

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLER ENSTİTÜSÜ**

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**YATAYLA EĞİMLİ YÜZEYLERE ÇARPAN JET AKIŞLARININ DENEYSEL VE
TEORİK OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Arash SETAREH

**ARALIK 2008
TRABZON**

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLER ENSTİTÜSÜ**

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**YATAYLA EĞİMLİ YÜZEYLERE ÇARPAN JET AKIŞLARININ DENEYSEL VE
TEORİK OLARAK İNCELENMESİ**

Makina Müh. Arash SETAREH

**Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde
“Makina Yüksek Mühendisi”
Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 10.11.2008
Tezin Savunma Tarihi : 15.12.2008**

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Orhan AYDIN *Orhan Aydın*
Jüri Üyesi : Doç. Dr. Mehmet Emin ARICI *Mehmet Emin Arıcı*
Jüri Üyesi : Prof. Dr. Kamil KAYGUSUZ *Kamil Kaygusuz*

Enstitü Müdürü : Prof. Dr. Salih TERZİOĞLU

Trabzon 2008

ÖNSÖZ

Günümüzde dünyada mevcut olan ve insanoğlunun birinci problemi haline gelmiş enerji kaynaklarının azalması ile ilgili sayısız araştırma konusu ve proje geliştirilmektedir. Sanayide kullanılan enerjiyi daha verimli kullanabilmek için jet akışları kullanılan yöntemler arasında yer almaktadır. Yüzeyde oluşturulan hız alanlarının geometrisine bağlı soğutma sanayisinde veya temperleme işleminde daha etkili yüzeyden ısı süpürme işlemi gerçekleştirilebilir.

Bu çalışmada, açısal konumu değiştirilebilen düzlemsel bir yüzey üzerinde farklı püskürtme ağız – yüzey aralığı ve farklı hızlarla gönderilen akışın yüzey basınç katsayısı üzerindeki etkisi araştırılmıştır.

Deneyler K.T.Ü. Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik Laboratuvarında yapılmıştır. Deney düzeneğinin tasarım ve yapımında bana yardımcı olan Arş. Gör. Dr. Mete AVCI'ya teşekkür ederim.

Ayrıca tez çalışmasında, değerli görüş ve önerileriyle beni yönlendiren danışman hocam Prof. Dr. Orhan AYDIN'a teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Tez çalışma süresince uzaktan da olsa manevi desteğini hiç esirgemeyen nişanlım Keriman EREN'e şükranlarımı sunarım ve çalışmamı ona ithaf ediyorum.

Bu çalışma Türkiye Bilimler Akademisi (TÜBA) GEBİP programı kapsamında desteklenmiştir. Desteğinden dolayı TÜBA'ya şükranlarımı sunarım.

Arash SETAREH

Trabzon 2008

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ	II
İÇİNDEKİLER	III
ÖZET	IV
SUMMARY	V
ŞEKİLLER DİZİNİ	VI
TABLolar DİZİNİ	VIII
SEMBOLLER DİZİNİ	IX
1. GENEL BİLGİLER	1
1.1. Giriş	1
1.2. Tez Çalışmasının Konusu ve Amacı	2
1.3. Literatür Araştırması	3
1.4. Çarpan Jet	8
1.4.1. Çarpan Jet Akım Bölgeleri	9
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR	12
2.1. Teorik Çalışma	12
2.2. Deneysel Çalışma	17
2.2.1. Deney Düzenneği ve Çalışma Prensibi	17
2.2.2. Deneysel Hesaplama Yöntemi	24
2.2.3. Belirsizlik Analizi	24
3. BULGULAR VE TARTIŞMA	26
3.1. Teorik Bulgular	26
3.1.1. Dik Çarpma Yüzeyine Göre Sonuçlar	26
3.1.2. Eğik Çarpma Yüzeyine Göre Sonuçlar	33
3.2. Deneysel Bulgular	55
3.2.1. Dik Çarpma Yüzeyine Göre Sonuçlar	55
3.2.2. Eğik Çarpma Yüzeyine Göre Sonuçlar	57
4. SONUÇLAR	63
5. ÖNERİLER	64
6. KAYNAKLAR	65
ÖZGEÇMİŞ	

ÖZET

Bu çalışmada, açısal konumu değiştirilebilen düz bir levhanın üzerine farklı hızlarla türbülans akış koşulları çerçevesinde gönderilen havanın yüzey basınç katsayısının değişimi incelenmiştir.

Çalışma deneysel ve teorik olarak 2 ana başlık altında yapılmıştır. Teorik çalışmada standart $k - \varepsilon$ türbülans modeli kullanılarak Fluent 6.3.26. paket programı yardımıyla sayısal çözümler yapılmıştır.

Deneysel çalışmada çarpan yüzeyin açısı 15° , 30° ve 45° olarak değiştirilmiştir. Reynolds sayısı 5333, 6658 ve 10200 olmak üzere 3 farklı değerde kullanılmıştır. Yüzey – püskürtme ağzı arasındaki mesafe $H/D_h=3$, $H/D_h=6$ ve $H/D_h=9$ olarak değiştirilmiştir.

Burada açısal değişimin maksimum yüzey basınç katsayısı üzerinde etkisi araştırılmıştır. Eğik yüzeylerde durma noktasının ($x/D_h=0$) konumu yüzeyin açısına bağlı olarak yer değiştirdiği tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Slot jet, Durma noktası, Standard $k - \varepsilon$ model, Basınç katsayısı, Eğik jet

SUMMARY

An Experimental and Numerical Investigation of Inclination on an Impinging Slot Air Jet Flow

An experimental and numerical study was performed to determine the effect of the inclination of an impinging air jet on the plate pressure coefficient. The impinging surface was a Plexiglas plate with 200mm x 100mm dimensions. Pressure coefficient are determined as a function of the three parameters: (a) inclination angle of the air jet relative to the plate in the range of $\theta = 15^\circ, 30^\circ$ and 45° , (b) nozzle exit-to-plate spacing (H/D_h) in the range of 3 – 9 (c) Reynolds number based on air velocity in the range of 5333 – 10200.

The results are presented in the form of graphs showing the variation of the pressure coefficient as a function of these parameters. Displacement of the stagnation point is determined as a function of inclination angle of the air jet relative to the plate.

Key Words: Slot jet, Stagnation point, Standard $k - \varepsilon$ model, Pressure coefficient, Inclined jet

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 1.1	Yerel Nusselt sayısının değişimi.....	4
Şekil 1.2	Çarpma jet akım bölgeleri.....	9
Şekil 2.1	Dik durumda ağ yapısı detayı	14
Şekil 2.2	Dik durumda sınır koşulların detayı	15
Şekil 2.3	Eğimli çarpma yüzeyine göre ağ yapısı detayı	16
Şekil 2.4	Eğimli duruma ait sınır koşulları	17
Şekil 2.5	Deney düzeneğinin şematik gösterimi	18
Şekil 2.6	Deney düzeneğinin fotoğrafı.....	19
Şekil 2.7	Hava kurutucunun fotoğrafı	19
Şekil 2.8	Püskürtme ağzı detayı	20
Şekil 2.9	Püskürtme ağzının modellenmesi	20
Şekil 2.10	Püskürtme ağzının çıkışındaki hız profili	21
Şekil 2.11	Basınç prizlerin dağılımı	22
Şekil 2.12	Çarpma yüzeyi modülü	22
Şekil 2.13	Test bölgesinin şematik resmi.....	23
Şekil 2.14	Test bölgesinin fotoğrafı	23
Şekil 3.1	($\theta = 0^\circ$) durumunda akım çizgilerin görünümü.....	26
Şekil 3.2	Farklı H/D_h 'lerde yüzey basınç katsayısının yüzey boyunca değişimi.....	30
Şekil 3.3	Farklı Reynolds sayılarında yüzey basınç katsayısının yüzey boyunca değişimi	32
Şekil 3.4	$H/D_h=3$ için akış alanları.....	34
Şekil 3.5	$H/D_h=6$ için akış alanları.....	36
Şekil 3.6	$H/D_h=9$ için akış alanları.....	38

Şekil 3.7	$H/D_h = 3$ konumunda basınç katsayısının değişik Reynolds sayısı ve konum açısı ile değişimi	41
Şekil 3.8	$H/D_h = 6$ konumunda basınç katsayısının değişik Reynolds sayısı ve konum açısı ile değişimi	43
Şekil 3.9	$H/D_h = 9$ konumunda basınç katsayısının değişik Reynolds sayısı ve konum açısı ile değişimi	45
Şekil 3.10	Sayısal çalışmanın H/D_h oranları için sonuçları	47
Şekil 3.11	$H/D_h = 3$ için yüzeyin açisal konumunun C_p üzerindeki etkisi	50
Şekil 3.12	Maksimum basınç katsayısının çarpma açısına göre değişimi	52
Şekil 3.13	Yerel Nussult sayısının çarpma levhası boyunca değişimi	53
Şekil 3.14	Mevcut teorik çalışmanın deneysel bir çalışma ile mukayesesi	54
Şekil 3.15	$\theta = 0^\circ$ duruma göre yüzey basınç katsayısının Reynolds sayısına göre değişimi	55
Şekil 3.16	$\theta = 15^\circ$ için yüzey basınç katsayısının değişken H/D_h durumunda çarpma yüzeyi üzerindeki etkisi	57
Şekil 3.17	$\theta = 30^\circ$ için basınç katsayısının değişken H/D_h durumunda çarpma yüzeyi üzerindeki etkisi	59
Şekil 3.18	$\theta = 45^\circ$ için basınç katsayısının değişken H/D_h durumunda çarpma yüzeyi üzerindeki etkisi	61

TABLÖLAR DİZİNİ

Sayfa No

Tablo 1. Temel korunum denklemleri.....	12
Tablo 2. Ölçüm cihazlarına ait karakteristikler.....	23
Tablo 3. İlgili parametrelerin belirsizlik düzeyleri.....	25

SEMBOLLER DİZİNİ

A	: alan [m^2]
C_1, C_2	: sabit katsayılar
D_h	: hidrolik çap [m]
C_p	: yüzey basınç katsayısı
G, F_l	: katsayı
h	: ısı taşınım katsayısı [$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$],
H	: yükseklik [m]
K	: türbülans kinetik enerjisi
L	: karakteristik uzunluk [m]
Nu	: Nusselt sayısı, $Nu=hD_h/k$
p	: basınç [Pa]
P	: ıslak çevre [m]
r	: yarıçap [m]
Pr	: Prandtl sayısı, $Pr=\mu c_p/k$
Q	: enerji geçişi [W]
Re	: Reynolds sayısı, $Re=u_m D_h/\nu$
u, v	: yatay ve düşey hız bileşeni [ms^{-1}]
w	: belirsizlik
W	: kanal yüksekliği(düzlemsel mikrokanal için) [m], $W=2w$
x, y	: kartezyen koordinatlar

Yunan sembolleri

Δp	: basınç farkı [Pa]
μ	: dinamik viskozite[Pa s]
ρ	: yoğunluk [kgm^{-3}]
ν	: kinematik viskozite [m^2s^{-1}]
θ	: yüzey açısı
ε	: türbülans enerji kaybı
Γ	: yayılma katsayısı

Alt indisler

<i>eff</i>	: efektif
<i>1</i>	: 1 nolu cidara ait özellik
<i>2</i>	: 2 nolu cidara ait özellik
<i>t</i>	: türbülans
<i>h</i>	: hidrolik

1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Dünyada bulunan sınırlı enerji kaynaklarının daha verimli kullanılması amacıyla ısıtma ve soğutma sanayisinde optimizasyon çalışmaları büyük bir ivme kazanmıştır.

Genel olarak bu sektörlerde ısı transferi daha çok taşınım yoluyla meydana gelir. Akış uygulamalarda sıcaklığı belirli iki ortam arasında ısı aktarımı Newton Soğuma Kanununa göre gerçekleşmektedir.

$$Q = hA\Delta T \quad (1)$$

Günümüzde tasarımcıların önünü tıkayan en önemli engellerden birisi mekanizmalardaki sıcaklığın yükselmesidir. Bu da performans düşüşü ve enerji kaybına yol açmaktadır. Jet akışın yardımıyla sistemin içerisinde meydana gelen istenmeyen ısıyı sistemden alarak etkili soğutma gerçekleştirilebilir. Bu işlem küçük ve büyük ebatlarda değişik sektörlerde soğutmak amacıyla kullanılmaktadır.

Yüksek sıcaklık gaz türbinleri, kağıt ve cam imalat tesislerini, metallerin ısı işlemlerini, cam levha temperlemesi, tekstil ve kağıt sanayisi, çok sıklıkla elektriksel ve elektronik ekipmanlarını içine alan pek çok endüstriyel sistemlerde, genellikle havanın kullanıldığı çarpan akışkan jeti, yüzeyde kurutma, ısıtma ve soğutma amacıyla kullanılır. Jet çarpması, bir akışkan ile bir yüzey arasında büyük oranda ve homojen bir ısı transferi elde etmek amacıyla kullanılan bir tekniktir. Küçük boyutlu elektronik devrelerin soğutulmasında, büyük boyutlu soğutma ekipmanların kullanımını (dezavantajını) ortadan kaldırarak optimum boyutların kullanımını mümkün kılmaktadır.

Çarpan jet, bir lüleden fişkıran akışkanın belirli geometriye sahip bir yüzeye çarptırılmasıyla elde edilir. Maksimum ve homojen ısı transferi sağlamak için yüzey - jet arası mesafe ve yüzeyin açısal konumun belirlenmesi çok önemli bir husustur.

Jetin çıkış ağzı herhangi geometriye sahip olabilir. Genellikle yaygın olan tek ve çok sıralı (yüzeyin geometrisine bağlı) uzun, dar yarıklı veya yuvarlak deliklerdir. Bazı uygulamalarda noktasal soğutma tek bir jet ile elde edilirken, diğerlerinde (endüstriyel

kurutma gibi) basınçlı hava deposundan gelen yüksek basınçlı hava ve bir dizi lüle ile elde edilebilir.

Yuvarlak jetlerde, lüle ağız çapı veya iki boyutlu jetlerde ise ağız genişliği, çok önemli bir dizayn parametresidir. Kütlesel hava debisi ve buna bağlı olarak fan gücü ve iletim masraflarını etkiler. Tasarımcı lülenin boyutu, şekli, yüzeyden uzaklığı hava hızı ve sıcaklığı gibi değişkenleri optimize, bunun yanı sıra yapım ve iletişim masraflarını da minimize etmek zorundadır.

1.2. Tez Çalışmasının Konusu ve Amacı

Çarpan jet akış sistemleri, yüksek sıcaklık gaz türbinleri, kağıt ve cam imalat tesislerini, metallerin ısıtma işlemlerini, cam levha temperlemesi, tekstil ve kağıt sanayisi, çok sıklıkla elektriksel ve elektronik ekipmanlarını içine alan pek çok endüstriyel sistemlerde artan sayıda uygulama alanı bulmaktadır.

Gelişen teknolojiye paralel olarak sistemlerin küçülmesi, sistem bünyesinde yer alan bazı parçaların aşırı ısınma problemini (elektronik devrelerin ısınması gibi) de beraberinde getirmiştir. Bu parçaların çarpan jet akışı ile soğutulması, çarpan yüzey ve akış arasındaki açı, püskürtme ağzı ve levha aralığı ve akışkan hızı gibi parametrelere bağlıdır. Düz bir levha üzerine çarpan jet akışında bu parametrelerin etki düzeylerinin belirlenmesi çalışmanın amacını oluşturmaktadır.

Bu çalışma teorik ve deneysel olmak üzere iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Teorik aşamada farklı eğim açlarına sahip bir düz levha üzerindeki akış ve sıcaklık alanı sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal analiz, Fluent paket programı kullanılarak türbülanslı akış rejiminde nümerik olarak gerçekleştirilmiştir. Çarpan yüzey ve akış arasındaki açı, püskürtme ağzı ve levha aralığı ve Reynolds sayısı değişken parametreler olarak kullanılmıştır.

Deneysel aşamada ise, farklı eğim açlarına sahip bir düz levha üzerindeki basınç dağılımının çarpan yüzey ve akış arasındaki açı, püskürtme ağzı ve levha aralığı ve Reynolds sayısına bağlı değişimi araştırılmıştır.

1.3. Literatür Araştırması

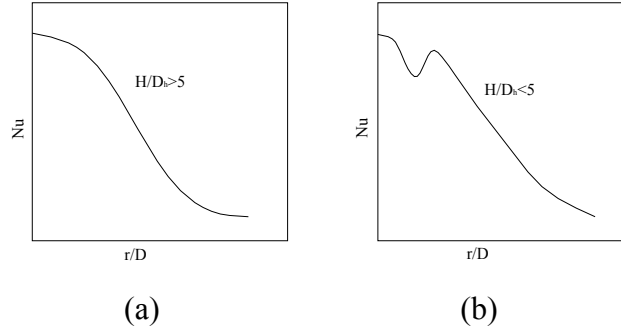
Jet akışları ile ilgili ilk çalışmalar; dış çevre havasına boşalan jetin (serbest jetin), akış rejim bölgelerinin tespiti, akım karakteristikleri ve çarpan jetlerin levha üzerinde meydana getirdiği statik basınç ölçümleri ile alakalıdır. 1970 yılından beri ölçme teknikleri ve bilgisayarların gelişmesine bağlı olarak çarpan jetin hız alanlarının ve türbülans büyüklüklerinin ölçülmesi ve hesaplanması ile ilgili çalışmalar başlamıştır.

Günümüzde ise yüksek hızlı bilgisayarların yaygınlaşması sonucunda, çarpan eğik ve dik jetlerde ısı transferi ve akım alanının sayısal incelenmesi, detaylı bir şekilde yapılmaktadır. Aynı şekilde; ölçme yöntemlerinin de gelişmesi nedeniyle laboratuvar ölçümleri de hassas bir şekilde yapılabilmektedir.

Serbest ve çarpan jetler ile ilgili akım karakteristikleri ve ısı transfer ölçüm çalışmaları, çeşitli kaynaklarda yer almıştır. Donaldson ve Snedeker [1] tarafından sunulan çalışmada; serbest jet ile ilgili olarak, jet içinde basınç dağılımları ölçülmüş, serbest jetin yayılımı ve hız profilleri tespit edilmiştir. Donaldson ve arkadaşları lüleden çıkan jetin, silindir ve düz bir levha üzerinde çarptırılması ile yine akım karakteristiklerini deneysel incelemişlerdir. Donaldson ve Snedeker'in [2] yaptığı diğer bir deneysel çalışmada; yuvarlak hava jetin, düz bir levhaya dik açıda çarpması sırasında, yerel ısı transfer karakteristikleri ve sabsonik jetin türbülans karakteristiklerini deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada durgunluk noktası civarında ısı transferini bulmak için, aynı basınç dağılımına sahip, laminar akış şartlarında belirledikleri türbülans düzeltme katsayısını kullanmışlardır.

Frank P. INCROPERA [3] jet akışı ile ilgili ön değerlendirmesinde yerel Nusselt sayısının hangi parametrelere bağlı olduğunu araştırmış ve yuvarlak jet ağzı için ampirik ifadeler ortaya koymuştur.

Bir yüzeye çarpan jet akışı için ısı taşınım hesaplanması üzerine Martin [4] tarafından geniş çaplı araştırmalar yapılmıştır. Tek bir dairesel kesitli lüle için yerel Nusselt sayısının dağılımı Şekil 1.1'deki gibidir.



Şekil 1.1 Yerel Nusselt sayısının değişimi

Şekil 1.1 (a) büyük levha-lüle aralıkları için ve Şekil 1.1 (b) küçük levha-lüle aralıkları için çizilmiştir. Grafiklerden de görülebileceği gibi Nusselt sayısı durma noktasında ($r/D=0$) en büyük değerine almıştır.

Küçük levha-lüle aralığı için iki tepe nokta görülür. Bunun sebebi akışın levha ile çarptıktan sonra duvar jeti bölgesine (türbülans düzeyde olan) geçmesindeki keskin artış nedeniyle meydana gelir. Çalışmada Nu sayısı fonksiyonel formda

$$\overline{Nu} = f(Re, Pr, r / D_h, H / D_h) \quad (2)$$

olarak ifade edilmiştir. Burada D_h , hidrolik çap yuvarlak lüle için lülenin çapını ve yarıklı (dikdörtgen kesitli) lüle için lüle genişliğinin iki katını sembolize etmektedir.

Martin tek bir yuvarlak lüle için aşağıdaki bağıntıyı önermiştir.

$$Nu = Pr^{0,42} G\left(\frac{r}{D}, \frac{H}{D}\right) F_1(Re) \quad (3)$$

burada;

$$F_1 = 2 Re^{0,5} (1 + 0.005 Re^{0,55})^{0,5} \quad (4)$$

ve

$$G = \frac{D}{r} \frac{1 - 1.1D/r}{1 + 0.1(H/D - 6)D/r} \quad (5)$$

bu bağıntının geçerlilik aralıkları ise:

$$\left\{ \begin{array}{l} 2000 \leq Re \leq 400000 \\ 2 \leq \frac{H}{D} \leq 12 \\ 2.5 \leq \frac{r}{D} \leq 7.5 \end{array} \right\} \quad (6)$$

ortaya koymuştur.

Lee, Song ve Chan Jo [5], yaptıkları çalışmada püskürtme çapının jet akışının ısı transfer miktarındaki değişimini incelemiştir. Çalışmada, çarpma yüzeyinde çok ince bir altın tabakası kullanılarak yüzeyde sabit ısı akısı sınır koşulu sağlanmıştır. Deneyler sadece tek Reynolds sayısı (23,000) için yapılmıştır. Jet çıkış ağzı ve çarpma yüzeyi arasındaki mesafe ve püskürtme çapı değişken parametre olarak kullanılmıştır. Püskürtme çapının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi $0 \leq r/D \leq 0.5$ aralığında önemli olduğunu, $r/D \geq 0.5$ için püskürtme çapının etkisi ihmal edilebilecek düzeyde olduğunu belirlemiştir. Bunun nedenini jet akışının karakteristikleri yaklaşık olarak sınır tabakanın yeniden oluşması sürecinde yok olmasıyla açıklamışlardır.

Aloke Kumar Mozumder [6], yaptığı deneysel çalışmada jet akışı kullanarak yapılan hızlı soğutma işlemindeki maksimum ısı akısı üzerindeki etkili parametreleri araştırmıştır.

Zhou ve Ma [7], yaptıkları çalışmada, çarpma yüzeyinin radyal yöndeki ısı transfer oranının incelenmesi hedeflemiştir. Başka bir değişle Nu ve Re sayıları arasındaki bağıntı çarpma noktasından uzaklaştıkça nasıl değiştiği incelenmektedir. Bu çalışmada beklendiği gibi Re sayısının artışıyla çarpma noktasındaki $r/D = 0$ Nu sayısının artışına sebep olmuştur. Ayrıca çarpma noktasından uzaklaştıkça Nu sayısının değeri de azaldığı görmüşlerdir.

Nu ve Re sayıları arasındaki ampirik bağıntıyı elde etmek için:

$$Nu = C Re^m Pr^{1/3} \quad (7)$$

bağıntısı kullanılmaktadır. Buradaki katsayıları belirlemek için deneysel veriler baz alınmıştır. Çalışmanın sonucunda gösteriliyor ki, Çarpma yüzeyi sabit hız çekirdeğin içinde kaldığı sürece Re sayısının gösterdiği davranış değişmemektedir. Çarpma yüzeyi sabit hız çekirdeğin dışında kaldığı zaman Re sayısının etkinliği azalmaktadır. Jet ve

çarpma yüzeyi arasındaki mesafe değişmediği zaman radyal yönde m katsayısı arttığı ve C katsayısı ani bir düşüş gösterdiği belirlenmiştir. Daha önce yapılan bir çalışmada çarpma yüzeyindeki basınç dağılımı püskürtme çapından bağımsız olduğu gösterilmiştir. Öte yandan jet ve çarpma yüzeyi arasındaki mesafe, jet akışının tipi ve Re sayısı basınç dağılımı üzerindeki etkisi çok güçlü olduğu belirlenmiştir. Basınç gradyanının azalışı veya kayboluşu türbülans etkilerin artması demektir.

Goldstein ve Timmers [8] yaptıkları deneysel çalışmada jet akışının ısı transfer üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Çarpan levhanın sıcaklık ölçümü sıvı kristal yöntemi ile yapmışlardır.

Shoukri ve Calka [9] yaptıkları deneysel çalışmada; düz bir levhanın çevresi yuvarlak olarak kapalı ve üstten açık olmasına göre, çarpan jetin ve ısı transfer karakteristikleri incelemişlerdir.

Son gelişmelerden örnek olarak günümüzde yaşamın her alanında yer edinmiş elektronik cihazların performanslarını artırmak için farklı soğutma yöntemlerin arasında jet akışının konusu ilk sıralarda yer almaktadır.

Örneğin modern dizüstü bilgisayarların işlemcisi olarak kullanılan Intel Pentium 4 prosesi hacim olarak çok küçük (112 mm^2) olup ısı yük dağılımının artışına sebep olmuştur. Jemmy S. Bintoro [10]'ya göre bu işlemcinin taşıdığı ısı akısı $80 - 90 \text{ W/cm}^2$ dir. Son zamanlarda söz konusu olan işlemcilerin hacmi aynı kalıp, taşıdıkları ısı miktarı 200 W a kadar yükselmiştir (178 W/cm^2). İşlemcinin çalışmasından doğan sıcaklık artışını azaltmak için fan kullanmak yeterli değildir.

Literatürde çarpan jet akışlarla soğutma uygulamalarında genellikle dairesel jet çıkış profili kullanılmıştır. Dairesel jetler veya kare jetler ile çarpma yüzeyinde sıcaklık ve ısı akısının dağılımının düzensiz olduğunu ifade eden Doğru ÖZ [11], ısıtılan yada soğutulan hedef yüzeyde ünlformluluk önemli ise slot jetlerin kullanılması gerektiğinden bahsetmiştir.

Haydar Eren ve Nevin Çelik [12] yaptıkları deneysel çalışmada yarıklı jet akışının değişken açılı bir yüzeye çarpması sonucu ısı transferinin nasıl etkilendiği araştırılmıştır. Çalışmada, çarpma yüzeyin açıları 30° , 45° , 60° ve 90° olarak değiştirilmiştir. Çalışmada yüzeyin en düşük sıcaklığın ölçüldüğü nokta ve jetin durma noktası arasındaki mesafenin değişimi dikkate alınmıştır. Deneyler sonucunda, çarpma yüzeyin eğiminin artışıyla, yüzeyin en düşük sıcaklığın ölçüldüğü nokta ve jetin durma noktası arasındaki mesafenin arttığı tespit edilmiştir.

Sparrow ve Lowell [13] tarafından yapılan deneysel çalışmada, jet akışının kütle transferi üzerindeki etkisi incelemiştir. Bu çalışmada çarpan yüzeyin açısını değiştirerek jetin durma noktasının yeri değiştirilmiştir. Çalışmanın sonucunda maksimum ısı ve kütle transfer oranının, yüzeyin eğiminden fazla etkilenmediği ortaya koymuşlardır.

Lou, Mujumdar ve Yap [14] yaptıkları sayısal çalışmada geometrik parametrelerin jet akışının ısı transferi üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Çalışmada, Reynolds sayısı ve jet – levha arasındaki mesafe değişken parametreler olarak dikkate alınmıştır. Levha yüzeyinde sabit ısı akısı sınır koşulu öngörmüşlerdir. Çalışmada Fluent 6.1. paket programı kullanılmışlardır. Ayrıca çarpma levhanın pürüzü ısı transferi üzerindeki etkisi de araştırılmışlardır. Çalışma sonucunda, püskürtme ağzı ve jet – levha aralığının azalması ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayısının arttığını belirlemişlerdir.

Anna Pavlova ve Michael Amitay [15] titreşimli akışın jet akışı üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Değişik frekanslarda gönderilen akışların ısı transferi üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Çarpma yüzeyinde sabit ısı akısı sınır koşulu ön görülmüştür. Çalışmanın sonucunda titreşimli jet akışının sürekli jet akışına nazaran aynı Reynolds sayılarında üç kat daha fazla ısıyı sıcak levhadan alabildiğini tespit etmişlerdir. Ayrıca düşük jet – levha aralığında yüksek frekanslı akışın daha etkili olduğu gözlemlenmiştir.

D. H. Lee ve Jeonghoon Song [16] yaptıkları deneysel çalışmada püskürtme çapı ve jet – levha arasındaki mesafenin ısı transferi üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Deney düzeneğinde çarpma yüzeyinde sabit ısı akısı sınır koşulu oluşturmuşlardır. Yüzeydeki sıcaklık ölçümünü sıvı kristal yöntemiyle gerçekleştirmişlerdir. Püskürtme çapının artmasıyla Nusselt sayısının sadece durma noktasının civarında hissedilebilir bir değişim sergilediği belirlemişlerdir. Ayrıca deney düzeneğinin mekanizmasına göre belli bir jet – levha aralığında Nusselt sayısı maksimuma ulaştığı gözlemlenmiştir.

W.M. Chakroun, Abdel-Rahman ve Al-Fahed'in [17] yaptıkları deneysel çalışmada çarpma yüzeyin üzerindeki yapay pürüzlerin ısı transferi üzerindeki etkisi araştırmışlardır. Çalışma sonucunda yüzey üzerindeki yapay pürüzler ortalama Nusselt sayısı ve ısı transfer katsayısına %28 arttığını belirlemişlerdir. Bu artışı türbülansın artışı ile ilişkilendirmişlerdir.

Yu Wen ve Jang Jang [18] tarafından yaptıkları deneysel çalışmada akış gözleme tekniği kullanılarak boru geometrisinin ısı transferi üzerindeki etkisini araştırmışlardır.

Beitelmal, Saad ve Patel [19] tarafından yaptıkları çalışmada paslanmaz çelikten yapılmış yüzeyin üzerine farklı açılarda jet akışını göndererek oluşan ısı transferinin

özelliklerini incelemişlerdir. Çalışmada püskürtme ağzı ve yüzey arasındaki oranı 4–12 ve Reynolds sayısını 4000 – 12000 aralığında değiştirmişlerdir. Çarpma yüzeyin açısı ise 90 – 40° aralığında değiştirmişlerdir. Deneylerin sonucunda yerel Nusselt sayısının çarpma yüzeyi açısının artmasıyla orta eksenden uzaklaştığı belirlenmiştir.

Püskürtme çapı ve jet – levha aralığı parametrelerinin jet akışı üzerindeki etkisini inceleyen başka bir deneysel çalışmada Colin Glynn ve Dorina B. Murray [20] tarafından gerçekleştirilmiştir. Reynolds sayısı aralığı 1000 – 20000 ve püskürtme çapı 0.5 mm, 1 mm ve 1.5 mm olarak seçilmiştir. Çalışmanın sonucunda püskürtme çapının azalmasıyla ısı transferi oranı arttığı belirlenmiştir. Bu davranışı Reynolds sayısının artışıyla ilişkilendirmişlerdir. Ayrıca düşük jet – levha mesafesinde ve yüksek Reynolds sayılarında ısı transferinin ikinci yükselişinin daha belirgin olduğunu belirlenmiştir.

Baonga ve arkadaşları [21] tarafından yapılan deneysel çalışmada, deney düzeneğinde kullanılan suyun sıcaklık ve debisi jet akışına nasıl etki ettiğini araştırmışlardır.

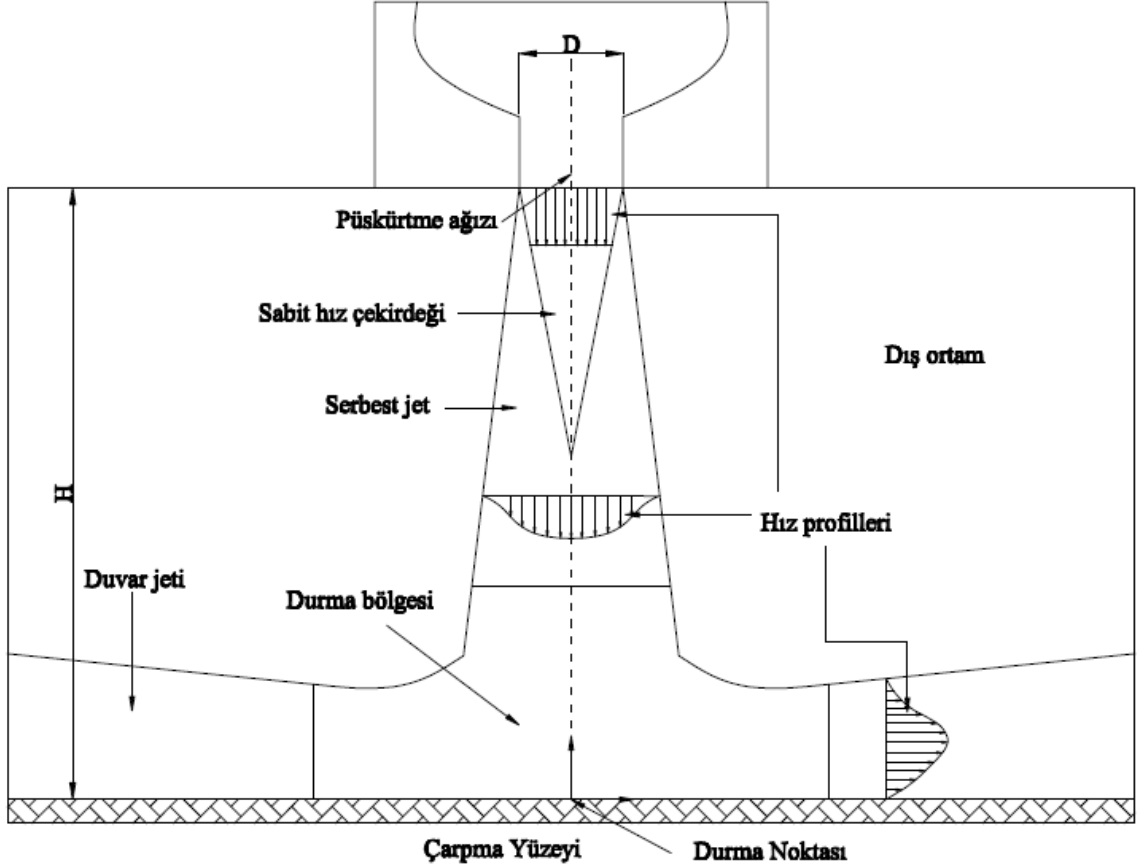
1.4. Çarpan Jet

Çarpan hava jetleri ile yüzeyden akışkana olan ısı transferini (veya tersinin) nasıl olduğunu anlamak için, ilgili akışkanlar dinamiği konularını hatırlamak gerekecektir. Çarpan jetin prensibi yüzeyden konveksiyonla ısı transfer oranını artırmak esasına dayanır. Çoğu uygulamalarda yüzeyin şekli veya lüle pozisyonu ile ilgili sınırlamalar nedeniyle jet çarpması normalden ziyade dik olmayan açılarda olabilmektedir. Bundan başka normal çarpmanın amaçlandığı çoğu durumlarda, asıl çarpma yüzeyi eğik açılarda olabilmektedir. Bu durumda ise hava jetinin çarpmadan önce bir miktar sapmasına neden olur.

Dik (normal yönde) çarpan jetlerde, jet eksen çizgisinin yüzeyde gösterdiği nokta geometrik çarpma noktasıdır ve maksimum ısı transferi bu noktada meydana gelir, bu nokta aynı zamanda durgunluk noktası ile çakışır. Eğik jetlerde ise maksimum ısı transferinin meydana geldiği durgunluk noktası, jet eksen çizgisinin yüzeyde gösterdiği geometrik çarpma noktası değil, jetin eğim açısına bağlı her seferinde çarpmadan önce, eksen çizgisinden bir miktar sapmasından dolayı farklı noktalarda meydana gelebilen durgunluk noktasıdır.

1.4.1. Çarpma Jet Akım Bölgeleri

En genel halde jet akışında, akış alanı 3 ana bölgeden oluşmaktadır. İlgili akış alanları, Şekil 1.2’de şematik olarak verilmektedir.



Şekil 1.2 Çarpma Jet Akım Bölgeleri

Serbest jet bölgesi

Serbest jet bölgesi, akışkan yuvarlak lülelerde D çapı veya yarı (dikdörtgen) lülelerde B genişliğinden durgun çevre havasına boşaldığında meydana gelir. Bu bölgenin karakteristikleri, çarpma levhasının varlığından herhangi bir şekilde etkilenmez. Jet türbülanslıdır ve lüle çıkışındaki hız profili üniformdur. Böylece jet ile durgun çevre havası arasında meydana gelen momentum, Şekil 2.’de görüldüğü gibi lüleden uzaklaştıkça serbest jet sınırını genişletir ve eksende potansiyel özü meydana getirir. Aşağıya doğru inildikçe, potansiyel özü içinde hız profili herhangi bir kesitte üniform değildir ve maksimum (eksendeki) hız, lüle çıkışından itibaren artan mesafe ile azalır. Potansiyel özün

uzunluğu yaklaşık 6-8 jet çapı kadardır. Çarpma levhası üzerinde maksimum ısı transferini elde edilebilmek için, levhanın, potansiyel öz uzunluğu dışında yerleştirilmesi gerekir. Serbest jet bölgelerinde eksendeki ortalama u_c ve radyal yöndeki u_x hız dağılımını sembolize etmektedir.

Lüle çıkışında jet ekseni boyunca uzaklık arttıkça, eksendeki hız da azalır ve $z=6.61$ 'de lüle çıkışındaki U_o hızına eşit olur. Bu nokta türbülanslı jetin lineer artmaya başladığı yerdir ve yine bu nokta potansiyel özün uç noktasıdır.

Durgunluk veya çarpma bölgesi

Çarpma bölgesinde akış tam bir yöne sahip değildir. Akım çarpma levhasından etkilenir, hız aniden düşer ve sırayla normalde (Z) ile yan (X) yönlerinde tekrar hızlanır ve durgun, sıfır momentumlu çevre havasını çekmeye devam eder. Akışkanın yatay olarak hızlanması belirsiz bir şekilde çok fazla devam edemez, hızlanan akım durgunluk (çarpma) bölgesinden sonra gittikçe genişleyen duvar (yan) jete dönüşür. Çarpma bölgesinin teorik analizi oldukça zordur ve bu kısımda akışkanlar mekaniğinde yeterli bilgi mevcut değildir. Dik çarpan jetlerde, jet merkezinden geçen eksen çizgisinin yüzeyde gösterdiği geometrik çarpma noktasının, durgunluk noktasıyla çakıştığı bu noktada akım partikülünün hızı sıfırdır ve dik jetlerde maksimum ısı transferi bu noktada meydana gelir. Eğik jetlerde ise akım partikülünün hızının sıfır olduğu ve ısı transfer oranının maksimum olduğu nokta, her seferinde jetin eğim açısına bağlı değişebilen durgunluk noktasındadır.

Duvar veya yan jet bölgesi

X'in artışı ile yüzeye paralel hız bileşenleri sıfır değerinden yükselmeye başlar ve sonra da zamanla sıfıra gider. Çarpma bölgesini terk eden akışkan, artık yüzeye paralel akar, buna duvar veya yan jet adı verilir. Düz bir levha üzerindeki akımın akış karakteristiklerini yansıtır. Durgunluk noktasından itibaren yüzeyden uzaklaştıkça, hız sınır tabaka kalınlığı da artar.

Çarpan hava jetin meydana getirdiği lokal ısı transfer katsayısı hesaplanırken; ısı akışının tek yönde sadece levha kalınlığında meydana geldiği, yan taraflara (levha kenarlarına) doğru ise, ısı akışının çok küçük olması nedeniyle ısı akışının olmadığı kabulü yapılmıştır. Sınır koşulları levha arkası sabit sıcaklıkta, ön yüzeyde ise; jet havası nedeniyle konveksiyonla ısı kaybı vardır. Bu durum da denklem; tek boyutlu, içinde ısı üretimi olmayan zamana bağlı ısı iletim denklemidir.

İkinci sınır koşulu $x=L$ 'de sıvı kristal ile ölçülen sıcaklık ve zaman ısı iletim denkleminde yerine yazılarak, iterasyonla denklemin eşitliğini sağlayan ısı transfer katsayısı, jet havasının yüzeyde meydana getirdiği lokal ısı transfer katsayısıdır.

2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

2.1. Teorik Çalışma

Teorik çalışma Fluent 6.3.26. paket programını kullanarak gerçekleştirilmiştir. Korunum denkleminin çözümünde türbülans modeli olarak $k - \varepsilon$ standart modeli kullanılmıştır.

$k - \varepsilon$ modelinde iki önemli varsayım yapılır. Bunlardan ilki türbülansın izotropik olduğu ($u' = v' = w'$) varsayımdır. Diğer önemli varsayım ise katı sınır yakınlarında türbülans kinetik enerjisinin üretim ve yutulma terimlerinin yaklaşık olarak birbirine eşit olduğudur. Bu varsayım; türbülanslı ve ortalama akış büyüklüklerinin akış içerisinde herhangi bir noktada birbiri ile orantılı olduğu anlamını taşır. Diğer bir ifade ile ortalama akıştaki şekil değiştirme hızlarının büyüklüğü, akışın türbülanslı yapısının düzeyini doğrudan etkiler [22].

Genel denklem:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + S_\phi \quad (8)$$

Aşağıdaki tablo verilerine göre ifadeler genel denklem içerisinde yerlerine konulduğunda çözümlere ulaşılmıştır.

Tablo 1. Temel korunum denklemleri

Denklem	ϕ	Γ	S_ϕ
Süreklilik	1	0	0
x - momentum	u	μ_{eff}	$-\frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{2}{3} \rho K \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x} \right)$
y - momentum	v	μ_{eff}	$-\frac{\partial p}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{2}{3} \rho K \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y} \right)$
Türbülans kinetik enerji	k	$\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k}$	$G - \rho \varepsilon$
Türbülans enerji kaybı	ε	$\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon}$	$\frac{\varepsilon}{k} (C_1 G - C_2 \rho \varepsilon)$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t, \quad \mu_t = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon \quad (9)$$

$$G = \mu_t \left\{ \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) + \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right) \right]^2 \right\} \quad (10)$$

$$C_\mu = 0.09, \quad C_1 = 1.44, \quad C_2 = 1.92, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad (11)$$

Problem sürekli rejimde, iki boyutlu dış akışı olarak Fluent 6.3.26. paket programına tanıtılmıştır. Akışkan olarak hava seçilmiş ve havanın fiziksel özellikleri yapılan deneysel çalışmalara referans alınarak programa yüklenmiştir. Deneysel çalışmada kullanılan havaya ait özellikler aşağıdaki gibidir;
20°C’de hava için;

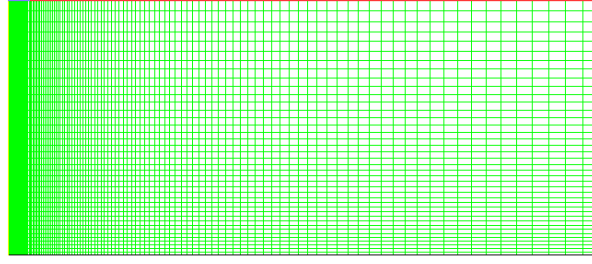
$$\rho = 1.225 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$\mu = 1.789 \times 10^{-05} \text{ kg} / \text{ms}$$

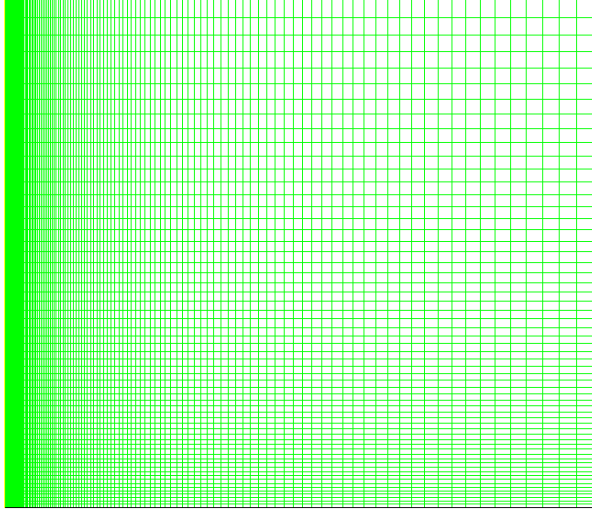
Farklı açılarda konumlandırılan çarpma yüzeyine ait sınır koşulları ve ağ yapısı aşağıdaki bölümlerde sırasıyla ayrıntılı olarak verilmektedir.

Dik Akışlar:

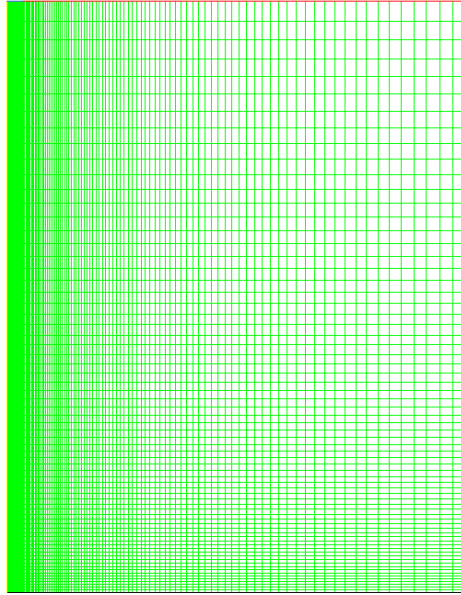
Püskürtme ağzı ve çarpma yüzeyi tam dik konumunda ($\theta = 0^\circ$) olduğu durumda problem simetrik yapısından dolayı Gambit 2.2.30 paket programında taraflı olarak modellenmiştir. Değişik H/D_h oranları için ağ yapıları sırasıyla Şekil 2.1 a-c’de verilmektedir. Ayrıca çözümde kullanılan sınır koşulların detayı Şekil 2.2’de gösterilmiştir.



a)

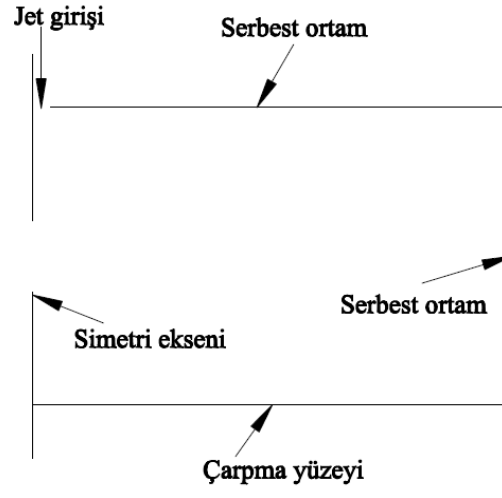


b)



c)

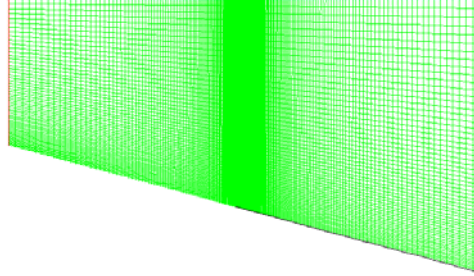
Şekil 2.1 Dik durumda ağ yapısı detayları ($\theta = 0^\circ$)
a) $H/D_h = 3$ b) $H/D_h = 6$ c) $H/D_h = 9$



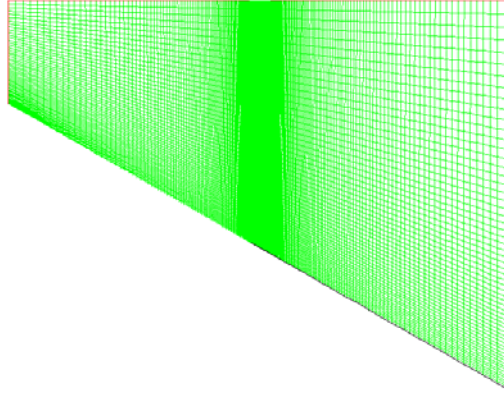
Şekil 2.2 Dik durumda sınır koşulların detayı

Eğik Akışlar:

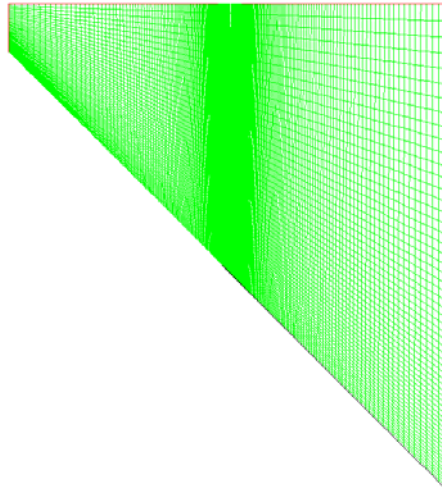
Çarpma yüzeyi eğimli olduğu durum için simetrik yapının bozulması bütün akış alanının modellenmesini gerekli kılmıştır.



a)



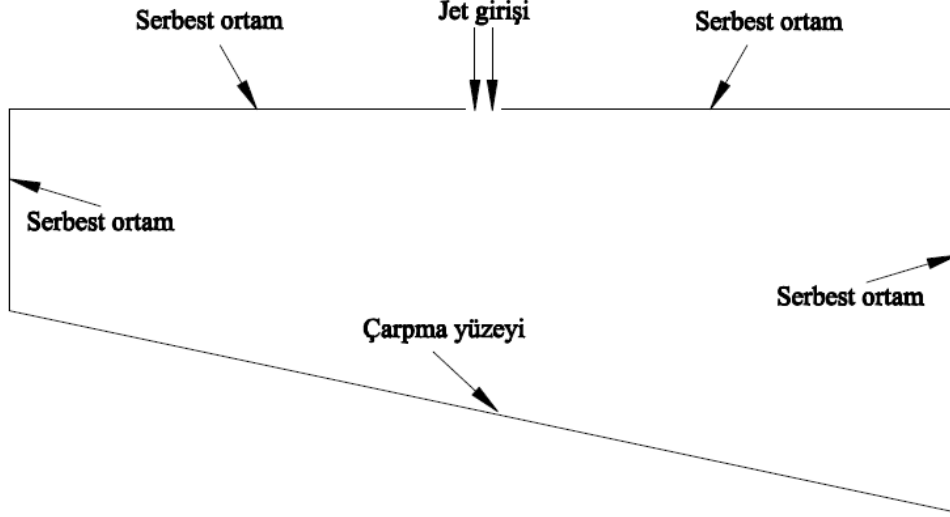
b)



c)

Şekil 2.3 Eğimli çarpma yüzeyine göre ağ yapısı detayı
a) $H/D_h = 6 - 15^\circ$ b) $H/D_h = 6 - 30^\circ$, c) $H/D_h = 6 - 45^\circ$

Problemin çözümünde kullanılan sınır koşulların detayı Şekil 2.4'te gösterildiği gibi oluşturulmuştur.



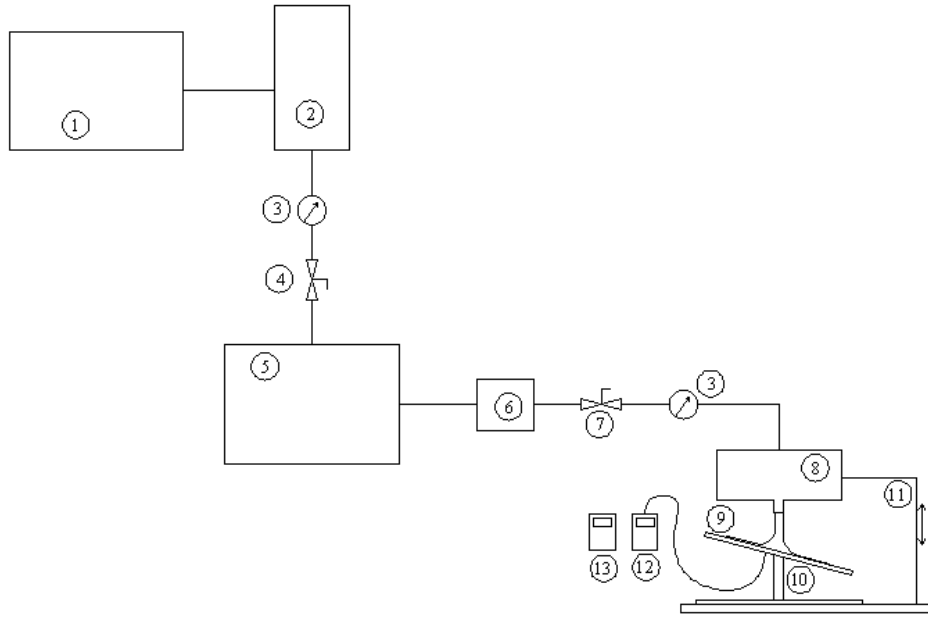
Şekil 2.4 Eğimli duruma ait sınır koşulları

2.2. Deneyel Çalışma

Bu bölümde, farklı açılarda konumlandırılan düzlemsel bir plakanın üzerindeki basınç dağılımı deneyel olarak incelenmiştir. Deneyler $\theta = 15^\circ$, 30° ve 45° çarpma yüzeyi a, çılarında, 3 farklı yüzey – püskürtme mesafesi ve farklı Reynolds sayılarında ($Re = 5333, 6658, 10200$) yapılmıştır. Çarpma yüzeyi Plaksiglas malzemesinden (200mm x 100 mm) imal edilmiştir. Basınç dağılımının ölçümü yüzeye açılan basınç prizleri vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. Yüzeyin açısını değiştirebilmek için özel bir modül tasarlanmıştır. Deney düzeneğinde değiştirilebilen parametreler sırasıyla; Reynolds sayısı, püskürtme ağzı – çarpma yüzeyi mesafesi ve çarpma yüzeyi açısıdır. Deneyde Reynolds sayısının belirlenmesi için püskürtme ağzının çıkışındaki havan hızı anemometre vasıtasıyla ölçülmüştür. Üniform hız profilinin elde edilmesi için özel geometriye sahip çıkış ağzı kullanılmıştır.

2.2.1. Deney Düzeneği ve Çalışma Prensibi

Deney düzeneğinin şematik resmi Şekil 2.5'te verilmektedir.

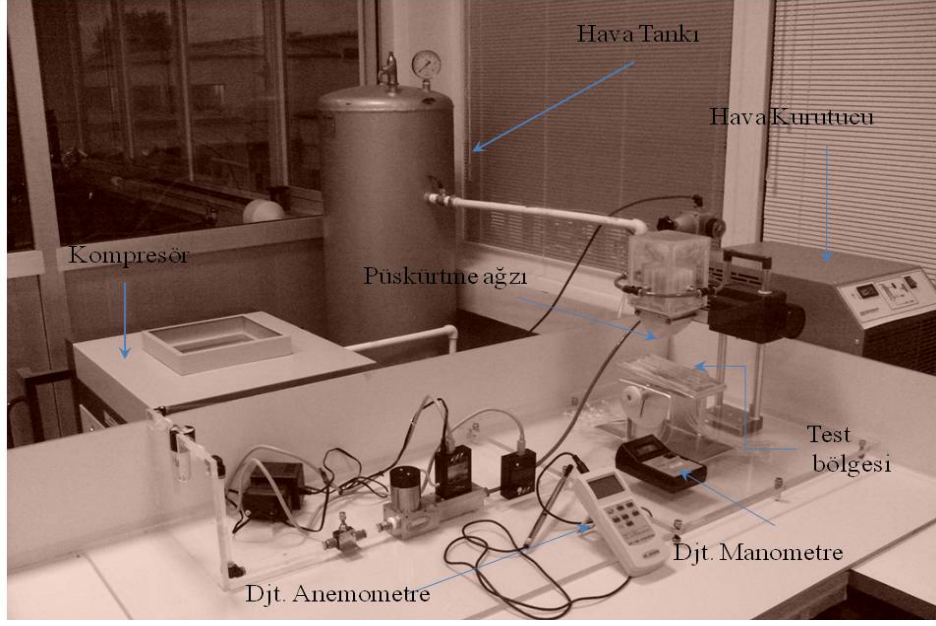


1	Hava Kompresörü	8	Hava Haznesi
2	Hava Tankı	9	Çarpma Yüzeyi
3	Manometre	10	Döndürme Elemanı
4	Küresel Vana	11	Sabitlenme Ayağı
5	Hava Kurutucu	12	Dijital Manometre
6	Hava Filtresi	13	Dijital Anemometre
7	Küresel Vana / Regülatör		

Şekil 2.5 Deney düzeneğinin şematik gösterimi

Sistemin basınçlı hava ihtiyacı otomatik vidalı bir hava kompresörü yardımıyla sağlanmaktadır. Kompresör tarafından 8 bar'a sıkıştırılan hava 20 bar dayanımlı bir hava tankı içerisinde depolanmakta ve aynı hat üzerinde yer alan hava kurutucusuna gönderilmektedir.

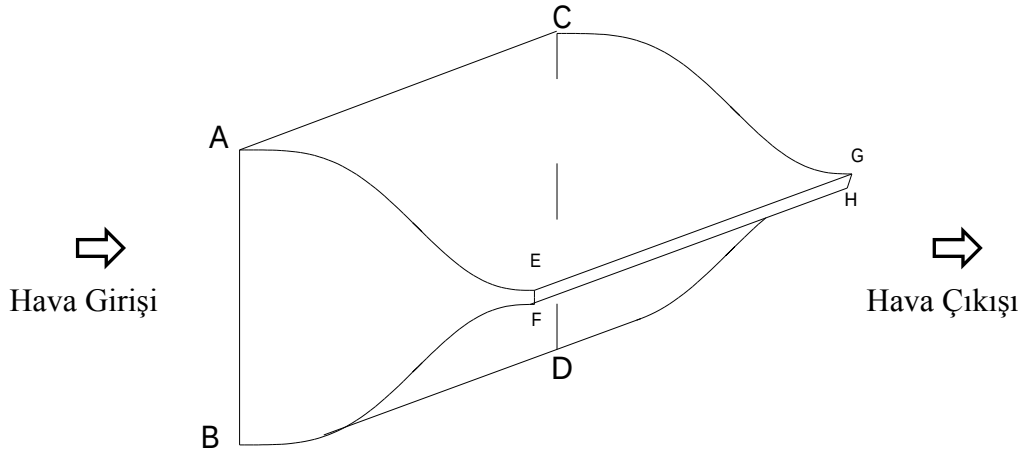
Hava kurutucusunda, havanın içerisindeki nem şartlandırılmakta ve hava basıncı bir regülatörle dengelenerek püskürtme modülüne gönderilmektedir. Hava kurutucusunun fotoğrafı Şekil 2.7'de verilmektedir. Püskürtme modülü içerisinde yer alan pipetler sayesinde havanın dönmeksiz olarak püskürtme ağzına gitmesi sağlanmaktadır. Şekil 2.8'de püskürtme ağzı şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 2.6 Deney düzeneğinin fotoğrafı



Şekil 2.7 Hava kurutucunun fotoğrafı



Şekil 2.8 Püskürtme ağzı detayı

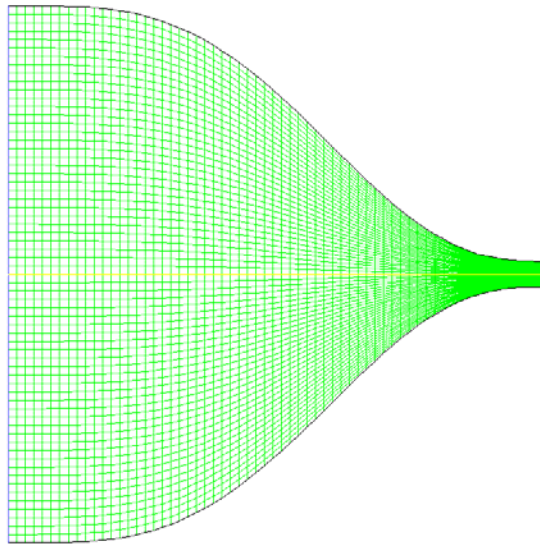
Püskürtme ağzının ölçüleri aşağıdaki gibidir:

$$AB=AC=CD=BD=63\text{mm}$$

$$EF=GH=3\text{mm}$$

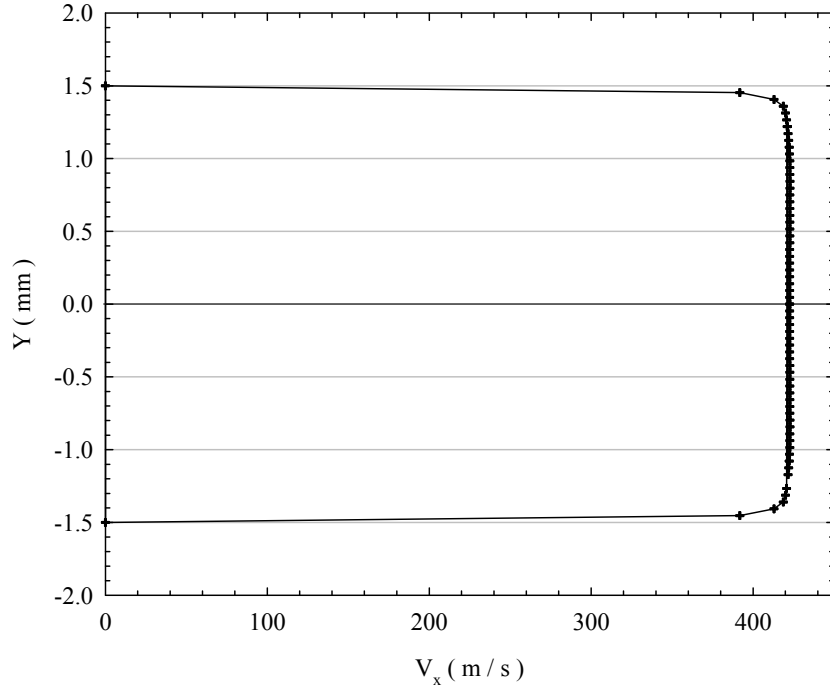
$$EG=FH=63\text{mm}$$

Deneylerde kullanılan püskürtme ağzı, sınır tabaka kalınlığını minimize etmek ve akış ayrılmasından kaçınmak için Sargison [23] ve arkadaşlarının iki boyutlu büzülmeli rüzgar tüneli tasarımından yararlanılarak, 6. dereeden bir polinoma göre dizayn edilmiştir. Ayrıca mevcut tasarım Fluent paket programında farklı Re sayıları için test edilerek çıkış hız profilinin üniform yapısı sorgulanmıştır. Modellemde kullanılan ağ yapısı Şekil 2.9'da verilmektedir.



Şekil 2.9 Püskürtme ağzının modellenmesi

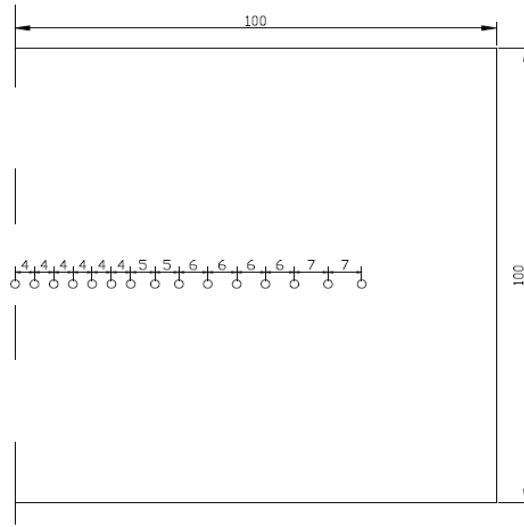
Püskürtme ağzının çıkışındaki hız profili Şekil 2.10'da gösterilmiştir. Görüleceği üzere püskürtme ağzı çıkışında üniform bir hız dağılımı sağlanmaktadır.



Şekil 2.10 Püskürtme ağzının çıkışındaki hız profili

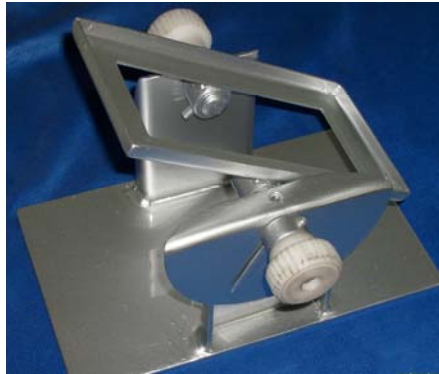
Yukarıda ifade edilen profil sayesinde hesaplamalarda $u = u_m$ kabulü yapılmıştır.

Çarpma yüzeyi imalat kolaylığı (basınç prizlerinin açılması) ve yüzey pürüzlülüğünün ihmal edilebilir mertebede olmasından dolayı plexiglass malzemeden imal edilmiştir. Hava püskürtme ağzından test bölgesine gönderildiğinde çarpma yüzeyinde açılan basınç prizleri sayesinde yüzeyde oluşan basınç profili elde edilebilir. Prizlerin içerisinden geçen havanın basıncı dijital manometre ile ölçülmüştür. Basınç prizlerin boyları oldukça kısa tutularak basınç kaybını en aza indirilmiştir. Şekil 2.11'de çarpma yüzeyinde yer alan basınç prizlerin dağılımı gösterilmiştir.



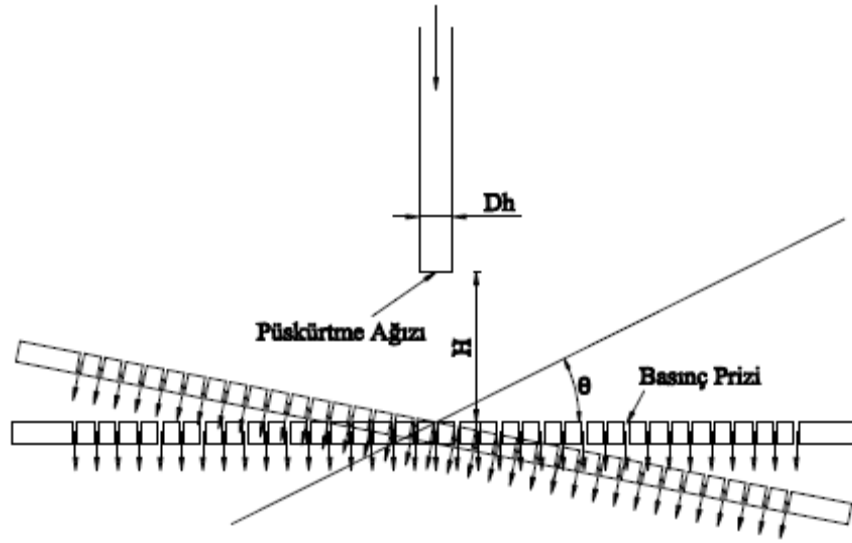
Şekil 2.11 Basınç prizlerin dağılımı

Püskürtme ağzı – çarpma yüzeyi mesafesinin değiştirilebilmesi için kullanılan ayak üzerinde bulunan milimetrik ölçek sayesinde sağlıklı bir şekilde $H/D_h = 3, 6$ ve 9 olarak ayarlanabilmektedir. Çarpma yüzeyinin altında kullanılan ayak sayesinde çarpma yüzeyin açısı istenilen şekilde değiştirilebilmektedir. Açı ölçümü açı ölçen su terazisi ile yapılmıştır. İlgili modülün fotoğrafı Şekil 2.12’de gösterilmiştir.

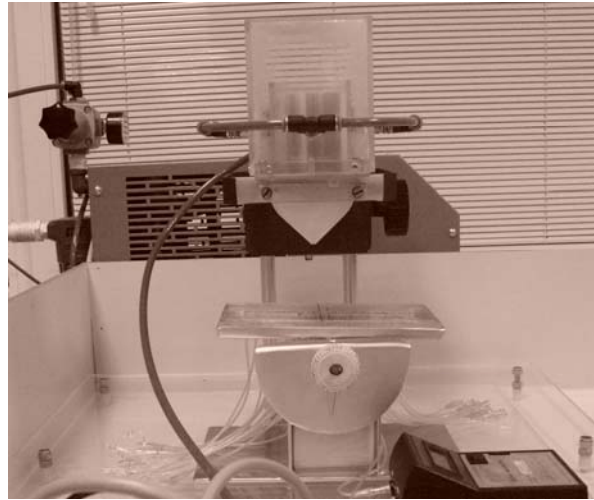


Şekil 2.12 Çarpma yüzeyi modülü

Test bölgesinin şematik resmi ve fotoğrafı Şekil 2.13 ve 2.14’te gösterilmiştir.



Şekil 2.13 Test bölgesinin şematik resmi



Şekil 2.14 Test bölgesinin fotoğrafı

Tablo 2. Ölçüm cihazlarına ait karakteristikler

Ölçüm cihazı	Cihaz Kodu	Ölçüm aralığı	Hassasiyeti
Dijital Manometre	MA2-0501	0 - ± 5 inçH ₂ O	$\pm 0.1\%^*$
Dijital anemometre	AM-4204-HA	0.2 – 20 m/s	$\pm 0.1\%^*$
* Tüm skalada			

2.2.2. Deneysel Hesaplama Yöntemi

Reynolds sayısının belirlenmesinde;

$$Re = \frac{u_m \cdot D_h}{\nu} \quad (12)$$

bağıntısı kullanılabilir. Burada D_h hidrolik çapı sembolize etmekte olup açık formu;

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (13)$$

şeklindedir.

Basınç katsayısının (C_p) hesaplamasında kullanılan bağıntı;

$$C_p = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho \cdot u_m^2} \quad (14)$$

formda tanımlanabilir.

2.2.3. Belirsizlik Analizi

Deneysel çalışmalarda, elde edilen sonuçların doğruluğunu etkileyen hata derecelerinin ve miktarlarının belirlenmesi oldukça önemlidir. Standartlara uygun olarak kurulan bir deney düzeneğinde, yapılan deneyler sonucunda elde edilen verilerde hatalar iki farklı şekilde ortaya çıkmaktadır. Bunlar; deney düzeneğinin ve ölçü araçlarının yapısından kaynaklanan kaçınılmaz hatalar ve deney yapan kişiden kaynaklanan hatalardır [24]. Bu hataların değerlendirilmesi için yapılan Belirsizlik Analizi sonuçların yorumlanması açısından oldukça önemlidir.

Belirsizlik analizi kısaca şöyle yapılabilir: Sonuç R , x_1 , x_2 , x_3 , x_n şeklinde bağımsız değişkenlerin bir fonksiyonu olarak,

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (15)$$

şeklinde tanımlanabilir. $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ sözü edilen bağımsız değişkenlerin belirsizlikleri olmak üzere R için toplam belirsizlik,

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (16)$$

ifadesi ile belirlenebilir [25].

Bu çalışmada, basınç farkı, hacimsel debi ve sıcaklık olmak üzere, sürekli rejimde, 3 ana ölçüm yapılmıştır. Elde edilen deneysel veriler kullanılarak Re , Reynolds sayısı ve C_p , yüzey basınç katsayısı belirlenmiştir.

Bağımsız değişkenler (ölçülen değerler) cinsinden elde edilen belirsizlik ifadeleri aşağıda verilmektedir:

Denklem (14) ve (12), (16) numaralı denklem cinsinden yazılarak, yüzey basınç katsayısı ve Reynolds sayısı için toplam belirsizlik, sırasıyla;

$$\frac{w_{C_p}}{C_p} = \left[\left(\frac{w_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{w_{\rho}}{\rho} \right)^2 + 4 \left(\frac{w_{u_m}}{u_m} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (17)$$

$$\frac{w_{Re}}{Re} = \left[\left(\frac{w_{u_m}}{u_m} \right)^2 + \left(\frac{w_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(\frac{w_{\nu}}{\nu} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (18)$$

formlarında elde edilir.

İlgili denklemler kullanılarak C_p ve Re için hesaplanan belirsizlik düzeyleri Tablo 2’de verilmektedir.

Tablo 2. İlgili parametrelerin belirsizlik düzeyleri

C_p	$\pm 8\%$
Re	$\pm 5\%$

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde, farklı açılarda ve H/D_h oranlarında konumlandırılan düzlemsel bir plakanın üzerindeki basınç dağılımına ait teorik ve deneysel bulgular verilmektedir.

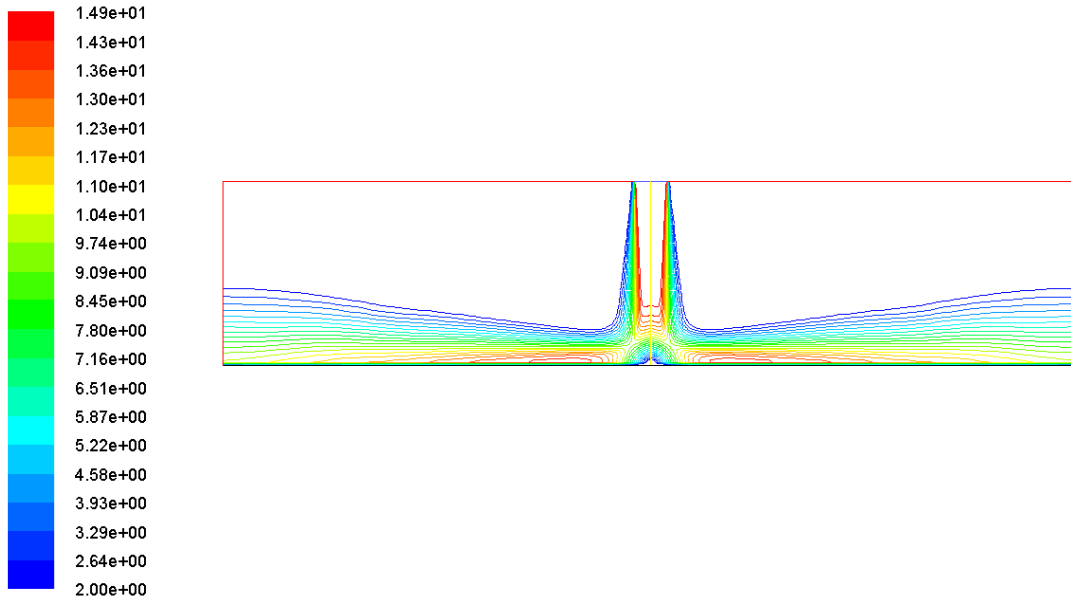
3.1. Teorik Bulgular

Teorik bulgular, dik ve eğik çarpma yüzeyi konumu için iki bölüm halinde verilmiştir.

3.1.1. Dik Çarpma Yüzeyine Göre Sonuçlar ($\theta = 0^\circ$)

Sonuçlar, dik çarpma yüzeyine göre olan çalışmada $Re = 5333$, 6658 ve 10200 için püskürtme ağzı – çarpma yüzeyi mesafesi H/D_h oranı 3, 6 ve 9 olarak ayarlanmıştır.

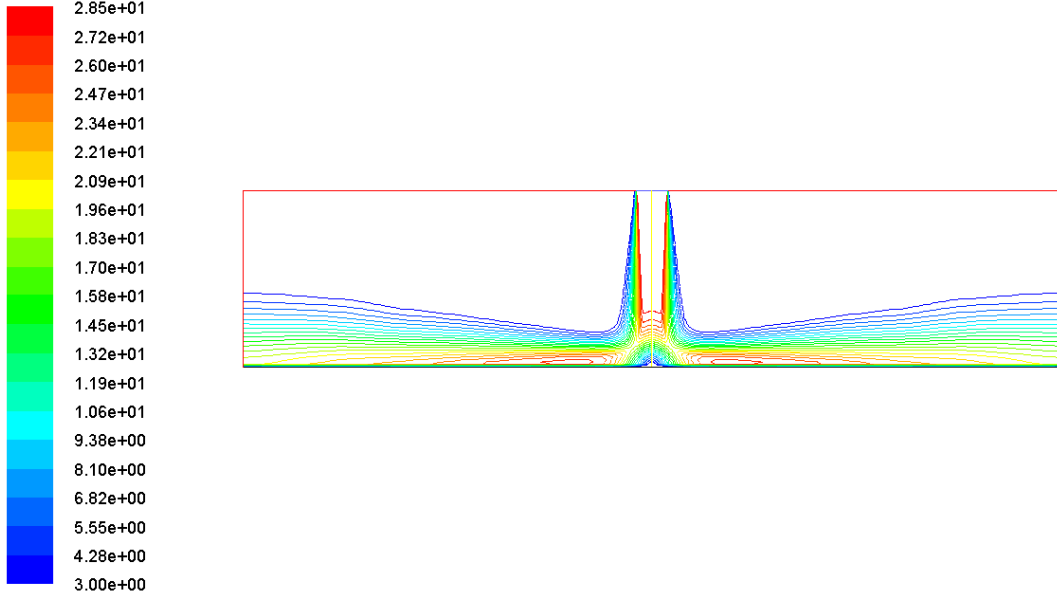
Şekil 3.1’de değişik Reynolds sayıları ve H/D_h oranlarında elde edilen akım çizgileri gösterilmiştir.



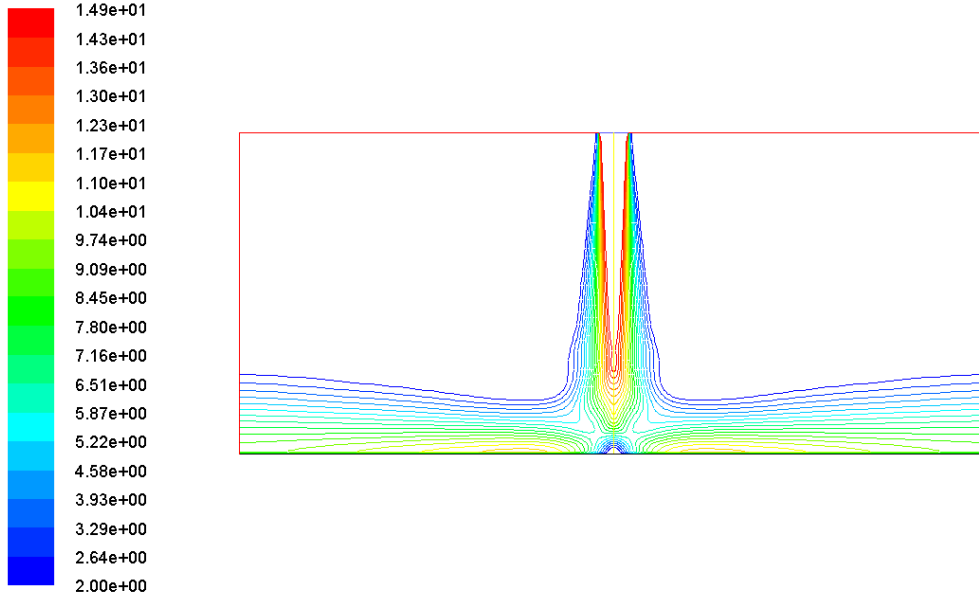
Şekil 3.1 $\theta = 0^\circ$ durumunda akım çizgilerin görünümü,

- a) $H/D_h=3$, $Re = 5333$, b) $H/D_h=3$, $Re = 10200$, c) $H/D_h=6$, $Re = 5333$,
d) $H/D_h=6$, $Re = 10200$, e) $H/D_h=9$, $Re = 5333$, f) $H/D_h=9$, $Re = 10200$

Şekil 3.1'in devamı

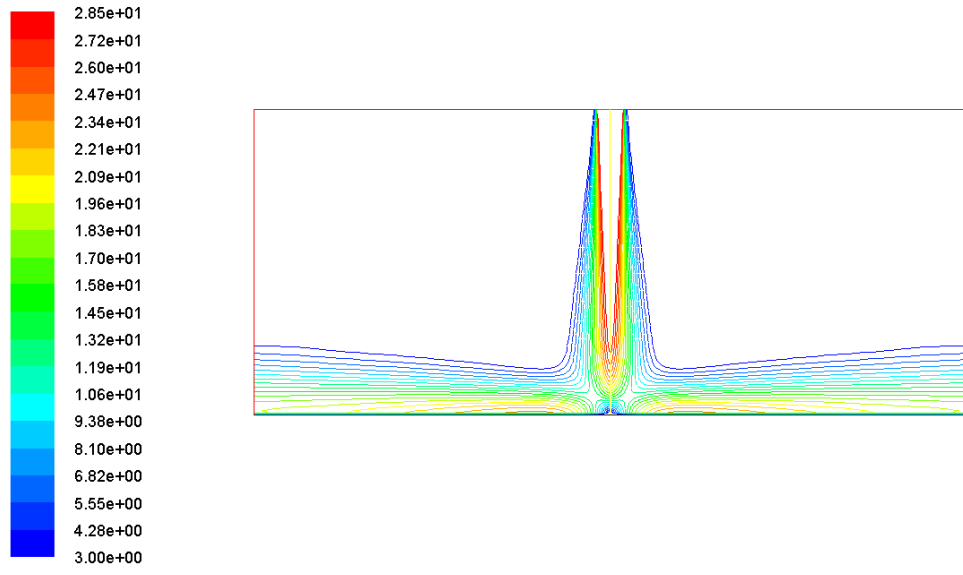


b)

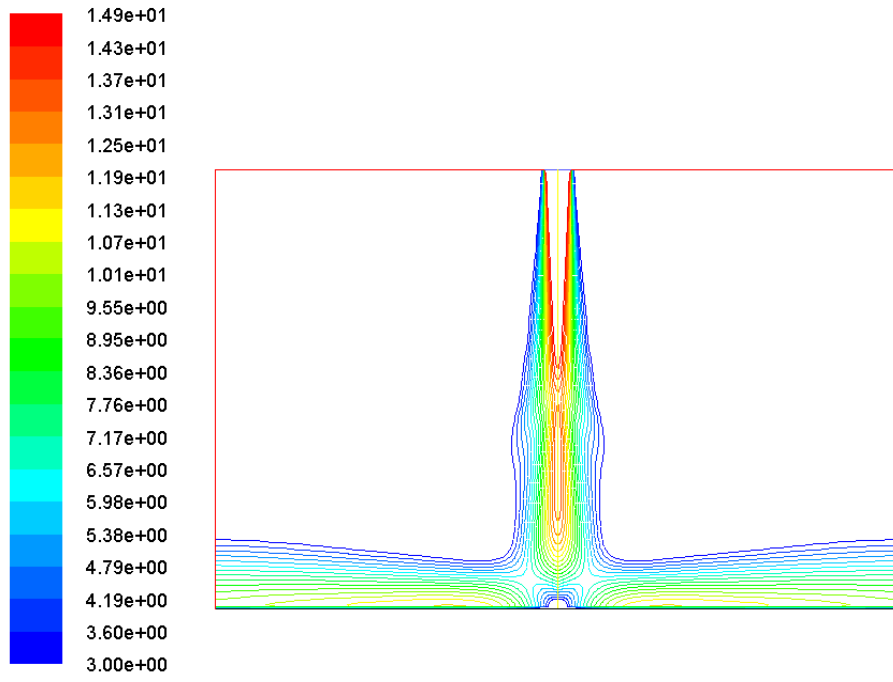


c)

Şekil 3.1'in devamı

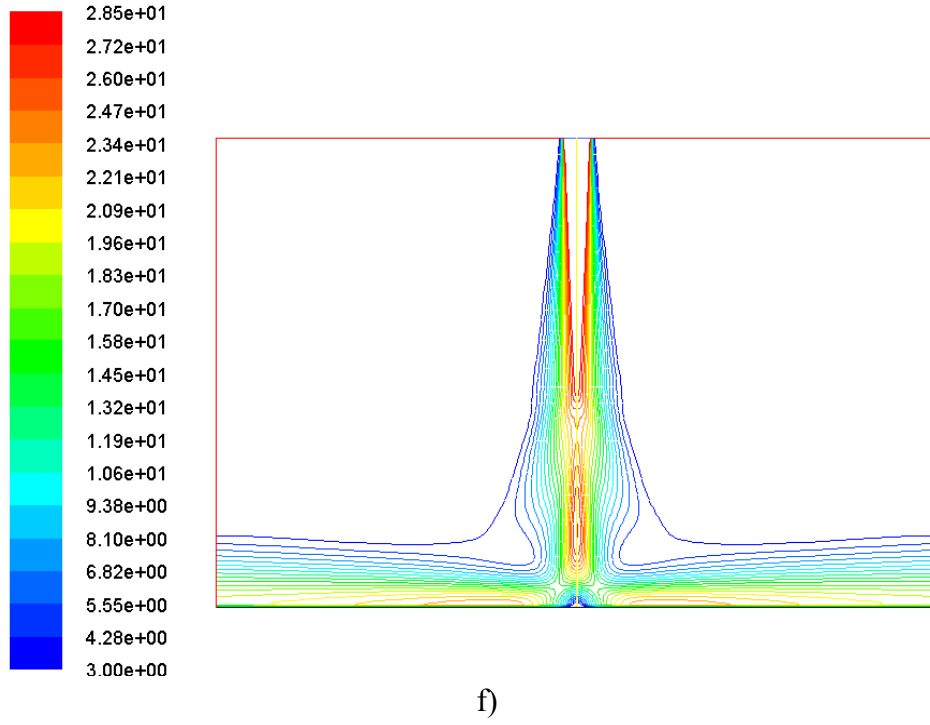


d)



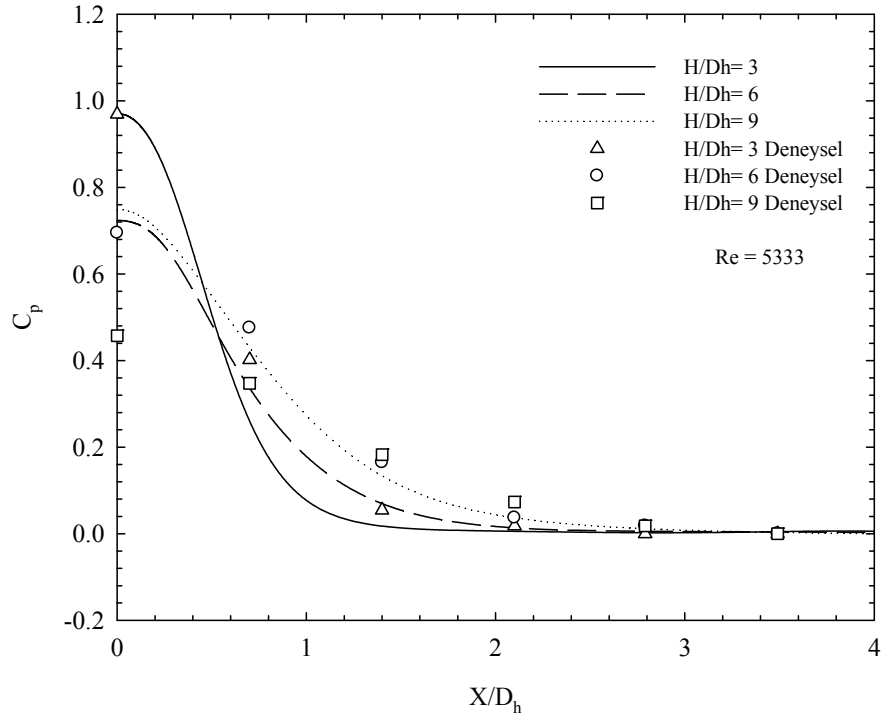
e)

Şekil 3.1'in devamı

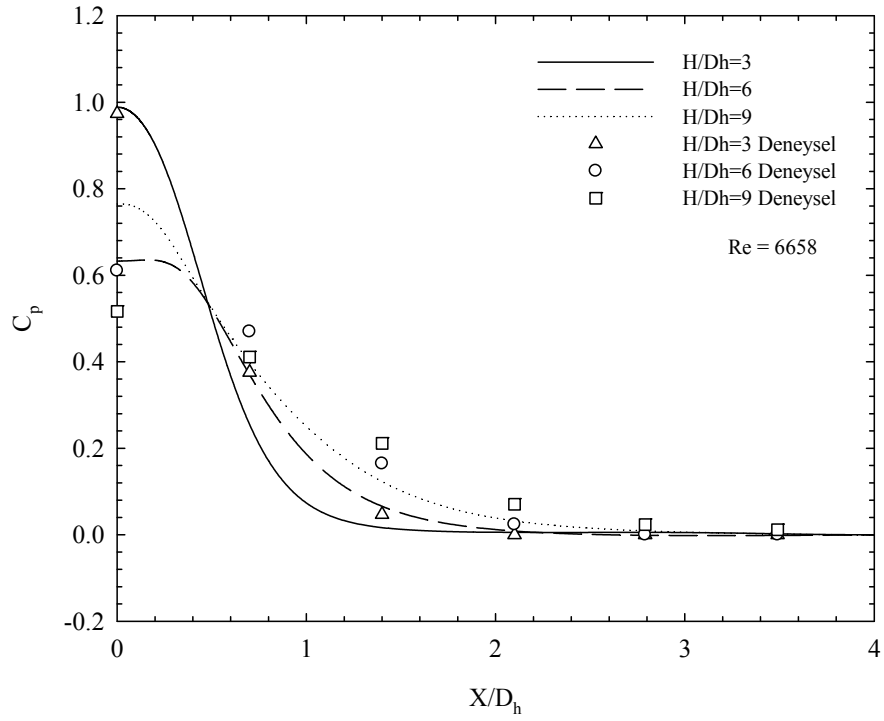


Şekil 3.1'de genel karakter olarak Reynolds sayısının artmasıyla sabit hız çekirdeğinin uzunluğu arttığı görülmüştür. H/D_h oranı arttıkça yüzey ve sabit hız çekirdeği arasındaki mesafe arttığı için akışın yüzeye daha yayımlı yaklaştığı görülmüştür. Bu konunun yüzey basınç katsayısı üzerindeki etkisi grafiklerle ileride gösterilmiştir.

Şekil 3.2 (a-c)'de $\theta = 0$ durumu için yüzey basınç katsayısının farklı H/D_h ve Re değerlerinde yüzey boyunca değişimi verilmektedir.



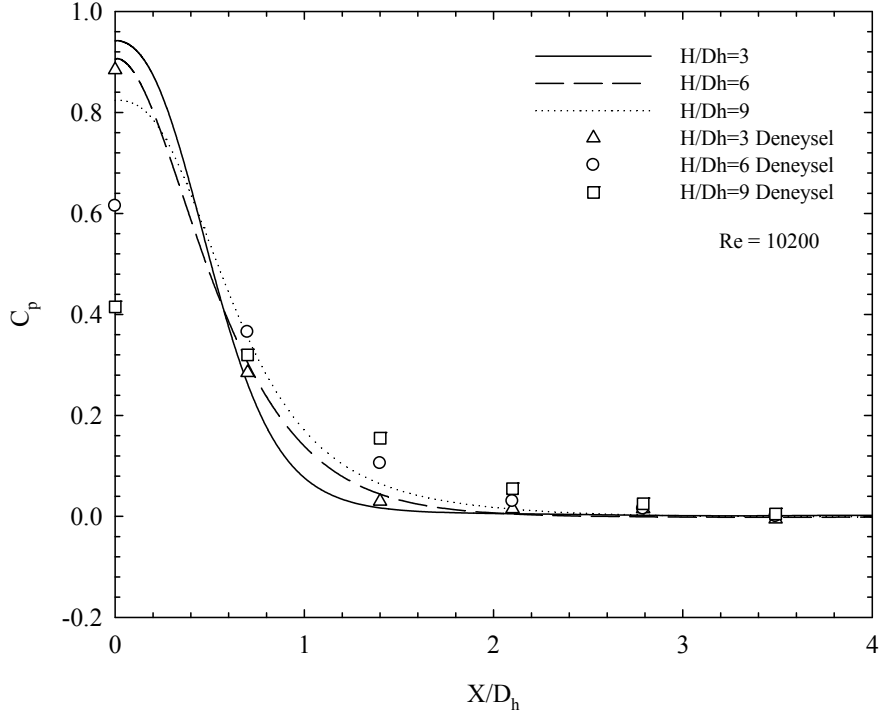
a)



b)

Şekil 3.2 Farklı H/D_h 'lerde yüzey basınç katsayısının yüzey boyunca değişimi
a) $Re = 5333$, b) $Re = 6658$, c) $Re = 10200$

Şekil 3.2'in devamı

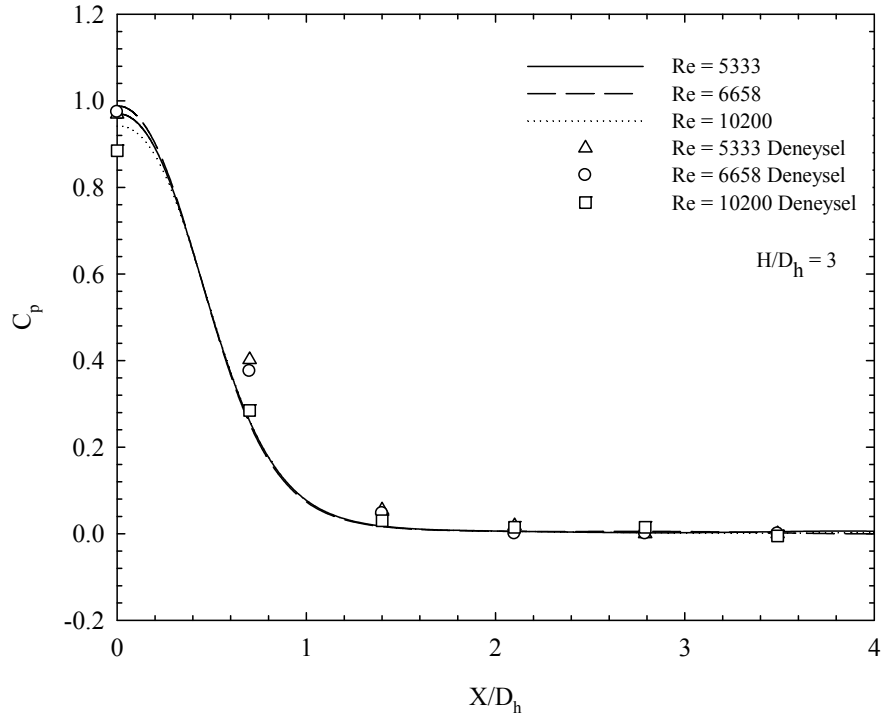


c)

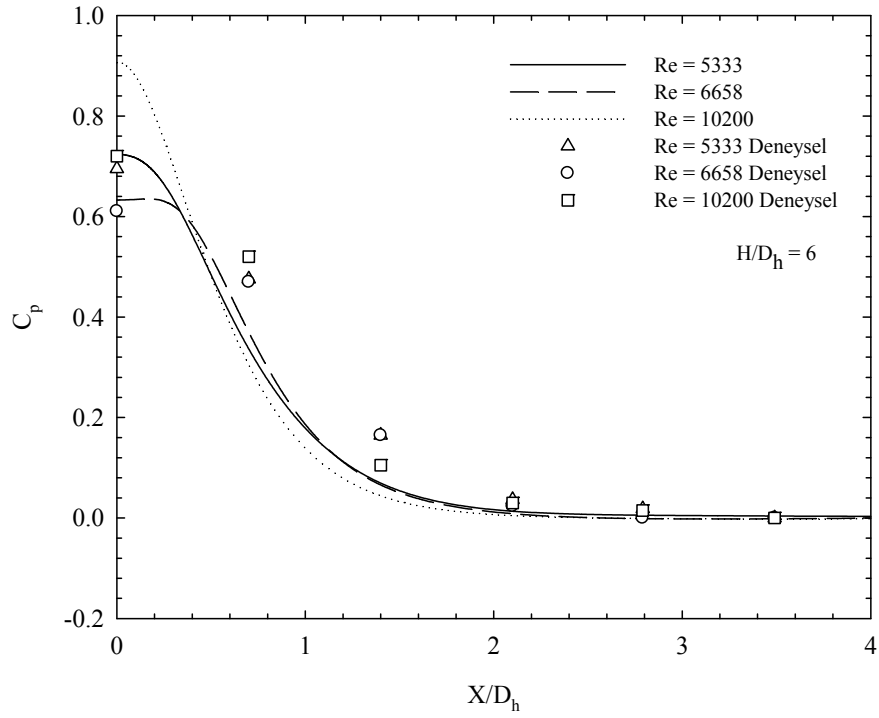
Şekil 3.2'de görüldüğü gibi durma bölgesinde ($x/D_h=0$), C_p yüksek değişim sergilemekte iken x/D_h 'ın artışıyla bu değişimler azalmaktadır. Durma noktasından uzaklaştıkça $H/D_h=3$ için C_p ani bir azalma sergilemekte, $x/D_h=0.5$ değerinde $H/D_h=9$ kıyasla daha düşük değer almaktadır.

Ayrıca durma noktasındaki C_p değeri H/D_h 'ın artmasıyla azalmakta olduğu görülmektedir. Reynolds sayısının artışıyla ($Re = 10200$ için) C_p yaklaşık olarak H/D_h 'den bağımsız bir davranış sergilemektedir. Elde edilen deneysel verilerin sayısal çalışma ile uyum içerisinde olduğu ilgili grafiklerde açıkça görülmektedir.

Şekil 3.3 (a-c)'de $\theta = 0$ durumu için yüzey basınç katsayısının farklı H/D_h ve Re değerlerinde yüzey boyunca değişimi verilmektedir.



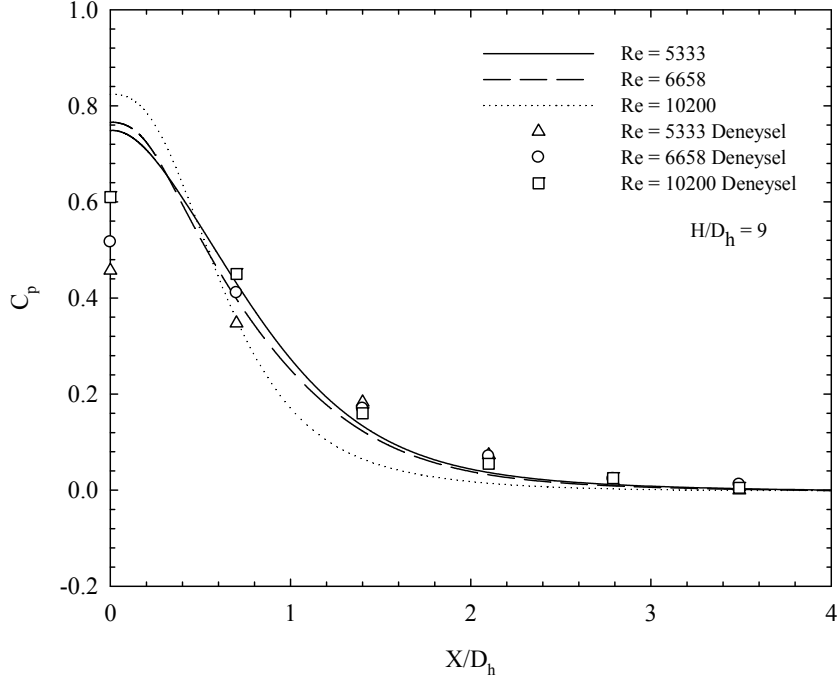
a)



b)

Şekil 3.3 Farklı Reynolds sayılarında yüzey basınç katsayısının yüzey boyunca değişimi, a) $H/D_h = 3$, b) $H/D_h = 6$, c) $H/D_h = 9$

Şekil 3.3'ün devamı



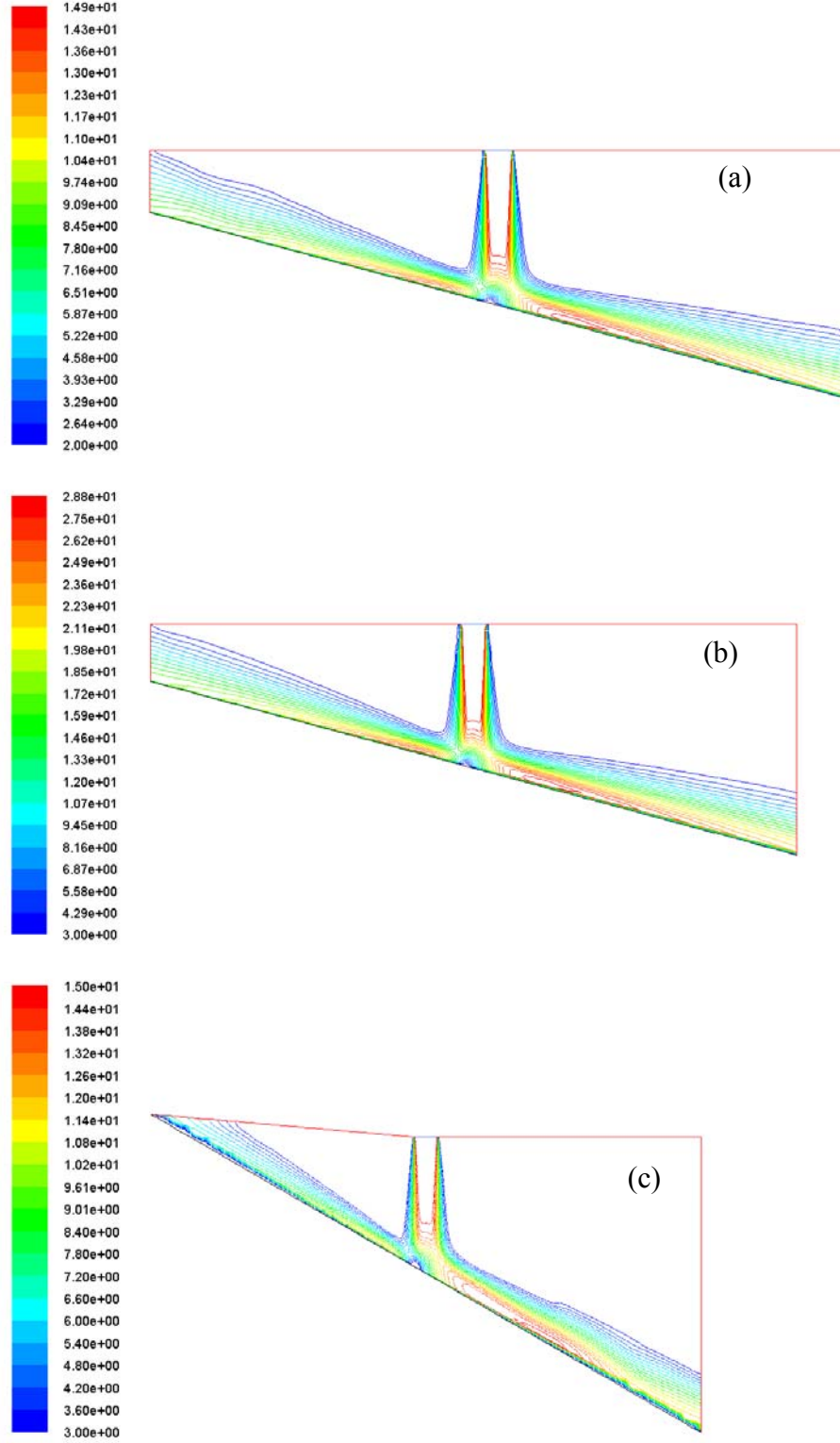
c)

Şekil 3.3'te görüleceği üzere, $H/D_h=3$ için C_p Reynolds sayısından bağımsız bir değişim sergilemektedir. H/D_h 'ın artışıyla durma noktasında ($x/D_h=0$) C_p azalmakta iken durma noktasından uzaklaştıkça $H/D_h=3$ 'e kıyasla daha yüksek değerler almaktadır. Bir başka ifadeyle C_p dağılımı x/D_h 'ın artışıyla yüzey boyunca daha yumuşak bir düşüş sergilemektedir.

$H/D_h=6$ ve 9 için Reynolds sayısının değişimiyle durma noktasına yakın bölge C_p yüksek oranda değişim sergilerken X/D_h 'ın artışıyla ($x/D_h \geq 1$) bu değişim elimine olmaktadır.

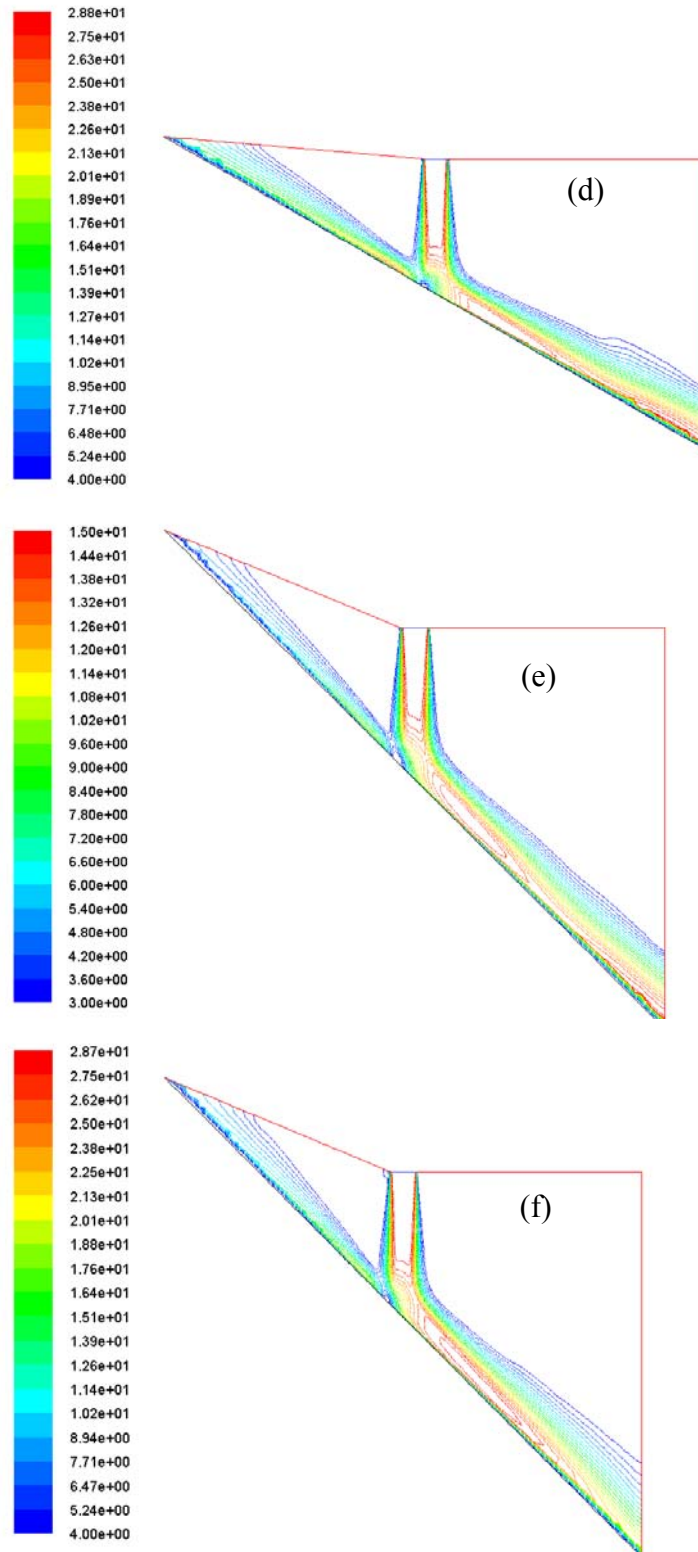
3.1.2. Eğik Çarpma Yüzeyine Göre Sonuçlar

Eğimli çarpan yüzeyinde akış alanı simetrik bir yapıya sahip olmadığından bulgular bütün alan için verilmiştir. Çarpma yüzeyin açısı 15, 30 ve 45 derece olarak ayarlanmıştır. Şekil 3.4, 3.5 ve 3.6'da akım çizgilerin resimleri verilmiştir.

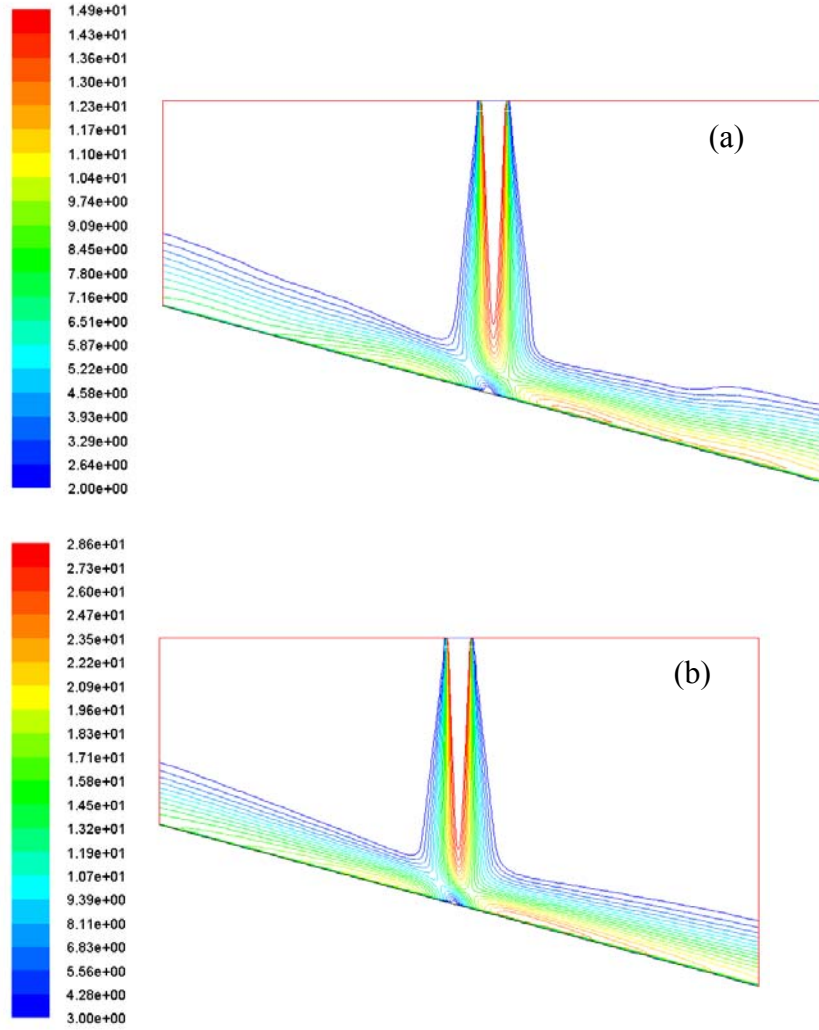


Şekil 3.4 $H/D_h=3$ için akış alanları, a) $Re = 5333$, $\theta=15^\circ$,
 b) $Re = 10200$, $\theta = 15^\circ$, c) $Re = 5333$, $\theta = 30^\circ$,
 d) $Re = 10200$, $\theta = 30^\circ$, e) $Re = 5333$, $\theta = 45^\circ$,
 f) $Re = 10200$, $\theta = 45^\circ$

Şekil 3.4'ün devamı

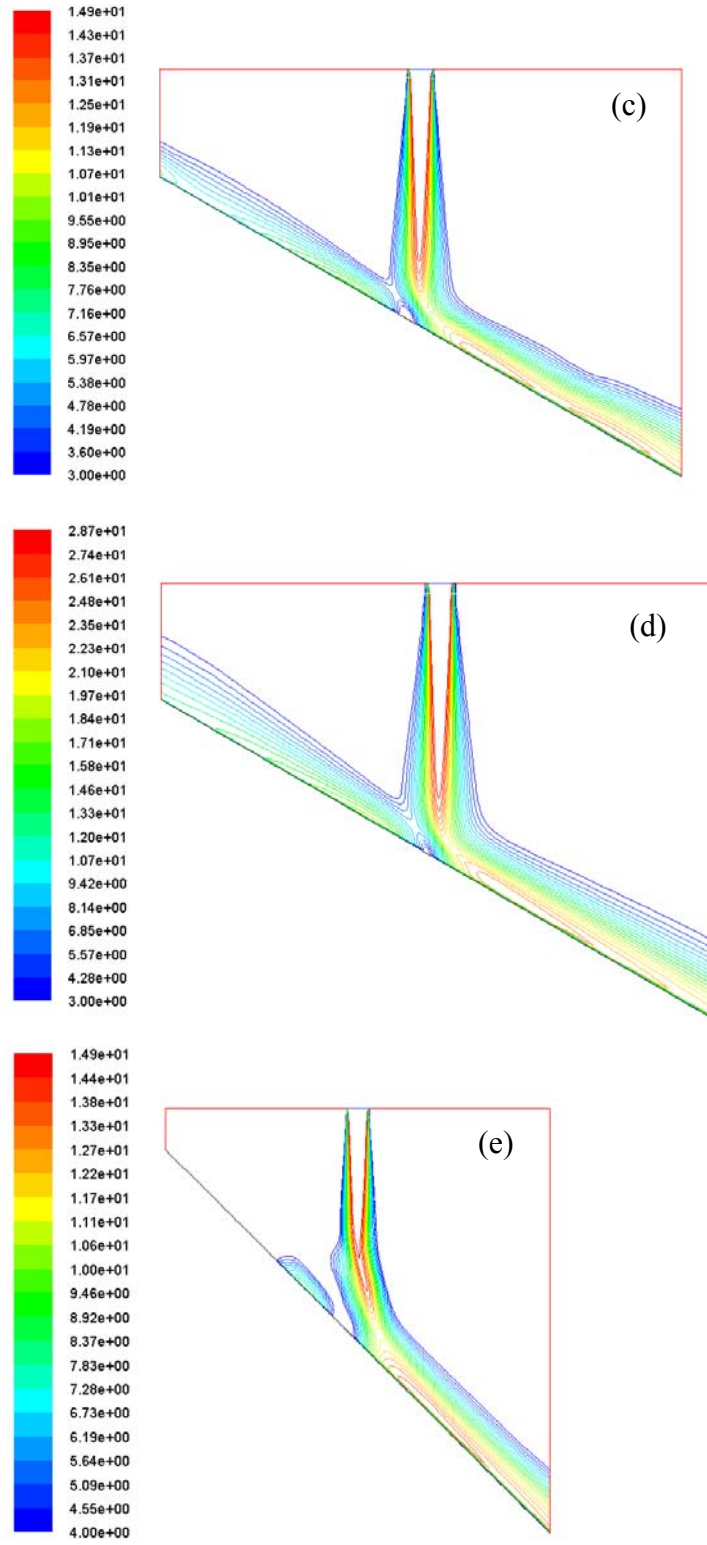


Şekil 3.4'te görüldüğü gibi durma noktası ($u=0$) artan açısallık yüzey konumu için sola doğru kaymaktadır. Yüzeyin sol tarafındaki akışkanın hızı sağ tarafa kıyasla daha fazla olduğu görülmüştür. Ayrıca bu artma eğilimi artan açısallık konum ile daha da şiddetlendiği görülmüştür. Genel olarak yüzeyin açısallık eğimi arttıkça yüzeye paralel olan akım çizgileri konumlarını daha uzun süre korumaktadırlar. Dolayısıyla daha hızlı akışın yüzeye daha uzun süre paralel gidilmesi durumu söz konusu olmuştur. Şekil 3.4 (a-c)'de $H/D_h=3$ olduğundan çarpma yüzeyi sabit hız çekirdeğinin içerisinde yer aldığı görülmüştür.

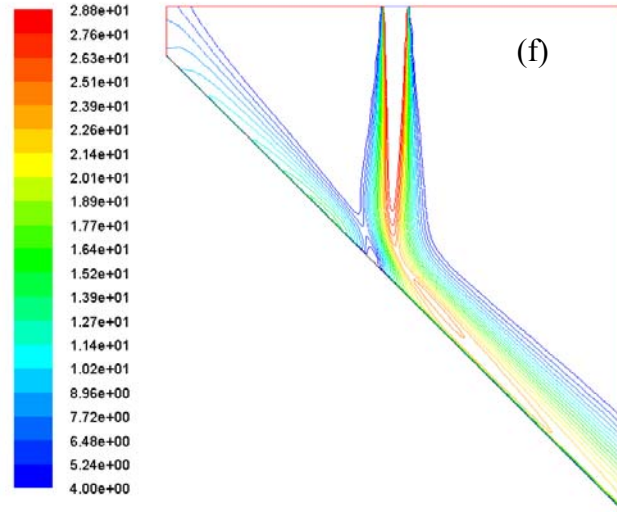


Şekil 3.5 $H/D_h=6$ için akış alanları, a) $Re = 5333$, $\theta=15^\circ$,
b) $Re = 10200$, $\theta = 15^\circ$, c) $Re = 5333$, $\theta = 30^\circ$
d) $Re = 10200$, $\theta = 30^\circ$, e) $Re = 5333$, $\theta = 45^\circ$
f) $Re = 10200$, $\theta = 45^\circ$

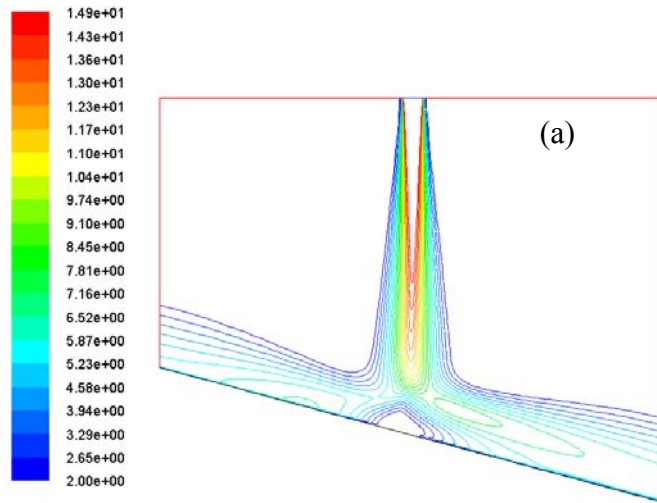
Şekil 3.5'in devamı



Şekil 3.5'in devamı

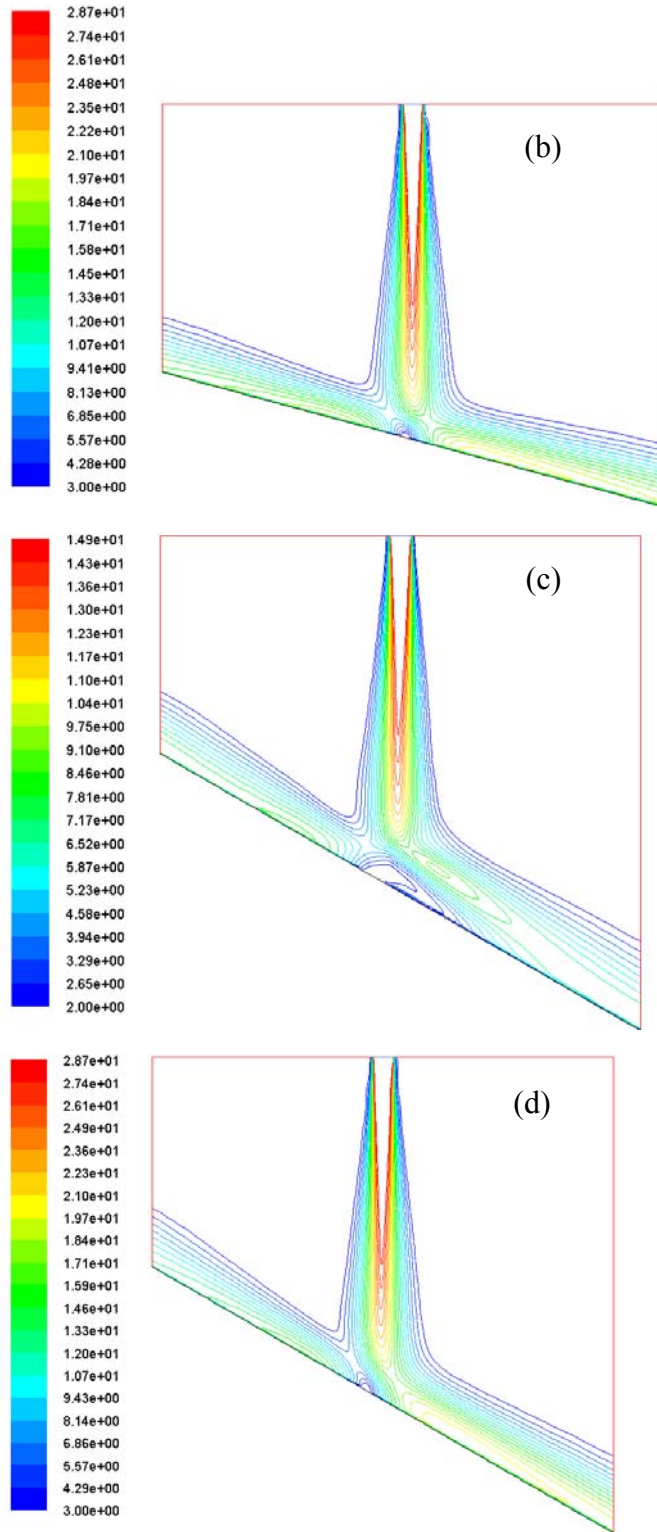


Şekil 3.5'te görüldüğü gibi $H/D_h=3$ 'ün aksine artan Reynolds sayısı ile sabit hız çekirdeğin uzunluğu arttığı görülmüştür. Bu durum Şekil 3.5e ve 3.5f arasındaki akım çizgilerin mukayesesinden açıkça görülmektedir.

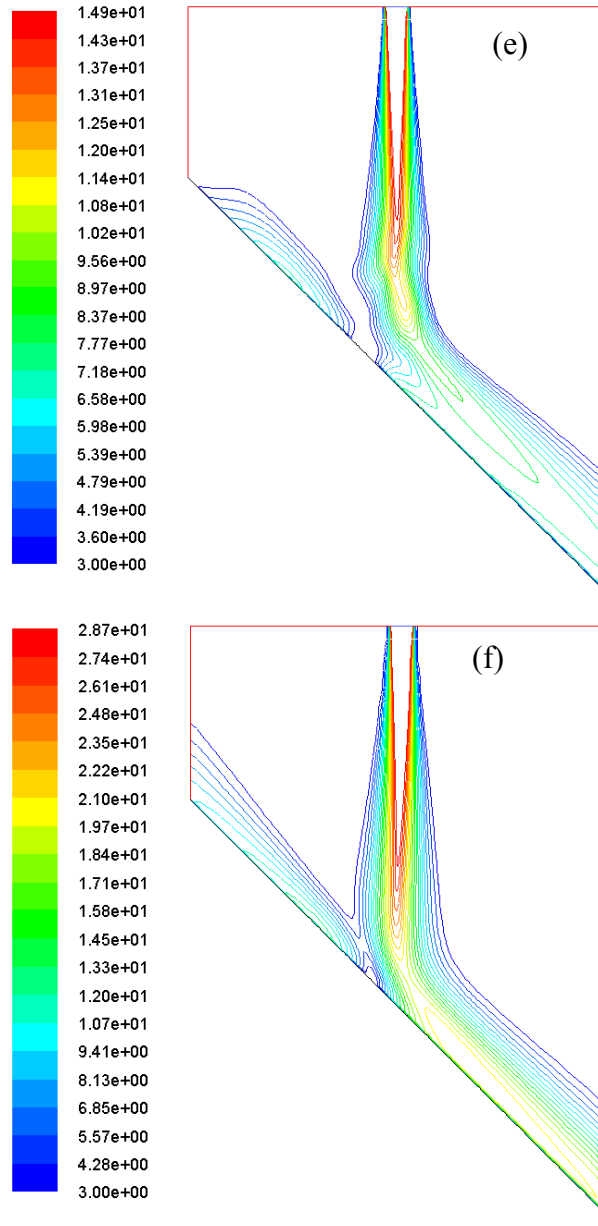
Şekil 3.6 $H/D_h=9$ için akış alanları,

- a) $Re = 5333$, $\theta = 15^\circ$, b) $Re = 10200$, $\theta = 15^\circ$
 c) $Re = 5333$, $\theta = 30^\circ$, d) $Re = 10200$, $\theta = 30^\circ$
 e) $Re = 5333$, $\theta = 45^\circ$, f) $Re = 10200$, $\theta = 45^\circ$

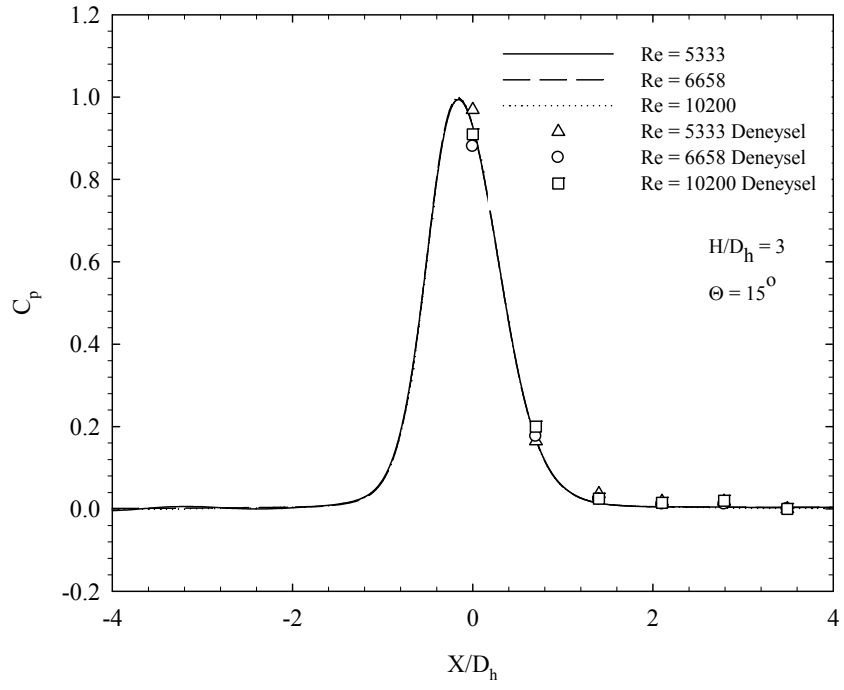
Şekil 3.6'in devamı



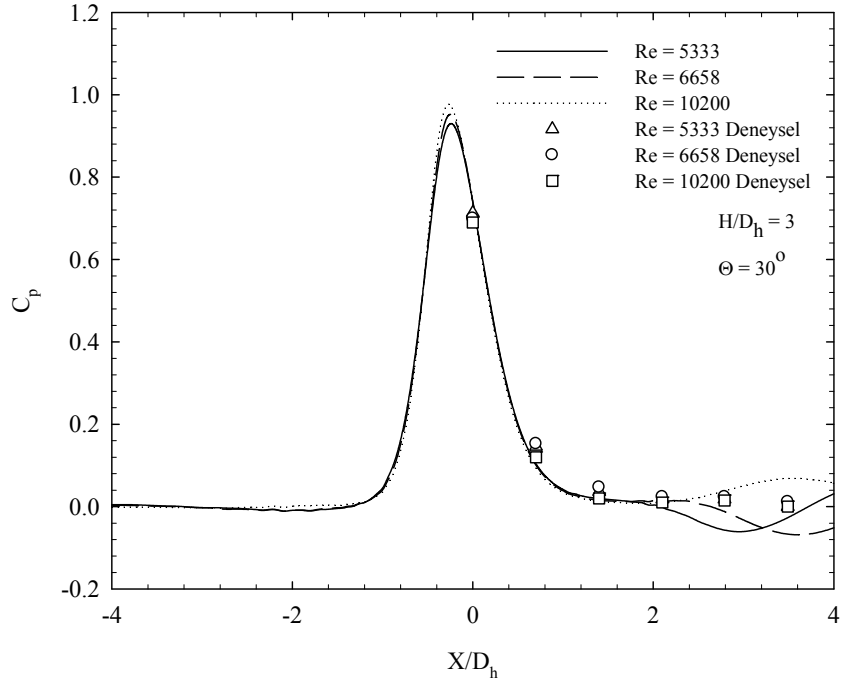
Şekil 3.6'in devamı



Şekil 3.7(a-c)'de $H/D_h = 3$ konumunda basınç katsayısının farklı Reynolds sayısı ve konum açısı ile değişimi gösterilmiştir.



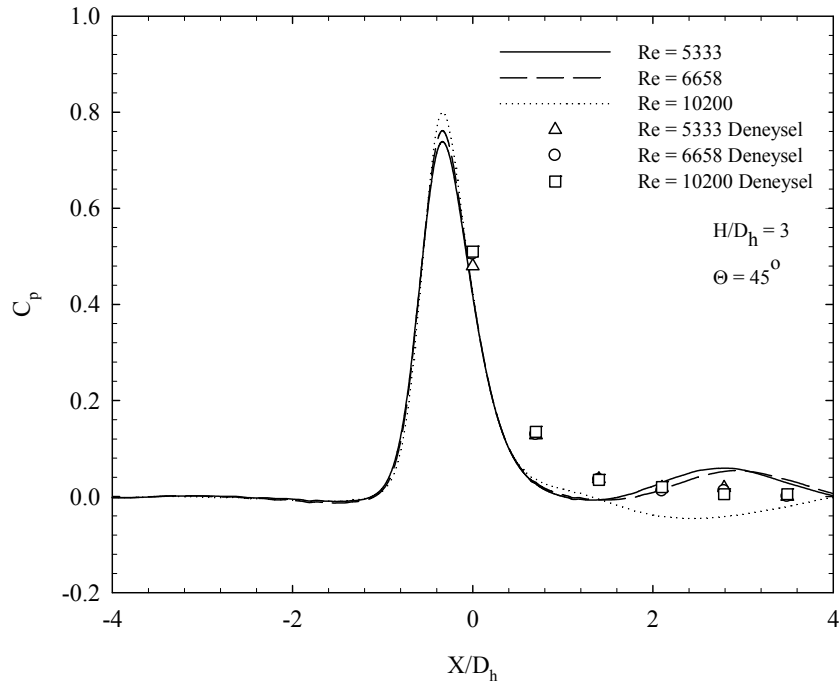
a)



b)

Şekil 3.7 $H/D_h = 3$ konumunda basınç katsayısının değişik Reynolds sayısı ve konum açısı ile değişimi a) $\theta = 15^\circ$, b) $\theta = 30^\circ$, c) $\theta = 45^\circ$

Şekil 3.7'nin devamı

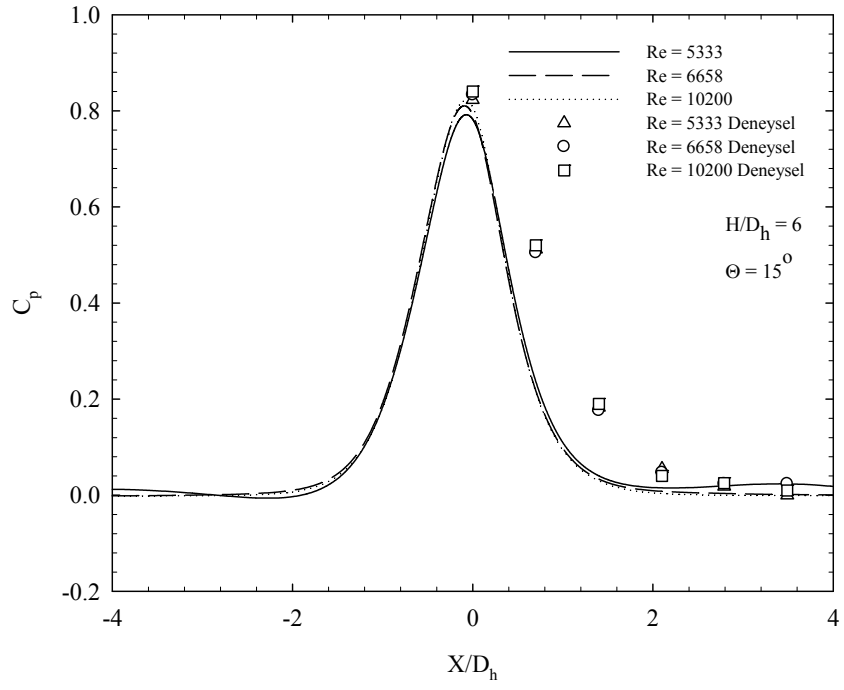


c)

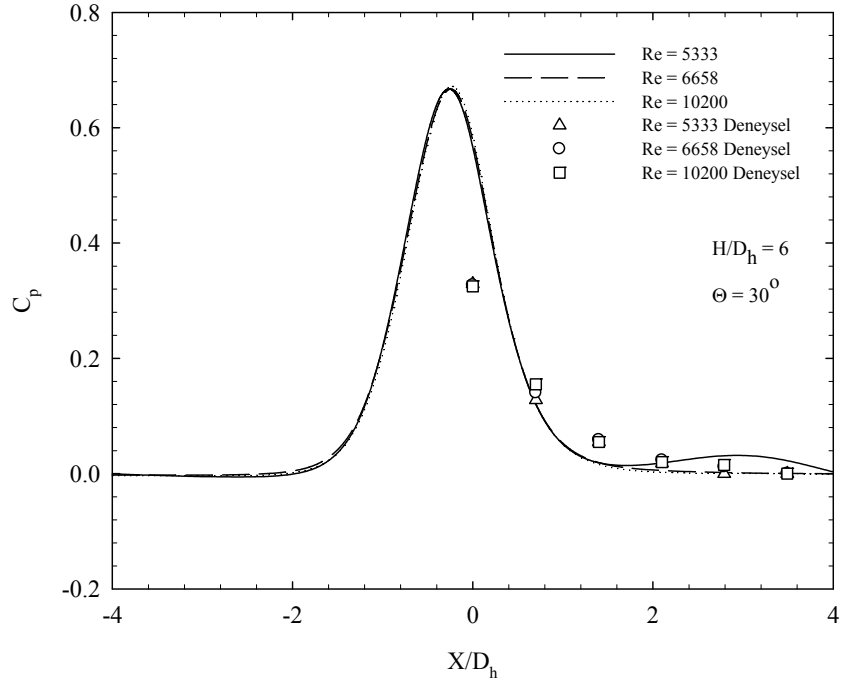
Şekil 3.7b ve 3.7c'de görüldüğü gibi yüzeyin eğim açısı arttıkça yüzeyin sağ tarafındaki C_p değişimi bu bölgedeki akışın karma yapısından dolayı dalgalı olmaktadır.

$\theta = 15^\circ$ için C_p $\theta = 0^\circ$ ile benzer davranış sergilemektedir. $\theta = 45^\circ$ için yüksek Reynolds sayılarında C_p 'nin negatif değerler aldığı görülmektedir. $\theta = 15^\circ$ ve $\theta = 30^\circ$ için C_p Reynolds sayısından bağımsızdır. $\theta \neq 0^\circ$ için C_p yüzey boyunca asimetric bir değişim sergilemektedir. Ayrıca $\theta \neq 0^\circ$ için maksimum C_p değeri orta eksen (x/D_h=0) sola doğru kaymaktadır.

Şekil 3.8(a-c)'de $H/D_h = 6$ konumunda basınç katsayısının değişik Reynolds ve konum açısı ile değişimi gösterilmiştir.



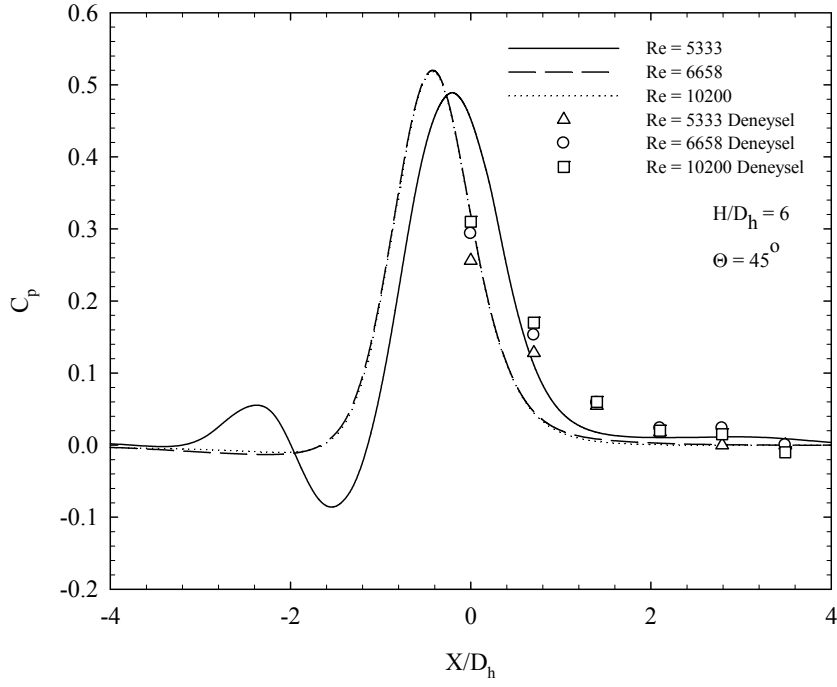
a)



b)

Şekil 3.8 $H/D_h = 6$ konumunda basınç katsayısının değişik Reynolds sayısı ve konum açısı ile değişimi a) $\theta = 15^\circ$, b) $\theta = 30^\circ$, c) $\theta = 45^\circ$

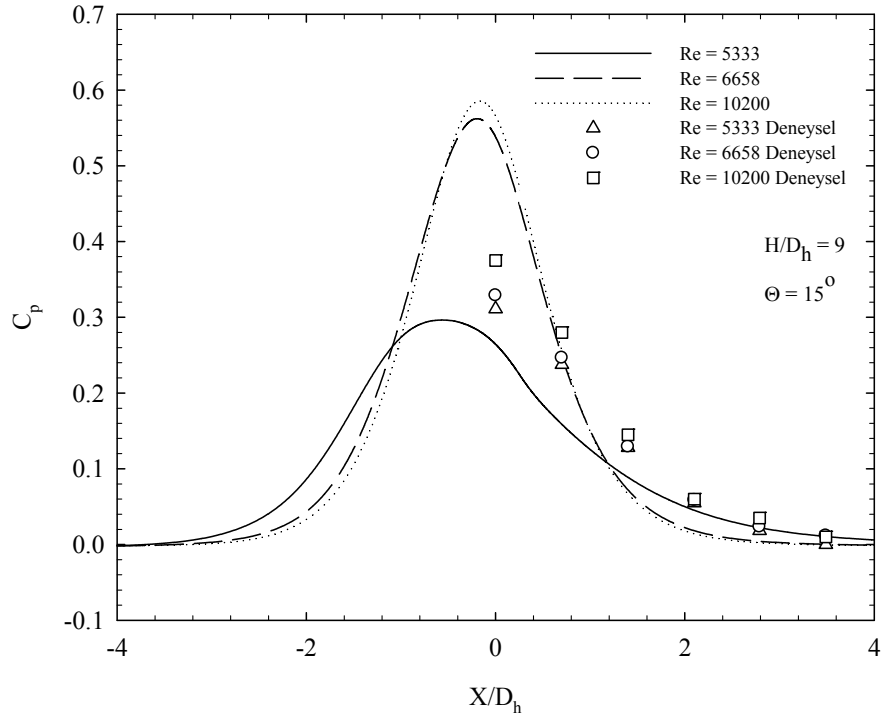
Şekil 3.8'in devamı



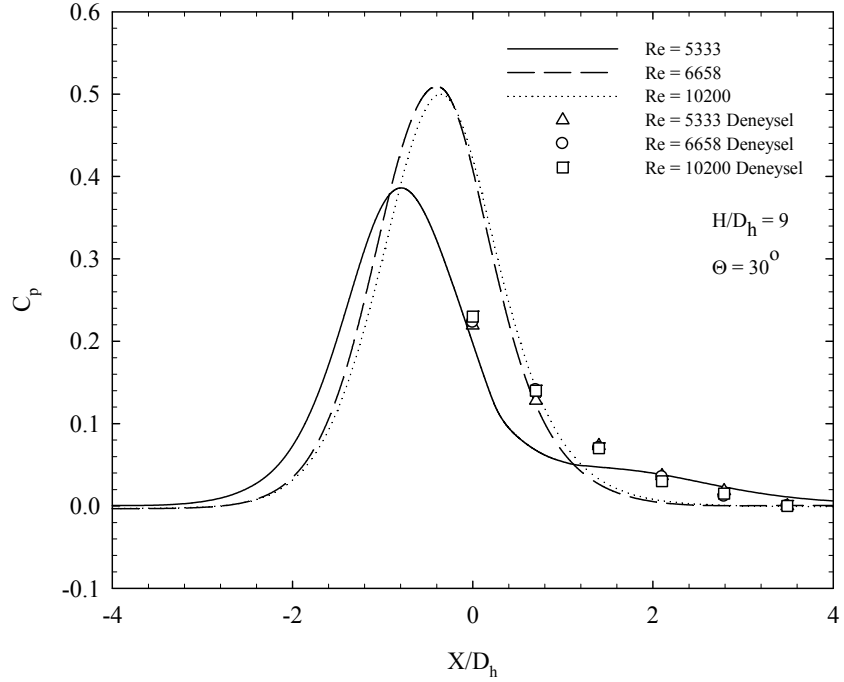
c)

Şekil 3.8'te de aynı parametreler farklı H/D_h oranı için incelenmiştir. Şekil 23a ve 23b de olduğu gibi $\theta = 15^\circ$ ve $\theta = 30^\circ$ için C_p değişimi Reynolds sayısından bağımsız olduğu görülmektedir. $\theta = 45^\circ$ 'de ise akışın sol tarafında akış düzensiz olduğu görülmektedir. Bu durum akış çizgilerin incelemesiyle açıklanacaktır.

Şekil 3.9(a-c)'de $H/D_h = 9$ konumunda basınç katsayısının değişik Reynolds ve konum açısı ile değişimi gösterilmiştir.



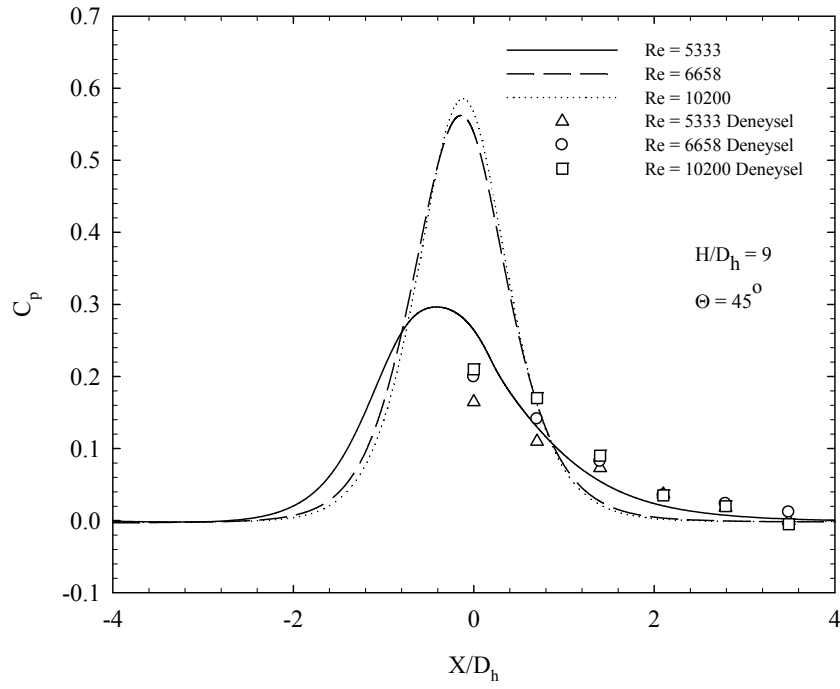
a)



b)

Şekil 3.9 $H/D_h = 9$ konumunda basınç katsayısının değişik Reynolds sayısı ve konum açısı ile değişimi a) $\theta = 15^\circ$, b) $\theta = 30^\circ$, c) $\theta = 45^\circ$

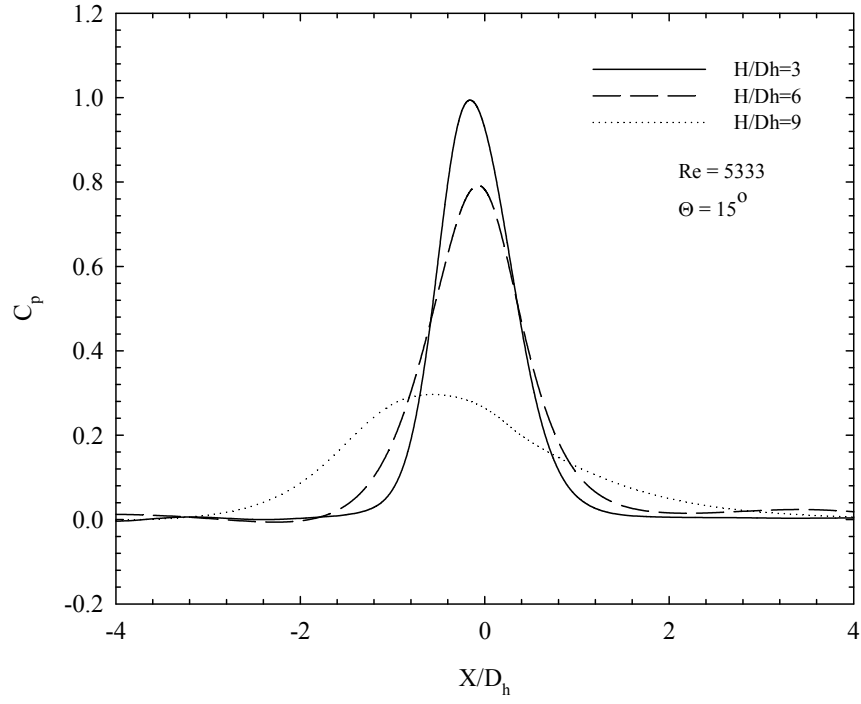
Şekil 3.9'un devamı



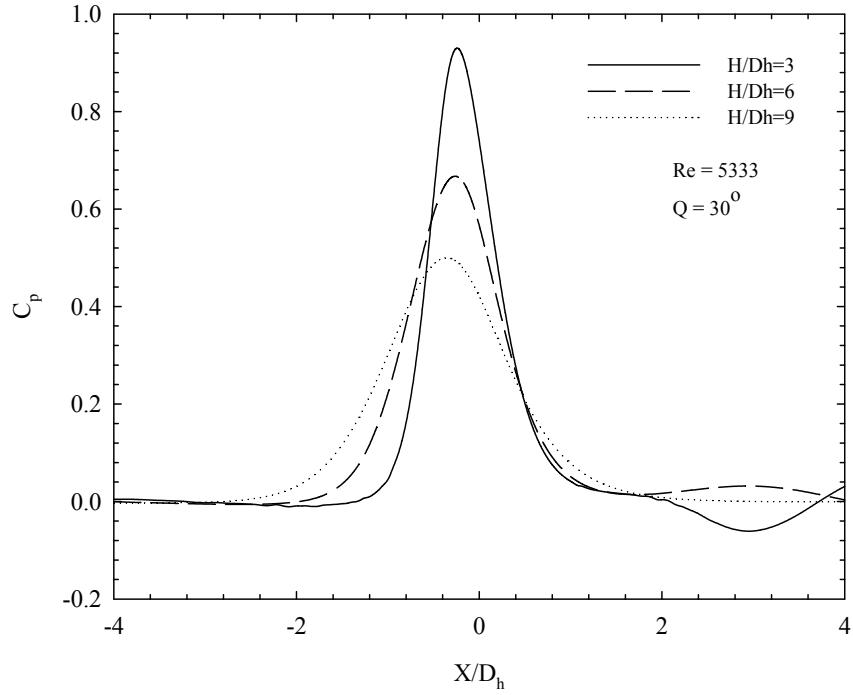
c)

Şekil 3.9(a-c) genel olarak azalan Reynolds sayıları ile beraber C_p 'nin maksimum değeri sola doğru kaymasıdır. Deneysel çalışmaların sonuçları grafik üzerinden de görülebileceği gibi sayısal çalışmayla uyum içerisinde.

Şekil 3.10(a-f)'de her Reynolds sayısı için $\theta = 15^\circ$ ve $\theta = 30^\circ$ konum açılarında C_p 'nin yüzey boyunca değişimi verilmektedir.



a)

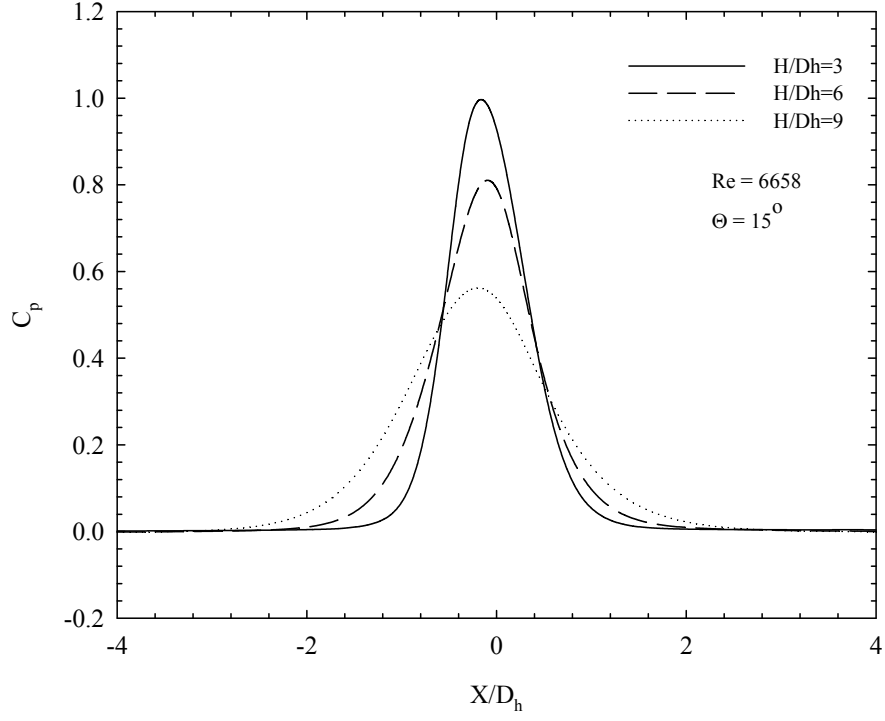


b)

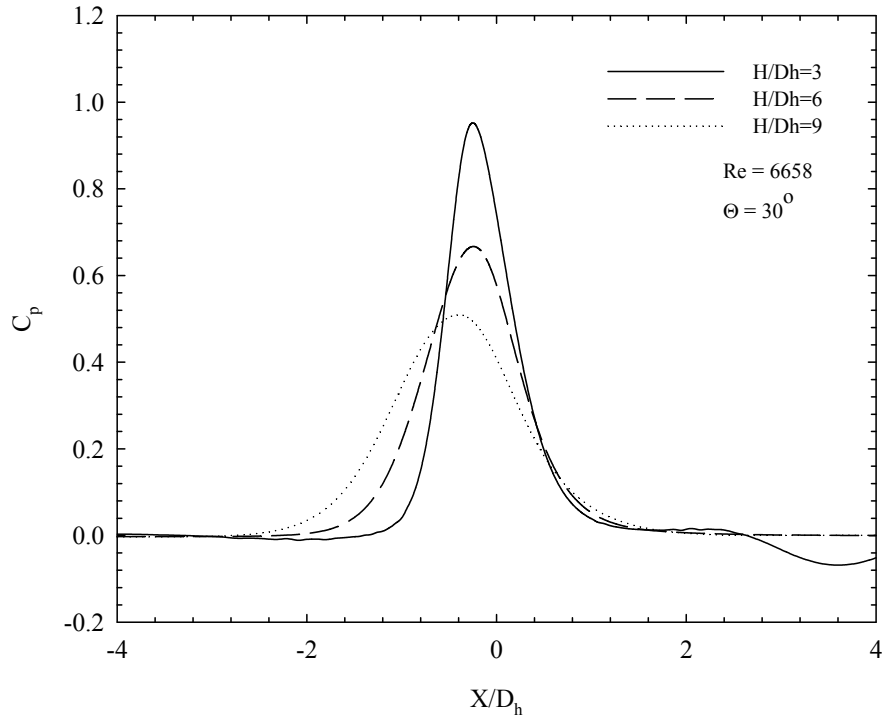
Şekil 3.10 Sayısal çalışmanın H/D_h oranları için sonuçları

a) $Re = 5333$, 15° , b) $Re = 5333$, 30° , c) $Re = 6658$, 15° ,
d) $Re = 6658$, 30° , e) $Re = 10200$, 15° , f) $Re = 10200$, 30°

Şekil 3.10'un devamı

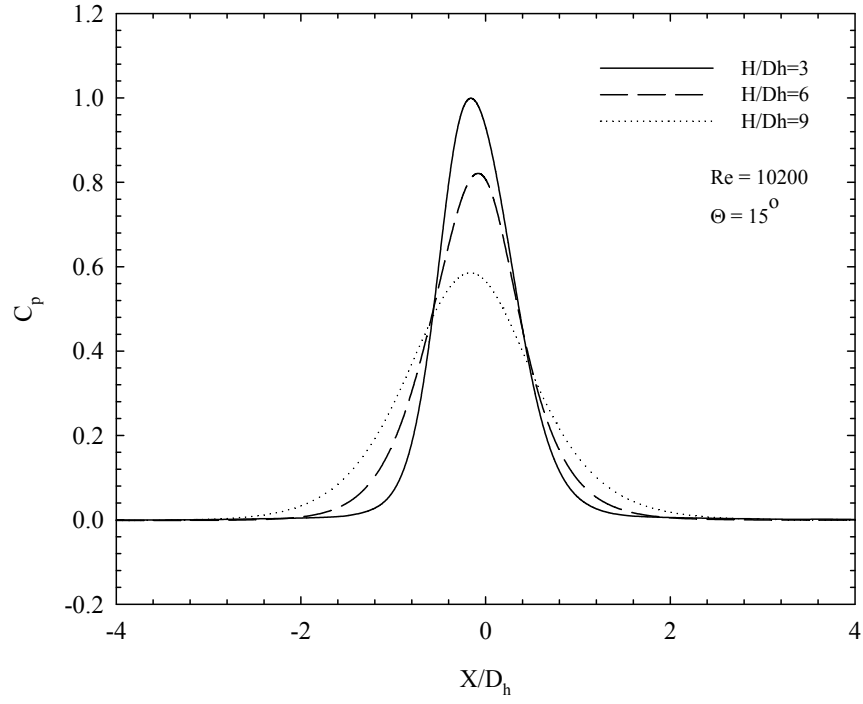


c)

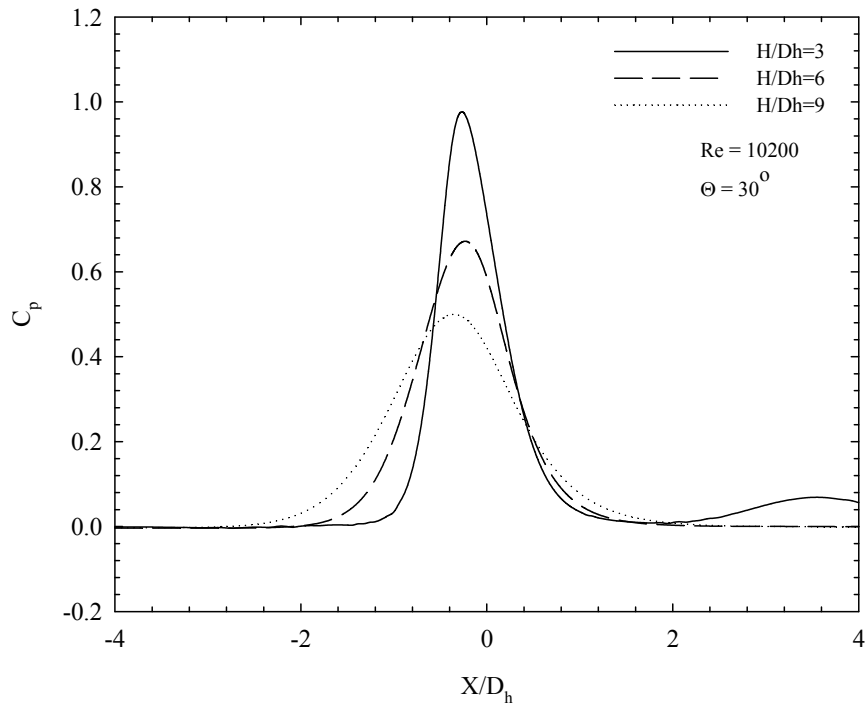


d)

Şekil 3.10'un devamı



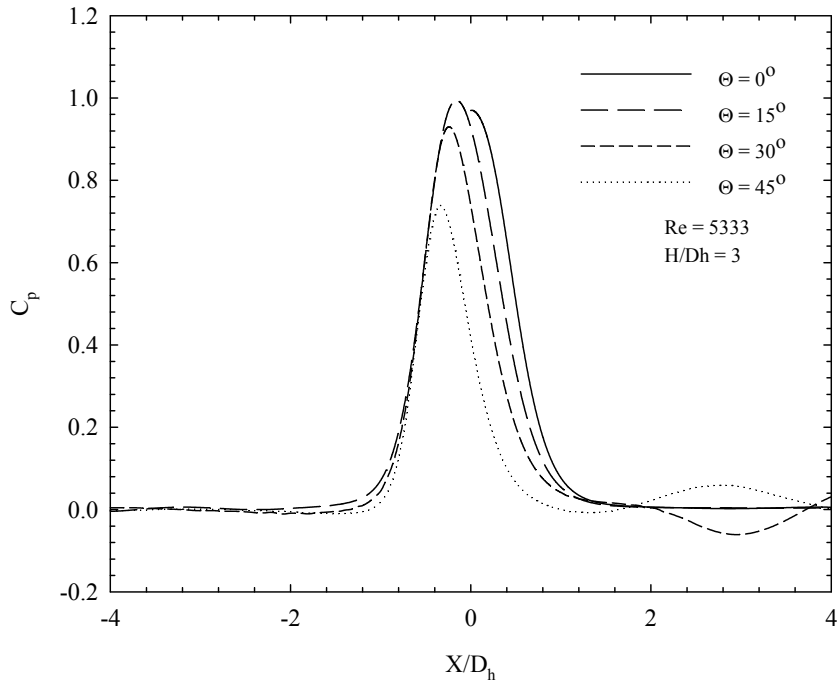
e)



f)

Şekil 3.10(a-f)' de görüldüğü gibi her Reynolds sayısı için $\theta = 30^\circ$ konum açısında yüzeyin sağ tarafında akış düzensiz davranış sergilemektedir. H/D_h oranı arttıkça C_p 'nin maksimum değeri daha önce belirtildiği gibi sola doğru kaymaktadır. Ayrıca H/D_h 'in artmasıyla C_p değerinde düşüş görülmektedir. x/D_h 'in negatif değerlerinde yüzey konumunun açısının artmasıyla durma noktasından uzaklaştıkça C_p daha yumuşak azalma göstermiştir.

Şekil 3.11(a-b)'de $H/D_h=3$ ve farklı Reynolds sayıları için C_p 'nin açısal konum değişikliği ile sergilediğine bağlı davranış verilmektedir.

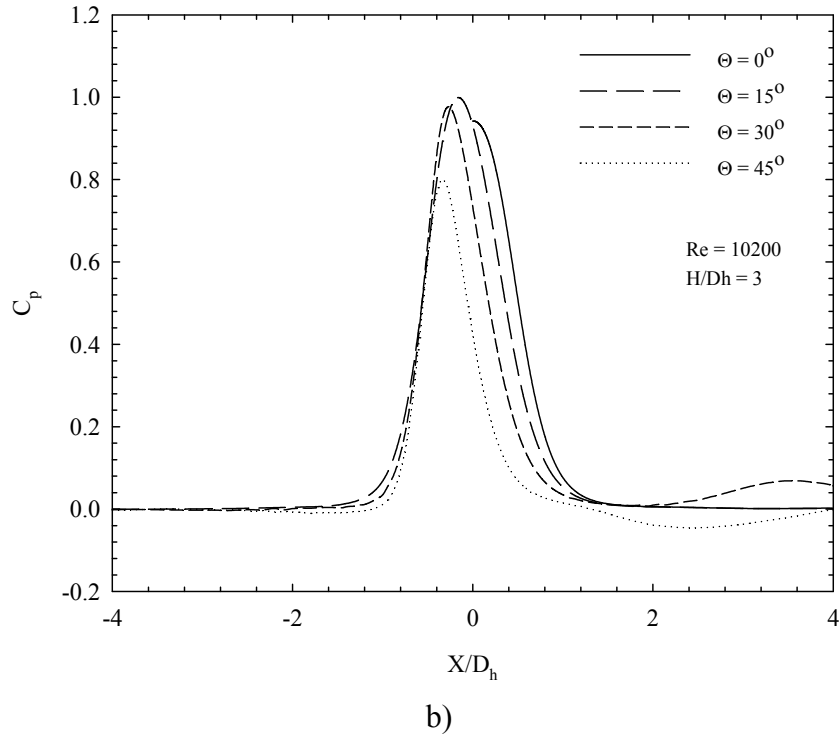


a)

Şekil 3.11 $H/D_h=3$ için yüzeyin açısal konumunun C_p üzerindeki etkisi

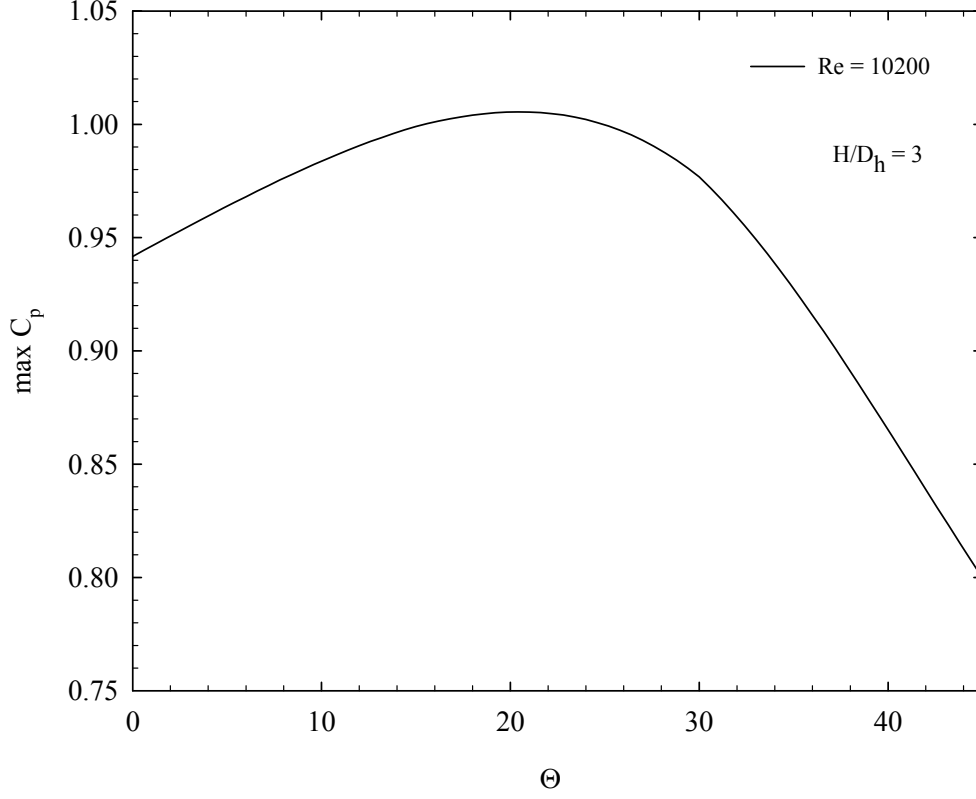
a) $Re = 5333$, b) $Re = 10200$

Şekil 3.11'in devamı



Şekil 3.11a ve 3.11b’de görüleceği gibi yüzeyin açısı arttıkça C_p ’nin maksimum değeri sola doğru kaymaktadır. C_p ’nin maksimum değeri durma noktasını ($x/D=0$) temsil etmektedir. Daha önceki grafiklerden de görüldüğü gibi yüksek Reynolds sayısında (10200) ve yüksek eğim açısında $\theta = 45^\circ$ akışın düzeni sağ tarafta bozulmaktadır.

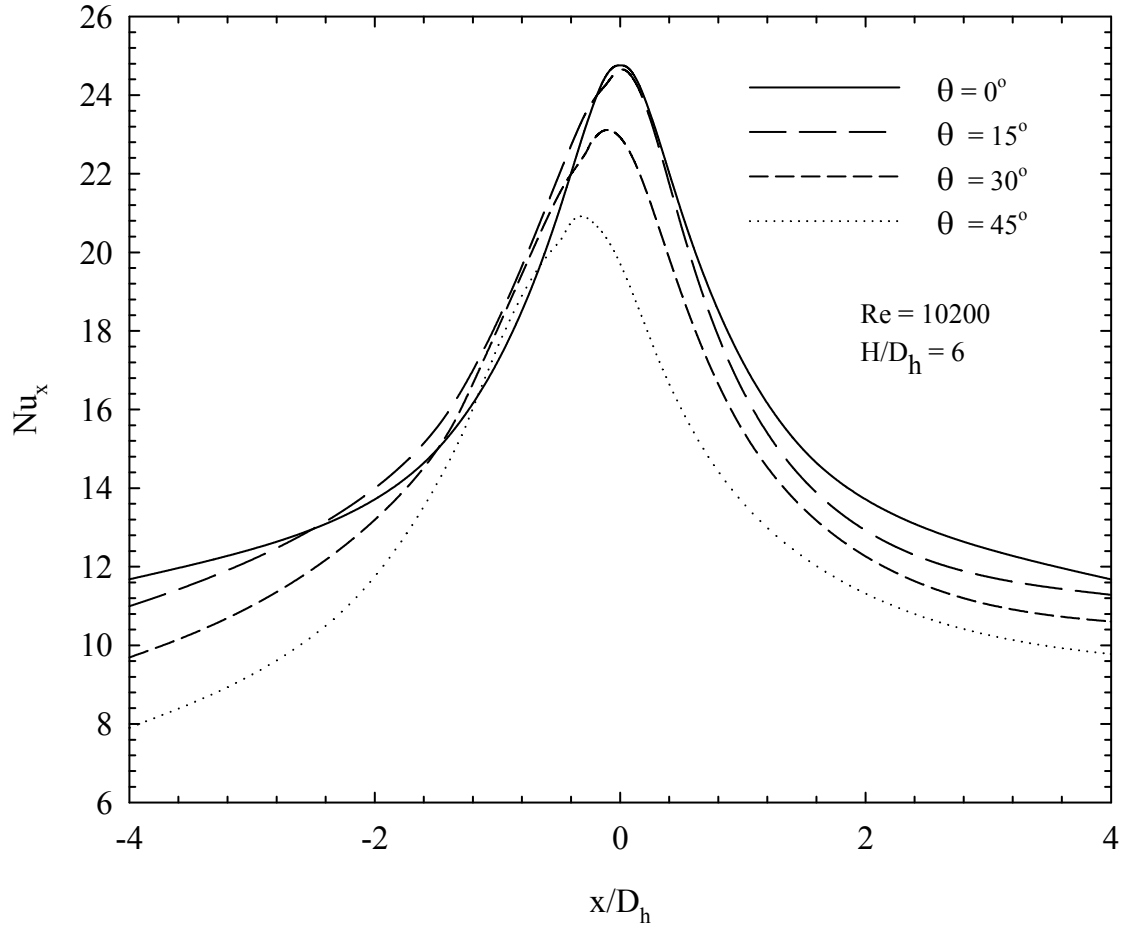
Şekil 3.12’de maksimum basınç katsayısının çarpma levhasının açısına göre değişimi gösterilmiştir.



Şekil 3.12 Maksimum basınç katsayısının çarpma açısına göre değişimi

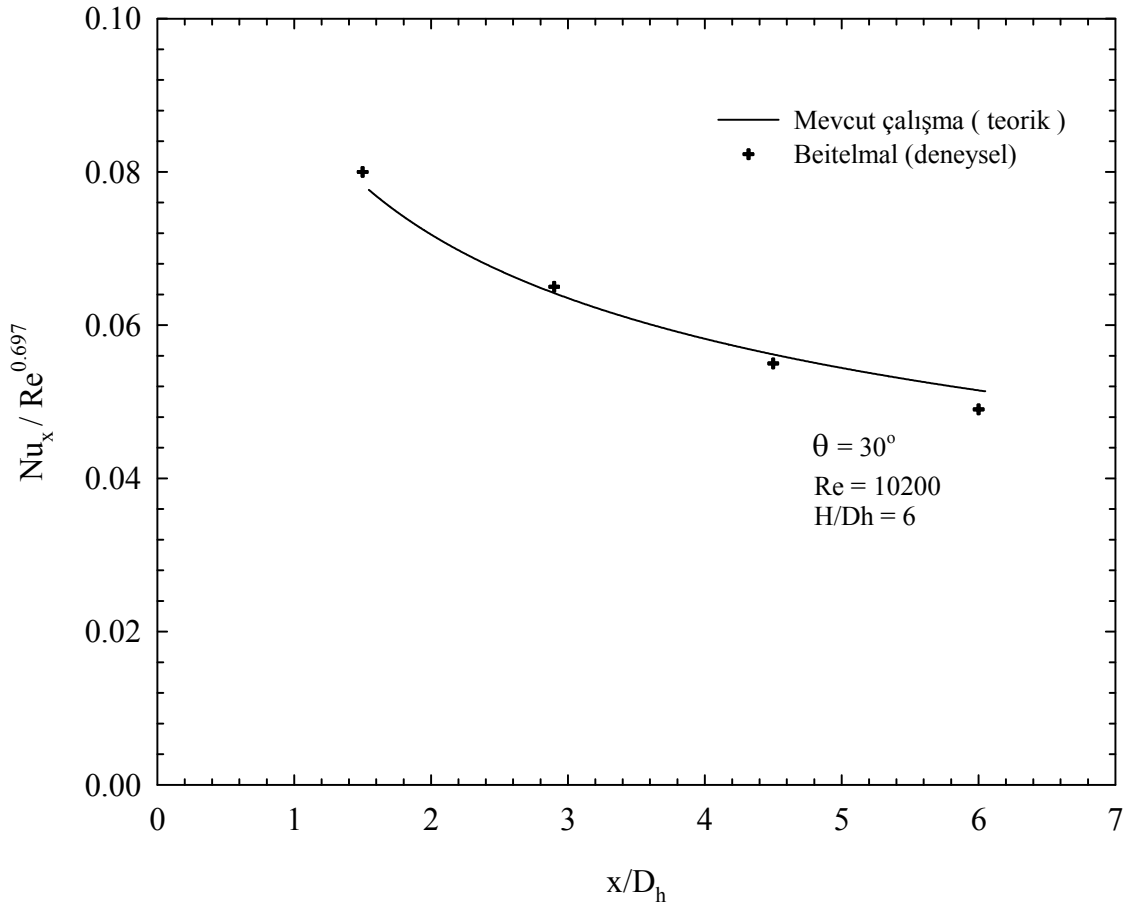
Şekil 3.11’de görüldüğü gibi maksimum basınç katsayısının konumu yüzey açısı değiştiğinde sola doğru yer değiştirmektedir. Şekil 3.12’de daha belirgin bir şekilde maksimum basınç katsayısı çarpma açısı ile nasıl değiştiği verilmektedir. Maksimum basınç katsayısı 20° civarında en yüksek değerini almaktadır.

Teorik olarak Nusselt sayısının çarpma yüzeyin açısına göre değişimi Fluent paket programını kullanarak elde edilmiştir. Şekil 3.13’te Nusselt sayısının çarpma yüzeyin açısına göre değişimi verilmektedir.



Şekil 3.13 Yerel Nussult sayısının çarpma levhası boyunca değişimi

Beitelmal ve Saad [19] tarafından yapılan deneysel çalışmada $Nu_x/Re^{0.697}$ oranının yüzey boyunca değişimi incelemişlerdir. Bu çalışmada elde edilen teorik sonuçları Şekil 3.14'te Beitelmal'in deneysel sonuçlarıyla mukayese edilmiştir.



Şekil 3.14 Mevcut teorik çalışmanın deneysel bir çalışma ile mukayesesi

Beitelmal ayrıca aşağıdaki gibi bir ampirik bağıntı geliştirdi;

$$Nu = 0.091 Re^{0.68} \frac{(1 + 0.28 \sin \theta)[1 - 0.0243(H / D_h)]}{(x / D_h)^{0.303}} \quad (19)$$

Bağıntının geçerlilik aralıkları;

$$\begin{cases} 4000 \leq Re \leq 12000 \\ 4 \leq H / D_h \leq 12 \\ 40^\circ \leq \theta \leq 90^\circ \\ 1.5 \leq x / D_h \leq 7.5 \end{cases} \quad (20)$$

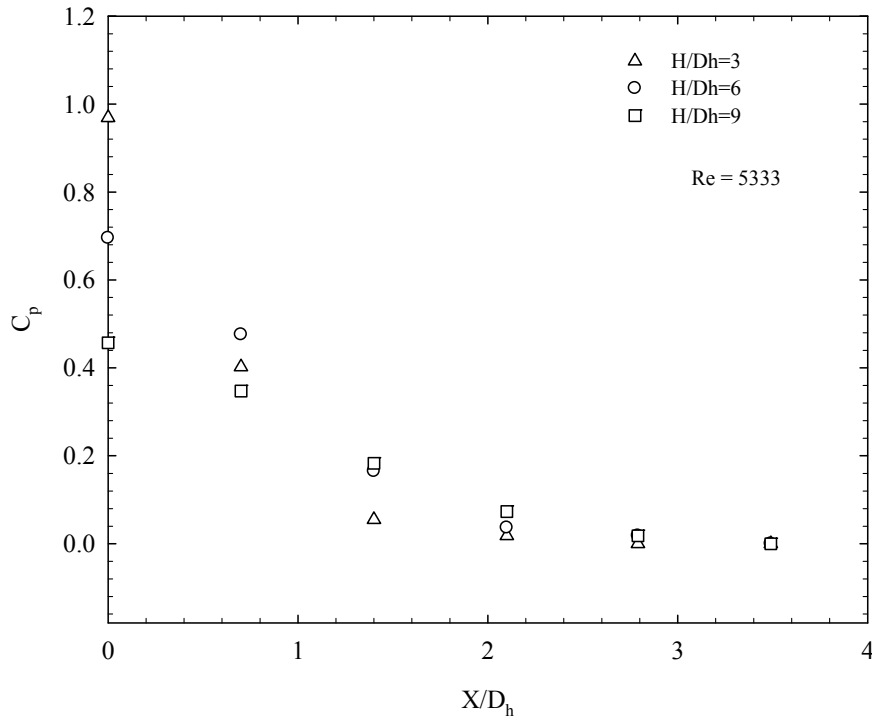
şeklinde tanımlamışlardır.

3.2. Deneysel Bulgular

Dik ve eğik çarpma yüzeyi için elde edilen deneysel bulgular iki bölüm halinde aşağıda verilmektedir. Mevcut değişimler önceki bölümde ayrıntılı olarak irdelendiği için bu bölümde sadece elde edilen sonuçlar sunulmaktadır.

3.2.1. Dik Çarpma Yüzeyine Göre Sonuçlar ($\theta = 0^\circ$)

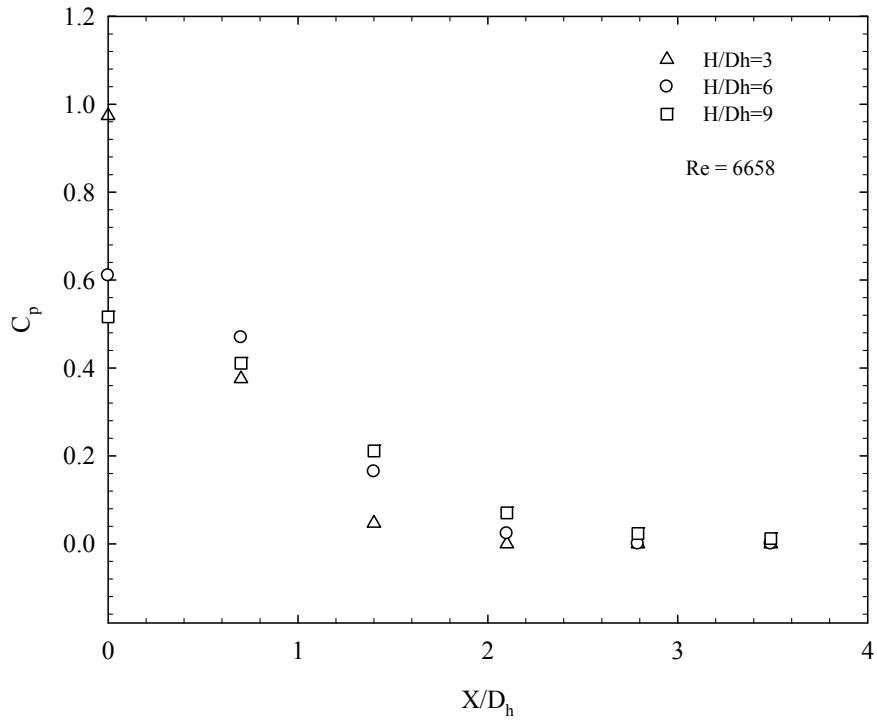
Dik çarpma yüzeyi konumuna ait grafikler Şekil 3.15(a-c)'de gösterilmiştir.



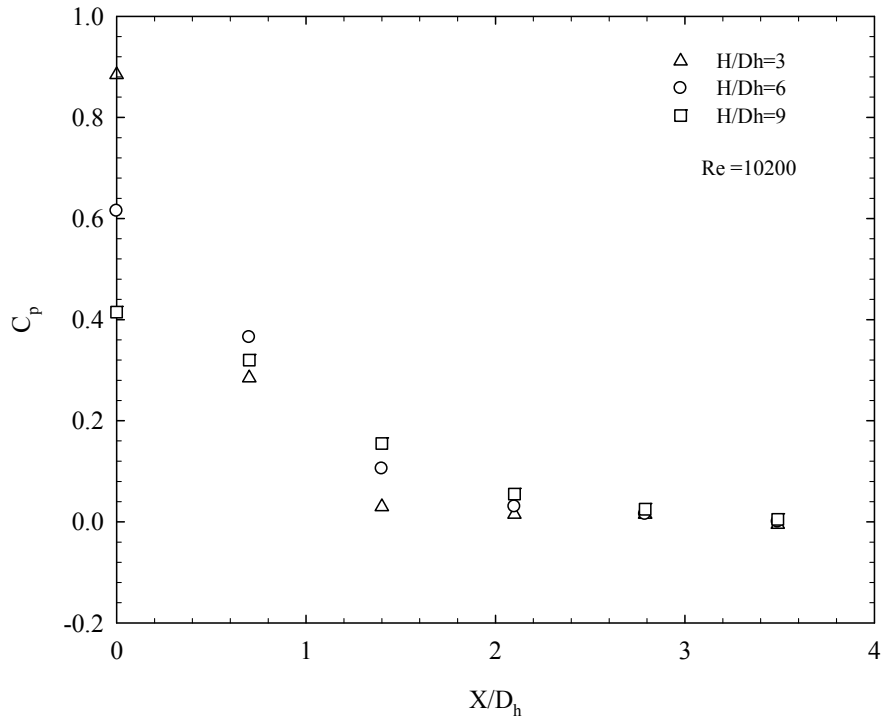
a)

Şekil 3.15 $\theta=0^\circ$ duruma göre yüzey basınç katsayısının Reynolds sayısına göre değişimi, a) $Re = 5333$, b) $Re = 6658$, c) $Re = 10200$

Şekil 3.15'in devamı



b)

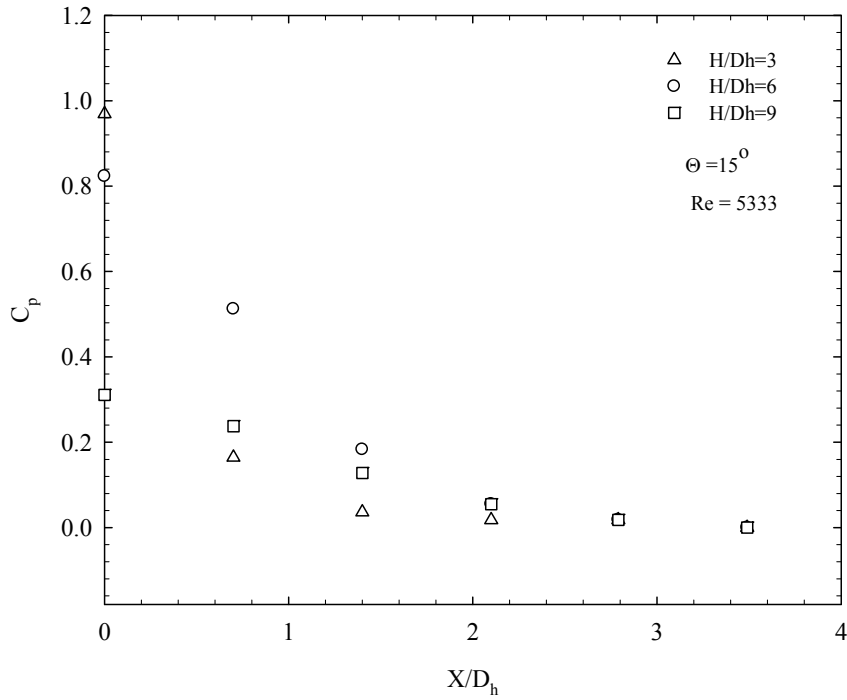


c)

Şekil 3.15’de görüldüğü gibi C_p değişimi Reynolds sayısından bağımsız davranış sergilediği görülmüştür. Ayrıca artan H/D_h oranı ile C_p azalmaktadır.

3.2.2. Eğik Çarpma Yüzeyine Göre Sonuçlar

Eğik çarpma yüzey konumuna ait değişimler farklı H/D_h ve Re sayılarında $\theta = 15^\circ$ için Şekil 3.16 (a-c)’de gösterilmiştir.

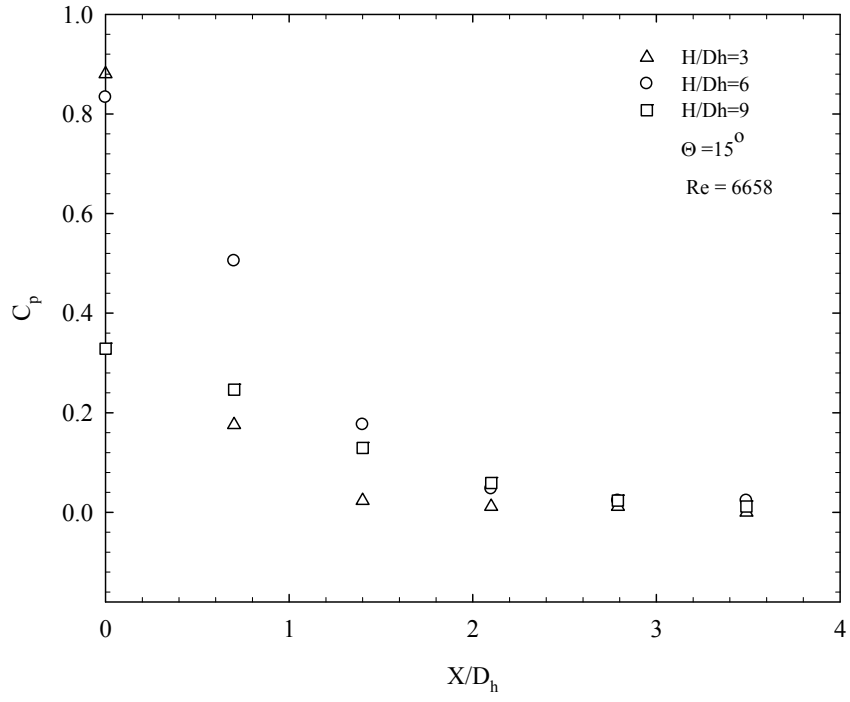


a)

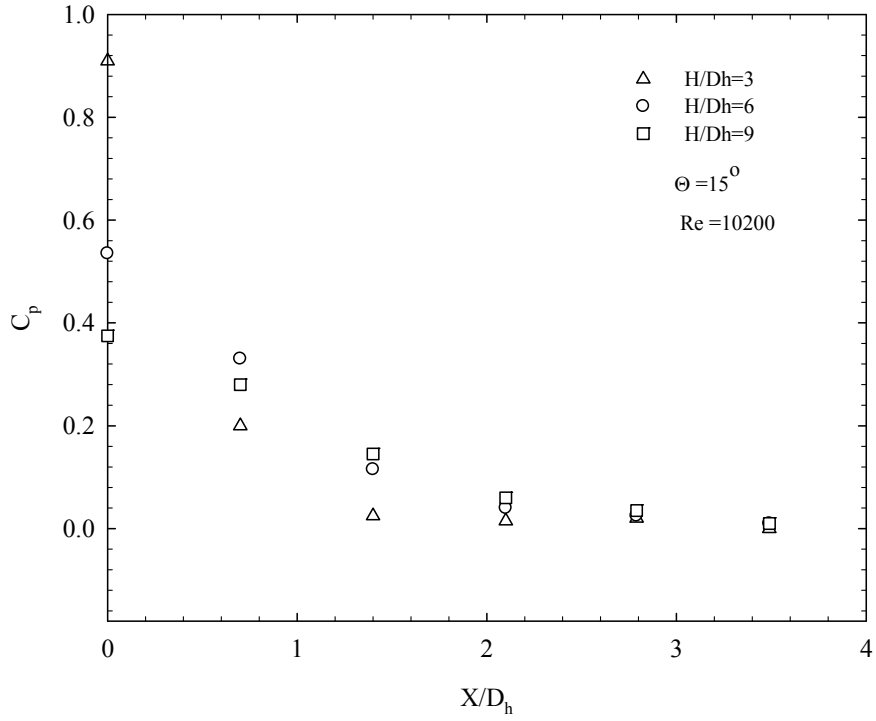
Şekil 3.16 $\theta = 15^\circ$ için yüzey basınç katsayısının değişken H/D_h durumunda çarpma yüzeyi üzerindeki etkisi,

a) $Re = 5333$, b) $Re = 6658$, c) $Re = 10200$

Şekil 3.16'nın devamı

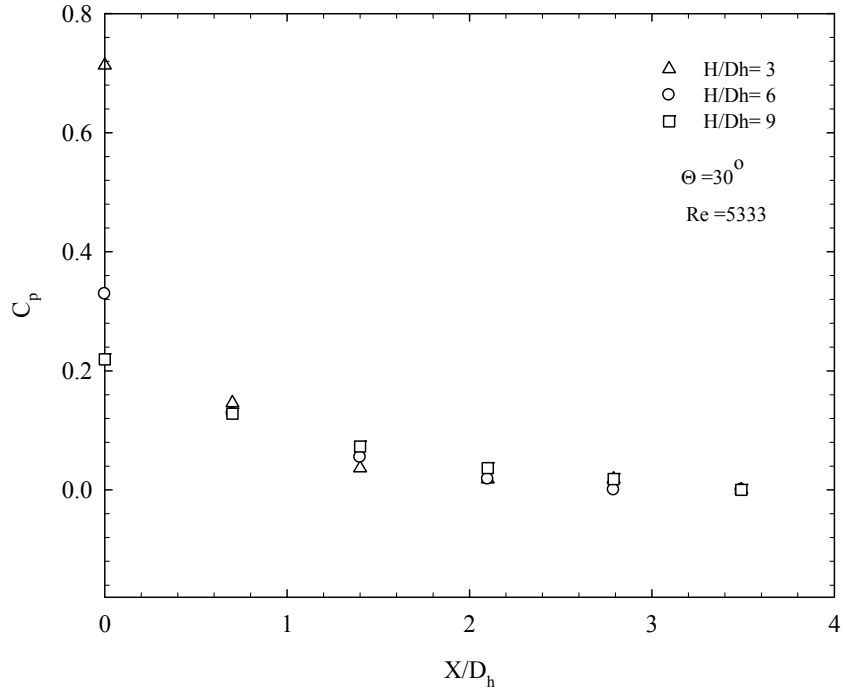


b)

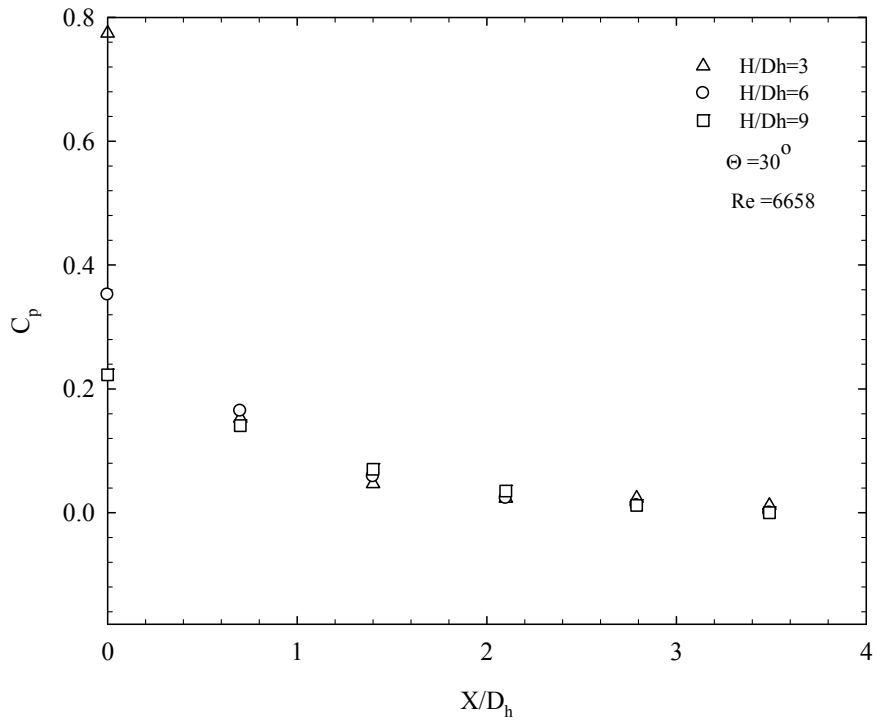


c)

$\theta = 30^\circ$ için elde edilen değişimler Şekil 3.17(a-c)'de gösterilmiştir.



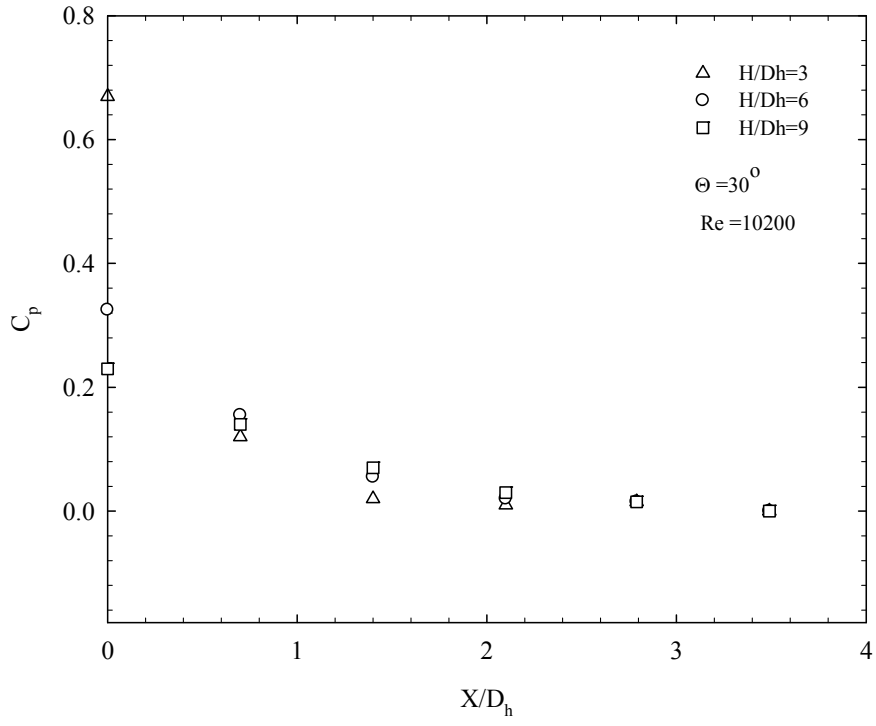
a)



b)

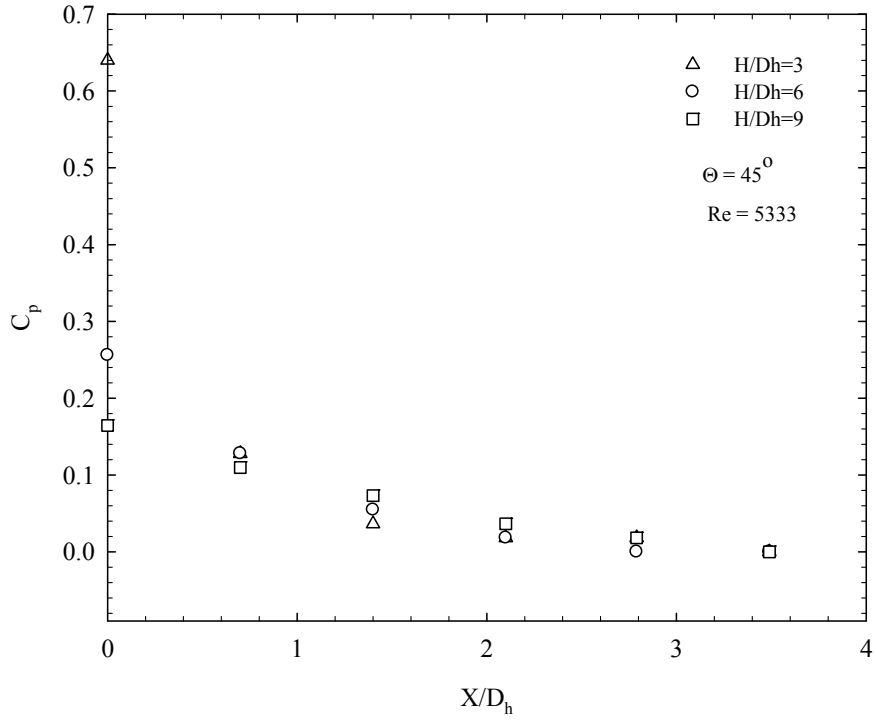
Şekil 3.17 $\theta = 30^\circ$ için basınç katsayısının değişken H/D_h durumunda çarpma yüzeyi üzerindeki etkisi, a) $Re = 5333$, b) $Re = 6658$, c) $Re = 10200$

Şekil 3.17'nin devamı

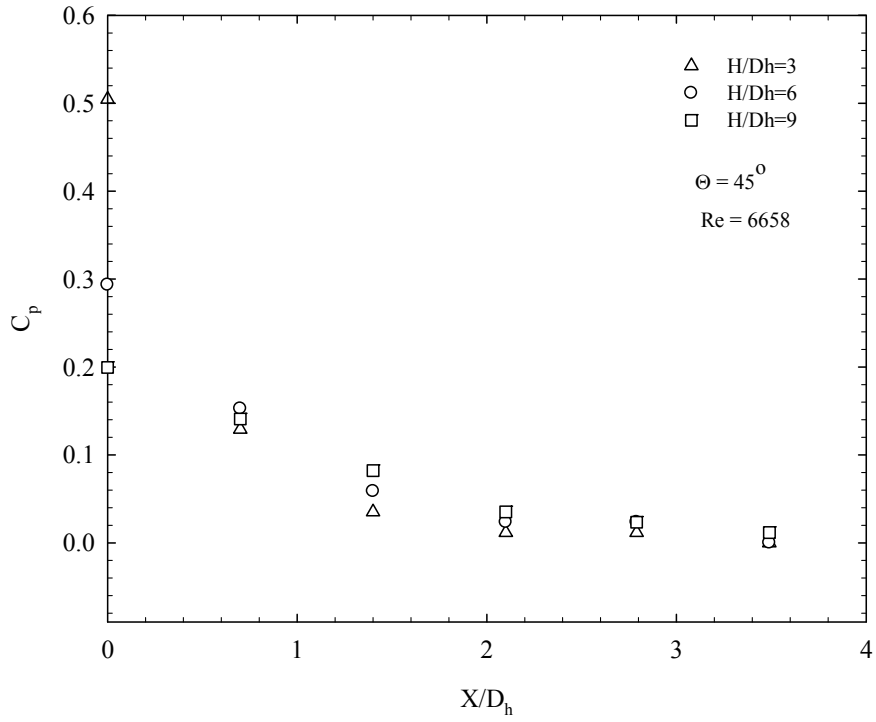


c)

Benzer şekilde $\theta = 45^\circ$ için elde edilen değişimler Şekil 3.18(a-c)'de gösterilmiştir.



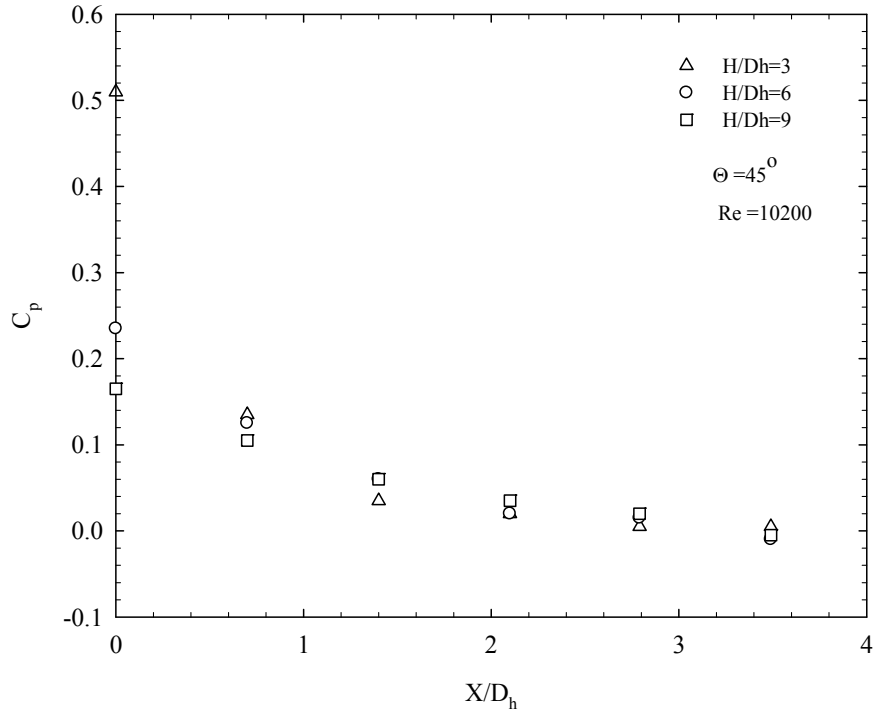
a)



b)

Şekil 3.18 $\theta = 45^\circ$ için basınç katsayısının değişken H/D_h durumunda çarpma yüzeyi üzerindeki etkisi, a) $Re = 5333$, b) $Re = 6658$, c) $Re = 10200$

Şekil 3.18'in devamı



c)

4. SONUÇLAR

Bulgular detaylı olarak irdelendiği üzere çarpan bir jet akışında düzlemsel bir yüzeyin açısal konumu, püskürtme – yüzey mesafesi ve gönderilen akışkanın hızının yüzey basınç katsayısı üzerine etkili olduğu görülmüştür. Mevcut parametrelere bağlı olarak elde edilen sonuçlar kısaca aşağıdaki gibidir:

1. Yatay eğimli yüzeylere çarpan jet akışlarında yatayla eğim açısının basınç katsayısı üzerindeki etkisi önemli olduğu görülmüştür.
2. Yüzey – püskürtme ağzı mesafesi jet akışının özelliklerini önemli derecede değiştiren bir parametredir. Artan H/D_h oranıyla durma noktasındaki ($x/D_h=0$) yüzey basınç katsayısı azalan bir karaktere sahiptir.
3. Durma noktasının ($x/D_h=0$) konumu çarpma yüzeyin açısal konumuna bağlı olarak sağa veya sola doğru yer değiştirmektedir. $\theta=0^\circ$ konumunda durma noktasının konumu ile $\theta \neq 0^\circ$ 'deki durma noktasının konumu arasındaki mesafe artan açısal değişim ile orantılıdır.
4. Yüzey basınç katsayısının maksimum değeri değişen yüzey açısına göre değişmektedir. Bu çalışmada yüzeyin açısı arttıkça yüzey basınç katsayısının maksimum değeri sola doğru kaydığı görülmüştür.
5. $\theta=0^\circ$ durumu için serbest jet ve durma bölgesi artan H/D_h oranıyla genişlemektedir. Bir başka ifadeyle yüzey boyunca yüzey basınç katsayısının azalışı daha yumuşak bir şekilde gerçekleşmektedir.

5. ÖNERİLER

1. Jet akışlarında püskürtme ağzından itibaren başlayan sabit hız çekirdeği uzunluğunun Reynolds sayısıyla değişimi araştırılabilir.
2. Teorik çalışmada farklı türbülans modelleri kullanılarak çalışma genişletilebilir.
3. Sayısal çalışmada akışkana ait termofiziksel özellikler sabit kabul edilmiştir. Termofiziksel özelliklerin değişimleri çalışmaya dahil edilerek etki mertebeleri araştırılabilir.
4. Eğim açısı daha geniş tutularak yapılacak deneylerle C_p , Re ve θ arasında ampirik bir ifade geliştirilebilir.
5. Yapılan sayısal ve deneysel çalışmaya ısı transferi problemi dahil edilerek çalışmanın kapsamı genişletilebilir.
6. Reynolds sayısı aralığı daha geniş tutularak sırasıyla, laminar ve yüksek türbülans akış koşullarının mevcut fiziksel mekanizma üzerindeki etkisi araştırılabilir.
7. Yapılacak akış gözlemlene deneyleri ile mevcut fiziksel mekanizma ve elde edilen değişimler incelenebilir.

6. KAYNAKLAR

1. Donaldson C.D. ve Snedeker, R.S. , A Study of Free Jet Impingement. Part 1 Mean Properties of Free and Impinging Jets, J.Fluid Mechanics, 45 (1971) 281-319.
2. Donaldson C.D., Snedeker, R.S. ve Margols, D.P. , A Study of Free Jet Impingement. Part 2 Free Jet Turbulent Structure and Impingement Heat Transfer, J.Fluid Mechanics, 45 (1971) 477-512.
3. Incropera, F.P. ve Witt, D.P. , Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 5 rd. Edition, New York (2001).
4. Martin, H., Heat and Mass Transfer between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces, Advances in Heat Transfer, 13 (1977).
5. Lee D.H. and Song J. , The Effects of Nozzle Diameter on Impinging Jet Heat Transfer and Fluid Flow, Journal of Heat Transfer, 126 (2004) 554-557.
6. Mozumder A.K. , Maximum heat flux in relation to quenching of a high temperature surface with liquid jet impingement, Journal of Heat and Mass Transfer, 48 (2005) 135-147.
7. Zee D.W.ve Ma C.F. , Radial Heat Transfer Behavior of Impinging Submerged Circular Jets, International Journal of Heat and Mass Transfer, 49 (2006) 1719-1722.
8. Goldstein, R.J. ve Timmers. J.F. , Visualization of Heat Transfer From Arrays of Impinging Jets, International Journal of Heat and Mass Transfer, 25, 2 (1982) 1857-1868.
9. Shoukri, M. ve Calka, A. , On the Heat Transfer Characteristics of A Constrained Air Jets Impinging on A Flat Surface, International Journal of Heat and Mass Transfer, 30, 1 (1987) 203-205.
10. Bintoro J.S., Akbarzadeh A. ve Mochizuki M. , A Closed-loop Electronics Cooling by Implementing Single Phase Impinging Jet and Mini Channels Heat Exchanger, Applied Thermal Engineering, 25 (2005) 2740-2753.
11. Doğruöz, M.B., Experimental and Numerical Investigation of Turbulent heat Transfer Due to Rectangular Impinging Jets, The University of Arizona, 2005.
12. Eren, H. ve Çelik, N., Cooling of a heated lat plate by an obliquely impinging slot jet, International Communications in Heat and Mass Transfer, 2005.
13. Sparrow, E.M. ve Lowell, B.J., Heat Transfer Characteristics of An Obliquely Impinging Circular Jet, Journal of Heat Transfer, 102 (1980) 202-209.
14. Lou, Z.Q. ve Mujumdar, A.S., Effects of geometric parameters on confined impinging jet heat transfer, Applied Thermal Engineering 25 (2005) 2687-2697.

15. Pavlova A. ve Amitay M., Electronic Cooling Using Synthetic Jet Impingement, Journal of Heat Transfer, 128 (2006) 897-907.
16. Dae Hee Lee, Jeonghoon Song, The Effects of Nozzle Diameter on Impinging Jet Heat Transfer and Fluid Flow, Journal of Heat Transfer, 126 (2004) 554-557.
17. Chakroun, W.M., Heat transfer augmentation for air jet impinged on a rough surface, Applied Thermal Engineering, 18 (1998) 1225-1241.
18. Mao-Yu Wen, Kuen-Jang Jang, An impingement cooling on a flat surface by using circular jet with longitudinal swirling strips, International Journal of Heat and Mass Transfer, 46 (2003) 4657-4667.
19. Abdlmonem H. ve Beitelmal, Michel A. Saad, The effect of inclination on the heat transfer between a flat surface and an impinging two-dimensional air jet, International Journal of Heat and Fluid Flow, 21 (2000) 156-163.
20. Glynn C. ve B. Murray, Jet Impingement Cooling in Mikroscale, ECI International Conference on Heat Transfer and Fluid Flow in Microscale Castelvechio Pascoli, 25-30 September 2005.
21. Baonga, J.B. ve Louahlia-Gualous, H., Experimental study of the hydrodynamic and heat transfer of free liquid jet impinging a flat circular heated disk, Applied Thermal Engineering, 26 (2006) 1125-1138.
22. Turan, O., Geçirgen Yüzeylerinden Düzgün Üfleme veya Emme Yapılan Dikdörtgen Kesitli Model Etrafındaki İki Boyutlu Türbülanslı Akışın Sayısal İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 2007.
23. Sargison, J.E., Walker G.J., Rossi R., Design and Calibration of a wind tunnel with a two dimensional contraction, 15th Australasian Fluid mechanics Conference, The University of Sydney, Sydney, Australia, 13-17 December 2004.
24. Holman, J.P. Gajda, W.J., 1989. Experimental Methods for Engineers, McGraw – Hill, New York, 37 – 49, 1989.
25. Avcı, M., Mikro Kanallarda Akış ve Isı Transferi, Doktora Tezi, KTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü Trabzon, 2008.

ÖZGEÇMİŞ

Arash SETAREH; İran uyruklu olup 1981 yılında Tehran’da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini aynı yerde tamamladıktan sonra 2001 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünü kazandı. Bu bölümü 2005 yılında birinci olarak bitirdikten sonra, aynı yılda K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans öğrenimine başladı. İngilizce ve Farsça bilmektedir.