

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**İÇBÜKEY YÜZEY ÜZERİNE ÇARPAN YARIK JET AKIŞINDA  
AKIŞ VE ISI GEÇİŞİ**

**DOKTORA TEZİ**

**Makina Yük. Müh. Ebru ÖZTEKİN**

**ŞUBAT 2011  
TRABZON**

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**İÇBÜKEY YÜZEY ÜZERİNE ÇARPAN YARIK JET AKIŞINDA  
AKIŞ VE ISI GEÇİŞİ**

**Makina Yük. Müh. Ebru ÖZTEKİN**

**Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde  
"Doktor (Makina Mühendisliği)"  
Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 27.12.2010  
Tezin Savunma Tarihi : 10.02.2011**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Orhan AYDIN**

**Jüri Üyesi : Prof. Dr. Mehmet Emin ARICI**

**Jüri Üyesi : Prof. Dr. Ercan KÖSE**

**Jüri Üyesi : Prof. Dr. Ertan BAYDAR**

**Jüri Üyesi : Prof. Dr. Tahir YAVUZ**

**Enstitü Müdürü : Prof. Dr. Sadettin KORKMAZ**

**Trabzon 2011**

## ÖNSÖZ

Bu çalışma, Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmayı bana önererek yol göstericiliği ve bilimsel yaklaşımlarıyla her türlü desteği verip, tezin bu aşamaya gelmesinde en büyük katkıyı sağlayan tez danışmanım Prof. Dr. Orhan AYDIN 'a minnet ve şükranlarımı sunmayı öncelikle bir borç bilirim. Ayrıca tez izleme jürimde bulunan ve önerileriyle çalışmalarına katkı sağlayan Prof. Dr. Mehmet Emin ARICI ve Prof. Dr. Ercan KÖSE' ye teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışma, KTÜ Araştırma Projeleri Birimi tarafından 2005.112.0033 kod numaralı proje ile TÜBA tarafından desteklenmiştir. Desteklerinden dolayı Karadeniz Teknik Üniversitesi Araştırma Projeleri Birimi'ne ve TÜBA'ya şükranlarımı sunarım.

Çalışma süresince moral ve motivasyonlarının yanı sıra pek çok yardımlarını gördüğüm başta Yrd.Doç.Dr. Mete AVCI, Arş.Gör. Cemalettin AYGÜN ve Öğr.Gör. İsmail ALTIN olmak üzere tüm bölüm arkadaşlarıma, Trabzon Meslek Yüksek Okulu hocalarıma ve mesai arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca, KTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nden Tekniker Hüseyin EKŞİ ve Trabzon Meslek Yüksek Okulu görevlilerinden Teknisyen Murat ERGÜL'e ve manevi desteklerini esirgemeyen yakın tüm arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Öğrenim hayatım boyunca bana emeği geçen tüm hocalarıma ve doktora başlamamda emeği geçen çok değerli hocam Prof. Dr. Tahir YAVUZ'a saygılarımı sunar, kendilerine minnettar olduğumu belirtmek isterim.

Uzun ve yorucu geçen doktora çalışmam boyunca çok büyük desteğini gördüğüm kuzenim Halil İbrahim AYDIN'a, Öğr.Gör.Fatma KOLCU'ya ve her zaman yanımda olan maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen anneme, babama ve biricik ağabeyim Yrd.Doç.Dr. Ertekin ÖZTEKİN'e minnet ve şükranlarımı sunar, çalışmamın ülkeme ve bilim literatürüne yararlı olmasını temenni ederim.

Ebru ÖZTEKİN  
Trabzon 2011

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ.....	II
İÇİNDEKİLER.....	III
ÖZET.....	V
SUMMARY.....	VI
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	VII
TABLolar DİZİNİ.....	XVIII
SEMBOLLER DİZİNİ.....	XIX
1. GENEL BİLGİLER .....	1
1.1. Giriş .....	1
1.2. Çarpan Jetlerin Hidrodinamik Yapısı ve Isı Transferi Karakteristikleri.....	3
1.3. Çarpan Jetlerin Sınıflandırılması.....	6
1.4. Literatür Araştırması.....	8
1.4.1. Deneysel Çalışmalar.....	9
1.4.1.1. Düz Çarpma Yüzeyleri Üzerine Yapılmış Deneysel Çalışmalar.....	9
1.4.1.2. İçbükey veya Dışbükey Yüzeyler Üzerine Yapılmış Deneysel Çalışmalar..	15
1.4.2. Teorik Çalışmalar.....	20
1.5. Tezin Amaç ve Kapsamı .....	23
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	25
2.1. Deneysel Çalışmalar.....	25
2.1.1 Basınç Dağılımının Belirlenmesi.....	34
2.1.1.1. Basınç Dağılımı İncelemesinde Kullanılan Ölçüm Cihazları.....	37
2.1.1.2. Basınç Dağılımı İncelemesinde Deneylerin Yapılışı.....	38
2.1.1.3. Basınç Dağılımı İncelemesinde Parametreler ve Hesaplama Prosedürü.....	40
2.1.2. Deneysel Isı Transferi Çalışmaları.....	42
2.1.2.1. Isı Transferi İncelemelerinde Kullanılan Ölçüm Cihazları.....	43
2.1.2.2. Isı Transferi Deneylerinin Yapılışı.....	44
2.1.2.3. Isı Transferi İncelemelerinde Parametreler ve Hesaplama Prosedürü.....	46
2.1.3. Belirsizlik Analizi.....	48
2.2. Sayısal Çalışmalar.....	50
2.2.1. Akış Alanı Modelleme ve Sınır Şartları.....	50

**Sayfa No**

2.2.1.1.	Basınç Dağılımı İncelemeleri İçin Akış Alanı Modelleme ve Sınır Şartları.	51
2.2.1.2.	Isı Transferi İncelemeleri İçin Akış Alanı Modelleme ve Sınır Şartları.....	52
2.2.2.	Temel Denklemler ve Türbülans Modelleri.....	53
2.2.2.1.	Temel Denklemler.....	53
2.2.2.2.	Türbülans Modelleri.....	55
2.2.2.2.1.	Realizable k- $\epsilon$ Türbülans Modeli.....	56
2.2.2.2.2.	Standart k- $\epsilon$ Türbülans Modeli.....	56
2.2.3.	Çözüm Yöntemi .....	57
3.	BULGULAR VE İRDELEME	59
3.1.	Deneysel Çalışmaların Değerlendirilmesi.....	59
3.1.1.	Çarpma Yüzeylerinde Basınç Dağılımının İncelenmesi.....	59
3.1.2.	Çarpma Yüzeylerinde Yerel Nusselt Sayısı Dağılımını İncelenmesi.....	81
3.1.3.	Yüzey Eğriliğinin Isı Transferi Üzerine Etkisi.....	105
3.2.	Sayısal Çalışmaların Değerlendirilmesi.....	116
3.2.1.	Çarpma Yüzeylerinde Basınç Dağılımının İncelenmesi.....	116
3.2.2.	Çarpma Yüzeylerinde Yerel Nusselt Sayısı Dağılımının İncelenmesi.....	150
3.2.3.	Yüzey Eğriliğinin Isı Transferi Üzerine Etkisi.....	174
4.	SONUÇLAR .....	185
5.	ÖNERİLER.....	189
6.	KAYNAKLAR.....	190
7.	EKLER.....	196

ÖZGEÇMİŞ

## ÖZET

Bu çalışmada, yarı silindirik içbükey bir yüzey üzerine çarpan yarı hava jeti akışı ve ısı geçişi deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. İçbükey bir yüzeyde oluşan sınır tabaka ayrılmasını engelleyerek ısı geçişini artırmak ve ayrıca yüzeyde daha üniform bir soğutma elde etmek öngörülmüştür. Reynolds sayısının 6 farklı değerinde ve lüle-plaka uzaklığının 8 farklı değerinde hidrodinamik ve ısı incelemeler yapılmıştır.

Hidrodinamik çalışmada, farklı çalışma koşulları için çarpma yüzeyi üzerindeki basınç dağılımları elde edilmiştir. Durma noktası basınç katsayısının, çalışılan Reynolds sayısı değerlerinde  $H/W$  değeri azalırken arttığı görülmüştür.  $2 \leq H/W < 6$  aralığındaki küçük jet-çarpma yüzeyi uzaklıkları için, durma noktası basınç katsayısı değerinin 1 civarında olduğu belirlenmiştir.  $H/W \geq 6$  için, jet merkezi hat hızı hızlı biçimde azaldığından dolayı, basınç katsayısı değerinin önemli derecede azaldığı görülmüştür. Ayrıca, durma noktası ve yüzey boyunca ortalama basınç katsayısı değerlerinin düz plakada en düşük değerler aldığı görülmüştür.

Nihai olarak, içbükey yüzeylerde etkin bir soğutma için, incelenen her bir eğrilik yarıçapı için optimum Reynolds sayısı belirlenmiştir.

Bu amaçla sunulan çalışma altı bölümden oluşmaktadır. İlk bölümde, genel bilgi ve literatür taraması sunulmuştur. İkinci bölümde, hidrodinamik ve ısı transferi deney düzenekleri tanımlanmış ve deneysel ve sayısal çalışma aşamaları açıklanmıştır. Üçüncü bölümde bulgular, grafik ve tablolar halinde sunulmuştur. Çalışmadan çıkarılan sonuçlar ise dördüncü bölümde özetlenmiş ve beşinci bölümde öneriler sunulmuştur. Yararlanılan kaynaklar ise altıncı bölümde verilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Yarı Çarpan Jet, iç bükey Yüzey Eğriliği, Fluent, Basınç Katsayısı

## SUMMARY

### **Flow and Heat Transfer in a Slot Jet Impinging on a Concave Surface**

In this study, flow and heat transfer in a slot air jet flow impinging on semi-cylindrical concave surfaces were investigated experimentally and theoretically. Using a concave surface, it is aimed at increasing surface heat transfer and at obtaining a more uniform cooling by preventing the boundary layer separation from the surface. For six different values of the Reynolds number and eight different values of the nozzle-plate distance, hydrodynamical and thermal characteristics were investigated.

In hydrodynamic study, pressure distributions on the surface were obtained for varying working conditions. It was found that the pressure coefficient at stagnation point increased for all the Reynolds numbers tested as the value of  $H/W$  decreases. It was also determined that at small nozzle-to-plate spacings, such as  $2 \leq H/W < 6$ , the value of the pressure coefficient at the stagnation point is about 1. For  $H/W \geq 6$ , because jet center line velocity decreases rapidly, it was seen that pressure coefficient values decrease significantly. It was also concluded that the mean pressure coefficient values and the stagnation point pressure coefficient values take lowest values for the flat plate.

As a result, for an effective cooling of concave surfaces, the optimum Reynolds number for different radius of curvature was determined for each radius.

In this regard, the present study consists of six chapters. In the first chapter, general information and literature review are presented. In second chapter, hydrodynamical and heat transfer experimental setups are described and stages of experimental and numerical studies are explained. In the third section, findings are presented in graphs and tables. The results of this study are summarized in the fourth chapter and recommendations are presented in the fifth section. The used sources are given in sixth chapter.

**Key Words:** Slot Impinging Jet, Concave Surface Curvature, Fluent, Pressure Coefficient

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1. Tipik çarpma jet akış bölgeleri (Köseoğlu, 2007).....	3
Şekil 1.2. Serbest jet akış bölgesi (Köseoğlu, 2007).....	4
Şekil 1.3. Klasik bir çarpma jetinde akış modeli (Huang, 1996).....	6
Şekil 1.4. Jet ve ortam akışkanına göre jet çeşitleri a) Daldırılmış jet b) Serbest jet (Al-aqal, O.M.A., 2003).....	6
Şekil 1.5. Akış ortamına göre jet çeşitleri a) Sınırlanmamış jet b)Sınırlanmış jet (Al-aqal, O., 2003).....	7
Şekil 2.1. Hidrodinamik deneylerde kullanılan test düzeneği şematik resmi.....	26
Şekil 2.2. Isı transferi deneylerinde kullanılan deney düzeneği şematik resmi.....	27
Sayfa 2.3. Deneylerde kullanılan yarık lüle boyutları .....	30
Şekil 2.4. Yarık lüle.....	30
Sayfa 2.5. Dinlenme odası (toplama çemberi ve petekli düzleştirici) ve yarık lüle	32
Şekil 2.6. Üfleme bölgesi (a) Yarık lüle ve petekli düzleştirici, (b) Yarık lüle ve dinlenme odası.....	32
Şekil 2.7. İçbükey çarpma yüzeyi yarıçap değerleri .....	33
Şekil 2.8. Basınç prizi deliği ve boyutları.....	34
Şekil 2.9. $R/L=0.5$ çarpma yüzeyi üzerine basınç prizi deliklerinin radyal doğrultuda yerleşimi .....	35
Şekil 2.10. $R/L=0.5$ plakası için basınç prizi delikleri.....	36
Şekil 2.11. $R/L=0.5125$ çarpma yüzeyi, konumlandırıcı ayaklar, basınç prizleri ve basınç hortumları.....	36
Şekil 2.12. Basınç dağılımı incelemesinde kullanılan cihazlar (a) Manometre, (b) Termoeleman bağlantılı multimetre, (c) Ortam sıcaklığı ölçümü için multimetre	37
Şekil 2.13. Dinamik basınç değerinin belirlenmesi.....	39
Şekil 2.14. Hidrodinamik deney düzeneği .....	39
Şekil 2.15. Lüle ve çarpma yüzeyi parametrik değerleri.....	41
Şekil 2.16. Isı transferi deney elemanları (a) Sabit ısı akısı sağlayan esnek ısıtıcılar, (b)Yalıtım havuzuna yerleştirilmiş plakalar .....	42
Şekil 2.16. Nusselt sayısı dağılımı incelemesinde kullanılan cihazlar a) Güç kaynağı, b) Termal kamera, c) Özel termoeleman bağlantılı multimetre.....	43
Şekil 2.18. Isı transferi deney düzeneği.....	44



Şekil 2.19.	Isı transferi deneyleri için test bölgesi a) Boş yalıtım havuzuna yerleştirilmiş $R/L=0.5125$ plakası, b) Yalıtım malzemeleri katmanlarının şematik resmi.....	47
Şekil 2.20.	Çarpma yüzeyleri için oluşturulmuş ağ yapıları örnekleri a) Düz çarpma yüzeyi, b) $R/L= 0.725$ çarpma yüzeyi.....	51
Şekil 2.21.	Isı transferi analizi için oluşturulmuş ağ yapıları a) Düz çarpma yüzeyi, b) $R/L=0.5$ içbükey çarpma yüzeyi.....	52
Şekil 2.22.	RNG ve Standart $k-\epsilon$ modellerinin karşılaştırılması (a) Düz çarpma yüzeyi için, (b) $R/L=0.5$ çarpma yüzeyi için.....	55
Şekil 2.23.	Ağ bağımsızlık kontrolü (a) Basınç dağılımı incelemesi için, (b) Nusselt sayısı dağılımı incelemesi için .....	58
Şekil 3.1.	Farklı Reynolds ve $H/W$ mesafeleri için plaka yüzeyi boyunca boyutsuz basınç katsayısı değişimi ( $R/L=0.5$ plakası için).....	62
Şekil 3.2.	Farklı Reynolds ve $H/W$ mesafeleri için plaka yüzeyi boyunca boyutsuz basınç katsayısı değişimi ( $R/L=0.5125$ plakası için).....	63
Şekil 3.3.	Farklı Reynolds ve $H/W$ mesafeleri için plaka yüzeyi boyunca boyutsuz basınç katsayısı değişimi ( $R/L=0.566$ plakası için).....	64
Şekil 3.4.	Farklı Reynolds ve $H/W$ mesafeleri için plaka yüzeyi boyunca boyutsuz basınç katsayısı değişimi ( $R/L=0.725$ plakası için).....	65
Şekil 3.5.	Farklı Reynolds ve $H/W$ mesafeleri için plaka yüzeyi boyunca boyutsuz basınç katsayısı değişimi ( $R/L=1.3$ plakası için).....	66
Şekil 3.6.	Farklı Reynolds ve $H/W$ mesafeleri için plaka yüzeyi boyunca boyutsuz basınç katsayısı değişimi (Düz plaka için).....	67
Şekil 3.7.	$Re=3423$ için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) $H/W=1$ (b) $H/W=2...$	69
Şekil 3.8.	$Re=3423$ için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) $H/W=4$ (b) $H/W=6...$	69
Şekil 3.9.	$Re=3423$ için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) $H/W=8$ (b) $H/W=10..$	70
Şekil 3.10.	$Re=3423$ için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) $H/W=12$ (b) $H/W=14$	70
Şekil 3.11.	$Re=5233$ için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) $H/W=1$ (b) $H/W=2...$	71
Şekil 3.12.	$Re=5233$ için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) $H/W=4$ (b) $H/W=6...$	71
Şekil 3.13.	$Re=5233$ için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) $H/W=8$ (b) $H/W=10..$	72
Şekil 3.14.	$Re=5233$ için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) $H/W=12$ (b) $H/W=14$	72

Şekil 3.15.	Re=6470 için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=1 (b) H/W=2...	73
Şekil 3.16.	Re=6470 için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=4 (b) H/W=6...	73
Şekil 3.17.	Re=6470 için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=8 (b) H/W=10..	74
Şekil 3.18	Re=6470 için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=12 (b) H/W=14.....	74
Şekil 3.19.	Re=7672 için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=1 (b) H/W=2...	75
Şekil 3.20.	Re=7672 için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=4 (b) H/W=6....	75
Şekil 3.21.	Re=7672 için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=8 (b) H/W=10..	76
Şekil 3.22.	Re=7672 için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=12 (b) H/W=14.....	76
Şekil 3.23.	Re=9485 için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=1 (b) H/W=2...	77
Şekil 3.24.	Re=9485 için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=4 (b) H/W=6...	77
Şekil 3.25.	Re=9485 için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=8 (b) H/W=10..	78
Şekil 3.26.	Re=9485 için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=12 (b) H/W=14	78
Şekil 3.27.	Re=12580 için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=1 (b) H/W=2.....	79
Şekil 3.28.	Re=12580 için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=4 (b) H/W=6.....	79
Şekil 3.29.	Re=12580 için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=8 (b) H/W=10.....	80
Şekil 3.30.	Re=12580 için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=12 (b) H/W=14.....	80

Şekil 3.31.	R/L=0.5 çarpma yüzeyi için farklı lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında Nusselt sayısı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6470, (d) Re=7672, (e) Re=9485 ve (f) Re=12580.....	84
Şekil 3.32.	R/L=0.5125 çarpma yüzeyi için farklı lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında Nusselt sayısı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6470, (d) Re=7672, (e) Re=9485 ve (f) Re=12580.....	85
Şekil 3.33.	R/L=0.566 çarpma yüzeyi için farklı lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında Nusselt sayısı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6470, (d) Re=7672, (e) Re=9485 ve (f) Re=12580.....	86
Şekil 3.34.	R/L=0.725 çarpma yüzeyi için farklı lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında Nusselt sayısı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6470, (d) Re=7672, (e) Re=9485 ve (f) Re=12580.....	87
Şekil 3.35.	R/L=1.3 çarpma yüzeyi için farklı lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında Nusselt sayısı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6470, (d) Re=7672, (e) Re=9485 ve (f) Re=12580.....	88
Şekil 3.36.	Düz çarpma yüzeyi için farklı lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında Nusselt sayısı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6470, (d) Re=7672, (e) Re=9485 ve (f) Re=12580.....	89
Şekil 3.37.	Farklı lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında ortalama Nusselt sayısı değişimi (a) R/L=0.5, (b) R/L=0.5125, (c) R/L=0.566, (d) R/L=0.725, (e) R/L=1.3 ve (f) Düz.....	90
Şekil 3.38.	Farklı lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında durma noktası Nusselt sayısı değişimi (a) R/L=0.5, (b) R/L=0.5125, (c)R/L=0.566, (d)R/L=0.725,(e) R/L=1.3 ve (f) Düz.....	91
Şekil 3.39.	R/L=0.5 çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=1, (b) H/W=2.....	92
Şekil 3.40.	R/L=0.5 çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=4, (b) H/W=6.....	92
Şekil 3.41.	R/L=0.5 çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=8, (b) H/W=10.....	93
Şekil 3.42.	R/L=0.5 çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=12, (b) H/W=14.....	93
Şekil 3.43.	R/L=0.5125 çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=1, (b) H/W=2.....	94
Şekil 3.44.	R/L=0.5125 çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=4, (b) H/W=6.....	94
Şekil 3.45.	R/L=0.5125 çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=8, (b) H/W=10.....	95
Şekil 3.46.	R/L=0.5125 çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=12, (b) H/W=14.....	95

Şekil 3.47.	R/L=0.566 çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=1, (b) H/W=2.....	96
Şekil 3.48.	R/L=0.566 çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=4, (b) H/W=6.....	96
Şekil 3.49.	R/L=0.566 çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=8, (b) H/W=10.....	97
Şekil 3.50.	R/L=0.566 çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=12, (b) H/W=14.....	97
Şekil 3.51.	R/L=0.725 çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=1, (b) H/W=2.....	98
Şekil 3.52.	R/L=0.725 çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=4, (b) H/W=6.....	98
Şekil 3.53.	R/L=0.725 çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=8, (b) H/W=10.....	99
Şekil 3.54.	R/L=0.725 çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=12, (b) H/W=14.....	99
Şekil 3.55.	R/L=1.3 çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=1, (b) H/W=2.....	100
Şekil 3.56.	R/L=1.3 çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=4, (b) H/W=6.....	100
Şekil 3.57.	R/L=1.3 çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=8, (b) H/W=10.....	101
Şekil 3.58.	R/L=1.3 çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=12, (b) H/W=14.....	101
Şekil 3.59.	Düz çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=1, (b) H/W=2.....	102
Şekil 3.60.	Düz çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=4, (b) H/W=6.....	102
Şekil 3.61.	Düz çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=8, (b) H/W=10.....	103
Şekil 3.62.	Düz çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=12, (b) H/W=14.....	103
Şekil 3.63.	Ortalama Nusselt sayısı üzerine Reynolds sayısının etkisi.....	104
Şekil 3.64.	Durma Noktası Nusselt sayısı üzerine Reynolds sayısının etkisi.....	104
Şekil 3.65.	H/W=1 için Yerel Nusselt sayısının s/W'ye bağlı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6472, (d) Re=7672, Re=9485, Re=12580.....	107

Şekil 3.66.	H/W=2 için Yerel Nusselt sayısının s/W'ye bağlı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6472, (d) Re=7672, Re=9485, Re=12580.....	108
Şekil 3.67.	H/W=4 için Yerel Nusselt sayısının s/W'ye bağlı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6472, (d) Re=7672, (e) Re=9485, (f) Re=12580.....	109
Şekil 3.68.	H/W=6 için Yerel Nusselt sayısının s/W'ye bağlı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6472, (d) Re=7672, (e) Re=9485, (f) Re=12580.....	110
Şekil 3.69.	H/W=8 için Yerel Nusselt sayısının s/W'ye bağlı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6472, (d) Re=7672, (e) Re=9485, (f) Re=12580.....	111
Şekil 3.70.	H/W=10 için Yerel Nusselt sayısının s/W'ye bağlı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6472, (d) Re=7672, (e) Re=9485, (f) Re=12580.....	112
Şekil 3.71.	H/W=12 için Yerel Nusselt sayısının s/W'ye bağlı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6472, (d) Re=7672, (e) Re=9485, (f) Re=12580.....	113
Şekil 3.72.	H/W=14 için Yerel Nusselt sayısının s/W'ye bağlı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6472, (d) Re=7672, (e) Re=9485, (f) Re=12580.....	114
Şekil 3.73.	Farklı eğrilikli çarpma yüzeyleri üzerinde ortalama Nusselt sayısı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6470, (d) Re=7672, (e) Re=9485 ve (f) Re=12580.....	115
Şekil 3.74.	R/L=0.725 ve Re=3423 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=1 (b) H/W=2.....	117
Şekil 3.75.	R/L=0.725 ve Re=3423 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=4 (b) H/W=6.....	117
Şekil 3.76.	R/L=0.725 ve Re=3423 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=8 (b) H/W=10....	118
Şekil 3.77.	R/L=0.725 ve Re=3423 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=12 (b) H/W=14...	118
Şekil 3.78.	R/L=0.725 ve Re = 3423 için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısı değişimi (a) sayısal (b) deneysel.....	119
Şekil 3.79.	R/L=0.725 ve Re=5233 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=1 (b) H/W=2.....	119
Şekil 3.80.	R/L=0.725 ve Re=5233 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=4 (b) H/W=6.....	120
Şekil 3.81.	R/L=0.725 ve Re=5233 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=8 (b) H/W=10.....	120

Şekil 3.82.	R/L=0.725 ve Re=5233 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=12 (b) H/W=14...	121
Şekil 3.83.	R/L=0.725 ve Re = 5233 için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısı değişimi (a) sayısal (b) deneysel.....	121
Şekil 3.84.	R/L=0.725 ve Re=6470 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=1 (b) H/W=2.....	122
Şekil 3.85.	R/L=0.725 ve Re=6470 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=4 (b) H/W=6.....	122
Şekil 3.86.	R/L=0.725 ve Re=6470 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=8 (b) H/W=10....	123
Şekil 3.87.	R/L=0.725 ve Re=6470 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=12 (b) H/W=14.	123
Şekil 3.88.	R/L=0.725 ve Re = 6470 için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısı değişimi (a) sayısal (b) deneysel .....	124
Şekil 3.89.	R/L=0.725 ve Re=7672 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=1 (b) H/W=2.....	124
Şekil 3.90.	R/L=0.725 ve Re=7672 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=4 (b) H/W=6.....	125
Şekil 3.91.	R/L=0.725 ve Re=7672 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=8 (b) H/W=10....	125
Şekil 3.92.	R/L=0.725 ve Re=7672 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=12 (b) H/W=14...	126
Şekil 3.93.	R/L=0.725 ve Re = 7672 için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısı değişimi (a) sayısal (b) deneysel.....	126
Şekil 3.94.	R/L=0.725 ve Re=9485 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=1 (b) H/W=2.....	127
Şekil 3.95.	R/L=0.725 ve Re=9485 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=4 (b) H/W=6.....	127
Şekil 3.96.	R/L=0.725 ve Re=9485 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=8 (b) H/W=10.....	128
Şekil 3.97.	R/L=0.725 ve Re=9485 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=12 (b) H/W=14...	128
Şekil 3.98.	R/L=0.725 ve Re=9485 için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısı değişimi (a) sayısal (b) deneysel.....	129
Şekil 3.99.	R/L=0.725 ve Re=12580 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=1 (b) H/W=2.....	129
Şekil 3.100.	R/L=0.725 ve Re=12580 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=4 (b) H/W=6.....	130

Şekil 3.101.	R/L=0.725 ve Re=12580 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=8 (b) H/W=10.....	130
Şekil 3.102.	R/L=0.725 ve Re=12580 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=12 (b) H/W=14...	131
Şekil 3.103.	R/L=0.725 ve Re=12580 için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısı değişimi (a) sayısal (b) deneysel.....	131
Şekil 3.104.	Düz ve Re=3423 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=1 (b) H/W=2.....	132
Şekil 3.105.	Düz ve Re=3423 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=4 (b) H/W=6.....	132
Şekil 3.106.	Düz ve Re=3423 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=8 (b) H/W=10.....	133
Şekil 3.107.	Düz ve Re=3423 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=12 (b) H/W=14.....	133
Şekil 3.108.	Düz ve Re=3423 için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) sayısal (b) deneysel.....	134
Şekil 3.109.	Düz ve Re=5233 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=1 (b) H/W=2.....	134
Şekil 3.110.	Düz ve Re=5233 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=4 (b) H/W=6.....	135
Şekil 3.111.	Düz ve Re=5233 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=8 (b) H/W=10.....	135
Şekil 3.112.	Düz ve Re=5233 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=12 (b) H/W=14.....	136
Şekil 3.113.	Düz ve Re=5233 için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) sayısal (b) deneysel.....	136
Şekil 3.114.	Düz ve Re=6470 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=1 (b) H/W=2.....	137
Şekil 3.115.	Düz ve Re=6470 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=4 (b) H/W=6.....	137
Şekil 3.116.	Düz ve Re=6470 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=8 (b) H/W=10.....	138
Şekil 3.117.	Düz ve Re=6470 için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=12 (b) H/W=14.....	138
Şekil 3.118.	Düz ve Re=6470 için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) sayısal (b) deneysel.....	139
Şekil 3.119.	Düz ve Re=7672 deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) H/W=1 (b) H/W=2.....	139

Şekil 3.120.	Düz ve $Re=7672$ deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) $H/W=4$ (b) $H/W=6$ .....	140
Şekil 3.121.	Düz ve $Re=7672$ deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) $H/W=8$ (b) $H/W=10$ .....	140
Şekil 3.122.	Düz ve $Re=7672$ deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) $H/W=12$ (b) $H/W=14$ .....	141
Şekil 3.123.	Düz ve $Re=7672$ için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısı değişimi (a) sayısal (b) deneysel.....	141
Şekil 3.124.	Düz ve $Re=9485$ için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) $H/W=1$ (b) $H/W=2$ .....	142
Şekil 3.125.	Düz ve $Re=9485$ için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) $H/W=4$ (b) $H/W=6$ .....	142
Şekil 3.126.	Düz ve $Re=9485$ için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) $H/W=8$ (b) $H/W=10$ .....	143
Şekil 3.127.	Düz ve $Re=9485$ için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) $H/W=12$ (b) $H/W=14$ .....	143
Şekil 3.128.	Düz ve $Re=9485$ için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısı değişimi (a) sayısal (b) deneysel.....	144
Şekil 3.129.	Düz ve $Re=12580$ için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) $H/W=1$ (b) $H/W=2$ .....	144
Şekil 3.130.	Düz ve $Re=12580$ için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) $H/W=4$ (b) $H/W=6$ .....	145
Şekil 3.131.	Düz ve $Re=12580$ için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) $H/W=8$ (b) $H/W=10$ ....	145
Şekil 3.132.	Düz ve $Re=12580$ için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a) $H/W=12$ (b) $H/W=14$ ...	146
Şekil 3.133.	Düz ve $Re=12580$ için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısı değişimi (a) sayısal (b) deneysel .....	146
Şekil 3.134.	$Re = 6470$ ve $H/W= 4, 6, 8$ oranlarında tüm plakalar için izdüşüm(a, c, e) ve plaka yay uzunluğu boyunca (b, d, f) sayısal elde edilmiş boyutsuz basınç katsayısı değerleri.....	147
Şekil 3.135.	Farklı eğrilikli çarpma yüzeyleri üzerine yapılmış deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması.....	152
Şekil 3.136.	$R/L=0.5$ için Nusselt sayısının lüle-çarpma yüzeyi uzaklığına bağlı değişimi .....	153
Şekil 3.137.	$R/L=0.5125$ için Nusselt sayısının lüle-çarpma yüzeyi uzaklığına bağlı değişimi.....	154
Şekil 3.138.	$R/L=0.566$ için Nusselt sayısının lüle-çarpma yüzeyi uzaklığına bağlı değişimi.....	155



Şekil 3.139.	R/L=0.725 için Nusselt sayısının lüle-çarpma yüzeyi uzaklığına bağlı değişimi .....	156
Şekil 3.140.	R/L=1.3 için Nusselt sayısının lüle-çarpma yüzeyi uzaklığına bağlı değişimi.....	157
Şekil 3.141.	Düz plaka için Nusselt sayısının lüle-çarpma yüzeyi uzaklığına bağlı değişimi.....	158
Şekil 3.142.	Farklı eğrilikli çarpma yüzeyleri için farklı lüle-çarpma yüzeyi uzaklığında ortalama Nusselt sayısı değişimi .....	159
Şekil 3.143.	Farklı lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde ortalama Nusselt sayısı değişimi (a)R/L=0.5, (b)R/L=0.5125, (c)R/L=0.566, (d)R/L=0.725, (e)R/L=1.3 ve (f)düz .....	160
Şekil 3.144.	R/L= 0.5 plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (a) H/W=1 (b) H/W=2.....	161
Şekil 3.145.	R/L= 0.5 plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (a) H/W=4 (b) H/W=6.....	161
Şekil 3.146.	R/L= 0.5 plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (a) H/W=4 (b) H/W=6.....	162
Şekil 3.147.	R/L= 0.5 plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (a) H/W=12 (b) H/W=14.....	162
Şekil 3.148.	R/L= 0.5125 plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (a) H/W=1 (b) H/W=2.....	163
Şekil 3.149.	R/L= 0.5125 plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=4 (b) H/W=6 .....	163
Şekil 3.150.	R/L= 0.5125 plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=8 (b) H/W=10.....	164
Şekil 3.151.	R/L= 0.5125 plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=12 (b) H/W=14.....	164
Şekil 3.152.	R/L= 0.566 plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=1 (b) H/W=2.....	165
Şekil 3.153.	R/L= 0.566 plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=4 (b) H/W=6.....	165
Şekil 3.154.	R/L= 0.566 plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=8 (b) H/W=10.....	166
Şekil 3.155.	R/L= 0.566 plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=12 (b) H/W=14.....	166
Şekil 3.156.	R/L= 0.725 plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=1 (b) H/W=2.....	167

Şekil 3.157.	R/L= 0.725 plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=4 (b) H/W=6.....	167
Şekil 3.158.	R/L= 0.725 plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=8 (b) H/W=10.....	168
Şekil 3.159.	R/L= 0.725 plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=12 (b) H/W=14.....	168
Şekil 3.160.	R/L= 1.3 plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=12 (b) H/W=14.....	169
Şekil 3.161.	R/L= 1.3 plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=4 (b) H/W=6.....	169
Şekil 3.162.	R/L= 1.3 plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=8 (b) H/W=10.....	170
Şekil 3.163.	R/L= 1.3 plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=12 (b) H/W=14.....	170
Şekil 3.164.	Düz çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=1 (b) H/W=2.....	171
Şekil 3.165.	Düz çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=4 (b) H/W=6.....	171
Şekil 3.166.	Düz çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=8 (b) H/W=10.....	172
Şekil 3.167.	Düz çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a) H/W=12 (b) H/W=14.....	172
Şekil 3.168.	Ortalama Nusselt sayısı üzerine Reynolds sayısının etkisi (sayısal).....	173
Şekil 3.169.	Durma Noktası Nusselt sayısı üzerine Reynolds sayısının etkisi (deneysel).....	173
Şekil 3.170.	H/W=1 için yerel Nusselt sayısı dağılımının s/W'ye bağlı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6470, (d) Re=7672, (e) Re=9485 ve (f) Re=12580.....	176
Şekil 3.171.	H/W=2 için yerel Nusselt sayısı dağılımının s/W'ye bağlı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6470, (d) Re=7672, (e) Re=9485 ve (f) Re=12580.....	177
Şekil 3.172.	H/W=4 için yerel Nusselt sayısı dağılımının s/W'ye bağlı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6470, (d) Re=7672, (e) Re=9485 ve (f) Re=12580.....	178
Şekil 3.173.	H/W=6 için yerel Nusselt sayısı dağılımının s/W'ye bağlı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6470, (d) Re=7672, (e) Re=9485 ve (f) Re=12580.....	179

Şekil 3.174.	H/W=8 için yerel Nusselt sayısı dağılımının s/W'ye bağlı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6470, (d) Re=7672, (e) Re=9485 ve (f) Re=12580.....	180
Şekil 3.175.	H/W=10 için yerel Nusselt sayısı dağılımının s/W'ye bağlı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6470, (d) Re=7672, (e) Re=9485 ve (f) Re=12580.....	181
Şekil 3.176.	H/W=12 için yerel Nusselt sayısı dağılımının s/W'ye bağlı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6470, (d) Re=7672, (e) Re=9485 ve (f)Re=12580.....	182
Şekil 3.177.	H/W=14 için yerel Nusselt sayısı dağılımının s/W'ye bağlı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6470, (d) Re=7672, (e) Re=9485 ve (f) Re=12580.....	183
Şekil 3.178.	Farklı eğrilikli çarpma yüzeyleri üzerinde ortalama Nusselt sayısı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6470, (d) Re=7672, (e) Re=9485 ve (f) Re=12580 (Sayısal).....	184

## TABLULAR DİZİNİ

	<b>Sayfa No</b>
Tablo 1.1. Düz yüzeyler üzerine çarpan dairesel jetler ile yapılmış deneysel çalışmalar.....	10
Tablo 1.2. Düz yüzeyler üzerine çarpan yarık jetler ile yapılmış deneysel çalışmalar.....	11
Tablo 1.3. İçbükey veya dışbükey yüzeyler üzerine yapılmış deneysel çalışmalar....	19
Tablo 1.4. Düz yüzeyler üzerine çarpan jetler ile ilgili yapılmış sayısal çalışmalar...	22
Tablo 2.1. Çarpma yüzeylerine ait geometrik parametreler.....	32
Tablo 2.2. R/L=0.5 çarpma yüzeyi üzerine basınç prizi deliklerinin radyal doğrultuda yerleşimi.....	33
Tablo 2.3. Çalışılan dinamik basınç, jet hızı ve Reynolds sayısı değerleri.....	39
Tablo 2.4. Ölçüm cihazlarına ait karakteristikler.....	47
Tablo 2.5. Basınç dağılımı incelemeleri için akış alanı sınır şartları	
Tablo 2.6. Isı transferi incelemeleri için akış alanı sınır şartları	
Tablo 3.1. Farklı Reynolds sayıları ve farklı H/W mesafelerinde durma noktası maksimum ve minimum boyutsuz basınç katsayısı değerleri.....	61
Tablo 3.2. Farklı eğrilikteki içbükey ve düz yüzeyler için elde edilen durma noktası ve ortalama basınç katsayısı değerleri.....	68
Tablo 3.3. R/L=0.725 plakası için farklı H/W mesafelerinde sayısal analiz ile elde edilmiş akım çizgileri görünümü.....	148
Tablo 3.4. R/L=0.725 plakası için farklı H/W mesafelerinde sayısal analiz ile elde edilmiş hız değerleri.....	149
Tablo E.1. Yarık lüle iç profili için tanımlanmış akış alanı sınır koşulları.....	197

## SEMBOLLER DİZİNİ

A	Çarpma yüzeyi alanı
$A_{lüle}$	Yarık lüle çıkış ağzı alanı
B	Plaka genişliği
$C_p$	Boyutsuz basınç katsayısı
d	Dairesel lüle çapı
$d_h$	Lüle hidrolik çapı
D	Çarpma yüzeyi eğrilik çapı
e	İçenerji
F	Kütleli kuvvetler
h	Isı transferi katsayısı
$h_e$	Entalpi
H	Lüle-çarpma yüzeyi arası mesafe
I	Akım
$k$	Türbülans kinetik enerjisi
L	Plaka uzunluğu
$L_{jet,z}$	Yarık lülenin z yönünde uzunluğu
$L_{kanal}$	Kanal uzunluğu
P	Basınç
$P_a$	Atmosfer basıncı
r	Durma noktasından radyal doğrultuda uzaklık
R	Çarpma yüzeyi yarıçapı
Re	Reynolds sayısı
s	Çarpma yüzeyi yay mesafesi boyunca uzunluk
T	Sıcaklık
$U_{jet}$	Jet hızı
V	Voltaj
W	Yarık lüle genişliği
x	Yarık lüle iç profili eksen
Y	Durma noktasından düşey yönde uzaklık
$\varepsilon$	Türbülans kinetik enerjisinin yutulması
$\varepsilon$	Emisivite katsayısı
$P_\zeta$	Yarık lüle ıslak çevre

$\mu$	Dinamik viskozite
$\mu_t$	Türbülans viskozitesi
$p$	Statik basınç
$q''$	Isı akısı
$Q$	Isı
$R$	Direnç
$x$	Plaka boyunca durma noktasından ölçülen uzaklık
$y^+$	Hücre merkezi-duvar uzaklığı
$\rho$	Yoğunluk
$\sigma$	Stefan-Boltzman katsayısı
$\zeta_{ij}$	Gerilme tensörü

## 1.GENEL BİLGİLER

### 1.1.Giriş

İnsanlığın doğasındaki sürekli değişim ve gelişim ile teknoloji her geçen gün tasarım ve üretimde yeni harikalar meydana getirmektedir. Bu gelişmelerin günümüz insan hayatına en önemli yansımalarının başında bilgisayarlar gelir. Her geçen gün artan ileri teknoloji gereksinimlerine cevap verebilmek için bilgisayarların işlemci kapasitesinin ve performansının artırılması gerekli kılınmıştır. Artan performans ve ısı üretimini veya ısı yükleri arttırmaktadır. Bu yükler ya boyut arttırılarak (ki bu ergonomik olarak ve estetik açıdan bizleri sınırlandırmaktadır) ya da uygun bir soğutma yöntemi kullanılarak karşılanabilir.

Termal yük altında çalışan elektronik elemanların çalışma sıcaklıklarının kontrol altında tutulması güvenilirlik açısından önemlidir. Elektronik sistemlerde ısınan elemanların soğutulmasında önemli olan, elemanların maksimum çalışma sıcaklıkları altında tutulmasıdır. Örneğin, mikro işlemcilerde çalışma sıcaklıklarının 55-75°C altında olması, çalışma performansı açısından önemlidir (Şahin, 2008). Bu nedenle, elektronik elemanların tasarım ve işletiminde uygun soğutma yöntemi kullanılarak termal kontrolün sağlanması gerekir.

Soğutma sistemlerinin tasarımında ve seçiminde soğutulacak sistemin ısı yük değeri ve dağılımı, çalışılan çevre şartları ve geometrik faktörler dikkate alınmaktadır. Elektronik sistemlerde karşılaşılan ısı akıları 1 W/cm<sup>2</sup>'den 100W/cm<sup>2</sup> değerlerine kadar değişmektedir. Düşük güç yoğunluklu sistemler için, doğal taşınım ile soğutma yeterli olabilirken, yüksek güç yoğunluklu sistemlerde hava ile zorlanmış taşınım uygulamaları devreye girmiş ve daha yüksek ısı akılarında ise sıvıyla soğutma ve iki fazlı soğutma uygulamaları bunların yerini almıştır (Köseoğlu, 2007).

Yüksek termal iletkenliğe sahip soğutucu sıvılar ile doğrudan ya da dolaylı soğutma yapılarak elektronik ekipmanlarda yüksek ısı transferi sağlanabilir. Ancak, bu soğutma yönteminin sızıntı, korozyon, ilave ağırlık ve yoğunlaşma gibi riskleri de beraberinde getirmektedir. Sıvı soğutma sistemleri kadar yüksek ısı transferinin sağlanamadığı gaz soğutma yöntemleri ise özellikle havanın kolay temini ve soğutucu sıvıların kullanımındaki

dezavantajlara sahip olmamaları gibi özellikleri ile kullanım alanı bulmaktadır (Çengel, 1983).

Son yıllarda hem sıvı hem de gazların kullanılabilirdiği ve izafi olarak düşük basınç kayıpları ile yüksek ısı transferi oluşturan “çarpan jetlerle soğutma” dikkatleri üzerine çekmektedir. Literatürde genel olarak katı bir yüzeye çarpan akışkan jetleri olarak tanımlanan “çarpan jetler”, endüstriyel uygulamalarda soğutma dışında ısıtma ve kurutma gibi alanlarda da kullanılmaktadır (Beitelmal, 2000). Özel kullanım alanları için, elektronik cihazlarda soğutma dışında, uçak motor cihazlarının ve gaz türbini kanatlarının soğutulması, cam levha temperleme, metal ve plastiklerin ısı işlemleri (tavlanması), kağıt, tekstil ve kereste kurutulması, düşük sıcaklık cerrahisinde dokuların dondurulması, fotoğraf filmlerinin ısı banyosu, dondurma üretimi gibi örnekler verilebilir. Ayrıca lazer veya plazma kesme işlemlerinde, ürünün soğutulması için çarpan jetlerin kullanılması ürünün termal deformasyonunu azaltmasından dolayı tercih sebebi olabilmektedir.

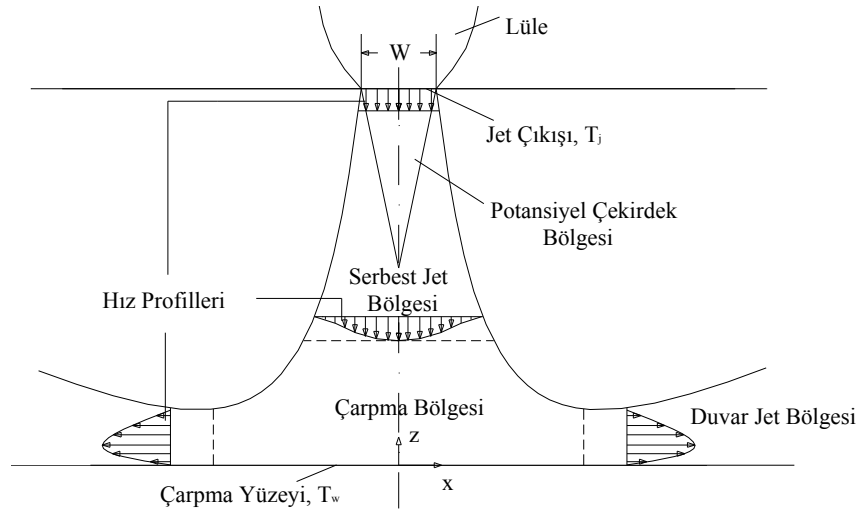
Kullanım yerine göre tekli jet veya jet dizileri biçiminde uygulama alanına sahip olan bu soğutma yönteminin diğer yöntemlerden farkı, akışkanın dairesel, dikdörtgen kesitli veya daha farklı geometriye sahip bir lüleden sıcak yüzeye dik veya belirli açıyla üflenmesidir. Akışkanın yüzeye dik üflenmesi, yüzeye paralel akışa göre sınır tabaka kalınlığını oldukça inceltir. Termal direnci arttıran sınır tabakanın incilmesiyle ısı transferinde önemli artış meydana gelmektedir. Ayrıca, genellikle soğutucu akışkan olarak atmosferde bol miktarda bulunan, yüksek güvenilirliğe, bakım ve tasarım kolaylığına sahip hava ve suyun kullanılması da endüstriyel uygulamalarda çarpan jetlerle soğutma yöntemini iyi bir seçenek haline getirmektedir.

Soğutma yöntemlerinde, ısı transferi katsayısının yüksek olması yanı sıra bir diğer istenilen önemli özellik, soğutulan yüzeyde üniform bir soğutmanın sağlanabilmesidir. Literatürde mikroçip soğutma gibi bazı uygulamalarda, durma noktası ve durma noktasından birkaç santimetre uzaktaki radyal konumlar arasındaki sıcaklık farkının 20 K’i aştığında termal gerilmelerin meydana gelebileceği, bu nedenle yeni tasarımlarda amacın sadece ısı transferini arttırmak değil de bunun yanında daha üniform soğutma meydana getirecek tasarım çalışmalarının geliştirilmesi gerektiğinden bahsedilmiştir (Huang, 1996). Bu amaçla lüle ve çarpma yüzeyi için farklı geometriler ve farklı konumlar için deneysel ve teorik pek çok çalışma yapılmış ve yapılmaktadır.



## 1.2. Çarpma Jetlerin Hidrodinamik Yapısı ve Isı Transferi Karakteristikleri

Çarpma jet akışlar, tipik olarak  $d_j$  çapındaki yuvarlak veya  $W$  genişliğindeki yarıklı lüleden  $H$  mesafesi kadar uzaktaki hedef çarpma yüzeyine akış çarptırılarak elde edilir. Düz bir yüzeye çarptırılan tipik bir çarpma jet akış alanı Şekil 1.1’de görülmektedir. Bu akış alanı literatürde genel olarak üç farklı bölgede tanımlanmaktadır (Incropera ve Dewitt, 2001; Köseoğlu, 2007).

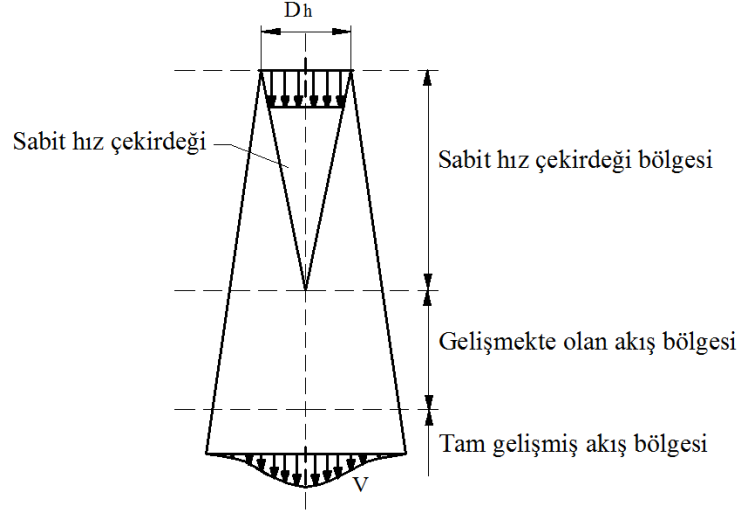


Şekil 1.1. Tipik çarpma jet akış bölgeleri (Köseoğlu, 2007).

*Serbest Jet Bölgesi:* Lüle çıkışından başlayan ve çarpma yüzeyinden etkilenmeyen akış bölgesine “serbest jet bölgesi” denir. Lüle ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin yeterli olduğu durumda serbest jet bölgesi, potansiyel çekirdek bölgesi, gelişme bölgesi ve tam gelişmiş bölge olmak üzere üç alt bölgeden oluşmaktadır. Şekil 1.2’de bu bölgeler görülmektedir.

Serbest jet bölgesi başlangıcında, lüle çıkışından itibaren jet ile çevre akışkan arasında momentum aktarımı meydana gelir. Bu momentum aktarımı, jetin lüle çıkışında sahip olduğu hızın azalmasına neden olur. Başka bir ifade ile lüle çıkışından itibaren, jet hızının sabit olduğu bölge lüleden uzaklaştıkça daralmakta ve böylece “potansiyel çekirdek (sabit hız çekirdeği)” meydana gelmektedir. Literatürde lüle çıkışı jet hızının %95 değerine kadar olan bölge “potansiyel çekirdek” olarak tanımlanır (Ashforth-Frost, 1997; Yüksel, 2003; Souris ve Liakos, 2004). Ayrıca, lüle şekline, lüle çıkışındaki hız dağılımına, türbülans şiddeti ve sınırlandırılmış veya sınırlandırılmamış çalışma koşullarına bağlı

olarak potansiyel çekirdek uzunluğu değişmekle birlikte, dairesel jetlerde, Reynolds sayısına bağlı olarak jet lüle çapının 6-7 katı kadar uzunlukta, yarık lüleler için yarık genişliğinin 4-7 katı (Beitelmal, 2000) ya da lüle çıkış şartlarına bağlı olarak lüle genişliğinin 5-8 katı kadar (Ashforth-Frost, 1997) olduğu belirtilmiştir.



Şekil 1.2. Serbest jet akış bölgesi (Köseoğlu, 2007).

Eğer lüle-plaka uzaklığı, yeterince büyük ise, potansiyel çekirdeğin hemen altında, jet kesiti boyunca hız profili sabit olmaz ve potansiyel çekirdek bölgesinin bitiş kısmından uzaklık arttıkça aksel hızın azaldığı “gelişme bölgesi” meydana gelir. Gelişme bölgesinden sonra hız profilinin artık değişmediği, serbest jet bölgesi içinde kalan bölgeye ise “tam gelişmiş bölge” adı verilir. Huang (1996), türbülanslı serbest jetler için tam gelişmiş bölgenin jet çıkışından  $20d_j$  aksel uzaklıkta meydana geldiğini ve pek çok pratik uygulamada, çarpan jet akışlarının  $20d_j$ 'den daha küçük uzaklıklarda olduğunu ifade etmiştir.

*Durma (Çarpma) Bölgesi:* Jet kaynağından plakaya dik pozisyonda gönderilen serbest jetin çarpma yüzeyinde paralel konuma geçtiği ve çarpma yüzeyinden etkilendiği bölgedir. Akış, çarpma plakasının varlığından dolayı önemli bir yön değişimine ve çok yüksek gerilmeye maruz kalır. Bu bölgenin çarpmaya yakın bölgesinde aksel hızda hızlı bir azalma, statik basınçta ise artış meydana gelir. Durma noktasında, hız sıfır, basınç maksimum olur. Çarpmadan sonra akışkan, hedef plaka boyunca ivmelenir. Durma bölgesinin karakteristiklerinden biri de, çarpma yüzeyine yakın bölgede sınır tabaka analizi ile belirlenen, akışın ivmelenmesiyle sınır tabakanın incilmesi, aynı zamanda çevreyle

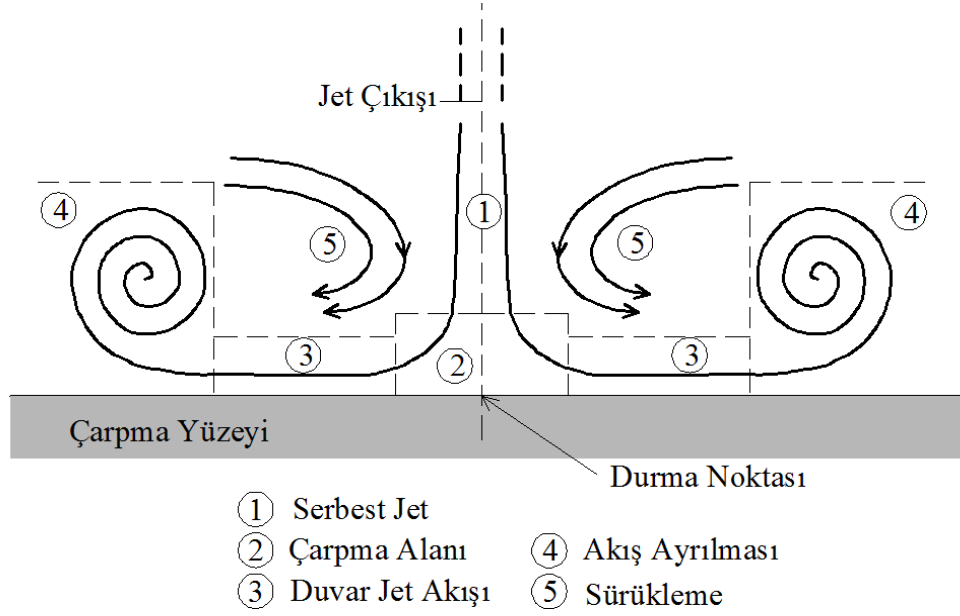
momentum aktarımı sebebi ile sınır tabakanın kalınlaşma etkilerinin birbirini dengelemesi sonucu sınır tabaka kalınlığının fazla değişmemesidir. Akış durma noktasından radyal yönde hızlanır. Ancak, bu hızlanma duvar jet bölgesine geçişte sona erer. Durma bölgesinin plaka yüzeyinden yukarıya doğru jet-plaka uzaklığına bağlı olarak yaklaşık olarak 1-1.5 lüle çapında oluşmaya başladığı ve plaka üzerinde yatay yönde lüle çapının 3 katı uzaklığına kadar uzandığı literatürde ifade edilmiştir (Huang, 1996; Mai, 2000; Yüksel, 2003).

*Duvar Jeti Bölgesi:* Durma noktasından ayrılan akışkan plaka üzerinde duvar jeti olarak ilerler. Çarpma bölgesinde sınır tabaka kalınlığı, yaklaşık olarak sabittir. Duvar plaka boyunca, jet akışı, momentumu sıfır olan çevre akışkan ile momentum alış verişi yapması sonucu yatay hızlanma süresiz devam etmez ve durma bölgesinde ivmelenen akış, duvar jeti bölgesinde yavaşlar. Yani durma noktasından radyal uzaklık ( $r$ ) arttıkça, yüzeye paralel hız bileşenleri, çarpma bölgesinde sıfırdan en yüksek değerine ulaşır ve duvar jet bölgesinde yavaşlayıp sıfıra düşer. Ayrıca, duvar jet bölgesi boyunca sınır tabaka kalınlığı artar. Bu kalınlık artışı duvar jetinin momentumu sıfır olan akışkanı çevreden çekmeye çalışması ile hızındaki azalmadan kaynaklanmaktadır (Incropera ve Dewitt, 2001).

Her bölgenin büyüklüğü ve akış karakteristikleri, lüle çapına ( $d$ ) veya genişliğine ( $W$ ), lüle-duvar arası uzaklığa ( $H$ ) ve ilgili akış parametrelerine bağlı olarak değişmektedir. Çarpan jet akışları ile ilgili en önemli akış parametrelerinden biri Reynolds sayısıdır. Lüle çıkışındaki Reynolds sayısına bağlı olarak klasik bir dairesel jet için literatürde; dört farklı akış rejimi tanımlanır (Mai, 2000; Yüksel, 2003; Köseoğlu, 2007).

$Re < 300$ için	Yarı Laminer
$300 < Re < 1000$ için	Tam Laminer
$1000 < Re < 3000$ için	Geçişli veya Yarı Türbülanslı
$Re > 3000$ için	Tam Türbülanslı olarak sınıflandırılmıştır.

Lüleden çıkan akış, lüle tipi ve Reynolds sayısına bağlı olarak laminar veya türbülanslı olabilir. Lüle çıkışında laminar olan bir jetin çarpmadan önce halen laminar olup olmadığı aralarında jet Reynolds sayısı, jet çıkışındaki hız profili, jet plaka arası mesafe, jetin sınırlı olup olmadığı etkenlerin bulunduğu birçok parametreye bağlıdır (Köseoğlu, 2007). Şekil 1.3'te yüksek hızlı klasik bir jetin düz çarpma yüzeyine çarpması ile oluşan akış bölgeleri görülmektedir.

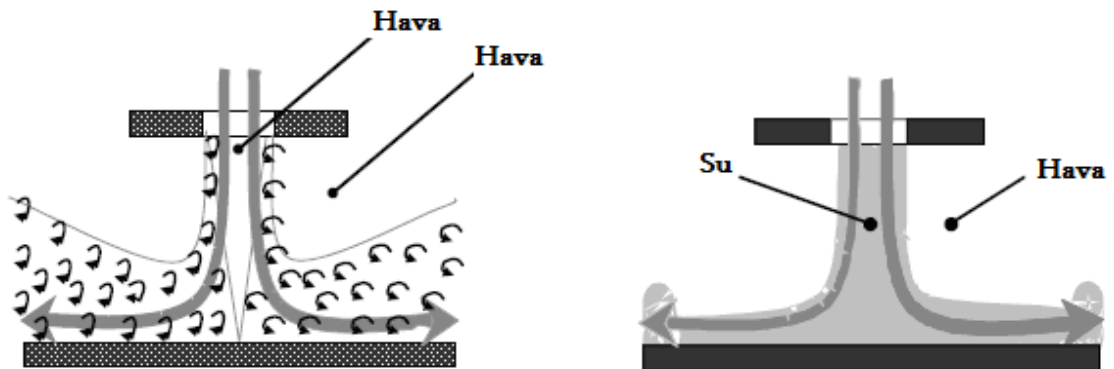


Şekil 1.3. Klasik bir çarpma jetinde akış modeli (Huang, 1996).

### 1.3. Çarpan Jetlerin Sınıflandırılması

Literatürde, çarpan jetler; jet ve ortam akışkanına göre daldırılmış jetler ve serbest jetler, jet kesit alanının geometrisine dayalı olarak dairesel ve dairesel olmayan jetler, aynı anda kullanılan jet sayısına göre tek ve çoklu (dizili) jetler, gönderilen jet akışın çarpma ortamından uzaklaştırılması durumuna göre sınırlandırılmış ve sınırlandırılmamış jetler olarak bir çok başlıkta sınıflandırılmaktadır (Huang, 1996).

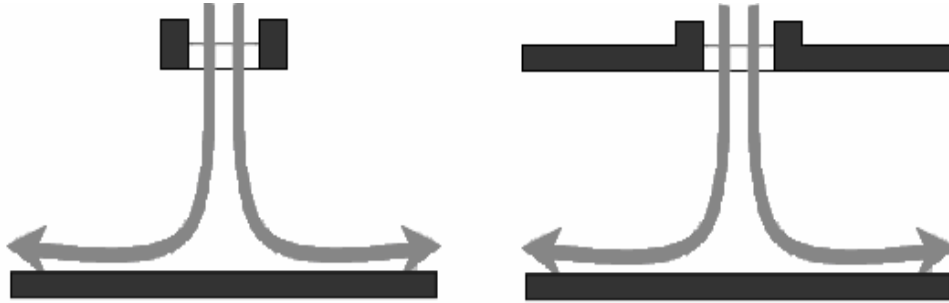
Temel olarak, lüleden çıkan jet ve çıkış ortamının aynı veya farklı olmasına bağlı olarak jetler “Daldırılmış (submerged) jet” ve “Serbest (Free) jet” olarak iki gruba ayrılır.



Şekil 1.4. Jet ve ortam akışkanına göre jet çeşitleri a) Daldırılmış jet b) Serbest jet (Al-aqal, O.M.A., 2003).

Daldırılmış jetlerde jet akışkanı ile çevre akışkanı aynı olup, bu iki akışkan akışı arasında kararsız bir kayma tabakası oluşur ve bu tabakada türbülans üretilir. Serbest jetlerde ise jet akışkanı ile çevre ortam akışkanı sırasıyla sıvı ve gazdır. Bu ortamların birbirleri arasındaki kararsızlıkları önemli değildir.

Çarpan jetlerin sınıflandırılmasında bir diğer ölçüt ise jet sayısıdır. Küçük alanlarda uygulanacak ısı transferi için tekli jetler kullanılırken, büyük alan üzerinde ısı transferini gerçekleştirmek için, çoklu jet dizileri kullanılmaktadır. Çoklu jet dizilerinin kullanıldığı çalışmalar esas olarak komşu jetler arasındaki etkileşimden dolayı tekli jetlerden farklıdır. Jet dizileri içerisinde komşu jetler arasındaki etkileşim iki duruma neden olur. Bunlardan ilki, jetler bir önceki komşu jetlerden etkilenecek serbest jet ile ilgili sürüklenme derecesini etkilemesidir. Bu etkileşim komşu jetler arasındaki uzaklık azalırken ve çarpılan yüzey arasındaki uzaklık artarken daha da baskın olacaktır. İkincisi ise iki komşu çarpan jetin duvar jetleri çarpışması ve yerel ısı transferi katsayısının ikincil tepelerinin ortaya çıktığı bir resirkülasyon bölgesinin oluşmasıdır. Bu etki de komşu lüleler arasındaki uzaklık azalırken ve jet hızları artarken daha da belirgindir.



Şekil 1.5. Akış ortamına göre jet çeşitleri a) Sınırlanmamış jet b) Sınırlanmış jet (Al-aqal, O., 2003).

Sınırlanmış ve sınırlanmamış jetler, Behnia ve arkadaşları (1998) tarafından araştırılmış ve sınırlandırmanın genel olarak çarpma yüzeyinde ortalama ısı transferinde azalmaya neden olduğu, durma noktasında sınırlanmış ve sınırlanmamış durumdan etkilenmeden Nusselt sayısının sabit kaldığı belirlenmiştir (Beitelmal, 2000). Ayrıca, lüle çapı kadar küçük jet-çarpma yüzeyi uzaklıkları için sınırlandırma etkisinin önemli olduğu üzerinde durulmuştur. Sınırlanmış jetin potansiyel çekirdek uzunluğunun, sınırlı yayılma ve sürüklenme etkilerinden dolayı sınırlanmamış jetlere göre daha uzun olduğu ifade edilmiştir (Park, 2008). Chiriac (2002) ise sınırlandırmanın potansiyel

çekirdek uzunluğunu arttırdığı, fakat türbülans seviyesi ve durma noktasındaki ısı transferini azalttığını ileri sürmüştür.

Lüle geometrisine göre jetler, kare, dikdörtgen, dairesel, eliptik, yarık veya halka türü gibi çeşitlendirilebilir. Literatürde yapılmış çalışmalarda en çok kullanılan lüle geometrileri dairesel ve yarık türü lülelerdir. Bu iki lüle için akış yapısı farklıdır. Şahin (2008), yuvarlak jetlerin duvar boyunca yayılımları sırasında gerilmiş asimetric vorteks (girdap) oluşum halkaları sergilediğini, düzlem jetlerin ise, bu halkaların sanki bir iplik gibi aralığa (yarık) paralel şekilde jetin simetric ve asimetric olarak iki tarafında oluştuğunu ifade etmiştir. Ayrıca literatürde, dairesel lüleler ile çarpma yüzeyi üzerinde ısı transferi katsayısı için yarık lülere göre daha yüksek değerler elde edilirken, yarık lülelerin ise çarpma yüzeyinde ısı ve kütle transferinde düzgün dağılım verdikleri ifade edilmiştir (Beitelmal, 2000; Doğruöz, 2005 ).

#### **1.4. Literatür Araştırması**

Çarpan jet akışla soğutmada, jet-çarpma yüzeyi kombinasyonu dizaynı oldukça basit olmasına rağmen, plakaya yüksek hızla çarpan jet akışın güçlü türbülans oluşturması konunun net biçimde aydınlığa kavuşmasını zorlaştırmaktadır. İlgilenilen ısı transferi ve akış karakteristikleri için farklı geometrideki lüle/lüle dizileri, çarpma plakaları şekli, farklı soğutucu akışkanlar, ve Reynolds sayısı, jet ile çarpma yüzeyi arasındaki uzaklık, jet veya çarpma yüzeyi açısı, çarpma faktörü, sınırlandırılmışlık gibi farklı geometrik ve akış şartları altında literatürde yapılmış pek çok çalışma mevcuttur.

Genel olarak çarpan jet akışla soğutma çalışmalarındaki ortak amaç, çarpma yüzeyindeki ısı transferi performansının maksimum sağlandığı ortam, akış ve geometrik dizayn parametrelerinin elde edilebilmesidir. Yapılan bu çalışmada yarık lüleden çıkan hava hüzmesi akışı ile farklı eğrilikli içbükey çarpma yüzeyleri üzerindeki ısı transferi ve hidrodinamik karakteristiklerin hem deneysel hem de sayısal olarak araştırılması amaçlanmıştır. Bu kapsamda, şimdiye kadar yapılmış ilgili çalışmaların genel özeti olarak literatür araştırması Deneysel Çalışmalar ve Sayısal Çalışmalar olmak üzere iki başlık altında sunulmuştur.

### 1.4.1. Deneysel Çalışmalar

Çarpan jetlerle ilgili ilk deneysel çalışmalar 1960 yıllarında yapılmıştır. Günümüze kadar gelişen ve giderek hassaslaşan ölçüm aletleri ile çalışmalar bu süreç içerisinde devamlılığını sürdürmüştür. Çarpan jetlerle ilgili olarak literatürde yapılmış deneysel çalışmalar incelendiğinde çoğunlukla sadece düz ya da düz yüzeyler üzerinde oluşturulmuş farklı kanatçık veya yapılar üzerinde durulduğu görülmüştür (Arjocu, 1997; Beitelmal, 2000; Köseoğlu, 2007; Sagot ve ark., 2008; Gulati ve ark., 2009; Köseoğlu ve ark., 2009). Bu çalışmalarda dairesel lüleler veya yarık türü lüleler yanında, farklı geometri ve dizilişteki jet dizileri de kullanılmıştır. Ayrıca, jet akışkanı olarak, farklı termodinamik özelliklere sahip akışkanlar kullanılmakla birlikte, daha kolay temin edilebilmeleri nedeniyle hava ve su kullanımı araştırmaların çalışma yönünü etkilemiştir. Bu bölümde yapılan çalışmaya uygun olarak; literatürde yayınlanmış deneysel çalışmalar; düz çarpma yüzeyi üzerine yapılmış deneysel çalışmalar ve içbükey/dışbükey yüzeyler üzerine yapılmış deneysel çalışmalar olmak üzere iki başlık altında verilmiştir.

#### 1.4.1.1. Düz Çarpma Yüzeyleri Üzerine Yapılmış Deneysel Çalışmalar

Tablo 1.1 ve Tablo 1.2’de sırasıyla dairesel tekli lüle ve iki boyutlu yarık lüle kullanılarak oluşturulmuş hava jetlerinin düz veya düz yüzeyler üzerindeki pürüz veya kanatçıklara çarptırılması ile oluşan ısı transferi ve akış karakteristiklerinin incelendiği bazı deneysel çalışmalar sunulmuştur. Bu çalışmalarda genel olarak, jet çapının, lüle-çarpma yüzeyi uzaklığının, türbülans şiddetinin, Reynolds sayısının hava jetleri tarafından soğutulan çarpma yüzeylerindeki durma ve duvar jet bölgelerindeki ısı transferi ve akış karakteristikleri üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Çalışmalarda kullanılan akış ve geometrik parametreler ilgili tablolarda verilmiş olup, bu çalışmalardan bazıları için elde edilmiş sonuçlar aşağıda kısaca sunulmuştur.

Huang (1996), özel dizayn edilmiş bir dönel dairesel jet ile klasik dairesel jetin ısıtılmış plaka üzerindeki soğutmaya etkisini karşılaştırmış ve jet çapının çarpma yüzeyindeki ısı transferi üzerine etkisini incelemiştir. Çalışmasında; belirli jet-çarpma yüzeyi uzaklığına kadar ( $H=50.8\text{mm}$ ) hem yüksek yerel ve ortalama ısı transferi için hemde üniform ısı transferi için dönel jetlerin ilgili çalışma koşulları altında klasik jetlere göre daha iyi sonuçlar verdiğini ifade etmiştir.

Tablo 1.1. Düz yüzeyler üzerine çarpan dairesel jetler ile yapılmış deneysel çalışmalar

Araştırmacı(lar)	Çarpma Yüzeyi (mm)	Lüle Boyutları (mm)	Re <sub>d</sub> H/d Aralığı	İlgilenilen Parametreler
Huang (1996)	140x140x0.0508mm Paslanmaz Çelik Folyo	d=3.17-6.35-9.51-12.7mm d=12.7mm (Swirling Jet)	Re <sub>d</sub> =3600-60000 H=3.17-76.2mm H <sub>swirl</sub> =12.7-76.2mm	T <sub>w</sub> , Nu, Grafikleri Nu Bağıntıları
Chakroun vd. (1998)	300x300x10mm Kare pirinç plaka	d= 20mm Büzülme oranı: 25:1	Re=6500-19000 H/d=0.05-15	Nu-r/D, U/U <sub>c</sub> -Y/D-r/D (ortalama hız profilleri)
Baydar (1999)	φ375mm Pleksiglas plaka	d=5mm (Tek jet) d=4mm (Çiftjet) Z=4mm	Re= 500-10000 (Tek Jet için) Re=300-10000 (Çift jet için) H/d=0.5-4	U/U <sub>o</sub> -Z/H, C <sub>p</sub> -r/D
Beitelmal (2000)	φ70mmx2mm Alüminyum plaka φ72mmx2mm Paslanmaz çelik disk	d=6.85mm iç çapında L=180 mm uzunluğunda	Re=9600-38500 H/d=1-10 Re=10500-25100 H/d=4-12	Re-Nu <sub>ort</sub> , r/d-Nu <sub>yere</sub> , Nu <sub>0</sub> -H/d Nu <sub>yere</sub> -x/D <sub>h</sub>
Siba vd. (2003)	φ127mmx12.7mm paslanmaz çelik	d=11.176mm	Re=16100-23700-29600 H/d=10	$\bar{u}$ veya $u'$ -z, r/d- $u'$ , r/d-Tu, Isı Akısı-t(zaman) T-t, h-r/d, h <sub>tur</sub> - $u'$
Wen ve Jang (2003)	104x110mm Paslanmaz Çelik Folyo	d=7mm	Re=500-27000 H/d=3-16	r/d-Nu <sub>yere</sub> , H/d-Nu <sub>0</sub> , H/d-Nu <sub>ort</sub> , Re-Nu <sub>0</sub> , Re- $\bar{Nu}$
Fleischer ve Nejad (2004)	φ31.8mm bakır plaka üzerinde 19.9x19.9x6.4mm çıkıntı	d=3.5-9.5-21mm L=15-20d	Re=10000-30000 H/d=2-5	Re-Nu, d-Nu, H/d-Nu
Baydar ve Özmen (2005)	φ420x5mm dairesel plaka	d=25mm L=12.7mm	Re=30000-50000 H/d=0.2-6	z/H-u/U <sub>o</sub> , r <sub>sub</sub> /d-H/d, C <sub>p</sub> -r/d
Lee vd. (2004)	10 mm kalınlıklı Plexiglass	d= 13.6-21.6-34mm L= 790, 1250, 1970mm	Re <sub>d</sub> =23000 H/d=2-14	H/d-U <sub>ser</sub> /U, H/d-Tu, H/d-Nu <sub>0</sub> , r/d-Nu <sub>yere</sub>
Jeng vd. (2009)	φ176x 50mm kalınlıklı bakalit disk üzerinde 60x60x4mmlik alanda kanatçıklı yüzey	d <sub>dış</sub> =84.8mm d <sub>iç</sub> =13mm ve 27mm L=13mm	Re <sub>d</sub> =2415-25096 Re <sub>r</sub> =Dönme Re sayısı= 0-8114 C/d=0-11, Z/d=4.615-2.222	C/d-Nu <sub>0</sub> , Re-Nu <sub>0</sub> , Re-Nu <sub>Ω</sub>



Tablo 1.2. Düz yüzeyler üzerine çarpan yarık jetler ile yapılmış deneysel çalışmalar

Araştırmacılar	Çarpma Yüzeyi (mm)	Lüle Boyutları (mm)	Re <sub>w</sub> H/W	İlgilenilen Parametreler
Mladin (1995)	100x50x5mm Seramik Plaka	W=5mm, 2mm Çıkış görünüş oranı=10, 25 Büzülme oranı=5, 12.5	Re=1000-11000	$x/W - \bar{V}/\bar{V}_N, x/W-Tu,$ $x/W-A...$
Ashfoth-Frost vd (1997)	10mmlik Pleksiglas plaka X=420mm	W=30mm L=200mm uzunluklu Çıkış görünüş oranı=10:1	Re=20000 H/W=4-9.2	$x/W-Nu/Nu_{st}, x/W-$ $V/V_{CL}, x/W- P/P_{max}, x/W-$ $v'/V_{CL}$
Beitelmal (2000)	200x50x2mm, Paslanmaz çelik plaka	5.5mm-50mm çıkış kesitli L=70mm	Re=4000-12000 H/W=4-12 Eğim açısı $\theta=40^\circ-90^\circ$	$Nu_{yere}l-x/D_h$
Narayanan vd. (2004)	635x732mm Pleksiglas (Akış alanı ve basınç ölçümleri için) 381x381mm Inconel çarpma yüzeyi (Isı transferi ölçümleri için)	W=12.7mm ve l=102mm Görünüş oranı=20:1	Re=23400 (Akış alanı ölçümleri için) Re= 22500 (Isı transferi ölçümleri için) H/W=7 ve 1	$x/D_h-V_0/7V_{0,max}, x/D_h-$ $y/D_h, x/D_h-C_p$
Doğruoz (2005)	304.8x355.6x12.7mm Pleksiglas $0 \leq x/W \leq 20$	W=6.35mm l=152.4mm	Re=8900-48600 H/W=0.5-12	$x/W-C_p, x/W- v'/V_{cl,i}, x/W-$ $y/W$ $x/W-Nu, Re_j-Nu_{st}, H/W-Nu, x-$ $C_f$
Eren ve Çelik (2006)	Alüminyum plaka 300x136mm <sup>2</sup>	Rüzar tünelli test odası 30x300mm <sup>2</sup>	Re=5860-8879-11606 H/W=8 $\theta=30^\circ-45^\circ-60^\circ-90^\circ$	$\theta- S/H, \theta-T_o, Z/W-T_w$
Fu (2007)	Katı malzeme X=ölçüm uzunluğu 20mm	Rüzgar tüneli yarık türü 20x200mm <sup>2</sup>	Re=515-1471 H=50mm	$\bar{Nu}$ -time
Senter ve Sollicc (2007)	Sonsuz lastik bant Ölçüm aralığı=-6.5W ile +6.5W arası	W=20mm Büzülme oranı=6.25	Re=5300, 8000, 10600 Yüzey hızı/Jet hızı=0- 0.25-0.5-1 H/W=8	$y/W-U/U_j, x/W-Tu_y,$ $y/W-x/W, x/W-U/U_j$
Akansu vd. (2008)	610x305mm <sup>2</sup> Pleksiglass	Yarık Jet 4x40mm <sup>2</sup>	Re=2500-5000-7500 H/D <sub>h</sub> =2, 4, 6, 8 ve 10,12 $\alpha=0, 15, 30, 45^\circ$	$U/U-y/D_h, \sqrt{u^2}/U_j,$ $x/D_h-C_p, x/D_h-Nu$

Huang, daha büyük jet-çarpma yüzeyi uzaklığı için ise genellikle durma noktası civarında klasik jetlerin üstünlük sağladığı, durma noktasından radyal doğrultudaki uzaklıklarda ise tekrar dönel jetlerin etkili olduğunu ifade etmiştir. Ayrıca ilgili çalışma şartları altında jet çapı artışının durma noktasındaki yerel Nu sayısını arttırdığını ve daha üniform yerel Nusselt sayısı dağılımı sergilenmesine neden olduğunu belirtmiştir. 2003 yılında Wen ve Jang'da swirl yapıları jetlerle yaptıkları deneysel çalışma ile durma noktası Nusselt sayısının %6'ya kadar varan bir artış sergilediğini ifade etmiş ve ürettiği her bir özel tür dönel lüle türü için durma noktası Nusselt sayısı ve ortalama Nu sayısı için bağıntılar sunmuşlardır.

Chakroun vd. (1998), ısı transferi ve akışkan akışı karakteristikleri üzerine yüzey pürüzlülüğünün etkisini hem potansiyel çekirdek bölgesi içerisinde hem de daha uzak lüle-plaka uzaklıklarında araştırmıştır. Bu amaçla karşılaştırma yapabilmeleri bakımından düz yüzeyde yapmış olduğu deneysel çalışmaları küçük küp biçimli pürüzlüğe sahip yüzeyler üzerinde de tekrarlamıştır. Her iki plakada, çalışılan şartlar altında potansiyel çekirdek içerisinde ( $4 \leq H/d \leq 6$ ) artan uzaklık ile ısı transferinde artış meydana gelirken, daha büyük lüle-plaka uzaklıklarda ise ısı transferinde azalma gözlemlendiğini ifade etmiştir. Isı transferindeki artışın Reynolds sayısı ve  $H/d$ 'ye bağlı olarak %8.3 ile %28 civarında olduğu belirtilmiştir. Ayrıca pürüzlülüğün çarpma yüzeyindeki akışın türbülans şiddetini  $H/d$  ve  $r/d$ 'ye bağlı olarak arttırdığı ve türbülans şiddetindeki bu artışın ve pürüzlülük elemanları arasındaki sirkülasyonun ısı transferini arttırdığını ifade etmişlerdir.

Baydar (1999), tek ve çift jetlerle yapmış olduğu deneysel çalışmada düşük lüle-plaka uzaklıklarında ( $H/d \leq 2$ ) plaka üzerinde bir atmosfer altı bölgenin meydana geldiğini, ayrıca bu bölgenin artan Reynolds sayısı değerleriyle ve azalan  $H/d$  oranıyla güçlendiğini ifade etmiştir. Ayrıca basınç dağılımında göze çarpan bu atmosfer altı bölge ile ısı transferi çalışmalarında gözlenen ikinci maksimum tepelerin bir bağlantısı olduğu üzerinde durmuştur. Baydar ve Ozmen (2005) yüksek Reynolds sayılarında yaptıkları çalışmalarda yine düşük  $H/d$  mesafelerinde ortaya çıkan bu atmosfer altı bölge ile türbülans şiddeti ve ısı transferi arasında bir ilişki olduğunu vurgulamışlar ve  $H/d$  mesafesinin artışı ile atmosfer altı bölgenin durma noktasından uzaklaştığını ifade etmişlerdir.

Beitelmal (2000), yılında yapmış olduğu çalışmasında ise hem dairesel hava jeti ile yerel ve ortalama ısı transferi üzerine pürüzlülüğün etkisini hem de yarık jet ile üniform ısıtılmış dikdörtgen çarpma yüzeyi üzerinde farklı açılarda yapılan soğutma işlemini incelemiştir. Pürüzlülüğün ortalama Nusselt sayısı üzerinde %6'ya kadar varan, yerel

Nusselt sayısı ile ilgili çalışmalarda ise, %29 kadarlık bir artış gösterdiği sonucuna varmıştır. Ayrıca durma noktası Nusselt sayısı için bir bağıntı sunmuştur. İki boyutlu jetle farklı eğim açılarında yaptığı ısı transferi çalışmalarında ise, eğimin hem maksimum ısı transferi değerini azalttığı hem de maksimum ısı transferi noktasının yerini değiştirdiğini ifade etmiş, yerel Nusselt sayısı için  $r/d$ ,  $H/d$ ,  $\theta$  ve Reynoldsun fonksiyonu olarak bir bağıntı önermiştir.

Fleischer ve Nejad (2004), üzerinde çıkıntılı pürüzler oluşturulmuş bir yüzeyin farklı çıkış çaplarına sahip jetlerle, farklı Reynolds sayılarında ve farklı lüle-plaka uzaklıklarında soğutulması ile ilgili çalışmalarını düz yüzeyler için elde ettikleri sonuçlarla karşılaştırmalı olarak sunmuşlardır. Her durumda çıkıntılı yüzeydeki ısı transferinde artış gözlendiğini ifade eden araştırmacılar, ayrıca çalışılan bütün Reynolds sayısı ve  $H/d$  değerlerinde jet çapı artışının, Nusselt sayısını arttırdığını belirlemişlerdir. Huang (1996) tarafından elde edilen sonuçlarla uyum içinde olan bu sonuçların, aynı Reynolds sayısında jet çapı artışı ile azalan hızın, Nusselt sayısını arttırmasının normalde beklenmeyen bir durum olduğunu ifade etmiş ve bu durumun artan türbülans şiddeti ile açıklanabileceğini ileri sürmüşlerdir. Aynı sonuçlara Lee ve arkadaşlarının (2004), daha büyük çaplı jetler kullanarak yaptığı çalışmada da rastlanmıştır.

Ashfoth-Frost vd. (1997), tekli yarı jet ile yapmış oldukları deneysel çalışmalarda, yarı sınırlandırılmış durumda oluşan jet potansiyel çekirdek uzunluğunun, sınırlandırılmamış duruma göre daha uzun olduğunu belirlemişlerdir. Ayrıca, potansiyel çekirdek içerisine yerleştirilmiş çarpma plakası çalışmalarında, durma noktasında düşük türbülans gözlendiği, durma bölgesini takiben duvar jetinin türbülansa geçişinden dolayı, ikinci maksimum ısı transferi noktasının ortaya çıktığını ifade etmişlerdir. Çarpma plakasının jetin gelişme bölgesi içerisine yerleştirilmesi durumunda ise, durma bölgesinde jetin etkin biçimde türbülanslı olduğu ve durma noktasından plaka boyunca ısı transferinin monoton biçimde azalma gösterdiğini belirtmişlerdir.

Potansiyel çekirdek bölgesi ve gelişme bölgesi içerisine yerleştirilmiş çarpma plakası üzerindeki akış alanı, yüzey basıncı ve ısı transferi oranları ile ilgili bir diğer çalışmada Narayanan vd. (2004) tarafından yapılmıştır. Genel olarak aynı sonuçlara varıldığı ve ikincil tepe noktalarının çarpma yüzeyi üzerinde durma noktasından hidrolik çapın 1.5 ile 3.2 katı uzaklığında meydana geldiğini ifade etmişlerdir.

Yarı sınırlandırılmış ve tam sınırlandırılmış çarpan jet akışlarını türbülanslı durumda araştıran Doğruöz (2005), çalışmasında  $H/W < 6$  ve  $Re_j > 14400$  için çarpma yüzeyi üzerinde

ikincil tepelerin gözlemlendiği ve sabit lüle-plaka uzaklığında, jet hızı artışının ikincil tepelerin durma noktasından uzaklaşacak biçimde dışarı doğru hareket etmesine neden olduğunu ifade etmiştir. Nümerik çalışmalarla akış alanı ve ısı transferi çalışmalarını genişletmiştir.

Yüzey veya lüle açısının çarpma yüzeyindeki ısı transferi üzerine etkisinin incelenmesi için Eren ve Çelik (2006) ve Akansu vd. (2008) yapmış oldukları çalışmalarda çarpma yüzeyi veya lüle açısı artarken, maksimum ısı transferi noktasının geometrik çarpma noktasından saptığını ve ayrıca, Reynolds sayısı artarken yerel Nu sayısında arttığı sonuçlarına varmışlardır.

Gulati ve ark. (2009), düz, pürüzsüz yüzeylere normal çarpan daldırılmış jet ile oluşturulmuş yerel ısı transferi dağılımı üzerine jet-çarpma yüzeyi uzaklığı, Reynolds sayısı ve nozul şeklinin etkisini araştırmıştır. Her biri 20 mm eş çapındaki dairesel, kare ve dikdörtgen 3 farklı lüle kesit şekli için yaptığı çalışmada yerel ve ortalama Nusselt sayısı bütün lüle konfigürasyonu için kullanılmıştır. Sonuç olarak, ortalama Nusselt sayısının lüle şeklinden bağımsız olduğunu belirtmiştir.

Choo ve Kim (2010), sınırlandırılmış ve sınırlandırılmamış çarpan jetlerin termal karakteristiklerinin karşılaştırılması amacıyla yaptığı çalışmada, sabit pompalama şartı altında sınırlandırılmış ve sınırlandırılmamış jetlerin termal performansının benzer olduğu, sabit akış oranı şartında ise sınırlandırılmış jetlerin termal performansının, sınırlandırılmamış jetlerin termal performansına göre %20-30 daha düşük olduğu olduğunu ifade etmişler ve deneysel sonuçlara dayalı olarak hem sınırlandırılmış hem de sınırlandırılmamış jetler için boyutsuz pompalama gücü ve Prandtl sayısının fonksiyonu olarak genelleştirilmiş ortalama ve durma noktası Nusselt sayısı bağıntıları sunmuşlardır.

Literatürde çarpan jet akışlarla ilgili deneysel olarak yapılmış pek çok çalışma mevcuttur. Son yıllarda, çarpma yüzeyinde oluşturulacak ısı transferinin artırılması için ısı transferi artırım mekanizmalarından hem aktif hem de pasif metotların üzerinde yoğunlaşıldığı bir gerçektir. Çalışmalarda kimi zaman yüzey kanatçıkları veya titreşimli jet akış kullanımı düşünülmekte iken (Mladin,1995; Sheriff, 1997), kimi zamanda çarpma plakası üzerinde oluşan sınır tabakanın parçalanarak ısı transferinin iyileştirilmesi amaçlanır. Sınır tabakanın bozulması için jet çarpma plakasına hareket verilmesi (Senter Sollic, 2007) yanı sıra çarpma plakası üzerine yerleştirilen ayrı bir hareketli elemanın ısı transferi üzerine etkisi (Fu vd., 2007) araştırma çalışması olarak karşımıza çıkmaktadır.

### 1.4.1.2. İçbükey veya Dışbükey Yüzeyler Üzerine Yapılmış Deneysel Çalışmalar

Yapılan araştırmaların çoğunlukla düz yüzeyler üzerine yoğunlaştığı, fakat pek çok durumda eğimli yüzeylerle de karşılaşılabileceği düşünülerek içbükey ve dışbükey yüzeyler üzerine jet çarparak soğutmanın etkisi incelenmiştir. Bu çalışmalarda özet halinde Tablo 1.3’de verilmiş ve bazıları için ayrıntılı bilgi aşağıda sunulmuştur.

Genel olarak bu çalışmalarda,  $d/D_c$  yüzey eğriliği,  $d$ ; lüle çapı,  $H/d$ ; lüle yüzey uzaklığı, Reynolds sayısı ve türbülans şiddetinin akış yapısı üzerine etkisi ve vorteks oluşumu araştırılmıştır. Bunun için akış gözleme deneyleri de yapılmıştır.

Lee vd. (1997) farklı relatif eğrilikteki dışbükey yüzeylerin tam gelişmiş yuvarlak jet ile soğutulması üzerine yaptıkları çalışmada durma noktası Nu sayısının artan relatif eğrilik ile arttığı ve durma noktasındaki maksimum Nu sayısının bütün  $d/D$  ve Reynolds değerlerinde  $H/d \cong 6-8$ ’de meydana geldiğini ifade etmişlerdir. Eğimli yüzeylerde hem durma noktası hemde ortalama Nu sayısının  $Re$ ,  $H/d$  ve  $d/D$ ’ye bağlı olduğu ve daha büyük  $H/d$  değerleri için, Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağımlılığı, çevre hava ile daha etkili momentum değişiminin meydana gelmesi ile artan türbülans şiddetinden dolayı daha da güçlü olduğunu belirtmişlerdir. Yerel Nusselt sayısının, durma noktasındaki maksimum değerden monoton biçimde azaldığı ve ayrıca  $H/d=2$  ve  $Re=23000$  ve  $H/d \leq 4$  ve Reynolds sayısının 50000 değerleri için plaka üzerindeki Nu sayısında ikincil maksimum tepelerin  $r/d \cong 2.2$ ’de gözlemlendiği ifade edilmiştir.

Lee vd. (1999,a) dışbükey yüzeydeki Nusselt sayısı değerlerinin düz yüzey Nusselt sayısı değerlerinden yüksek olduğu ve bunun dışbükey duvarda oluşan birbirine aksi yönde dönen vortisitelerden kaynaklandığını ifade etmişlerdir. Ayrıca  $H/d \geq 6$  için bütün Reynolds sayılarında durma noktasındaki yerel Nusselt sayısı değerinin azaldığı, Fakat  $H/d=2$  için, bu yerel Nu dağılımının  $1.2 \leq r/d \leq 1.5$  bölgesinde artan değerler gösterdiği ve  $r/d=2.2$ ’de ise ikinci maksimum Nu noktasının meydana geldiğini bunun ise laminlerden türbülansa geçişten kaynaklandığı ifade etmişlerdir. Ayrıca ilgili çalışma şartlarında maksimum Nu değerinin  $Re=11000$  ve  $23000$  için  $H/d \cong 6$  da,  $Re=50000$  için ise  $H/d \cong 8$  de meydana geldiği ve bunun ise daha yüksek Reynolds sayısı ile daha uzun potansiyel çekirdeğin oluşmasından kaynaklandığı belirtilmiştir. Durma noktası Nusselt değerinin Reynolds ve  $H/d$ ’ye bağımlı olduğu, daha büyük  $H/d$  değerleri için, çevre hava ile momentum değişiminin daha da artacağından dolayı Reynolds sayısına bağımlılığın daha da artacağı ifade edilmiştir.

Lee vd. (1999,b)'nin içbükey yüzey için yaptıkları çalışmada ise hem durma noktasında hem de duvar jeti bölgesinde Nu sayısının artan yüzey eğriliği ile arttığını deneysel çalışmaları ile göstermiş, bunun sebebi olarak; yüzey eğriliğinin neden olduğu sınır tabaka incelmesini ve Taylor Görtler vortisitelerinin oluşumunu ileri sürmüşlerdir. Çalışılan tüm Re sayıları ve  $d/D$  değerleri için, maksimum Nu sayısının yalnızca  $H/d \cong 6-8$ 'de meydana geldiğini ve bu  $H/d$  mesafelerinde jet merkezi hat hızının küçük değerlerde değiştiği, türbülans şiddetinin ise maksimum değerine ulaştığını ifade etmişlerdir. Durma noktasındaki Nusselt sayısının; Reynolds sayısı,  $H/d$  ve  $d/D$ 'ye bağlı olduğu,  $2 \leq H/d < 6$  için, laminer sınır tabaka bölgesi için  $Nu_s \sim Re^{0.5}$  ile uyumlu olduğu ve daha büyük  $H/d \geq 6$  değerleri için ise Reynolds sayısı bağımlılığının ( $Nu_{st} \sim Re^{0.56}$ ) daha da arttığını ifade etmişlerdir. Bu sonucu jetin çevre hava ile momentum değişiminin artmasının sonucu olarak türbülans seviyesindeki artışla ilişkilendirmişlerdir. Yerel Nu sayısının durma noktasında maksimum değer alıp, artan yay uzunluğu boyunca azaldığı, fakat,  $H/d=2$  ve  $Re=23000$  için ve  $H/d \leq 4$  ve  $Re=50000$  için, yerel Nusselt sayısı dağılımının,  $1 \leq r/d \leq 1.5$  aralığında artan değerler gösterirken  $r/d \cong 2.0-2.2$ 'de ikinci maksimumluk gözlemlendiğini ifade etmiş ve bunun laminerden türbülansa geçişten kaynaklandığını belirtmişlerdir.

Yarı silindirik içbükey yüzey üzerine Choi vd. (2000) yapmış olduğu çalışma sonuçlarında,  $Re_{2w}=4740$  için meydana gelen potansiyel çekirdek uzunluğunun,  $Re_{2B}=1780$  ve  $Re_{2B}=2960$  için oluşan potansiyel çekirdek uzunluğundan kısa olduğu ve durma bölgesi kalınlığının ise yaklaşık olarak  $2W$  civarında olduğunu açıklamışlardır. İkincil tepelerin oluşumu ve yeri için, akış yönünde gelişen duvar jeti hız dalgalanmaları ve  $2-3 < H/W < 5-6$  için durma noktası ısı transferi artışı için ise serbest ve çarpan jet akışlarında ölçülen hız dalgalanmalarının artışı ile açıklanabileceğini ifade etmişlerdir.

Kayansan vd. (2001) içbükey bir kanalın soğutulması ile ilgili yaptıkları deneysel çalışmayı, sonlu hacim yöntemine dayalı nümerik çalışma ile desteklemeye çalışmışlardır. Yüksek Reynolds sayısında deneysel ve nümerik sonuçlar arasında farklılıklar olduğundan dolayı nümerik çalışma için sadece akış Reynolds sayısının 600 değerine kadarki değerlerini kullanmışlardır. Deneysel çalışmada sınırlandırılmış bir yarı jetin çarpma yüzeyinde ısı transferi ve basınç dağılımına etkisi araştırmış ve  $Re \geq 1000$  ve  $H/d=2.2$  de akış şartları için, çarpma yüzeyinde bir subatmosferik bölge meydana geldiği ve bu bölgenin artan Re sayısı ile daha da güçlendiğini ifade etmişlerdir. Durma noktasındaki ısı transferi ölçümlerinde Nusselt sayısının kanal yarıçap oranlarının değişimi ile

etkilenmediği ifade edilmiştir. Yapılmış diğer çalışmalarda ise artan kanal boşluğu ile durma noktası Nusselt sayısının azaldığı ifade edilmiştir.

Cornaro vd. (2001), yuvarlak jetlerin yüksek bağıl eğrilikli yüzeylerdeki ısı transferine etkisini araştırmak için yüzey sıcaklık ölçümleri için sıvı kristal metodunu kullanmışlardır. Çalışma sonuçlarında,  $Re=6000$ 'den  $Re=16000$ 'e çıkarıldığında potansiyel çekirdek uzunluğunun jet çapının 4'den 5.1 katına arttığı, ayrıca, maksimum ısı transferinin durma noktasından  $0.5d$  uzaklıkta meydana geldiği, ve bu maksimumluğun artan Reynolds sayısı ile arttığını ifade etmişlerdir. Eğrisel eksen boyunca  $s/d=1.2$  ye kadar monoton olarak azalan ısı transferinin  $s/d=1.3-2.2$  arasında maksimum bir değere kadar arttığı ve bu maksimumluğun Reynolds sayısı ve lüle-çarpma yüzeyi uzaklığına bağlı olduğunu açıklamışlardır. Eğrilik veya Reynolds sayısı artışının ısı transferini arttırdığı ve eğriliğin etkisinin yüksek Reynolds sayısı değerlerinde en yüksek değerini aldığını ifade etmişlerdir.

Chan vd. (2002), yarı silindirik dışbükey yüzey için ilgili çalışma parametrelerinde maksimum ısı transferinin durma noktasında gerçekleştiği, dışbükey yüzey üzerinde durma noktasından uzaklaştıkça  $s/W=3.1$ 'e kadar ısı transferinin azaldığı,  $3.3 \leq s/W \leq 4.2$  civarında laminerden türbülansa geçişin tamamlanmasına denk gelen noktada ısı transferinde ikincil maksimum nokta ile çakışma sergilediğini yinelemişlerdir.  $H/W$  artışı ile yüzey eğriliğinin etkisi görünür hale geldiğinden bahsetmişlerdir. Ayrıca, bu çalışmada  $H/W=2-6$  için laminer sınır tabaka akışı ile  $Nu_0 \sim Re_w^{0.5}$  ile iyi bir uyum içinde olduğu,  $H/W > 6$  uzaklıkları için ise jet Reynolds sayısı bağımlılığının daha da güçlü olduğu ( $Nu_s \sim Re_w^{0.54}$ ) bunun sebebinin ise, potansiyel çekirdek bölgesi uç kısımlarında hava sürüklenme etkisinin jet momentumu üzerinde daha da etkili olmasından kaynaklandığını ifade etmişlerdir. Düşük  $Re_w=5600$  sayılarında  $2 \leq H/W \leq 4$  için geçişin  $2.9 \leq s/W \leq 3.2$  civarında oluşmaya başladığı ve ikincil tepelere  $s/W \cong 4.2$ 'de ulaşıldığı, aynı  $H/W$  oranlarında yüksek  $Re_w = 13200$  sayısında geçişin  $2.5 \leq s/W \leq 2.7$  civarında oluştuğu,  $H/W \geq 8$  için, ikincil tepelerin durma bölgesi türbülans etkilerinden dolayı hemen hemen gözükmediği ifade edilmiştir. Yarı dairesel dışbükey yüzey üzerinde ortalama Nusselt sayısının artan  $Re_w$  ile arttığı, artan  $H/W$  veya  $s/W$  ile azaldığı, dışbükey yüzey üzerindeki bu çevresel azalma etkisinin düz yüzeydeki azalmaya göre çok daha hızlı biçimde meydana geldiği, ayrıca düşük  $H/W$  (potansiyel çekirdek bölgesinde), düşük çevresel uzaklıkta ( $s/W < 6$ ) ve düşük Reynolds sayılarında, düz yüzey için yazılmış ortalama Nusselt sayısı bağıntılarının bu çalışmadaki durum için %5 lik bir hata payı ile kullanılabileceği,  $s/W$

artarken eğrilik etkisinin belirginleştiği ve düz yüzey bağıntısındaki hata payının arttığını ifade etmişlerdir.

Haydar vd. (2007) içbükey ve dışbükey yüzey ile yaptıkları çalışmada potansiyel çekirdek bölgesi dışına rastlayan  $H/W=8$  için boyutsuz çevresel uzaklık ve Jet Reynolds sayılarının fonksiyonu olarak yerel, durma noktası ve ortalama Nusselt sayısı için bağıntılar sunmuş ve bu bağıntıların içbükey yüzeyde meydana gelen soğutmanın dışbükey yüzeye göre daha fazla olduğunu ve bunun artan Reynolds sayısı ile artış gösterdiğini ifade etmişlerdir.

Lee vd. (2007), belirli açılardaki içbükey yüzey üzerine türbülanslı yuvarlak jetin soğutma etkisini incelemiş ve Reynolds sayısı sabit tutulurken eğim açısı artışının, durma noktası Nusselt sayısı değerini azalttığı ve bütün eğim açılarında maksimum Nusselt sayısının  $H/W=6$  da meydana geldiğini ve maksimum Nusselt sayısı sapma miktarı değerinin artan yüzey açısı veya azalan lüle/yüzey uzaklığı ile arttığını belirlemişlerdir. Ayrıca, Reynolds sayısına,  $H/d$  ve boyutsuz yüzey açısına göre durma noktasındaki Nusselt sayısı üzerine bağıntılar sunmuş ve  $2 \leq H/d \leq 6$  için  $Nu_s \sim Re^{0.43}$  ile  $6 < H/d \leq 10$  için,  $Nu_s \sim Re^{0.45}$  orantılı olduğunu ifade etmişlerdir. Eğik çarpma jeti ile içbükey yüzeyde meydana gelen ikinci maksimum tepe yerinin, Reynolds sayısı azalırken veya eğim açısı artarken durma noktasından uzaklaştığı,  $H/d$  artarken, durma noktasına yakınlaştığını tespit etmişlerdir.

Bu çalışmalarda yüzey ısı transferi ölçümleri için her noktada ölçüm alınabilme özelliğinden dolayı çoğunlukla zaman bağımlı sıvı kristal metodu kullanılmıştır. Jet çıkışındaki hız profillerinin ve türbülans şiddeti değerlerinin ölçülebilmesi içinde genellikle sıcak tel anemometresi tercih edilmiştir. İçbükey ve dışbükey yüzeyler üzerine yapılmış çalışmaların bazılarında, lüleden jet çıkışı ile oluşmaya başlayan vorteks yapıların gözlenebilmesi için çeşitli akış gözleme deneylerine de yer verilmiştir (Cornaro,1999; Fleisher, 2001; Gilard ve Brizi, 2005). Bu çalışmalarda çoğunlukla kullanılan metot, duman ile akış izleme metodudur. Literatürde çarpan jet akışlarla soğutma üzerine yapılmış pek çok çalışma daha mevcuttur (Chan vd., 2001, 2002; Chang, 2007; Choi, 2000; Cornaro vd. 1999; Eren vd, 2007; Eren vd., 2007; Esirgemez vd., 2007; Fleisher vd., 2001, 2004; Gilard vd., 2005, Lee vd., 1997, 1999; Lee, 2003; Souris vd., 2004; Tawfek, 2002; Yang vd., 1999). Yapılan bu çalışmalar ile farklı geometrik ve akış şartları altında araştırılan konu halen güncelliğini korumaktadır.



Tablo 1.3. İçbükey veya dışbükey yüzeyler üzerine yapılmış deneysel çalışmalar

Araştırmacı(lar)	Çarpma Yüzeyi D <sub>c</sub> (mm)	Lüle Türü	Relatif eğrilik d/D <sub>c</sub>	Re <sub>w,d</sub> H/d	İlgilenilen Parametreler
Lee vd. (1997)	D <sub>c</sub> =φ304x3.5mm Dış bükey	d=28.7mm	0.034-0.089	Re=11000-50000 H/d=2-10	H/d-U <sub>c</sub> /U <sub>ce</sub> , H/d-√u <sup>2</sup> /U <sub>ce</sub> , H/d-C <sub>p</sub> H/d- Nu <sub>st</sub> , r/d-Nu
Cornaro vd. (1999)	D <sub>c</sub> <sub>iç</sub> =φ252x4.76mm Yarı silindirik	d=47.2-72.6-98.6mm L/d=8.38,8.95, 9.22	0.18-0.38	Re=6000-20000 H/d=1-4	r/d-U/U <sub>c</sub> , r/d-U <sub>p</sub> /U <sub>c</sub>
Lee vd. (1999 (a))	φ304x3.5mm Yarıküresel dış bükey Pleksiglas	d=28.7mm	0.0943	Re=11000-87000 H/d=2-10	Re-Nu <sub>st</sub> , r/d-Nu, r/d-Nu/Re <sup>0.45</sup> , r/d-Nu/Re <sup>0.67</sup>
Lee vd. (1999 (b))	φ304x3.5mm İç bükey yarıküresel Pleksiglas	d=13-21.5-34mm L/d=58.4658.14-57.94	0.034-0.089	Re=11000-50000 H/d=2-10	r/d-C <sub>p</sub> , H/d-Nu <sub>st</sub> -r/d-Nu
Yang vd. (1999)	φ150mm Yarıdairesele iç bükey	W=5mm olmak üzere Yarık, Round, 2 kontürlü	d=2W 0.0666	Re=5920-25500 H/d=1/2-20	y/w-U <sub>m</sub> /U <sub>j</sub> , y/w-√u <sup>2</sup> /U <sub>j</sub> , H/w- U <sub>m</sub> /U <sub>j</sub> , H/w-Nu
Choi vd. (2000)	φ150mm Yarıdairesele iç bükey Acrylic tüp	W=5mm Büzülme oranı=12.2 2 boyutlu yarık	d=2W 0.0666	Re <sub>2w</sub> =1780-7100 H/W=0.2-10	U/U <sub>j</sub> -y/W, √u <sup>2</sup> /U <sub>j</sub> -y/W, z/W-U/U <sub>j</sub> , z/W-√u <sup>2</sup> /U <sub>j</sub> , H/W-Nu <sub>st</sub> , s/W-Nu <sub>2w</sub>
Fleischer vd. (2001)	φ256mm Yarısilindirik dış bükey PVC boru	d=47.2, 72.6 ve 98.6mm L/d=10 Alüminyum tüp	0.18-0.38	Re=6000-15000 H/d=1-4	Akış izleme Vorteks bozulma yeri ve ayrılma açısı X <sub>b</sub> -θ <sub>s</sub>
Kayansayan (2001)	φ84x5mm İç bükey -Pleksiglas	W=12.7-580	d=2W=0.3	Re=200-11000 H/W=2.2-4.2	r-Nu, r-Pr, r/H-Nu
Cornaro vd. (2001)	φ250x5mm Yarı silindirik dış bükey PVC	d=47.2-72.6-98.6mm	0.18-0.38	Re=6000-16000 H/d=1-4	r/d-U/U <sub>c</sub> , (H-y)/d, s/d-Nu, x/d-Nu, s/d-Nu/Re <sup>0.5</sup> , x/d- Nu/Re <sup>0.5</sup>
Gilard ve Brizi (2005)	φ52x4mm ve φ94x4mm Altuglas şeffaf malzeme	W=10mm B=300 mm L=955 mm (iki boyut)	0.192-0.106	Re=1400-6400 H/W=3-5-7	y/b-V/V <sub>max</sub> , x/b-y/b, Ortalama Hız Alanları
Eren vd. (2006)	φ100x300x2mm Alüminyum plaka	W=30mm, B=300mm L/W=27	d=2W=0.6	Re=8617-15415 H/W=8	U <sup>*</sup> -y <sup>*</sup> , s <sup>*</sup> -Nu, s <sup>*</sup> -Nu/Re <sup>0.58</sup> , Re- Nu
Chan vd. (2002)	φ150mm Acrylic-Yarı dairesele dış bükey	W=6.25mm L=125mm Büzülme Oranı=20:1	d=2W 0.0833	Re=5600-13200 H/W=2-10	Y/W-U <sub>0</sub> /U <sub>j</sub> , Y/W-u <sup>2</sup> /U <sub>j</sub> <sup>2</sup> , Re <sub>w</sub> -Nu <sub>0</sub> , s/W-Nu, Y/W-Nu <sub>0</sub> , s/W-Nu <sub>ort</sub> , x/W-Nu <sub>ort</sub>
Eren vd. (2007)	φ100x300x2mm Alüminyum iç bükey ve dış bükey	W=30mm, B=300mm L/W=27	d=2W=0.6	Re=8617-15415 H/W=8	U <sup>*</sup> -y <sup>*</sup> , s <sup>*</sup> -Nu, s <sup>*</sup> -Nu/Re <sup>0.58</sup> , Re- Nu
Lee vd. (2007)	φ300x4.7mm Yarı küresel iç bükey yüzey	d=30mm Türbülanslı Round jet	0.1	Re=11000-50000 H/W=2-10	θ=0°-15°-30° ve 40° için yapılmış çalışmalarda H/d-Nu <sub>st</sub> , r/d-Nu

### 1.4.2. Teorik Çalışmalar

Jet akışı ile ilgili yapılan teorik çalışmalarda, akış ve sıcaklık alanını tahmin etmek için uygun türbülans modelinin belirlenmesi üzerine yoğunlaşmıştır. Bu çalışmaların çoğunda Reynolds sayısı, lüle konfigürasyonu, lüle çıkışındaki hız profili, türbülans şiddeti, lüle-çarpma yüzeyi uzaklığı gibi pek çok parametrenin yerel ısı transfer katsayısına etkileri araştırılmıştır. Genel olarak, çeşitli türbülans modelleri kullanılarak yapılmış tahminlerin karşılaştırılmasının da sunulduğu sayısal çalışmalarda, genel bir sonuca ulaşılamamıştır. Tablo 1.4'te farklı sınır şartları altında farklı modeller kullanılarak, jet akışla soğutma üzerine yapılmış nümerik çalışmalardan bazıları sunulmuştur. Bu çalışmalardan elde edilen sonuçlar aşağıda kısaca açıklanmıştır.

Souris N. ve Liakos H. (2004), 150 mm çapındaki konkav yüzey üzerine 1780, 2960 ve 4740 Reynolds sayılarında ve  $H/W=4, 6$  ve 10 lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında 5mm genişlikli yarık lüleden olan jet akışını standart  $k-\epsilon$  modeli ve Reynolds gerilmeli türbülans modelini kullanarak incelemişler ve türbülans modellerinin performansını değerlendirmişlerdir. Araştırmacılar, yüzey eğriliğinin, merkezci kuvvet oluşumu ile akışı kararsızlaştırdığı ve Taylo-Görtler türü vortekslerin ortaya çıkarak yüzey üzerindeki momentumu ve enerji transferini arttırdığı sonucuna varmışlardır. Her iki modelden elde edilen sonuçların, literatürde verilmiş deney sonuçları ile iyi bir uyum sağladığı ve her iki modelinde türbin bıçak dizaynı uygulamalarında kullanılabileceği sonucuna varmışlar. Ancak  $k-\epsilon$  türbülans modelinin, RSM modeline göre daha kısa zamanda sonuç vermesi ve modellemedeki kolaylığında belirtmişlerdir. Ayrıca her iki modelde de lüle-çarpma yüzeyi uzaklığı azaldıkça deneysel sonuçlardan farklılıkların arttığı, maksimum ısı transferinin maksimum Reynolds sayısında  $H/W=6$ 'da meydana geldiğini ifade etmişlerdir.

Sahoo ve Sharif (2004), sabit ısı akılı çarpma yüzeyi üzerine iki boyutlu sınırlandırılmış yarık jetler ile yapmış oldukları sayısal çalışmada, belirli geometrik değerler ve Richardson sayılarında (0-10), sabit ısı akılı yüzeydeki ortalama Nusselt sayısının, artan jet çıkış Reynolds sayıları ile arttığı, belirli Reynolds sayısı ve görünüş oranı değerleri için ise ortalama Nusselt sayısının, kaldırma kuvveti etkilerini gösteren Richardson sayısı ile önemli derecede değişmediğini ifade etmiş ve  $Re=30$  gibi düşük Reynolds sayılarında Richardson sayılarının önemli olduğunu belirtmişlerdir.

Lou. vd. (2005) sınırlandırılmış çarpan jetin ısı transferi incelemesini farklı lüle genişliği, lüle-yüzey uzaklığı ve çeşitli çarpma yüzeyi pürüzlülük etkilerini dikkate alarak

sayısal olarak incelemişler ve azalan lüle genişliği ve lüle-çarpma yüzeyi uzaklığı ile Nusselt sayısı ve ısı transferi katsayısının arttığını ifade etmişlerdir. Ayrıca, yüzey pürüzlülüğünün, laminer çarpma jeti ısı transferini pürüzlülüklerde kabarcıklı resirkülasyon bölgelerinin oluşumu nedeniyle olumsuz etkilediğini tespit ederek, çalışılan parametrelerde parabolik jet hızının, üniform çıkış hızı ile elde edilen yerel Nusselt sayısı dağılımından %6 kadar daha yüksek değerler gösterdiğini belirtmişlerdir.

Wang S.J. ve Mujumdar A.S. (2005), yapmış oldukları çalışmada, iki boyutlu türbülanslı yarık jet ile ısı transferini FLUENT 6.1.18 paket programını kullanarak beş düşük Reynolds sayılı k-ε modeli ile analiz etmiş ve sonuçları, deneysel datalar ile karşılaştırmalı olarak sunmuşlardır. Sonuçta, test edilen düşük Reynolds sayılı k-ε modellerinden hiçbirinin bütün akış alanında yerel Nusselt sayısı tahmini için yetenekli olmadığını, bütün modellerin düşük H/W'den daha çok, yüksek H/W oranlarında daha iyi sonuç verdiğini ifade etmişlerdir.

Sharif ve Mothe (2010), sabit ısı akısı sınır şartına sahip D/W=30-40-50-60 relatif yüzey eğrilikli içbükey çarpma yüzeyleri üzerine yarık lüle jet hüzmelerinin Re=3000, 6000, 9000, 12000 Reynolds sayısında ve H/W=3-6-9 ve 12 lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında çarpıtılması ile elde edilen yerel ve ortalama Nusselt sayısı değerlerini Fluent 6.3 paket programı ile sayısal olarak incelemişler ve kod doğrulama işlemi için elde ettikleri sonuçları daha önce literatürde yayınlanmış ve aynı geometrik ve akış parametreleri ile yapılmış deneysel çalışma sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Çalışmalarında, artan yüzey eğriliği ile jet-çarpma yüzeyi uzaklığının Nusselt sayısı üzerine etkisinin belirgin olduğunu, azalan eğrilik ile jet-çarpma yüzeyi uzaklığının Nusselt sayısı üzerine etkisinin azaldığını ifade etmişlerdir. Artan Reynolds sayısının ise durma bölgesi ve durma bölgesine yakın yüzeyde daha yüksek bir sıcaklık gradyanı meydana getirdiğini, bununda durma noktası civarındaki maksimum Nusselt sayısı değerini açıkladığını ifade etmişlerdir. Durma noktasından itibaren çevresel yönde yüzeydeki sıcaklık gradyanının dereceli olarak azalmasının çevresel yönde Nusselt sayısının monoton azalmasının nedenini gösterdiğini açıklamışlardır. Ayrıca çalışmalarında dizaynerler için önemli bir parametre olan ortalama Nusselt sayısını jet çıkış Reynolds sayısı (Re), çarpma yüzeyi relatif eğriliği (D/W) ve lüle-çarpma yüzeyi uzaklığının bir fonksiyonu olarak tanımlamışlar ve geçerlilik aralığı olarak  $3000 < Re < 12000$ ,  $3 < h/B < 12$  ve  $30 < D/B < 60$ , olarak belirtmişlerdir. Bu bağıntı ile elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerlerinin Fluent paket programında RNG k-ε türbülans modeli kullanarak elde edilmiş sonuçlar ile  $\pm$  %5 uyum içerisinde olduğunu belirtmişlerdir.

Tablo 1.4. Düz yüzeyler üzerine çarpan jetler ile ilgili yapılmış sayısal çalışmalar

Araştırmacılar	Çarpma Yüzeyi (mm)	Lüle Boyutları (mm)	$Re_{w,d}$ H/d	Kullanılan HAD	Çarpma Duvarı Sınır Şartı	İlgilenilen Parametreler
Chiriac (2002)	L/W=25	Yarık W=10mm	$Re_{2w}=250-750$ , $V_j=0.2-0.6m/s$ H=50, H/W=5	FAHTSO	$T=T_w=T_j+10K$	Hız Alanı, Sıcaklık kontürleri $x-C_p$ , $x-C_f$ , $x-Nu$ , $Re-Nu_{stag}$
Yüksel (2003)	L/D=10	Round D=26.5-101.6	$Re=70000$ H/D=2-6	FLUENT	-	$k/U_j^2 -z/D$ , $U_m/U_j-z/D$ $x-C_p$ , $x-C_f$
Li vd. (2005)	L/W=10 L/W=10	W=4mm	$Re=275-400$ H/W=2.5-4.7, H'/W=15	Fluent 6.1.22 PHOENICS	-	Akış Alanı, $x/W-y/W$ , $x/W-C_p$
İşman (2004)	$L/D_h=-10+10$ L=200mm	5.5x50mm D <sub>h</sub> =9.999mm	$H/D_h=4-10$ $Re=4000-12000$	ANSYS- FLOTTRAN	$q''=3950W/m^2$	Vektörel hız dağılımı, $x/D_h-Nu$ ,
Lou vd. (2005)	Plaka uzunluğu=10mm	W=0.6-2mm	$Re=26.8-1000$ H=0.5-10	FLUENT6.1	$q''=c$	$x/W_o-T$ , $x/W_o-Nu$ , $H/W-\Delta P$ $x/W-Nu$ , $Re-Nu_{ort}$
Doğruoz (2005)	304.8x355.6x12.7mm	W=6.35mm l=152.4mm	$Re=8900-48600$ H/W=0.5-12	FLUENT	$q''=c$	$x/W-Nu$ , $x/W-Y/W$ , $x/W-C_f$ $x/W-\bar{v}/V_j$ , $x/W-\overline{u'u'}/V_j^2$
Wang vd. (2005)	$x/W=0-25$	Yarık	$Re=5200-10400$ H/W=2.6-6	FLUENT 6.1.18	$T=74.6^\circ C$	$x/W-Nu_x$
Park vd. (2008)	X=100W	Yarık	$Re=9800-25100$ H/W=0.5-4	FLUENT	$T_{hedefplaka}=310K$	$x/W-y/W$ , $x/W-C_f$ , $y/H-u/U_{in}$ $x/W-Nu$ , $Re-Nu$ , $x/W-C_p$
Zu vd. (2009)	$L/d=10-150$ C/d=5-40	Yuvarlak	$Re=10000-30000$ H/d=1-6	FLUENT 6.1.18	$q''=1000 W/m^2$	$C/d-Nu_{stat}$ , $x/d-Nu_{stat}$ $H/d-Nu_{stat}$ , ...
Shaoo ve Sharif (2004)	L/W=10	W=0.5mm	$Re=100-500$ H/W=1-2.5	CFD2000	$q''=c$	Akım çizgileri, $H/W-Nu_{stag}$ $x-Nu$ , $x-C_f^*Re$ , $Re-Nu_{ort}$ , $H-\overline{Nu}$
Souris ve Liakos (2004)	$D_c=150mm$ Yarıküresel içbükey	W=5mm	$Re_{2B}=1780-4740$ H/W=4-10	F77 FORTRAN	$q''=c$	$Y/w-U/J$ , $H/W-Nu_{2w,stag}$ $s/W-Nu_{2w}$ , $y/W-\sqrt{u^2}/U_j$
Köseoğlu (2008)	L/D=100x100x5mm Bakır ve Paslanmaz Çelik Folyo	Dairesel ve Eliptik Jetler	$Re=10000$ H/d=2,6	PHOENICS	$q''=c$	$x/D-Nu$ , $y/D-Nu$ , $\overline{w}/W_{jet}$ - $z/D$ ...
Sharif ve Mothe (2010)	D/W=30-90 İçbükey plakalar	W=3mm	$Re_{2w}=3000-12000$ H/W=3,12	FLUENT 6.3	$q''=5000 W/m^2$	$s/W-Nu_0$ , $s/W-Nu_{ort}$ , $U/U_j-a/W$ , $U/U_j-r/W$

### 1.5. Tezin Amaç ve Kapsamı

Çarpan jetlerle soğutma işlemi, çarptırılan akışkanın hızı ve sıcaklığı, lüle ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafe, lüle şekli, jet çarpma açısı, Reynolds sayısı, sınırlandırılmış veya sınırlandırılmamış soğutma ortamı, çapraz akış varlığı, jet sıcaklığı ile çarpma plakası sıcaklığı farkı, jet çıkışındaki hız profili, jet dizileri ile soğutma durumunda lüleler arası mesafe, lüle dizi şekli gibi pek çok parametreye bağlıdır. Bu parametrelerin soğutma performansı üzerindeki etkisini araştıran yapılmış ve devam eden pek çok çalışma mevcuttur. Ayrıca, çarpan jetlerle soğutma işleminde ısı transferi performansı yanında daha önce bahsedildiği gibi üniform soğutmanın sağlanması da önem arz etmektedir. Aksi takdirde soğutulan yüzeylerde büyük sıcaklık gradyanları ile ortaya çıkacak termal gerilmeler ayrı bir problem olarak karşımıza çıkacak ve istenilen amaca tam olarak ulaşmamızda engel teşkil edecektir.

Bu çalışmada çarpan jetlerin ısı transferi etkileri ve akış dinamiği deneysel ve sayısal olarak incelenmiş ve çarpma yüzeyi eğrilik yarıçapı, Reynolds sayısı ve jet-çarpma plakası mesafesi gibi etkili parametrelerin jetin soğutma verimine ve üniform soğutmaya etkisi araştırılmıştır. Ayrıca, yapılan deneysel çalışmaları tamamlamak üzere ticari bir CFD yazılımı olan FLUENT paket programı kullanılarak sayısal çalışmalar yapılmıştır. Sonuç olarak, kullanılan farklı çarpma yüzeyi geometrilerinden en iyi soğutma performansının elde edildiği geometri ve işletme koşullarının belirlenmesi amaçlanmıştır.

Bu amaçla hazırlanan tez çalışması beş bölümden oluşmaktadır: Birinci bölüm, Genel Bilgiler kısmında, Giriş kısmı ile birlikte, çarpan jetlerinin hidrodinamik yapısı, çeşitleri ve karakteristikleri hakkında genel teorik bilgiler ile düz ve iç bükey yüzeyler için yapılmış deneysel ve sayısal çalışmaların verildiği literatür araştırması sunulmuştur.

İkinci bölümde, Yapılan Çalışmalar başlığı altında deneysel çalışmada kullanılan düzeneğin tasarım ve üretim aşamaları, hidrodinamik ve ısı transferi deneylerinde kullanılan ölçüm aparatlarının tanıtılması, deney aşamaları, sayısal çalışma için kullanılan paket program ve bu paket programda kullanılan temel denklemler, türbülans modelleri hakkında temel bilgiler verilmiştir.

Üçüncü bölümde, düz ve beş farklı eğrilik yarıçapındaki plakalar üzerine çarpan jetin hidrodinamik ve ısı transferi deney sonuçları ve FLUENT paket programı ile elde edilen sayısal sonuçlar sunulmuş ve irdelenmiştir.

Dördüncü bölümde, tüm çalışmadan elde edilen sonuçlar ve bundan sonra yapılacak çalışmalara ışık tutabilecek öneriler sunulmuştur. Beşinci ve son bölümde ise, yararlanılan kaynaklar verilmiştir.

Elde edilen sonuçların, ısıtma, soğutma veya kurutma alanındaki benzer sistem uygulamalarında araştırma-geliştirme, tasarım ve işletimi için yardımcı bilgi sağlayacağı ve daha özede yeni alternatif tasarımların geliştirilmesine ışık tutacağı düşünülmektedir

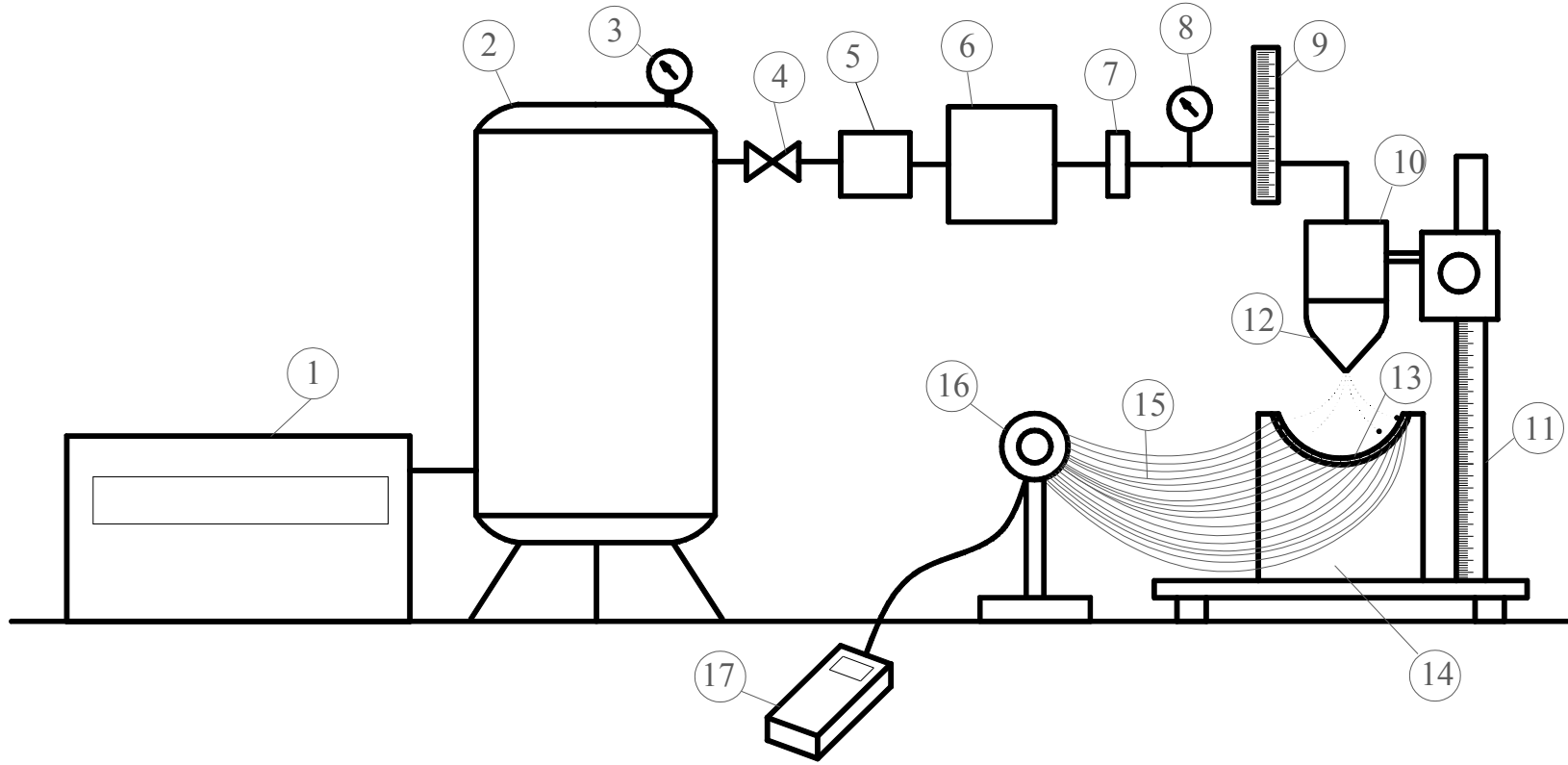
## 2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

Literatürde içbükey veya dışbükey yüzeyler üzerine yapılmış deneysel ve sayısal çalışmalarda daha çok yarı silindirik yapılı çarpma yüzeyleri üzerine yoğunlaşıldığı, küçük eğrilikli çarpma yüzeyleri için ise sadece tek eğrilik yarıçapındaki çarpma plakaları üzerinde durulduğu görülmüştür (Choi ve ark., 2000; Gilard ve Brizzi; 2005; Eren ve ark., 2007; Yang ve ark. 2010). Bu çalışmalarda, dışbükey yüzeylerdeki eğriliğin durma noktasındaki ivmelenmeyi arttırmasından dolayı, durma noktası Nusselt sayısının düz yüzeylerdeki değerlerine göre arttığı, yarı silindirik veya küresel içbükey yüzeylerde ise yüzey eğriliğinin sınır tabakanın incelmeye neden olması ve oluşan vortisitelerin yüzeydeki toplam ısı transferini arttırdığı ifade edilmiştir. Yapılan çalışmalarda ısı transferi performansının arttırılması yanında, çarpma yüzeyinde üniform ısı transferi elde edilmesinin önemli bir araştırma konusu olduğu vurgulanmıştır. Bu çalışmada da hem çarpma yüzeyindeki ısı transferinin arttırılması hem de üniform bir soğutma yapılabilmesi amacıyla, aynı izdüşümü ve farklı eğrilik yarıçapına sahip içbükey çarpma yüzeylerin soğutulması hem hidrodinamik hem de ısısal açıdan deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir.

Hidrodinamik çalışmalarda  $1 \leq H/W \leq 14$  aralığında 8 farklı lüle-çarpma yüzeyi mesafesi ve  $3000 < Re < 12600$  aralığında 6 farklı Reynolds sayısı değeri için düz ve içbükey çarpma yüzeyleri üzerindeki basınç dağılımı incelemesi yapılmıştır. Isı transferi çalışmalarında ise, sabit ısı akısı termal sınır koşuluna maruz farklı eğrilik yarıçapında içbükey plakaların yarı lüle hava huzmesi ile soğutulması araştırılmıştır. Konu kapsamında yapılan çalışmalar Deneysel Çalışmalar ve Sayısal Çalışmalar başlıkları altında iki kısımda sunulmuştur.

### 2.1. Deneysel Çalışmalar

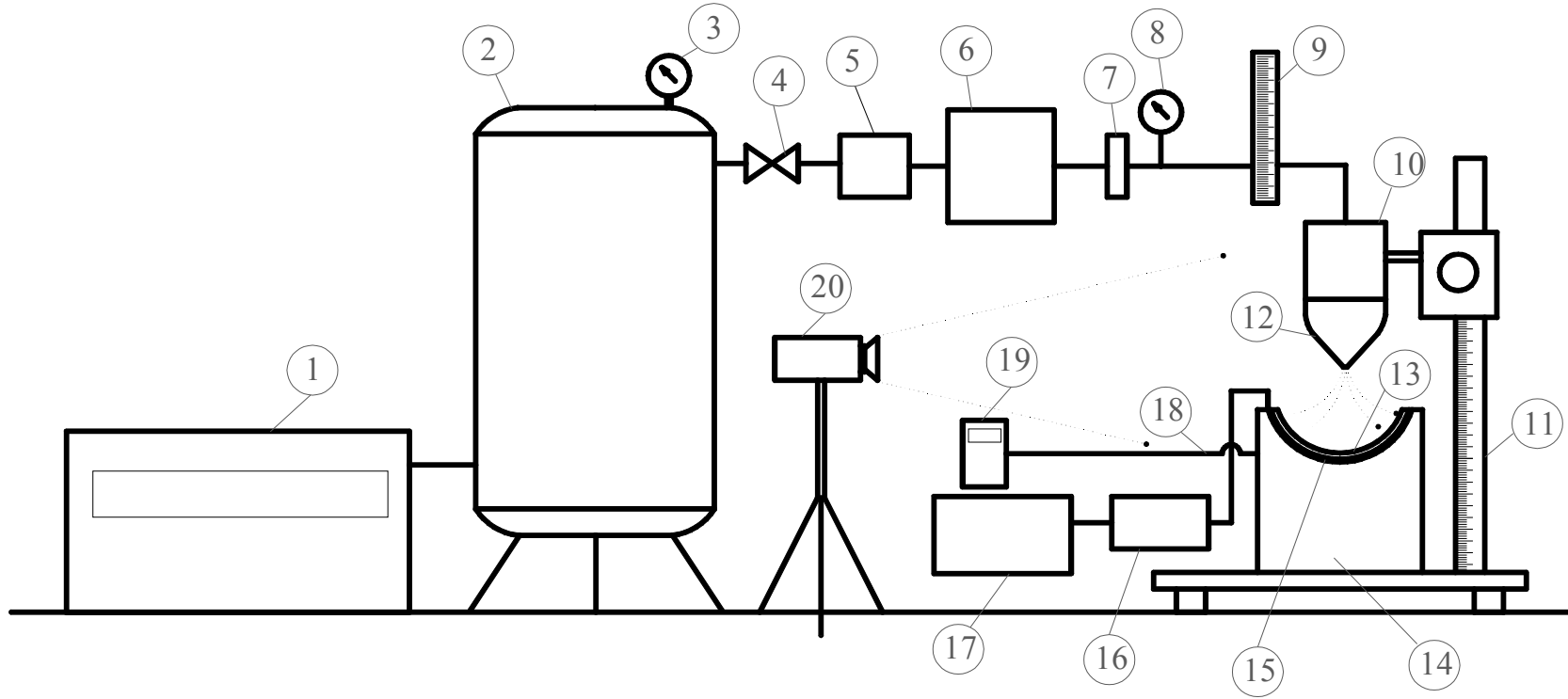
Bu bölümde, farklı eğrilik yarıçaplarına sahip, içbükey yüzeylere çarpan jet akışı hidrodinamik ve termal açıdan deneysel olarak incelenmiştir. Hidrodinamik ve ısı transferi deneyleri için kullanılan düzeneklerin şematik resimleri sırasıyla Şekil 2.1 ve Şekil 2.2'de verilmektedir. Deney düzeneği sırasıyla besleme bölgesi, üfleme bölgesi ve test bölgesi olmak üzere üç ana bölümde oluşmaktadır.



- |             |                 |             |                         |                          |                           |
|-------------|-----------------|-------------|-------------------------|--------------------------|---------------------------|
| 1.Kompresör | 4.Vana          | 7.Regülötör | 10.Dinlenme Odası       | 13.Çarpma Yüzeyi         | 16.Basınç Tarayıcı Eleman |
| 2.Tank      | 5.Hava Filtresi | 8.Manometre | 11.Düşey Hareket Kızağı | 14.Çarpma Yüzeyi Desteği | 17.Manometre              |
| 3.Manometre | 6.Kurutucu      | 9.Rotametre | 12.Yarık Lüle           | 15.Basınç Hortumları     |                           |

Şekil 2.1. Hidrodinamik deneylerde kullanılan test düzeneği şematik resmi





- |                 |                   |                                 |                          |
|-----------------|-------------------|---------------------------------|--------------------------|
| 1.Kompresör     | 6.Kurutucu        | 11.Düşey Hareket Kızağı         | 16.Çarpma Yüzeyi Desteği |
| 2.Tank          | 7.Regülatör       | 12.Yarık Lüle                   | 17.Güç Kaynağı           |
| 3.Manometre     | 8.Manometre       | 13.Çarpma Yüzeyi Desteği        | 18.Termokupullar         |
| 4.Valf          | 9.Rotametre       | 14.Çarpma Yüzeyi Yalıtım Havuzu | 19.Multimetre            |
| 5.Hava Filtresi | 10.Dinlenme Odası | 15.Isıtıcı Folyo                | 20.Termal Kamera         |

Şekil 2.2. Isı transferi deneylerinde kullanılan deney düzeneği şematik resmi

Besleme Bölgesi: Jet akışı için gerekli akışkan debisinin sağlandığı ve şartlandırıldığı bölümdür. Bölge sırasıyla, vidalı kompresör, hava tankı, filtre, kurutucu, basınç regülatörü ve rotametre bileşenlerinden oluşmaktadır.

Jet akışı için gerekli hava debisi 10 bar çalışma basıncı kapasitesine sahip vidalı bir kompresörle sağlanmaktadır. Akış süreksizliklerinin ortadan kaldırılması amacıyla kompresör 300lt hacimli bir hava tankıyla irtibatlandırılmıştır.

Kompresör tarafından sağlanan havanın, ölüm cihazlarına ve test bölgesine sarar verebilecek su, yağ ve toz gibi partiküllerinin tutulabilmesi için tank çıkış hattında  $d=1\mu\text{m}$  delik çapına sahip bir filtre kullanılmaktadır. Filtreyi terk eden akışkan sırasıyla bünyesinde barındırdığı nemin azaltılması için bir kurutucudan ve debisinin kontrolü için bir rotametreden geçirilerek üfleme bölgesine ulaşmaktadır. Yüksek akışkan debilerinde, karşılaşılan geri basıncın yüksek olması nedeniyle rotametre akıl hattından çıkarılmaktadır. Akışkan debisinin jet çıkışında ayrıca bir pitot tüpü vasıtasıyla belirlendiği bilinmektedir. Düşük debilerde rotametre ve pitot tüpü kullanımıyla dolaylı yoldan belirlenen hacimsel debi aynı değere yakınsamaktadır.

Üfleme Bölgesi: Literatürde yapılmış çalışmalarda gerek sayısal olarak kolay modellenebilmeleri gerekse üretim kolaylığından dolayı çoğunlukla dairesel ve yarık lüle üfleme ağızlarının kullanıldığı dikkati çekmektedir (Yang ve ark, 1999; Choi ve ark., 2000; Cornaro ve ark., 2001; Kayansayan ve Küçüka, 2001; Chan ve ark., 2002; Narayanan ve ark., 2004; Gilard ve Brizzi, 2005; Lee ve ark., 2007; ). Dairesel jetlerin, yarık lüle jetlere göre durma bölgesinde daha yüksek ısı transferi sağlamasına karşın üniform soğutma istenildiği durumda yarık lüle jetlere kıyasla yetersiz kaldığı literatürde ifade edilmektedir (Beitelmal, 2000; Doğruöz, 2005). Bu çalışmada yüzeyde üniform soğutma sağlayacak özel tasarımlı yarık lüle geometrisi kullanılmıştır. Yarık lüle tasarımında üniform hız çıkışı sağlamak amacı ile iki boyutlu büzülmeli rüzgar tüneli çalışmalarından yararlanılmıştır (Sargison ve ark., 2004). Çalışmada kullanılan yarık lüle iç profili aşağıdaki polinoma göre dizayn edilmiştir.

$$y = ax^6 + bx^5 + cx^4 + dx^3 + ex^2 + fx + g \quad (1)$$

Polinomda yer alan katsayıların (a, b, c, d, e, f, g) belirlenebilmesi için aşağıdaki sınır koşulları kullanılmıştır (Sargison ve ark., 2004).

$$\begin{aligned}
y(x=0) &= h & y'(x=0) &= 0 & y''(x=0) &= \alpha \\
y''(x=i) &= 0 & y(x=l) &= 0 & y'(x=l) &= 0 & y''(x=l) &= 0
\end{aligned} \quad (2)$$

Burada;  $h$ ; giriş yarı yüksekliği-çıkış yarı yüksekliğini,  $\alpha$ ; giriş eğriliğini,  $i$ ; sapma noktası aksenal yerini ve  $l$ ; büzülme uzunluğunu ifade etmektedir. Denklem (2)'de verilen sınır koşulları kullanılarak  $g = h$ ;  $f = 0$ ;  $e = \alpha/2$  değerleri elde edilir. Diğer sabitler ise,

$$Aw = B \quad (3)$$

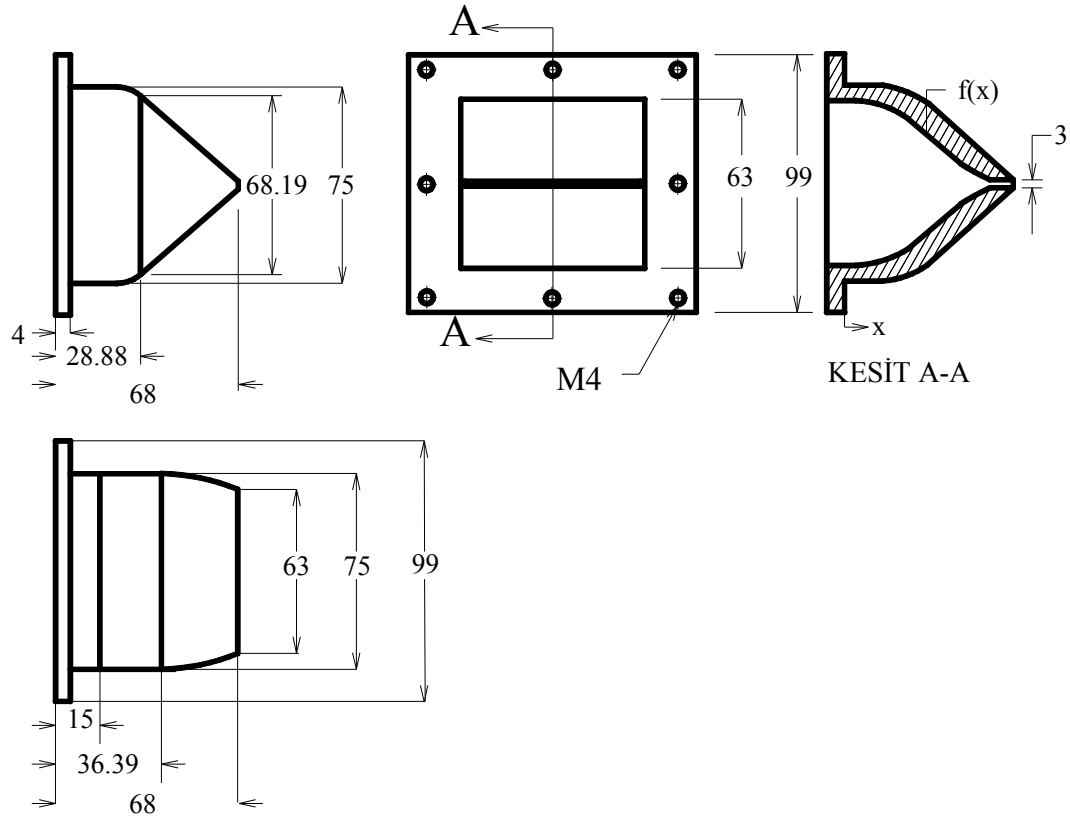
eşitliği ile belirlenir.  $A$ ,  $\omega$  ve  $B$  matrislerinin açık formu aşağıda verilemektedir.

$$A = \begin{bmatrix} 30i^4 & 20i^3 & 12i^2 & 6i \\ l^6 & l^5 & l^4 & l^3 \\ 6l^5 & 5l^4 & 4l^3 & 3l^2 \\ 30l^4 & 20l^3 & 12l^2 & 6l \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ -h \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad w = \begin{bmatrix} a \\ b \\ c \\ d \end{bmatrix} \quad (4)$$

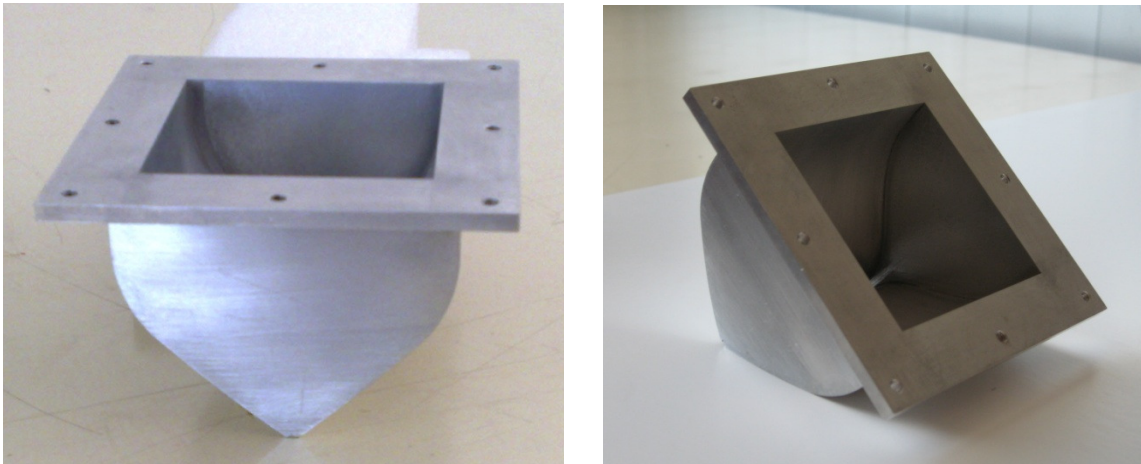
Yarık lüle giriş kesiti için 63 mm x 63 mm ve çıkış kesiti için 3 mm x 63 mm olmak üzere;  $l = 63 \text{ mm}$  ve  $i = 37.8 \text{ mm}$ ,  $h = 30 \text{ mm}$  boyutları kullanılarak yarık lüle profili aşağıdaki formda elde edilmiştir.

$$\begin{aligned}
f(x) &= -4.79819570594341 \cdot 10^{-9} x^6 + 7.2548719065869 \cdot 10^{-7} x^5 \\
&\quad - 2.85660581227412 \cdot 10^{-5} x^4 - 5.28902884537053 \cdot 10^{-13} x^3 + 30
\end{aligned} \quad (5)$$

Tasarım aşamasında, yarık lüle boyutlarının belirlenmesinde iki boyutlu akış şartını sağlamak üzere, Gilard ve Brizi (2005)'nin ve Senter (2007)'in çalışmalarında önerdikleri yarık lüle ağızı yüksekliğinin yarık genişliğine oranı olarak ifade edilen görünüş oranının 20'den büyük olma şartı dikkate alınmıştır. Çalışmamızda görünüş oranı 21 olarak dikkate alınmıştır. Tasarlanan yarık lüle, CNC işleme merkezinde işletilmiş ve telerozyon yöntemi kullanılarak iç kenar radyusları keskinleştirilmiştir. Yarık lüle imalatında malzeme olarak Alüminyum kullanılmıştır. Eşitlik (5)'e göre imal ettirilen yarık lülenin tasarım resmi Şekil 2.3'de fotoğrafı ise Şekil 2.4'te verilmiştir.



Şekil 2.3. Deneylerde kullanılan yarık lüle boyutları

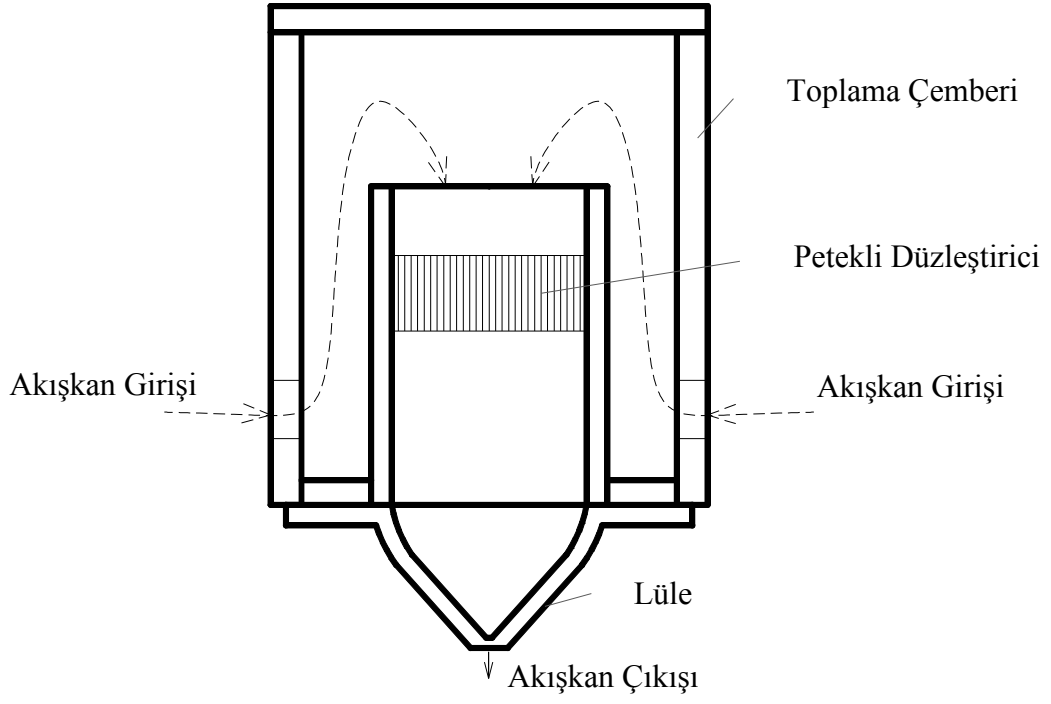


Şekil 2.4. Yarık lüle

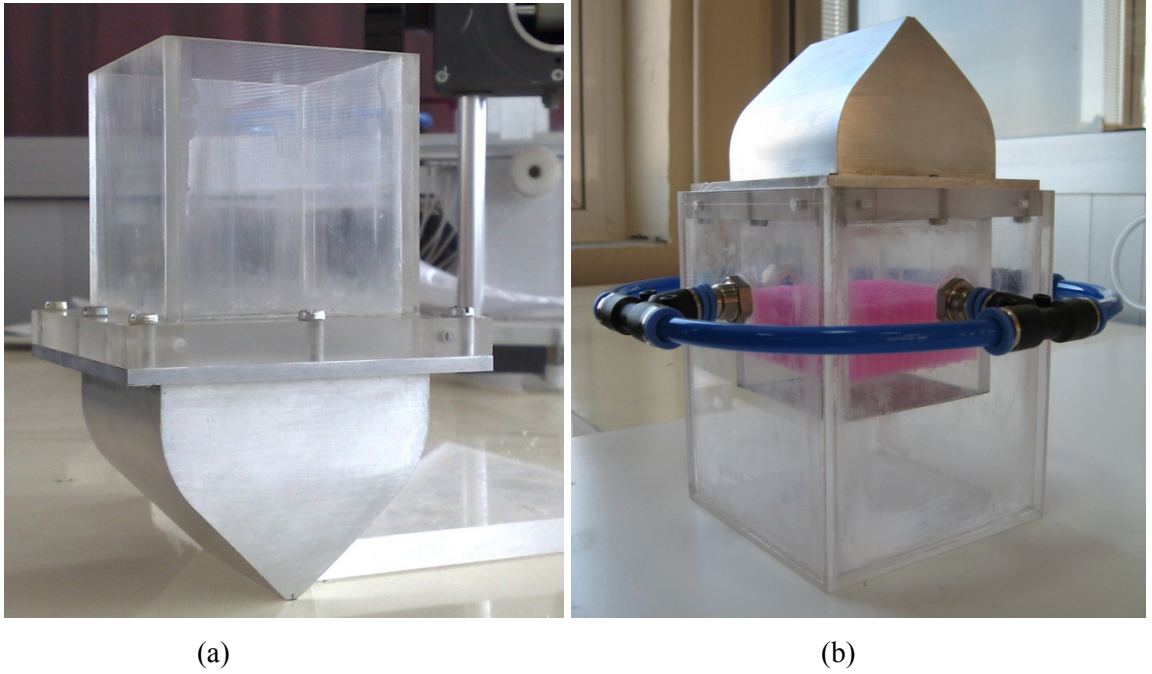
Tasarlanan yarık lüle iç profilinin üniform çıkış hızı sağlayıp-sağlamadığının kontrolü lüle ağzında hız taraması yapılarak ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği paket programı FLUENT kullanılarak test edilmiştir. Kullanılan ağ yapısı ve çözüm prosedürü hakkında ayrıntılı bilgi EK-1’de verilmiştir.

Dinlenme Odası: Basınçlı havanın yarık lüleye düzenli biçimde girmesi ve düşük türbülans şiddeti ile üniform biçimde çıkmasını sağlamak için, yarık lüle öncesine bir dinlenme odası tasarlanmış ve imal ettirilmiştir. Tasarım aşamasında Mladin’in [1995] çalışması referans alınmıştır.

Dinlenme odası, petekli düzleştirici ve toplama çemberi olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Petekli düzleştirici çerçevesinin iç boyutları, yarık lüle giriş kesitine uygun olarak tasarlanmış ve 63 mm x 63 mm x 70 mm olarak 4 mm kalınlıklı pleksiglas malzemeden üretilmiş ve yarık lüle ile bağlantısının yapılabilmesi için 18 mm x 81 mm boyutlarında 10 mm kalınlıklı pleksiglas çerçeve üzerine yapıştırılmıştır. Plastik çerçeve ile yarık lüle bağlantısı vidalar ile gerçekleştirilmiştir. Petekli düzleştirici içerisinde akışı düzenleyecek peteklerin oluşturulması için Ø4.2 mm iç çapında pipetler kullanılmıştır. Pipetlerin uzunluklarının belirlenmesinde Mehta ve Bradshaw (1979)’ın rüzgar tünelleri ile ilgili önerdikleri; petekli düzleştiricilerde türbülansı azaltmada maksimum verim için hücre uzunluğunun çapa oranının 6-8 civarında olması gerekliliği dikkate alınmıştır. 27 mm eş uzunlukta kesilen pipetler düzenli biçimde petekli düzleştirici çerçevesi içerisine sıkıştırılarak yerleştirilmiştir. Petekli düzleştiricinin üniform akış sağlama yanında, türbülans şiddetini azaltıcı görevine sahip elekleri ise, Mehta (1985)’nin çalışmasına uygun olarak metal malzemeden yapılmıştır. Santimerekare başına 60 ve 120 gözenekli eleklerden kaba olanı petekli düzleştirici girişine, ince olanı ise petekli düzleştirici çıkışına (lüle girişine) yerleştirilmiştir. Petekli düzleştiriciyi çevrelemek ve basınçlı havanın bu düzleştirici girişinde toplanmasını sağlamak üzere tasarlanmış toplama çemberi 4 mm kalınlıklı pleksiglas malzemeden 107 mm x 107 mm x 130 mm boyutlarında üretilmiş ve vida bağlantı elemanları ile petekli düzleştirici altındaki plastik çerçeve üzerine sabitlenmiştir. Basınç regülatöründen çıkan havanın toplama çemberine girişini sağlamak için poliüretan plastik hortum kullanılmıştır. Toplama çemberinin dört bir kenarının orta noktasında yer alan 8 mm çapındaki hava girişi delikleri ile boru bağlantı elemanları irtibatlandırılarak dinlenme odası içerisine düzenli hava girişi sağlanmıştır. Toplama çemberi ve petekli düzleştirici ile ilgili şematik resimler resimler Şekil 2.5, Şekil 2.6 (a) ve (b)’de verilmektedir.



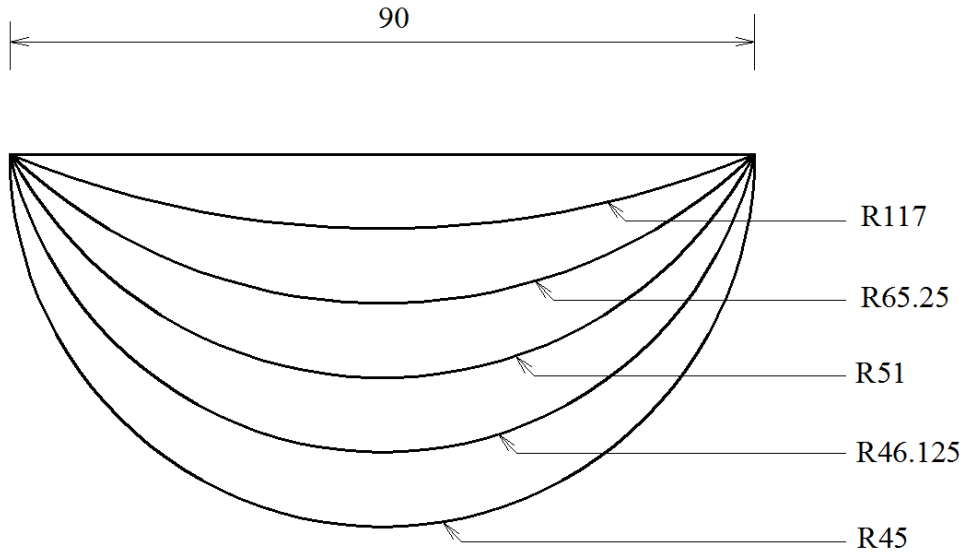
Şekil 2.5. Dinlenme odası (toplama çemberi ve petekli düzleştirici) ve yarık lüle



Şekil 2.6. Üfleme bölgesi (a) Yarık lüle ve petekli düzleştirici, (b) Yarık lüle ve dinlenme odası

Üfleme bölgesi farklı lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında (H/W) konumlandırılabilmesi için üzerinde 0.5 mm hassasiyetli düşey milimetrik bölüntüsü bulunan kızaklı hareket mekanizması üzerine sabitlenmiştir.

Test Bölgesi: Yapılan hidrodinamik ve ısı inceleme için iki farklı çarpma plakası takımı kullanılmıştır. Her bir takımda eğrilik yarıçapı değerleri birbirinden farklı beş adet içbükey ve bir adet düz çarpma yüzeyi yer almaktadır. Alüminyum malzemeden imal ettirilen bu çarpma yüzeyleri ile ilgili genel profiller ve parametrik değerler sırasıyla Şekil 2.7 ve Tablo 2.1’de verilmiştir. Her bir plaka için boyutsuz eğrilik değerleri plakaların yarıçap değerlerinin (R) izdüşüm genişliklerine (L) oranı olarak tanımlanmıştır. Eğrilik yarıçap değeri olarak tanımlanan bu değer ne kadar büyük ise plaka eğriliği o kadar küçük yani düz plaka o kadar yakındır. Bu oran bu çalışmada 0.5-1.3 arasında değişim göstermektedir. Tablo 2.1’de ayrıca, yarı lüle için 2W yaklaşık hidrolik çap değeri dikkate alınmak üzere  $d_h / D_c$  değerleri verilmiştir. Her bir plakanın görünüş derinlik değerleri arasındaki mesafe 9 mm’dir.



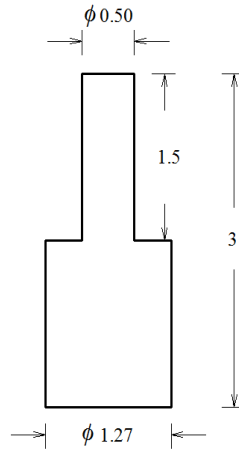
Şekil 2.7. İçbükey çarpma yüzeyi yarıçap değerleri

Tablo 2.1. Çarpma yüzeylerine ait geometrik parametreler

Plaka Tipi	Yarıçap (mm) R	R/L	Boyutsuz eğrilik a/R	$d_h/D_c$
Plaka 1	45	0.5	1	0.1333
Plaka 2	46.125	0.5125	0.781	0.13
Plaka 3	51	0.5666	0.529	0.117
Plaka 4	65.25	0.725	0.276	0.09195
Plaka 5	117	1.3	0.0769	0.0513
Plaka 6	$\infty$	$\infty$	$\infty$	$\infty$

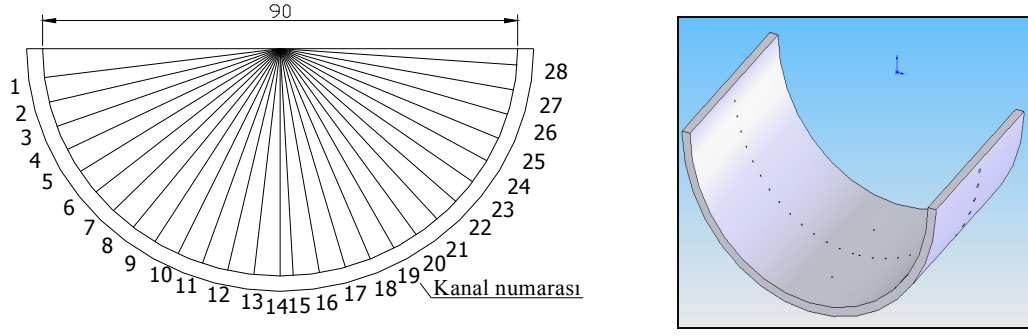
### 2.1.1. Basınç Dağılımının Belirlenmesi

Basınç ölçümleri her bir çarpma yüzeyine açılan basınç prizleriyle gerçekleştirilmiştir. Çarpma yüzeyinde akışın etkilememesi için 2 kademeli olarak açılan basınç prizi deliklerinin boyutları ve birbirleri arasındaki mesafelerin belirlenmesinde Gilard ve Brizi (2005)'nin ve Genceli (2005)'nin çalışmaları esas alınmıştır. Çarpma yüzeyleri üzerine durma noktasından başlamak üzere radyal doğrultuda bir yandan 5 mm, diğer yandan 2.5 mm uzaklıkta açılan ilk basınç prizi deliklerini takiben 5 mm yay mesafeli olarak diğer basınç prizleri açılmıştır. Şekil 2.8'de çarpma yüzeylerine açılan basınç prizi deliklerinin boyutları görülmektedir.  $R/L=-0.5$  çarpma yüzeyi için basınç prizi delik mesafeleri Şekil 2.9'da, ayrıntılı koordinat bilgileri ise Tablo 2.2'de verilmiştir. Şekil 2.10'da ise üzerine basınç prizi delikleri açılmış  $R/L=0.5$  çarpma yüzeyi görülmektedir.



Şekil 2.8. Basınç prizi deliği ve boyutları





Şekil 2.9.  $R/L=0.5$  çarpma yüzeyi üzerine basınç prizi deliklerinin radyal doğrultuda yerleşimi

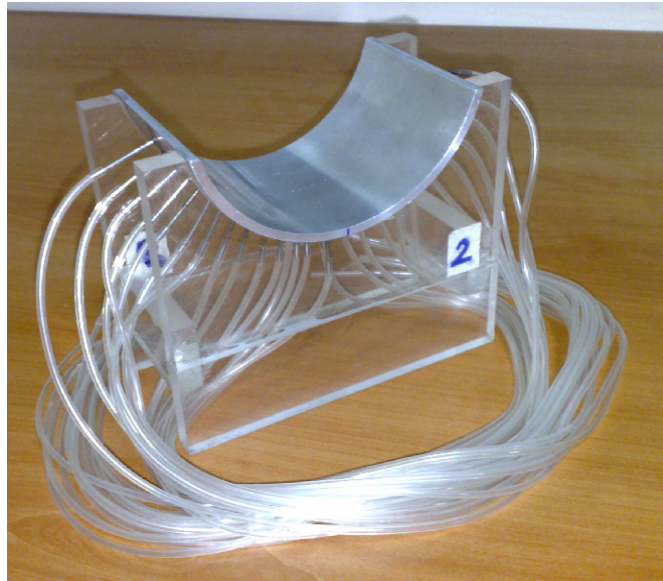
Tablo 2.2.  $R/L=0.5$  çarpma yüzeyi üzerine basınç prizi deliklerinin radyal doğrultuda yerleşimi

Kanal No	Açı (Derece) $\theta$ (0 dereceden)	14. kanaldan olan açı(Derece)	İki kanal arası uzaklık (mm)	14. kanaldan olan uzaklık(mm)
1	7.239429585	82.76057041	0.6858347	65
2	13.60562731	76.394.37269	5	60
3	19.97182503	70.02817496	5	55
4	26.33802276	63.66197724	5	50
5	32.70422048	57.29577952	5	45
6	39.07041821	50.92958179	5	40
7	45.43661593	44.563384407	5	35
8	51.80281366	38.19718634	5	30
9	58.16901138	31.83098862	5	25
10	64.5352091	25.4647909	5	20
11	70.90140683	19.09859317	5	15
12	77.26760455	12.73239545	5	10
13	83.63380228	6.366197724	5	5
14	90	0	5	0
15	93.183098862	3.1830988862	2.5	2.5
16	99.54929658	9.549296586	5	7.5
17	105.9154943	15.915494431	5	12.5
18	112.2816920	22.28169203	5	17.5
19	118.6478897	28.64788976	5	22.5
20	125.0140874	35.01408748	5	27.5
21	131.3810051	41.38028521	5	32.5
22	137.7472029	47.74648293	5	37.5
23	144.1134006	54.11268065	5	42.5
24	150.4795983	60.47887838	5	47.5
25	156.8457960	66.8450761	5	52.5
26	163.2119938	73.21127383	5	57.5
27	169.5781915	79.57747155	5	62.5
28	175.9443892	85.94366927	5	67.5



Şekil 2.10.  $R/L=0.5$  plakası için basınç prizi delikleri

Basınç prizi deliklerinin açılmasından sonra 1 mm iç çapında, 1.27 mm dış çapında ve 20 mm uzunluğundaki metal tüpler deliklere yerleştirilerek basınç prizleri oluşturulmuştur. Her bir basınç prizi 1.2 mm dış çapında 400 mm boyunda esnek hortumlarla basınç tarayıcı ile irtibatlandırılarak tek bir manometre kullanımıyla bütün kanalda basınç ölçümü gerçekleştirilmiştir. Her bir plakanın konumlandırılmasında 4mm kalınlığa sahip özel olarak tasarlanan pleksiglass ayaklar kullanılmıştır.  $R/L=0.5125$  çarpma yüzeyi için kullanılan konum ünitesi, basınç prizleri ve basınç hortumlarına ait fotoğraf Şekil 2.11’de verilmektedir.



Şekil 2.11.  $R/L=0.5125$  çarpma yüzeyi, konumlandırıcı ayaklar, basınç prizleri ve basınç hortumları

### 2.1.1.1. Basınç Dağılımı İncelemesinde Kullanılan Ölçüm Cihazları

Dijital Manometre: Hidrodinamik deneylerde basınç ölçümü için MA2-0501 model, 0-50°C ortam sıcaklığında 0.001 inchSS hassasiyetinde çalışan,  $\pm 5.0$  inchSS çalışma aralığına sahip dijital manometre kullanılmıştır. İki giriş portundan yüksek basınç giriş portu basınç tarayıcı valfle ve diğer portu atmosferle ilişkilendirilmiştir.

Pitot tüpü: Hidrodinamik ve ısı transferi deneylerinde yarık lüle çıkışındaki hızın belirlenebilmesi için 2.88 mm dış çapında pitot tüpü kullanılmıştır. Pitot tüpü ile ilişkilendirilmiş manometre yardımıyla dinamik basınç değeri ölçülmüştür.

Multimetre: Hidrodinamik ve ısı transferi deneylerinde yarık lüleden çıkan hava hızı sıcaklığının belirlenebilmesi için üzerine T-tipi termoeleman bağlanmış dijital 877 TRUE RMS model multimetre kullanılmıştır. Yine deneylerde ortam sıcaklığının ölçülebilmesi için Testo-435-1 model çok amaçlı ölçüm cihazı kullanılmıştır

Şekil 2.12 (a), Şekil 2.12 (b) ve Şekil 2.12 (c)'de hidrodinamik deneylerde kullanılan ölçüm aparatları manometre, jet sıcaklığının belirlenmesinde kullanılan termokupullu multimetre ve ortam sıcaklığının ve basıncının ölçülmesinde kullanılan multimetre görülmektedir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 2.12. Basınç dağılımı incelemesinde kullanılan cihazlar (a) Manometre, (b) Termoeleman bağlantılı multimetre, (c) Ortam sıcaklığı ölçümü için multimetre

### 2.1.1.2. Basınç Dağılımı İncelemesinde Deneylerin Yapılışı

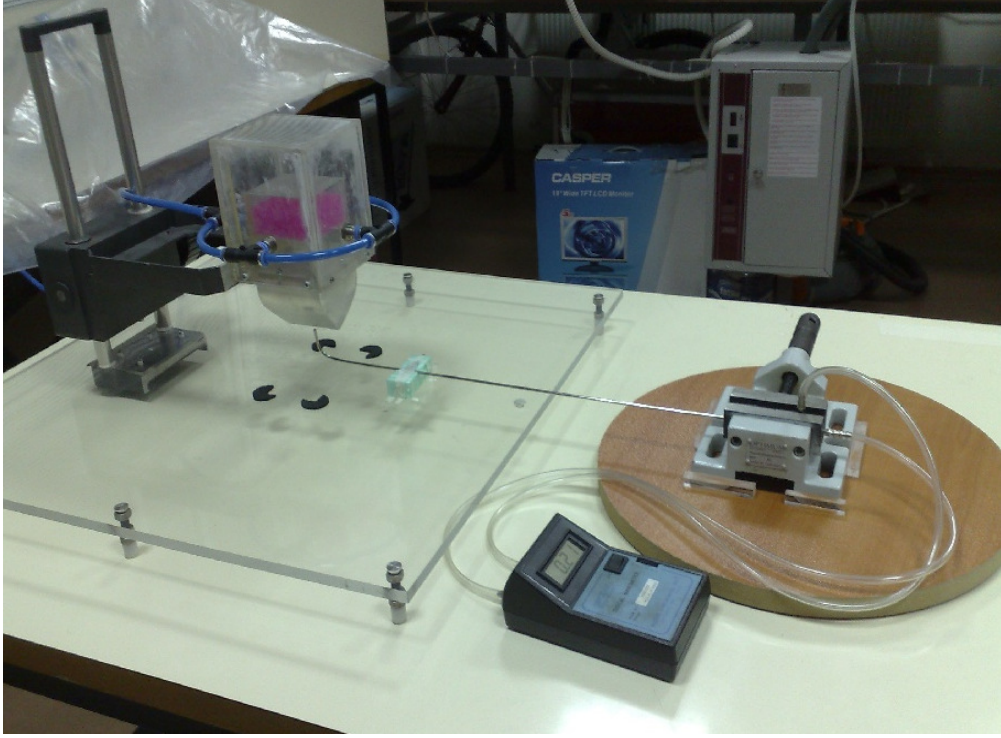
Yüzey basınç dağılımı incelemeleri için aşağıdaki işlem basamakları sırasıyla uygulanmıştır.

Yarık lüle çıkışındaki hava hüzmesi hızı, bilinen dinamik basınç değeri ile dolaylı olarak ayarlanır. Bunun için pitot tüpü yarık lüle ağzından jet potansiyel çekirdek içerisinde kalmak üzere  $H/W=1$ 'de sabitlenmiş ve irtibatlı dijital manometre ile çalışmak istenen hıza karşılık gelen dinamik basınç değerinin sabit okunabildiği durum ayarlanmıştır.

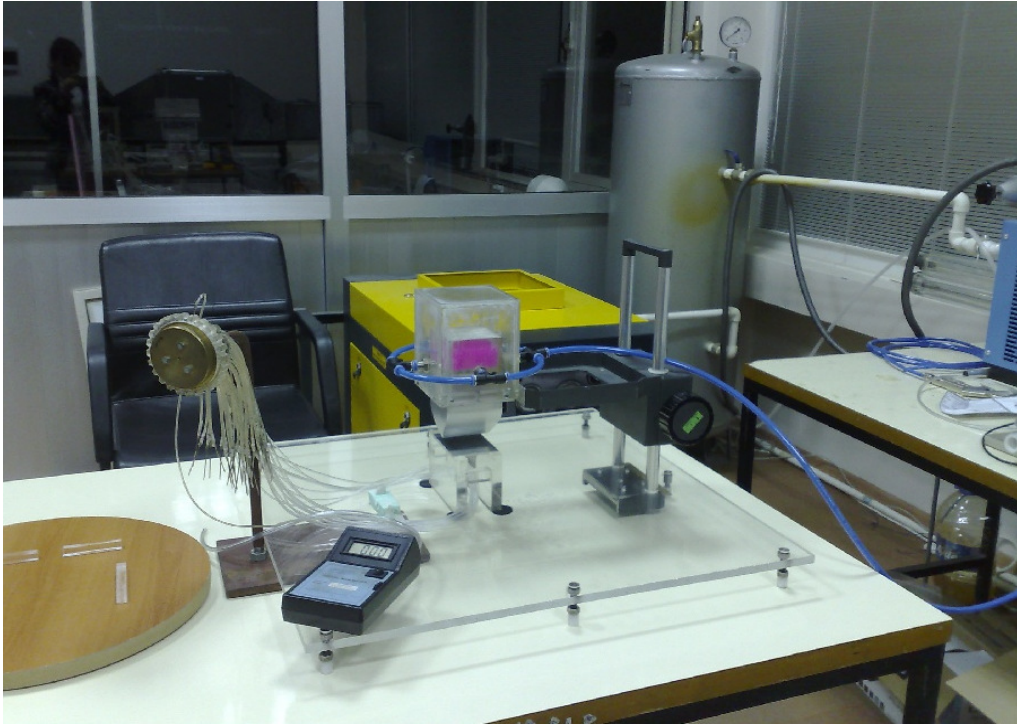
Her bir deneyde gerek dinamik basınç ve hız eşleştirmesinin daha sağlıklı yapılabilmesi, gerekse deneylerden elde edilecek verilerle boyutsuz basınç katsayısı değerlerinin hesaplanmasında kullanılacak hava yoğunluğunun belirlenmesi için jet sıcaklık değeri ölçülmüştür. Jet sıcaklığı ölçümü lüle ağzına yerleştirilen 877 TRUE RMS model multimetre ile ilişkilendirilmiş T tipi termoeleman kullanılarak kararlı rejim durumu sağlanmak üzere belirlenmiştir. Aynı işlem her bir deneyin sonunda tekrarlanarak ortalama jet sıcaklık değerleri belirlenmiştir. Belirlenen ortalama jet sıcaklık değerleri için standart atmosfer basıncı altında kuru hava özellikleri tablolarından okunan yoğunluk ve dinamik viskozite değerleri kullanılarak, hız ve Reynolds sayısı değerleri hesaplanmıştır.

Yarık lüle çıkışındaki jet için Reynolds sayısı ayar işlemi yapıldıktan sonra basınç tarayıcı ile ilişkilendirilmiş çarpma yüzeyi lüle altına hassas biçimde yerleştirilmiş ve manometre, pitot bağlantısından ayrılarak, basınç tarayıcı ana hortumuna bağlanmıştır. Çarpma yüzeyindeki her bir basınç prizi istasyonu için gösterge basıncı ( $P-P_a$ ) değerleri manometreden okunmuştur. Burada  $P$ ; her bir basınç prizinden okunan toplam basıncı,  $P_a$  ise atmosfer basıncını ifade etmektedir. Okunan değerler, çarpma yüzeyindeki yerel basıncın atmosferik basınçtan farkının, yarık lüle çıkışındaki jetin dinamik basıncına oranı olarak ifade edilmek üzere boyutsuz basınç katsayısı değerinin hesaplanmasında kullanılmıştır.

Şekil 2.13'te yarık lüle çıkışındaki dinamik basıncın belirlenmesine yönelik deney düzeneği görünümü, Şekil 2.14'te ise basınç dağılımının belirlenmesine yönelik kullanılan düzeneğin görünümü sunulmuştur.



Şekil 2.13. Dinamik basınç değerin belirlenmesi



Şekil 2.14. Hidrodinamik deney düzeneği

### 2.1.1.3. Basınç Dağılımı İncelemesinde Parametreler ve Hesaplama Prosedürü

Jet Hızı,  $U_{jet}$ : Yarık lüle çıkışındaki akışkan hızını ifade etmektedir. Jet hızı, lüle çıkışına yerleştirilen pitot tüpü vasıtasıyla ölçülen dinamik basınç değeri kullanılarak

$$U_{jet} = \sqrt{\frac{2 P_{dinamik}}{\rho}} \quad (6)$$

bağıntısıyla belirlenir. Burada  $\rho$ , akışkan yoğunluğunu,  $U_{jet}$ , akışkan ortalama yarık lüle çıkış hızını,  $P_{dinamik}$ , yarık lüle çıkışındaki jet dinamik basıncını ifade etmektedir. Akışkan yoğunluğu her bir jet çıkış sıcaklığı için ilgili tablo değerleri kullanılarak belirlenmiştir (Oosthuizen,1999).  $P_{dinamik}$ , yarık lüle çıkışından  $H/W=1$  mesafesinde yerleştirilen bir pitot tüpü ve bu pitot tüpü ile irtibatlandırılmış manometre yardımıyla ölçülmüştür.

Reynolds Sayısı, Re: Reynolds sayısı

$$Re = \frac{\rho U_{jet} d_h}{\mu} \quad (7)$$

bağıntısı ile belirlenir. Burada,  $d_h$ , yarık lüle hidrolik çapını ve  $\mu$ , akışkanın dinamik viskozitesini, ifade etmektedir. Dinamik viskozite değeri, yine ilgili ortalama jet sıcaklığı için ilgili tablo değerleri kullanılarak belirlenmiştir. (8) eşitliğinde yer alan hidrolik çapın açık formu;

$$d_h = \frac{4A_{lüle}}{P_{\zeta}} = \frac{4(WB)}{2(W+B)} = \frac{2WB}{(W+B)} \quad (8)$$

şeklindedir. Burada,  $W$ , yarık lüle ağız genişliği,  $B$ , yarığın  $z$  yönündeki uzunluğunu ifade etmektedir. Çalışmada kullanılan lülenin ölçüleri dikkate alınarak hidrolik çap 5.7272 mm olarak belirlenmiştir.

Basınç katsayısı,  $C_p$ : Çarpma yüzeyindeki basınç dağılımını karakterize etmekte olup;

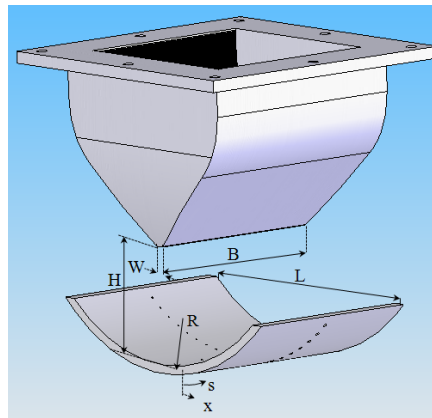
$$C_p = \frac{P - P_a}{\frac{1}{2} \rho U_{jet}^2} \quad (9)$$

bağıntısı ile tanımlanır. Burada P, çarpma yüzeyindeki yerel statik (toplam) basıncı ve  $P_a$  ise atmosfer basıncını ifade etmektedir.

Tablo 2.3'te yarık lüle çıkışına ait dinamik basınç değerleri ve bunlara karşılık gelen hız ve Reynolds sayıları verilmektedir. Akışkana ait fiziksel özelliklerin lüle çıkış sıcaklığının bir fonksiyonu olduğu hatırlanacak olursa lüle çıkış hızının ve Reynolds sayısının tablo değerinden farklılık göstereceği açıktır. Yapılan bütün deneylerde lüle çıkış sıcaklığının yaklaşık sabit olması ( $T=25^\circ\text{C}$ ) nedeniyle yoğunluk ve viskozite değerleri sabit olarak dikkate alınmıştır. Sıcaklıkta meydana gelen  $0-3^\circ\text{C}$ 'lik farklar ayrıca belirsizlik analizi yapılarak hesaplanan değerlerdeki etki düzeyleri belirlenmiştir.

Tablo 2.3. Çalışılan dinamik basınç, jet hızı ve Reynolds sayısı değerleri

$P_{\text{dinamik}}$ (Pa)	$U_{\text{jet}}$ (m/s)	Re
49,814	9,126	3423
114,576	13,797	5233
174,361	17,005	6470
241,091	20,103	7672
372,391	24,821	9485
647,606	32,658	12580



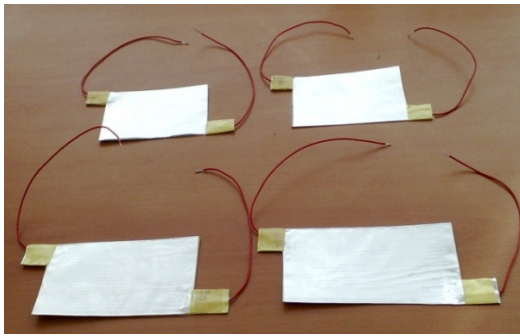
Şekil 2.15. Lüle ve çarpma yüzeyi parametrik değerleri

### 2.1.2. Deneysel Isı Transferi Çalışmaları

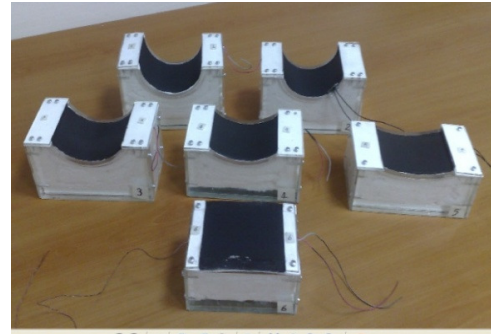
Yerel ve ortalama sıcaklık ölçümlerinin yapılabilmesi için çarpma yüzeyinde 0.25 mm kalınlıklı alüminyum sac plakalar kullanılmıştır. Plaka malzemesi olarak alüminyum seçiminin sebebi, yüksek ısıl iletkenliğe sahip olması ve blok içerisinde kısa zamanda uzaysal olarak üniform ısı akısı sağlayabilmesidir. Ayrıca uygulamada karşılaşılan elektronik devre elemanlarının ana bileşeninin alüminyum olması diğer bir seçim kriteridir.

Çarpma yüzeylerinde sabit ısı akısı sınır koşulu 0.2mmkalınlığına sahip alüminyum folyolu esnek ısıtıcılar yardımıyla sağlanmıştır. 1.45-1.7  $\Omega$  arasında değişen dirençlere sahip esnek folyo ısıtıcılar, yüksek ısı iletkenlikli ince tabaka yapıştırıcılar ile alüminyum plakaların (çarpma yüzeylerinin) arka yüzeylerine yapıştırılmış ve GW Instek GPS-4303 model DC güç kaynağı ile beslenmişlerdir.

Zorlanmış taşınım ile ısı transferinin inceleneceği çalışmada iletimle olabilecek ısı kaybının önüne geçilebilmesi plakaların arka ve yanal yüzleri seramik kağıt ve cam yünü kullanılarak yalıtılmıştır. Yalıtımı yapılmış ve yüzeyi siyah boya ile boyanmış her bir plaka, özel boyutlarda imal edilmiş pleksiglas yalıtım havuzları içerisine yerleştirilerek test modülleri oluşturulmuştur. Şekil 2.16 (a)'da sabit ısı akısı sağlayan esnek ısıtıcıların bir kaçı ve Şekil 2.16 (b)'de ise yalıtım havuzu içerisine yerleştirilmiş çarpma plakalarının fotoğrafları verilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 2.16. Isı transferi deney elemanları (a) Sabit ısı akısı sağlayan esnek ısıtıcılar, (b) Yalıtım havuzuna yerleştirilmiş plakalar



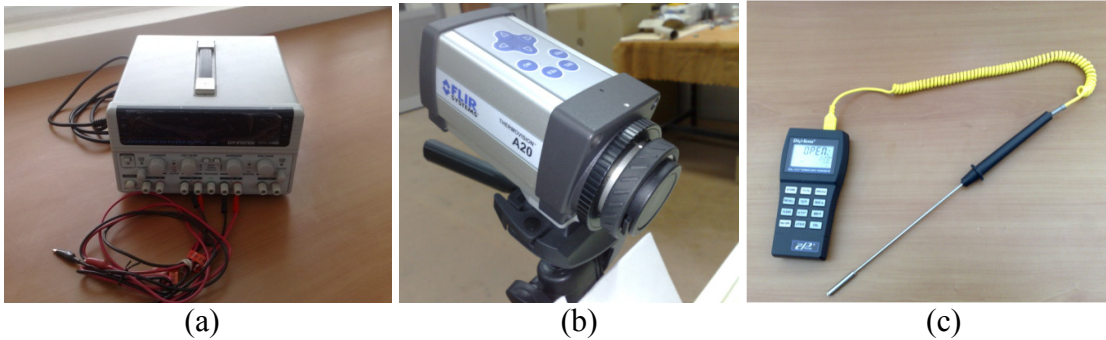
### 2.1.2. 1. Isı Transferi İncelemelerinde Kullanılan Ölçüm Cihazları

*Güç Kaynağı:* Çarpma plakalarının arkalarına yerleştirilen esnek ısıtıcıların beslenmesinde kullanılan GWINSTEK GPS-4303 model DC güç kaynağı; seri ve paralel bağlanabilen dört bağımsız çıkışlı, maksimum 60V ve 6A akım sağlayan gerilim kontrollü şebeke regülatörüdür. İstenilen volt ve amper değerleri güç kaynağı üzerindeki kontrol butonları ile ayarlanmakta ve dijital göstergelerinden kontrol edilebilmektedir.

*Termal Kamera:*  $-40^{\circ}\text{C}$ 'den  $+500^{\circ}\text{C}$ 'ye ölçüm aralığı ve  $0.08^{\circ}\text{C}$  hassasiyetine sahip,  $160 \times 120$  piksel çözünürlüklü 50 Hz ölçüm hızına sahip FLIR Thermovision A20 model termal kamera; çarpma yüzeyleri üzerindeki yerel sıcaklık değerlerinin belirlenmesinde kullanılmıştır. Termal kamera ile görüntüleme ve kayıt işlemi kendisi ile Firewire iç yüzey bağlantılı bir bilgisayar ile gerçekleştirilmiştir.

*Termoelemanlar ve Termometre:* Çarpma yüzeyi emisivite değerinin belirlenmesinde seramik koruyuculu termoeleman, jet çıkış sıcaklığının belirlenmesinde ise T tipi termoeleman çifti kullanılmıştır. Termoelemanlar EW-9110040 model dijital termometre ile ilişkilendirilmiştir. T tipi termoelemanlarla  $-200^{\circ}\text{C}$  ile  $450^{\circ}\text{C}$  aralığında okuma yapabilen termometrenin hassasiyeti  $0.1^{\circ}\text{C}$ 'dir. Ayrıca, ısı transferi deneyleri boyunca ortam sıcaklığının belirlenebilmesi için basınç dağılımı incelemelerinde kullanılan Testo-435-1 model çok amaçlı ölçüm cihazı kullanılmıştır.

Şekil 2.17 (a), (b) ve (c)'de ısı transferi deneylerinde kullanılan güç kaynağı, termal kamera ve seramik koruyuculu termoeleman bağlı termometre görülmektedir.



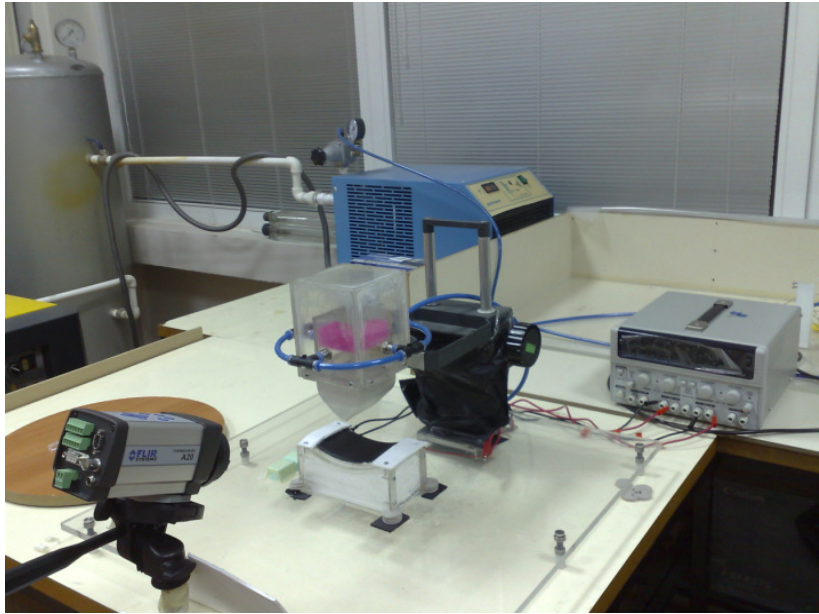
Şekil 2.17. Nusselt sayısı dağılımı incelemesinde kullanılan cihazlar a) Güç kaynağı, b) Termal kamera, c) Özel termoeleman bağlantılı multimetre

### 2.1.2.2. Isı Transferi DeneYlerinin Yapılışı

Çarpma yüzeyleri üzerindeki Nusselt sayısı dağılımlarının belirlenmesinde aşağıdaki işlem basamakları sırasıyla uygulanmıştır.

İlk aşamada yarık lüle çıkışındaki soğutucu akışkan debi değeri, basınç dağılımı incelemelerinde kullanılan bilinen dinamik basınç değerinden ayarlanır.

Jet hızı ayarından sonra, çarpma yüzeyinde sabit ısı akısı şartının elde edilebilmesi için esnek ısıtıcı folyo kablolarına DC güç kaynağı çıkış kabloları yardımı ile istenilen gerilim ve akım değeri girilir. Güç girişi verilen plakaların kararlı sıcaklık değerine ulaşmaları beklenir. Bekleme aşamasında T tipi iki termoeleman, çift girişli EW-91100-40 model termometre ile ilişkilendirilerek jet sıcaklığı ve ortam sıcaklığı ölçülür. Çarpma yüzeyi üzerinde kararlı sıcaklık dağılımı gözlemlendiği durumda milimetrik hareket mekanizması yardımıyla lüle, çarpma yüzeyinden istenilen yükseklikte ayarlanır ve çarpma yüzeyindeki sıcaklık değişiminin yaklaşık sabit kalması beklenir. Çarpma yüzeyi üzerinde sıcaklığın kararlı hale geldiği anda termal kamera ile görüntü kaydı yapılır. Bir diğer jet-çarpma yüzeyi uzaklığında görüntü alınabilmesi için jet ve çarpma yüzeyi arasındaki akış irtibatı kesilerek, plaka üzerinde kararlı sıcaklık dağılımının oluşması beklenir ve aynı işlem basamakları tekrarlanır. Şekil 2.18 de çarpma yüzeyi sıcaklık dağılımının termal kamera ile görüntüleme aşaması verilmiştir.



Şekil 2.18 Isı transferi deney düzeneği

Isı transferi deneylerine başlamadan önce termal kamera ile alınan sıcaklık değerlerinin doğruluğunu etkileyecek çarpma yüzeyi emisivitesinin ( $\epsilon$ ) belirlenmesi ve termal kameranın çarpma yüzeyine olan duruş açısının çarpma yüzeyinde okunan sıcaklık değerlerine etkisi araştırılmıştır. Her iki değer hem düz plaka için hem de kullanılan  $R/L=0.5$  içbükey çarpma yüzeyleri için kontrol edilmiştir. Bu amaçla jet ile soğutma yapılmadığı durumda hem düz hem de  $R/L=0.5$  içbükey çarpma plakaları için güç kaynağı ile enerji girişi yapılmış ve çarpma yüzeyi üzerindeki sıcaklık dağılımının kararlı hale gelmesi beklenmiştir. Termal kamera ile bilgisayarda görüntülenen fotoğraf üzerindeki herhangi bir nokta üzerinde doğrudan sıcaklık okuma işlemi yapılabilmektedir. Yüzey üzerinde beş farklı noktaya sabitlenen seramik koruyuculu T tipi termoeleman ile sıcaklık değerleri okunmuş ve plaka emisivitesi ( $\epsilon$ ) ilgili termal kamera hesaplama prosedürü penceresinden değiştirilerek aynı sıcaklık değeri belirlenmeye çalışılmıştır.  $\epsilon=0.98$  değerinde okunan sıcaklık değerleri arasındaki farkın maksimum  $\pm 1^\circ\text{C}$  olduğu gözlenmiştir. Böylece hem çarpma yüzeyi emisivite değerinin belirlenmiş hem de termal kameranın okuduğu sıcaklık değerlerinin doğruluk karşılaştırması yapılmıştır.

Termal kameranın çarpma yüzeyine olan duruş açısının çarpma yüzeyinde okunan sıcaklık değerlerine etkisinin araştırılması için farklı açılarda ( $\theta \cong 45^\circ-90^\circ$ ) düz ve  $R/L=0.5$  plakaları için okuma yapılmıştır. Farklı açılarda yerleştirilen termal kameranın aynı noktalar üzerinde yaptığı okuma değerleri arasındaki farkın %0.5 düzeyinde olduğu belirlenmiştir. Tüm çarpma plakaları için deney süresince termal kamera konumu ve açısı sabit tutulmuş ve açı-konum etkisi ihmal edilmiştir.

Genel olarak jet akışla soğutma ile ilgili deneysel çalışmalarda dikkat edilmesi gereken bir diğer faktörde sürükleme etkisidir. Ortam sıcaklığı ile jet akışkanı sıcaklık farkının yüksek olması durumunda ortaya çıkan sürükleme etkisi, Nusselt sayısı üzerinde önemli etkiye sahiptir. Isı transferi üzerine sürükleme etkisinin ihmal edilebilmesi için bu sıcaklık farkının 3 K'den daha az olması gerekmektedir (Huang, 1996). Yapılan deneysel çalışmada sıcaklık farkının 3K'in altında olması nedeniyle sürükleme etkisi ihmal edilmiştir.

### 2.1.2.3. Isı Transferi İncelemelerinde Parametreler ve Hesaplama Prosedürü

Çalışma kapsamında, sabit ısı akısı sınır koşuluna sahip düz ve içbükey plakalar ile yarık lüle tarafından püskürtülen hava jeti arasındaki ısı transferini karakterize etmek için yerel ve ortalama Nusselt sayısı değerleri hesaplanmıştır. Bu hesaplamalarda kullanılan parametrelerin belirlenmesinde izlenen yol ayrıntılı olarak aşağıda verilmektedir.

*Nusselt Sayısı, Nu:* Çarpma yüzeylerinde oluşan taşınım ile ısı geçişinin bir ölçüsü olan yerel Nusselt sayısının ve ortalama Nusselt sayısının açık formları;

$$Nu = \frac{h d_h}{k} \quad (10)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} d_h}{k} \quad (11)$$

şeklinde. Burada;  $h$  ve  $\bar{h}$  sırasıyla, çarpma yüzeyi ve jet akışı arasındaki yerel ve ortalama ısı transferi katsayısını,  $d_h$ , karakteristik uzunluğu ve  $k$ , akışkanın ısı iletim katsayısını ifade etmektedir. Akışkana ait özellikler her bir deney için lüle çıkış sıcaklığına göre belirlenmiştir. Yerel ısı taşınım katsayısı, Newton soğuma kanunu eşitliği

$$h(x) = \frac{Q_{toplam} - Q_{kayıp}}{A_s (T_y(x) - T_j)} \quad (12)$$

kullanılarak belirlenmiştir. Bu eşitlikte,  $Q_{toplam}$ ; esnek folyo ısıtıcı tarafından sağlanan ısıyı,  $Q_{kayıp}$ ; radyasyon ve iletimden kaynaklanan ısı kaybını,  $T_y$ , yerel yüzey sıcaklığını ve  $T_{jet}$ , jet sıcaklığını ve  $A_s$ , ısıtıcı folyonun yüzey alanını ifade etmektedir. Folyo ısıtıcılar tarafından sağlanan ısının belirlenmesinde  $R$ ; ısıtıcının elektriksel direncini,  $I$  ve  $V$ ; sırasıyla uygulanan akım ve voltajı göstermek üzere, (14) eşitliği ile tanımlanan ohm kanunu kullanılmıştır.

$$Q_{toplam} = V I = I^2 R \quad (13)$$

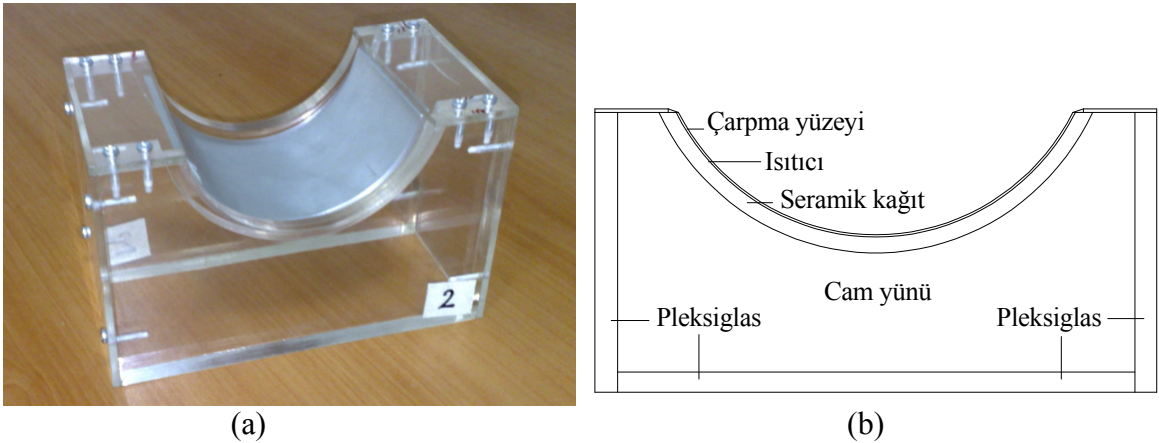
Çarpma yüzeyi üzerinden sadece taşınım ile gerçekleştirilecek ısı transferinin incelenebilmesi için iletim ve radyasyon ile oluşacak ısı kayıplarının belirlenmesi gerekir.

$$Q_{kayıp} = Q_{iletim} + Q_{ışınım} \quad (14)$$

İletim ile oluşan ısı kayıplarının belirlenmesi için ısıtıcı ile seramik kağıt arasına ve cam yünü ile pleksiglas duvarlar arasına yerleştirilmiş termoelemanlardan okunan sıcaklık değerleri kullanılmıştır. Çarpma yüzeylerinin ısıtıcı ile birlikte oluşturacakları kalınlık taban alanına göre çok küçük olduğu için yanal ısı kayıpları ihmal edilmiş, sadece çarpma plakası arka yüzeyinden olan ısı kaybı dikkate alınmıştır. İletimle olan ısı kaybı,

$$Q_{iletim} = \frac{T_i - T_d}{\left(\frac{L_s}{k_s}\right) + \left(\frac{L_c}{k_c}\right)} \quad (15)$$

Denklemlerle belirlenmiştir. Burada,  $T_i$  ve  $T_d$  yalıtım havuzu içerisine yerleştirilmiş termoelemanlardan okunan sıcaklık değerlerini,  $L_s$  ve  $k_s$ ; seramik kağıt kalınlığını ve iletim katsayısını,  $L_c$  ve  $k_c$ ; cam yünü kalınlığını ve iletim katsayısını ifade etmektedir. Seramik yün ve Cam yününe ait ısı iletim katsayıları sırası ile 0.06W/mK ve 0.043W/mK ve kalınlıkları sırasıyla 4 mm ve 30 mm olarak dikkate alınmıştır. İletimle olan ısı kaybının toplam ısı girdisine oranla %7 düzeyinde olduğu belirlenmiştir.



Şekil 2.19. Isı transferi deneyleri için test bölgesi a) Boş yalıtım havuzuna yerleştirilmiş  $R/L=0.5125$  plakası, b) Yalıtım malzemeleri katmanlarının şematik resmi

Işınımla oluşan ısı kayıpları ise, termal kamera yardımıyla plaka yüzeyinden okunan ortalama sıcaklık değerleri ve termoeleman yardımıyla okunan ortam sıcaklık değerleri kullanılarak

$$Q_{ışınım} = \varepsilon \sigma A_s (T_{s,ort}^4 - T_{\infty}^4) \quad (16)$$

denklemleri ile belirlenmiştir. Burada, termal kamera ile daha hassas ölçüm alınabilmesi için siyaha boyanmış alüminyum çarpma yüzeyi için emisivite değeri 0.98 ve Stefan-Boltzman katsayısı ( $\sigma$ ) için ise  $5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$  değerleri kullanılmıştır. İlgili sabitler kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucunda radyasyon ile oluşacak maksimum ısı kaybının toplam ısı girdisine oranla %5 düzeyinde olduğu belirlenmiştir.

Sonuç olarak, toplam ısı kaybı değerinin çarpma yüzeylerine verilen ısı girdisinin maksimum %12'si kadar olduğu belirlenmiş ve hesaplamalarda ısı kayıpları dikkate alınmıştır.

### 2.1.3. Belirsizlik Analizi

Deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçların doğruluğunun belirlenmesi ve bu doğrulukta en büyük hataya neden olan değişkenin tespit edilebilmesi için belirsizlik analizinin yapılması gerekmektedir. Literatürde en büyük hataya neden olan değişkenin deneylerden önce veya deneyler sırasında belirsizlik analizi yapılarak tespit edilmesi ile uygun ölçüm cihazının seçimine dikkat edilebileceği ve daha doğru sonuçların elde edilebilmesinin mümkün olacağı belirtilmektedir (Holman, 1985).

Bu deneysel çalışmada dataların belirsizlik analizinin tespiti için Kline ve McClintock (1953) tarafından ortaya atılan yöntem kullanılmış olup izlenen yol aşağıda açıklanmıştır.

Sistemde ölçülmesi gereken büyüklük  $R$ , ve bu büyüklüğe etki eden  $n$  adet bağımsız değişkenler  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$  ise;

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (17)$$

olarak tanımlanır. R büyüklüğünün hata oranı  $w_R$  ve her bir bağımsız değişkene ait hata oranları,  $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$  olmak üzere;

$$w_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (18)$$

eşitliği ile belirsizlik analizi yapılır.

Bu çalışmada, basınç farkı, dinamik basınç, sıcaklık olmak üzere 3 ana ölçüm yapılmış olup, elde edilen bu deneysel veriler ile Reynolds sayısı, basınç katsayısı değerleri ve Nusselt sayısı değerleri hesaplanmıştır. Hesaplanan değerlerin, ölçülen değişkenler cinsinden belirsizlik ifadeleri için (18) eşitliği kullanılmak üzere (19), (20), (21) ve (22) eşitlikleri türetilmiştir.

$$\frac{w_{C_p}}{C_p} = \left[ \left( \frac{w_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 + \left( \frac{w_\rho}{\rho} \right)^2 + 4 \left( \frac{w_u}{u} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (19)$$

$$\frac{w_{Re}}{Re} = \left[ \left( \frac{w_u}{u} \right)^2 + \left( \frac{w_D}{D} \right)^2 + \left( \frac{w_\rho}{\rho} \right)^2 + \left( \frac{w_\mu}{\mu} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (20)$$

$$\frac{w_h}{h} = \left[ \left( \frac{w_{Q_{taşınım}}}{Q_{taşınım}} \right)^2 + \left( \frac{w_{A_s}}{A_s} \right)^2 + \left( \frac{w_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (21)$$

$$\frac{w_{Nu}}{Nu} = \left[ \left( \frac{w_h}{h} \right)^2 + \left( \frac{w_{d_h}}{d_h} \right)^2 + \left( \frac{w_k}{k} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (22)$$

Boyutsuz basınç katsayısı değerinin belirsizlik hesabı eşitliğinde jet hızı değerinin boyutsuz basınç katsayısı ifadesi doğruluğunda diğer parametrelere göre daha etkili olduğu görülebilmektedir.

Ölçüm cihazlarına ait karakteristik değerler (Tablo 2.4) kullanılarak Reynolds sayısı, basınç katsayısı, ısı taşınım katsayısı ve Nusselt sayısı için belirsizlik değerleri sırası ile %4.8, %3.5%4.5 ve %4.6 olarak belirlenmiştir.

Tablo 2.4. Ölçüm cihazlarına ait karakteristikler

Ölçüm cihazı	Cihaz Kodu	Ölçüm aralığı	Hassasiyeti
Manometre	MA2-0501	0 - $\pm 5.0$ inçH <sub>2</sub> O	$\pm 0.1\%$
Dijital Termometre/multimetre	877 TRUE RMS model		$\pm 0.7\%$
	Testo-435-1	0-50°C	$\pm 0.3\%$
	EW 91100-40	-200-450°C	$\pm 0.1\%$
Termal Kamera	FLIR Thermovision A20	-40-500°C	$\pm 0.08\%$

## 2.2. Sayısal Çalışmalar

Bu bölümde, sayısal hidrodinamik ve ısı transferi analizleri için akış alanı modelleme, uygulanan sınır şartları ve FLUENT paket programında kullanılan temel denklemler ile türbülans modelleri açıklanmıştır.

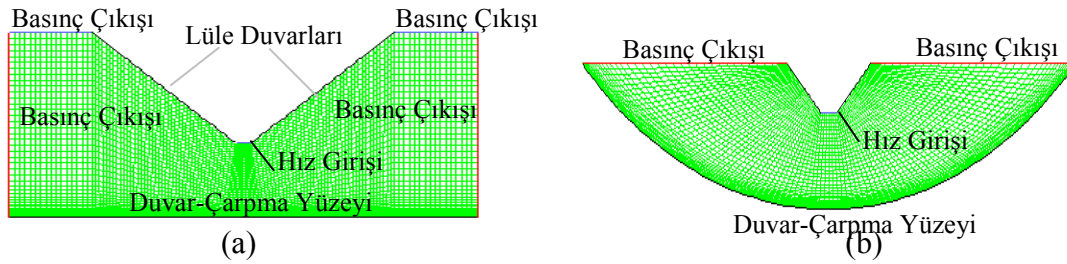
### 2.2.1. Akış Alanı Modelleme ve Sınır Şartları

Akış alanı modellemesi gerek hesap alanı geometrisinin gerçek probleme fiziksel uygunluğu, gerekse kontrol hacimlerinin oluşturulmasında seçilen çözüm modelleri ve fonksiyonların gerektirdiği hassasiyetin sağlanması sonuçların doğruluğunu direkt etkilemektedir. Bu amaçla, deneysel yapılmış hidrodinamik ve ısı transferi çalışmalarının sayısal analizi için iki ayrı akış alanı modeli oluşturulmuştur. Bu akış alanı modellerindeki farklılık, deneysel ısı transferi çalışmalarında çarpma yüzeyi kalınlığının sayısal analizde dikkate alınıp, diğerinde ise alınmamasıdır. Bu nedenle bu bölüm, hidrodinamik çalışmalar için ve ısı transferi çalışmaları için akış alanı modelleme ve sınır şartları olmak üzere iki ayrı başlık altında sunulmuştur.



### 2.2.1.1. Basınç Dağılımı İncelemeleri için Akış Alanı Modelleme ve Sınır Şartları

Deneysel çalışma sonuçları ile karşılaştırılmak üzere sayısal hidrodinamik analiz için  $1 \leq H/W \leq 14$  aralığında 8 farklı lüle-çarpma yüzeyi mesafesinde sadece düz plaka ve R65.25 plakalarının,  $H/W=6$  lüle-çarpma yüzeyi mesafesinde ise bütün çarpma yüzeyi plakalarının akış alanı modelleri oluşturulmuştur. Tüm bu boyutsuz lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde lüle dış boyutlarının akış alanına etkisinin dikkate alınabilmesi için Autocad'de çizilmiş akış alanı geometrileri bölge olarak tanımlanmış ve GAMBİT'e aktarılmıştır. GAMBİT ile sırasıyla yüzey tanımlama ve bu yüzeylerde küçük kontrol hacimleri yapılandırma olmak üzere ağ yapısı inşaatı ve sınır şartlarının atanması işlemleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 20 (a) ve Şekil 20 (b) düz ve  $R/L=0.725$  çarpma plakalarının  $H/W=4$  ve  $H/W=6$  konumları için oluşturulmuş ağ yapısı örnekleri sunulmuştur.



Şekil 2.20. Çarpma yüzeyleri için oluşturulmuş ağ yapıları örnekleri a) Düz çarpma yüzeyi, b)  $R/L=0.725$  çarpma yüzeyi

GAMBİT, iki boyutlu uygulamalarda üçgen veya dörtgen hücreler veya her iki hücre yapısı kombinasyonunun kullanımına imkan vermektedir. Bu çalışmada her bir plaka için ağ yapısı dört nod'lu dörtgen hücreler kullanılarak oluşturulmuştur. Tüm plakalarda farklı  $H/W$  mesafeleri için çarpma yüzeyine yakın yoğun ağ yapısı oluşturulmasına dikkat edilmiştir. Duvara yakın ağ yapısının, çözüm aşaması başlangıcında seçilecek türbülans modeli ile duvar fonksiyonu sınırlamalarını yerine getirmesine dikkat edilmiştir.

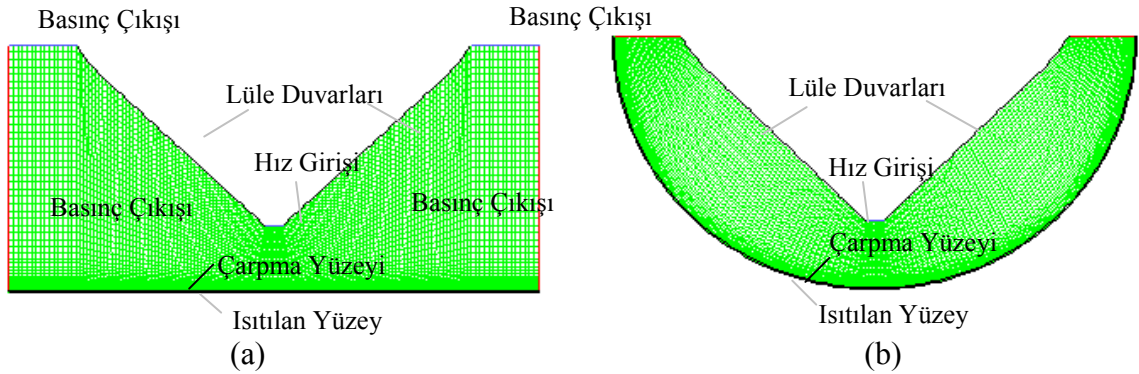
GAMBİT programında çözüm aşamasında kullanılan sınır şartları tanımlama işlemi gerçekleştirilir. Kullanılan sınır şartları Tablo 2.6'da verilmiştir. Ağ yapısı oluşturulan ve sınır şartları tanımlanan her bir plaka, Fluent'te farklı Reynolds sayılarında çözülebilmeleri için kaydedilir. Fluent paket programında çözüm aşamasına geçmeden önce bu sınır şartları için ayrıntılı bilgi girişi yapılmıştır.

Tablo 2.5. Basınç dağılımı incelemeleri için akış alanı sınır şartları

	Sınır Şartı	U	V
Giriş	Hız Girişi	$U = 0$	$V = V_{jet}$
Çıkış	Basınç Çıkışı	$\frac{\partial U}{\partial x} = 0$ $\frac{\partial U}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial V}{\partial x} = 0$ $\frac{\partial V}{\partial y} = 0$
Çarpma Plakası	Duvar	$U = 0$	$V = 0$
Lüle Duvarı	Duvar	$U = 0$	$V = 0$

### 2.2.1.2. Isı Transferi İncelemeleri için Akış Alanı Modelleme ve Sınır Şartları

Sayısal ısı transferi analizi için lüle-çarpma yüzeyi mesafesinin  $1 \leq H/W \leq 14$  aralığındaki sekiz farklı değerinde düz plaka ile birlikte 6 çarpma yüzeyi için toplam kırk sekiz akış alanı modeli Autocad'de oluşturulmuş, ağ yapısı ve sınır şartları tanımlanmak üzere GAMBİT'e aktarılmıştır. GAMBİT ile 0.25 mm'lik çarpma yüzeyi kalınlığı dikkate alınarak model tamamlama ve yüzey tanımlama işlemleri yapılmış, dört nod'lu dörtgen hücreler ile ağ yapısı inşaatı her bir akış alanı yüzeyinde oluşturulmuştur. Akış alanı bölgesi için çarpma yüzeyine doğru sıkılaştıran düzensiz ağ yapısı kullanılırken, çarpma yüzeyi kalınlığını tanımlayan yüzeyde düzenli uniform ağ yapısı oluşturulmuştur.



Şekil 2.21. Isı transferi analizi için oluşturulmuş ağ yapıları a) Düz çarpma yüzeyi, b) R/L=0.5 içbükey çarpma yüzeyi

GAMBİT'te sınır şartları tanımlaması için hidrodinamik analizde kullanılan sınır şartlarına ilave olarak çarpma plakası arka ve yan yüzeylerine WALL şartı uygulanmıştır. Kenarlara sınır şartları atandıktan sonra genel tanımlanmış yüzeylerden akış alanı yüzeyi

akışkan, çarpma plakası kalınlığını ifade eden yüzey ise katı olarak tanımlanmıştır. Şekil 2.21 (a) ve Şekil 2.21 (b) düz ve  $R/L=0.5$  çarpma plakalarının  $H/W=4$  ve  $H/W=6$  konumları için oluşturulmuş ağ yapısı örnekleri sunulmuştur.

Tablo 2.6. Isı transferi incelemeleri için akış alanı sınır şartları

	Sınır Şartı	U	V	T
<b>Giriş</b>	Hız Girişi	$U = 0$	$V = V_{jet}$	$T=T_{jet}$
<b>Çıkış</b>	Basınç Çıkışı	$\partial U/\partial x = 0$ $\partial U/\partial y = 0$	$\partial V/\partial x = 0$ $\partial V/\partial y = 0$	-
<b>Lüle Duvarı</b>	Duvar	$U = 0$	$V = 0$	$q = 0$
<b>Çarpma Plakası (Üst)</b>	Duvar	$U = 0$	$V = 0$	-
<b>Çarpma Plakası (Alt)</b>	Duvar	$U = 0$	$V = 0$	$q = C$

## 2.2.2. Temel Denklemler ve Türbülans Modelleri

Bu bölümde, hidrodinamik ve ısı transferi analizleri için çözücü paket programı FLUENT tarafından kullanılan temel denklemler ve türbülans modelleri hakkında genel bilgi sunulmuştur.

### 2.2.2.1. Temel Denklemler

FLUENT, tüm akış problemlerinin çözümü için süreklilik ve Navier-Stokes denklemlerini çözer. Isı transferini içeren problemler için ayrıca enerji denklemi de çözülür. Bu denklemlerin kartezyen koordinatlarda kararlı ve sıkıştırılamaz akışlar için ifadeleri sırasıyla;

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (23)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + F \quad (24)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho T u_j) = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{\mu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (25)$$

eşitlikleri ile tanımlanır. Türbülanslı akış problemleri için, bu eşitliklerdeki hız, basınç ve sıcaklık değerleri ortalama ve çalkantı bileşenleri cinsinden aşağıdaki biçime dönüştürülürler.

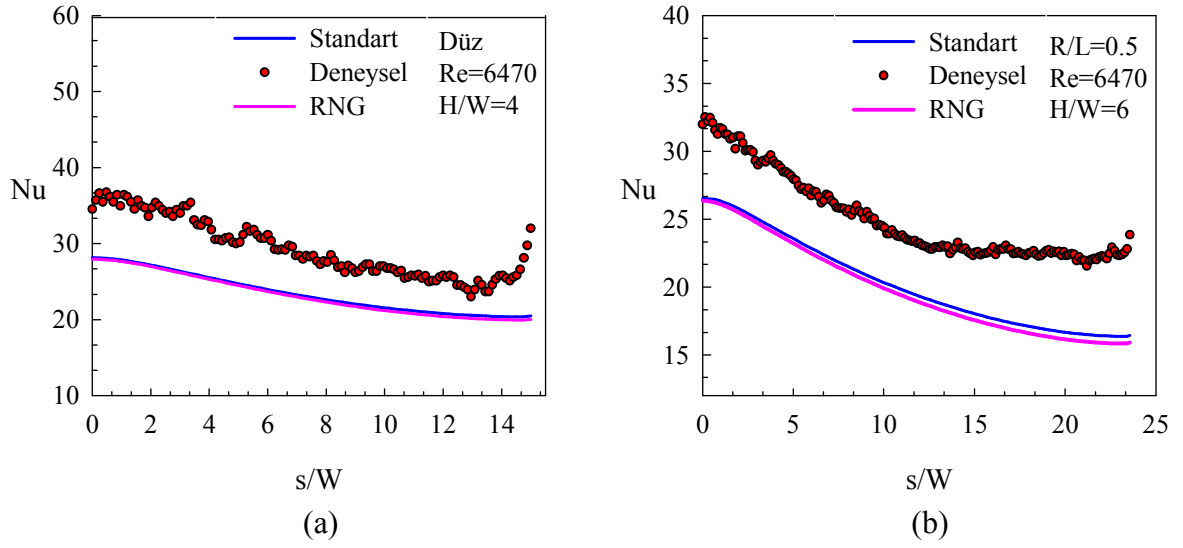
$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i) = 0 \quad (26)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] + F_i \quad (27)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{T} \bar{u}_j) = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{\mu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \overline{T' u'_j} \right] \quad (28)$$

(27) numaralı eşitlikteki türbülans Reynolds gerilmelerini temsil eden  $(\rho \overline{u'_i u'_j})$  teriminin açık formda yazılabilmesi için pek çok türbülans modeli tanımlanmış ve tanımlanmaktadır.

Literatürde çarpan jet akışların ısı transferi özelliklerinin sayısal analizinde farklı türbülans modelleri kullanılmıştır (Roy ve Patel, 2003; Yang vd, 2007; Sharif ve Banarjee, 2009). Son zamanlarda içbükey yüzeyler üzerine yapılmış sayısal çalışmalarda Shariff ve Mothe (2009), RNG k-ε türbülans modelini, Yang ve ark. (2011) ise Standart k-ε türbülans modelini kullanmayı tercih etmişlerdir. Her iki modelinde deneysel sonuçlar ile oldukça yakın değerler verdikleri üzerinde durulmuştur. Bu çalışmada bu iki modelin karşılaştırmasını yapmak üzere  $q \cong 900 \text{ W/m}^2$  ısı akısında ve düz çarpma yüzeyi için  $H/W=4$ ,  $R/L= 0.5$  çarpma yüzeyi için  $H/W=6$  için çözüm yapılmış ve Şekil 2.22. (a) ve (b)'de sunulmuştur. Düz ve içbükey çarpma yüzeyleri için Standart ve RNG k-ε türbülans modellerinin deneysel çalışma sonuçlarına uygun eğimle daha düşük değerler sergiledikleri görülmektedir. Birbirlerine oldukça yakın sonuç veren bu modellerden standart k-ε türbülans modeli bu çalışma için kullanılmıştır.



Şekil 2.22. RNG ve Standart k-ε modellerinin karşılaştırılması (a) Düz çarpma yüzeyi için (b) R/L=0.5 çarpma yüzeyi için

### 2.2.2.2. Türbülans Modelleri

FLUENT'te Türbülans Reynolds gerilmelerinin tanımı için, k-ε türbülans modellerinde Boussinesq yaklaşımı kullanılmaktadır. Boussinesq yaklaşımına göre  $\delta_{ij}$ ; kronekar delta ve  $\mu_t$ ; türbülans viskozitesi olmak üzere, Reynolds gerilmeleri;

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (29)$$

eşitliği ile tanımlanır. Türbülans viskozitesi ( $\mu_t$ ) ise,

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (30)$$

eşitliği ile hesaplanır. Türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans kinetik enerjisinin yayılma oranı ( $\varepsilon$ ) için tanımlanmış transport eşitlikleri her bir türbülans modelinde farklılık göstermektedir.

### 2.2.2.2.1. Realizable k-ε Türbülans Modeli

FLUENT kullanıcı kılavuzunda düzlemsel ve yuvarlak jet problemlerinin çözümünde de realizable k-ε türbülans modelinin doğru sonuçlar verdiğini belirtmiş ve bu durum dikkate alınarak, Hidrodinamik çalışmalarda bu model kullanılmıştır. Bu modelde, k ve ε için tanımlanmış transport eşitlikleri (32) ve (33)'te verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (31)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b \quad (32)$$

Bu denklemlerde;  $G_k$ ; ortalama hız gradyeni nedeniyle türbülanslı kinetik enerji üretimini,  $G_b$ ; kaldırma kuvveti nedeniyle türbülanslı kinetik enerji üretimini ifade derken,  $C_{1\varepsilon}$ ; vortisite büyüklüğüne bağlı değişken parametredir.

Ayrıca, Realizable k-ε modelinde  $C_\mu$ ; sabit olmayıp, ortalama gerilme, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisi yayılma oranının fonksiyonudur.

### 2.2.2.2.2. Standart k-ε Türbülans Modeli

Standart k-ε türbülans modeli, iki ayrı transport denkleminin çözümünü içeren iki denklemlilerden en basit olanıdır. Yarı ampirik olan bu modelde akımın tamamen türbülanslı olduğu varsayılır. Standart k-ε modelinde k ve ε için tanımlanan transport eşitlikleri (33) ve (34)'te verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon + S_k \quad (33)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (34)$$

Bu denklemlerde;  $G_k$ ; ortalama hız gradyeni nedeniyle türbülanslı kinetik enerji üretimini,  $G_b$ ; kaldırma kuvveti nedeniyle türbülanslı kinetik enerji üretimini ifade etmektedir.  $C_{1e}$ ,  $C_{2e}$ ,  $C_{3e}$  sabit değerler olup  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\epsilon$ ; sırasıyla  $k$  ve  $\epsilon$  için türbülanslı prandtl sayılarıdır.  $S_k$  ve  $S_\epsilon$ ; sırasıyla  $k$  ve  $\epsilon$  için kaynak terimleridir.

FLUENT paket programında kullanılan türbülans modelleri hakkında ayrıntılı bilgi, literatürden (Doğruöz, 2005; URL-1, 2006 ve Şahin, 2008) edinilebilir.

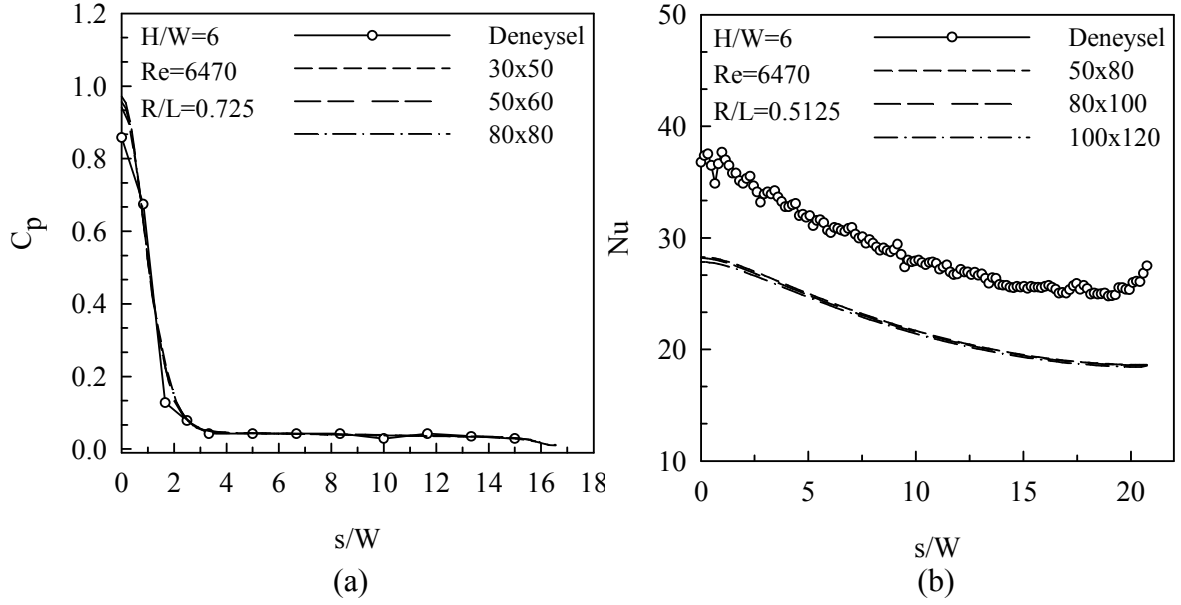
### 2.2.3. Çözüm Yöntemi

GAMBİT programı ile küçük hacimlere bölünen lüle-çarpma yüzeyi akış alanı, FLUENT paket programına aktarılarak sonlu hacim elemanları yöntemine göre çözdürülmüştür. Problemin çözücü programda tanımlanmasında; 2 boyutlu ve daimi akış kabulleri yanında çarpma yüzeyi ve lüle duvarlarında kaymama şartı ile lüle çıkışında üniform hız kabulü yapılmıştır. Bu kabuller altında çözümün gerçekleştirilebilmesi için, kullanılacak türbülans modeli seçimi yapılmış daha sonra hava ve plaka malzemesi özellikleri atanmıştır.

Basınç dağılımı incelemeleri için Realizable  $k$ - $\epsilon$  türbülans modeli, ısı transferi incelemeleri için ise Standart  $k$ - $\epsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır. Jet çıkış hızı değerleri için  $Ma < 0.3$  olduğundan sıkıştırılabilirlik etkileri ihmal edilmiş, hava için yoğunluk ve viskozite değerleri deneysel çalışmada ölçülen jet sıcaklığına göre standart atmosfer basıncında kuru hava tablosu değerleri alınarak girilmiştir. GAMBİT'te tanımlanan sınır şartlarına ilgili başlangıç ve türbülans parametreleri değerleri atanmış ve çözüm aşamasında basınç-hız eşleşmesi için SIMPLE algoritması ve ayrıklaştırma için Second-Order Upwind şeması kullanılmıştır. Çözüm aşamasında hidrodinamik analizde süreklilik, hız,  $k$  ve  $\epsilon$ , ısı transferi analizinde ise bunlara ek olarak enerji terimleri yakınsama kriteri  $10^{-6}$  alınmıştır.

Problemin FLUENT'te tanımlanması aşamasında türbülans modeli ile birlikte, duvar sınırlı akış problemleri için gerekli olan duvar yaklaşımının seçimi yapılmış, hem hidrodinamik hem de ısı transferi analizlerinde genişletilmiş duvar davranışı (Enhanced Wall Treatment) kullanılmıştır. Bütün lüle-plaka uzaklıkları ve jet hızları için, duvara yakın ağ yapısı gereksinimleri kontrol edilmiştir. Bu çalışmada kullanılan genişletilmiş duvar yaklaşımı için, her bir çözümden sonra  $y^+$  (duvara normal yöndeki ilk hücre

merkezinin duvardan uzaklığı) değerinin yaklaşık 1 olduğunun kontrolü yapılmıştır. Ayrıca, her bir  $H/W$  ve Reynolds sayısı değerleri için ağdan bağımsız sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 2.23 (a) ve (b)'de sırasıyla boyutsuz basınç katsayısı ve Nusselt sayısı dağılımlarının ağ bağımsızlık kontrol sonuçları sunulmuştur.



Şekil 2.23. Ağ bağımsızlık kontrolü (a) Basınç dağılımı incelemesi için, (b) Nusselt sayısı dağılımı incelemesi için



### 3. BULGULAR VE İRDELEME

#### 3.1. Deneysel Çalışmaların Değerlendirilmesi

Bu bölümde, düz çarpma yüzeyi ile aynı izdüşüm uzunluğuna sahip boyutsuz eğrilik yarıçapları ( $R/L$ ) 0.5, 0.5125, 0.566, 0.725, 1.3 ve düz olmak üzere toplam altı farklı çarpma yüzeyine, yarık lüleden çıkan hava hızı çarptırılarak gerçekleştirilen deneysel çalışma sonuçları ve irdemeleri sunulmuştur.

##### 3.1.1. Çarpma Yüzeylerinde Basınç Dağılımının İncelemesi

Farklı eğrilik yarıçaplarına sahip çarpma yüzeylerine boyutsuz basınç katsayılarının boyutsuz yay uzunluğuna bağlı değişimleri Reynolds sayısının 3423, 5233, 6470, 7672, 9485 ve 12580 değerleri ve boyutsuz lüle-çarpma yüzeyi uzaklığı ( $H/W$ ) 1, 2, 4, 6, 8, 10, 12 ve 14 değerleri için Şekil 3.1-Şekil 3.6 arasında sunulmuştur. Durma noktasından itibaren simetriklik gösteren grafikler, plaka yüzeylerinin yarısı için verilmiştir.

Genel olarak, hem içbükey hem de düz plaka grafiklerinde, basınç katsayısı değerlerinin durma noktasında maksimum olmak üzere, monoton biçimde azaldığı ve belirli boyutsuz çarpma yüzeyi mesafelerinde ( $s/W$ ), yaklaşık sabit atmosfer basıncı değerlerine yakınsadığı görülmüştür.  $R/L=0.5$  plakası için Şekil-3.1 (a)-(f)'de görülen, sırasıyla Reynolds sayısının 3423, 5233, 6470, 7672, 9485 ve 12580 değerlerinde, farklı  $H/W$  mesafelerine ait grafikler incelendiğinde, boyutsuz basınç katsayısı maksimum değerinin,  $H/W=1$ 'de olduğu ve çarpma yüzeyi uzaklığı arttıkça bu değer azaldığı görülmüştür. Ancak,  $2 \leq H/W < 6$  aralığında belirgin değişim göstermeyen durma noktası basınç katsayısı değerinin yaklaşık 1 değerini aldığı,  $H/W \geq 6$  için önemli azalma gösterdiğine dikkat edilmektedir. Bu durum, boyutsuz basınç katsayısı üzerine dairesel veya yarık jetler kullanılarak dışbükey ve içbükey çarpma yüzeyleri için yapılmış diğer çalışmalarda da görülmüştür (Lee, 1999; Gilard ve Brizi, 2005). Bu davranış ilgili çalışmalarda lüle-çarpma yüzeyi uzaklığının,  $H/W < 6$  değeri için çarpma jeti potansiyel çekirdek bölgesi içerisine düşmesiyle ilişkilendirilmiştir. Benzer davranış bu çalışma kapsamında bütün çarpma yüzeyleri için ortak olup  $R/L=0.5125$ ,  $R/L=0.566$ ,  $R/L=0.725$ ,

$R/L=1.3$  ve düz çarpma yüzeyleri için sırasıyla Şekil 3.2, Şekil 3.3, Şekil 3.4, Şekil 3.5 ve Şekil 3.6'da verilmiştir.

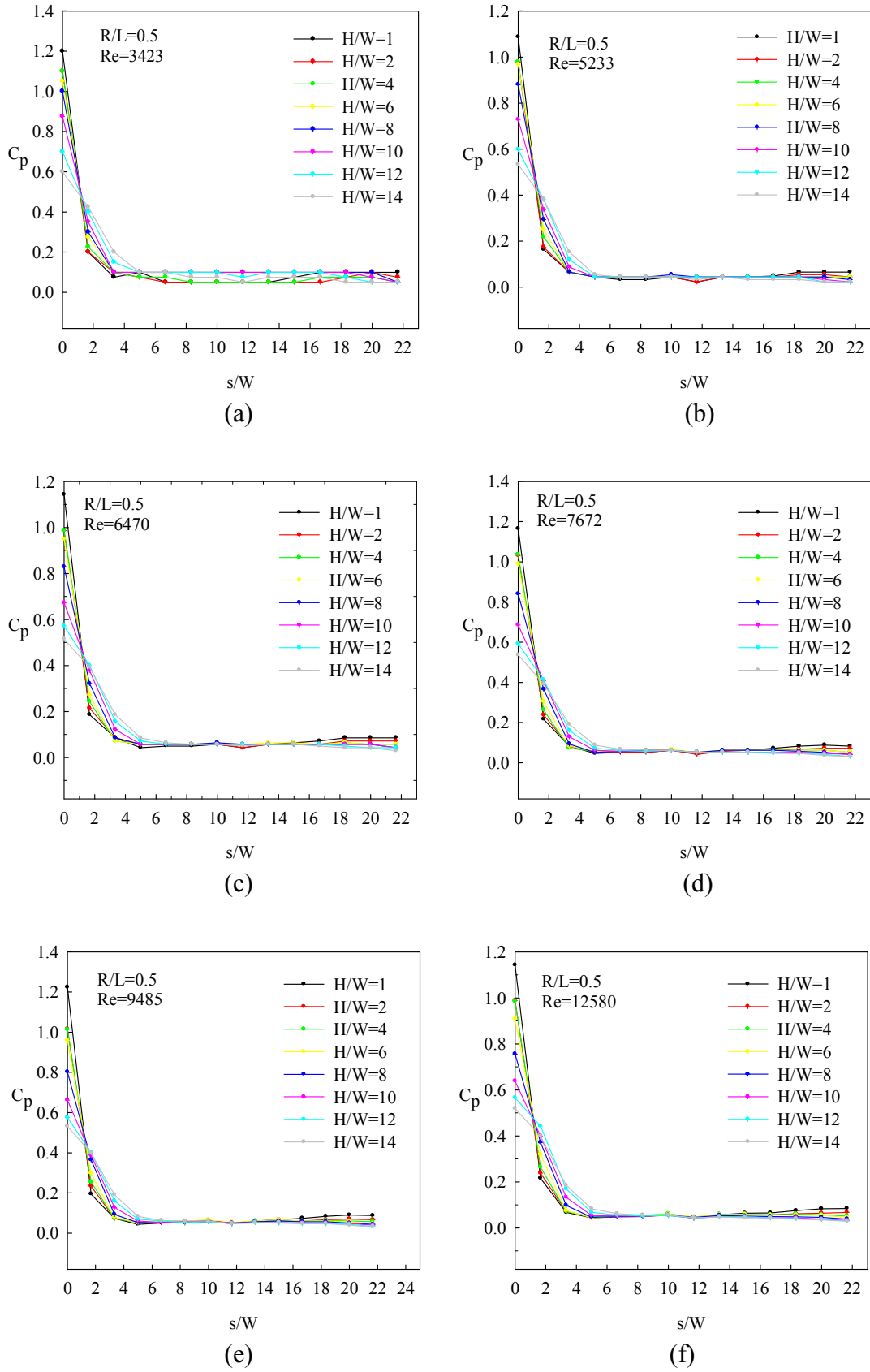
Tablo 3.1'de Farklı Reynolds sayılarında ve farklı lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde durma noktasında maksimum ve minimum basınç katsayısı değerlerinin elde edildiği çarpma yüzeyleri boyutsuz eğrilik yarıçap değerleri ile verilmiştir. Bu tablodan maksimum durma noktası boyutsuz basınç katsayısının Reynolds sayısının 7672,  $H/W=1$  değerleri için  $R/L=0.566$  çarpma yüzeyinde, minimum durma noktası basınç katsayısının ise Reynolds sayısının 3423,  $H/W=12$  değeri için düz yüzeyde elde edildiği görülmüştür.

Şekil 3.1-Şekil 3.6 arasındaki grafiklerin her biri için,  $1 \leq H/W \leq 14$  aralığında değişen lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde durma noktasında maksimum olan boyutsuz basınç katsayısı değerlerinin azalarak belirli bir boyutsuz yay mesafesinde atmosfer basıncına yaklaştığı daha önce ifade edilmişti. Her bir grafik için, sabit Reynolds sayısı değerinde, artan  $H/W$  mesafeleri için, atmosfer basıncına yaklaşma noktalarının durma noktasından daha da uzaklaştığı görülmektedir. Bu durum, artan lüle-çarpma yüzeyi uzaklığı ile lüleden çıkan hava hüzmesinin yayılabilme mesafesinin artışından kaynaklanmaktadır. Tüm içbükey ve düz çarpma yüzeyleri için boyutsuz basınç katsayısı değerinin boyutsuz yay mesafesinin  $s/W \approx 5.5-6$  değerinde atmosfer basıncına yaklaştığı ve bundan sonraki yay mesafelerinde artık sabit değerde kaldığı görülmüştür.

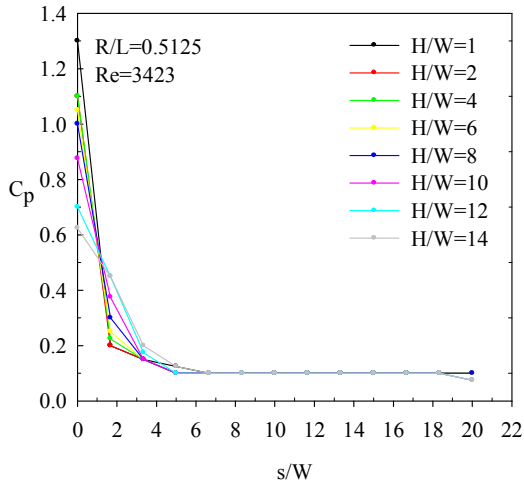
Reynolds sayısı ve lüle-çarpma yüzeyi mesafesinin sabit tutularak, farklı eğrilikli çarpma plakalarına ait boyutsuz basınç katsayısı değerleri Şekil 3.7-Şekil 3.30 arasında verilmiştir. Bu grafiklere göre Tablo 3.2'de ayrıntılı verilen durma noktası boyutsuz basınç katsayısı değerlerinin, sabit lüle-çarpma yüzeyi ve sabit Reynolds sayısı koşullarında plaka eğriliği ile kararlı bir değişim göstermediği görülmüştür. Genel olarak ise farklı lüle-çarpma yüzeyleri için,  $Re=3423$ 'de  $R/L=0.5125$  çarpma yüzeyi,  $Re=5233, 6470, 7672, 9485$  ve  $12580$  değerleri için ise  $R/L=0.725$  çarpma yüzeyi üzerinde ortalama boyutsuz basınç katsayısı değerlerinin maksimum olduğu görülmüştür. Ayrıca Tablo 3.1'e bakıldığında, tüm Reynolds sayısı ve lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde ortalama boyutsuz basınç katsayısı değerlerinin genel olarak düz çarpma yüzeyi üzerinde en düşük değerleri aldığı görülmektedir. Bu durum dikkate alınarak sayısal çalışmalar bölümünde tüm Reynolds sayısı ve lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde düz ve  $R/L=0.725$  çarpma yüzeyleri için ayrıntılı çalışma yapılmıştır.

Tablo 3.1. Farklı Reynolds sayıları ve farklı H/W mesafelerinde durma noktası maksimum ve minimum boyutsuz basınç katsayısı değerleri

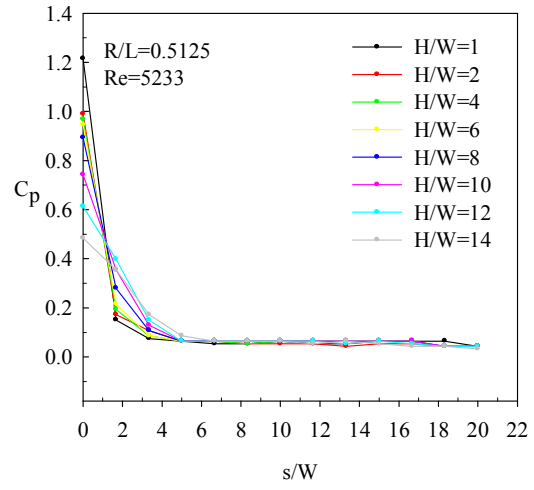
<b>Re</b>		<b>3423</b>	<b>5233</b>	<b>6470</b>	<b>7672</b>	<b>9485</b>	<b>12580</b>
<b>H/W=1</b>	$C_{pmin}$	0.5 Düz	0.5	0.5	0.5	0.5125	0.5
	$C_{pmax}$	0.725 1.3	1.3	0.566	0.566	1.3	0.566
<b>H/W=2</b>	$C_{pmin}$	Düz	0.5 Düz	Düz	0.5125	0.5125	0.5125
	$C_{pmax}$	0.5 0.5125	0.5125 1.3	0.5125 0.566	0.5	1.3	1.3
<b>H/W=4</b>	$C_{pmin}$	Düz	Düz	Düz	Düz	0.5125	0.5125
	$C_{pmax}$	0.5 0.5125	0.566	0.725	0.5	0.5	1.3
<b>H/W=6</b>	$C_{pmin}$	Düz	Düz	0.725	Düz	0.5125	0.725
	$C_{pmax}$	0.5 0.5125	0.566 0.725	0.566	0.5	1.3	1.3
<b>H/W=8</b>	$C_{pmin}$	Düz	Düz	Düz	0.5125	0.725	0.5
	$C_{pmax}$	0.5 0.5125	0.5125	0.566	1.3	1.3	1.3
<b>H/W=10</b>	$C_{pmin}$	Düz	0.5 0.725	1.3	Düz	0.5125	0.5125
	$C_{pmax}$	0.5 0.5125	1.3	0.566	1.3	1.3	1.3
<b>H/W=12</b>	$C_{pmin}$	0.725 1.3	0.5 0.566	1.3 Düz	Düz	0.5125	0.5125
	$C_{pmax}$	Düz	1.3	0.725	0.5	0.5	0.725
<b>H/W=14</b>	$C_{pmin}$	Düz	0.5125	Düz	1.3	0.5125 0.566	0.725
	$C_{pmax}$	0.5125 0.725	0.5 0.566	0.566	0.5	0.5	0.5



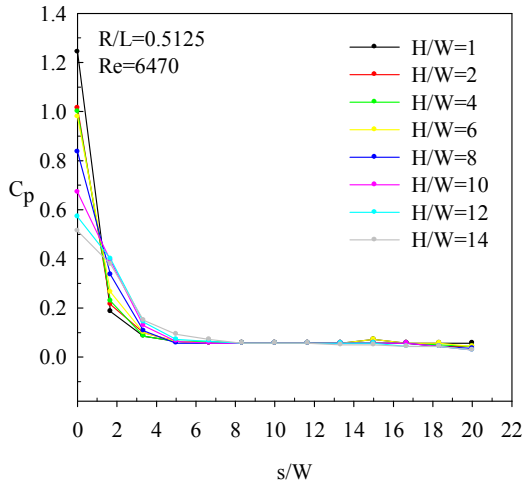
Şekil 3.1. Farklı Reynolds ve H/W mesafeleri için plaka yüzeyi boyunca boyutsuz basınç katsayısı değişimi ( $R/L=0.5$  plakası için)



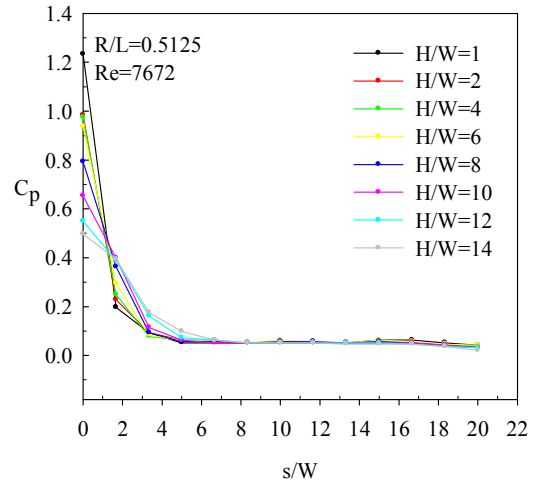
(a)



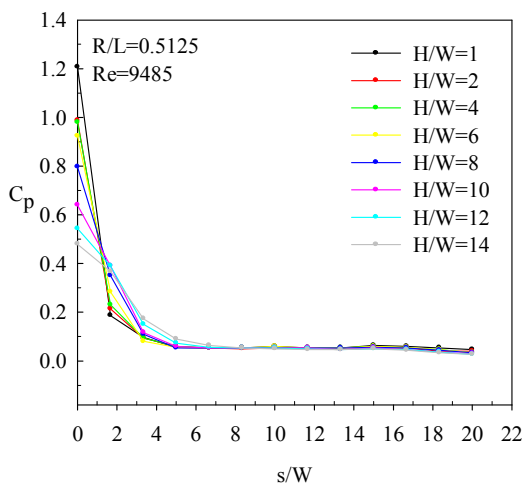
(b)



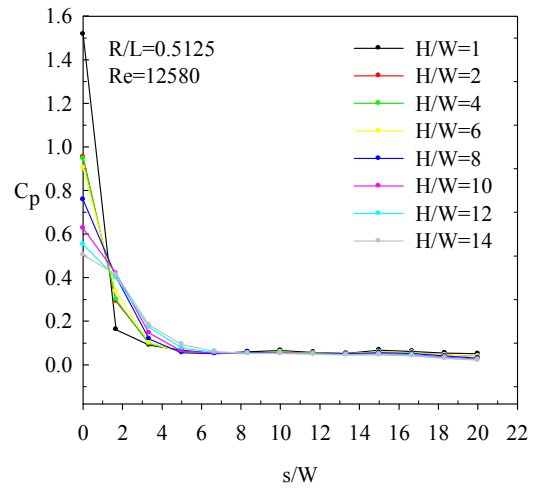
(c)



(d)

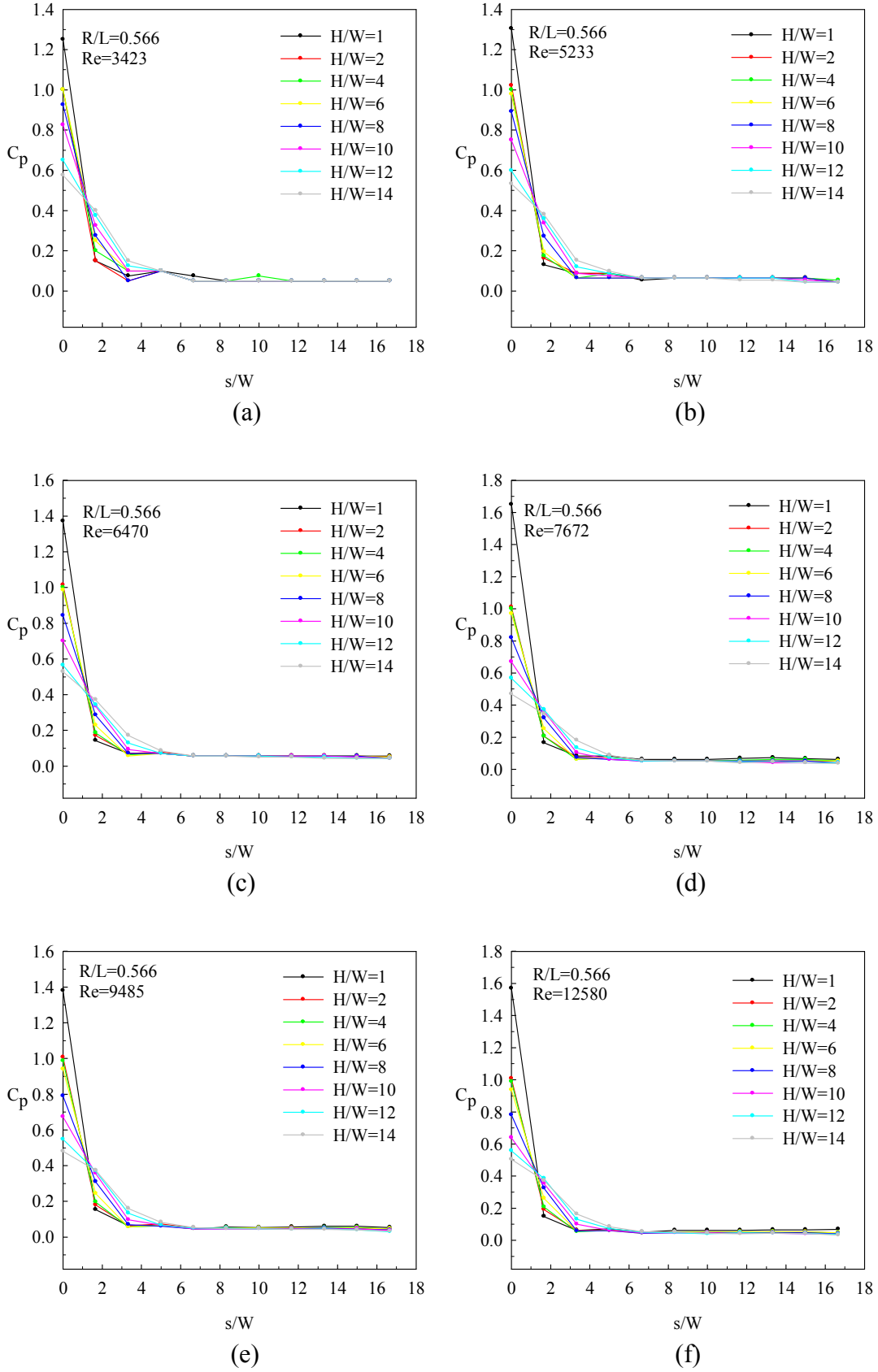


(e)

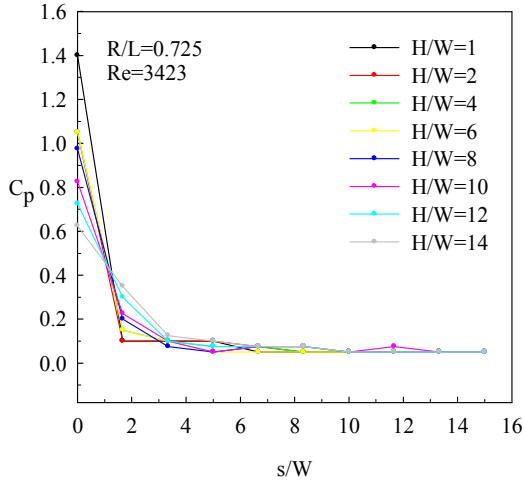


(f)

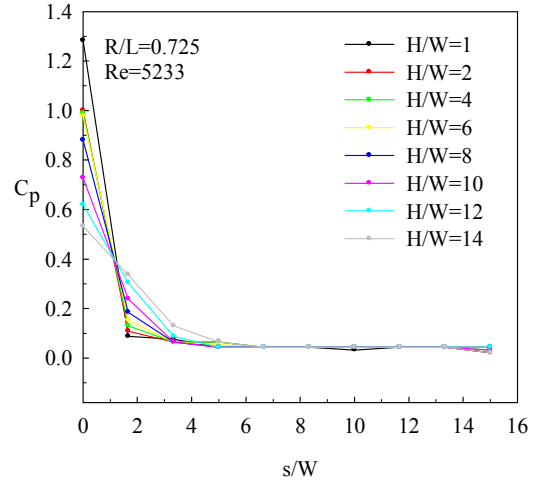
Şekil 3.2. Farklı Reynolds ve H/W mesafeleri için plaka yüzeyi boyunca boyutsuz basınç katsayısı değişimi (R/L=0.5125 plakası için)



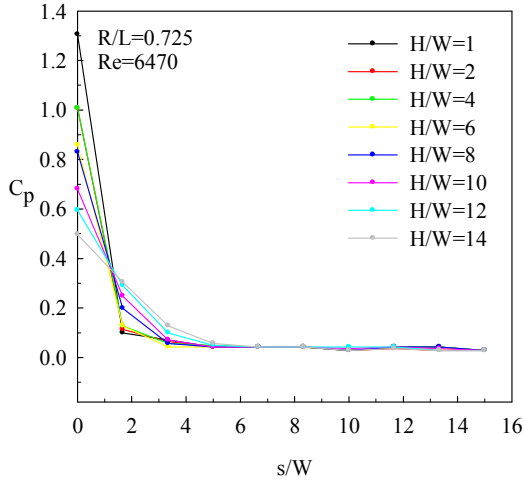
Şekil 3.3. Farklı Reynolds ve H/W mesafeleri için plaka yüzeyi boyunca boyutsuz basınç katsayısı değişimi ( $R/L=0.566$  plakası için)



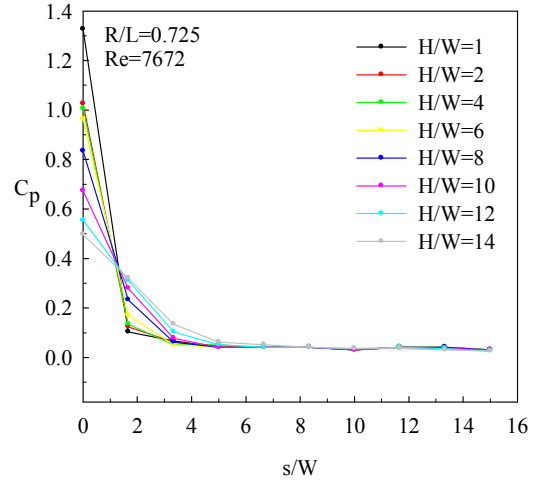
(a)



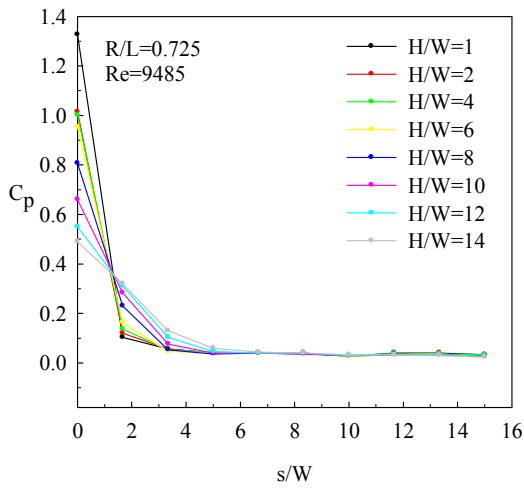
(b)



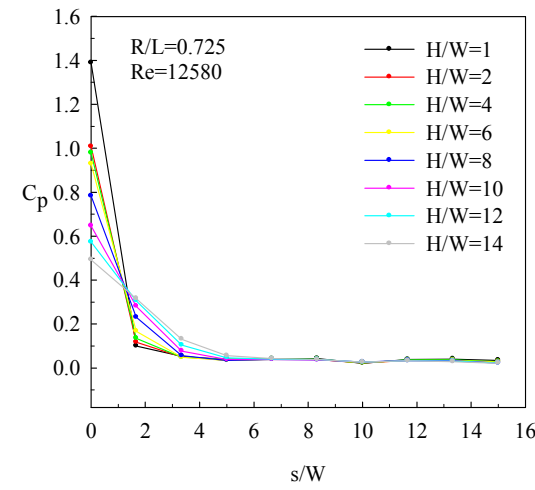
(c)



(d)

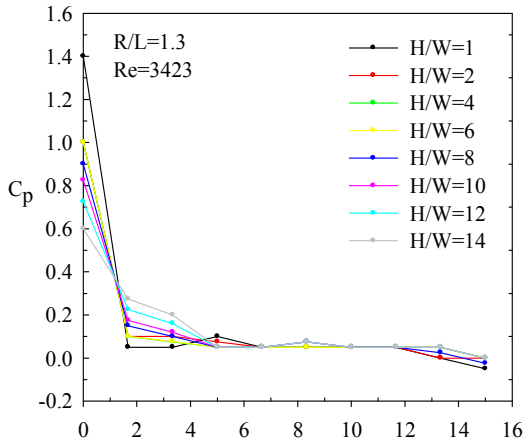


(e)

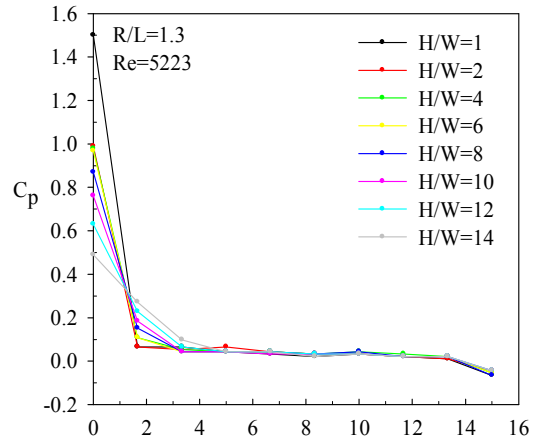


(f)

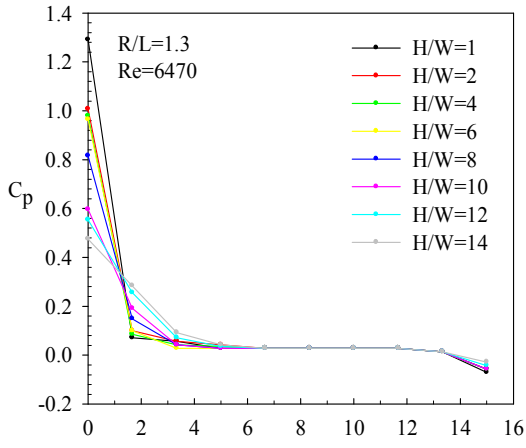
Şekil 3.4. Farklı Reynolds ve  $H/W$  mesafeleri için plaka yüzeyi boyunca boyutsuz basınç katsayısı değişimi ( $R/L=0.725$  plakası için)



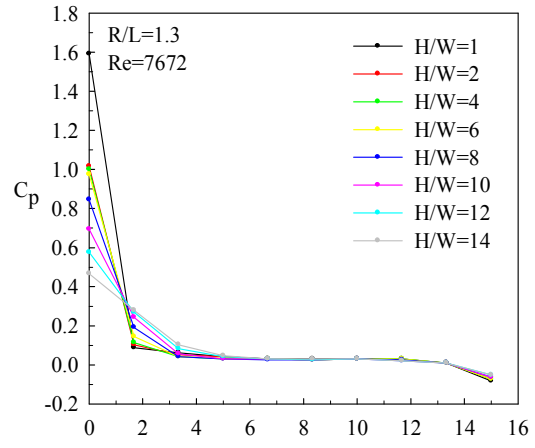
(a)



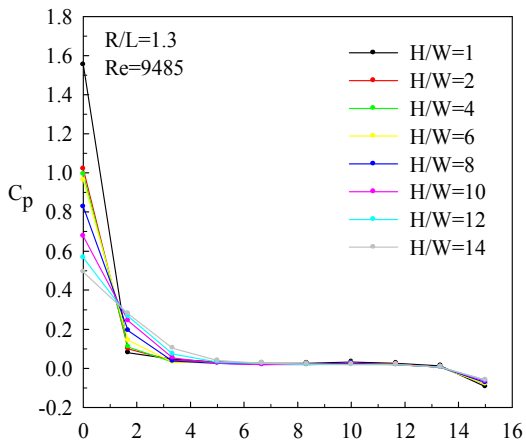
(b)



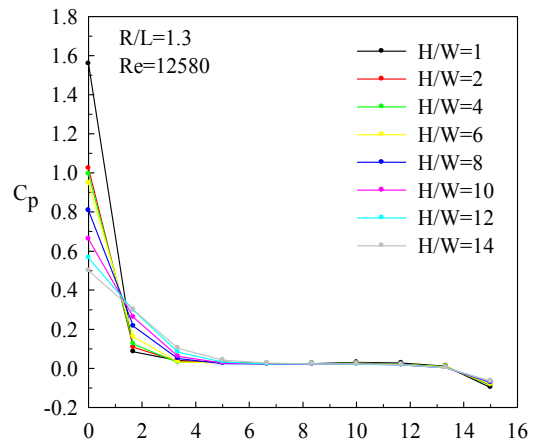
(c)



(d)



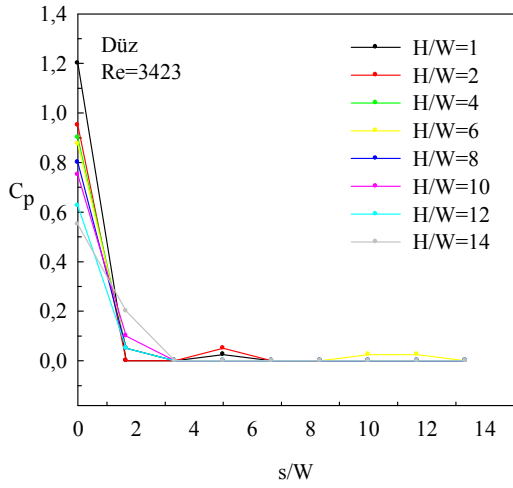
(e)



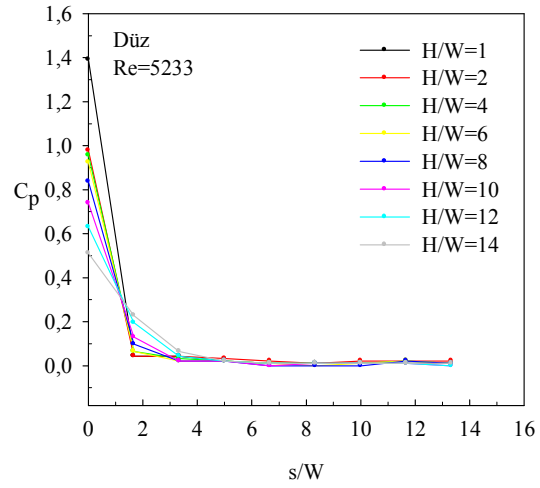
(f)

Şekil 3.5. Farklı Reynolds ve H/W mesafeleri için plaka yüzeyi boyunca boyutsuz basınç katsayısı değişimi (R/L=1.3 plakası için)

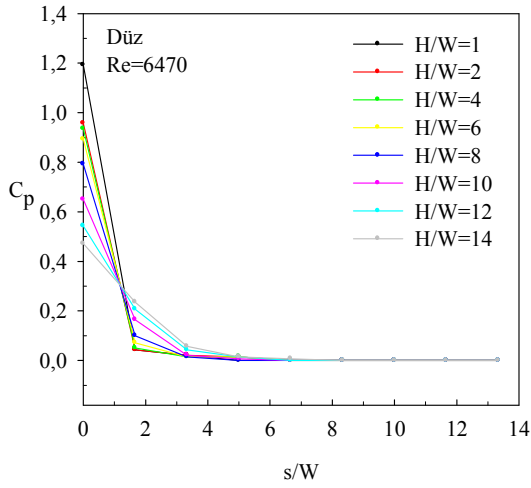




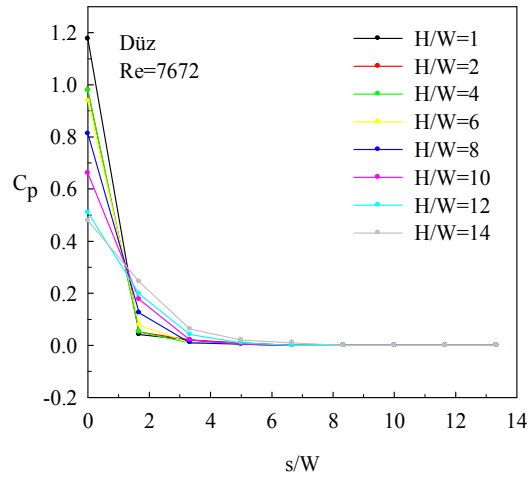
(a)



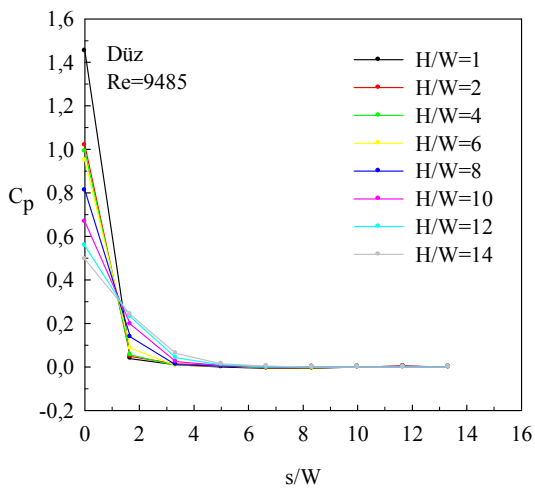
(b)



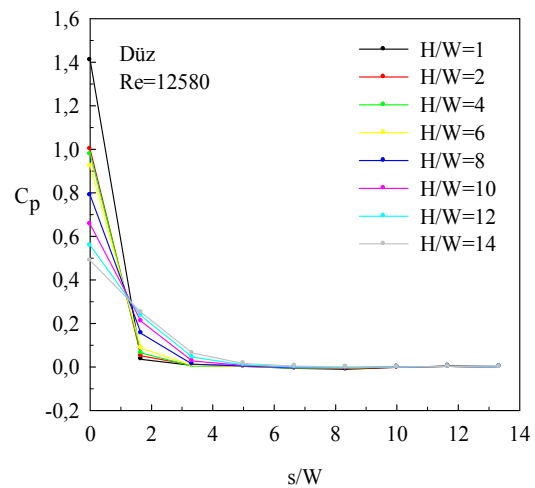
(c)



(d)



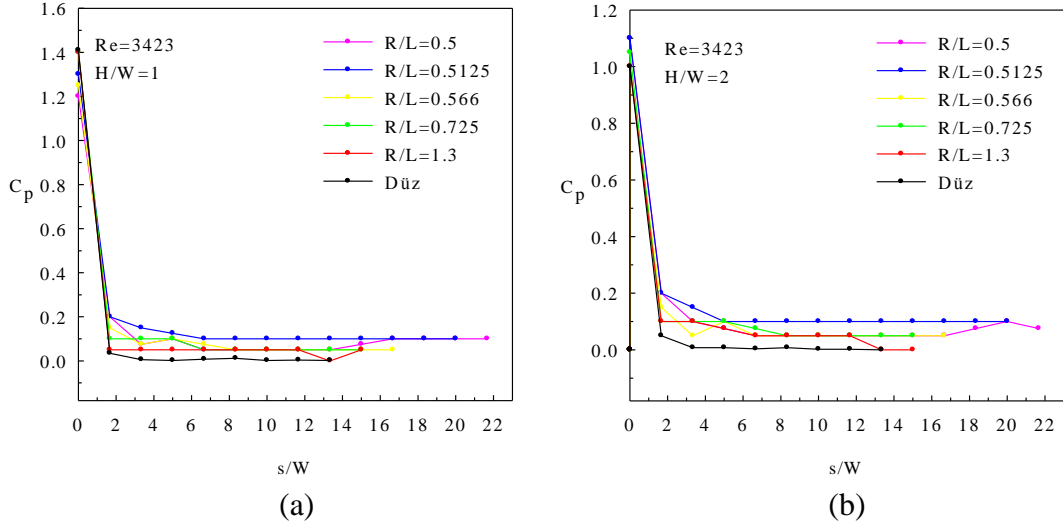
(e)



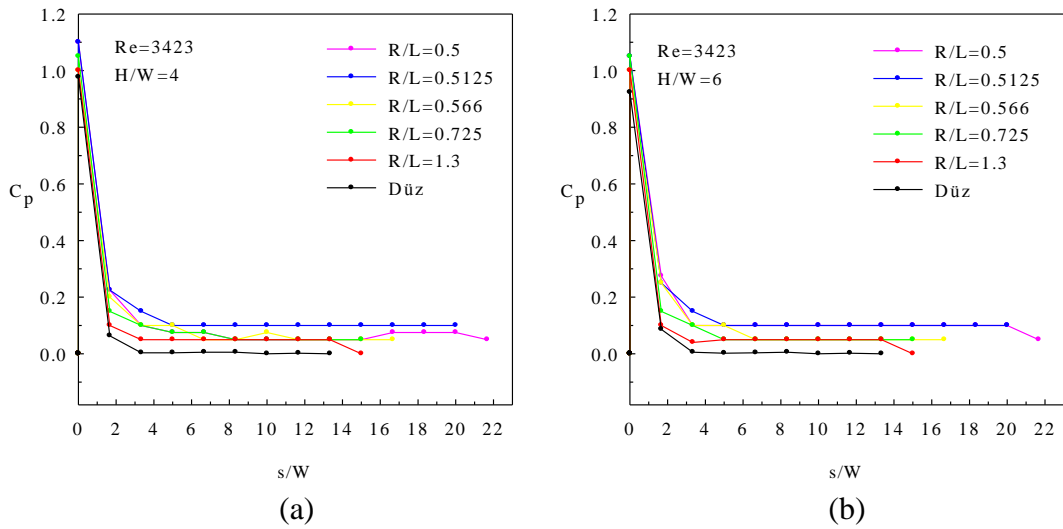
(f)

Şekil 3.6. Farklı Reynolds ve H/W mesafeleri için plaka yüzeyi boyunca boyutsuz basınç katsayısı değişimi (Düz plaka için)

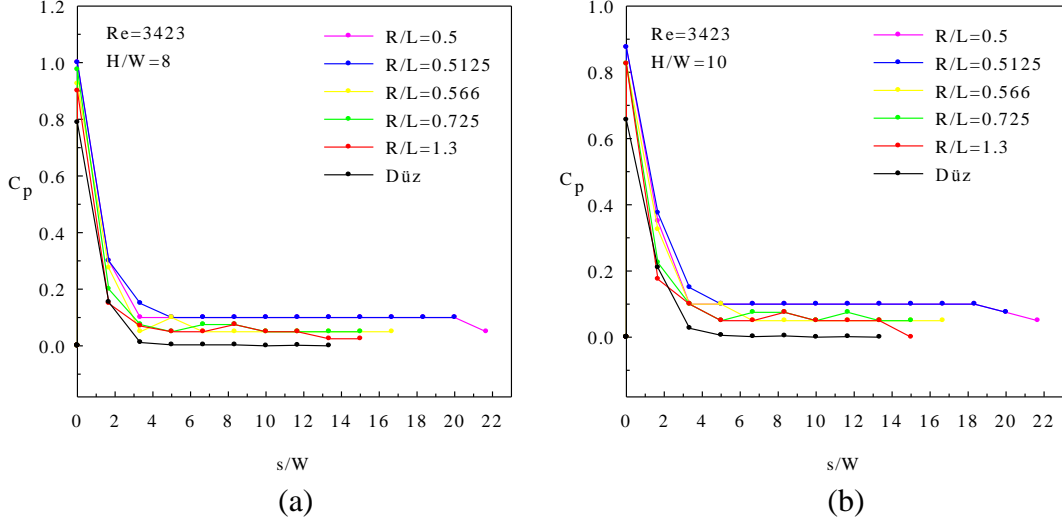




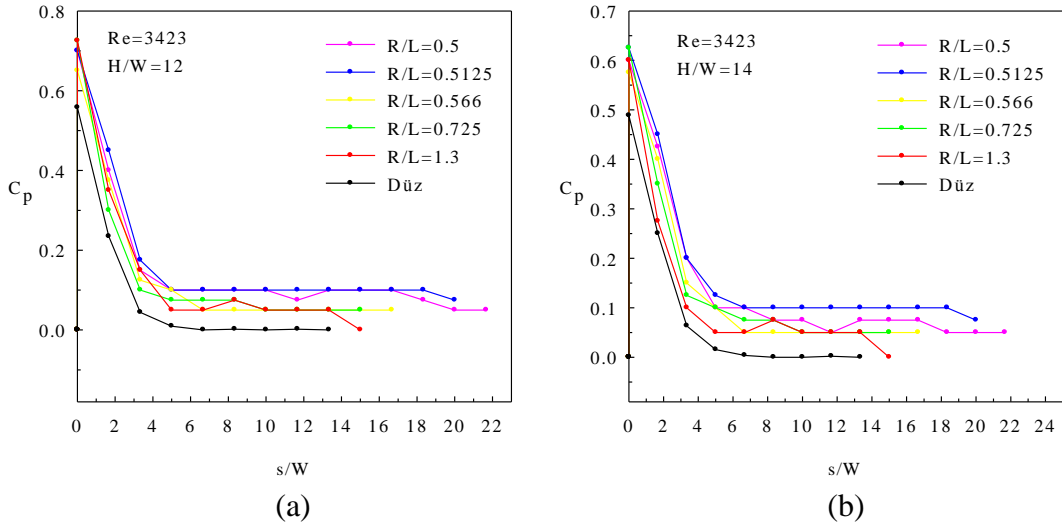
Şekil 3.7.  $Re=3423$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$



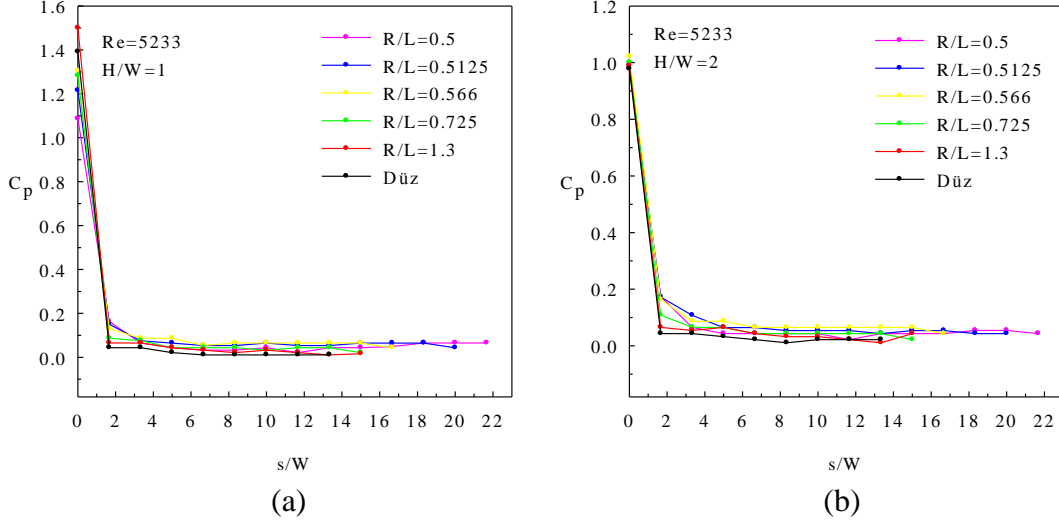
Şekil 3.8.  $Re=3423$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$



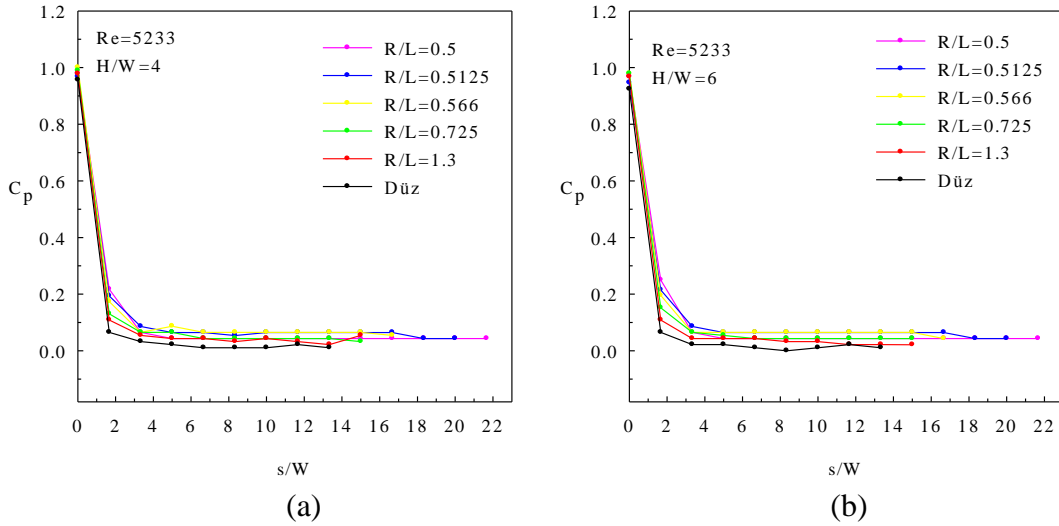
Şekil 3.9.  $Re=3423$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$



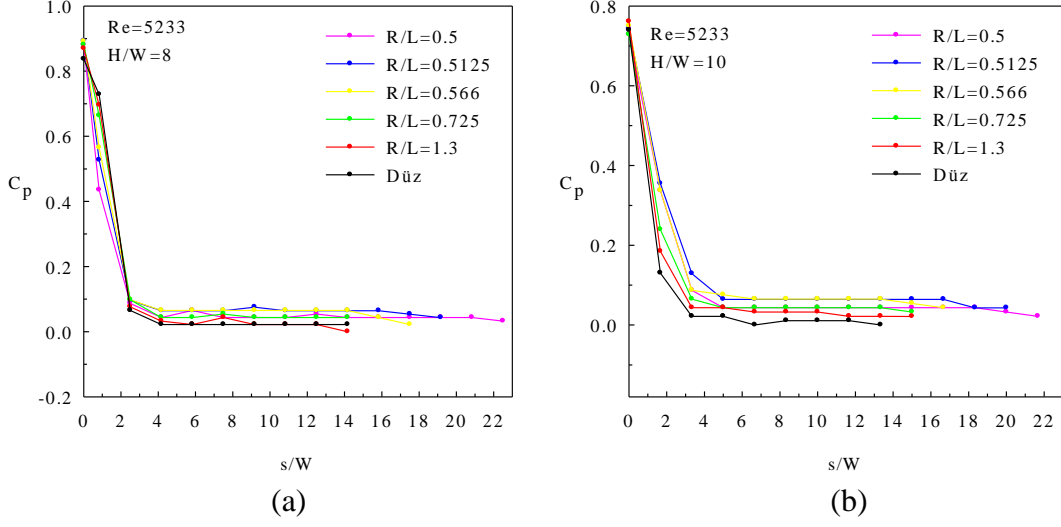
Şekil 3.10.  $Re=3423$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$



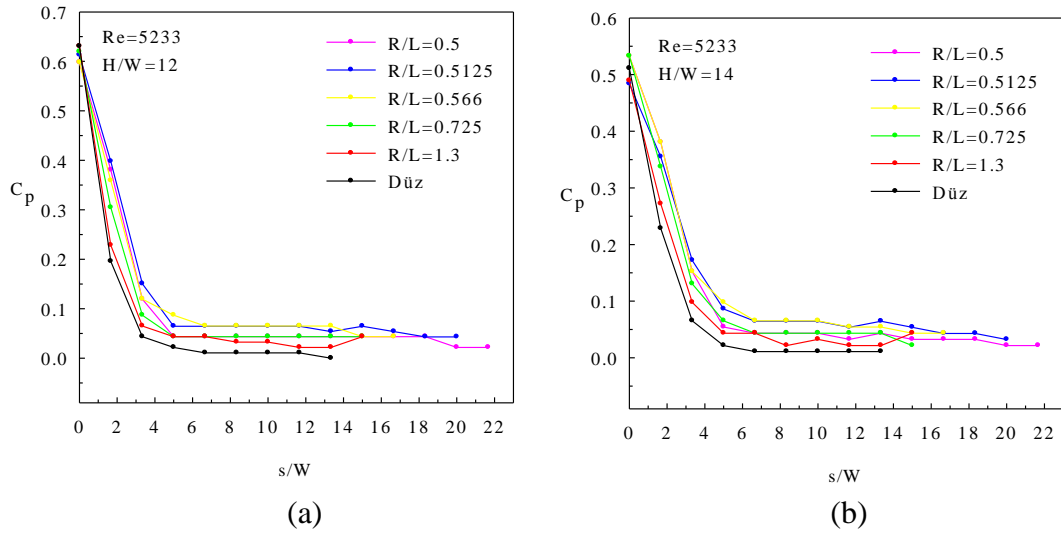
Şekil 3.11.  $Re=5233$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$



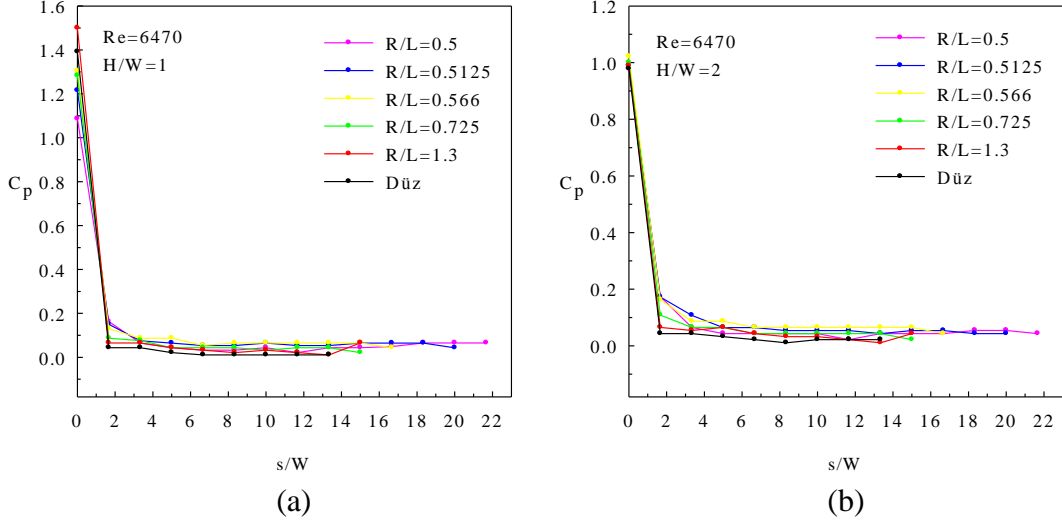
Şekil 3.12.  $Re=5233$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$



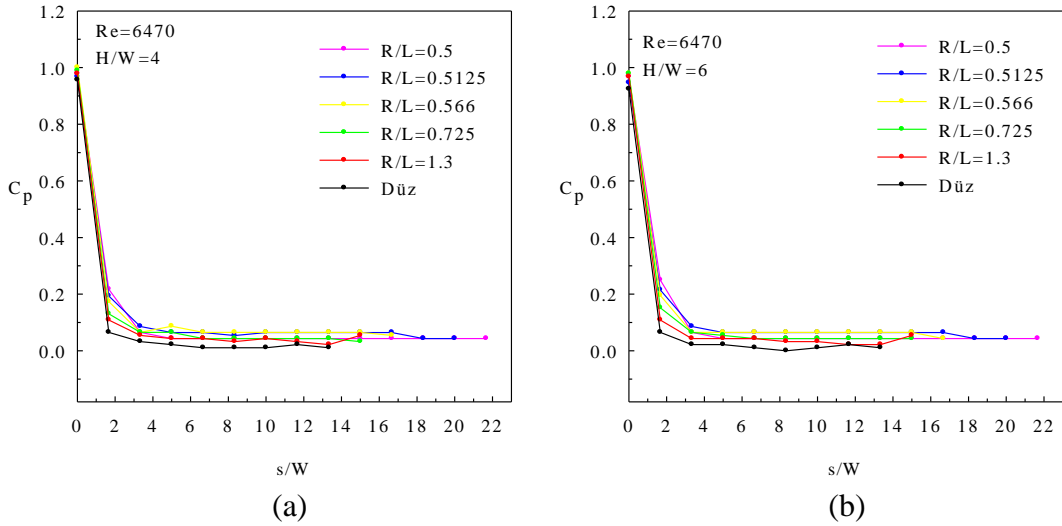
Şekil 3.13.  $Re=5233$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$



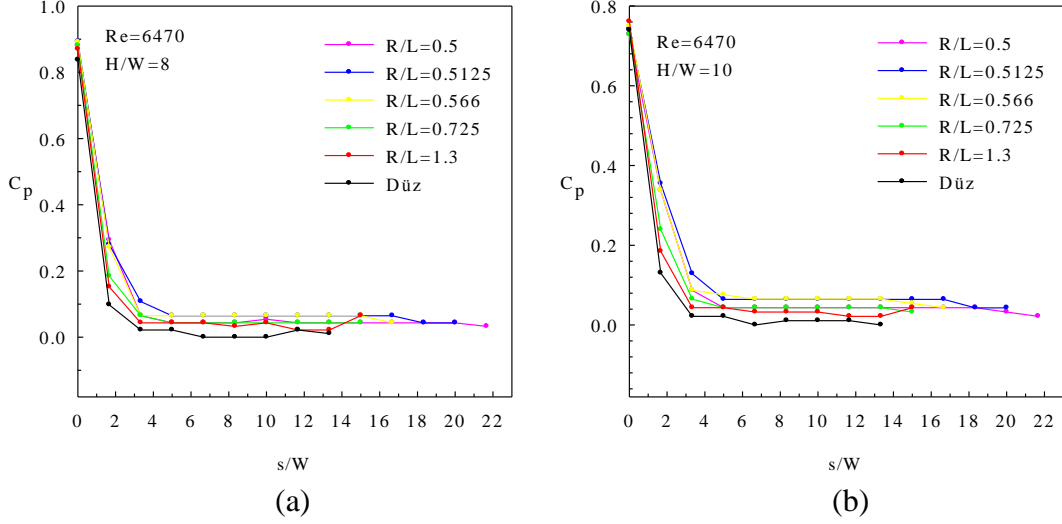
Şekil 3.14.  $Re=5233$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$



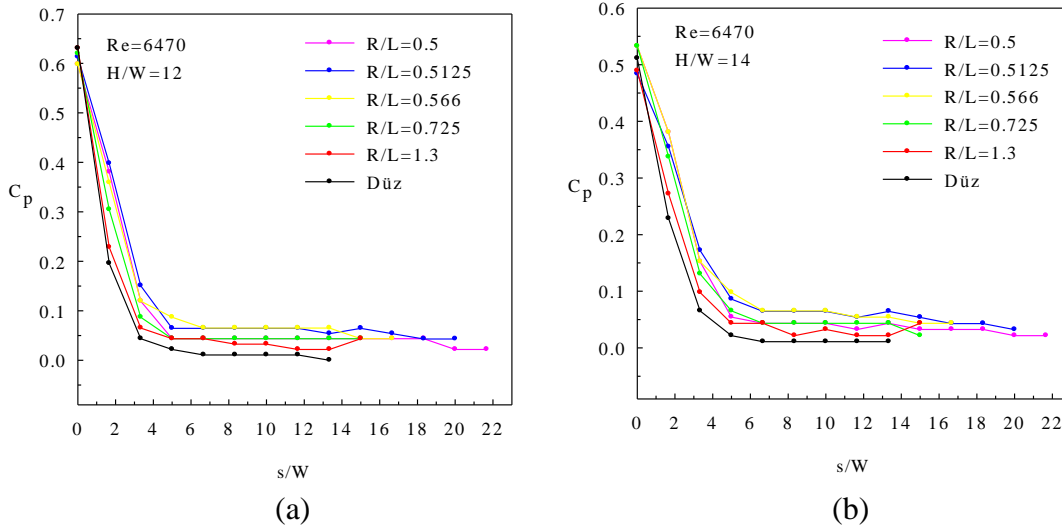
Şekil 3.15.  $Re=6470$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$



Şekil 3.16.  $Re=6470$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$

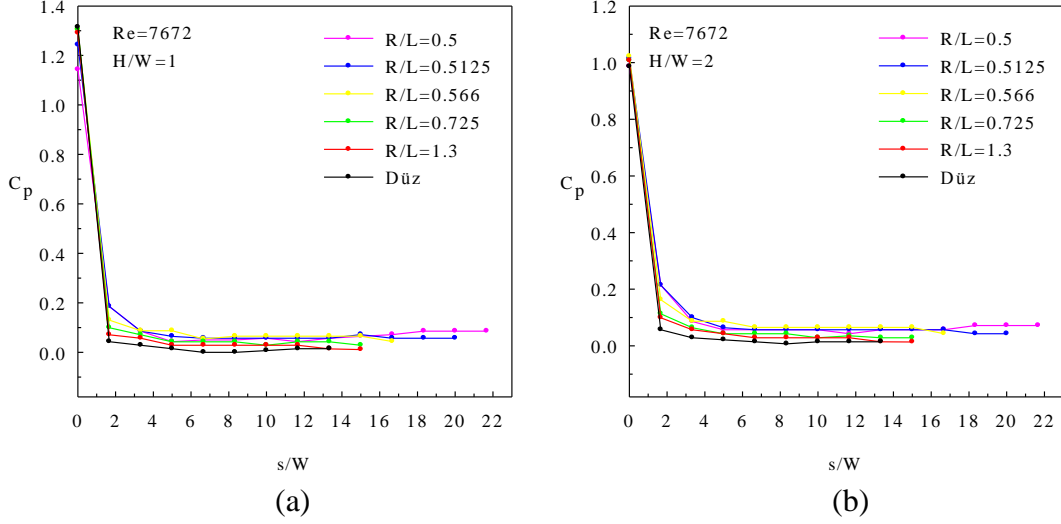


Şekil 3.17.  $Re=6470$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$

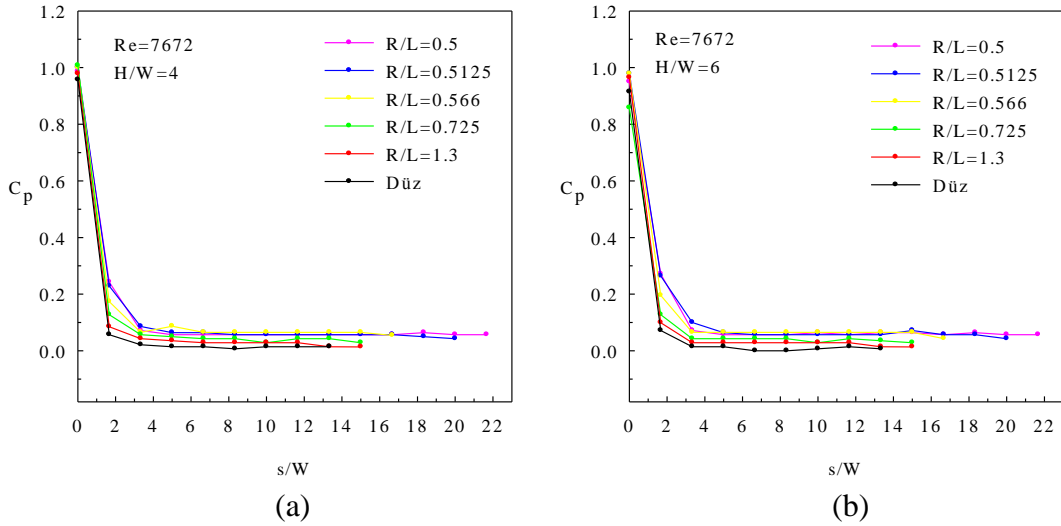


Şekil 3.18.  $Re=6470$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$

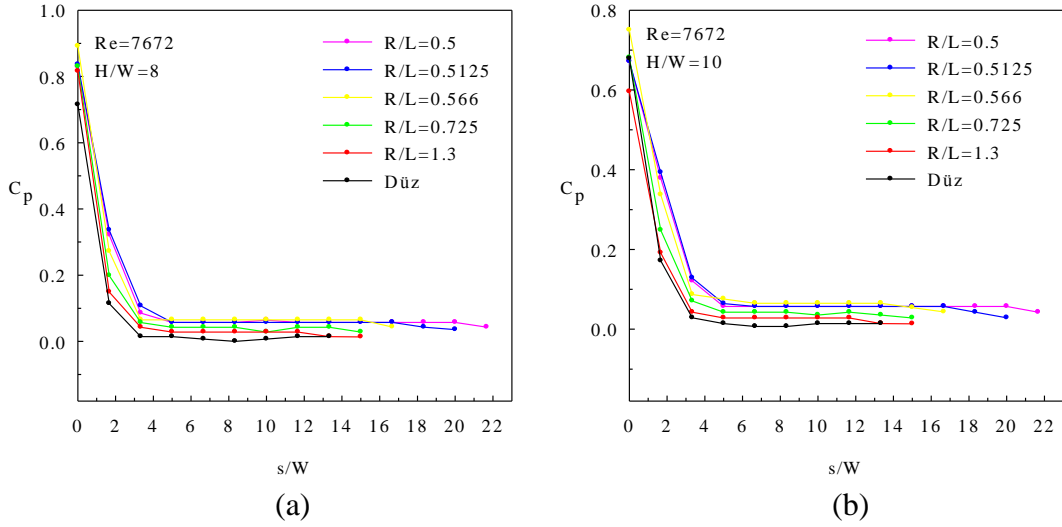




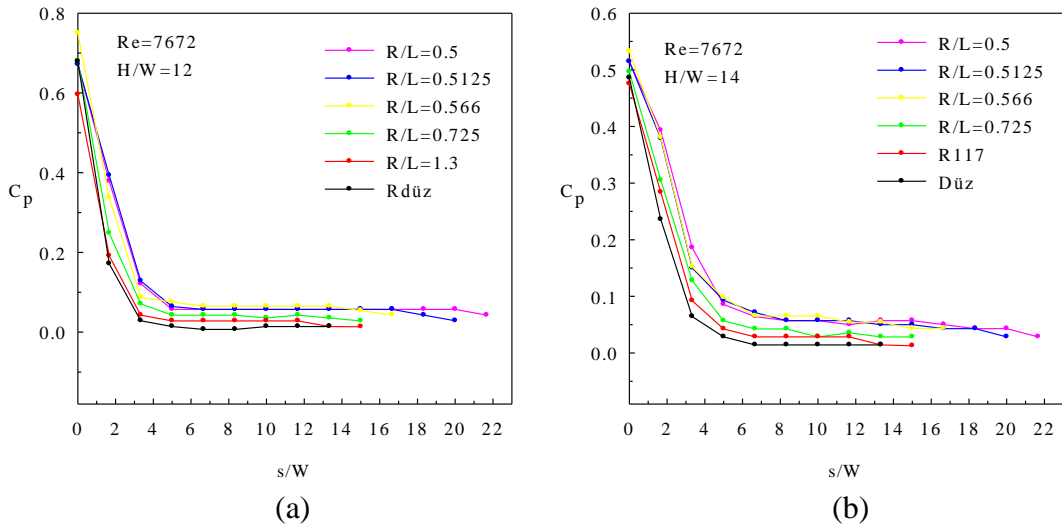
Şekil 3.19.  $Re=7672$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$



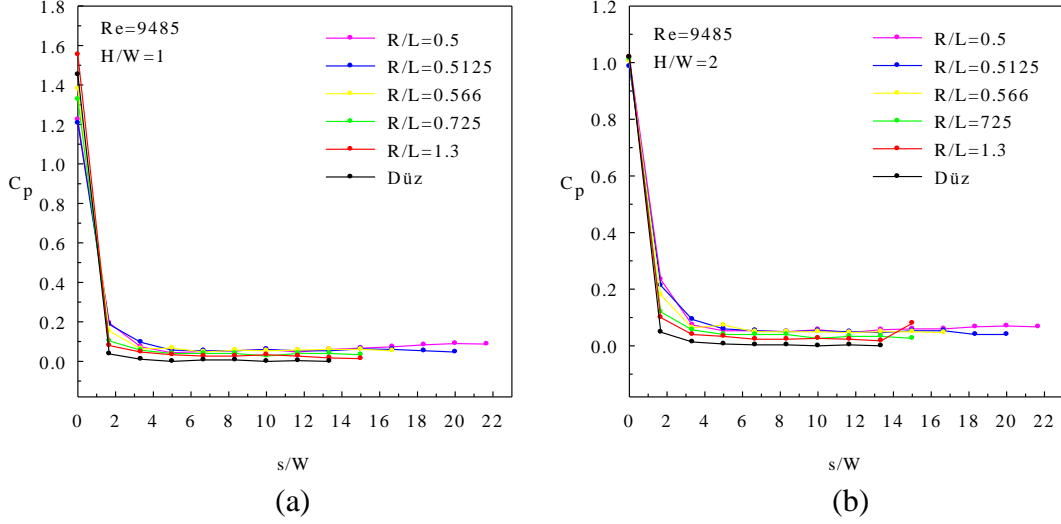
Şekil 3.20.  $Re=7672$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$



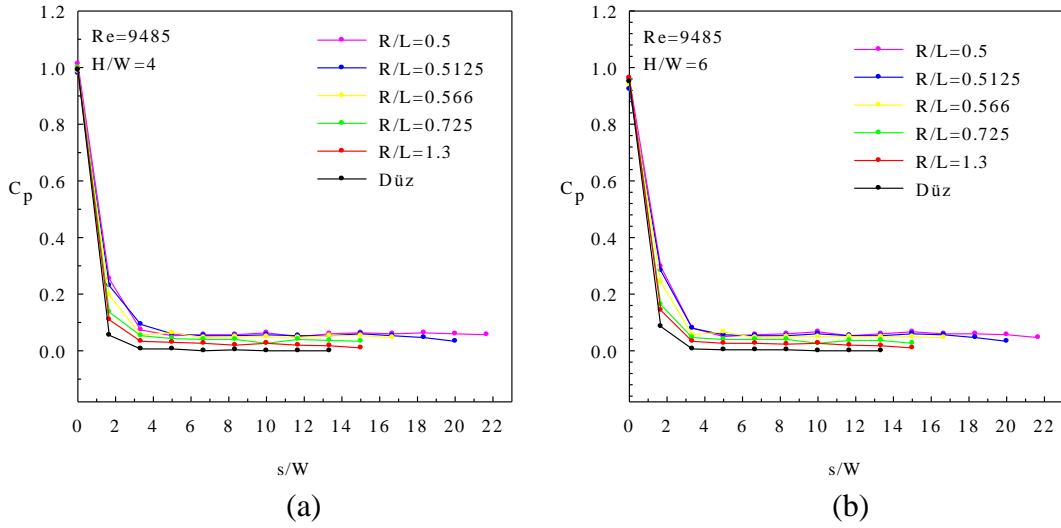
Şekil 3.21.  $Re=7672$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$



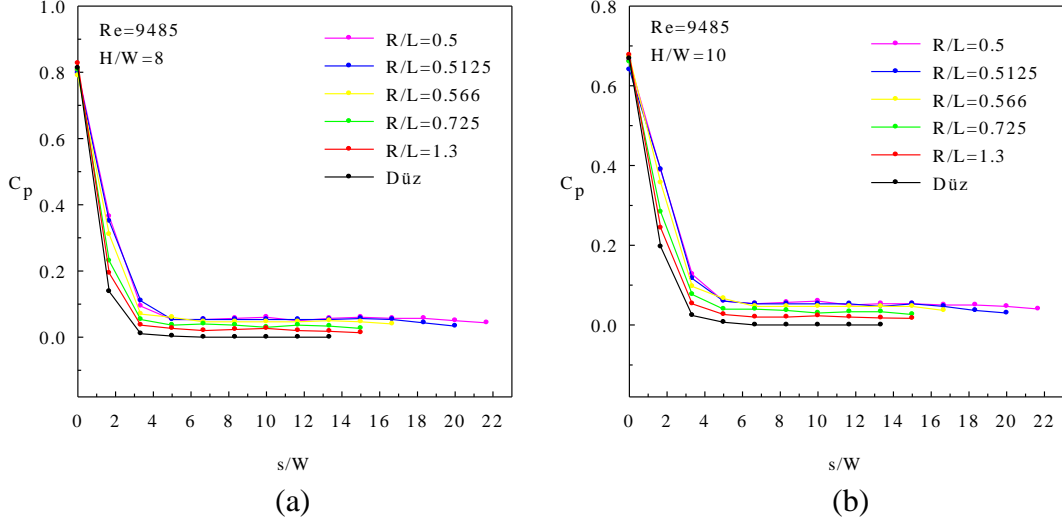
Şekil 3.22.  $Re=7672$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$



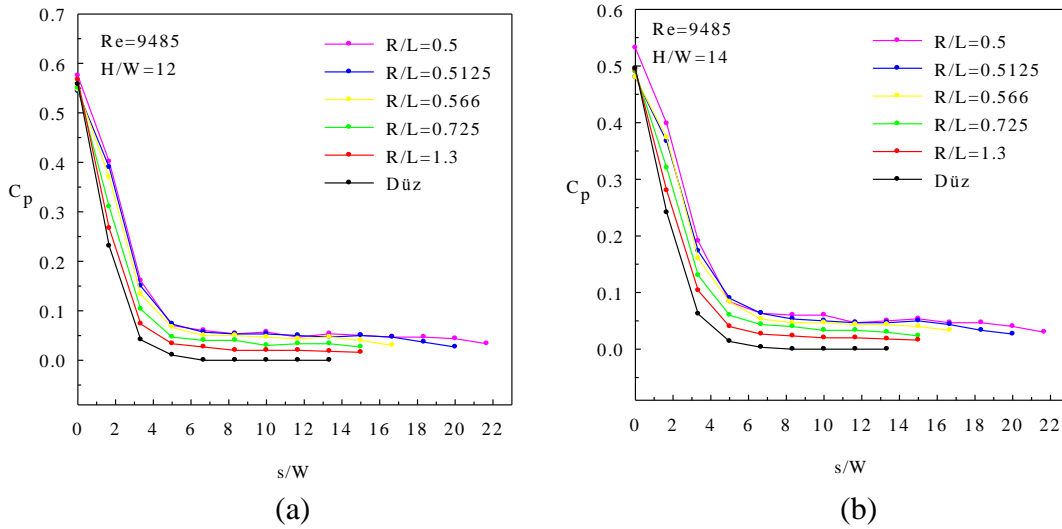
Şekil 3.23.  $Re=9485$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$



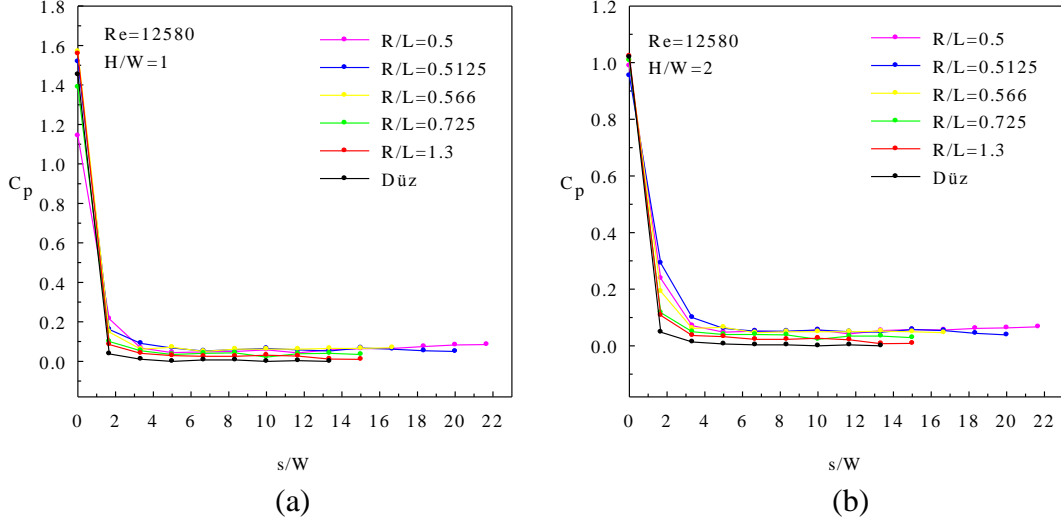
Şekil 3.24.  $Re=9485$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$



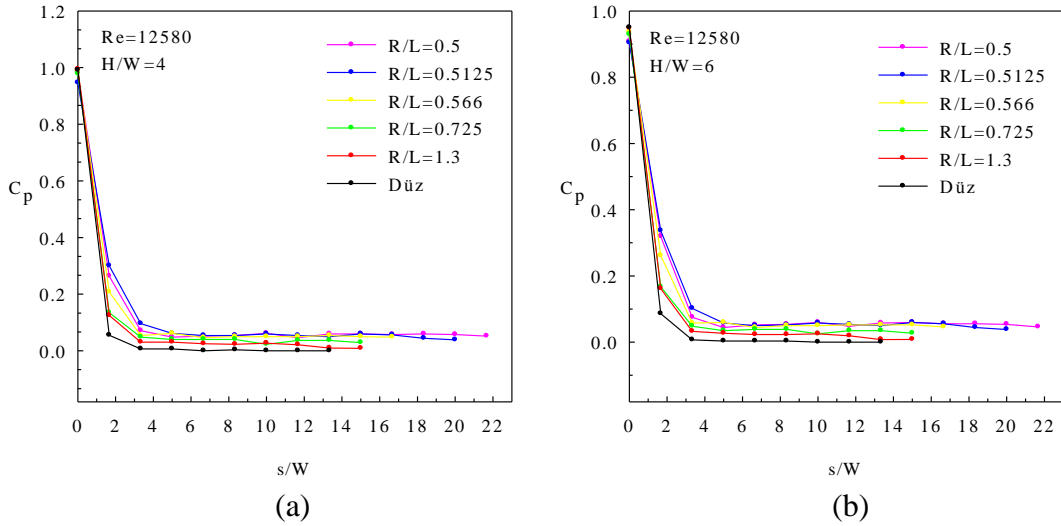
Şekil 3.25.  $Re=9485$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$



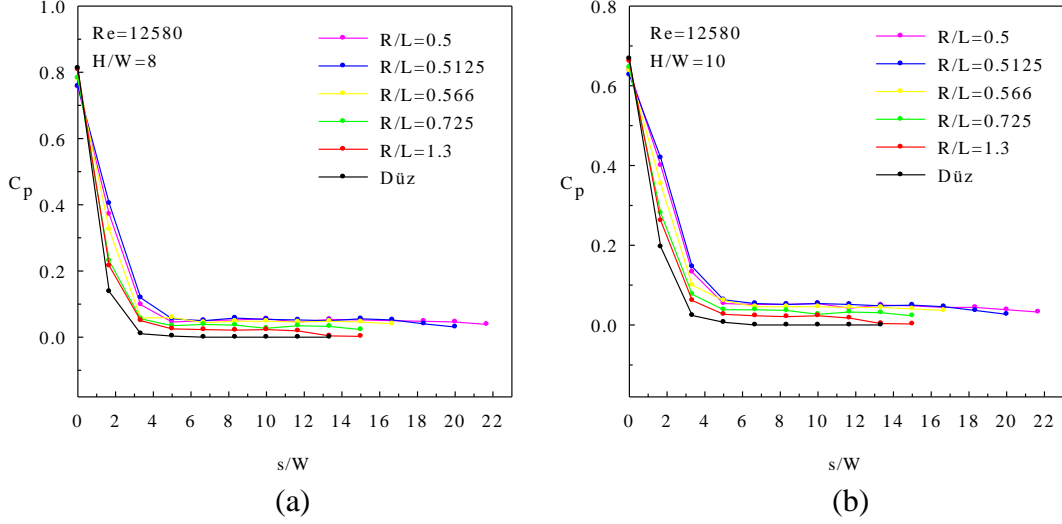
Şekil 3.26.  $Re=9485$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$



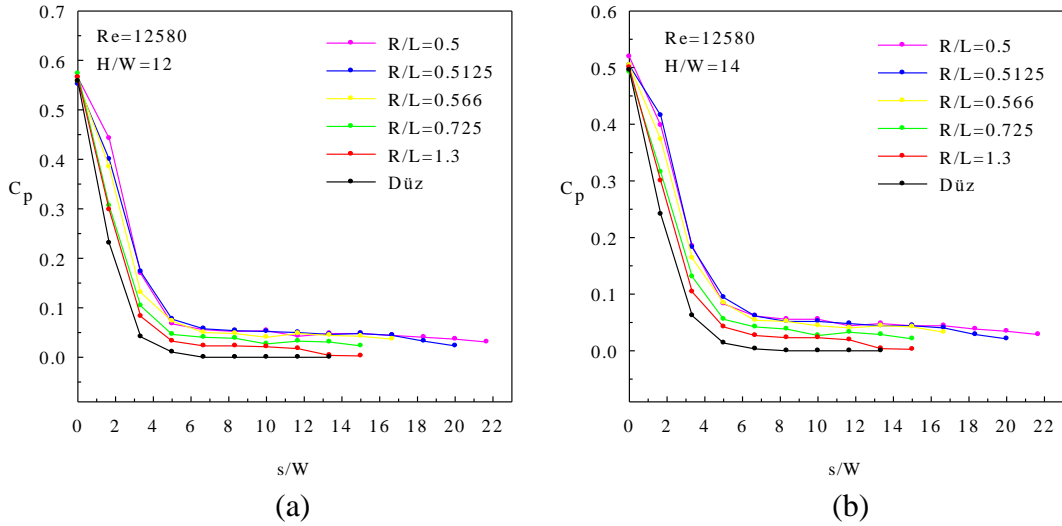
Şekil 3.27.  $Re=12580$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$



Şekil 3.28.  $Re=12580$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$



Şekil 3.29.  $Re=12580$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$



Şekil 3.30.  $Re=12580$  için farklı eğrilik yarıçapına sahip plakalarda boyutsuz basınç katsayısının çarpma yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$

### 3.1.2. Çarpma Yüzeylerinde Yerel Nusselt Sayısı Dağılımının İncelenmesi

Bu bölümde, yüzeylerinde sabit ısı akısı sınır şartı oluşturulmuş farklı eğrilik yarıçaplarında altı çarpma yüzeyinin yarık lüleden çıkan hava hüzmesi ile soğutulması üzerine yapılmış deneysel çalışma sonuçları ve irdelemeleri sunulmuştur.

Aynı izdüşüm uzunluğuna sahip plakaların boyutsuz yüzey yay uzunlukları ( $s/W$ ) boyunca yerel Nusselt sayısı değişimleri Reynolds sayısının 3423, 5233, 6470, 7672, 9485 ve 12580, boyutsuz lüle-çarpma yüzeyi uzaklığının 1, 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14 değerleri için Şekil 3.31-Şekil 3.36 arasında sunulmuştur. Durma noktasından itibaren simetriklik gösteren değerler, çarpma yüzeylerinin yarısı için verilmiştir.

Genel olarak, hem düz hem de içbükey çarpma yüzeyleri üzerindeki yerel Nusselt sayısı eğrilerinin durma noktasında maksimum değer aldıkları, yüzey yay mesafesi boyunca azaldıkları görülmektedir. Şekil-3.31 (a)-(f)'de  $R/L=0.5$  çarpma yüzeyi için sırasıyla Reynolds sayısının 3423, 5233, 6470, 7672, 9485 ve 12580 değerlerinde, farklı  $H/W$  mesafelerinde yerel Nusselt sayısı dağılımları verilmiştir. Bu grafiklerden, maksimum Nusselt sayısı değerinin  $H/W=1$ 'de olduğu ve lüle-çarpma yüzeyi mesafesi arttıkça durma noktası değerinin azaldığı görülmektedir.  $H/W=1$  durumunda, jetin etkilediği çarpma yüzeyi bölgesinde sınır tabaka kalınlığı incelmekte ve bu bölgede çok yüksek bir sıcaklık gradyeni meydana gelmektedir. Bu da çarpma bölgesinde Nusselt sayısının daha da yüksek değer almasına neden olmaktadır.

Durma noktası Nusselt sayısı ( $Nu_0$ ) değeri, lüle çarpma yüzeyi uzaklığının ve Reynolds sayısının bir fonksiyonudur ve Literatürde  $Nu_0$ 'ın tahmin edilmesi için bu iki değere bağlı bağıntılar sunulmuştur (Doğruöz, 2005; Beitelmal, 2000; Brahma, 1989). Genel olarak, çarpma yüzeyinin potansiyel çekirdek içerisine yerleştirilmesi durumunda jet hızı sabit kalmasına rağmen, artan lüle-çarpma yüzeyi mesafesi ile türbülans artmakta ve potansiyel çekirdek ucu mesafesinde maksimum Nusselt sayısı değerleri elde edilmektedir. Yapılan çalışmalar incelendiğinde farklı geometrik ve akış şartları altında potansiyel çekirdek uzunluğunun değişim gösterdiği ve buna bağlı olarak maksimum Nusselt sayısı değerinin farklı lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde ( $H/W=4-8$ ) elde edildiği belirlenmiştir. Potansiyel çekirdek bölgesi dışında artan lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde ise jet hızı azalmakta ve durma noktası Nusselt sayısı değerlerinde azalma meydana gelmektedir (Doğruöz, 2005; Lee ve ark, 1999-b; Arjocu, 1997). Şekil 3.31 ve Şekil 3.36 arasında verilen grafikler incelendiğinde potansiyel çekirdek içerisine düşen  $H/W=2, 4, 6$

mesafelerinde çarpma yüzeyleri üzerinde yerel Nusselt dağılımlarının birbirlerine benzer davranış gösterdikleri ancak potansiyel çekirdek içerisinde artan jet-çarpma yüzeyi mesafeleri için durma noktası Nusselt değerlerinde belirgin bir artış gözlenemediği ifade edilmelidir. Bunun sebebi, lüle dış boyutlarının özellikle küçük lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde akış alanı sınırlandırma etkisi yaratmasıdır. Çarpma yüzeyi geometrisi yanında lüle geometrisinin ve çıkış şartlarının ısı ve kütle transferi dağılımında önemli etkiye sahip olduğu ve bunun durma noktası üzerine de etkisi olacağı literatürde belirtilmiştir (Doğruöz, 2005). Ancak, sınırlandırmanın durma noktası üzerine etkisi için ise tam bir sonuç elde edilememiştir. Behnia ve arkadaşları (1998); sınırlandırmanın çarpma yüzeyi ortalama ısı transferinde azalmaya neden olduğunu, durma noktası Nusselt sayısı değerinin ise etkilenmeden sabit kaldığını ileri sürmüştür. Fitzgerald ve Garimella (1997) ise sınırlandırmanın potansiyel çekirdek uzunluğunu arttırdığı, fakat türbülans seviyesi ve durma noktası ısı transferini azalttığını ortaya koymuştur. Bu konunun ayrıntılı olarak incelenmesi önemli görülmektedir.

Durma noktasındaki maksimum Nusselt sayısı değeri duvar jet bölgesinde azalma eğilimi gösterir. Bu durum akışın bu bölgede çarpma yüzeyine paralel ilerlerken hem çarpma yüzeyi ile etkileşimi hem de ortam ile momentum alışverişi nedeniyle yavaşlayarak sınır tabakanın kalınlaşması ile açıklanabilir. Böylece yerel ısı transferi ve dolayısıyla ortalama ısı transferi azalma eğilimi gösterir.

Şekil 3.31-Şekil 3.36 arasındaki grafiklerden lüle-çarpma yüzeyi uzaklığının  $H/W=1$  ve Reynolds sayısının 12580 değeri için verilen yerel Nusselt sayısı eğrilerinin yaklaşık  $s/W \cong 3-5$  civarında ikincil maksimum Nusselt sayısı tepelerine benzer sıçramalar gösterdiği görülmektedir. Bu durum genel olarak yüksek Reynolds sayılarında ve düşük lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında yapılan çalışmalarda ifade edilmektedir. Doğruöz (2005) çalışmasında Reynolds sayısının 10000 ve 10000'den büyük değerleri için ikincil maksimum Nusselt sayısı tepelerinin oluştuğunu ve bu tepelerin Reynolds sayısının 14400 değerinde  $s/W \cong 6$  civarında gözlendiğini ifade etmiştir. Choi ve ark. (2000) ise  $Re \cong 4740$ 'da  $H/W > 1$  değerlerinde ikincil tepelerin gözlenmediğini, bu tepelerin oluşum yerlerinin Reynolds sayısına bağlı olduğunu ve Reynolds sayısı artarken durma noktasına yaklaşma eğiliminde olduklarını açıklamışlardır. Bu tepelerin oluşum nedeni olarak durma bölgesine çarparak çarpma yüzeyi üzerinde ilerleyen akışın laminerden türbülansa geçişi gösterilmiştir. Yine Doğruöz (2005) bu ikincil Nusselt sayısı tepelerinin durma noktasındaki Nusselt sayısı değerinin %80'i kadar olduğunu belirtmiştir.

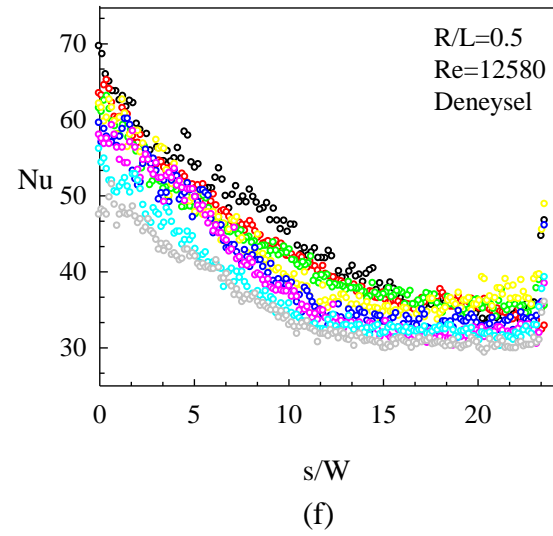
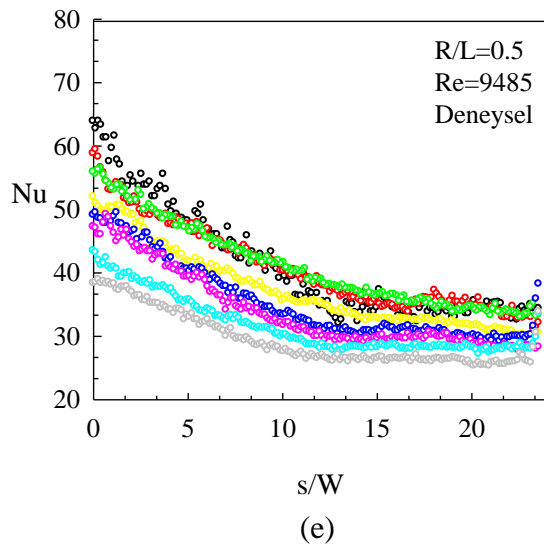
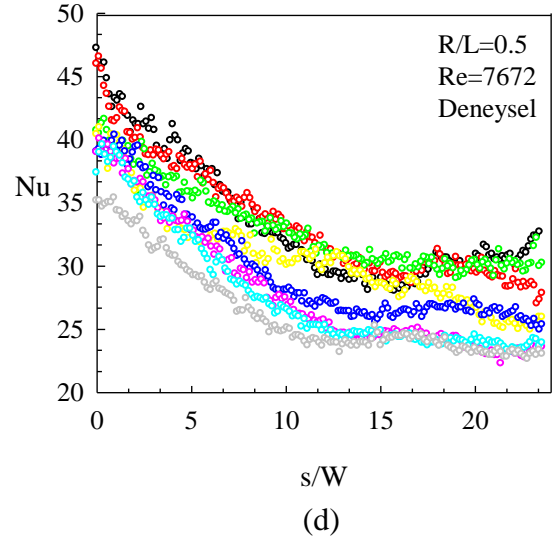
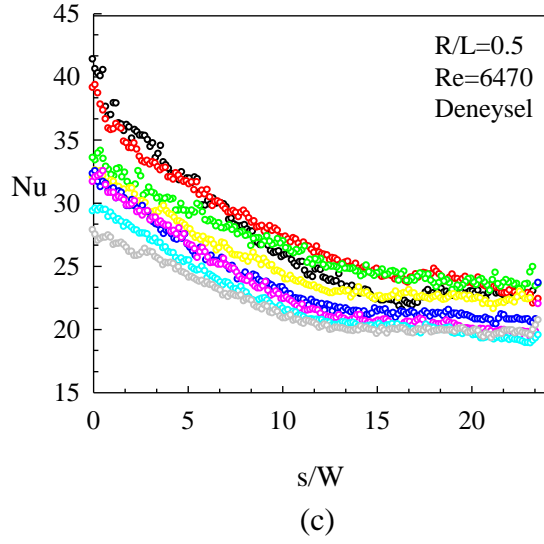
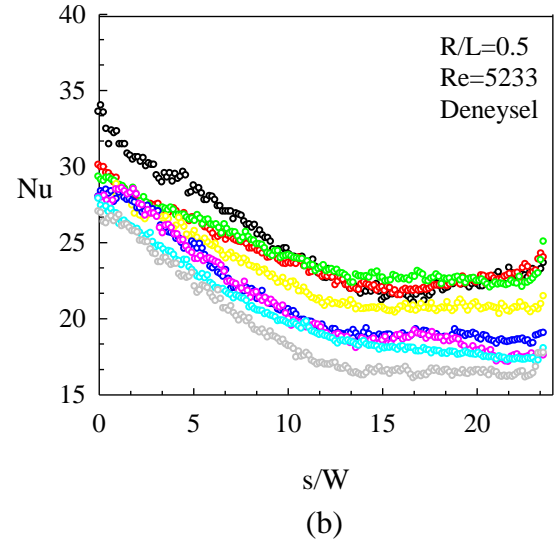
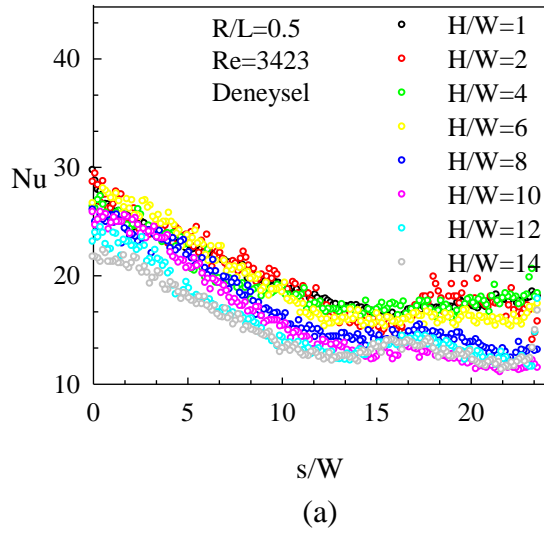


Bu çalışmada da ikincil maksimum tepe değerlerinin, durma noktası değerlerinin %80-85'i kadar olduğu belirlenmiştir. İkincil tepelerin ardından yerel Nusselt sayısı değerlerinin duvar jet bölgesinde termal sınır tabakanın kalınlaşması nedeniyle azalma eğilimine devam ettiği görülmüştür.

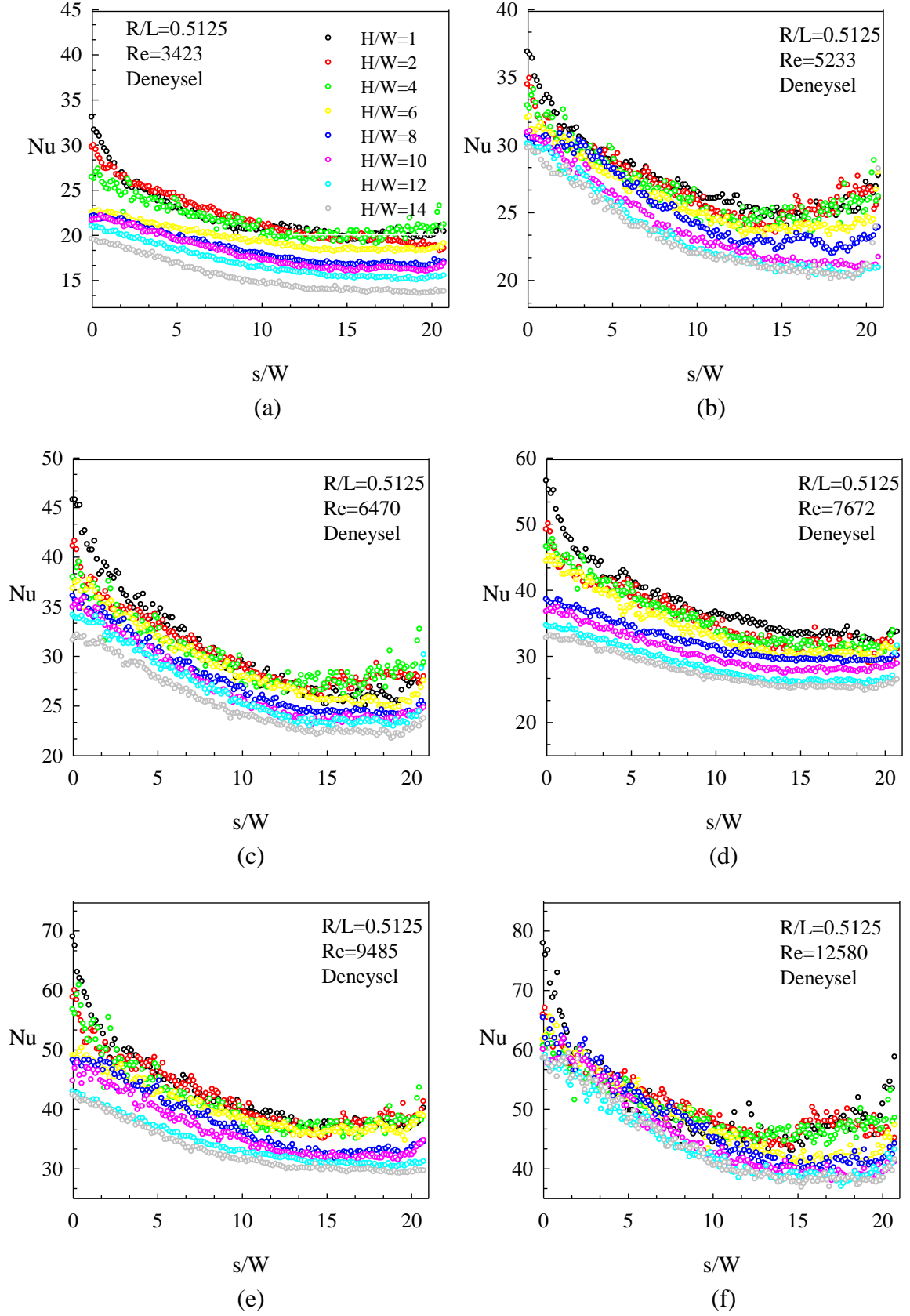
Lüle-çarpma yüzeyi uzaklığının ortalama ve durma noktası Nusselt sayısı üzerine etkisini gösteren grafikler Şekil 3.37 ve Şekil 3.38'de verilmiştir. Ortalama Nusselt sayıları, çarpma yüzeyleri üzerinden hesaplatılmış yerel Nusselt sayısı değerlerinin aritmetik ortalaması alınarak belirlenmiştir. Bütün çarpma yüzeyleri için her bir lüle-çarpma yüzeyi yüksekliğinde çizdirilmiş bu grafiklerden, lüle-çarpma yüzeyi yüksekliği artarken ortalama Nusselt sayısı ve durma noktası Nusselt sayısının azalma eğiliminde olduğu görülmektedir. Lüle-çarpma yüzeyi mesafesinin 1-2 değerinde bu azalmanın kendini daha belirgin gösterdiği açıktır. Bu durumun  $H/W=1$  mesafesinde sınır tabakanın incilmesi ile yerel, ortalama ve durma Nusselt sayısının yüksek değerler almasından kaynaklandığı açıktır.

Şekil 3.39-Şekil 3.62 arasında Reynolds sayısının, yerel Nusselt sayısı üzerine etkisini gösteren grafikler verilmiştir. Her bir çarpma yüzeyi için çizdirilmiş bu grafiklerde sabit lüle-çarpma yüzeyi uzaklığında artan Reynolds sayısının yüzey üzerindeki Nusselt sayısı değerlerini arttırdığı açıkça görülmektedir. Sabit yükseklikte artan Reynolds sayısı, çarpma yüzeyi üzerindeki termal sınır tabakanın incelmeye neden olmakta ve böylece yerel Nusselt sayısı değerlerinde artış meydana getirmektedir.

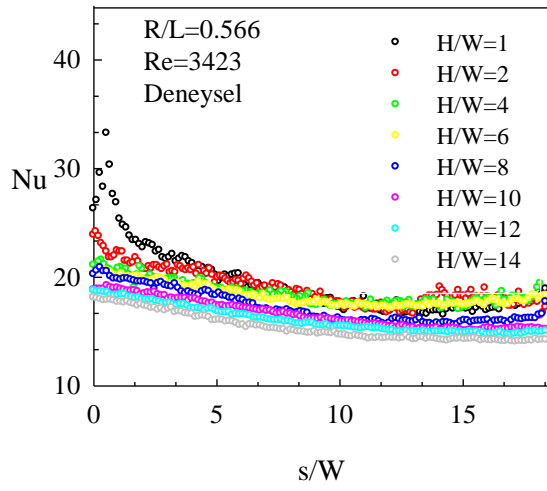
Şekil 3.63 ve Şekil 3.64'te  $R/L=0.566$  plakası için artan Reynolds sayısının durma noktası ve ortalama Nusselt sayısı üzerine etkisi görülmektedir. Sabit lüle-çarpma yüzeyi uzaklığında artan Reynolds sayısının, yerel Nusselt sayısı üzerinde oluşturduğu artışı ortalama ve durma noktası Nusselt sayısı değerlerinde de gösterdiği görülmektedir. Ayrıca bu şekillerden çalışılan geometrik ve akış parametreleri için artan lüle çarpma yüzeyi uzaklığının, çarpma yüzeyleri üzerindeki ortalama ve durma noktası Nusselt sayısı değerlerini azalttığı da açıkça görülebilir.



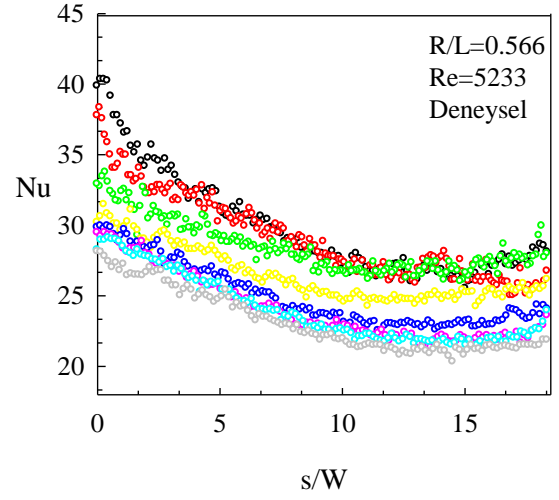
Şekil 3.31.  $R/L=0.5$  çarpma yüzeyi için farklı lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında Nusselt sayısı değişimi (a)  $Re=3423$ , (b)  $Re=5233$ , (c)  $Re=6470$ , (d)  $Re=7672$ , (e)  $Re=9485$  ve (f)  $Re=12580$



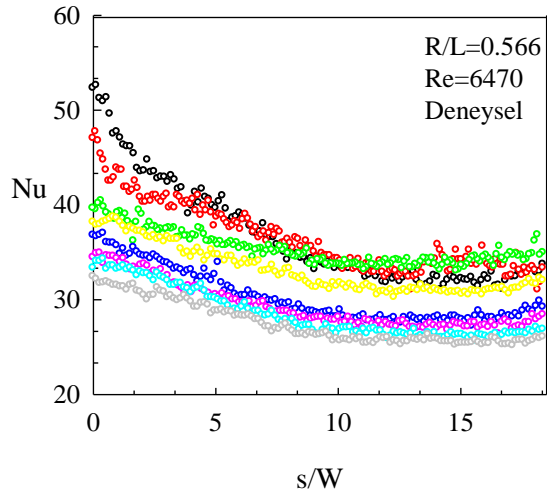
Şekil 3.32.  $R/L=0.5125$  çarpma yüzeyi için farklı lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında Nusselt sayısı değişimi (a)  $Re=3423$ , (b)  $Re=5233$ , (c)  $Re=6470$ , (d)  $Re=7672$ , (e)  $Re=9485$  ve (f)  $Re=12580$



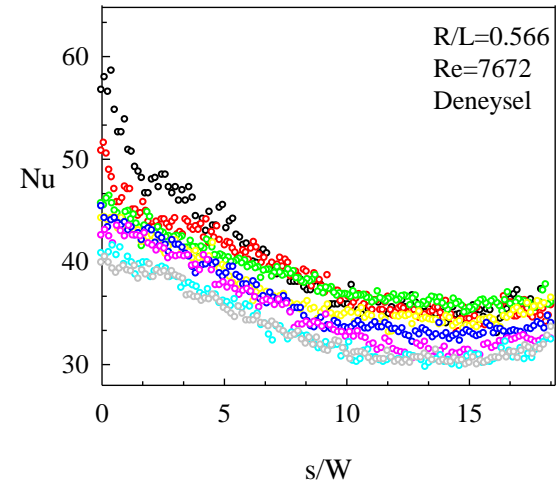
(a)



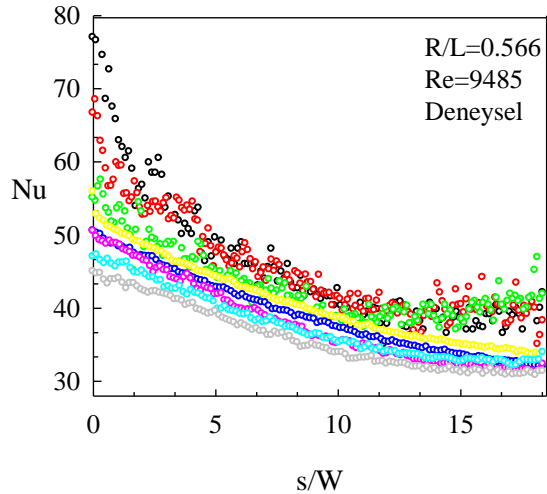
(b)



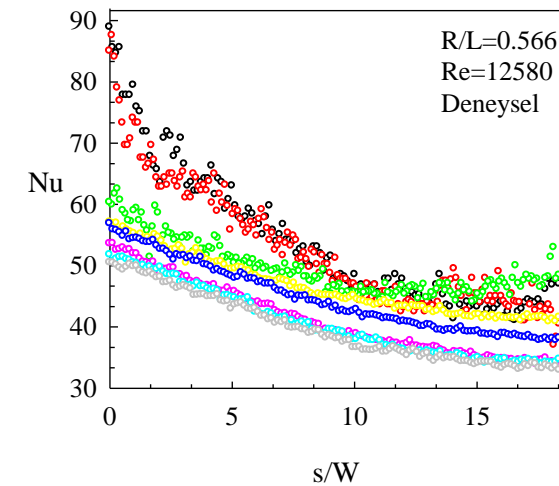
(c)



(d)

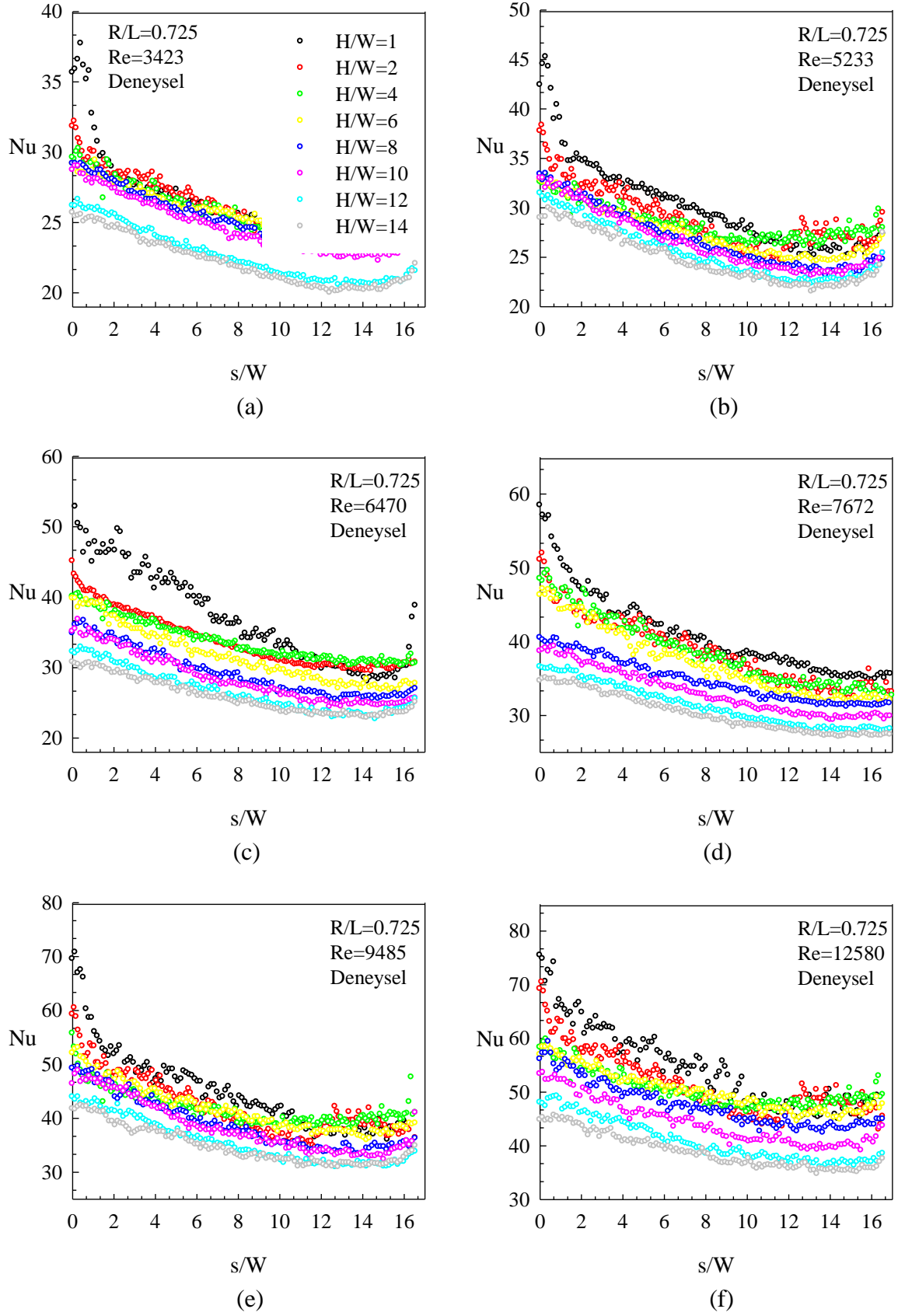


(e)

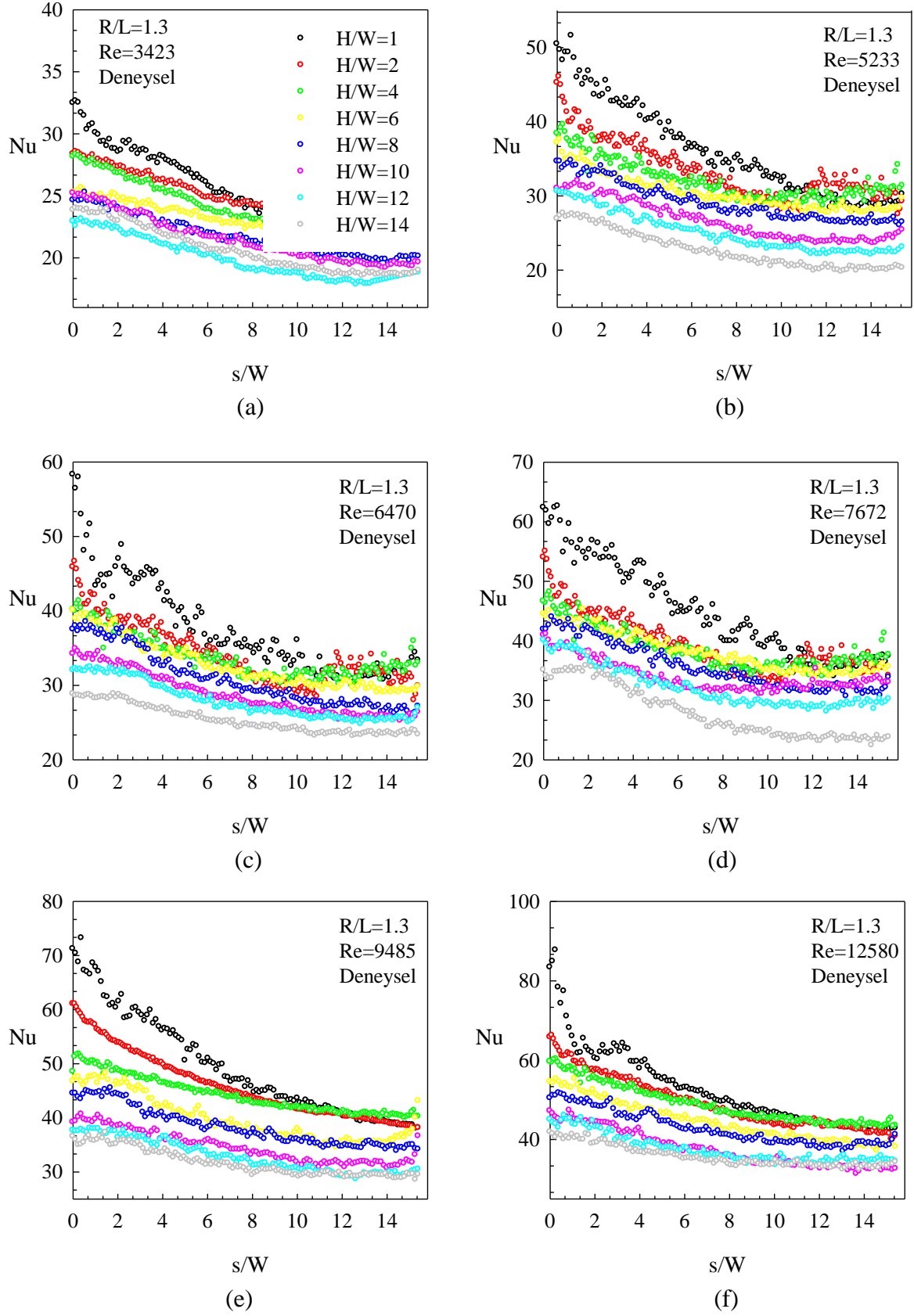


(f)

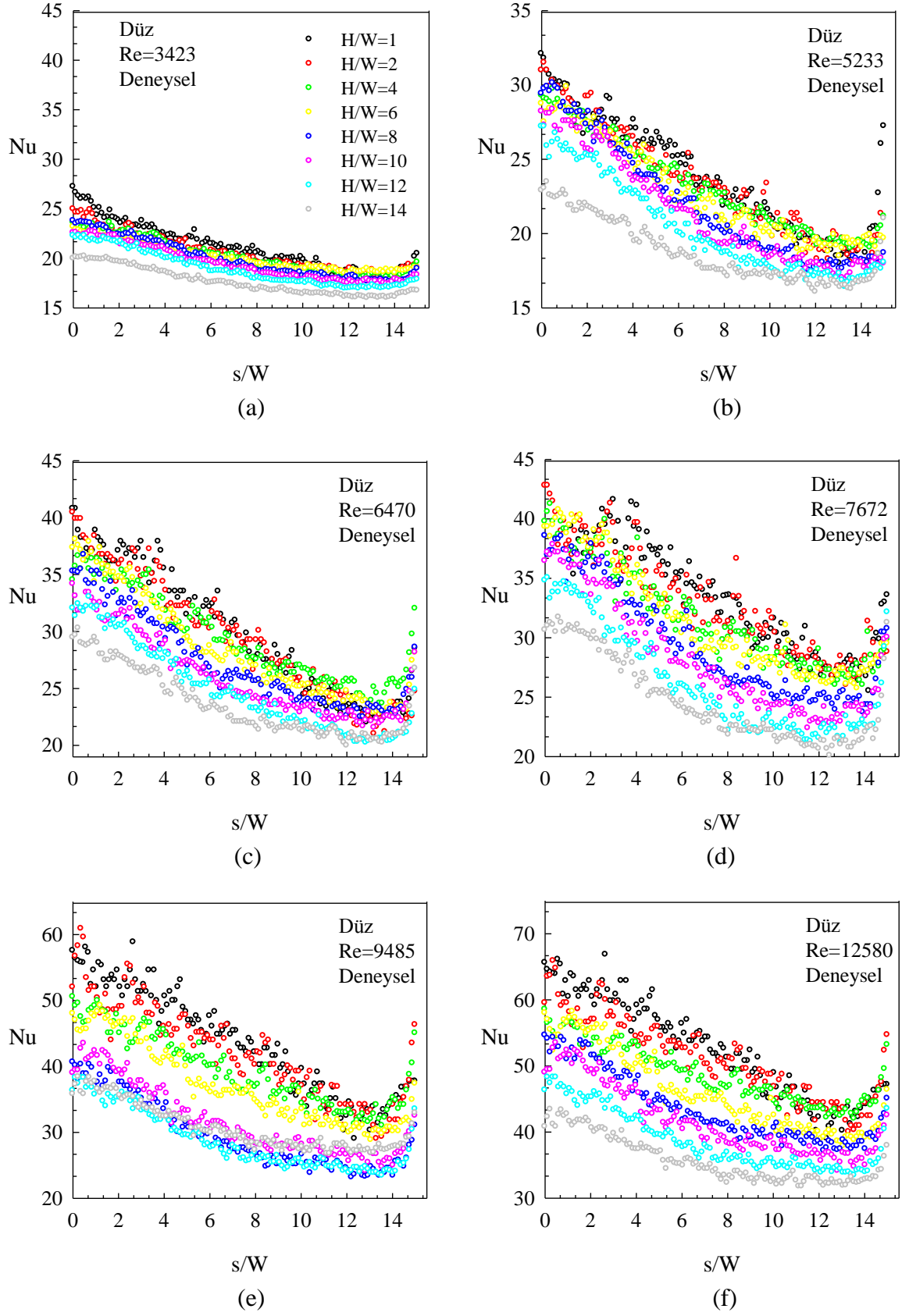
Şekil 3.33.  $R/L=0.566$  çarpma yüzeyi için farklı lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında Nusselt sayısı değişimi (a)  $Re=3423$ , (b)  $Re=5233$ , (c)  $Re=6470$ , (d)  $Re=7672$ , (e)  $Re=9485$  ve (f)  $Re=12580$



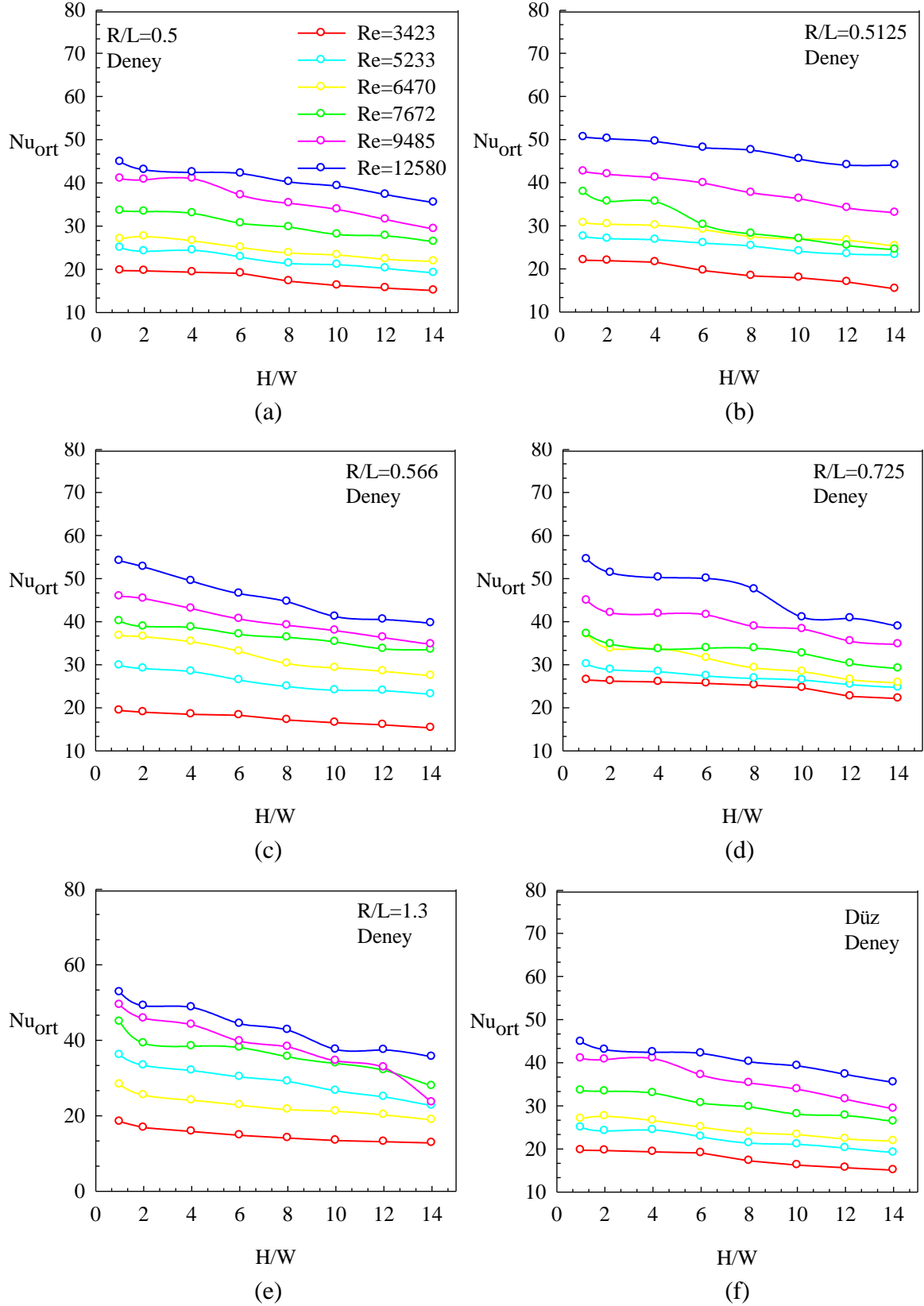
Şekil 3.34.  $R/L=0.725$  çarpma yüzeyi için farklı lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında Nusselt sayısı değişimi (a)  $Re=3423$ , (b)  $Re=5233$ , (c)  $Re=6470$ , (d)  $Re=7672$ , (e)  $Re=9485$  ve (f)  $Re=12580$



Şekil 3.35  $R/L=1.3$  çarpma yüzeyi için farklı lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında Nusselt sayısı değişimi (a)  $Re=3423$ , (b)  $Re=5233$ , (c)  $Re=6470$ , (d)  $Re=7672$ , (e)  $Re=9485$  ve (f)  $Re=12580$

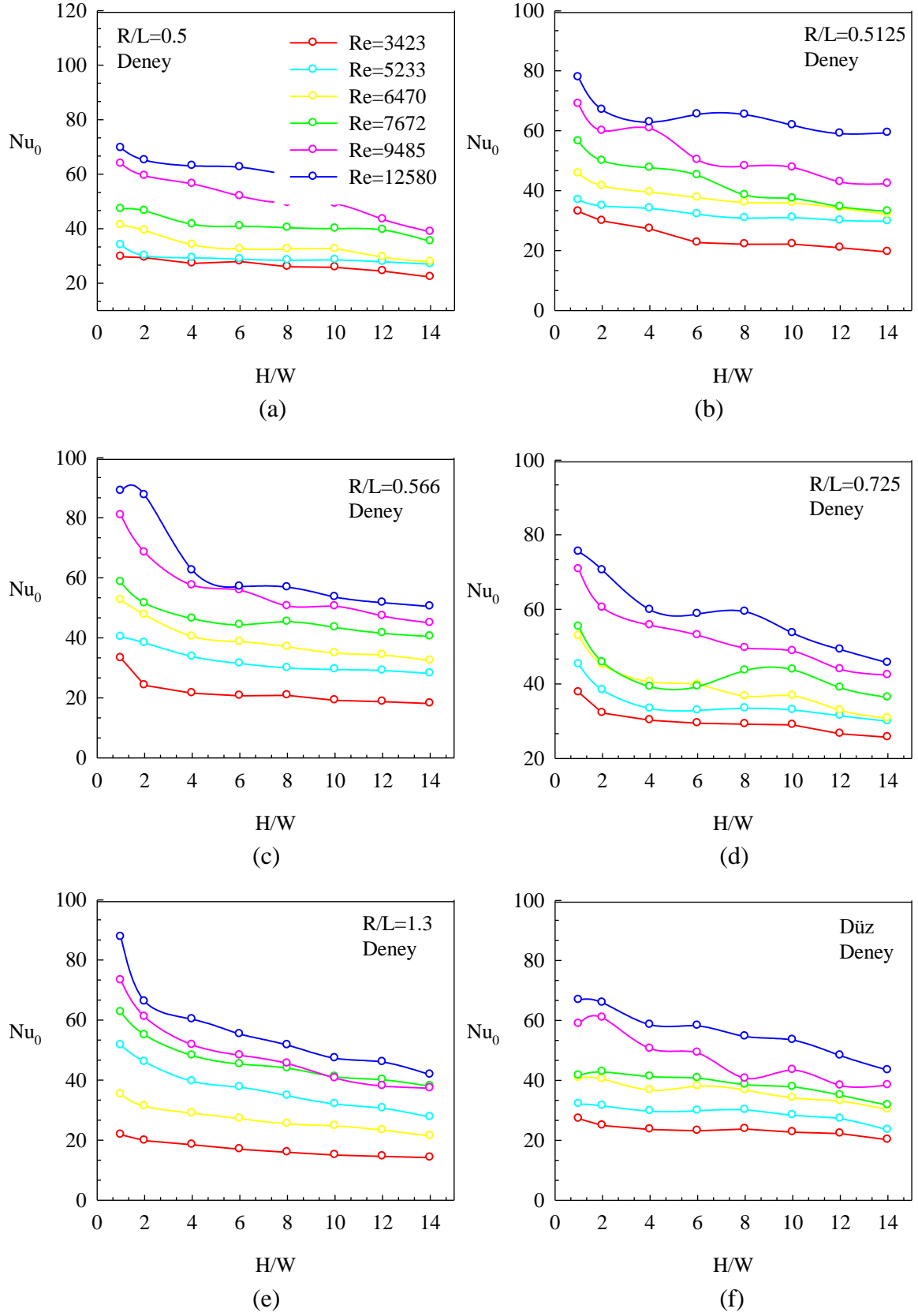


Şekil 3.36. Düz çarpma yüzeyi için farklı lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında Nusselt sayısı değişimi (a)  $Re=3423$ , (b)  $Re=5233$ , (c)  $Re=6470$ , (d)  $Re=7672$ , (e)  $Re=9485$  ve (f)  $Re=12580$

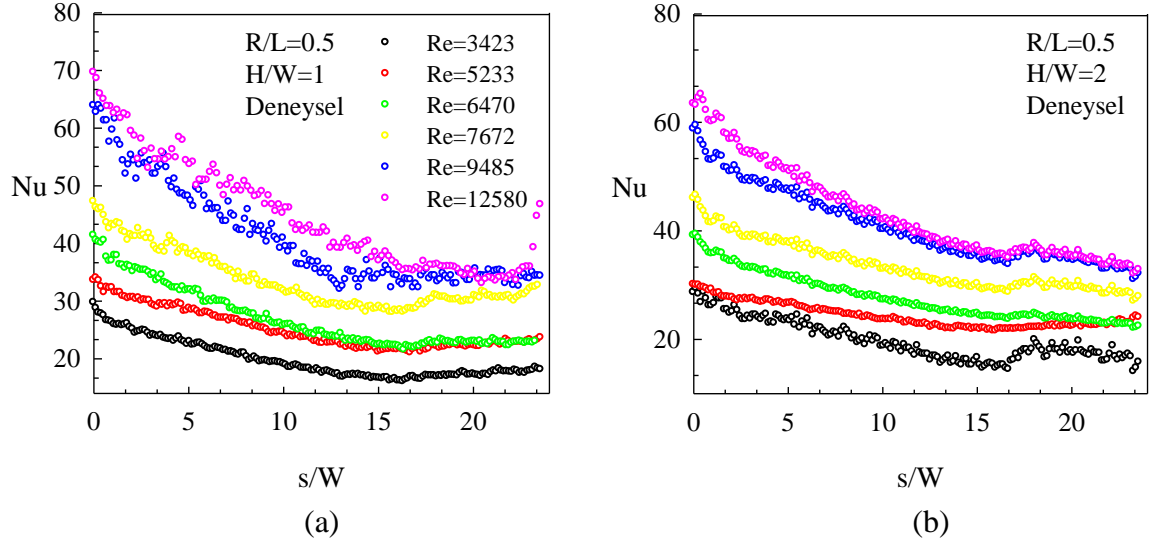


Şekil 3.37. Farklı lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında ortalama Nusselt sayısı değişimi (a)  $R/L=0.5$ , (b)  $R/L=0.5125$ , (c)  $R/L=0.566$ , (d)  $R/L=0.725$ , (e)  $R/L=1.3$  ve (f) Düz

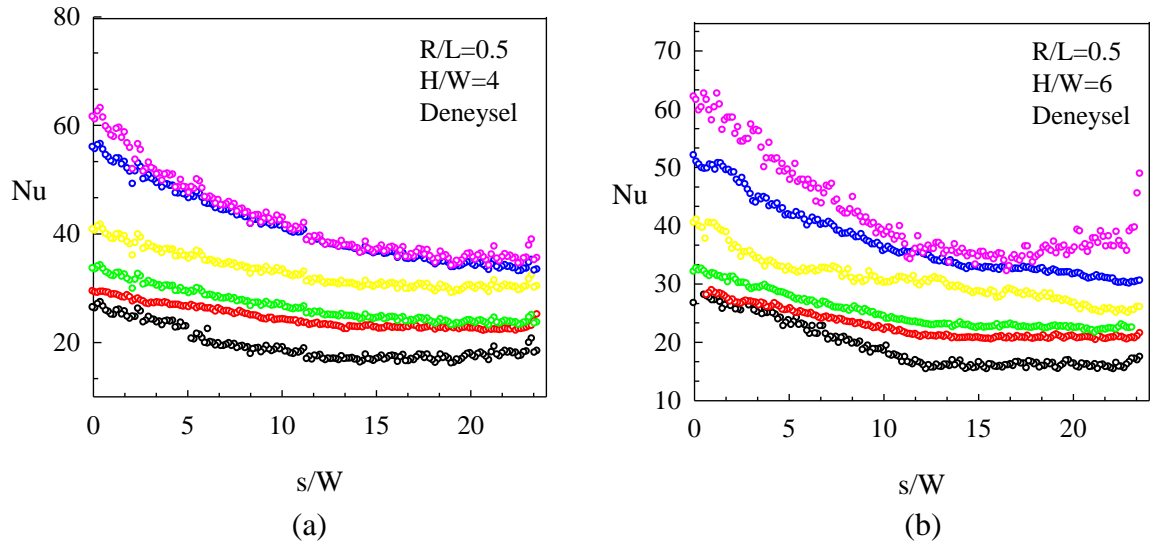




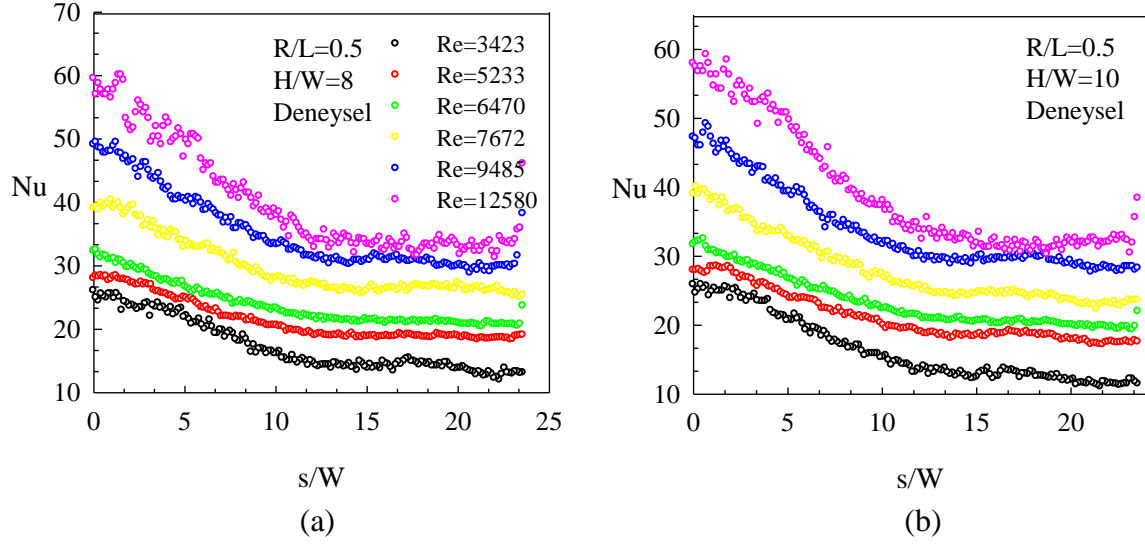
Şekil 3.38. Farklı lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında durma noktası Nusselt sayısı değişimi (a)  $R/L=0.5$ , (b)  $R/L=0.5125$ , (c)  $R/L=0.566$ , (d)  $R/L=0.725$ , (e)  $R/L=1.3$  ve (f) Düz



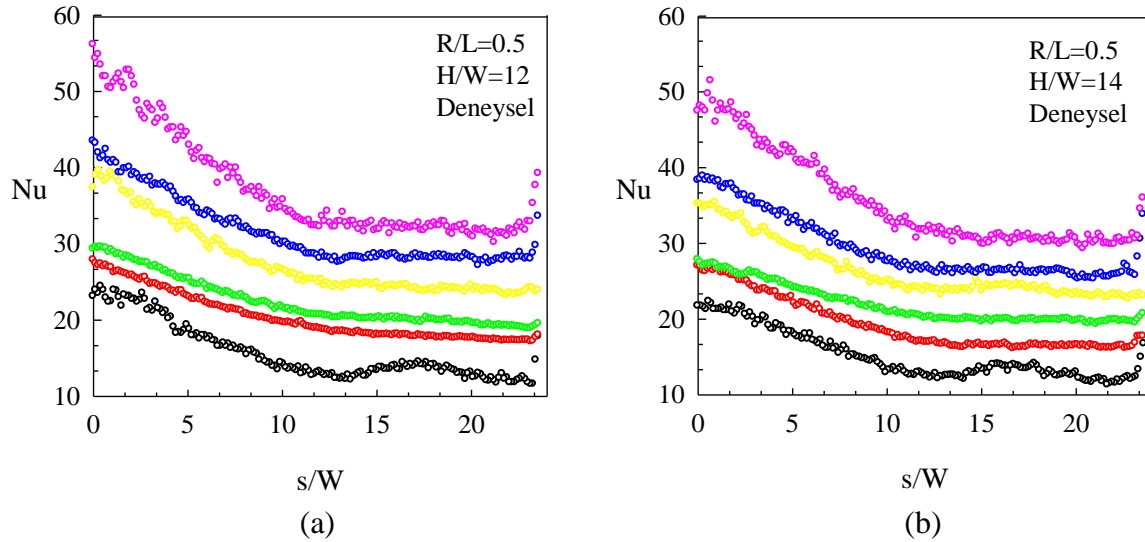
Şekil 3.39.  $R/L=0.5$  çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi  
(a)  $H/W=1$ , (b)  $H/W=2$



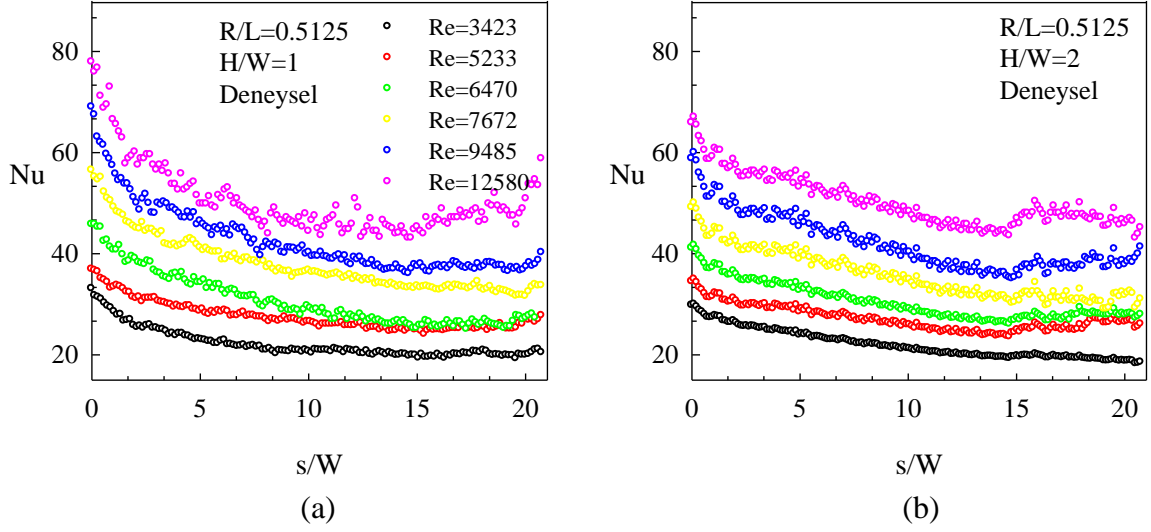
Şekil 3.40.  $R/L=0.5$  çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi  
(a)  $H/W=4$ , (b)  $H/W=6$



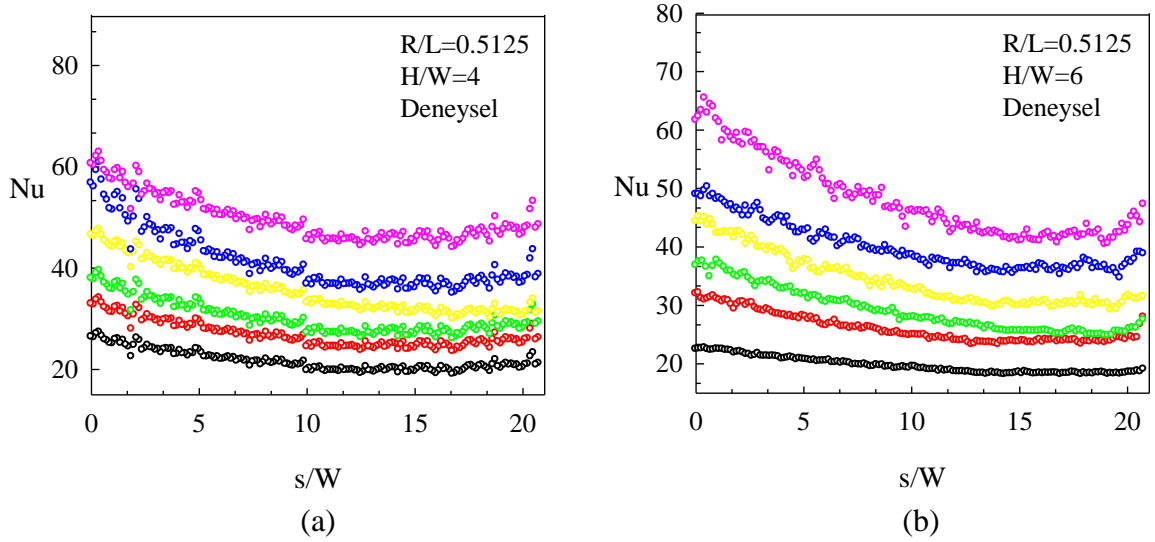
Şekil 3.41.  $R/L=0.5$  çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi  
(a)  $H/W=8$ , (b)  $H/W=10$



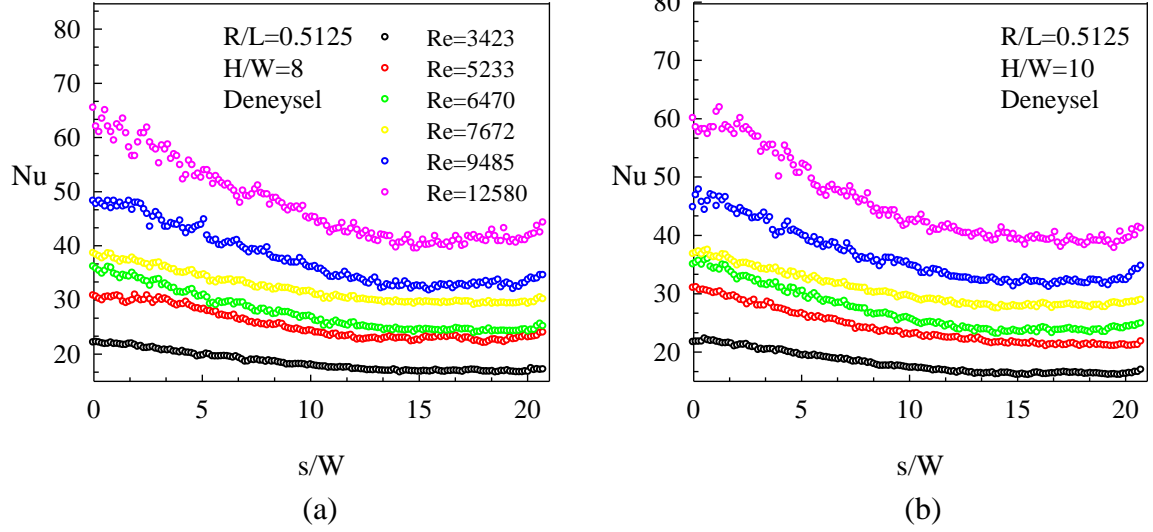
Şekil 3.42.  $R/L=0.5$  çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi  
(a)  $H/W=12$ , (b)  $H/W=14$



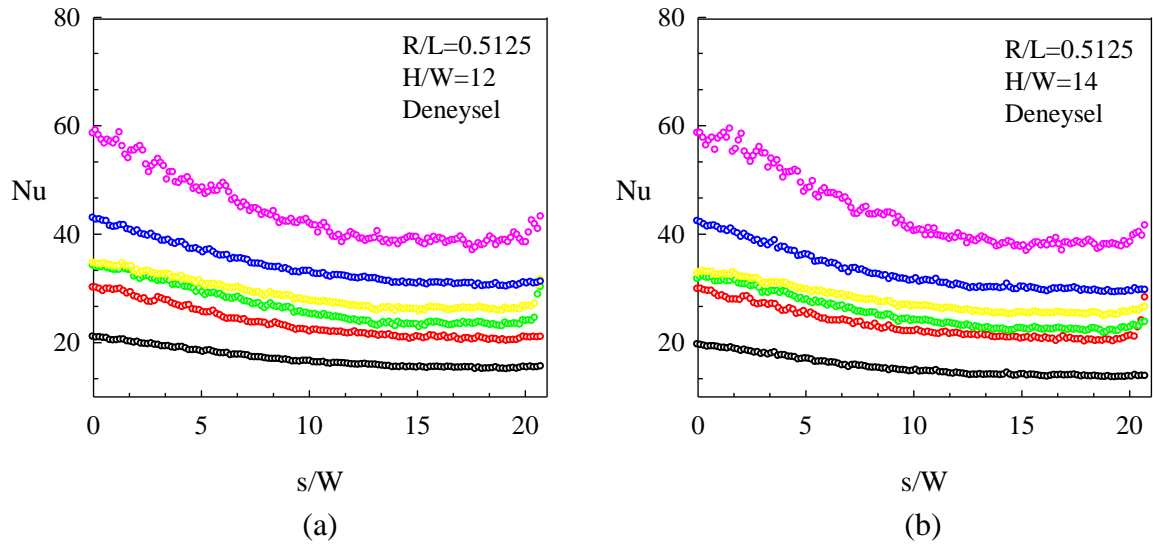
Şekil 3.43.  $R/L=0.5125$  çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=1$ , (b)  $H/W=2$



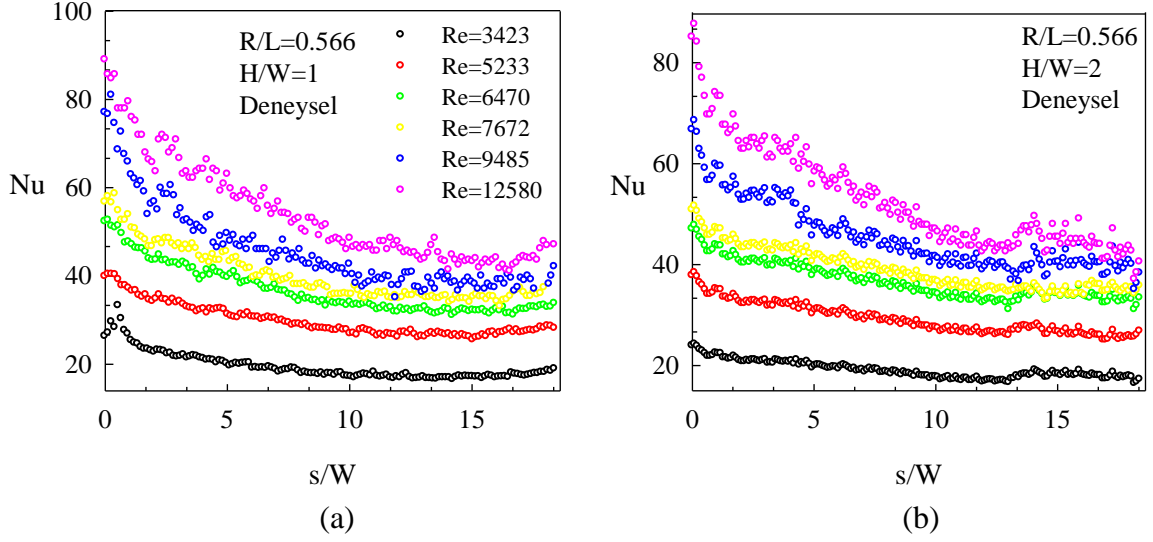
Şekil 3.44.  $R/L=0.5125$  çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=4$ , (b)  $H/W=6$



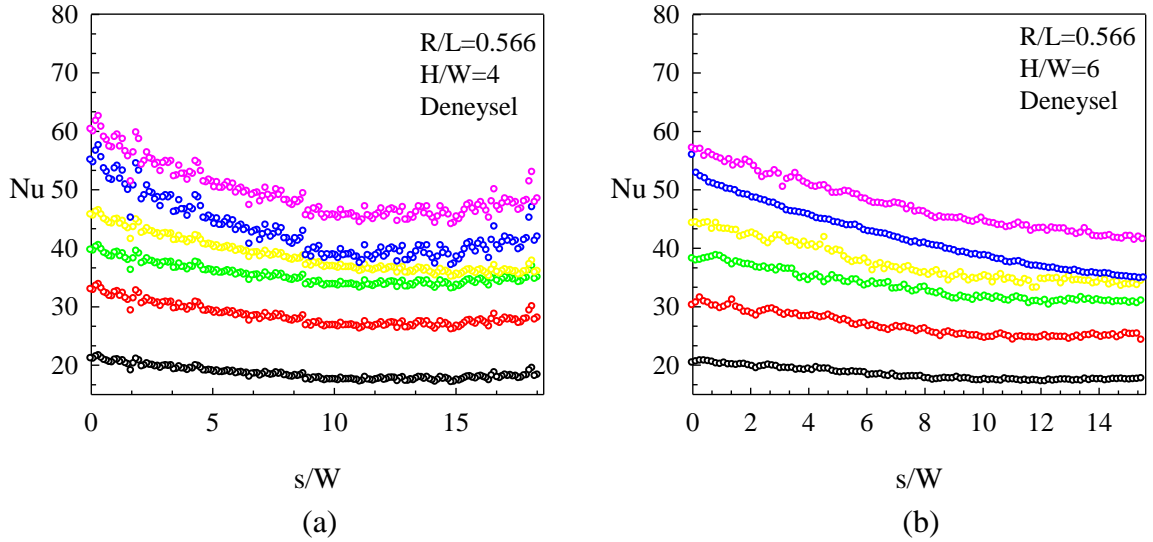
Şekil 3.45.  $R/L=0.5125$  çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$



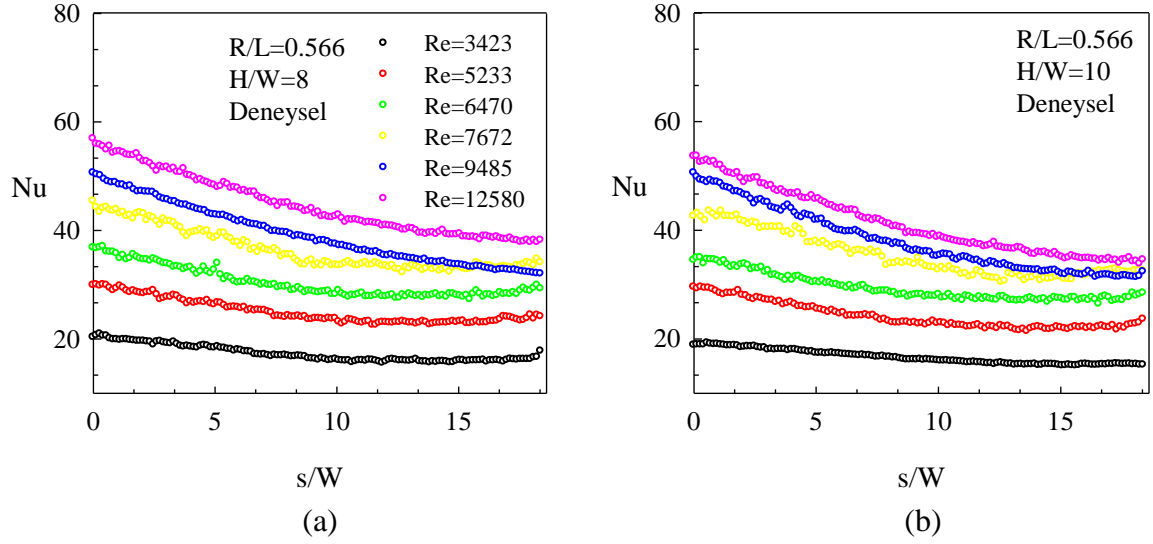
Şekil 3.46.  $R/L=0.5125$  çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$



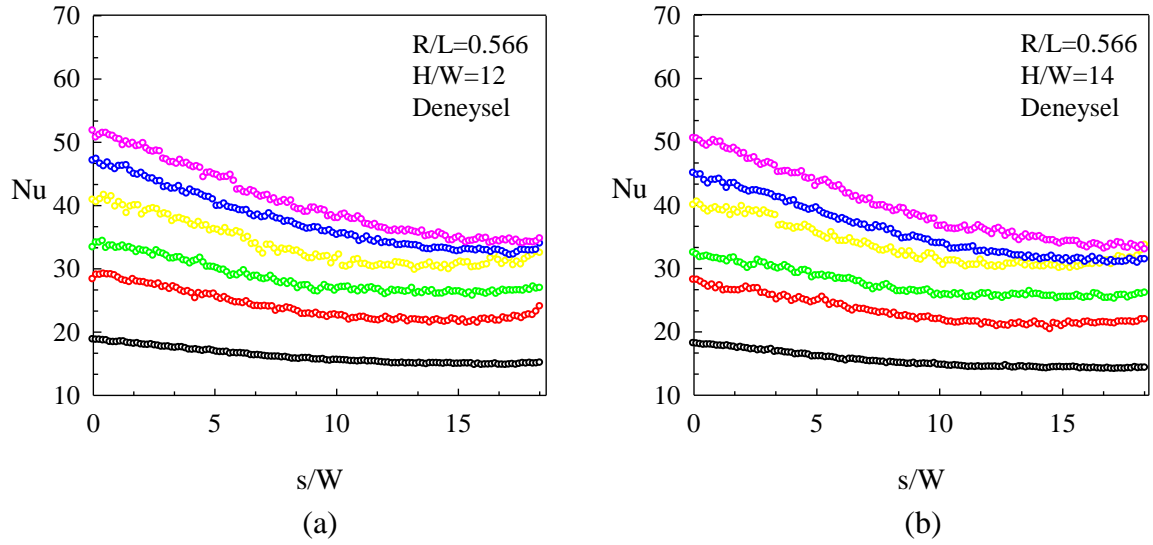
Şekil 3.47.  $R/L=0.566$  çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$



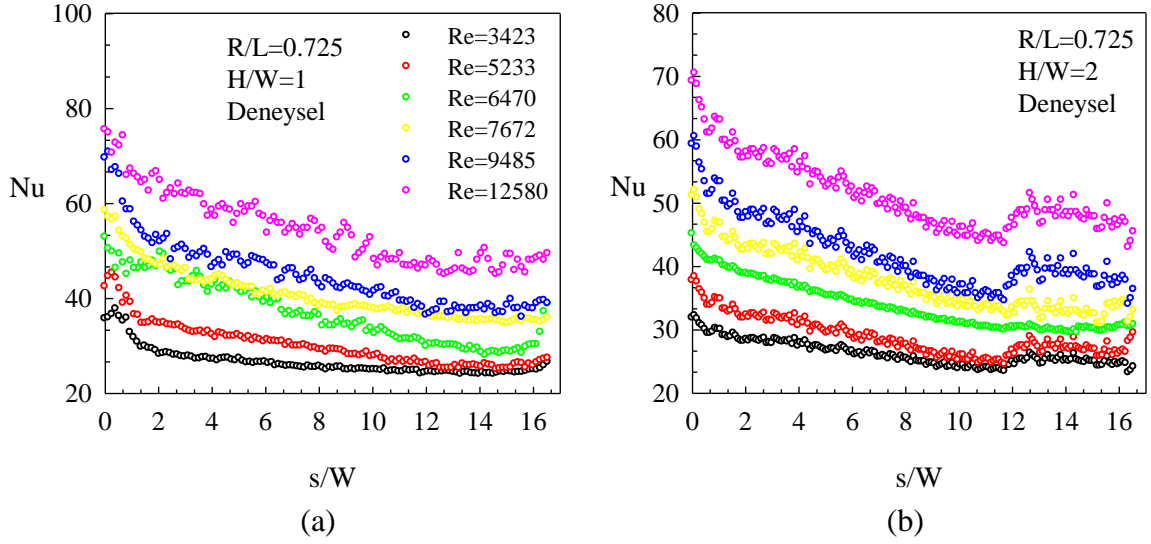
Şekil 3.48.  $R/L=0.566$  çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=4$ , (b)  $H/W=6$



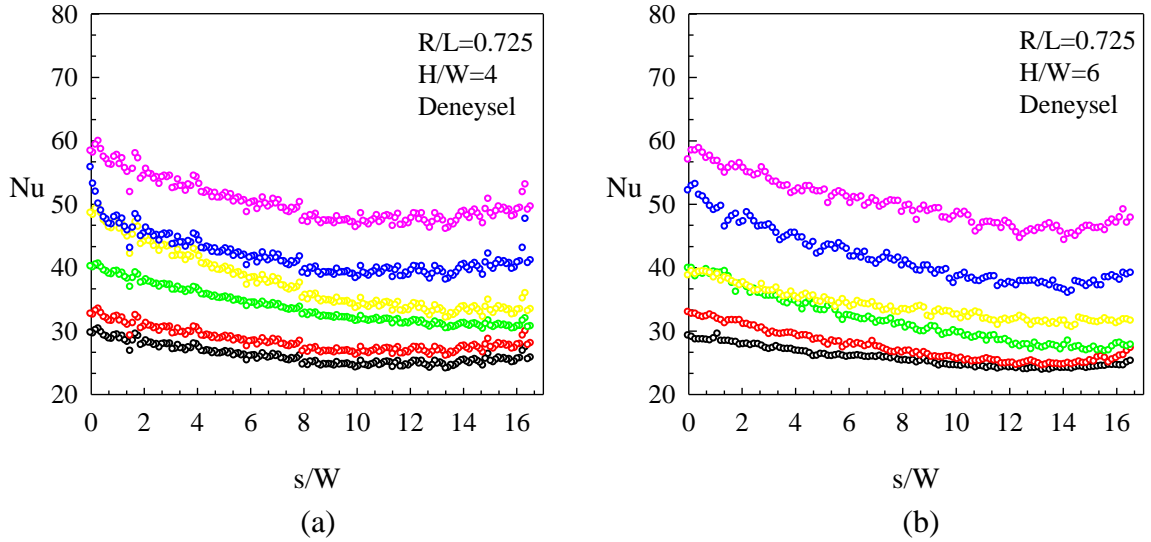
Şekil 3.49.  $R/L=0.566$  çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$



Şekil 3.50.  $R/L=0.566$  çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=12$ , (b)  $H/W=14$

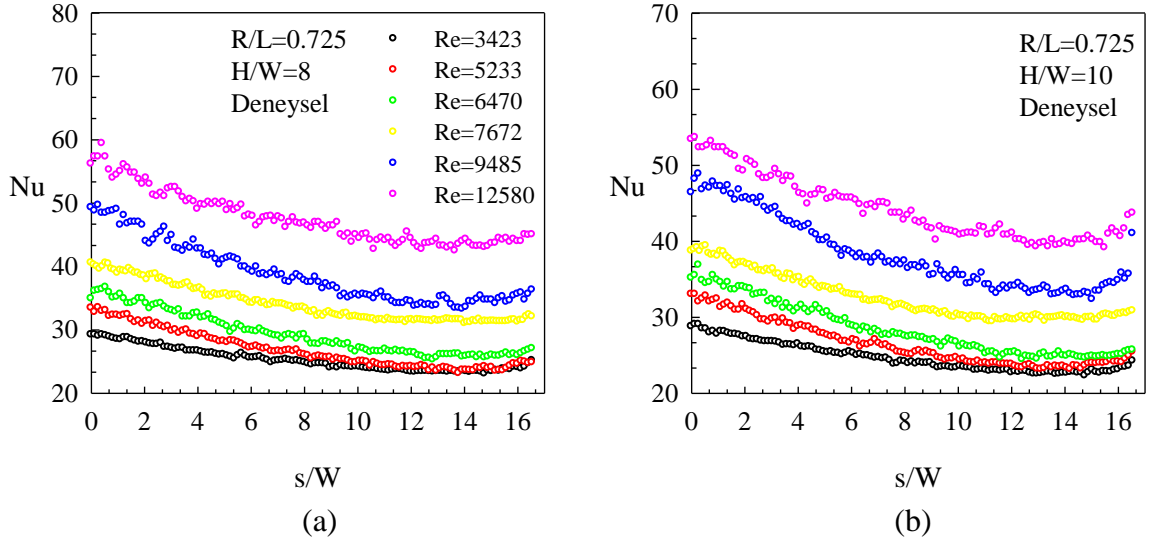


Şekil 3.51.  $R/L=0.725$  çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=1$ , (b)  $H/W=2$

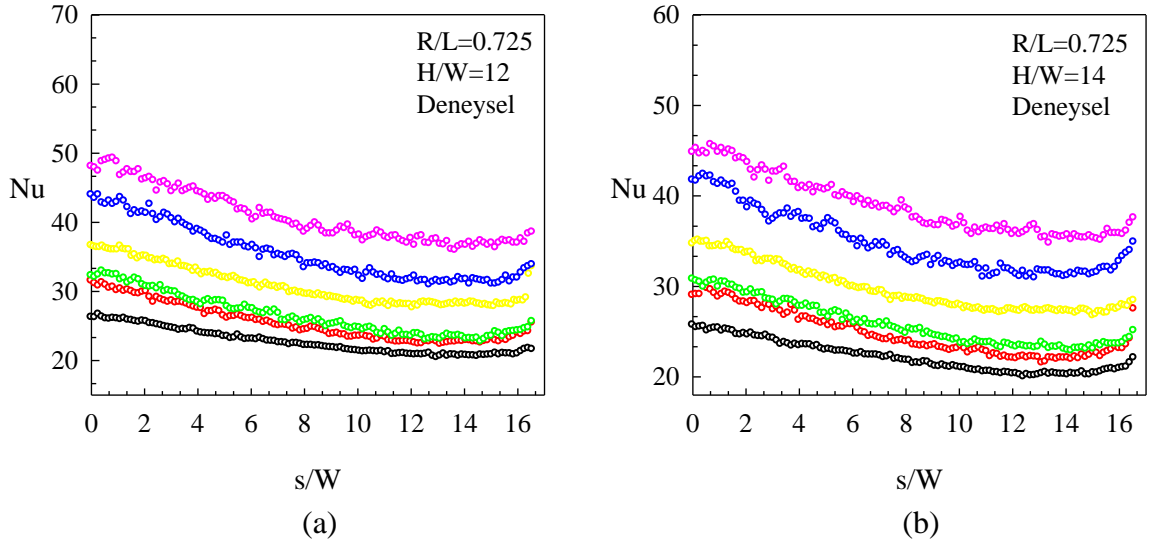


Şekil 3.52.  $R/L=0.725$  çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=4$ , (b)  $H/W=6$

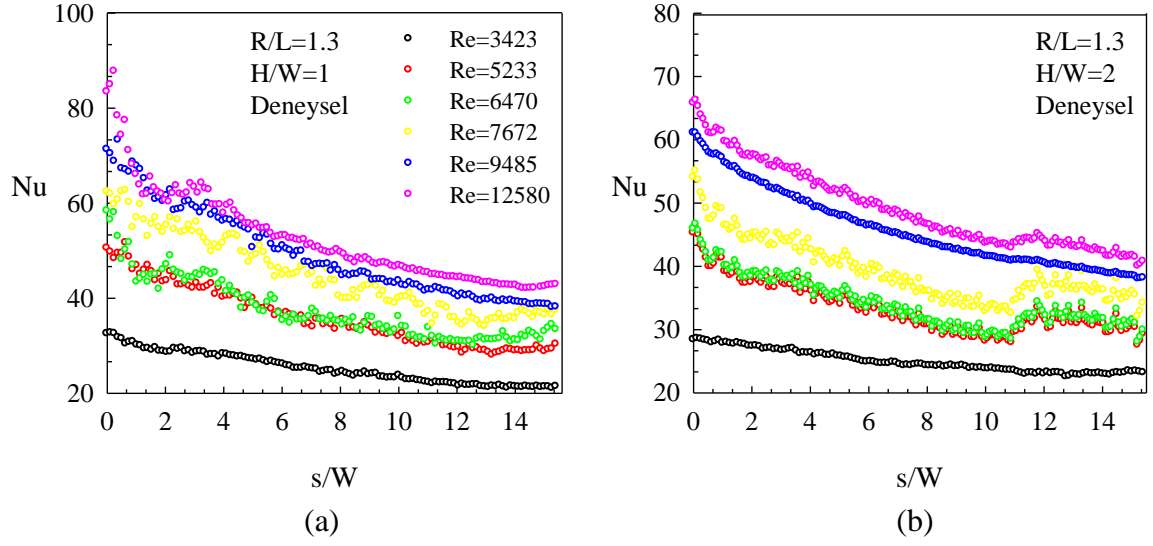




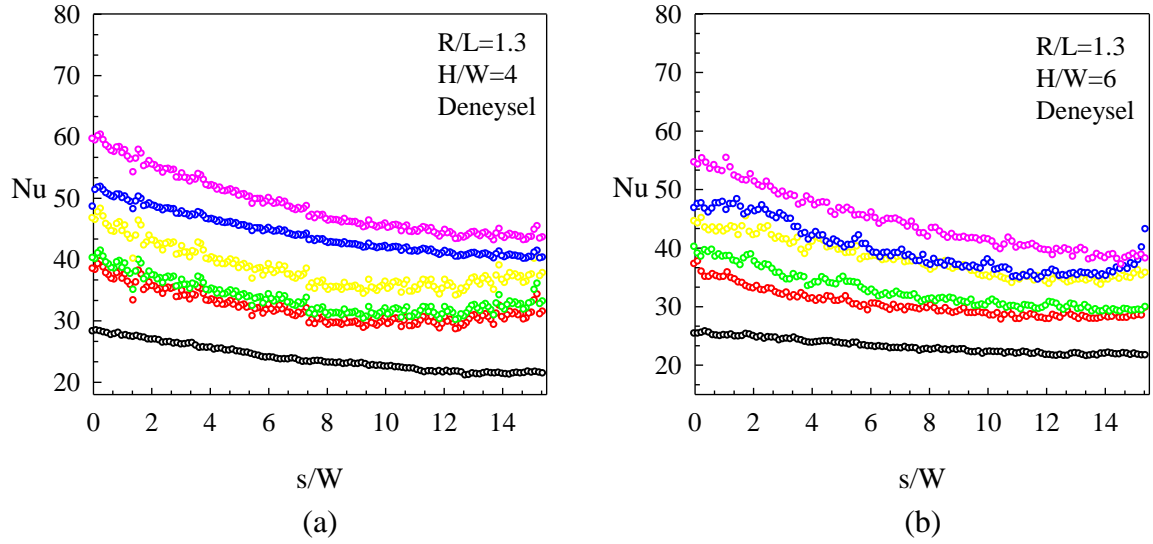
Şekil 3.53.  $R/L=0.725$  çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=8$ , (b)  $H/W=10$



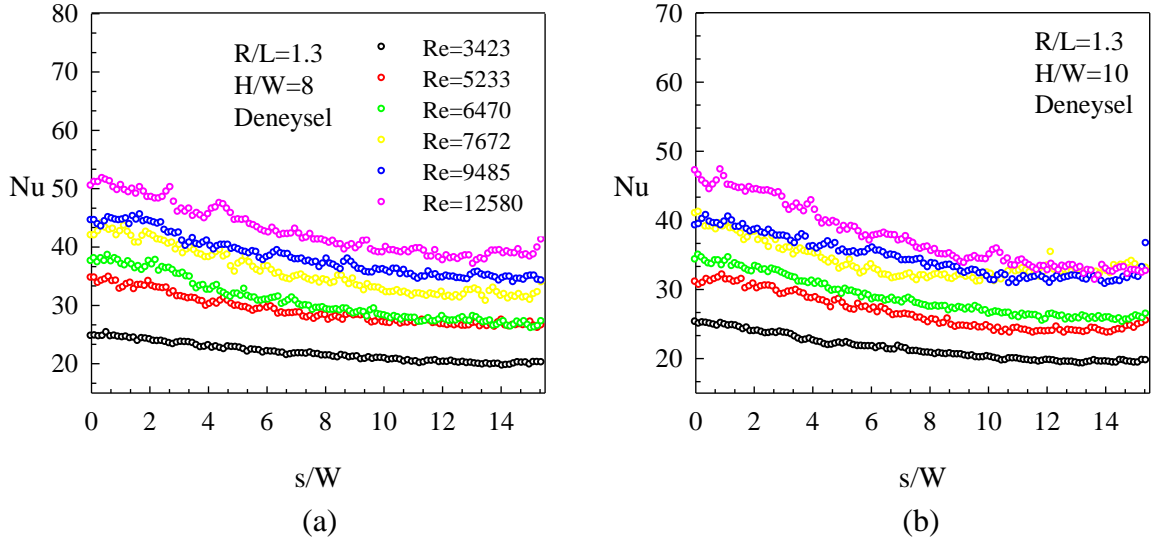
Şekil 3.54.  $R/L=0.725$  çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=12$ , (b)  $H/W=14$



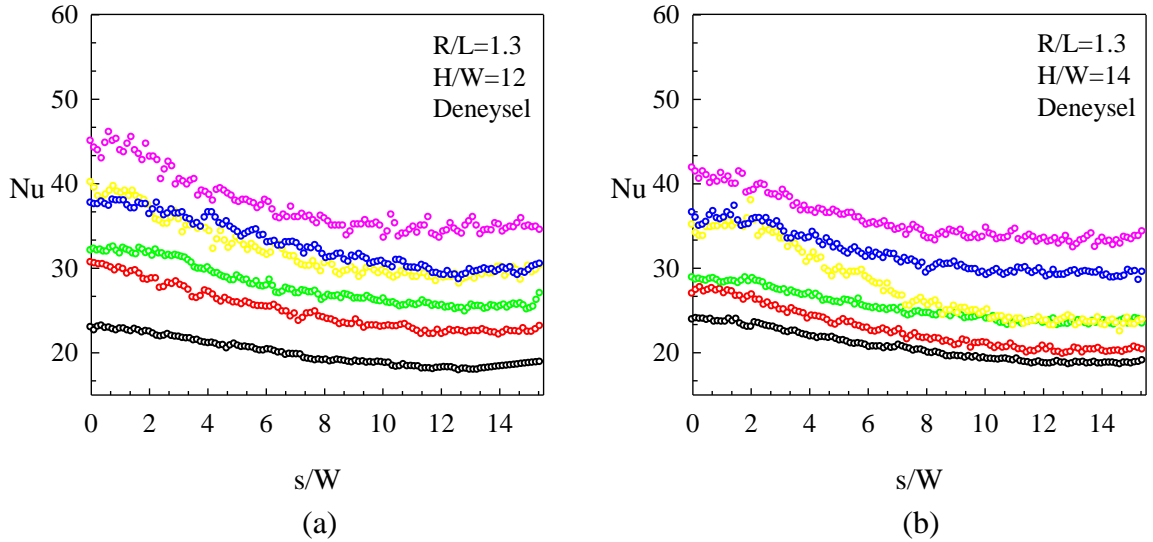
Şekil 3.55.  $R/L=1.3$  çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi  
(a)  $H/W=1$ , (b)  $H/W=2$



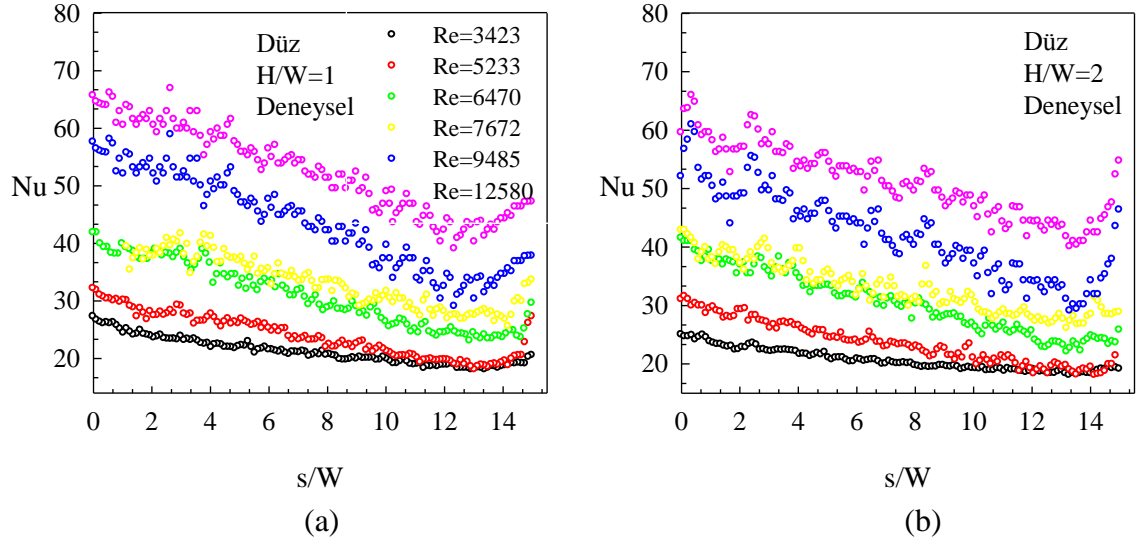
Şekil 3.56.  $R/L=1.3$  çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi  
(a)  $H/W=4$ , (b)  $H/W=6$



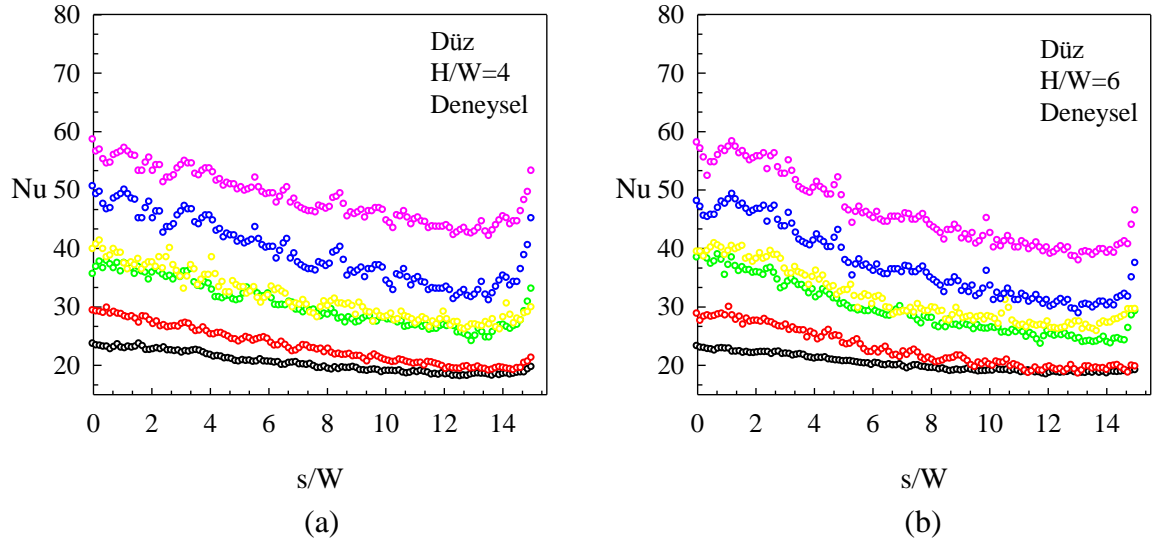
Şekil 3.57.  $R/L=1.3$  çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=8$ , (b)  $H/W=10$



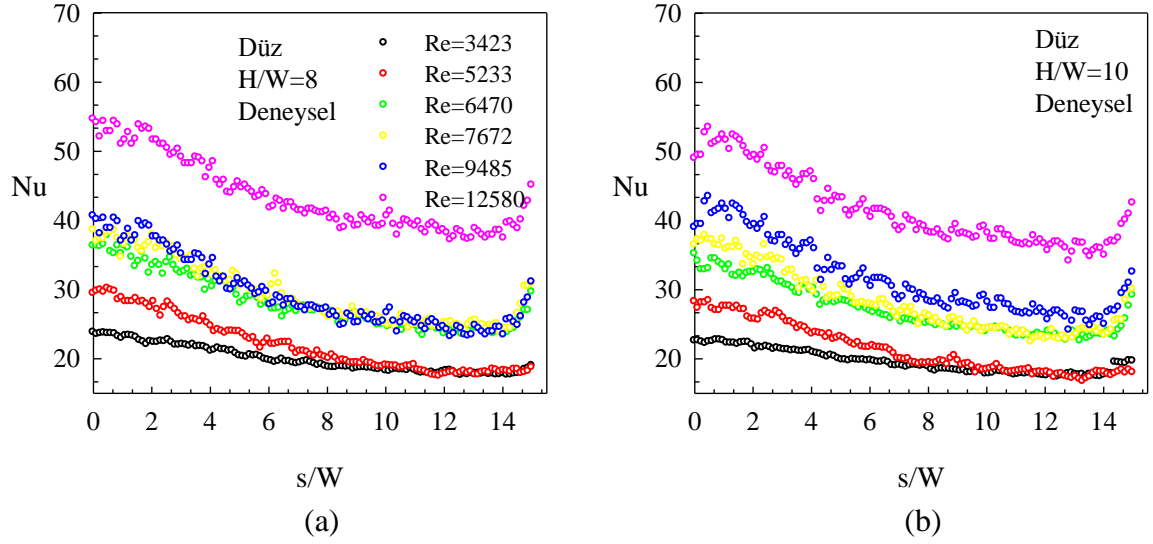
Şekil 3.58.  $R/L=1.3$  çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=12$ , (b)  $H/W=14$



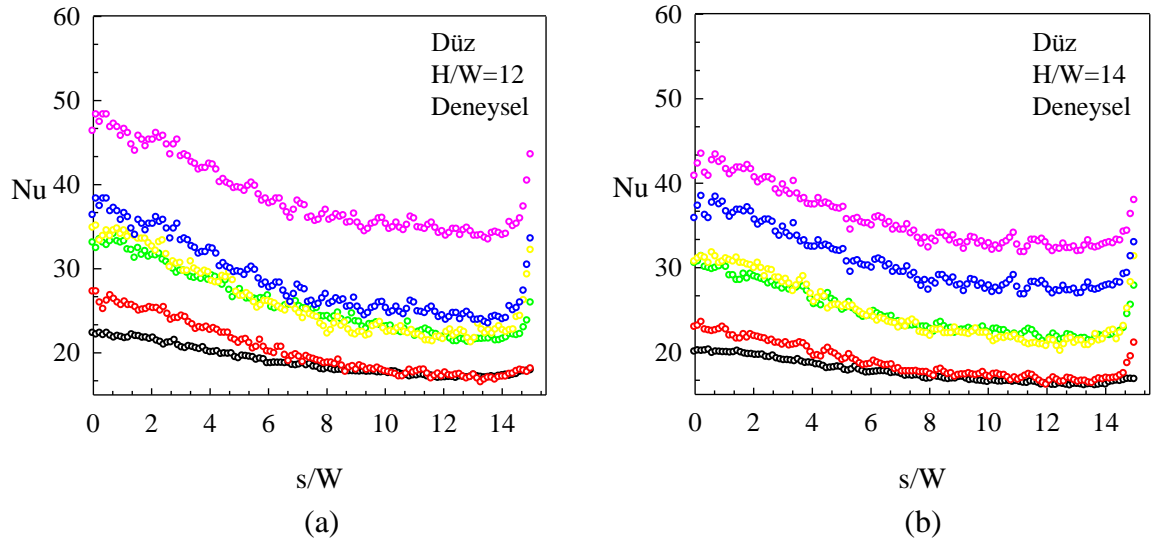
Şekil 3.59. Düz çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=1$ , (b)  $H/W=2$



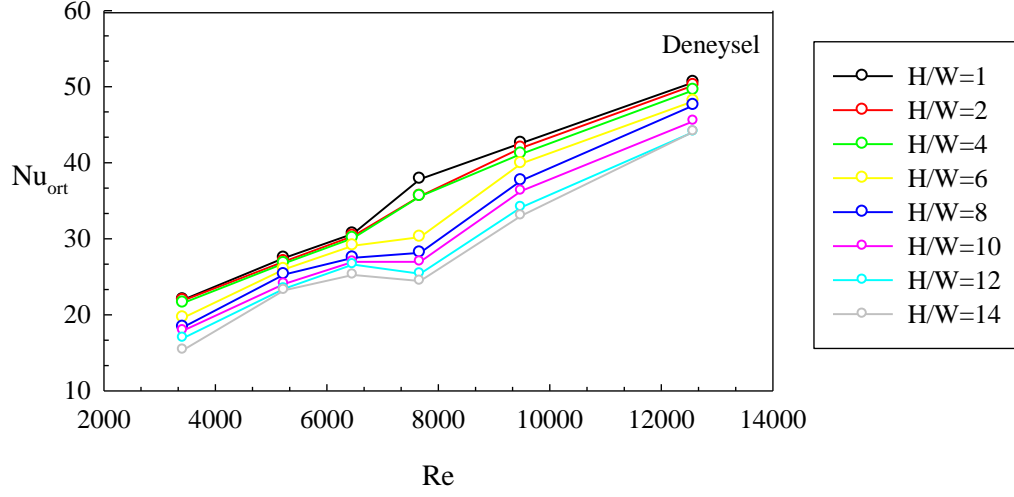
Şekil 3.60. Düz çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=4$ , (b)  $H/W=6$



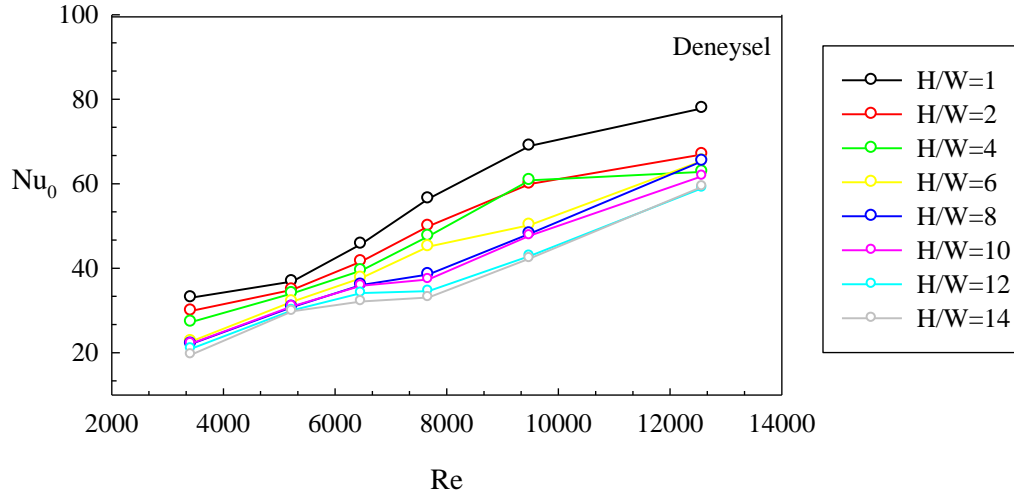
Şekil 3.61. Düz çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=8$ , (b)  $H/W=10$



Şekil 3.62. Düz çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=12$ , (b)  $H/W=14$



Şekil 3.63. Ortalama Nusselt sayısı üzerine Reynolds sayısının etkisi



Şekil 3.64. Durma Noktası Nusselt sayısı üzerine Reynolds sayısının etkisi

### 3.1.3. Yüzey Eğriliğinin Isı Transferi Üzerine Etkisi

Çalışma kapsamında kullanılan tüm çarpma yüzeyleri için yerel Nusselt sayısının boyutsuz yay uzunluğu boyunca değişimi sabit Reynolds sayısı ve sabit H/W mesafeleri için karşılaştırılmıştır.

Şekil 3.65-Şekil 3.72'den görüleceği üzere; değişen Reynolds sayısı ve lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde hem çarpma bölgesinde hem de duvar jet bölgesinde, bazı içbükey yüzeylerin düz çarpma yüzeyine göre daha yüksek yerel Nusselt sayısı dağılımı, bazılarının ise daha düşük yerel Nusselt sayısı dağılımı sergiledikleri görülmektedir.

Düşük Reynolds sayılarında ( $Re=3423$  ve  $5233$ ) lüle-çarpma yüzeyinden bağımsız olarak yüksek Nusselt sayısı dağılımının düz plakaya yakın  $R/L=0.725$  ve  $R/L=1.3$  çarpma yüzeylerinde elde edildiği dikkati çekmektedir. Ayrıca bu grafikler irdelendiğinde  $H/W=12$  ve  $14$ 'te yani yüksek lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde  $R/L=0.725$  çarpma yüzeyinin  $R/L=1.3$ 'e göre daha yüksek yerel Nusselt sayısı değerleri gösterdikleri açıkça görülmektedir.

$Re=6470$  ve  $7672$  değerleri için tüm lüle-çarpma yüzeyi yüksekliklerinde  $R/L=0.566$  çarpma yüzeyinin yerel Nusselt sayısı dağılımında diğer çarpma yüzeylerine göre daha iyi sonuç verdiği görülmektedir.  $Re=9485$  ve  $H/W \leq 8$  lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde tüm çarpma yüzeylerinin birbirlerine yakın yerel Nusselt dağılımı gösterdikleri  $H/W > 8$  için ise  $R/L=0.566$  çarpma yüzeyinin diğer çarpma yüzeylerinden daha yüksek Nusselt dağılımı sergilediği görülmektedir. Reynolds sayısının  $12580$  ve  $H/W < 6$  değerleri için, yine tüm çarpma yüzeylerinin birbirlerine yakın sonuçlar sergilediği,  $H/W \geq 6$  ve Reynolds sayısının  $12580$  değerleri için, yüzey eğrilik yarıçapı  $R/L=0.5125$  (daha fazla içbükey derinliğine sahip) çarpma yüzeyinde Nusselt dağılımının artış gösterdiği görülmektedir. Artan lüle-çarpma yüzeyi uzaklığı ile Nusselt dağılımının daha belirgin ortaya çıktığı açıktır.

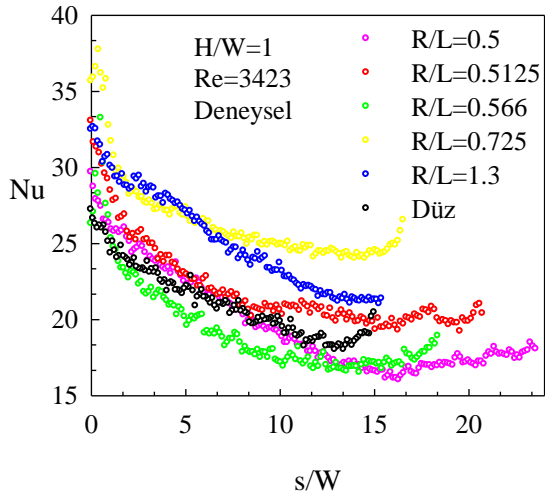
İçbükey yüzeyler için genel olarak artan eğrilik tek başına yerel Nusselt dağılımında artış meydana getirmemektedir. Yani, aynı şartlar altında farklı eğrilikli çarpma yüzeyleri için Nusselt sayısı üzerine eğrilik yarıçapı oranının etkisi tek başına kararlı bir değişim göstermemektedir. Burada Reynolds sayısı, lüle-çarpma yüzeyi uzaklığı, her bir plaka için boyutsuz eğrilik yarıçapı değerinden farklı olarak, lüle dış geometrisinin akış bölgesinde sınırlandırıcı etki oluşturması ve akış alanı geometrisinin her bir çarpma yüzeyi için değişiyor olması da dikkate alınmalıdır.

Tüm bu durumlar Şekil 3.73'te verilen her bir çarpma yüzeyi için boyutsuz eğrilik (R/L) oranına karşı çizdirilen ortalama Nusselt sayısı grafiklerinde daha açık görülmektedir. Bu grafikte düz çarpma yüzeyinin gösterimi için R/L değeri 2 olarak alınmıştır. Şekil 3.73 incelendiğinde Reynolds sayısının 3423 değerinde tüm lüle-çarpma yüzeyi uzaklıkları için  $R/L=0.5-0.5125-0.566$  (yüksek eğrilikli) çarpma yüzeylerinin düz yüzeye göre daha düşük ortalama Nusselt değerine sahip olduğu görülmektedir. Reynolds sayısının artışı ile aynı şartlar altında düz plakaya göre bu çarpma yüzeylerinde ortalama Nusselt sayısı değerlerinde iyileşmeler görülmüştür. Şekil 3.73 (a)- (f) incelendiğinde sabit lüle çarpma yüzeyi uzaklıklarında artan Reynolds sayısı ile sırasıyla  $R/L=0.566$  ve  $0.5125$  çarpma yüzeylerinde maksimum ortalama Nusselt değerleri oluşmaya başladığı açıkça görülmektedir.  $R/L=0.5$  çarpma yüzeyi ise maksimum Reynolds sayısında dahi düz plakadan daha düşük ortalama Nusselt değerleri vermektedir. Bu durumun yerel Nusselt sayısı için bahsedilen lüle dış tasarımının akış alanını sınırlandırması ile ilişkilendirilmiştir.. Ayrıca bu durumun tüm lüle çarpma yüzeyi uzaklıklarında ortaya çıkmış olması, akış alanı sınırlandırma etkisinin incelenmesi gerekliliğini bir kez daha ön plana çıkarmaktadır.

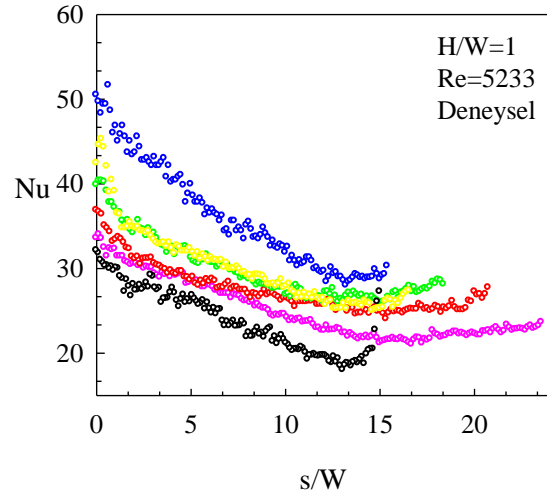
Düşük Reynolds sayılarında düz çarpma yüzeyine göre yüksek ortalama Nusselt değeri gösteren  $R/L=1.3$  ve  $R/L=0.725$  plakaları yüksek Reynolds sayılarında benzer davranış sergilemişlerdir.. Sadece artan Reynolds sayısı ile Ortalama Nusselt sayılarında  $R/L=0.566$  ve  $R/L=0.5125$  çarpma yüzeylerine göre daha düşük artış göstermişlerdir.

Genel olarak, literatürde yüzey eğriliğindeki artışın yüzey üzerinde Taylor-Görtler türü vortekslerin oluşumuna neden olduğu ve bunların da ortalama Nusselt sayısını arttırdığı ifade edilmiştir (Gilard ve Brizzi, 2005). Cornaro ve ark. (1999) ise içbükey yüzey üzerindeki akışın dışbükey yüzeye göre daha kararsız olduğu ve bunun da merkezci kuvvetler nedeniyle çarpma yüzeyindeki akış yukarı bölgenin yüzeyden çıkan ve resirkülasyon oluşturan akış ile etkilenmesinden kaynaklandığını ifade etmişlerdir. Çarpma yüzeyinden ayrılan akışın ayrılma açısının da farklı akış alanı ve vorteks yapılar oluşturduğu ve bunun da içbükey yüzeyden olacak ısı transferini etkileyeceğini ifade etmişlerdir.

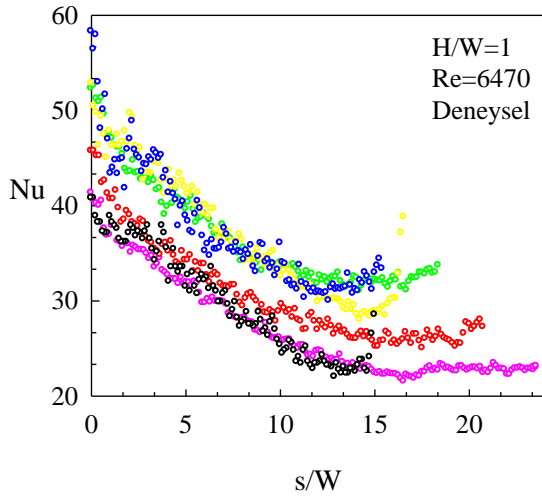




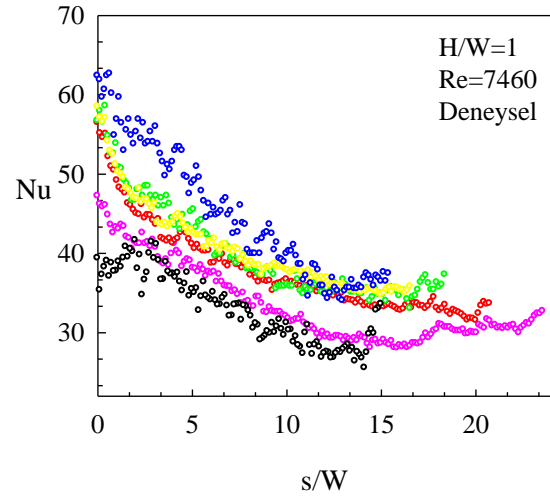
(a)



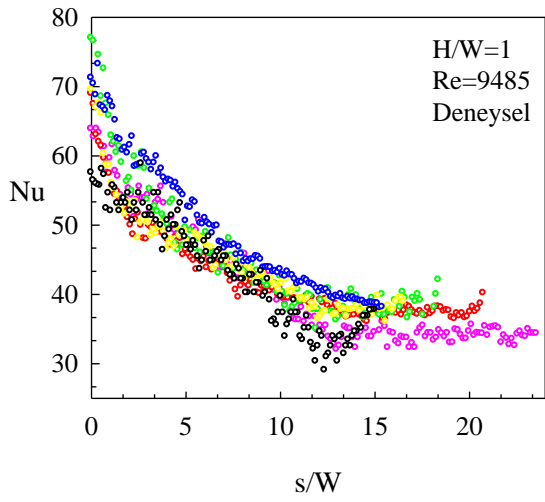
(b)



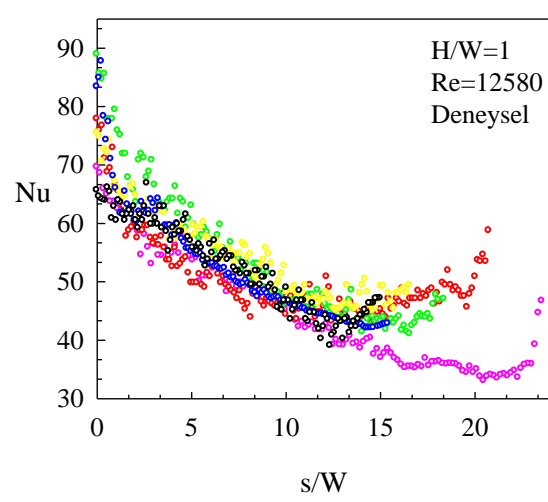
(c)



(d)

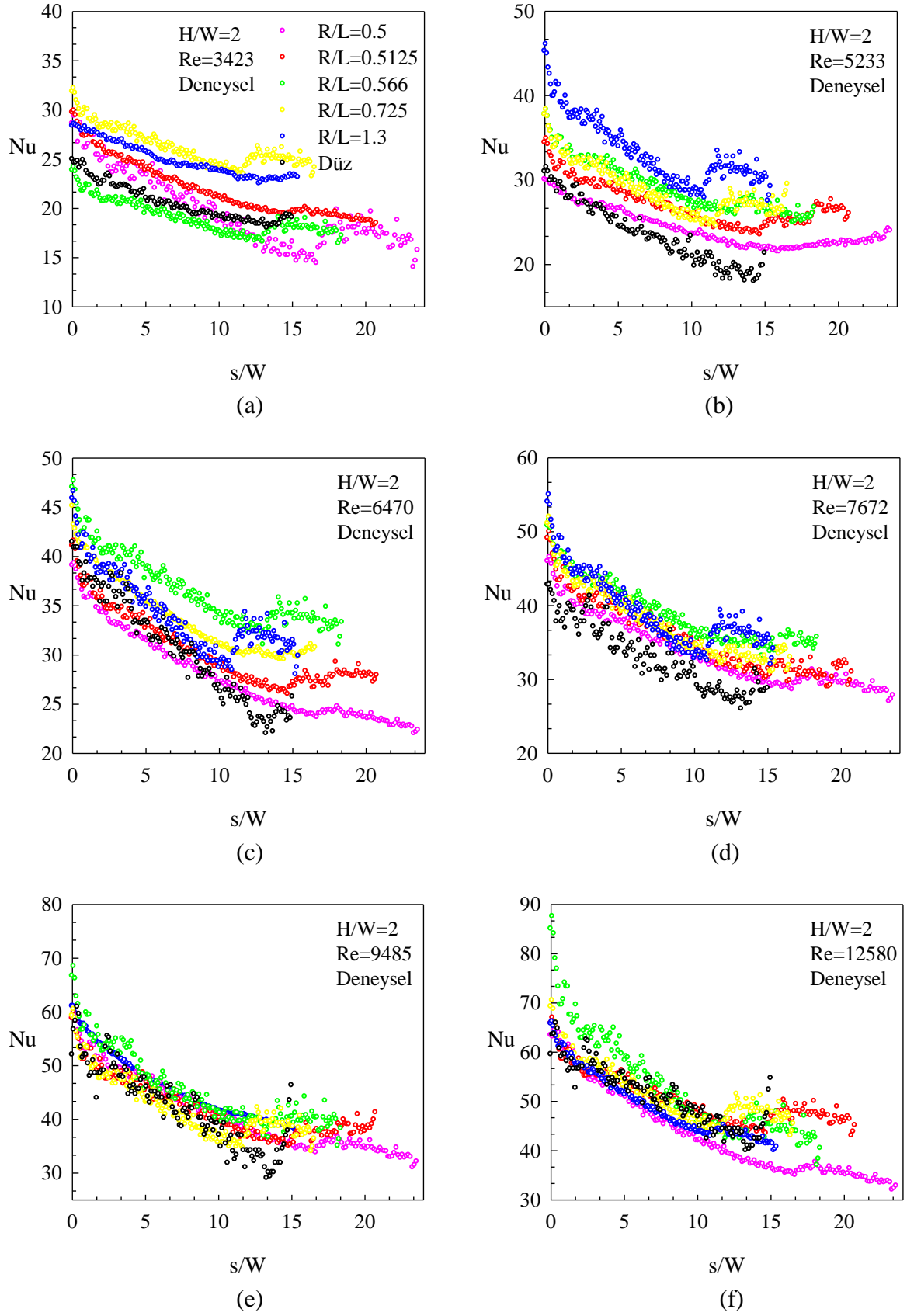


(e)

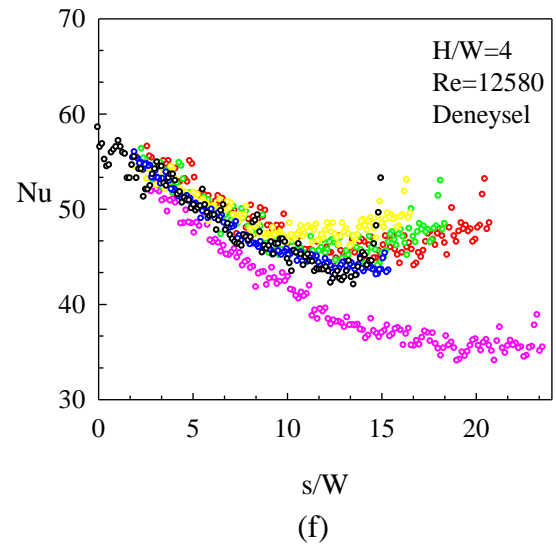
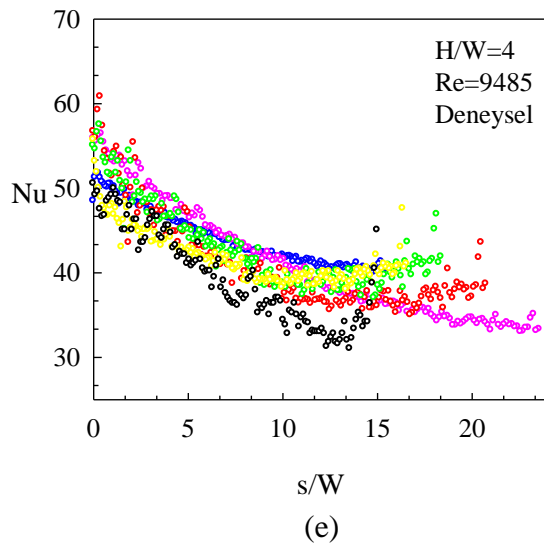
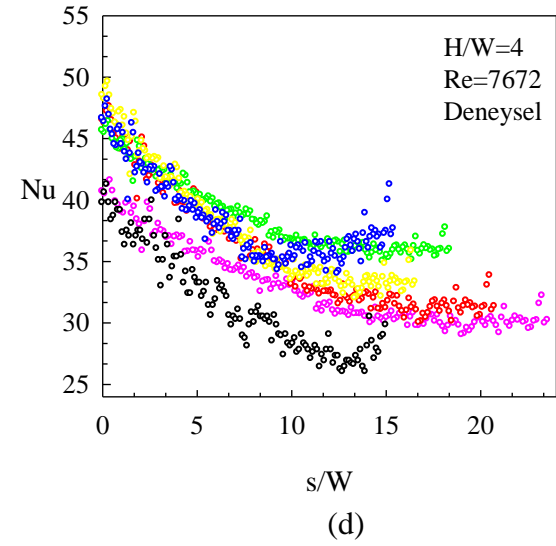
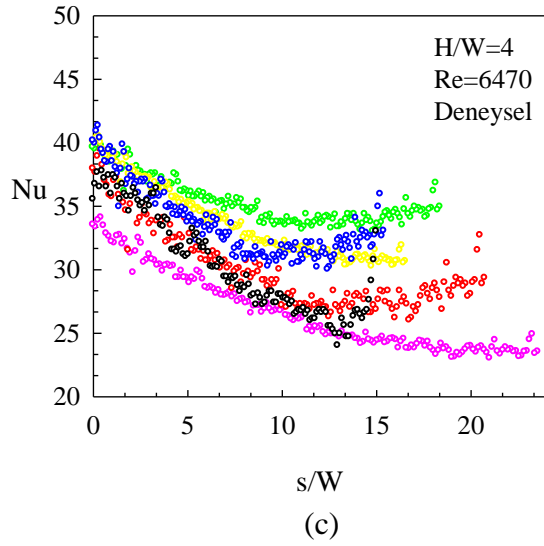
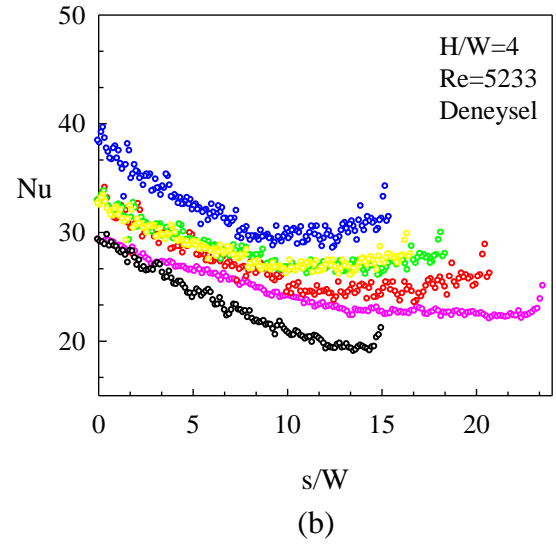
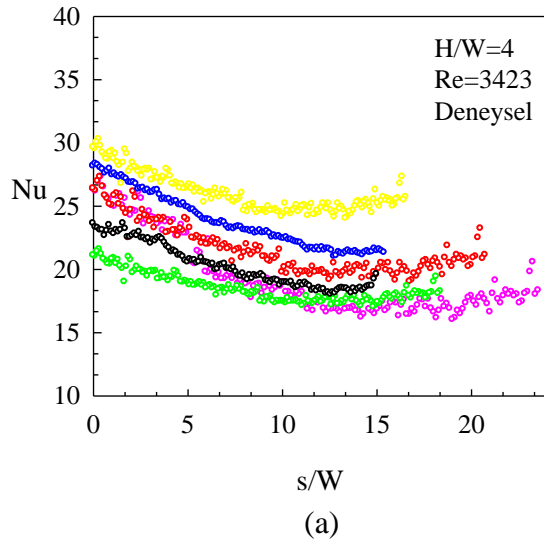


(f)

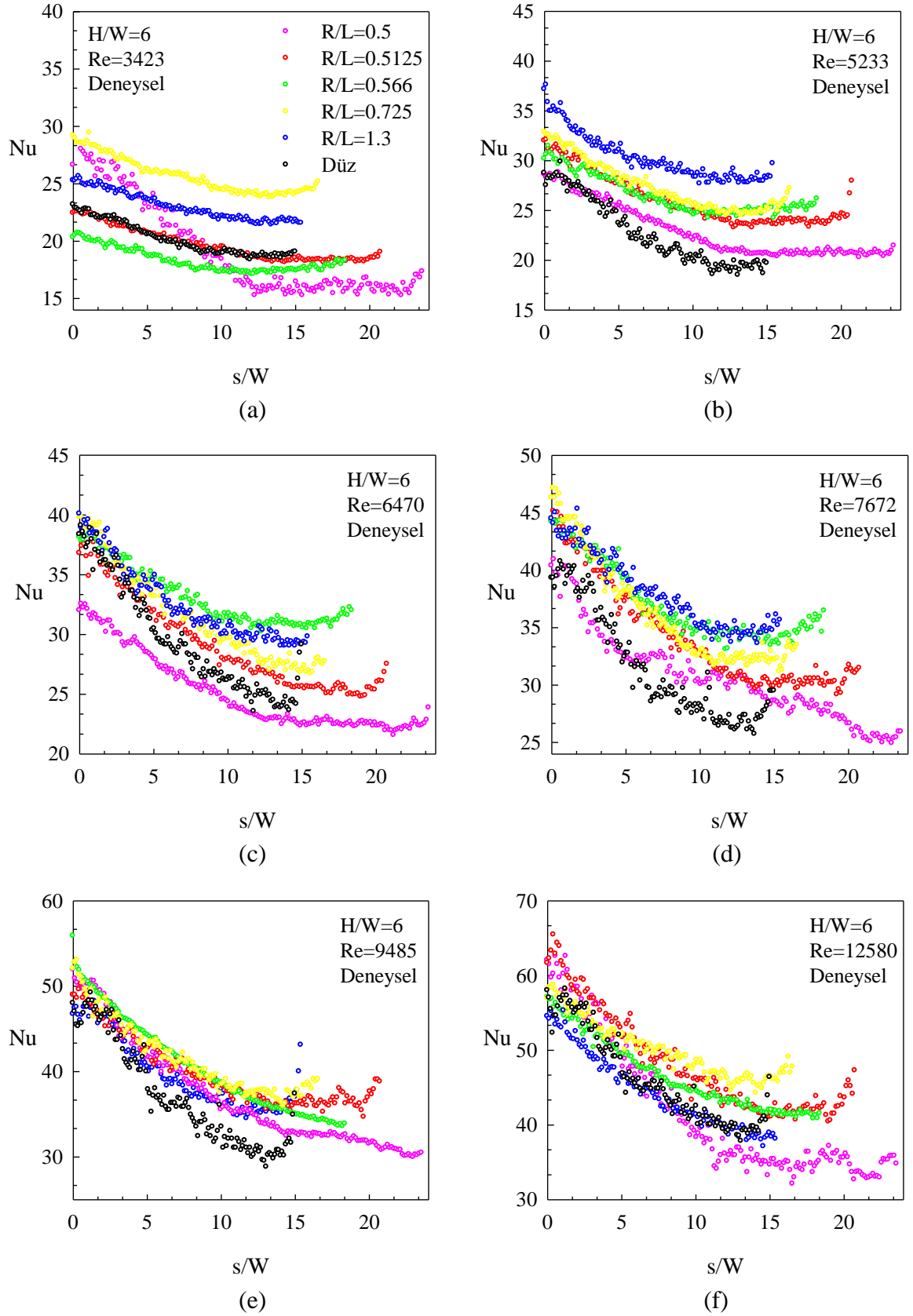
Şekil 3.65.  $H/W=1$  için Yerel Nusselt sayısının  $s/W$ 'ye bağlı değişimi (a)  $Re=3423$ , (b)  $Re=5233$ , (c)  $Re=6472$ , (d)  $Re=7672$ ,  $Re=9485$ ,  $Re=12580$



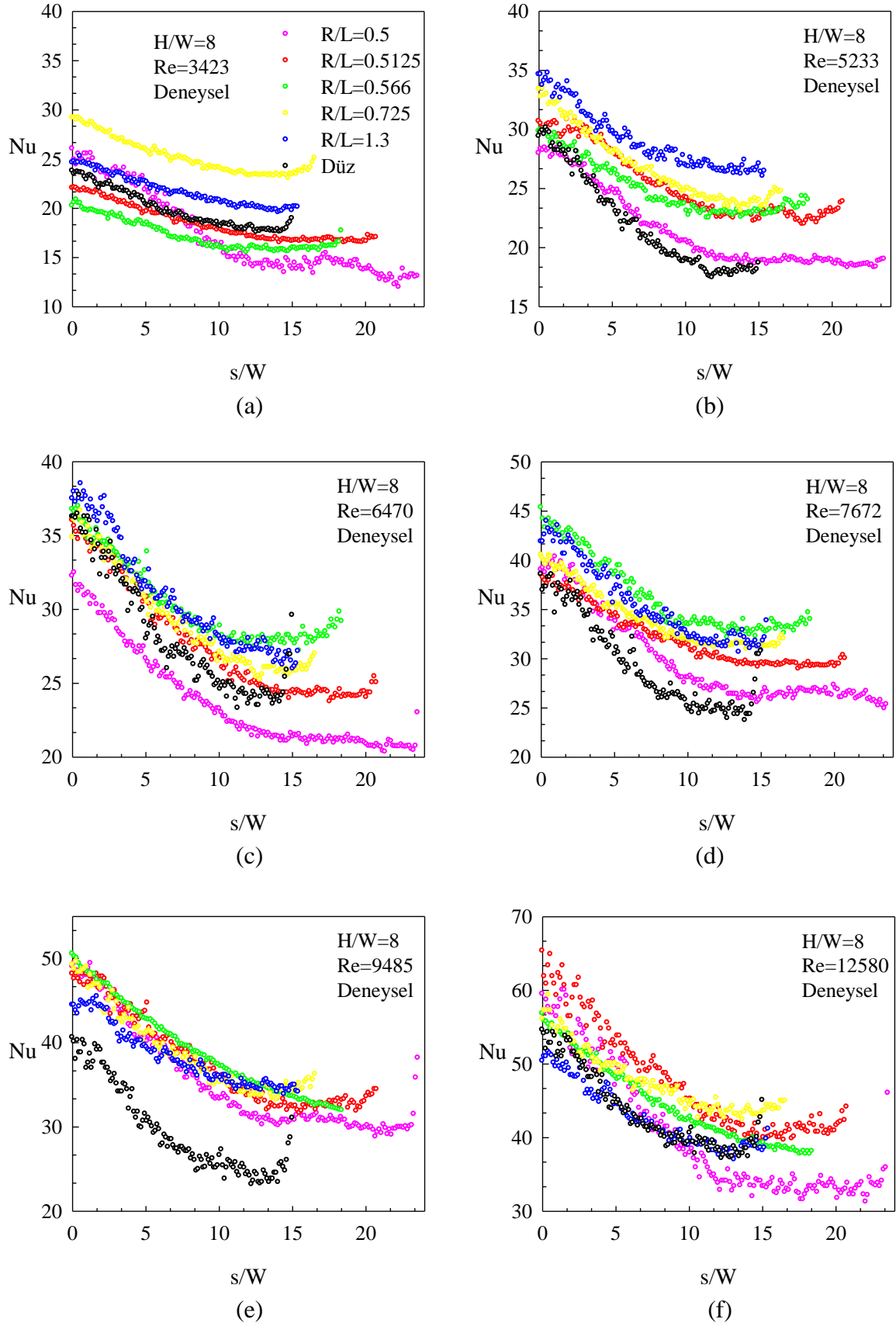
Şekil 3.66.  $H/W=2$  için Yerel Nusselt sayısının  $s/W$ 'ye bağlı değişimi (a)  $Re=3423$ , (b)  $Re=5233$ , (c)  $Re=6472$ , (d)  $Re=7672$ , (e)  $Re=9485$ , (f)  $Re=12580$



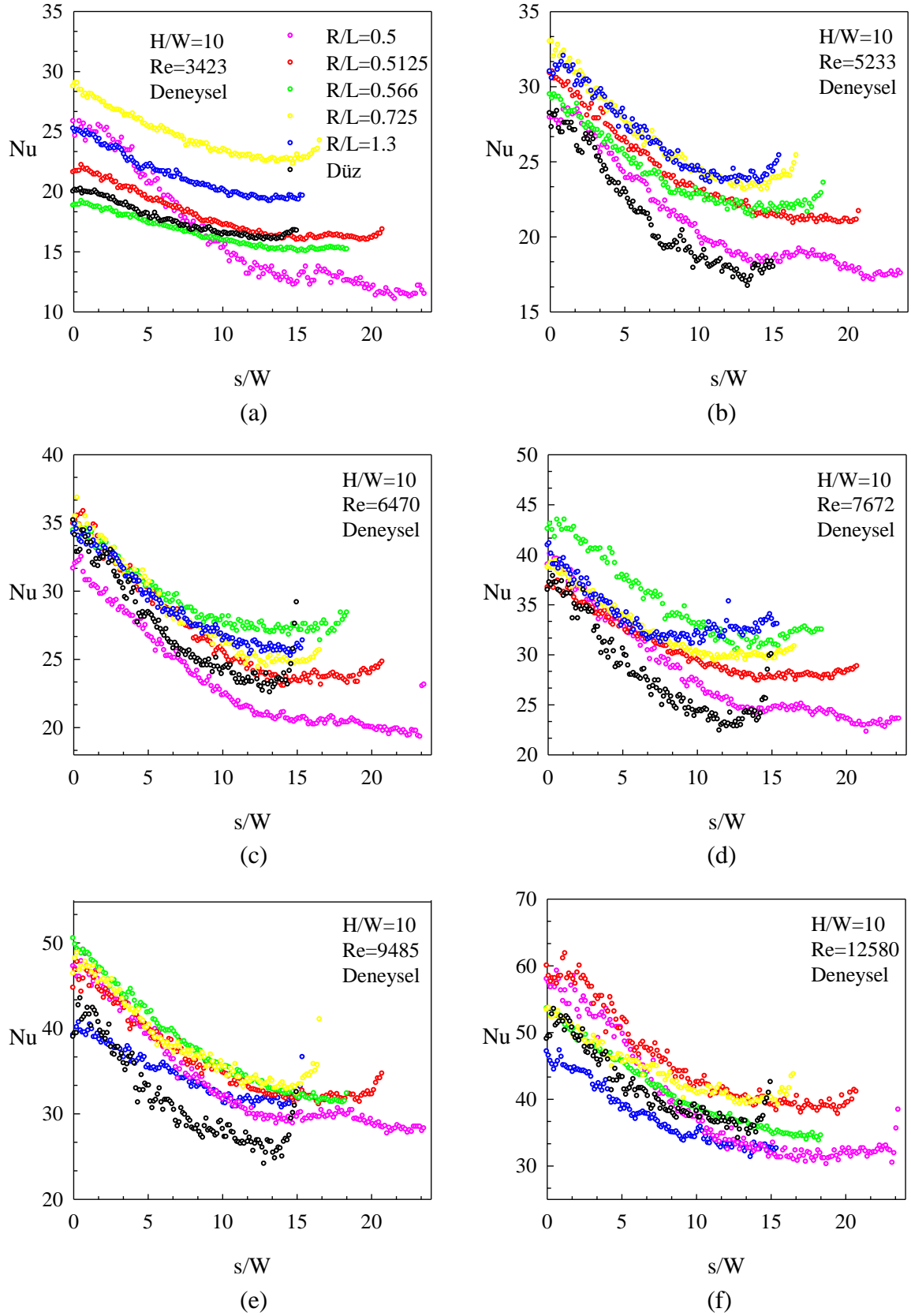
Şekil 3.67.  $H/W=4$  için Yerel Nusselt sayısının  $s/W$ 'ye bağlı değişimi (a)  $Re=3423$ , (b)  $Re=5233$ , (c)  $Re=6472$ , (d)  $Re=7672$ , (e)  $Re=9485$ , (f)  $Re=12580$



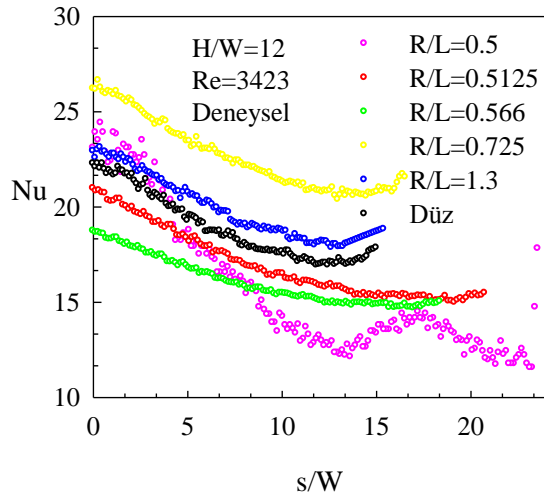
Şekil 3.68. H/W=6 için Yerel Nusselt sayısının s/W'ye bağlı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6472, (d) Re=7672, (e) Re=9485, (f) Re=12580



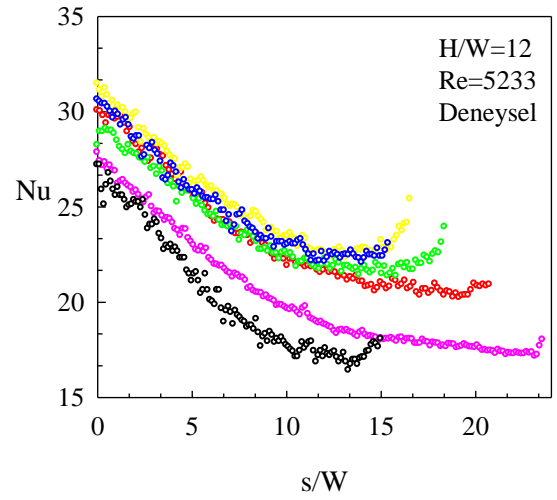
Şekil 3.69.  $H/W=8$  için Yerel Nusselt sayısının  $s/W$ 'ye bağlı değişimi (a)  $Re=3423$ , (b)  $Re=5233$ , (c)  $Re=6472$ , (d)  $Re=7672$ , (e)  $Re=9485$ , (f)  $Re=12580$



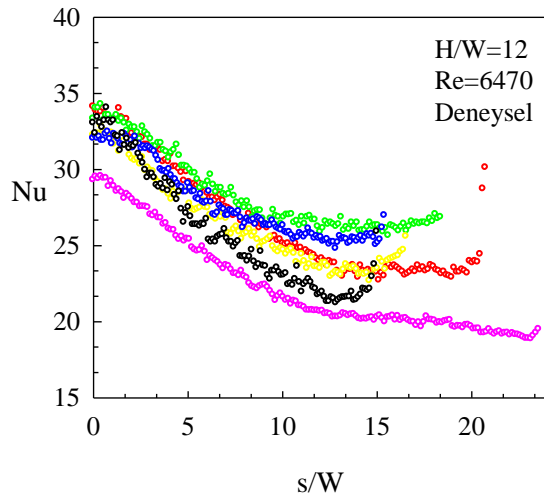
Şekil 3.70. H/W=10 için Yerel Nusselt sayısının s/W'ye bağlı değişimi (a) Re=3423, (b) Re=5233, (c) Re=6472, (d) Re=7672, (e) Re=9485, (f) Re=12580



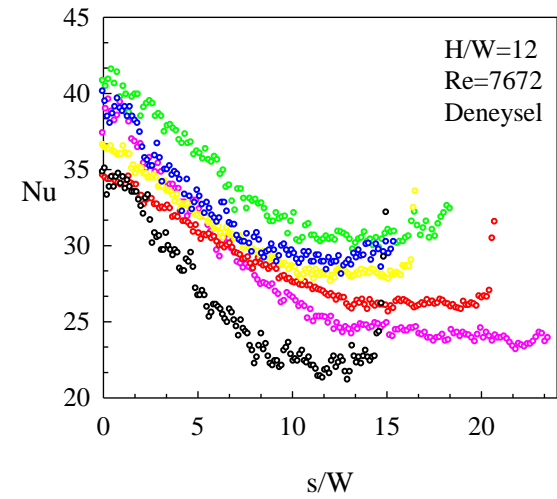
(a)



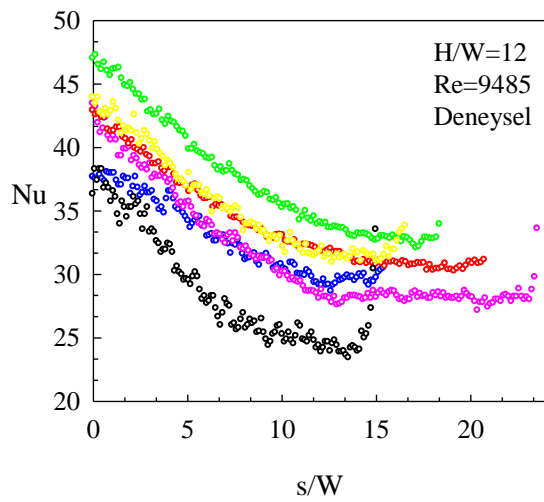
(b)



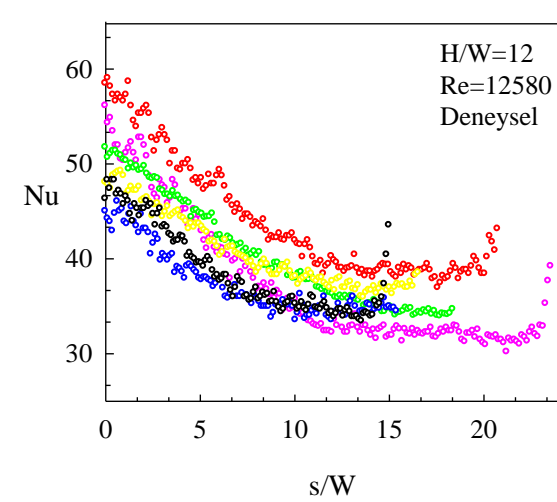
(c)



(d)

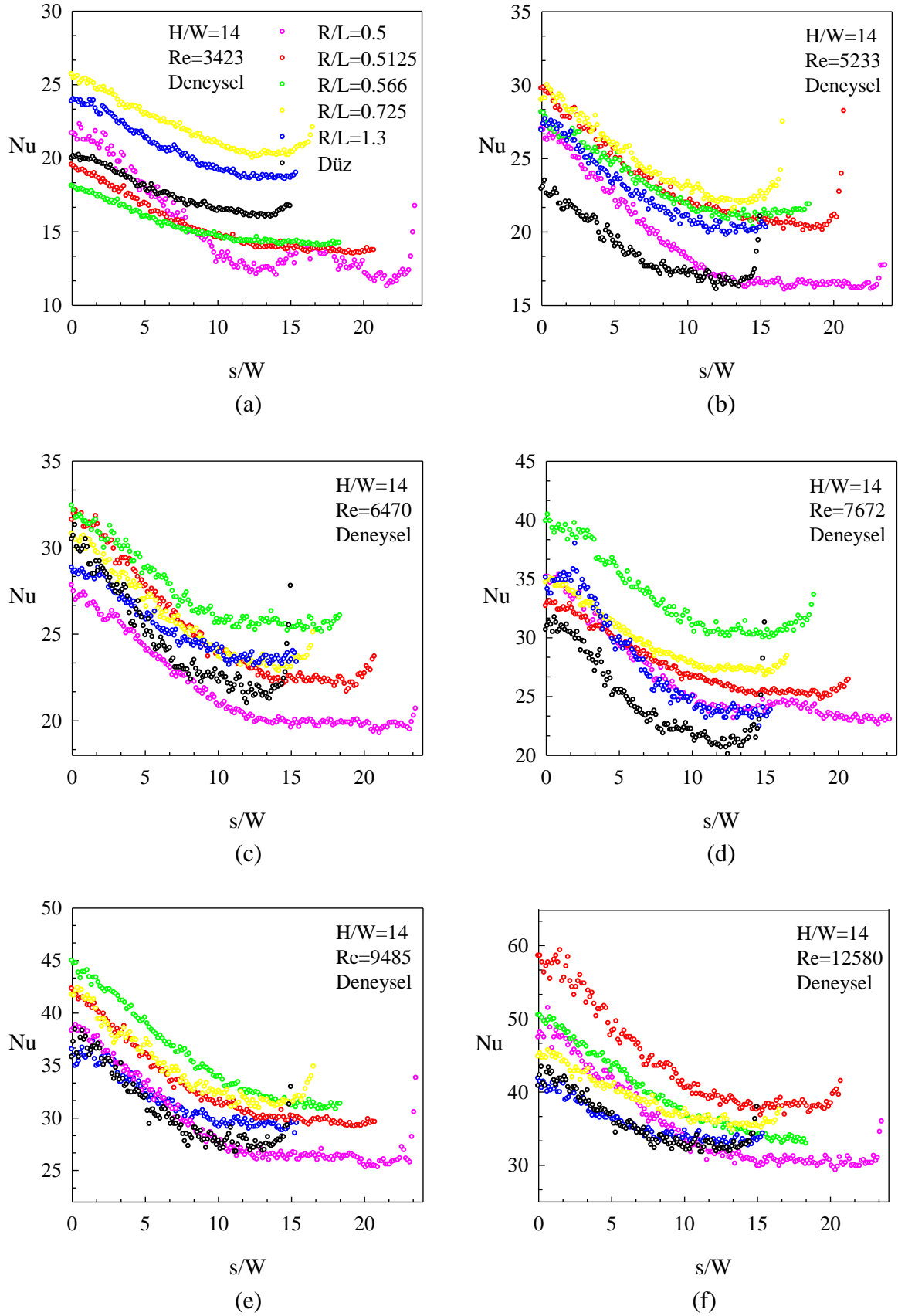


(e)



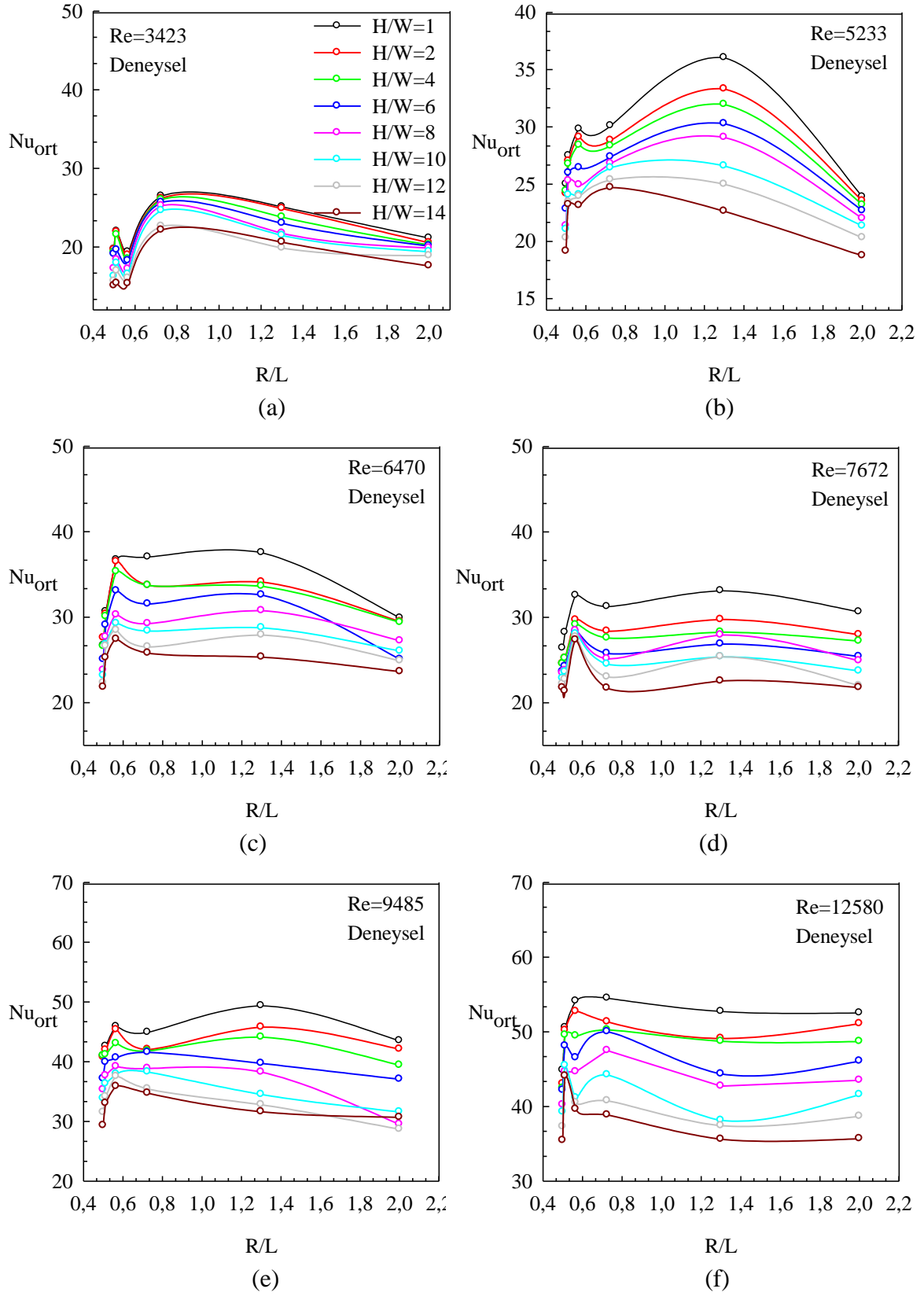
(f)

Şekil 3.71.  $H/W=12$  için Yerel Nusselt sayısının  $s/W$ 'ye bağlı değişimi (a)  $Re=3423$ , (b)  $Re=5233$ , (c)  $Re=6472$ , (d)  $Re=7672$ , (e)  $Re=9485$ , (f)  $Re=12580$



Şekil 3.72.  $H/W=14$  için Yerel Nusselt sayısının  $s/W$ 'ye bağlı değişimi (a)  $Re=3423$ , (b)  $Re=5233$ , (c)  $Re=6472$ , (d)  $Re=7672$ , (e)  $Re=9485$ , (f)  $Re=12580$





Şekil 3.73. Farklı eğrilikli çarpma yüzeyleri üzerinde ortalama Nusselt sayısı değişimi (a)  $Re=3423$ , (b)  $Re=5233$ , (c)  $Re=6470$ , (d)  $Re=7672$ , (e)  $Re=9485$  ve (f)  $Re=12580$

### 3.2. Sayısal Çalışmaların Değerlendirilmesi

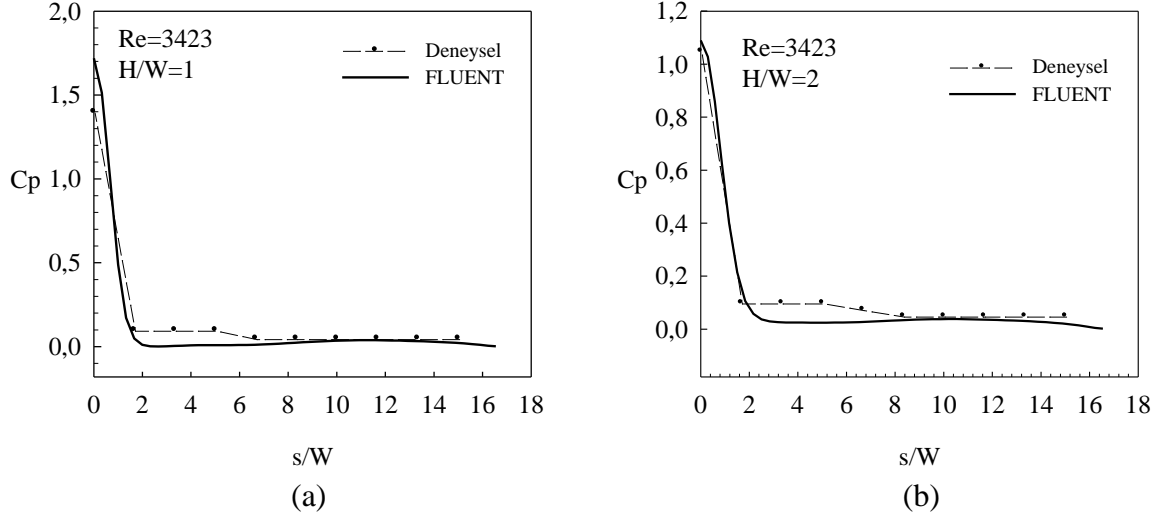
Bu bölümde, deneysel çalışmada kullanılan düz ve boyutsuz eğrilik değerleri 0.5, 0.5125, 0.566, 0.725 ve 1.3 olan beş içbükey çarpma yüzeyi için yapılmış sayısal analiz sonuçları sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar deneysel veriler ile karşılaştırılarak irdelenmiştir.

#### 3.2.1. Çarpma Yüzeylerinde Basınç Dağılımının İncelenmesi

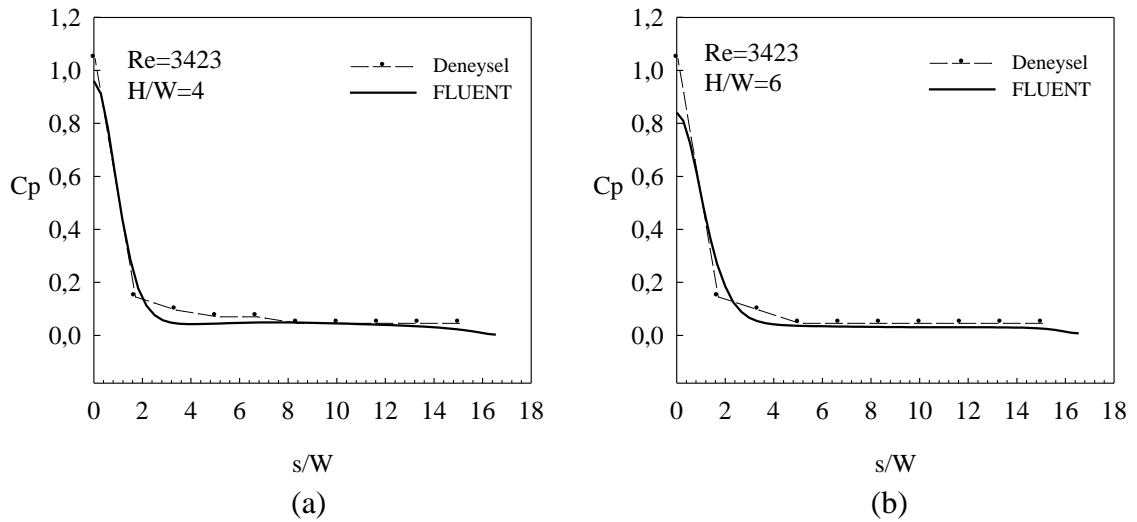
Bu bölümde düz ve  $R/L=0.725$  plakaları için 8 farklı  $H/W$  mesafesi ve 6 farklı Reynolds sayısı değerinde çarpma yüzeyi boyunca çizdirilmiş boyutsuz basınç katsayısı grafikleri sunulmuştur. Ayrıca, Reynolds sayısının 6470 değerinde  $H/W=4, 6$  ve 8 için bütün çarpma yüzeylerinde plakaların izdüşümü ve çarpma yüzeyi yayı boyunca çizdirilmiş boyutsuz basınç katsayısı grafikleri verilmiştir.

Şekil 3.74-Şekil 3.136 arasında düz ve  $R/L=0.725$  plakaları için altı farklı Reynolds sayısı ve sekiz farklı lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde FLUENT paket programı ile hesaplatılmış boyutsuz basınç katsayısı grafikleri deney sonuçları ile birlikte sunulmuştur. Fiziksel problemin modellenmesinde gerçekçi yaklaşım ve ağ yapısının oluşturulmasında seçilmiş olan çözüm parametrelerinin ve sınır şartlarının gerektirdiği koşullar ile elde edilmiş sonuçlar çarpma yüzeyi boyutsuz yay uzunluğu boyunca çizdirilmiştir. Sayısal sonuçların, deney sonuçları ile uyumlu olduğu görülmüştür. Ancak, genel olarak  $H/W=1$  gibi küçük ve  $H/W=12$  ve 14 gibi yüksek jet-çarpma yüzeyi uzaklıklarında FLUENT'in durma noktası boyutsuz basınç katsayısı değerlerini deneysel sonuçlara göre yaklaşık %40'a varan hata ile tahmin ettiği, ancak genel eğimin birbiri ile uyumlu olduğu görülmüştür. Şekil 3.136'da  $Re=6470$  ve  $H/W=4$  için deney şartları değerleri girilerek elde edilmiş FLUENT sonuçları tüm çarpma yüzeyleri için hem izdüşümü formunda hem de her bir plaka için yay mesafesi boyunca çizdirilmiştir. Seçilen realizable  $k-\epsilon$  modeli ile elde edilen durma noktası boyutsuz basınç katsayısı değerlerinin yaklaşık  $2 \leq H/W \leq 8$  aralığında deneysel sonuçlar ile iyi bir uyum gösterdiği görülmüştür.

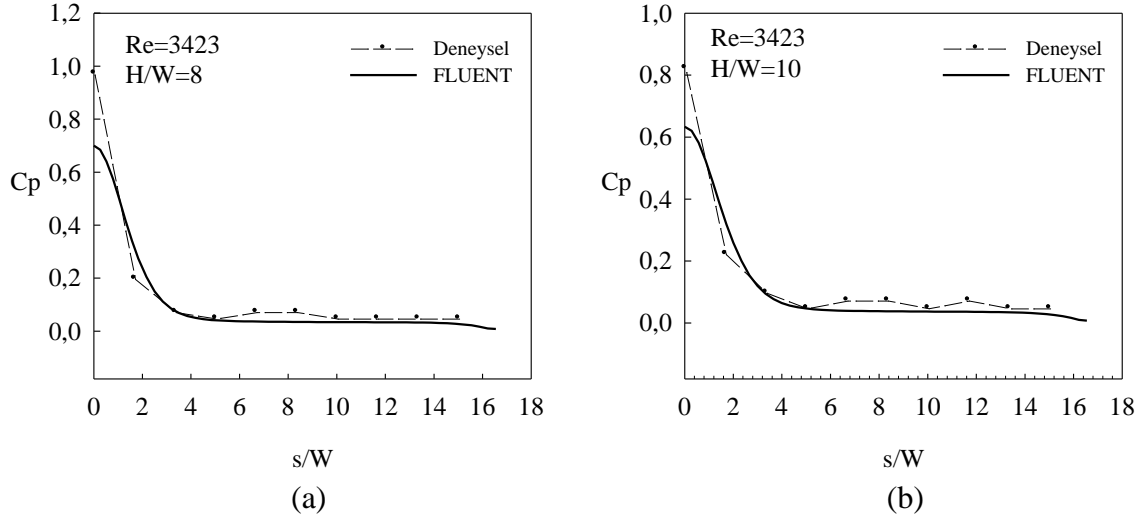
Tablo 3.2 ve Tablo 3.3'te  $R/L=0.725$  çarpma yüzeyi için  $Re=6470$  ve farklı  $H/W$  değerlerinde sırasıyla FLUENT analizi ile çizdirilen akım çizgileri ve hız değerleri verilmiştir.



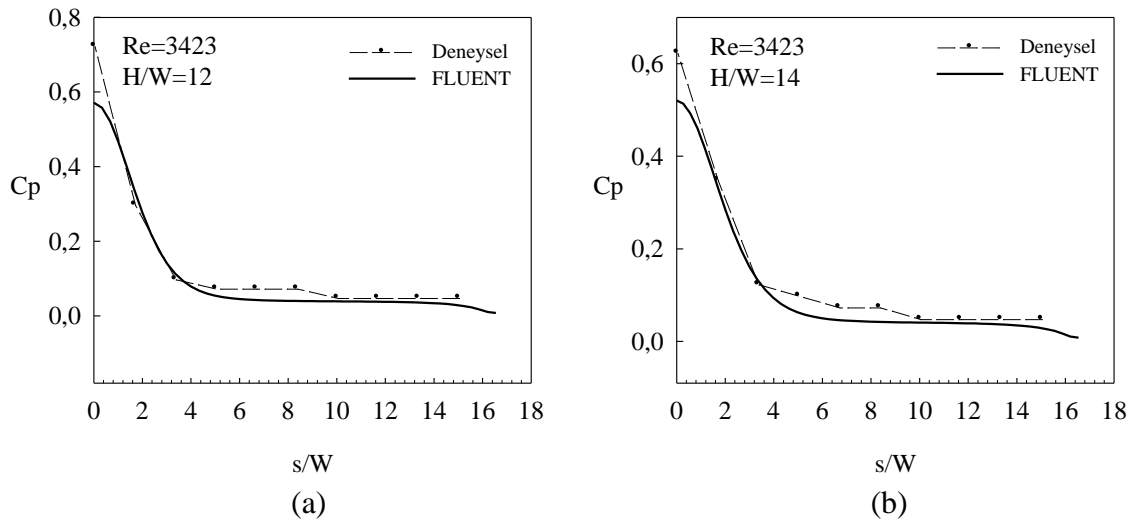
Şekil 3.74.  $R/L=0.725$  ve  $Re=3423$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$



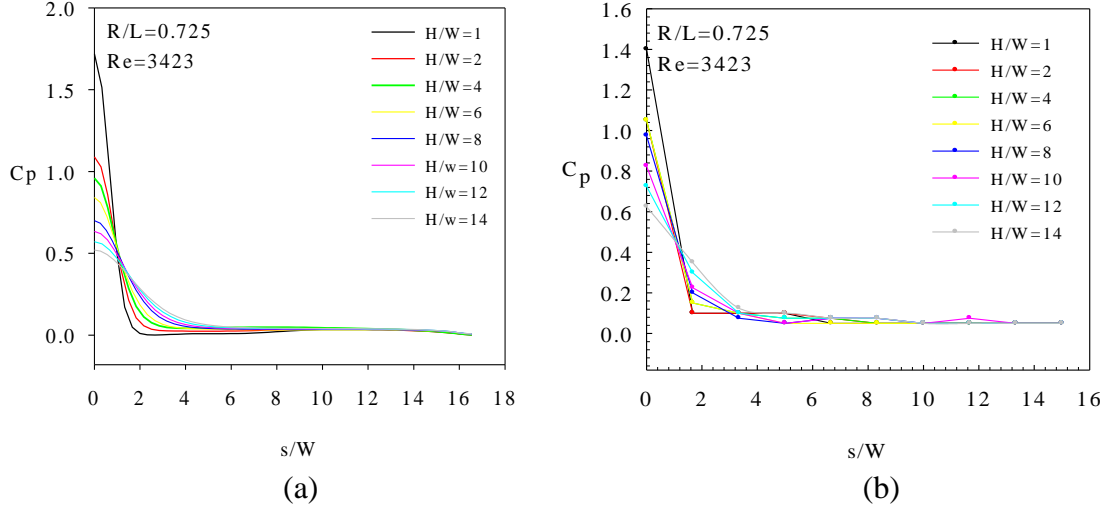
Şekil 3.75.  $R/L=0.725$  ve  $Re=3423$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$



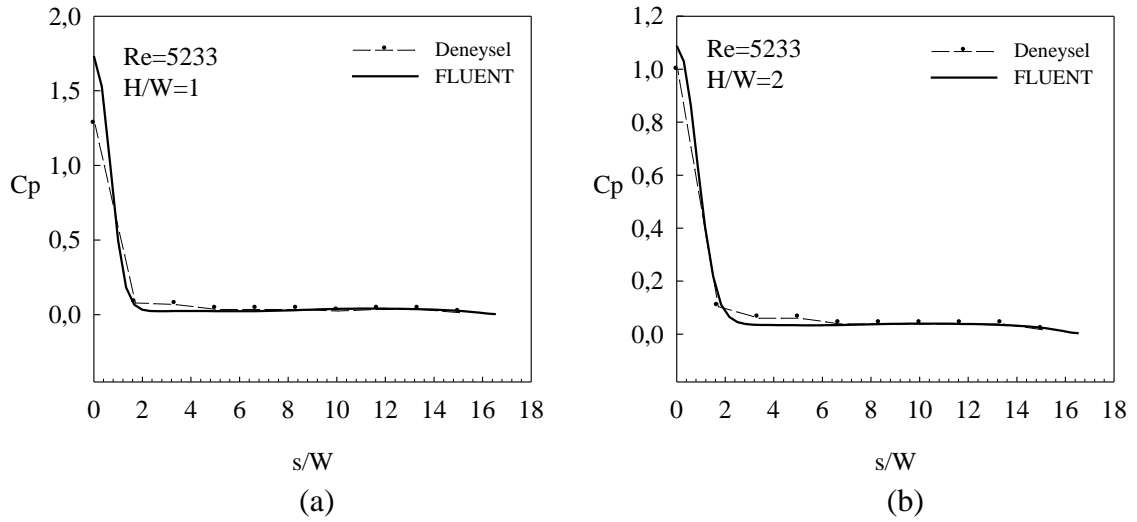
Şekil 3.76.  $R/L=0.725$  ve  $Re=3423$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$



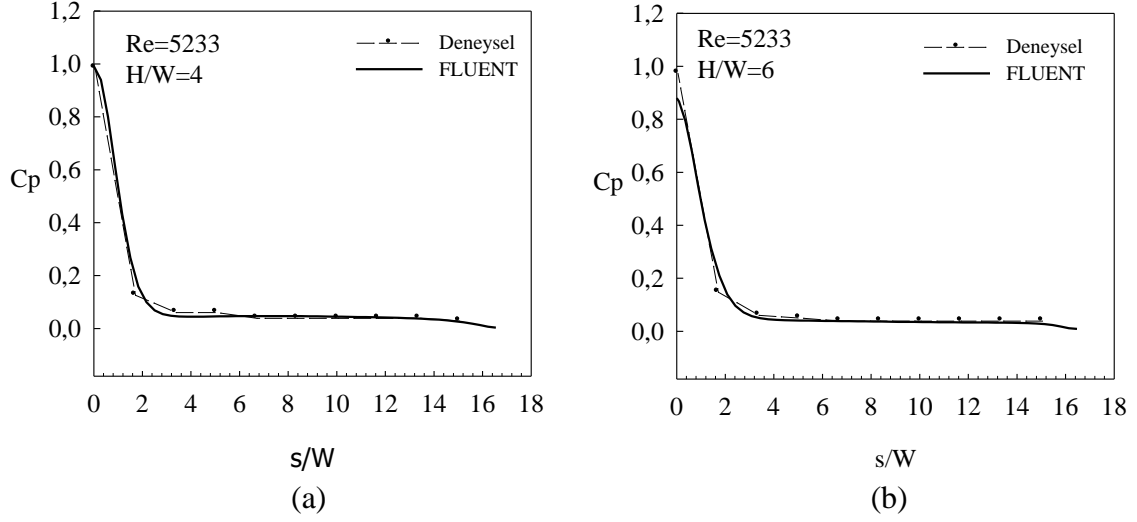
Şekil 3.77.  $R/L=0.725$  ve  $Re=3423$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$



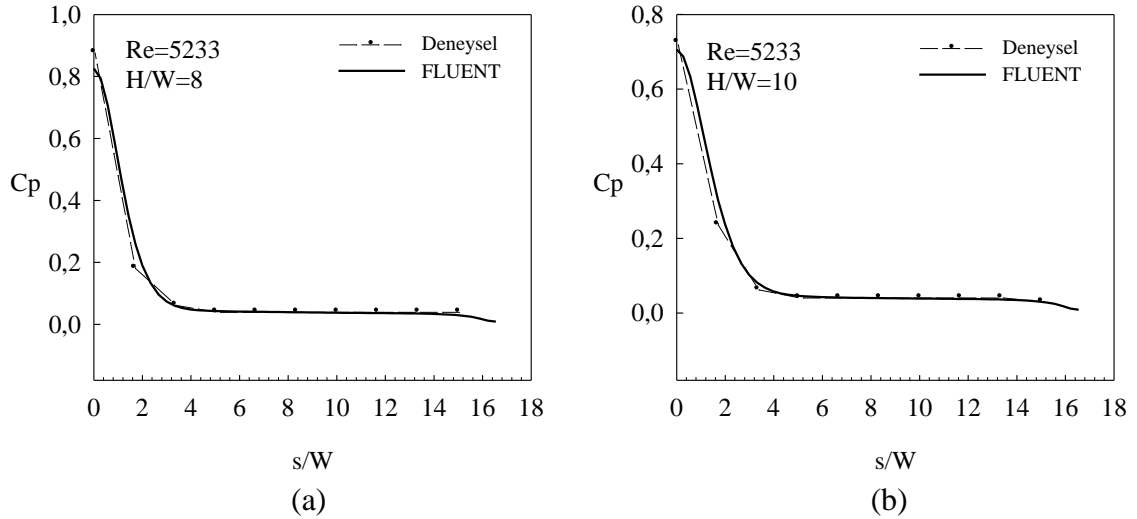
Şekil 3.78.  $R/L=0.725$  ve  $Re = 3423$  için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısı değişimi (a) sayısal (b) deneysel



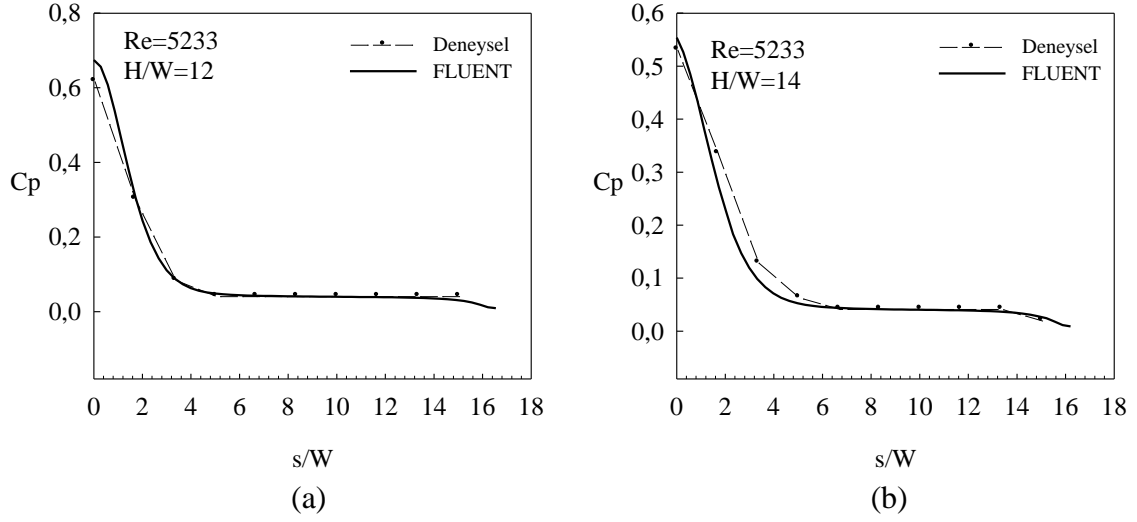
Şekil 3.79.  $R/L=0.725$  ve  $Re=5233$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$



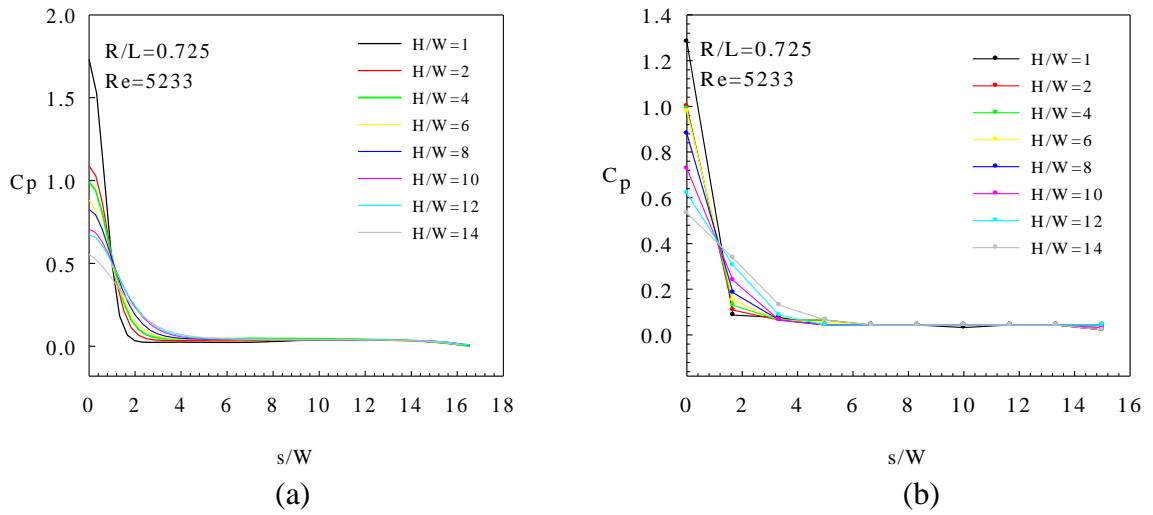
Şekil 3.80.  $R/L=0.725$  ve  $Re=5233$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$



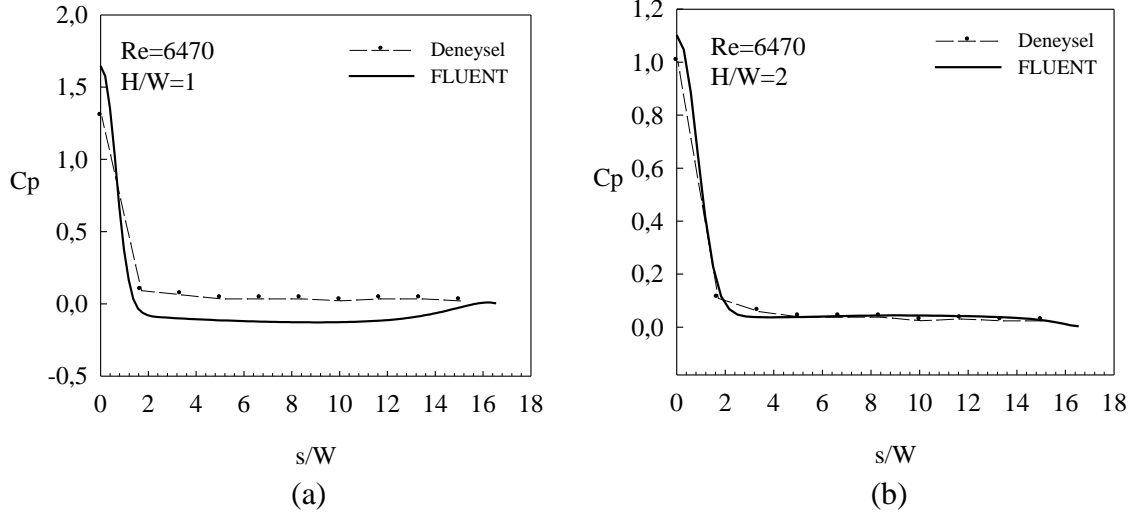
Şekil 3.81.  $R/L=0.725$  ve  $Re=5233$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$



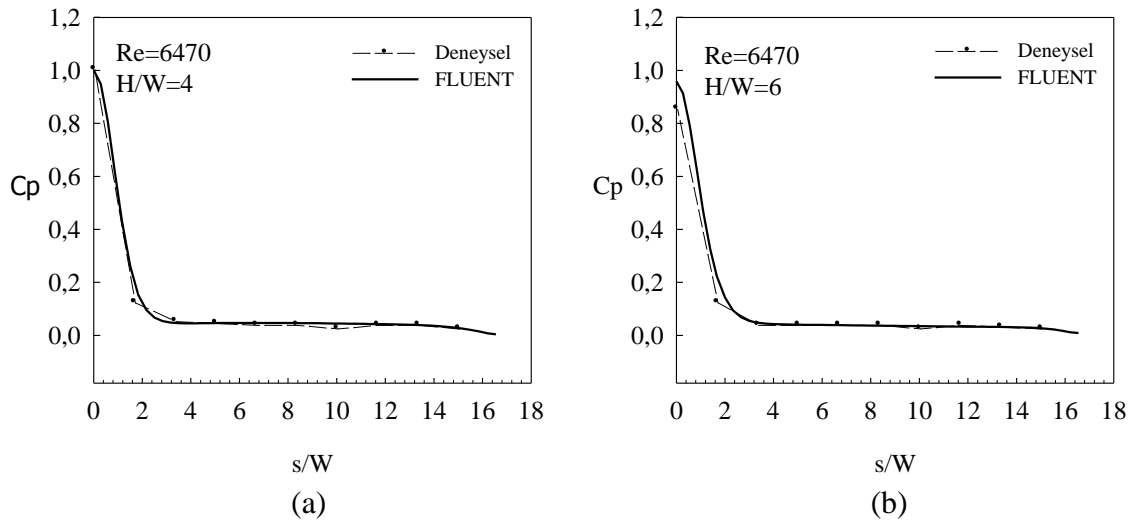
Şekil 3.82.  $R/L=0.725$  ve  $Re=5233$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$



Şekil 3.83.  $R/L=0.725$  ve  $Re = 5233$  için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısının değişimi (a) sayısal (b) deneysel

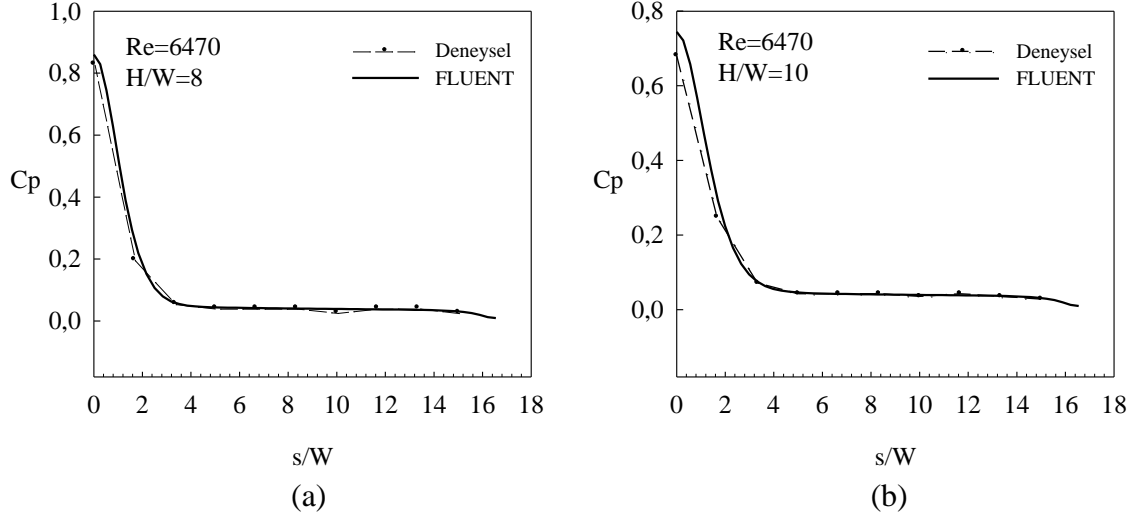


Şekil 3.84.  $R/L=0.725$  ve  $Re=6470$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$

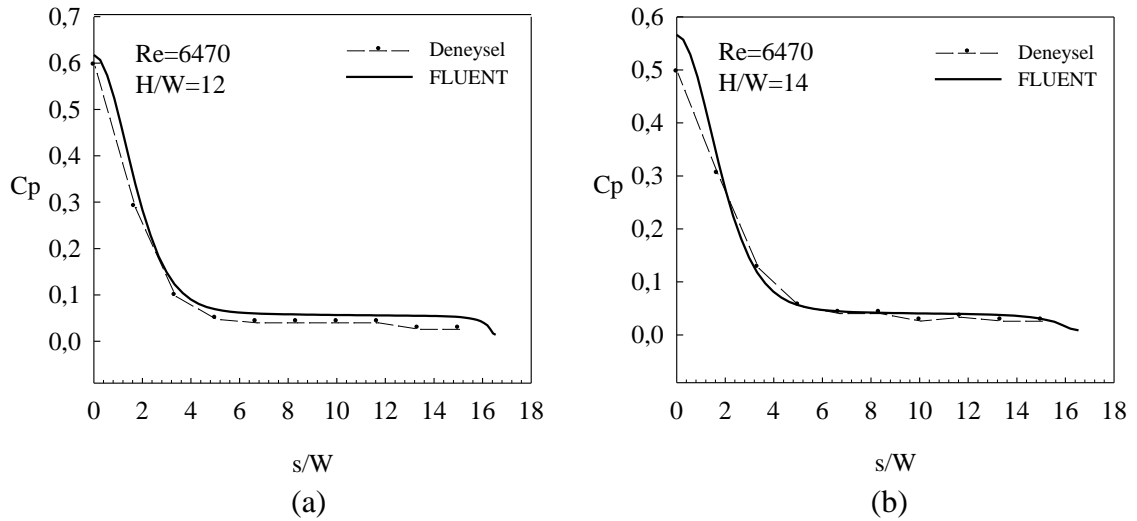


Şekil 3.85.  $R/L=0.725$  ve  $Re=6470$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$

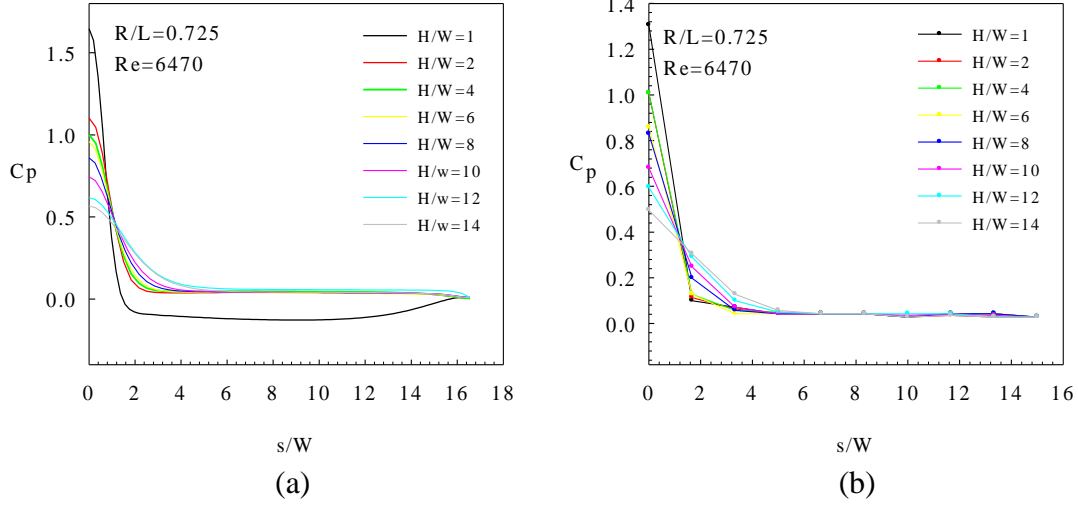




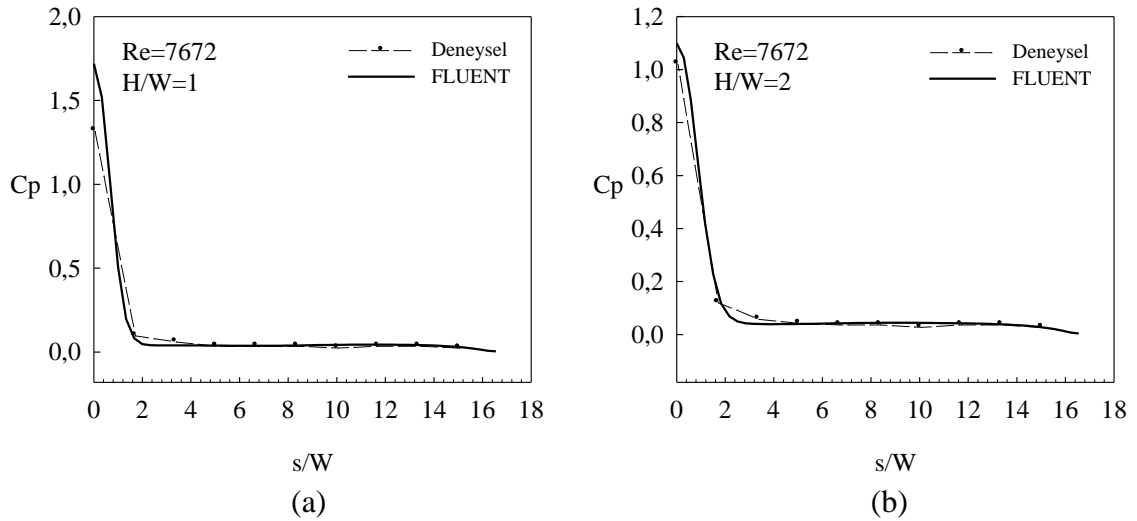
Şekil 3.86.  $R/L=0.725$  ve  $Re=6470$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$



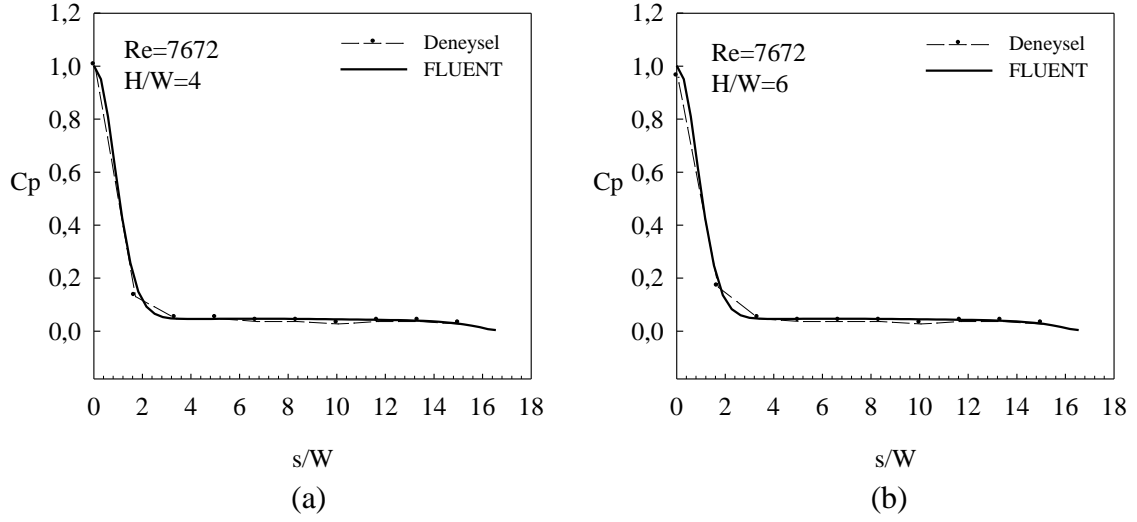
Şekil 3.87.  $R/L=0.725$  ve  $Re=6470$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$



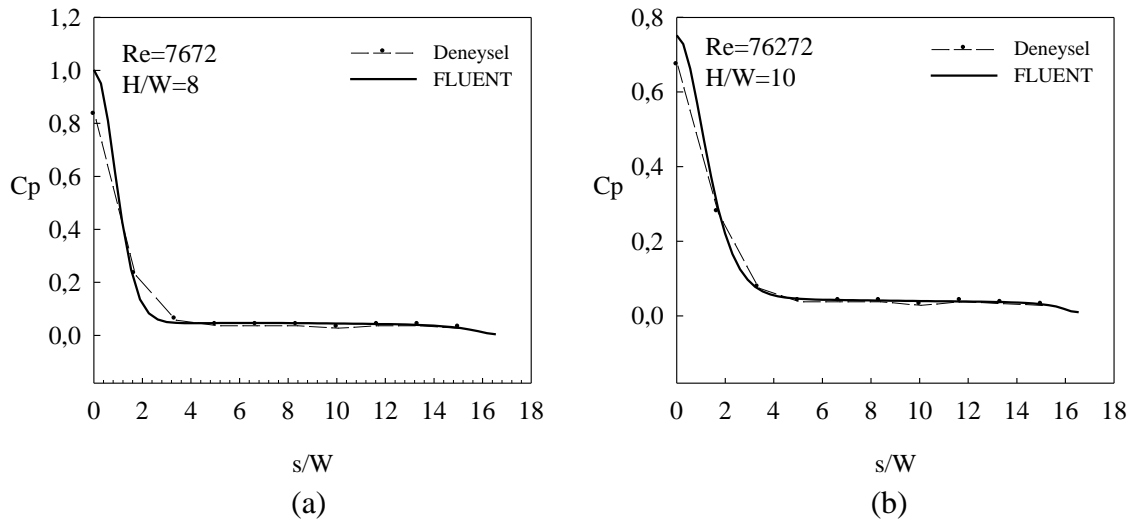
Şekil 3.88.  $R/L=0.725$  ve  $Re = 6470$  için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısı değişimi (a) sayısal (b) deneysel



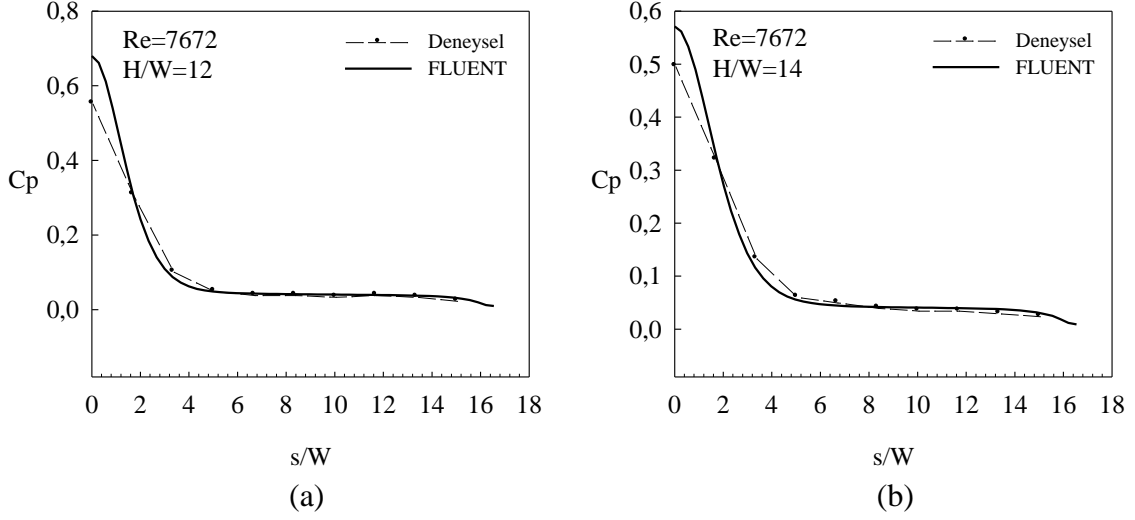
Şekil 3.89.  $R/L=0.725$  ve  $Re=7672$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$



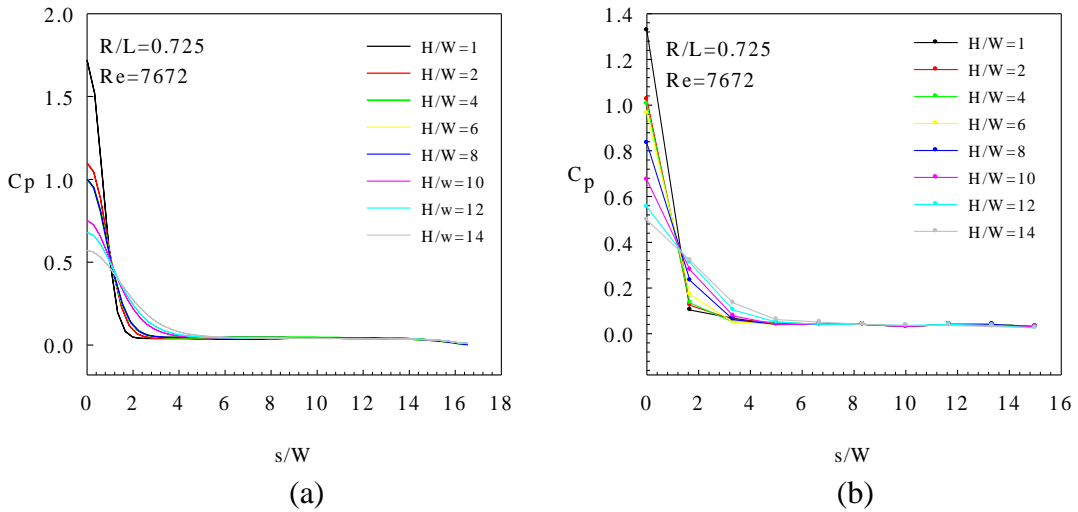
Şekil 3.90.  $R/L=0.725$  ve  $Re=7672$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$



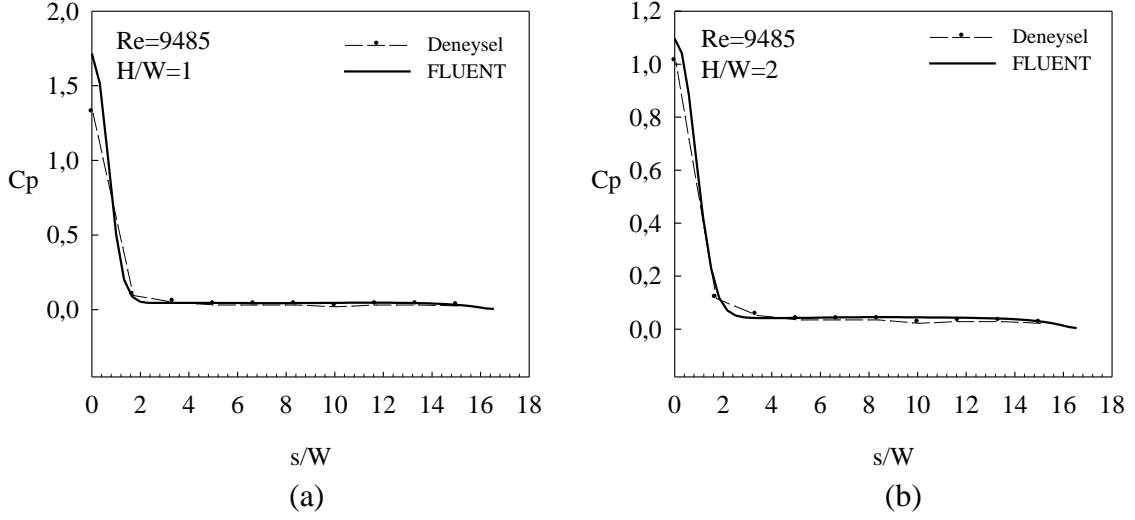
Şekil 3.91.  $R/L=0.725$  ve  $Re=7672$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$



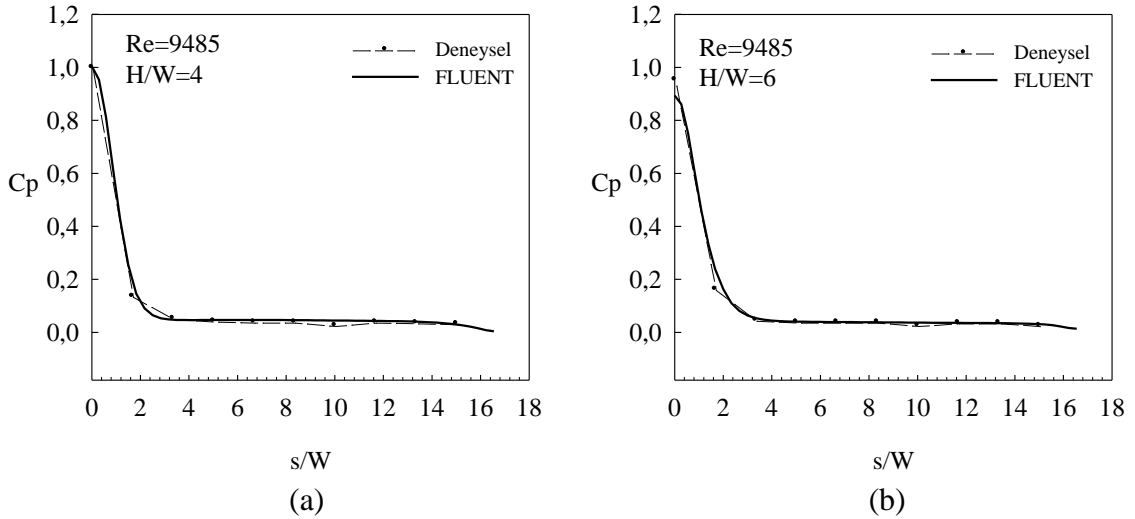
Şekil 3.92.  $R/L=0.725$  ve  $Re=7672$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$



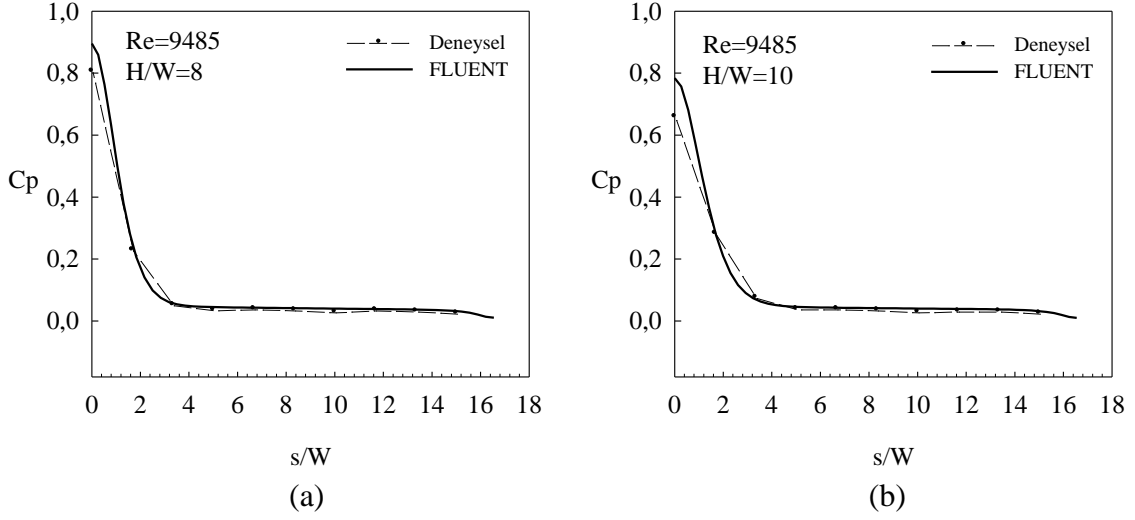
Şekil 3.93.  $R/L=0.725$  ve  $Re = 7672$  için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısının değişimi (a) sayısal (b) deneysel



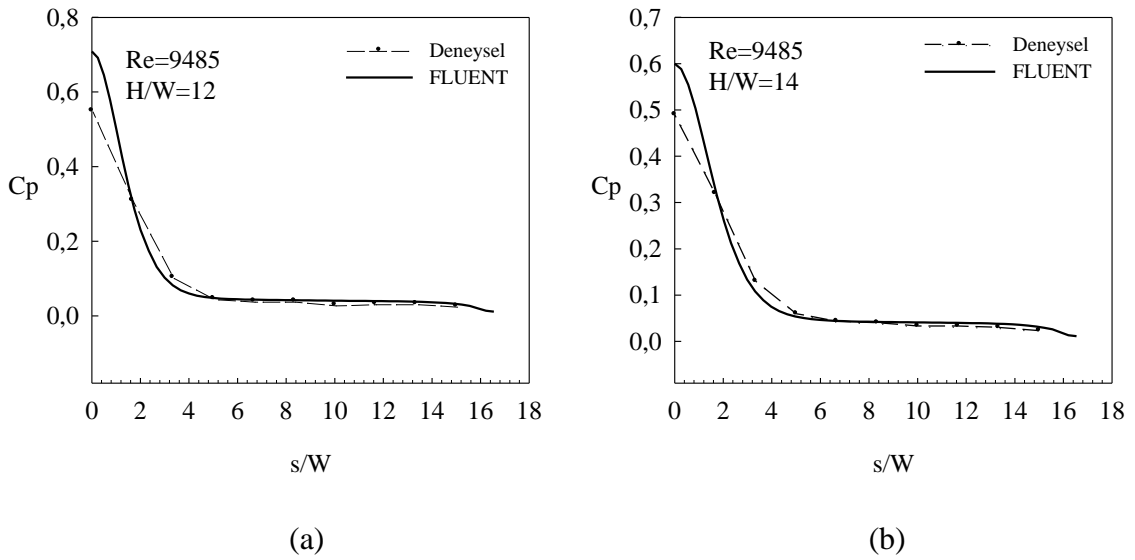
Şekil 3.94.  $R/L=0.725$  ve  $Re=9485$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$



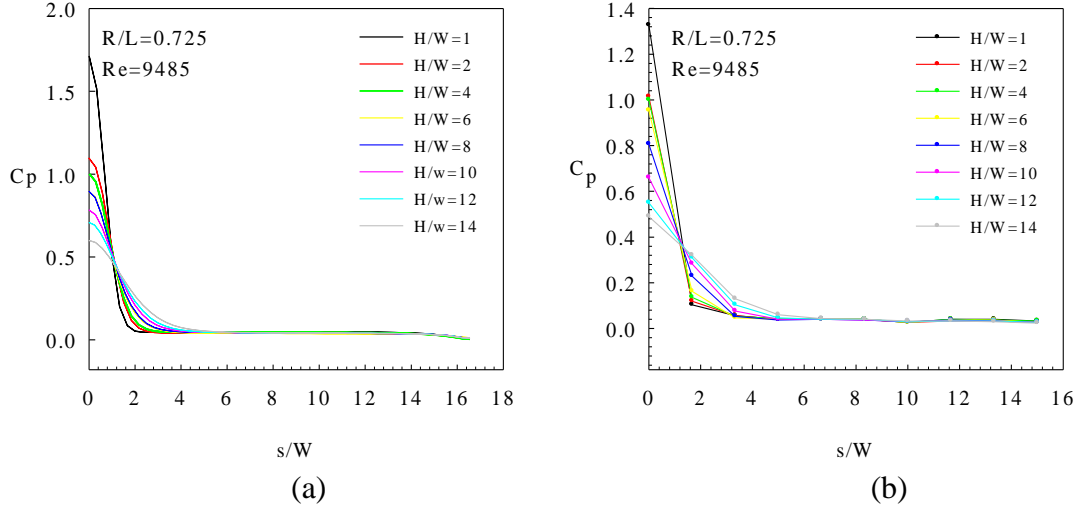
Şekil 3.95.  $R/L=0.725$  ve  $Re=9485$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$



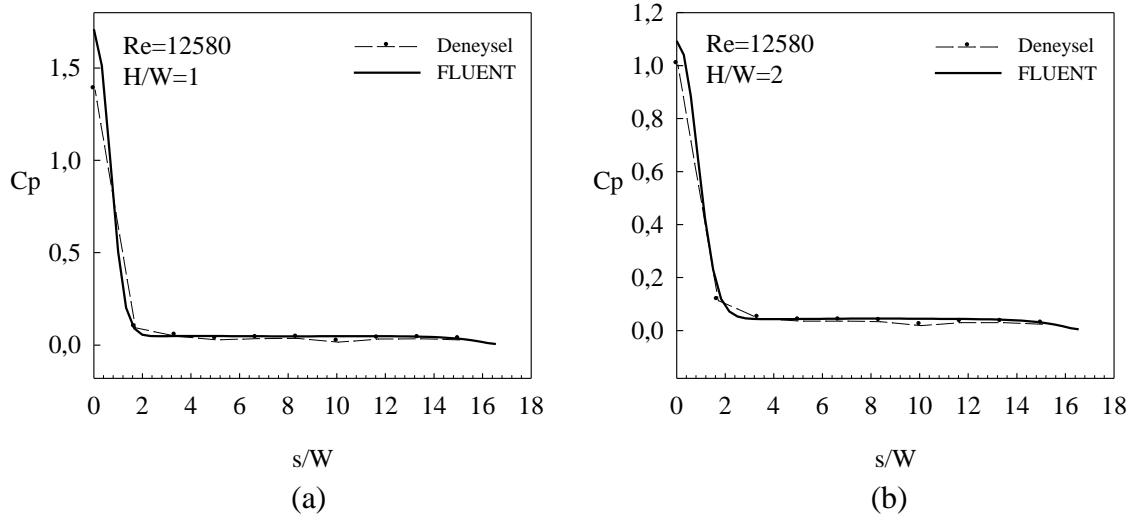
Şekil 3.96.  $R/L=0.725$  ve  $Re=9485$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$



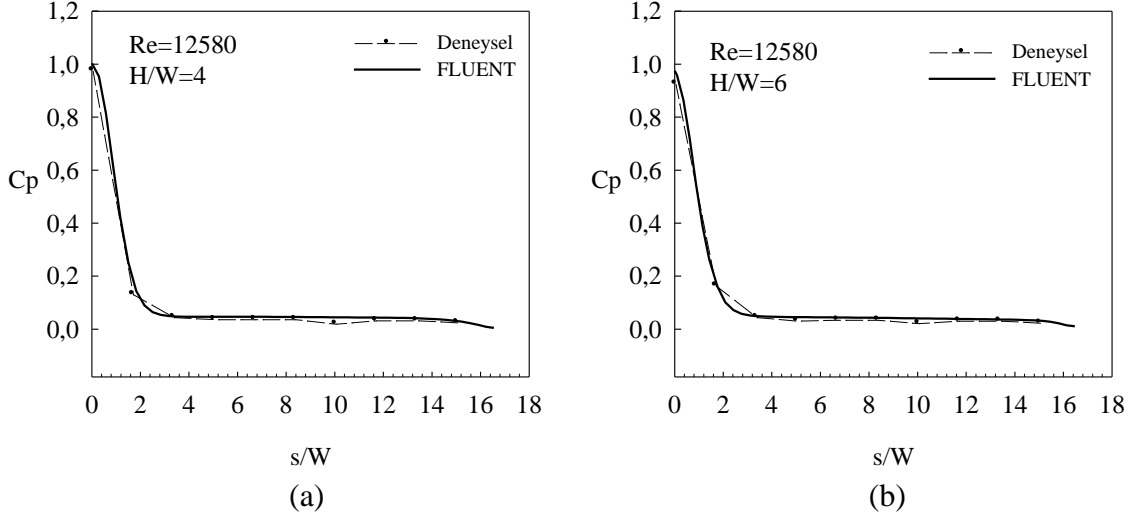
Şekil 3.97.  $R/L=0.725$  ve  $Re=9485$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$



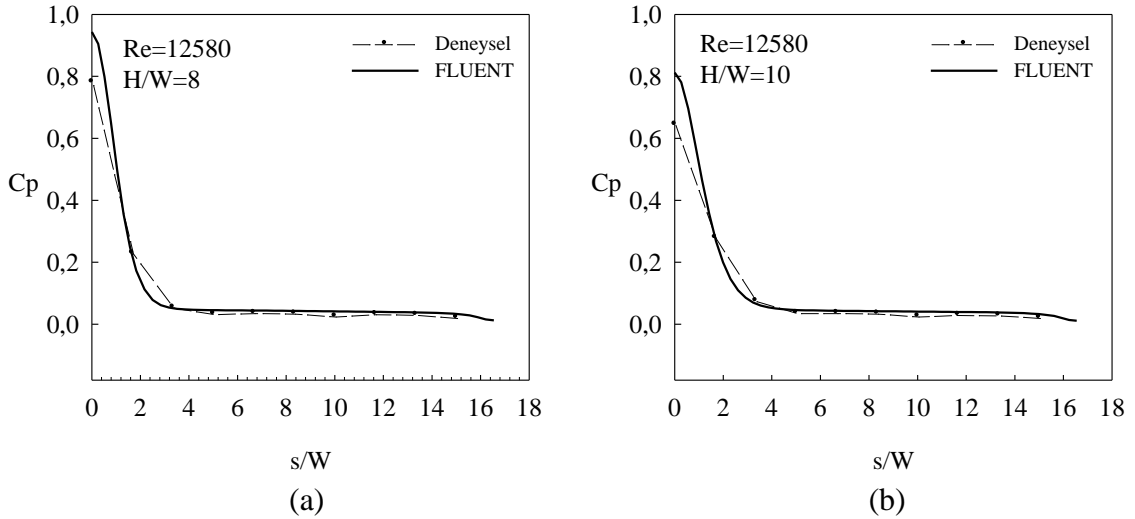
Şekil 3.98.  $R/L=0.725$  ve  $Re = 9485$  için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısı değişimi (a) sayısal (b) deneysel



Şekil 3.99.  $R/L=0.725$  ve  $Re=12580$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$

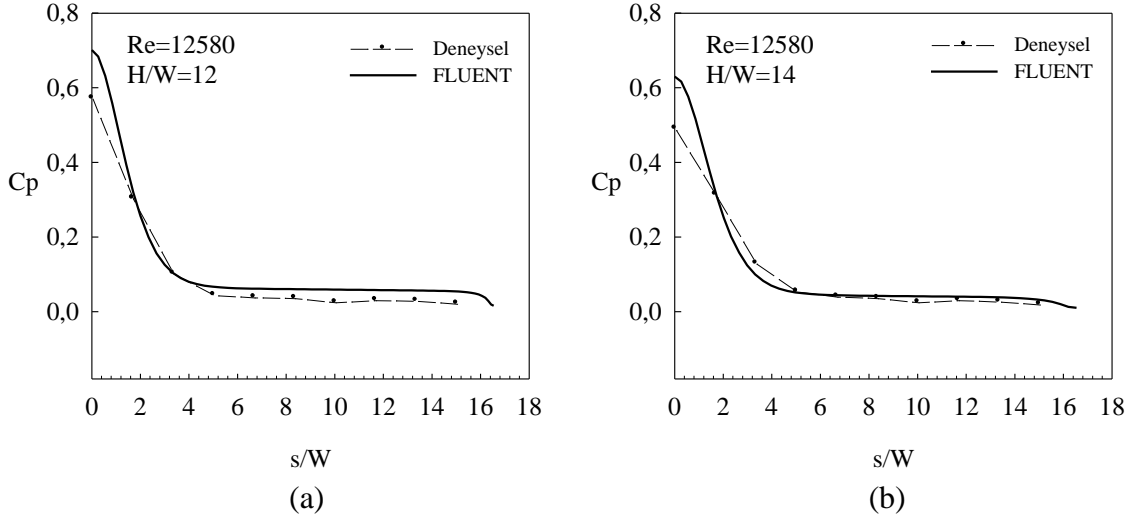


Şekil 3.100.  $R/L=0.725$  ve  $Re=12580$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$

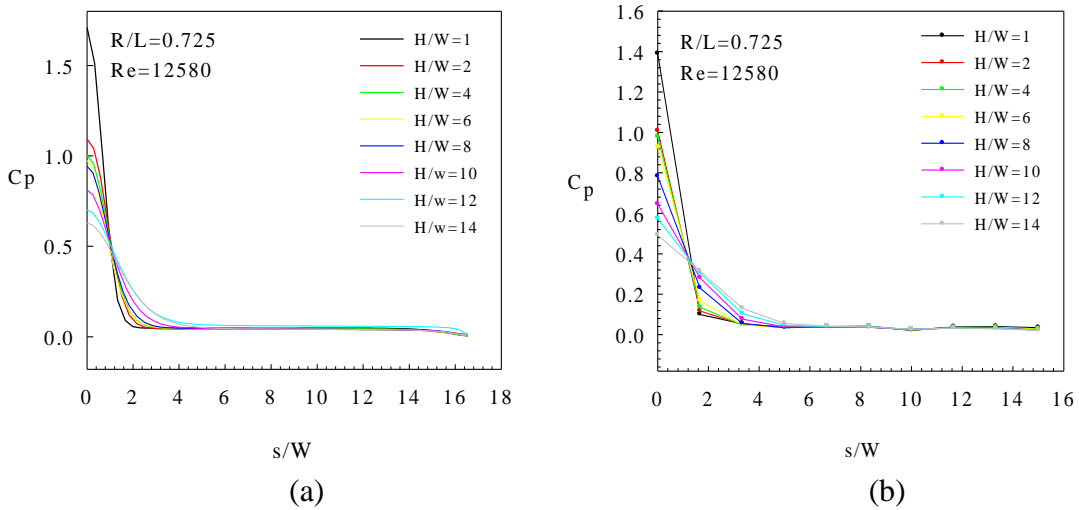


Şekil 3.101.  $R/L=0.725$  ve  $Re=12580$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$

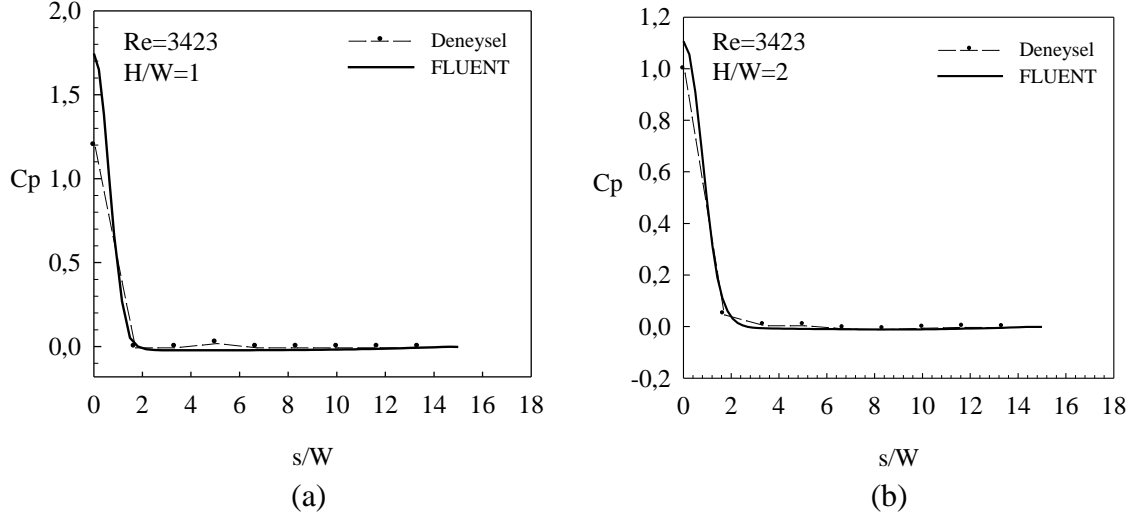




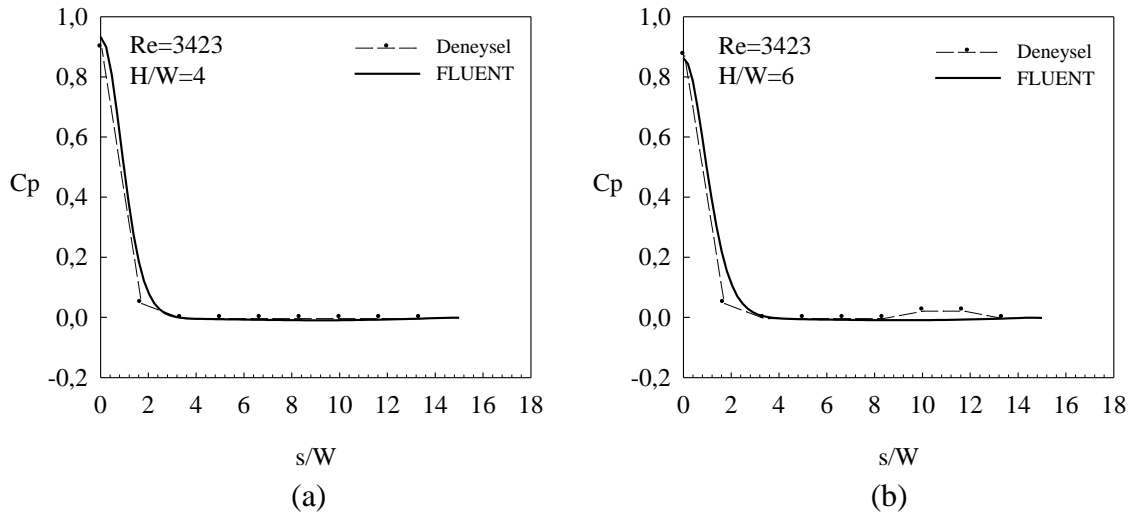
Şekil 3.102.  $R/L=0.725$  ve  $Re=12580$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$



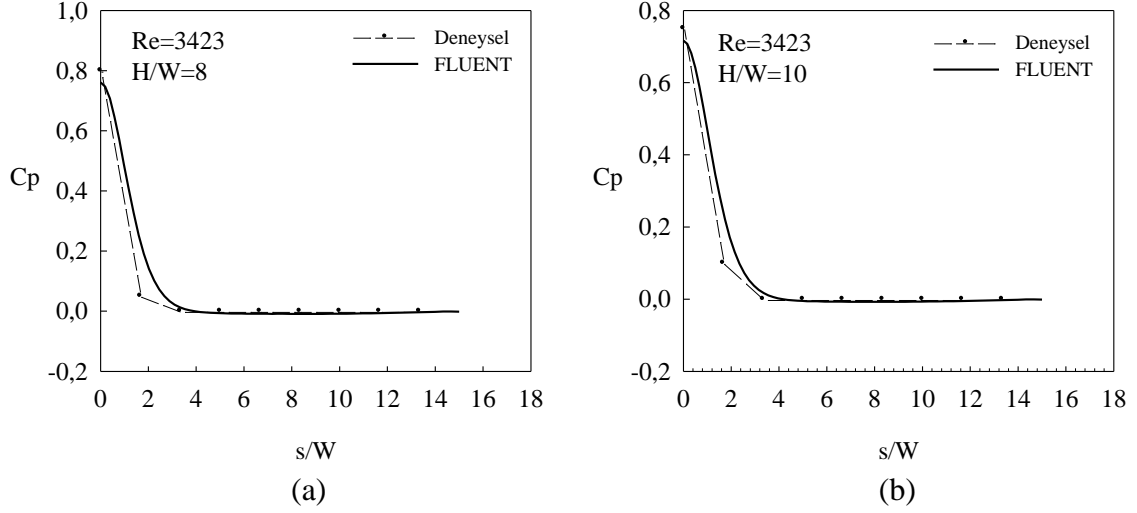
Şekil 3.103.  $R/L=0.725$  ve  $Re = 9485$  için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısı değişimi (a) sayısal (b) deneysel



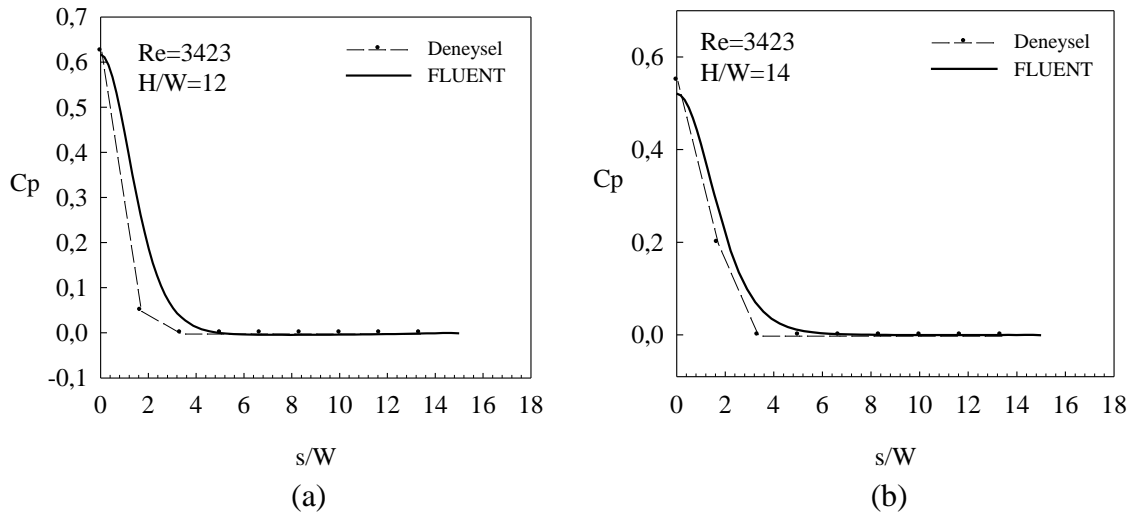
Şekil 3.104. Düz ve  $Re=3423$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$



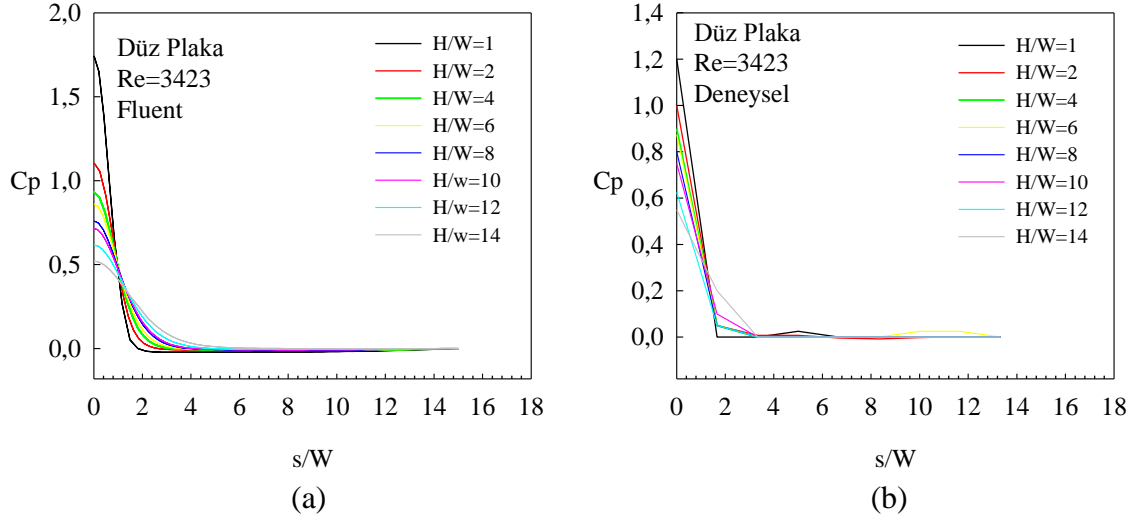
Şekil 3.105. Düz ve  $Re=3423$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$



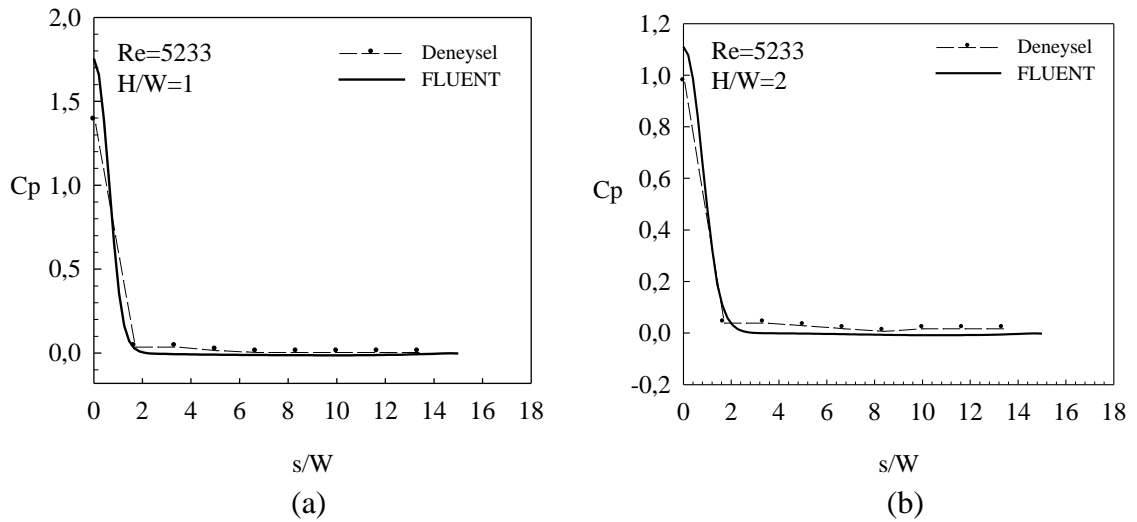
Şekil 3.106. Düz ve  $Re=3423$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$



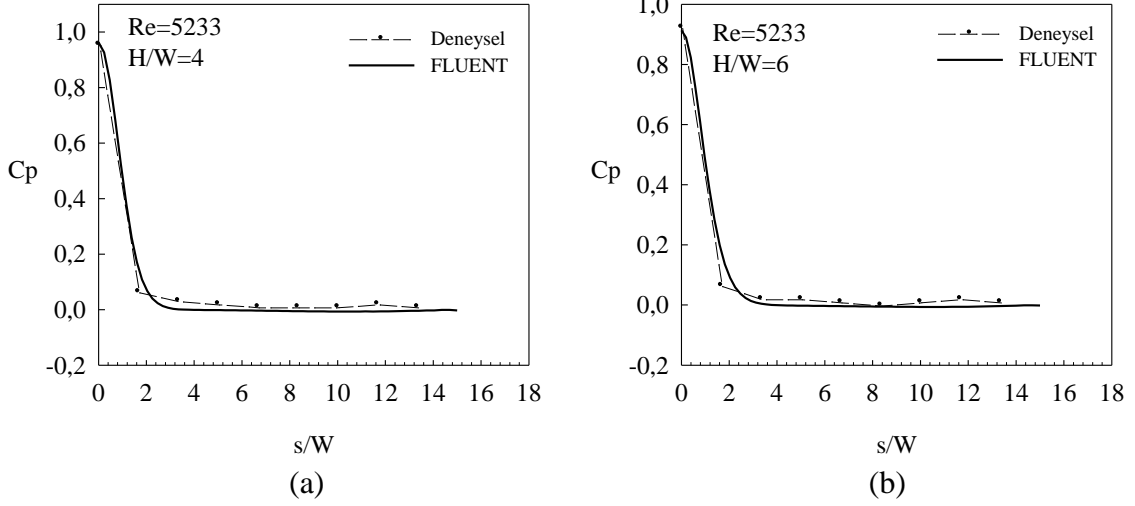
Şekil 3.107. Düz ve  $Re=3423$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$



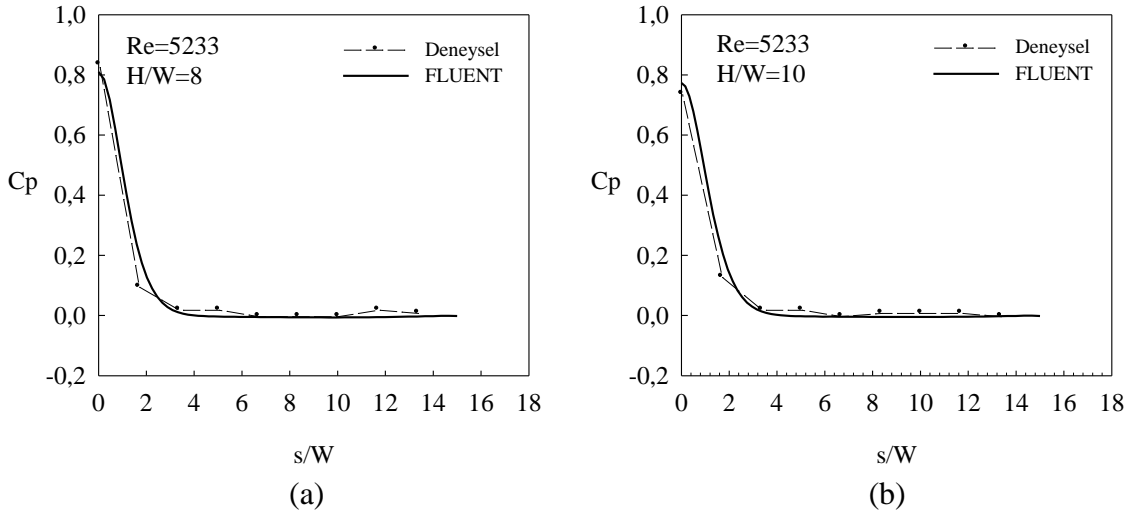
Şekil 3.108. Düz ve  $Re = 3423$  için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısı değişimi (a) sayısal (b) deneysel



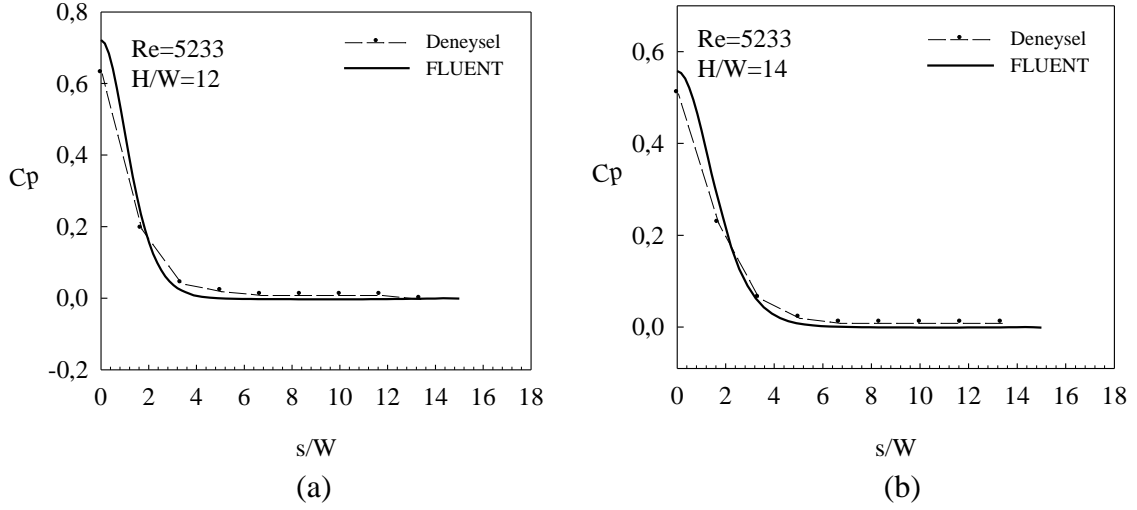
Şekil 3.109. Düz ve  $Re=5233$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$



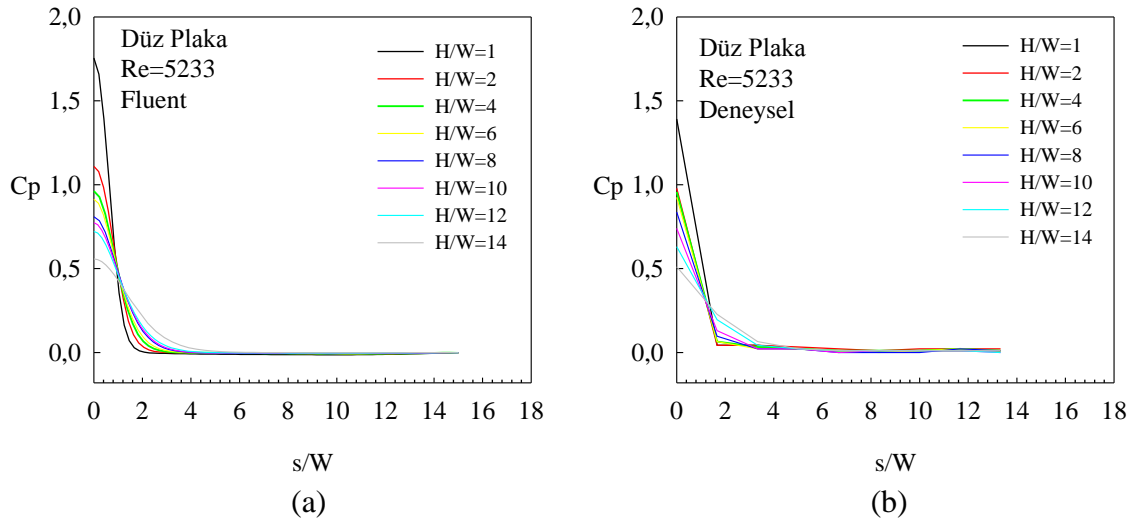
Şekil 3.110. Düz ve  $Re=5233$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$



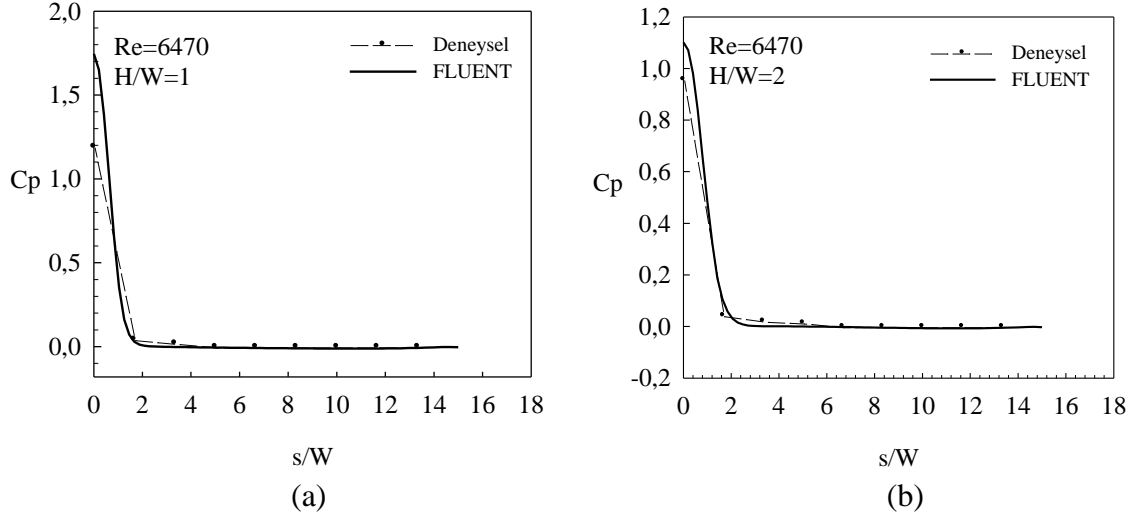
Şekil 3.111. Düz ve  $Re=5233$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$



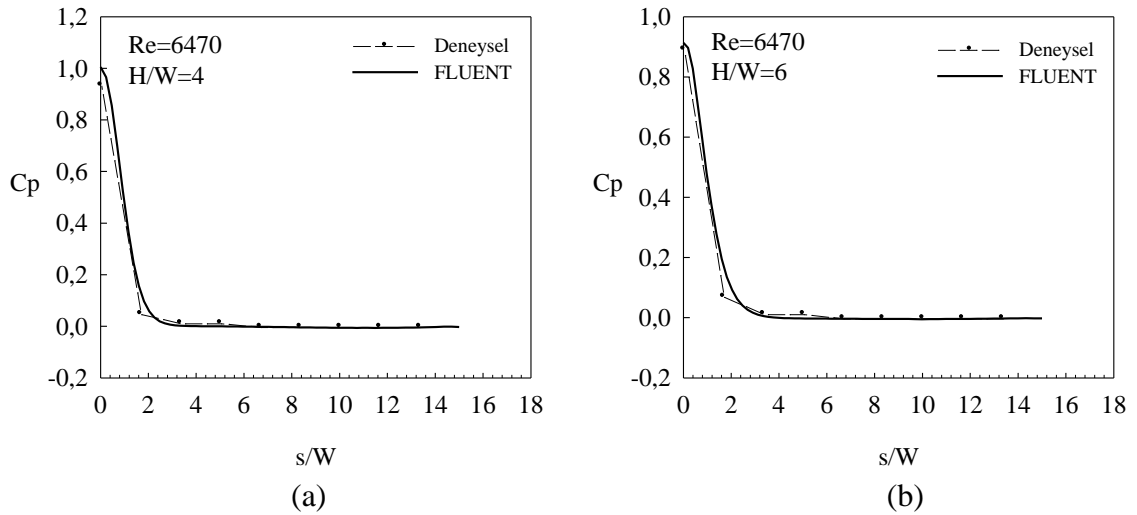
Şekil 3.112. Düz ve  $Re=5233$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$



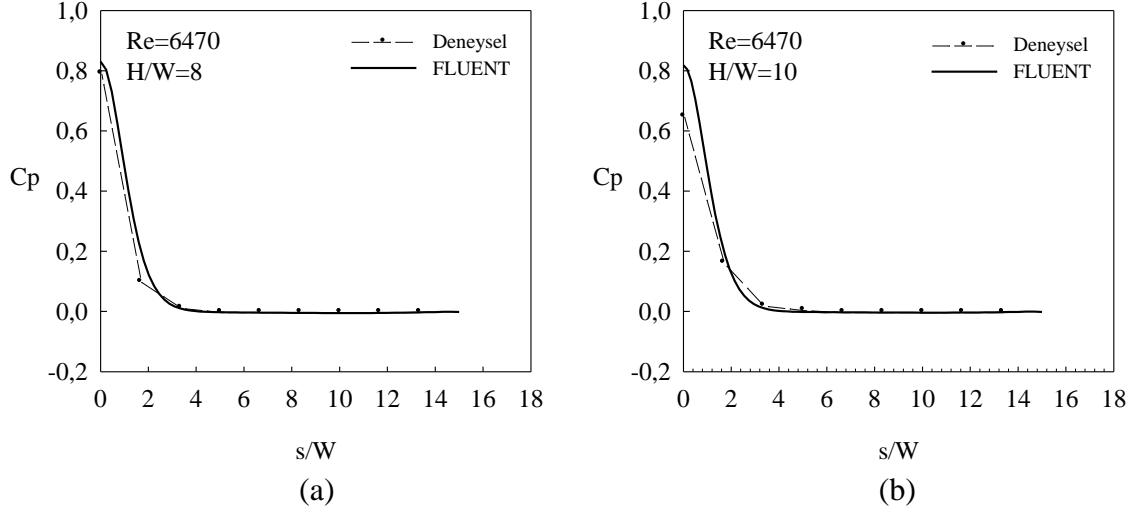
Şekil 3.113. Düz ve  $Re = 5233$  için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısı değişimi (a) sayısal (b) deneysel



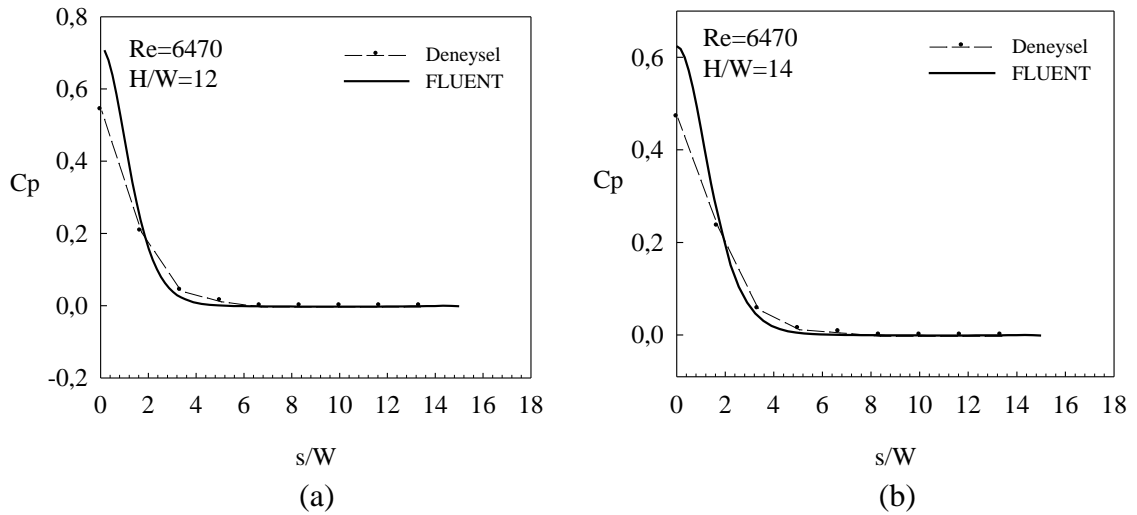
Şekil 3.114. Düz ve  $Re=6470$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$



Şekil 3.115. Düz ve  $Re=6470$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$

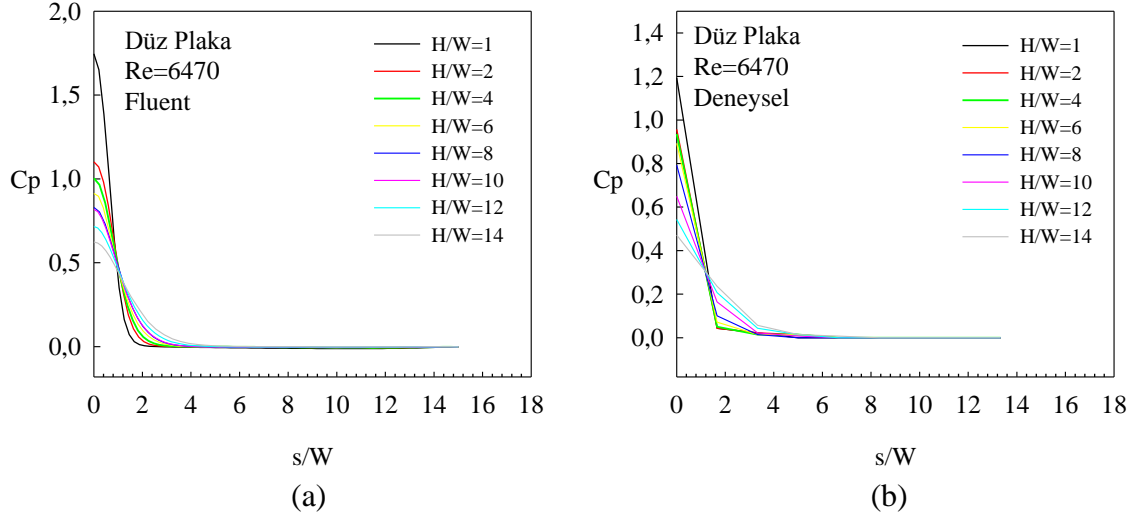


Şekil 3.116. Düz ve  $Re=6470$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$

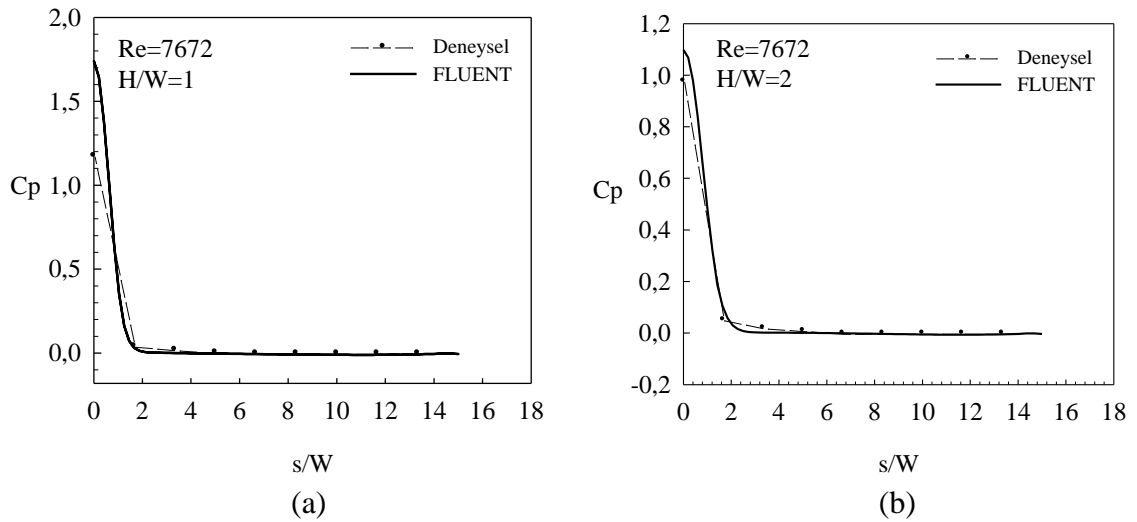


Şekil 3.117. Düz ve  $Re=6470$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$

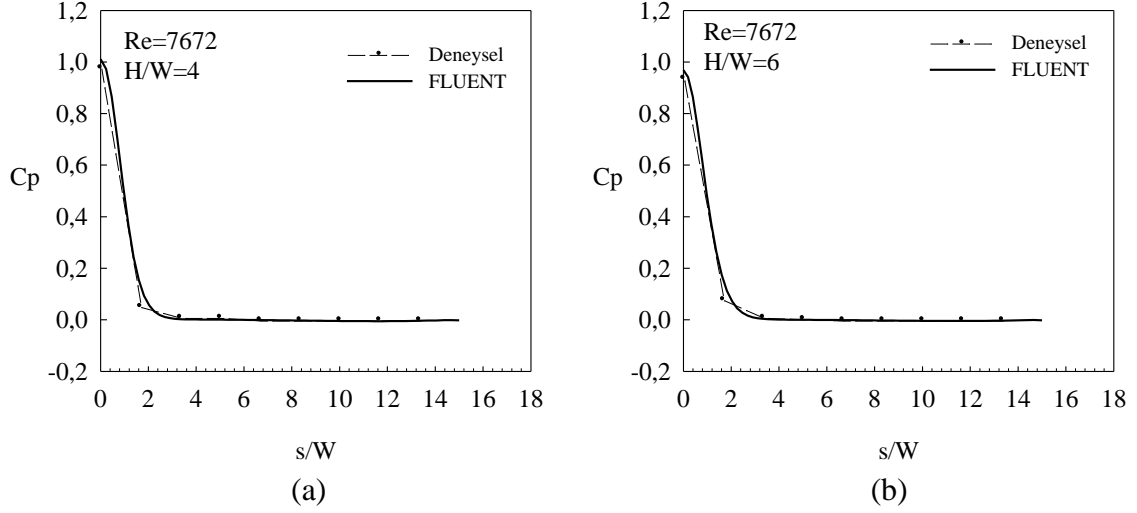




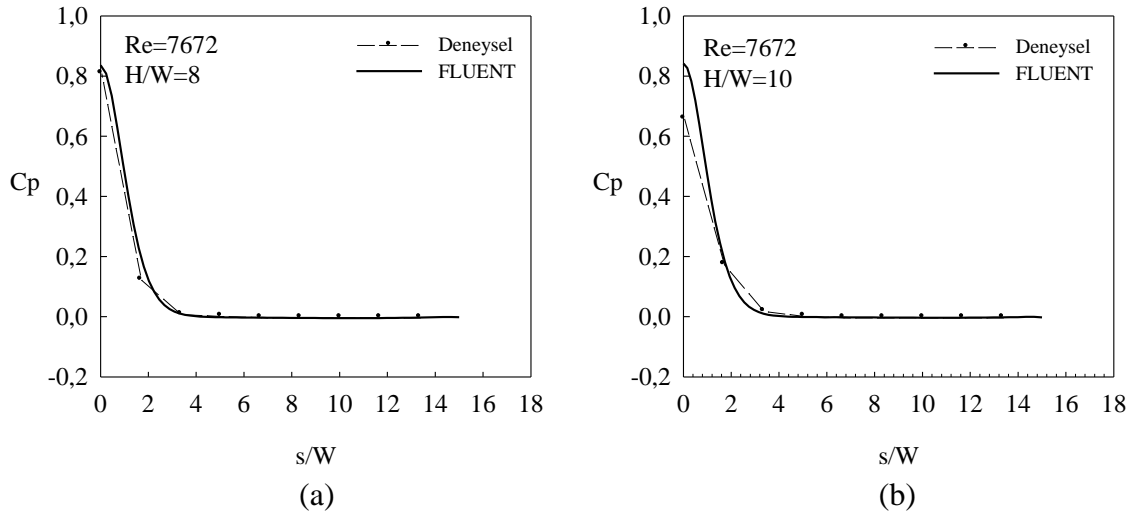
Şekil 3.118. Düz ve  $Re = 6470$  için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısı değişimi (a) sayısal (b) deneysel



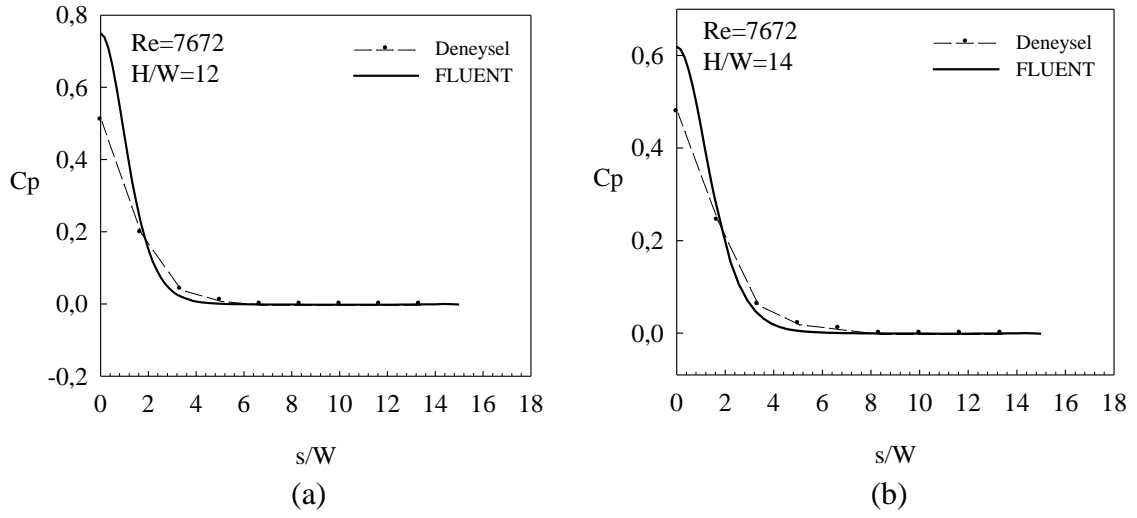
Şekil 3.119. Düz ve  $Re=7672$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$



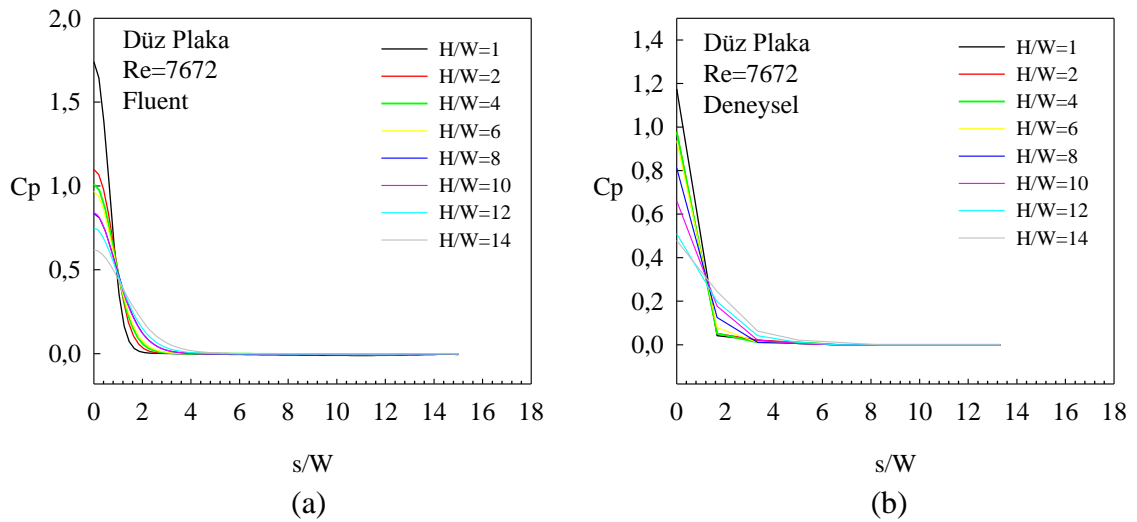
Şekil 3.120. Düz ve  $Re=7672$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$



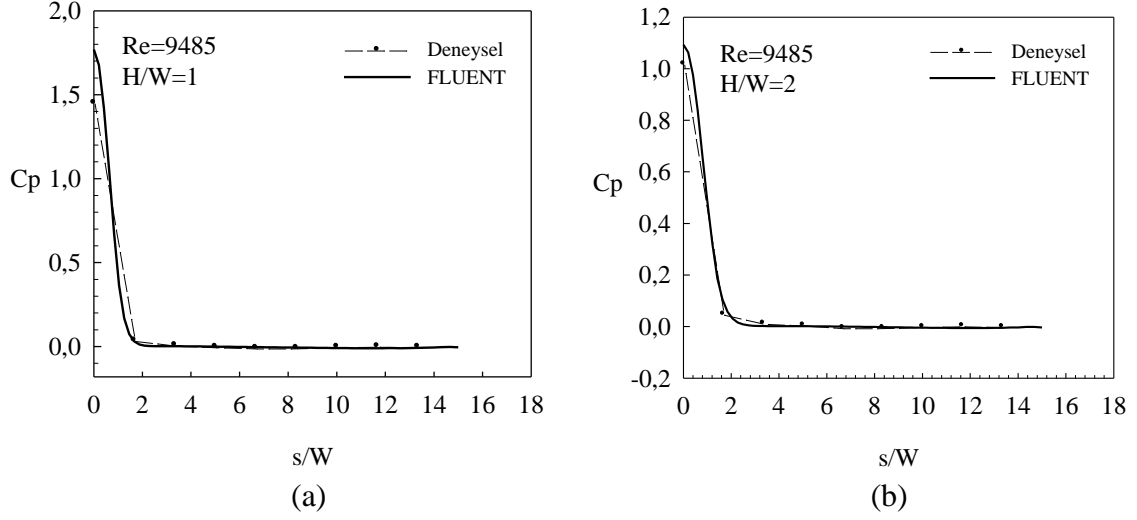
Şekil 3.121. Düz ve  $Re=7672$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$



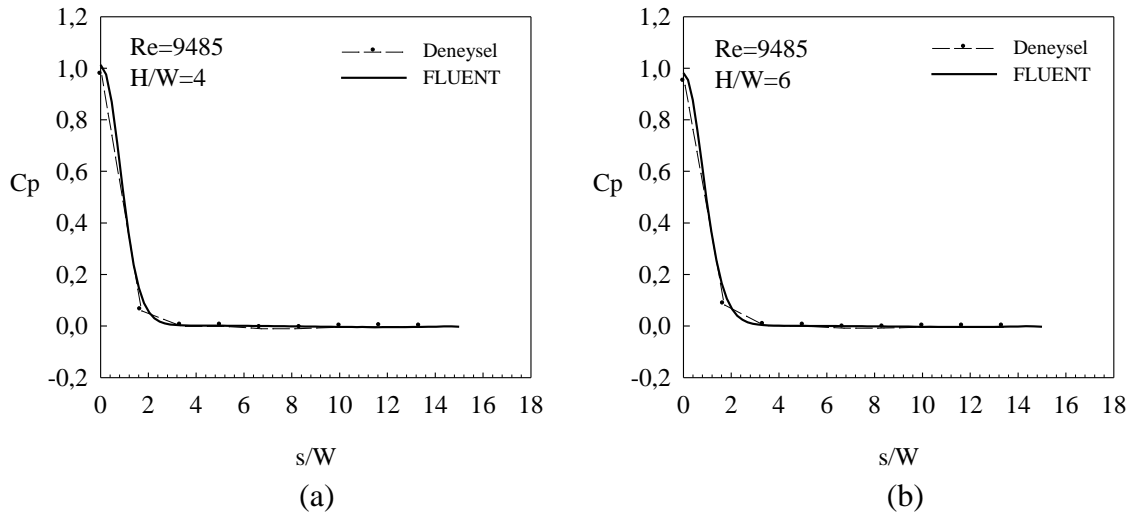
Şekil 3.122. Düz ve  $Re=7672$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$



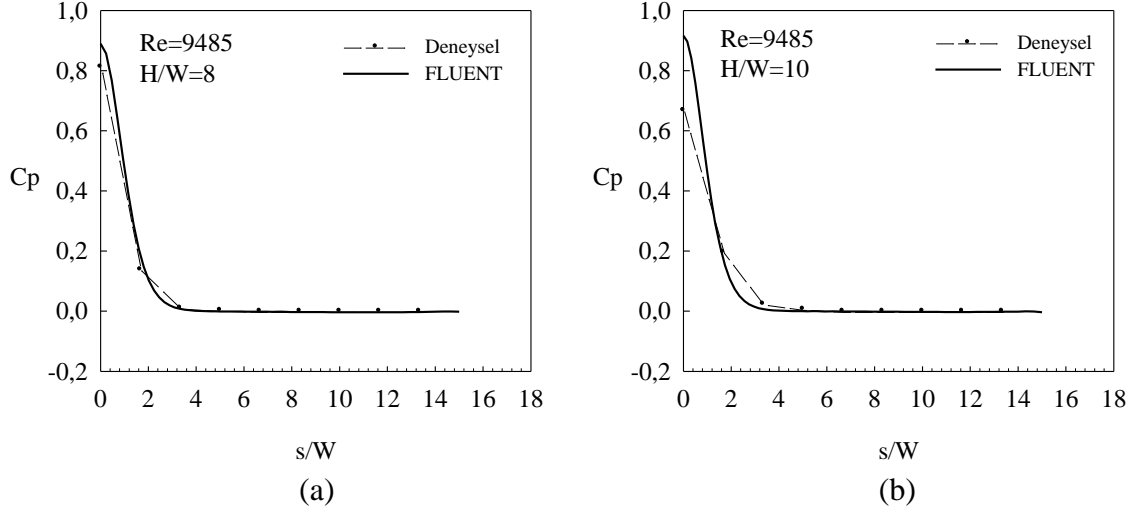
Şekil 3.123. Düz ve  $Re = 7672$  için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısı değişimi (a) sayısal (b) deneysel



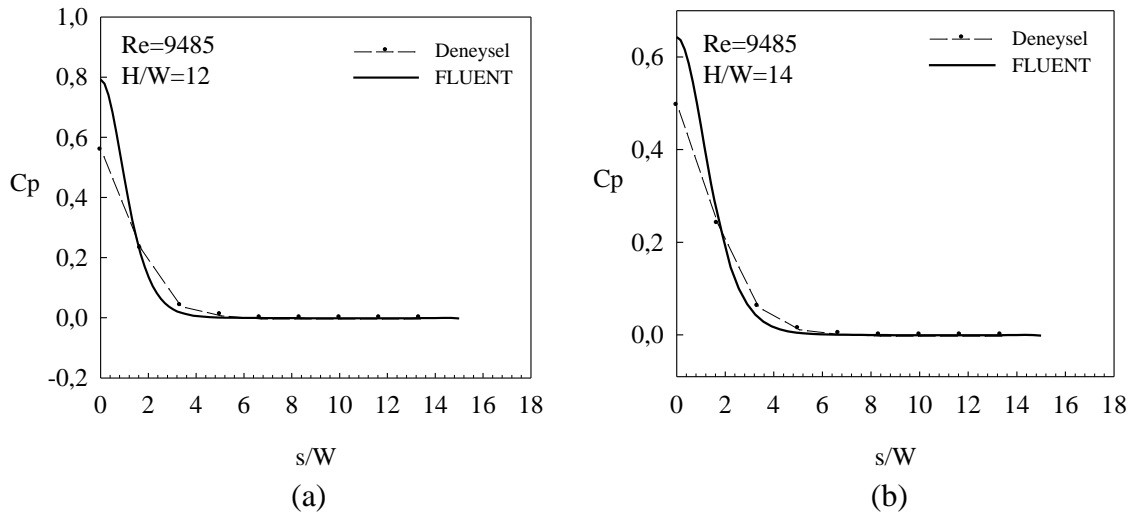
Şekil 3.124. Düz ve  $Re=9485$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$



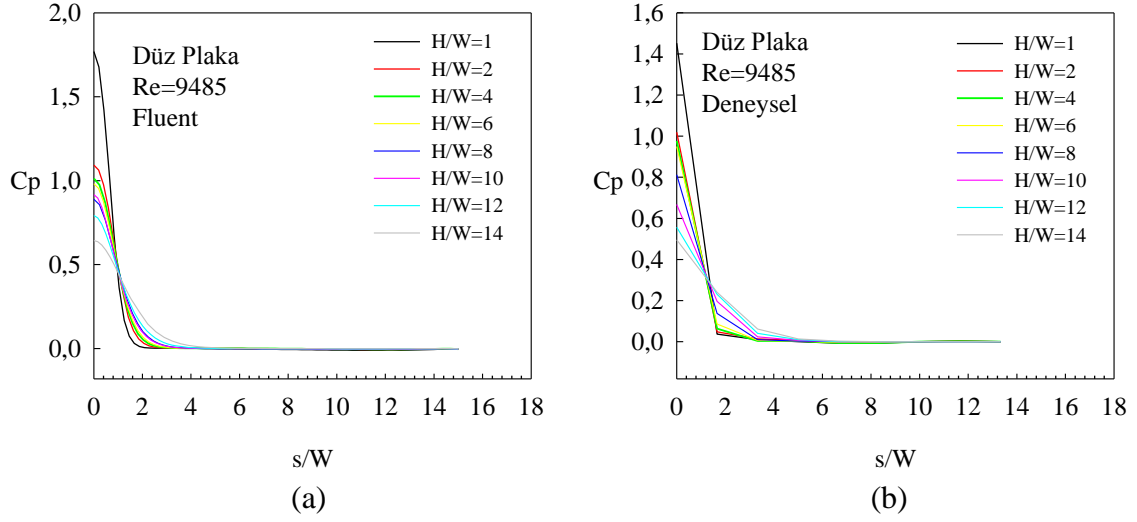
Şekil 3.125. Düz ve  $Re=9485$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$



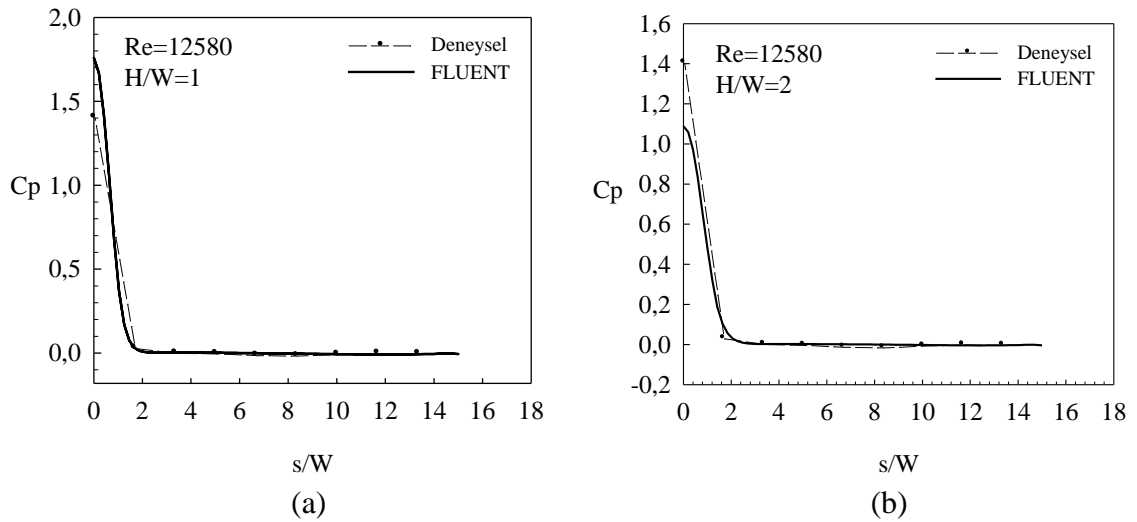
Şekil 3.126. Düz ve  $Re=9485$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$



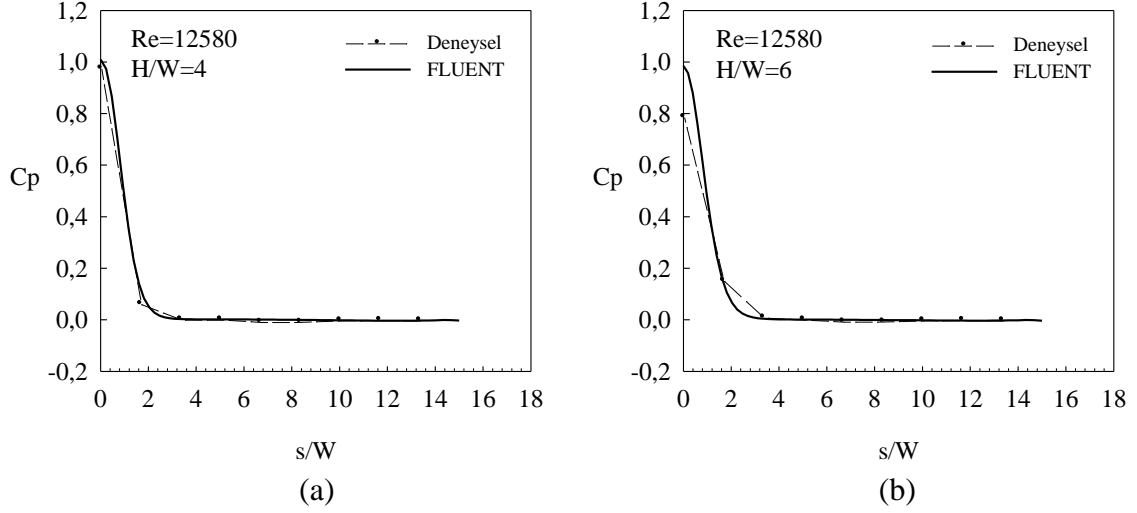
Şekil 3.127. Düz ve  $Re=9485$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$



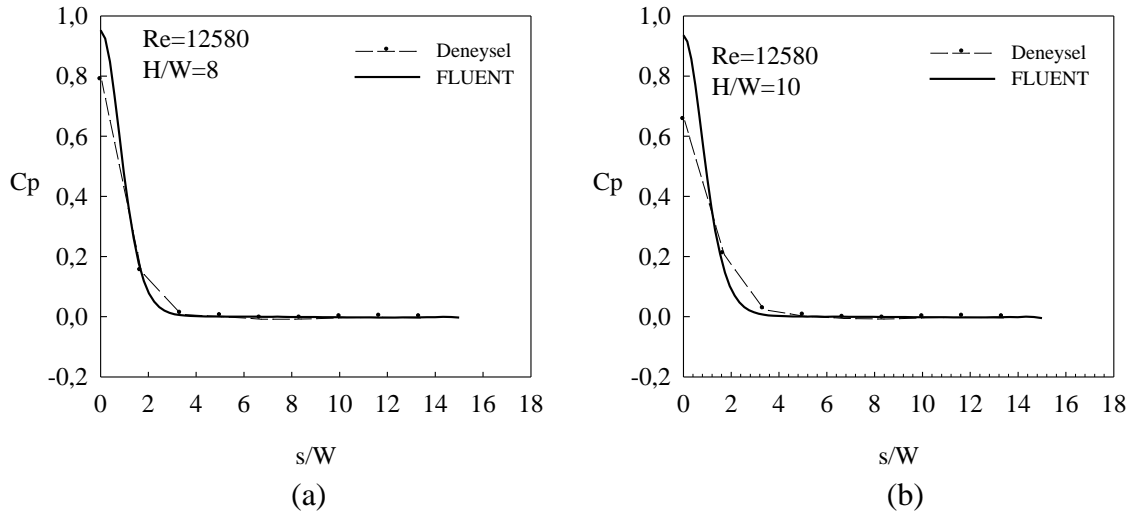
Şekil 3.128. Düz ve  $Re = 9485$  için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısı değişimi (a) sayısal (b) deneysel



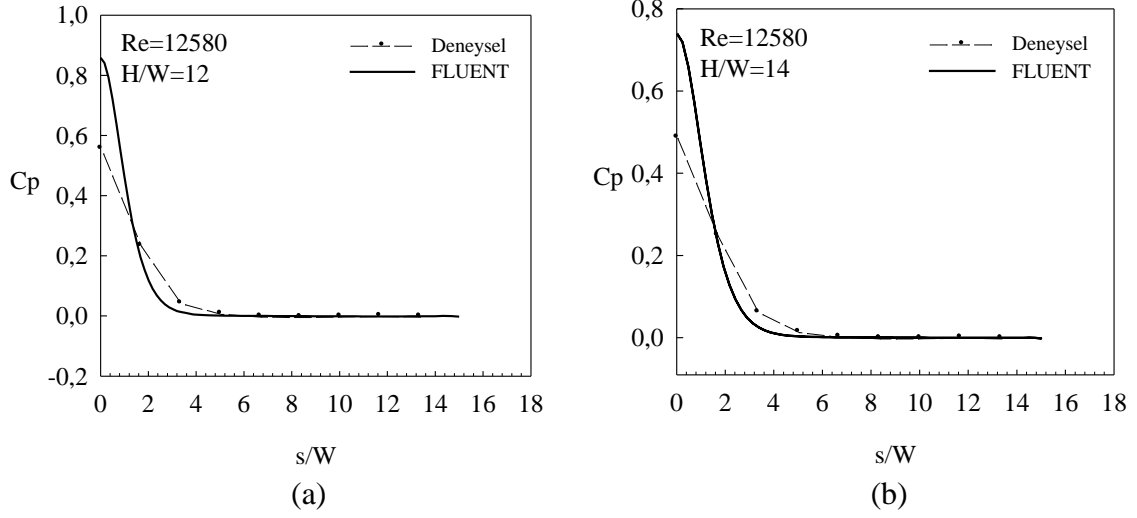
Şekil 3.129. Düz ve  $Re=12580$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$



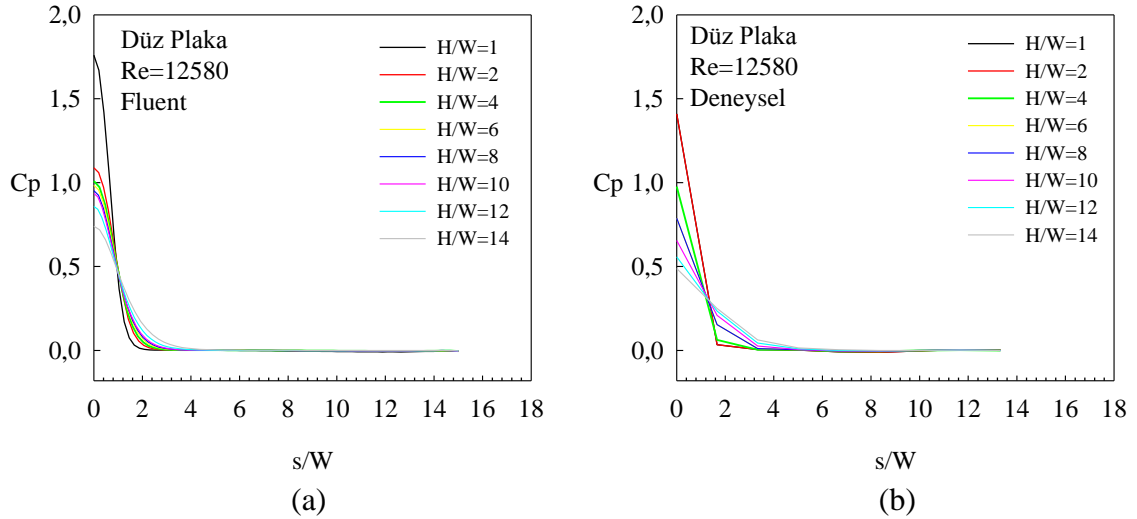
Şekil 3.130. Düz ve  $Re=12580$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$



Şekil 3.131. Düz ve  $Re=12580$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$

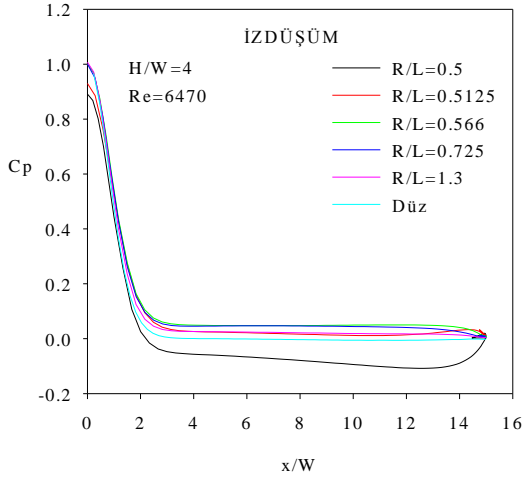


Şekil 3.132. Düz ve  $Re=12580$  için deneysel ve sayısal boyutsuz basınç katsayısının plaka yüzeyi boyunca değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$

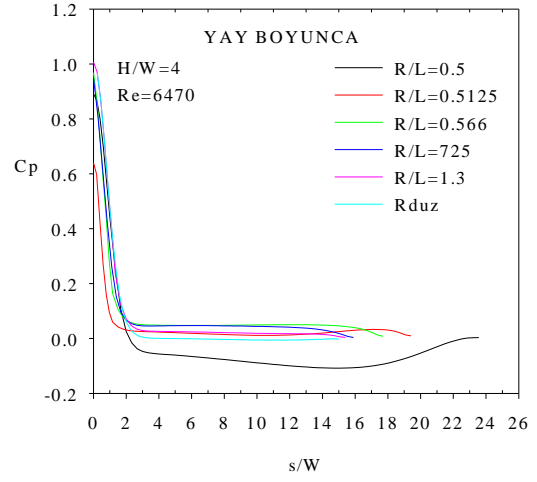


Şekil 3.133. Düz ve  $Re = 12580$  için farklı yüksekliklerde boyutsuz basınç katsayısı değişimi (a) sayısal (b) deneysel

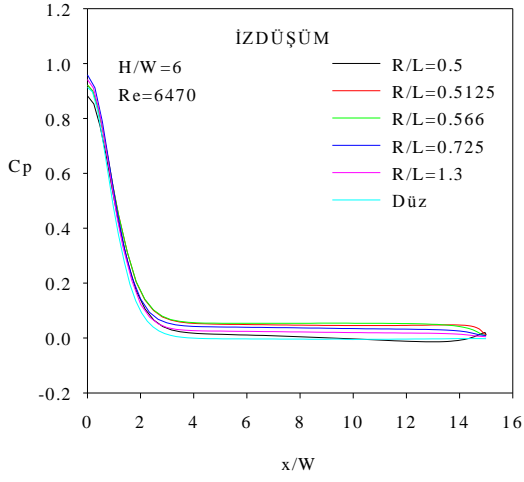




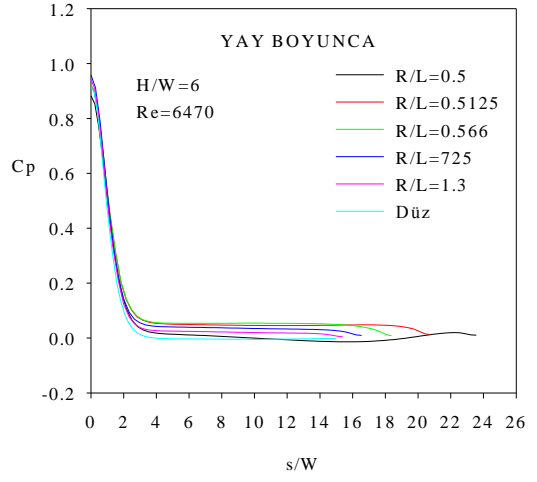
(a)



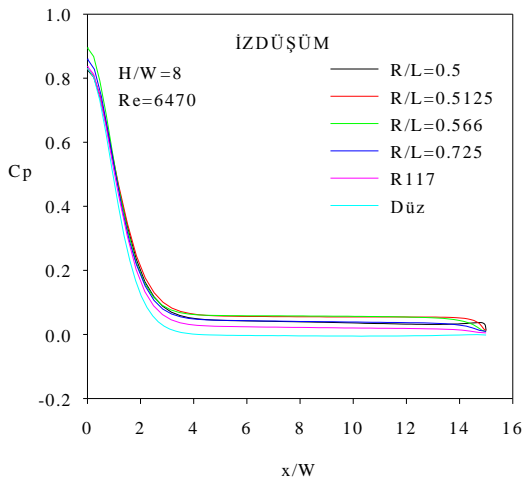
(b)



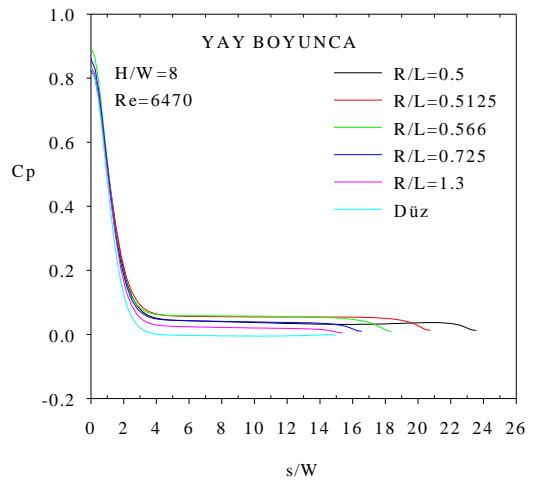
(c)



(d)



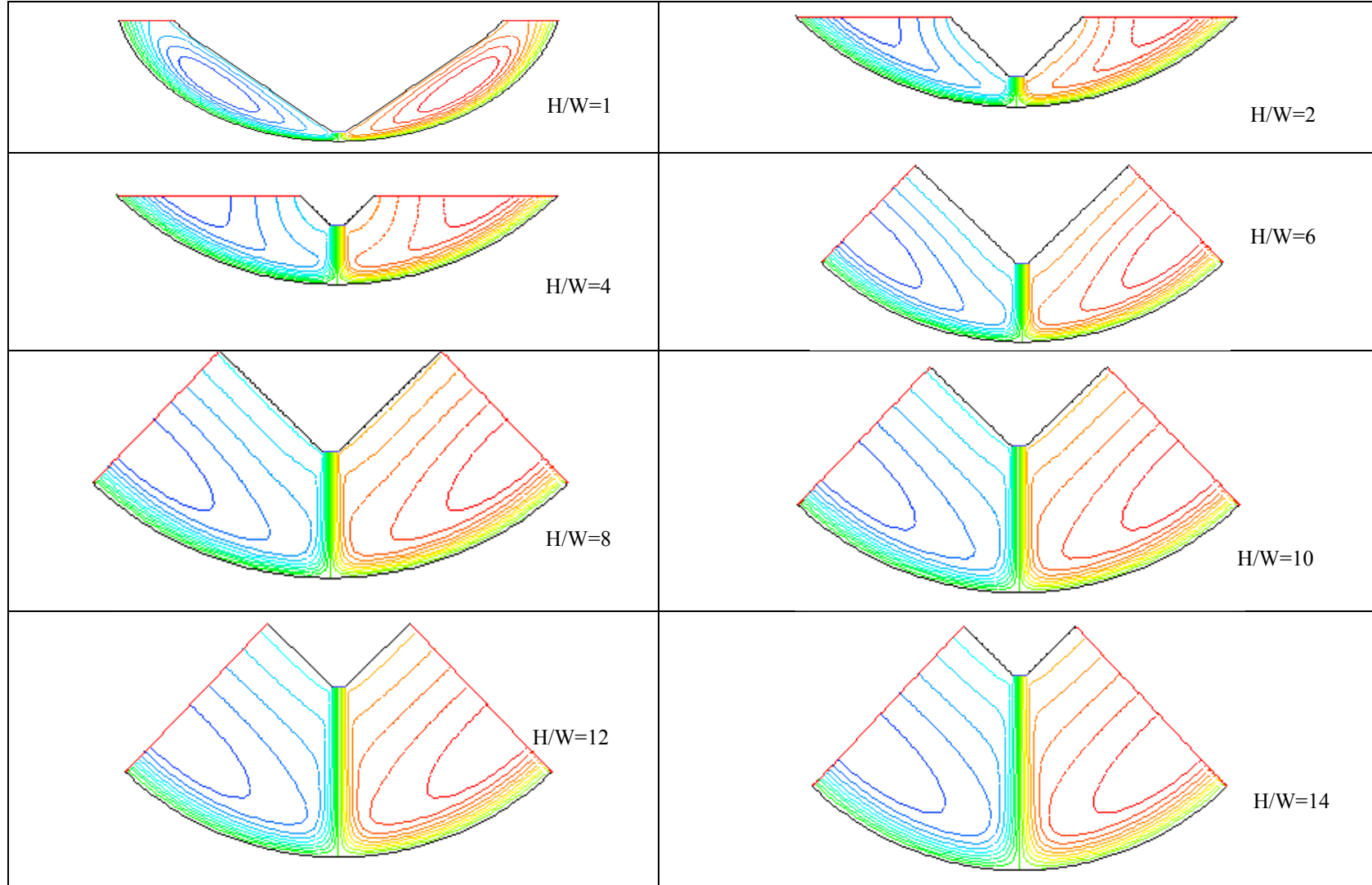
(e)



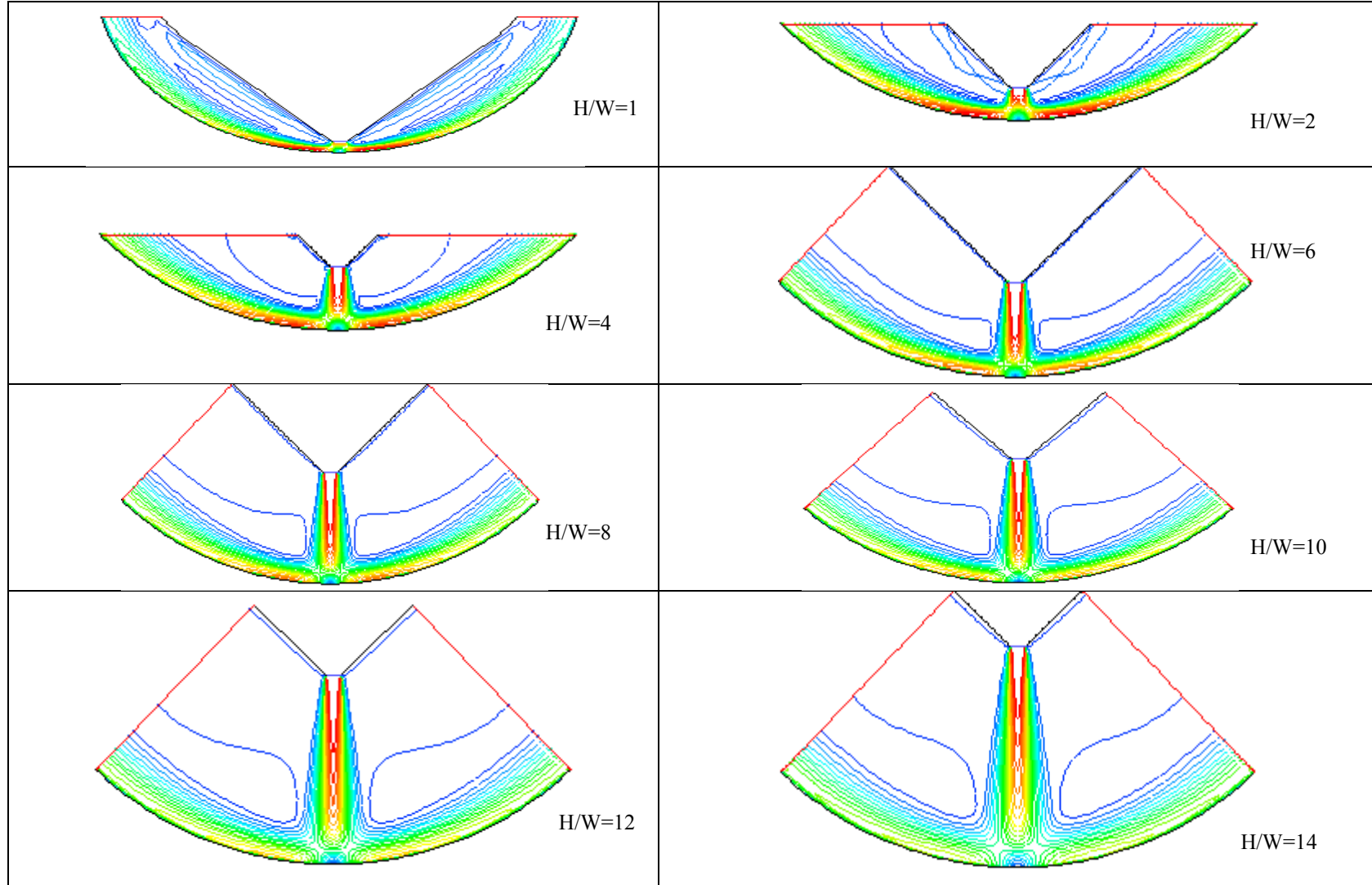
(f)

Şekil 3.134.  $Re = 6470$  ve  $H/W = 4, 6, 8$  oranlarında tüm plakalar için izdüşüm(a, c, e) ve plaka yay uzunluğu boyunca (b, d, f) sayısal elde edilmiş boyutsuz basınç katsayısı değerleri

Tablo 3.3 R/L=0.725 plakası için farklı H/W mesafelerinde teorik analiz ile elde edilmiş akım çizgileri görünümü



Tablo 3.4.  $R/L=0.725$  plakası için farklı  $H/W$  mesafelerinde teorik analiz ile elde edilmiş hız değerleri



### 3.2.2. Çarpma Yüzeylerinde Yerel Nusselt Sayısı Dağılımının İncelenmesi

Bu bölümde çarpma yüzeylerinde sabit ısı akısı oluşturulmuş 5 adet içbükey ve 1 adet düz olmak üzere toplam altı plakanın Reynolds sayısının 3423, 5233, 6470, 7672, 9485 ve 12580 değerleri için jet akışla soğutulması üzerine yapılmış sayısal çalışma sonuçları ve irdelemeleri sunulmuştur.

Deneysel çalışma koşulları dikkate alınarak modellenen ve FLUENT paket programı ile çözülen problemin deneysel sonuçlarla uyumu, yay uzunluğuna karşı yerel Nusselt sayısı değişimini gösteren Şekil 3.135 (a)-(f) arasındaki grafiklerde görülmektedir. Her bir plaka için farklı akış ve geometrik şartlar altında hesaplatılmış örneklerden sadece altı tanesi burada sunulmuştur. Bu grafiklerden elde edilen sayısal çalışma sonuçlarının deneysel sonuçların benzer davranış sergilediği, ancak yüksek lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde elde edilen sonuçların deneysel sonuçlardan %40 fark ile tahmin edilebildiği belirlenmiştir.

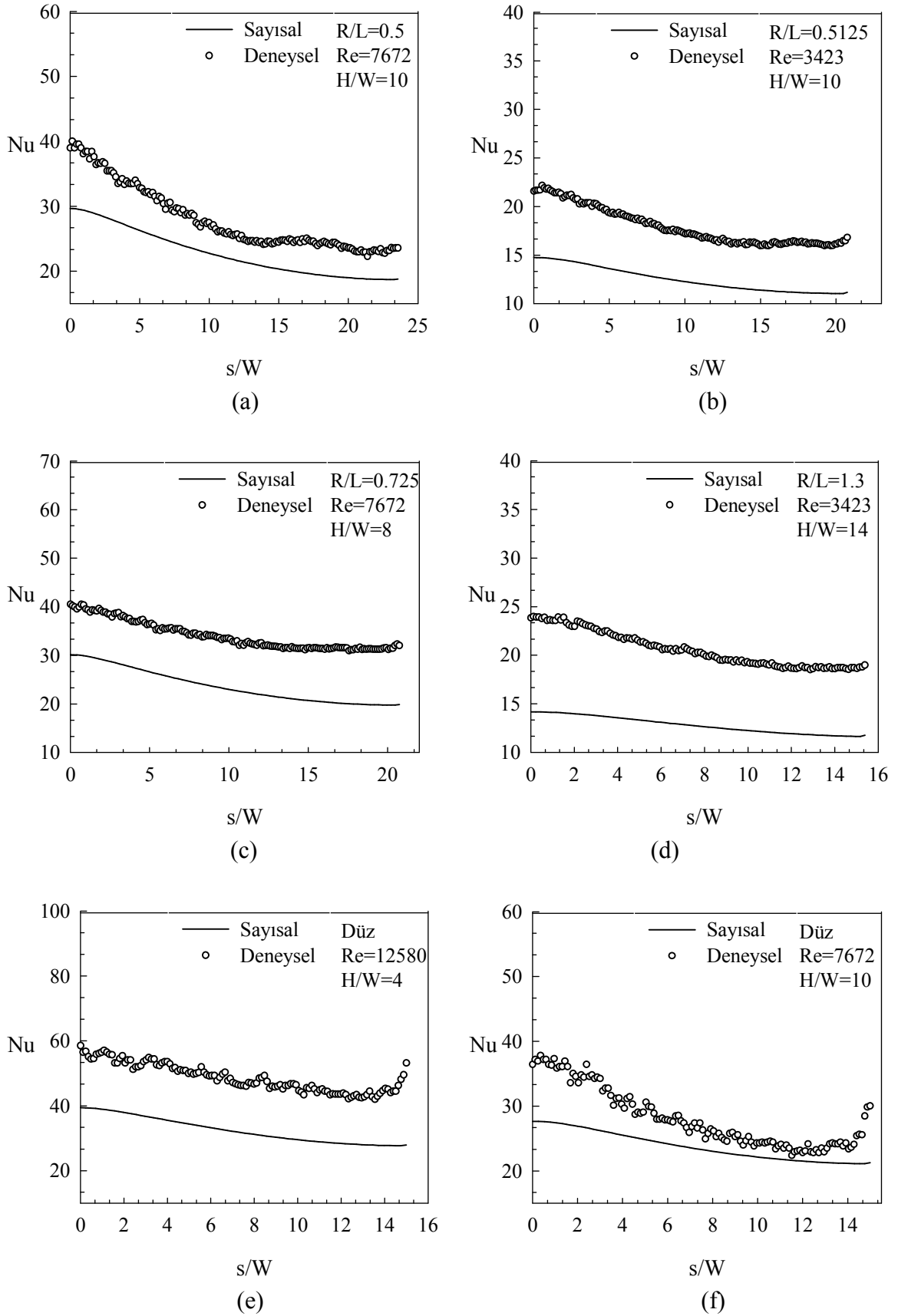
Aynı izdüşüm uzunluğuna sahip çarpma yüzeylerinin her biri için boyutsuz yüzey yay uzunlukları boyunca yerel Nusselt sayısı grafikleri çizdirilmiş ve Şekil 3.136-Şekil 3.141 arasında sunulmuştur. Bu şekillerden, düz ve içbükey çarpma yüzeyleri üzerindeki yerel Nusselt sayısı eğrilerinin deneysel bulgulara uygun olarak durma noktasında maksimum değer alıp, yüzey yay mesafesi boyunca azaldıkları görülmektedir. Bu eğriler boyunca maksimum Nusselt sayısının  $H/W=1$ 'de meydana geldiği ve  $H/W$  oranı arttıkça bu değer azaldığı açıkça görülmektedir. Deneysel çalışma sonuçlarında olduğu gibi çarpma yüzeyinin potansiyel çekirdek içerisinde kalmak üzere  $H/W=2, 4, 6$  gibi artan lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında yerleştirilmesiyle durma noktası Nusselt değerlerinde azalma gözlenmiştir. Deneysel bulgulara benzer olarak sayısal analiz sonucunda da potansiyel çekirdek içerisinde  $H/W$  oranı arttıkça durma noktası Nusselt sayısı sürekli azalma eğilimi göstermiştir. Lou ve ark. (2005) numerik olarak yaptıkları çalışmalarında  $H/W$  mesafesi artarken yerel Nusselt sayısının sürekli olarak azalma eğilimi gösterdiğini ifade etmişlerdir.

Deneysel çalışma sonuçlarından biri de yüksek Reynolds sayılarında ( $Re=12580$ ) ve düşük lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde ( $H/W=1$ ) ikincil maksimum Nusselt sayısı tepelerinin gözlenmiş olmasıdır. Ancak Şekil 3.136-Şekil 3.141 arasındaki grafiklerden standart  $k-\epsilon$  modelinin çalışılan duvar fonksiyonu ile ikincil tepelerin belirlenmesinde yetersiz kaldığı görülmektedir.

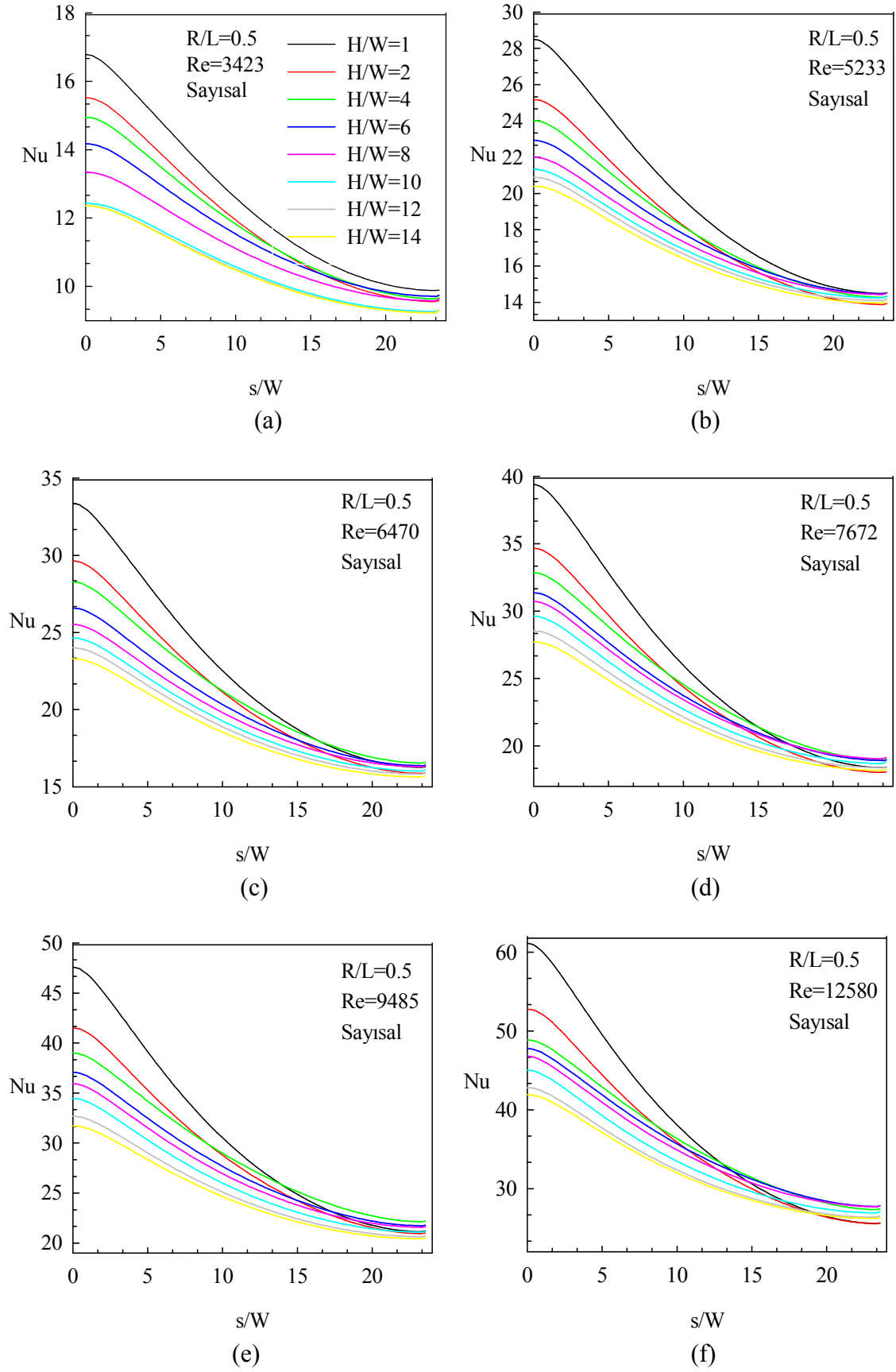
Ayrıca, Şekil 3.136 ve Şekil 3.141 arasındaki her bir  $H/W$  değerleri için grafikler irdelendiğinde lüle-çarpma yüzeyi uzaklığı arttıkça durma bölgesi ve duvar jet bölgesi Nusselt sayısı eğrilerinin daha üniform bir dağılım gösterme eğiliminde oldukları görülmektedir. Çalışılan bütün Reynolds sayısı değerlerinde  $H/W=4$  ve  $6$ 'da çarpma yüzeyi yay mesafesi boyunca  $H/W=1$  ve  $2$ 'ye göre daha az sıcaklık gradyanı olduğu belirgindir. Ancak oluşan bu sıcaklık gradyanı azalması, eğrilik yarıçap değerleri  $R/L=0.725-1.3$  ve düz çarpma yüzeyleri için kendini göstermemektedir. Bu durumun içbükey çarpma yüzeylerinde oluşan akışın incelenmesi ile ortaya çıkacağı açıktır.

Şekil 3.142'de lüle-çarpma yüzeyi mesafelerine karşı ortalama Nusselt sayısı değerleri verilmiştir. Ortalama değerler yerel Nusselt sayısı değerlerinin aritmetik ortalaması alınarak hesaplanmıştır. Bu sonuçların Şekil 3. 37'de verilen deneysel çalışma sonuçları ile benzer davranış gösterdiği görülmektedir. Genel olarak, artan lüle-çarpma yüzeyi mesafeleri ile yerel Nusselt dağılımlarında ortaya çıkan düşüş ortalama değerlerde de kendini göstermektedir. Ayrıca, lüle-çarpma yüzeyi uzaklığına karşı durma noktası Nusselt sayısı değerleri için çizdirilmiş Şekil 3.143 eğrileri incelendiğinde ise, ortalama Nusselt sayısı eğrileri ile benzerlikleri dikkati çekmektedir. Bu durum ortalama Nusselt sayısı üzerine durma noktası değerlerinin etkisini göstermektedir. Lüle-çarpma yüzeyi uzaklığının  $H/W>8$  değerleri için ortalama ve durma noktası Nusselt sayısı düşüşlerinin daha da belirginleştiği dikkati çekmektedir. Bunun lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinin potansiyel çekirdek dışında olmasından kaynaklandığı açıktır. Potansiyel çekirdek uzunluğu içerisindeki lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında bütün çarpma yüzeyleri ve Reynolds sayısı için durma noktası Nusselt değerlerinin birbirlerine yakın değerler alması önemlidir. Ayrıca  $H/W=1$  lüle-çarpma yüzeyi mesafesinde durma noktası Nusselt değerlerinin gösterdiği fark bu eğrilerde de görülmektedir.

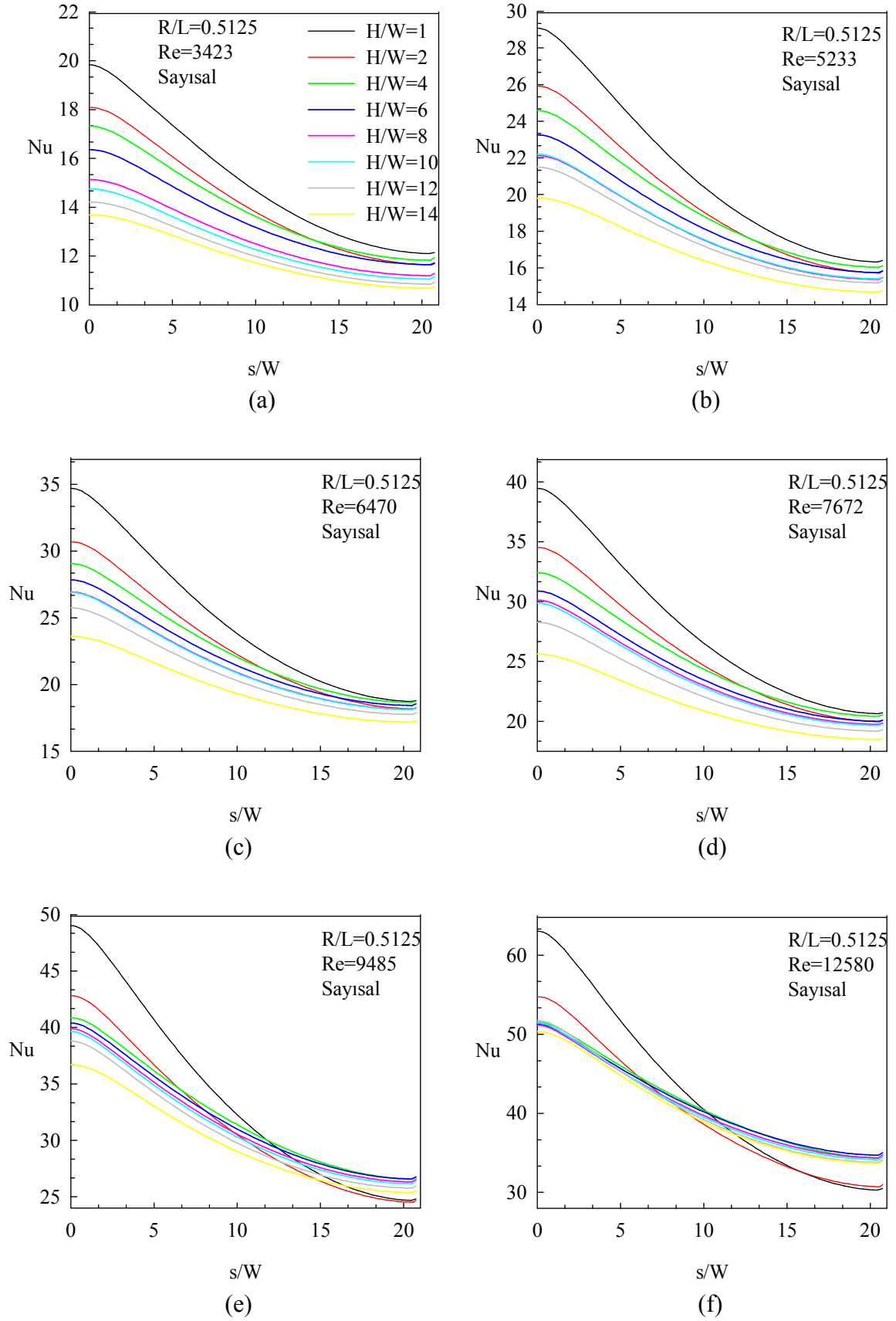
Ortalama Nusselt sayısı değerleri için sayısal sonuçların deneysel çalışma sonuçlarından yaklaşık olarak %5-65 sapma oranı ile durma noktası Nusselt sayısı değerleri için ise %45'e varan sapma oranı ile hesaplandığı belirlenmiştir. Bu hata oranları  $R/L=0.5$  çarpma yüzeyinin farklı lüle-çarpma yüzeyi ve Reynolds sayısı değerlerinde elde edilmiştir. Buna bağlı olarak, sayısal analizde seçilen standart  $k-\epsilon$  modelinin düşük eğrilik yarıçaplarındaki çarpma yüzeylerinin hesaplandığı sonuçlarda yeterli doğruluğu sağlayamadığını tekrar göstermektedir.



Şekil 3.135. Farklı eğrilikli çarpma yüzeyleri üzerine yapılmış deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması

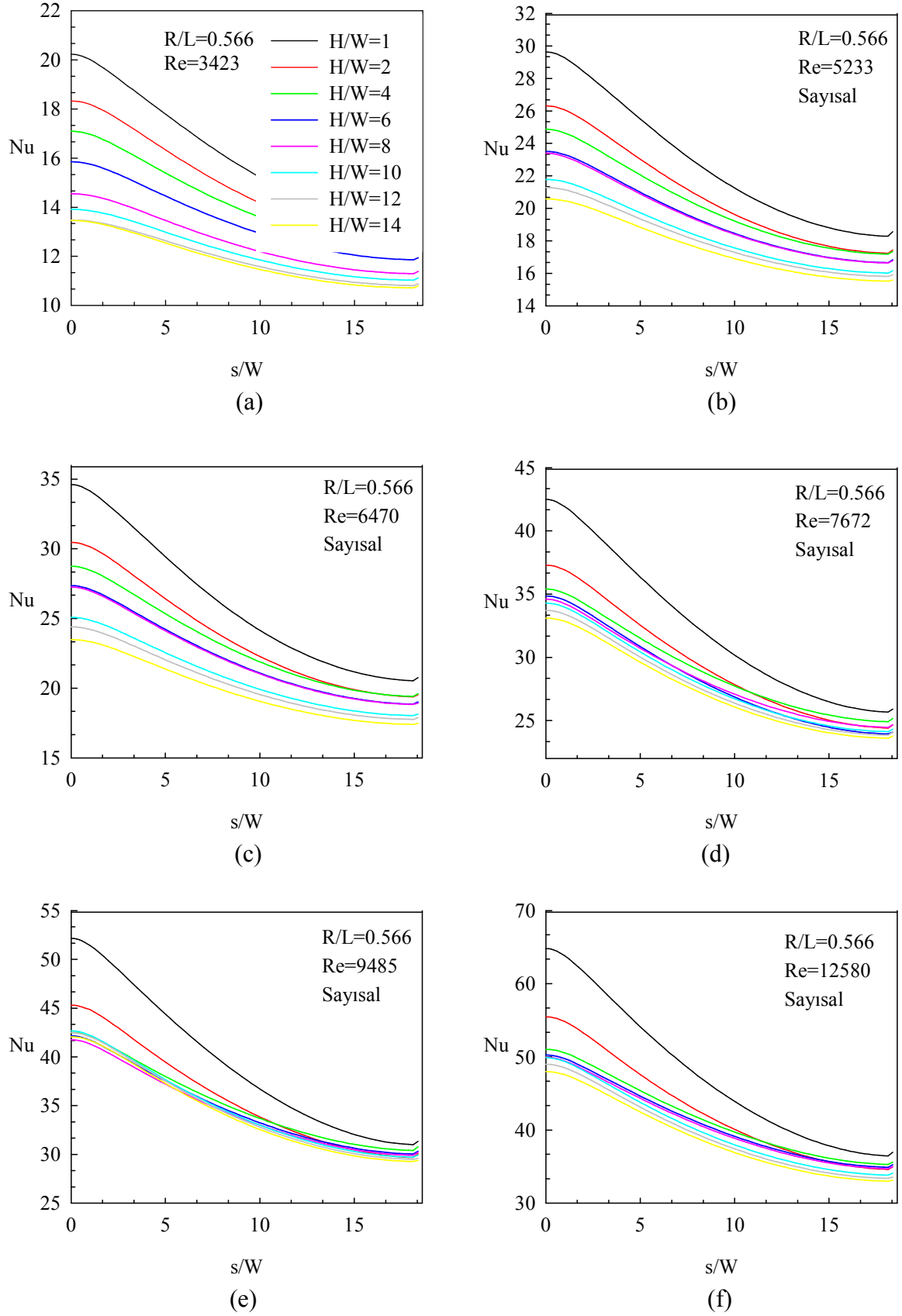


Şekil 3.136.  $R/L=0.5$  için Nusselt sayısının lüle-çarpma yüzeyi uzaklığına bağlı değişimi

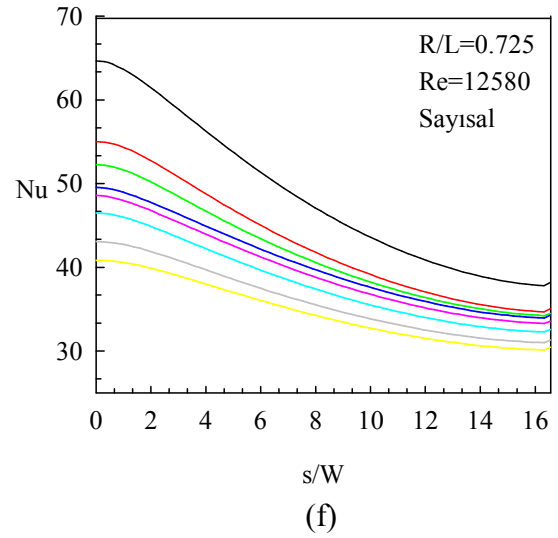
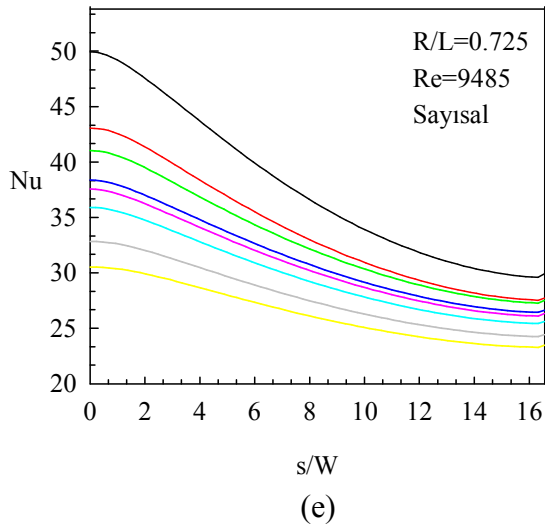
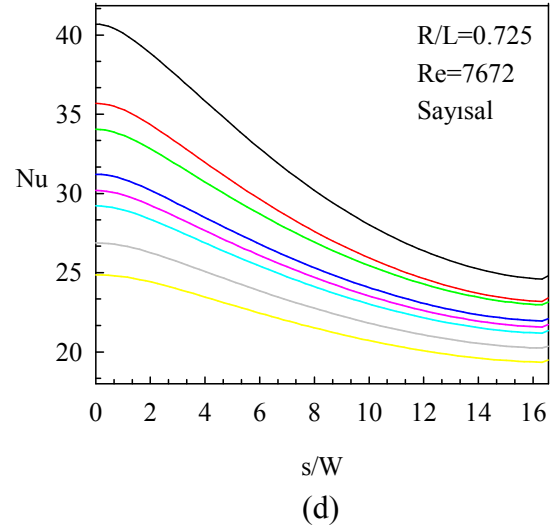
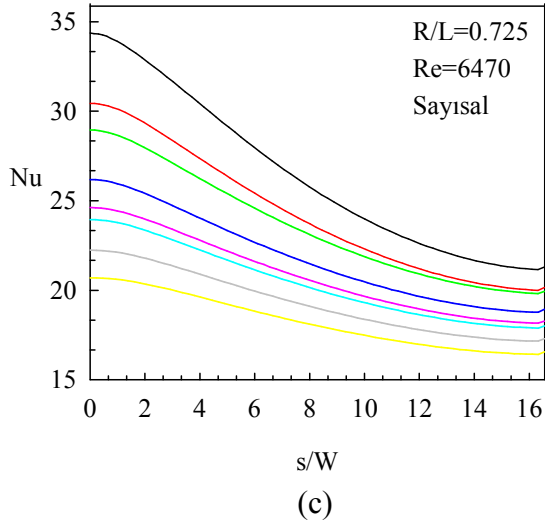
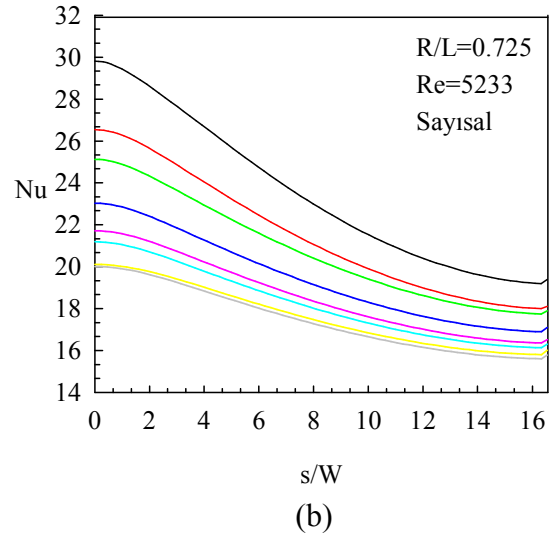
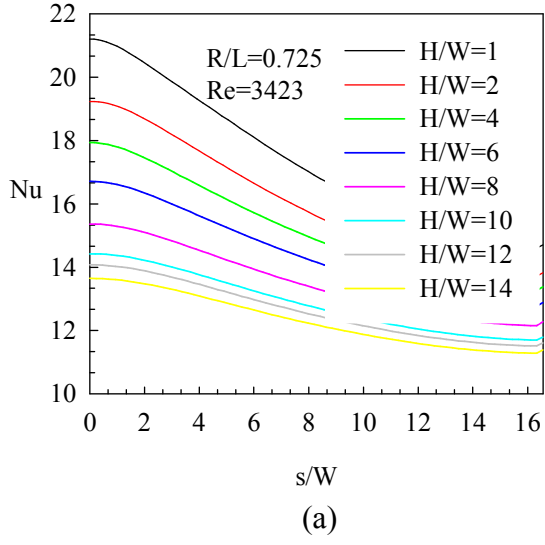


Şekil 3.137.  $R/L=0.5125$  için Nusselt sayısının lüle-çarpma yüzeyi uzaklığına bağlı değişimi

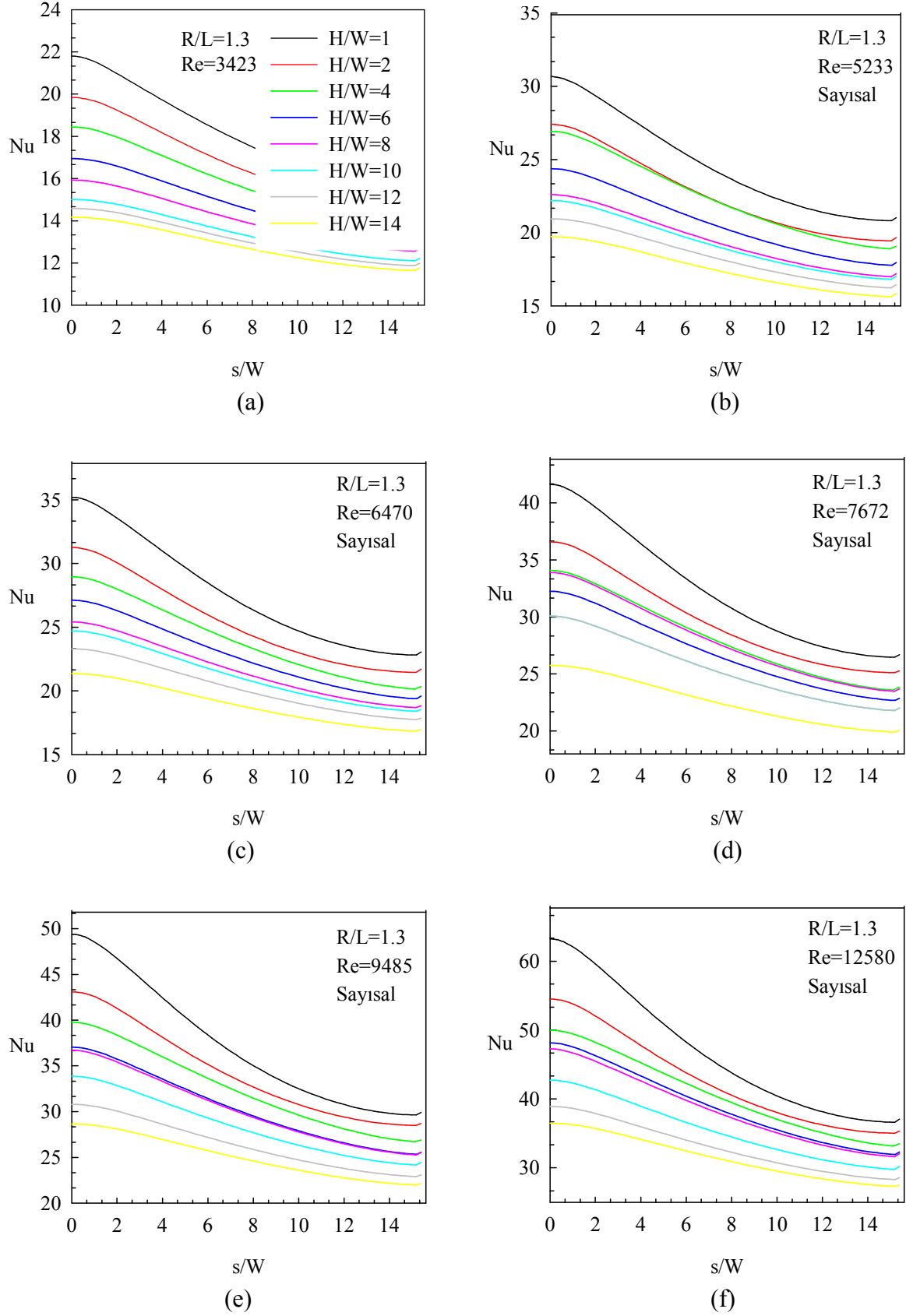




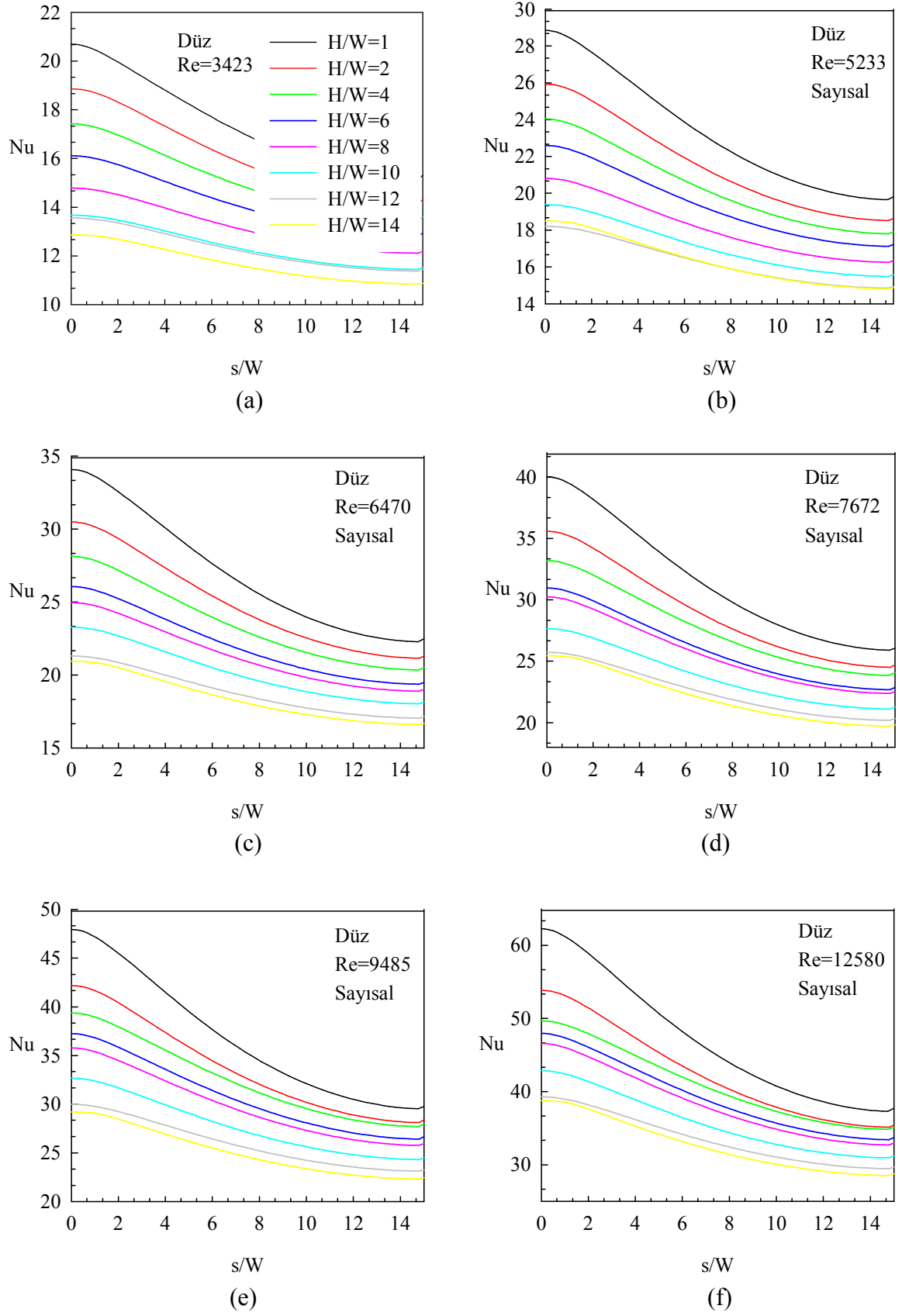
Şekil 3.138.  $R/L=0.566$  için Nusselt sayısının lüle-çarpma yüzeyi uzaklığına bağlı değişimi



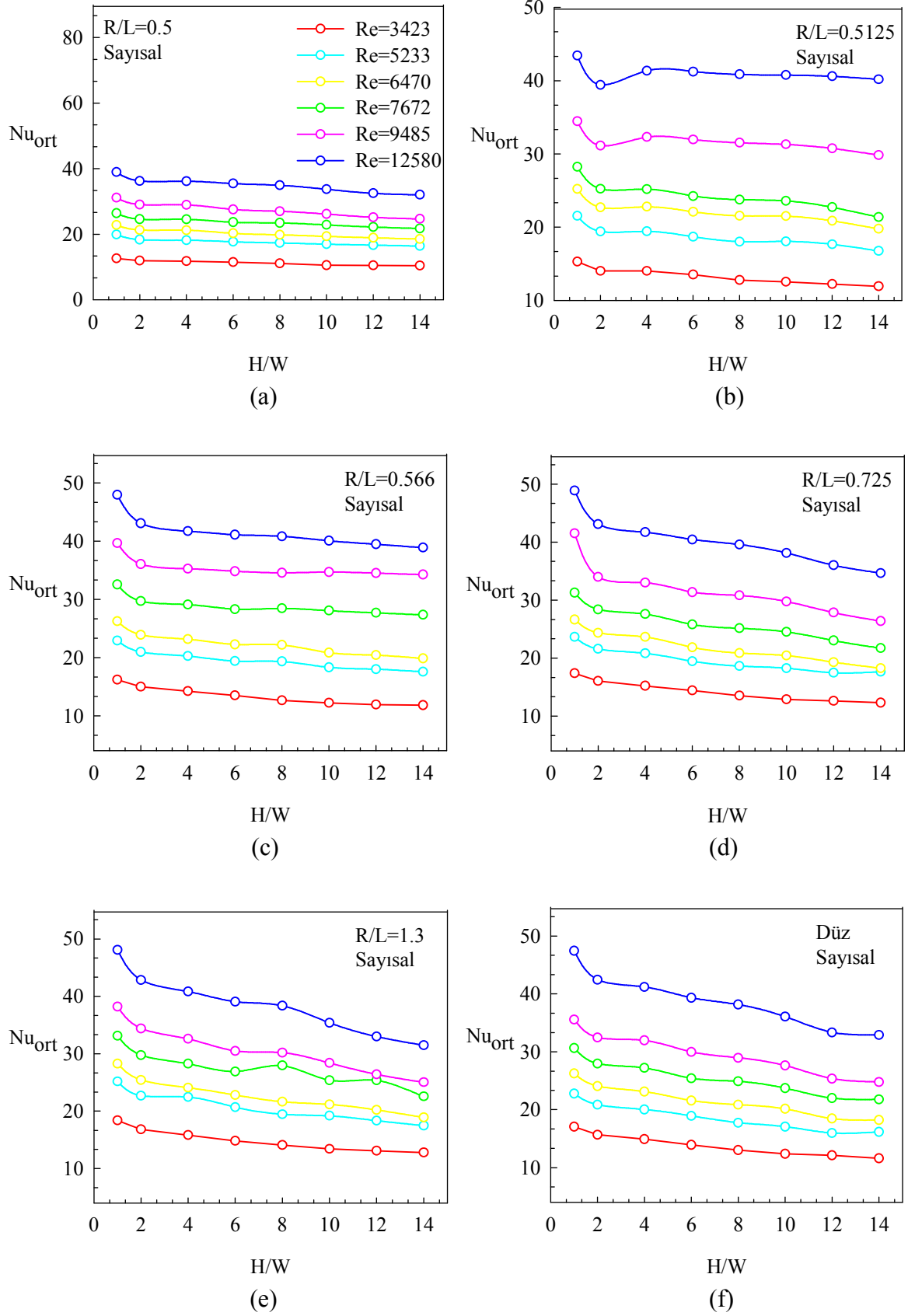
Şekil 3.139.  $R/L=0.725$  için Nusselt sayısının lüle-çarpma yüzeyi uzaklığına bağlı değişimi



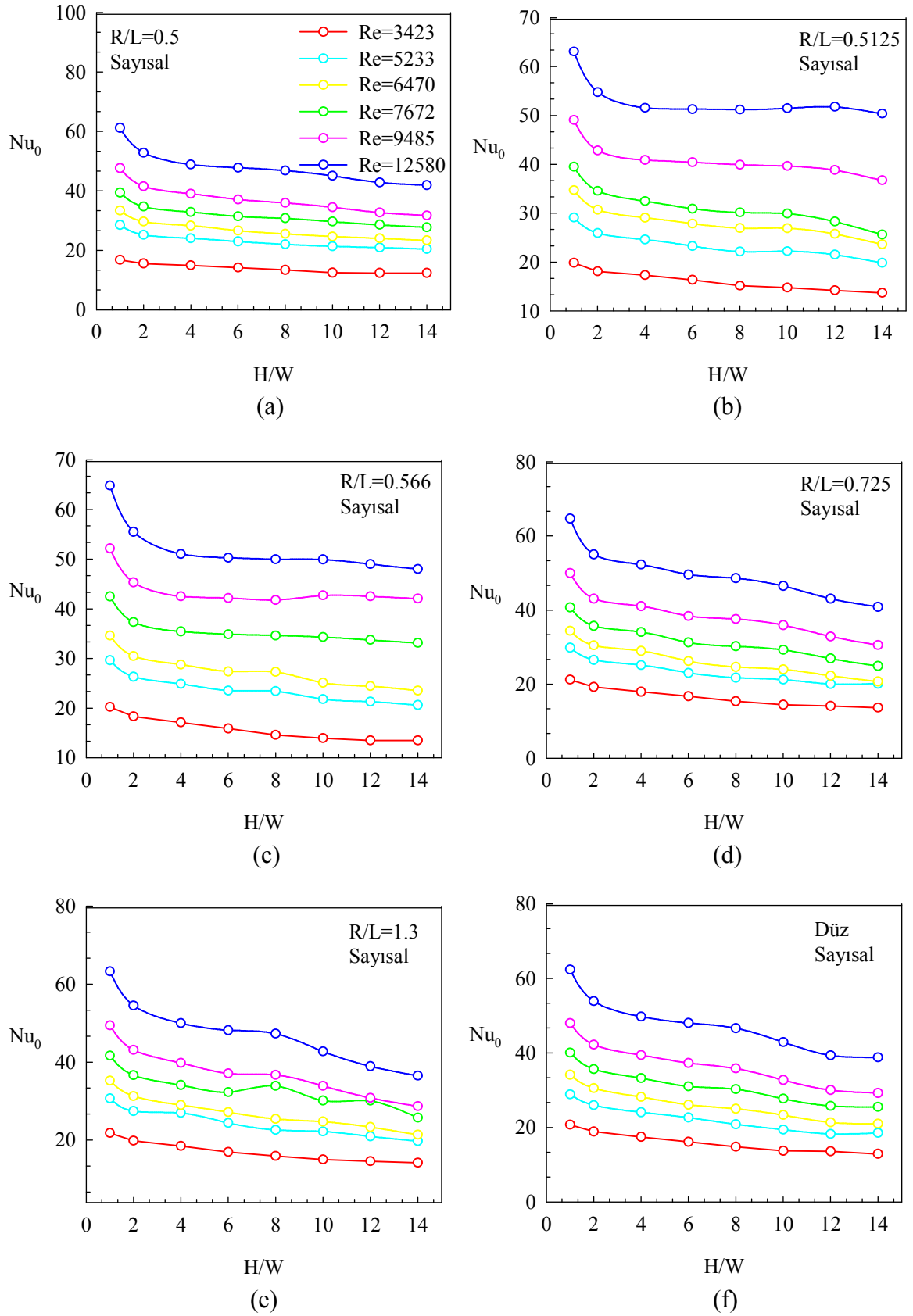
Şekil 3.140.  $R/L=1.3$  için Nusselt sayısının lüle-çarpma yüzeyi uzaklığına bağlı değişimi



Şekil 3.141. Düz plaka için Nusselt sayısının lüle-çarpma yüzeyi uzaklığına bağlı değişimi

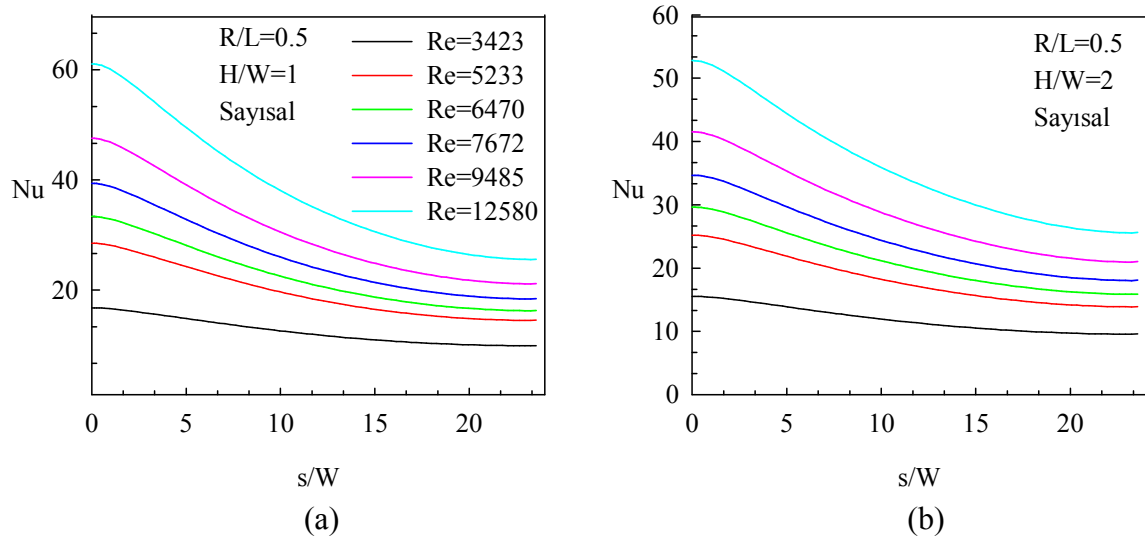


Şekil 3.142. Farklı eğrilikli çarpma yüzeyleri için farklı lüle-çarpma yüzeyi uzaklığında ortalama Nusselt sayısı değişimi

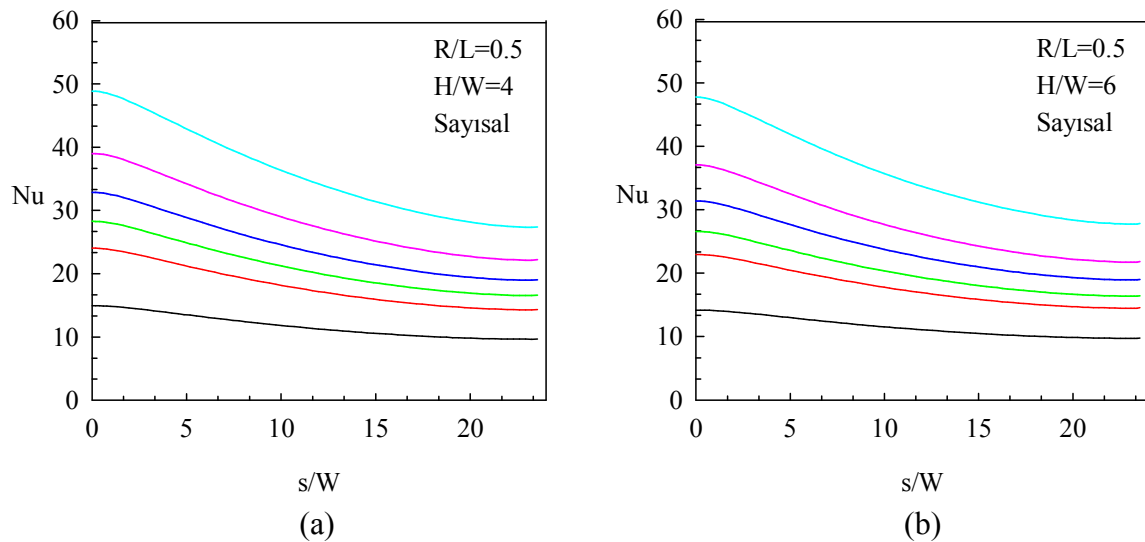


Şekil 3.143. Farklı lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde ortalama Nusselt sayısı değişimi (a) $R/L=0.5$ , (b) $R/L=0.5125$ , (c) $R/L=0.566$ , (d) $R/L=0.725$ , (e) $R/L=1.3$  ve (f)düz

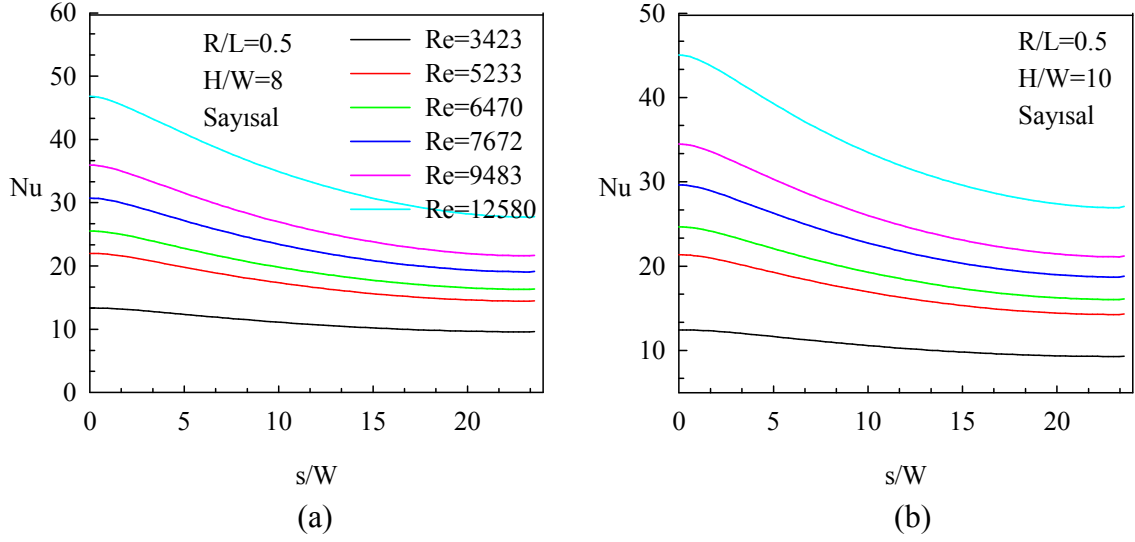
Reynolds sayısının, yerel Nusselt sayısı üzerindeki etkisi Şekil 3.144-3.167'de verilmiştir. Her bir çarpma yüzeyi için çizdirilmiş bu grafiklerde deneysel çalışma sonuçlarında bahsedildiği gibi sabit H/W oranında artan Reynolds sayısının yüzey üzerindeki yerel Nusselt sayısı değerlerini arttırdığı açıkça görülmektedir. Bu davranış, Reynolds sayısındaki artışın türbülans ve taşınım mekanizmasını daha etkin bir hale getirmesiyle açıklanır.



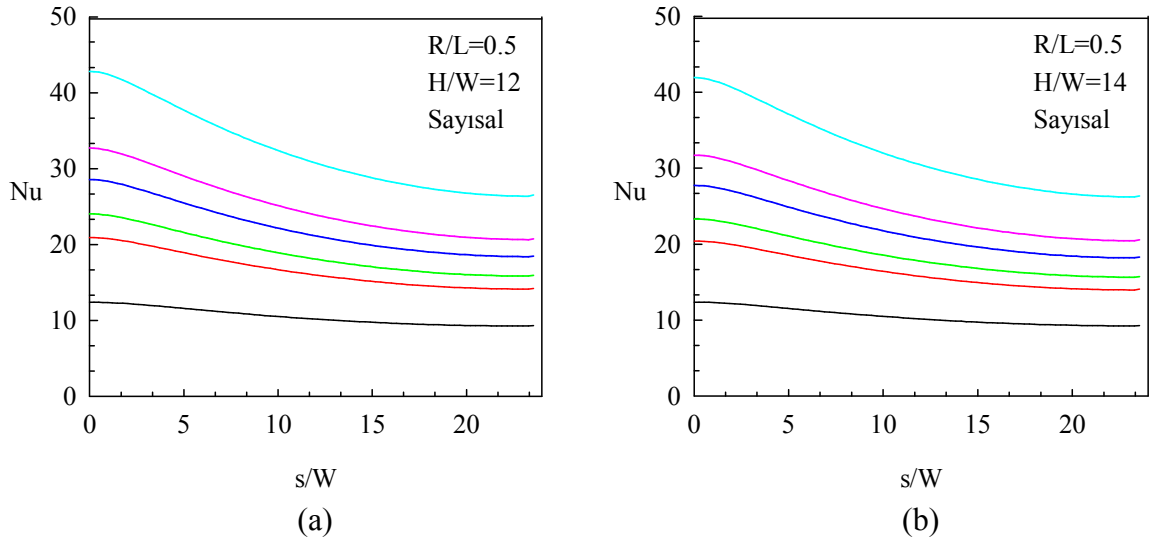
Şekil 3. 144. R/L= 0.5 plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (a) H/W=1 (b) H/W=2



Şekil 3.145. R/L= 0.5 plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (a) H/W=4 (b) H/W=6

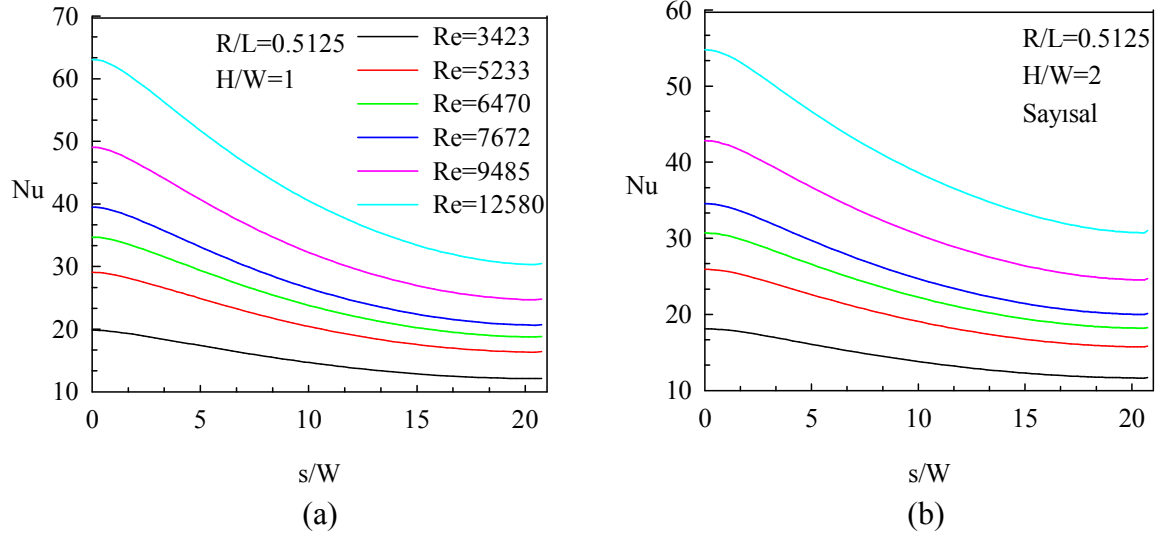


Şekil 3.146.  $R/L=0.5$  plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$

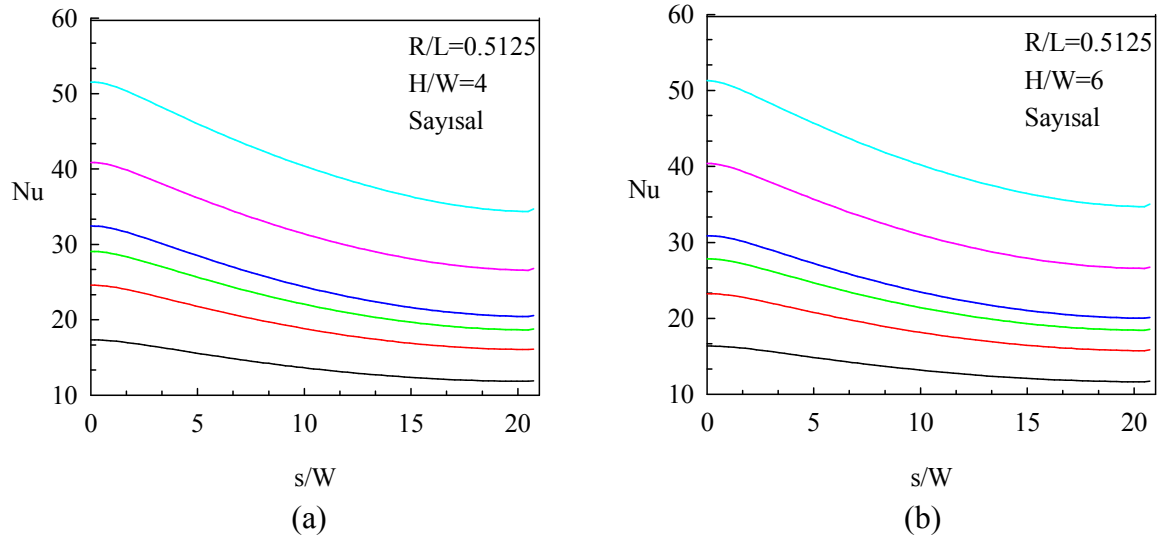


Şekil 3.147.  $R/L=0.5$  plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$

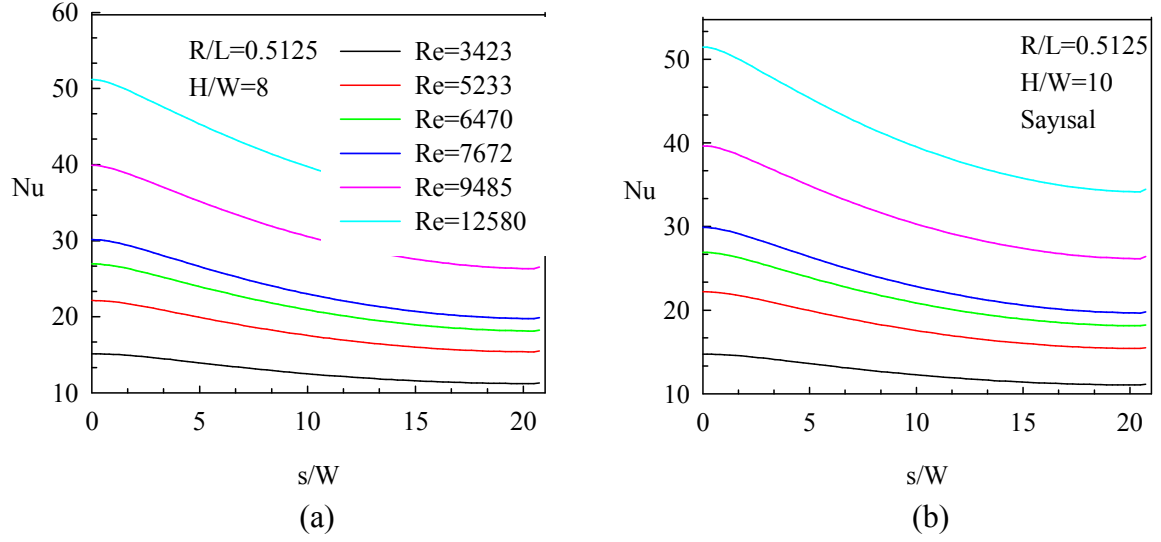




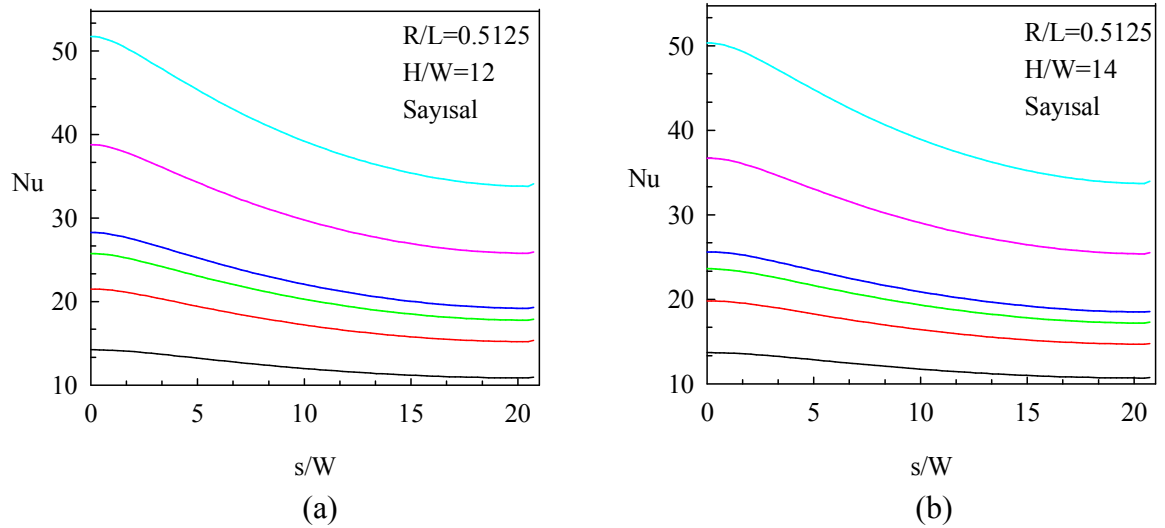
Şekil 3.148.  $R/L=0.5125$  plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$



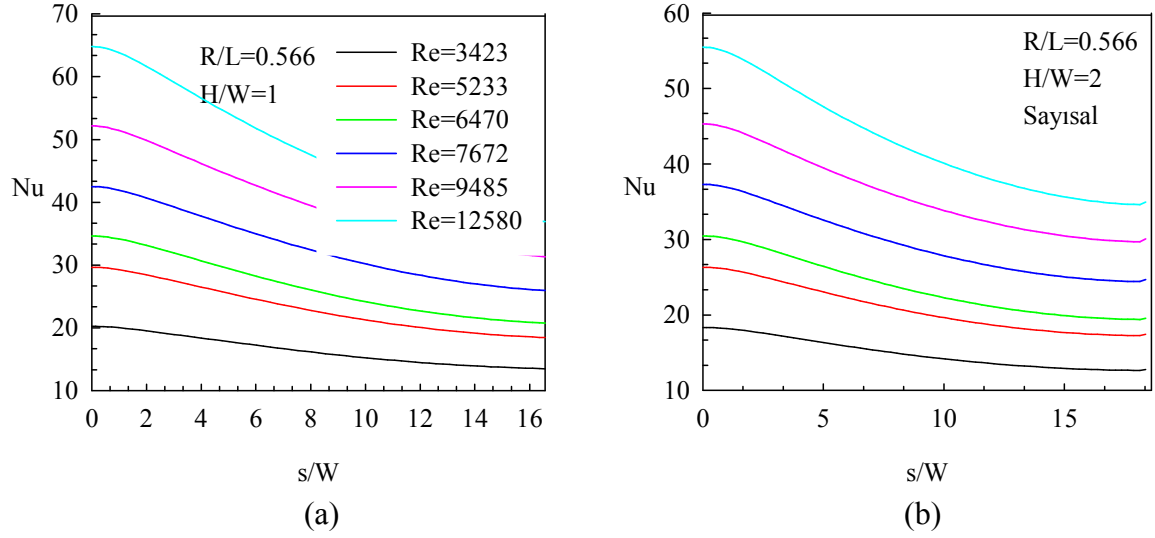
Şekil 3.149.  $R/L=0.5125$  plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$



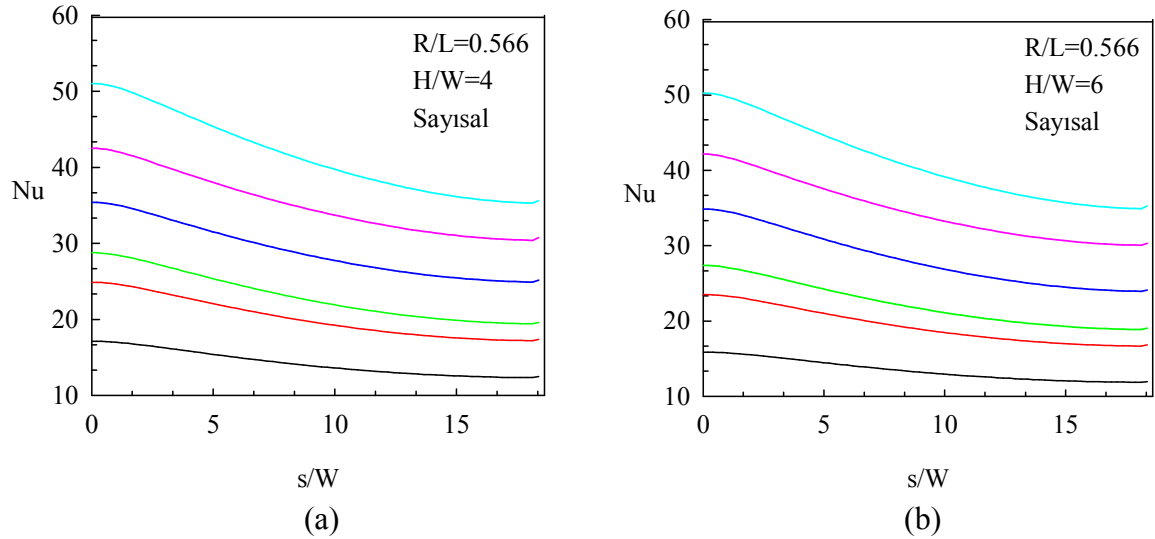
Şekil 3.150.  $R/L=0.5125$  plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi  
 (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$



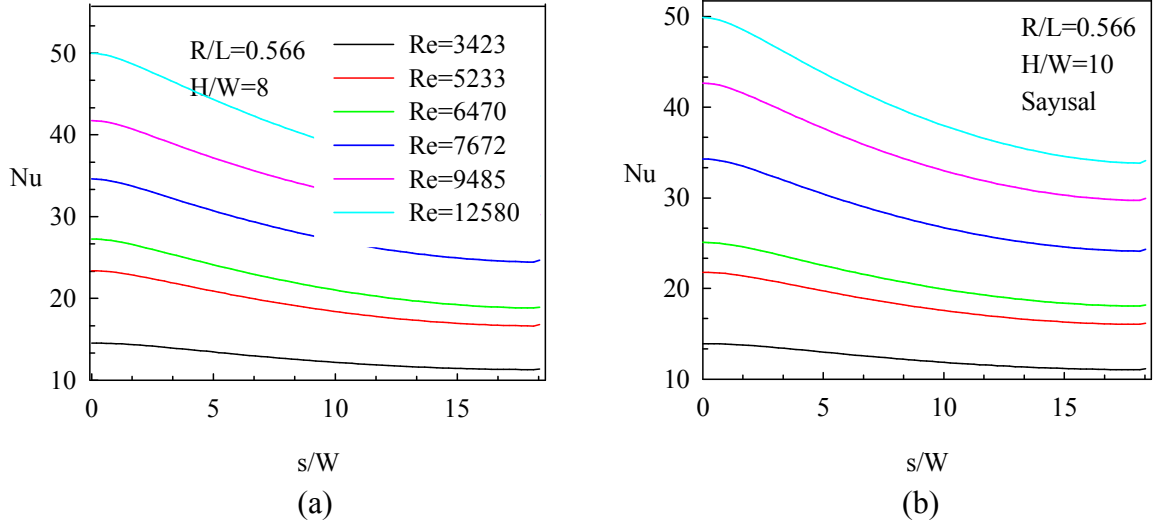
Şekil 3.151.  $R/L=0.5125$  plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi  
 (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$



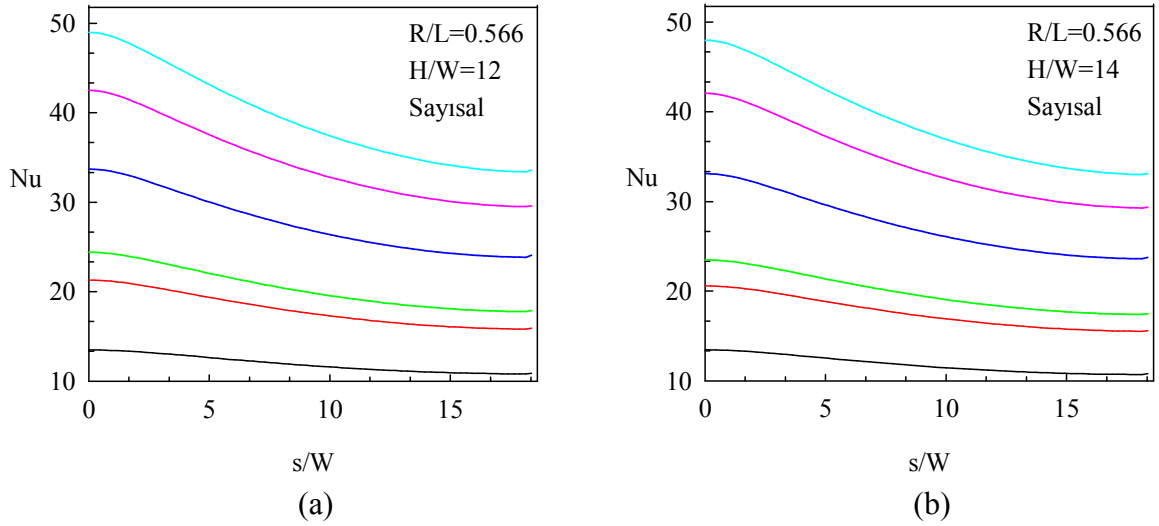
Şekil 3.152.  $R/L=0.566$  plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$



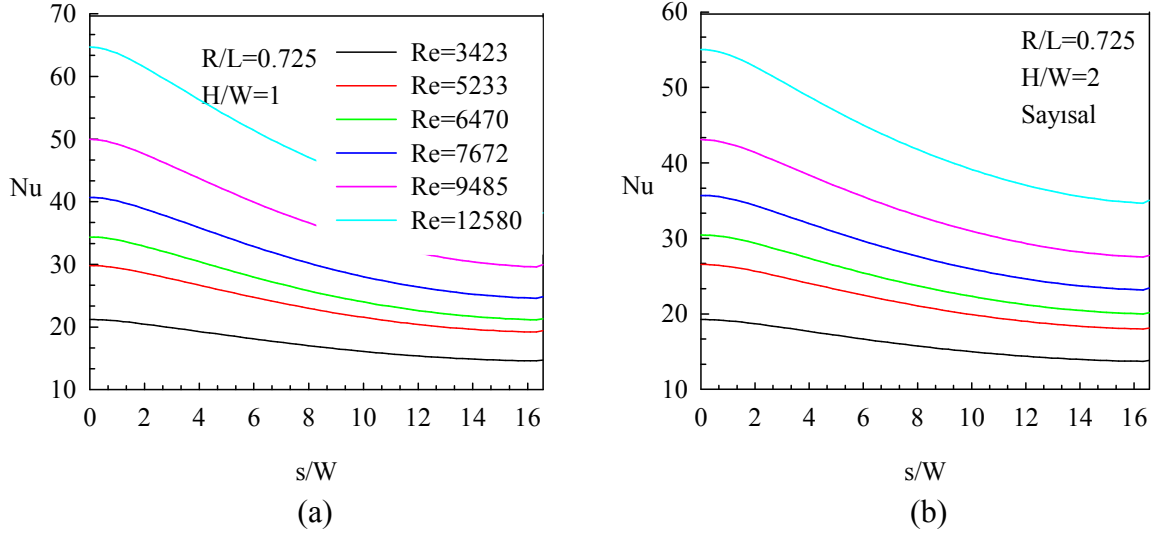
Şekil 3.153.  $R/L=0.566$  plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$



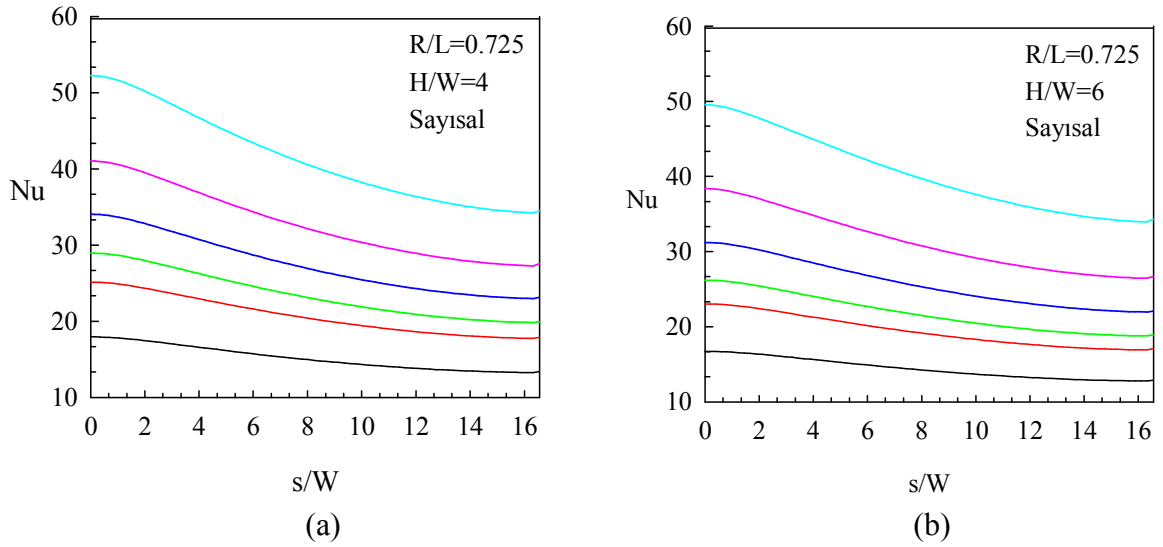
Şekil 3.154.  $R/L=0.566$  plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$



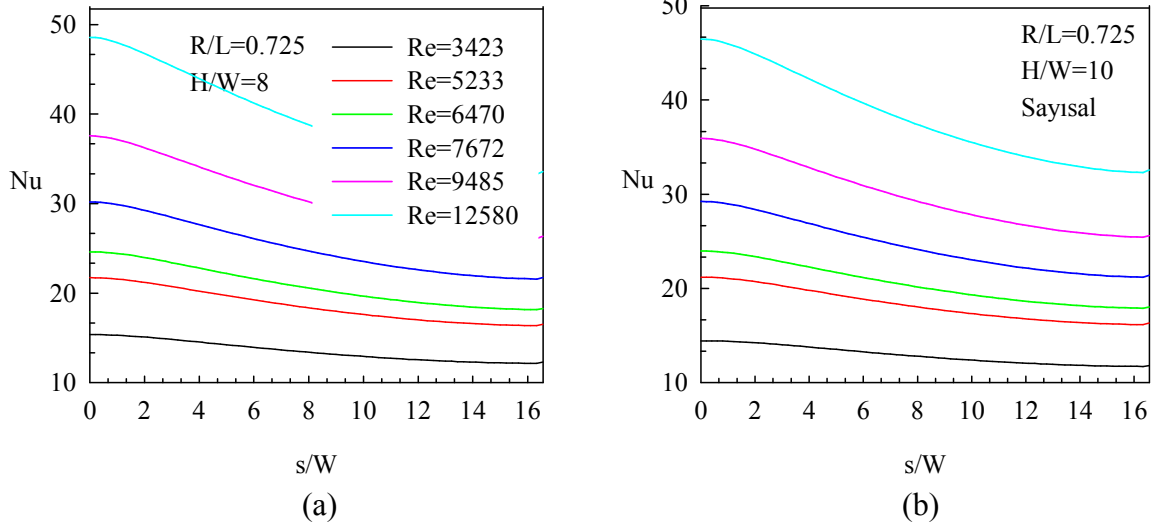
Şekil 3.155.  $R/L=0.566$  plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$



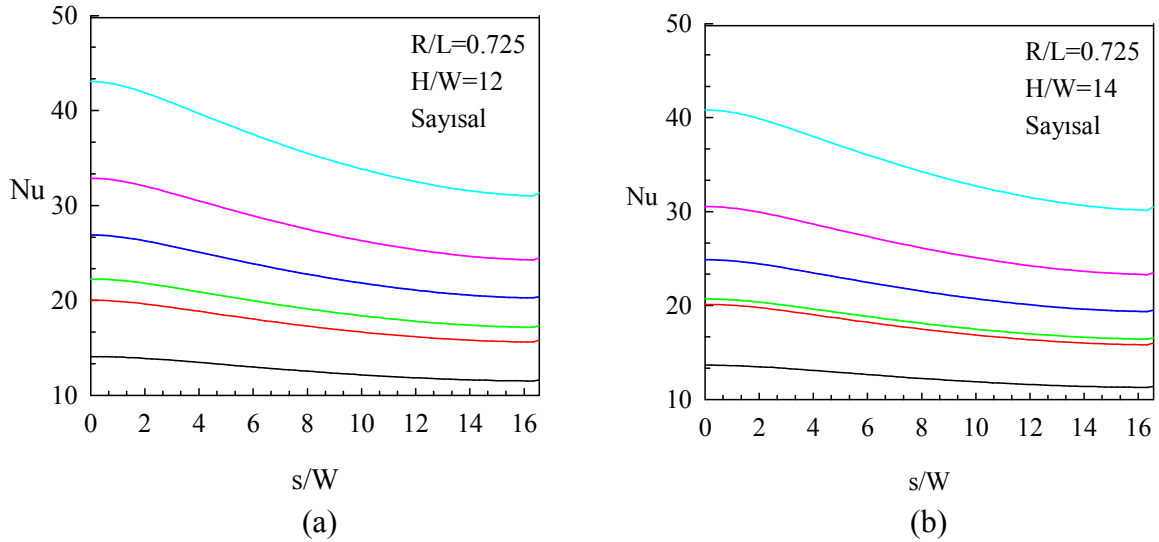
Şekil 3.156.  $R/L=0.725$  plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$



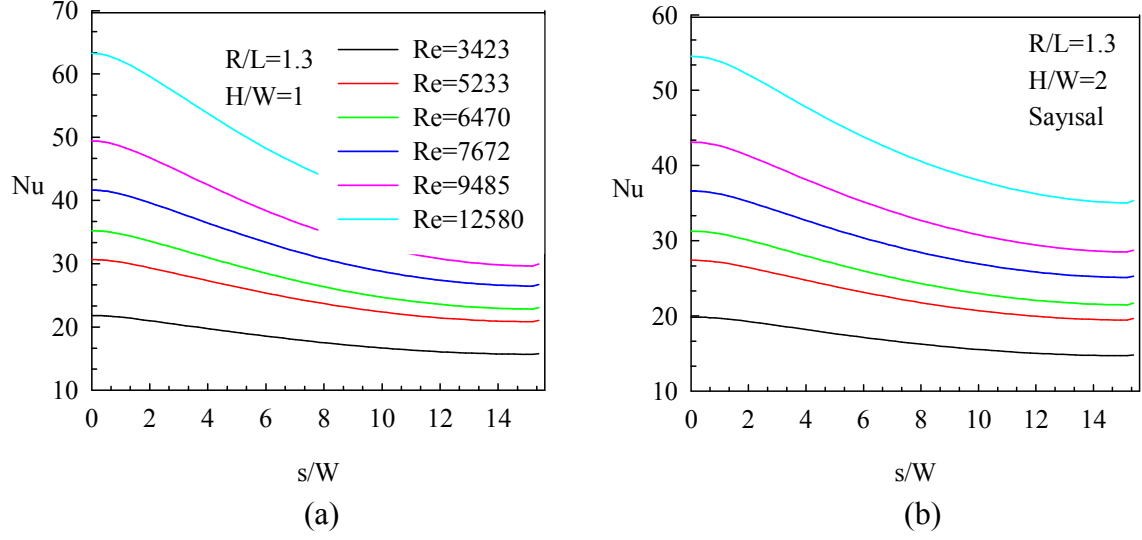
Şekil 3.157.  $R/L=0.725$  plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$



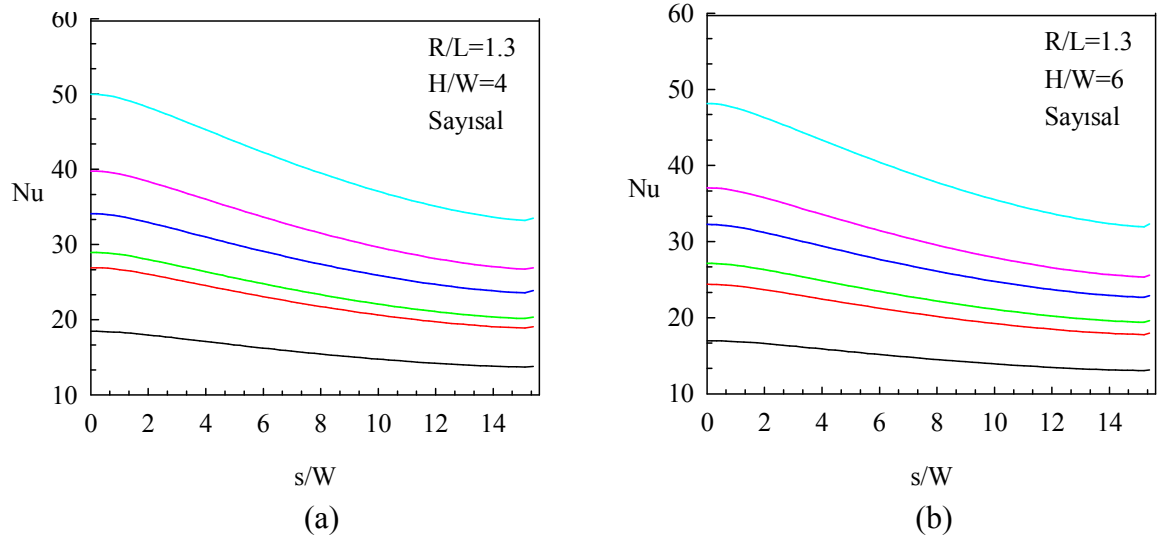
Şekil 3.158.  $R/L=0.725$  plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$



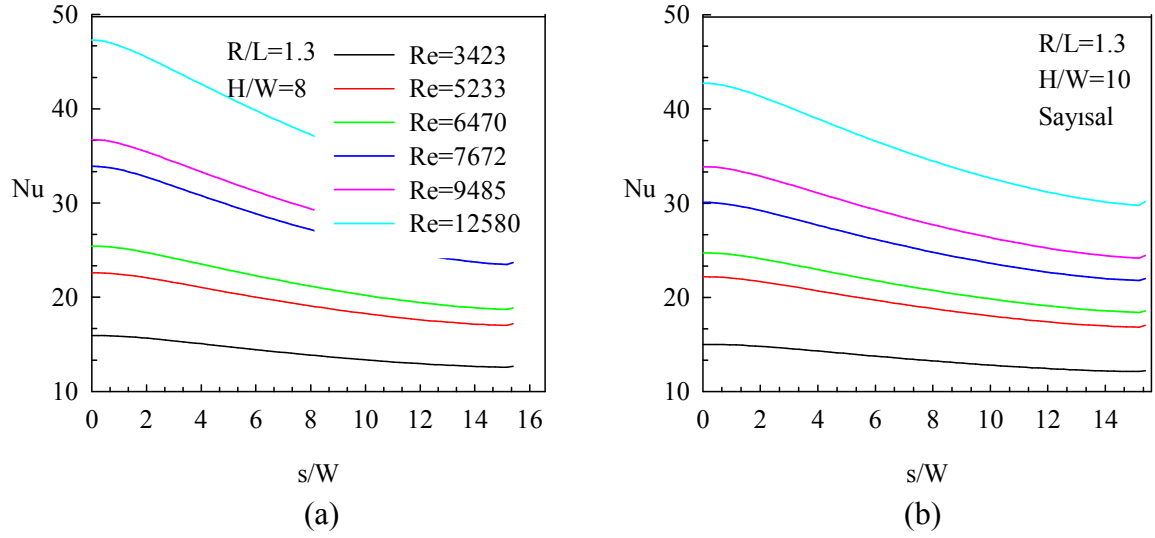
Şekil 3.159.  $R/L=0.725$  plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$



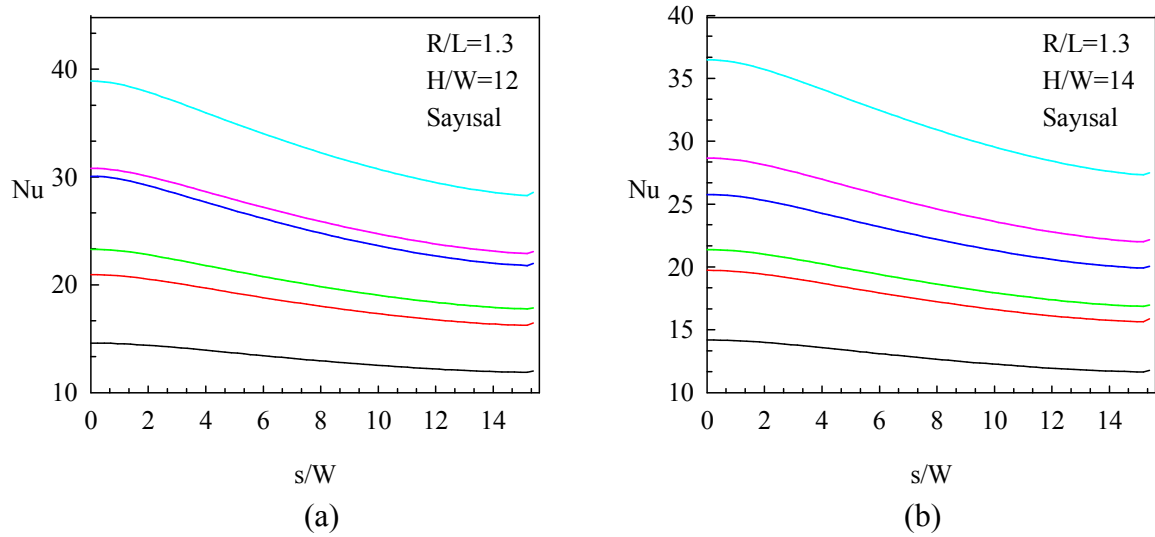
Şekil 3.160.  $R/L=1.3$  plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$



Şekil 3.161.  $R/L=1.3$  plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$

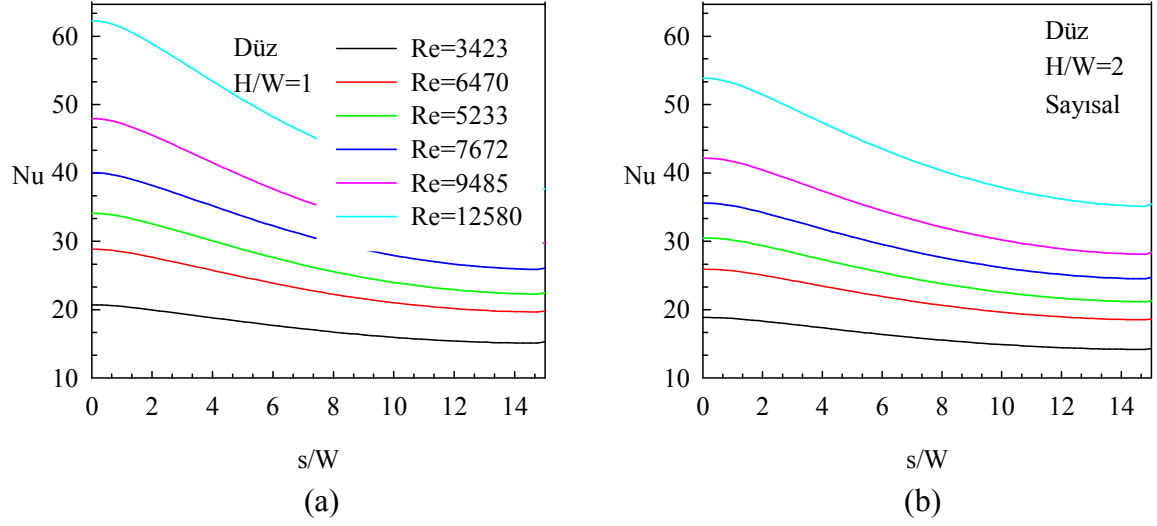


Şekil 3.162.  $R/L=1.3$  plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$

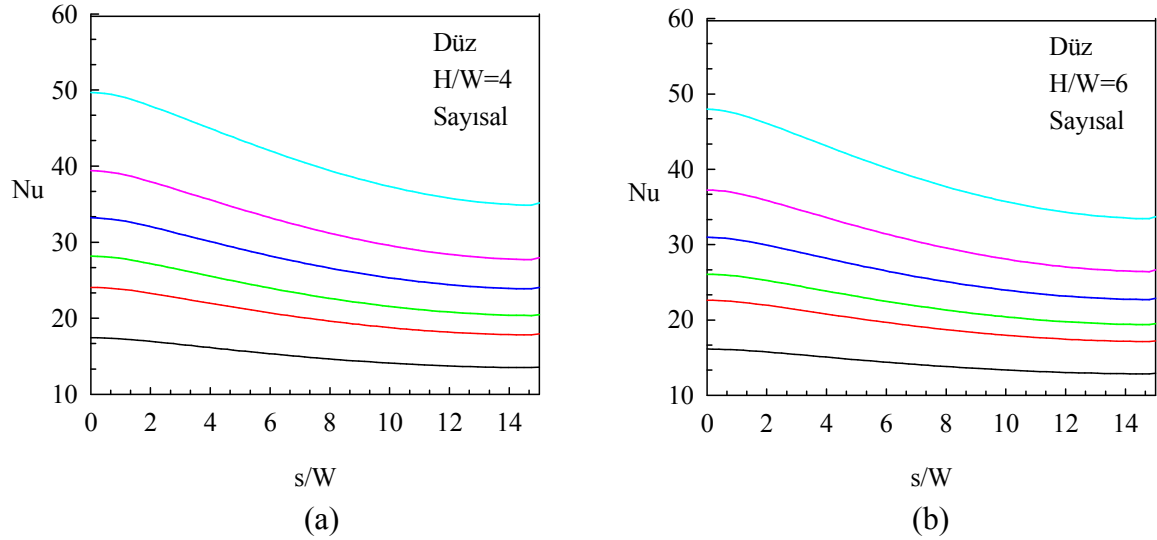


Şekil 3.163.  $R/L=1.3$  plakası için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$

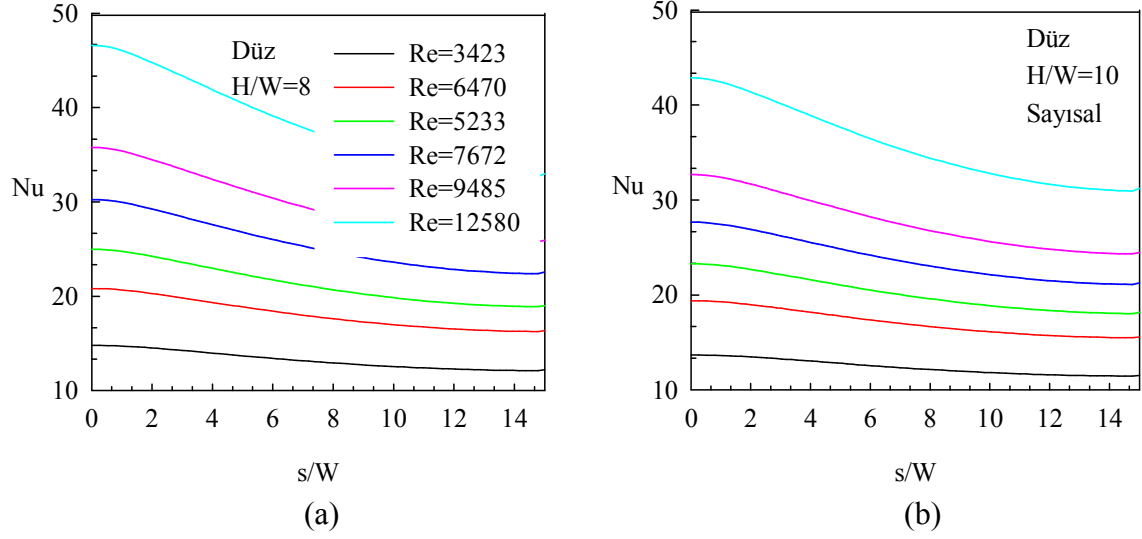




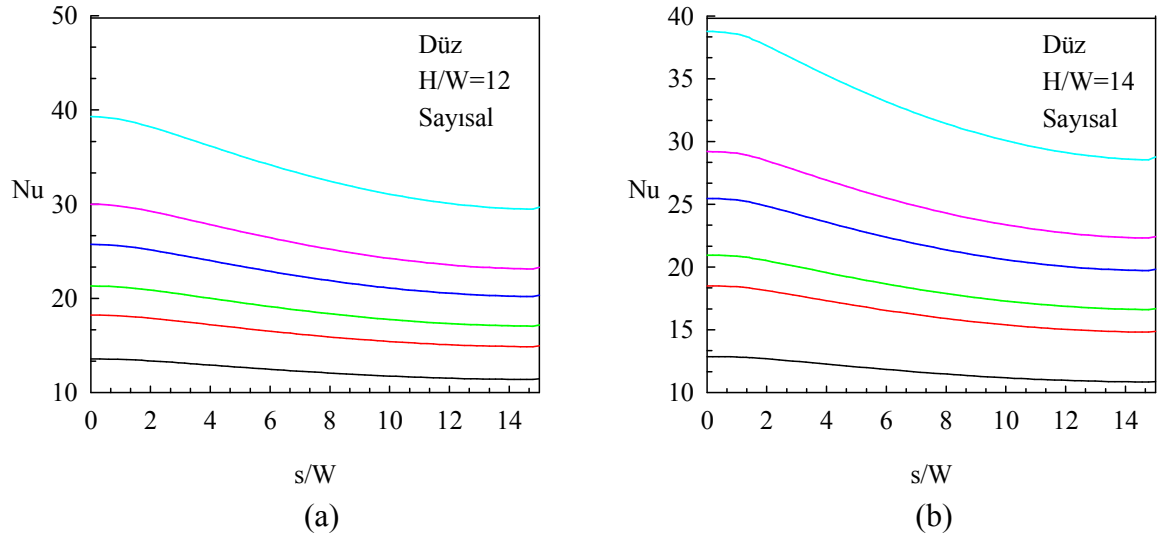
Şekil 3.164. Düz çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=1$  (b)  $H/W=2$



Şekil 3.165. Düz çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=4$  (b)  $H/W=6$

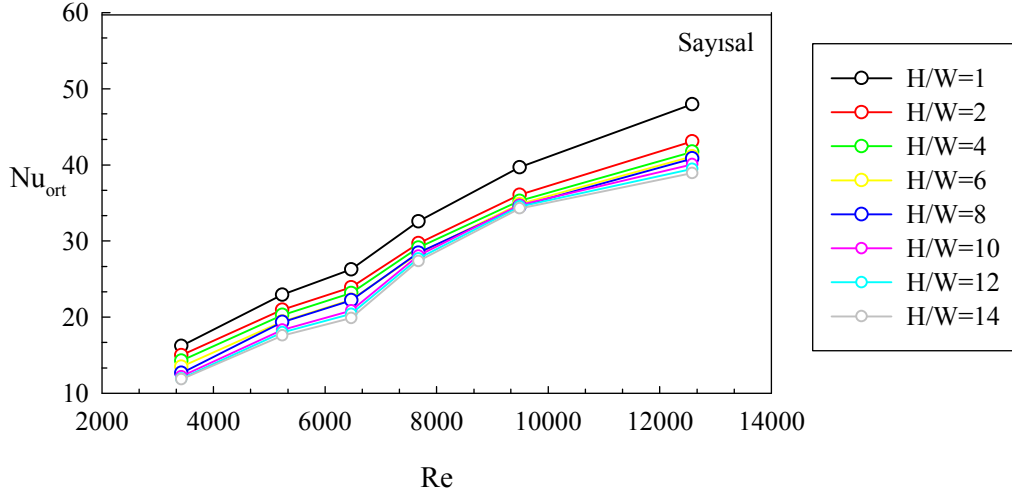


Şekil 3.166. Düz çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=8$  (b)  $H/W=10$

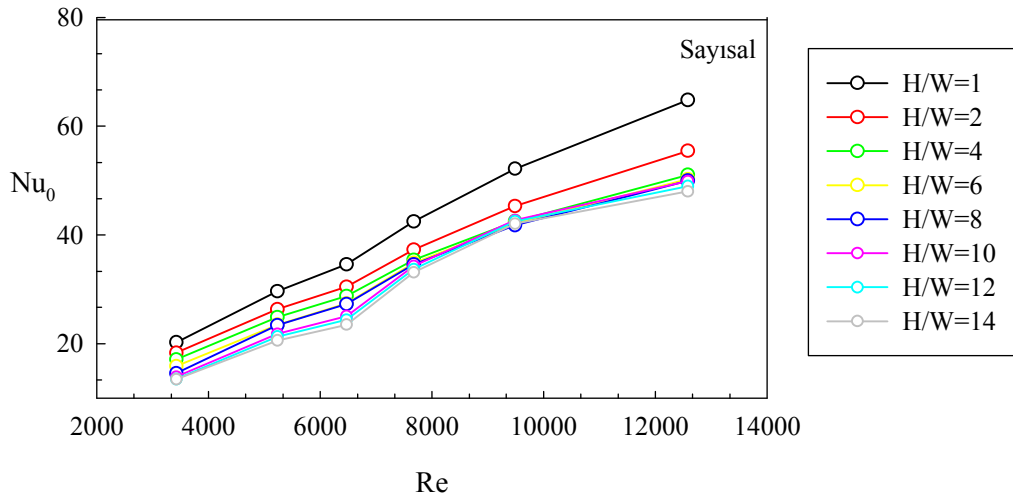


Şekil 3.167. Düz çarpma yüzeyi için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (a)  $H/W=12$  (b)  $H/W=14$

Şekil 3.168 ve Şekil 3.169'da  $R/L=0.566$  plakası için artan Reynolds sayısının ortalama ve durma noktası Nusselt sayısı üzerine etkisinin sayısal analiz sonuçları görülmektedir. Deneysel bulgularla benzer davranış sergileyen eğrilerden, deneysel sonuçlara göre ortalama Nusselt sayısı değerleri %5.5-26, durma noktası Nusselt sayısı değerleri ise %16-36 arasında değişen sapmalar ile belirlenmişlerdir.



Şekil 3.168. Ortalama Nusselt sayısı üzerine Reynolds sayısının etkisi (sayısal)



Şekil 3.169. Durma Noktası Nusselt sayısı üzerine Reynolds sayısının etkisi (deneysel)

### 3.2.3. Yüzey Eğriliğinin Isı Transferi Üzerine Etkisi

Sabit lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında ve sabit Reynolds sayısı değerlerinde altı farklı çarpma yüzeyi için boyutsuz yay uzunluğu boyunca yerel Nusselt sayısı karşılaştırması Şekil 3.170-Şekil 3.177 arasında verilmiştir. Şekiller irdelendiğinde aşağıdaki bulgular elde edilmiştir.

Düz çarpma yüzeyi yerel Nusselt değerlerinin, çalışılan bütün Reynolds sayısı ve lüle-çarpma yüzeyi mesafesinde içbükey çarpma yüzeylerine göre durma bölgesinde ve/veya duvar jet bölgesinde maksimum ısı transferi sağlamadığı görülmektedir. Tüm çarpma yüzeyleri içinde düz çarpma yüzeyinin,  $H/W=2, 4$  ve  $6$  gibi düşük lüle çarpma yüzeyi mesafelerinde Reynolds sayısının  $12580$  değerinde,  $H/W>10$  lüle çarpma yüzeyi mesafelerinde ise  $Re>5233$  değerlerinde en düşük yerel Nusselt sayısı dağılımı sergilediği görülmektedir.

Genel karakter olarak, çalışılan tüm akış ve geometrik parametreler için sayısal olarak minimum Nusselt sayısı dağılımının düz ya da  $R/L=0.5$  çarpma yüzeyinde meydana gelmektedir.

Reynolds sayısının  $3423$  değerinde ve bütün  $H/W$  oranlarında yerel Nusselt sayısı dağılımının  $R/L=0.5$  çarpma yüzeyinde çalışılan diğer çarpma yüzeylerine göre minimum kaldığı tespit edilmiştir.

Maksimum yerel Nusselt sayısı dağılımının,  $H/W=1$  ve  $2$  mesafelerinde  $Re=3423, 5233$  ve  $6470$  değerlerinde;  $H/W=4, 6, 8$  ve  $10$  mesafelerinde  $Re=3423, 5233$  değerlerinde;  $H/W=12$  ve  $14$  mesafelerinde  $Re=3423$  değerlerinde  $R/L=1.3$  çarpma yüzeyinde olduğu görülmektedir.

$H/W=1$  ve  $2$  mesafelerinde  $Re=7672, 9485$  ve  $12580$  değerlerinde;  $H/W=4, 6, 8, 10, 12$  ve  $14$  mesafelerinde  $Re=7672$  ve  $9485$  değerlerinde  $R/L=0.566$  çarpma yüzeyinin maksimum Nusselt dağılımı gösterdiği görülmektedir.  $H/W=4, 6, 8, 10, 12$  ve  $14$  için  $Re=12580$ 'de maksimum Nusselt sayısı dağılımının  $R/L=0.5125$  çarpma yüzeyinde olduğu görülmüştür.

$R/L=0.725$  çarpma yüzeyinin  $H/W=1$  mesafesinde ve Reynolds sayısının  $12580$  değerinde özellikle duvar jet bölgesinin akış yukarı bölgesinde yüksek Nusselt sayısı sonuçları verdiği tespit edilmiştir.. Diğer çarpma yüzeylerinin ise bu maksimum ve minimum değer gösteren çarpma Nusselt dağılımları civarında değerler aldığı görülmüştür.

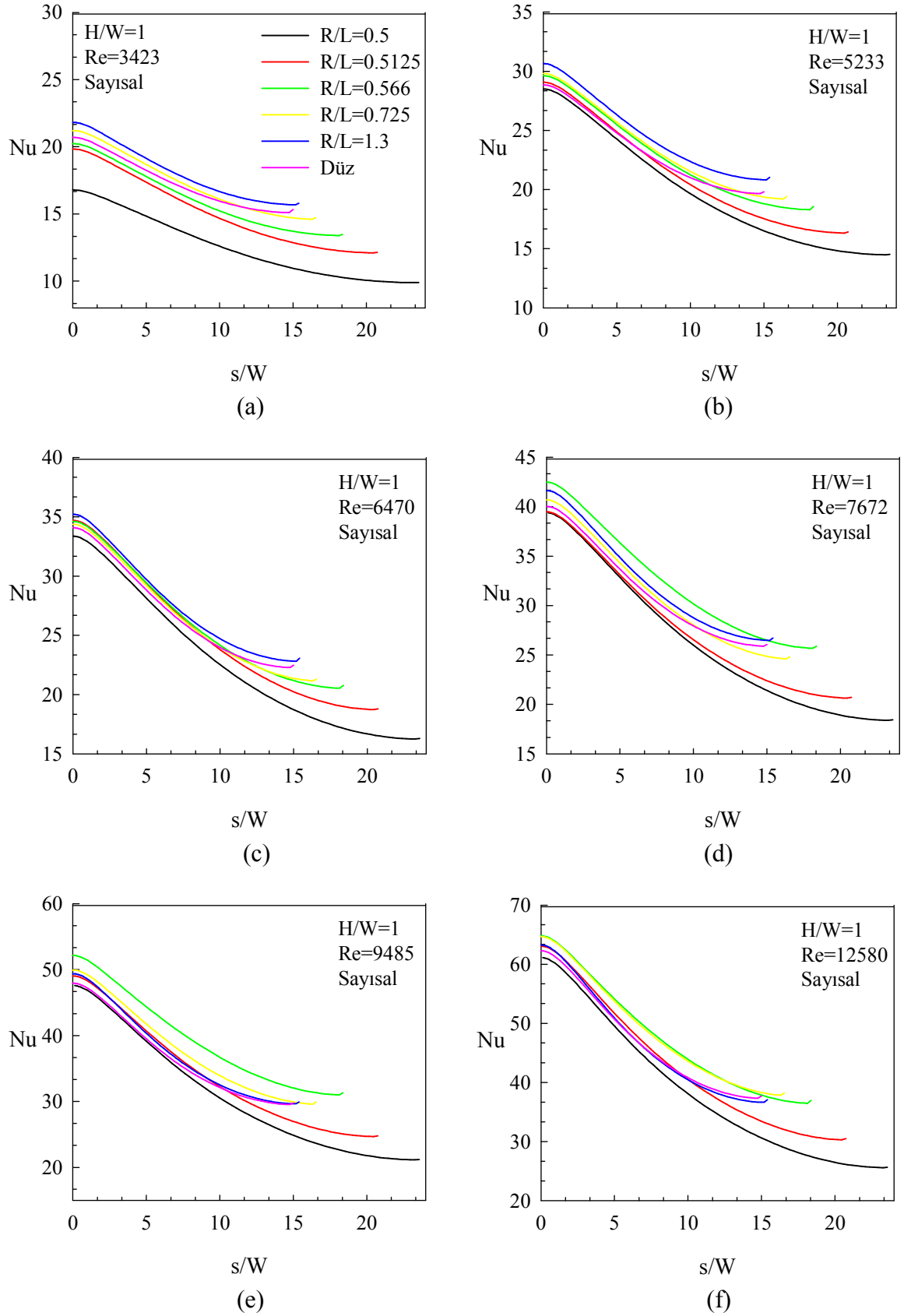
Sayısal ve deneysel yerel Nusselt sayısı dağılımlarının karşılaştırılması sonucunda Reynolds sayısının 3423 değerinde  $R/L=1.3$  çarpma yüzeyinin, Reynolds sayısının 7672 değerinde  $R/L=0.566$  çarpma yüzeyinin  $H/W$  lüle-çarpma yüzeyi oranına bağlı olmaksızın maksimum Nusselt sayısı dağılımı sergiledikleri tespit edilmiştir. Ayrıca,  $Re=12580$  değerlerinde ve lüle-çarpma yüzeyi uzaklığının  $H/W \geq 6$  değerleri için maksimum Nusselt dağılımının  $R/L=0.5125$  çarpma yüzeyinde olduğu görülmüştür.

Genel olarak, artan Reynolds sayısı ve lüle-çarpma yüzeyi uzaklığı ile eğrilik yarıçapı değeri azalan yani daha büyük içbükey derinliğe sahip çarpma yüzeylerinde maksimum Nusselt dağılımlarının olduğu belirlenmiştir.

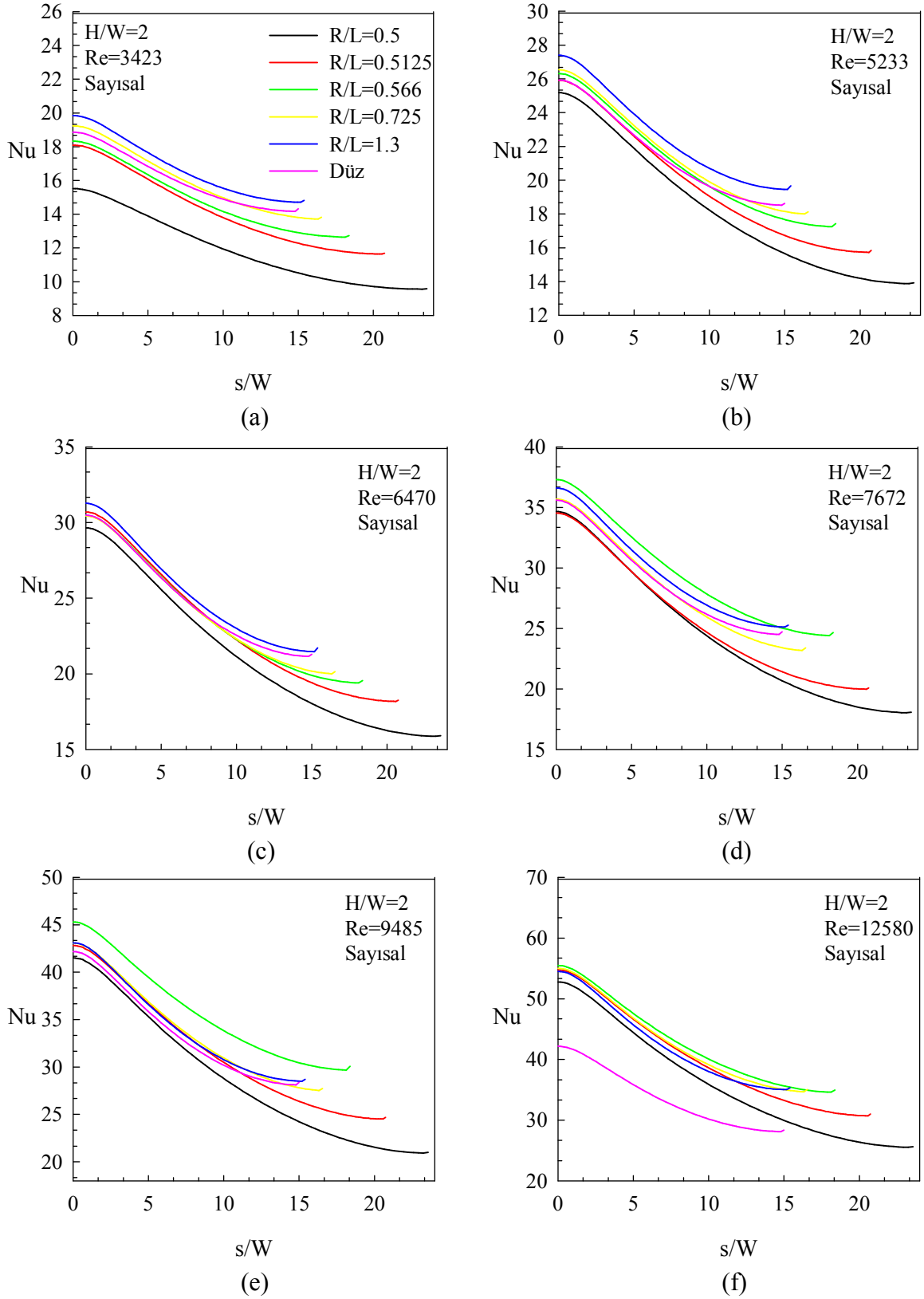
Şekil 3.178'de sayısal analizleri yapılan içbükey ve düz çarpma yüzeylerinin boyutsuz eğrilik yarıçap değerlerine karşı ortalama Nusselt sayısı değişimi verilmektedir. Düz çarpma yüzeylerinin grafikte gösterimi için  $R/L$  değeri 2 olarak alınmıştır.

Grafikler incelendiğinde; Reynolds sayısının 3423 değerinde  $R/L=0.5$ ,  $0.5125$ ,  $0.566$  ve  $0.725$  çarpma yüzeylerinin özellikle düşük  $H/W$  oranlarında düz plakaya göre düşük ortalama Nusselt dağılımı gösterdiği, artan Reynolds sayısı ve lüle-çarpma yüzeyi mesafesi ile bu çarpma yüzeylerinin ortalama Nusselt değerlerinde iyileşmeler meydana geldiği görülmektedir (Şekil 3.178 (b)).

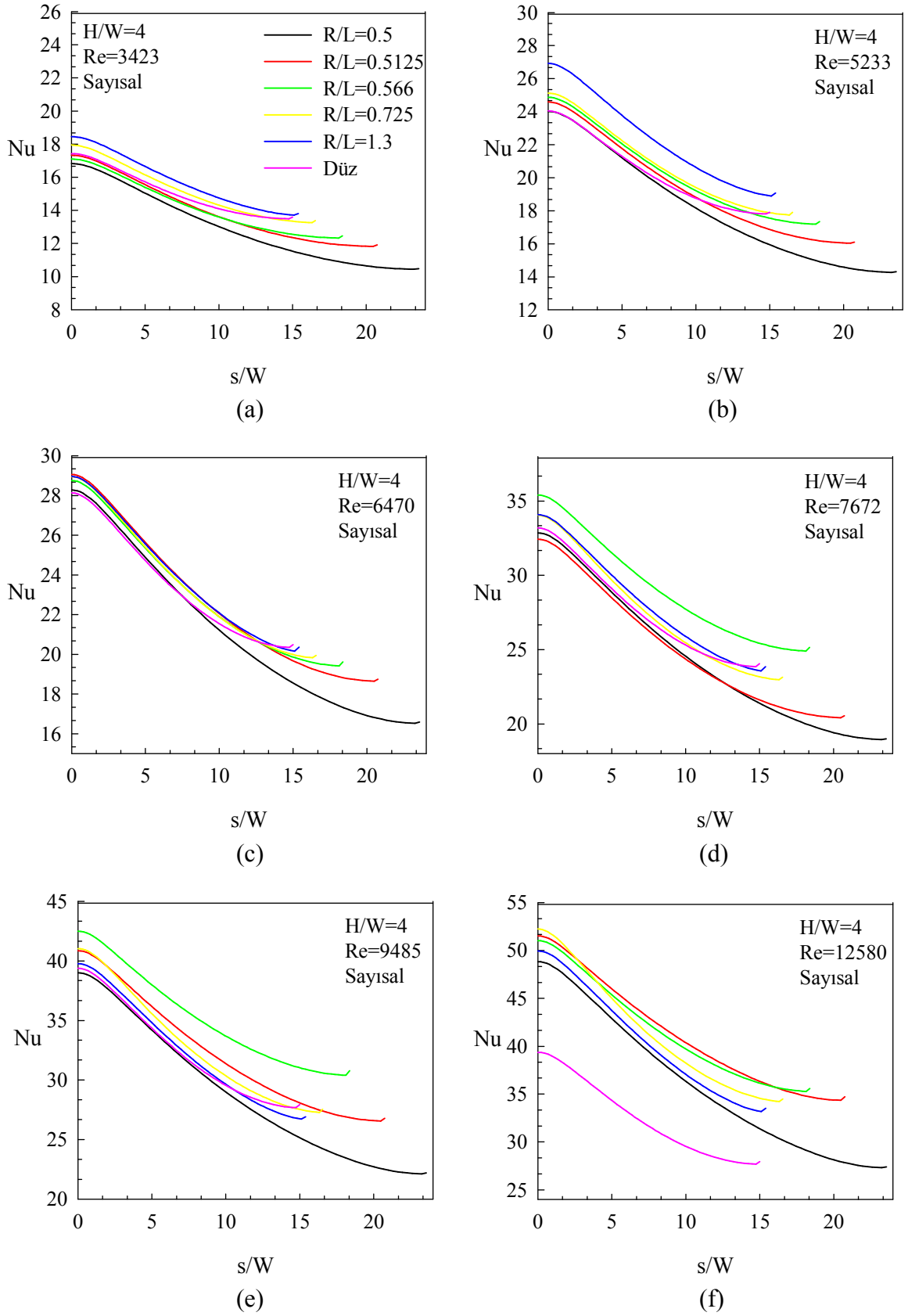
Reynolds sayısının 6470 değeri için artan  $H/W$  ile ortalama Nusselt sayısındaki iyileşme  $R/L=0.5$ ,  $0.5125$  ve  $0.566$  çarpma yüzeyleri için devam etmektedir. Ancak,  $R/L=0.725$  çarpma yüzeyinin  $H/W=14$  mesafesinde düz çarpma yüzeyinden daha düşük ortalama Nusselt değeri göstermiştir.  $R/L=0.725$  çarpma yüzeyi için bu azalma değeri  $Re=7672$  için lüle-çarpma yüzeyi mesafesinin 14 değerinde daha belirgin gözükmetedir. Reynolds sayısının 9485 ve 12580 değerlerinde ise bu çarpma yüzeyi için ortalama Nusselt sayısında iyileşme meydana geldiği, maksimum Nusselt sayısının ise  $Re=9485$  için bütün yüksekliklerde  $R/L=0.566$  çarpma yüzeyinde,  $Re=12580$  için düşük lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde  $R/L=0.566$ , yüksek lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde ise  $R/L=0.5125$  çarpma yüzeyinde elde edildiği görülmektedir.



Şekil 3.170.  $H/W=1$  için yerel Nusselt sayısı dağılımının  $s/W$ 'ye bağlı değişimi (a)  $Re=3423$ , (b)  $Re=5233$ , (c)  $Re=6470$ , (d)  $Re=7672$ , (e)  $Re=9485$  ve (f)  $Re=12580$

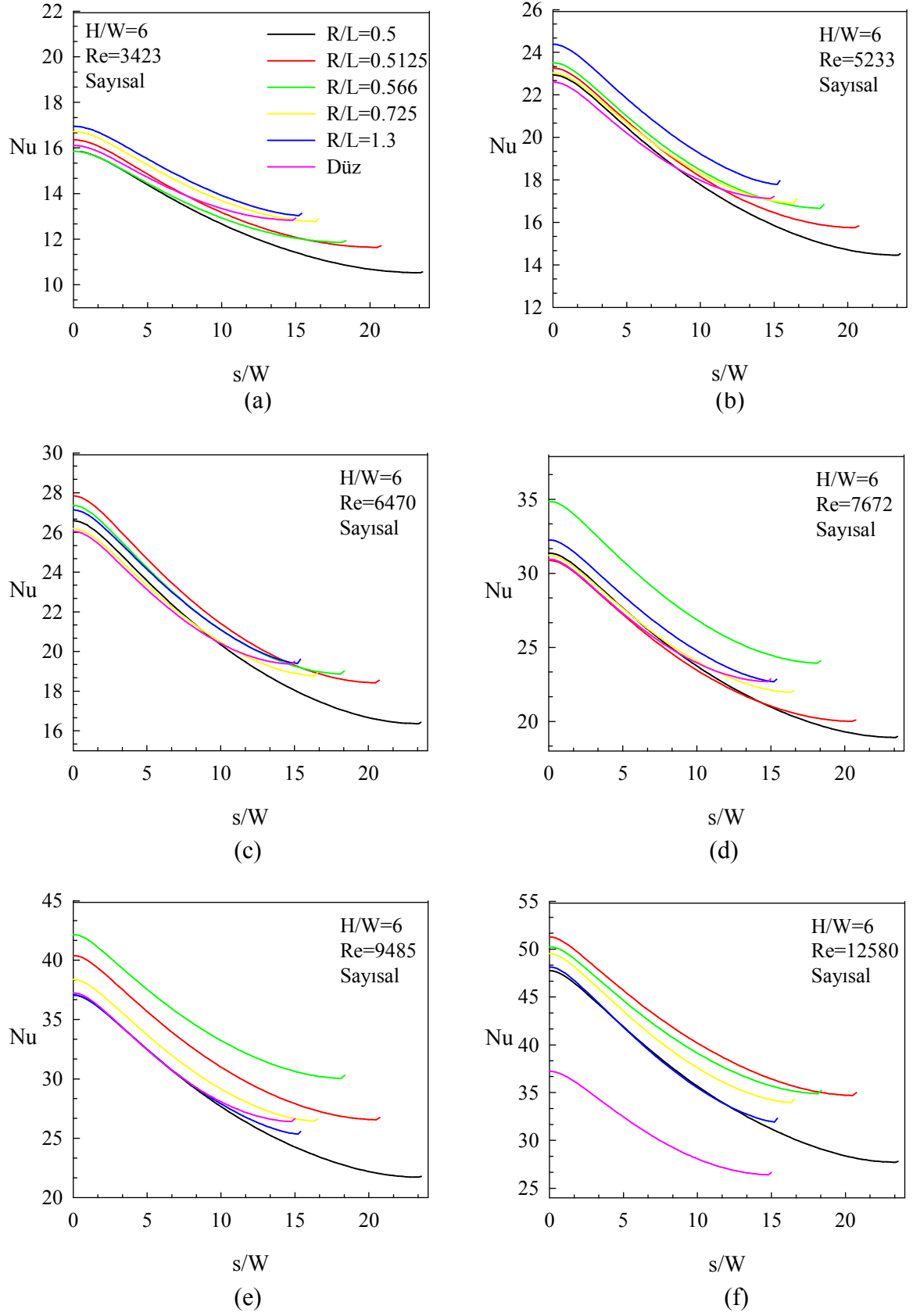


Şekil 3.171.  $H/W=2$  için yerel Nusselt sayısı dağılımının  $s/W$ 'ye bağlı değişimi (a)  $Re=3423$ , (b)  $Re=5233$ , (c)  $Re=6470$ , (d)  $Re=7672$ , (e)  $Re=9485$  ve (f)  $Re=12580$

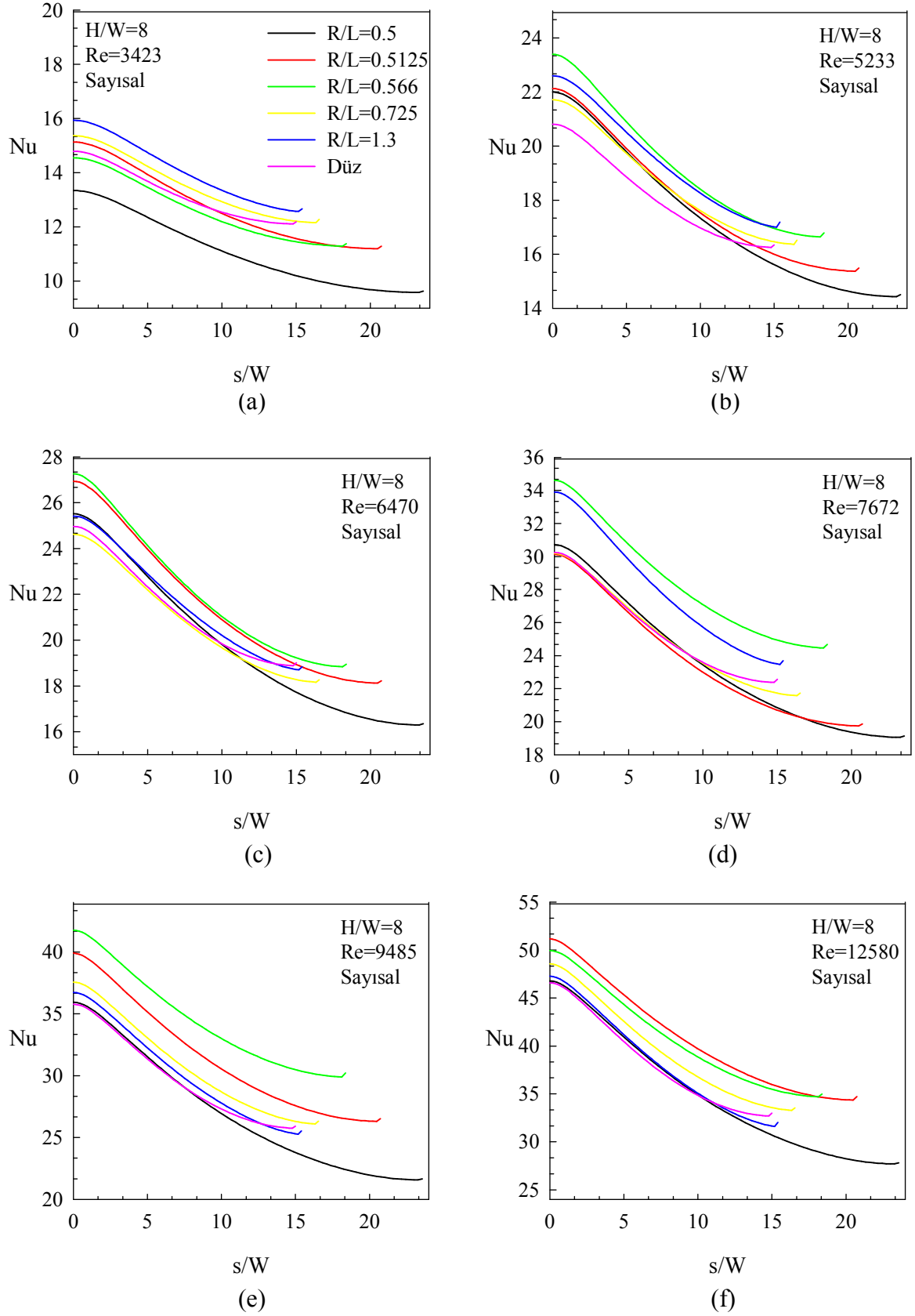


Şekil 3.172.  $H/W=4$  için yerel Nusselt sayısı dağılımının  $s/W$ 'ye bağlı değişimi (a)  $Re=3423$ , (b)  $Re=5233$ , (c)  $Re=6470$ , (d)  $Re=7672$ , (e)  $Re=9485$  ve (f)  $Re=12580$

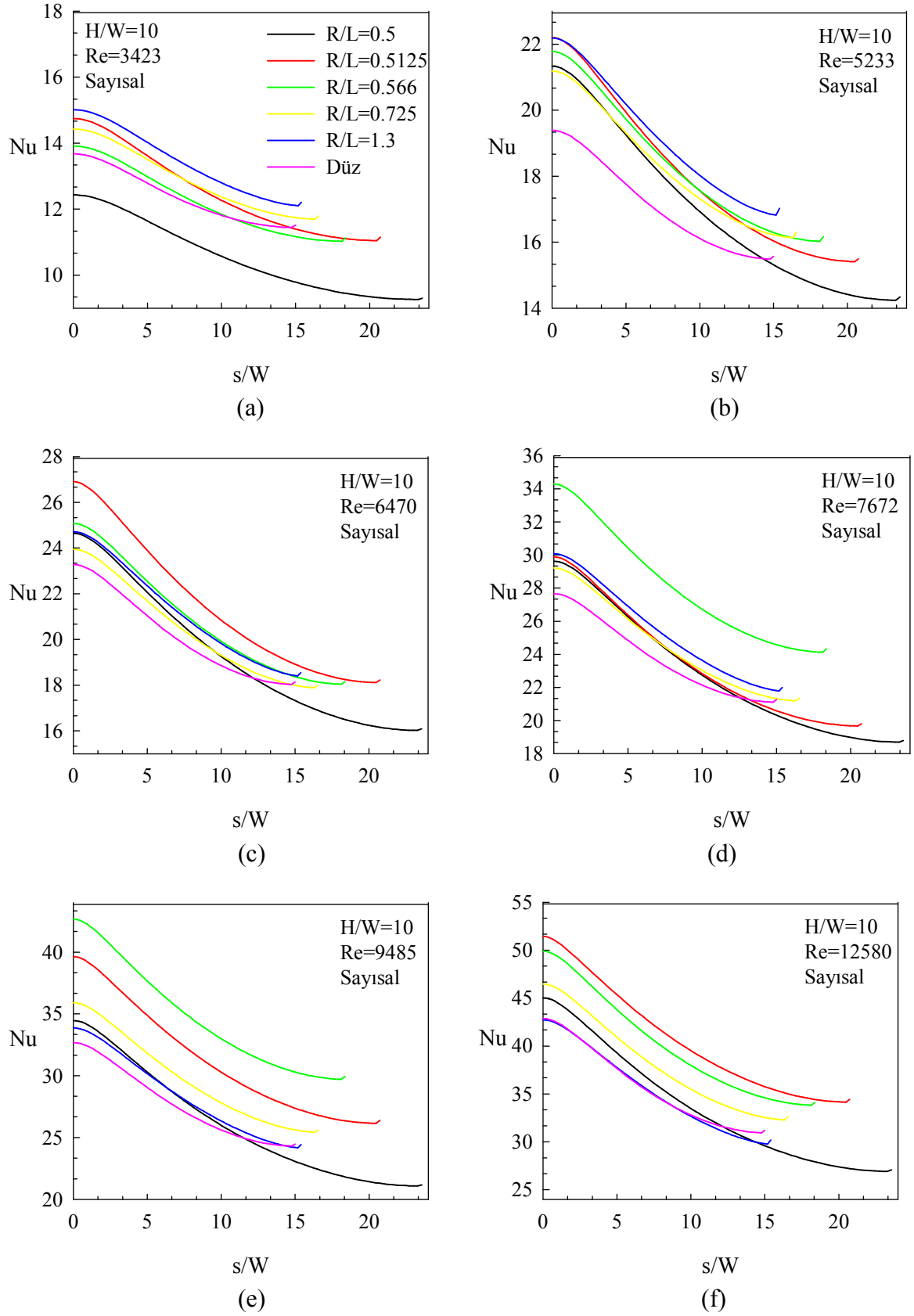




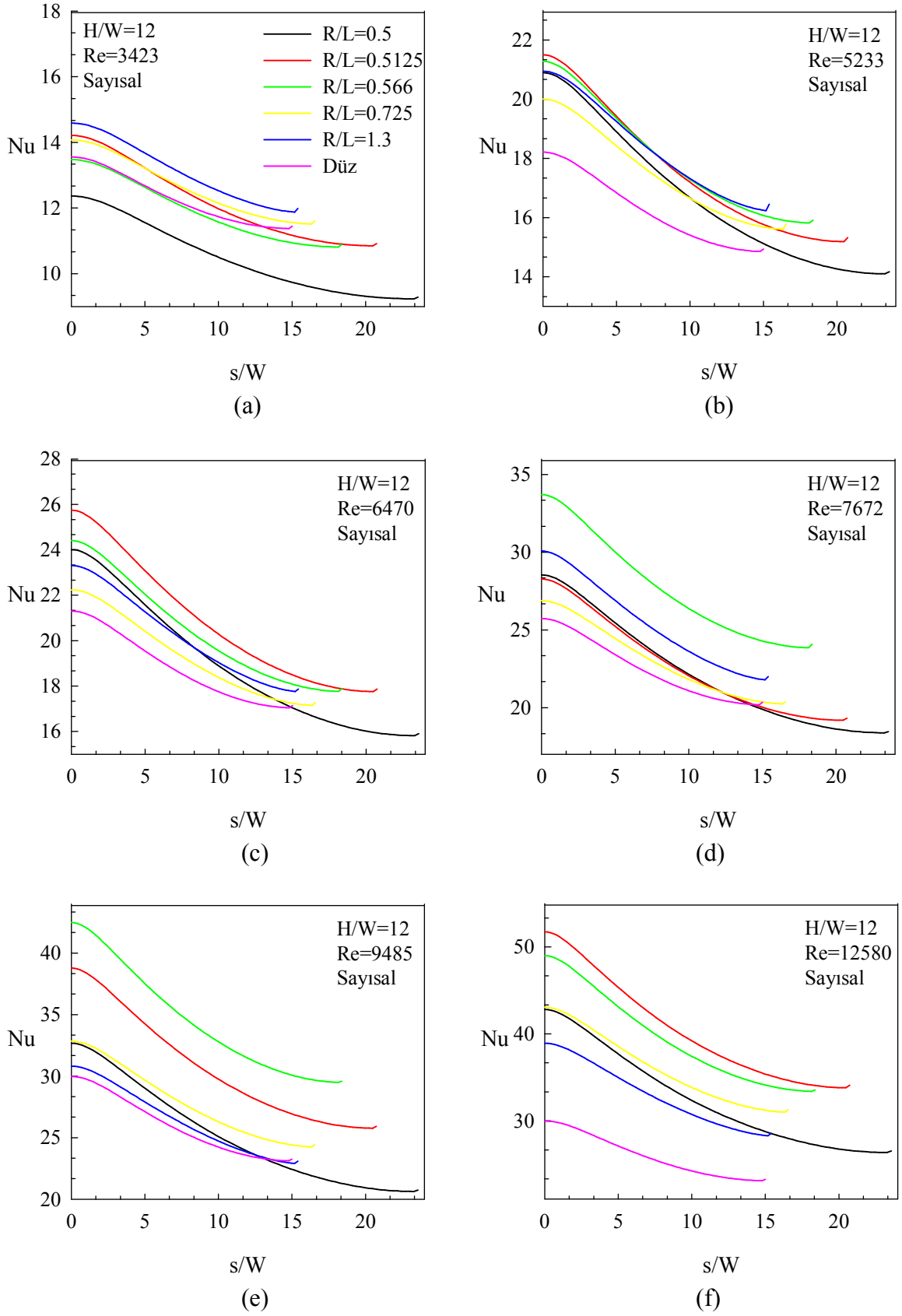
Şekil 3.173.  $H/W=6$  için yerel Nusselt sayısı dağılımının  $s/W$ 'ye bağlı değişimi (a)  $Re=3423$ , (b)  $Re=5233$ , (c)  $Re=6470$ , (d)  $Re=7672$ , (e)  $Re=9485$  ve (f)  $Re=12580$



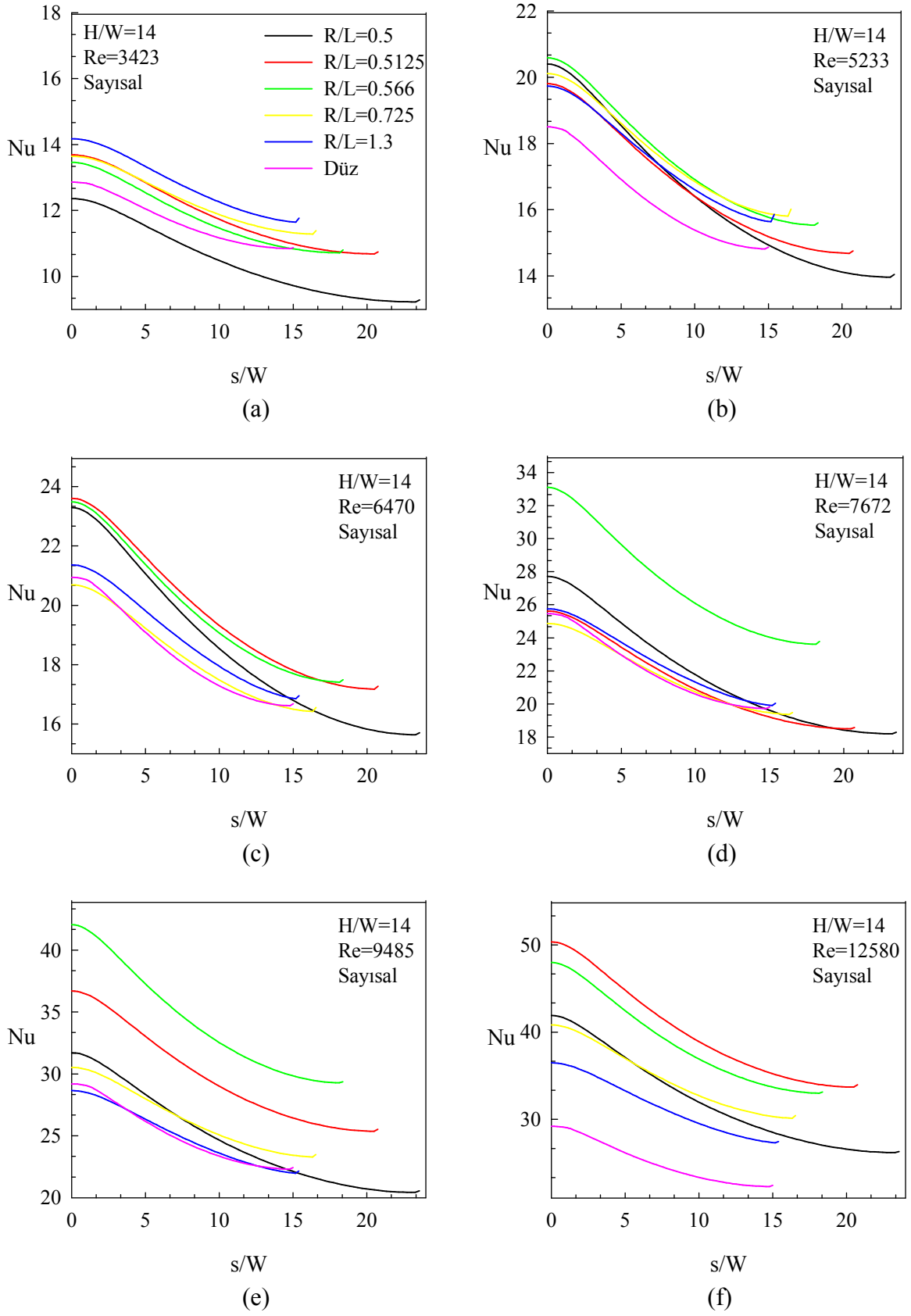
Şekil 3.174.  $H/W=8$  için yerel Nusselt sayısı dağılımının  $s/W$ 'ye bağlı değişimi (a)  $Re=3423$ , (b)  $Re=5233$ , (c)  $Re=6470$ , (d)  $Re=7672$ , (e)  $Re=9485$  ve (f)  $Re=12580$



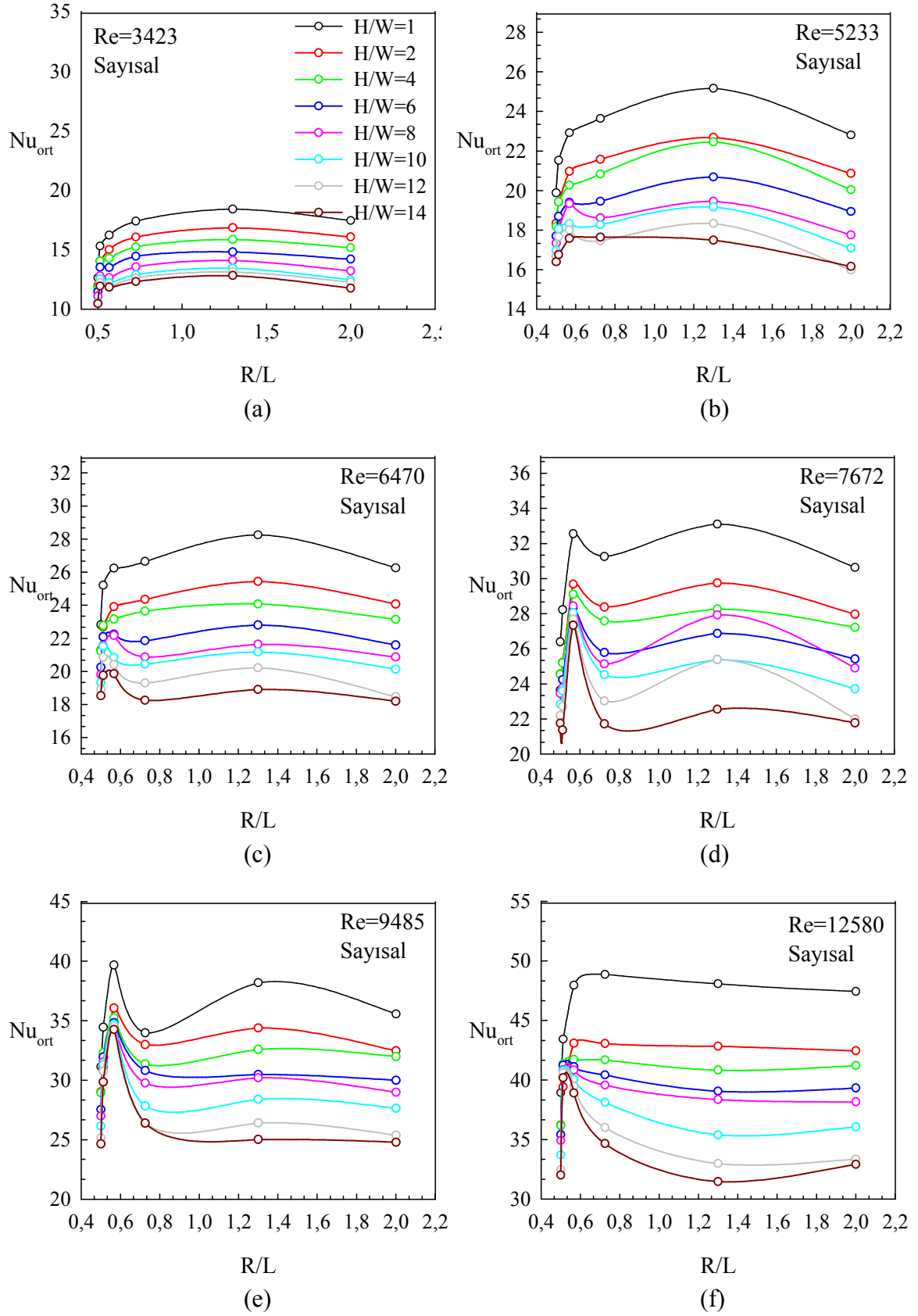
Şekil 3.175.  $H/W=10$  için yerel Nusselt sayısı dağılımının  $s/W$ 'ye bağlı değişimi (a)  $Re=3423$ , (b)  $Re=5233$ , (c)  $Re=6470$ , (d)  $Re=7672$ , (e)  $Re=9485$  ve (f)  $Re=12580$



Şekil 3.176.  $H/W=12$  için yerel Nusselt sayısı dağılımının  $s/W$ 'ye bağlı değişimi (a)  $Re=3423$ , (b)  $Re=5233$ , (c)  $Re=6470$ , (d)  $Re=7672$ , (e)  $Re=9485$  ve (f)  $Re=12580$



Şekil 3.177.  $H/W=14$  için yerel Nusselt sayısı dağılımının  $s/W$ 'ye bağlı değişimi (a)  $Re=3423$ , (b)  $Re=5233$ , (c)  $Re=6470$ , (d)  $Re=7672$ , (e)  $Re=9485$  ve (f)  $Re=12580$



Şekil 3.178. Farklı eğrilikli çarpma yüzeyleri üzerinde ortalama Nusselt sayısı değişimi (a)  $Re=3423$ , (b)  $Re=5233$ , (c)  $Re=6470$ , (d)  $Re=7672$ , (e)  $Re=9485$  ve (f)  $Re=12580$  (Sayısal)

#### 4. SONUÇLAR

Bu çalışmada, yarık lüle jet akışının düz ve aynı izdüşüm değerine sahip farklı eğrilikli beş içbükey çarpma yüzeyi üzerine çarptırılması ile yüzeyde oluşan basınç ve sabit ısı akısı sınır şartı altında Nusselt sayısı dağılımları deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir.

Deneysel çalışma kapsamında üniform hava çıkışı sağlanmak üzere iç profili 6. dereceden polinoma göre özel türetilmiş yarık jet kullanılmış, çarpma yüzeyindeki basınç ve Nusselt sayısı dağılımları belirlenmiştir. Basınç dağılımı değerleri, çarpma yüzeylerine yerleştirilen basınç prizleri yardımıyla belirlenirken Nusselt sayısı dağılımları için termal kamera ile çekilen fotoğraflar kullanılmıştır.

FLUENT paket programının kullanıldığı sayısal çalışmalar kısmında, boyutsuz basınç katsayısı ve Nusselt sayısı dağılımının belirlenmesinde sırasıyla Realizable k-ε modeli ve standart k-ε modeli iyileştirilmiş (enhanced) duvar fonksiyonu yaklaşımı ile birlikte kullanılmıştır. Deneysel ve sayısal çalışmalar ile elde edilmiş bulgular tablo ve grafikler halinde sunulmuştur. Elde edilen verilerin irdelenmesiyle aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır:

1) Tüm çarpma yüzeyleri için, farklı Reynolds sayısı ve farklı lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında maksimum boyutsuz basınç katsayısı değerinin durma noktasında meydana geldiği, çarpma yüzeyi boyunca bu değerlerin azalarak, yaklaşık  $s/W \geq 5.5-6$  değerinde atmosfer basıncı değerine yakın değerde sabit kaldığı görülmüştür.

2) Sabit Reynolds sayısında, farklı lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde tüm çarpma yüzeyleri için alınan ölçümlerden,  $H/W=1$ 'de durma noktası boyutsuz basınç katsayısı değerinin belirgin bir farkla maksimum değer aldığı,  $2 \leq H/W < 6$  mesafeleri için ise yaklaşık olarak sabit kaldığı görülmüştür.  $H/W \geq 6$  değerinde ise durma noktası boyutsuz basınç katsayısı değerlerinde belirgin basınç düşüşü gerçekleştiği gözlenmiştir.

Sabit Reynolds sayısı ve farklı lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde,  $2 \leq H/W < 6$  aralığı için ortalama olarak durma noktası basınç katsayısı değerinin 1 civarında kaldığı görülmüştür. Bu durumun çarpma yüzeyinin potansiyel çekirdek içerisine düşmesinden kaynaklandığı,  $H/W=1$  durumundaki durma noktasındaki yüksek basınç katsayısı değerlerinin ise lüle-çarpma yüzeyi mesafesinin çarpma bölgesi içerisinde kalmasından kaynaklandığı düşünülmüştür.

3) Çarpma yüzeyleri üzerindeki boyutsuz basınç katsayısı dağılımının sayısal analizinde kullanılan Realizable k- $\epsilon$  türbülans modeli ile elde edilen bütün çarpma yüzeylerinin deneysel sonuçları ile uyumlu olduğu görülmüştür. Ancak,  $H/W=1$  gibi küçük ve  $H/W=12$  ve  $14$  gibi yüksek lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında durma noktası boyutsuz basınç katsayısı değerlerinin deneysel sonuçlara göre yaklaşık %40'a varan fark ile tahmin edildiği, ancak genel davranışın birbiri ile uyumlu olduğu görülmüştür.

$2 \leq H/W \leq 8$  aralığı için ise, Realizable k- $\epsilon$  türbülans modeli ile hesaplanmış durma noktası boyutsuz basınç katsayı değerlerinin deneysel sonuçlar ile uyum içerisinde olduğu tespit edilmiştir.

4) Deneysel ısı transferi çalışmalarından bütün çarpma yüzeyleri için yerel Nusselt sayısı değişiminin boyutsuz basınç katsayısı değişimine benzer olarak durma noktasında maksimum olmak üzere, yüzey yay mesafesi boyunca azalan bir davranış sergiledikleri görülmüştür. Bütün lüle-çarpma yüzeyi mesafeleri için, maksimum Nusselt sayısı değerinin  $H/W=1$ 'de olduğu ve lüle-çarpma yüzeyi mesafesi arttıkça durma noktası değerinin azaldığı görülmüştür. Potansiyel çekirdek içerisine düşen  $H/W=2, 4, 6$  mesafelerinde ise yerel Nusselt dağılımlarının benzer davranış gösterdikleri görülmüştür.

5) Deneysel ısı transferi çalışmalarında  $H/W=1$  ve  $Re=12580$  değerleri için yerel Nusselt sayısı eğrilerinin yaklaşık  $s/W \approx 3-5$  civarında ikincil maksimum Nusselt sayısı tepeleri gösterdiği belirlenmiştir. Bunun literatürde belirtildiği gibi, çarpma yüzeyi üzerinde durma noktası civarında yön değiştiren akışın laminardan türbülansa geçişi ile açıklanabileceği düşünülmüştür.

6) Yüksek Reynolds sayısı ve düşük lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında ortaya çıkan ikincil Nusselt sayısı tepelerinin, durma noktası Nusselt sayısı değerlerinin %80-85'i kadar olduğu belirlenmiştir. Bu durumun literatür sonuçları ile uyumlu olduğu görülmüştür.

7) Bütün çarpma yüzeyleri için lüle-çarpma yüzeyi mesafesi arttıkça ortalama ve durma noktası Nusselt sayısı değerlerinin azalma eğiliminde olduğu görülmüştür.  $H/W=1-2$  lüle-çarpma yüzeyi uzaklıklarında daha belirgin olan bu durumun özellikle lülenin  $H/W=1$  mesafesinde çarpma bölgesi içerisine yerleştirilmesi ile oluşacak vortisiterler nedeniyle sınır tabakanın incilmesi ve böylece ortalama ve durma noktası Nusselt sayısının yüksek değerler almasından kaynaklandığı açıktır.

8) Sabit lüle-çarpma yüzeyi uzaklığı için artan Reynolds sayısının her bir çarpma yüzeyi üzerindeki yerel Nusselt sayısı değerlerini arttırdığı deneysel çalışmalar ile tespit edilmiştir. Literatürde bu durum incelen termal sınır tabaka kalınlığı ile açıklanmaktadır.



Aynı şekilde, artan Reynolds sayısının etkisi ortalama ve durma noktası Nusselt değerlerinde de kendini göstermiştir.

9) Düz ve farklı eğrilikli çarpma yüzeyleri için yapılmış deneysel çalışma sonuçlarından genel olarak artan eğriliğin tek başına yerel Nusselt sayısı dağılımında artış meydana getirmediği, yani aynı şartlar altında farklı eğrilikli çarpma yüzeyleri için yerel Nusselt sayısı üzerine eğrilik yarıçapı oranı etkisinin tek başına kararlı bir değişim göstermediği belirlenmiştir. Reynolds sayısı, lüle-çarpma yüzeyi uzaklığı, boyutsuz eğrilik yarıçapı değerinden farklı olarak, lüle dış geometrisinin akış bölgesinde sınırlandırıcı etki oluşturması ve akış alanı geometrisinin her bir çarpma yüzeyi için değişiyor olması da yerel Nusselt sayısı dağılımının incelenmesinde dikkate alınmalıdır.

10) Eğrilik yarıçapı değeri düşük olan (yani yüksek eğrilikli) çarpma yüzeylerinin düşük Reynolds sayısında düz çarpma yüzeyine göre daha düşük ortalama Nusselt sayısı değeri sergiledikleri, Reynolds sayısının artışı ile aynı şartlar altında düz plakaya göre bu değerlerin de iyileşme gösterdikleri görülmüştür. Artan Reynolds sayısı ile sabit lüle çarpma yüzeyi uzaklıklarında, eğrilik yarıçap değerleri yüksek olan (yani düşük eğrilikli) çarpma yüzeylerinden başlamak üzere maksimum ortalama Nusselt değerleri oluşmaya başladığı belirlenmiştir. Ancak bu çalışma kapsamında kullanılan geometrik ve akış parametreleri için eğrilik yarıçapı değeri en düşük olan çarpma yüzeylerinde düz plakaya göre daha düşük ortalama Nusselt değerleri elde edilmiştir. Bu durumun yerel Nusselt sayısı için bahsedilen lüle dış tasarımının sınırlandırma etkisi ve böylece oluşacak farklı akış alanları ile ilgili olabileceği düşünülmüştür.

11) Sayısal analiz sonuçlarından, düz çarpma yüzeyi yerel Nusselt sayısı dağılımının özellikle Reynolds sayısının ( $Re > 12580$ ) büyük değerlerinde içbükey çarpma yüzeylerine göre minimum dağılım sergilediği görülmüştür. Ayrıca, çalışılan tüm akış ve geometrik parametreler için sayısal olarak minimum yerel Nusselt sayısı dağılımının düz ya da  $R/L=0.5$  (en büyük eğrilikli) çarpma yüzeyinde olduğu belirlenmiştir.

12) Maksimum yerel Nusselt sayısı dağılımının, değişen lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde düşük Reynolds sayısı değerlerinde eğrilik yarıçapı değeri büyük olan  $R/L=1.3$  (düşük eğrilikli) çarpma yüzeyinde olduğu, artan Reynolds sayısı ile maksimum yerel Nusselt sayısı değerlerinin eğrilik yarıçapı değeri azalan  $R/L=0.725, 0.566, 0.5125$  (daha yüksek eğrilikli) içbükey çarpma yüzeylerinde oluşma eğilimi gösterdiği tespit edilmiştir.

13) Sayısal ve deneysel yerel Nusselt sayısı dağılımları karşılaştırıldığında Reynolds sayısının 3423 değerinde  $R/L=1.3$  çarpma yüzeyinin, Reynolds sayısının 7672 değerinde  $R/L=0.566$  çarpma yüzeyinin  $H/W$  lüle-çarpma yüzeyi oranına bağlı olmaksızın maksimum yerel Nusselt sayısı dağılımı sergiledikleri görülmektedir. Ayrıca,  $Re=12580$  ve lüle-çarpma yüzeyi uzaklığının  $H/W \geq 6$  değerleri için maksimum yerel Nusselt dağılımının  $R/L=0.5125$  çarpma yüzeyinde oluştuğu görülmüştür.

Genel olarak, artan Reynolds sayısı ve lüle-çarpma yüzeyi uzaklığı ile eğrilik yarıçapı değeri azalan yani daha büyük içbükey derinliğine sahip çarpma yüzeylerinde maksimum yerel Nusselt dağılımlarının oluştuğu sonucu elde edilmiştir.

14) Düşük Reynolds sayısı değerinde ( $Re=3423$  değerinde)  $R/L=0.5, 0.5125, 0.566$  ve  $0.725$  çarpma yüzeylerinin özellikle düşük  $H/W$  oranlarında düz plakaya göre düşük ortalama Nusselt değerleri gösterdiği, artan Reynolds sayısı ve lüle-çarpma yüzeyi mesafesi ile bu çarpma yüzeylerinin ortalama Nusselt değerlerinde iyileşmeler meydana geldiği görülmüştür.

Maksimum ortalama Nusselt sayısının  $Re=9485$  değeri için bütün yüksekliklerde  $R/L=0.566$ ,  $Re=12580$  değeri için düşük lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde  $R/L=0.566$ , yüksek lüle-çarpma yüzeyi mesafelerinde ise  $R/L=0.5125$  çarpma yüzeylerinde oluştuğu tespit edilmiştir.

## 5. ÖNERİLER

1. İçbükey yüzeylerde, Reynolds sayısı, lüle-çarpma yüzeyi uzaklığı, çarpma yüzeyi eğrilik değerine bağlı olarak düz çarpma yüzeylerine göre daha yüksek Nusselt sayısı değerleri elde edildiği açıktır. Bu faktörler dikkate alınarak belirli Reynolds sayısı ve lüle-çarpma yüzeyi uzaklığı için bir optimum eğrilik yarıçapı tanımlaması daha geniş parametrik çalışmalar yapılarak ortaya koyulmalıdır.
2. Çarpma yüzeyleri üzerindeki Nusselt sayısı dağılımlarının incelenmesinde lüle dış geometrisi etkisinin de dikkate alınması önemlidir. Lüle dış geometrisinin çarpma yüzeyi üzerindeki akış alanında ve dolayısıyla ısı transferinde önemli değişimlere yol açabileceği açıktır. Bu durum ayrıntılı araştırılıp oluşacak akış yapıları incelenmelidir.
3. Çarpan jet akışlarla ilgili sayısal ısı transferi çalışmalarında çarpma yüzeyi üzerinde oluşan tüm bölgeler için çalışma şartlarına bağlı olarak iyi sonuç veren ortak bir türbülans modeli tanımlanmamıştır. Bu durum dikkate alınarak türbülans modelleme üzerine çalışılabilir.

## 6. KAYNAKLAR

- Akansu, Y.E., Sarioglu, M., Kuvvet, K. ve Yavuz, T., 2008. Flow Field And Heat Transfer Characteristics In An Oblique Slot Jet Impinging on A Flat Plate, International Communications in Heat and Mass Transfer, 35, 873–880.
- Al-aqal, O.M.A., 2003. Heat Transfer Distributions on The Walls of a Narraw Channel with Jet Impingement And Cross Flow, Doktora Tezi, University of Pittsburg.
- Arjocu, S. C., 1997. Flow Structers and Heat Transfer in an Elliptic Jet Array, Doktora Tezi, Clemson University
- Ashforth-Frost, S., Jambunathan, K. ve Whitney, C.F., 1997. Velocity and Turbulence Characteristics of a Semiconfined Orthogonally Impinging Slot Jet, Experimental Thermal and Fluid Science, 14, 60-67.
- Baydar, E. ve Ozmen, Y., 2005. An Experimental and Numerical Investigation on A Confined Impinging Air Jet at High Reynolds Numbers, Applied Thermal Engineering, 25, 409–421.
- Baydar, E., 1999. Confined Impinging Air Jet at Low Reynolds Numbers, Experimental Thermal and Fluid Science, 19, 27-33.
- Behnia, M., Parneix, S., Shabany, Y. ve Durbin, P.A., 1999. Numerical Study of Turbulent Heat Transfer In Confined and Unconfined Impinging Jets, International Journal of Heat and Fluid Flow, 20, 1-9.
- Beitemal, A.H., 2000. An Investigation of Heat Transfer Characteristics in Axisymmetric and Two dimensional Impinging Jets, Doktora Tezi, Santa Clara University, Santa Clara, California.
- Chakroun, W.M., Abdel-Rahman, A.A. ve Al-Fahed, S.F., 1998. Heat Transfer Augmentation for Air Jet Impinged on A Rough Surface, Applied Thermal Engineering, 18, 1225-1241.
- Chan, T.L., 2001 a. Evaluation of viewing Angle Effect on Determination of Local Heat Transfer Coefficients on a Curved Surface Using Transient And Heated-Coating Liquid-Crystal Methods, Experiments in Fluids, 31, 447-456.
- Chan, T.L., Ashforth-Frost, S. ve Jambunathan, K., 2001 b. Calibrating for Viewing Angle Effect During Heat Transfer Measurements on A Curved Surface, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44, 2209-2223.
- Chan, T.L., Leung, C.W., Jambunathan, K., Ashforth-Frost, S., Zhou, Y. ve 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.

- Chang, S.W., Chiou, S.F. ve Chang S.F., 2007. Heat Transfer of Impinging Jet Array Over Concave-Dimpled Surface With Applications to Cooling of Electronic Chipsets, Experimental Thermal and Fluid Science, 31, 625–640.
- Chiriac, V.A. ve Ortega, A., 2002. Numerical Study of The Unsteady Flow and Heat Transfer In a Transitional Confined Slot Jet Impinging on An Isothermal Surface, International Journal of Heat and Mass Transfer, 45, 1237–1248.
- Choi, M, Yoo, H.S., Yang, G., Lee J.S. ve Sohn, D.K., 2000. Measurements of Impinging Jet Flow And Heat Transfer On A Semi-Circular Concave Surface, International Journal of Heat and Mass Transfer, 43, 1811-1822.
- Choo, K. S. ve Kim, S. J., 2010. Comparison of thermal characteristics of confined and unconfined impinging jets, International Journal of Heat and Mass Transfer, 53, 3366–3371.
- Cornaro, C., Fleischer, A.S. ve Goldstein, R.J, 1999. Flow Visualization of a Round Jet Impinging on Cylindrical Surfaces, Experimental Thermal and Fluid Science, 20, 66-78.
- Cornaro, C., Fleischer, A.S., Rounds, M., ve Goldstein, R.J, 2001. Jet Impingement Cooling Of A Convex Semi-Cylindrical Surface, Int. J. Therm. Sci. 40, 890-898.
- Çengel, Y.A., 2003 Heat Transfer-A Practical Approach (2nd Ed.), The McGraw-Hill Companies Inc. USA, 932 p.
- Dogruöz, M.B., 2005. Experimental and Numerical Investigation of Turbulent Heat Transfer Due to Rectangular Impinging Jets, Doktora Tezi, The University of Arizona.
- Eren, H. ve Celik N, 2006. Cooling of A Heated Flat Plate By An Obliquely Impinging Slot Jet, International Communications in Heat and Mass Transfer, 33, 372–380.
- Eren, H., Celik N. ve Yesilata B., 2006. Nonlinear Flow And Heat Transfer Dynamics Of A Slot Jet Impinging on A Slightly Curved Concave Surface, International Communications in Heat And Mass Transfer, 33, 364–371
- Eren, H., Yesilata B. ve Celik N., 2007. Nonlinear Flow And Heat Transfer Dynamics Of Impinging Jets Onto Slightly-Curved Surfaces, Applied Thermal Engineering, 27, 2600-2608.
- Esirgemez, E., Newby, J.W., Nott, C., Ölçmen, S.M. ve Ötügen, V., 2007. Experimental Study Of A Round Jet Impinging On a Convex Cylinder, Measurement Science and Technology, 18, 1800–1810.
- Fleischer, A.S., Kramer, K. ve Golstein, R.J., 2001. Dynamics of The Vortex Structure of a Jet Impinging on A Cortex Surface, Experimental Thermal and Fluid Science, 24, 169-175.

- Fleischer, A.S. ve Nejad, S.R., 2004. Jet Impingement Cooling of A Discretely Heated Portion of A Protruding Pedestal With A Single Round Air Jet, Experimental Thermal and Fluid Science, 28, 893–901.
- Fu, W.S., Tseng, C.C., Huang, C.P. ve Wang, K.W., 2007. An Experimental Investigation of A Block Moving Back and Forth on A Heat Plate Under a Slot Jet, International Journal of Heat and Mass Transfer, 50, 3224–3233.
- Genceli O. F., 2005, Ölçme Tekniği, Birsen Yayınevi, İstanbul
- Gilard V. ve Brizzi, L.E., 2005. Slot Jet Impinging On A Concave Curved Wall, Journal of Fluids Engineering, 127, 595-603.
- Gulati P., Vadiraj K., Prabhu S.V., 2009. Influence of the shape of the nozzle on Local Heat Transfer Distribution between smooth flat surface and impinging air jet, International Journal of Thermal Sciences, 48, 602-614
- Huang, L., 1996. Heat Transfer And Flow Visualization of Conventional And Swirling Impinging Jets, Doktora Tezi, The University of New Mexico, Albuquerque, New Mexico.
- Incropera, F. P. ve Dewitt, D.P., 2001, Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Taner Derbentli, 4.Baskı, 415-421, Literatür Yayınları.
- İşman, M.K., Pulat E., Etemoğlu, A.B. ve Can, M., 2005. Çarpan Dikdörtgen Hava Jetlerinde Akış ve Isı Transferi Karakteristiklerinin Sayısal Analizi, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 25, 1, 17-24.
- Jeng, T-Z, Tzeng, S.C. ve Liao, H.R., 2009. Flow Visualizations And Heat Transfer Measurements for A Rotating Pin-Fin Heat Sink With A Circular Impinging Jet, International Journal of Heat and Mass Transfer, 52, 2119–2131.
- Kayansayan, N. ve Küçüka, S., 2001. Impingement Cooling of a Semi-Cylindrical Concave Channel by Confined Slot Air Jet, Experimental Thermal and Fluid Science, 25, 383-396.
- Köseoğlu, M.F., 2007. Çarpan Akışkan Jetleri Kullanılarak Elektronik Elemanların Soğutulmasının Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Köseoğlu, M.F. ve Baskaya, S., 2008. The Effect of Flow Field And Turbulence on Heat Transfer Characteristics of Confined Circular And Elliptic Impinging Jets, International Journal of Thermal Sciences, 47, 1332–1346.
- Lee, C.H. ve Lim, K.B., 2007. Heat Transfer Characteristics of Turbulent Impinging Jet in Impingement Angle And Curved Surface Configuration Using Transient Liquid Crystal Method, Journal of Thermal Science and Technology, 22, 224-235.

- Lee, C.H., Lim, K.B., Lee, S.H., Yoon, Y.J. ve Sung N.W., 2007. A Study of The Heat Transfer Characteristics of Turbulent Round Jet Impinging on An Inclined Concave Surface Using Liquid Crystal Transient Method, Experimental Thermal and Fluid Science, 31, 559-565.
- Lee, D.H., Chung, Y.S. ve Kim, D.S., 1997. Turbulent Flow and Heat Transfer Measurements on A Curved Surface With A Fully Developed Round Impinging Jet, Int. J. Heat and Fluid Flow, 18, 160-169.
- Lee, D.H., Chung, Y.S. ve Kim, M.G., 1999, a. Turbulent Heat Transfer From A Convex Hemispherical Surface to A Round Impinging Jet, International Journal of Heat and Mass Transfer, 42, 1147-1156.
- Lee, D.H., Chung, Y.S. ve Won, S.Y., 1999, b. The Effect Of Concave Surface Curvature On Heat Transfer From a Fully Developed Round Impinging Jet, International Journal of Heat and Mass Transfer, 42, 2489-2497.
- Lee, D.H., Song, J. ve Jo, M.C., 2004. The Effects of Nozzle Diameter on Impinging Jet Heat Transfer and Fluid Flow, Journal of Heat Transfer, 126, 554-557.
- Li, X., Gaddis, J.L. ve Wang, T., 2005. Multiple Flow Patterns And Heat Transfer In Confined Jet Impingement, International Journal of Heat and Fluid Flow, 26, 746-754.
- Lou, Z.Q., Mujumdar, A.S. ve Yap, C., 2005. Effects of Geometric Parameters on Confined Impinging Jet Heat Transfer, Applied Thermal Engineering, 25, 2687-2697
- Mai, J.D.H., 2000. Heat Convection in a Micro Impinging Jet System, Doktora Tezi University of California, Los Angeles.
- Mehta, R.D. ve Bradshaw, P., 1979. Design Rules For Small Low Speed Wind Tunnels, Technical Notes, The Aeronautical Journal of The Royal Aeronautical Society, November, 443-449
- Mehta, R.D., 1985. Turbulent Boundary Layer Perturbed by a Screen, AIAA Journal, 23 1335-1342.
- Mladin, E.C., 1995. Instantaneous Convective Heat Transfer to Pulsating Submerged Jets, Doktora Tezi, Clemson University.
- Narayanan V., Seyed-Yagoobi, J. ve Page R.H., 2004. An Experimental Study of Fluid Mechanics And Heat Transfer In An Impinging Slot Jet Flow, International Journal of Heat and Mass Transfer, 47, 1827-1875.
- Oosthuizen, P., H. ve Naylor, D., 1999, An Introduction to Convective Heat Transfer Analysis, WCB McGraw-Hill.

- Park, T.H., Choi, H.G., Yoo, J.Y. ve Kim, S.J., 2003. Streamline upwind Numerical Simulation of Two-dimensional Confined Impinging Slot jets, International Journal Heat and Mass Transfer, 46, 251-262.
- Park, J., 2007. Jet Array Impingement Heat Transfer: Seperate Effects of Mach Number, Reynolds Number, Temperature Ratio And Hole Spacing, Doktora Tezi, The University of Utah.
- Roy, S. ve Patel P., 2003. Study of Heat Transfer for a pair of Rectangular Jets Impinging on an Inclined Surface, International Journal Heat and Mass Tranfer, 46, 411-425.
- Sahoo, D. ve Sharif, M.A.R., 2004. Numerical Modeling of Slot-Jet Impingement Cooling of A Constant Heat Flux Surface Confined By A Parallel Wall, International Journal of Thermal Sciences, 43, 877-887.
- Sargison, J.E., Walker, G.J. ve Rossi, R. 2004. Design and calibration of a wind tunnel with a two dimensional contraction, 15th Australasian Fluid Mechanics Conference.
- Senter, J. ve Sollicec, C., 2007. Flow field analysis of a turbulent slot air jet impinging on a moving flat surface, International Journal of Heat and Fluid Flow, 28, 708–719.
- Sharif, M.A.R. ve Banerjee, A., 2009. Numerical analysis of heat transfer due to confined slot-jet impingement on a moving plate, Applied Thermal Engineering, 29, 532–540.
- Sharif, M.A.R. ve Mothe K.K., 2010. Parametric Study of Turbulent Slot-Jet Impingement Heat Transfer from Concave Cylindrical Surfaces, International Journal of Thermal Sciences, 49, 428-442.
- Sheriff, H.S., 1997. Convective Heat Transfer to Arrays of Jets with and without Flow Pulsation, Doktora Tezi, Clemson University.
- Siba, E. A., Ganesa-Pillai, M., Harris, K.T. ve Haji-Sheikh A., 2003. Heat Transfer in a High Turbulence Air Jet Impinging Over a Flat Circular Disk, Journal of Heat Transfer, Vol, 125 257-265
- Souris, N., Liakos, H. ve M. Founti, 2004. Impinging Jet Cooling on Concave Surfaces, AIChE Journal, 50,8, 1672-1683.
- Şahin, F., 2008. Jet Çarpmalı Dikdörtgen Kesitli Bir Kanallın Isı Transferi Büyüklüklerinin Deneysel (TLC Metodu İle ) ve Teorik Analizi, Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.
- Tawfek, A.A., 2002. Heat Transfer Studies of The Oblique Impingement of Rounds Jets Upon a Curved Surfa, Heat and Mass Transfer, 38, 467-475.



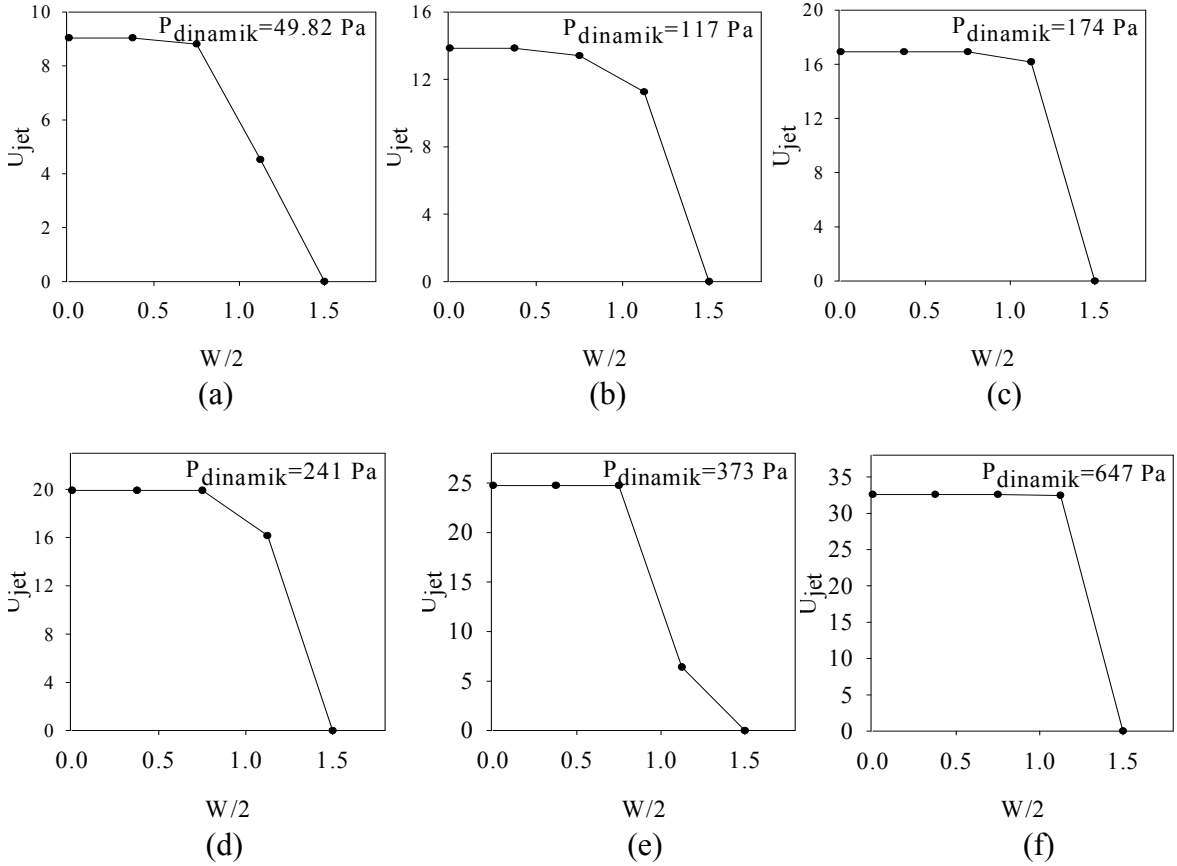
- URL-1, [http://my.fit.edu/itresources/manuals/fluent6.3/help/html/ug/main\\_pre.htm](http://my.fit.edu/itresources/manuals/fluent6.3/help/html/ug/main_pre.htm),  
Fluent User's Guide, 2006
- Wang, S.J. ve Mujumdar, A.S., 2005. A Comparative Study of Five Low Reynolds Number  $K-\epsilon$  Models for Impingement Heat Transfer, Applied Thermal Engineering, 25, 31–44.
- Wen, M.Y. ve Jang, K.J., 2003. An Impingement Cooling on A Flat Surface by Using Circular Jet With Longitudinal Swirling Strips, International Journal of Heat and Mass Transfer, 46, 4657-4667.
- Yang, G., Choi, M. ve 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.
- Yüksel, A., 2003. Study of Impinging Jet Using Fluent And Les, Project Report, Von Karman Institute For Fluid Dynamics, Belgium.
- Zu, Y. Q., Yan, Y.Y ve Maltson, J., 2009. Numerical Study on Stagnation Point Heat Transfer by Jet Impingement in a Confined Narrow Gap, Journal of Heat Transfer, 131, 094504, 1-4.

## 7. EKLER

### Ek 1. Lüle Çıkış Hızı Kontrolü

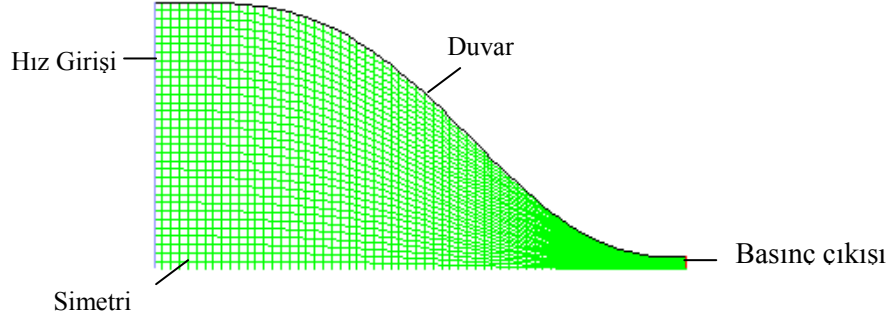
Üniform çıkış hızı sağlamak üzere iç profili özel tasarlanmış yarık lüle için çıkış hız profili deneysel ve sayısal olarak kontrol edilmiştir. Deneysel kontrolde pitot tüpü, sayısal kontrolde ise ticari paket programı FLUENT kullanılmıştır.

Deneysel kontrol için, hidrodinamik ve ısı transferi çalışmalarında kullanılan ve bilinen dinamik basınç değerleri ayarlanarak yarık lüle ağzında 9 istasyondan pitot tüpü ile basınç okuma işlemi gerçekleştirilmiştir. Dinamik basınç ifadesinden slot çıkışındaki hız değerleri belirlenmiştir. Şekil E.1’de pitot tüpü yardımıyla elde edilen yarık lüle çıkış hız profilleri verilmiştir.



Şekil E.1. Yarık lüle çıkış hız profilleri (a)  $P_d=49.82Pa$ , (b)  $P_d=117Pa$ , (c)  $P_d=174 Pa$ , (d)  $P_d=241 Pa$ , (e)  $P_d=373 Pa$  (f),  $P_d= 647 Pa$

Sayısal kontrol için, lüle iç profil geometrisi oluşturulması, bu geometride küçük kontrol hacimleri yapılandırmak üzere ağ yapısı inşası ve sınır şartlarının atanması işlemleri sırası ile gerçekleştirilmiştir. Fiziksel akış alanını tanımlamak üzere Autocad'de çizilmiş yarık lüle iç profili Gambit programına aktarılmış ve burada ağ yapısı dizaynı ve sınır şartları tanımlama işlemi gerçekleştirilmiştir. Yarık lüle çıkış hızı kontrolü için, gambitte oluşturulan grid yapısı Şekil E.2.'de verilmiştir.

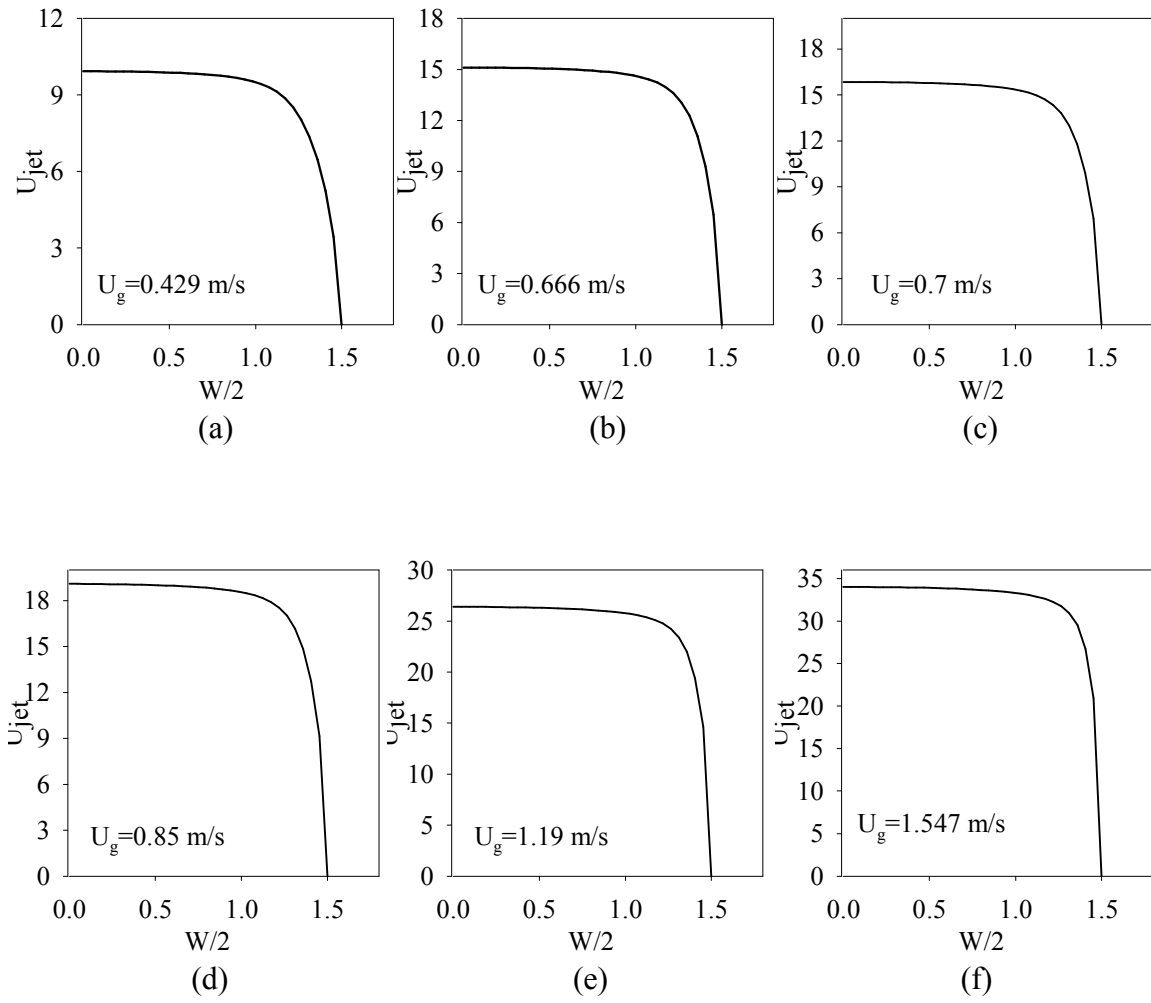


Şekil E.2. Yarık lüle profili ve grid yapısı

Yarık lüle çıkış hızı kontrolü için akışın daimi 2 boyutlu, lüle girişinde üniform hız kabulü, lüle duvarlarında kaymazlık sınır koşulu tanımlanmıştır. Kullanılan akışkan olarak hava tanımlanmış olup yoğunluk için  $1.225\text{kg/m}^3$  ve viskozite için ise  $1.7894\text{e-}5$  kg/ms olmak üzere Fluent'te varsayılan değerler kullanılmıştır. Tablo 2.4'te akış alanına atanan sınır koşulları verilmiştir.

Tablo E.1. Lüle iç profili için tanımlanmış akış alanı sınır koşulları

	Sınır Şartı	U	V
<b>Giriş</b>	Hız Girişi	$U = U_g$	$V = 0$
<b>Çıkış</b>	Basınç Çıkışı	$\frac{\partial U}{\partial x} = 0$ $\frac{\partial U}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial V}{\partial x} = 0$ $\frac{\partial V}{\partial y} = 0$
<b>Nozul Duvarı</b>	Duvar	$U = 0$	$V = 0$
<b>Simetriklik</b>	Simetri	$\frac{\partial U}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial V}{\partial y} = 0$



Şekil E.3. Yarık lüle çıkışı hız profilleri (sayısal)  $U_g=0.429$ m/s (a),  $U_g=0.666$ m/s (b),  $U_g=0.7$ m/s (c),  $U_g=0.85$ m/s (d),  $U_g=1.19$ m/s (e),  $U_g=1.547$ m/s

## ÖZGEÇMİŞ

1978'de Gümüşhane'de doğdu. 1995'de Trabzon Lisesinden mezun oldu. 2000'de Karadeniz Teknik Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü'nü bitirerek, 2003 yılında Yüksek Mühendis ünvanını aldı. 2003 yılında K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü'nde Doktora çalışmalarına başladı.

2004 yılından beri K.T.Ü. Trabzon Meslek Yüksek Okulunda Öğretim Görevlisi olarak çalışmaktadır. İyi derecede İngilizce bilmektedir.