

**T.C.
HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ESNEK-SABİT DİRENÇLERİN ISI TRANSFERİNE
ETKİSİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ**

Ahmet Doğukan KÖSEOĞLU

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMAN
Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN**

**OCAK ÇORUM
2019**

Ahmet Doğukan KÖSEOĞLU tarafından hazırlanan “Esnek-Sabit Dirençlerin Isı Transferine Etkisinin Deneysel İncelenmesi” adlı tez çalışması **07/01/2019** tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. İrfan KURTBAŞ

Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN

Dr. Öğr. Üyesi Burak KURŞUN

Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunun **10/01/2019** tarihli ve **2019/01**.. sayılı kararı ile **A. Doğukan KÖSEOĞLU**’ın ...**Makine**..... Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.


Doç. Dr. Cengiz BAYKASOĞLU
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BEYANI

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını beyan ederim.

Ahmet Doğukan KÖSEOĞLU



ESNEK-SABİT DİRENÇLERİN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Ahmet Doğukan KÖSEOĞLU

HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Ocak 2019

ÖZET

Bu tez çalışmasında, hem farklı geometrideki engeller, hem de bu engellere yerleştirilen hareketli/hareketsiz levhaların ısı transfer performansı deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada, engel geometrileri, levhaların uzunluğu (L), genişliği (w) ve test bölgesinden olan yükseklikleri (c) değiştirilmiştir. Dört farklı engel geometrisi, üçgen kesitli engel (U-KE), silindir kesitli engel (S-KE), dörtgen kesitli engel (D-KE) ve yarım silindir kesitli engel (YS-KE) kanal girişine yerleştirilmiştir. Ölçümlerde Reynolds sayısı 4983-34878 aralığında değiştirilmiştir. Isı transferi sonuçları termal görüntüleme tekniği kullanılarak elde edilmiştir. Taguchi deneysel dizayn metodu kullanılarak tasarım parametrelerinin optimum değerleri belirlenmiş, belirlenmiş olan parametrelere bağlı olarak deneysel çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmada, Taguchi yöntemini kullanılarak hareketli/hareketsiz levhaların ısı transferini ve basınç kaybını etkileyen altı deneysel parametre analiz edilmiştir. Böylece, Deney tasarımı için bu parametrelerden oluşan L16 ($4^4 \times 2^2$) ortogonal diziler seçilmiştir. Sabit-hareketli plakalı kanalda tüm türbülans akış şartlarında Nusselt sayısında, boş kanala göre 1,16 ile 1,64 kat artış olduğu görülmüştür. Sonuç olarak, en iyi ısı transferi artırımı, $Re=29.000$, D-KE, $L=100\text{mm}$, $w=45\text{mm}$, $c=1\text{mm}$ ve hareketli levhada elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Hareketli/hareketsiz levha, ısı görüntüleme, Engel tipi, Isı transferi

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF FLEXIBLE-FIXED OBSTACLE EFFECTS ON THE HEAT TRANSFER

Ahmet Doğukan KÖSEOĞLU

HITIT UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

January 2019

ABSTRACT

In this thesis, the heat transfer performance of both the obstacles in different geometries and the flexible-fixed plates placed in these obstacles were investigated experimentally. The obstacles geometries, flexible-fixed plate's lengths (L), widths (w) and heights from the test region (c) were changed. The four different obstacle geometries, the triangular shaped obstacle (U-KE), the cylindrical shaped obstacle (S-KE), the quadrangle shaped obstacle (D-KE) and the half-cylinder shaped obstacle (YS-KE) are located in the channel entrance. The Reynolds number in the measurements was changed between 4983-34.878 Heat transfer results were obtained by using thermal imaging technique. Optimum values of design parameters were determined by using Taguchi experimental design method and experimental studies were performed depending on the determined parameters. Six experimental parameters that influence the heat transfer and pressure loss with flexible-fixed plates were analyzed using the Taguchi method. Thus, L16 ($4^4 \times 2^2$) orthogonal sequences consisting of these parameters were selected for the experimental design. Results showed that the inclusion of flexible-fixed plates in the channel enhanced the flow unsteadiness and turbulence levels, leading to Nusselt number enhancement by as high as 1,16 to 1,64 times smooth channel levels. As a result, the best heat transfer augmentation was obtained with the $Re=29.000$, D-KE, $L=100\text{mm}$, $w=45\text{mm}$, $c=1\text{mm}$ and flexible plate.

Keywords: Flexible-fixed plates, Thermal imaging, Obstacle type, Heat transfer

TEŞEKKÜR

Bu alıőmanın gerekleőtirilmesinde, değerli bilgi ve gürőőlerini benimle paylaőan kıymetli zamanını ayırıp her turlü katkıyı sağlayan yardımcı olan değerli danıőmanım Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN'a en içten dileklerimi sunarım.

Tez savunma jürimde bulunan değerli hocalarım Prof. Dr. İrfan KURTBAŞ ve Dr. Öğr. Üyesi Burak KURŞUN'a sonsuz teşekkür ederim.

Yalnızca yüksek lisans tezimin hazırlanması aşamasında değil, her zaman yanımda olan ve beni destekleyen aileme, sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	v
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	vii
İÇİNDEKİLER.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
RESİMLER DİZİNİ.....	xvi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xviii
1.GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	3
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	15
3.1. Deney Düzeneginin Tanıtılması.....	15
3.1.1. Test bölümü.....	17
3.1.2. Engeller.....	17
3.1.3. Isıtma yüzeyini gerdirme mekanizması.....	20
3.1.4. Doğru akım (DC) güç kaynağı.....	21
3.1.5. Termal kamera.....	22
3.1.6. Fan.....	23
3.1.7. Frekans kontrol cihazı.....	24
3.1.8. Anemometre ve basınç ölçüm cihazı.....	25
3.1.9. Isıl çiftler.....	28

Sayfa

3.2. Taguchi Deneysel Dizayn Metodu İle Optimizasyon İçin Deney Planı	30
3.3. Veri Analizi	35
3.4. Deneysel Belirsizlikler	37
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA	39
4.1. Taguchi Deneysel Dizayn Sonuçları	39
4.2. Deneysel Sonuçlar	45
4.2.1. Sıcaklık dağılımları	47
4.2.2. Isı transfer analizi	68
4.2.3. Sürtünme faktörü	89
4.2.4. Isıl performans faktörü	97
4.2.5. Isı transferinde artış analizi	106
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	115
KAYNAKLAR	117
EKLER	122
ÖZGEÇMİŞ	126

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Basınç ölçerin teknik özellikleri	28
Çizelge 3.2. Deneysel çalışmada incelenen parametreler ve değerleri	33
Çizelge 3.3. Seçilen L16(4 ⁴ x2 ²) Deney planı.....	33
Çizelge 3.4. Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler	38
Çizelge 4.1. Seçilen L16(4 ⁴ x2 ²) ortogonal dizi ve snr değerleri.....	40
Çizelge 4.2. Nusselt sayısı için faktöriyel etkisi ve katkı oranı	41
Çizelge 4.3. Sürtünme faktörü için faktöriyel etkisi ve katkı oranı	41
Çizelge 4.4. Isıl performans faktörü için faktöriyel etkisi ve katkı oranı	42
Çizelge 4.5. Deneylere ait optimum şartlar ve performans değerleri	42
Çizelge 4.6. Deney isimlerinin kısaltmaları.....	48
Çizelge 4.6. (Devam) Deney isimlerinin kısaltmaları.....	49
Çizelge 4.6. (Devam) Deney isimlerinin kısaltmaları.....	50

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Engel çeşitleri	18
Şekil 3.2. Kanal geometrik şekli.....	20
Şekil 3.3. Paslanmaz çelik folyo yüzeyi üzerindeki ısı transfer değişimi	35
Şekil 4.1. Parametrelerin Nusselt sayısı üzerine etkileri	43
Şekil 4.2. Parametrelerin sürtünme faktörü üzerine etkileri	43
Şekil 4.3. Parametrelerin ısı performans faktörü üzerine etkileri.....	43
Şekil 4.4. Boş kanal için (a) sürtünme faktörünün (b) Nusselt sayısını doğrulaması	47
Şekil 4.5. Hareketli/hareketsiz levhalı kanalda ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (a) Deney-1, (b) Deney-2, (c) Deney-3, (d) Deney-4	69
Şekil 4.6. Hareketli/Hareketsiz Levhalı Kanalda Ortalama Nusselt Sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (a) Deney-5, (b) Deney-6, (c) Deney-7, (d) Deney-8, (e) Deney-9, (f) Deney-10	70
Şekil 4.7. Hareketli/Hareketsiz Levhalı Kanalda Ortalama Nusselt Sayısının Reynolds Sayısı İle Değişimi (a) Deney-11, (b) Deney-12, (c) Deney-13, (d) Deney-14, (e) Deney-15, (f) Deney-16	71
Şekil 4.8. Deney-1 İçin, Yerel Nusselt Sayısının Boyutsuz x/D_h Mesafesine Göre Değişimi (a) $Re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $Re=34.878$, $Y/D_h=0,25$	72
Şekil 4.9. Deney-2 İçin, Yerel Nusselt Sayısının Boyutsuz x/D_h Mesafesine Göre Değişimi (a) $Re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $Re=34.878$, $y/D_h=0,25$	73
Şekil 4.10. Deney-3 İçin, Yerel Nusselt Sayısının Boyutsuz x/D_h Mesafesine Göre Değişimi (a) $Re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $Re=34.878$, $y/D_h=0,25$	74
Şekil 4.11. Deney-4 İçin, Yerel Nusselt Sayısının Boyutsuz x/D_h Mesafesine Göre Değişimi (a) $Re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $Re=34878$, $y/D_h=0,25$	75
Şekil 4.12. Deney-5 İçin, Yerel Nusselt Sayısının Boyutsuz X/D_h Mesafesine Göre Değişimi (a) $Re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $Re=34.878$, $y/D_h=0,25$	76

Şekil	Sayfa
Şekil 4.13. Deneş-6 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $re=34.878$, $y/D_h=0,25$	77
Şekil 4.14. Deneş-7 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $re=34.878$, $y/D_h=0,25$	78
Şekil 4.15. Deneş-8 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $re=34.878$, $y/D_h=0,25$	79
Şekil 4.16. Deneş-9 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $re=34.878$, $y/D_h=0,25$	80
Şekil 4.17. Deneş-10 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $re=34.878$, $y/D_h=0,25$	81
Şekil 4.18. Deneş-11 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $re=34.878$, $y/D_h=0,25$	82
Şekil 4.19. Deneş-12 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $re=34.878$, $y/D_h=0,25$	83
Şekil 4.20. Deneş-13 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $re=34.878$, $y/D_h=0,25$	84
Şekil 4.21. Deneş-14 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $re=34.878$, $y/D_h=0,25$	85
Şekil 4.22. Deneş-15 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $re=34.878$, $y/D_h=0,25$	86
Şekil 4.23. Deneş-16 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $re=34.878$, $y/D_h=0,25$	87
Şekil 4.24. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (a) Deneş-1, (b) Deneş-2.....	89
Şekil 4.25. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (a) Deneş-3, (b) Deneş-4.....	90
Şekil 4.26. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (a) Deneş-5, (b) Deneş-6.....	91
Şekil 4.27. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (a) Deneş-7, (b) Deneş-8.....	92

Şekil	Sayfa
Şekil 4.28. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (a) Deney-9, (b) Deney-10.....	93
Şekil 4.29. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (a) Deney-11, (b) Deney-12.....	94
Şekil 4.30. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (a) Deney-13, (b) Deney-14.....	95
Şekil 4.31. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (a) Deney-15, (b) Deney-16.....	96
Şekil 4.32. Deney-1 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi	98
Şekil 4.33. Deney-2 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi	98
Şekil 4.34. Deney-3 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi	99
Şekil 4.35. Deney-4 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi	99
Şekil 4.36. Deney-5 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi	100
Şekil 4.37. Deney-6 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi	100
Şekil 4.38. Deney-7 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi	101
Şekil 4.39. Deney-8 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi	101
Şekil 4.40. Deney-9 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi	102
Şekil 4.41. Deney-10 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi	102
Şekil 4.42. Deney-11 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi	103

Şekil	Sayfa
Şekil 4.43. Deneş-12 için ısıl performans faktörünün Reynolds sayısına ile değişimi	103
Şekil 4.44. Deneş-13 için ısıl performans faktörünün Reynolds sayısına ile değişimi	104
Şekil 4.45. Deneş-14 için ısıl performans faktörünün Reynolds sayısına ile değişimi	104
Şekil 4.46. Deneş-15 için ısıl performans faktörünün Reynolds sayısına ile değişimi	105
Şekil 4.47. Deneş-16 için ısıl performans faktörünün Reynolds sayısına ile değişimi	105
Şekil 4.48. Isı transfer artış faktörünün (Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneş 1)	106
Şekil 4.49. Isı transfer artış faktörünün (Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneş 2)	107
Şekil 4.50. Isı transfer artış faktörünün (Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneş 3)	107
Şekil 4.51. Isı transfer artış faktörünün (Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneş 4)	108
Şekil 4.52. Isı transfer artış faktörünün (Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneş 5)	108
Şekil 4.53. Isı transfer artış faktörünün (Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneş 6)	109
Şekil 4.54. Isı transfer artış faktörünün (Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneş 7)	109
Şekil 4.55. Isı transfer artış faktörünün (Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneş 8)	110
Şekil 4.56. Isı transfer artış faktörünün (Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneş 9)	110
Şekil 4.57. Isı transfer artış faktörünün (Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneş 10)	111

Şekil	Sayfa
Şekil 4.58. Isı transfer artış faktörünün (Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deney 11)	111
Şekil 4.59. Isı transfer artış faktörünün (Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deney 12)	112
Şekil 4.60. Isı transfer artış faktörünün (Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deney 13)	112
Şekil 4.61. Isı transfer artış faktörünün (Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deney 14)	113
Şekil 4.62. Isı transfer artış faktörünün (Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deney 15)	113
Şekil 4.63. Isı transfer artış faktörünün (Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deney 16)	114

RESİMLER DİZİNİ

Resim	Sayfa
Resim 3.1. Deney düzeneğinin genel görünümü	16
Resim 3.2. Test bölümü genel görünüşü.....	17
Resim 3.3. Kanal içinde (a) hareketli levha (b) hareketsiz levha yerleştirilmesi.....	19
Resim 3.4. Folyo gerdirme sistemi	21
Resim 3.5. Dc güç kaynağı	22
Resim 3.6. Dc güç kaynağının bağlantı elemanları.....	22
Resim 3.7. Termal kamera	23
Resim 3.8. Fan ve esnek boru sisteminin görüntüsü.....	24
Resim 3.9. Frekans kontrol cihazı.....	25
Resim 3.10. Anemometre.....	26
Resim 3.11. Esnek bağlantı lastiği	26
Resim 3.12. Basınçölçer.....	27
Resim 3.13. Basınç propları	27
Resim 3.14. Dijital termometre.....	29
Resim 3.15. K tipi ısı çift	29
Resim 4.1. Boş kanal ($Ar=1$) için sıcaklık konturları (A).....	51
Resim 4.2. U-KE_ L=50_ W=10_ C=1mm için sıcaklık konturları (B)	52
Resim 4.3. U-KE_ L=100_ W=20_ C=1mm için sıcaklık konturları (C).....	53
Resim 4.4. U-KE_ L=150_ W=30_ C=4 mm için sıcaklık konturları (D)	54
Resim 4.5. U-KE_ L=200_ W=45_ C=4 mm için sıcaklık konturları (E).....	55
Resim 4.6. YS-KE_ L=100_ W=30_ C=4 mm için sıcaklık konturları (F).....	56

Resim	Sayfa
Resim 4.7. YS-KE_ L=50_W=45_C=4 mm için sıcaklık konturları (G).....	57
Resim 4.8. YS-KE_ L=200_W=10_C=1 mm için sıcaklık konturları (H).....	58
Resim 4.9. YS-KE_ L=150_W=20_C=1 mm için sıcaklık konturları (I).....	59
Resim 4.10. D-KE_ L=150_W=45_C=1 mm için sıcaklık konturları (J).....	60
Resim 4.11. D-KE_ L=200_W=30_C=1 mm için sıcaklık konturları (K).....	61
Resim 4.12. D-KE_ L=50_W=20_C=4 mm için sıcaklık konturları (L).....	62
Resim 4.13. D-KE_ L=100_W=10_C=4 mm için sıcaklık konturları (M).....	63
Resim 4.14. S-KE_ L=200_W=20_C=4 mm için sıcaklık konturları (N).....	64
Resim 4.15. S-KE_ L=150_W=10_C=4 mm için sıcaklık konturları (O).....	65
Resim 4.16. S-KE_ L=100_W=45_C=1 mm için sıcaklık konturları (P).....	66
Resim 4.17. S-KE_ L=50_W=30_C=1 mm için sıcaklık konturları (R).....	67

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler	Açıklama
AR	Çerçeve oranı
B	Kanal genişliği
c	Hareketli levhanın yerden yüksekliği
D_h	Hidrolik çap
f	Sürtünme faktörü
h	Ortalama ısı transferi katsayısı
H	Kanal yüksekliği
L_c	Kanal uzunluğu
I	Akım
k	Havanın ısı iletim katsayısı
L	Deforme olmamış hareketli levhanın uzunluğu
M^*	Kütle oranı
Nu	Nusselt sayısı
Nu_{ort}	Ortalama Nusselt sayısı
Pr	Prandtl sayısı
Q	Isı transferi
Re	Reynolds sayısı
T	Sıcaklık
U	Ortalama hız
V	Voltaj
ΔP	Basınç değişimi
η	Isıl performans faktörü
ν	Kinematik viskozite
ρ	Akışkan yoğunluğu
ρ_s	Hareketli parçanın kalınlığı
ρ_f	Havanın yoğunluğu
x/D_h	Boylamasına boyutsuz mesafe

Simgeler	Açıklama
y/D_h	Enlemesine boyutsuz mesafe

Kısaltmalar	Açıklama
U-KE	Üçgen kesitli engel
S-KE	Silindir kesitli engel
D-KE	Dörtgen kesitli engel
YS-KE	Yarım silindir kesitli engel



1.GİRİŞ

Endüstriyel bir alanlarda yapılan çalışmalarda ısı transfer artışını sağlamak önemli bir sorundur. Gelişen teknolojiyle birlikte özellikle elektronik sistemlerin günden güne yaygınlaşması, boyutlarının küçülmesi gibi nedenlerden dolayı bu sistemlerin ısınıp olumsuz bir durum yaratmaması için soğutulmasına ihtiyaç doğmaktadır. Bu amaçla araştırmacılar endüstriyel alanda enerjiyi daha verimli daha etkin kullanabilecek sistemler tasarlamakta veya mevcut sistemler için iyileştirme geliştirme çalışmaları yapmaktadır.

Enerjinin daha etkili ve verimli bir şekilde kullanılmasına bugün için alternatif bir enerji kaynağı olarak yaklaşılmaktadır. Bu kapsamda endüstrinin her alanında kullanılan ısı değiştiricilerde ısı transferini iyileştirmeye yönelik çalışmalarda önemli ölçüde kaynak bulunmuştur. Isı transferini iyileştirmenin farklı yolları vardır pasif aktif ve karma olmak üzere üç yol mevcuttur. Pasif yöntemler de dış güç kullanılmaz dönmeli akış cihazları, pürüzlü yüzeyler bor içine yerleştirilen parçalar örnek verilebilir. Aktif yöntemler ise bunlardan farklı olarak dış güç kaynağı kullanılan sistemlerdir. Karıştırıcılar, akışkan titreşimi örnek verilebilir. Karma yöntem ise hem aktif hem pasif yöntemlerin beraber kullanıldığı yöntemlerdir.

Kanal girişine farklı geometrik engeller (üçgen-silindir-dörtgen-yarım silindir) bulunmaktadır. Bu engellere hareketli ve hareketsiz levhalar eklenerek ısı transferi etkileri incelenmiştir.

Taguchi deneysel metot kullanılarak yapılmış olduğumuz çalışmada farklı kesitlerde engeller ve farklı genişlik ve uzunluklara sahip hareketli/hareketsiz levhalar yerleştirilerek ısı transferine olan etkileri incelenmiştir. Deney de kullanmış olduğumuz parametreler; Reynolds sayısı, engel tipi, engelin yerden yüksekliği, levha uzunluğu ve levha genişliği, olmuştur. Bu parametreler dikkate alınarak kanal içerisinde engel yerleştirilerek yerel ve ortalama Nusselt sayıları deneysel olarak incelenmiştir.

İnceleme sonunda ısıtılan test alanında hesaplanan Nusselt sayılarının parametrelere bağılı olarak boş kanala göre önemli bir derecede artış gösterdiği görülmüştür. Buna bağılı olarak kanal içerisine koyulmuş olan engelin, cismin boyutunun ve konumunun ısı transferinde etkili olduğu görülmüştür.

Yapmış olduğumuz çalışmadaki amacımız kanal içerisine farklı kesitlerde engeller ve farklı uzunluk ve genişlikte levhalar koyarak bu parametrelerin ısı transferine ve sürtünme faktörüne olan etkisini incelemektir. Literatür çalışmaları incelendiğinde, hareketli levhaların kullanımı alternatif ısı transfer artırımı tekniği olarak kullanımı literatürde geniş bir çalışma bulunmamaktadır. Bu yüzden yapılmış olan çalışmanın literatüre önemli bir katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

Literatür incelendiğinde farklı kanal kesit geometrileri ve kanal içinde farklı geometrilere engel kullanımı ile ilgili deneysel ve nümerik çalışmalar olduğu tespit edilmiştir. Bu çalışmalar ana hatlarıyla aşağıda özetlenmiştir.

Agrawal ve ark. (2015), yapmış oldukları çalışmada kanalın duvarına belirli engeller koyarak ısı transfer değişimini araştırmışlardır. Duvarın engelli ve engelsiz hallerini lazer aracılığı ile gereken ölçümler yapılmış olup düz duvar ile karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak ısı transfer veriminin düz duvara göre %4-%7 artış gösterdiği görülmüştür. Engellerin yere yakın olduğu durumlarda ısı transferi katsayısında %4-%5 oranında azalma görülmüştür.

Beskok ve ark. (2012), yapmış oldukları çalışmada dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine dairesel biçimli engeller koyarak bu engelleri belirli açılarla döndürülerek ısı transferine olan etkileri incelenmiştir. Deney boyunca Reynolds sayısı 100 olup sabit tutulmuştur. Sonuç olarak engellerin kanala farklı açılarla yerleştirilmesi Nusselt sayısının artışına neden olmuştur.

Cheraghi ve ark. (2014), yapmış oldukları çalışmada kanal akışının ısı geçişini iyileştirmesi üzerine silindir yakınlığının duvara olan etkisi incelenmiştir. Çalışmada Reynolds sayısı (Re)=100, Prandtl sayısı (Pr)=(0,1-10 blokaj oranı) (D/H)=1/3 sonuçlar baktığımızda engel kanal ortasına yerleştirildiğinde kanal duvarlarından maksimum ısı katarımı sağlandığı görülmüştür. Tabana doğru yerleştirildiğinde ise ısı transferi ve basınç düşüşüne yol açmaktadır. Silindir kullanılması gaz akışı için olumlu olduğu görülmektedir. En uygun Prandtl sayısı (0,1-1) arası olduğunu görmüşlerdir.

Doğan ve ark. (2006), yapmış oldukları çalışmada dikdörtgen bir kanalın içerisine üst ve alt yüzeylerine koymuş oldukları ısı kaynaklarının ısı transferine olan katkıları incelemiştir. Kanal en boy oranı (AR)=(2-4-10) değerleri kullanılmıştır. Sonuç

olarak yüzey sıcaklıkları ve Nusselt sayıları elde edilmiştir, Grashof sayısının artmasıyla üst ve alt ısıtıcı yüzey sıcaklıklarının arttığı görülmüştür. $AR=2$ olduğu durumda üst ısıtıcıların ortalama yüzey sıcaklıkları alt ısıtıcıların sıcaklığından daha yüksek olduğu görülmüştür Grashof sayısı yüksek değerler için üst ısıtıcı sıcaklığı çok büyük değer olduğu görülmüştür.

Çalışkan (2014), yapmış olduğu çalışmada dikdörtgen kanal içerisinde iki farklı şekil dikdörtgen ve üçgen girdap üreticiler yardımıyla ısı transferi değişimini incelemiştir. Girdap üretici kanal boyunca olan kanatçıktan ($15^\circ-45^\circ-75^\circ$) olacak şekilde çıkarılmıştır. Reynolds sayısı hidrolik çapa göre 3288-37.817 olduğu aralıkta kanatçık yüksekliği (h), kanatçık aralığı (s), $s/h=0,59$ kanal yüksekliği (H), $h/H=0,6$ için ölçümler yapılmıştır. Sonuç olarak ısı transferlerinde %23-%55 arasında iyileşme görmüştür.

Gül ve ark. (2006), yaptıkları deneysel çalışmada dikdörtgen kesitli kanal içerisine ısıtma test bölgesi önüne kanal boyunca akış yönüne dik ve kanal yüzeyin paralel kare kesitli bir engelin ısı transferine olan etkileri ve sürtünme kayıpları incelenmiştir. Reynolds değerleri deney boyunca (3000-15.000) arası kabul edilmiştir. Reynolds sayısının yatay ve düşey doğrultuda engelin konumu ve boyutlarının ısı transferi üzerinde olumlu etki ettiği ve maksimum ısı transferi elde edildiği optimum parametreler tespit edilmiştir. Sonuç olarak ısı transferinde %142 artış görülmüştür ancak sürtünme kayıplarında %200 artış ortaya çıkmıştır.

Ahmed ve ark. (2015), yapmış olduğu çalışmada kombine girdap üretici ve nano sıvılar (AL_2O_3) kullanarak eş kenar üçgen kesitli bir kanalda ısı transferine ve akışkan özelliklerine bakmışlardır. Yapılan sayısal ve deneysel çalışmalar sonucun kullanılması ısı transferinde önemli bir artışa neden olduğu görülmektedir.

Alamgholilou ve Esmaezilzadeh. (2012), yapmış oldukları çalışmada dikdörtgen kesitli bir kanal içerisinde ısı transfer artışını incelemiştirler kanala engeller yerleştirerek engellerin Reynolds değerleri ve laminer akış (500-2000), türbülans

akış (2000-4500) değerleri arasında alınmıştır. Bu akışın hidrodinamik ve ısı davranışı korona rüzgârı ile aktif pasif ve bileşik yöntemler ile incelenmiştir. Sonuçlara baktığımızda genel olarak ısı transfer artışının %1,6-%13 olduğu görülmüştür.

Barik ve ark. (2012), yapmış oldukları çalışmada farklı çıkıntılı yüzeylere sahip boyutları küçük dikdörtgen kesitli bir kanal içerisinde ısı transferini ve hidrodinamik performans değişimlerini incelemiştir. Üçgen, yamuk ve dikdörtgen olmak üzere üç yüzey kullanılmış olup en verimli sonuçların üçgen yüzeyde meydana geldiği diğerlerine göre daha fazla ısı aktarımı sağlandığı görülmüştür.

Bilen ve ark. (2001), yapmış oldukları deneysel çalışmada dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine dikdörtgen kesitli engeller yerleştirilerek ısı transferine etkisi Taguchi dizayn metodu kullanılarak incelemiştir. Çalışmada Reynolds (Re) değeri=(1520-4520), engel aralığı (0° - 45°) aralığında alınmıştır. İki engel orta noktaları arası mesafe ($S_x=S_y$)=(3,33-4,33) mm aralığındadır. Sonuç olarak en verimli parametrelerin Reynolds ve engel açısı olduğu görülmüştür. Taguchi yönteminin bu tür bir çalışmayla uygun deneysel sonuç ile çok uygun olduğu görülmüştür.

Fu ve Tang. (2004), yapmış oldukları çalışmada kanalın taban yüzeyine ısıtılmış bloklar koyarak salınım dairesel kesitli engelin ısı transferine olan etkisi Lagrange Euler denklemleriyle incelenmiştir. Sonuçlara baktığımızda ısıtılmış bloklardan gelen ısı transferlerinin silindirin salınım frekansı kilit bölgede olduğu için dikkate değer bir şekilde arttığını göstermektedir.

Güneş ve ark. (2011), yapmış oldukları deneysel çalışmada, dairesel kesitli kanal içerisine sarmal engeller koyarak ısı transfer etkisini, Taguchi dizayn metodu kullanarak gözlemlemiştir. Çalışmanın amacı maksimum ısı transferi (Nusselt) ve minimum basınç düşüşü (sürtünme faktörü) ulaşmaktır. Deneysel plan $L9(3^4)$ ortogonal bir dizi seçilmiştir. En iyi sonuçlar A2B1C1D4 ve A4B1C4D3 dizilerinde görülmüştür.

Chang ve ark. (2010), yapmış oldukları çalışmada pürüzlü ve çukurlu alana sahip dört altıgen kanal için Nusselt sayısı (Nu) dağılımları ve basınç düşme katsayıları (f) ölçümleri ve ısı performansları incelemişlerdir. Reynolds sayısını 9000-30.000 arasında almışlardır. Sonuç olarak en iyi durumun iç bükey ve dış bükey duvarlı kanalda olduğunu görmüşlerdir.

Chatterjee (2012), yapmış oldukları çalışmada kanal içerisine yerleştirmiş oldukları silindir ve kare engellerin arkasındaki girdap oluşumunu düşük seviyede Reynolds değerleri (10-40) ve Richardson sayısı (0-2) incelenmiştir. Yapılan çalışmada amaç girdap oluşumunun başlangıcı için termal akış parametrelerinin (Richardson sayısı) kritik değerlerini bulabilmektir. Yapılan çalışma sonunda silindir ile yapılan çalışmada (Ri) sayısının Reynolds (Re) sayısının artması sonucu azaldığı görülmüştür.

Chamoli (2015), yapmış olduğu çalışmada dikdörtgen kanal içerisine V kesitli delikli engeller koyarak Taguchi deneysel tasarım yöntemi kullanarak incelemişlerdir. Bu yöntemde Nursel sayısı ve sürtünme faktörü performans katsayısı olarak kabul edilmiştir. Yapılan çalışmada L16(4⁴) ortogonal dizisi kullanılmıştır. Çalışmada dikdörtgen kanal için minimum basınç ve maksimum Nusselt sayısı hedeflenmektedir. En iyi sonuçların A2B2C1D4 ve A4B1C4D3 dizilerinde elde edilmiştir.

Gutierrez ve ark. (2015) blok ısıtıcıları ve kavisli akış deflektörleri yerleştirilmiş paralel plakalardan oluşan yatay bir kanaldaki ısı transferi etkisini incelemişlerdir. Deflektörlerin temel işlevi akışın bir kısmını bloklar arasında boşluğa yönlendirmek, bu alandaki akışkan hareketlerinin artırmak ve sıkışan akışkanı çıkarmaktır. Yapılan çalışmada amaç minimum basınç düşüşü maksimum Nusselt veya bunlar arasında bağlantıları belirlemektir. Çalışmalar sonunda farklı geometrik faktörlerin ısı transferi üzerinde önemli bir etken olduğu görülmüştür.

Hussam ve Sheard (2013), yapmış oldukları çalışmada dikdörtgen kesitli kanal içerisine farklı dairesel engeller yerleştirilerek Hartmann sayısına bağlı ısı akışları gözlemlemiştirlerdir. Çalışmada farklı Reynolds değerleri kullanılmış olup, engellerin G/D oranları (0,19-4,5) aralığındadır. Bu çalışmada engellerin kanal yüzeyinden yüksekliği göz önünde bulundurulmuştur. Sonuç olarak ısı transferini etkilediği görülmüştür. Dairesel engelin kanalın tam orta noktasına yerleştirildiğinde ise ısı transferinde %48 artış görülmüştür.

Jubran ve ark. (1996) yapmış oldukları çalışmada yatay bir kanal içerisine yerleştirilen farklı geometrik engellerin ısı transferi katsayısı ve basınç düşüşü üzerindeki etkilerini üç farklı Reynolds (1680-2250-2625) için incelemiştirlerdir. Sonuçlara baktığımızda dikdörtgenin daha iyi ısı transfer sağladığı dikdörtgen için %40 silindir için %28 ısı transferi sağladığı görülmüştür. Basınç düşüşünün azaldığı görülmüştür.

Kotcioğlu ve ark. (2013), yapmış oldukları çalışmada dikdörtgen kesitli kanal içinde bir ısıl değiştiricideki tasarım parametrelerini akış hızı, kanatçıkların eğimi, Reynolds sayısı, basınç düşüşlerini optimum değerlerini Taguchi yöntemi kullanarak incelemiştirlerdir. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü (f) Deneysel plana bağlı olarak minimum basınç düşüşü (sürtünme faktörü) ve maksimum ısı transferi (Nusselt) ulaşmak için optimizasyon yapmışlardır.

Liang ve ark. (2007), yapmış oldukları çalışmada 72x72 mm dikdörtgen bir kanal içerisine 7,2 mm dairesel engeller koyarak engellerin ısı transferine olan katkısı Largo DDY simülasyonu (LES) kullanarak gözlemlemiştirlerdir. Kritik Reynolds sayısında $Re = 2580$ olup sabit tutulmuştur. Sonuç olarak akış alanının anlık akış durumları incelenmiş olup girdap oluşum uzunluğu, girdap kuvveti, Storuma sayısı ve kaldırma kuvveti ve sürüklenme katsayısı ölçülmüştür. Akış hızının artması ile girdap oluşum uzunluğunun kısaldığını gözlemlemiştirlerdir.

Leung ve ark. (2000) yapmış oldukları çalışmada kanal içerisinde engeller yerleştirilerek lamine akış koşulları altında yatay yönelimli simile edilmiş bir devre kartı (PCB) düzeneği boyunca akan hava için ısı taşınımını gözlemlemiştir. Engelleri farklı şekillerde koymuş olup bunun etkilerini incelemiştir. Dört farklı Nusselt sayısı için değerlendirme yapmışlardır.

Luo ve ark. (2005), yaptıkları çalışmada eşkenar üçgen biçimli kanal içerisine belirli mesafelerde kare engeller yerleştirilerek ısı transferine olan etkilerini gözlemlemiştir. Çalışmalarını yaparken ANSYS Fluent programını kullanmışlardır. Sonuç olarak eşit mesafeli engellerin kullanımı ısı transferine olumlu etki etmiştir, fakat engellerin bulunduğu köşelerde ise ısıl değerlerde kayıp gözlenmiştir.

Mittal ve Raghuvanshi (2001), yapmış oldukları çalışmada, dikdörtgen kesitli kanal içerisine farklı çaplarda iki dairesel engeller koyarak ısı transferi ve oluşan girdabı gözlemlemiştir. Ön tarafa büyük arkasına ise oldukça küçük çapta engellere kullanarak farklı Reynolds sayıları, farklı P/D ve T/D değerleri için çalışmalar yapmışlardır. Sonuç olarak yapılan çalışmada iki engelin tek engele göre ısı transferine olan etkisinin daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.

Mikielewicz ve ark. (2011) yapmış oldukları çalışmada rüzgâr tüneline farklı biçimlerde engeller yerleştirilerek ısı transferine olan katkısı gözlemlemiştir. Reynolds sayısı 9000-35.500 arasında engel en/boy oranı 11, kanal en/boy oranı 6,37 almışlardır. Çalışmada iki farklı teknik kullanılmıştır ilk olarak sabit sıcaklık sıvı kristal tekniği ile ısı transferi incelenmiştir. İkinci olarak PIV yöntemi kullanılmıştır. Sonuç olarak kanal içerisine yerleştirilen engellerin boş kanala göre ısı transferinde daha etkili olduğu görmüşlerdir.

Pirouz ve ark. (2011), dikdörtgen kesitli kanal içerisin de ısı transferi etkilerini incelemiştir Kanalın içinde üst ve alt olmak üzere ilki tarafa da engeller yerleştirilerek çalışmışlardır ve “Lattice Boltzmann Method” (LBM) yöntemi

kullanmışlardır. Çalışmalarda Reynolds değeri 200-1000 arasında değerler almışlardır. Sonuçlara bakıldığında kullanılan engellerin ısı transferine olumlu etki ettiği ısı verimliliği arttırdığı görülmüştür.

Selimefendigil ve Öztop (2014), yapmış oldukları çalışmada kanal içerisinde yerleştirilmiş engelin ısı transferine olan etkileri gözlemlenmiştir. Kanalin alt kısmına yakın manyetik düzenek koyarak yerleştirilen engel üzerinde manyetik etki yaratılmıştır. Engel dönüş açısı olarak -75 ve 75 arası değerler, Reynolds sayısı içinde 10-200 arası değerler kullanılmıştır. Sonuç olarak Reynonda değerlerinin artırılması ve manyetik etkinin azaltılması ile Nusselt sayısının artmış olduğu görülmüştür.

Sarkar (2009), yapmış olduğu çalışmada kanal içerisine yerleştirilen dairesel kesitli bir engelin akışa olan etkileri LES metodu kullanarak gözlemlenmiştir. Reynolds sayısı 1400 kabul edilmiştir. Üç farklı G/D oranı (0,25-0,50-1) kullanılmıştır. D engelin çapı, G ise engelin kanal tabanından yüksekliğidir. Çalışma sonucu olarak G/D oranının ısı transferi değişiminde etkili olduğu görülmüştür. En iyi durumun G değerinin (0,6) olduğu anda görülmüştür.

Sebastian ve Shine (2015), yapmış oldukları çalışmada, dikdörtgen kanal içerisinde koyulmuş olan yatay ısıtılmalı silindir engelin etrafında meydana gelen ısı değişimleri gözlemlenmişlerdir. Çalışmada sonlu elemanlar yöntemini kullanmışlardır. Sonuç olarak engelin üst ve alt noktalarında ısı akışları meydana gelmiştir. Nusselt sayısı silindirin üst konumunda artış alt kısmında ise azalma gerçekleşmiştir.

Tanda ve ark. (2011), yapmış oldukları çalışmada en/boy oranı sabit olan dikdörtgen bir kanal içerisine 45° açılı engeller koyarak ısı transferine olan etkileri araştırılmıştır. Çalışmada Reynolds sayısı değerleri 9000-35.500 arası değerler alınmıştır. Dört farklı p/ e değerinde çalışılmış olup en iyi değer p/e=13,3 olduğu durumda görmüşlerdir.

Turgut ve ark. (2009), yapmış oldukları sayısal çalışmada yamuk kesit alanına sahip kanal içerisinde konveksiyon ısı transferini kararlı rejim ve yüzey sıcaklığında gözlemlemişlerdir. Çalışma ANSYS Fluent programıyla gerçekleştirilmiştir Reynolds değerleri 100-800 arası almışlardır. Çalışma akışkanı olarak hava ($Pr=0,7$) kabul edilmiştir. Sonuç olarak Reynolds sayısındaki artışın ısı transferinde artışa ve sürtünme faktöründe azalışa neden olmuştur.

Turgut ve ark. (2014), yapmış oldukları çalışmada dikdörtgen kanal içerisinde hidrodinamik ve ısısal olarak gelişmekte olan laminer akış ve ısı transferi incelemişlerdir. Çalışma sabit duvar sıcaklığı sınır şartı kararlı rejimde gerçekleştirilmiştir. Üç farklı en/boy oranı için (0,25-0,50-1,0) ve Reynolds değerleri 600-2000 arasında alınmıştır. Çalışmada ANSYS Fluent programı kullanılmış olup akışkan madde havadır. Sonuçlara baktığımızda Nusselt sayısı, sürtünme faktörü, hidrodinamik ve ısısal gelişme uzunluklarını Reynolds sayısı ile değişimi ifade edilmiştir.

Valencia (1999), yapmış olduğu çalışmada, kanal içerisine yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli engellerin ısı transferine olan etkisi araştırılmıştır. Reynolds değerleri 100-400 arası değerler alınmıştır. Engellerin girdap oluşturduğunu görmüştür.

Wang ve Wang (2016), yapmış oldukları çalışmada dikdörtgen biçimli kanal yüzeyine yerleştirmiş oldukları dairesel engellerin kanal tabanından olan mesafe değerlerini ve engel ortasında yer alan aralığın ısı transferine olan etkisini incelemişlerdir. Çalışma sonucunda ısı transferinin engelin çapına ve kanalın taban yüzeyi mesafesine bağlı olduğu görülmüştür.

Wu ve Peng (1999), yapmış oldukları çalışmada yatay blok ısıtılmalı kanalda ısı transferlerinin güçlendirilmesi çalışılmıştır. Çalışmalarında engellerin açısı 30° - 90° arası değerler alınmıştır. Reynolds sayısı 260-530 ve Grashof sayısı da 0-320.000 arası değerler kabul edilmiştir. Sonuçlara baktığımızda Nusselt sayısının en iyi

olduğu değer engel açısı 60° olduğu andaki durumda %39,5 bir verim sağlanmışlardır.

Wang ve ark. (2016), yapmış oldukları çalışmada, H tipi boru tipi kullanarak içine engeller koyarak ısıl performansına olan etkilerini Taguchi metoduyla gözlemlemişlerdir. Engellere ait mesafeler, yükseklikleri, kesilen mesafelere bağlı olarak incelemeler yapmışlardır. Çalışma sonucunda Reynolds sayısının 9000-24.000 aralığındaki değerlere göre %16 iyileşme meydana geldiğini görmüşlerdir.

Wang ve Zhao. (2015), yapmış oldukları çalışmada dikdörtgen kanal içerisine dik bir şekilde yerleştirilmiş dairesel kesitli engelin ısı transferine olan katkısı LES metodu kullanarak gözlemlenmiştir. Reynolds sayısı olarak 3745 seçilmiştir. Dairesel engel çapının kanal tabanına olan mesafesi $G/D = (0-6,0)$ arası alınmıştır. Çalışma sonunda kanal içerisinde bulunan engelin akışı büyük oranda etkilediğini görmüşlerdir.

Young ve Vafai. (1999), yapmış oldukları çalışmada yatay bir kanalda tekli ve çoklu dizilime sahip engelleri yerleştirerek ısı transferine olan etkilerini incelemişlerdir. Reynolds sayısı 800-3000 aralığında, ısı gücü ise 950-20.200 W arasında almışlardır. Sonuç olarak çalışmalarında kanala verilen ısı gücünün değişiminin etkileri incelemişlerdir.

Xie ve ark. (2014), yapmış oldukları çalışmada, kaburga kesitli engellerin ısı transferine olan etkilerini ve soğutma potansiyelini incelemişlerdir. alışmalarında 6 farklı kesit engel kullanmışlardır ve bu engelleri farklı açılarla (45°-90°-135°) kanalın ortasına yerleştirmişlerdir. Reynolds değeri 10.000-50.000 arası almışlardır. Çalışma sonucunda en iyi ısıl performansı 135° de sağlamışlardır.

Wu ve ark. (2014), yapmış olduğu çalışmada farklı boyutlardaki dikdörtgen kanalların en/ boy oranlarının ısı transfer üzerindeki etkisi incelemiştir. Çalışmada kanal en/boy oranı $(AR) = (0,25-0,5-0,75-1,0)$ değerleri kullanılmış olup Reynolds sayısı 300 Prandtl sayısı değeri ise 0,7 almıştır. Dört farklı AR için gerekli ölçümler

yapılmıştır. Çalışma sonucunda kanal en boy oranının artması akışın sıcaklık değişimini arttırdığını görmüştür.

Wang ve ark. (2017), yapmış oldukları çalışmada 45° lik kanal yönelimli düz bir dikdörtgen dönen kanalın akış alanı ve ısı transferi özellikleri sayısal olarak incelemiştir. Reynolds sayısı değeri 10.000 olup. Dönme oranı (0-0,7) arası almışlardır. Çalışma sonunda Türbülanslı akış yapısının detayları, türbülans kinetik enerjileri, sıcaklık alanları, normalize edilmiş Nusselt sayıları, sürtünme katsayıları ve termal performans faktörlerini Computation of Fluid Dynamics (CFD) programıyla hesaplamışlardır. En iyi performans dönme sayısı (Ro)=0,3 değerinde gerçekleştirmişlerdir.

Feijo ve ark. (2018), yapmış oldukları çalışmada dikdörtgen kanal içerisine yerleştirilmiş olan iki dikdörtgen ısıtmalı engelin ısı transferine ve ısı akışına olan etkisini incelemiştir. Reynolds sayısı 100 olarak kabul etmişlerdir. Çalışma sonucunda üst kısmına yerleştirilen engelin daha iyi sonuçlar verdiği görmüşlerdir.

Gallegos ve Sharma (2016), yapmış oldukları çalışmada dikdörtgen bir kanal içerisinde yer alan dört farklı silindirin arkasında bulunan esnek plakanın dinamik davranışını incelemiştir. Çalışma sonunda plakanın genliğinin 0,05 ile 0,49 arası değiştiği görmüşlerdir. Plakanın dinamik davranışının blokaj ve silindir boyutuyla değiştirilebileceğini görmüşlerdir.

Zhan ve Park (2014), yapmış oldukları çalışmada Kanal duvarına periyodik olarak monte edilmiş eğik plakalı bir kanalın akış ve ısı transfer özellikleri laminer bir aralıkta sayısal olarak incelemiştir. Reynolds sayısı değerleri 200-600 arası eğim açıları ise 50° - 130° arası alınmıştır. Çalışma sonuçlarında eğik plakaların, termal alanın daha iyi karışmasını ve duvar ısı transferini arttırdığını buna bağlı olarak ısı transferinin Reynolds sayısı ve eğim açısına bağlı olduğunu görmüşlerdir.

Akçay ve Akdağ (2017), yapmış oldukları çalışmada içerisinde dairesel halkalar yerleştirilmiş olan bir boruda laminer akış şartlarında nano akışkanların ısı transferi ve sürtünme faktörüne olan etkileri incelemişlerdir. Çalışmalarında ANSYS Fluent programı kullanılmıştır. Farklı Reynolds sayılarında ve değişen partikül hacim oranlarına bakarak nano akışkanların ısı transferinin iyileşmesinde etkili olduğu görmüşlerdir.

Özsunar ve ark. (2000), yapmış oldukları çalışmada dikdörtgen kesitli bir kanalda laminer karışık konveksiyon şartlarında ısı transferi sıcaklık ve hız dağılımlarını Sayısal Akışkanlar Dinamiği (SAD) yöntemi kullanarak incelemişlerdir. Çalışmalar sonucunda elde edilen sonuçların deneysel olarak yapılan çalışmalar ile aynı olduğunu görmüşlerdir.

Dağlı (2016), yapmış olduğu deneysel çalışmada farklı kanal geometrilerinde kanal yüzeyindeki engellerin ısı transferine olan etkileri incelenmiştir. Çalışmada Taguchi dizayn metodu kullanılmıştır. Sonuçlara bakıldığında Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısının ve basınç değerlerinin artış gösterdiği, sürtünme faktörünün azaldığı görülmüştür.

Ali ve ark. (2016), yapmış oldukları çalışmada çoklu serbest salınımlı girdap üretici kullanarak 30° açıyla karşılıklı olarak kanala yerleştirerek ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Reynolds sayısı 2000 kabul etmişlerdir. Çalışma sonunda ısı performans oranında %56 termal performans faktöründe ise %134 artış sağlamışlardır.

Lee ve ark. (2017), yapmış oldukları çalışmada dikdörtgen kanal içerisinde iki esnek cisim takarak ısı transferine olan etkilerini gözlemlemişlerdir. İlk defa Kanal merkez çizgisine göre asimetrik bir konfigürasyonda (FAC) termal olarak iletken bayraklar içeren bir sistem de çalışmışlardır. Sonuç olarak konvektif ısı transferini %207 ısı verim faktörünü %135 arttırmışlardır.

Gallegos ve ark. (2018), yapmış oldukları çalışmada dikdörtgen kanal içerisine yerleştirmiş olduğu engele parça yerleştirerek ısı transferine olan etkilerini incelemiştir. Kanal en/ boy oranı 0,2-1 arası değerler kabul edilmiştir. Sonuçlara baktığımızda engele yerleştirilen parçanın Nusselt sayısına %34-%62 oranında arttırdığı görülmüştür.

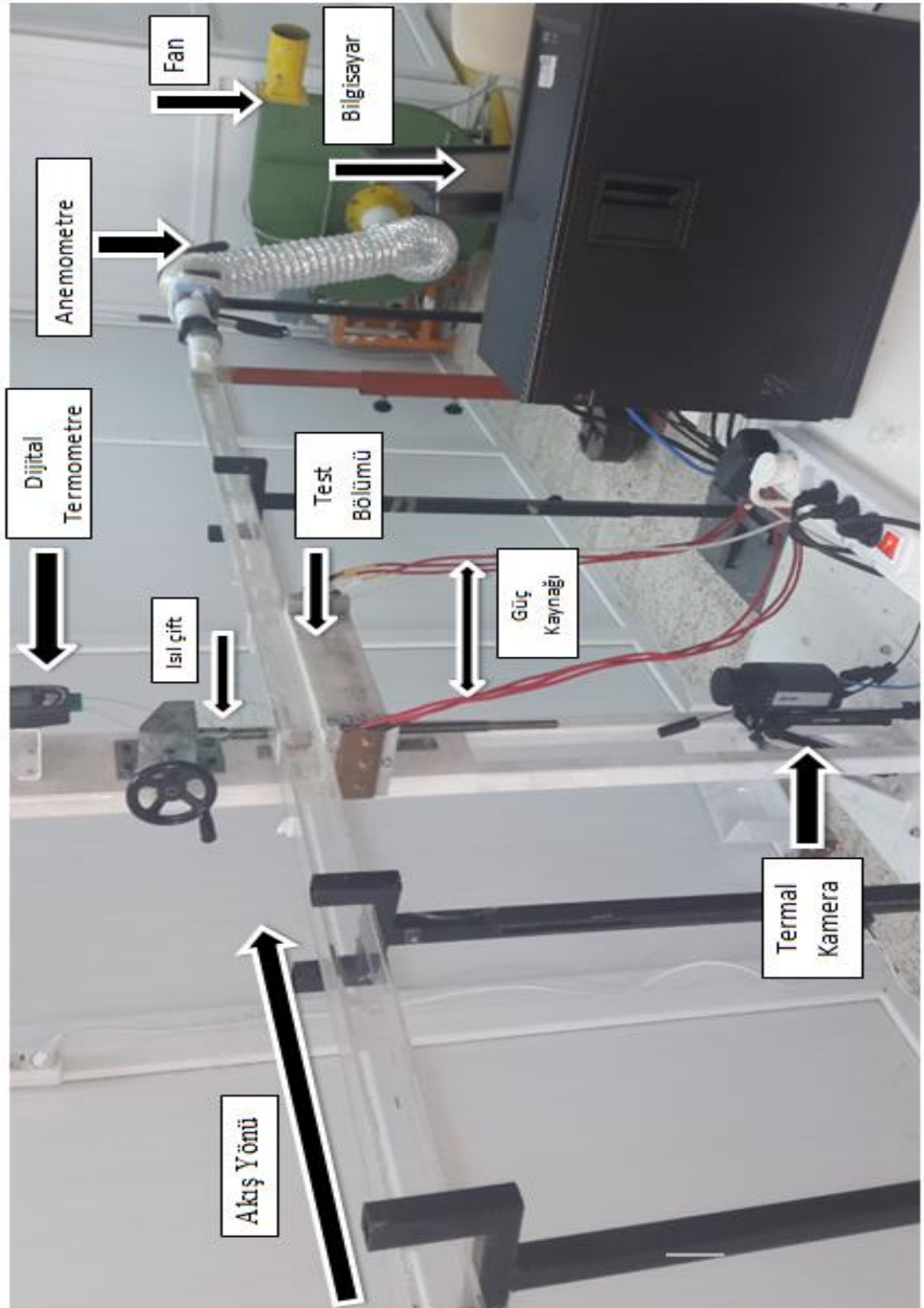
Literatür çalışmalarından görüleceği gibi farklı kanal geometrileri kullanarak içerisine farklı engeller yerleştirerek çok sayıda deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmıştır. Ancak sabit bir engele hareketli/hareketsiz bir levhanın bağlanarak kanal içerisindeki ısı transfer çalışmaları yeterince bulunmamaktadır. Yapmış olduğumuz deneyde dört farklı engel kesiti ve iki farklı hareketli/hareketsiz levha kullanarak kanal içindeki sürtünme faktörü ve ısı transferine olan katkıları deneysel olarak incelenmiştir. Bu çalışmamız da ayrıca Taguchi Deney metodu ve “Minitab” programı kullanılarak sisteme etki eden parametreler belirlenmiştir. Farklı Reynolds sayıları, engel şekli, hareketli/hareketsiz levhanın uzunluğu genişliği üzerinde çalışılmış olup elde edilen veriler bilgisayar ortamına aktarılmıştır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Yapmış olduğumuz deneyler, Hitit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Makine Laboratuvarı'nda bulunan Deney sisteminde yapılmıştır. Bu bölümde deneysel çalışmanın gerçekleştiği çalışma alanı, Deney düzeneği, test bölümü ve diğer yardımcı elemanlar anlatılmıştır.

3.1. Deney Düzeneğinin Tanıtılması

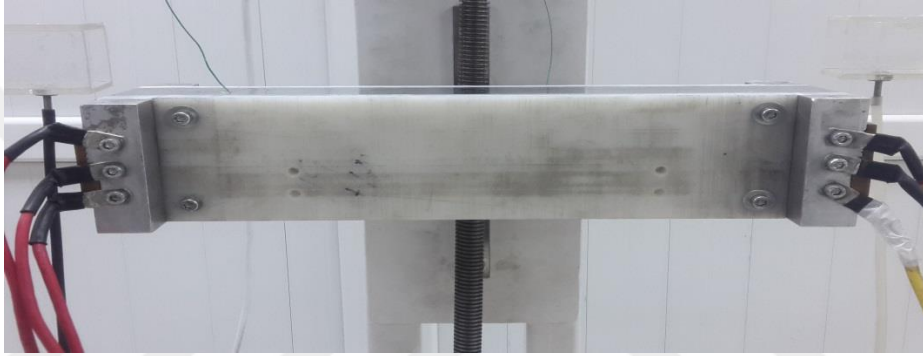
Yapmış olduğumuz deneyde kullandığımız yardımcı kaynaklar termal kamera, fan, güç kaynağı, anemometre, termometre ve basınç ölçen cihazlar yer almaktadır. Çalışmada kullanılan deney düzeneği Resim 3.1'de gösterilmiştir. Deney sisteminde fan, hava giriş bölümü, akış düzenleyicisi, termal kamera ile basınç farkını ve sıcaklığı ölçen cihazlar yer almaktadır. Kanalin toplam uzunluğu 2500 mm'dir. Deneysel çalışmada kullanılan kanal 5 mm kalınlığındaki pleksiglas malzemedendir. Test yüzey alanı ölçüleri 277 mm uzunluğunda olup 50 mm genişliğindedir. Deneylerde kullanılan test yüzeyin malzemesi paslanmaz çelik folyodan imal edilmiştir. Isı transferini incelemek için test yüzeyi Deney boyunca sürekli olarak güç kaynağı ile alttan dengeli bir şekilde ısıtılmıştır. Reynolds sayısının bütün değerlerine bağlı olarak yapılan deneyler için, tüm yüzeyler için 465 W/m^2 olarak sabit ısı akısında yapılmıştır. Deney boyunca Taguchi dizayn metodu kullanılmıştır. Termal kamera yardımıyla kayıt edilen görüntüler bilgisayar ortamına atılmış ve sıcaklık değerleri ölçülmüş olup veriler hazırlanmıştır.



Resim 3.1. Deney düzeneğinin genel görünümü

3.1.1. Test bölümü

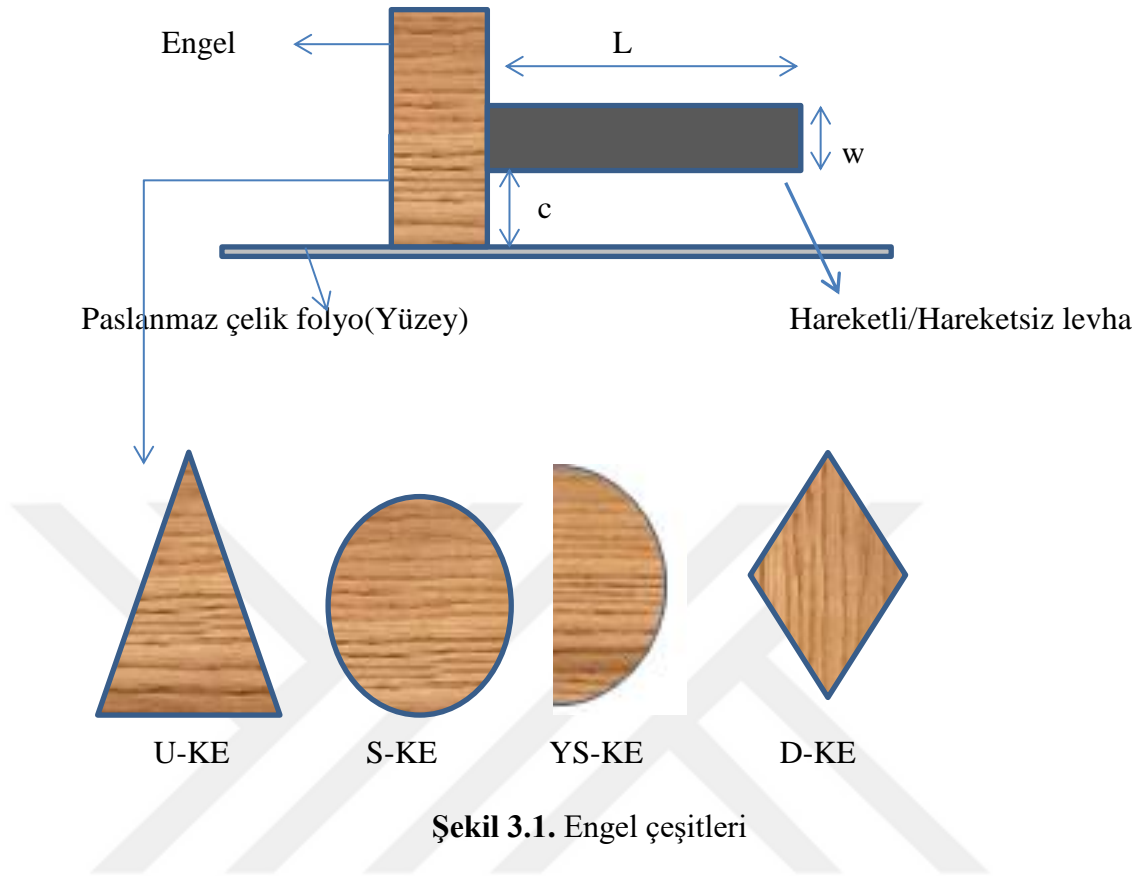
Deneysel çalışmamızda kullanmış olduğumuz kanal içerisinde yer alan test bölümümüz her iki taraftan gerdirilmiş olup boyutları 277x50 mm, kalınlığı ise 0,02 mm'dir. Isıtma yüzey malzemesi olarak paslanmaz çelik folyo tercih edilmiştir. Emisivite değeri deney boyunca 0,82 olup emisivite ölçüm cihazı kullanarak elde edilmiştir ve hesaplamalar ona göre yapılmıştır. Test bölümünün genel görünüşü ise Resim 3.2'de gösterilmiştir.



Resim 3.2. Test bölümü genel görünüşü

3.1.2. Engeller

Çalışmalarımızda kullandığımız engeller ahşap malzemeden yapılmış olup yüzey oldukça düz hale getirilmiştir. Çalışmamızda dört farklı engel tipi olmak üzere farklı kesitlerde (üçgen-dörtgen-silindir-yarım silindir) yerleştirilmiştir. Farklı hareketli levha tiplerinin yerden yüksekliği göz önünde bulundurularak gerçekleştirilmiştir. Çalışmada kullanılan engel çeşitleri ve engel boyutları Şekil 3.1'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Engel çeşitleri

Çalışmada kullanılan engeller aynı taban alanına sahiptir. ($0,00043 \text{ m}^2$) Yükseklikleri kanal yüksekliğine eşit olup $H=50 \text{ mm}$ 'dir.

Hareketli levha $0,6 \text{ mm}$ kalınlıkta yapılmış olup yoğunluğu $0,87 \text{ gr/cm}^3$ olan çok küçük hava hızlarında dahi hareket edebilen polietilen malzeme kullanılmıştır. Resim 3.3(a)'da gösterilmiştir.

Hareketsiz levha $0,6 \text{ mm}$ kalınlığında olup malzeme olarak çok yüksek hızlarda dahi hareket etmeyen alüminyum levha kullanılmıştır. Resim 3.3(b)'de gösterilmiştir.



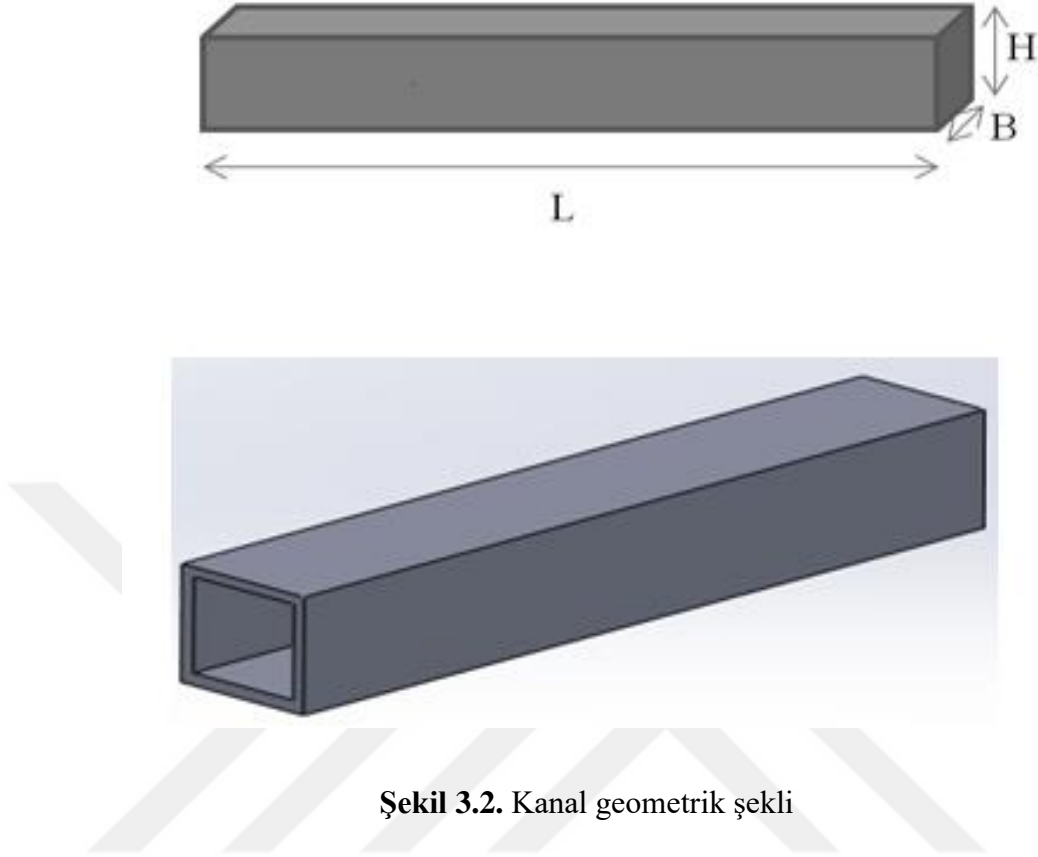
(a)



(b)

Resim 3.3. Kanal içinde (a) hareketli levha (b) hareketsiz levha yerleştirilmesi

Çalışmamızda kullanılan kanal ölçüleri 50 mm genişlik ve 50 mm yükseklikte ve 5mm kalınlığında pleksiglas malzemedен yapılmıştır. Kullanılan kanal geometrisi Şekil 3.2’de verilmiştir.



3.1.3. Isıtma yüzeyini gerdirme mekanizması

Deney düzeneğinde yer alan ısıtma yüzeyinden elde edilen verilerden güvenilir ve kesin sonuçlar alabilmek alttan ısıtılması sonucu yüzeyin genleşme ve esneme olmaması için her iki taraftan gerdirme işlemi yapılmaktadır. Yapılan gerdirme işlemi yüzeyde bulunan paslanmaz çelik folyonun esnememesini sağlamaktır, böylece DC güç kaynağından verilen sıcaklığın paslanmaz çelik folyo üzerindeki olumsuz etkisi ortadan kaldırılmak istenmiştir. Test bölümündeki folyo gerdirme sistemi Resim 3.4'te gösterilmiştir.



Resim 3.4. Folyo gerdirme sistemi

3.1.4. Doğru akım (DC) güç kaynağı

Yapmış olduğumuz deneyde ısı transfer artışlarını görebilmek için test yüzeyinde bulunan paslanmaz çelik folyonun Deney boyunca alttan ısıtılması gerekmektedir. Bunun içinde 0-6 volt ve 0-110 amper aralığında ölçüler alabilen DC güç kaynağı kullanılmıştır. DC güç kaynağından çıkan altı farklı kablo test yüzeyine sağ ve sol giriş kısmına dengeli bir şekilde bağlanarak test yüzeyinde sıcaklık dağılımının dengeli olması sağlanmıştır. Güç kaynağı ve güç kaynağı bağlantı elemanları Resim 3.5 ve 3.6'da gösterilmiştir.



Resim 3.5. DC güç kaynağı



Resim 3.6. DC güç kaynağının bağlantı elemanları

3.1.5. Termal kamera

Yapmış olduğumuz çalışmada kanal içerisinde bulunan ısıtılan test bölgesinin sıcaklık değerlerini ölçebilmek gerekli verileri toplayabilmek için FLIR marka A 600 serisi termal kamera kullanılmıştır (Resim 3.7). Kamera test bölgesinin ortalayacak şekilde aşağısına bağlanmıştır. Kamera aracılığıyla elde edilen görüntüler kameranın kendi özel programı ile bilgisayar ortamına aktarılmıştır Kamera AGEMA

Researcher yazılımı ve bilgisayarlı termografi sistemi sayesinde, sıcaklık değerlerini $-20^{\circ}\text{C}/1200^{\circ}\text{C}$ arası değerleri arasında yaklaşık $\pm 2\%$ hassasiyetle ölçebilmektedir. Kullandığımız termal kamera sisteminde, 7,5 ile 13 mikrometre arasında 320'ye 240 piksel soğutulmamış yüzey belirleyici bulunmaktadır. Görüş alanı $25^{\circ}\times 18,870$, 4 m ve anlık görüş alanı 1,3 m-rad. Kameranın termal hassasiyeti $0,07^{\circ}\text{C}/30^{\circ}\text{C}$ değerlerini kapsamaktadır. Termal kamera ile elde edilen görüntüler bilgisayar aracılığıyla ile kameraya bağlı program olan FLIR Quick Report programı kullanılarak daha sonra Deney sonuç aşamasında kullanılmak üzere bilgisayara aktarılmıştır.



Resim 3.7. Termal kamera

3.1.6. Fan

Deney düzeneğine hava akışının sağlanabilmesi için fan kullanılmıştır. Resim 3.8'de görülen devir sayısı ayarlanabilen kapasitesi $2950\text{m}^3/\text{saat}$ olan, üç fazlı fan ile sağlanmıştır. Fan çıkışı ile dikdörtgen kanal arasındaki titreşimlerin en az seviyeye indirilebilmek olumsuz durumları ortadan kaldırabilmek amacıyla fan çıkışı ile dikdörtgen kanal arasında yer alan kısma uygun esnek boru tipi yerleştirilmiştir. Resim 3.8'de gösterilmiştir.



Resim 3.8. Fan ve esnek boru sisteminin görüntüsü

3.1.7. Frekans kontrol cihazı

Deneysel çalışmalarımız yedi farklı Hz değerinde gerçekleştirilmiştir. Fan debisinin ayarlanabilmesi için deneysel hatalara sebebiyet vermemek için en güvenilir yöntem olan frekans kontrol cihazı kullanılmıştır. Bu sebeple fan debisini ayarlayabilmek için Resim 3.9’da gösterilen Vacon marka frekans kontrol cihazı seçilmiştir. Frekans kontrol cihazı 0-50 Hz aralıkta çalışmakta olup ve hassasiyeti 0,01 Hz dir.



Resim 3.9. Frekans kontrol cihazı

3.1.8. Anemometre ve basınç ölçüm cihazı

Yapmış olduğumuz deneylerde havanın hız ölçümlerinin yapılabilmesi için anemometre'ye ihtiyaç duyulmuştur. Resim 3.10'da gösterilen KIMO marka LV-107 model anemometre tercih edilmiştir. Hız transmitterinin genel özellikleri Çizelge 3.1'de verilmiştir. Transmittere bağlı olan proplar, güvenilir ve kesin sonuçlar alınabilmesi için esnek borunun çıkışında bulunan bunker ve kanal girişine monte edilmiş ve sabitlenmiştir ve Resim 3.11'de gösterilen esnek kauçuk bağlantı lastiğinin ön kısmına yerleştirilmiştir.



Resim 3.10. Anemometre

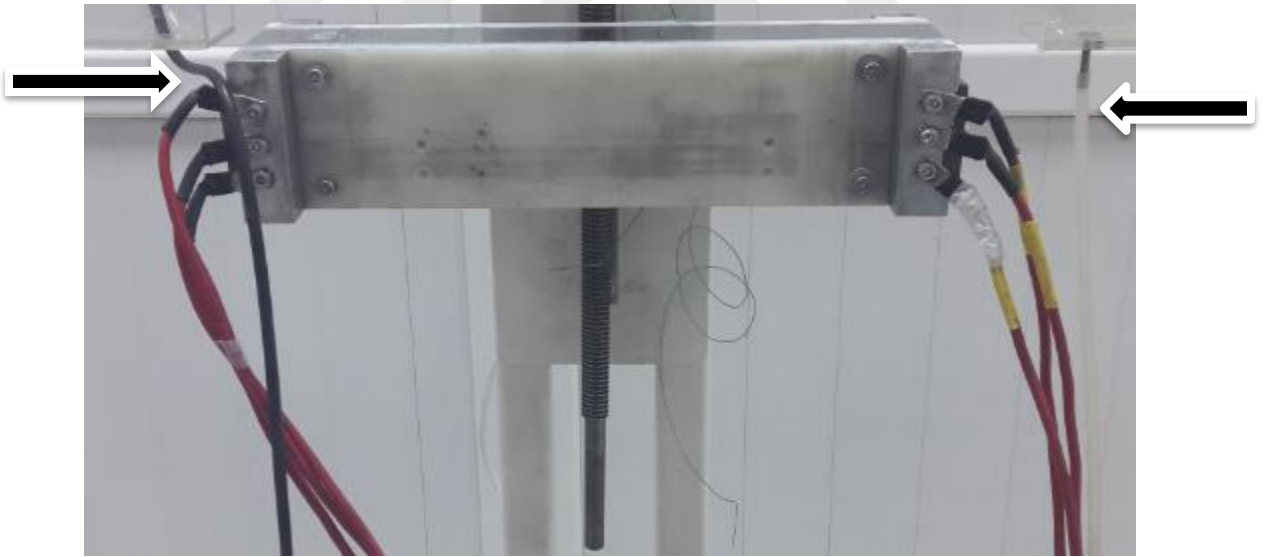


Resim 3.11. Esnek bağlantı lastiği

Basınç ölçümleri Resim 3.12’de gösterilen FISCHER (DE39) marka basınçölçer kullanarak gerçekleştirilmiştir. Basınçölçere ait proplar Resim 3.13’te görüldüğü gibi sağlam sonuçlar elde edebilmek için dikdörtgen kanalın test bölümünün giriş ve çıkış kısımlarına düzgün bir şekilde koyulmuştur.



Resim 3.12. Basınçölçer



Resim 3.13. Basınç propları

Çizelge 3.1. Basınç ölçerin teknik özellikleri

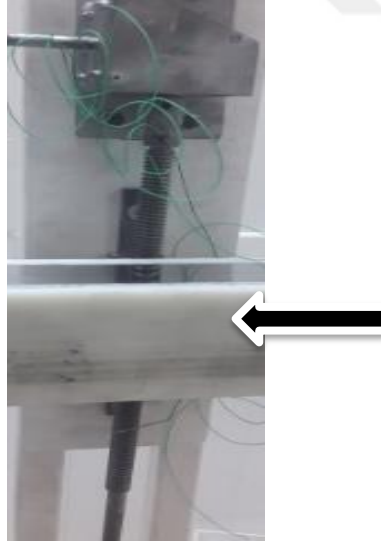
Ölçüm Girişleri	3 konnektör girişi, röleli yarıiletken elektriksel izolasyonlu (32V)
A/D Çevirici	24 Bit, 50 ölçüm/sn
Çıkış	2 soket, 1xRS bilgisayar çıkışı, 1xAnalog sinyal,hafıza,ekran
Ölçüm Aralığı	100 mbar
Hassasiyet	± 2 mbar
Ekran	Grafik 128x128 piksel, LED aydınlatma
Gövde	PA 6.6
Bağlantı	Paslanmaz çelik, seramik

3.1.9. Isıl çiftler

Dijital termometreye bağlı olan ısıl çiftler kanal içerisinde bulunan test yüzeyinin giriş ve çıkış sıcaklıklarını doğru bir şekilde ölçmek amacıyla kullanılmıştır. Kanalın üstünden delik açılması sonucu uç kısımları içerde kalacak şekilde yerleştirilmiştir. Kullanılan ısıl çift tipi K tipi ısıl çifttir. Dijital termometre ve K tipi ısıl çiftler Resim 3.14 ve 3.15'te gösterilmiştir.



Resim 3.14. Dijital Termometre



Resim 3.15. K tipi ısıl çift

3.2. Taguchi Deneysel Dizayn Metodu İle Optimizasyon İçin Deneysel Planı

Taguchi yöntemi Genichi Taguchi tarafından 1950'li yıllarda süreç yenileme tekniği olarak Japonya'da geliştirilmiştir. Taguchi yöntemi farklı parametrelerin, farklı seviyeleri arasından en iyi kombinasyonu saptamak için oldukça kullanışlı bir yöntemdir. Her bir parametrenin, her bir seviyesini içeren tüm kombinasyonlar için oldukça fazla deneysel çalışma yapılması gereken durumlarda Taguchi yönteminde ortogonal dizi tablosu kullanılarak çok daha az sayıda deneysel çalışmayla sonuca ulaşmak mümkündür (İç ve ark. 2012).

Kalite mühendisliğinde tasarım kalitesi (robust design) 3 temel sürece dayanmaktadır. Bunlar; a) dikey dizilim (orthogonal arrays), b) sinyal-gürültü oranı (S/N ratio) ve c) kayıp fonksiyonu (loss function)“dur. Taguchi tasarımı; sistem tasarımı (kavram oluşturma), parametre tasarımı (ürün ve süreç için hedef oluşturma) ve tolerans tasarımı (sonucu istenen hedefe ulaşamadığında yapılan ilave çalışmalar) olmak üzere 3 temel kavram üzerine kurulmuştur [2]. Taguchi yönteminde Sinyal/Gürültü oranı (S/N-Signal/Noise ratio) veya “kayıp fonksiyonu” olarak bilinen 3 farklı amaca uygun fonksiyon bulunmaktadır. Buna göre, amacın “en küçük en iyi”, “en büyük en iyi” ve “nominal en iyi” olmasına göre aşağıdaki eşitliklerdir (İç ve ark. 2012).

En düşük (küçük) en iyi olduğu durumda

$$\frac{S}{N} = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right) \quad (3.1)$$

En büyük en iyi olduğu durumda

$$\frac{S}{N} = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right) \quad (3.2)$$

Nominal en iyi olduğu durumda

$$\frac{S}{N} = 10 \log \frac{y^2}{s^2} \quad (3.3)$$

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \quad (3.4)$$

$$S^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \quad (3.5)$$

Eşitliklerde y_i : Performans yanıtının i . gözlem değeri, n : bir denemedeki test sayısı, \bar{y} : Gözlem değerlerinin ortalaması ve (S^2) Gözlem değerlerinin varyansını ifade etmektedir.

Ortogonal dizi seçimi yapılmadan önce yapılması gereken minimum Deney sayısı (N_m) aşağıdaki eşitlik kullanılarak belirlenmiştir.

$$N_m = 1 + N_v[L_n - 1] \quad (3.6)$$

burada N_v kanaldaki değişken sayısını, L_n seviyelerin sayısını temsil etmektedir. Bu çalışmada kanal için değişkenlerin sayısı $N_v = 2$ ve $N_v = 4$ 'tür. Seviyelerin sayısı $L_n = 4$ ve $L_n = 2$ 'dir. Bu sebeple düşünülen dizayna ait minimum Deney sayısı her bir Deney Deney elemanı için Minitab programı kullanılarak Çizelge 3.4'te görüldüğü gibi L16 ortogonal dizisinde seçilmiştir.

Deneylerin amacı ürün veya prosesin değişimini kontrol etmek ve azaltmak bunun için onların performansını etkileyen parametrelerin hangileri olduğu ile ilgili bir karar vermektir. Kalite ile ilgili tartışmaların büyük bir bölümü varyans ile ilgili olduğundan dolayı, deneysel verilerin yorumlanmasında ve gerekli kararların verilmesinde varyans analizi (ANOVA) istatistiksel metotları kullanılmaktadır. ANOVA test edilen parça gruplarının ortalama performansları arasındaki farklılığı ortaya koymak için kullanılan istatistiğe dayalı bir araçtır. Varyans Analizi, toplam varyasyonu bileşenlerine ayıran matematiksel bir tekniktir ve serbestlik derecesi, karelerin toplamı, ortalama kareler (varyans) vb. gibi niceliklerin hesaplanmasında kullanılmaktadır.

ANOVA tablosundan hesaplanabilen bir diğer tanımlayıcı istatistikte varyanstır. Hata varyansı, genellikle varyans olarak bilinir ve hata kareler toplamının hata serbestlik derecesi ile bölümünden elde edilen değere eşittir. Hata varyansı, hata (kontrol edilemeyen) faktörlerden kaynaklanan değişimin ölçüsüdür ve deneylerdeki ölçüm hatalarını da içine almaktadır. Faktörler ve etkileşimlerin varyansları da aynı şekilde hesaplanmaktadır.

Ortogonal düzende atama yapılmamış olan sütunların toplam kareler toplamı, hata kareler toplamını vermektedir. Sütunların hata varyansının kestiriminde kullanılması yaklaşımı tüm sütunlara faktörler atandığında da kullanılabilir. Deneyler yönlendirilmeden önce performans karakteristiğini etkileyeceği düşünölen faktörler gerçekte önemli olmayabilir. Bu faktörlerin atandığı sütunların varyansı küçük olacağından, bunlar hata varyansının kestiriminde kullanılırlar.

Bir faktörün Deney sonucuna katkısı yüzde olarak küçük bir rakamsa, analiz hesaplamalarında göz ardı edilmesi, tasarımda daha büyük önem taşıyan faktörlerin belirlenmesi için gereklidir. Yüzdesel etkinin yanı sıra, kareler toplamı da hata varyansının hesaplanmasında hangi sütunların birleştireleceğinin belirlenmesi için kullanılabilir. Deneysel çalışmada incelenen parametreler ve değeri Çizelge 3.2'de Deney planı Çizelge 3.3'te verilmiştir.

Çizelge 3.2. Deneysel çalışmada incelenen parametreler ve değerleri

Parametreler	Seviyeler			
	1	2	3	4
A: Engel tipi	Üçgen	Silindir	Dörtgen	Yarım silindir
B: Reynolds sayısı	9965	19930	29985	34875
C: Hareketli/Hareketsiz levha uzunluğu (mm)	50	100	150	200
D: Hareketli/ Hareketsiz levha genişliği (mm)	10	20	30	45
E: Hareketli/ Hareketsiz levha yerden yüksekliği (mm)	1	4	-	-
F: Hareketli/ Hareketsiz levha türü	Hareketli	Sabit	-	-

Çizelge 3.3. Seçilen L16(4⁴x2²) Deney planı

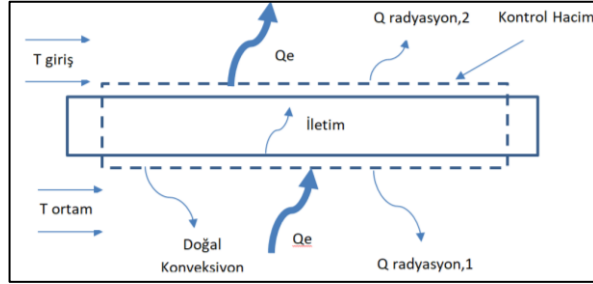
Deney	Parametreler					
	A	B	C	D	E	F
Deney 1	1	1	1	1	1	1
Deney 2	1	2	2	2	1	2
Deney 3	1	3	3	3	2	1
Deney 4	1	4	4	4	2	2
Deney 5	2	1	2	3	2	2
Deney 6	2	2	1	4	2	1
Deney 7	2	3	4	1	1	2
Deney 8	2	4	3	2	1	1
Deney 9	3	1	3	4	1	2
Deney 10	3	2	4	3	1	1
Deney 11	3	3	1	2	2	2
Deney 12	3	4	2	1	2	1
Deney 13	4	1	4	2	2	1
Deney 14	4	2	3	1	2	2
Deney 15	4	3	2	4	1	1
Deney 16	4	4	1	3	1	2

Deneysel çalışmamızda fonksiyonlar sürtünme faktörü (f), ısıl performans faktörü (Γ) ve Nusselt sayıları (Nu) olarak belirlenmiştir.



3.3. Veri Analizi

Paslanmaz çelik folyo üzerindeki enerji dengesi Şekil 3.3'te verilmiştir.



Şekil 3.3. Paslanmaz çelik folyo yüzeyi üzerindeki ısı transfer değişimi

Kanal hidrolik çapı temel alınarak Reynolds sayısı:

$$Re_{dh} = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad (3.7)$$

$$D_h = \frac{4A}{P}$$

Denklem 3.7'de yer alan terimler;

D_h =Kanal hidrolik çapı, ρ_f sıvı yoğunluğu, u =kütleli akış hızı, μ = akışkan dinamik viskozite, P =kanal çevresi, A = kanal alanıdır.

Toplam elektrik gücü Q_e ısıtıcılara sağlanan güç:

$$Q_e = V \cdot I \quad (3.8)$$

Q_e = Toplam elektrik gücü, V = gerilim, I =akımdır.

$$Q_{toplam} = -(Q + Q_{kayıp}) = 0 \quad (3.9)$$

$$Q_{kayıp} = Q_{radyasyon} + Q_{iletim} + Q_{doğal\ konveksiyon}$$

$Q_{doğal}$ = %0,89 doğal taşınım dan olan ısı kaybı, ışıınımdan olan ısı kaybı 1,19 olup iletimden olan ısı kaybı ihmal edilmiştir.

Isı akısı:

$$q'' = \frac{Q^s}{A} \quad (3.10)$$

Çalışmamızda parametrelere bağlı olarak sürtünme faktörü aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$f = \frac{2 Dh \Delta P}{L_t \rho_f u^2} \quad (3.11)$$

D_h ; Hidrolik çap, ΔP ; Basınç farkı, L_t ; test bölgesi uzunluğu, ρ_f ; havanın yoğunluğu

U^2 = Kanal akışkan hızı

Isıl performans katsayısı aşağıdaki formül kullanılarak hesaplanmıştır:

$$\eta = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) \left(\frac{f}{f_0} \right)^{1/3} \quad (3.12)$$

Kütle oranı M^* aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$M^* = \frac{p_f l}{p_s h} \quad (3.13)$$

Burada

ρ_f : Havanın yoğunluğu (0,001226 gr/cm³)

ρ_s : Esnek parçanın yoğunluğu (0,87 gr / cm³)

h : Esnek parçanın kalınlığı(0,6 mm)

L : Deforme olmamış esnek parçanın uzunluğu (L=50, 100, 150, 200mm)

Çalışmamda kullanılan esnek parçanın kalınlığı 0,6 mm'dir. Kullanılan esnek parça uzunlukları sırasıyla (50-100-150-200) mm'dir. Bu durumda çalışmamda kullanılan

M^* = Sırasıyla 0,12- 0,23-0,35- 0,47 dir.

3.4. Deneysel Belirsizlikler

Deneysel çalışmadaki belirsizlikler hata analiz yöntemi ile yapılmıştır. Deney sonunda X bağımsız değişken Y bağımlı değişken olacak şekilde ifade edilmiştir. N adet bağımsız değişkeni olan bir ölçmede,

R= Ölçülecek boyut

$X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$ = Ölçümü etkileyen değişkenler

$W_1, W_2, W_3, \dots, W_n$ = Bağımsız değişkenle ilgili hata oranı

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

$$\frac{w_R}{R} = \left(\left(\frac{w_{x1}}{x1} \right)^2 + \left(\frac{w_{x2}}{x2} \right)^2 + \left(\frac{w_{x3}}{x3} \right)^2 + \dots + \left(\frac{w_{xn}}{xn} \right)^2 \right)^{1/2}$$

denklemini halinde yazılabilir.

Belirsizlik analizini en büyük farkı hataya neden olan faktörün hemen bulunmasıdır. Deneyimizde akışkan özellikleri sabit kabul edilmiştir. Nusselt sayısı ve Reynolds sayısının hesaplanmasındaki belirsizlikler sırasıyla %4,5 ve %5,8'den az olarak bulunmuştur. Ölçülen büyüklüklerdeki Çizelge 3.4'te verilmiştir.

Çizelge 3.4. Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler

Değişkenler	Belirsizlik (%)
Sıcaklık, T	±3
Basınç, P	±0,25
Voltaj, V	±1
Akım, I	±0,1
Havanın dinamik viskozitesi, μ, (tablodan)	±0,048
Havanın termal iletkenliği, k, (tablodan)	±0,34
Havanın yoğunluğu, ρ, (tablodan)	±0,008
Reynolds sayısı	±5,8
Nusselt sayısı	±4,5
Termal kamera	±2
Frekans kontrol cihazı	±0,01
Anemometre	±3

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

4.1. Taguchi Deneysel Dizayn Sonuçları

Yapmış olduğumuz çalışmada elde edilen veriler kullanılarak, elde edilen sonuçlar (ANOVA) Varyans analiz yöntemi ile analiz edilmiştir. Çizelge 3.3'te verilen L16($4^4 \times 2^2$) Deney planına göre yapılan deneyler sonunda buluna sürtünme faktörü (f), ısıl performans faktörü(Γ), Nusselt sayıları (Nu) ve ANOVA tablolarının oluşturulmasını sağlayan ortalama SNR değerleri Çizelge 4.1'de gösterilmiştir. Hesaplanan SNR değerleri Çizelge 4.2-4.4'te altı farklı parametre A, B, C, D, E, F parametreleri SNR değerleri için etkinlik seviyesine göre altı farklı seviyede incelenmiş ve minimum ve maksimum değerler kaydedilmiştir. A, B, C, D, E, F parametrelerinin maksimum ve minimum değerlerinin toplamının her birinin maksimum ve minimum değerlerine bölünmesiyle her bir parametrenin katkı oranları bulunmuş ve a, b, c, d, e, f olarak etkin derecesi gösterilmiştir.

Yapmış olduğumuz deneysel çalışmada amaç, Nusselt sayılarının ve ısıl performans faktörünün maksimum, sürtünme faktörünün de minimum hale getirilmesi hedeflenmektedir. Deneylere ait optimum şartlar ve performans değerleri Çizelge 4.5'te verilmiştir.

Çizelge 4.1. Seçilen L16($4^4 \times 2^2$) ortogonal dizi ve SNR değerleri

Deney No	A	B	C	D	E	F	Nu	SNRNu	Sürtünme Faktörü	SNRf	η	SNR(IPF)
1	1	1	1	1	1	1	39.44	31.919	0.075	22.50	0.870	-1.210
2	1	2	2	2	1	2	69.03	36.781	0.054	25.35	0.946	-0.482
3	1	3	3	3	2	1	113.10	41.069	0.042	27.54	1.166	1.334
4	1	4	4	4	2	2	110.34	40.855	0.034	29.40	1.067	0.563
5	2	1	2	3	2	2	36.56	31.260	0.065	23.70	0.844	-1.473
6	2	2	1	4	2	1	62.89	35.972	0.048	26.41	0.897	-0.944
7	2	3	4	1	1	2	86.02	38.692	0.038	28.47	0.922	-0.705
8	2	4	3	2	1	1	121.34	41.681	0.036	28.97	1.154	1.244
9	3	1	3	4	1	2	47.24	33.486	0.097	20.26	0.956	-0.391
10	3	2	4	3	1	1	82.30	38.308	0.067	23.44	1.048	0.407
11	3	3	1	2	2	2	121.73	41.708	0.049	26.16	1.193	1.533
12	3	4	2	1	2	1	141.19	42.996	0.037	28.57	1.321	2.418
13	4	1	4	2	2	1	41.66	32.394	0.083	21.65	0.889	-1.022
14	4	2	3	1	2	2	66.61	36.471	0.052	25.75	0.927	-0.658
15	4	3	2	4	1	1	136.97	42.733	0.042	27.45	1.141	2.991
16	4	4	1	3	1	2	101.50	40.129	0.034	29.32	0.978	-0.193

Çizelge 4.2. Nusselt sayısı için faktöriyel etkisi ve katkı oranı

Seviye	Engel geometrisi	Reynolds sayısı	Hareketli-sabit levha uzunluğu	Hareketli-sabit levha genişliği	Yüzeyden mesafe	Hareketli-sabit levha
1	37,66	32,26	37,43	37,52	37,97	38,38
2	36,90	36,88	38,44	38,14	37,8	37,42
3	39,12	41,05	38,18	37,69	-	-
4	37,93	41,42	37,56	38,26	-	-
Delta	2,22	9,15	1,0	0,74	0,13	0,96
Rank	2	1	3	5	6	4
Katkı Oranı (%)	15,63	63,54	7,04	5,21	0,92	6,76

Çizelge 4.3. Sürtünme faktörü için faktöriyel etkisi ve katkı oranı

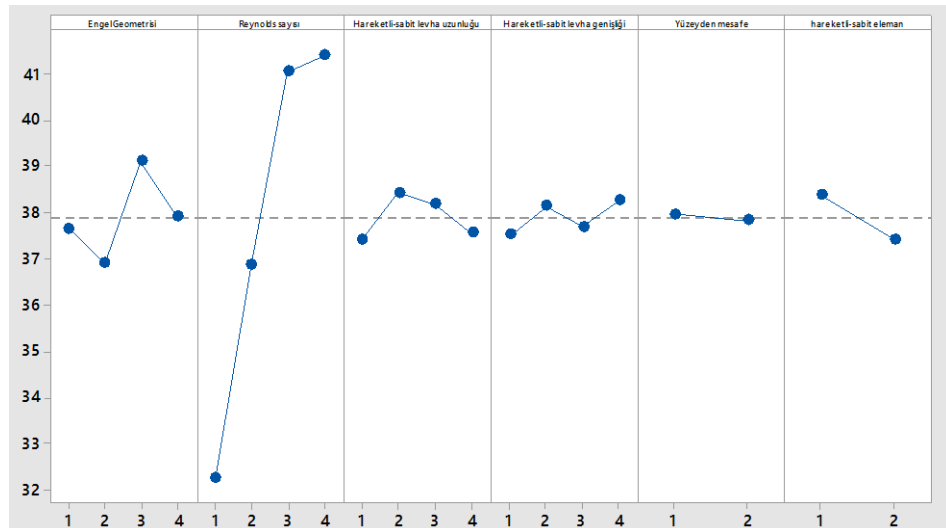
	Engel geometrisi	Reynolds sayısı	Hareketli-sabit levha uzunluğu	Hareketli-sabit levha genişliği	Yüzeyden mesafe	Hareketli-sabit levha
1	26,19	22,03	26,10	26,32	25,72	25,82
2	26,89	25,24	26,27	25,53	26,15	26,05
3	24,61	27,41	25,63	26,00	-	-
4	26,04	29,06	25,74	25,88	-	-
Delta	2,28	7,04	0,64	0,79	0,42	0,24
Rank	2	1	4	3	5	6
Katkı Oranı (%)	19,98	61,7	5,60	6,92	3,68	2,10

Çizelge 4.4. Isıl performans faktörü için faktöriyel etkisi ve katkı oranı

Seviye	Engel geometrisi	Reynolds sayısı	Hareketli-sabit levha uzunluğu	Hareketli-sabit levha genişliği	Yüzeyden mesafe	Hareketli-sabit levha
1	0,05137	-1,02389	-0,20355	-0,03884	0,20758	0,65227
2	-0,46964	-0,41938	0,86332	0,31820	0,21881	-0,22589
3	0,99181	1,28798	0,38221	0,01871		
4	0,27924	1,00806	-0,18921	0,55471		
Delta	1,46145	2,31188	1,06686	0,59355	0,01123	0,87816
Rank	2	1	3	5	6	4
Katkı Oranı(%)	23,09	36,5	16,86	9,38	0,17	13,76

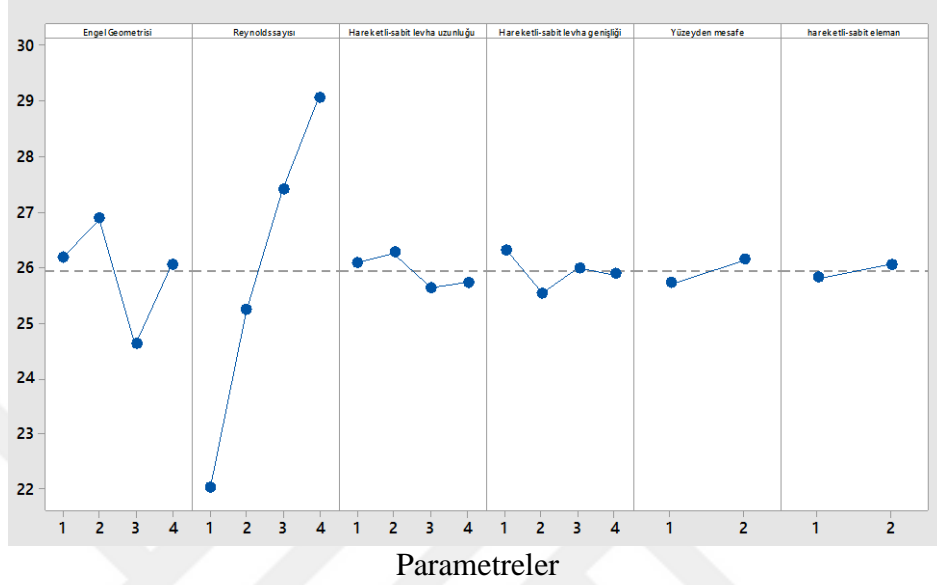
Çizelge 4.5. Deneylere ait optimum şartlar ve performans değerleri

		A	B	C	D	E	F
Nusselt Sayısı	Optimum Seviye	3 ^b	4 ^a	2 ^c	4 ^e	1 ^f	1 ^d
	Optimum Değer	Dörtgen	34878	100 mm	45 mm	1mm	Hareketli Levha
Sürtünme Faktörü	Optimum Seviye	2 ^b	4 ^a	2 ^d	1 ^c	1 ^e	2 ^f
	Optimum Değer	Silindir	34878	100 mm	10 mm	1 mm	Hareketsiz Levha
Isıl Performans Katsayısı	Optimum Seviye	3 ^b	3 ^a	2 ^c	4 ^e	1 ^f	1 ^d
	Optimum Değer	Dörtgen	29985	100 mm	45 mm	1mm	Hareketli Levha
a= 1. derece etkin	c= 3. derece etkin	e= 5. Derece etkin					
b= 2. derece etkin	d= 4. derece etkin	f=6. derece etkin					

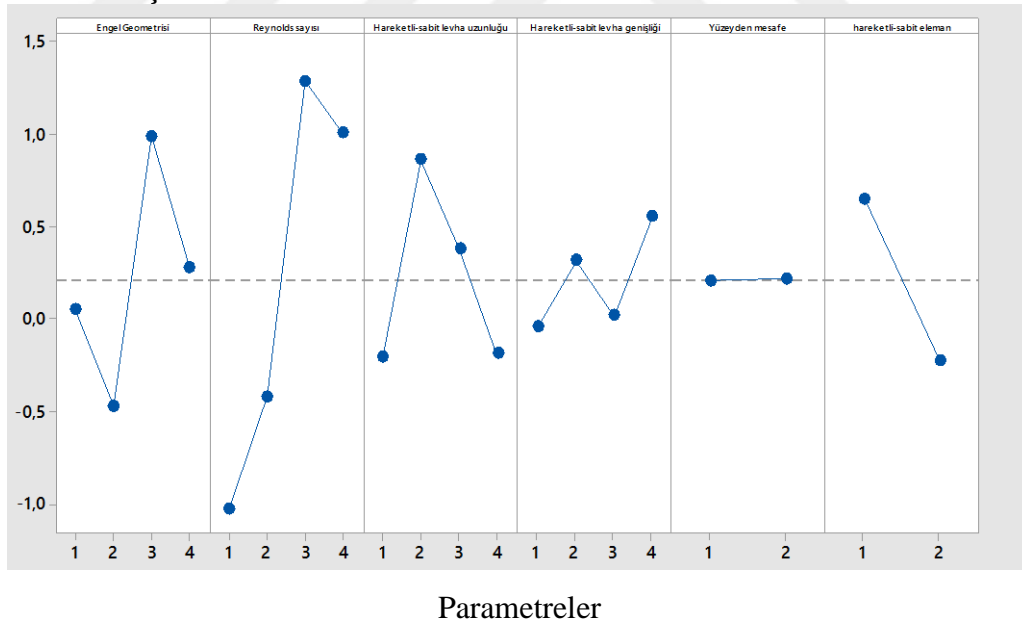


Parametreler

Şekil 4.1. Parametrelerin Nusselt sayısı üzerine etkileri



Şekil 4.2. Parametrelerin sürtünme faktörü üzerine etkileri



Şekil 4.3. Parametrelerin ısı performans faktörü üzerine etkileri

Yapmış olduğumuz deneysel çalışmamızda katkı yüzdeleri ve seviyelerin etkilerini varyans analizi (ANOVA) metodu kullanılarak bulunmuştur. Daha önce verilerin

tanımlandığı MİNİTAB 17 paket programı yardımıyla %96 güven aralığında elde edilmiş ve bulunan sonuçlar Çizelge 4.5'te gösterilmiştir.

Şekil 4.1'de görüldüğü gibi Nusselt sayısına etki eden parametreler; Reynolds sayısı, engel geometrisi, hareketli/hareketsiz levha uzunluğu ve genişliği, hareketli/hareketsiz levhanın yerden yüksekliği ve levha tipidir.

Parametrelerin Nusselt sayısı üzerindeki etkilerine bakıldığında engel geometrisinde Nusselt sayısına etki eden en önemli faktörün dörtgen engelin olduğu durumdur. Toplam katkı oranı %15,63'dür. En kötü olduğu durum ise silindir engelin olduğu durumda görülmüştür.

Reynolds sayısı üzerine etkisine bakıldığında Nusselt sayısına etki eden en önemli faktörün yarım silindir olduğu pozisyonlardır. Toplam katkı oranı ise %63,54'tür. En kötü olduğu durum ise üçgen engelin olduğu durumda görülmüştür.

Hareketli/hareketsiz levha uzunluğunun Nusselt sayısına etkisine bakıldığında en önemli faktörün silindir olduğu pozisyonlardır. Toplam katkı oranı ise %7,04'tür. En kötü olduğu durum ise üçgen olan pozisyonda görülmüştür. Hareketli/hareketsiz levha genişliğinin Nusselt sayısına etkisine bakıldığında en önemli faktörün yarım silindir olduğu pozisyonlarda görülmüştür. Toplam katkı oranı ise %5,21'dir. Yüzey mesafesinin Nusselt sayısına etkisine bakıldığında hemen hemen tüm faktörlerde aynı olduğu etkisinin olmadığı görülmüştür. Levha tipinin Nusselt sayısı üzerindeki etkisine bakıldığında en önemli faktörün hareketli eleman olduğu pozisyonda görülmüştür. Toplam katkı oranı ise %6,76'dır.

Parametrelerin sürtünme faktörüne olan etkilerine bakıldığında, engel geometrisinde en önemli faktörün silindir pozisyonu olduğu görülmüştür. Katkı oranı ise %19,98'dir. En kötü olduğu durum ise dörtgen kesitli engel durumunda görülmüştür. Reynolds sayısının etkilerine bakıldığında en iyi durumun yarım silindir (YS-KE) durumunda görülmüştür. Katkı oranı ise %61,7'dir. En kötü durum ise üçgen kesitli engel durumunda gerçekleşmiştir. Hareketli/hareketsiz levha uzunluğunun etkilerine bakıldığında en iyi durumun silindir kesitli engelde görülmüştür. Katkı oranı ise

%5,60 dır. Hareketli/hareketsiz levha genişliğinin Nusselt sayısına etki eden en önemli faktörü üçgen kesitli engel durumunda olduğu görülmüştür. Katkı oranına baktığımızda %6,92 dir.

Son olarak Parametrelerin ısı performans faktörüne olan etkilerine bakıldığında, engel geometrisine etki eden en önemli faktörün dörtgen kesitli engel durumunda görülmüştür. Katkı oranı %23,09 dur. En kötü olduğu durum ise S-KE olan durumda görülmüştür. Reynolds sayısına etkilerine etki eden faktörün D-KE olduğu durumda görülmüştür Katkı oranı %36,5'tir. En kötü durum ise U-KE durumda görülmüştür. Hareketli/hareketsiz levha uzunluğunda etki eden en önemli faktör S-KE olduğu durumda görülmüştür. Katkı oranı %16,86'dır. Hareketli/hareketsiz levha genişliğinde etki eden en önemli faktör YS-KE olduğu durum da görülmüştür ve katkı oranı %9,38'dir.

Genel olarak baktığımızda hareketli/hareketsiz parçanın yüzeyden mesafesinin öneminin tüm parametreler Nusselt sayısı, sürtünme faktörü, ısı performans faktörü etkisinin olmadığı görülmüştür.

4.2. Deneysel Sonuçlar

Yapmış olduğumuz çalışmada ilk olarak boş kanal içerisindeki sürtünme faktörü ve Nusselt sayıları hesaplanmış olup daha sonra literatürde yer alan Dittus-Boelter ve Blasius (Incropera 1996), tarafından bulunan veriler ile karşılaştırılmıştır.

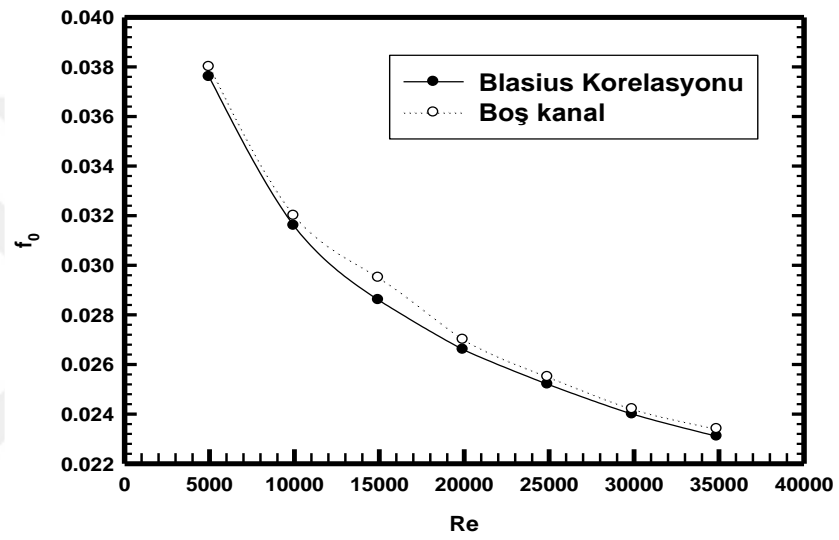
Blasius korelasyonu,

$$f = 0,316Re^{-0,25} \quad 3000 < Re < 20.000 \quad (4.1)$$

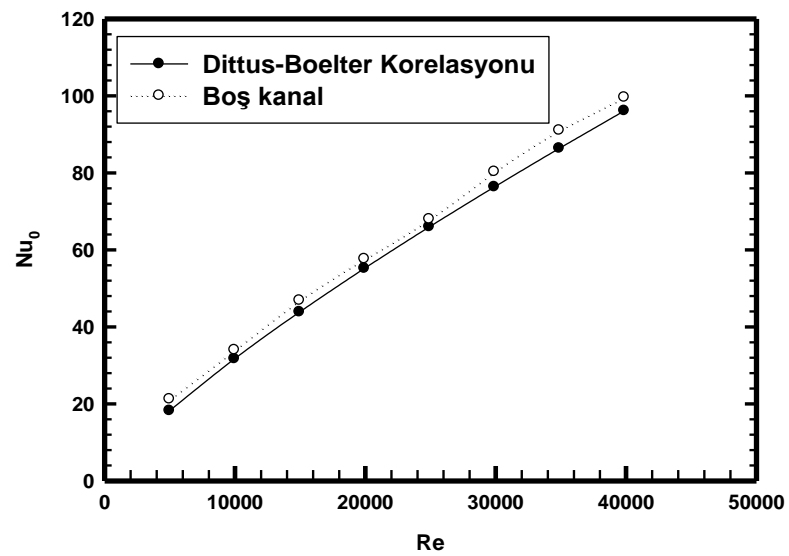
Dittus-Boelter korelasyonu,

$$Nu = 0,023Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (4.2)$$

Boş kanaldaki sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısının (Nu) değerleri literatürdeki veriler ile uyumunun çok iyi olduğu ve %4-%10 değeri arasında olduğu görülmüştür.



(a)



(b)

Şekil 4.4. Boş kanal için (a) Sürtünme faktörünün (b) Nusselt sayısını doğrulaması

4.2.1. Sıcaklık dağılımları

Yapmış olduğumuz çalışmada test bölümünde yer alan termal kamera yardımıyla ölçülen kanal içerisinde yer alan farklı engel ve hareketli/hareketsiz levhanın ısı transferine etkilerini, sıcaklık dağılımlarını kameraya ait FLIR Quick Report programı ile bilgisayar ortamına aktarılmış olup Resim 4.1- 4.17’de gösterilmiştir.

Elde edilen sıcaklık konturları tablo haline getirilmiş olup anlaşılabilir olması ve daha iyi okunabilmesi için gerekli kısaltmalar yapılmıştır Yapılan bu kısaltmalar Çizelge 4.6- Çizelge 4.8’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.6. Deney isimlerinin kısaltmaları

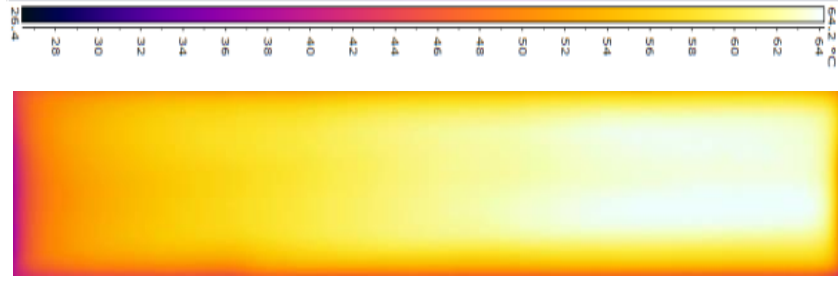
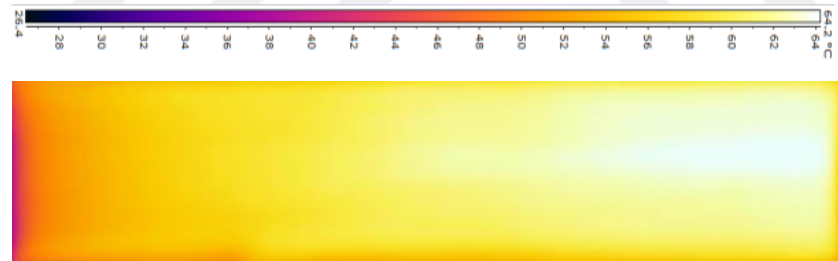
Deney adları	Kısaltma	Reynolds	Kısaltma
Boş kanal(AR=1)	A	9965	A1
		19.930	A2
		29.985	A3
		34.878	A4
Deney 1 U-KE- L=50-W=10-c=1mm -Engel tipi= U-KE -Hareketli/hareketsiz levha uzunluğu L=50 mm -Hareketli/hareketsiz levha genişliği w= 10 mm -Hareketli/ hareketsiz levha -Yerden yüksekliği c=4 mm	B	9965	B1
		19.930	B2
		29.985	B3
		34.878	B4
Deney 2 U-KE-L=100-W=20-c=1mm	C	9965	C1
		19.930	C2
		29.985	C3
		34.878	C4
Deney 3 U-KE- L=150-W=30-c=4mm	D	9965	D1
		19.930	D2
		29.985	D3
		34.878	D4
Deney 4 U-KE- L=200-W=45-c=4mm	E	9965	E1
		19.930	E2
		29.985	E3
		34.878	E4
Deney 5 S-KE-L=100-W=30-c=4mm	F	9965	F1
		19.930	F2
		29.985	F3
		34.878	F4
Deney 6 S-KE-L=50-W=45-c=4mm	G	9965	G1
		19.930	G2
		29.985	G3
		34.878	G4

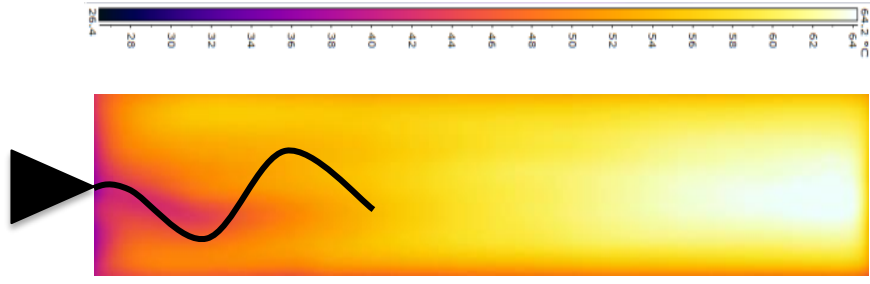
Çizelge 4.6. (Devam) Deney isimlerinin kısaltmaları

Deney adları	Kısaltma	Reynolds	Kısaltma
Deney 7 S-KE-L=200-W=10-c=1mm	H	9965	H1
		19930	H2
		29.985	H3
		34.878	H4
Deney 8 S-KE-L=150-W=20-c=1mm	I	9965	I1
		19930	I2
		29.985	I3
		34.878	I4
Deney 9 D-KE- L=150-W=45-c=1mm	J	9965	J1
		19.930	J2
		29.985	J3
		34.878	J4
Deney 10 D-KE- L=200-W=30-c=1mm	K	9965	K1
		19.930	K2
		29.985	K3
		34.878	K4
Deney 11 D-KE- L=50-W=20-c=4mm	L	9965	L1
		19.930	L2
		29.985	L3
		34.878	L4
Deney 12 D-KE-L=100-W=10-c=4mm	M	9965	M1
		19.930	M2
		29.985	M3
		34.878	M4
Deney 13 YS-KE-L=200-W=10-c=1mm	N	9965	N1
		19.930	N2
		29.985	N3
		34.878	N4

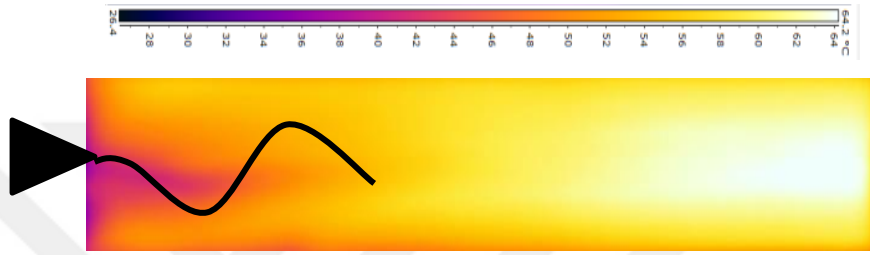
Çizelge 4.6. (Devam) Deney isimlerinin kısaltmaları

Deney adları	Kısaltma	Reynolds	Kısaltma
Deney 4 YS-KE-L=150-W=10-c=4mm	O	9965	O1
		19.930	O2
		29.985	O3
		34.878	O4
Deney 15 YS-KE-L=100-W=45-c=1mm	P	9965	P1
		19.930	P2
		29.985	P3
		34.878	P4
Deney 16 YS-KE-L=50-W=30-c=1mm	R	9965	R1
		19.930	R2
		29.985	R3
		34.878	R4

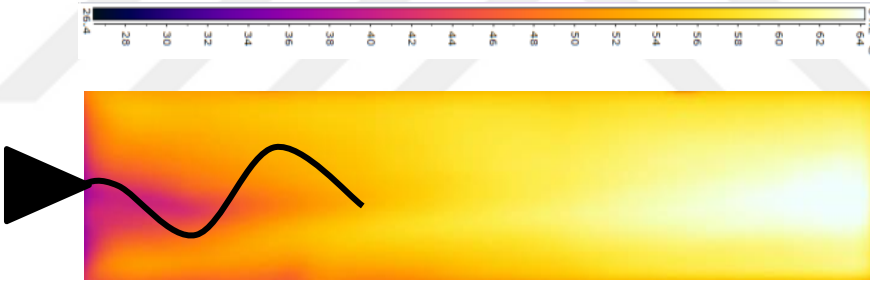
(a) $Re=9965$ (A1)(b) $Re=19.930$ (A2)(c) $Re=29.985$ (A3)(d) $Re=34.878$ (A4)**Resim 4.1.** Boş kanal ($AR=1$) için sıcaklık konturları (A)



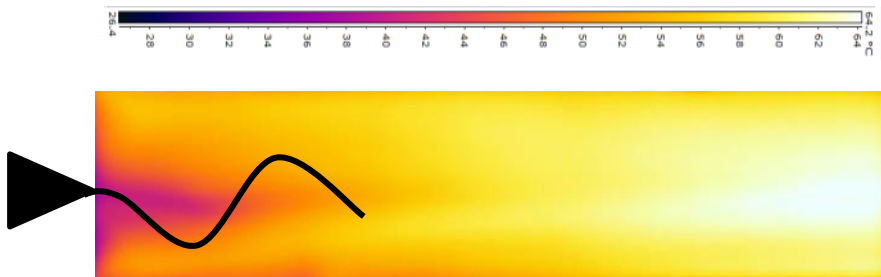
(a) $Re=9965$ (B1) (Deney 1)



(b) $Re=19.930$ (B2) (Deney 1)

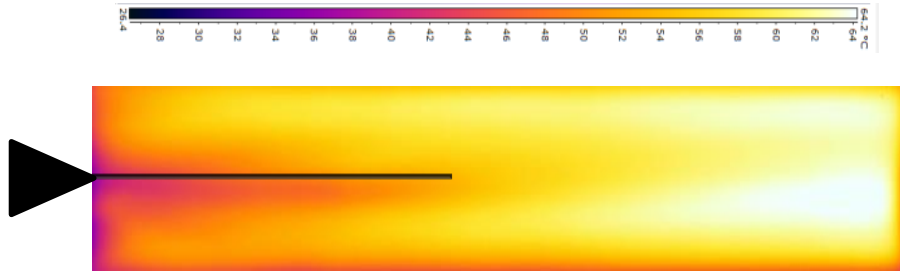


(c) $Re=29.985$ (B3) (Deney 1)

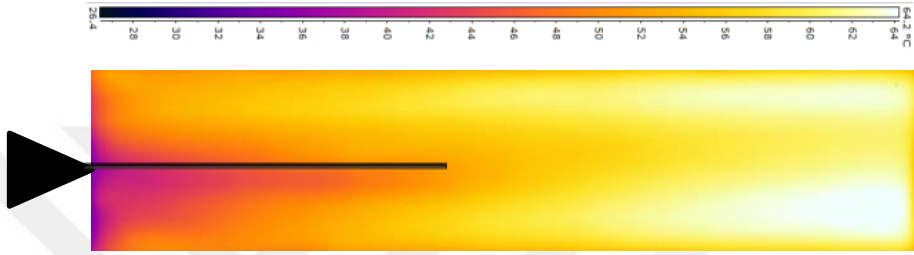


(d) $Re=34.878$ (B4) (Deney 1)

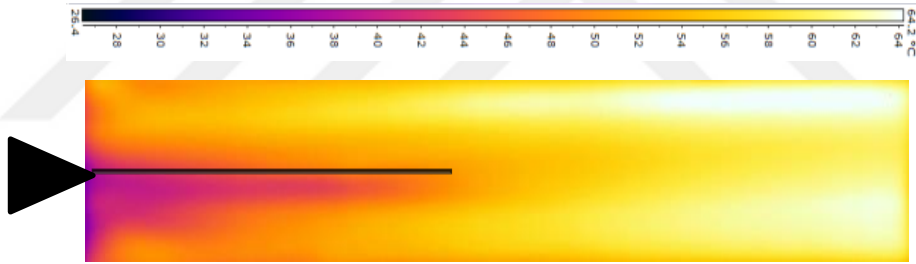
Resim 4.2. U-KE_ L=50_W=10_c=1 mm için sıcaklık konturları (B)



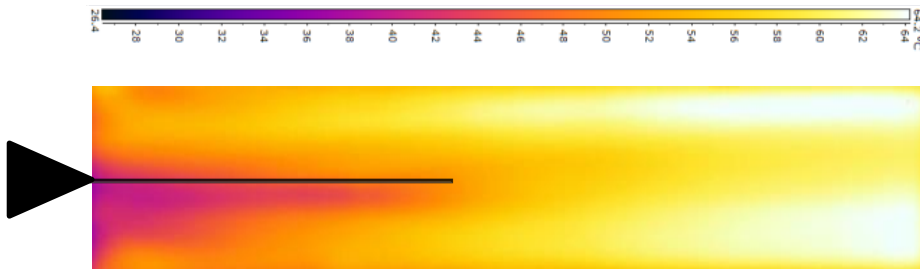
(a) $Re=9965$ (C1) (Deney 2)



(b) $Re=19.930$ (C2) (Deney 2)

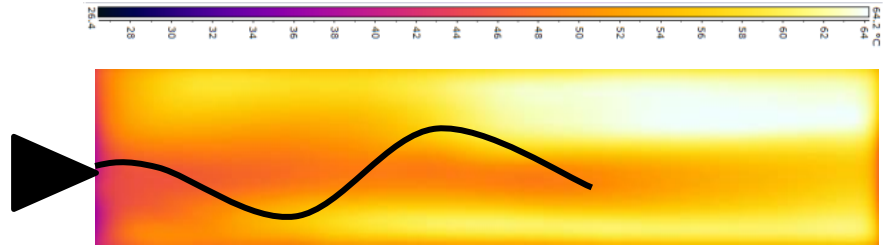


(c) $Re=29.985$ (C3) (Deney 2)

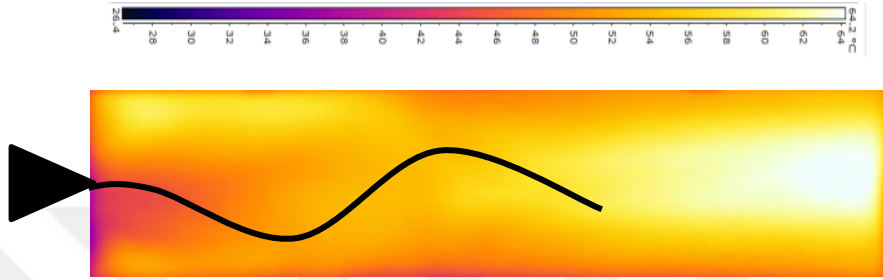


(d) $Re=34.878$ (C4) (Deney 2)

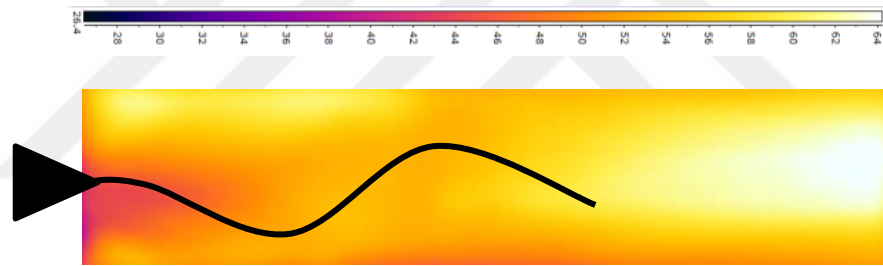
Resim 4.3. U-KE_ L=100_W=20_c=1 mm için sıcaklık konturları (C)



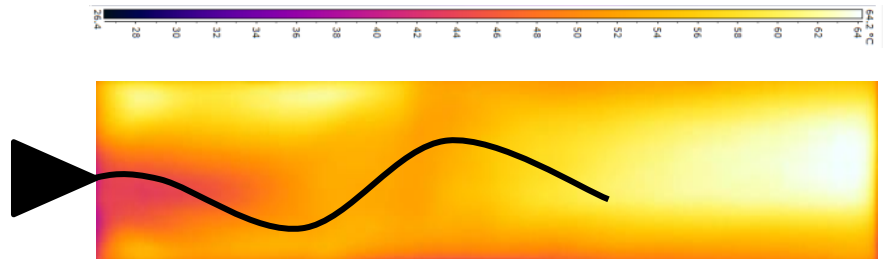
(a) $Re=9965$ (D1) (Deney 3)



(b) $Re=19.930$ (D2) (Deney 3)

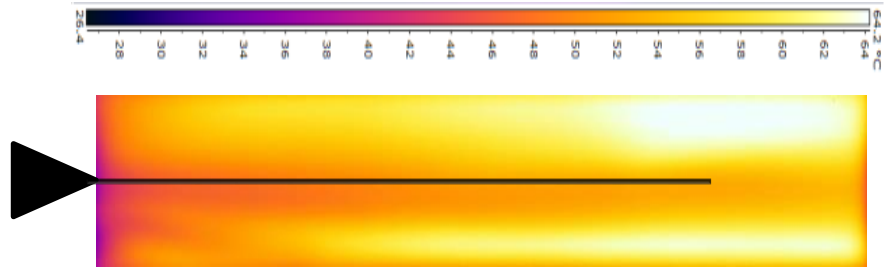


(c) $Re=29.985$ (D3) (Deney 3)

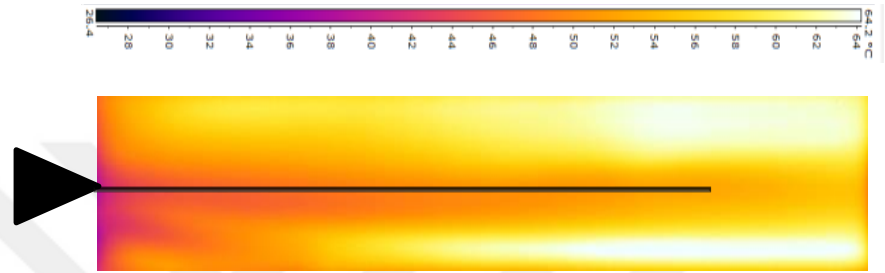


(d) $Re=34.878$ (D4) (Deney 3)

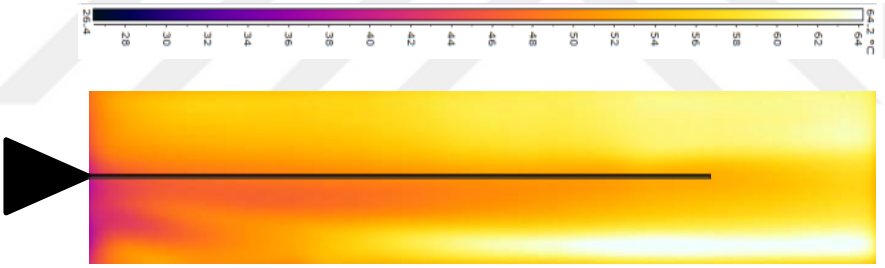
Resim 4.4. U-KE_ L=150_W=30_c=4 mm için sıcaklık konturları (D)



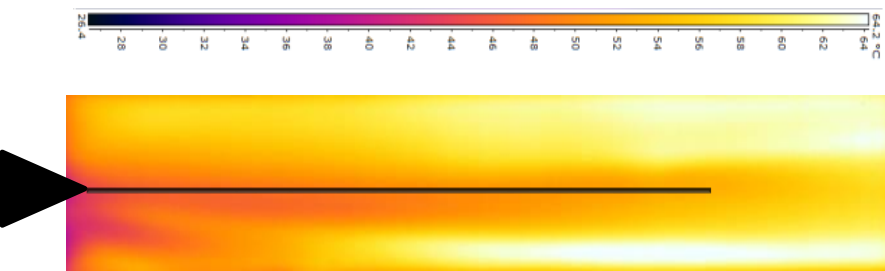
(a) $Re=9965$ (E1) (Deney 4)



(b) $Re=19.930$ (E2) (Deney 4)

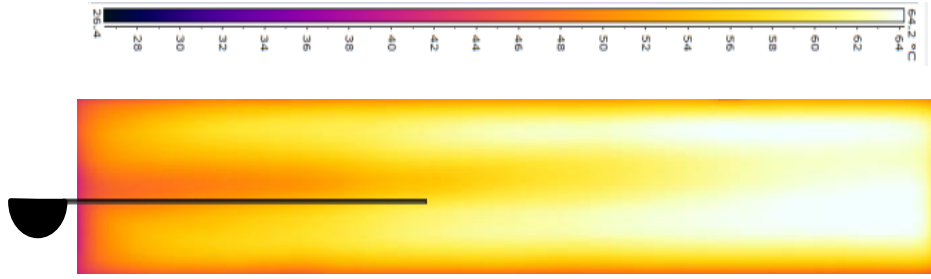


(c) $Re=29.985$ (E3) (Deney 4)

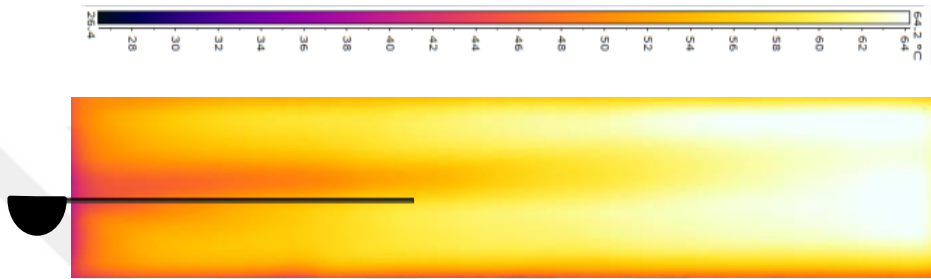


(d) $Re=34.878$ (E4) (Deney 4)

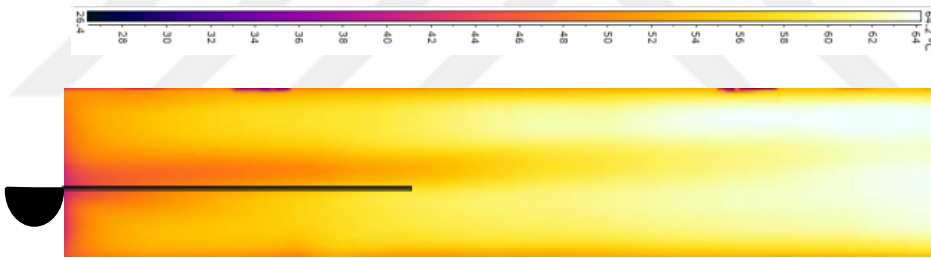
Resim 4.5. U-KE_ L=200_ W=45_ c=4 mm için sıcaklık konturları (E)



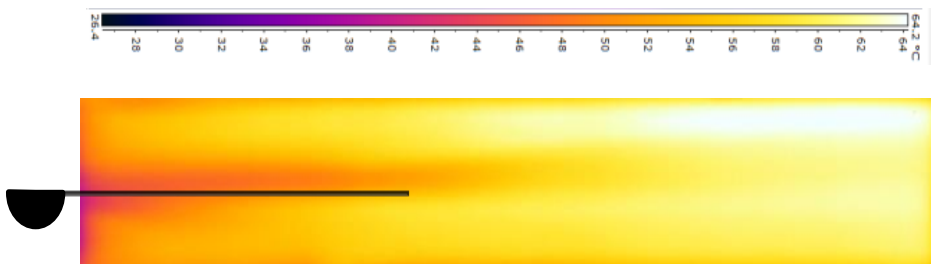
(a) $Re=9965$ (F1) (Deney 5)



(b) $Re=19.930$ (F2) (Deney 5)

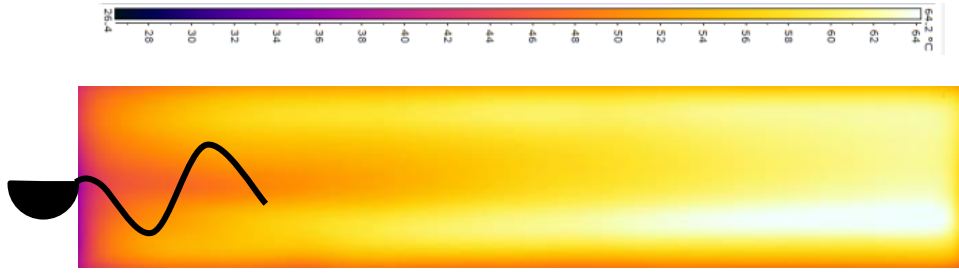


(c) $Re=29.985$ (F3) (Deney 5)

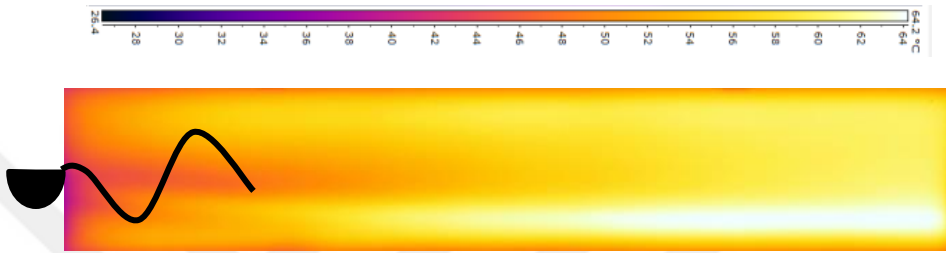


(d) $Re=34.878$ (F4) (Deney 5)

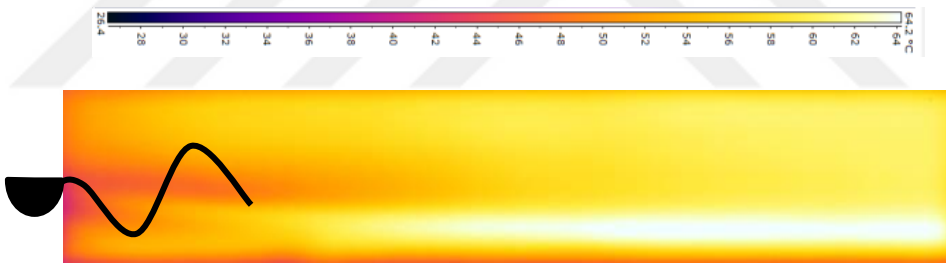
Resim 4.6. YS-KE_ L=100_ W=30_ c=4 mm için sıcaklık konturları (F)



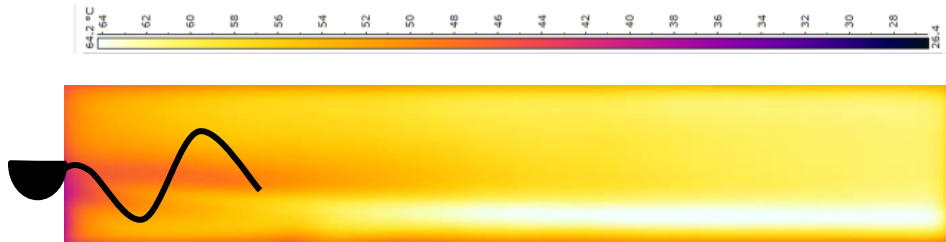
(a) $Re=9965$ (G1) (Deney 6)



(b) $Re=19.930$ (G2) (Deney 6)

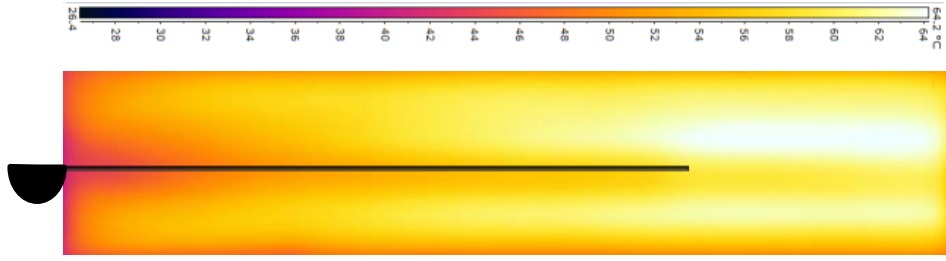


(c) $Re=29.985$ (G3) (Deney 6)

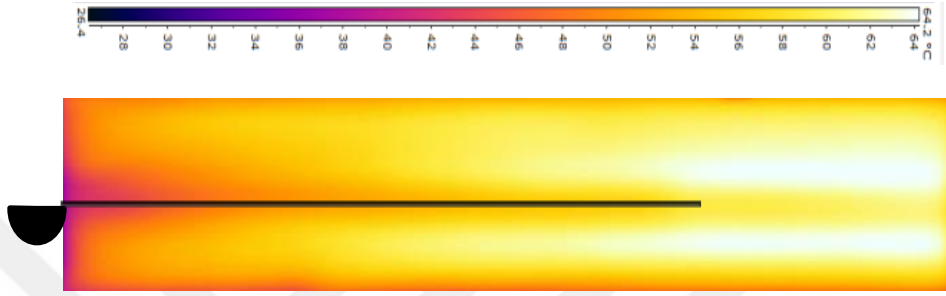


(d) $Re=34.878$ (G4) (Deney 6)

Resim 4.7. YS-KE_ L=50_W=45_c=4 mm için sıcaklık konturları (G)



(a) $Re=9965$ (H1) (Deney 7)



(b) $Re=19.930$ (H2) (Deney 7)

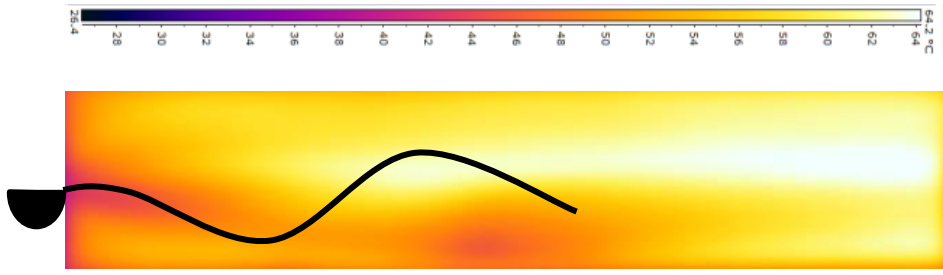


(c) $Re=29.985$ (H3) (Deney 7)

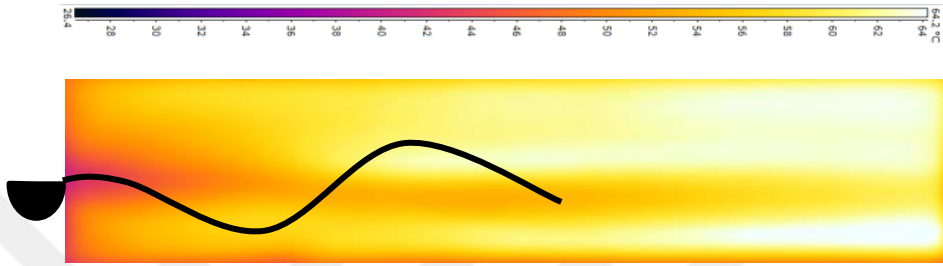


(d) $Re=34.878$ (H4) (Deney 7)

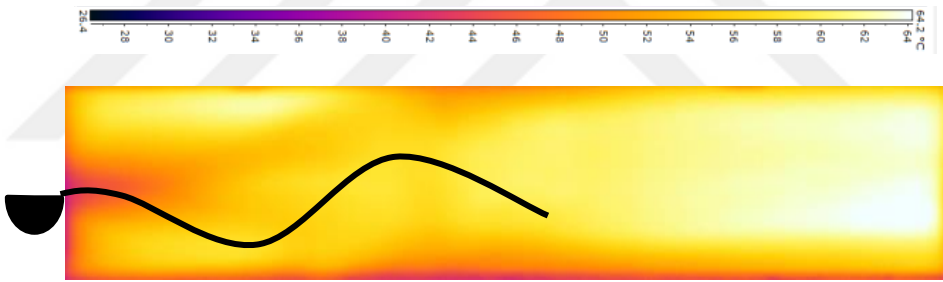
Resim 4.8. YS-KE_ L=200_W=10_c=1 mm için sıcaklık konturları (H)



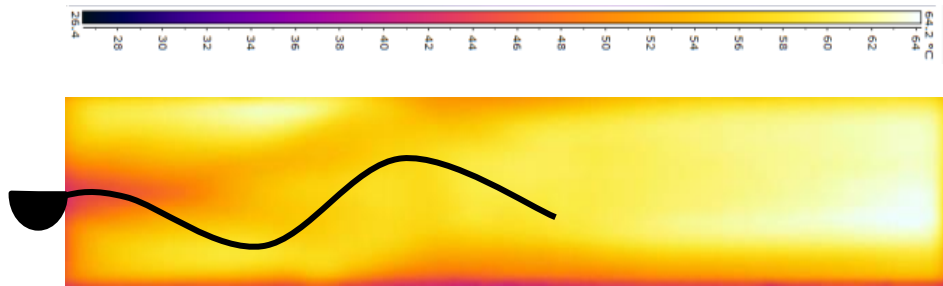
(a) $Re=9965$ (I1) (Deney 8)



(b) $Re=19.930$ (I2) (Deney 8)

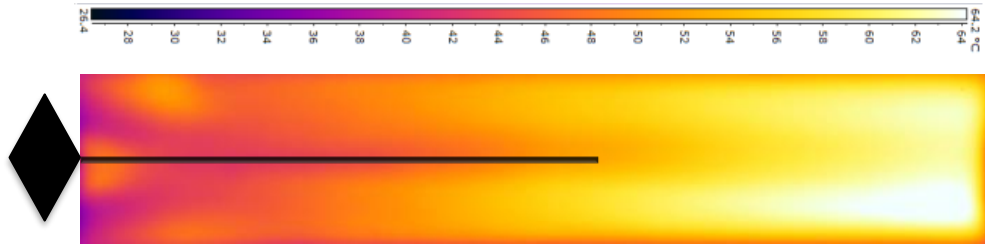


(c) $Re=29.985$ (I3) (Deney 8)

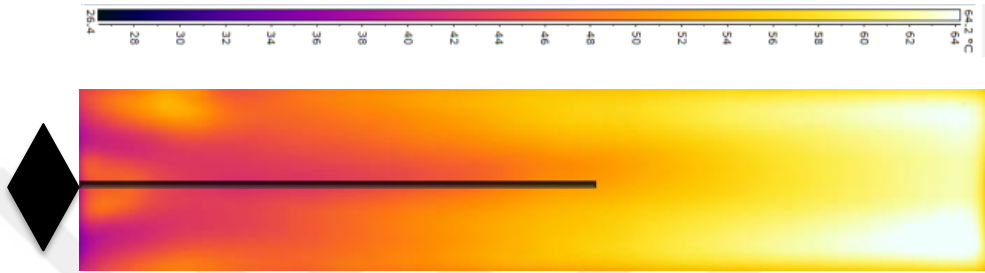


(d) $Re=34.878$ (I4) (Deney 8)

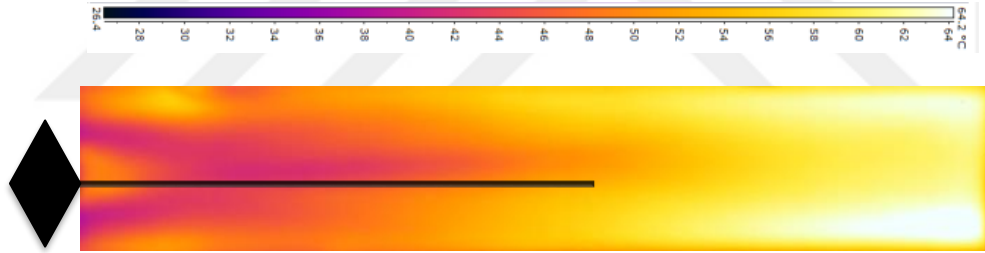
Resim 4.9. YS-KE_ L=150_W=20_c=1 mm için sıcaklık konturları (I)



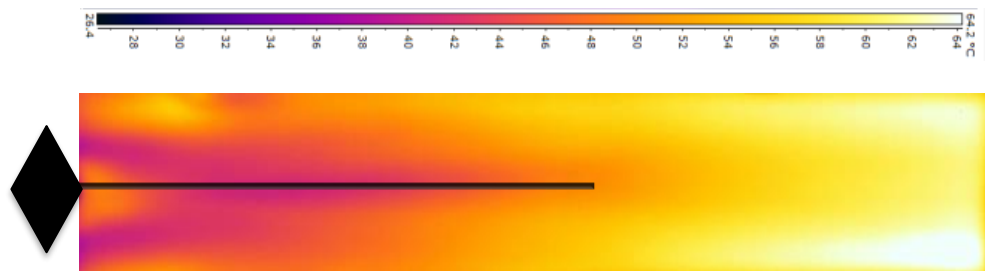
(a) $e=9965$ (J1) (Deney 9)



(b) $Re=19.930$ (J2) (Deney 9)

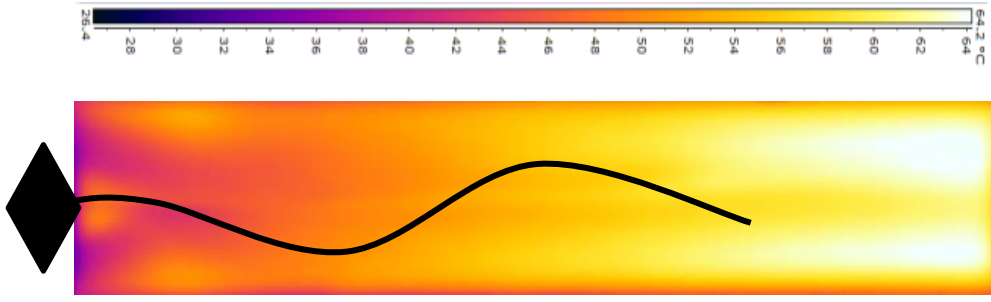


(c) $Re=29.985$ (J3) (Deney 9)

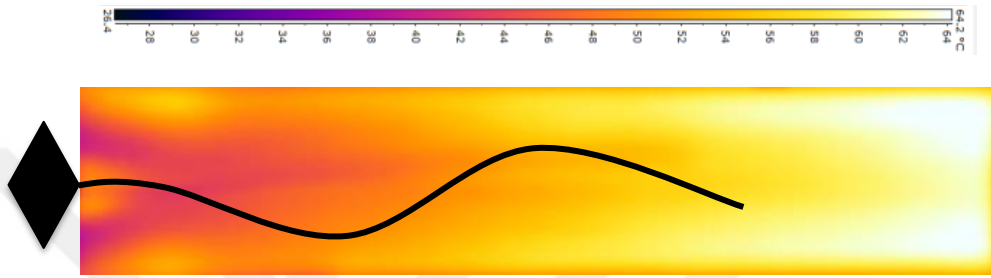


(d) $Re=34.878$ (J4) (Deney 9)

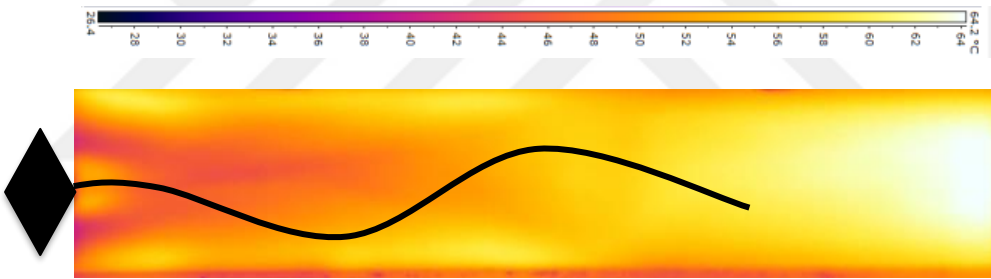
Resim 4.10. D-KE_ L=150_W=45_c=1 mm için sıcaklık konturları (J)



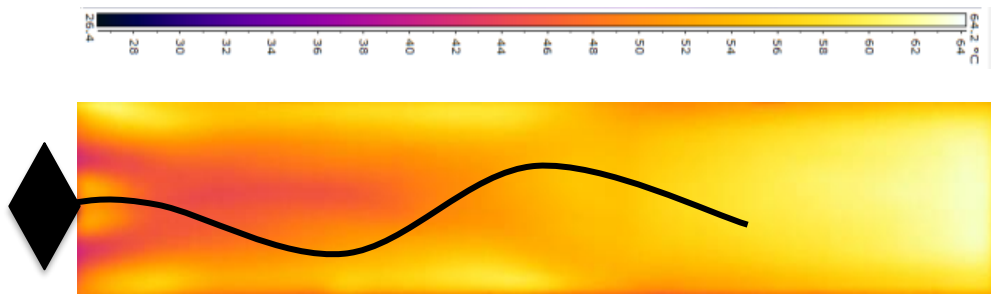
(a) $Re=9965$ (K1) (Deney 10)



(b) $Re=19.930$ (K2) (Deney 10)

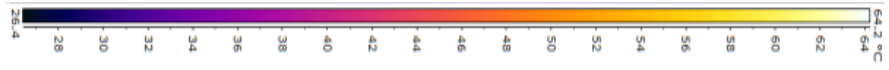


(c) $Re=29.985$ (K3) (Deney 10)

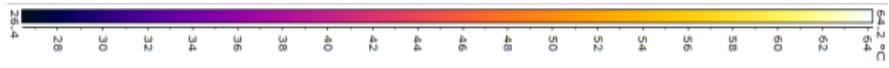


(d) $Re=34.878$ (K4) (Deney 10)

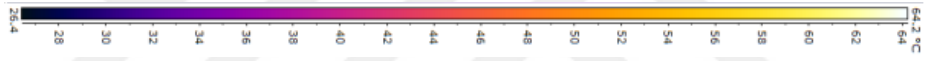
Resim 4.11. D-KE_ L=200_W=30_c=1 mm için sıcaklık konturları (K)



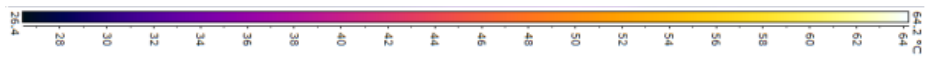
(a) Re=9965 (L1) (Deney 11)



(b) Re=19.930 (L2) (Deney 11)

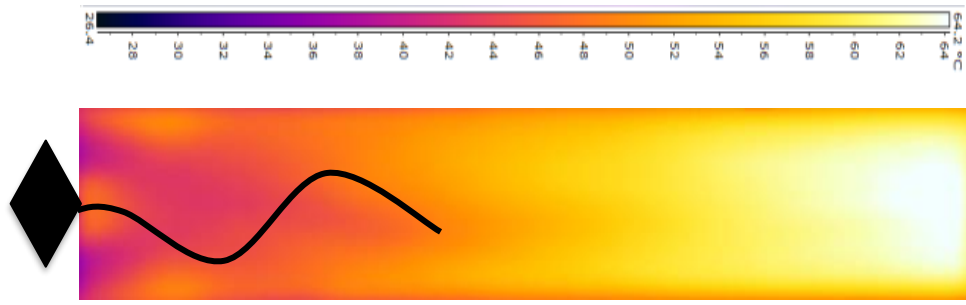


(c) Re=29.985 (L3) (Deney 11)

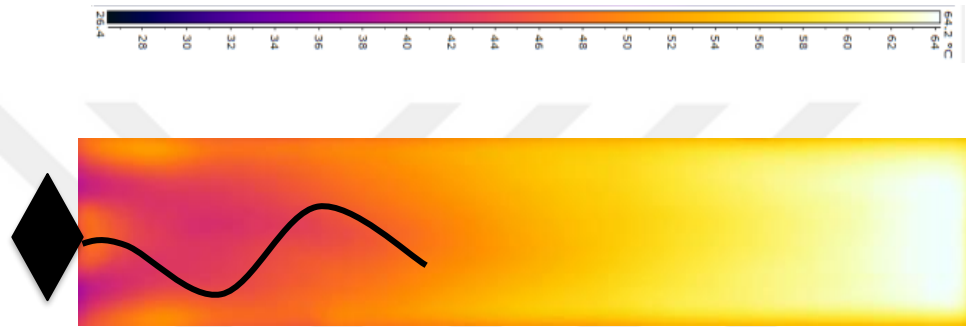


(d) Re=34.878 (L4) (Deney 11)

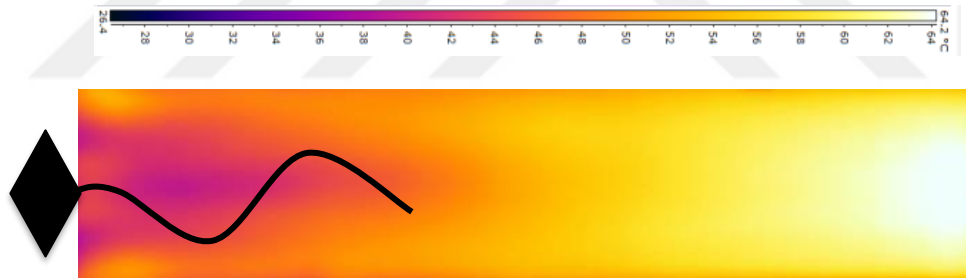
Resim 4.12. D-KE_ L=50_W=20_c=4 mm için sıcaklık konturları (L)



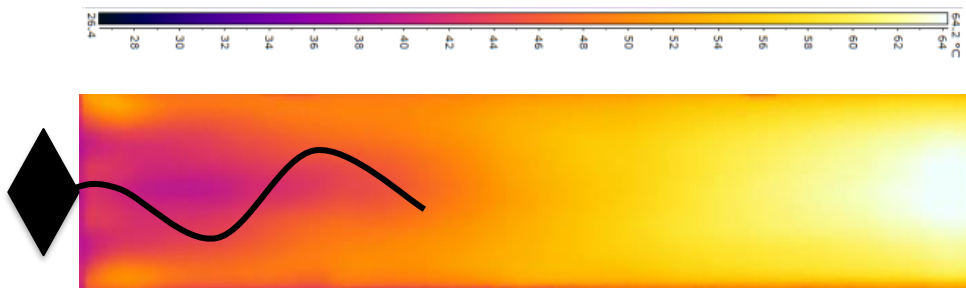
(a) $Re=9965$ (M1) (Deney 12)



(b) $Re=19.930$ (M2) (Deney 12)

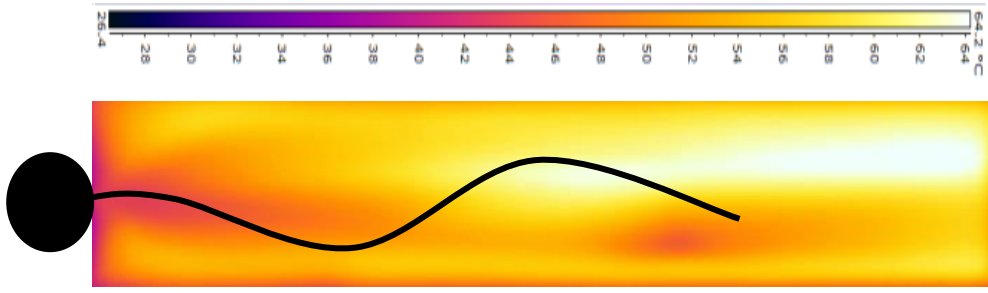


(c) $Re=29.985$ (M3) (Deney 12)

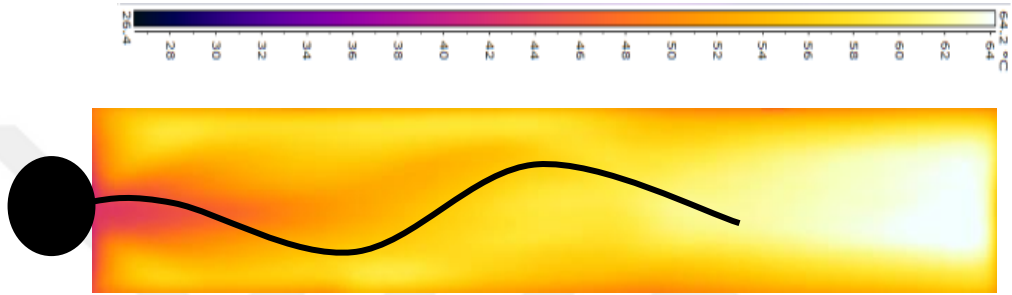


(d) $Re=34.878$ (M4) (Deney 12)

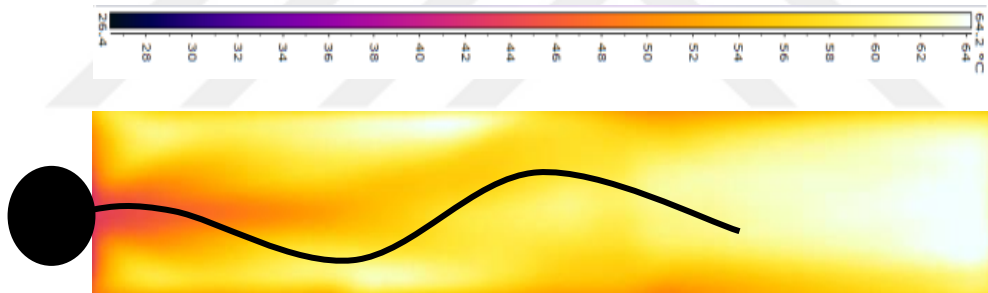
Resim 4.13. D-KE_ L=100_W=10_c=4 mm için sıcaklık konturları (M)



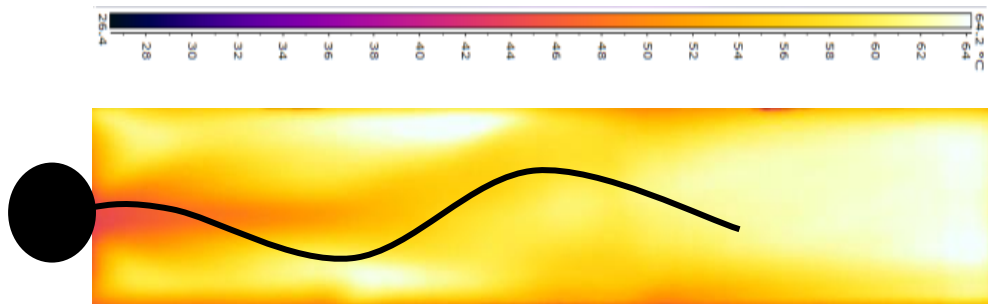
(a) $Re=9965$ (N1) (Deney 13)



(b) $Re=19.930$ (N2) (Deney 13)

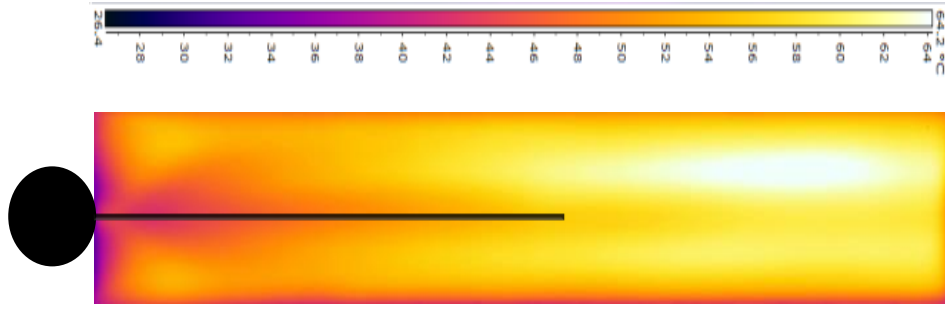


(c) $Re=29.985$ (N3) (Deney 13)

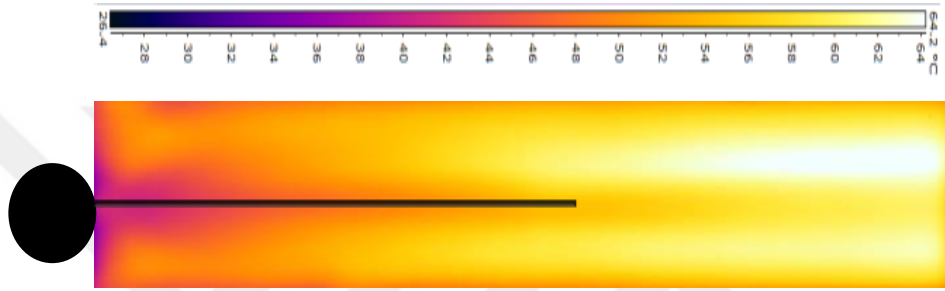


(d) $Re=34.878$ (N4) (Deney 13)

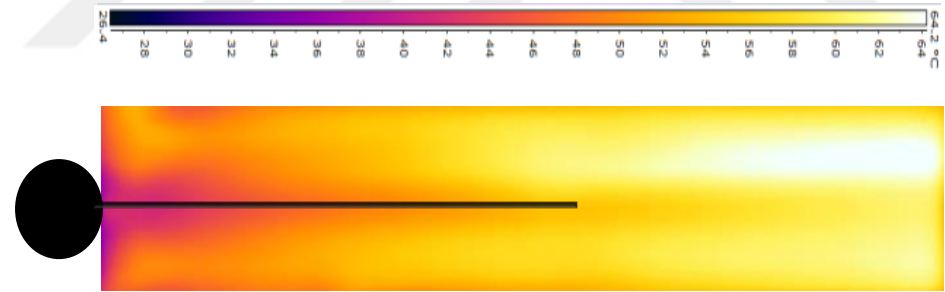
Resim 4.14. S-KE_ L=200_W=20_c=4 mm için sıcaklık konturları (N)



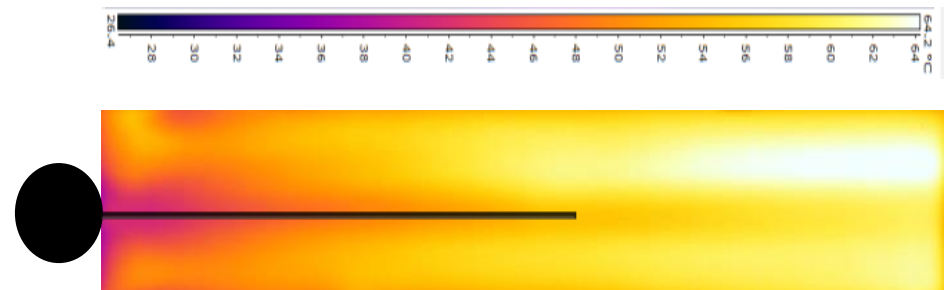
(a) $Re=9965$ (O1) (Deney 14)



(b) $Re=19.930$ (O2) (Deney 14)

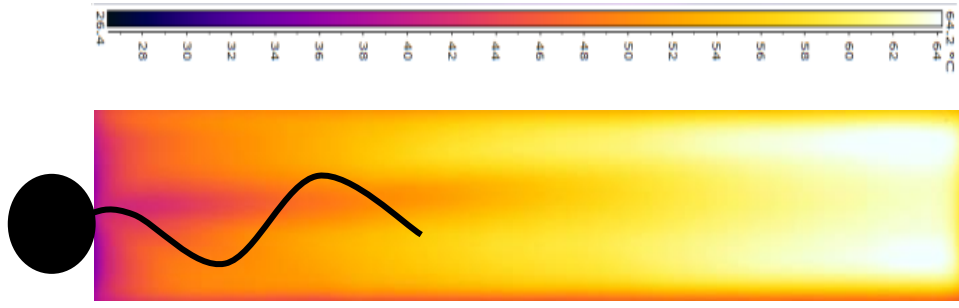


(c) $Re=29.985$ (O3) (Deney 14)

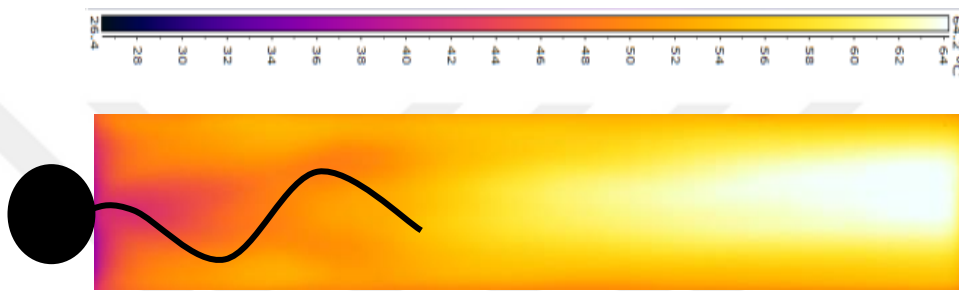


(d) $Re=34.878$ (O4) (Deney 14)

Resim 4.15. S-KE_ L=150_ W=10_ c=4 mm için sıcaklık konturları (O)



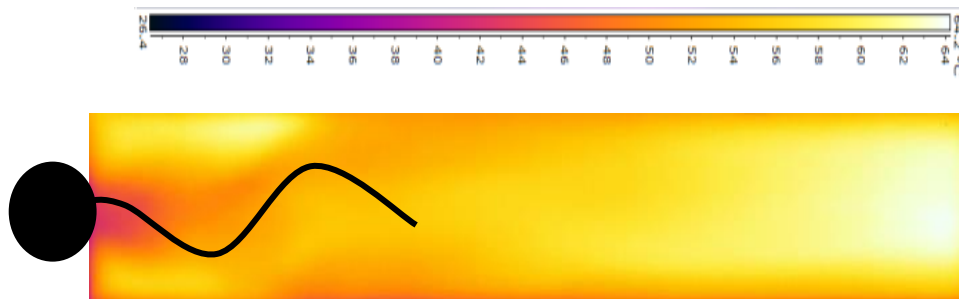
(a) $Re=9965$ (P1) (Deney 15)



(b) $Re=19.930$ (P2) (Deney 15)

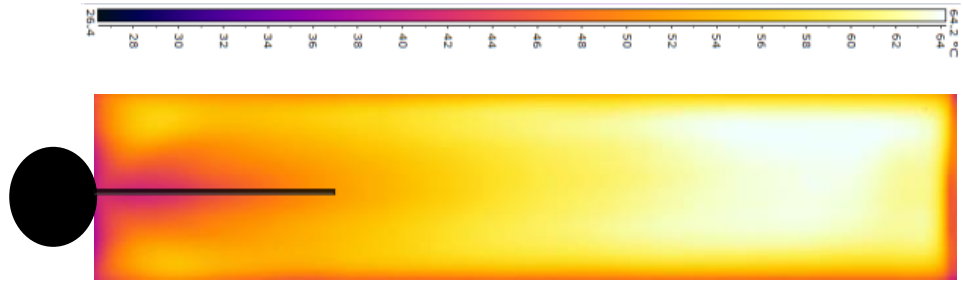


(c) $Re=29.985$ (P3) (Deney 15)

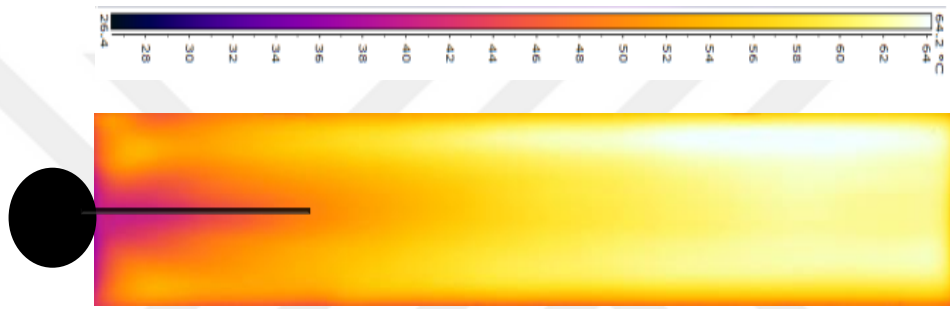


(d) $Re=34.878$ (P4) (Deney 15)

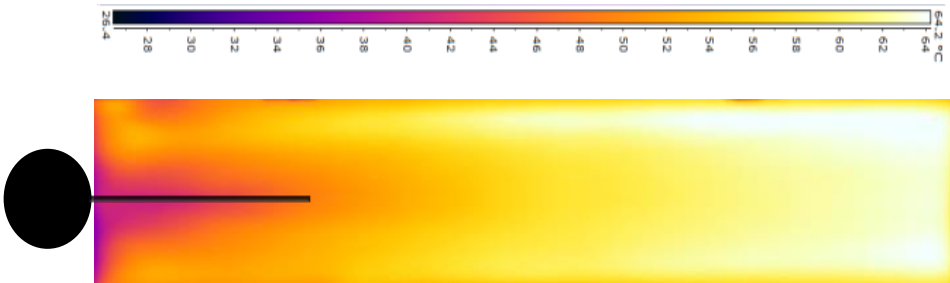
Resim 4.16. S-KE_ L=100_W=45_c=1 mm için sıcaklık konturları (P)



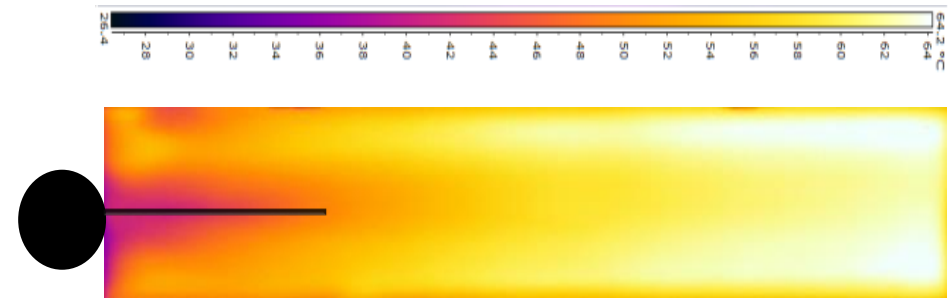
(a) $Re=9965$ (R1) (Deney 16)



(b) $Re=19.930$ (R2) (Deney 16)



(c) $Re=29.985$ (R3) (Deney 16)



(d) $Re=34.878$ (R4) (Deney 16)

Resim 4.17. S-KE_ L=50_W=30_c=1 mm için sıcaklık konturları (R)

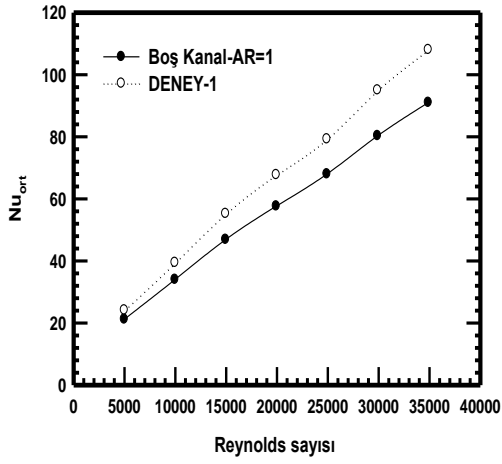
Yapmış olduğumuz çalışmada kanal içerisinde yer alan test bölgesinin farklı Reynolds değerlerinde (9965-19.930-29.985-34.878) elde edilen sıcaklık konturları Resim 4.1-4.17’de verilmiştir. Sonuçlara bakıldığında sıcaklığın girişten çıkışa doğru kanal boyunca arttığı görülmüştür. Engelin kanal girişinde yer alması akışkan havanın etkisiyle hareketli/hareketsiz levhanın boyuna ve genişliğine bağlı olarak giriş kısmının daha fazla ısı transferi olması sıcaklığın girişte daha düşük olduğunu göstermektedir.

Yapmış olduğumuz çalışmaya baktığımız da Resim 4.1- 4.17 de görüldüğü gibi boş kanala göre bütün deneylerde engele ve hareketli levhanın özelliklerine bağlı olarak ısı transferinde artış olduğu görülmüştür.

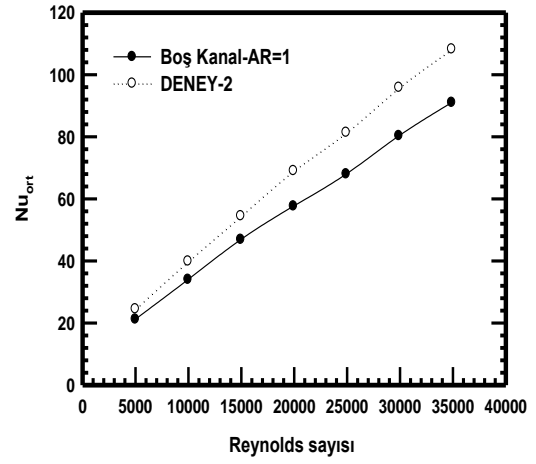
Sonuçlara baktığımızda en iyi ısı transfer artışının olduğu durum D-KE_L=200_W=30_c=1 mm için sıcaklık konturları (K) Deney 10 da olduğu görülmüştür. Bu durumun engel boyunun akışkanı iyi bir karıştırması ve bunun sonucunda türbülans oluşumu meydana gelmiştir. Engel yüzeyinde hareketli parçanın olması ve boyunun kullanmış olduğumuz en uzun mesafe olmasından dolayı artış fazla olmuştur.

4.2.2. Isı transfer analizi

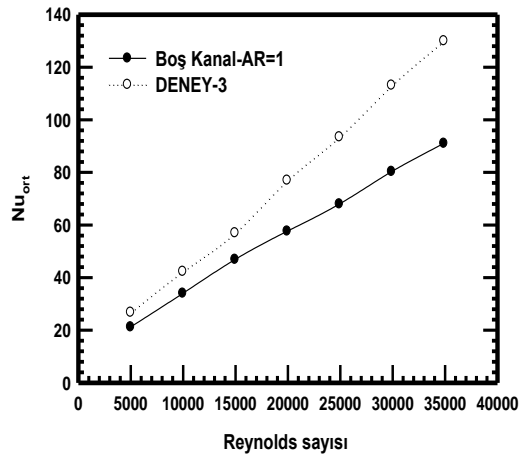
Deneysel çalışmamızda; Reynolds sayısı, engel tipi, hareketli/hareketsiz levhanın genişliği, boyu, cinsi ve yerden yüksekliğine bağlı olarak ısı transfer değişimleri incelenmiş olup deneysel metod olarak Taguchi dizayn metodu kullanılmıştır. Yapılan tüm deneyler için ortalama Nusselt sayısının ve Reynolds sayısı ile değişimleri Şekil 4.5-Şekil 4.7’de verilmiştir.



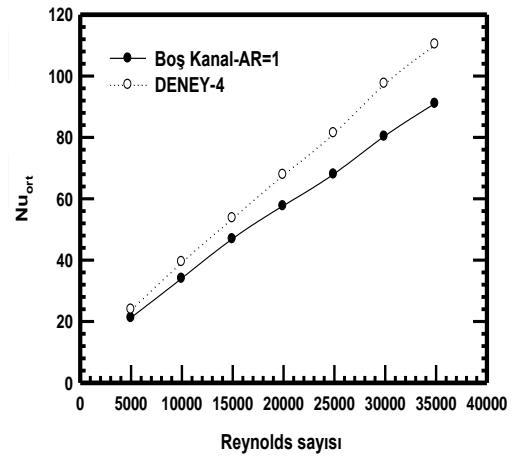
(a)



(b)

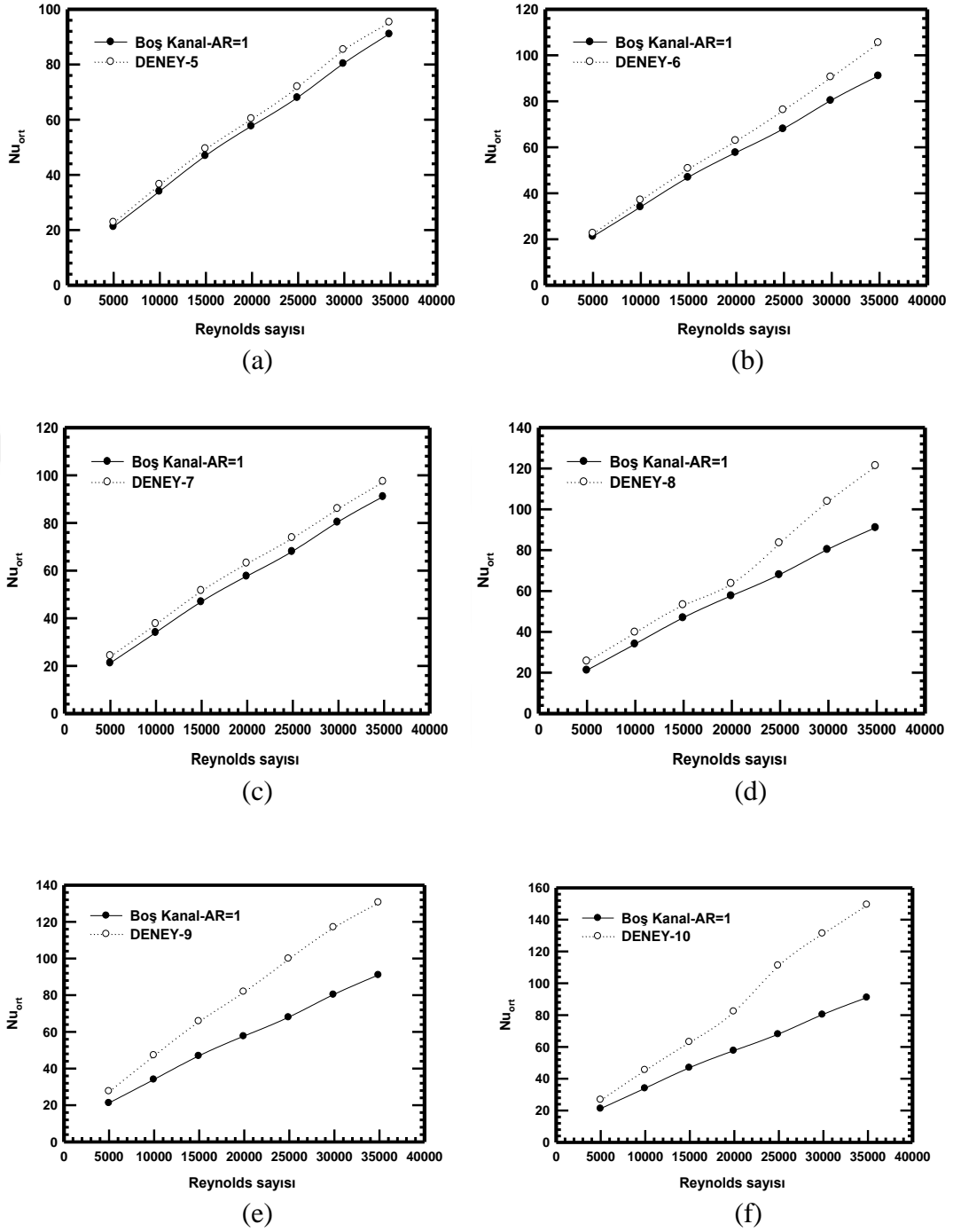


(c)

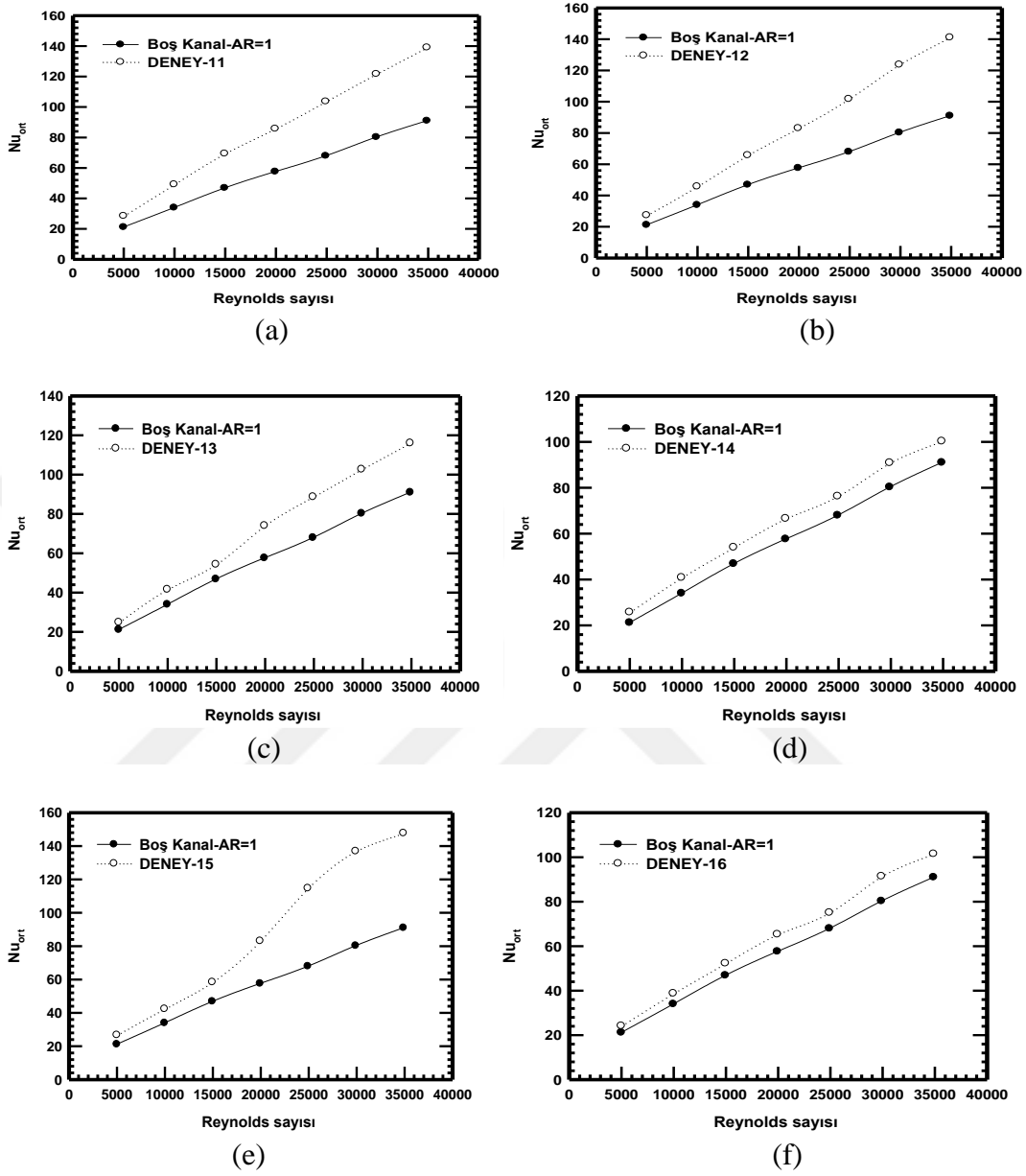


(d)

Şekil 4.5. Hareketli/Hareketsiz levhalı kanalda ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (a) Deneysel, (b) Deneysel, (c) Deneysel, (d) Deneysel



Şekil 4.6. Hareketli/Hareketsiz levhali kanalda ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (a) Deneysel-5, (b) Deneysel-6, (c) Deneysel-7, (d) Deneysel-8, (e) Deneysel-9, (f) Deneysel-10



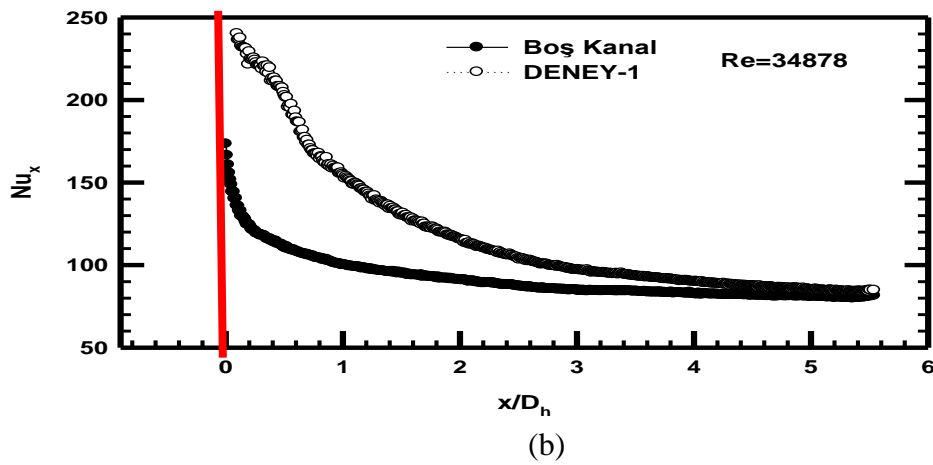
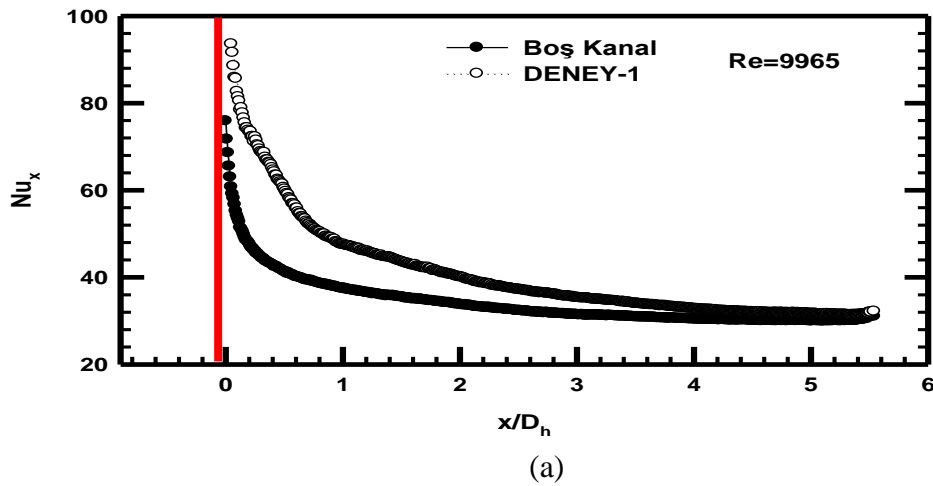
Şekil 4.7. Hareketli/hareketsiz levhalı kanalda ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (a) Deneysel-11, (b) Deneysel-12, (c) Deneysel-13, (d) Deneysel-14, (e) Deneysel-15, (f) Deneysel-16

Tüm grafiklere bakıldığında Reynolds sayısının Nusselt sayısını önemli derecede etkilediği görülmüştür. Nusselt sayısının en yüksek artış gösterdiği duruma bakıldığında D-KE(Dörtgen)-L=200-W=30-c=1 mm (M4) durumunda boş kanaldaki Nusselt sayısı 91,01 Reynolds sayısı 34.875 değerinde iken Nusselt sayısı 149,40 olup boş kanala göre %64,15 artış olduğu görülmüştür. Bu artışın sebebi artan

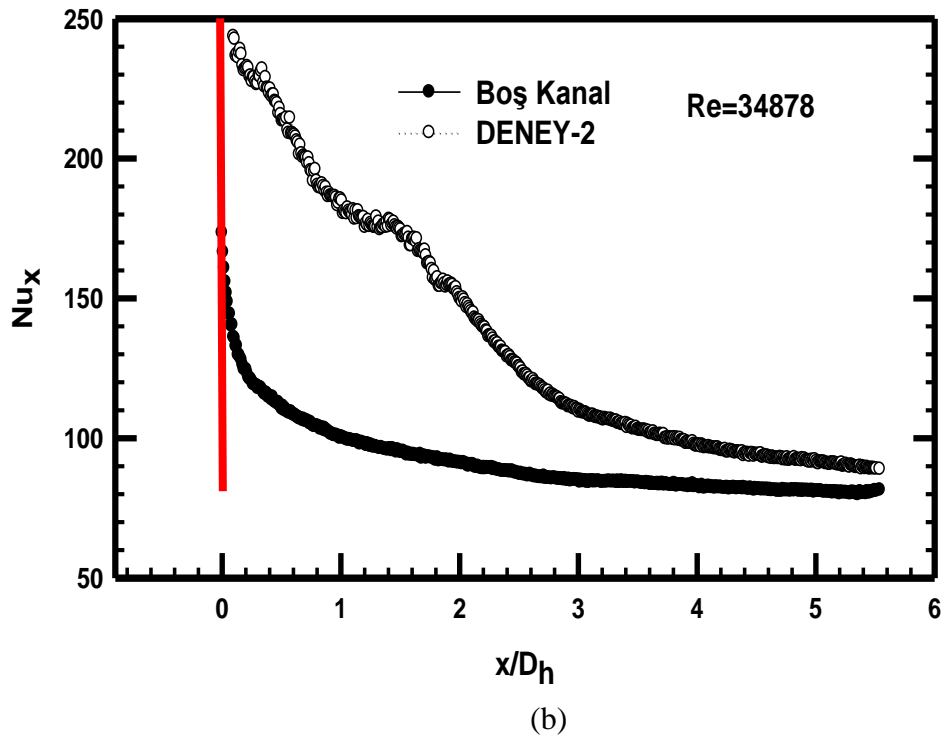
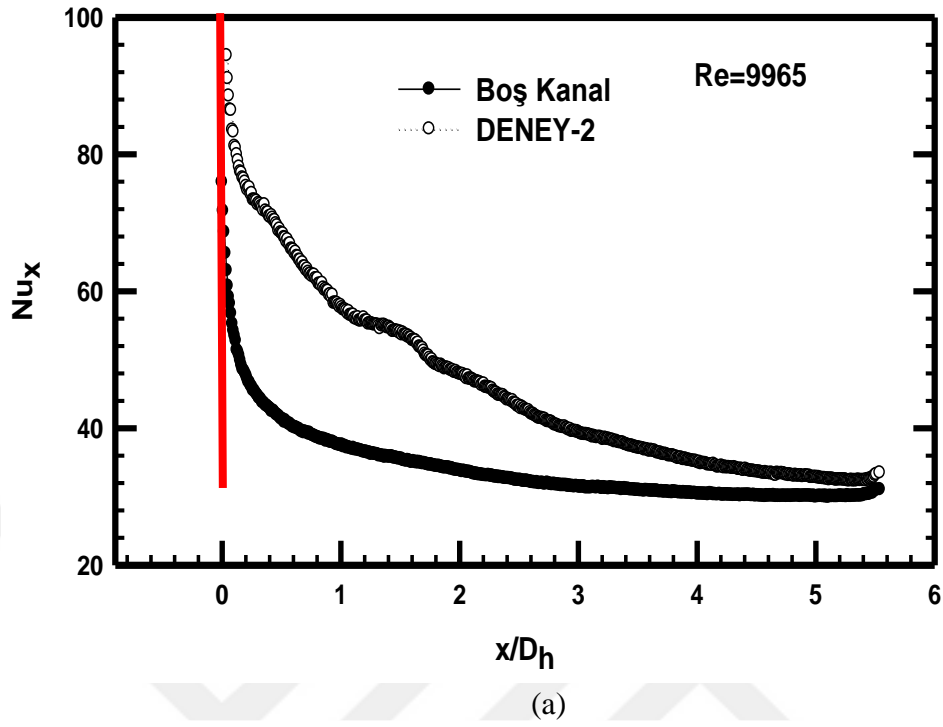
Reynolds sayısı ile akış bölgesindeki ortalama akışkan hızının yükselmesi ve türbülans etkilerinin bu hız artışından büyük oranda etkilenmesidir. Deney-5'te Ortalama Nusselt sayısı ile Reynolds sayısı arasında önemli değişim olmamıştır.

Sonuçlara bakıldığında düşük Reynolds sayısı değerlerinde aralarındaki artışın çok az olduğu, Reynolds sayısının artmasıyla Reynolds sayısı ile Nusselt sayısı farkının arttığı görülmüştür. Bu durum yüzeydeki akışın daha iyi bir şekilde karıştırılması olarak görülebilir.

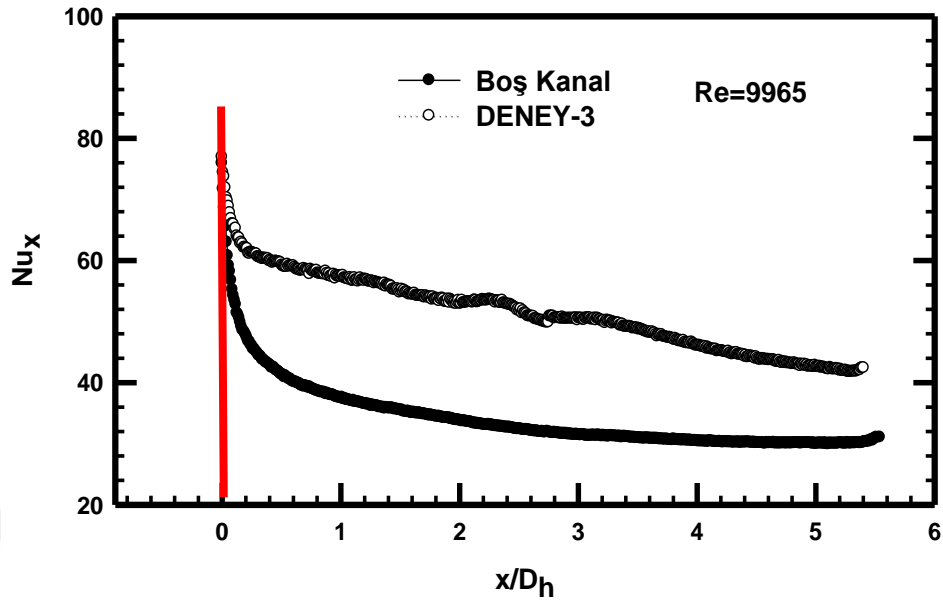
Yerel Nusselt sayısının ve x/D_h ile değişimlerinin en düşük ve en yüksek olduğu durumlar için yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısı x/D_h ile değişimleri Şekil 4.6'da gösterilmiştir.



Şekil 4.8. Deney-1 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $Re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $Re=34.878$, $y/D_h=0,25$

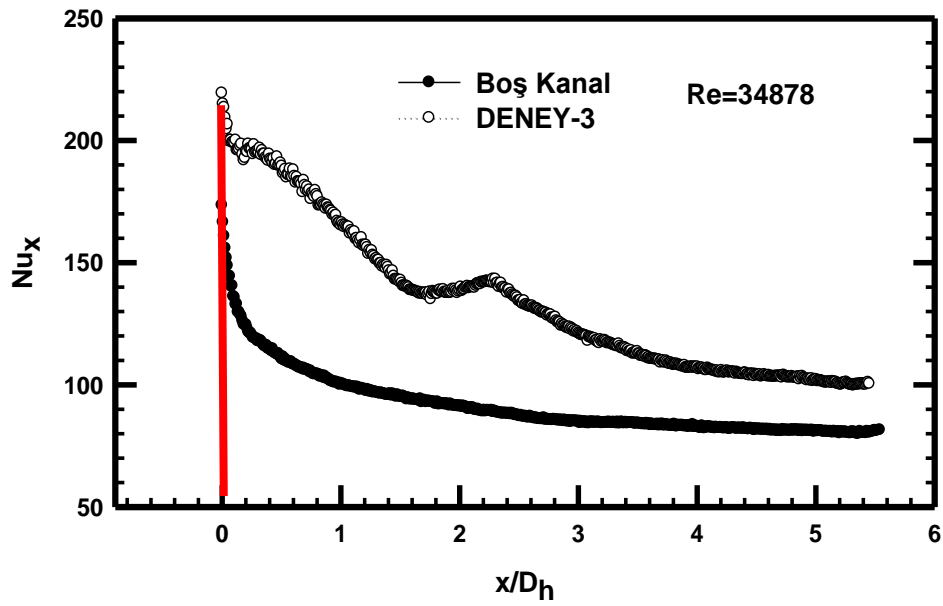


Şekil 4.9. Deney-2 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $Re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $Re=34.878$, $y/D_h=0,25$



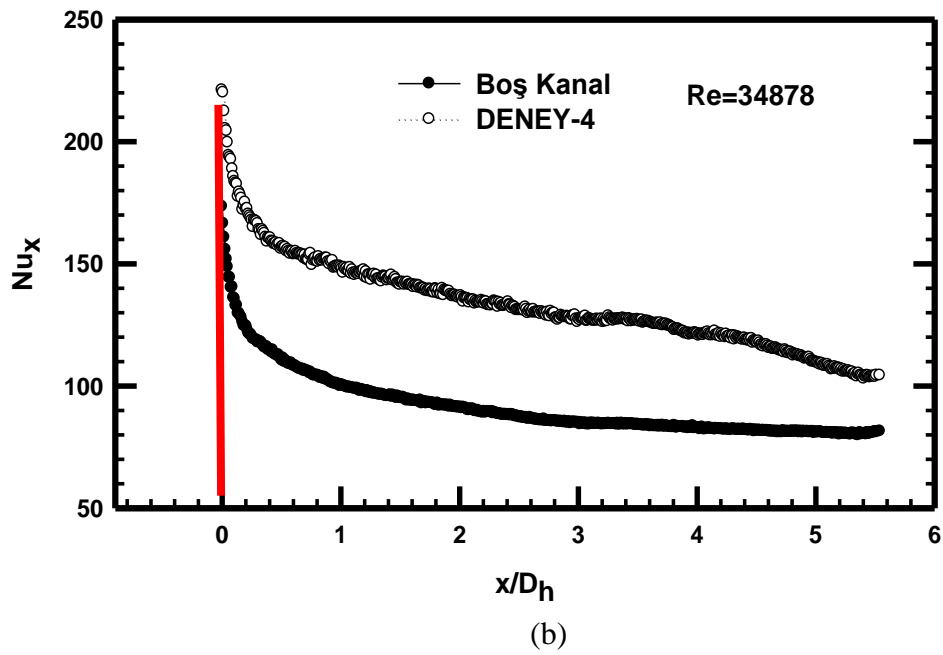
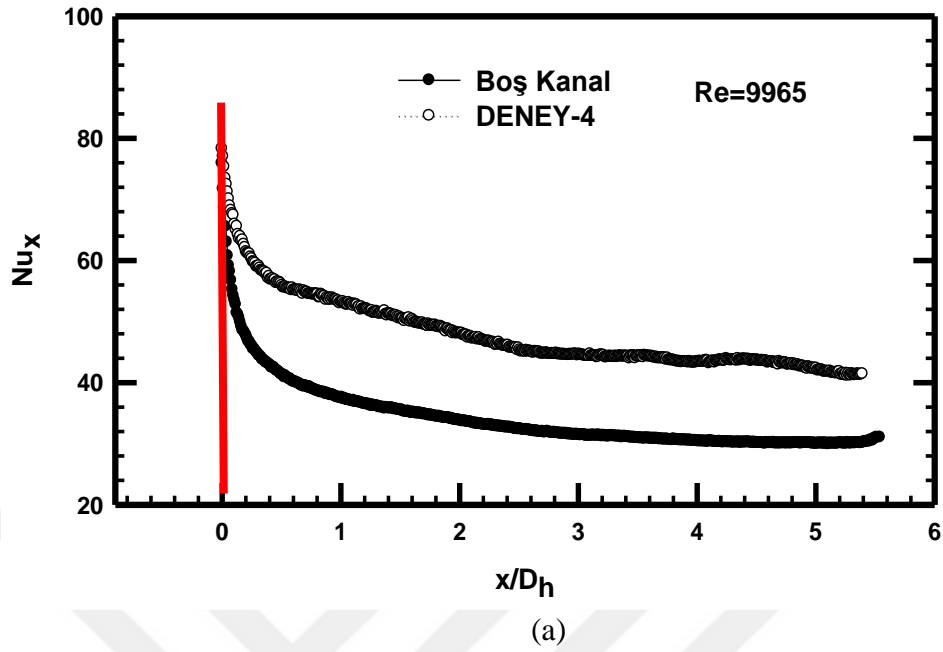
(a)

hh

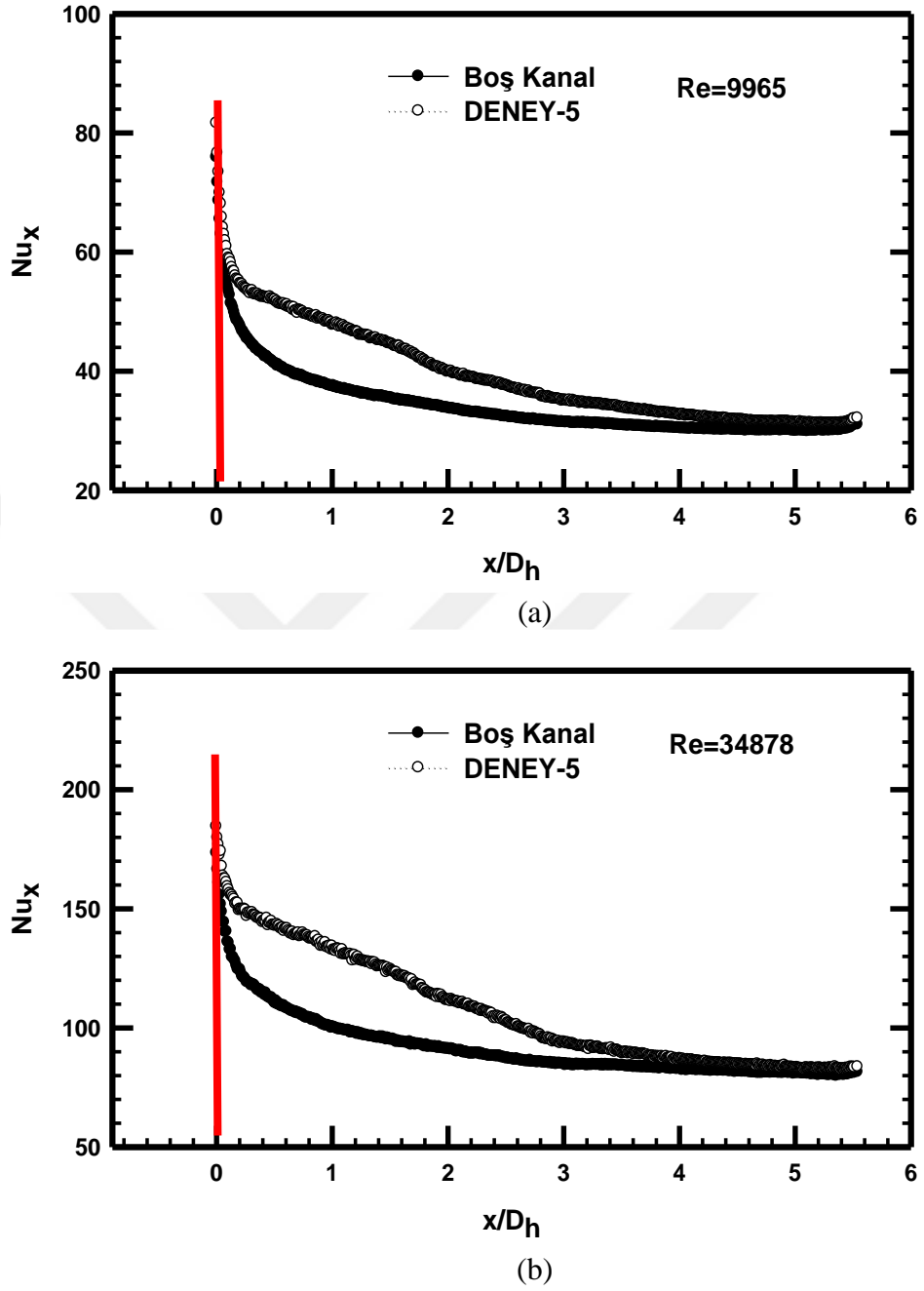


(b)

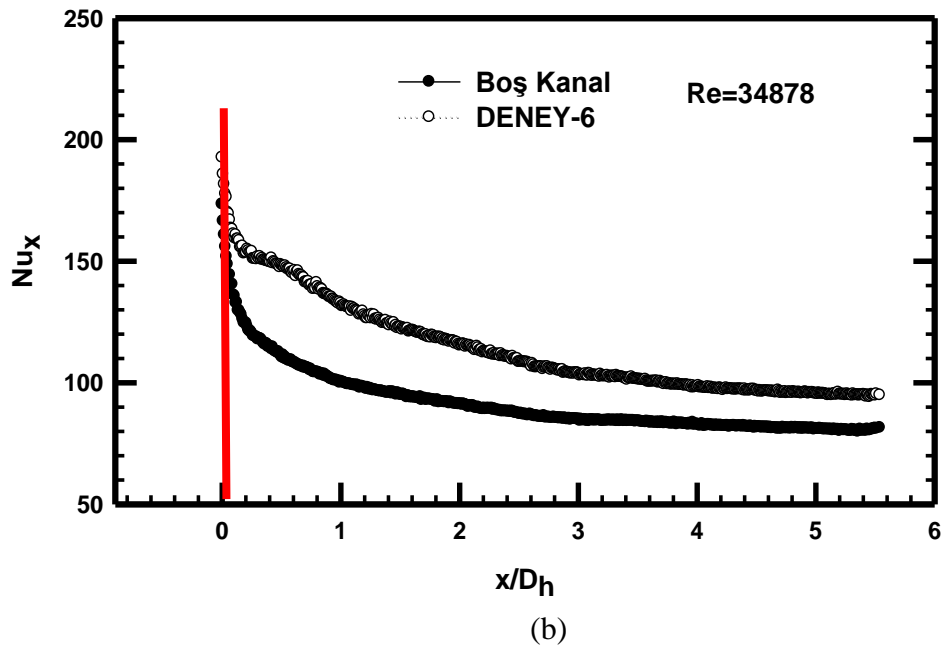
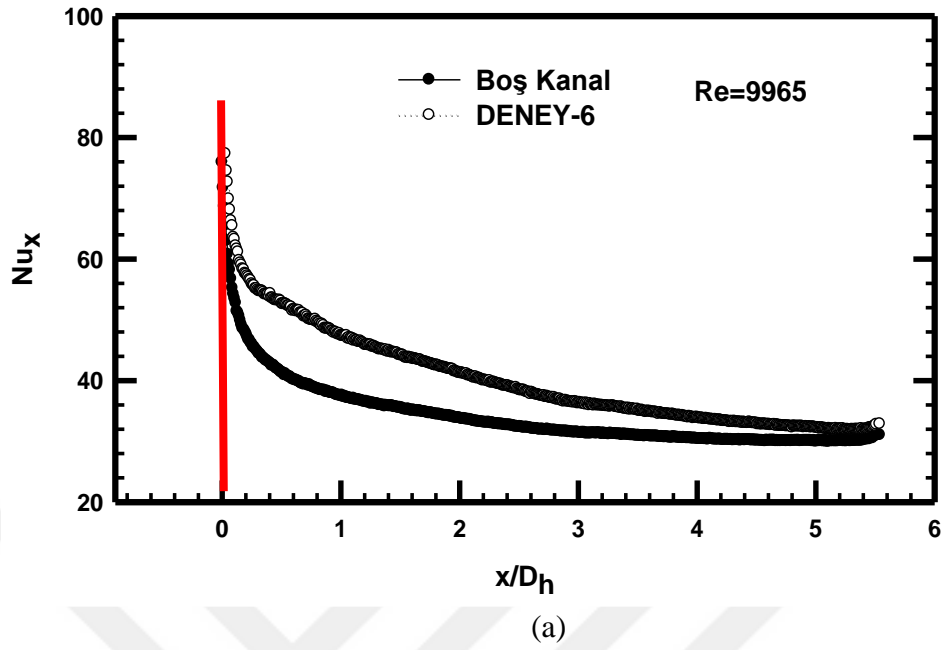
Şekil 4.10. Deney-3 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $Re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $Re=34.878$, $y/D_h=0,25$



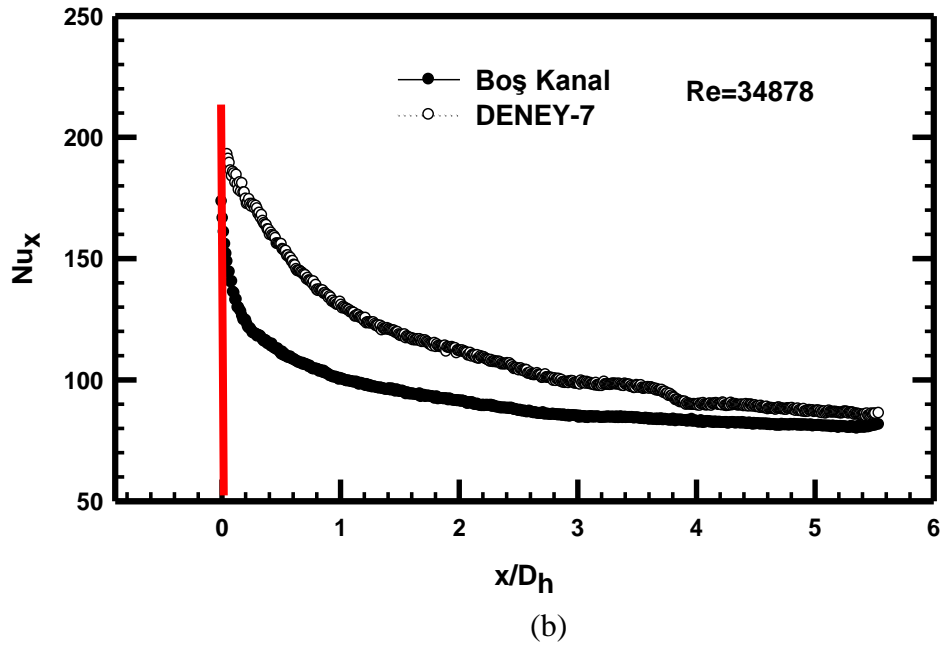
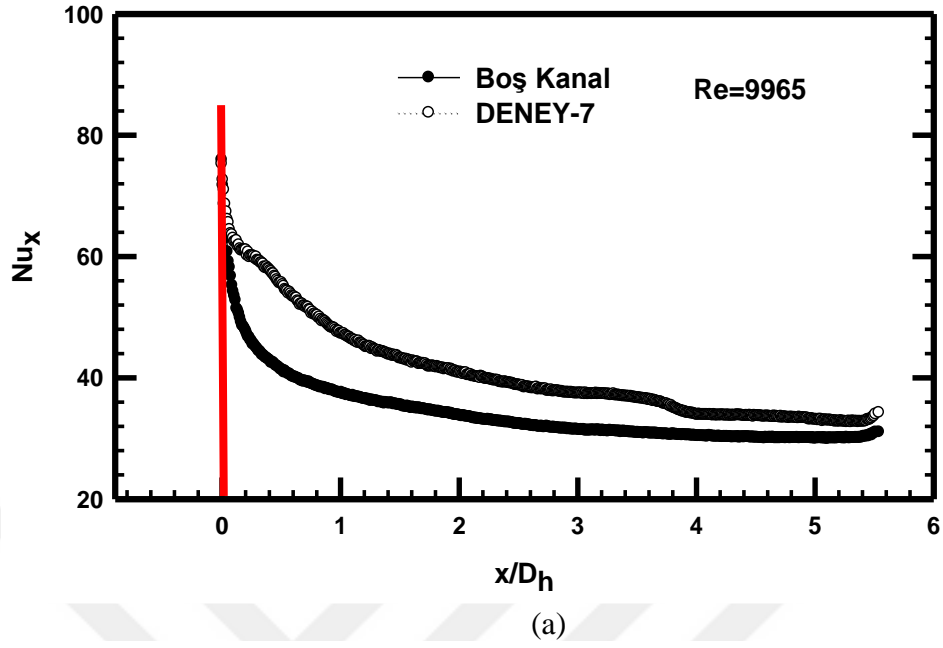
Şekil 4.11. Deney-4 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $Re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $Re=34.878$, $y/D_h=0,25$



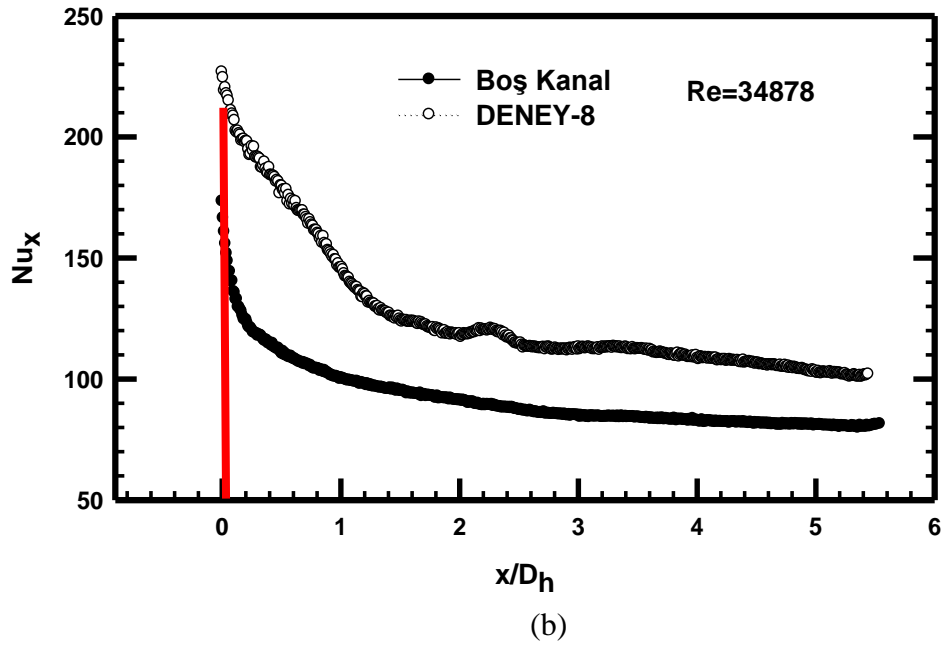
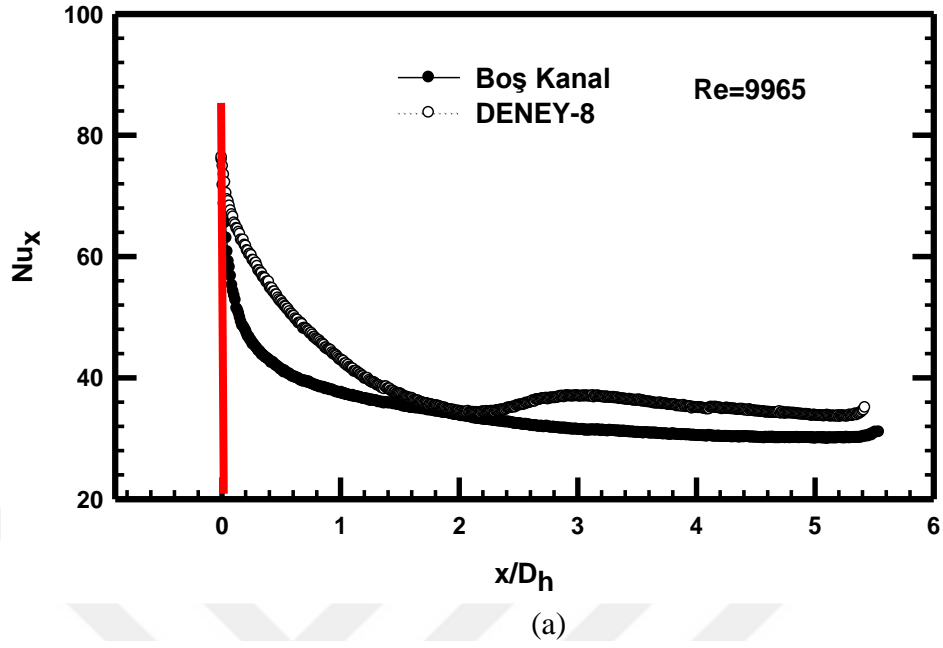
Şekil 4.12. Deney-5 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $Re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $Re=34.878$, $y/D_h=0,25$



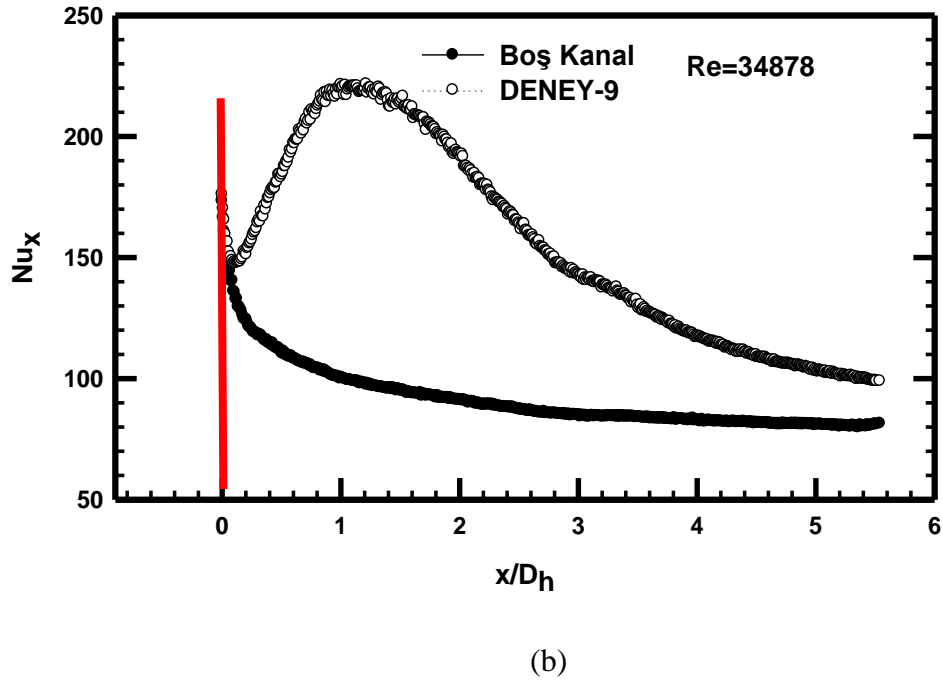
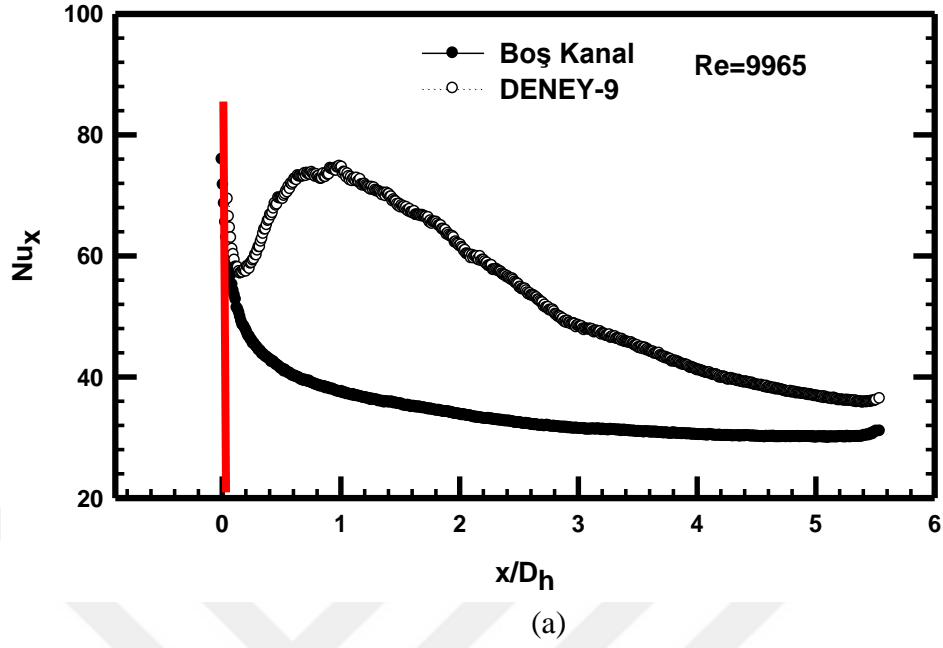
Şekil 4.13. Deney-6 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $Re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $Re=34.878$, $y/D_h=0,25$



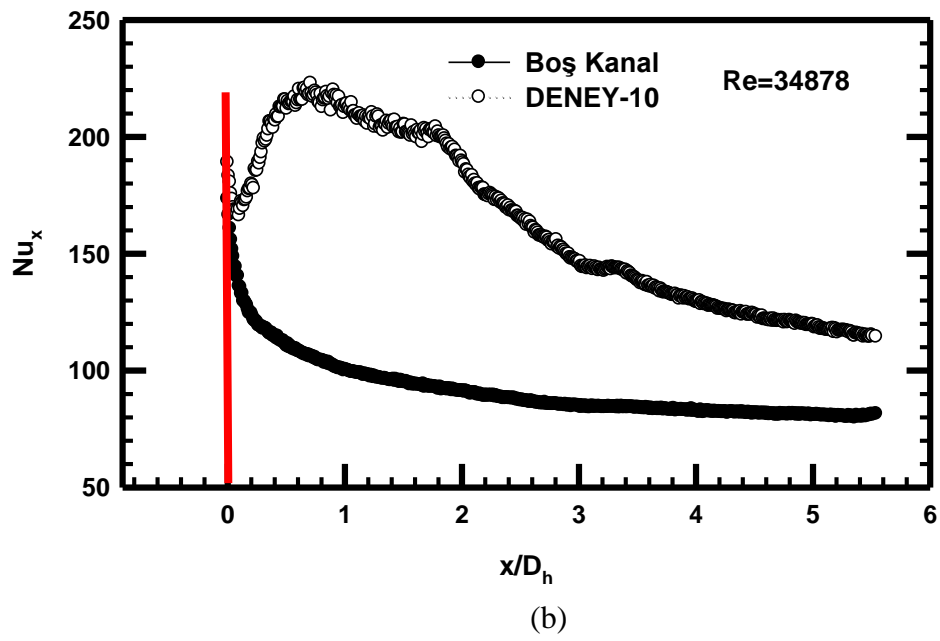
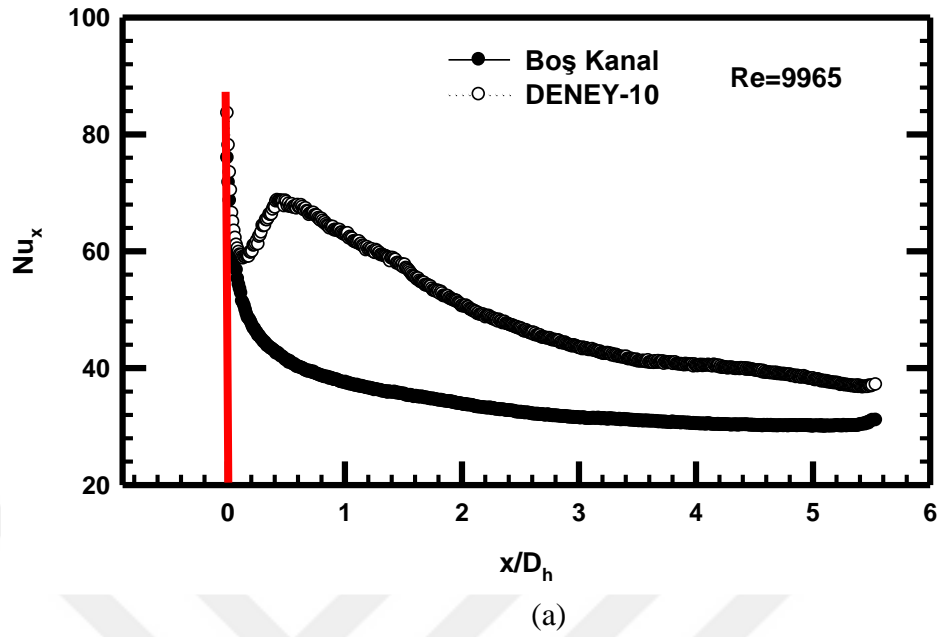
Şekil 4.14. Deney-7 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $Re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $Re=34.878$, $y/D_h=0,25$



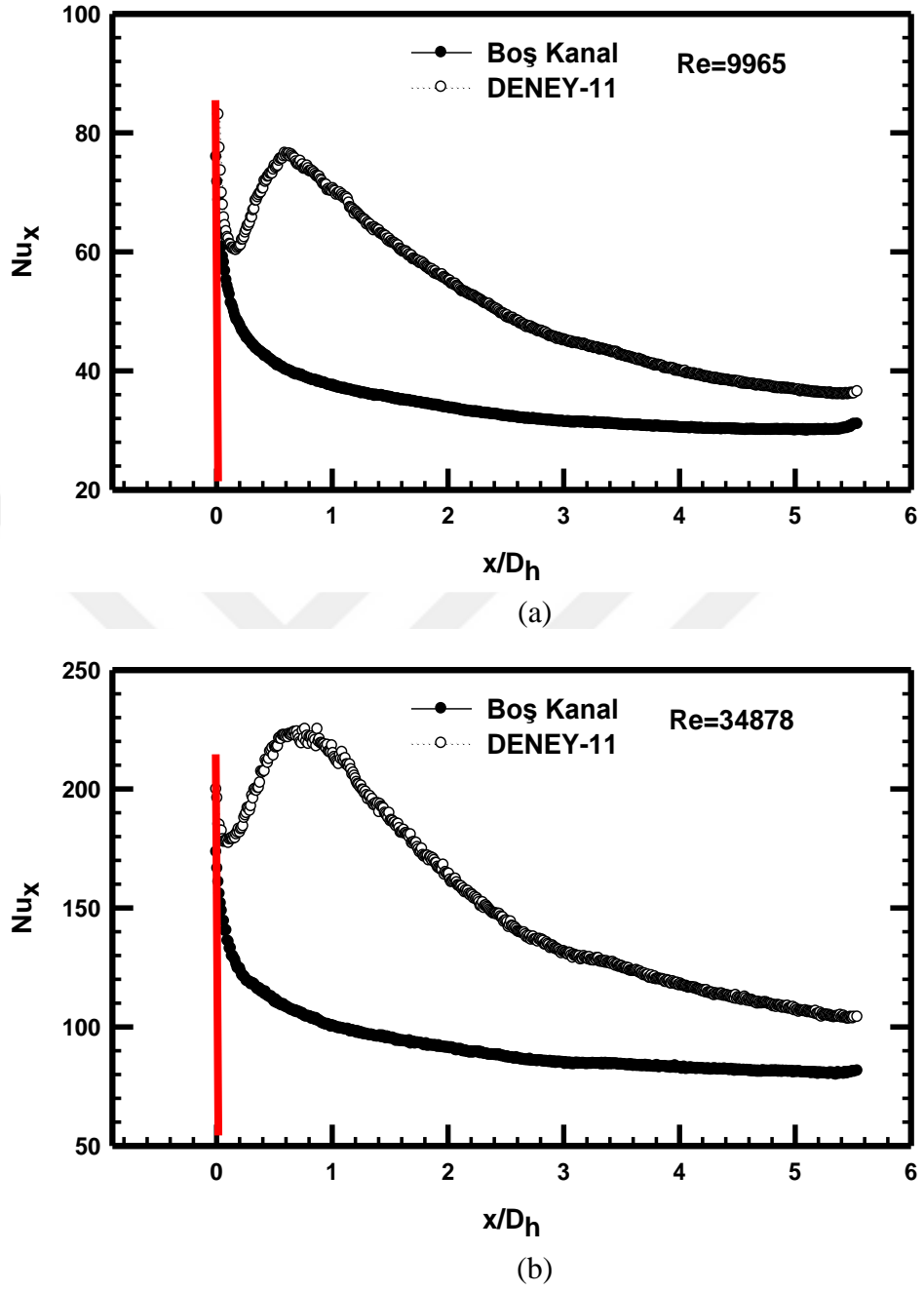
Şekil 4.15. Deney-8 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $Re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $Re=34.878$, $y/D_h=0,25$



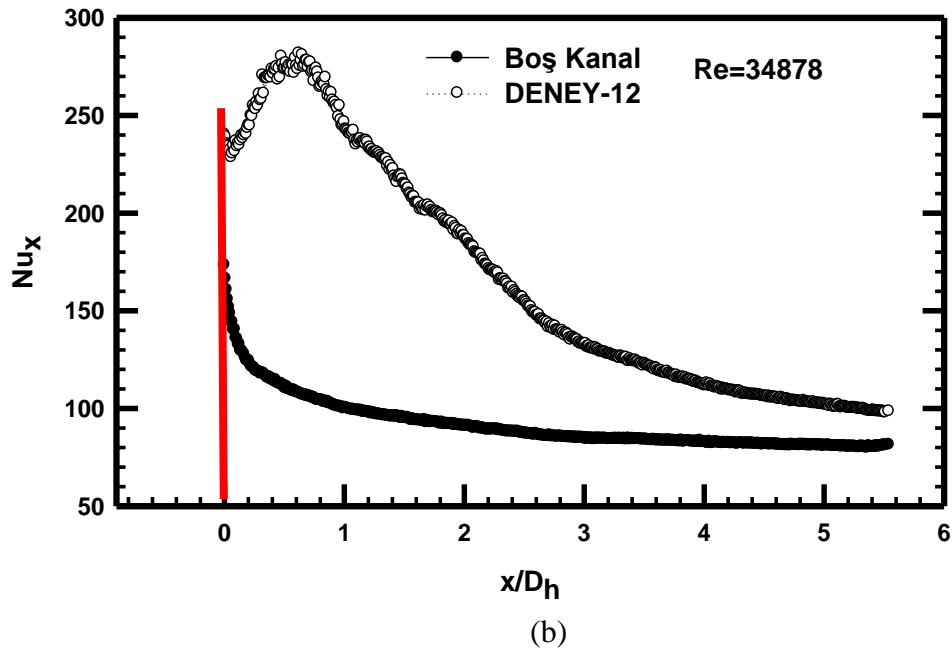
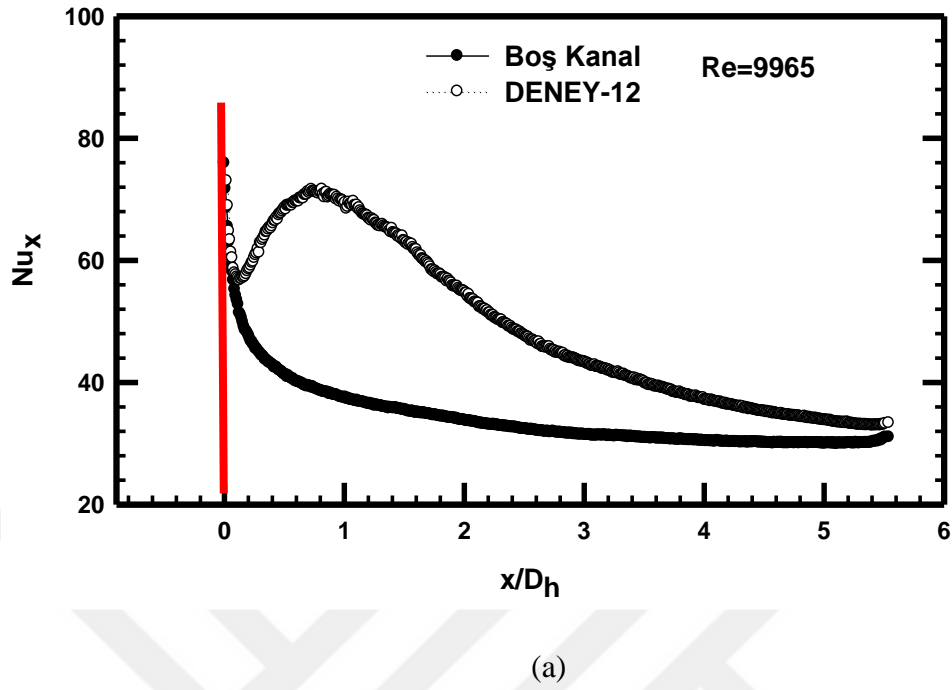
Şekil 4.16. Deney-9 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $Re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $Re=34.878$, $y/D_h=0,25$



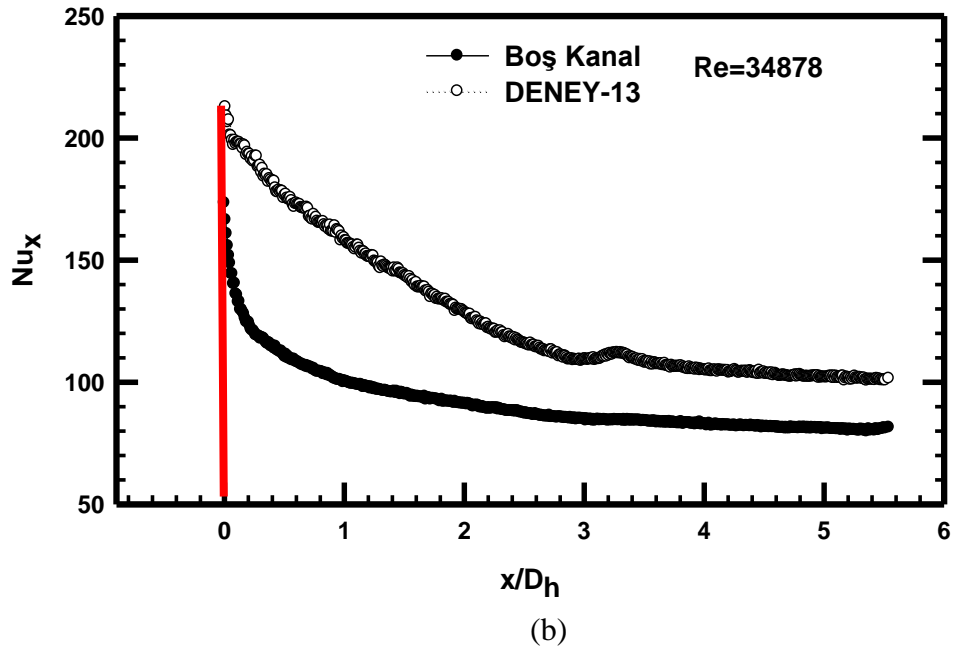
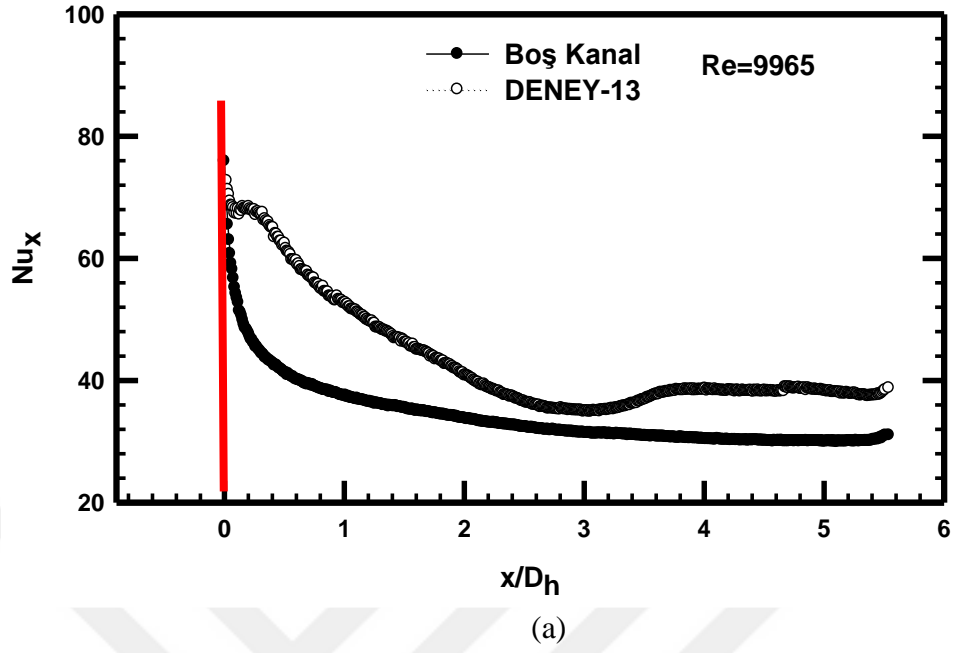
Şekil 4.17. Deney-10 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $Re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $Re=34.878$, $y/D_h=0,25$



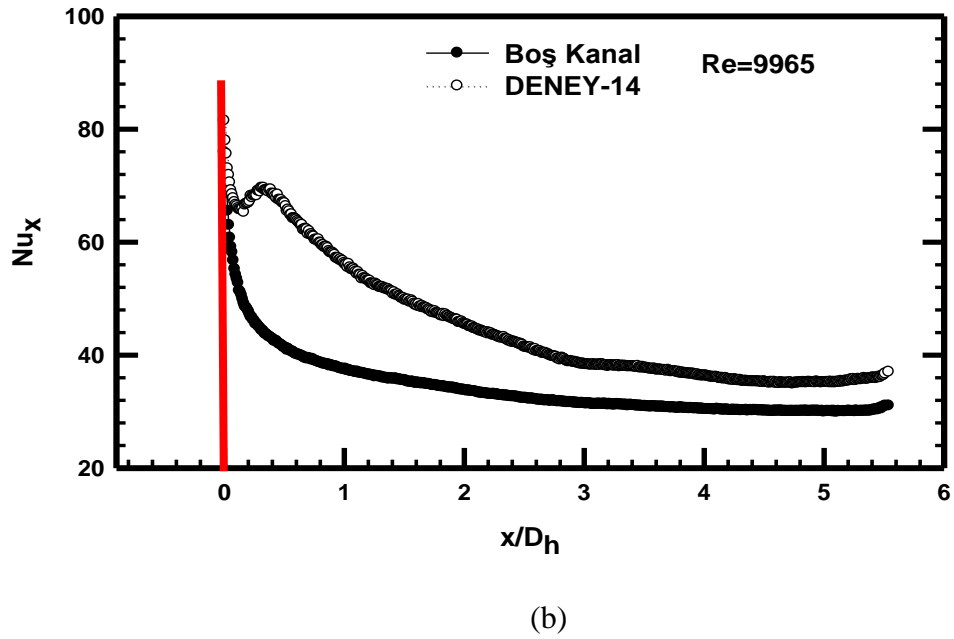
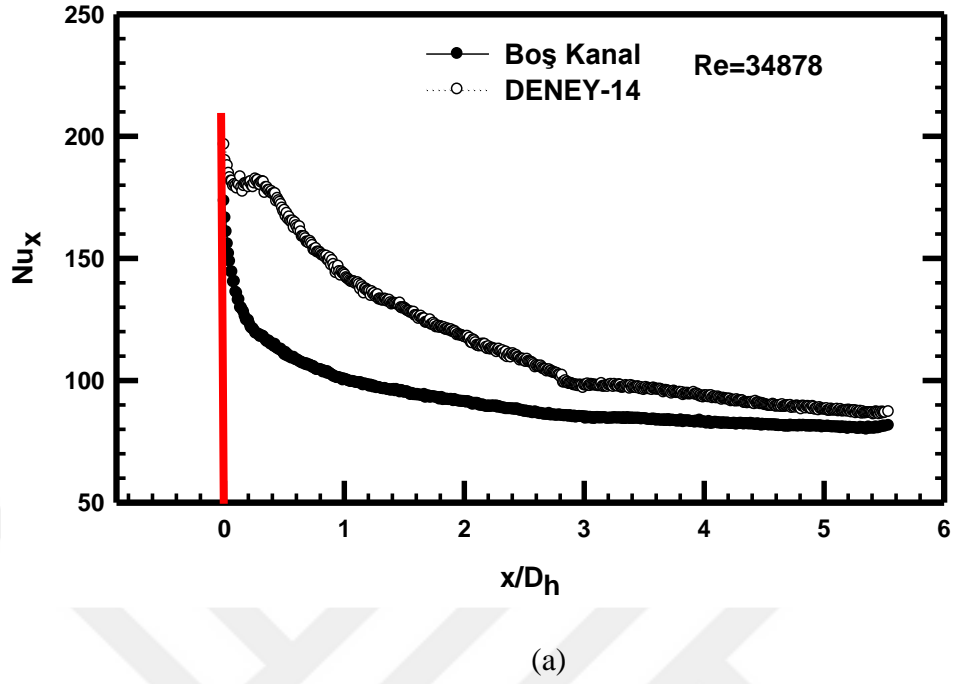
Şekil 4.18. Deneysel-11 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $Re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $Re=34.878$, $y/D_h=0,25$



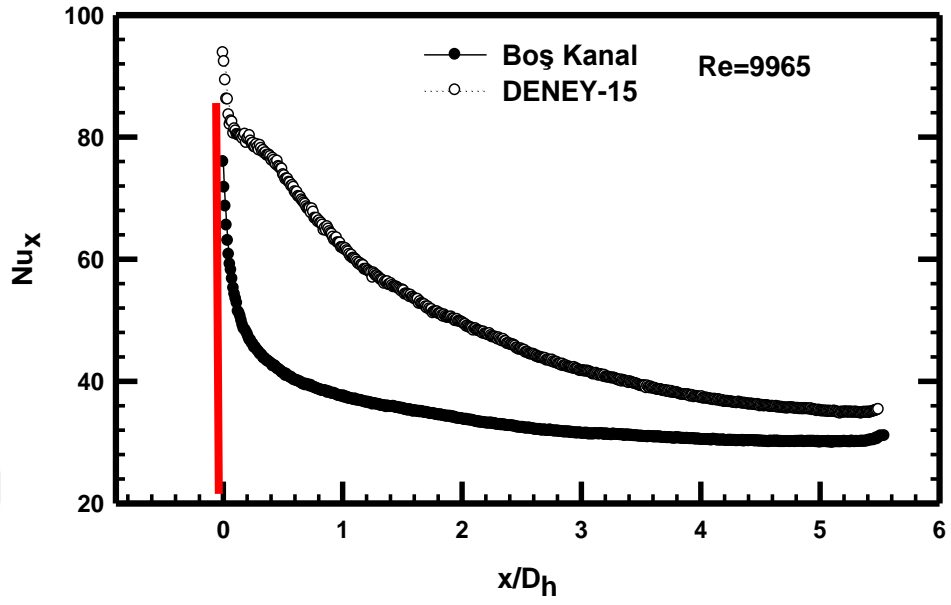
Şekil 4.19. Deney-12 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $Re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $Re=34.878$, $y/D_h=0,25$



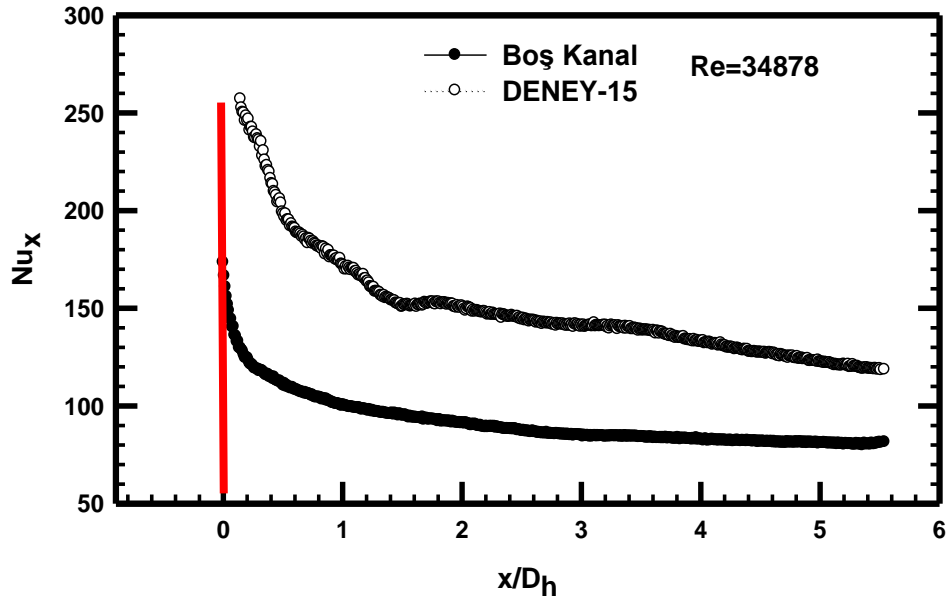
Şekil 4.20. Deney-13 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $Re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $Re=34.878$, $y/D_h=0,25$



Şekil 4.21. Deney-14 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $Re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $Re=34.878$, $y/D_h=0,25$

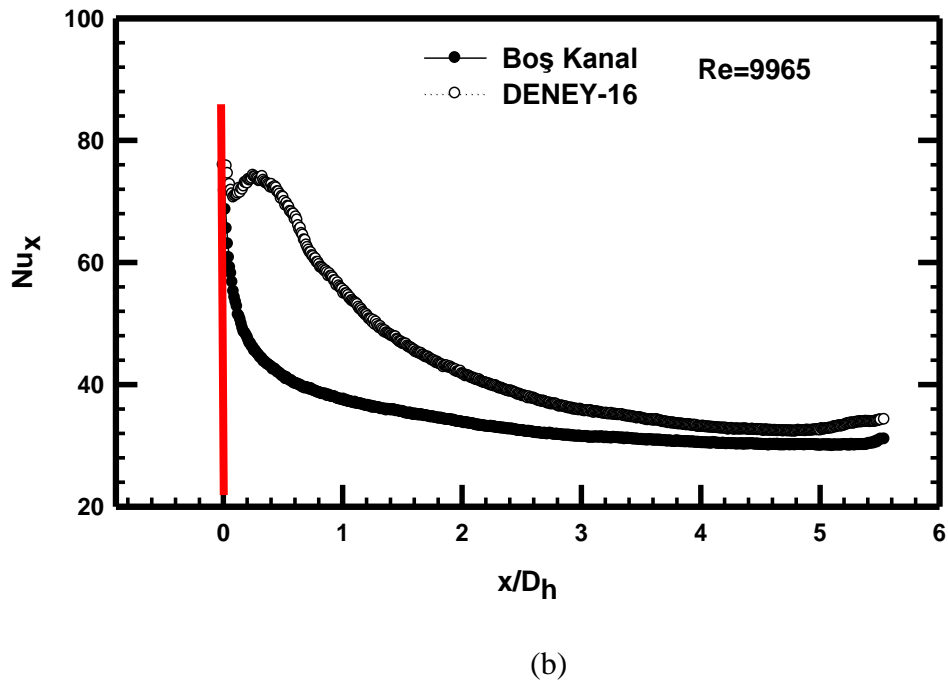
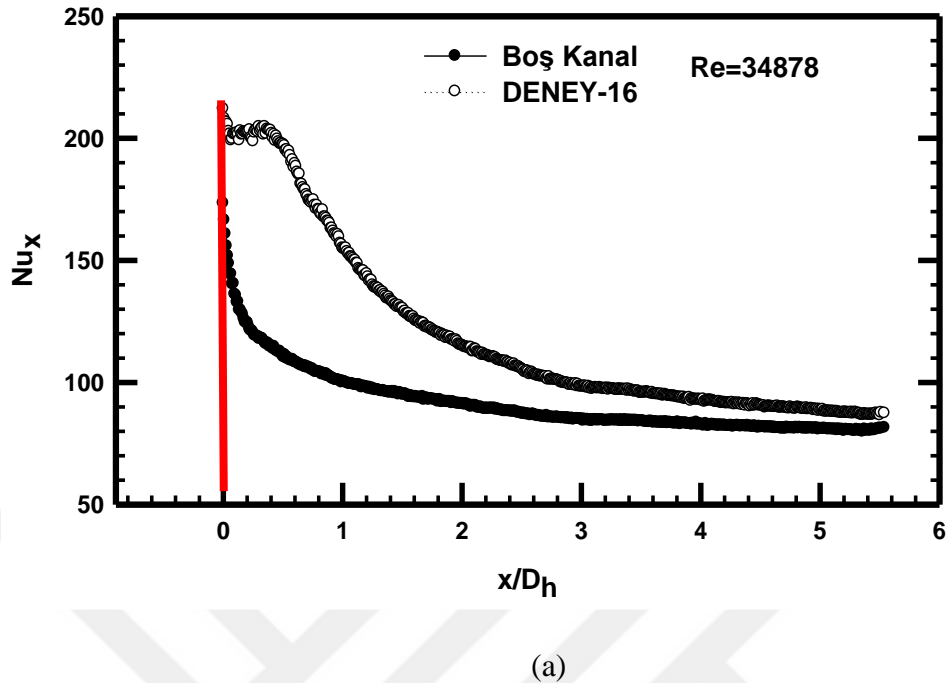


(a)



(b)

Şekil 4.22. Deneysel-15 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $Re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $Re=34.878$, $y/D_h=0,25$



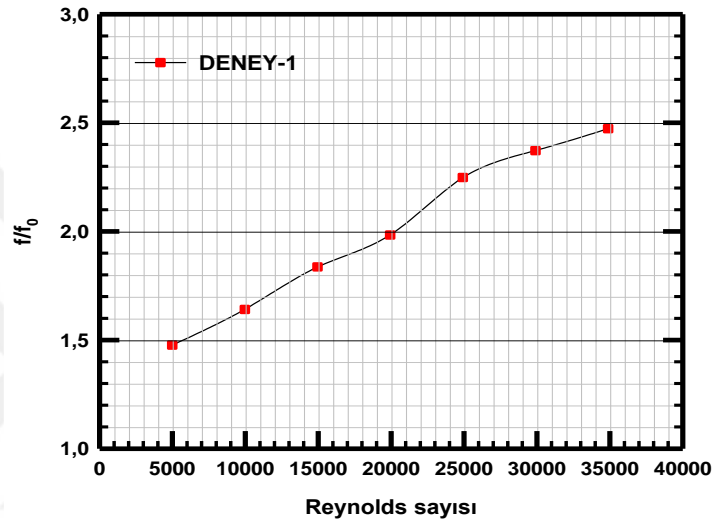
Şekil 4.23. Deneysel-16 için, yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $Re=9965$, $y/D_h=0,25$ (b) $Re=34.878$, $y/D_h=0,25$

Yapmış olduğumuz deneyler sonucunda yerel Nusselt sayısının x/D_h boyutsuz mesafesine göre değişimi incelendiğinde bütün deneylere baktığımızda engel tipleri, engelin yerden yüksekliği, engellerin diziliş biçimine hareketli/hareketsiz levhaya göre yerel Nusselt sayılarının boş kanal da ölçülen Nusselt sayısından daha yüksek olduğu görülmüştür.

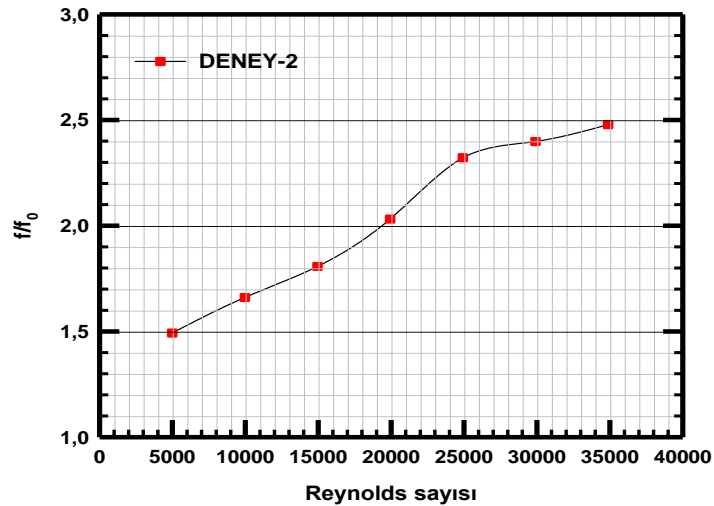
Grafiklere bakıldığı zaman kanalın girişinden itibaren her iki Reynolds sayısında boş kanaldaki yerel Nusselt sayısının değişimi boyutsuz x/D_h mesafesine bağlı olarak azalmakta ve yaklaşık $x/D_h=3$ olduğu durumdan itibaren sabit hale gelmektedir. Fakat hareketli/sabit levhalı kanallarda yerel Nusselt sayısı kanal girişinden itibaren bazı durumlarda ani yükseldiği ve kademeli bir şekilde azaldığı görülmektedir, Özellikle Deney-10, Deney-11 ve Deney-12 de bu durum açık bir şekilde gösterilmektedir.

4.2.3. Sürtünme faktörü

Hareketli/hareketsiz levhalı kanaldaki sürtünme faktörü (f) değerinin boş kanaldaki sürtünme faktörü f_0 değerine oranı farklı Reynolds sayılarına bağlı olarak Şekil 4.7'de verilmiştir. Ölçümlerimizde FISCHER DE39 model basınçölçer kullanılarak sürtünme değerleri ölçülmüştür.

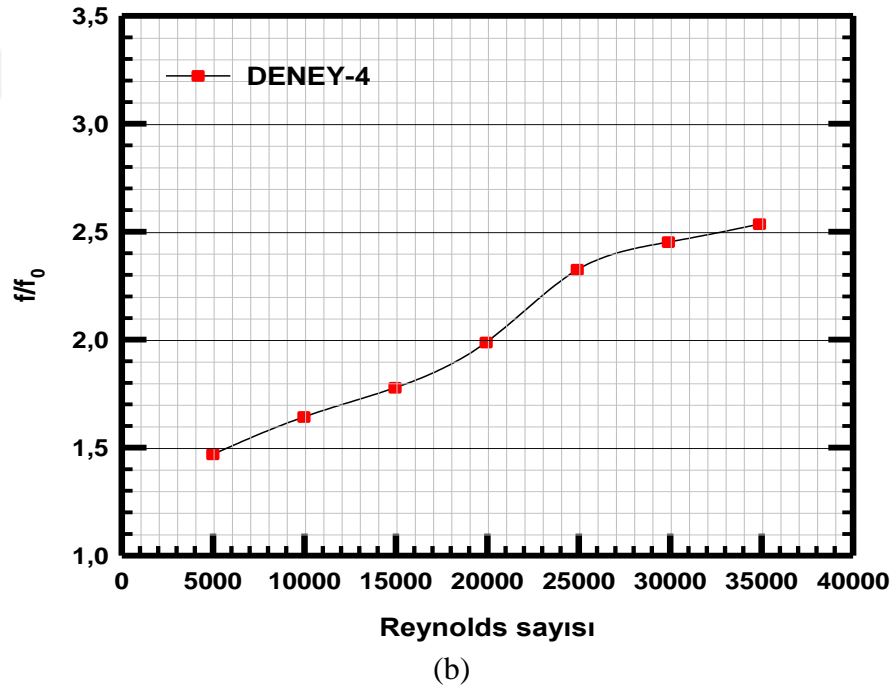
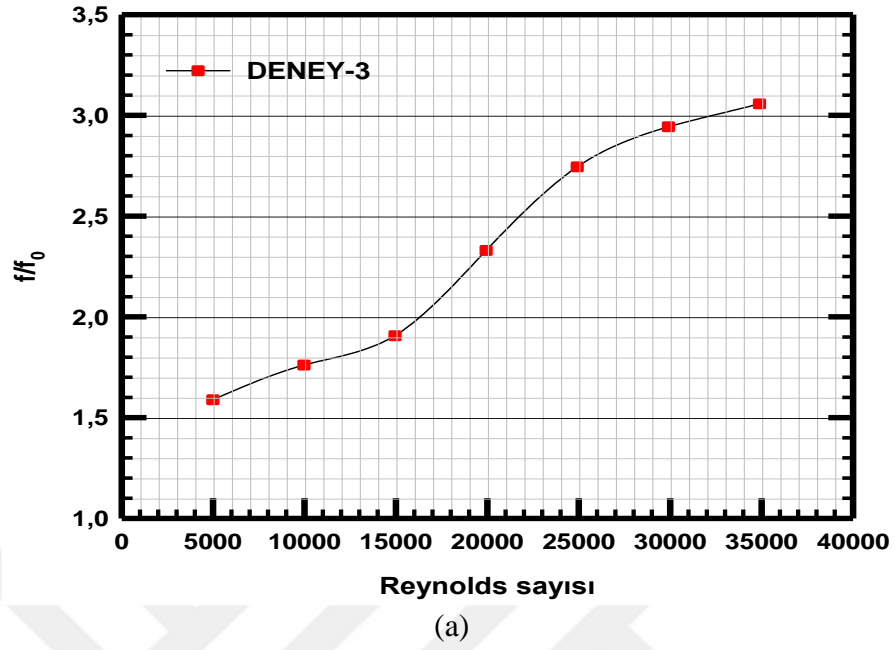


(a)

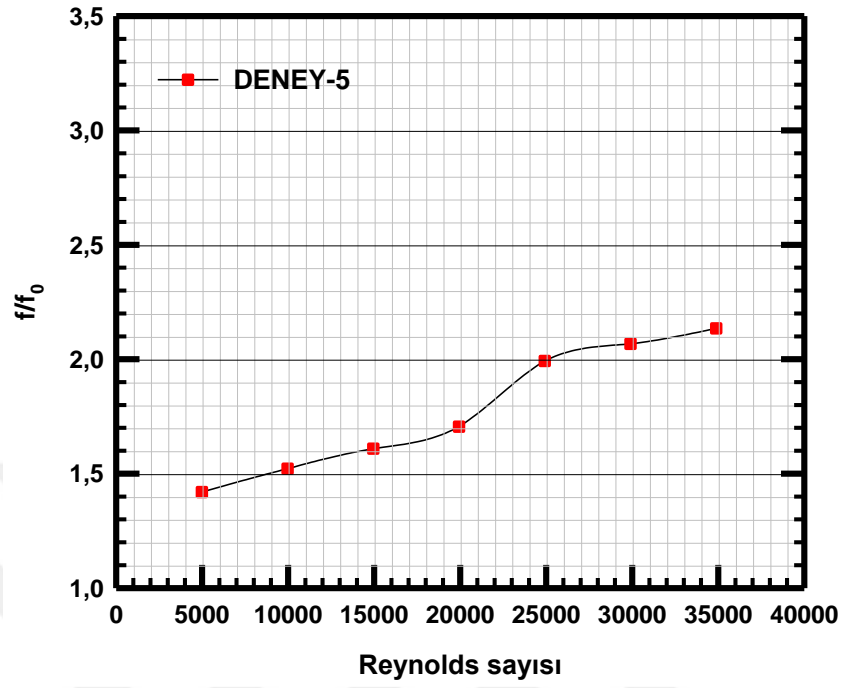


(b)

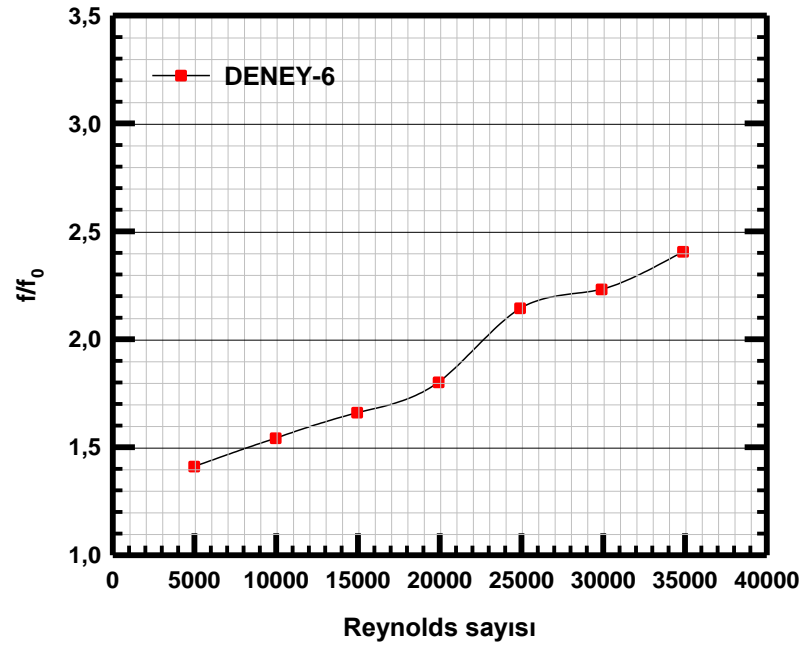
Şekil 4.24. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (a) Deney-1, (b) Deney-2



Şekil 4.25. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (a) Deney-3, (b) Deney-4

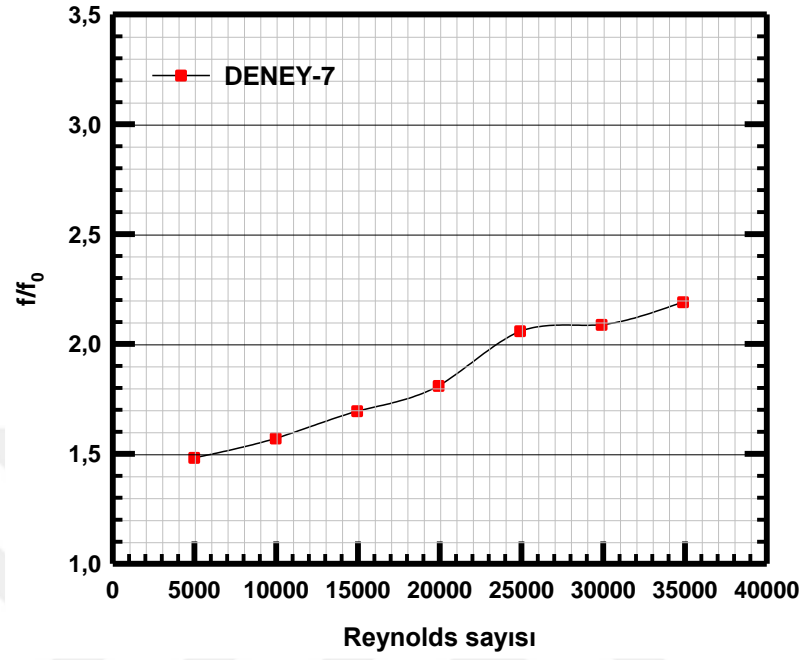


(a)

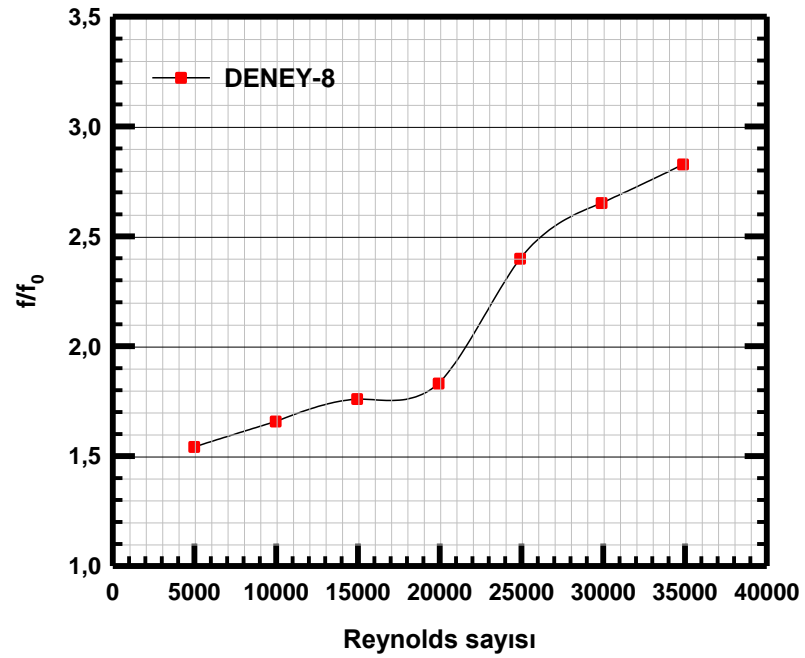


(b)

Şekil 4.26. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (a) Deney-5, (b) Deney-6

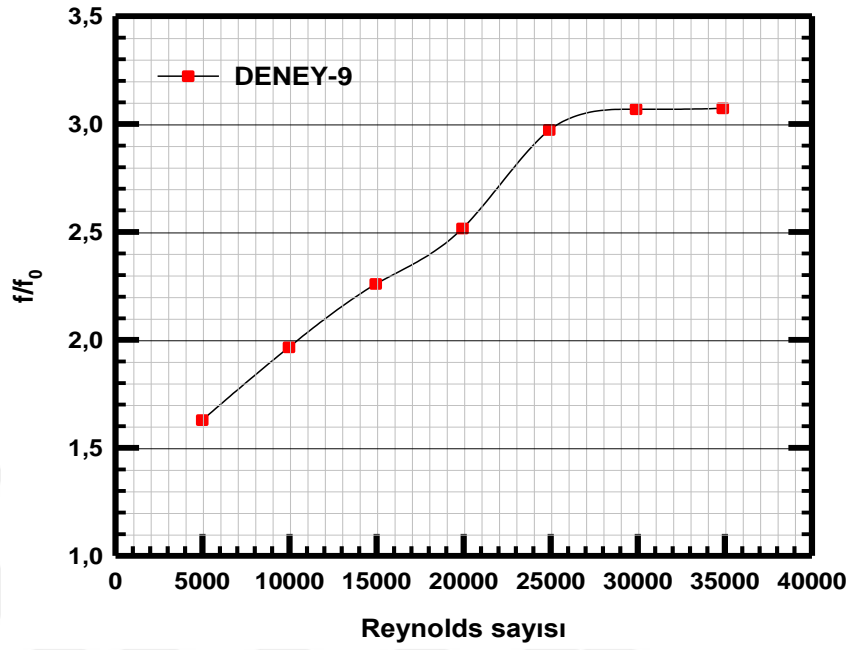


(a)

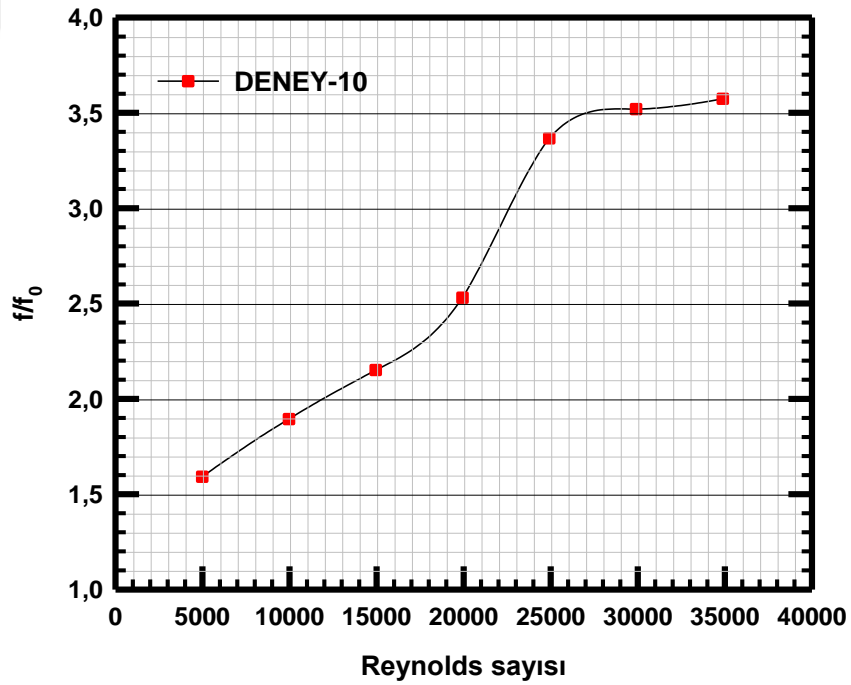


(b)

Şekil 4.27. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (a) Deney-7, (b) Deney-8

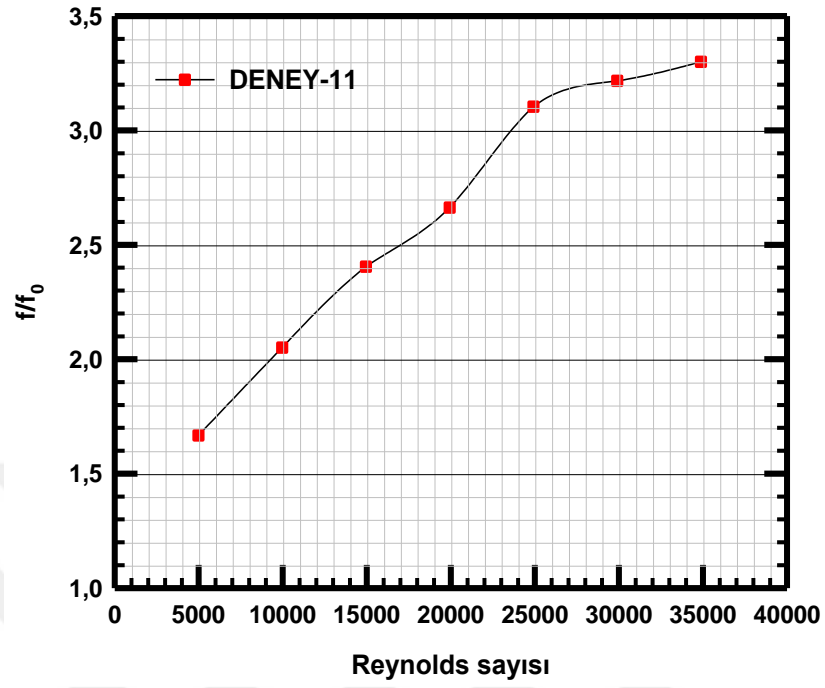


(a)

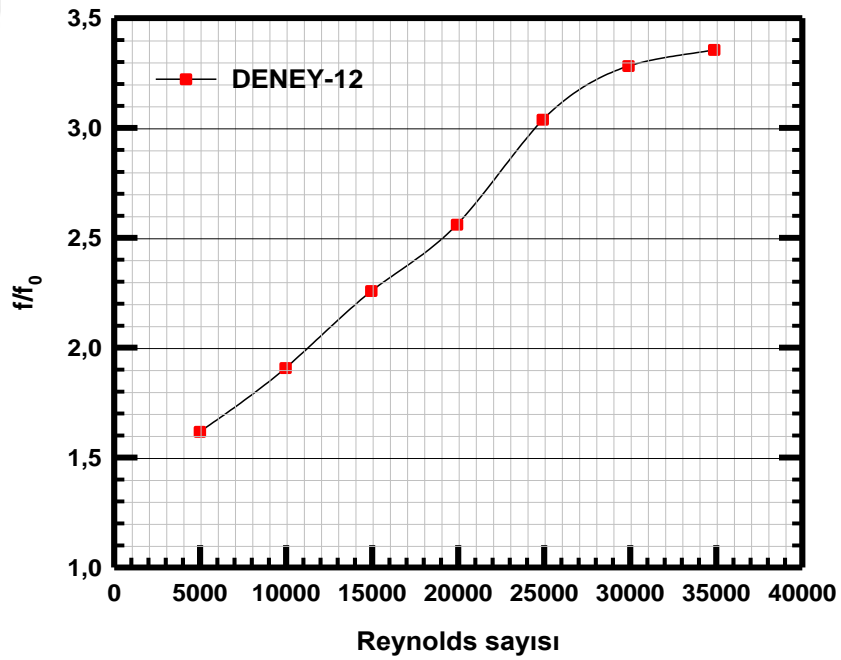


(b)

Şekil 4.28. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (a) Deneysel-9, (b) Deneysel-10

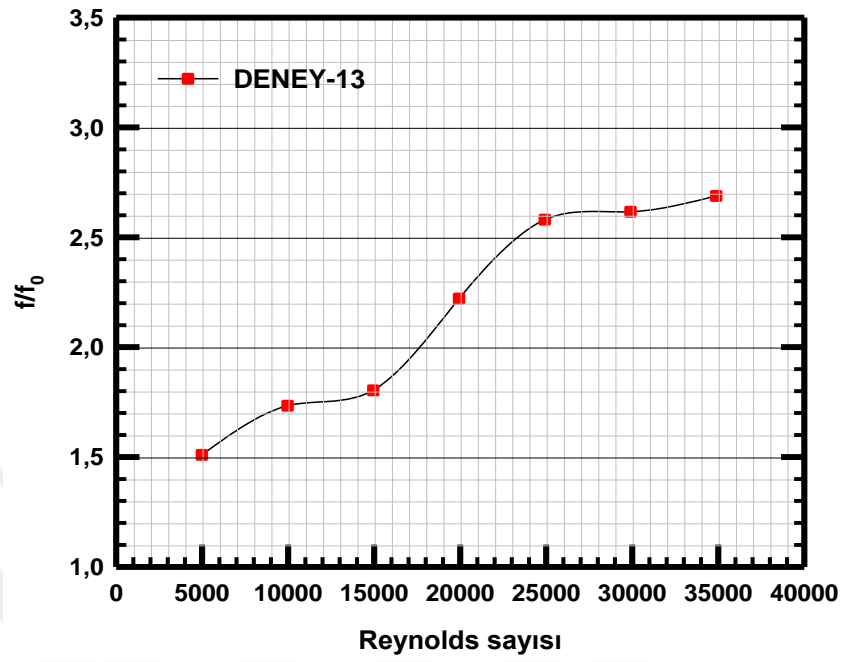


(a)

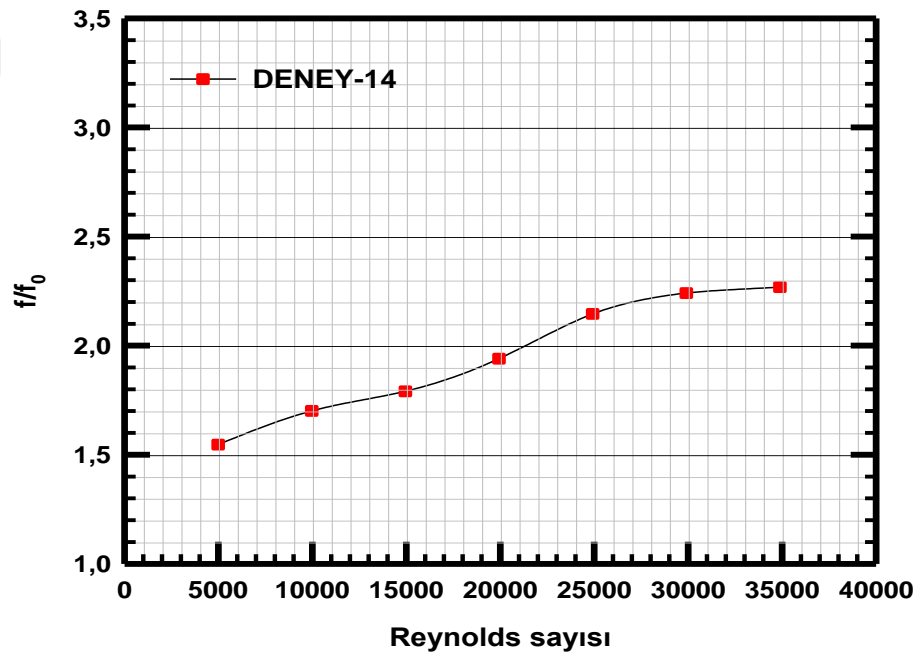


(b)

Şekil 4.29. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (a) Deneysel-11, (b) Deneysel-12

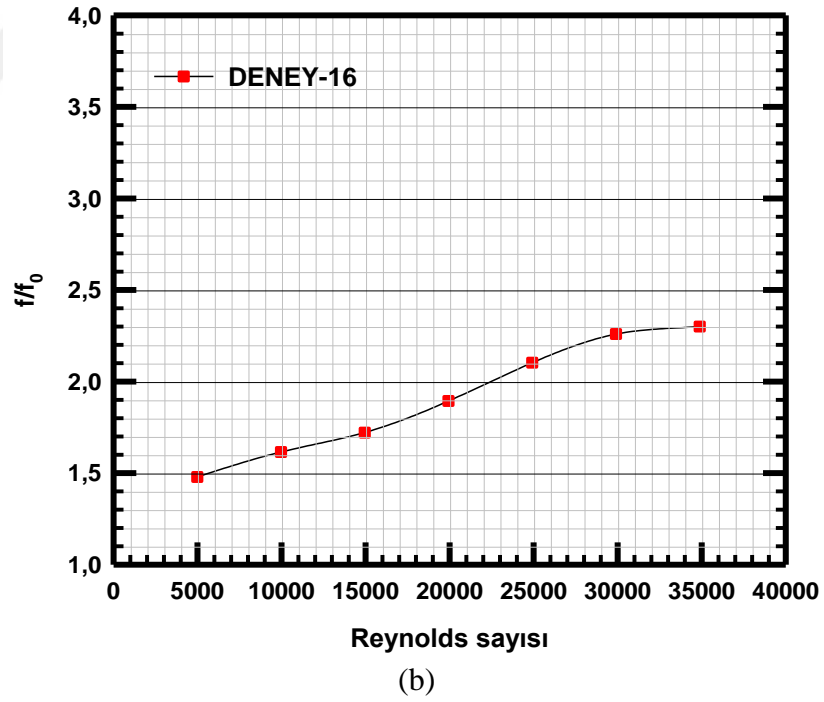
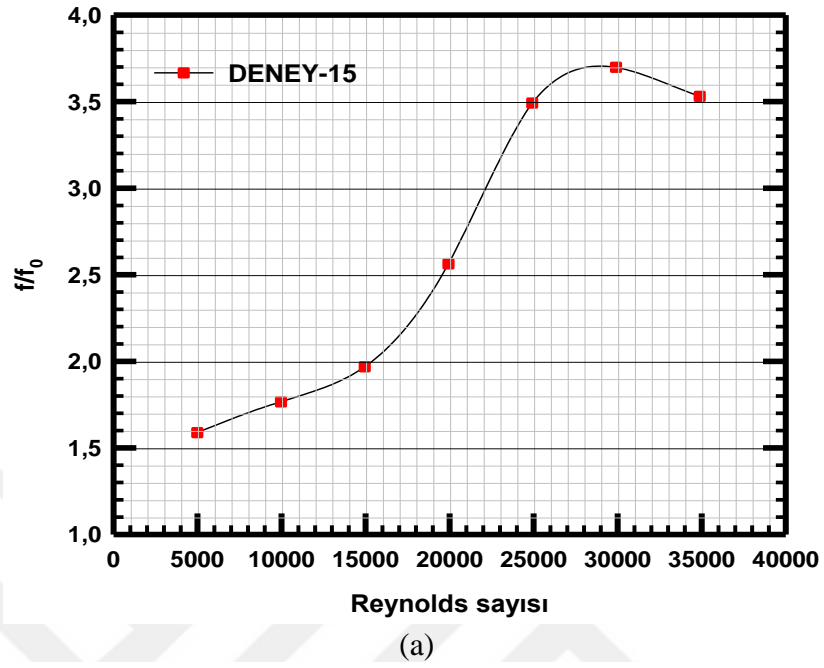


(a)



(b)

Şekil 4.30. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (a) Deney-13, (b) Deney-14



Şekil 4.31. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (a) Deney-15, (b) Deney-16

Yapılan çalışmada sürtünme faktörünün yedi farklı Reynolds sayısına bağlı olarak değişimini görmekteyiz. Şekillerde (f_0) boş kanaldaki sürtünme faktörü (f) ise engel

koyularak yapılan deneyler bulunan sürtünme faktörüdür. f/f_0 oranının Reynolds sayısı arttıkça arttığını görmekteyiz. f/f_0 oranının en yüksek olduğu an Reynolds sayısının değerinin 29.985 olduğu durumda levha tipi hareketli olup, S-KE_L=100_W=45_C=1mm durumudur ve f/f_0 oranı= 3,698 dir.

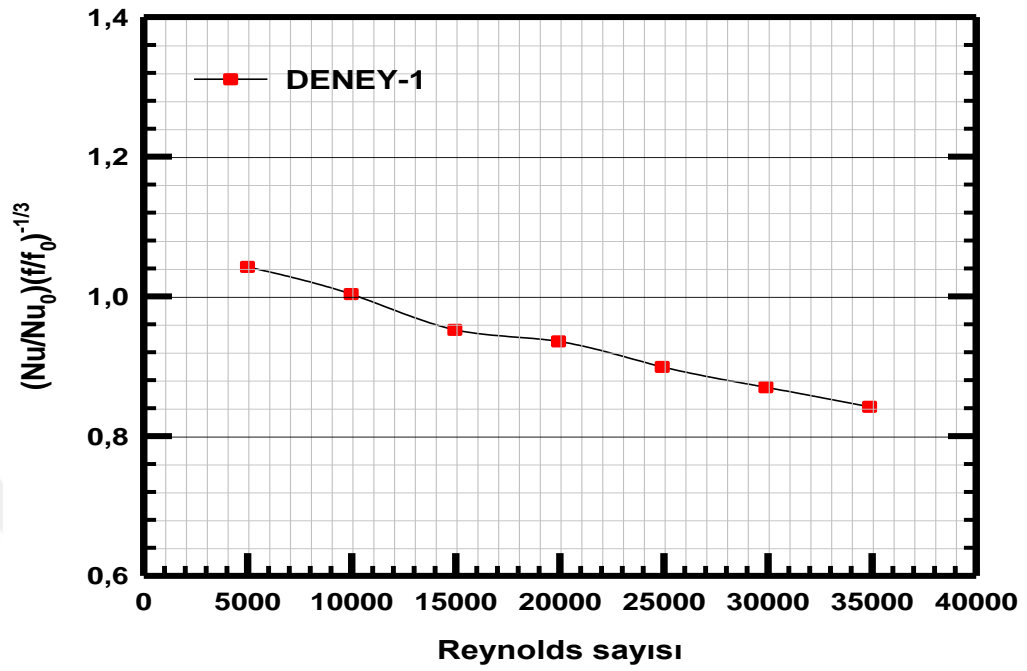
4.2.4. Isıl performans faktörü

Isı transferindeki iyileştirme, ısıl performans faktörü (η) olarak tanımlanmaktadır. (h) engelli yüzeydeki ortalama ısı taşınım katsayısı, (h_0) engelsiz yüzeydeki ortalama ısı taşınım katsayısı, Isıl performans faktörü (η) olarak tanımlanmaktadır. Denklem 4.3'te verilmiştir.

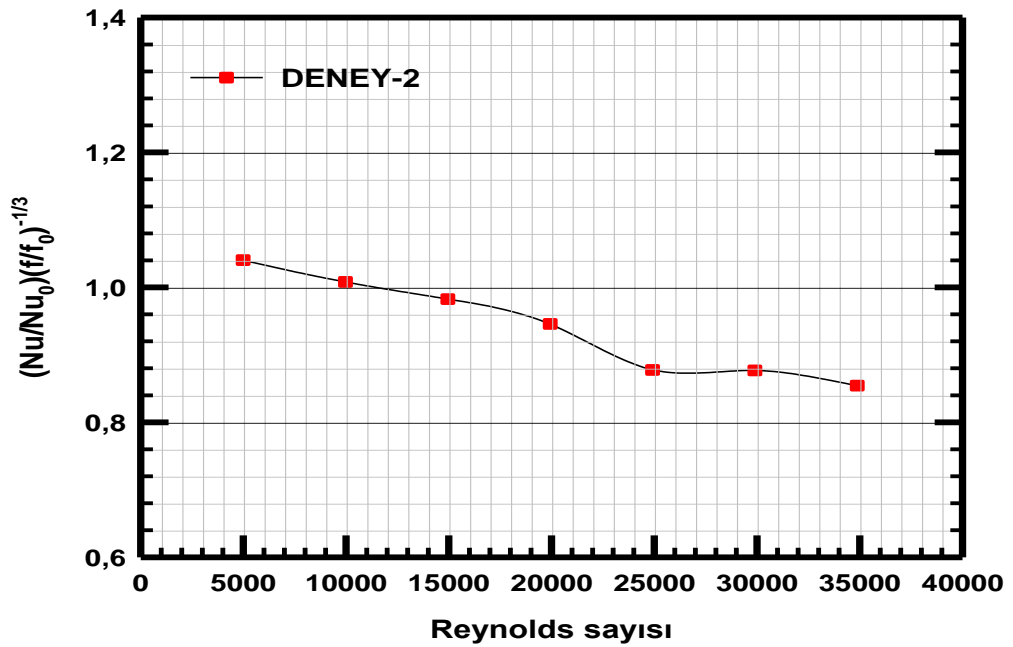
$$\eta = \frac{h}{h_0} = \frac{Nu}{Nu_0} = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) \left(\frac{f}{f_0} \right)^{1/3} \quad (4.3)$$

Formülde yer alan (Nu) ortalama Nusselt sayısı, (Nu_0) boş kanal için Nusselt sayısı f_0 boş kanallardaki sürtünme faktörünü f ise dolu kanaldaki sürtünme faktörünü ifade etmektedir.

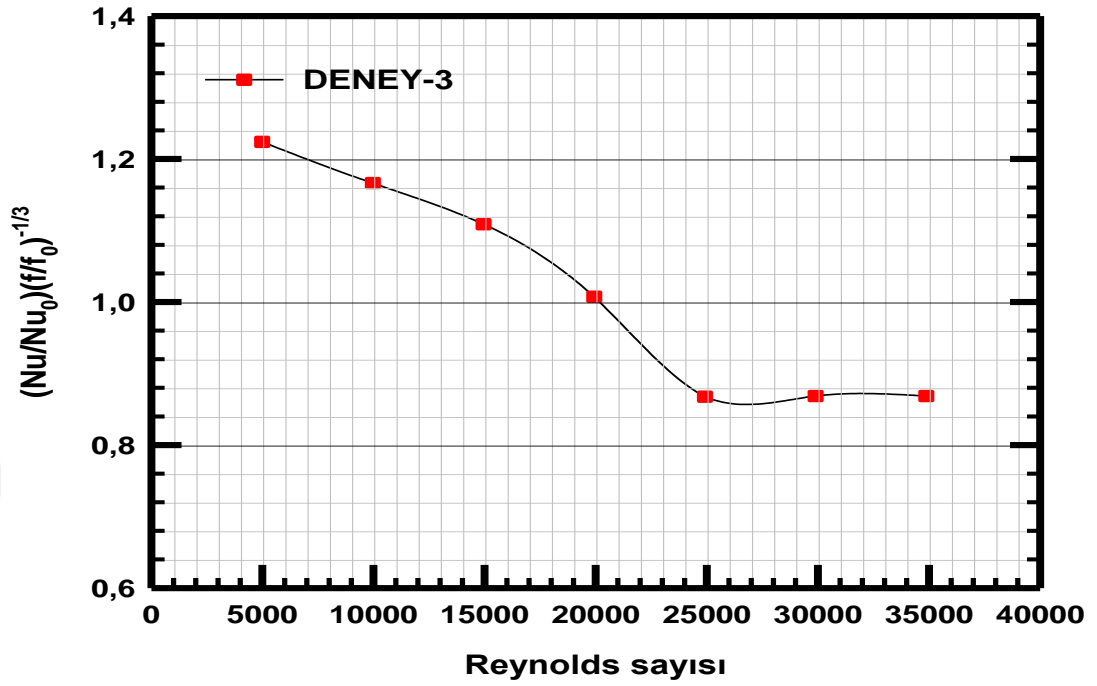
Yapmış olduğumuz çalışmada on altı deneyin verilerine ait ısıl performans faktörünün (η) Reynolds sayısı ile değişimine ait grafikler Şekil 4.32-4.47'de gösterilmiştir.



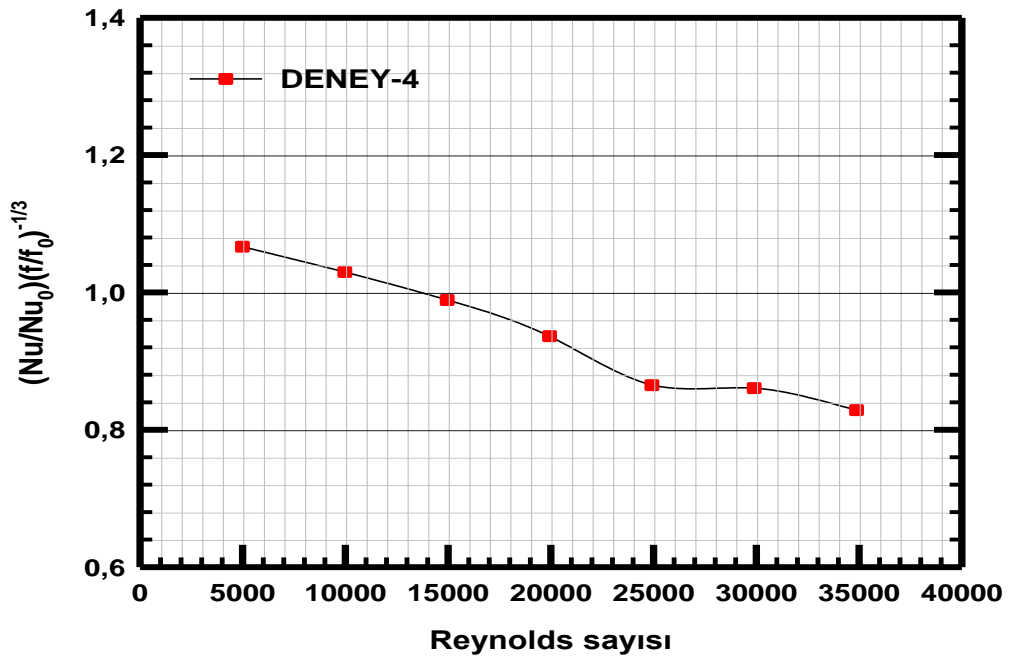
Şekil 4.32. Deneysel için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



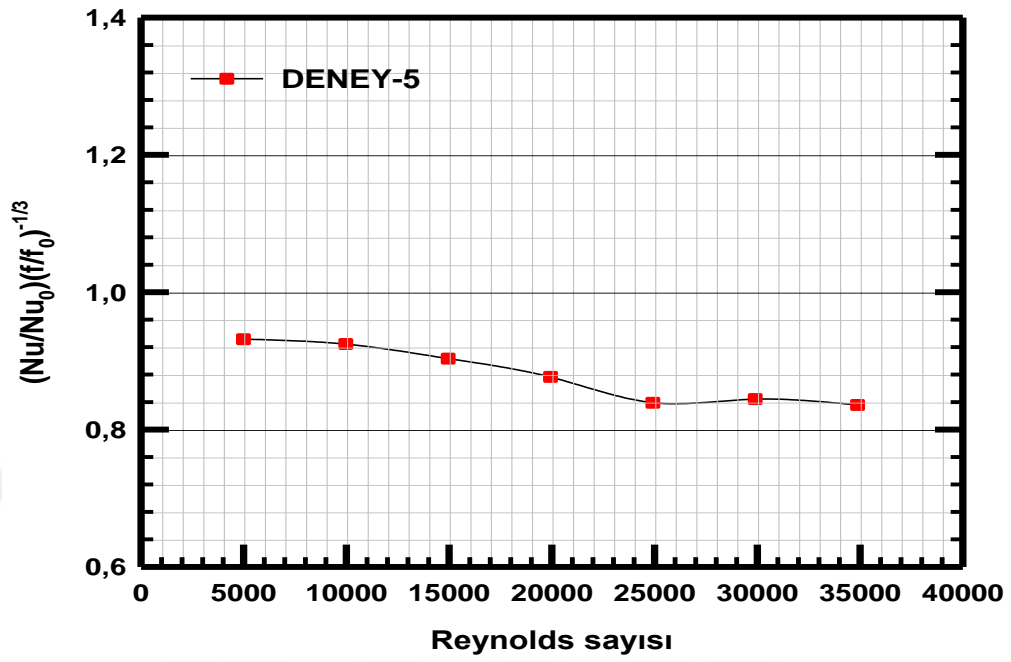
Şekil 4.33. Deneysel için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



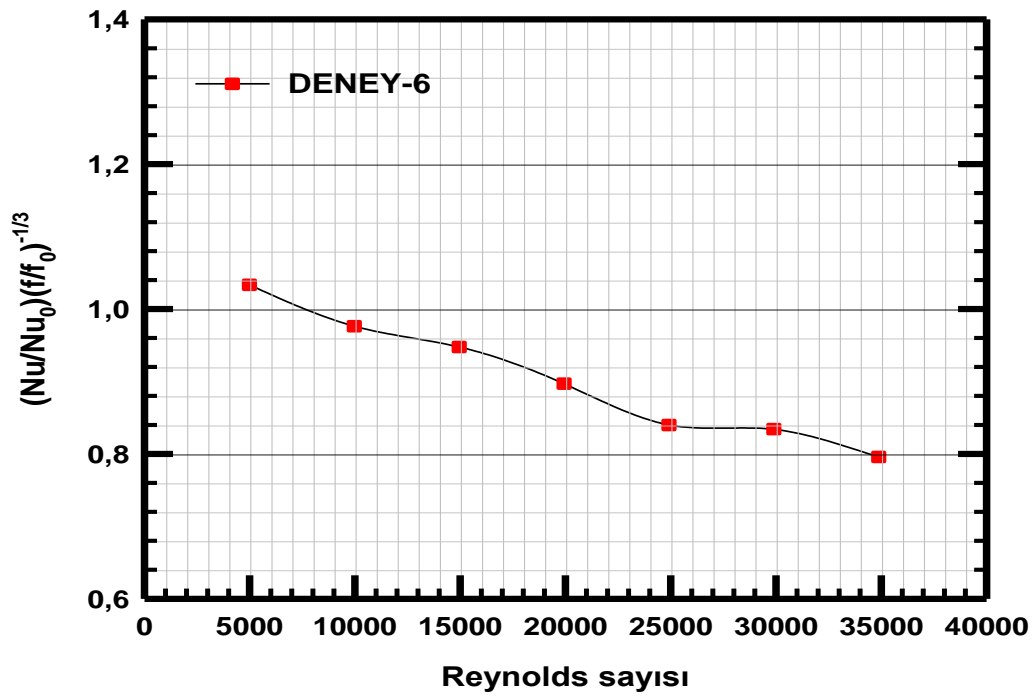
Şekil 4.34. Deneysel 3 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



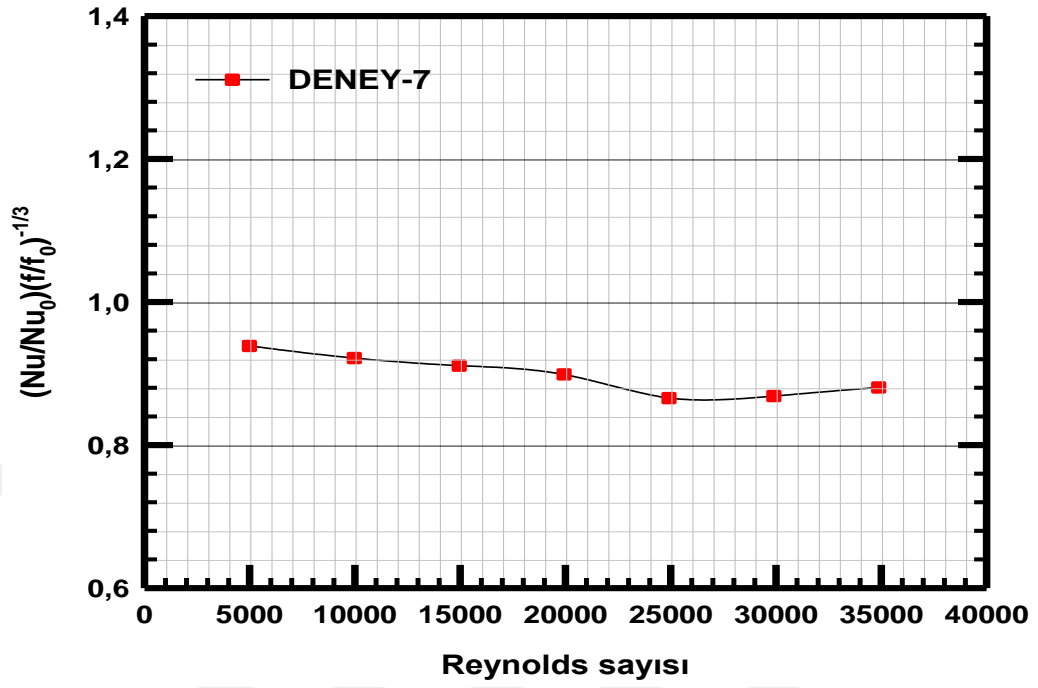
Şekil 4.35. Deneysel 4 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



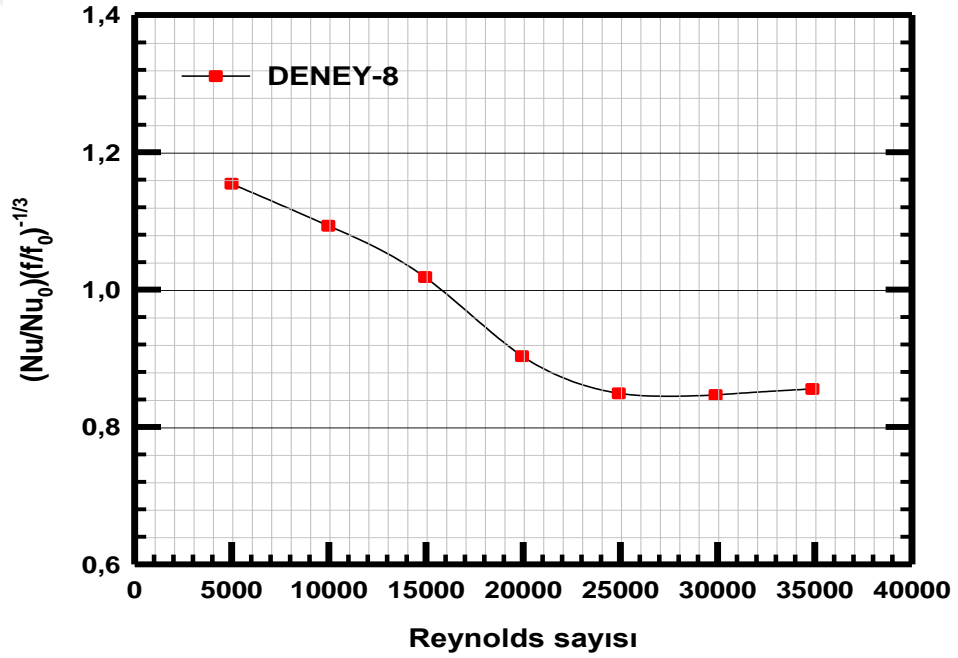
Şekil 4.36. Deneysel 5 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



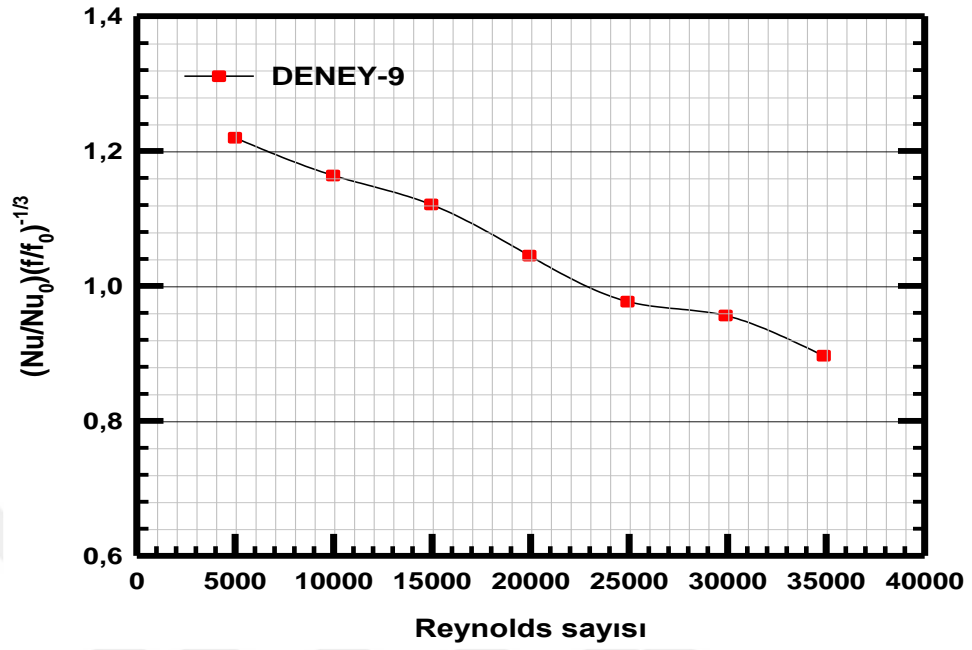
Şekil 4.37. Deneysel 6 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



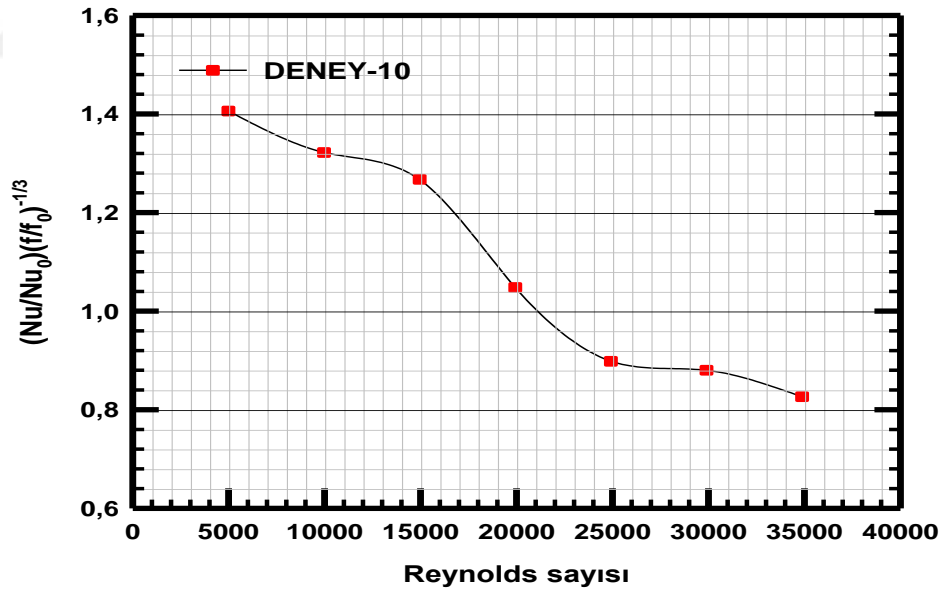
Şekil 4.38. Deneysel 7 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



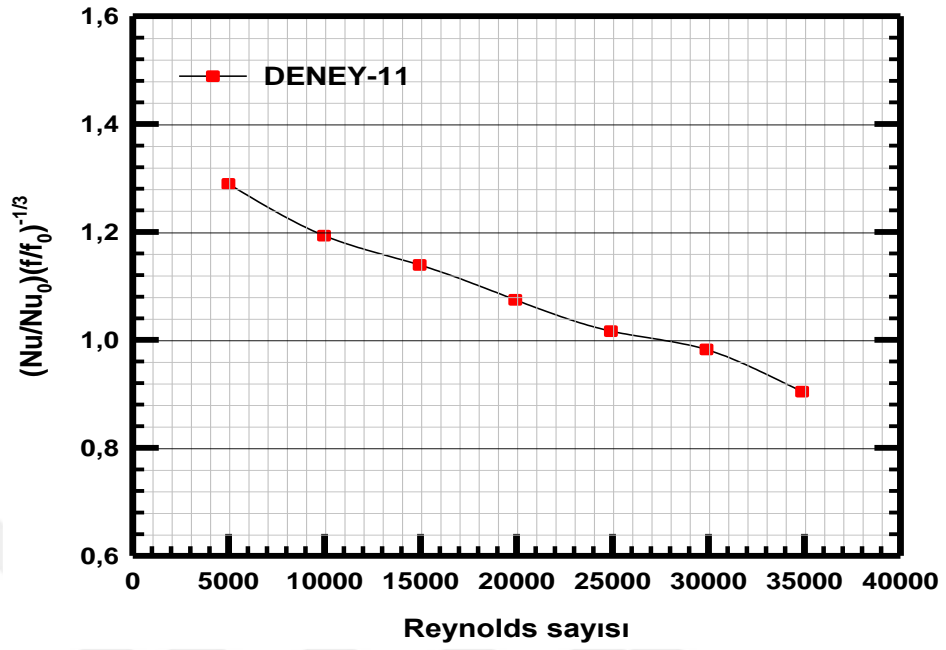
Şekil 4.39. Deneysel 8 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



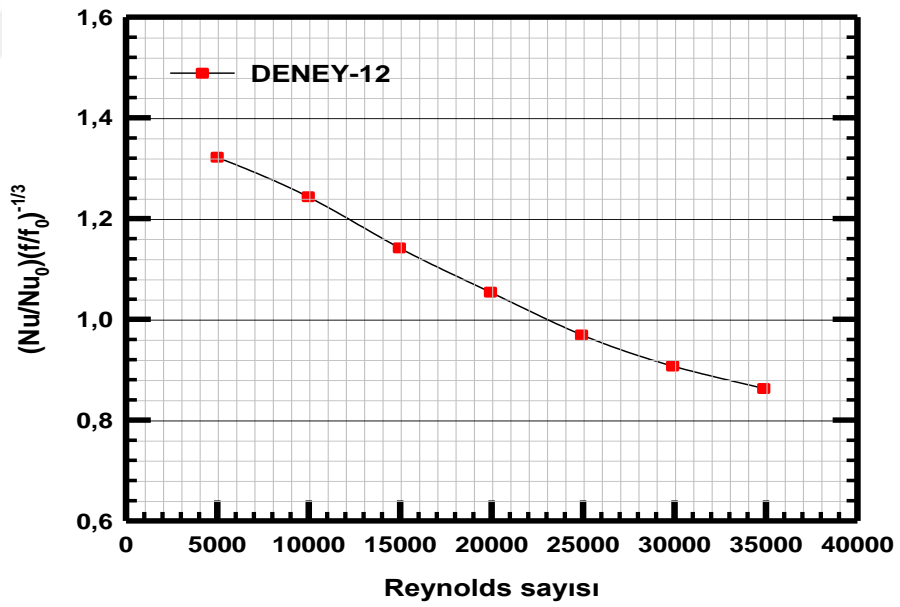
Şekil 4.40. Deneysel-9 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



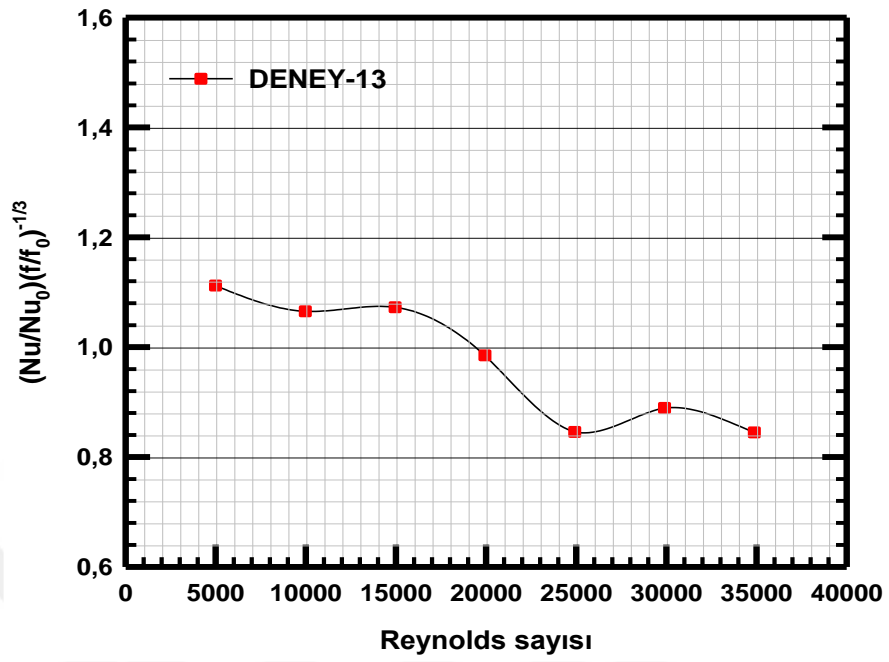
Şekil 4.41. Deneysel-10 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



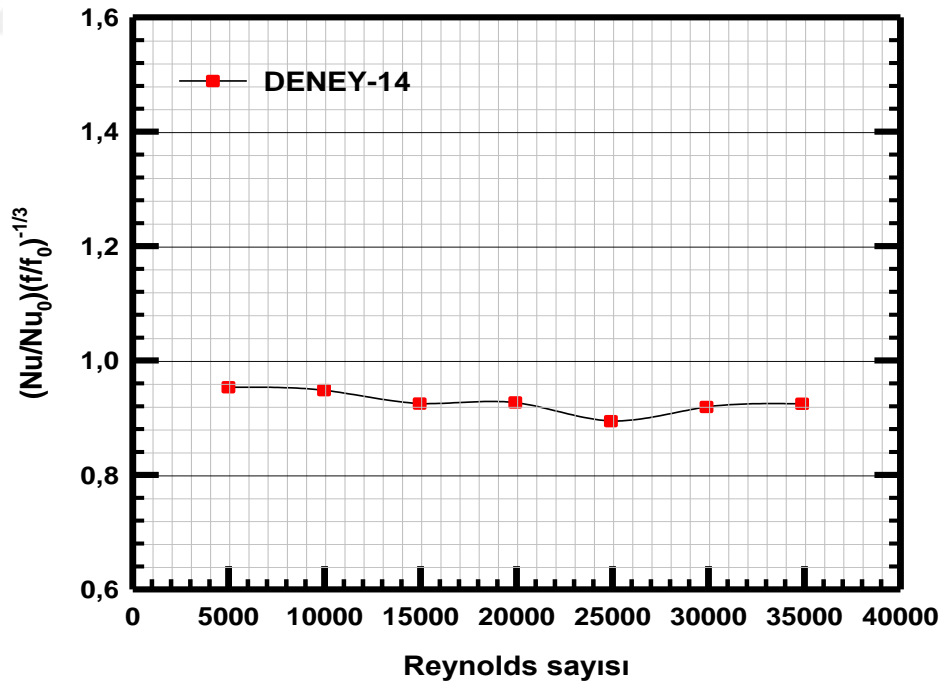
Şekil 4.42. Deneysel-11 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



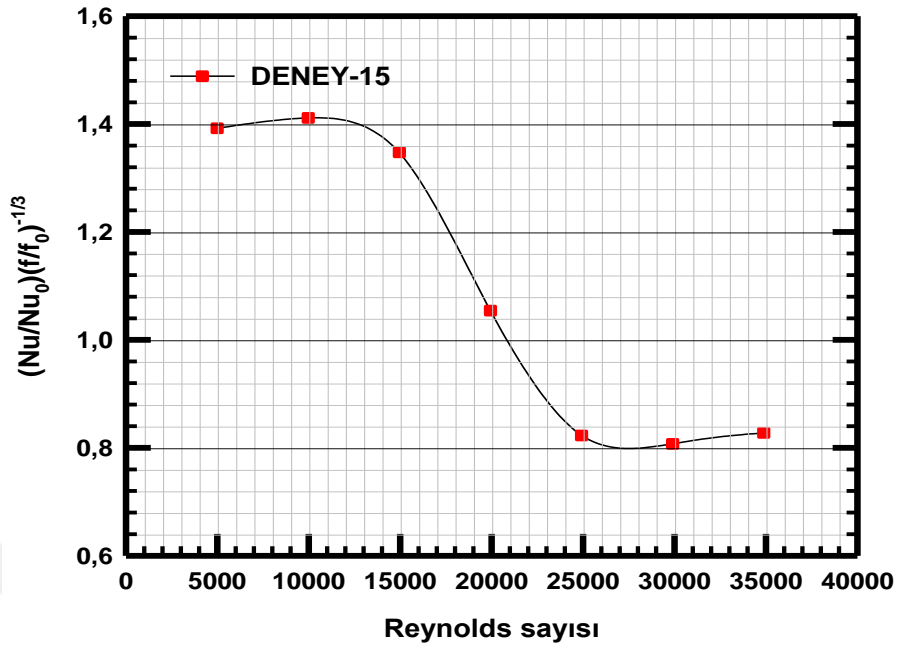
Şekil 4.43. Deneysel-12 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



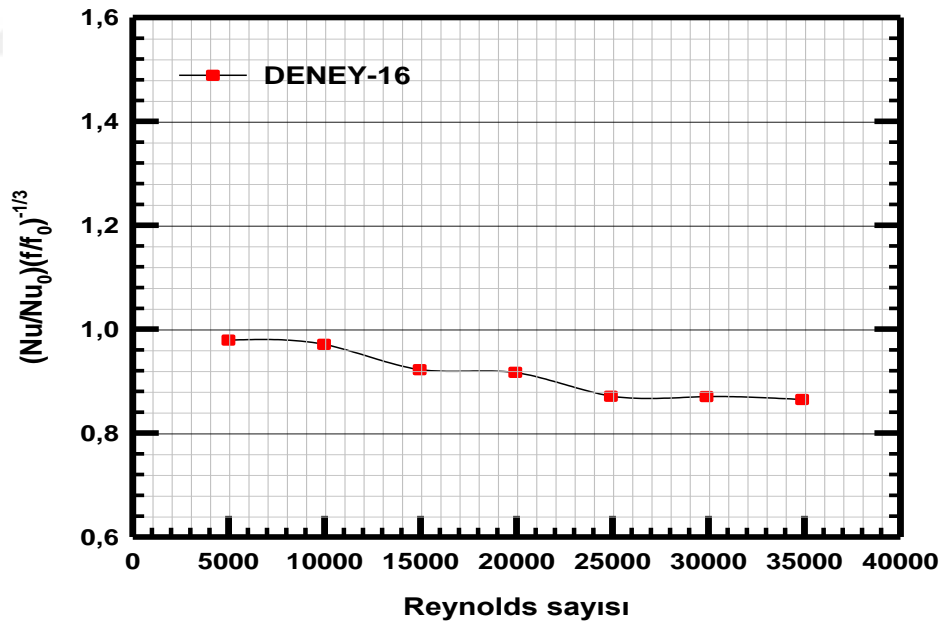
Şekil 4.44. Deneysel-13 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.45. Deneysel-14 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.46. Deneysel-15 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.47. Deneysel-16 için ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 4.8'de Isıl performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi incelemiştir. Artan Reynolds sayısına bağlı olarak ısı performans faktörünün azaldığını görmekteyiz. En yüksek ısı performans faktörünün (1) Reynolds değerinin 4983, S-

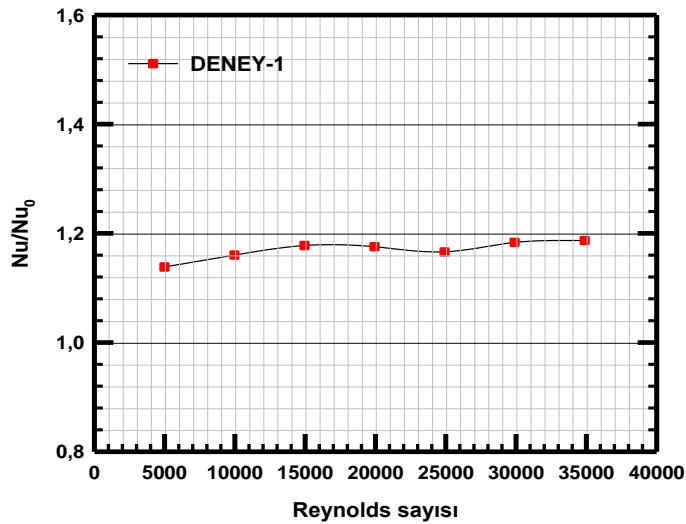
KE, L=100, W=45, c=1mm olduğu Deney 10 durumunda görülmüştür. Burada ısı performans değeri düşük Reynolds değerinde 1,4 civarından düşerek yaklaşık 0,85 değerine kadar değişmiştir.

4.2.5. Isı transferinde artış analizi

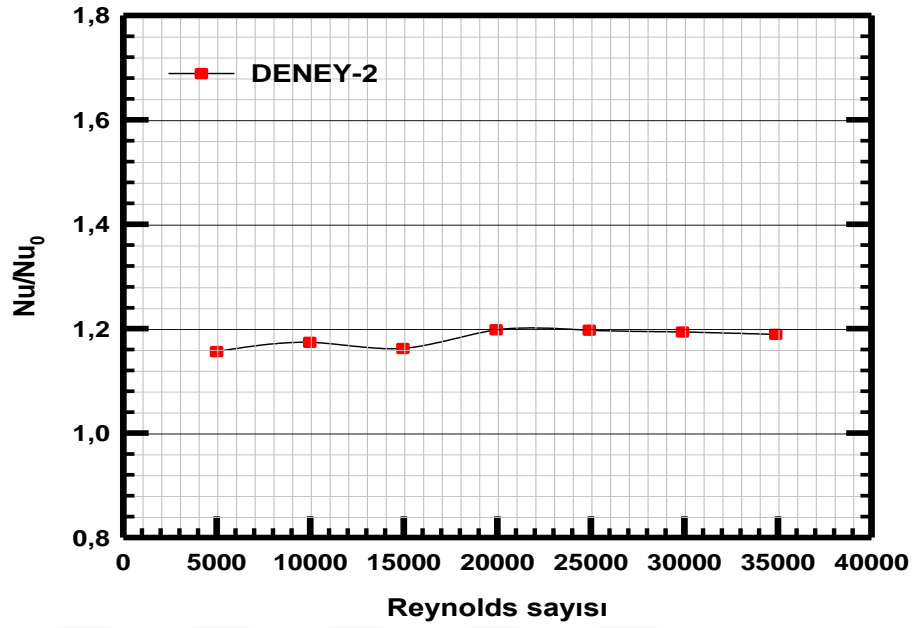
Yapmış olduğumuz çalışmada dikdörtgen kesitli kanal içerisinde değişik engeller kullanarak ısı transferine olan etkileri incelenmiştir. Isı transfer faktörü (Nu/Nu_0) ile gösterilmiştir. Ortalama Nusselt sayısı (Nu), boş kanaldaki Nusselt sayısı ise (Nu_0) olarak belirtilmiştir. Yapmış olduğumuz çalışmada belirli parametrelere bağlı elde edilen sonuçlar Şekil 4.48-4.63’de verilmiştir.

Isıl performans faktörü Deney-5 ve Deney-7 de Reynolds sayısının değişimiyle fazla bir değişiklik olmamıştır.

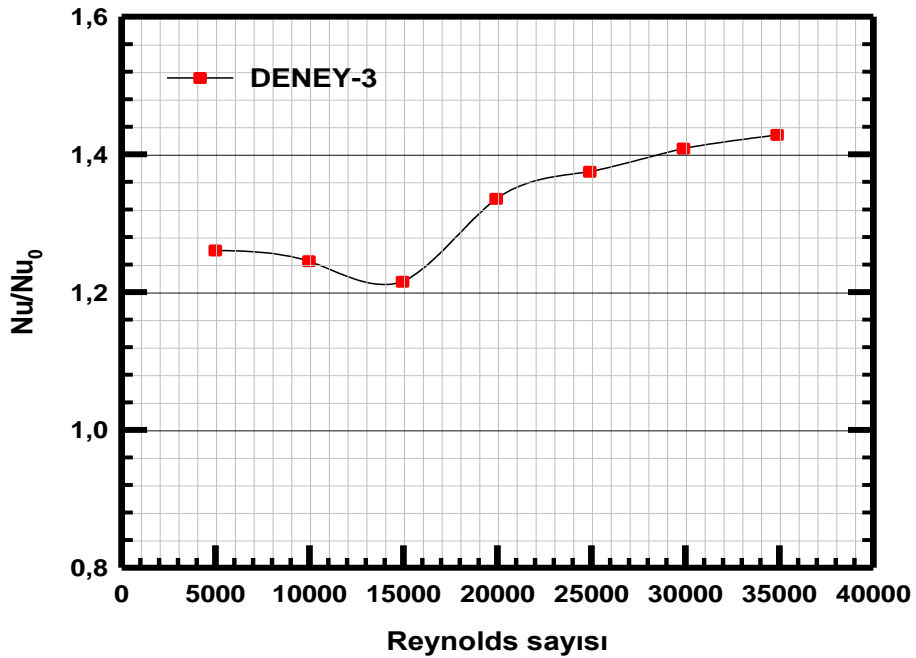
Tüm grafiklerden görüldüğü gibi en en yüksek Reynolds sayılarında ısı performans faktörünün 0,8 değerinin altına inmemiştir. Isıl performans faktörü 1,4 ile 0,8 aralığında değişmiştir.



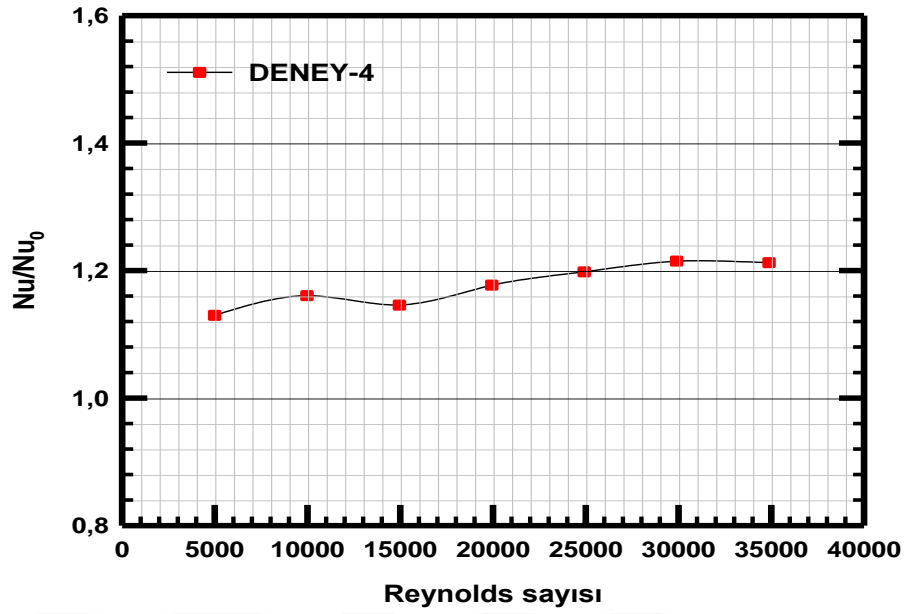
Şekil 4.48. Isı transfer artış faktörünün(Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deney 1)



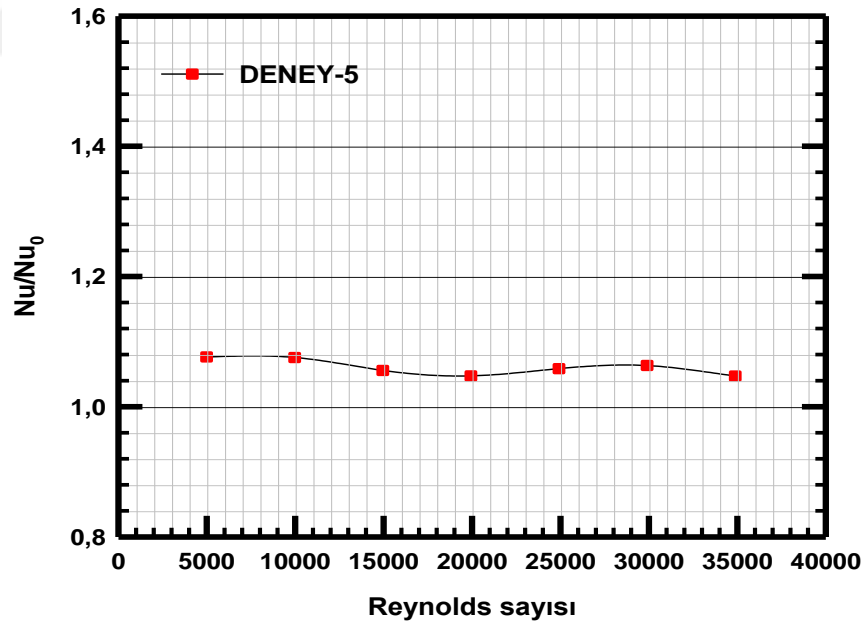
Şekil 4.49. Isı transfer artış faktörünün(Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneysel 2)



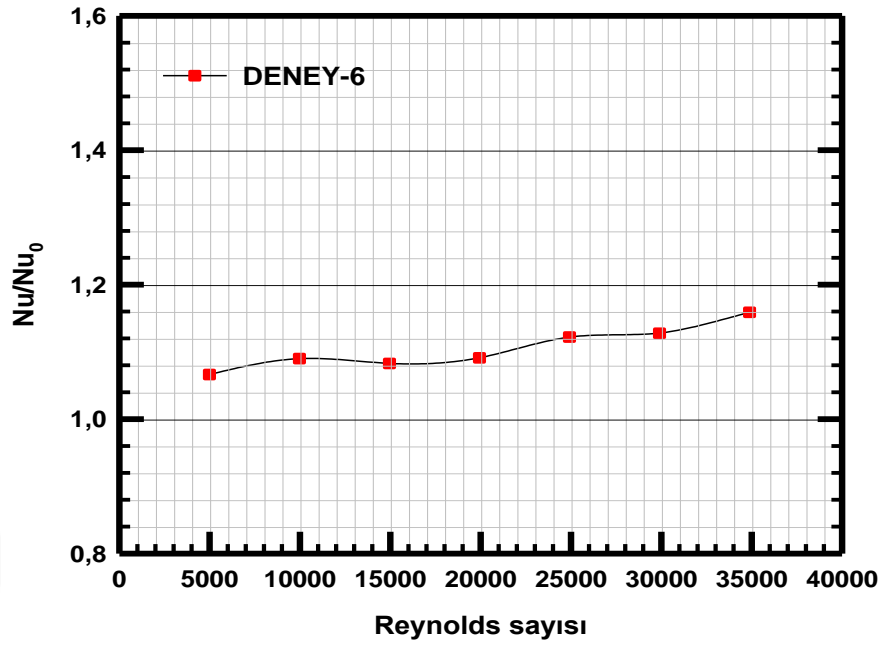
Şekil 4.50. Isı transfer artış faktörünün(Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneysel 3)



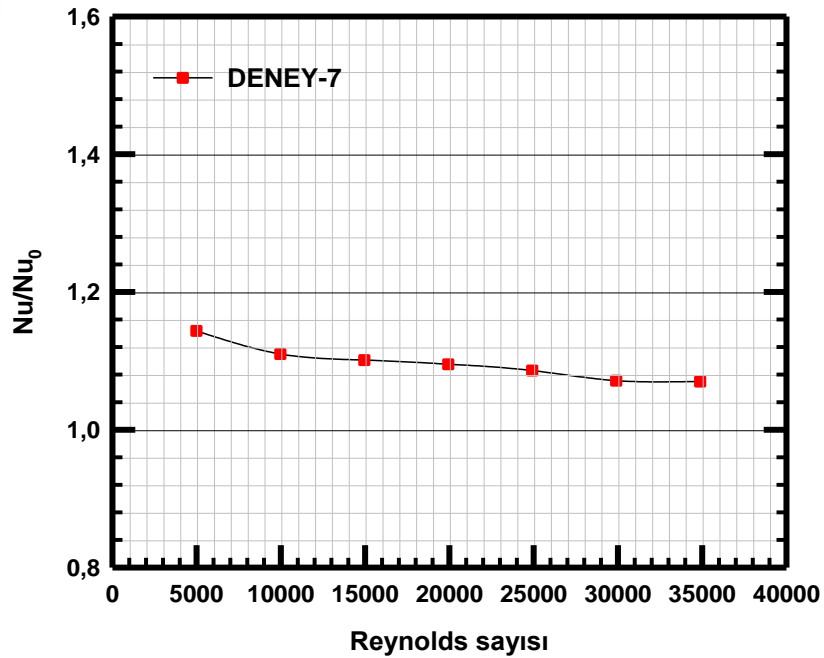
Şekil 4.51. Isı transfer artış faktörünün(Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneysel 4)



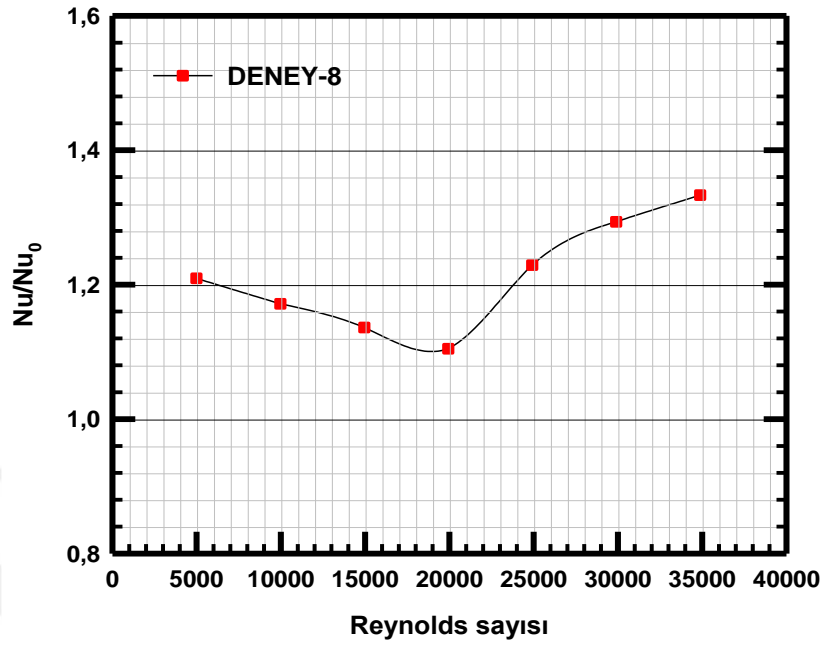
Şekil 4.52. Isı transfer artış faktörünün(Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneysel 5)



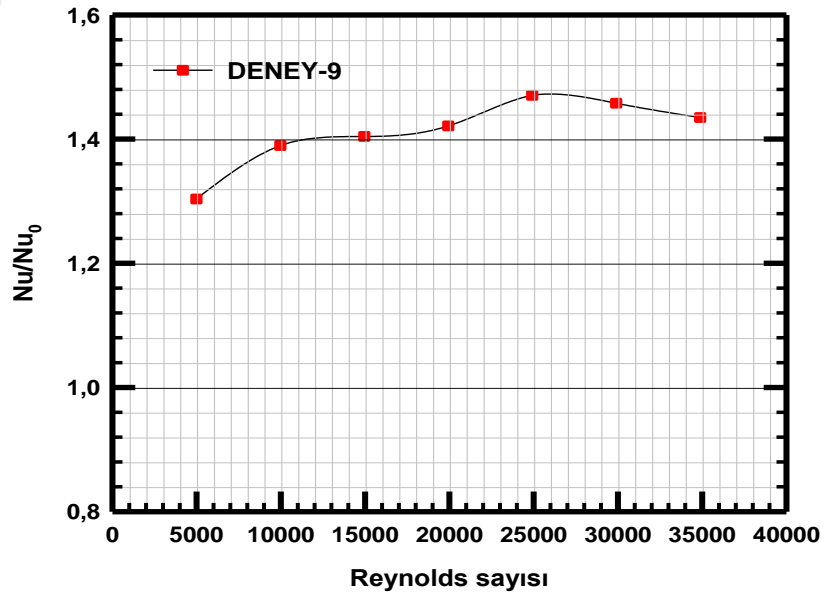
Şekil 4.53. Isı transfer artış faktörünün(Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneysel 6)



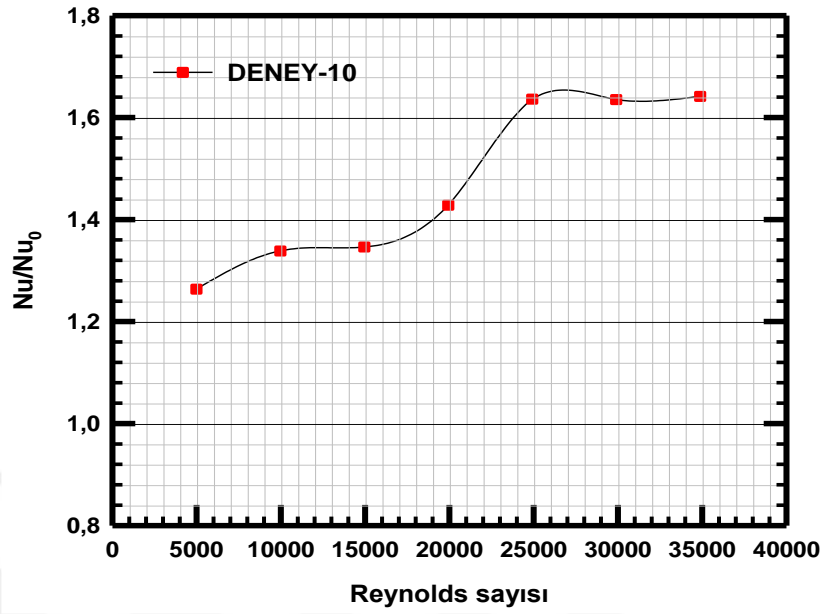
Şekil 4.54. Isı transfer artış faktörünün(Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneysel 7)



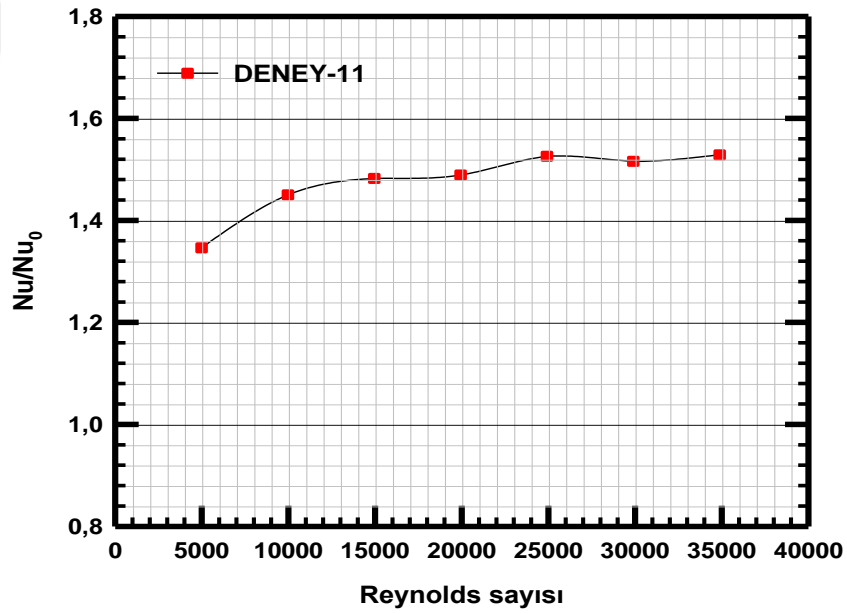
Şekil 4.55. Isı transfer artış faktörünün(Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneysel 8)



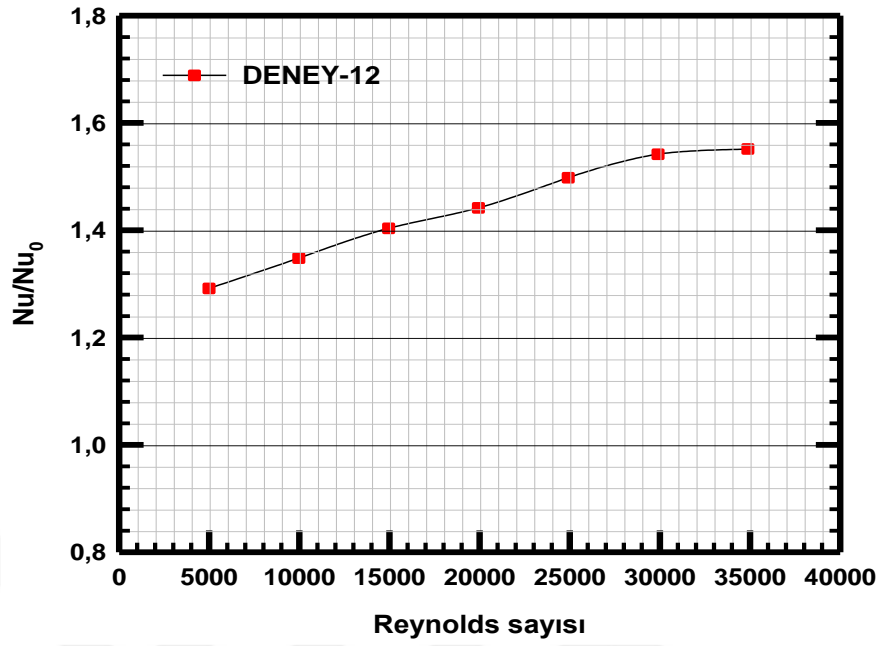
Şekil 4.56. Isı transfer artış faktörünün(Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneysel 9)



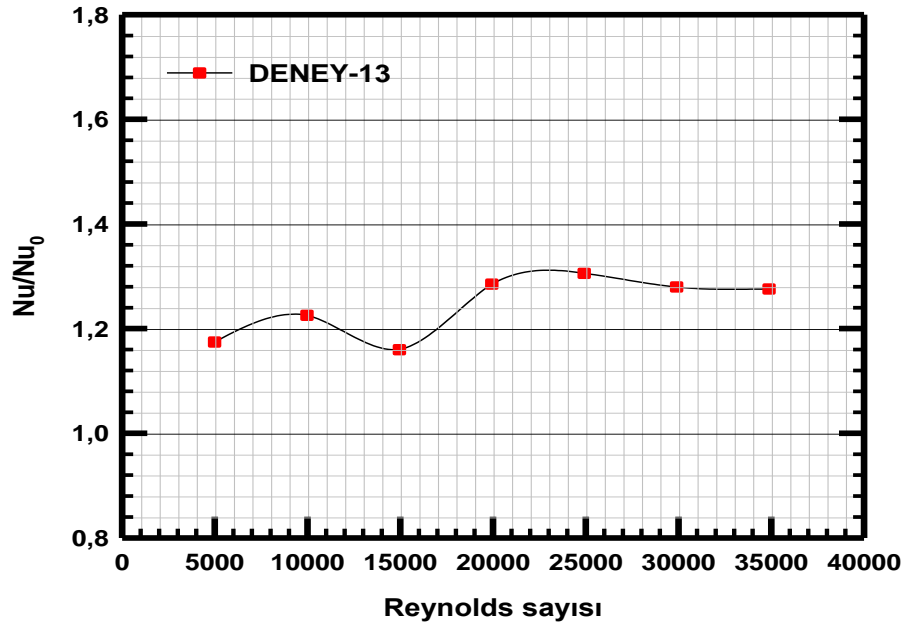
Şekil 4.57. Isı transfer artış faktörünün(Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneysel 10)



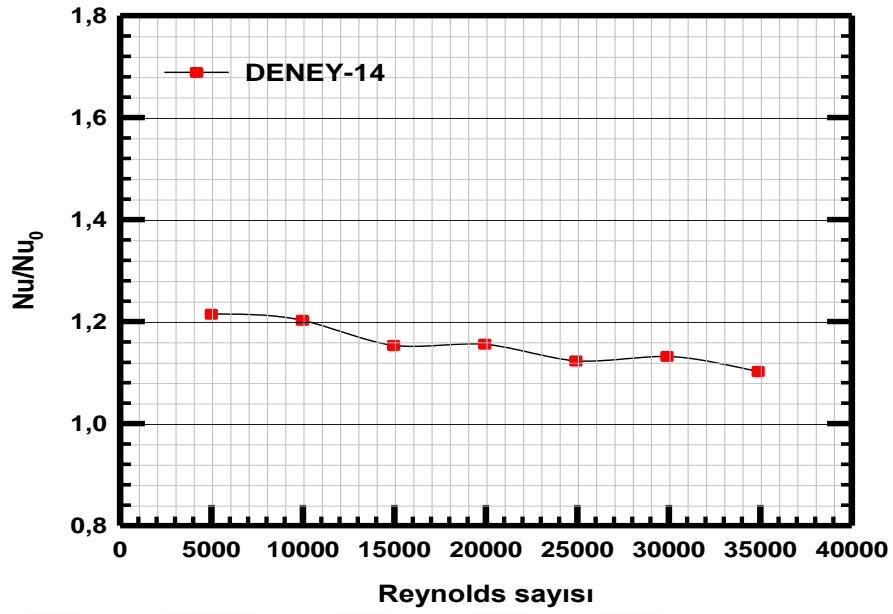
Şekil 4.58. Isı transfer artış faktörünün(Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneysel 11)



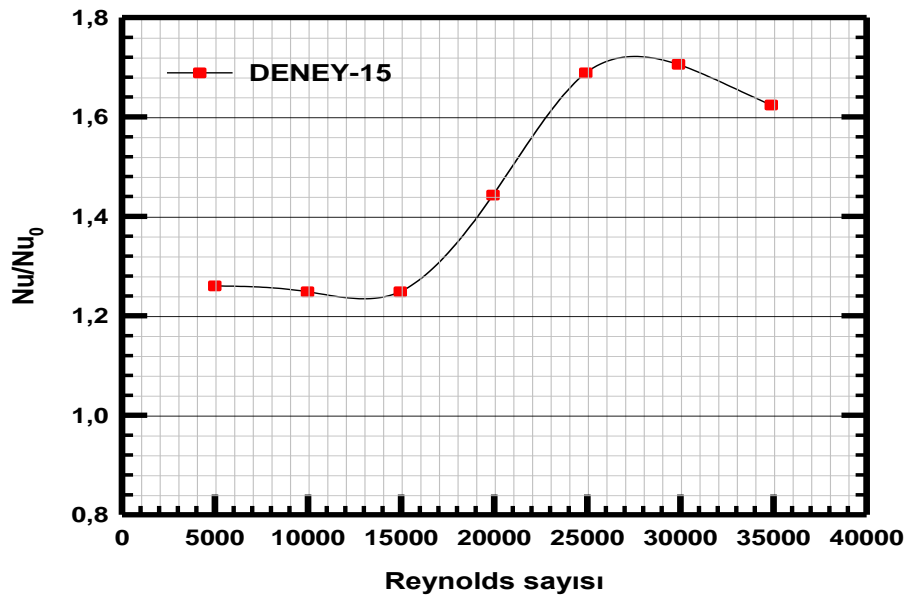
Şekil 4.59. Isı transfer artış faktörünün(Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneysel 12)



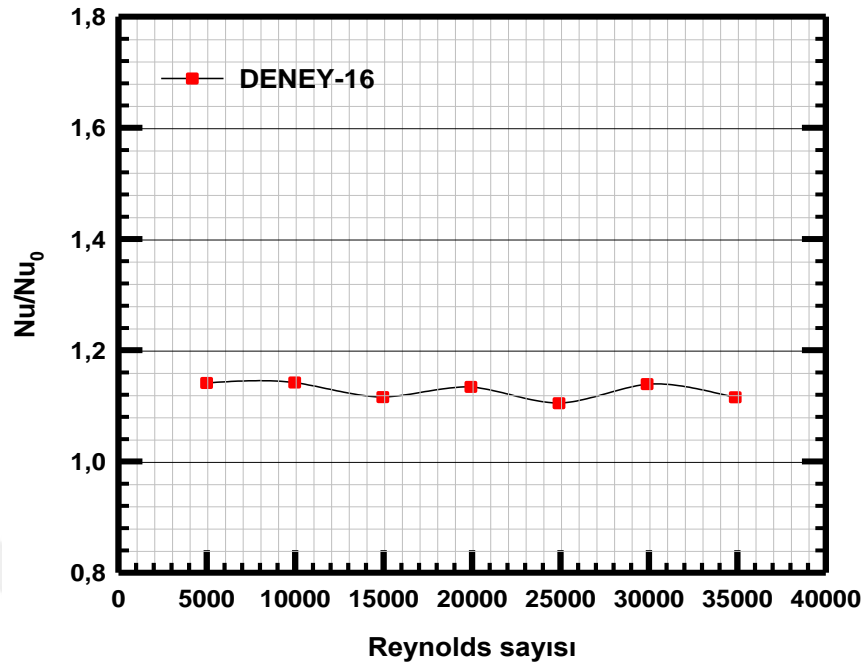
Şekil 4.60. Isı transfer artış faktörünün(Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneysel 13)



Şekil 4.61. Isı transfer artış faktörünün(Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneysel 14)



Şekil 4.62. Isı transfer artış faktörünün(Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneysel 15)



Şekil 4.63. Isı transfer artış faktörünün (Nu/Nu_0) Reynolds sayısına göre değişimi (Deneysel 16)

Şekil 4.48-Şekil 4.63 deki grafiklere baktığımızda Isı transfer artış faktörünün (Nu/Nu_0) oranının 1,05 ile 1,64 arasında değiştiğini görmekteyiz. En yüksek (Nu/Nu_0) oranının D-KE, $L=200$, $w=30$, $c=1\text{mm}$ olduğu anda en düşük (Nu/Nu_0) oranının ise S-KE, $L=100$, $w=30$, $c=4\text{mm}$ olduğu anda görülmüştür.

Reynolds sayısının artmasına bağlı olarak bazı grafiklerde artmalar, bazı grafiklerde azalmalar görülmektedir. Bu artış ve azalışlar kanal içerisindeki engel ve hareketli-sabit levhaların yüzey üzerinde meydana getirdiği akış karışımlarının etkisinden meydana gelmiştir. Özellikle bazı grafiklerde $Re=25.000$ 'den sonra Nu/Nu_0 değerlerinde değişim olmadığı, bu değerlerden sonra ısı transferinde önemli bir değişimin olmadığı görülmüştür.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, farklı geometrideki engeller, bu engellere yerleştirilen hareketli/hareketsiz levha, bu levhaların uzunluğu, genişliği ve test bölgesinden olan yükseklikleri değiştirilerek, ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada, dört farklı engel geometrisi (üçgen kesitli engel (U-KE), silindir kesitli engel (S-KE), dörtgen kesitli engel (D-KE) ve yarım silindir kesitli engel (YS-KE), bu engellere yerleştirilen hareketli/hareketsiz levhaların uzunluğu (L), genişliği (w) ve hareketli/hareketsiz levhanın yerden yüksekliği (c) değiştirilerek deneyler yapılmıştır. Ölçümlerde Reynolds sayısı 4983-34.878 aralığında değiştirilmiştir. Isı transferi sonuçları termal görüntüleme tekniği kullanılarak elde edilmiştir. Her bir parametrenin ısı transferi üzerindeki etkileri grafiksel olarak incelenmiştir. Çalışmada Taguchi deneysel dizayn metodu kullanılarak tasarım parametrelerinin optimum değerleri belirlenmiş, belirlenmiş olan parametrelere bağlı olarak deneysel çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışma, Taguchi yöntemini kullanarak girdap üreticileri ısı transferini ve basınç kaybını etkileyen altı deneysel parametre analiz edilmiştir. Deney tasarımı için bu parametrelerden oluşan L16 ($4^4 \times 2^2$) ortogonal diziler seçilmiştir. Elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir

Yapmış olduğumuz çalışmada Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve ısıl performans faktörü için parametrelerin katkı oranları bulunmuştur. Üç faktör içinde en etkin parametre Reynolds sayısı olduğu görülmüştür. Katkı oranlarına bakıldığında Nusselt sayısı için katkı oranı %63,54, sürtünme faktörü için katkı oranı %61,7 ve ısıl performans faktörü için katkı oranı %36,5 olduğu görülmüştür.

Dikdörtgen kesitli kanal içerisinde önce boş kanal için ölçümler yapılmış olup daha sonra engeller yerleştirilerek engellerin ısı transferine etkisini görebilmek için yapılmış veriler kayıt edilmiştir ve Dittus-Boelter ve Blasius korelasyon eğrisi ile karşılaştırılmıştır olup elde edilen sonuçların oldukça uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

Taguchi Deneysel metodu kullanarak yapmış olduğumuz çalışmada Nusselt sayısını en etkileyen parametrenin Reynolds sayısı %63,54 oranında daha sonra ise engel geometrisi %15,63 olduğu görülmüştür. En az etkileyen parametre ise hareketli hareketsiz parçanın yerden yüksekliği %0,92 olmuştur.

Yapmış olduğumuz deneysel çalışma sonucunda Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı olarak artış gösterdiği görülmüştür. Engel tiplerine bakıldığında genel olarak Nusselt sayısı artışının en fazla olduğu engel tipi D-KE olduğu ve artış oranının %64,1 olduğu görülmektedir.

Diğer engel tiplerinin etkisine bakıldığında ise en yüksek Nusselt sayısı artışlarının U-KE için %42,81, S-KE için baktığımızda %33,3 olduğu, YS-KE için baktığımızda ise %62,33 olarak bulunmuştur.

Isıl performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi incelemiştir. Artan Reynolds sayısına bağlı olarak ısı performans faktörünün azaldığını görmekteyiz. En yüksek ısı performans faktörünün (η) Reynolds değerinin 4983, S-KE, L=100, W=45, c=1mm olduğu Deneysel 10 durumunda görülmüştür. Düşük Reynolds sayılarında Isıl performans faktörlerinin (η) 1 den büyük olduğu ısı performans için verimli olduğu görülmektedir.

KAYNAKLAR

- Agrawal, S., Simon, T.W., North, M., Bissell, D., 2015. Heat transfer augmentation of a channel flow by active agitation and surface mounted cylindrical pin fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 87, 557-567.
- Ahmed, H.E., Ahmed, M., Yusoff, M., 2015. Heat transfer enhancement in a triangular duct using compound nanofluids and turbulators. *Applied Thermal Engineering*, 91, 191-201.
- Alamgholilou, A., Esmaeilzadeh, E., 2012. Experimental investigation on hydrodynamics and heat transfer of fluid flow into channel for cooling of rectangular ribs by passive and EHD active enhancement methods. *Journal of Experimental Thermal and Fluid Science*, 38, 61-73.
- Ali, S., Menanteau, S., Habchi, C., Lemnand, T., & Harion, J-L., 2016. Heat transfer and mixing enhancement by using multiple freely oscillating flexible vortex generators *Applied Thermal Engineering*, 105, 276-289.
- Akçay, S., Akdağ, Ü., 2017. Parametric investigation of effect on heat transfer of pulsating flow of nanofluids in a tube using circular rings. *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi* 24(4), 597-604.
- Barik, K.A., Mukherjee, A., Patro, P., 2015. Heat transfer enhancement from a small rectangular channel with different surface protrusions by a turbulent cross flow jet. *International Journal of Thermal Science*, 98, 32-41.
- B.C. Feijo, G. Lorenzini, L.A. Isoldi, L.A.O.Rocha, J.N.V. Goulart, E.D.dos Santos Constructal design of forced convective flows in channels with two alternated rectangular heated bodies. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 125, 710-721.
- Beskok, A., Rasee, M., Celik, B., Yagiz, B., Cheraghi, M., 2012. Heat transfer enhancement in a straight channel via a rotationally oscillating adiabatic cylinder. *International Journal of Thermal Science*, 58, 61-69.
- Bilen, K., Yapici, S., Celik, C., 2001. A Taguchi approach for investigation of heat transfer from a surface equipped with rectangular blocks. *Energy Conversion Management*, 42, 951-961.
- Çalışkan, S., 2014. Experimental investigation of heat transfer in a channel with new winglet-type vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 78, 604-614.
- Chamoli, S., 2015. A Taguchi approach for optimization of flow and geometrical parameters in a rectangular channel roughened with V down perforated baffles. *Case Study of Thermal Engineering*, 5, 59-69.

- Chang, S.W., Chiang, K.F., Chou, T.C., 2010. Heat transfer and pressure drop in hexagonal ducts with surface dimples. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34, 1172- 1181.
- Chatterjee, D., 2012. Triggering vortex shedding by superimposed thermal Buoyancy around bluff obstacles in cross-flow at low Reynolds numbers. *Numerical Heat Transfer Applied*, 61, 800-806.
- Cheraghi, M., Raisee, Mehrdad., Moghaddami, Mostafa., 2014. Effect of cylinder proximity to the Wall on channel flow heat transfer enhancement. *Comptes Rendus Mecanique*, 342 , 63-72.
- Dağlı, S., 2016. Farklı kanal geometrilerinde kanal yüzeyindeki engellerin ısı transferine olan etkisinin deneysel olarak incelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Çorum.
- Doğan, A., Sivrioglu, M., Baskaya, S., 2006. Investigation of mixed convection heat transfer in a horizontal channel with discrete heat sources at the top and at the bottom. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 2652-2662.
- Fu, W.S., Tong, B.H., 2004. Numerical investigation of heat transfer characteristics of the heated blocks in the channel with a transversely oscillating cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 341-351.
- Gallegos R.K.B., Sharma, R.N., 2016. Dynamic Behaviour of a Flexible Plate behind a Circular Cylinder: Numerical Study on the Effects of Blockage and Cylinder Size. *Australasian Fluid Mechanics Conference Perth, Australia*.
- Gallegos R.K.B., Sharma, R.N., 2019. Heat transfer performance of flag vortex generators in rectangular channels. *International Journal of Thermal Sciences* 137, 26-44.
- Gutierrez, L.D., Guerrero, H.A., Ortiz, L.L., Leon, C.J., 2015. Numerical and experimental analysis of heat transfer enhancement in grooved channel with curved flow deflectors. *Applied Thermal Engineering*, 75, 800-808.
- Gül, H., Evin, D., Tanyıldızı, V., 2006. Experimentally investigation of the effect of a square cross-sectional obstacle located in a channel on heat transfer. *Journal of Engineering and Natural Sciences*, Sigma 2006/3.
- Güneş, S., Manay, E., Senyigit, E., Ozceyhan, V., 2011. A Taguchi approach for optimization of design parameters in a tube with coiled wire inserts. *Applied Thermal Engineering*, 31, 2568-257.
- Hussam, W.K., Sheard, J.G., 2015. Heat transfer in a high Hartmann number MHD duct flow with a cylinder placed near the heated side-wall. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 67, 944-954.

- İç, Y.T., Yıldırım, Sebla.,(2012). Çok kriterli karar verme yöntemleriyle birlikte taguchi yöntemi kullanılarak bir ürünün tasarımının geliştirilmesi. Gazi Üniversitesi. Mühendislik. Mimarlık. Fakültesi. Dergisi. Journal of the Faculty of Engineering and Architecture 447-458.
- Jubran, B.A., Swiety, S.A., Hamdan, M.A., 1996. Convective heat transfer and pressure drop characteristics of various array configurations to simulate the cooling of electronic modules. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39, 3519-3529.
- Kline, S.J., McClintock, F.A., 1953. Describing uncertainties in single-sample experiments. *Mechanical Engineering*, 73, 3-8.
- Leung, C.W., Chen, S., Chan, T.L., 2000. Numerical simulation of laminar forced convection in a air-cooled horizontal printed circuit board assembly. *Numerical Heat Transfer*, 37, 373-393.
- Liang, C., Papadikis, G., 2007. Large eddy simulation of pulsating flow over a circular cylinder at subcritical Reynolds number. *Computers and Fluids*, 36, 299-312.
- Luo, D.D., Leung, C.W., Chan, T.L., Wong, W.O., 2005. Simulation of turbulent flow and forced convection in a triangular duct with internal ribbed surfaces. *Numerical Heat Transfer, Part A*.
- Mikielewicz, D., Stasiek, A., Jewartowski, M., Stasiek, J., 2011. Measurements of heat transfer enhanced by the use of transverse vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 49, 61-72.
- Mittal, S., Raghuvanshi, A., 2001. Control of vortex shedding behind circular cylinder for flows at low Reynolds numbers. *International Journal of Numerical Method of Fluids*, 35, 421-447.
- Özsunar, A., Başkaya., Sivrioğlu, M, 2000. Dikdörtgen kesitli bir kanalda laminar karışık konveksiyon şartlarındaki akışın sayısal olarak incelenmesi. Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi 71-86.
- Pirouz, M., Farhadi, M., Sedighi, K., Nemati, H., Fattahi, E., 2011. Lattice Boltzmann simulation of conjugate heat transfer in a rectangular channel with wall-mounted obstacles. *Scientia Iranica*, 18(2), 213-221.
- Sarkar, S., 2009. Large-Eddy simulation of wake and boundary layer interactions behind a circular cylinder. *Journal of Fluid Engineering*, 9, 01-14.
- Sebastian, G., Shine, S.R., 2015. Natural convection from horizontal heated cylinder with and without horizontal confinement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 82, 3125-334.

- Selimefendigil, F., Oztop, H.F., 2014. Effect of a rotating cylinder in forced convection of ferrofluid over a backward facing step. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 71, 142-148.
- Tanda, G., 2011. Effect of rib spacing on heat transfer and friction in a rectangular channel with 45° angled rib turbulators on one/two walls. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54 , 1081-1090.
- Turgut, O., Onur, N., Arslan, K., Günbey, F., 2009. Numerical investigation of heat transfer problem in hydrodynamically and thermally developing laminar flow in trapezoidal cross-section duct. *Journal of Thermal Science and Technology*, No.2, 59-66.
- Turgut, O., Khastar, F., Gültekin, A.M., 2014. Numerical investigation of laminar flow and heat transfer in rectangular cross-sectional ducts. *Suleyman Demirel University, Journal of Natural and Applied Science*, 22-29.
- Valencia, A., 1999. Heat transfer enhancement due to self-sustained oscillating transverse vortices in channels with periodically mounted rectangular bars. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 2053-2062.
- Wang, J., Liu, J., Wang, L., Sunden, B ve Wang, S. 2018 Numerical investigation of heat transfer and fluid flow in a rotating rectangular channel with variously-shaped discrete ribs. *Applied Thermal Engineering* 129, 1369-1381.
- Wang, H., Liu, P., Yang, R., Wu, J., He, Y.L., 2016. Parametric study and optimization of H-type finned tube heat exchangers using Taguchi method. *Applied Thermal Engineering*, 103, 128-138.
- Wang, J., Wang, C., 2016. Heat Transfer and flow characteristics of a rectangular channel with a small circular cylinder having slant-vent vortex generator. *International Journal of Thermal Science*, 104, 158-171.
- Wang, J., Zhao, Y., 2015. Heat and fluid flow characteristics of a rectangular channel with a small diameter circular cylinder as vortex generator. *International Journal of Thermal Science*, 92, 1-13.
- Wu, H.W., Perng, S.W., 1999. Effect of an oblique plate on the heat transfer enhancement of mixed convection over heated blocks in a horizontal channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 1217-1235.
- Wu, J.Y., Yang, G., 2014. Effect of aspect ratio and assisted buoyancy on flow reversal for mixed convection with imposed flow rate in the vertical three dimensional rectangular duct. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 77, 335-343.

- Xie, G., Liu, J., Ligrani, P.M., Sunden, B., 2014. Flow structure and heat transfer in a square passage with offset mid-truncated ribs. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 71, 44-56.
- Young, T.J., Vafai, K., 1999. Experimental and numerical investigation of forced convective characteristics of array of channel mounted obstacles. *ASME Journal of Heat Transfer*, 121, 34-42.
- Zhan, Y., Park, 2014. Effect of insulated oblique plates on heat transfer and recirculating flow in a channel *Journal of Applied Mathematics and Physics*, 2014, 2, 405-410.



EKLER



EK-1. Hata analizi

Yapmış olduğumuz deneylerdeki belirsizliği belirleyebilmek için standart hata analizi yöntemi kullanılmıştır. Verilerdeki belirsizlik Kline ve arkadaşları tarafından tavsiye edilen sistematik ile belirlenmiştir (Kline ve ark., 1953). Yapılacak bir Deneysel sonucunda x bağımsız değişkenlerinin belirlenmesiyle elde edilecek olan R bağımlı değişkeni, aşağıdaki şekilde belirtilsin:

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (1.1)$$

Burada $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$; ifadeleri bağımsız değişkenleri, R ise sonuç değişkenini belirtmektedir. W_R ise sonuç değişkenindeki belirsizliği, $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ise bağımsız değişkenlerdeki belirsizliği göstermek için aşağıdaki bağıntı McClintock ve Kline tarafından oluşturulmuştur (Kline ve ark., 1953):

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (1.2)$$

Sıcaklık farkının hesaplanmasında ortaya çıkan hata oranı:

$$\Delta T = T_1 - T_2 \quad (1.3)$$

$$\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[\left(\frac{W_{T_1}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_2}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (1.4)$$

Görüntü alanının hesaplanmasında ortaya çıkan hata oranı:

$$A = LxW \quad (1.5)$$

$$\frac{W_A}{A} = \left[\left(\frac{W_L}{L} \right)^2 + \left(\frac{W_W}{W} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (1.6)$$

Bazı kısaltmalar yapılmıştır ektriksel olarak üretilen ısı (q_e), zorlanmış taşınım ($q_{\text{taşınım}}$), radyasyon değeri (q_r), doğal taşınım (q_f) gibi ve yapılan hesaplamalar formülize edilmiştir.

$$q_e = q_{\text{taşınım}} + q_r + q_f \quad (1.7)$$

Hata analizi:

$$\frac{W_{q_e}}{q_e} = \left[\left(\frac{W_{q_c}}{q_{taşınım}} \right)^2 + \left(\frac{W_{q_r}}{q_r} \right)^2 + \left(\frac{W_{q_f}}{q_f} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (1.8)$$

Doğal konveksiyonla çevreye transfer edilen ısı, (q_f 'nin hesaplanmasında ortaya çıkan hata oranı:

$$q_f = h_f(T - T_s) \quad (1.9)$$

$$\frac{W_{q_f}}{q_f} = \left[\left(\frac{W_{h_f}}{h_f} \right)^2 + \left(\frac{W_T}{T} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_s}}{T_s} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (1.10)$$

Işınım sebebiyle ile kaybolan ısı akımının hesaplanmasında ki hata oranı:

$$q_r = (\varepsilon_t + \varepsilon_b)\sigma(T^4 - T_s^4) \quad (1.11)$$

$$\frac{W_{q_r}}{q_r} = \left[\left(\frac{4T^3}{T^4 - T_s^4} W_{T_s} \right)^2 + \left(\frac{4T_s^3}{T^4 - T_s^4} W_T \right)^2 \right]^{1/2} \quad (1.12)$$

Yerel ısı transfer katsayısının hesaplanmasındaki hata oranı:

$$h_x = \frac{q_{taşınım}}{(T - T_{b,x})} \quad (1.13)$$

$$\frac{W_{h_x}}{h_x} = \left[\left(\frac{W_{q_{taşınım}}}{q_{taşınım}} \right)^2 + \left(\frac{W_T}{T} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_{b,x}}}{T_{b,x}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (1.14)$$

Nusselt (Nu) sayısının hesaplanmasındaki hata oranı:

$$Nu = \frac{hD_h}{k_{hava}} \quad (1.15)$$

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[\left(\frac{W_h}{h} \right)^2 + \left(\frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(\frac{W_{k_{hava}}}{k_{hava}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (1.16)$$

Reynolds sayısının hesaplanmasında ortaya çıkan hata oranı:

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad (1.17)$$

$$\frac{W_{Re}}{Re} = \left[\left(\frac{W_\rho}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(\frac{W_u}{u} \right)^2 + \left(\frac{W_\mu}{\mu} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (1.18)$$

Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

Hesaplamalar için ölçüm sistemlerinde ve üretici kataloglarında verilen hata oranları Çizelge E1.1’de gösterilmiştir.

Çizelge E1.1 Ölçüm sistemlerinde verilen hata oranları

Değişkenler	Hata (%)
Sıcaklık ölçümlerinde	±3
Boyut ölçümlerinde	±0,5 mm
Voltaj ölçümünde	±1
Akım ölçümlerinde	±0,1

Çizelgede gösterilen bu belirsizlik oranları kullanılarak deneylerde hesaplanan Deney verileri Çizelge E1.2’de gösterilmiştir.

Çizelge E1.2 Hata analizi için yapılan örnek hesaplama

Değişkenler	Değerler
Isıtma yüzeyi eni	W=0,05 m
Isıtma yüzeyi boyu	L=0,277 m
Hava giriş hızı	U=1,54m/s
Ortalama folyo yüzey sıcaklığı	T _w =64,3 °C
Giriş sıcaklığı	T _g = 26,4 °C
Ortam sıcaklığı	T _s = 26,4 C
Isıtıcıya verilen toplam güç	Q _e =27 W
Doğal konveksiyonla olan kayıp	Q _f =0,23 W
Yan yüzeylerde iletim ile olan kayıp	İhmal edilmiştir
Işınım ile olan kayıp	Q _r =1,19 W
Taşınım ile akışkana aktarılan	Q _t =25,58 W
Ortalama Nusselt sayısı	24,1
Reynolds sayısı	4983

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : KÖSEOĞLU, Ahmet Doğukan
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 24.05.1993 - Amasya
Medeni hali : Bekar
Telefon : 0 (505) 748 2524
e-mail : dogukankoseoglu05@gmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Ondokuz Mayıs Üni. Makine Müh.	2015
Lise	Amasya Anadolu Lisesi	2011

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2016-2017	Apaydın Metal Sanayi ve Ticaret A.Ş	Üretim Sorumlusu
2015-2016	Amasya Şeker Fabrikası A.Ş	Bakım Onarım Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce