölümde geçen ağ örgülerinden en uygun olanı, yani üçüncü ağ örgüsü kullanılmıştır. Üçüncü ağ örgüsü sırasıyla ilk bölümde açıklanan türbülans modellerinin hepsi için teker teker çözdürülmüştür. Şekil 3.3'teki grafiklerde x-ekseni Y/D , y-ekseni ise V/V_{ec} boyutsuz parametresini, V sembolü herhangi bir istasyonda ölçülen hız değerini, V_{ec} ise jet çıkışındaki hız değerini temsil etmektedir. Şekil 3.5'de akışın karakteristiğini belirlemek için kullanılacak olan türbülans modelini seçmek üzere, yedi farklı türbülans modeli kullanılarak yapılmış analiz sonuçlarının deneysel sonuçlarla kıyaslanmış hali görülmektedir. Burada da beş farklı istasyondan ($z/D=3, 5, 7, 8, 8.5$) ölçümler alınarak

kıyaslamalar yapılmıştır. Buna göre, çepere yakın bölgelerde RNG k- ϵ , diğer bölgelerde ise standart k- ϵ türbülans modelinin çözüm için uygun olduğu saptanmıştır. Bu çalışmada, çarpan jetlerin sadece akış özellikleri değil, aynı zamanda ısı transfer karakteristikleri de incelendiğinden, standart k- ϵ türbülans modelinin ısı transferi söz konusu olduğunda nasıl bir performans sergileyeceği başka bir deneysel çalışmayla kıyaslanmıştır. Bunun için Tadhg S. O'Donovan ve arkadaşlarının [61] yapmış olduğu çalışma bilgisayar ortamında modellenerek aynı sınır koşulları altında analizler yapılmıştır. Deneysel çalışma düz yüzey üzerine çarpan jetlerin ısı transferini incelerken birden fazla parametre değiştirilmiştir. Bu çalışmada ise kıyaslamalar $H/D=6$ 'da $Re=10000$ için yapılmıştır.

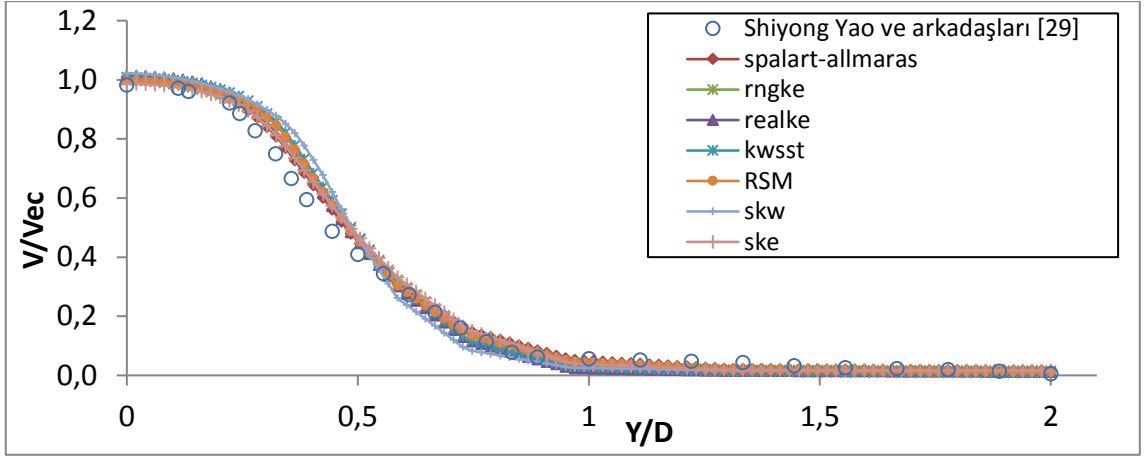


(a)

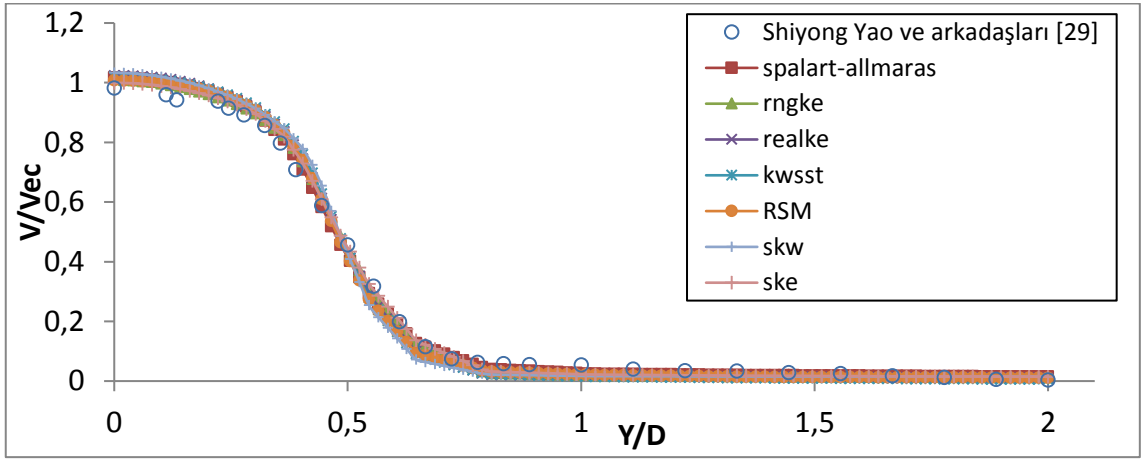


(b)

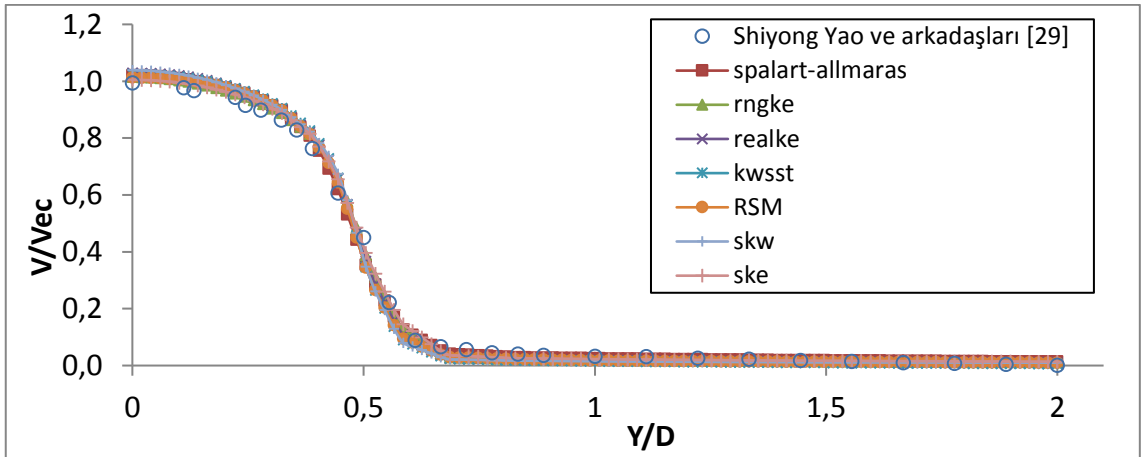
Şekil 3.4 Boyutsuz hız değerleri a) $Z/D=3$, b) $Z/D=5$, c) $Z/D=7$, d) $Z/D=8$, e) $Z/D=8.5$



(c)



(d)



(e)

Şekil 3.5 Boyutsuz hız değerleri a) $Z/D=3$, b) $Z/D=5$, c) $Z/D=7$, d) $Z/D=8$, e) $Z/D=8.5$ (devamı)

Y/D=0 ve H/D=3,5,7,8,8.5 istasyonlarında elde edilen sonuçlar için hata oranları Denklem (3.1)'deki gibi hesaplanarak Çizelge 3-2'de sunulmuştur.

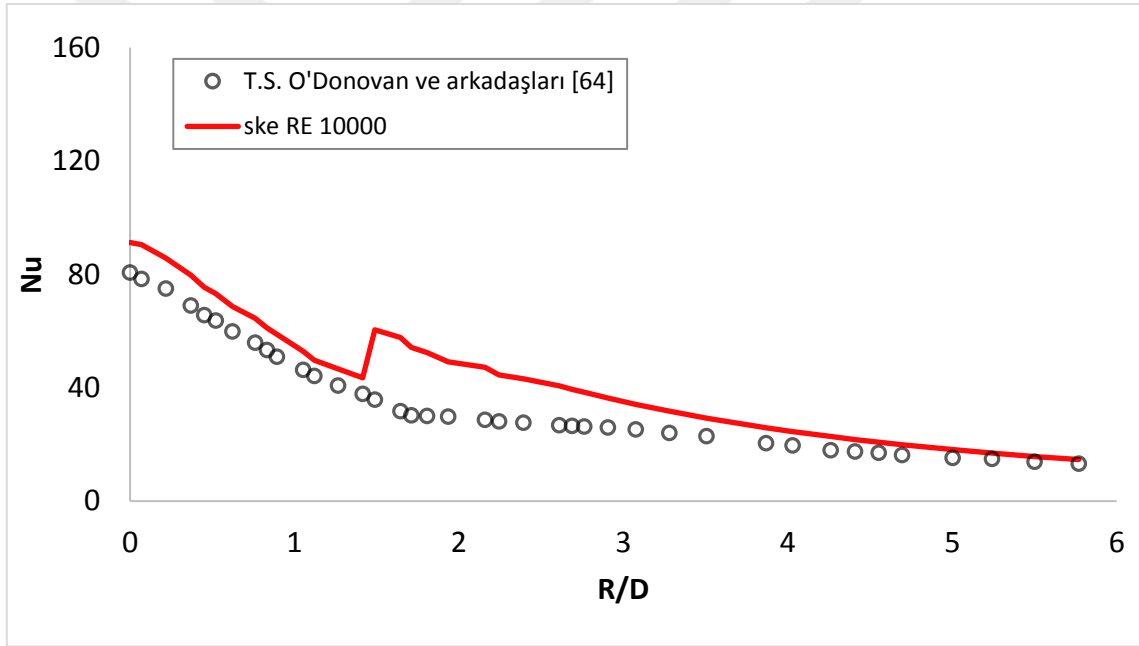
$$\left| \frac{Yaklaşık\ Değer - Gerçek\ Değer}{Gerçek\ Değer} \right| \times 100 = Yüzde\ Hata\ Oranı \quad (3.1)$$

Çizelge 3.2'den anlaşılacağı üzere, çepere yakın bölgede RNG k-ε türbülans modelinin, jet çıkışına doğru gidildikçe standart k-ε türbülans modelinin deneysel sonuca daha yakın sonuç vermektedir. Bu sonuçların ortaya çıkmasındaki en büyük etken, kullanılan ağ örgüsünün yapısı ve özellikle duvardan sonraki ilk elemanın boyutudur. HAD ile ilgili yapılmış olan çalışmalardan anlaşıldığı kadarıyla, belirli bir akışkan problemini çözmek için kullanılması gereken belirli bir türbülans modeli yoktur. Bir türbülans modeli aynı akışkan problemi üzerinde yalnızca bir sınır şartı değiştirilse bile çok farklı sonuçların elde edilmesi mümkündür.

Çizelge 3.2 Hata oranları (%)

	H/D=3	H/D=5	H/D=7	H/D=8	H/D=8.5
Spalart-Allmaras	4.48	5.16	2.55	3.67	4.07
Standart k-ε	4.6	4.49	0.51	1.83	1.10
RNG k-ε	0.13	7.30	1.63	2.85	3.46
Realizable k-ε	12.15	9.99	3.26	4.38	4.79
Standart k-ω	22.5	11.11	4.08	5.2	4.53
SST k-ω	8.06	9.20	2.65	3.77	3.12
RSM	4.86	7.75	1.43	2.65	1.91

Şekil 3.6’te y- ekseninde Nu sayısı, x- ekseninde jet merkezinden radyal yöndeki uzaklığın, D jet çapıyla boyutsuzlaştırılarak elde edilen R/D değeri gösterilmiştir. Grafikten de anlaşılacağı üzere R/D=1.5 ve R/D=3.5-5.5 arası deneysel sonuçlarla simülasyon sonuçları arasında bir uyum görülmektedir. Fakat R/D=1.5-3.5 arasında kalan bölgede çok farklı sonuçlar alınmıştır. Buradan hareketle, kullanılan türbülans modelinin çarpan jetlerin ısı transferini incelemek için sadece durma bölgesinde kullanılabileceği anlaşılmaktadır. Sonuçlarda R/D=3.5-5.5 arasında da uyum görülmesine rağmen, bu bölgede ısı transfer gözlemlerinin yapılması uygun görülmemiştir. Sonuç olarak, standart k-ε türbülans modeli çarpan jet akışlarının incelenmesinde kullanılabilir, fakat ısı transfer analizleri sadece durma bölgesiyle sınırlı kalmalıdır.

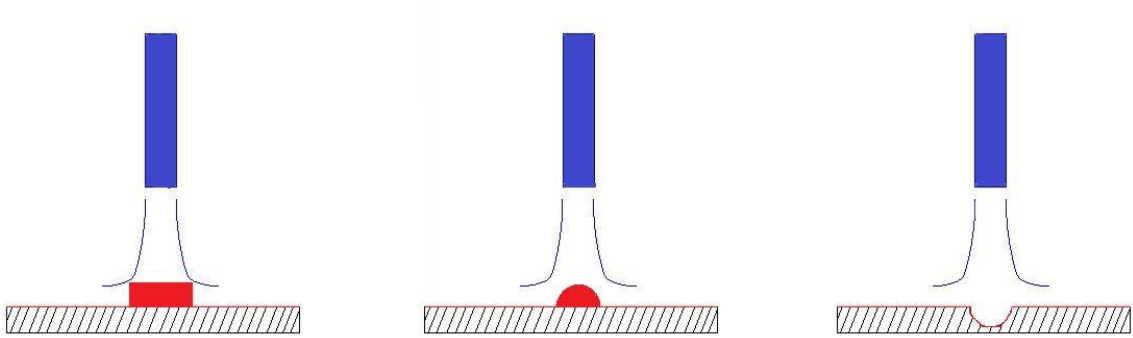


Şekil 3.6 Isı transfer karakteristiği için yapılan mukayese.

YAPILAN ÇALIŞMALAR

Bu bölümde, yapılan çalışmaların sonuçları ve elde edilen sonuçlardan yola çıkılarak çarpan jet akışlarıyla ilgili birtakım öneriler sunulmuştur. Yapılan çalışmalarda, daha önceki bölümde geniş olarak bahsedilen ağ yapısı ve türbülans modelleri arasından, 3.ağ örgüsü ve standart k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır.

Çapı $D=9$ mm, uzunluğu $L=16D$ olan dairesel kesitli bir borudan püskürtülerek sağlanan jet akışı, 600 mm x 1000 mm ölçülerine sahip bir düzlemsel yüze konumlandırılmış üç farklı cisim (dikdörtgen prizma, yarım küre ve içi boş yarım küre) üzerine $H=9D$ mesafeden gönderilerek çarpan jet akışı elde edilmiştir (Şekil 4.1).



Şekil 4.1 Farklı düzlemler üzerine çarpan jet akışları, a) prizma, b) yarım küre, c) içi boş yarım küre

Farklı geometrilere sahip cisimlerin akış ve ısı transfer özellikleri incelenmeden önce, akışkanın termo-fiziksel özelliklerinin sıcaklıkla nasıl değiştiği ve bu değişikliklerin akış yapısı ve ısı transferini nasıl etkileyebileceği araştırılmıştır. Bunun için üç farklı yaklaşım benimsenmiştir:

- Akışkanın yoğunluk ve diğer tüm termo-fiziksel özellikler sıcaklıktan bağımsız olacak şekilde sabit alınmıştır.
- Akışkan yoğunluğu Boussinesq yaklaşımı esas alınarak değiştirilmiştir.
- Akışkan yoğunluğu ve diğer tüm termo-fiziksel özellikler sıcaklıkla doğrusal bir şekilde değiştirilmiştir.

Bu üç farklı çözüm yöntemi, çarpma yüzeyinin küp olduğu durumlarda incelenip, daha sonraki durumlarda ise sadece bir tanesi ile çözüm yapılmıştır. Bunun dışında Re sayı ve jet akışının sağlandığı boru çıkışı ile çarpan yüzey arasındaki boyutsuz mesafe olan H/D parametrelerinin etkileri incelenerek sonuçlar akış yapıları, sürtünme katsayısı (Cf) ve Nu sayılarının değişimleri incelenmiştir.

Boussinesq yaklaşımı doğal taşınımın konu alındığı hesaplamalarda kullanılan bir yaklaşımdır. Bu yaklaşım kaldırma kuvveti denklemindeki yoğunluk değeri hariç, diğer tüm denklemlerdeki yoğunluk değerlerini sabit alarak çözüme gider. Böylelikle diğer yaklaşımlardan daha hızlı sonuç verir.

$$(\rho - \rho_0)g = -\rho_0\beta(\Delta T)g \quad (4.1)$$

Denkelem (4.1) Boussinesq yaklaşımında yoğunluğun sabit tutulmadığı denklemdir. Bu denklem yoğunluğun küçük olduğu durumlarda geçerlidir [62].

Kullanılan yazılımda, kullanıcı tarafından istenilen değerler girilerek akışkanın fiziksel özelliklerinin sıcaklığa bağlı değişimi incelenebilmektedir. Bu çalışmada kullanılan değerler ise Çizelge 4.1’de gösterilmiştir. Buradan anlaşılacağı üzere, çalışılan sıcaklık aralığı 12 noktaya bölünmüştür. Belirlenen 12 sıcaklık noktaları için akışkanın sahip olduğu yoğunluk, sabit basınç katsayısı ve iletkenlik katsayısı değerleri bulunup, bu değerler kullanılan programa manuel olarak girilmiştir. Böylelikle program girilen bu değerleri lineer bir denklem oluşturacak şekilde tanımlamıştır. Bu lineer denklem sayesinde program, çözümü yapılan problemde ki herhangi bir sıcaklığa karşılık gelen yoğunluk,

sabit basınç katsayısı ve iletkenlik katsayısı değerlerini hesaplayabilme özelliği kazanmıştır.

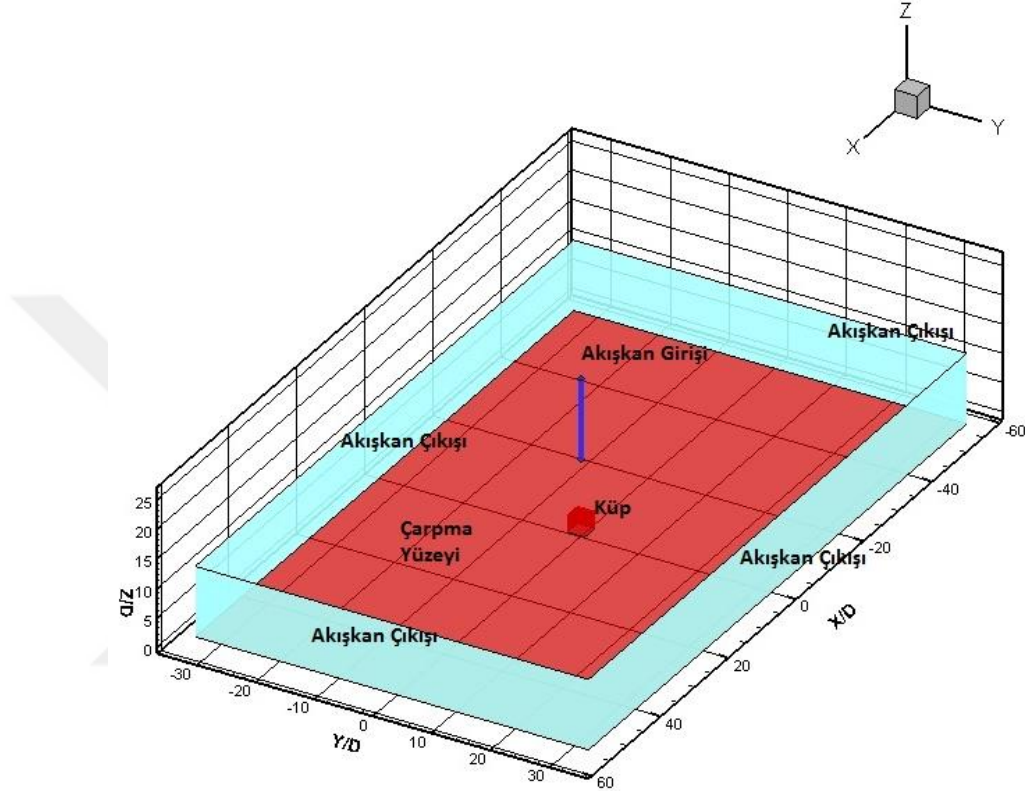
Çizelge 4.1 Sıcaklığa bağlı değişen değerler [63]

	Sıcaklık	Yoğunluk	Sabit basınç katsayısı	İletkenlik katsayısı
Noktalar/Birimler	(K)	(kg/m ³)	C _p (J/kgK)	(W/mK)
1	293	1.204	1007	0.02524
2	298	1.184	1007	0.02551
3	303	1.164	1007	0.02588
4	308	1.145	1007	0.02625
5	313	1.127	1007	0.02662
6	318	1.109	1007	0.02669
7	323	1.092	1007	0.02735
8	333	1.059	1007	0.02808
9	343	1.028	1007	0.02881
10	353	0.9994	1008	0.02953
11	363	0.9718	1008	0.03024
12	373	0.9458	1009	0.03095

4.1 Yoğunluk Değişimlerinin Etkileri

Şekil 4.2’de çarpma düzleminin küp olduğu durumlarda kullanılacak olan hesaplama ortamı görülmektedir. $50 < x/D < 50$, $-35 < y/D < 35$, $0 < z/D < 28$ arasındaki bölgeyi kapsayan çalışma alanı, çarpma yüzeyinde jet merkezinde bulunan bir küpten, jet etkisi yaratmak için yeterli uzunlukta olan bir borudan ve akışın giriş-çıkışını sağlayan yüzeylerden oluşmaktadır. Bu çalışmada, ısı transferi de inceleneceğinden enerji denklemi de çözdürülmüştür ve denklemde yer alan sıcaklığın akışkanın termo-fiziksel özellikleri üzerindeki etkilerinin dikkate alınması gerekmektedir. Bunun için, kübün ve taban

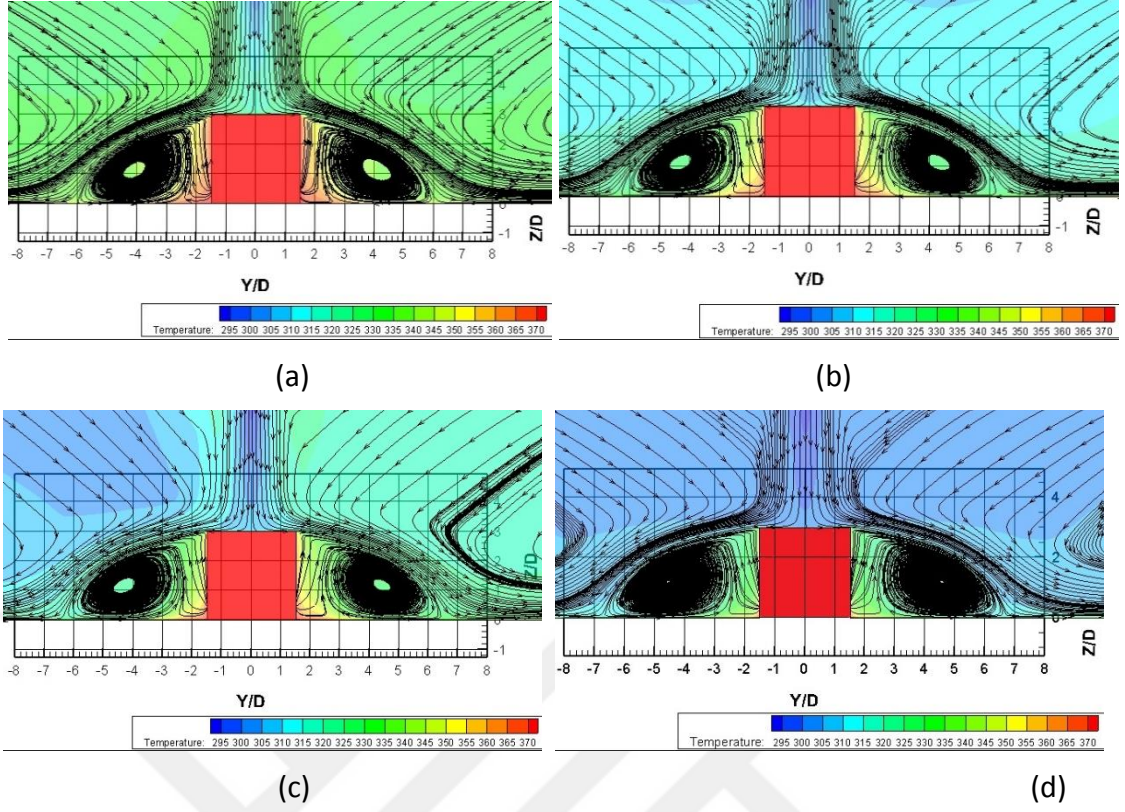
yüzeyinin sıcaklıkları 100°C (373 K), borudan püskürtülerek çarpma yüzeyine gönderilen akışkanın sıcaklığı 20°C (293 K) olduğu kabul edilmiş ve daha önce bahsedilen akışkan yoğunluğu yaklaşımlarının etkileri incelenmiştir. Çalışmalar tek bir boru çıkışı ile çarpan jet yüzeyi arasındaki mesafe değeri ($H/D=9$) için gerçekleştirilerek farklı Re sayılarında akışkan yoğunluğu değişimleri gözlemlenmiştir.



Şekil 4.2 Küp düzlemi hesaplama ortamı

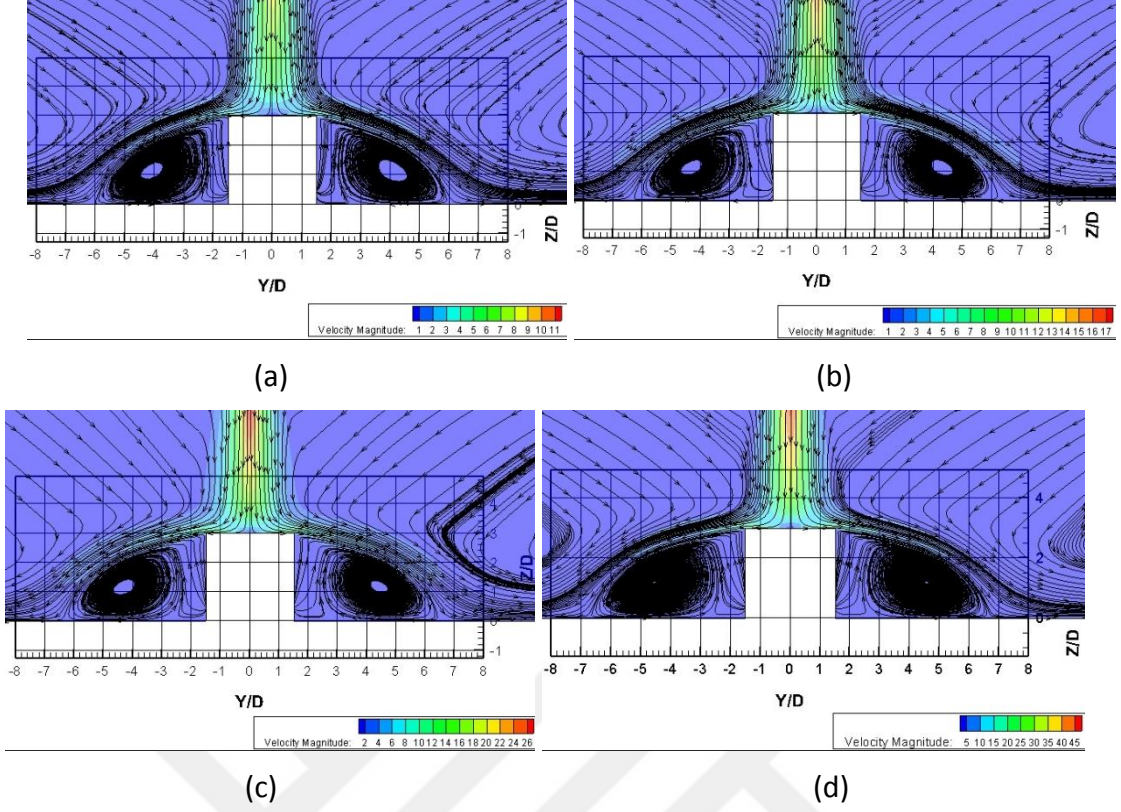
4.1.1 Yoğunluğun Sabit Olması

Şekil 4.3'te akışkanın termo-fiziksel özelliklerinin sabit olduğu durumlarda küp ve etrafındaki sıcaklık dağılımları farklı Re sayıları için gösterilmiştir. 20°C 'de akışkan, 100°C 'deki kübe çarpmakta ve küp üzerinde akışın durma noktasından itibaren soğumaya başlamaktadır. Kübün üst yüzeyinde etkin bir ısı transferi olurken, yan yüzeylerde üst yüzeye nazaran daha etkisiz bir ısı transferi gerçekleşmektedir. Jet akışı, küpten kübün konumlandığı düzlemsel yüzeye doğru akarken, kübün yan yüzeylerinde türbülanslı bir bölgenin oluşmasına neden olmaktadır. Re sayısının artması ile daha etkin bir ısı transferinin olduğu şekillerden gözlemlenebilmektedir. $Re=4276$ iken ortam sıcaklığı 330 K civarında, $Re=20000$ iken ortam sıcaklığı 300 K civarındadır.



Şekil 4.3 Akışkan yoğunluğunun sabit olduğu durumdaki akış yapısı ve sıcaklık konturleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$.

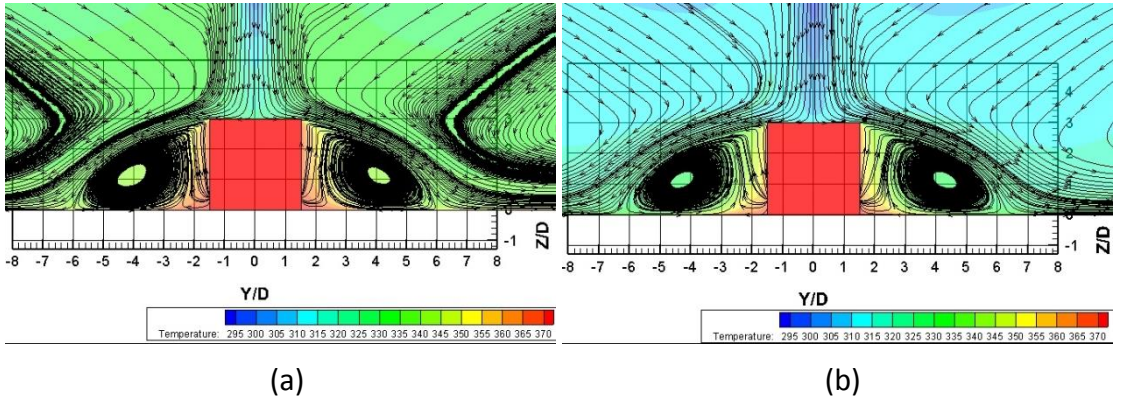
Şekil 4.4'te akım çizgileriyle beraber hız konturleri sunulmuştur. Görüldüğü üzere maksimum hız değerleri, Re sayısının artmasıyla beraber artmaktadır. $Re=4276$ iken maksimum hız 11 m/s , $Re=20000$ olduğu durumda ise maksimum hız 45 m/s olarak elde edilmiştir. Aynı zamanda, kübün etrafında oluşan resirkülasyon bölgesinin Re sayısının artmasıyla y -ekseni boyunca genişlediği görülmektedir. $Re=4276$ olduğu durumda resirkülasyon bölgesi, kübün yan yüzeylerinden $5.5D \sim 5.6D$ uzaklığa kadar yayılmış iken, $Re=20000$ olduğu durumlarda bu bölgenin $6.1D \sim 6.2D$ 'ye kadar yayılmış olduğu ancak, Re sayısının resirkülasyon bölgesinin z -ekseni üzerinde herhangi bir değişikliğe sebep olmadığı görülmektedir.



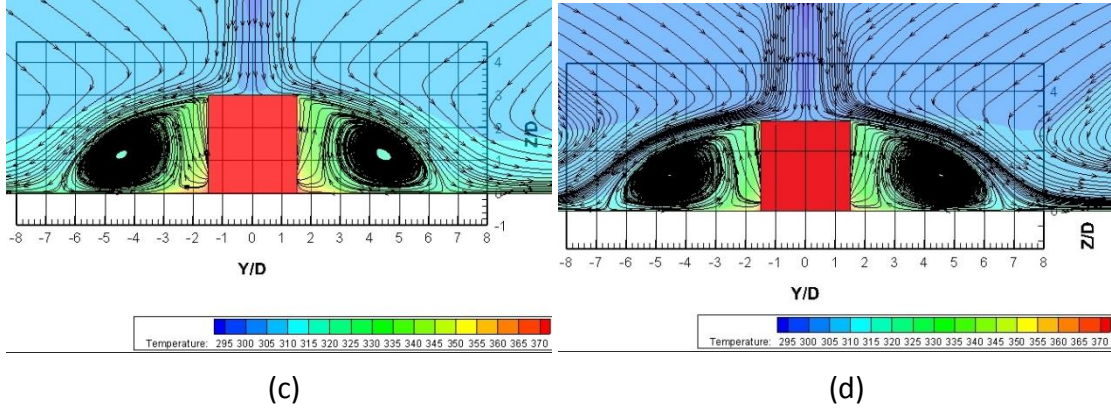
Şekil 4.4 Akışkan yoğunluğunun sabit olduğu durumdaki hız kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$.

4.1.2 Yoğunluğun Boussinesq Yaklaşımı ile Değişimi

Şekil 4.5 akışkan yoğunluğunun Boussinesq yaklaşımı esas alınarak değişiklik gösterdiği durumlarda farklı Re sayıları için elde edilen sıcaklık kontürleri gösterilmektedir. Boussinesq yaklaşımı kullanılarak elde edilen sıcaklık kontürleri ile yoğunluğun sabit tutulduğu durumlarda elde edilen sıcaklık kontürleri arasında benzerlik bulunmaktadır.

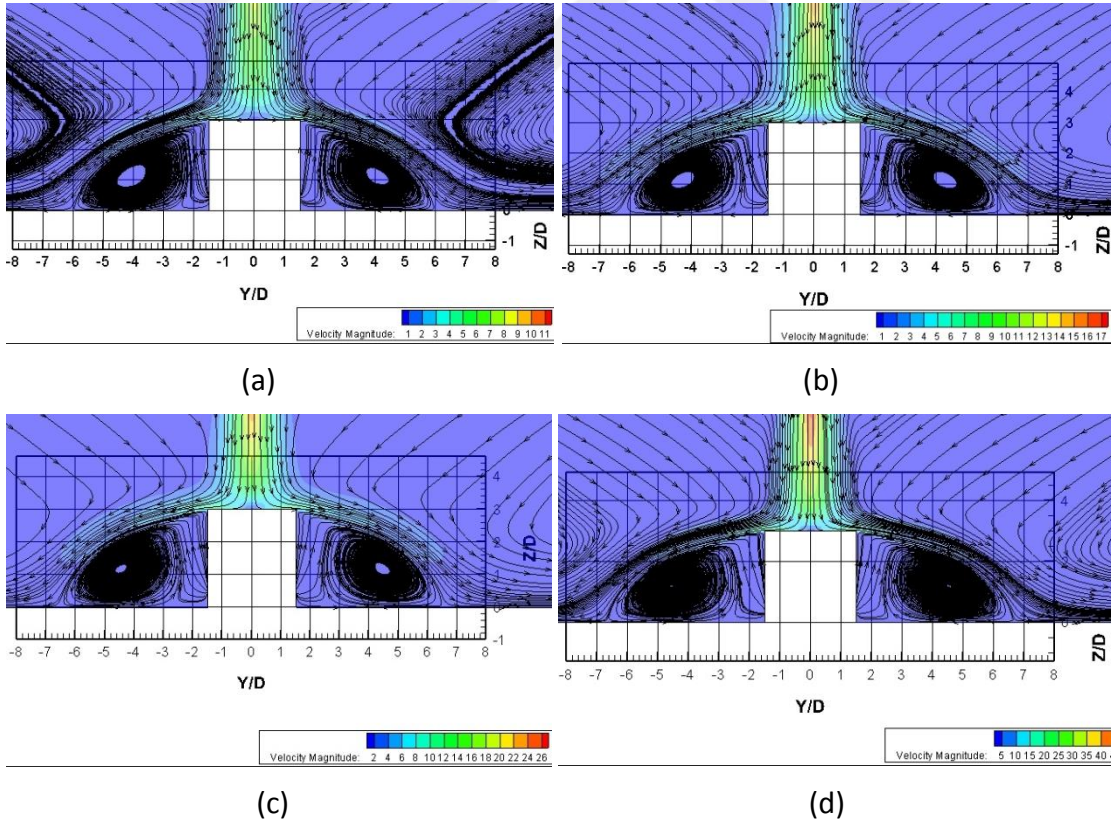


Şekil 4.5 Akışkan yoğunluğunun Boussinesq yaklaşımına göre değiştiği durumlarda elde edilen sıcaklık kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$.



Şekil 4.5 Akışkan yoğunluğunun Boussinesq'e göre değiştiği durumlarda elde edilen sıcaklık kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$. (devamı)

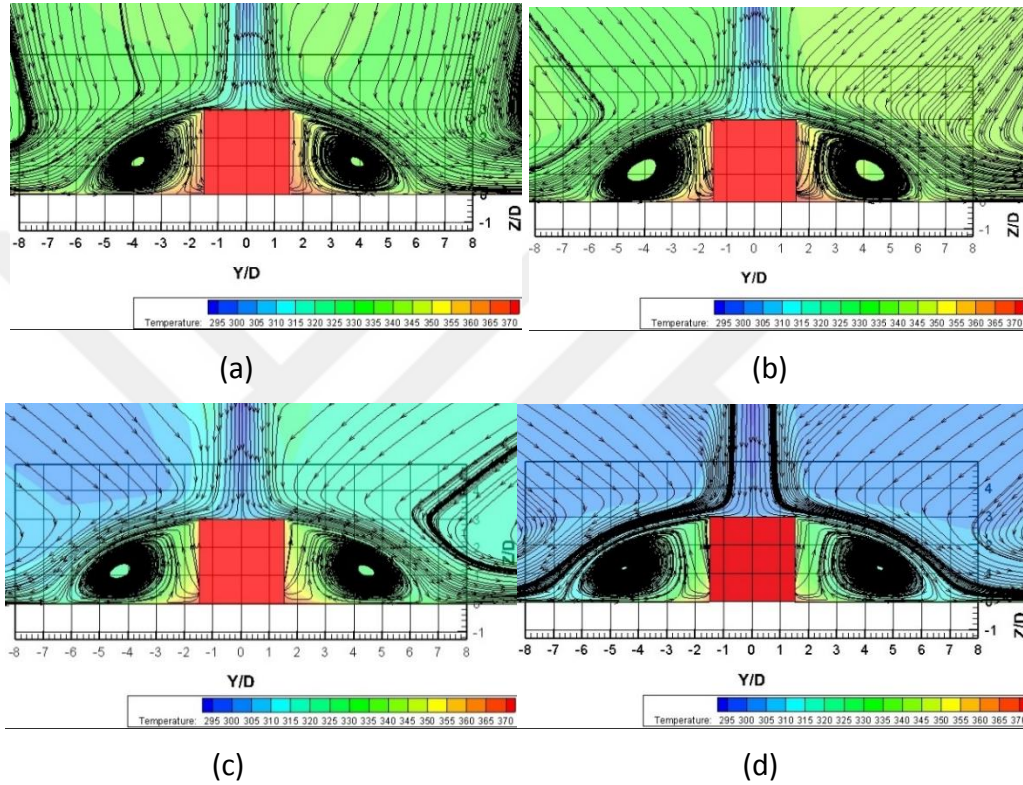
Şekil 4.6'da Boussinesq yaklaşımı esas alınarak yapılan analizlerden elde edilen hız kontürleri görülmektedir. Sıcaklığın sabit tutulduğu bir önceki yaklaşımdan farklı olarak, kübün etrafında oluşan resirkülasyon bölgesinin biraz daha geniş bir bölgeyi kapladığı saptanmıştır. Örneğin, $Re=20000$ iken oluşan resirkülasyon bölgesi kübün yüzeylerinden yaklaşık $6.5D$ uzaklığa kadar yayılmıştır. Sıcaklığın sabit tutulduğu durumda bu değer en fazla $6.2D$ olarak gözlenmişti.



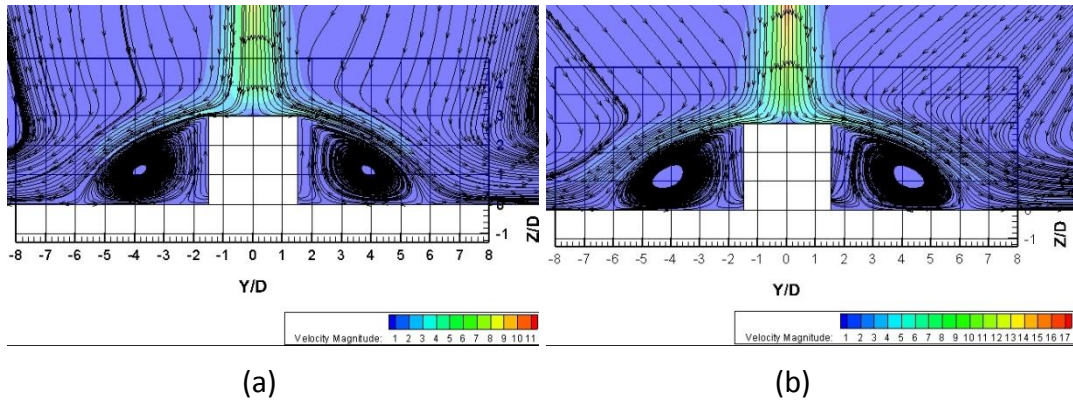
Şekil 4.6 Akışkan yoğunluğunun Boussinesq'e göre değiştiği durumdaki hız kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$.

4.1.3 Akışkanın Termo-Fiziksel Özelliklerinin Sıcaklıkla Doğrusal Değişimi

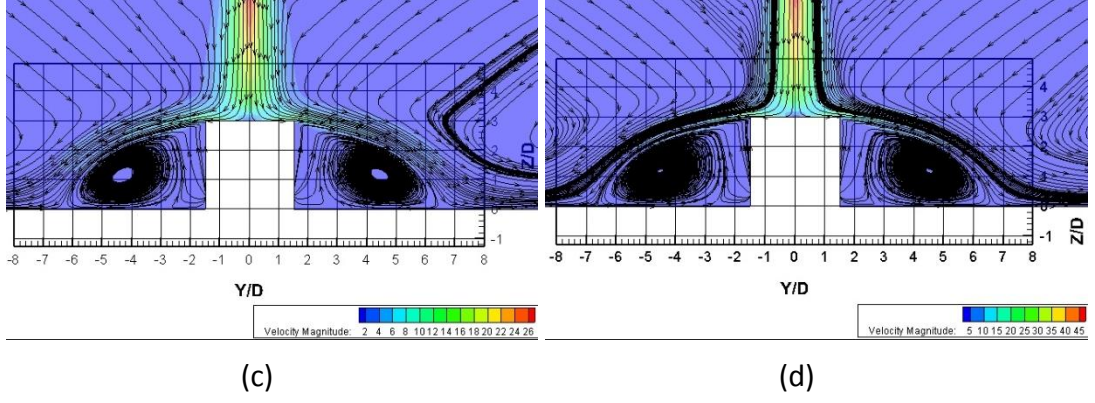
Şekil 4.7, akışkanın yoğunluk, iletkenlik katsayısı, sabit basınç katsayısı gibi termo-fiziksel özelliklerinin sıcaklığa göre doğrusal (lineer) olarak değiştiği durumlarda elde edilen sıcaklık kontürlerini temsil etmektedir. Diğer yaklaşımlardan farklı olarak, $Re=7043$ olduğu durumda ortam sıcaklığının bu yaklaşımla daha yüksek değerlerde olduğu görülmektedir. Şekil 4.9 ise aynı durumun hız dağılımını göstermektedir.



Şekil 4.7 Akışkanın termo-fiziksel özelliklerinin sıcaklıkla doğrusal değiştiği durumdaki sıcaklık kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$.

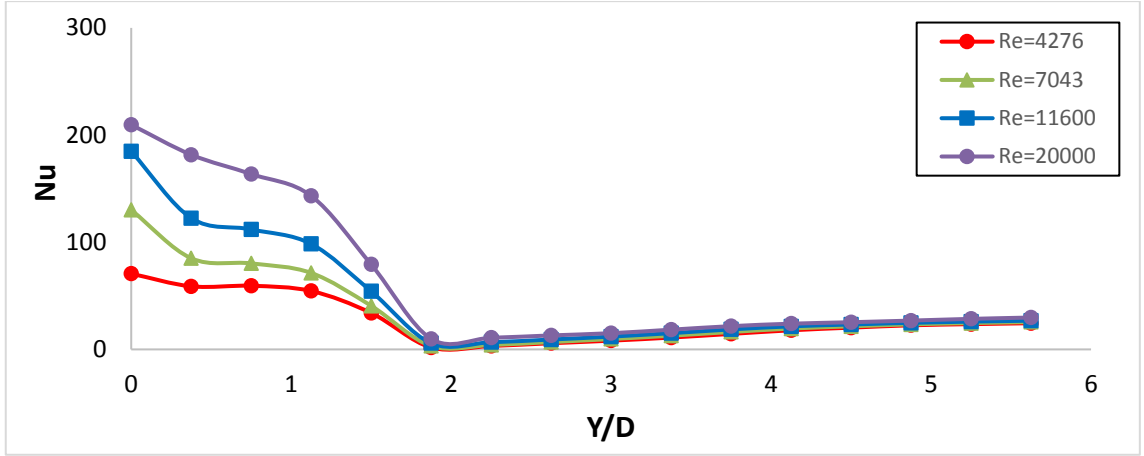


Şekil 4.8 Akışkanın termo-fiziksel özelliklerinin sıcaklıkla doğrusal değiştiği durumda hız kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$.

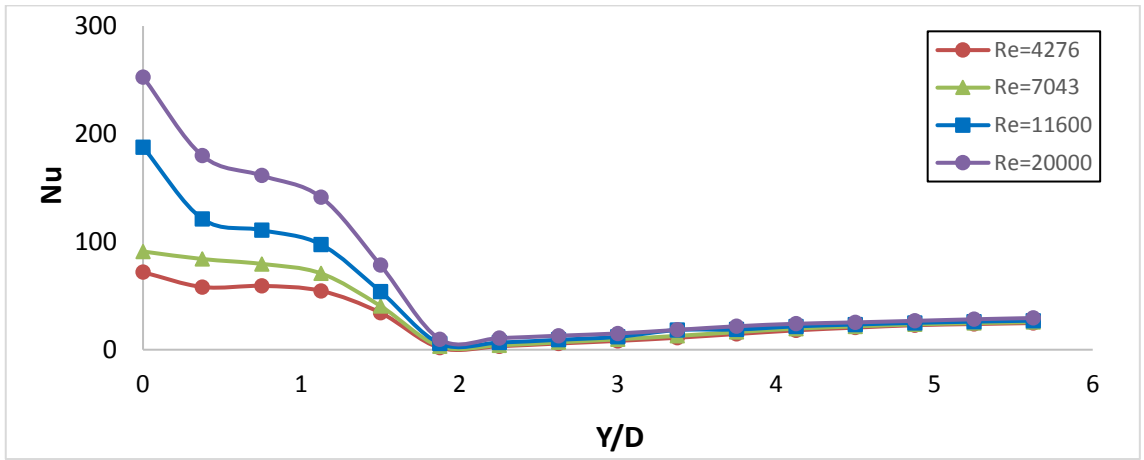


Şekil 4.9 Akışkanın termo-fiziksel özelliklerinin sıcaklıkla doğrusal değiştiği durumda hız konturleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$. (devamı)

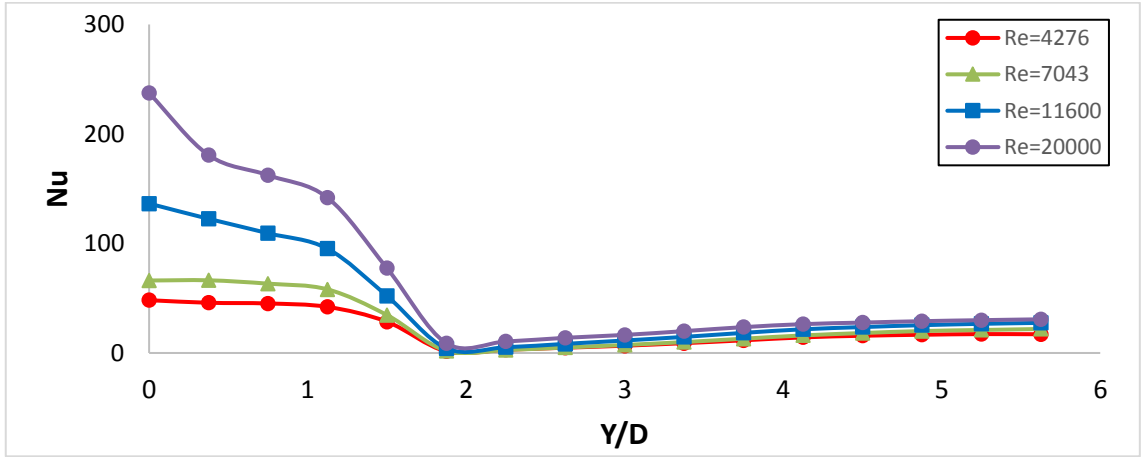
Şekil 4.10'da Nu sayısının y -ekseni boyunca dağılımını gösterilmektedir. Nu sayısının en yüksek değeri, sıcaklık farkının en yüksek olduğu ve $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'deki soğuk akışkanın $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'deki kübün üst yüzeyine çarptığı nokta olan $Y/D=0$ 'da ortaya çıkmıştır. Bundan sonra $Y/D=0-1.5$ 'a kadar olan mesafede sürekli bir azalma meydana gelmiş ve bu azalma $Y/D=1.9$ civarında Nu sayısı sıfırlanana kadar devam etmiştir. $Y/D=1.9$ 'da Nu sayısının sıfırlanmasının nedeni akışta görülen ayrılmalardır. Kübün üst yüzeyine çarpan akış, daha sonra taban yüzeyine inerken, kübün yan yüzeyleri üzerinde herhangi bir etkiye sebep olmamıştır. Bunun sonucu olarak, akışın taban yüzeyine ulaştığı nokta ile kübün yan yüzeyleri arasında resirkülasyon bölgesi oluşmuştur. Bu da Nu sayısının dağılımını etkilemiştir. $Y/D=1.9-5.5$ 'e kadar olan mesafede Nu sayısı artış göstermektedir. Nu sayısının maksimum değeri, $Re=20000$ olduğu durumda elde edilmiştir. Bu da Nu sayısının Re sayısı ile orantılı bir şekilde arttığını göstermektedir. Şekil 4.10 ayrıca, farklı yaklaşımlardan elde edilen Nu sayılarının da jetin çarpma ve yayılma bölgelerinde farklı değerler aldığını göstermektedir. Boussinesq yaklaşımıyla elde edilen Nu sayısı, $Re=7043$ olduğu durum hariç, diğer yaklaşımlardan elde edilenlere göre daha fazladır. $Re=7043$ 'te maksimum Nu sayısı yoğunluğun sabit tutulduğu yaklaşımda elde edilmiştir.



(a)



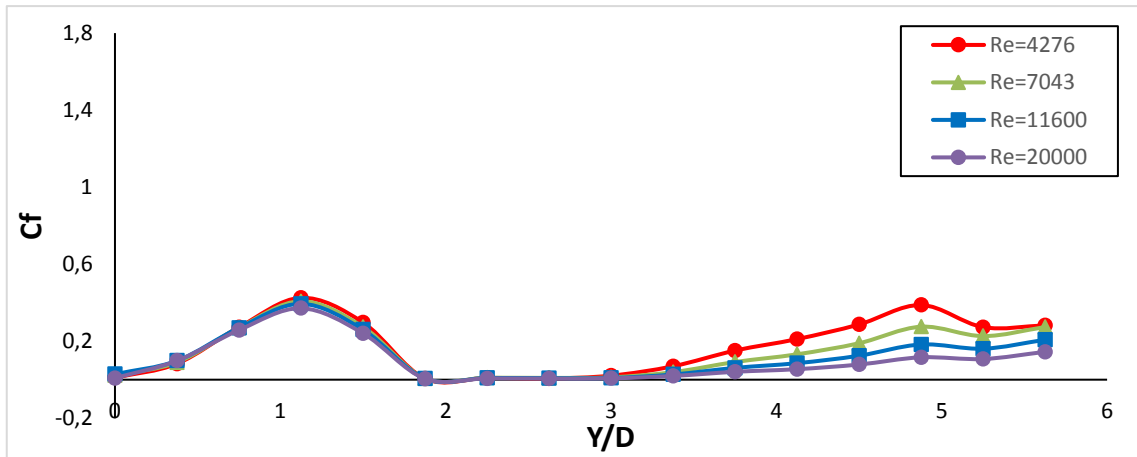
(b)



(c)

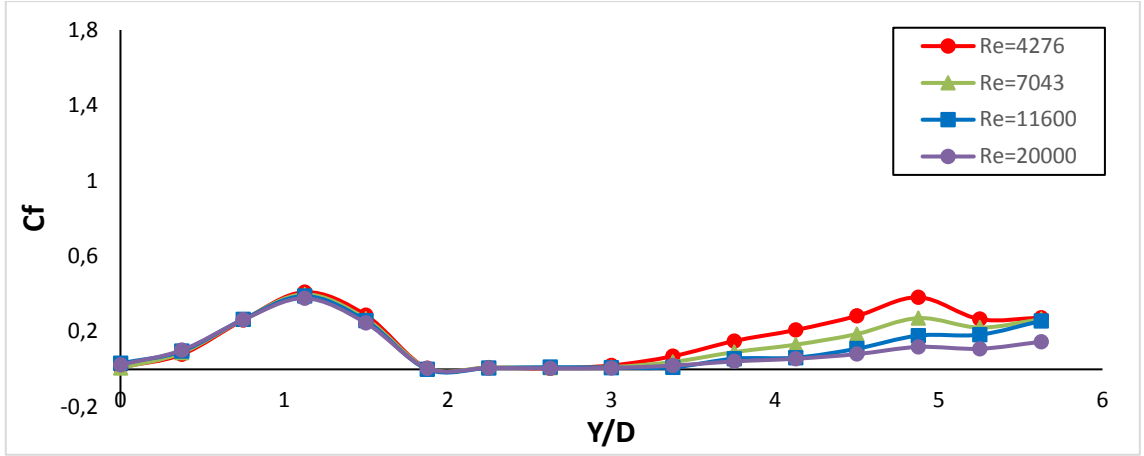
Şekil 4.10 Nu sayısının sıcaklığa bağlı yoğunluk değişimlerine göre dağılımları
a) akışkan yoğunluğu sabit, b) akışkan yoğunluğu Boussinesq yaklaşımına göre
değişmekte, c) akışkan yoğunluğu sıcaklıkla doğrusal değişmekte.

Bu çalışmada ayrıca sürtünme katsayısının (C_f), sıcaklığa bağlı yoğunluk değişimlerine göre nasıl değiştiği incelenmiştir. Burada sürtünme katsayısının incelenme amacı, bu katsayının türbülans oluşumunda çok etkin bir rol oynamasından kaynaklanır. Türbülanslar akışta meydana gelen kayma nedeniyle ortaya çıkmaktadırlar. Buna ilaveten türbülans yapısının akışın kendisine aşırı derecede bağımlı olduğu hatta çok küçük kayma tabakalarında bile bunun geçerli olduğu bilinmektedir. Duvara yakın bölgelerde türbülans yapısı kayma tarafından yönetilir ve bu kaymayı oluşturan nedenlerden biri de duvarın sahip olduğu sürtünmedir [36]. Sonuç olarak yapılan bu çalışmada türbülanslı bir jet akışının akış karakteristikleri de incelendiğinden, sürtünme katsayısı da bu çalışmanın bir konusu haline gelmiştir. Şekil 4.12’de $Y/D=0-2$ arasında herhangi bir kurala göre dağılım gözlenmezken, $Y/D=2-5.5$ arasında Re sayısı ile ters orantılı bir dağılım görülmektedir. Akışkan yoğunluğunun sıcaklıkla doğrusal olarak değiştiği durumda elde edilen sonuçlar ile diğer yaklaşımlardan elde edilen sonuçlar arasında, özellikle $Y/D=0-2$ arasında büyük farklılıklar ortaya çıkmıştır. Fakat $Y/D=2-5.5$ arasında tüm yaklaşımlardan benzer sonuçlar elde edilmiştir.

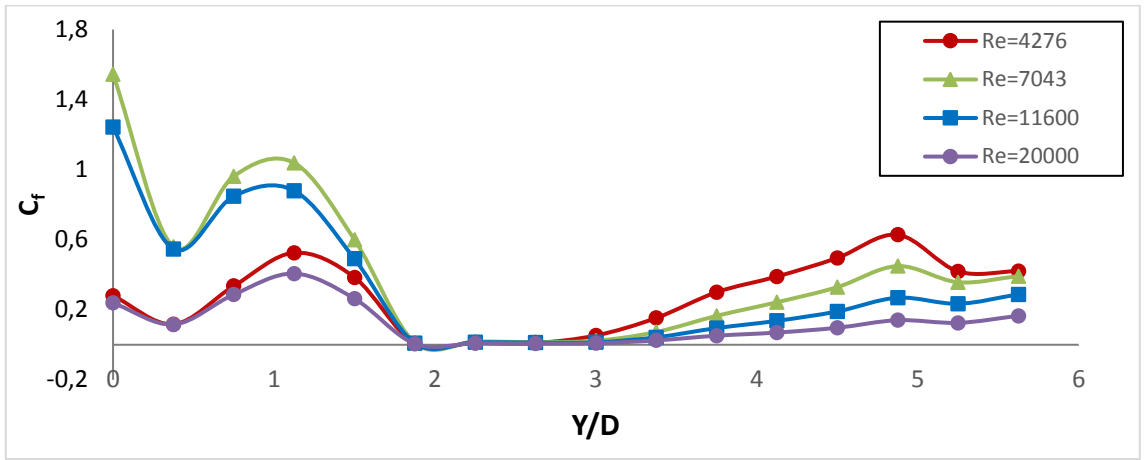


(a)

Şekil 4.11 Cf sayısının sıcaklığa bağlı yoğunluk değişimlerine göre dağılımları
a) akışkan yoğunluğu sabit, b) akışkan yoğunluğu Boussinesq yaklaşımına göre değişmekte, c) akışkan yoğunluğu sıcaklıkla doğrusal değişmekte.



(b)



(c)

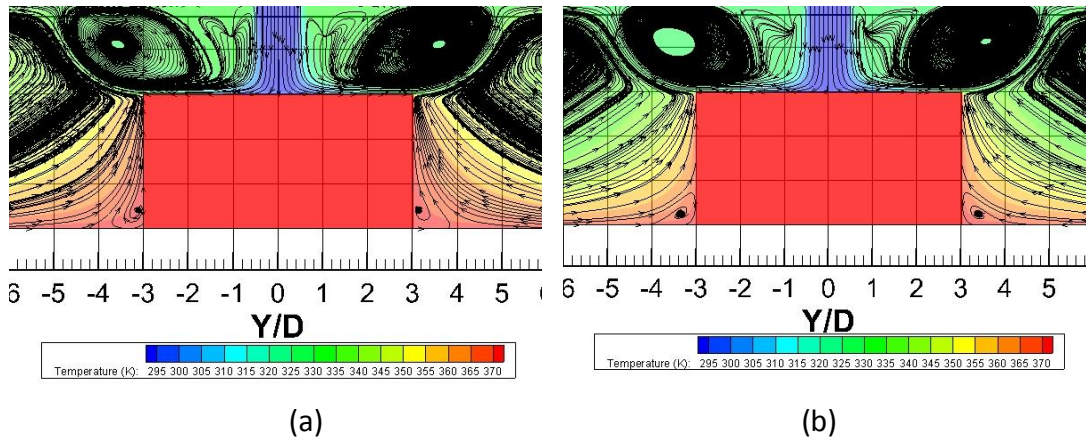
Şekil 4.12 C_f sayısının sıcaklığa bağlı yoğunluk değişimlerine göre dağılımları
a) akışkan yoğunluğu sabit, b) akışkan yoğunluğu Boussinesq yaklaşımına göre
değişmekte, c) akışkan yoğunluğu sıcaklıkla doğrusal değişmekte. (devamı)

4.2 Çarpma Yüzeylerinin Etkileri

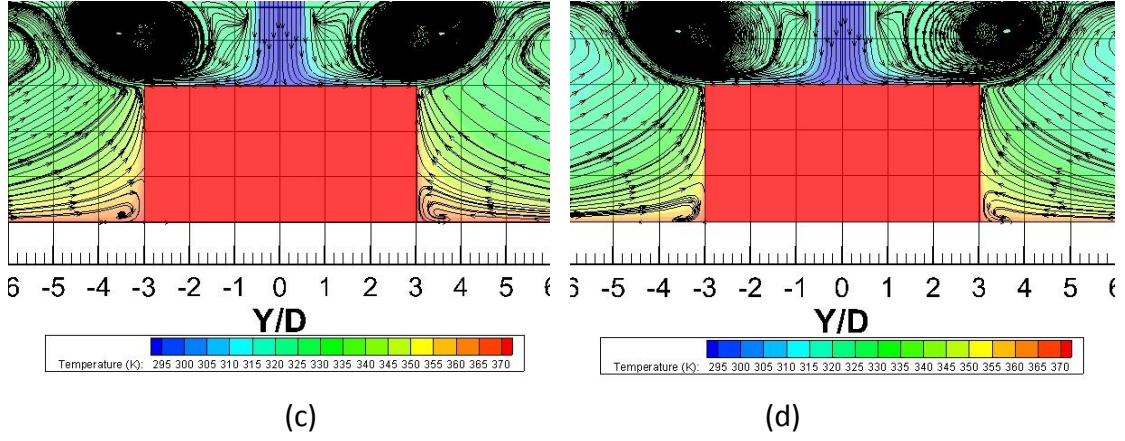
Bu bölümde çarpma yüzeyine jet merkezine karşılık gelecek şekilde yerleştirilmiş olan üç farklı düzlem yerleştirilip, bunların ısı transferine ve akış dinamiğine etkileri araştırılmıştır. Hesaplama alanının boyuları ve giriş koşulları tüm çalışmalar için ortak olarak belirlenmiştir. Bu bölümde çarpma yüzeyinde sırasıyla dikdörtgen prizma, küre ve içi boş küre bulunduğu zaman ortaya çıkan sonuçlar gösterilmiştir.

4.2.1 Çarpma Yüzeyinin Dikdörtgen Prizma Olduğu Durum

Daha önceki bölümde gösterildiği gibi Nu sayıları, sıcaklığa bağlı yoğunluk değişimlerine göre çok az farklılık gösterdiğinden dolayı, bundan sonraki bölümlerde yapılacak olan çalışmalarda, sıcaklığa bağlı yoğunluk değişimlerinin etkisini göz ardı etmemek için çözümler sadece Boussinesq yaklaşımı benimsenerek, farklı Re sayıları ve çarpma yüzeyleri ile jet akışının sağlandığı boru çıkışı arasındaki mesafelerde (H/D) gerçekleştirilecektir. Şekil 4.14’de, $H/D=2$ olduğu durumdaki sıcaklık kontürlerinin Re sayılarına göre değişimleri gösterilmiştir. Re sayısının artmasıyla prizmanın yan yüzeylerinin daha etkili bir ısı transferinin gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Ayrıca prizmanın üst yüzeyinin daha önce sonuçları verilen $H/D=9$ mesafesine göre daha etkin soğuduğu söylenebilir.



Şekil 4.13 $H/D=2$ olduğu durumlarda sıcaklık dağılımı a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$

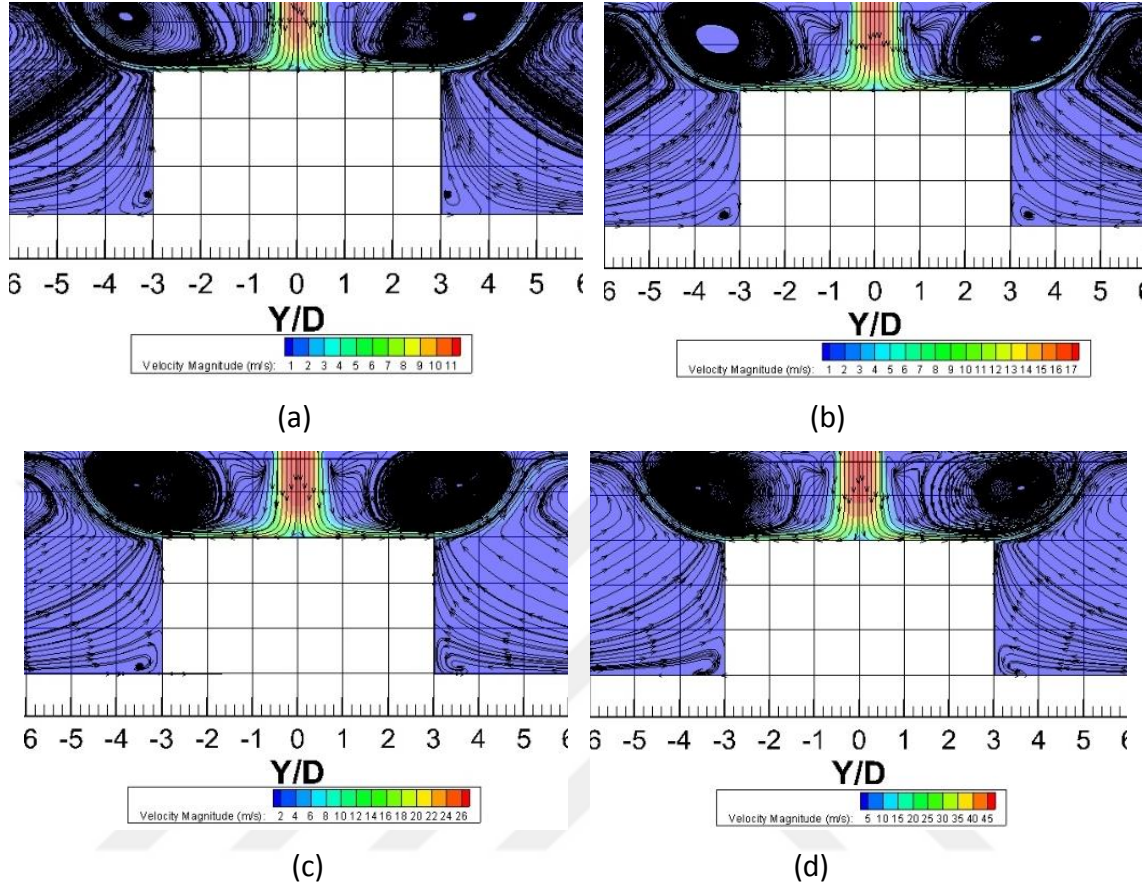


Şekil 4.14 $H/D=2$ olduğu durumlarda sıcaklık dağılımı a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$ (devamı)

$H/D=2$ olduğu durumda Re sayılarına göre hız dağılımı Şekil 4.15’de verilmiştir. $H/D=9$ mesafesinden elde edilen sonuçlardan farklı olarak, $H/D=2$ mesafesinde resirkülasyon bölgesi prizmanın yan yüzeylerinde değil, prizmanın üst yüzeyinde belli bir mesafeden sonra oluşmaktadır. Bu bölgenin kapladığı alanın Re sayısından bağımsız olduğu görülmektedir. Resirkülasyon olan bölge ile prizmanın üst yüzeyi arasında bir sınır tabaka oluştuğu görülmektedir. Bu tabaka, jetin oluşturmaya çalıştığı duvar jet bölgesi gibi görünse de aslında yüzey gerilmelerinden kaynaklı bir sınır tabaka olduğu ifade edilebilir çünkü duvar jet bölgesi, durma bölgesinde hız vektörlerinin 90° ’lik dönmesi sonucu oluşur ve durma noktasından uzaklaştıkça bu bölge eksenel doğrultuda genişler. Fakat hız kontürlerinden anlaşılacağı üzere, hız vektörlerinin 90° ’lik açı yaptıktan hemen sonra prizmanın üst yüzeyinden ayrıldıkları, yani duvar jet bölgesini oluşturan duvar etkisinin ortadan kalktığı ve akışın, prizmanın üst yüzeyinden ayrıldıktan sonra resirkülasyon bölgesini geçip çalışma bölgesinin üst yüzeyinde bir duvar bölgesi oluşturmaya çalıştığı görülmektedir. Bu durum, $H/D=9$ mesafesi göz önüne alındığında, çalışma bölgesinin üst yüzeyi yerine, alt yüzeyinde gerçekleşmiştir.

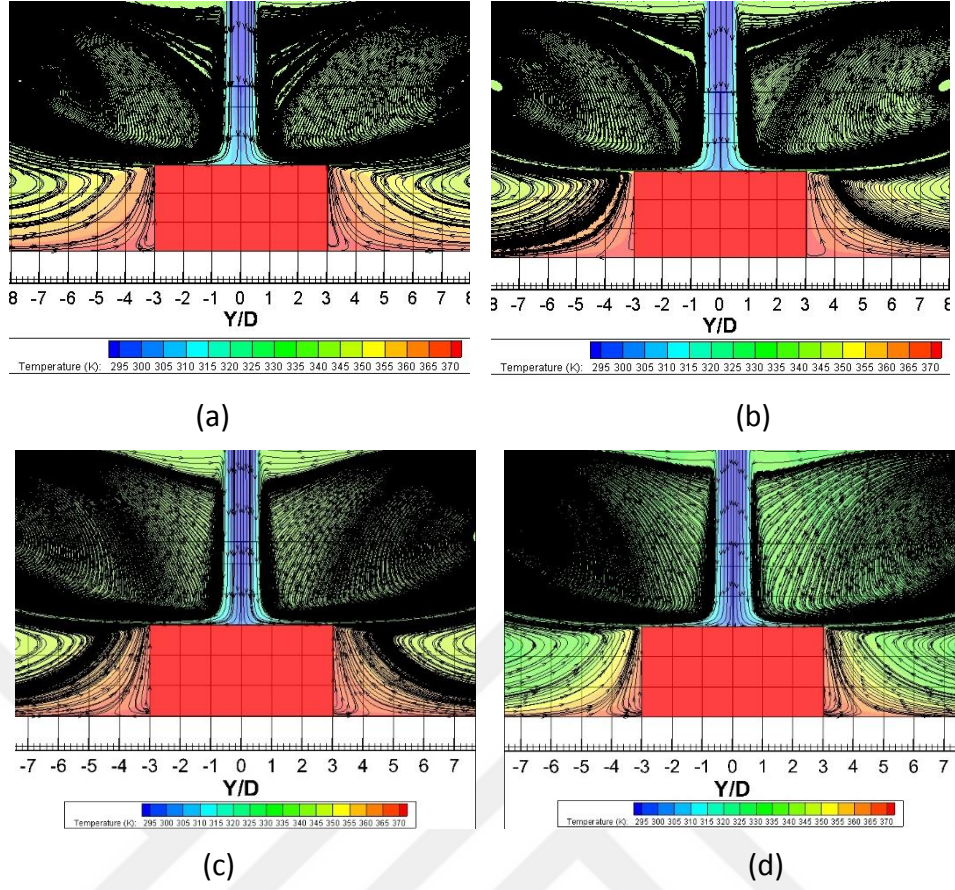
Bu çalışmanın ısı transfer analizlerinde, daha önce ifade edildiği üzere, duvar jet bölgesi göz önüne alınmayacaktır. Maksimum hızın Re sayısının artmasıyla arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca, $H/D=9$ ’a nazaran $H/D=2$ mesafesi çok küçük olduğundan dolayı serbest jet bölgesi neredeyse oluşmamıştır. Akış jetten çıktıktan sonra doğrudan prizmanın üst yüzeyine çarparak dağılmaya başlamıştır. Şekillerden de anlaşılacağı gibi, serbest jette olması gereken akışın radyal yönde dağılmasından kaynaklı eksenel yönde ki hız kayıpları burada gözlemlenememiştir. $H/D=9$ mesafesyle kıyaslanacak olursa, $H/D=2$ ’de jet çıkışı

merkezindeki hızın çarpmadan önceki büyüklüğü, $Re=4276$ için 7-8 m/s arasında iken, $H/D=9$ için bu değer 3-4 m/s arasındadır.



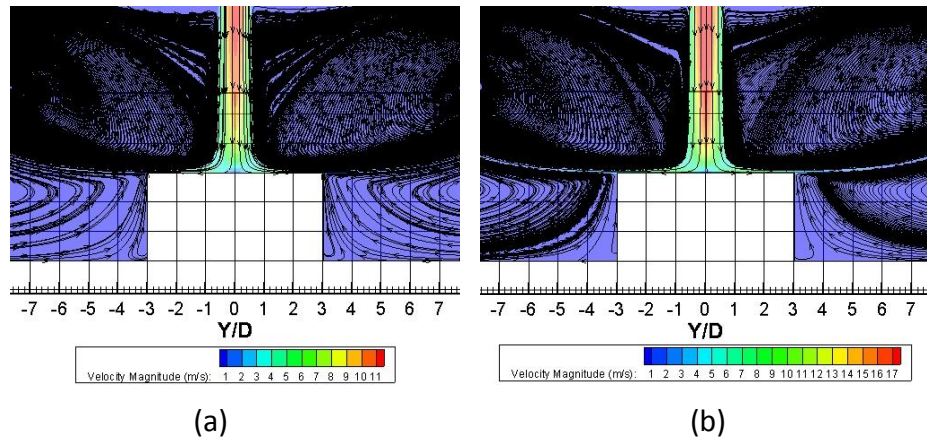
Şekil 4.15 $H/D=2$ olduğu durumlarda hız dağılımı a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$.

Şekil 4.16'de $H/D=6$ mesafesi için akış alanında elde edilen sıcaklık kontürleri gösterilmektedir. $H/D=2$ ve $H/D=9$ için yapılan çalışmalarda elde edilenlere benzer olarak, ısı transferinin Re sayısının artmasıyla daha etkin bir hal aldığı görülmektedir.

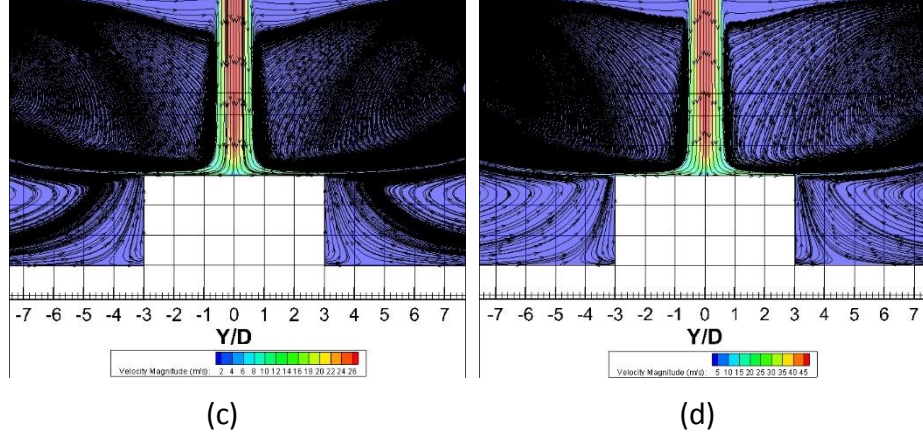


Şekil 4.16 $H/D=6$ olduğu durumda sıcaklık kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$.

Şekil 4.18’da $H/D=6$ mesafesi için elde edilen hız kontürleri verilmiştir. Görüldüğü üzere resirkülasyon bölgesi, $H/D=2$ ’deki ile benzer şekilde, prizmanın üst yüzeylerinin etrafında oluşmuştur.

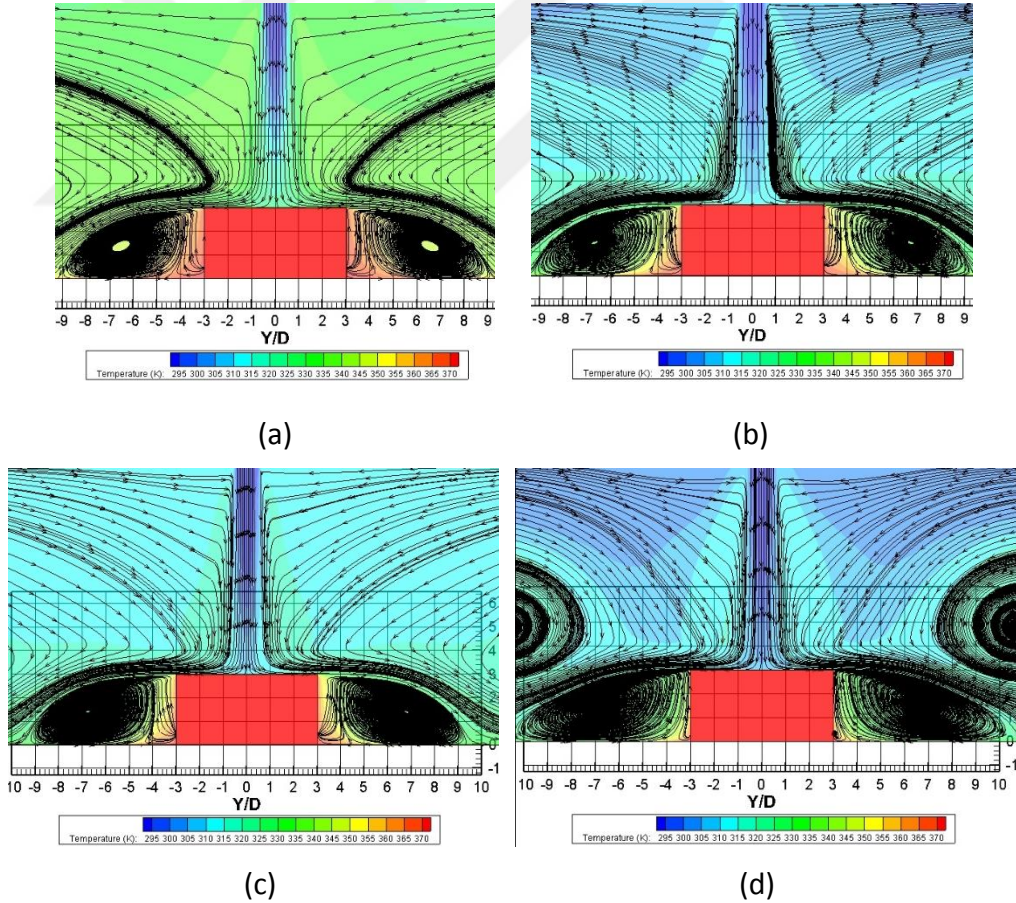


Şekil 4.17 $H/D=6$ olduğu durumlarda hız kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$.



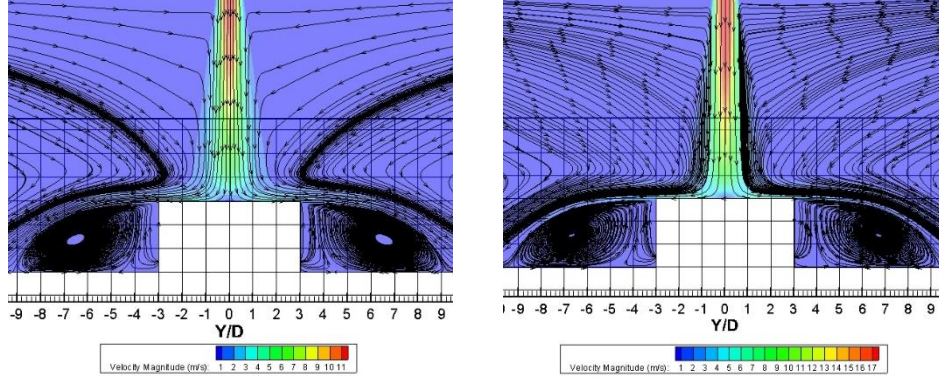
Şekil 4.18 $H/D=6$ olduğu durumlarda hız kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$. (devamı)

Şekil 4.19’te H/D mesafesinin 9 olduğu durumlarda elde edilen sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Isı transferinin Re ile arttığı bu mesafede de gözlemlenmiştir.



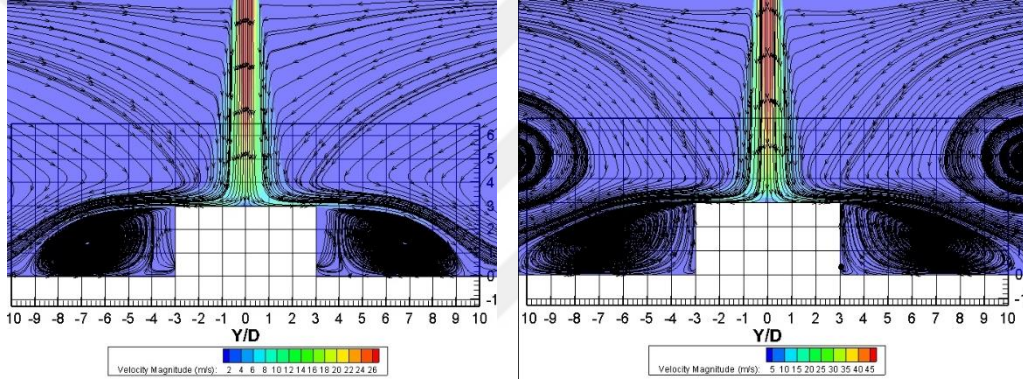
Şekil 4.19 $H/D=9$ olduğu durumda sıcaklık kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$.

Şekil 4.20’da ise mesafenin 9D olduğu durumlarda elde edilen hız dağılımları gösterilmiştir. Prizmanın yan yüzeylerinde oluşan resirkülasyon bölgesinin Re sayısı ile arttığı görülmektedir.



(a)

(b)



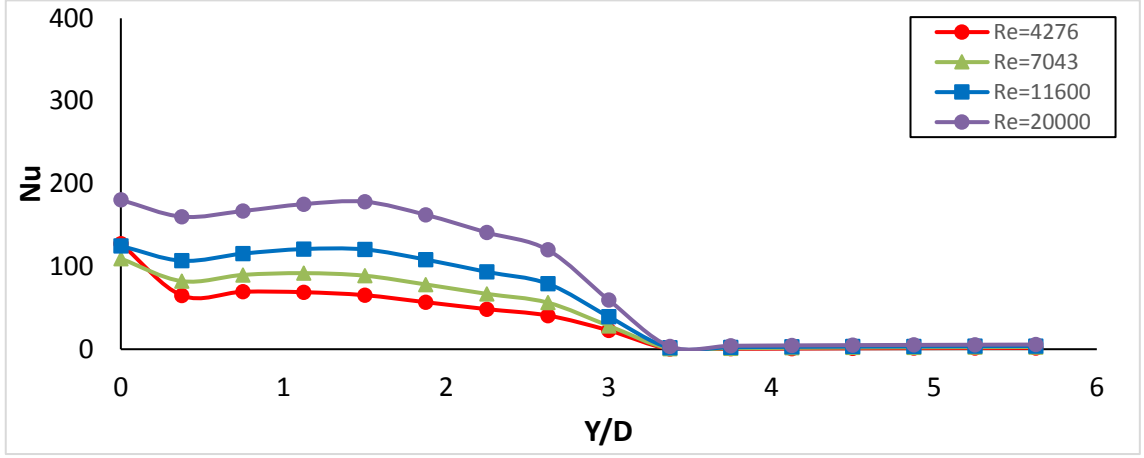
(c)

(d)

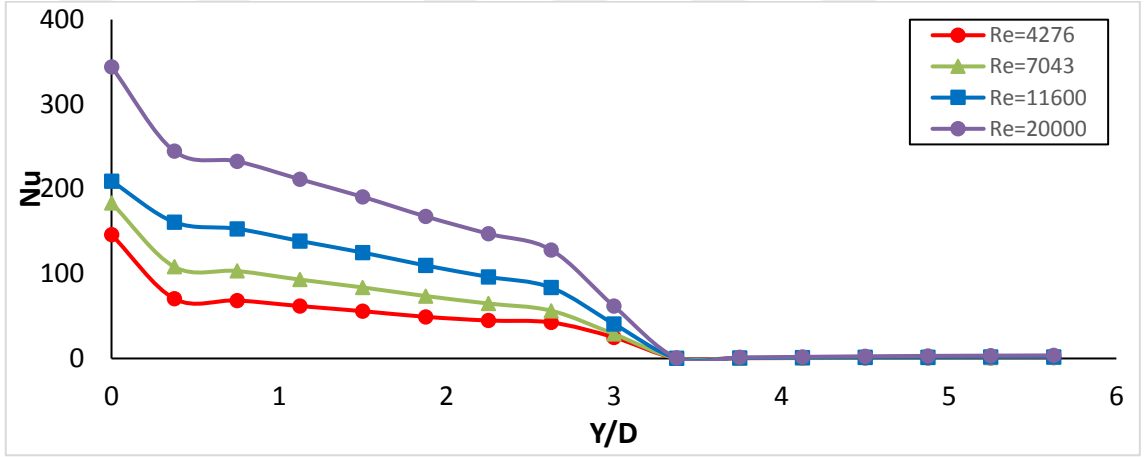
Şekil 4.20 H/D=9 olduğu durumlarda hız kontürleri, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000.

Şekil 4.21 ve Şekil 4.23’de Nu sayısının Re sayısına ve H/D mesafesine göre dağılımları verilmiştir. Grafiklerden de anlaşılacağı üzere maksimum Nu sayısı, H/D=6 mesafesinde ve Re=20000 değerinde elde edilmiştir. Re sayısının artmasıyla boyutsuz ısı transfer oranı olan Nu sayısının arttığı daha önceki bölümlerde ifade edilmişti. Burada farklı olarak, H/D=6’da ısı transfer miktarının diğer mesafelerdekilere göre daha yüksek olmasıdır. Bu sonuç, maksimum ısı transferinin H/D=6’da elde edileceğini ifade eden literatür sonuçlarıyla da uyumludur (Pakhomov ve arkadaşları da [2]). H/D=6’da ısı transfer miktarının maksimum olmasının sebebi, potansiyel çekirdek bölgesinin tam da H/D=6 civarında kaybolması ve bu mesafenin türbülans yoğunluğunun maksimum olduğu uzaklık olmasıdır [39]. Aynı zamanda, jet tarafından oluşturulan büyük ölçekli girdaplar yüzeye çarparak ısı sınır tabakayı dağıtırlar [42]. Şekil 4.21 ve Şekil 4.23’e göre, tam

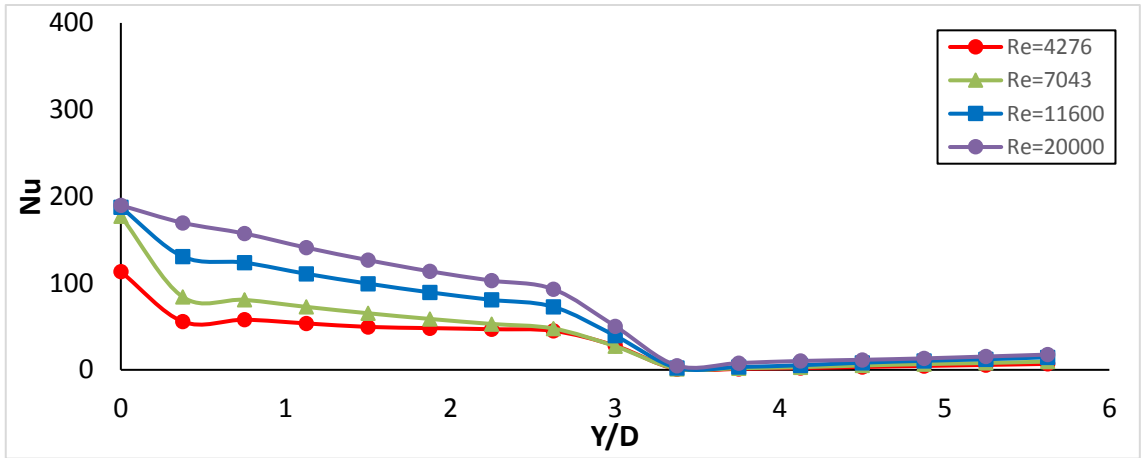
çarpma noktasında, $H/D=2$ ile $H/D=9$ mesafeleri arasında Nu sayısının Re sayısı ile değişimi hakkında bir mukayese yapılamamaktadır.



(a)

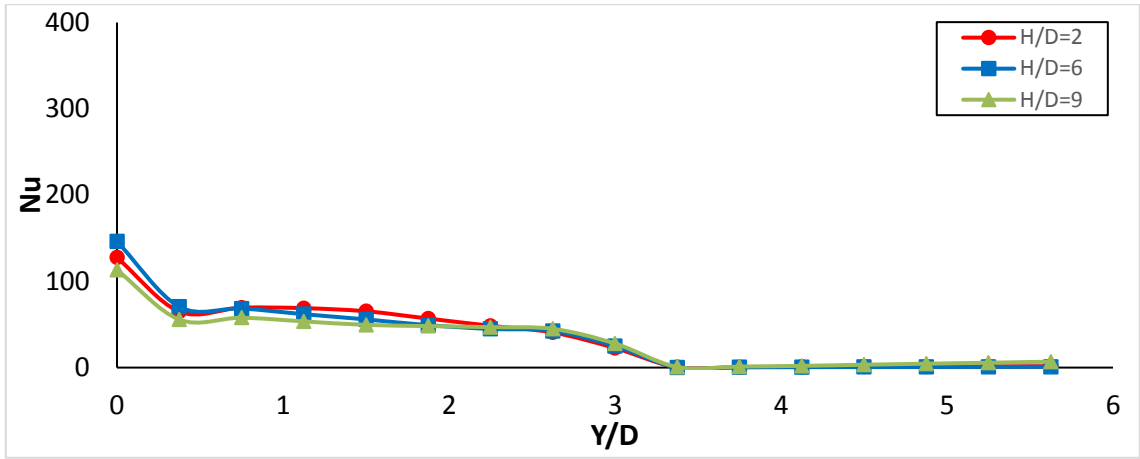


(b)

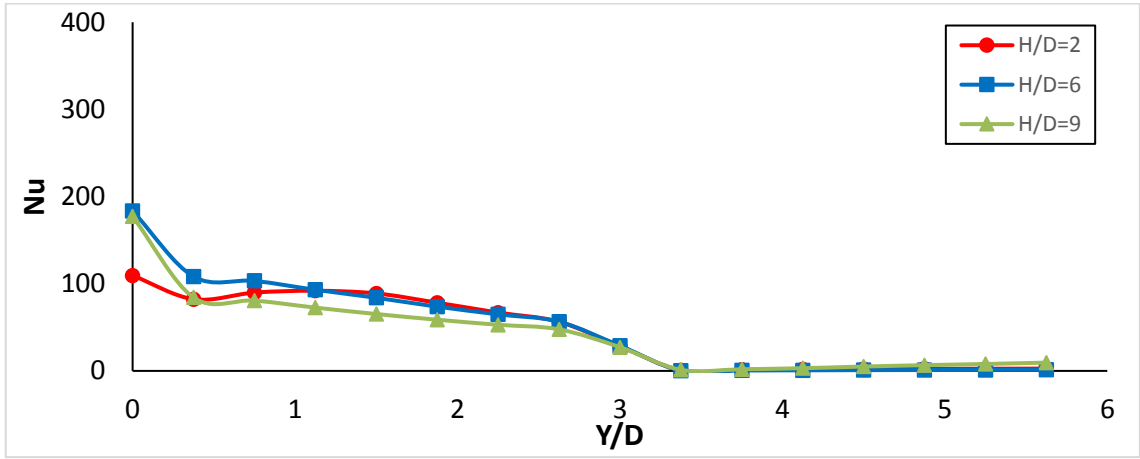


(c)

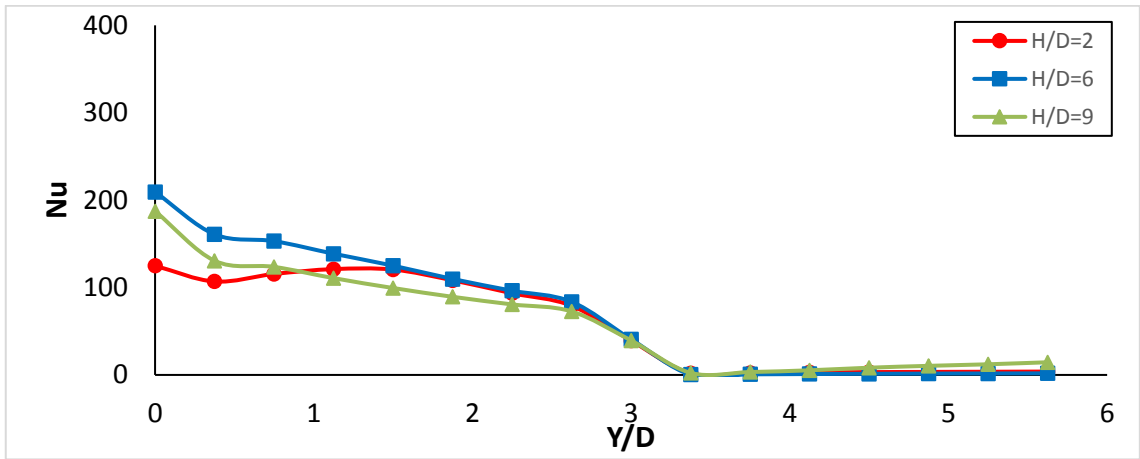
Şekil 4.21 Nu sayısının Re sayısına göre değişimi a) $H/D=2$, b) $H/D=6$, c) $H/D=9$.



(a)

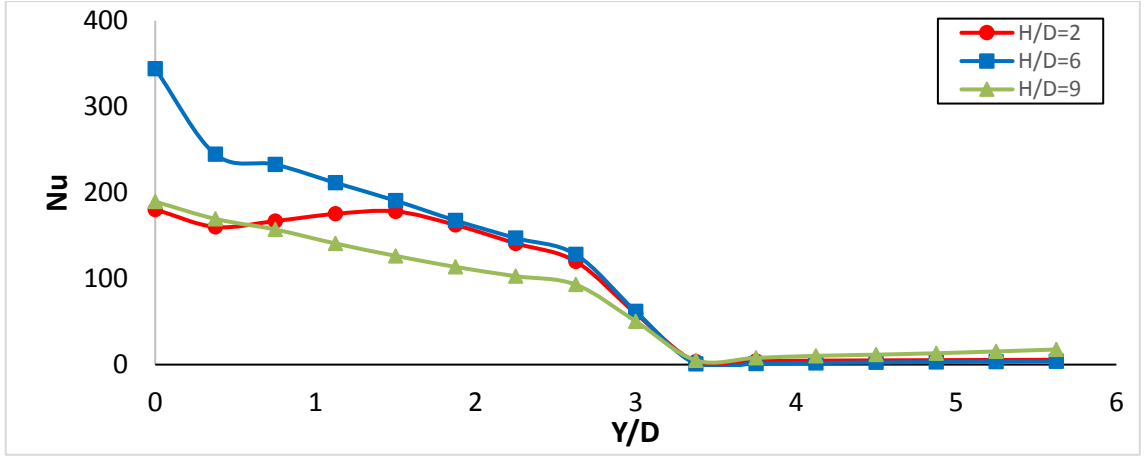


(b)



(c)

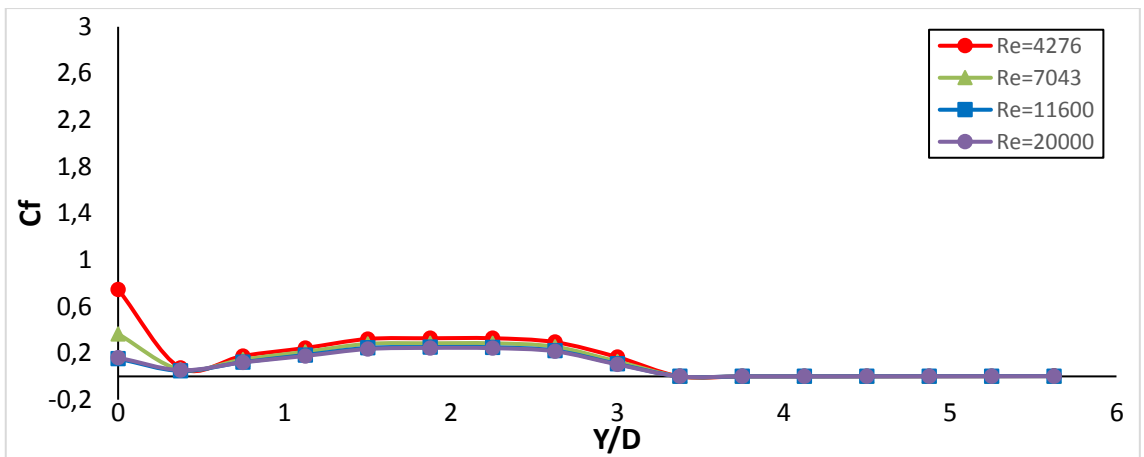
Şekil 4.22 Nu sayısının H/D mesafelerine göre değişimi a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000.



(d)

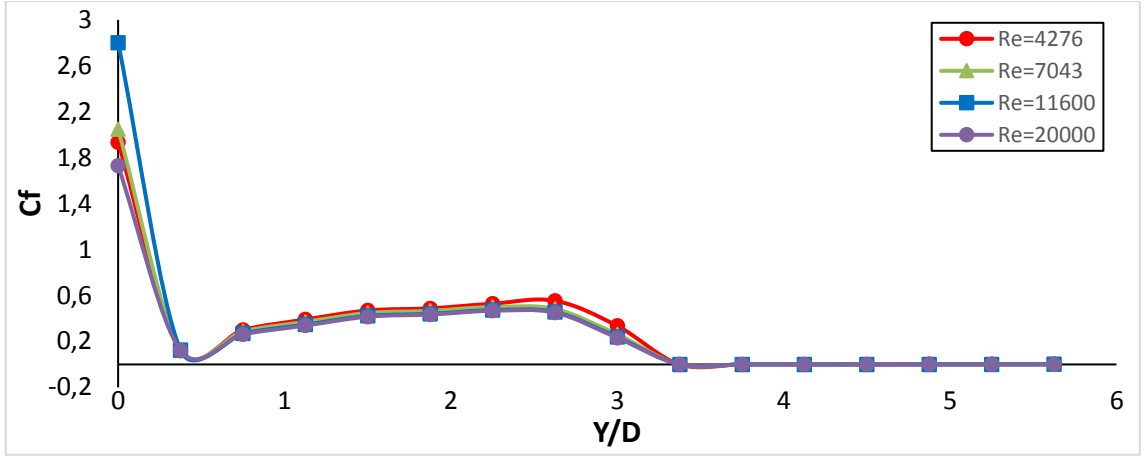
Şekil 4.23 Nu sayısının H/D mesafelerine göre değişimi a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$.(devamı)

Şekil 4.25 ve Şekil 4.27, C_f katsayısının Re sayısı ve H/D mesafelerine göre Y -ekseni boyunca dağılımını göstermektedir. C_f 'in $Y/D \approx 3.5$ 'tan sonra sıfır değerinde kaldığı görülmektedir. Sonuç olarak, $Y/D \approx 2$ 'ye kadar olan mesafede, çarpma noktasındaki değerler hariç tutulursa, $H/D=6$ mesafesinde ve Re sayısının 11600 olduğu durumda, C_f değeri maksimum değerine ulaşır. H/D mesafesi ile C_f katsayısı arasındaki ilişki bir sonraki bölümde ayrıntılı olarak belirtilecektir.

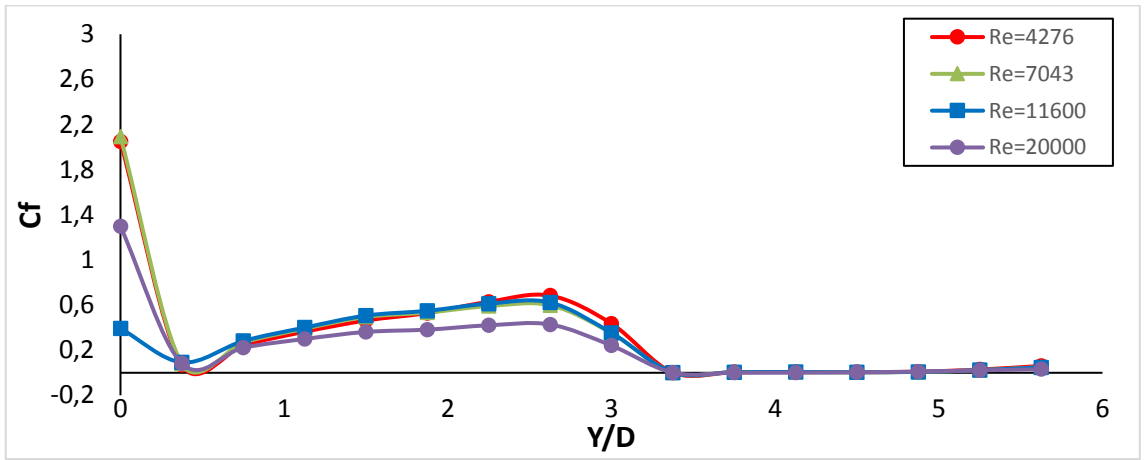


(a)

Şekil 4.24 C_f katsayısının Re sayılarına göre değişimi a) $H/D=2$, b) $H/D=6$, c) $H/D=9$.

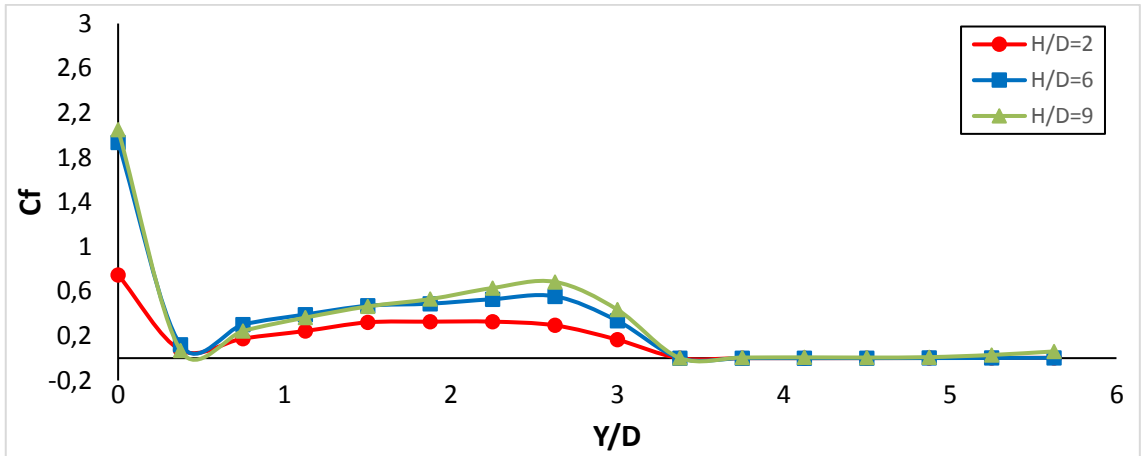


(b)



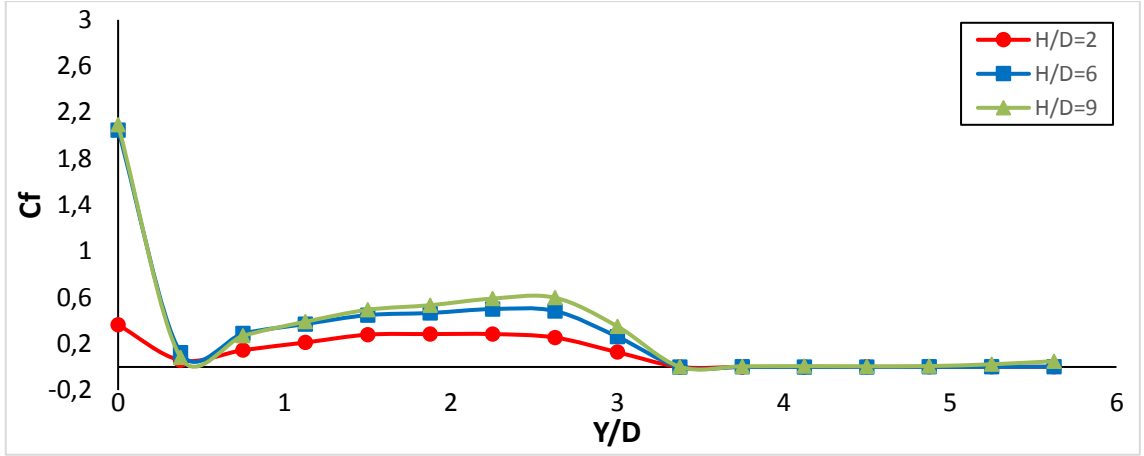
(c)

Şekil 4.25 C_f katsayısının Re sayılarına göre değişimi a) $H/D=2$, b) $H/D=6$, c) $H/D=9$.(devamı)

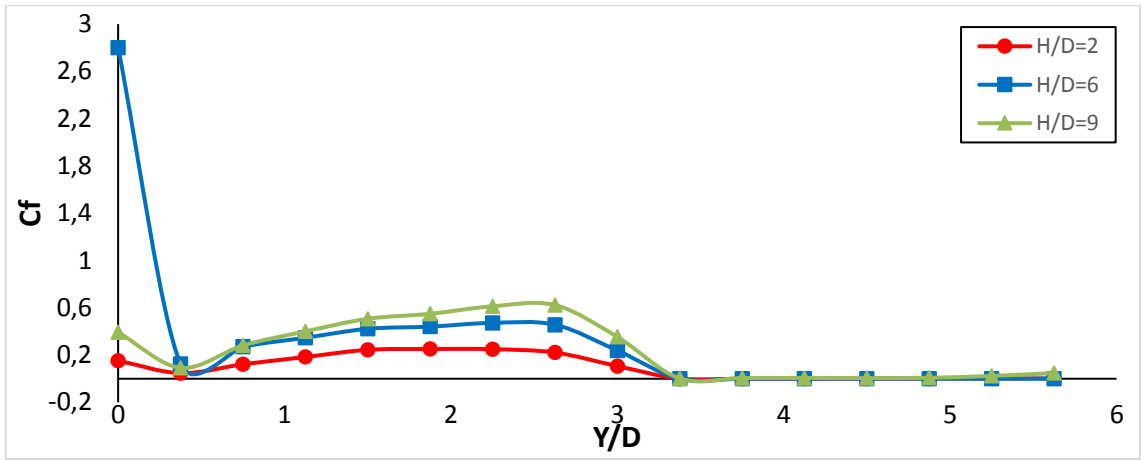


(a)

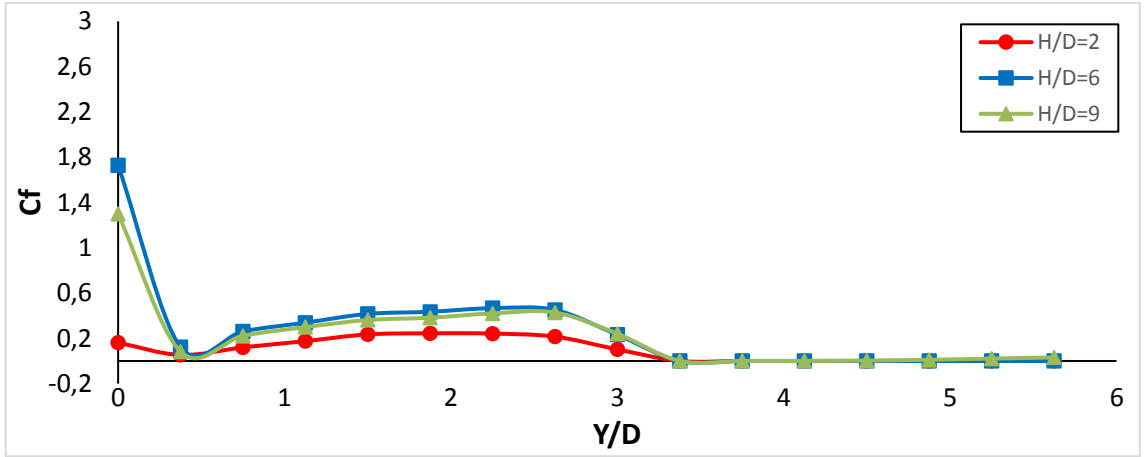
Şekil 4.26 C_f katsayısının H/D mesafesine göre değişimi a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$.



(b)



(c)

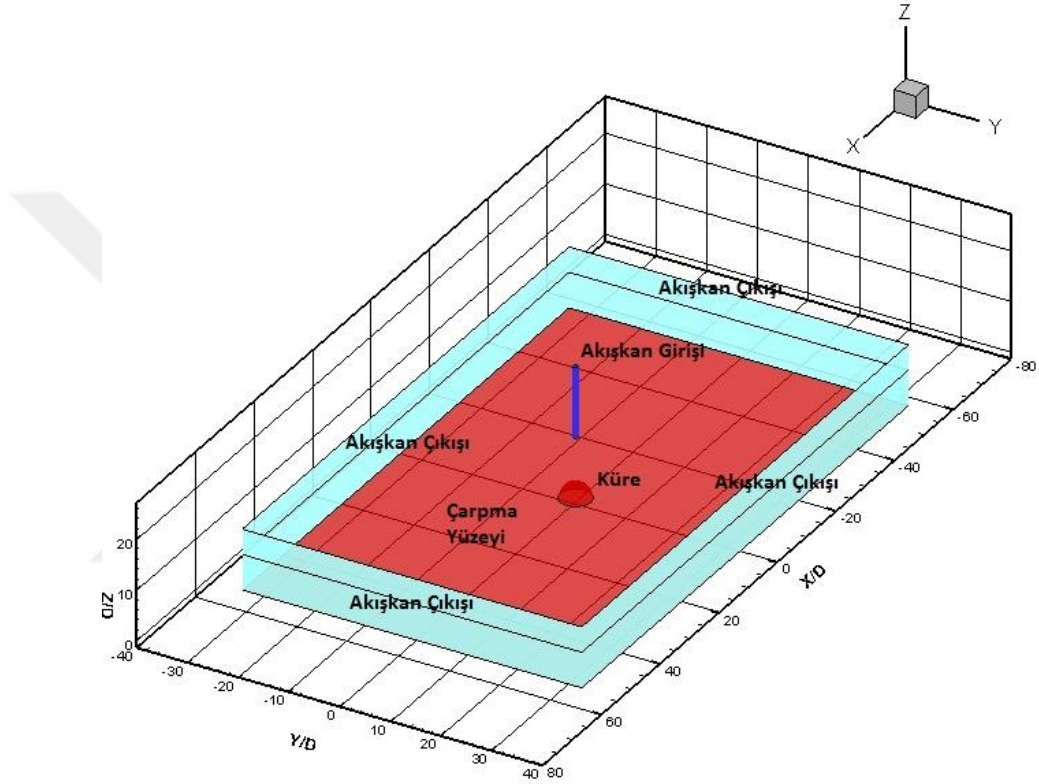


(d)

Şekil 4.27 C_f katsayısının H/D mesafesine göre değişimi a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$.(devamı)

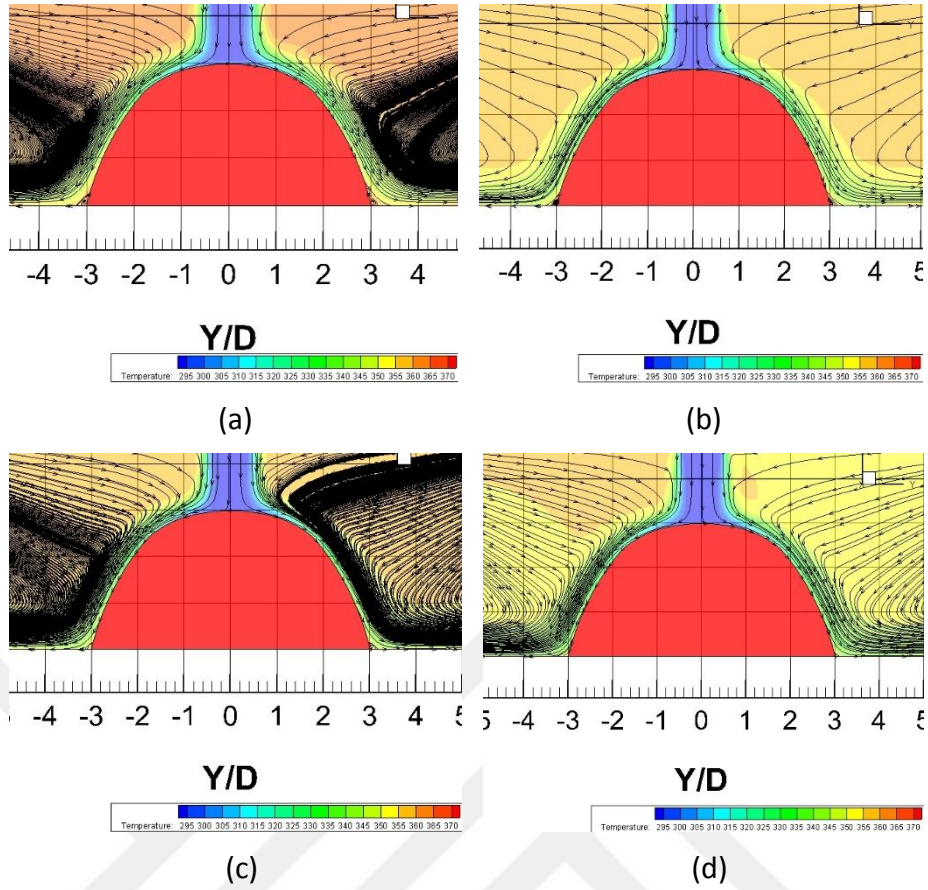
4.2.2 Çarpma Yüzeyinin Yarım Küre Olduğu Durum

Bu kısımda tüm parametreler aynı olmak üzere, çarpma düzleminin içi dolu yarım küre olduğu durumlar incelenmiştir (Şekil 4.28). Bununla ilgili analizler de, çarpma yüzeyinin prizma olduğu durumdaki gibi Boussinesq yaklaşımı esas alınarak yapılmıştır.



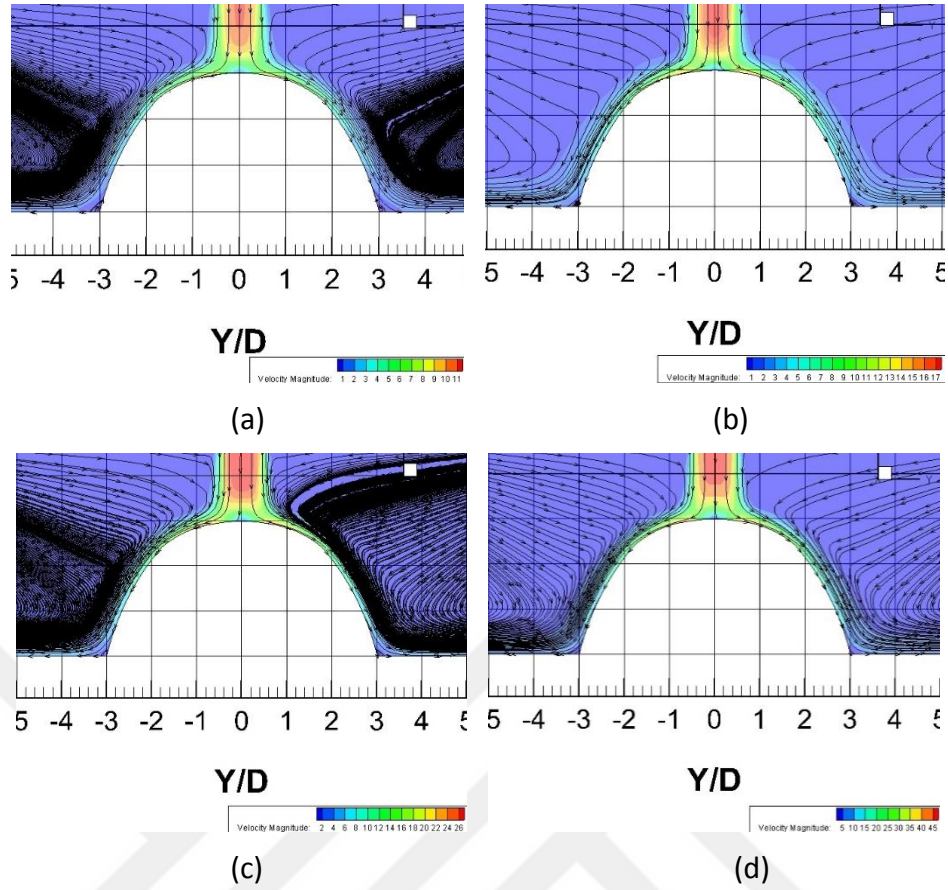
Şekil 4.28 Çarpma düzleminin yarım küre olduğu durumdaki çalışma bölgesi

Şekil 4.29’de dört farklı Re sayısında sıcaklığın jet-çarpma yüzeyi arasındaki mesafe $H/D=2$ iken nasıl değiştiği gösterilmiştir. Çarpma yüzeyinin prizma olduğundan farklı olarak, çarpma düzleminin yarım küre olduğu bu çalışmada, tüm bölgelerde ısı transferinin nasıl değiştiği açıkça görülmektedir. Re sayısının artmasıyla ısı transferinin etkinliğindeki artış, çarpma düzleminin küre olduğu bu durumda da ortaya çıkmıştır.



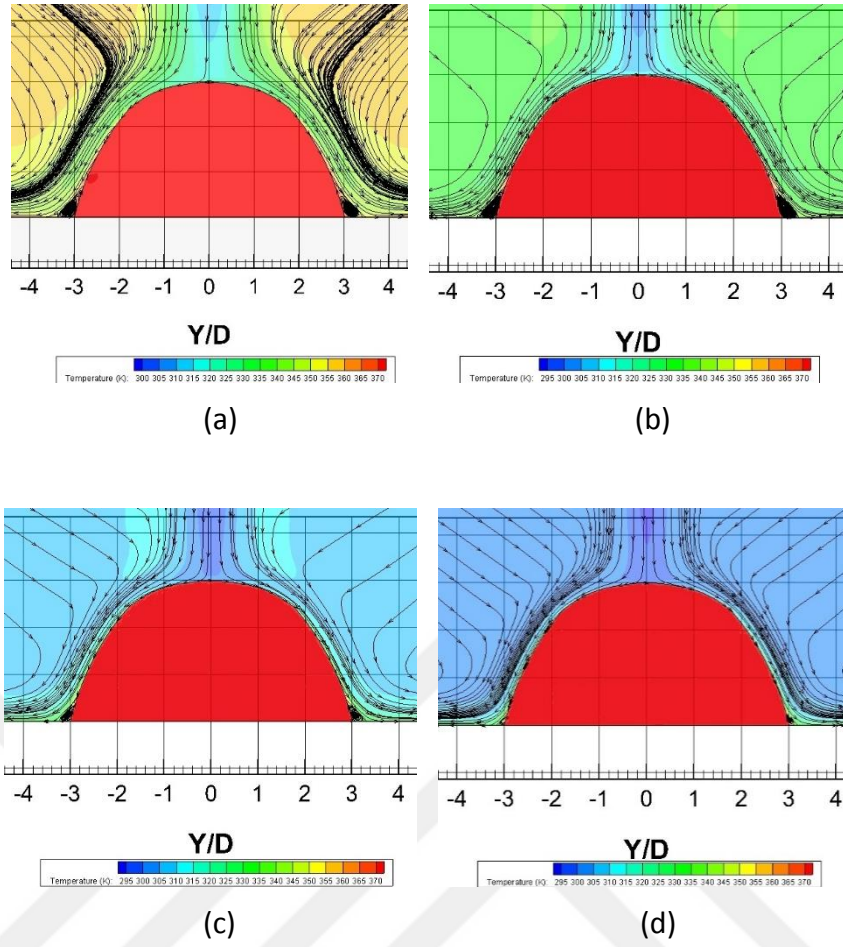
Şekil 4.29 $H/D=2$ mesafesi için elde edilen sıcaklık kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$

Şekil 4.30'de elde edilen hız değişimleri verilmiştir. Yarım kürenin taban yüzeyine bağlandığı noktalar etrafında oluşan yaklaşık $0.1D$ çapındaki yapılar hariç, çarpma düzlemine konulan kürenin etrafında herhangi bir resirkülasyon bölgesi oluşumu gözlemlenmemiştir. Re sayısındaki artış o bölgeyi neredeyse yok etmiştir. Şekillerde de görüleceği üzere, H/D mesafesi çok küçük olduğundan serbest jet bölgesi etkileri gözlemlenememiştir veya gözlemlenemeyecek kadar azdır. Akış jetten çıkıp kürenin üst noktasına çarparak bir durma noktası meydana getirmiş fakat duvar jet bölgesini oluşturamadan kürenin yüzeyinden taban yüzeyine doğru akmıştır.

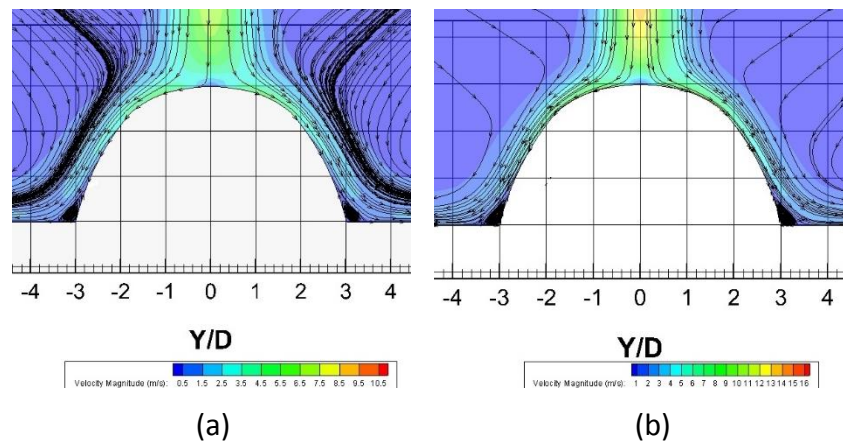


Şekil 4.30 $H/D=2$ mesafesinde elde edilen hız kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$

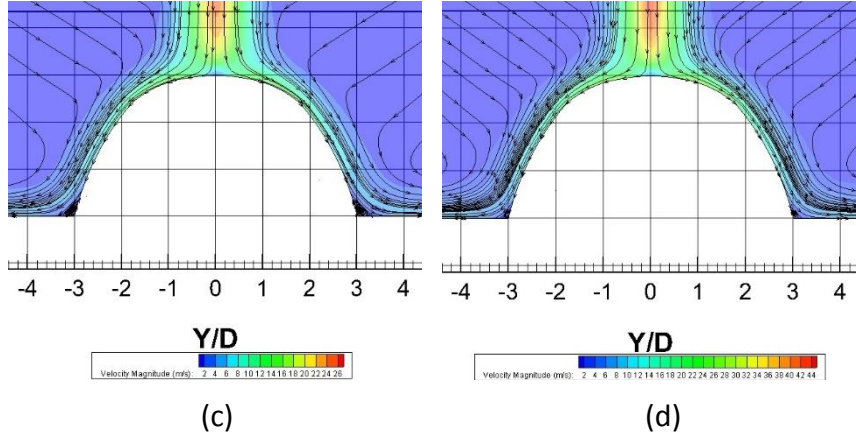
Jet-çarpma yüzeyi arasındaki uzaklık $H/D=6$ iken yapılan analiz sonuçlarından elde edilen sıcaklık dağılımı Şekil 4.31’de verilmiştir. Isı transferinin etkinliğinin Re sayısı ile değişimi oldukça belirgindir. Şekil 4.33’te ise, aynı analizlerden elde edilen hız dağılımları verilmiştir. Bir önceki analizlerden elde edilen sonuçlardan farklı olarak, burada kürenin taban yüzeyine oturduğu noktaların etrafında oluşan resirkülasyon bölgelerinin biraz daha büyük olduğu gözlemlenmiştir. Re sayısının artmasıyla bu bölgelerin aynı şekilde küçüldüğü görülmektedir.



Şekil 4.31 $H/D=6$ mesafesi için elde edilen sıcaklık kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$

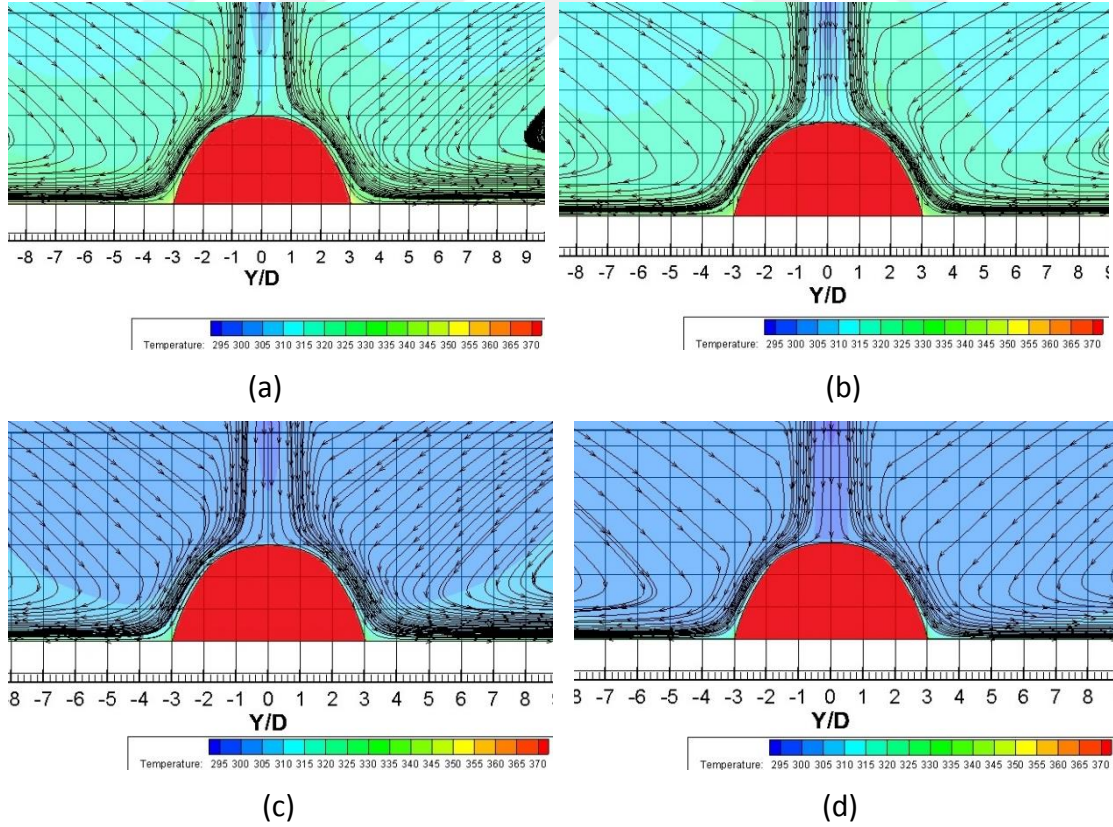


Şekil 4.32 $H/D=6$ mesafesi için elde edilen hız kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$

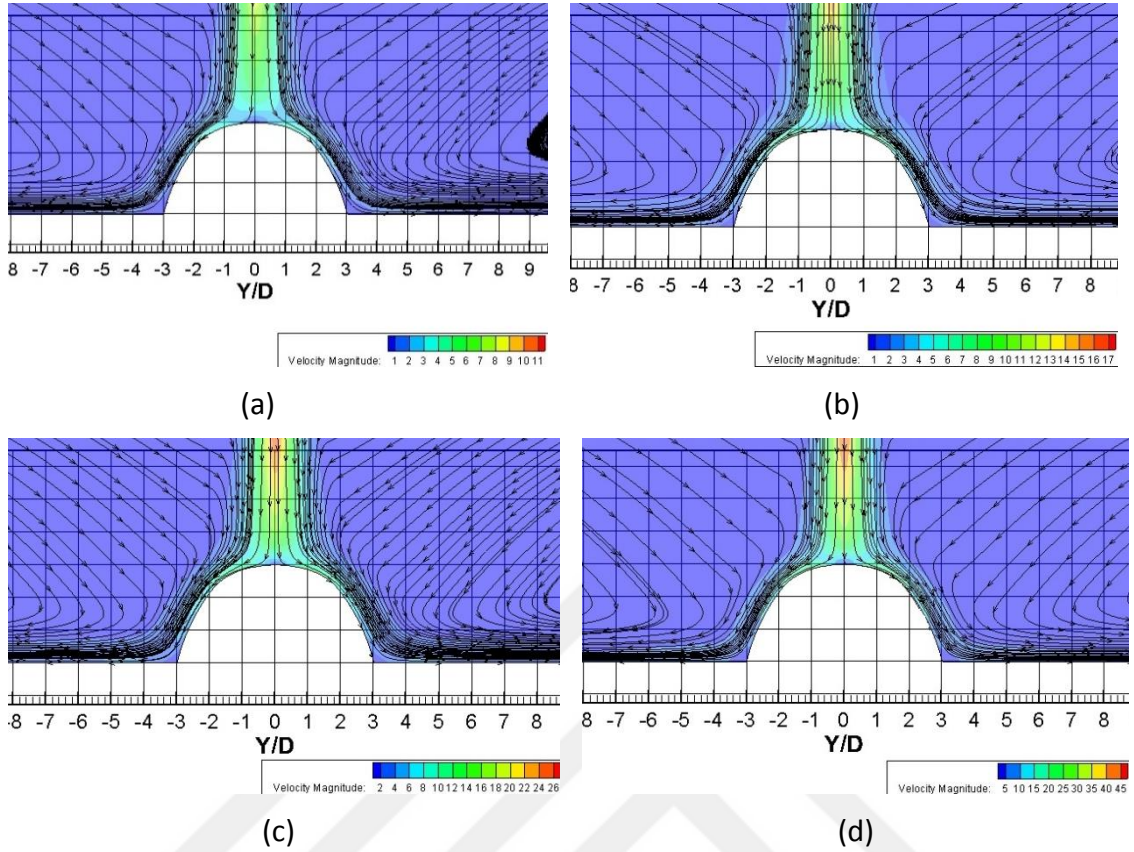


Şekil 4.33 $H/D=6$ mesafesi için elde edilen hız kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$.(devamı)

Şekil 4.34 ve Şekil 4.35, jet-çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin $H/D=9$ olduğu son durumda elde edilen hız ve sıcaklık dağılımlarını göstermektedir. Diğerlerinden farklı olarak, burada elde edilen sonuçlarda herhangi bir resirkülasyon bölgesi oluşumu gözlemlenmemiştir.



Şekil 4.34 $H/D=9$ mesafesi için elde edilen sıcaklık kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$

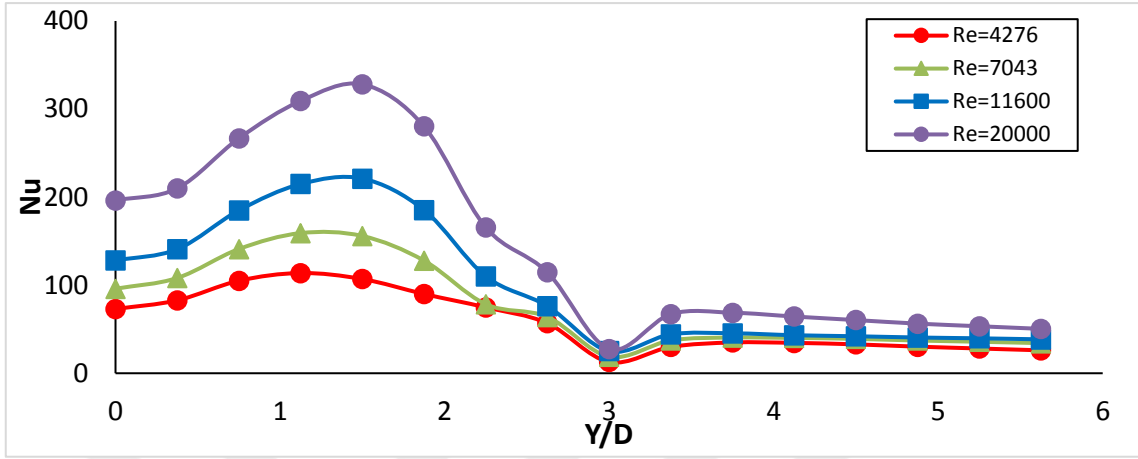


Şekil 4.35 $H/D=9$ mesafesi için elde edilen hız kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$

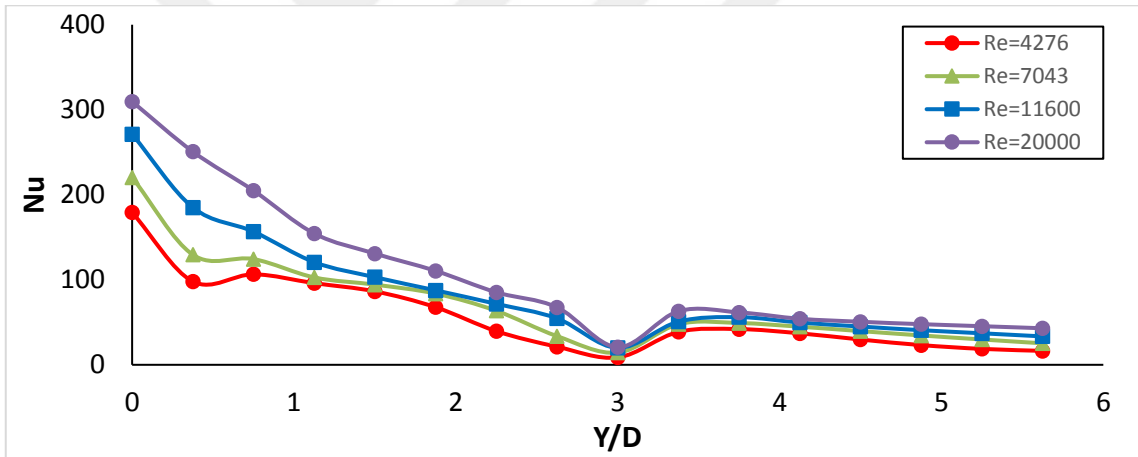
Şekil 4.36 ve Şekil 4.38’de Nu sayısının hem H/D mesafelerine, hem de Re sayılarına göre değişimleri ortaya konulmuştur. Çarpma noktasında maksimum Nu sayısı, $Re=20000$ ’de $H/D=6$ mesafesinde elde edilmiştir. Fakat $H/D=2$ ve $Re=20000$ olduğu durumda Nu sayısı maksimum değerine $Y/D=1.5$ mesafesinde ulaşmıştır. $H/D=2$ mesafesi için yapılan çalışmalar, maksimum Nu sayısının çarpma noktasında değil, $Y/D=1.5$ mesafesinde meydana geldiğini ortaya koymuştur. Minimum Nu sayısı ise, kürenin tam taban yüzeyiyle birleştiği mesafe olan $Y/D=3$ ’te görülmektedir.

Şekil 4.6’da görüldüğü üzere, her H/D mesafesinde Nu sayısı farklı dağılımlar göstermektedir. $H/D=2$ iken $Y/D=1.5$ mesafesine kadar artıp, sonra $Y/D=3$ mesafesine kadar azaldığı ve son olarak tekrar bir artış gösterip azalma eğiliminde devam ettiği görülmektedir. Fakat $H/D=6$ mesafesinde Nu sayısının azalarak, $Y/D=3$ mesafesinde minimum değere ulaştıktan sonra bir artış gösterdiği ve daha sonra azalma eğiliminde devam ettiği görülebilir. $H/D=9$ mesafesinde ise hemen hemen sabit kalarak $Y/D=3$ ’e

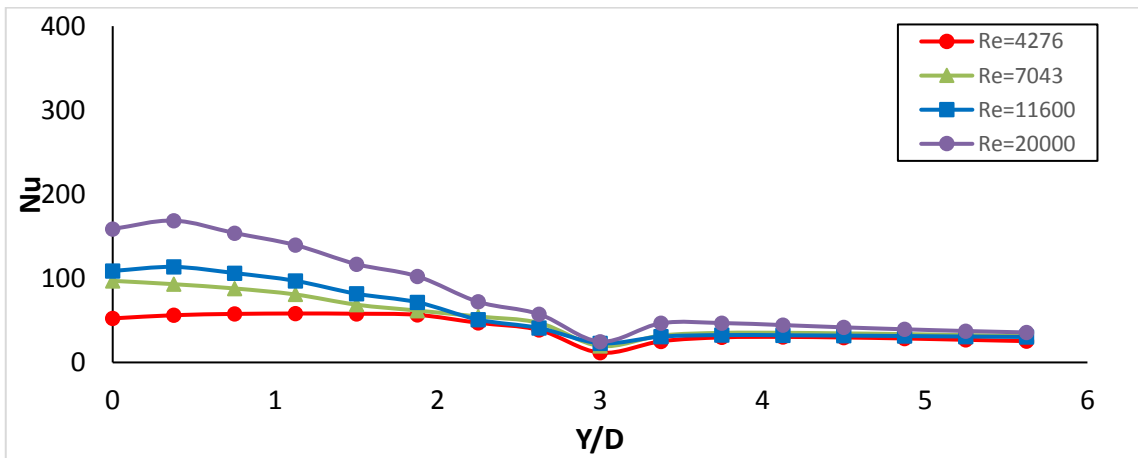
kadar ulaştığı, burada minimum değerini aldığı ve daha sonra bir artış gösterip tekrar azalma eğilimine girmektedir. Nu sayısının Re sayısı ile olan ilişkisi bu durumda da aynıdır; Re sayısı arttıkça Nu sayısı artmaktadır.



(a)

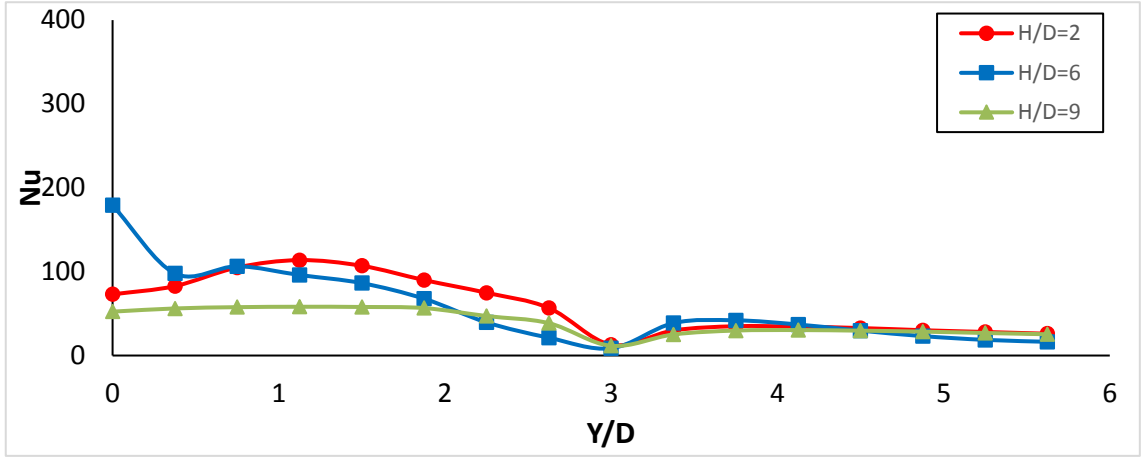


(b)

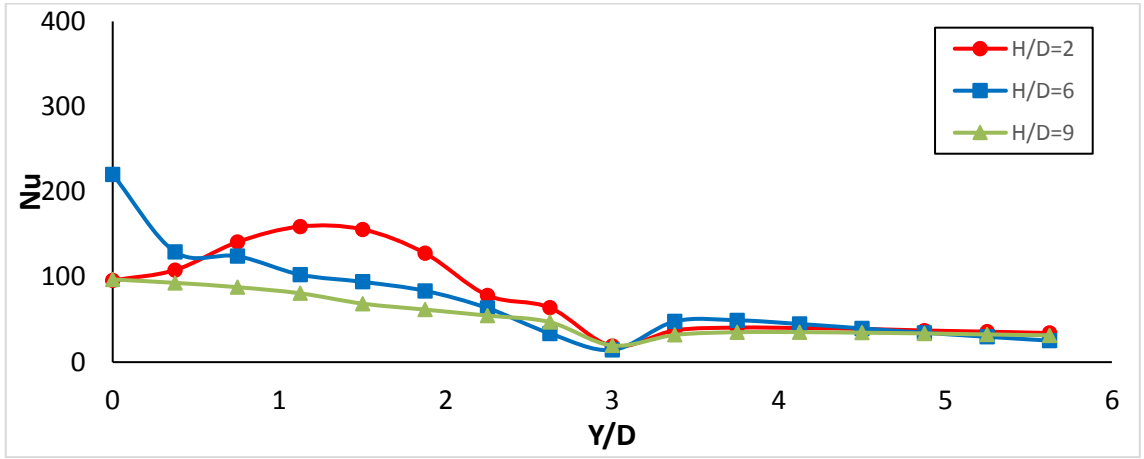


(c)

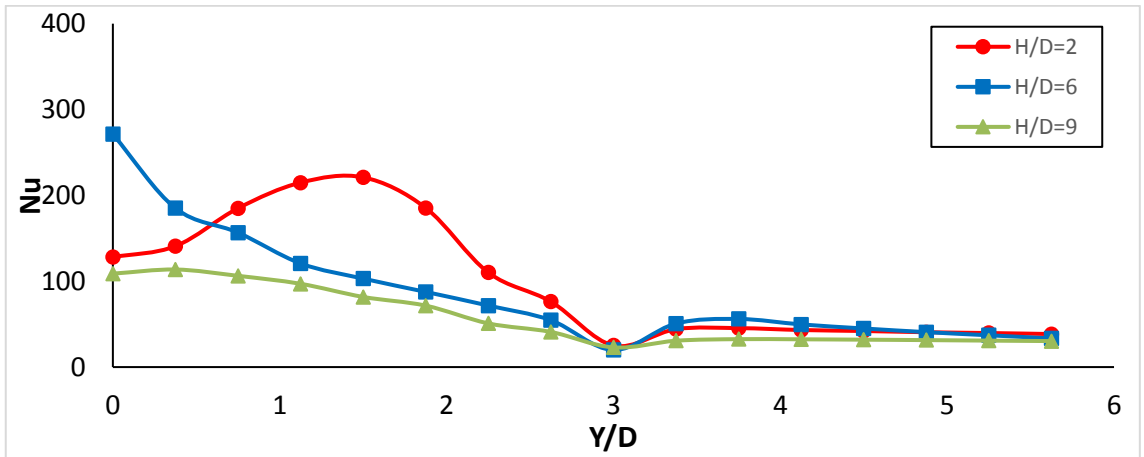
Şekil 4.36 Nu sayısının Re sayısına göre değişimi a) $H/D=2$, b) $H/D=6$, c) $H/D=9$



(a)

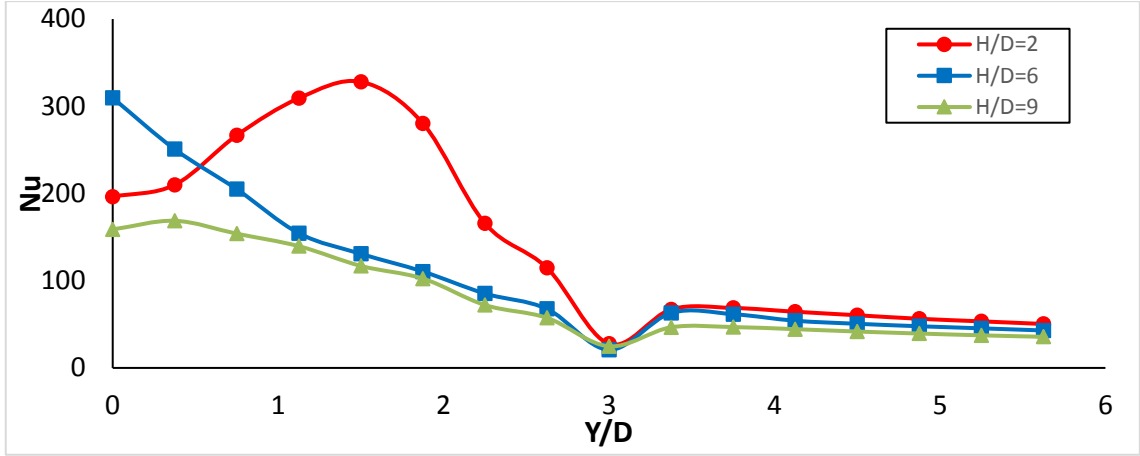


(b)



(c)

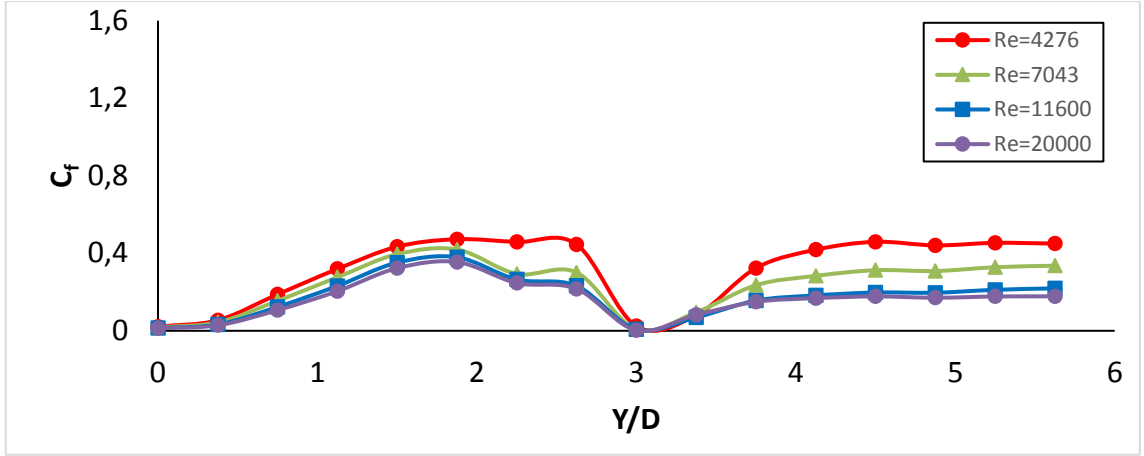
Şekil 4.37 Nu sayısının H/D mesafesine göre değişimi, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000



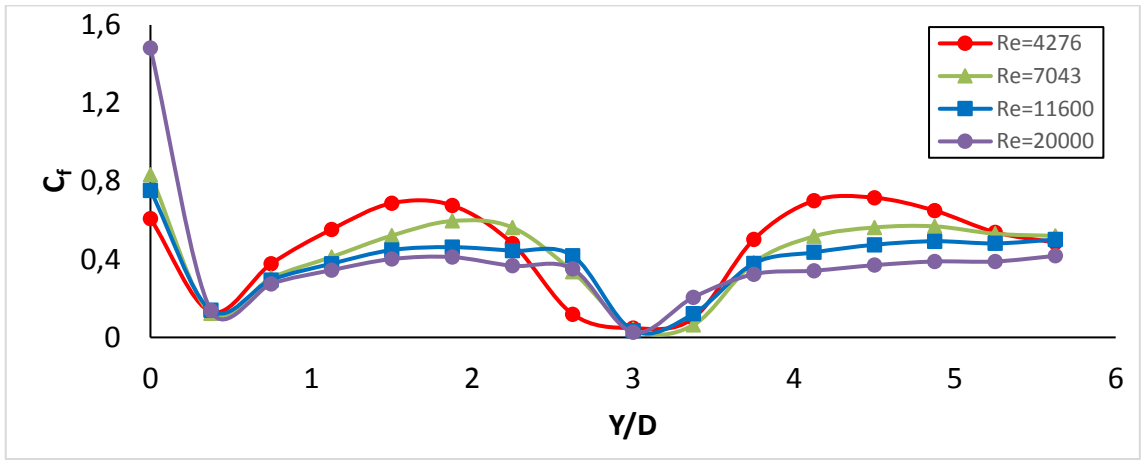
(d)

Şekil 4.38 Nu sayısının H/D mesafesine göre değişimi, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000(devamı)

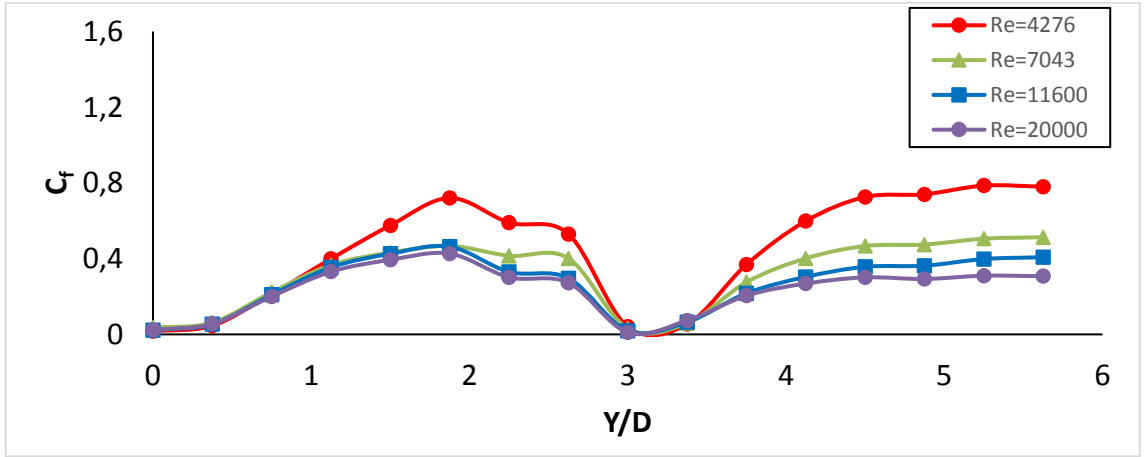
Şekil 4.39 ve Şekil 4.41 C_f 'nin H/D ve Re sayısına göre değişimini göstermektedir. H/D=6 mesafesinden elde edilen sonuçlar, diğer mesafedekilere göre farklı dağılım göstermektedir. H/D=6 mesafesinde maksimum C_f değeri çarpma noktasında oluştuktan sonra şiddetli bir şekilde azalır ve Y/D=3 mesafesine kadar parabolik olarak azalmakta ve nihayet Y/D=3 mesafesinde minimum değerine ulaşmaktadır. Bu istasyondan sonra artış tekrar azalarak devam etmektedir. Fakat H/D=2 ve H/D=9 mesafelerinde, katsayı minimum değerini çarpma noktasında (Y/D=0) aldıktan sonra parabolik bir tutum sergiler ve Y/D=3 mesafesinde tekrar minimum değerine ulaşır, daha sonra bir artış göstererek tekrardan azalma eğiliminde devam eder. H/D=6 mesafesindeki çarpma noktası hariç, Re sayısı ile C_f katsayısının arasında ters bir orantı olduğu, yani Re sayısı arttıkça katsayının azaldığı görülmektedir. H/D=6 mesafesindeki çarpma noktası hariç, C_f 'nin H/D ile arttığı görülmektedir. C_f 'nin H/D=2'deki maksimum değeri Y/D=1.5'da 0.47, H/D=6'daki maksimum değeri Y/D=1.5-1.875 arasında 0.687 iken, H/D=9'daki değer Y/D=1.875 mesafesinde 0.72 olarak elde edilmiştir. Bununla beraber maksimum değerlerin elde edildiği nokta ise, H/D mesafesi arttıkça jet merkezinden uzaklaşmıştır.



(a)

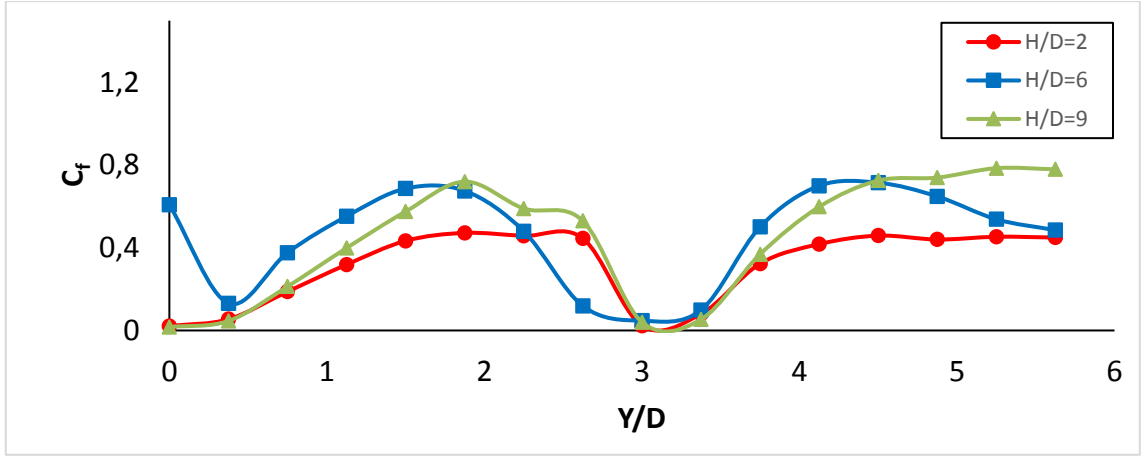


(b)

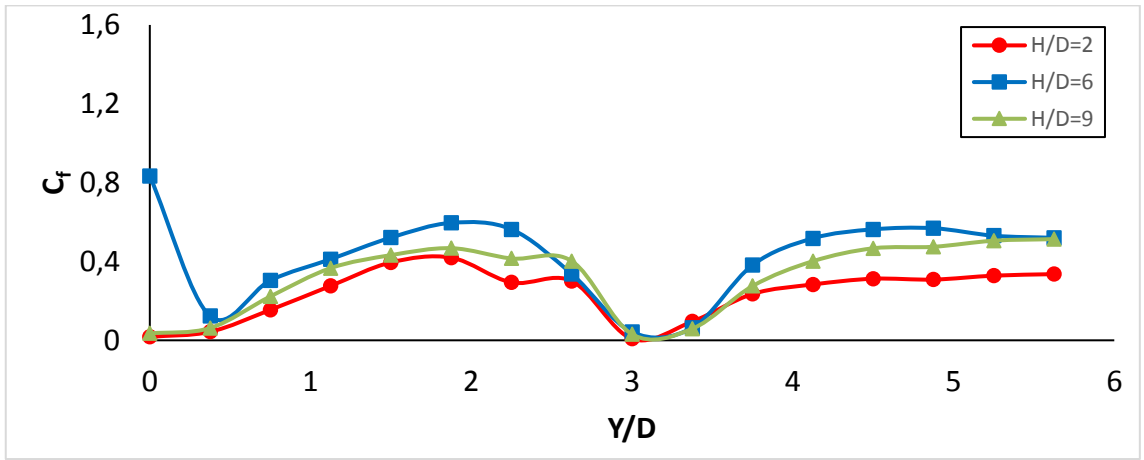


(c)

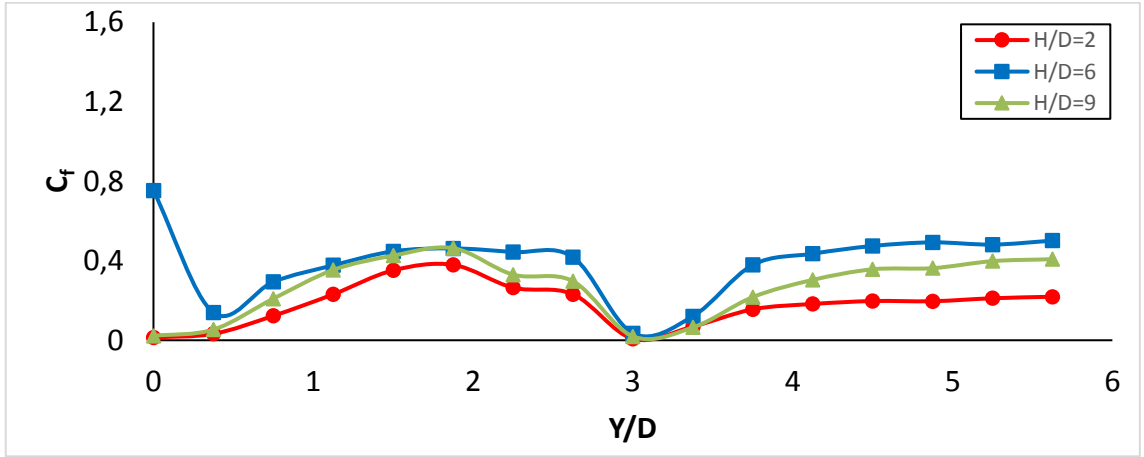
Şekil 4.39 C_f katsayısının Re sayısına göre değişimi a) $H/D=2$, b) $H/D=6$, c) $H/D=9$



(a)

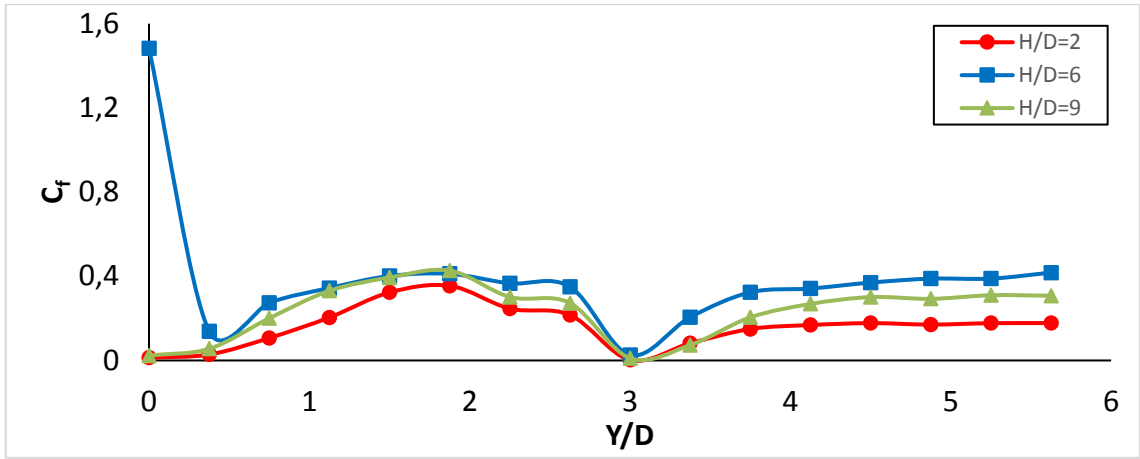


(b)



(c)

Şekil 4.40 C_f katsayısının H/D mesafelerine göre değişimi, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$

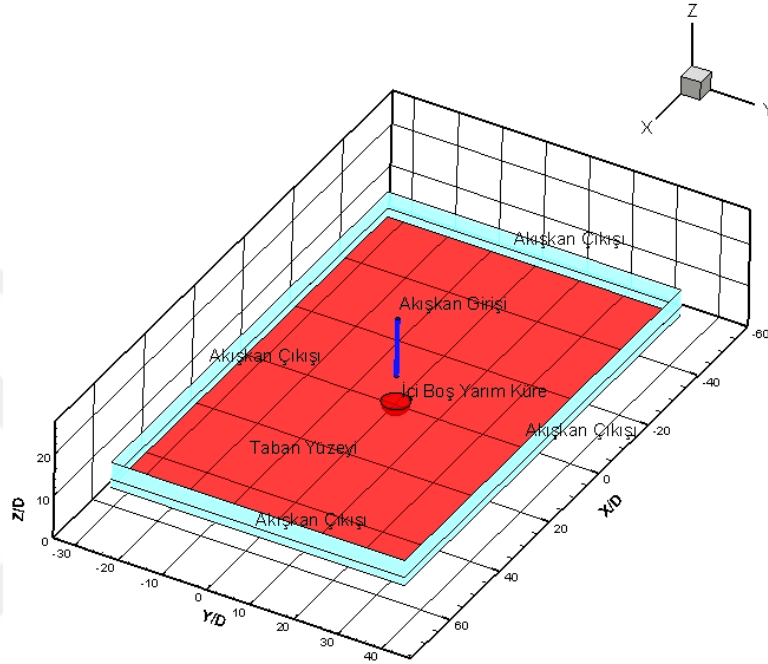


(d)

Şekil 4.41 C_f katsayısının H/D mesafelerine göre değişimi, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$ (devamı)

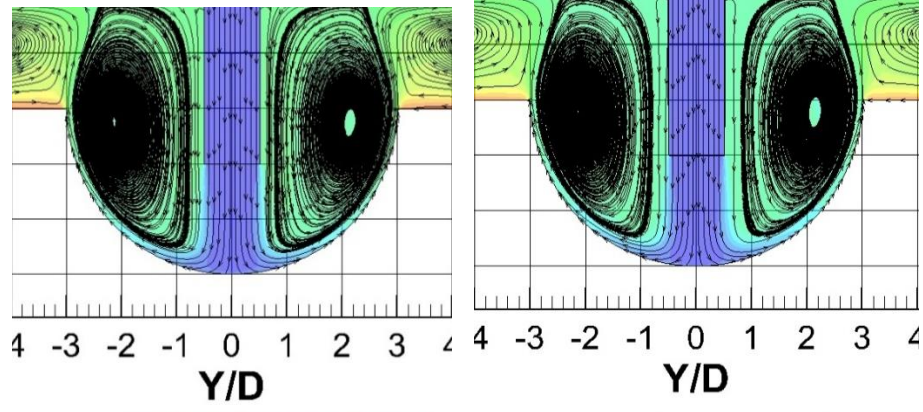
4.2.3 Çarpma Düzleminin İçi Boş Yarım Küre Olduğu Durumlar

Çalışmanın bu kısmında boş tarafı yukarı doğru (+z-düzlemi) olan bir yarım küreye çarpan jetin akış ve ısı transfer analizlerinin farklı Re sayıları ve H/D mesafeleri için elde edilen sonuçları sunulmuştur. Hesaplamalarda sadece çarpma yüzeyinde değişiklik yapıp diğer tüm parametreler bir önceki analizlerle aynı tutulmuştur (Şekil 4.42)



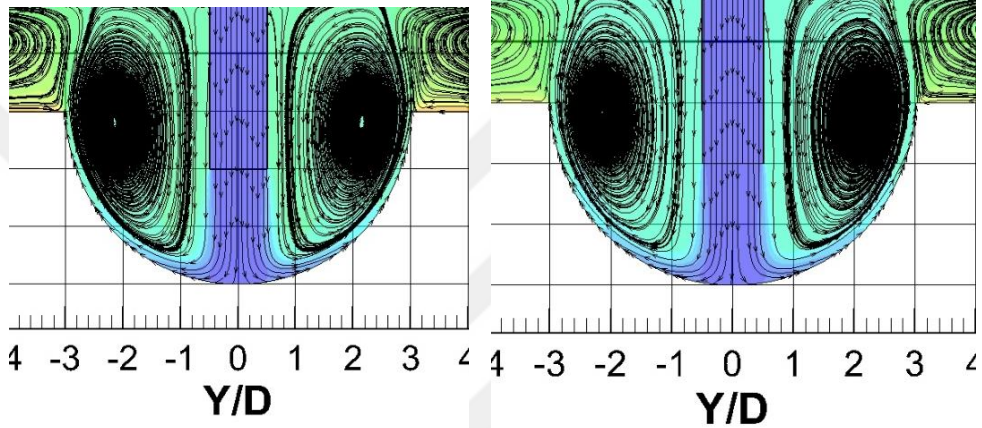
Şekil 4.42 Boş yarım küre düzlemine ait çalışma bölgesi

Şekil 4.43 ve Şekil 4.44’de jet-çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin $H/D=2$ olduğu durumda farklı Re sayılarıyla yapılan analizlerden elde edilen sıcaklık ve hız dağılımları görülmektedir. Sıcaklık dağılımını gösteren şekillere bakıldığında taban yüzeyinin sıcaklığının kürenin iç ortamıyla birlikte, Re sayısı arttıkça azaldığı görülmüştür. Jet-çarpma yüzeyi mesafesinin yakınlığından ötürü serbest jet bölgesinde görülen, hızın eksenel yönde genişleme olayı bu mesafede neredeyse görülmemiştir. Akışın durma bölgesine girmeden önce maksimum $-0.6D-0.6D$ aralığında dağıldığı yani toplamda $1.2D$ kadarlık bir eksenel yayılma görülmüştür.



(a)

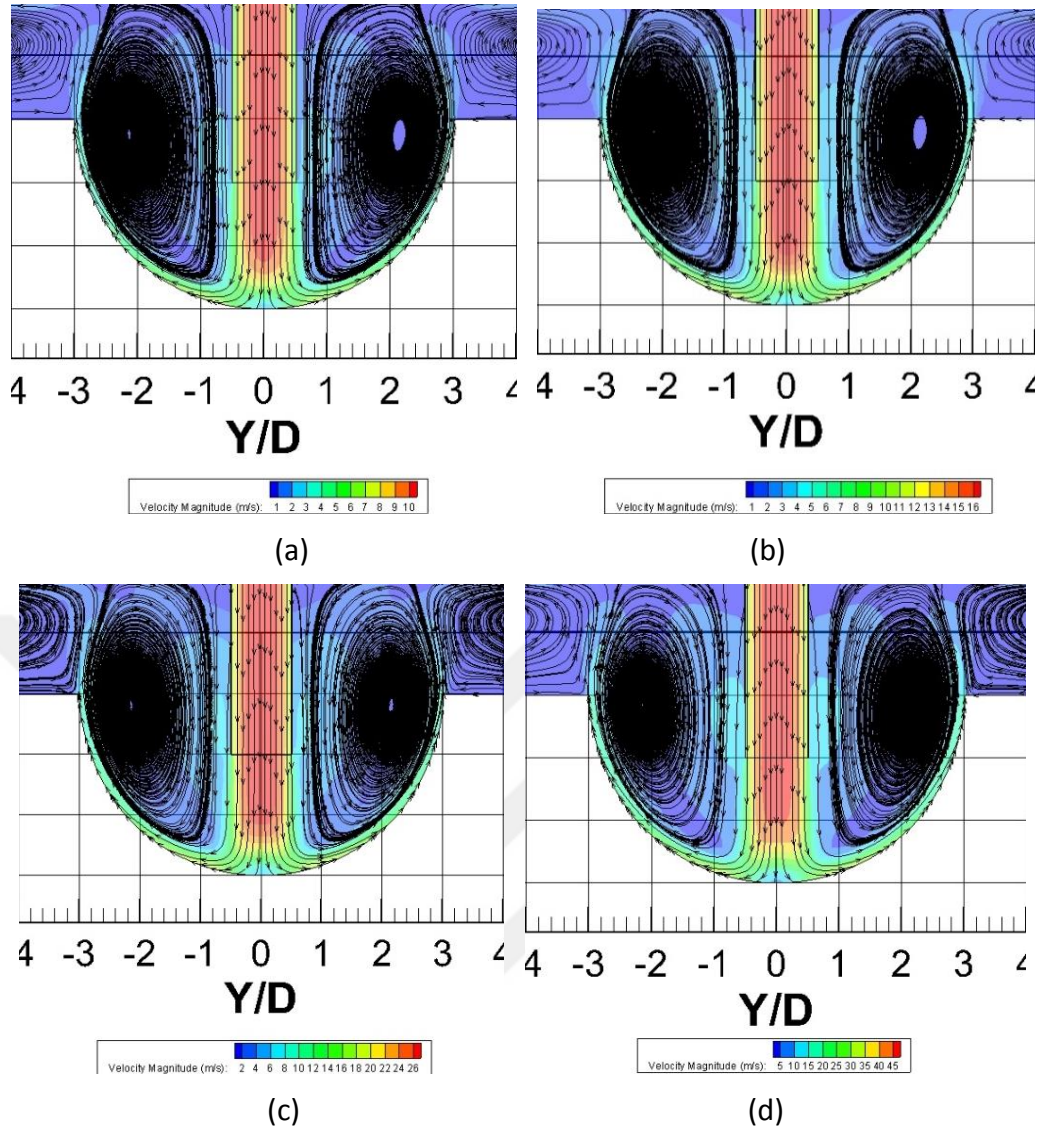
(b)



(c)

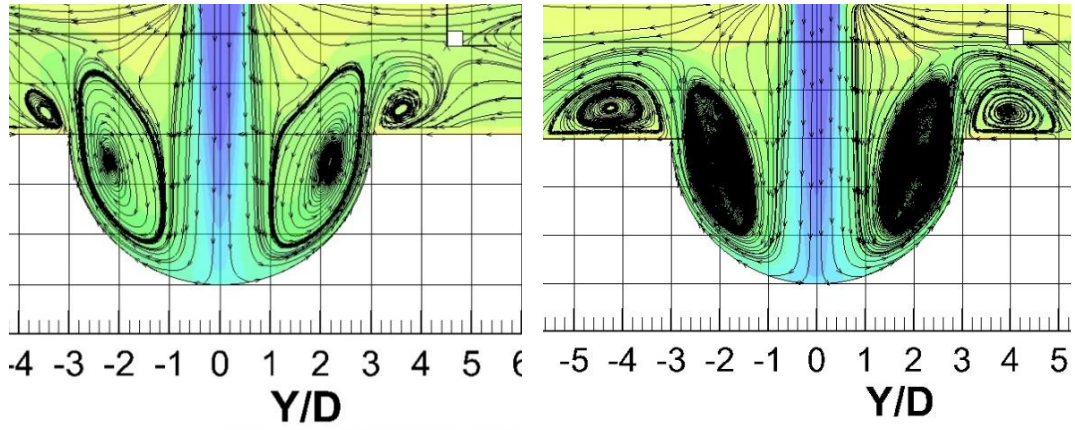
(d)

Şekil 4.43 $H/D=2$ mesafesindeki sıcaklık konturleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$



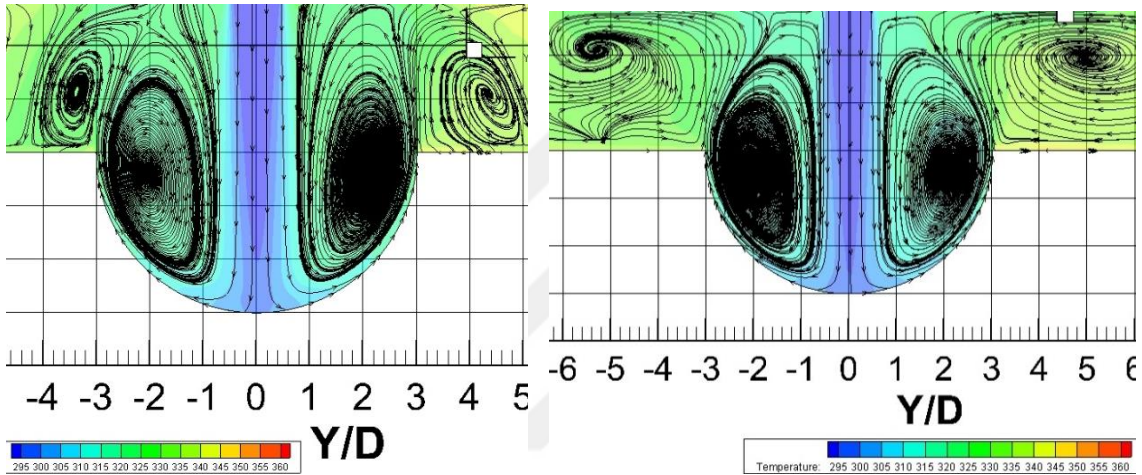
Şekil 4.44 $H/D=2$ mesafesindeki hız kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$

Şekil 4.45 ve Şekil 4.47’te jet-çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin $H/D=6$ olduğu duruma ait sonuçlar görülmektedir. $H/D=2$ ’dekinden farklı olarak, resirkülasyon bölgesi sadece kürenin iç ortamında değil, aynı zamanda kürenin taban yüzeyiyle birleştiği çemberin etrafında da oluşmaktadır. Bu ikinci resirkülasyon bölgesinin Re sayısı arttıkça, y - ve z - eksenleri boyunca genişlemektedir. Hızın aksel yayılması, $H/D=2$ ’deki mesafeden daha fazla olmuştur. $H/D=6$ mesafesinde hızın serbest jet bölgesindeki aksel yayılması $-0.8D$ - $0.8D$ aralığında gerçekleşmiş, yani $1.6D$ kadarlık bir aksel yayılma meydana gelmiştir.



(a)

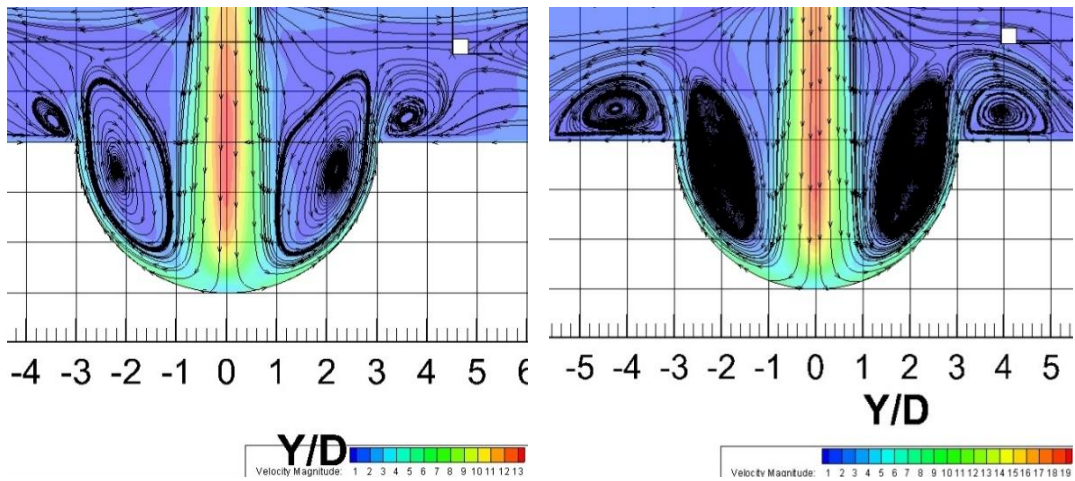
(b)



(c)

(d)

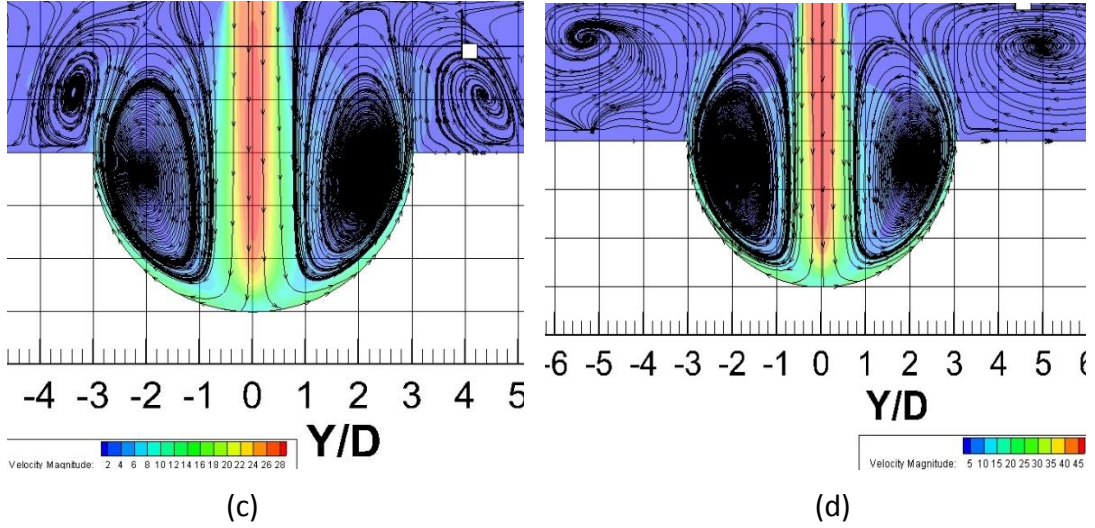
Şekil 4.45 $H/D=6$ mesafesindeki sıcaklık kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$



(a)

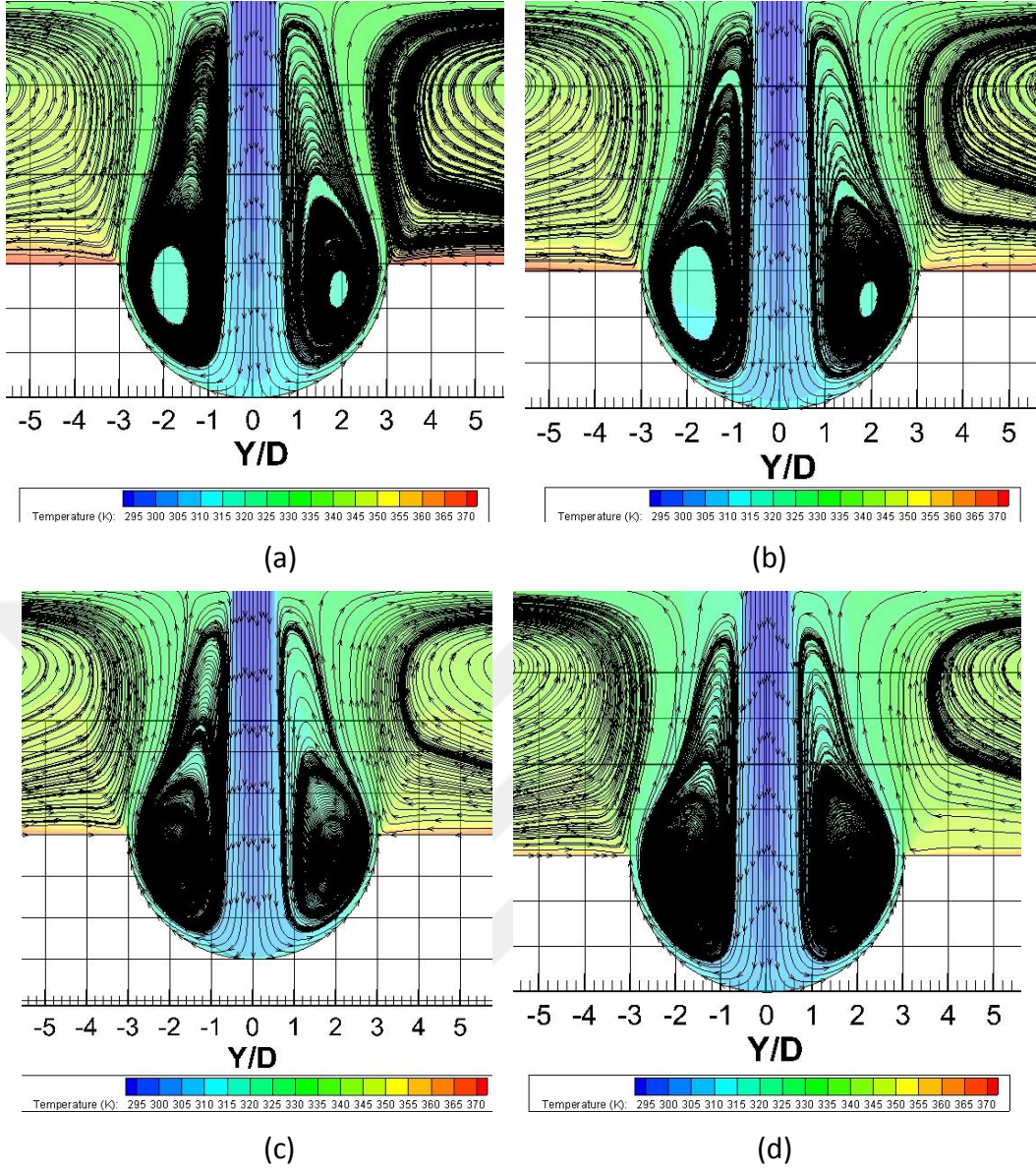
(b)

Şekil 4.46 $H/D=6$ mesafesindeki hız kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$

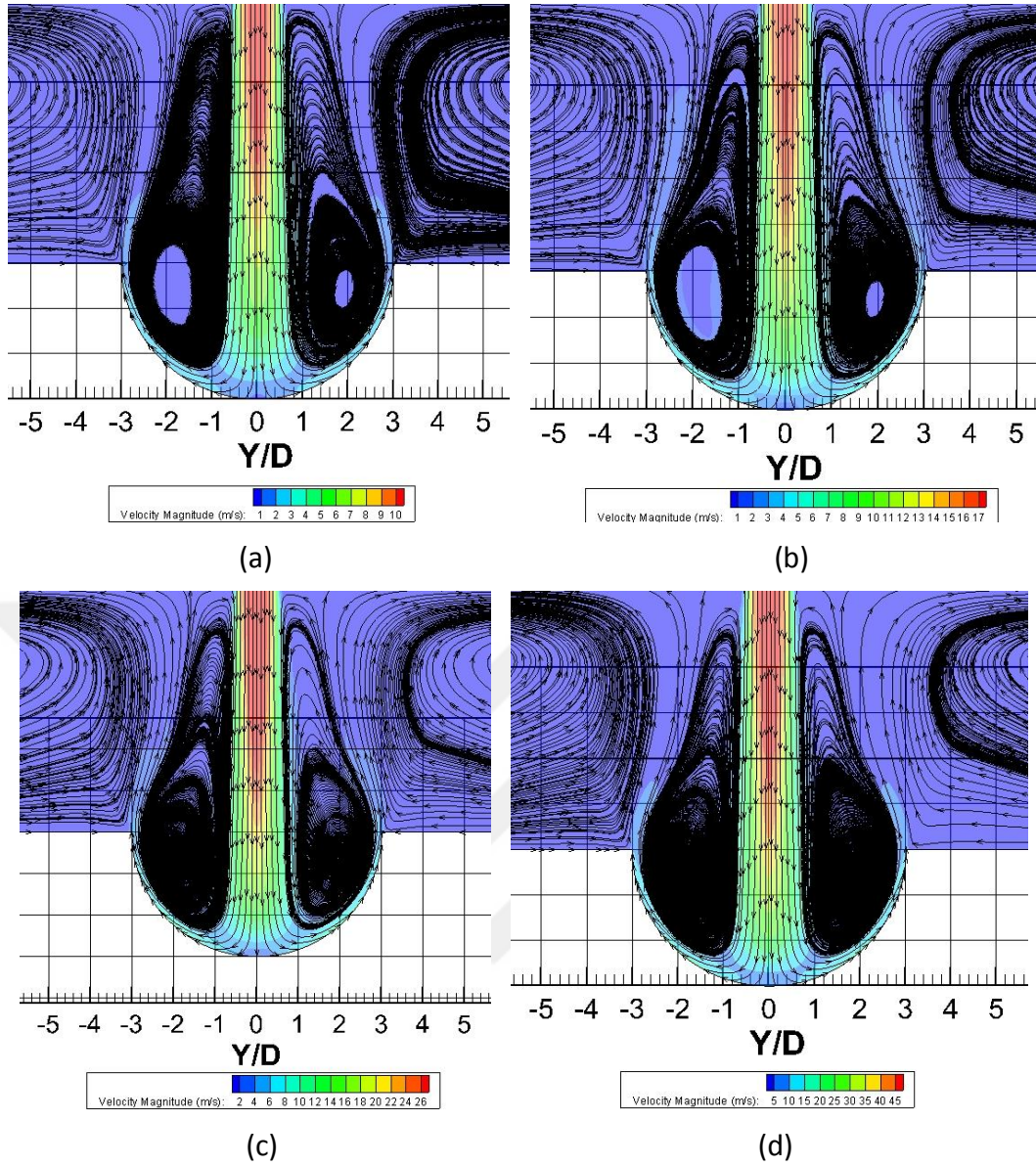


Şekil 4.47 $H/D=6$ mesafesindeki hız kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$ (devamı)

Şekil 4.48 ve Şekil 4.49’da jet-çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin $H/D=9$ olduğu durumda farklı Re sayılarıyla yapılan analizlerden elde edilen sıcaklık ve hız dağılımları görülmektedir. Bu durumda elde edilen sonuçlar $H/D=2$ mesafesinde elde edilen sonuçlarla benzerlik göstermektedir. $H/D=6$ mesafesinde görülen ikinci resirkülasyon bölgesi bu mesafede görülmemiştir. Kürenin içinde oluşan resirkülasyon bölgesi z -ekseni boyunca daralacak şekilde ortaya çıkmıştır. Bu yapının, diğer jet-çarpma yüzeyi mesafelerinde, mesafenin fazla olmamasından dolayı oluşmadığı düşünülmektedir. $H/D=2$ mesafesiyle benzer olarak, taban yüzeyinin sıcaklığının Re sayısının artışıyla azaldığı bu durumda da gözlenmiştir. Ayrıca, aksenal genişlemenin bu mesafede, $H/D=6$ mesafesindekinden çok farklı olmadığı ve bu genişlemenin Re sayısı ile ilişkili olmadığı gözlenmiştir.

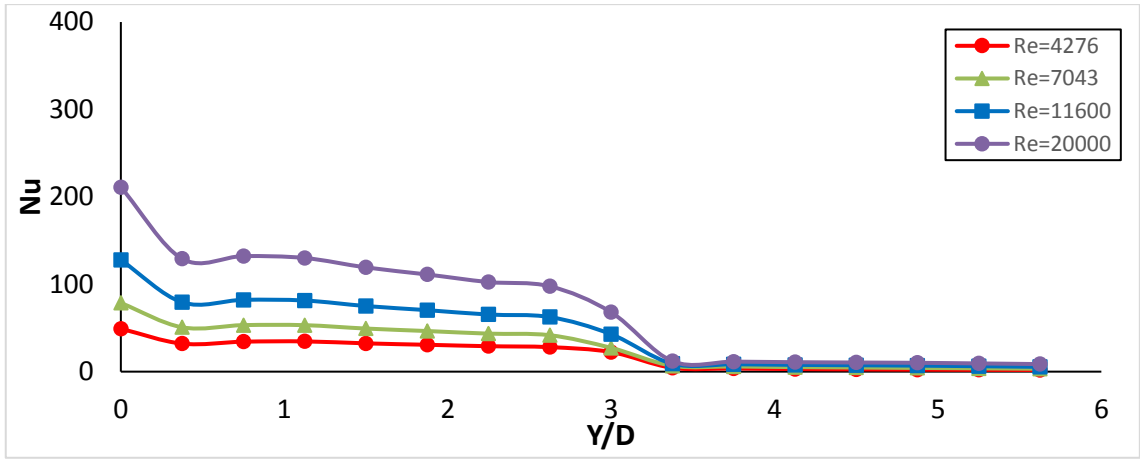


Şekil 4.48 $H/D=9$ mesafesindeki sıcaklık kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$

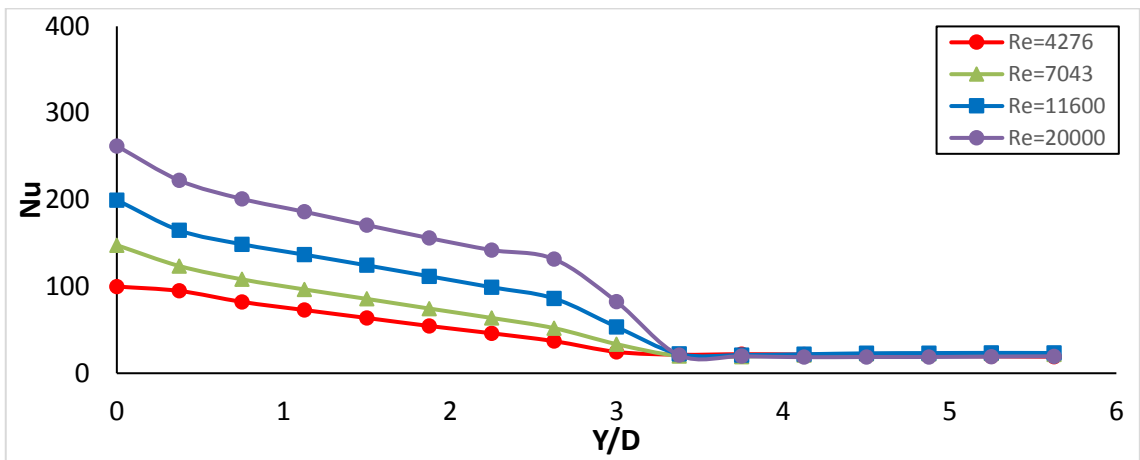


Şekil 4.49 $H/D=9$ mesafesindeki hız kontürleri, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$

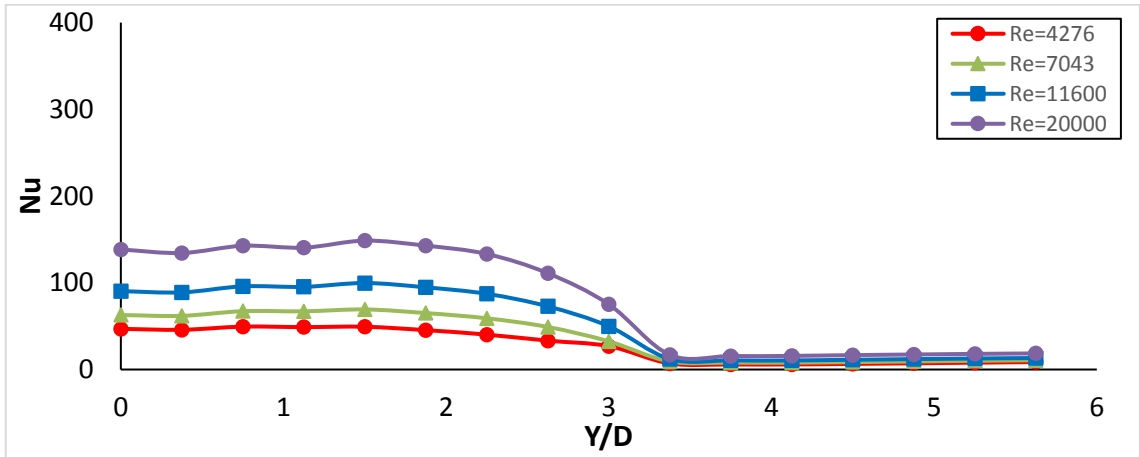
Nu sayısının Re sayısına göre y -ekseni boyunca dağılımı Şekil 4.50 ve Şekil 4.52'ta gösterilmiştir. Re sayısı ile Nu sayısı arasındaki ilişki burada da geçerli olup, Re sayısı arttıkça Nu sayısı da artmıştır. Grafiklerde de görüldüğü üzere, $Y/D=3D-4D$ arasında bir mesafede Nu sayısı minimum değerine ulaşmıştır. Çarpma yüzeyinin prizma veya küre olduğu durumlardan farkı olarak bu durumda ki Nu sayısı dağılımı, jet merkezinden biraz daha uzak bir mesafede minimum değerine ulaşmıştır ve diğer durumlardaki gibi tekrar bir artış görülmeden sabit kalacak şekilde devam etmiştir. Benzer olarak maksimum Nu sayısı $H/D=6$ mesafesinde elde edilmiştir.



(a)

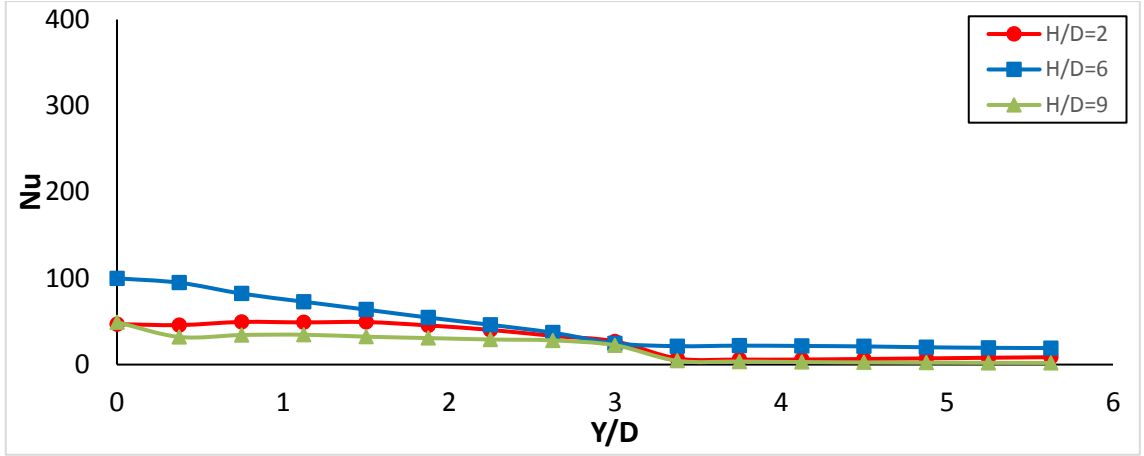


(b)

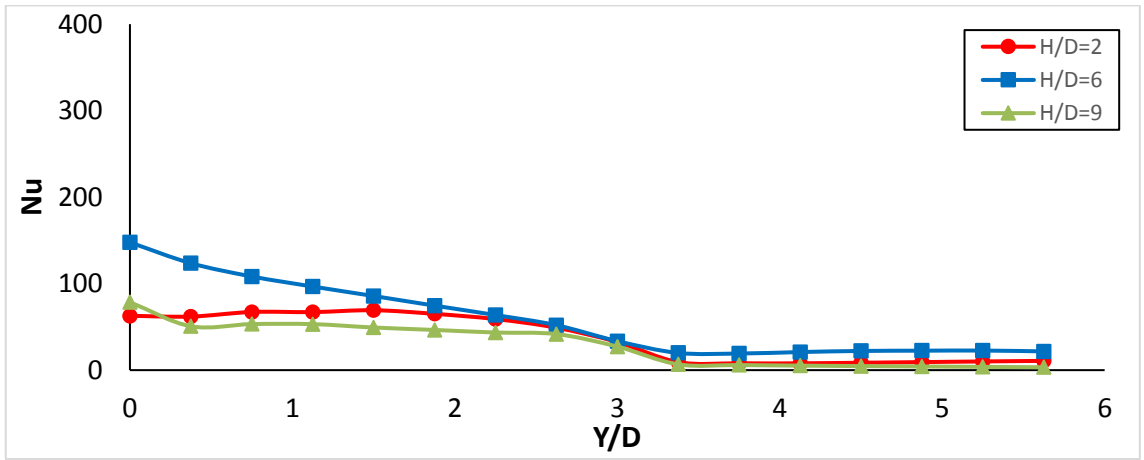


(c)

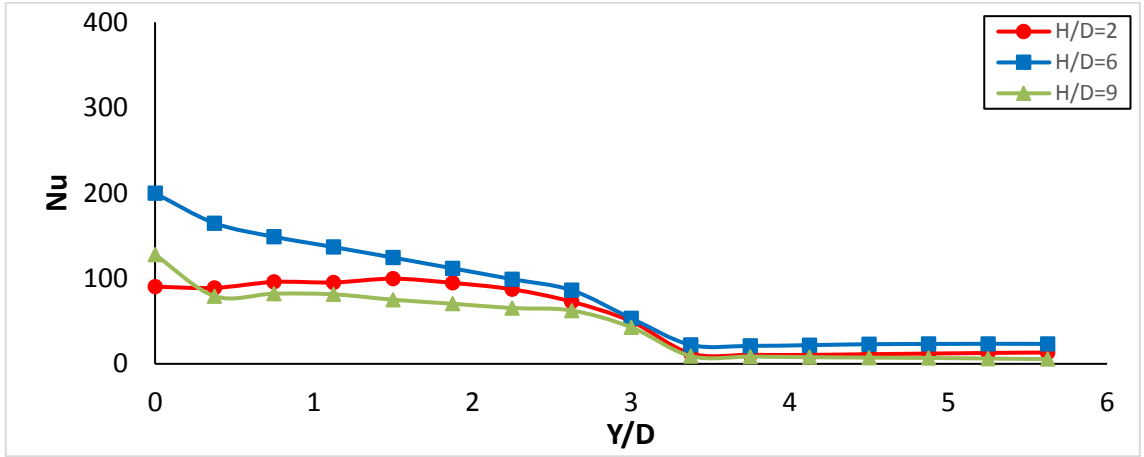
Şekil 4.50 Nu sayısının Re sayısına göre değişimi, a) $H/D=2$, b) $H/D=6$, c) $H/D=9$



(a)

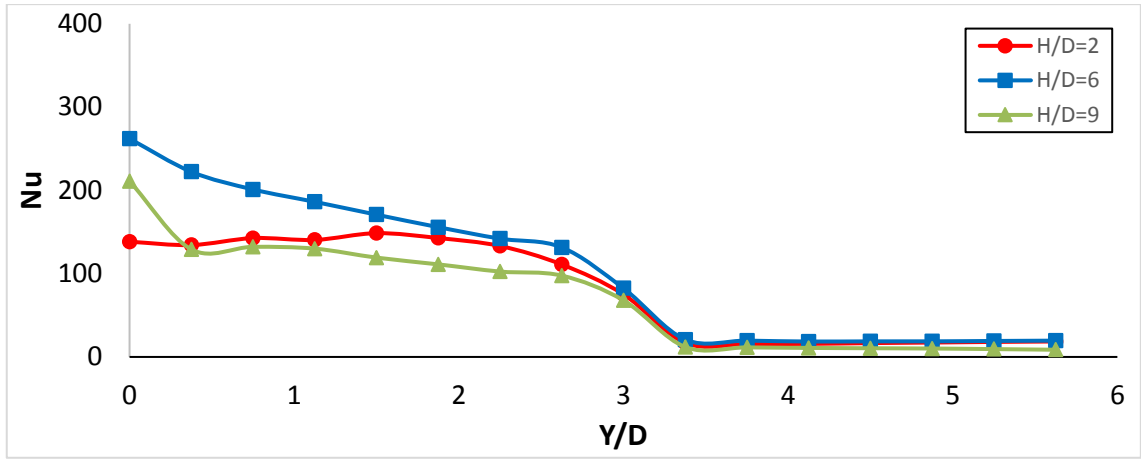


(b)



(c)

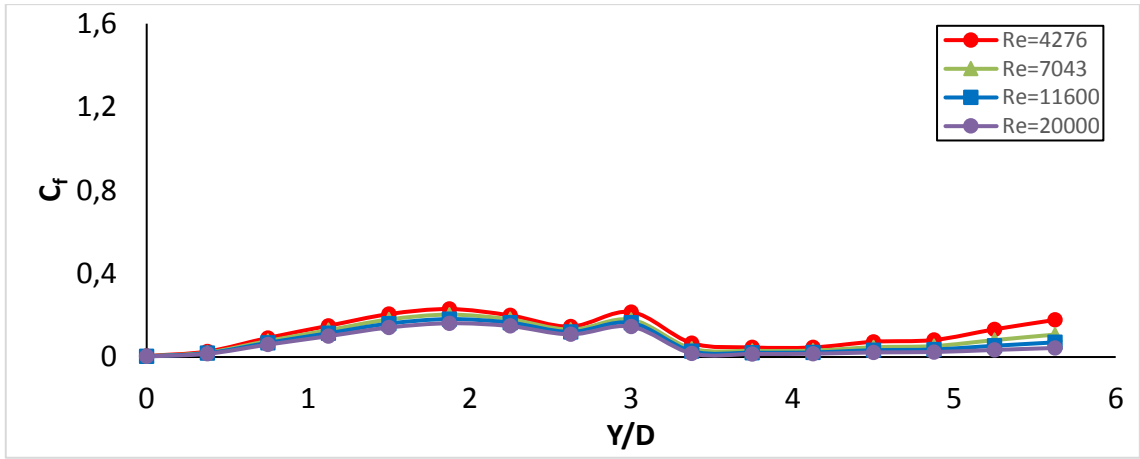
Şekil 4.51 Nu sayısının Re sayısına göre değişimi a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000



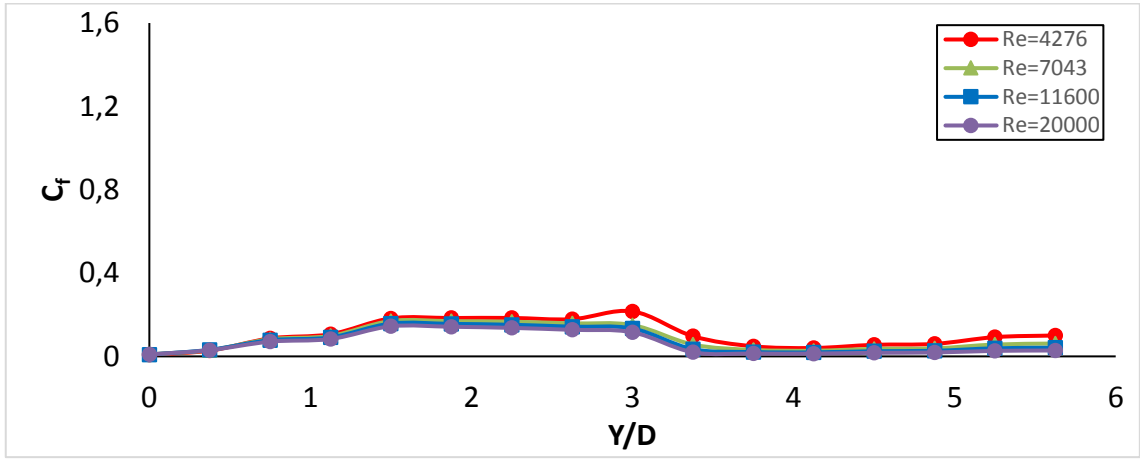
(d)

Şekil 4.52 Nu sayısının Re sayısına göre değişimi a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$ (devamı)

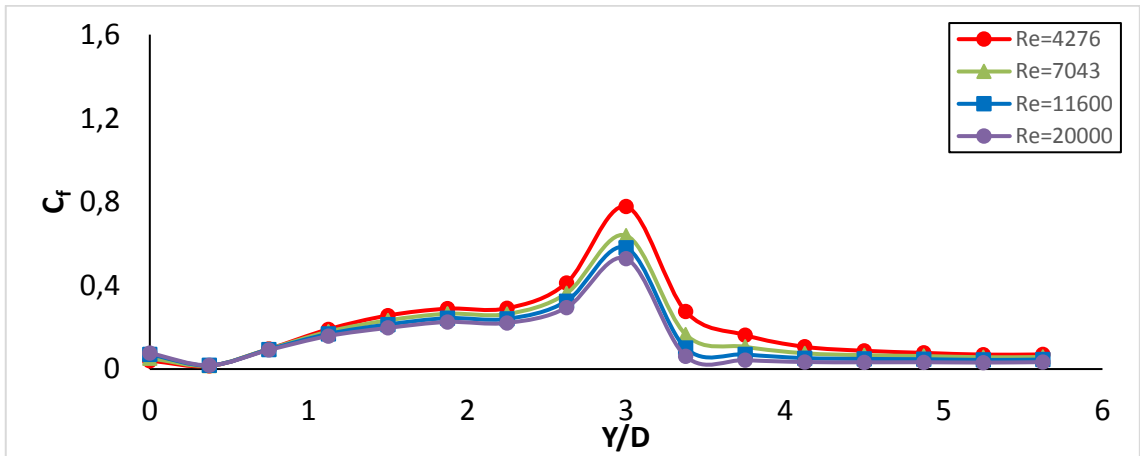
C_f katsayısının Re sayısına ve H/D mesafelerine göre y -ekseni boyunca dağılımları Şekil 4.53 ve Şekil 4.55’de verilmiştir. C_f katsayısının dağılımı, bir önceki durumlara benzer olarak Re sayısı ile ters orantılı olacak şekilde ortaya çıkmıştır. $H/D=9$ mesafesinde, diğer iki mesafeden farklı bir şekilde, katsayının değeri $Y/D=3$ ’te şiddetli bir şekilde artarak maksimum değerine ulaşmıştır. C_f ile H/D mesafesi arasındaki ilişki, bu durumda daha karmaşık bir tutum ortaya koymuştur. Bir önceki durumla benzer olarak, burada da maksimum katsayı değeri H/D mesafesinin en büyük olduğu durumda elde edilmiş fakat $H/D=6$ ile $H/D=2$ arasında bu ilişki ortaya çıkmamıştır.



(a)

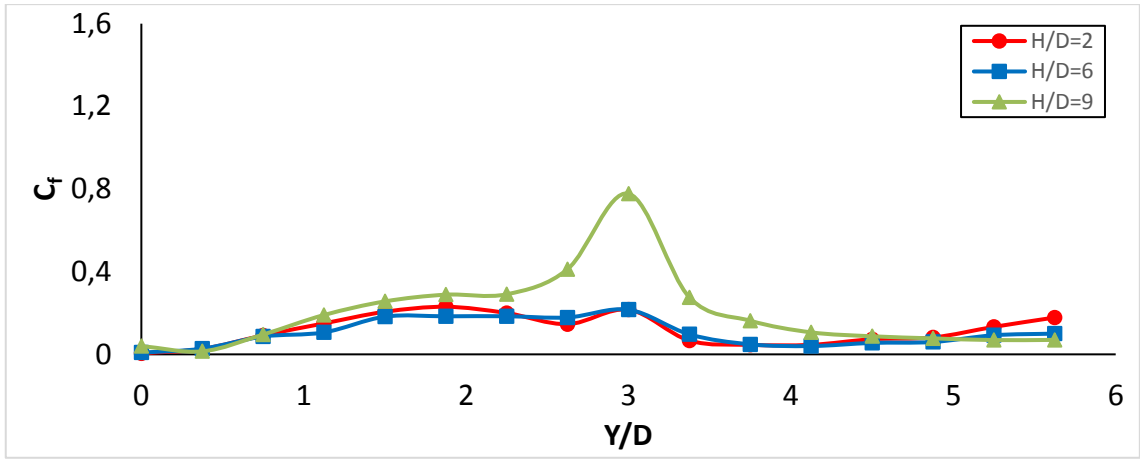


(b)

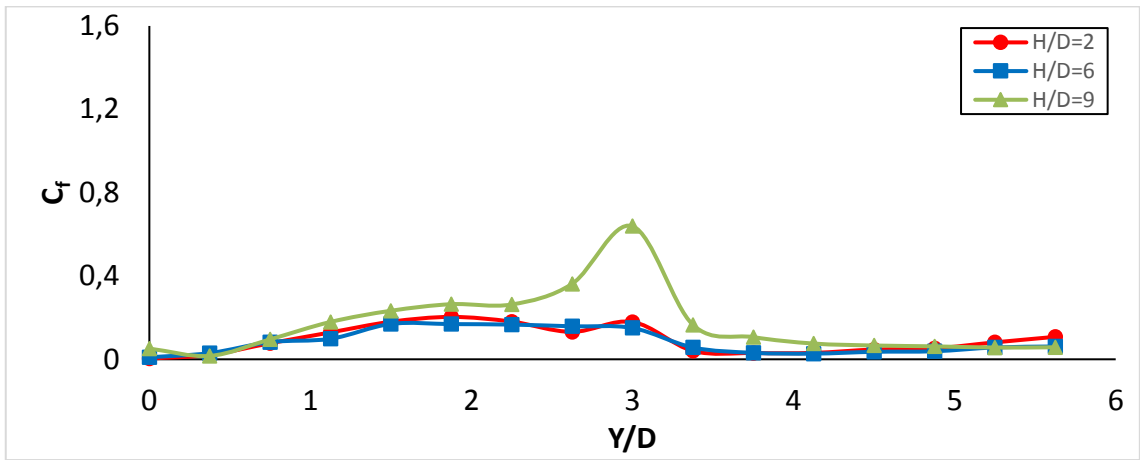


(c)

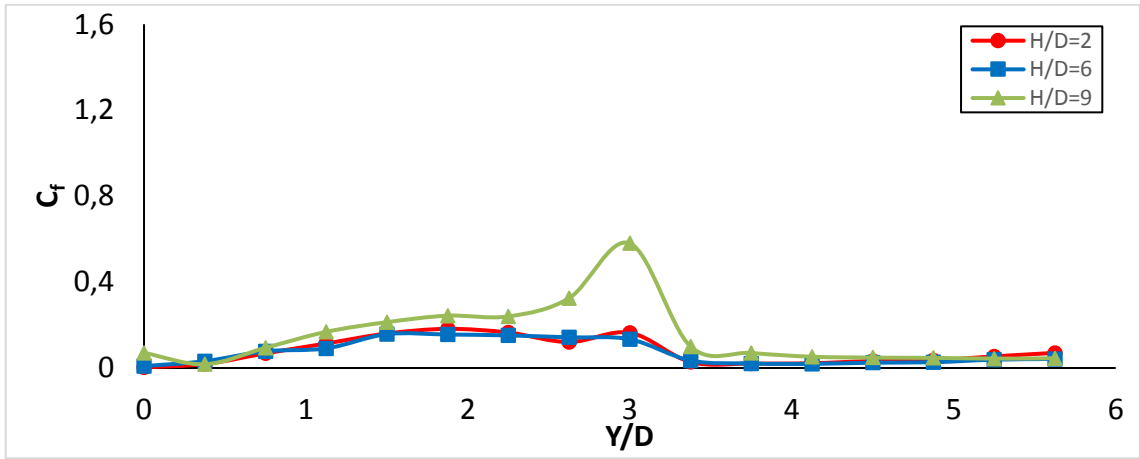
Şekil 4.53 C_f katsayısının Re sayısı ile değişimi, a) $H/D=2$, b) $H/D=6$, c) $H/D=9$



(a)

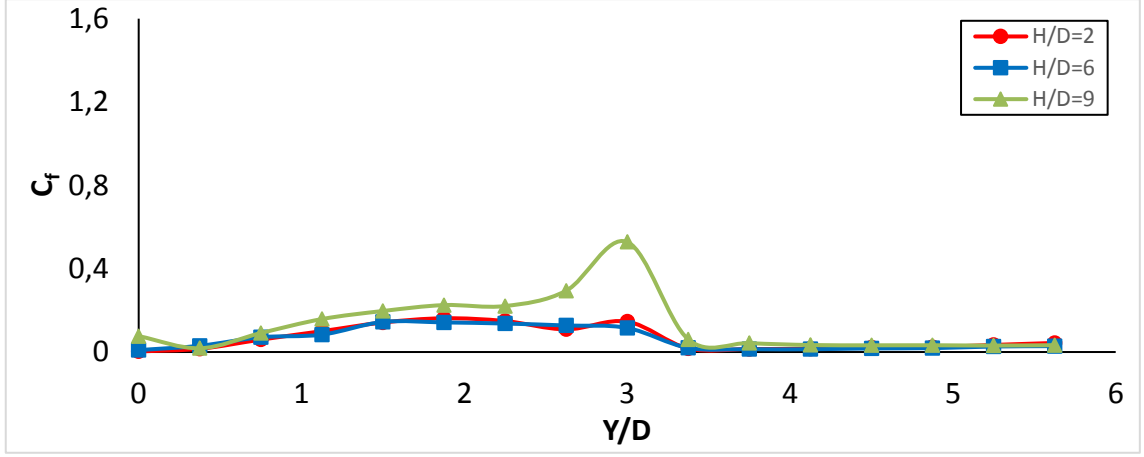


(b)



(c)

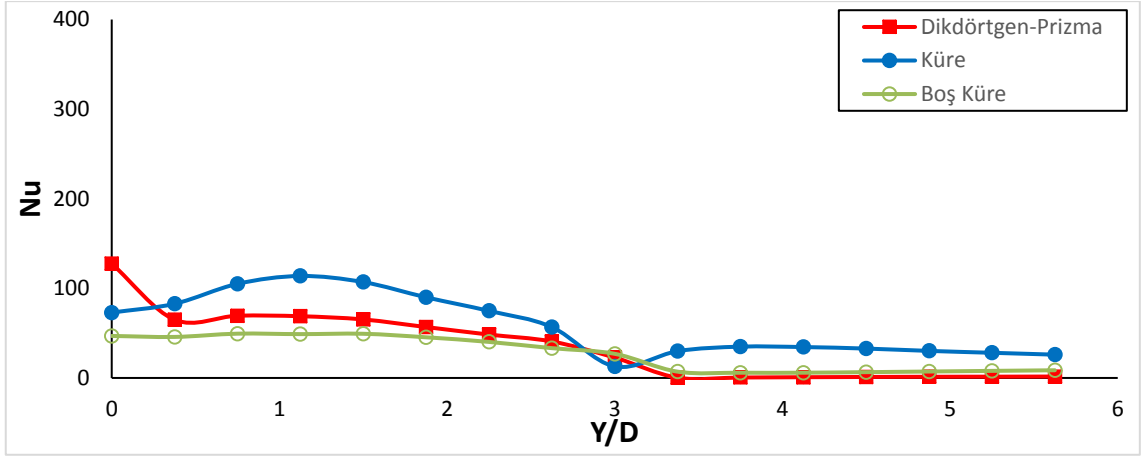
Şekil 4.54 C_f katsayısının Re sayısı ile değişimi, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$



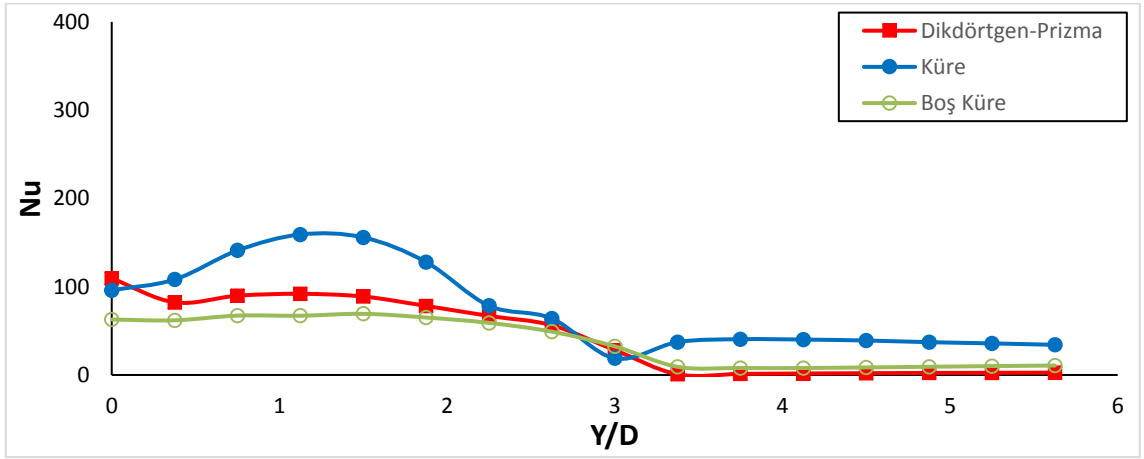
(d)

Şekil 4.55 C_f katsayısının Re sayısı ile değişimi, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$ (devamı)

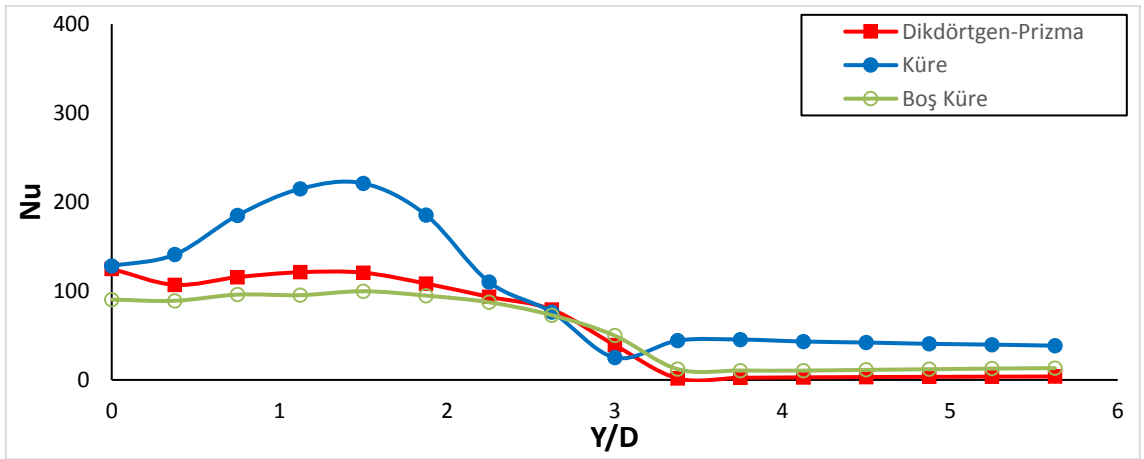
Bu çalışmada ele alınan üç farklı düzlemin (prizma, aşağı doğru yarım küre ve yukarı doğru içi boş yarım küre) Nu sayıları ve C_f katsayıları üzerindeki etkileri Şekil 4.57, Şekil 4.59 ve Şekil 4.61`te karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.  $H/D=2$  mesafesinde maksimum Nu sayısının, çarpma düzleminin, çarpma noktası hariç, küre olduğu durumda elde edildiği görülmektedir. Bu mesafede,  $H/D=6$  ve  $H/D=9$ `dakilerden farklı olarak maksimum Nu sayısı çarpma noktasında değil, ondan sonraki başka bir noktada elde edilmiştir. $H/D=6$ olduğu durumlarda düşük Re sayılarında benzer olarak çarpma düzleminin küre olduğu durumlarda Nu sayısı daha yüksek, Re sayıları yüksek olduğunda ise çarpma düzleminin prizma olduğu durumlarda daha yüksek Nu sayıları elde edilmiştir. Mesafenin $H/D=9$ olduğu durumda ısı transferi açısından, herhangi bir düzlemin diğer düzleme göre herhangi bir üstünlüğü gözlemlenememiştir.



(a)

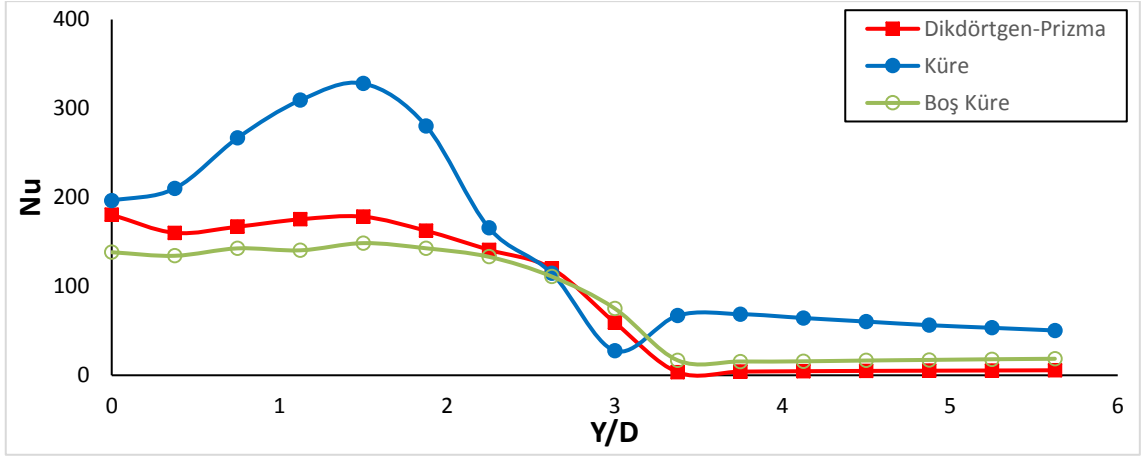


(b)



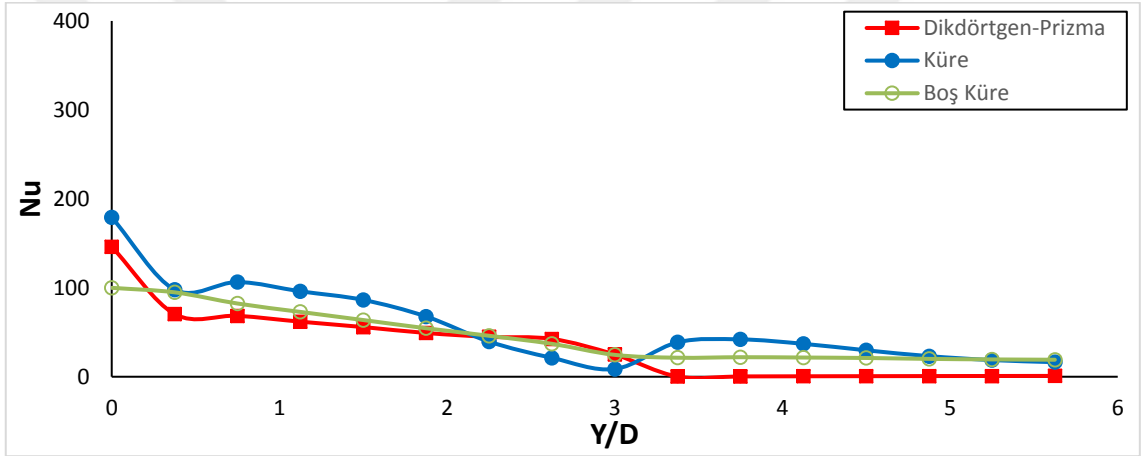
(c)

Şekil 4.56 $H/D=2$ mesafesinde Nu sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$

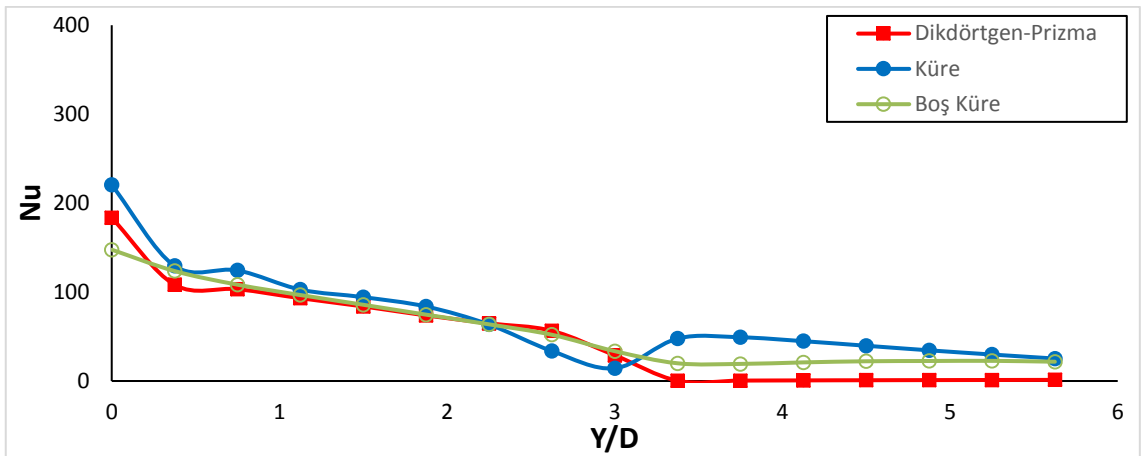


(d)

Şekil 4.57 H/D=2 mesafesinde Nu sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000 (devamı)

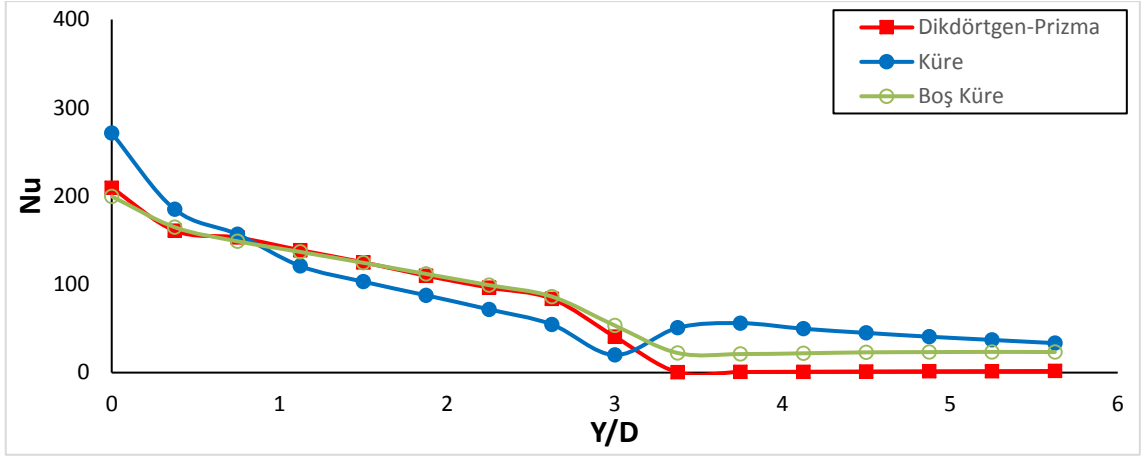


(a)

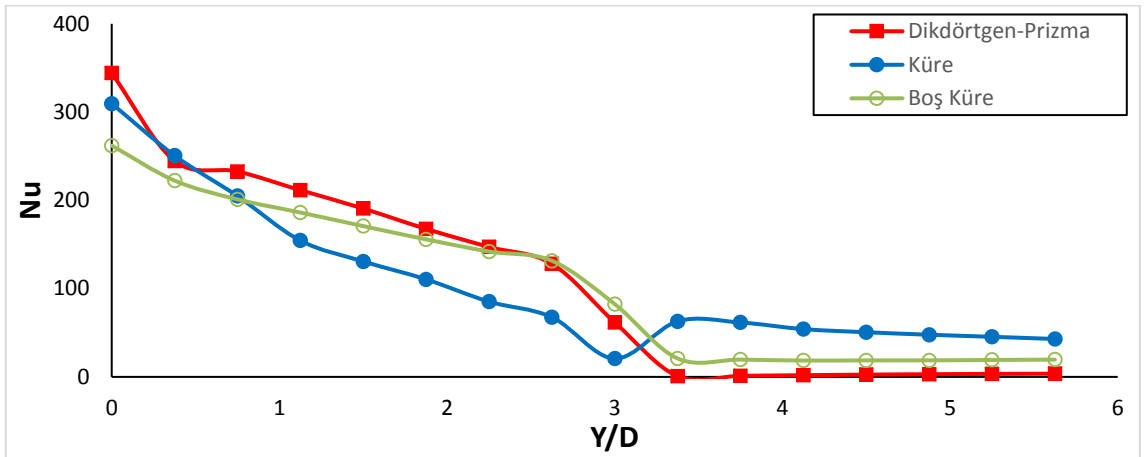


(b)

Şekil 4.58 H/D=6 mesafesinde elde edilen Nu sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000

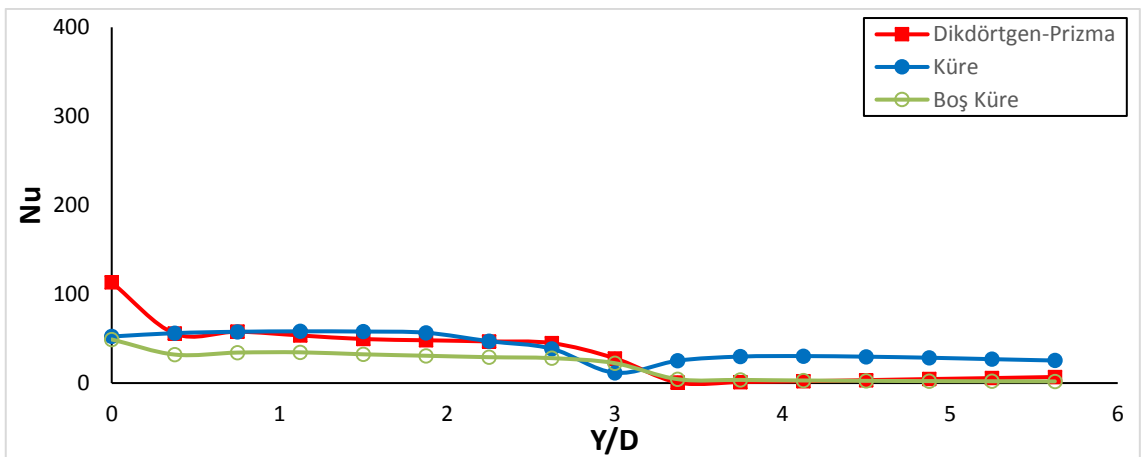


(c)



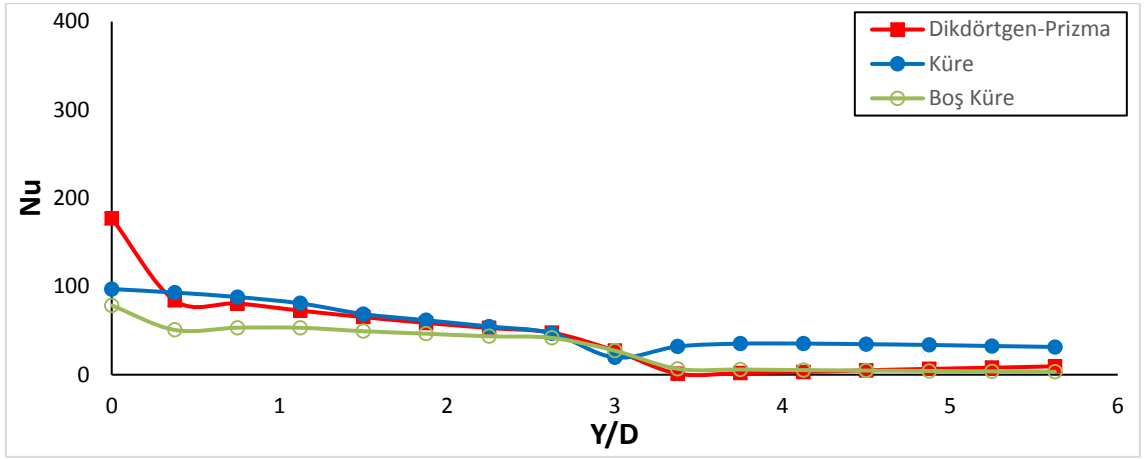
(d)

Şekil 4.59 $H/D=6$ mesafesinde elde edilen Nu sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$ (devamı)

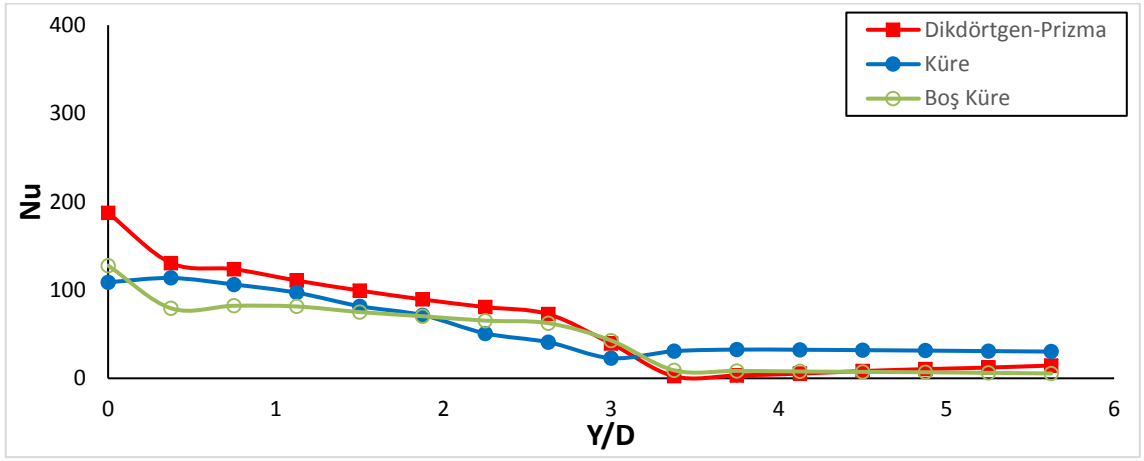


(a)

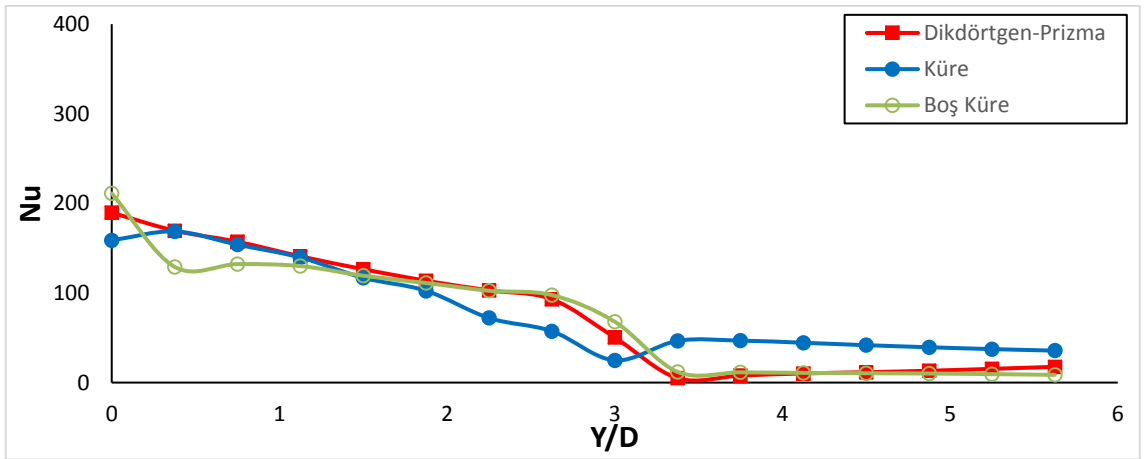
Şekil 4.60 $H/D=9$ mesafesinde elde edilen Nu sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$



(b)



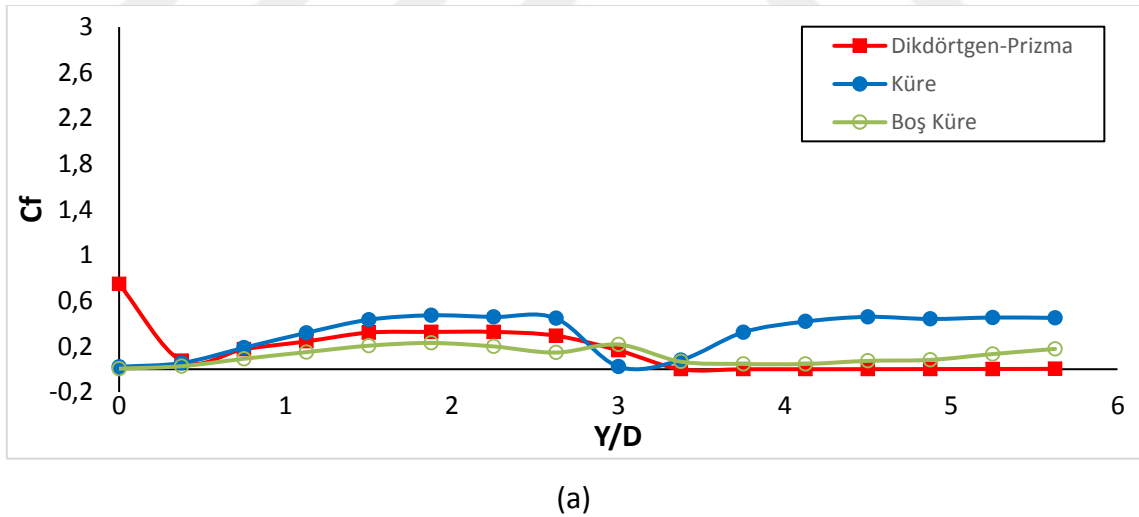
(c)



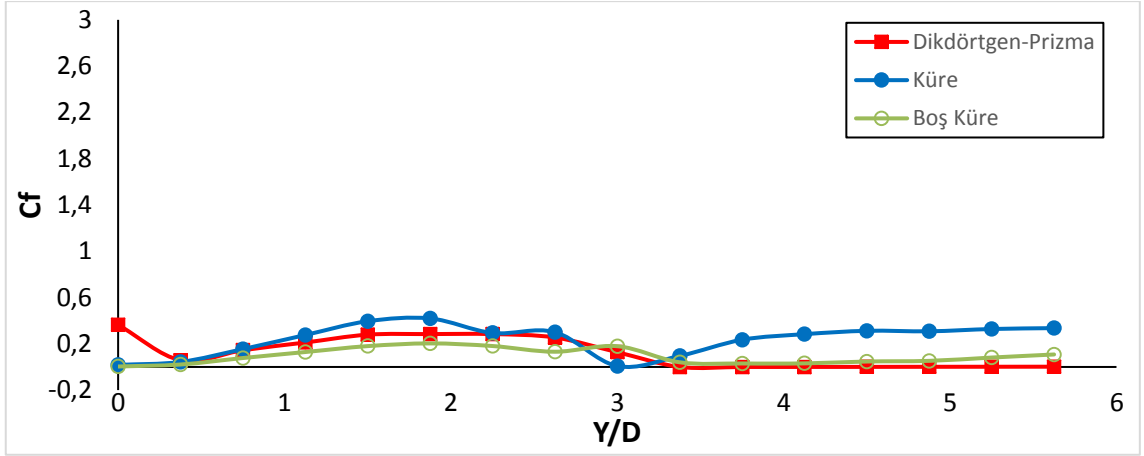
(d)

Şekil 4.61 $H/D=9$ mesafesinde elde edilen Nu sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı, a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$ (devamı)

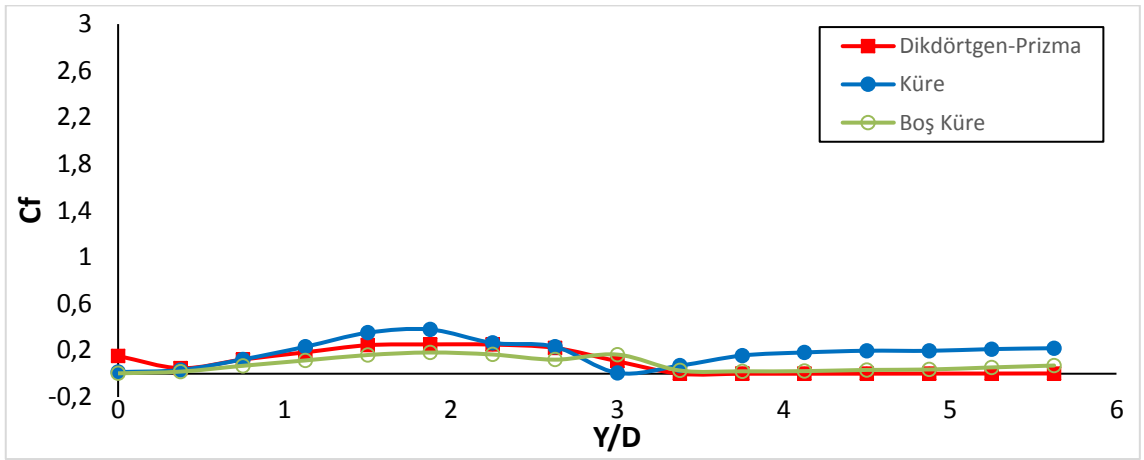
Şekil 4.63, Şekil 4.65 ve Şekil 4.67 üç farklı düzlem için yapılan analizlerden elde edilen C_f değerlerinin karşılaştırılmış hali gösterilmektedir. $H/D=2$ olduğu durumlar hariç, maksimum C_f değeri çarpma düzleminin prizma olduğu durumlarda elde edilmiştir. Mesafenin $H/D=2'$ ye eşit olduğu durumda elde edilen maksimum C_f değeri, çarpma düzleminin Re sayısına bağlı olarak hem küre hem de küp olduğu durumlarda görülmüştür. Minimum C_f değeri, tüm düzlemlerde farklılık göstermektedir. Çarpma düzleminin prizma ve boş küre olduğu durumlarda, jet merkezinden daha uzak bir noktada minimum değere ulaşılırken, çarpma düzleminin küre olduğu durumda jet merkezine daha yakın bir konumda minimum değere ulaşılmıştır. C_f değerinin minimum olduğu noktanın ne H/D mesafesiyle ne de Re sayısı ile bağlantılı olmadığı saptanmıştır, çarpma düzleminde yer alan düzlemlere bağlı olarak değiştiği tahmin edilmektedir. Ayrıca çarpma düzleminin prizma olduğu durumların neredeyse tümünde C_f değeri jet merkezinde maksimum değerini alırken, diğer durumlarda bu olay farklılık göstermiştir. Çarpma düzleminde kürenin bulunduğu durumlarda gözlemlenen farklılık ise katsayının $Y/D=3$ mesafesinde minimum değerini aldıktan sonra diğer düzlemlerdeki ki gibi sabit bir değerde kalmayıp tekrar bir artış göstermesidir.



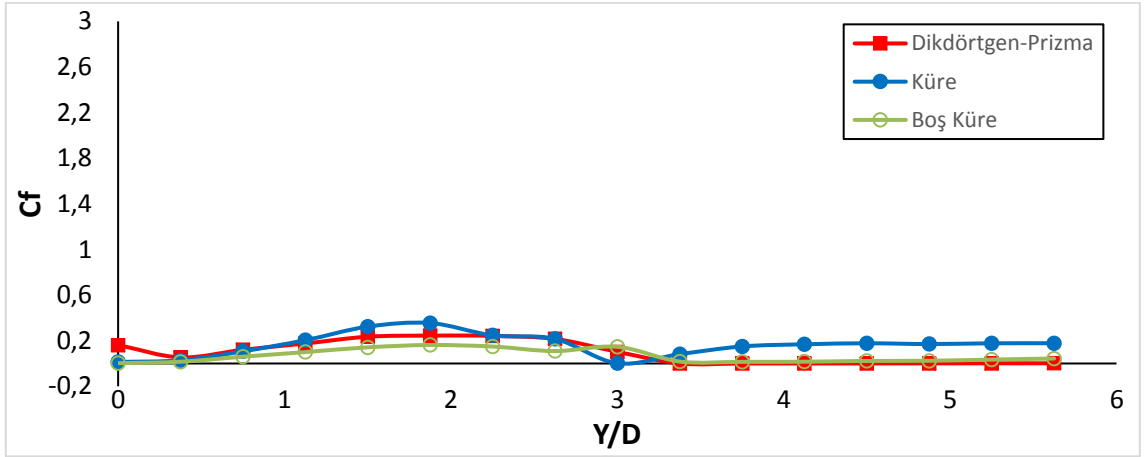
Şekil 4.62 $H/D=2$ mesafesinde C_f sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı,
a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$



(b)

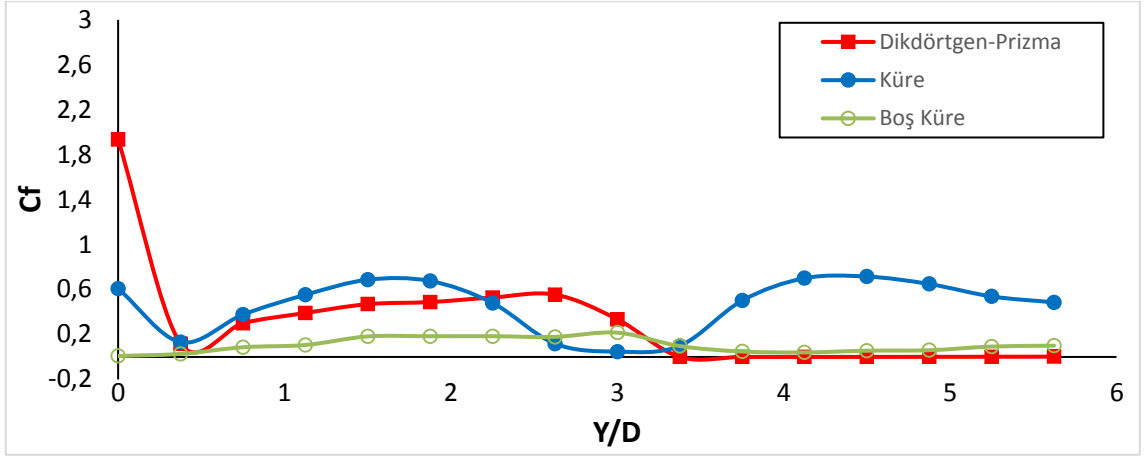


(c)

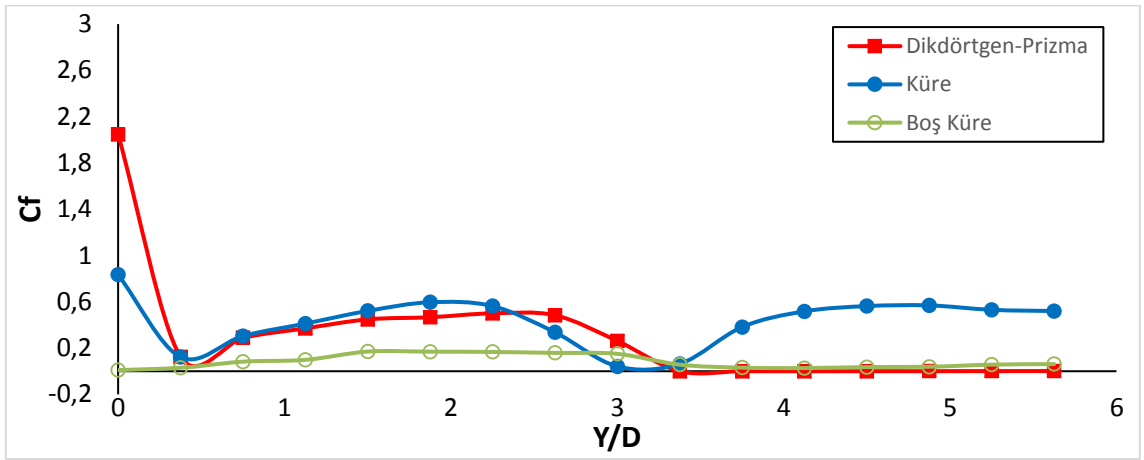


(d)

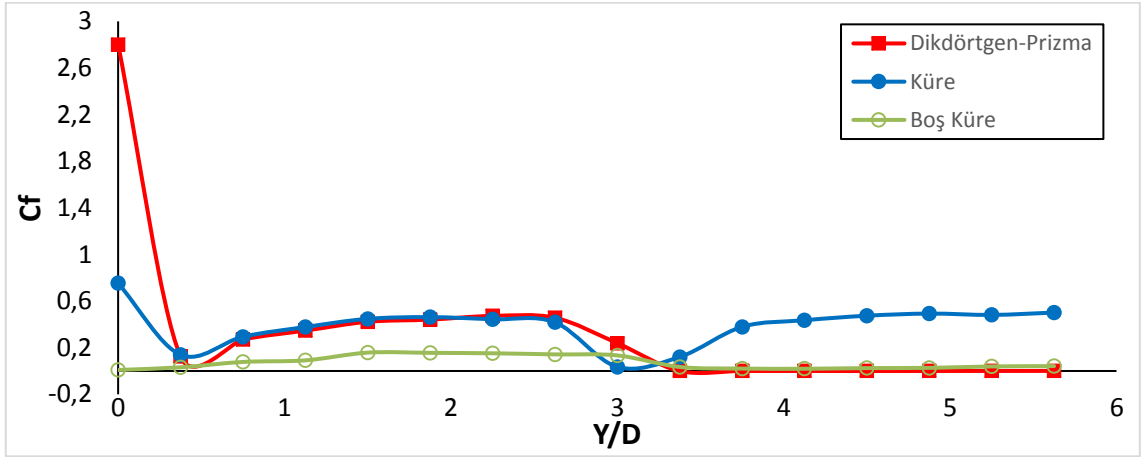
Şekil 4.63 H/D=2 mesafesinde C_f sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı,
a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000 (devamı)



(a)

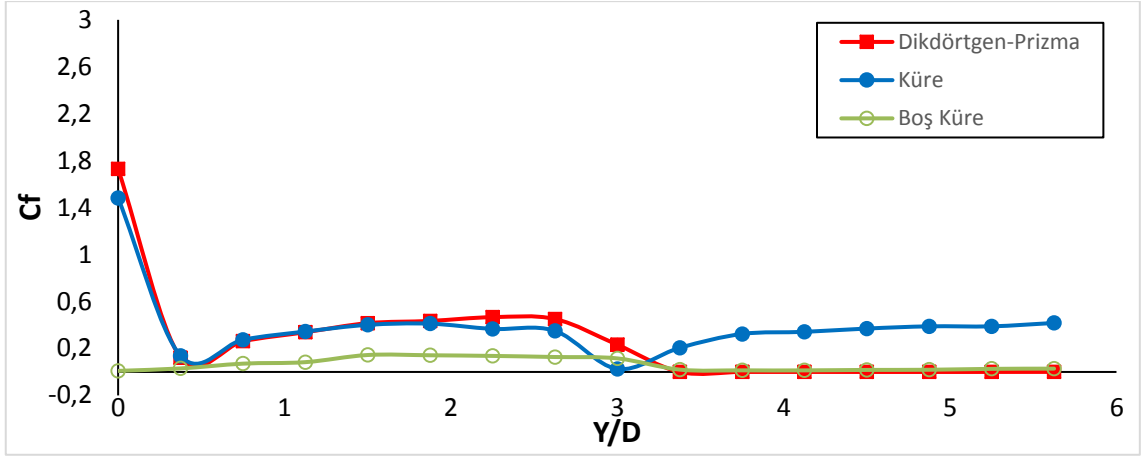


(b)



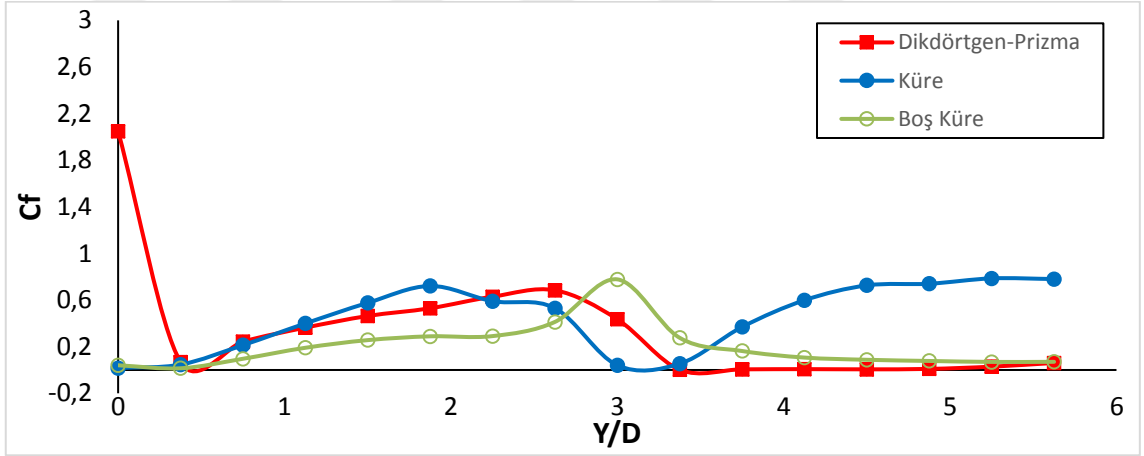
(c)

Şekil 4.64 $H/D=6$ mesafesinde C_f sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı,
a) $Re=4276$, b) $Re=7043$, c) $Re=11600$, d) $Re=20000$

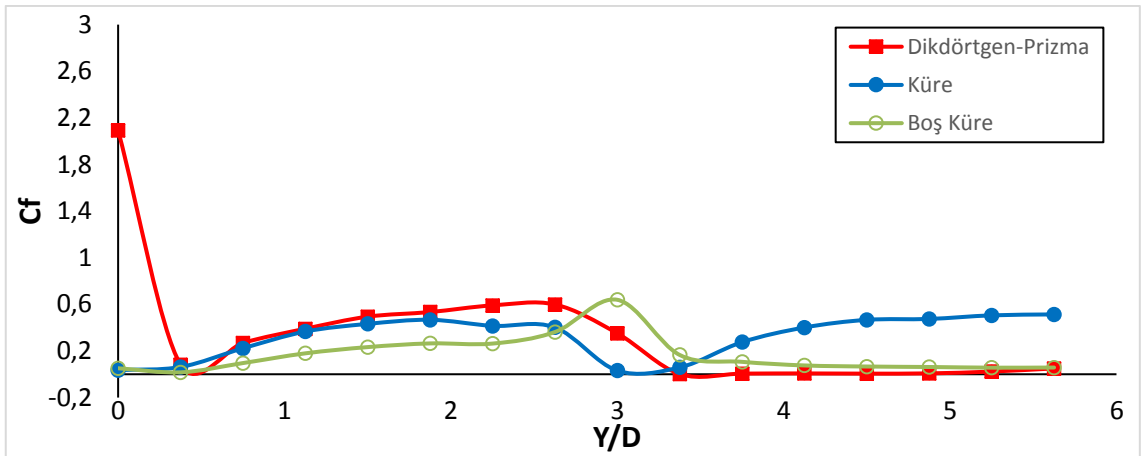


(d)

Şekil 4.65 H/D=6 mesafesinde C_f sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000 (devamı)

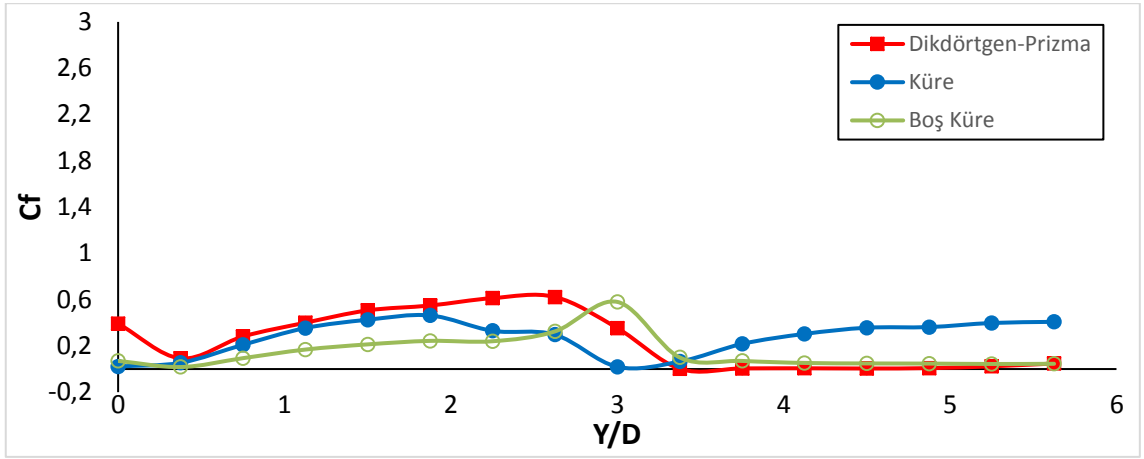


(a)

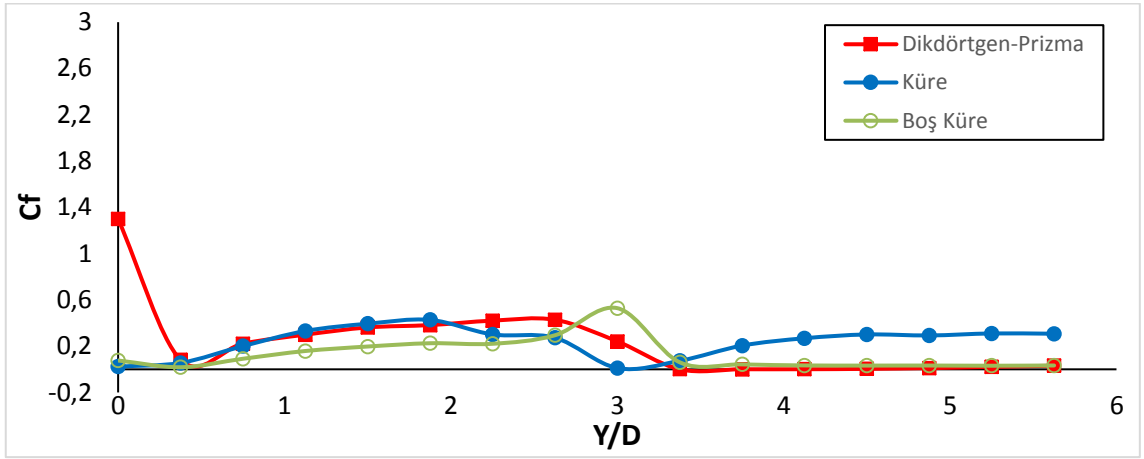


(b)

Şekil 4.66 H/D=9 mesafesinde C_f sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı, a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000



(c)



(d)

Şekil 4.67 H/D=9 mesafesinde C_f sayısının farklı düzlemler üzerindeki dağılımı,
a) Re=4276, b) Re=7043, c) Re=11600, d) Re=20000 (devamı)

SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu çalışmaya, çarpan jetlerle ilgili kapsamlı bir literatür taraması yapılarak başlanmış, daha sonra HAD ve çarpan jetlerin çalışma prensipleri verilerek giriş yapılmıştır. Giriş kısmının ardından, çalışmada kullanılan sayısal model ve yönetici denklemler tanıtılmış ve yapılan çalışma kapsamlı olarak sunulmuştur. İlk olarak, çalışmanın doğruluğunun ispatlanması amacıyla literatürden bulunan deneysel verilerle kıyaslama yapılmış ve çalışmanın ağ örgüsünden bağımsızlığı, dört farklı ağ örgüsü test edilerek gösterilmiştir. Aynı şekilde, başka bir deneysel veri ile mukayese yapılarak, bu çalışmada kullanılacak türbülans modelinin seçimi yapılmıştır. Bu amaçla, bir denklemlilik ve iki denklemlilik türbülans modellerinin yanında Reynolds gerilme türbülans modeli gibi yedi farklı türbülans modeli ile analizler yapılarak en uygun olanı seçilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, çalışmada standart $k-\epsilon$ türbülans modelinin kullanılmasının uygun olacağına karar verilmiştir.

Bu ön çalışmalardan sonra, akışkanın termo-fiziksel özelliklerinin sıcaklığa bağlı değişimlerinin sonuçlara nasıl yansıtacağı araştırılmıştır. Bunun için üç farklı metod uygulanmıştır. İlk olarak akışkan yoğunluğu sabit tutulmuş, daha sonra akışkan yoğunluğu Boussinesq yaklaşımı esas alınarak değişken alınmış ve son olarak akışkanın tüm termo-fiziksel özellikleri sıcaklıkla doğrusal değişecek şekilde analizler gerçekleştirilmiştir. Bu işlemler, çarpma düzleminin küp olduğu dört farklı Re sayısı için yapılmıştır. Küçük değişiklikler dışında sonuçların birbirlerine yakın çıkmasından dolayı, diğer parametrik çalışmalarda Boussinesq yaklaşımı esas alınmıştır.

Daha sonraki çalışmalar, bu tezin asıl amacı olan çarpan jetlerin farklı düzlemlerde $Re=4276, 7043, 11600, 20000$ ve jet-çarpma yüzeyi mesafeleri ($H/D=2, 6, 9$) için akış ve ısı transferini nasıl etkileyeceğini ortaya çıkarmak üzerine olmuştur. Bu tez çalışmasında, tavan yüzeyi jet merkezinde kalacak şekilde üç farklı düzlem yerleştirilmiştir. Bu düzlemler prizma, yarım küre ve içi boş yarm küredir. Elde edilen sonuçlar Nu sayısı ve C_f katsayılarının değişimleri gösterilerek sunulmuş aşağıdaki gibi özetlenebilirler:

- Standart $k-\epsilon$ türbülans modelinin, çarpan jet analizlerinde sadece durma bölgesi ve serbest jet bölgesinde kullanılabileceği, duvar jet bölgesinde güvenilir sonuçlar vermediği görülmüştür. Ancak bilgisayar altyapısının güçlü olduğu durumlarda, literatürde tavsiye edilen SST $k-\omega$ türbülans modeli veya RSM, LES gibi türbülans modelleri kullanılabilir.
- Sıcaklığın akışkanın yoğunluğu üzerindeki etkilerinin incelendiği üç farklı yaklaşımdan elde edilen sonuçlara göre, akışkanın yoğunluğunun sabit alınması, yoğunluğun Boussinesq yaklaşımına göre değişmesi ya da yoğunluğun sıcaklıkla doğrusal olarak değişmesi durumlarında, akış alanları arasında çok büyük farklar gözlemlenmemiş, hatta Boussinesq ve sabit durumdaki sonuçlarda benzerlikler görülmüştür. Buradan, bu üç farklı metottan herhangi birinin çarpan jet problemlerinde kullanılabileceği sonucuna ulaşılmıştır.
- Yapılan çalışmalar sonucunda Re sayısı ile Nu sayısı arasında doğru orantılı bir ilişki olduğu, Re sayısı arttıkça Nu sayısının da arttığı görülmüştür.
- Maksimum ısı transferi $Re=20000$ ve $H/D=6$ iken elde edilmiştir.
- Re sayısı ile, serbest jet bölgesindeki akışın radyal yayılması arasında bir ilişki olduğu gözlemlenememiştir. Radyal yayılmanın H/D parametresi ile değiştiği, H/D parametresi arttıkça radyal yayılmanın genişlediği gözlemlenmiştir.
- Re sayısı ve C_f arasında ters bir orantının olduğu, yani Re sayısı arttıkça C_f 'nin azaldığı ortaya konulmuştur.
- H/D parametresi ile C_f arasında bir ilişki olduğu gözlemlenememiştir.

Bu çalışmanın geliştirilebilmesi açısından, çarpma yüzeyinin ve yüzeyde bulunan düzlemlerin sınır şartını sabit sıcaklık olarak kabul etmekten ziyade, bir ısı akısı değeri belirlenip buna ilaveten problemin zamana bağlı çözümü yapılarak çarpma yüzeyinde bulunan düzlemlerin zamanla nasıl soğudukları incelenebilir. Başka bir öneri ise çarpma yüzeyinde bulunan farklı düzlemlerin boyutları, jet çapı ile eşdeğer alındığı zaman akış ve ısı transfer karakteristiklerinin nasıl değiştiği gözlemlenebilir. Daha kapsamlı bir araştırmanın konusu olarak standart k-ε modelinin deneysel sonuçlarla uyum sağlamadığı bölge olan duvar jet bölgesi için, türbülans modelinin veya ağ örgüsünün modifiye edilerek deneysel sonuçlara daha fazla yaklaşması sağlanabilir.



KAYNAKLAR

-
- [1] Caliskan, S., Baskaya, S., Calisir, T., (2014). "Experimental and Numerical Investigation of Geometry Effects on Multiple Impinging Air Jets", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 75:685–703.
 - [2] Pakhomov, M.A., Terekhov, V.I., (2015). "Numerical Study Of Fluid Flow And Heat Transfer Characteristics in an Intermittent Turbulent Impinging Round Jet", *International Journal of Thermal Sciences*, 87:85-93.
 - [3] King, A.J.C., ve Chandratilleke, T.T., (2015). "Heat Transfer Characteristics in Impinging Jet Arrays", *Australian Journal of Mechanical Engineering*, 4(1):59-64.
 - [4] Wienand, J., Riedelsheimer, A., Weigand, B., (2016). "Numerical Study of a Turbulent Impinging Jet For Different Jet-To-Plate Distances Using Two-Equation Turbulence Models", *European Journal of Mechanics Fluids*, 0997.
 - [5] LIU, T., ve SULLIVAN, J. P., (1996). "Heat Transfer And Flow Structures in an Excited Circular Impinging Jet", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39:3695-3706.
 - [6] Violato, D., Ianiro, A., Cardone, G., Scarano, F., (2012). "Three-Dimensional Vortex Dynamics and Convective Heat Transfer in Circular and Chevron Impinging Jets", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 37:22–36.
 - [7] Yang, G., Choi, M., Lee, J.S., (1999). "An Experimental Study of Slot Jet Impingement Cooling on Concave Surface Effects of Nozzle Configuration and Curvature", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42:2199-2209.
 - [8] Xing, Y., ve Weigand, B., (2010). "Experimental Investigation of Impingement Heat Transfer on a Flat and Dimpled Plate With Different Crossflow Schemes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53:3874–3886.
 - [9] Ahmed, Z.U., Al-Abdeli, Y.M., Guzzomi, F.G. (2016). "Heat Transfer Characteristics of Swirling and Non-Swirling Impinging Turbulent Jets", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 102:991–1003.
 - [10] Ansu, U., Godi, S.C., Pattamatta, A., Balaji, C., (2017). "Experimental Investigation of the Inlet Condition on Jet Impingement Heat Transfer Using Liquid Crystal Thermography", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 80:363–375.
 - [11] Hosain, M.L., Fdhila, R.B., Daneryd, A., (2016). "Heat Transfer By Liquid Jets Impinging on a Hot Flat Surface", *Applied Energy*, 164:934–943.

- [12] Jalil A., ve Rajaratnam, N., (2006). "Oblique Impingement of Circular Water Jets on a Plane Boundary", *Journal of Hydraulic Research*, 44(6):1814-2079.
- [13] Friedrich, B.K., Ford, T.D., Glaspell, A.W., Choo, K., (2017). "Experimental Study of the Hydrodynamic and Heat Transfer of Air-Assistant Circular Water Jet Impinging a Flat Circular Disk", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 106:804–809.
- [14] Morad, M.R., Momeni, A., Fordoei, E.E., Ashjaee, M., (2016). "Experimental and Numerical Study on Heat Transfer Characteristics for Methane/Air Flame Impinging on a flat Surface", *International Journal of Thermal Sciences*, 110:229-240.
- [15] Guoneng, L., Youqu, Z., Guilin, H., Zhiguo, Z., (2014). "Convective Heat Transfer Enhancement of a Rectangular Flat Plate by an Impinging Jet in Cross Flow", *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 22(5):489-495.
- [16] Kim, N.S. ve Giovannini, A., (2007). "Experimental Study of Turbulent Round Jet Flow Impinging on a Square Cylinder Laid on a Flat Plate", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28:1327–1339.
- [17] Kurnia, J.C., Sasmito, A.P., Xu, P., Mujumdar, A.S., (2017). "Performance and Potential Energy Saving of Thermal Dryer With Intermittent Impinging Jet", *Applied Thermal Engineering*, 113:246–258.
- [18] He, X., Lustbader, J.A., Arik, M., Sharma, R., (2015). "Heat Transfer Characteristics of Impinging Steady and Synthetic Jets Over Vertical Flat Surface", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 80:825–834.
- [19] Reodikar, S.A., Meena, H.C., Vinze, R., Prabhu, S.V., (2016). "Influence of the Orifice Shape on the Local Heat Transfer Distribution and Axis Switching By Compressible Jets Impinging on Flat Surface", *International Journal of Thermal Sciences*, 104:208-224.
- [20] Vouros, A., ve Panidis, T., (2008). "Influence of A Secondary, Parallel, Low Reynolds Number, Round Jet on A Turbulent Axisymmetric Jet", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32:1455–1467.
- [21] Poitras, G.J., Babineau, A., Roy, G., Brizzi, L.-E., (2017). "Aerodynamic And Heat Transfer Analysis of A Impinging Jet on A Concave Surface", *International Journal of Thermal Sciences*, 114:184-195.
- [22] Chan, T.L., Leung, C.W., Jambunathan, K., Ashforth-Frost, S., Zhou, Y., Liu, M.H., (2002). "Heat Transfer Characteristics of A Slot Jet Impinging on A Semi-Circular Convex Surface", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45:993-1006.
- [23] Esirgemez, E., Newby, J.W., Nott, C., Ölçmen, S.M., Ötügen, V., (2007). "Experimental Study of A Round Jet Impinging on A Convex Cylinder", *Measurement Science and Technology*, 18(7):1800–1810.
- [24] Aldabbagh, L.B.Y., ve Sezai, I., (2002). "Numerical Simulation of Three-Dimensional Laminar Multiple Impinging Square Jets", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 23:509–518.

- [25] Kobayashi, T., Sugita, K., Umemiya, N., Kishimoto, T., Sandberg, M., (2017). "Numerical Investigation and Accuracy Verification of Indoor Environment for an Impinging Jet Ventilated Room Using Computational Fluid Dynamics", *Building and Environment*, 115:251-268.
- [26] Ekkad, S.V., ve Kontrovitz, D., (2002). "Jet Impingement Heat Transfer on Dimpled Target Surfaces", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 23:22–28.
- [27] Kanokjaruvijit, K., ve Martinez-Botas, R.F., (2010). "Heat Transfer Correlations of Perpendicularly Impinging Jets on A Hemispherical-Dimpled Surface", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53:3045–3056.
- [28] ÇELİK, N., ve EREN, H., (2010). "Effects Of Stagnation Region Turbulence of an Impinging Jet On Heat Transfer", *Journal of Thermal Science and Technology*, 30(1):91-98.
- [29] Yao, S., Guo, Y., Jiang, N., Liu, J., (2015). "An Experimental Study of a Turbulent Jet Impinging on a Flat Surface", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 83:820–832.
- [30] Luo, Z., Deng, X., Xia, Z., Wan, L., Gong, W., (2016). "Flow Field and Heat Transfer Characteristics of Impingement Based on a Vectoring Dual Synthetic Jet Actuator", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 102:18–25.
- [31] Wen, Z., He, Y., Cao, X., Yan, C., (2016). "Numerical Study Of Impinging Jets Heat Transfer With Different Nozzle Geometries and Arrangements for a Ground Fast Cooling Simulation Device", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 95:321–335.
- [32] Al-Rmah, M.A., ve Mohamad, M.A., (2015). "Simulation of Multi-Internal Confined Impinging Jets Using The Lattice Boltzmann Method", *Applied Thermal Engineering*, 81:288-296.
- [33] Wang, X. K., Zheng, J. X., Tan, D. S., Zhou, B., Tan, S.K., (2016). "Study of Flow Formed By Three Coplanar Impinging Pipe Jets at Inclination Angles of 30° And 45°", *Environmental Fluid Mechanics*, 16:635–658.
- [34] Modak, M., Garg, K., Srinivasan, S., Sahu, S.K., (2017). "Theoretical and Experimental Study on Heat Transfer Characteristics of Normally Impinging Two Dimensional Jets on a Hot Surface", *International Journal of Thermal Sciences*, 112:174-187.
- [35] Silva-Llanca, L. ve Ortega, A. (2017). "Vortex Dynamics and Mechanisms of Heat Transfer Enhancement in Synthetic Jet Impingement", *International Journal of Thermal Sciences*, 112:153-164.
- [36] Versteeg H.K. ve Malalasekera W., (1995). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics the Finite Volume Method*, Longman Group Limited, Harlow.
- [37] Gauntner, J.W., Livingood, J.N.B., Hrycak, P., (1970). "Survey of Literature on Flow Characteristics of a Single Turbulent Jet Impinging on a Flat Plate", NASA, TN D-5652.

- [38] Viskanta, R., (1993) "Heat Transfer to Impinging Isothermal Gas and Flame Jets", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 6:111-134.
- [39] Geers, L.F.G., (2004). Multiple Impinging Jet Arrays: an Experimental Study on Flow and Heat Transfer, Doktora Tezi, Delft University of Technology, Delft.
- [40] Hrycak, P., (1981). Heat Transfer From Impinging Jets a Literature Review, New Jersey Institute of Technology, New Jersey.
- [41] Yule, A.J., (2006). "Large-scale Structure in the Mixing Layer of a Round Jet", *Journal of Fluid Mechanics*, 89(3):413-432.
- [42] Kataoka, K., (1990). "Impinging Heat Transfer Augmentation due to Large Scale Eddies in Heat Transfer", *International Heat Transfer Conference*, 19-24 August 1990, Kudüs, 255-273.
- [43] Nishino, K., Samada, M., Kasuya, K., Torii, K., (1996). "Turbulence Statistics in the Stagnation Region of an Axisymmetric Impinging Jet Flow", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 17:193-201.
- [44] Guo, Y., ve Wood, D.H., (2002). "Measurements in The Vicinity of a Stagnation Point", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 25:605-614.
- [45] Poreh, M., Tsuei, Y.G., Cermak, J.E., (1967). "Investigation of a Turbulent Radial Wall Jet, *Journal of Applied Mechanics*", 34:457-463.
- [46] Zuckerman, N., ve Lior, N., (2006). "Jet Impingement Heat Transfer: Physics, Correlations and Numerical Modeling", *Advances in Heat Transfer*, 39:565-631.
- [47] Gacherieu, ve C., Weber, C., (1998). "Assesment Of Algebraic and One-Equation Turbulence Models for Transonic Turbulent Flow Around a Full Aircraft Configuration", 16th AIAA Applied Aerodynamics Conference Albuquerque, Haziran 1998, Albuquerque.
- [48] Rogers, S.E., Both, K., Nash, S.M., Baker, M.D., Slotnick, J.P. , Whitlock, M., Cao, H.V., (2000). "Advances in Overset CFD Processes Applied to Subsonic High-Lift Aircraft", 18th Applied Aerodynamics Conference, Haziran 2000, Denver.
- [49] Spalart, P.R., Allmaras, S.R., (1992). "A One Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows", 30th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit Reno, Haziran 1992, Nevada.
- [50] Deck, S., Duveau, P., d'Espiney, P., Guillen, P., (2002). "Development and Application of Spalart-Allmaras One Equation Turbulence Model To Three-Dimensional Supersonic Complex Configurations", *Aerospace Science and Technology*, 6:171-183.
- [51] Allmaras, S.R., Johnson, F.T., Spalart, P.R., (2012). "Modifications and Clarifications for The Implementation of The Spalart-Allmaras Turbulence Model", *Seventh International Conference on Computational Fluid Dynamics*, 9-13 July 2012, Big Island Hawaii.
- [52] Yakhot, V., ve Orszag, S.A., (1986). "Renormalization Group Analysis of Turbulence I. Basic Theory", *Journal of Scientific Computing*, 1:3-51.

- [53] Yakhot, V., ve Smith, L.M., (1992). "The Renormalization Group, The Expansion and Derivation Of Turbulence Models", *Journal of Scientific Computing*, 7:35–61.
- [54] Kim, J.J., ve Baik, J.J., (2004). "A Numerical Study Of The Effects Of Ambient Wind Direction On flow And Dispersion In Urban Street Canyons Using The RNG k- ϵ Turbulence Model", *Atmospheric Environment*, 38:3039–3048.
- [55] Maele, K.V., ve Merci, B., (2006). "Application Of Two Buoyancy-Modified k- ϵ Turbulence Models To Different Types Of Buoyant Plumes", *Fire Safety Journal*, 41:122–138.
- [56] Shih T.H., Liou W.W., Shabbir A., Yang Z., Zhu J., (1995). "A New k- ϵ Eddy Viscosity Model For High Reynolds Number Turbulent flows", *Computers & Fluids*, 24(3):227–238.
- [57] Wilcox, D.W., (1994). *Turbulence Modeling For CFD*, 1st ed., DCW Industries, La Canada
- [58] Rumsey, C. L., (2010). "Compressibility Considerations for κ - ω Turbulence Models in Hypersonic Boundary Layer Applications", *Journal of Spacecraft and Rockets*, 47:11-20.
- [59] Menter, F.R., (1994). "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", *AIAA Journal*, 32(8):1598–1605.
- [60] Choi, S., ve Kang, H., (2010). "Reynolds Stress Modeling of Vegetated Openchannel Flows", *Journal of Hydraulic Research*, 42:1814-2079.
- [61] O'Donovan, T.S. ve Murray, D.B., (2007). "Jet Impingement Heat Transfer – Part I: Mean and Root-Mean-Square Heat Transfer and Velocity Distributions", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50:3291–3301.
- [62] Natural Convection and Buoyancy-Driven Flows, Boussinesq Equation, <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/node572.htm#eqboussinesq>, 9 Mart 2017.
- [63] Cengel, Y.A., (2003). *Heat Transfer: A Practical Approach*, 2nd edition, McGraw-Hill, New York.
- [64] Chao, Y., Jianjun, Y., Junzhe, L., (2006). "Scheme Effect and Grid Dependency in CFD Computations Of Heat Transfer", *ACTA Aerodynamica Sinica*, 022.
- [65] Zhang, H. R., ve Yu, Y., (2013). "A Guidance to Grid Size Design for CFD Numerical Simulation of Hypersonic Flows", *Procedia Engineering*, 67:178 – 187.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Abdullah BÖLEK
Doğum Tarihi ve Yeri : 1992/İzmir
Yabancı Dili : İngilizce, Almanca
E-posta : abduallah.bolek@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2017
Lisans	Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2014
Lise	Fen	60. Yıl Anadolu Lisesi	2010

YAYINLARI

Bildiri

1. Ghassemlaglou, N., Bolek, A., Yilmaz, O., Oznergiz, E., Kocabas, H., Yilmaz, Ş., (2015).
“Optimum Design of Attenuator of Spun-Bond Production System” World Academy of Science, Engineering and Technology, International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering, 13-14 Temmuz 2015, Venedik.
2. Ghassemlaglou, N., Bolek, A., Yilmaz, O., Oznergiz, E., Kocabas, H., Yilmaz, Ş., (2015).
“Fibers Presence Effects on Air Flow of Attenuator of Spun-Bond Production System”, World Academy of Science, Engineering and Technology, International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering , 27-28 Ağustos 2015, Paris.
3. Bolek A., Bayraktar, S., (2016). “Heat and Fluid Flow Analysis of an Impinging Jet on a Cubic Body”, Second International Conference on Energy Systems (ICES-2016), 21-23 December 2016 Yıldız Technical University, Istanbul.

Kitap Bölümü

1. Bolek A., Bayraktar, S., (2017). “Heat and Fluid Flow Analysis of an Impinging Jet on a Cubic Body”, Exergetic, Energetic and Environmental Dimensions, Dincer et al., Elsevier, accepted and waiting for publication in 2018.

Proje

1. “Spunbond-Nanolif-Spunbond (SNS) Teknolojisi İle Nitelikli Hava Filtresi Üreten Bir Sistemin Tasarımı ve Geliştirilmesi”, 112M311 Numaralı Tübitak Araştırma Projesi.