



**DALGALI ÜÇGEN ELEMANLAR YERLEŞTİRİLMİŞ
YATAY KANALDA ISI TRANSFERİ VE AKIŞ
KARAKTERİŐTİKLERİNİN İNCELENMESİ**

Taha YAŞA

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Eyüphan MANAY

2021

Her hakkı saklıdır.



**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**DALGALI ÜÇGEN ELEMANLAR YERLEŞTİRİLMİŞ YATAY KANALDA ISI
TRANSFERİ VE AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ**

Taha YAŞA

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Eyüphan MANAY

Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği

Erzurum

2021

Her hakkı saklıdır

ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI

Erzurum Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez içindeki tüm bilgilerin doğru ve tam olduğunu, bilgilerin üretilmesi aşamasında bilimsel etiğe uygun davrandığımı, yararlandığım bütün kaynakları atıf yaparak belirttiğimi beyan ederim.

06 / 09 / 2021

Taha YAŞA

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

DALGALI ÜÇGEN ELEMANLAR YERLEŞTİRİLMİŞ YATAY KANALDA ISI TRANSFERİ VE AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ

Taha YAŞA

Erzurum Teknik Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Eyüphan MANAY

Bu tez çalışmasında, içerisine ardışık düzende dalgali üçgen iç elemanlar yerleştirilmiş yatay bir kanalda türbülanslı zorlanmış ısı transferi ve basınç düşümü karakteristikleri deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmadaki bütün durumlarda kararlı hal şartlarında ve sabit ısı akısı sınır koşulunda deneyler gerçekleştirilmiştir. İş akışkanı olarak hava kullanılmış ve sabit termofiziksel özellikler dikkate alınmıştır. Tekli ve ikili yerleşim durumlarında üçgen elemanların kenar uzunluklarının ($B=15$ mm, 20 mm ve 25 mm), ikili yerleşim durumunda üçgenler arasındaki boşluk oranının ($W/B=2, 3$ ve 4), üçgen elemanların yüzeylerindeki eğrilik yarıçapının ($R=2$ mm ve 4 mm) ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkileri farklı Reynolds sayılarında ($Re=5.000, 7.500, 10.000, 12.500$ ve 15.000) incelenmiştir. Sonuçlar yüzey sıcaklıkları, ortalama ısı taşınım katsayısı, ortalama Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve basınç düşümü açısından sunulmuştur. Tekli ve ikili yerleşim düzenlerinde kenar uzunluğu arttıkça ısı transferinin ve benzer şekilde basınç düşümünün de arttığı görülmüştür. İkili yerleşim düzenlerinde ise elemanlar arasındaki boşluk oranı arttıkça ısı transferi de artmaktadır. Üçgen elemanların yüzeyindeki dalgaların eğrilik yarıçapının artmasının ısı transferinde az miktarda azalmaya yol açtığı görülmüştür. En yüksek ısı transferi tekli yerleşimde $B=25$ mm, $R=2$ mm ve $Re=15.000$ olduğu durumda, ikili yerleşim durumunda ise $B=25$ mm, $W/B=4$, $R=2$ mm ve $Re=15.000$ olduğu durumda elde edilmiştir.

2021, 108 sayfa

Anahtar Kelimeler: Isı transferi iyileştirmesi, dalgali üçgen elemanlar, basınç düşümü, küt cisim

ABSTRACT

MS. Thesis

INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP CHARACTERISTICS IN A HORIZONTAL CHANNEL EQUIPPED WITH WAVY TRIANGULAR ELEMENTS

Taha YAŞA

Erzurum Technical University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering
Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Eyüphan MANAY

In this thesis study, the turbulent forced heat transfer and pressure drop characteristics of a horizontal channel in which wavy triangular interior elements are placed in tandem arrangement are experimentally investigated. In all cases in the study, experiments were carried out under steady-state conditions and constant heat flux boundary conditions. Air was used as the working fluid, and constant thermophysical properties were considered. The effects of the side lengths ($B=15$ mm, 20 mm and 25 mm) of the triangular elements in single and double placement cases, the gap ratio between the triangles ($W/B=2, 3$ and 4) in the double arrangement and the radius of curvature on the surfaces of the triangular elements ($R=2$ mm and 4 mm) on heat transfer and pressure drop were investigated at different Reynolds numbers. The results are presented in terms of surface temperatures, average heat transfer coefficient, average Nusselt number, friction factor and pressure drop. It has been observed that as the edge length increases in single and double arrangement, the heat transfer and similarly the pressure drop increase. In dual arrangements, on the other hand, as the gap ratio between the elements increases, the heat transfer also increases. It has been observed that the increase in the radius of curvature of the waves on the surface of the triangular elements leads to a slight decrease in the heat transfer. The highest heat transfer is achieved in the case of $B=25$ mm, $R=2$ mm and $Re=15.000$ in single placement, $B=25$ mm, $W/B=4$, $R=2$ mm and $Re=15.000$ in double placement.

2021, 108 page

Keywords: Heat transfer enhancement, wavy triangular elements, pressure drop, bluff bodies

TEŞEKKÜR

Çalışmanın her aşamasında destek ve yardımlarını gördüğüm, tecrübelerini benimle paylaşan Sayın Doç. Dr. Eyüphan MANAY'a teşekkür ederim. Çalışma süresinde yapıcı eleştirileriyle destek olan, tecrübelerinden faydalandığım Dr. Öğr. Üyesi İbrahim ATEŞ'e ilgi ve alakalarından ötürü teşekkür ederim.

Jürimde bulunan bilgileri ile bizi aydınlatan Sayın Prof. Dr. M. Akif CEVİZ ve Dr. Öğr. Üyesi İlhan Volkan ÖNER hocalarıma teşekkürlerimi sunarım.

Tez Çalışmam esnasında desteğini eksik etmeyen her kapısını çaldığımda yardımcı olan Arş. Gör. Emre MANDEV'e teşekkürlerimi sunarım

Tez çalışmam ve eğitim hayatımın her döneminde benden sevgi ve destlerini esirgemeyen anne, baba, ablama ve arkadaşlarıma teşekkür ve saygılarımı sunarım.

Taha YAŞA

Eylül 2021

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xii
1. GİRİŞ	1
1.1. Isı Transferi.....	2
1.1.1. Isı transferi mekanizmaları.....	2
1.1.1.1 İletimle ile ısı transferi.....	3
1.1.1.2. Taşınım ile ısı transferi.....	4
1.1.1.3 Işınım ile ısı transferi.....	7
1.1.2. Isı transferini artırma ve iyileştirme yöntemleri.....	8
1.2. Taşınım ile ısı transferinde sınır tabaka.....	9
1.2.1. Hız (Hidrodinamik) sınır tabaka.....	9
1.2.2. Isıl sınır tabaka.....	10
1.2.3. Sınır tabakalarının önemi.....	11
1.3. Laminar ve Türbülanslı Akış.....	11
2. KAYNAK ÖZETLERİ	13
3. MATERYAL ve YÖNTEM	21
3.1. Deneysel Materyaller.....	24
3.1.1. Veri okuma kartı.....	24
3.1.2. Isıl çiftler.....	25
3.1.3. Güç kaynağı.....	25
3.1.4. Çok fonksiyonlu ölçüm cihazı.....	26
3.1.5. Fan.....	26
3.2. Deneysel Verilerin Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılışı.....	28
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA	30
5. SONUÇ ve ÖNERİLER	103
KAYNAKLAR	105

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
A	Alan (m^2)
b	Kanal yüksekliği (m)
D	Çap (m)
h	Isı taşınım katsayısı ($W/m^2.K$)
H	Kanal genişliği (m)
I	Akım (A)
k	Isı iletim katsayısı (W/m.K)
T	Sıcaklık ($^{\circ}C$)
U	Ortalama hız (m/s)
V	Gerilim (V)
\dot{Q}	Isı Enerjisi (W)
σ	Stephan-Boltzman sabiti ($W/m^2.K^4$)
μ	Dinamik viskozite (kg/m.s)
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)

<u>Kısaltmalar</u>	<u>Açıklama</u>
Nu	Nusselt sayısı
Pr	Prandtl sayısı
Re	Reynolds sayısı

<u>Alt İndisler</u>	<u>Açıklama</u>
c	kesit
ç	Çıkış
g	Giriş
h	Hidrolik
kay	Kayıp
kond	Kondüksiyon

konv	Konveksiyon
ort	Ortalama
p	Projeksiyon
rad	Termal radyasyon
s	Yüzey



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Isı transfer mekanizmaları I.....	3
Şekil 1.2. Isı transfer mekanizmaları II.....	3
Şekil 1.3. Bir mekanizmanın farklı fazlarda ısı iletim mekanizması	4
Şekil 1.4. Taşınım ile ısı transfer çeşitleri.....	5
Şekil 1.5. Doğal taşınım ile ısı transferi.....	6
Şekil 1.6. Kaynamış bir yumurtanın zorlanmış taşınım ile soğutulması	7
Şekil 1.7. Bir yüzey ve çevresindeki yüzeyler arasında ışınım ısı transferi	7
Şekil 1.8. Düz levha üzerinde hız sınır tabaka gelişimi.....	9
Şekil 1.9. Düz bir plakada ısı sınır tabaka	10
Şekil 1.10. Düz bir levha üzerinde hız (hidrodinamik) sınır tabaka gelişimi	11
Şekil 1.11. Bir borudaki laminar ve türbülanslı akışların boyalı enjeksiyonları ile görselleştirilmesi	12
Şekil 3.1. Deney düzeneği	21
Şekil 3.2. Deney düzeneği şematiği.....	22
Şekil 3.3. Üçgen iç elemanların şematiği.....	23
Şekil 3.4. Üçgen iç eleman içindeki yerleşimi.....	23
Şekil 3.5. Veri okuma kartı	24
Şekil 3.6. Güç kaynağı	25
Şekil 3.7. Çok fonksiyonlu ölçüm cihazı	26
Şekil 3.8. Fan	27
Şekil 4.1. Boş kanaldaki sürtünme faktörünün literatür ile karşılaştırılması.....	31
Şekil 4.2. Boş kanaldaki Nusselt sayısının literatür ile karşılaştırılması.....	31
Şekil 4.3. $R=2$ mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi.....	33
Şekil 4.4. $R=4$ mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi.....	34
Şekil 4.5. $R=2$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	34
Şekil 4.6. $R=4$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	35
Şekil 4.7. $R=2$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	35
Şekil 4.8. $R=4$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	36
Şekil 4.9. $R=2$ mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	37
Şekil 4.10. $R=4$ mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	37
Şekil 4.11. $R=2$ mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	38

Şekil 4.12. $R=4$ mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	38
Şekil 4.13. $B=15$ mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi.....	39
Şekil 4.14. $B=20$ mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi.....	40
Şekil 4.15. $B=25$ mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi.....	40
Şekil 4.16. $B=15$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	41
Şekil 4.17. $B=20$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	41
Şekil 4.18. $B=25$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	42
Şekil 4.19. $B=15$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	42
Şekil 4.20. $B=20$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	43
Şekil 4.21. $B=25$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	43
Şekil 4.22. $B=15$ mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	44
Şekil 4.23. $B=20$ mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	45
Şekil 4.24. $B=25$ mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	45
Şekil 4.25. $B=15$ mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	46
Şekil 4.26. $B=20$ mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	46
Şekil 4.27. $B=25$ mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	47
Şekil 4.28. $W/B=4$ ve $R=2$ mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi.....	48
Şekil 4.29. $W/B=4$ ve $R=2$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişim.....	48
Şekil 4.30. $W/B=4$ ve $R=2$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	49
Şekil 4.31. $W/B=4$ ve $R=2$ mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	49
Şekil 4.32. $W/B=4$ ve $R=2$ mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	50
Şekil 4.33. $W/B=4$ ve $R=4$ mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi.....	50
Şekil 4.34. $W/B=4$ ve $R=4$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişim.....	51
Şekil 4.35. $W/B=4$ ve $R=4$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	51
Şekil 4.36. $W/B=4$ ve $R=4$ mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	52
Şekil 4.37. $W/B=4$ ve $R=4$ mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	52
Şekil 4.38. $W/B=3$ ve $R=2$ mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi.....	53
Şekil 4.39. $W/B=3$ ve $R=2$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	53
Şekil 4.40. $W/B=3$ ve $R=2$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	54
Şekil 4.41. $W/B=3$ ve $R=2$ mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	54
Şekil 4.42. $W/B=3$ ve $R=2$ mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	55
Şekil 4.43. $W/B=3$ ve $R=4$ mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi.....	55

Şekil 4.44. W/B=3 ve R=4 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	56
Şekil 4.45. W/B=3 ve R=4 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	56
Şekil 4.46. W/B=3 ve R=4 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi...	57
Şekil 4.47. W/B=3 ve R=4 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi..	57
Şekil 4.48. W/B=2 ve R=2 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi.....	58
Şekil 4.49. W/B=2 ve R=2 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	58
Şekil 4.50. W/B=2 ve R=2 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	59
Şekil 4.51. W/B=2 ve R=2 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	59
Şekil 4.52. W/B=2 ve R=2 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi..	60
Şekil 4.53. W/B=2 ve R=4 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi...	60
Şekil 4.54. W/B=2 ve R=4 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi	61
Şekil 4.55. W/B=2 ve R=4 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	61
Şekil 4.56. W/B=2 ve R=4 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi...	62
Şekil 4.57. W/B=2 ve R=4 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi..	62
Şekil 4.58. B=15mm ve R=2 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi...	63
Şekil 4.59. B=15 mm ve R=2 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	64
Şekil 4.60. B=15mm ve R=2 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi...	64
Şekil 4.61. B=15mm ve R=2 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi..	66
Şekil 4.62. B=15mm ve R=2 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	66
Şekil 4.63. B=20 mm ve R=2 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi..	67
Şekil 4.64. B=20 mm ve R=2 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	67
Şekil 4.65. B=20 mm ve R=2 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi...	68
Şekil 4.66. B=20 mm ve R=2 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi..	68
Şekil 4.67. B=20 mm ve R=2 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	69
Şekil 4.68. B=25 mm ve R=2 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi...	69
Şekil 4.69. B=25 mm ve R=2 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	70
Şekil 4.70. B=25 mm ve R=2 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi...	70

Şekil 4.71. B=25 mm ve R=2 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi..	71
Şekil 4.72. B=25 mm ve R=2 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	71
Şekil 4.73. B=15 mm ve R=4 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi...72	
Şekil 4.74. B=15 mm ve R=4 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	72
Şekil 4.75. B=15 mm ve R=4 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi....	73
Şekil 4.76. B=15 mm ve R=4 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi..	73
Şekil 4.77. B=15 mm ve R=4 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	74
Şekil 4.78. B=20 mm ve R=4 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi.....	74
Şekil 4.79. B=20 mm ve R=4 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	75
Şekil 4.80. B=20 mm ve R=4 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi....	75
Şekil 4.81. B=20 mm ve R=4 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi...76	
Şekil 4.82. B=20 mm ve R=4 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	76
Şekil 4.83. B=25 mm ve R=4 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi...77	
Şekil 4.84. B=25 mm ve R=4 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	77
Şekil 4.85. B=25 mm ve R=4 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi....78	
Şekil 4.86. B=25 mm ve R=4 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi..78	
Şekil 4.87. B=25 mm ve R=4 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	79
Şekil 4.88. W/B=2 ve B=15 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi....80	
Şekil 4.89. W/B=2 ve B=15 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	80
Şekil 4.90. W/B=2 ve B=15 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....80	
Şekil 4.91. W/B=2 ve B=15 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi...82	
Şekil 4.92. W/B=2 ve B=15 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	82
Şekil 4.93. W/B=2 ve B=20 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi....83	

Şekil 4.94. $W/B=2$ ve $B=20$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	83
Şekil 4.95. $W/B=2$ ve $B=20$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	84
Şekil 4.96. $W/B=2$ ve $B=20$ mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi...	84
Şekil 4.97. $W/B=2$ ve $B=20$ mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	85
Şekil 4.98. $W/B=2$ ve $B=25$ mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi...	85
Şekil 4.99. $W/B=2$ ve $B=25$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	86
Şekil 4.100. $W/B=2$ ve $B=25$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi...	86
Şekil 4.101. $W/B=2$ ve $B=25$ mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi..	87
Şekil 4.102. $W/B=2$ ve $B=25$ mm için Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	87
Şekil 4.103. $W/B=3$ ve $B=15$ mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi...	88
Şekil 4.104. $W/B=3$ ve $B=15$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	88
Şekil 4.105. $W/B=3$ ve $B=15$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi...	89
Şekil 4.106. $W/B=3$ ve $B=15$ mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	89
Şekil 4.107. $W/B=2$ ve $B=15$ mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	90
Şekil 4.108. $W/B=3$ ve $B=20$ mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi...	90
Şekil 4.109. $W/B=3$ ve $B=20$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	91
Şekil 4.110. $W/B=3$ ve $B=20$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi...	81
Şekil 4.111. $W/B=3$ ve $B=20$ mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi..	89
Şekil 4.112. $W/B=2$ ve $B=20$ mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	92
Şekil 4.113. $W/B=3$ ve $B=25$ mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi.....	93
Şekil 4.114. $W/B=3$ ve $B=25$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	93
Şekil 4.115. $W/B=3$ ve $B=25$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	94

Şekil 4.116. W/B=3 ve B=25 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi..	94
Şekil 4.117. W/B=2 ve B=25 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	95
Şekil 4.118. W/B=4 ve B=15 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi..	95
Şekil 4.119. W/B=4 ve B=15 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	96
Şekil 4.120. W/B=4 ve B=15 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi...	96
Şekil 4.121. W/B=4 ve B=15 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi..	97
Şekil 4.122. W/B=4 ve B=15 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	97
Şekil 4.123. W/B=4 ve B=20 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi..	98
Şekil 4.124. W/B=4 ve B=20 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişim.....	98
Şekil 4.125. W/B=4 ve B=20 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	99
Şekil 4.126. W/B=4 ve B=20 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi..	99
Şekil 4.127. W/B=4 ve B=20 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	100
Şekil 4.128. W/B=4 ve B=25 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi.	100
Şekil 4.129. W/B=4 ve B=25 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	101
Şekil 4.130. W/B=4 ve B=25 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi...	101
Şekil 4.131. W/B=4 ve B=25 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	102
Şekil 4.132. W/B=4 ve B=25 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	102

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1 Isı transferi arttırmada aktif ve pasif yöntemler.	8
Çizelge 3.1 Geometrik parametreler	22



1. GİRİŞ

Teknoloji, üretimde kullanılan mal ve yapılan hizmetlerin gelişmesine ve gerçekleşmesine katkı sağlayacak yöntemleri, becerileri ve tüm teknikleri kapsayan bir alandır (Mandev, 2017). Hayatımızı devam ettirmek adına yapılan tüm yenilikler literatürümüzde teknoloji olarak anılmaktadır. Yaşamdan okula, okuldan iş hayatına kısacası yaşamın her yerinde ve her zaman teknoloji ile karşılaşmak mümkündür. Teknolojiyi veya teknolojik ürünleri kullanmadığımız tek bir alan dahi göstermek mümkün değildir (Aksoğan ve Bayer, 2019). Bu teknolojik alanlarda olan minyatürleşme, ticari sektörlerde olduğu kadar biyolojik, kimyasal ve askeri sektörlerde de kullanılmaktadır. Minyatürleşme, gelişen teknoloji ile birlikte çok küçük yüzey alanlarından atık ısı enerjisinin etkin ve verimli bir biçimde uzaklaştırılması gibi bir zorluğu da beraberinde getirmiştir. Bu nedenle yüksek verimliliğe sahip soğutma sistemlerinin kullanımı da önem kazanmıştır. Zira enerji etkileşimlerini anlamak, yorumlamak ve yeni oluşum ve gelişmelere cevap verebilmek amacıyla araştırmacılar yeni soğutma yöntemleri geliştirmişlerdir.

Günümüzde ısı üreten elektronik cihazların soğutulmasına yönelik birçok çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmaların temelinde hızla ilerleyen elektronik teknolojisinin artması, karmaşık ve kompleks yapıları bilgisayar teknolojisine duyulan ihtiyaçtan kaynaklanmaktadır. Elektronik sistem elemanlarından çıkan atık ısı enerjisinin sistemden uzaklaştırılması gerekmektedir. Elektronik sistemin mevcut durumunda beklenen performansı sergilemesi, sıcaklık değerlerinin belli bir oranda kalması ile mümkündür. Bunun sağlanması ise uygun soğutma yöntemlerinin belirlenerek sisteme entegre edilmesi ile elde edilebilir.

Elektronik bileşenlerin soğutulmasında kullanılan en yaygın yöntemler aktif ve pasif ısı transfer artırma yöntemleridir. Aktif ısı transferi artırma yöntemlerinin temelinde ısı transferindeki artış dışarıdan sisteme enerji harcanması ile sağlanırken, pasif yöntemlerde sistemde yapılan geometrik modifikasyonlar, iç elemanlar yerleştirilmesi, akışkanların termofiziksel özelliklerinin iyileştirilmesi gibi yöntemler ile sağlanmaktadır. Bu çalışmada ise yatay kanal içerisine yerleştirilen dalgalı üçgen iç elemanların ısı transferi ve akış karakteristiklerinde neden olacakları değişiklikler deneysel olarak incelenmiştir.

1.1. Isı Transferi

Isı bir enerji türüdür, bir ortamdan başka bir ortama aktarılabilir ve ancak sistem sınırlarından geçerken bir değer kazanır. Aralarında sıcaklık farkı bulunan ortamlar arasında ısı enerjisi transfer edilir. Isı transferi yüksek sıcaklıktan alçak sıcaklığa doğru gerçekleşen enerji geçişidir. Isı geçişi, sıcaklık farkına bağlı olduğu kadar, geçtiği ortamın ve yüzeylerin termofiziksel özelliklerine de bağlıdır (Mandev, 2017)

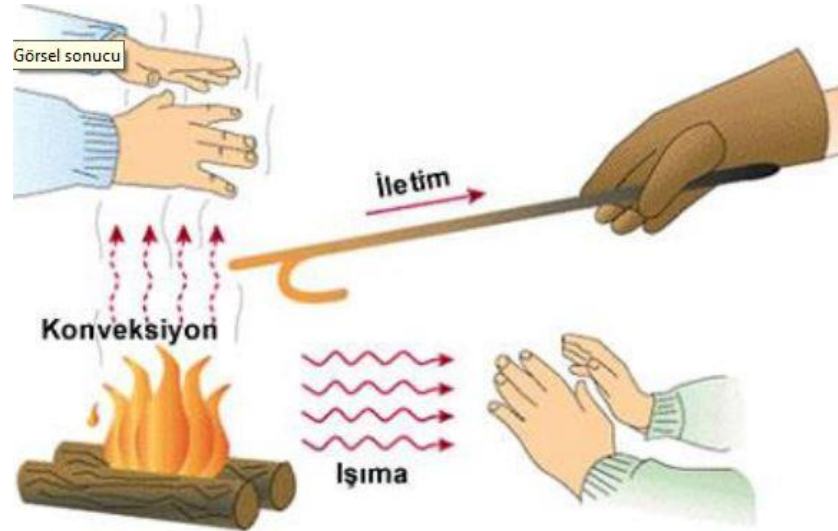
1.1.1. Isı transfer mekanizmaları

Isı transferi; iletim (kondüksiyon), taşınım (konveksiyon) ve ışıyım (radyasyon) olmak üzere üç şekilde gerçekleşir.

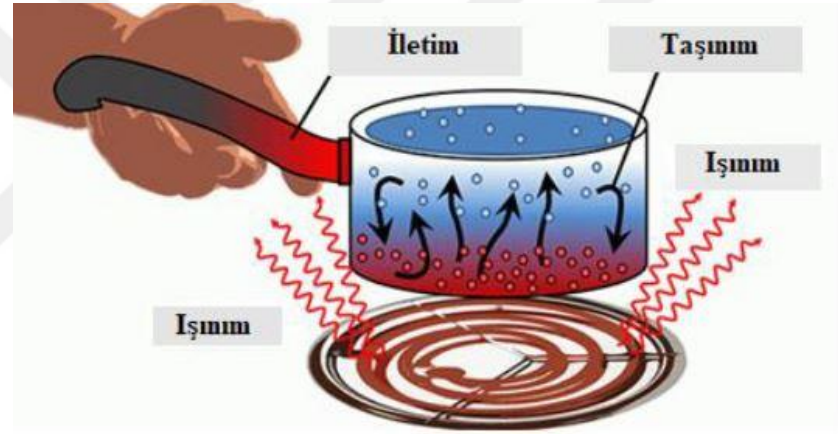
İletim yoluyla ısı transferi, moleküllerin birbiri ile direkt temas etmesi ile gerçekleşir. Bu etkileşimde daha yüksek enerjiye sahip olan kinetik enerji alanı, mevcut enerjisi daha düşük enerji seviyesine sahip olan alana aktarır. Bu şekilde ısı enerjisi yüksek sıcaklıktaki bölgeden düşük sıcaklıktaki bölgeye aktarılmış olur.

Taşınım yoluyla ısı transferi, yüzey ile akışkan arasında gerçekleşir. Taşınım ile ısı transferi aralarında sıcaklık farkı bulunan hareketli bir akışkan ve katı bir yüzey arasında gerçekleşir. Akışkan molekülleri yüzeyden enerjisi alırken arka taraftan gelen ve yığıl hareket yapan akışkan tarafından sürülür. Böylece yüzeyden enerji transfer edilir.

ışıyım yoluyla ısı transferi, herhangi bir maddesel ortama ihtiyaç duymaksızın yüzeyde yüksek enerjili bölgelerden elektromanyetik dalgalar ya da parçacıklar yoluyla ısı transfer biçimidir. ışıyım ile ısı transferinde yüzey özellikleri de önemli bir etkiye sahiptir.



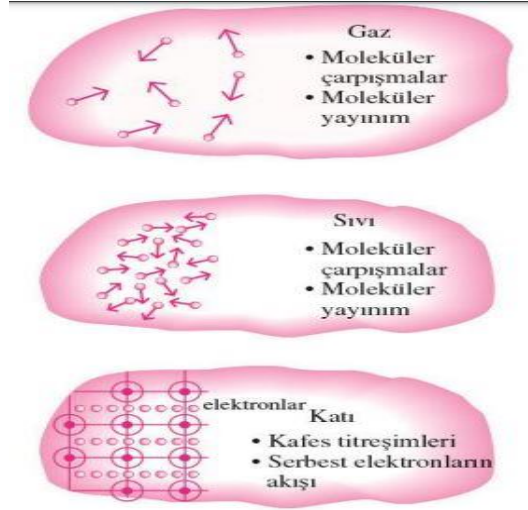
Şekil 1.1. Isı transfer mekanizmaları I (Mandev, 2017)



Şekil 1.2. Isı transfer mekanizmaları II (Temiz, 2019)

1.1.1.1. İletimle ile ısı transferi

İletim ile ısı transferi, parçacıklar arası etkileşimin sonucu ile enerjinin bir maddenin yüksek enerjili parçacıklarından çevrelerindeki düşük enerjili olanlara aktarılmasıdır. Enerji geçişi katı, sıvı, gaz ortamında gerçekleşebilir. Bu sistemde enerji aktarımı moleküller ve atomlar vasıtasıyla gerçekleşir. Sıvılarda ve gazlarda moleküllerin rastgele hareketleri sırasında çarpışma ve yayılmaları ile olurken katılarda ise titreşim ile gerçekleşir.



Şekil 1.3. Bir maddenin farklı fazlarda ısı iletim mekanizmaları (Çengel, 2011)

İletimde etkili olan parametreler; ısı transfer yüzey alanı, sıcaklık farkı, ortamın ısı iletim katsayısı ve ısı transferi olan bölgeler arası uzaklık. Belirtilen değişkenler; ısı iletim denklemi Fourier tarafından 1822’de ısı iletim kanunu olarak diferansiyel şekilde ifade edilmiştir.

$$\dot{Q}_{iletim} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (1.1)$$

Yukarıda ki denklemde, $\frac{dT}{dx}$ sıcaklık gradyanı, T-x diyagramında sıcaklık eğrisinin eğimidir (T sıcaklığın x’e göre değişim hızıdır). Ayrıca, verilen bir yönde ısı iletim hızı o yöndeki sıcaklık gradyanı ile doğru orantılıdır.

1.1.1.2. Taşınım ile ısı transferi

Taşınım ile ısı transferi, aralarında sıcaklık farkı bulunan durgun bir ortam ile ona bitişik, hareketli ortam arasında enerji aktarım türüdür. Enerjinin aktarılması için yine sıcaklık farkı gereklidir. Isı transferinin gerçekleşmesi için akışkanın hareketli olması gereklidir. Aksi durumda iletim mekanizmasından bahsetmemiz gereklidir. Taşınım mekanizmasında hareketli akışkan molekülleri yüzey ile temasları sonucu aldıkları enerjiyi akışkan boyunca aktarırlar (Çengel, 2011).

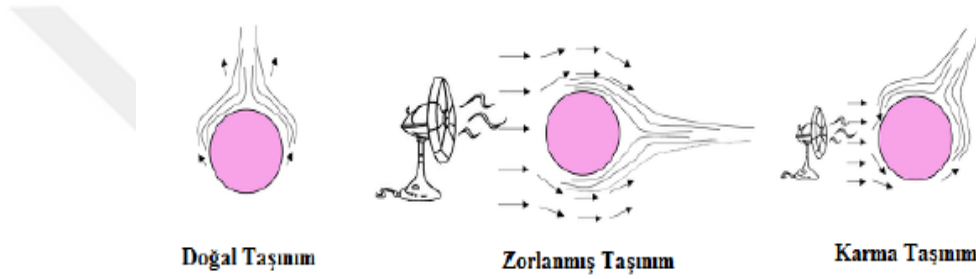
1. GİRİŞ

Taşınímda etkili olan parametreler; ısı taşıním katsayısı (h), sıcaklık farkı ($T_s - T_\infty$), ısı transferi yüzey alanı (A)'dır. Newton'un soğuma yasası ile şu şekilde ifade edilir.

$$\dot{Q} = hA(T_s - T_\infty) \quad (1.2)$$

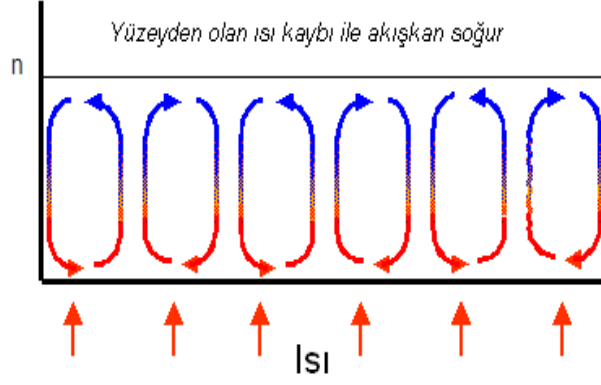
Taşıním ile ısı transferi türleri aşağıdaki gibidir.

- Doğal Taşıním
- Zorlanmış Taşıním
- Karma Taşıním



Şekil 1.4. Taşıním ile ısı transfer çeşitleri (Çengel, 2011)

Doğal taşıním akışkan içinde mevcut olan sıcaklık farkının neden olduğu yoğunluk farkı ile akışkanın hareket etmesi sonucu oluşan taşıním çeşididir. Doğal taşınímelerde akışkanların hareketi yoğunluk farkının neden olduğu kaldırma kuvvetinin etkisi ile olur. Isı transferinin büyüklüğü, akışkanın hızı ile doğrudan ilgilidir. Akış hızı ne kadar fazla ise ısı transferi de o kadar fazladır. Doğal taşınímelerde akış hızı dışarıdan kontrol edilmez. Bu durumda akış hızı sürtünmenin dinamik dengesi ve akış hızı kaldırma kuvvetleri ile belirlenir (Ceylan, 2018).



Konveksiyon Hücresi

Sıcak, Düşük yoğunluklu akışkan yükselir.
Soğuk, Yüksek yoğunluklu akışkan dibine iner.

Şekil 1.5. Doğal taşınım ile ısı transferi (Anonim, <https://tr.wikipedia-on-ipfs.org>)

Doğal taşınım için şu bağlantıdan yararlanılır.

$$\frac{Gr_L}{Re_L^2} \gg 1 \quad (1.3)$$

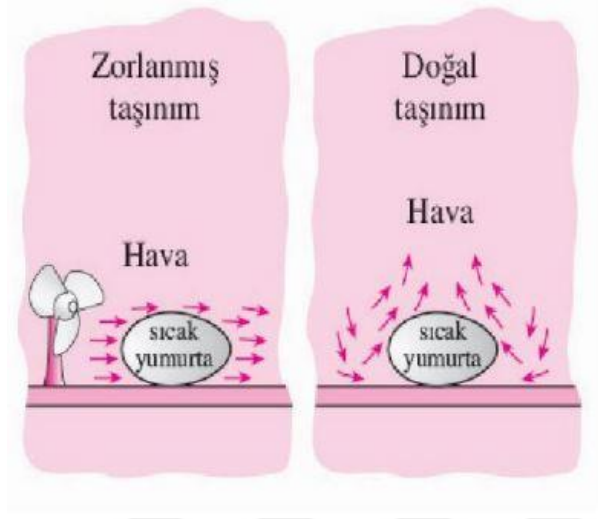
Grashof sayısı akışkana etki eden kaldırma kuvvetlerinin viskoz kuvvete oranını ifade etmektedir. Re_L Reynolds sayısını ifade etmektedir. Re_L akışkan üzerinde etkileyen atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranıdır. Zorlanmış taşınım ile ısı transferinde akış rejimi Reynolds sayısı aracılığı ile belirlenir. Denklem (1.3)'deki oran sağlanırsa, zorlanmış taşınım etkilerini ihmal edebiliriz.

Zorlanmış taşınım ile ısı transferinde fan, pompa gibi ek enerji ihtiyacı meydana gelir. Zorlanmış taşınım ile ısı transferinde gerekli koşullar sağlandığında doğal taşınımın etkileri göz ardı edilir.

$$\frac{Gr_L}{Re_L^2} \ll 1 \quad (1.4)$$

Zorlanmış taşınım ile ısı transferinde doğal taşınım ve etkileri ihmal edilir. Buna ek olarak Reynolds sayısının düşük olduğu durumlarda doğal taşınımın etkilerini göz ardı etmek hataya sebebiyet vermektedir. Doğal taşınımın etkilerinin yok sayıldığı, zorlanmış taşınımın mevcut olduğu sistemlerde karma taşınım söz edebiliriz. Karma taşınım aşağıdaki oranlar aralığında mevcuttur.

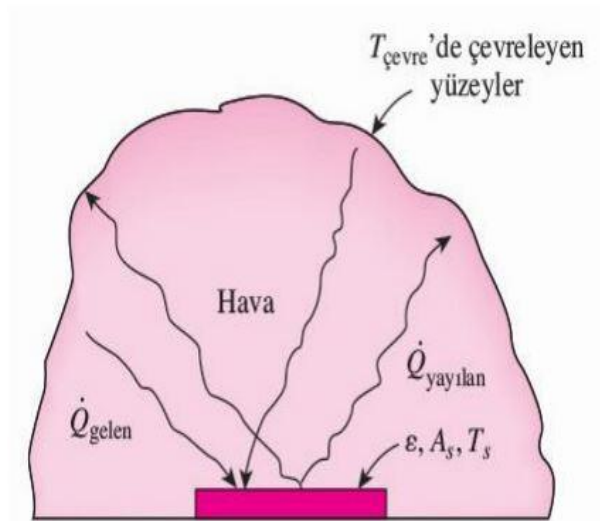
$$0.01 < \frac{Gr_L}{Re_L^2} < 10 \quad (1.5)$$



Şekil 1.6. Kaynamış bir yumurtanın zorlanmış ve doğal taşınım ile soğutulması (Çengel 2011)

1.1.1.3. Işınım ile ısı transferi

Işınım ile ısı transferi yüzeyden fotonlar veya elektromanyetik dalgalar ile enerji aktarım şeklidir. Işınım ile ısı transferi olurken taşınım ve iletimde ki gibi bir aracı ortama ihtiyaç duyulmaz.



Şekil 1.7. Bir yüzey ve çevresindeki yüzeyler arasında ışınım ısı transferi (Çengel, 2011)

1. GİRİŞ

Işınım etki eden parametreler yüzeyin yayıcılığı, cismin yüzey sıcaklığı ve yüzey alanıdır. Stefan-Boltzman kanunu ile Eşitlik 1.6'daki gibi ifade edilmiştir. Eşitlik 1.6'da $\sigma = 5,67 \frac{W}{m^2K^4}$ ve ε ise yüzeyin yayıcılığıdır. T ise yüzeyin Kelvin cinsinden sıcaklığıdır (Çengel, 2011).

$$\dot{Q} = \varepsilon\sigma A(T_s^4 - T_\infty^4) \quad (1.6)$$

1.1.2. Isı transferini artırma ve iyileştirme yöntemleri

Son zamanlarda bilgisayar, elektronik ve haberleşme alanlarında dikkate değer ilerlemeler olmuştur. Bu ilerlemeler hayatın her alanında kullandığımız enerjiyi de etkilemektedir. Çünkü enerjiyi daha etkin ve verimli kullanmak bilim dünyasının nihai amacıdır. Teknolojinin hemen hemen her yerinde kullanılan ısı değiştiricilerin performansının iyileştirilmesine yönelik çok sayıda çalışma olduğu görülür. Bu çalışmalarda ısı transferinin artırılması için aktif, pasif ve karma yöntemlerin kullanıldığı anlaşılmaktadır (Şahin vd, 2019). Aktif yöntemlerde, ısı transferinde artış sağlamak için sisteme dışarıdan enerji verilmesine ihtiyaç duyulurken, pasif yöntemlerde akışkan ilaveleri, geometrik modifikasyonlar veya türbülötörler kullanılır. Bazı durumlarda ise aktif ve pasif yöntemlerin birlikte kullanılması mümkündür, bu da karma yöntem olarak karşımıza çıkmaktadır.

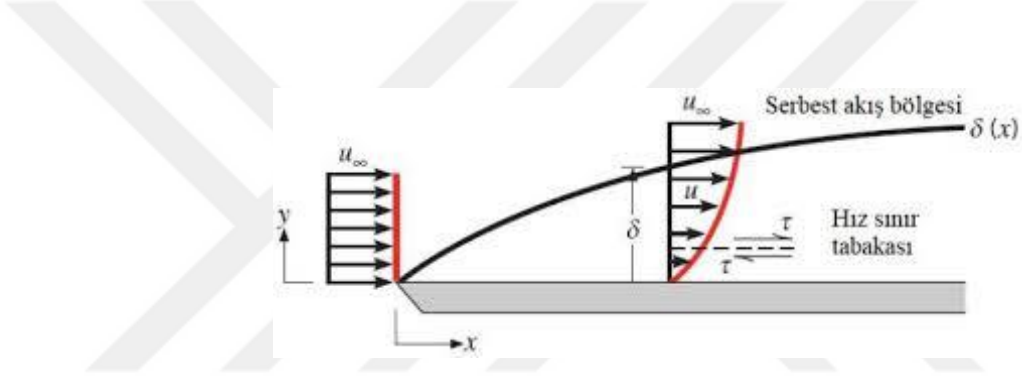
Çizelge 1.1 Isı Transferi arttırmada aktif ve pasif yöntemler (Mandev, 2017)

Aktif Yöntemler	Pasif Yöntemler
Mekanik Yardımcılar	İşlenmiş Yüzeyler
Yüzey Titreşimi	Pürüzlü Yüzeyler
Akışkan Titreşimi	Genişletilmiş Yüzeyler
Elektrostatik Alanlar	Yerleşik İyileştirme
Emme veya Enjeksiyon	Dönmeli Akış Aygıtları
Jet Çarpması	Yüzey Gerilim Aygıtları
Manyetik Alanlar	Katkı Maddeleri

1.2. Taşınım ile ısı transferinde sınır tabaka

1.2.1. Hız (Hidrodinamik) sınır tabaka

Akışkan içerisindeki parçacıklar yüzeye temas halindeyken hızları sıfır olur ve bu temastan dolayı hızları farklı iki akışkan tabakasından hareketsiz olanı sürtünme sonucu diğer akışkan tabasında ki parçacıkların yavaşlamasına sebep olur. Daha sonra akış tabakası bir sonraki tabakanın moleküllerini yavaşlatır. O da bir sonrakinin yavaşlatır ve bu şekilde ilerleme ile bu etki $y = \delta$ uzaklığında önemsiz hissedilebilir duruma gelir. Bu hareketin yavaşlaması aynı düzlemde paralel olan kayma gerilmesi τ ilgilidir. Böylece x bileşeni $u, y=0$ 'da 0 'dan, $y = \delta$ 'da yaklaşık U 'ye kadar değişiklik gösterir. (Kıvılcım, 2007)



Şekil 1.8. Düz levha üzerinde hız sınır tabaka gelişimi (<https://makine.gumushane.edu.tr/media>)

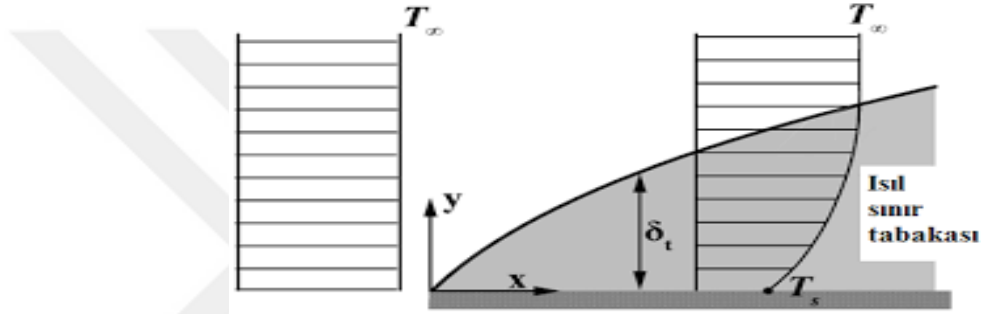
Şekil 1.8'den görüldüğü gibi sınır tabaka kalınlığı δ ile gösterilir. Yüzeyden itibaren $u=0,99U$ hız bağlantısının olduğu uzaklık olarak adlandırılır. $u=0,99U$ hayali çizgisi plaka üzerinde sınır tabaka bölgesi ve potansiyel akış bölgesi olmak üzere akışı iki farklı bölgeye ayırır. Sınır tabaka bölgesi viskoz etkilerin ve hız değişimlerinin etkili olduğu bölgedir. Potansiyel akış bölgesi ise hızın sabit kaldığı durumdur.

Yüzey kayma gerilmesi hızlı bir akışkan tabakasının bitiş noktasında daha yavaş bir tabakayı sürüklemeye çalışır. İki tabaka arasında sürtünmeden ötürü bir sürtünme kuvveti uygulanır. Birim alan başına sürtünme kuvveti kayma gerilmesi olarak adlandırılır ve τ ile gösterilir.

$$\tau_s = \mu * \frac{\partial u}{\partial y} \quad y = 0 \quad (\text{N/m}^2) \quad (1.7)$$

1.2.2. Isıl sınır tabaka

Hız sınır tabakasının gelişmesi, yüzey üzerindeki akışa bağlı iken ısı sınır tabaka yüzey ile akışkan arasındaki sıcaklığı farkına bağlıdır. Şekil 1.9'daki gibi sabit sıcaklıkta düz bir levha üzerinden akışı incelenirse; levhanın ucunda sıcaklık profilinin üniform bir profile sahip olduğu görülür. Parçacıklar levha ile temas ettiklerinde aynı sıcaklığa ulaşırlar. Yüzey ile akışkan arasındaki bu enerji değişimi sıcaklık gradyanlarının oluşmasına neden olur. Bu bölgeye ısı sınır tabaka denir ve kalınlığı δ_t ile gösterilir ve $\frac{T_s - T}{T_s - T_\infty} = 0,99$ oranını sağlayan y değeri olarak tanımlanır (Kıvılcım, 2007).



Şekil 1.9. Düz bir plakada ısı sınır tabaka (akışkan, plaka yüzeyinden daha sıcaktır. (http://web.hitit.edu.tr/dersnotlari/hulyacakmak_20.10.2018_8D5P.pdf)

Levhanın giriş ucundan uzaklaştıkça ısı sınır tabaka büyür ve kalınlığı artar. Yerel ısı akışı Fourier Yasası uygulanarak belirlenir.

$$q'' = -k_f \frac{\partial T}{\partial y} \quad y = 0 \quad (1.8)$$

Bu bağıntının kullanımı son derece mantıklıdır. Bu bağıntıda enerji aktarımı sadece iletimle olur. Sebebi ise yüzeyde akışkan hareketinin olmamasıdır. Bu bağıntı Newton'un Soğuma Yasası ile birleştirilirse;

$$h = \frac{-k_f \frac{\partial T}{\partial y} \quad y=0}{T_s - T_\infty} \quad (1.9)$$

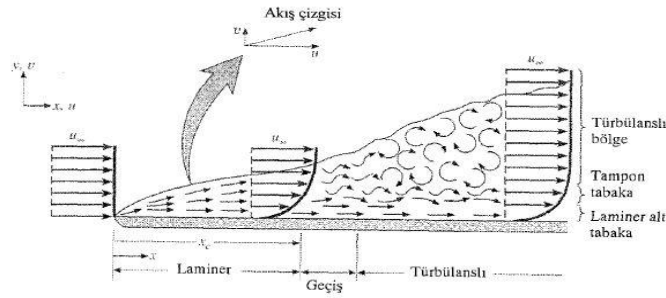
1. GİRİŞ

eşitliği elde edilir. Bununla beraber ısı sınır tabaka içindeki koşullar levha yüzeydeki sıcaklık gradyanı $\frac{\partial T}{\partial y}$ $y = 0$ ve sınır tabakada ki ısı geçişini belirler. $T_s - T_\infty$ sabit olup, x 'ten bağımsızdır.

1.2.3. Sınır tabakalarının önemi

Mühendisler için sınır tabakalarının çok önemli etkileri vardır. Bu etkiler; yüzey sürtünmesi, taşınım ile ısı geçişi ve kütle geçiştir. Isıl sınır tabakada ısı enerjisinin aktarımı mevcuttur ve kalınlığı $\delta_t(x)$ 'tir. Derişiklik sınır tabakasının kalınlığı ise $\delta_c(x)$ 'dir ve kütle geçişi mevcuttur.

1.2.4. Laminar ve Türbülanslı Akış



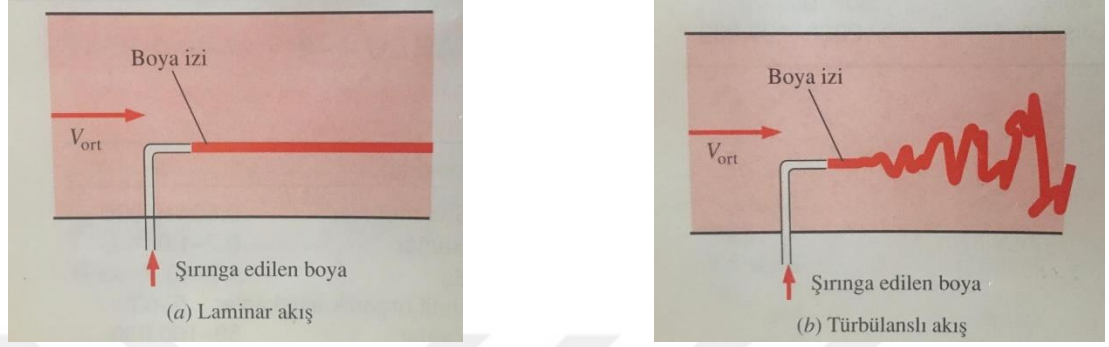
Şekil 1.10. Düz bir levha üzerinde hız (hidrodinamik) sınır tabaka gelişimi (Kıvılcım, 2007)

Laminar akış akım iplikli, katmanlı akış olarak tanımlanırken, türbülanslı akış çalkantıların olduğu düzensiz akış olarak tanımlanır. Laminar akışın, türbülanslı akışa geçmesi birdenbire olmaz. Geçiş bölgesi akışı laminarın akışın bozulmaya başladığı ve akışın tamamen türbülanslı akışa dönüştüğü bölge olarak ifade edilir.

Türbülanslı akışta hidrodinamik sınır tabaka dört bölümden oluşur. Birincisi çok ince olan ve yüzeyin hemen üstünde yer alan yüksek hız gradyanlarının olduğu viskoz alt tabakadır. İkincisi viskoz alt tabaka ile örtüşme tabakası arasında yer alan viskoz alt tabakaya göre nispeten daha düşük hız gradyanlarının görüldüğü ancak viskoz etkilerin hala önemli olduğu tampon tabakadır. Üçüncüsü tampon tabakanın üzerinde oluşan ve

1. GİRİŞ

hızın mesafenin logaritmasıyla doğru orantılı değiştiği örtüşme tabakasıdır. Dördüncüsü ise hidrodinamik sınır tabaka içerisinde akışın kalan kısmını karakterize eden çok düşük hız gradyanlarının olduğu ve viskoz etkilerin önemli oranda etkisinin azaldığı türbülans tabakasıdır.



Şekil 1.11. Bir boruda laminar ve türbülanslı akışların boya enjeksiyonuyla görselleştirilmesi (Çengel, 2011)

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Giriş bölümünde de bahsedildiği gibi pasif yöntemlerle ısı transferi iyileştirmesinde geometrik modifikasyonlar, yüzey alanının artırılması, türbülantörler veya iç elemanlar yerleştirilmesi gibi yöntemlerin sıklıkla kullanıldığından bahsedilmiştir. Literatür taraması iç akışta zorlanmış taşınım ile ısı transferinin iç elemanlar yoluyla artırılmasını içeren çalışmalar incelenmiş ve aşağıda detaylı bir biçimde sunulmuştur.

Binark (1990) pimli kanatlardaki ısı taşınımını deneysel olarak incelediği çalışmada yüzeyde sabit ısı akışı olduğu durumda çeşitli pim dizilişlerinin etkisini incelemiştir. Çapraz ve sıralı dizilişin uygulandığı çalışmada 55 adet farklı geometri incelenmiştir. Çapraz ve sıralı dizilişte pimli yüzeyde ki ısı taşınımı, pimsiz yüzeye nazaran daha yüksek çıkmıştır. Basınç farkının ise çapraz ve sıralı dizilişte pimli yüzeydeki basınç farkı pimsiz yüzeye nazaran daha yüksek olduğu görülmüştür.

Goldstein vd. (1994) kademeli dizilimleri olan iğne-kanatlı kanatçıkların ısı transferi ve basınç kaybını deneysel olarak incelenmişlerdir. Üç farklı kanat şekli kullanılarak yapılan deneylerde Reynolds aralığı 3000 ile 18000 arasında değişmektedir. Bu çalışmada basamaklı iğne kanatlı yapının türbülansı arttıracaklarını bu durumun ise ısı transferini arttıracakları düşünülerek deneysel verilerle desteklenmek istenmiştir. Basamaklı iğne-kanat yapının düz iğne-kanat yapıya oranla ısı transferini arttırdığı sonucuna varılmıştır.

Du vd. (1998) boyutları birbirinden farklı dikdörtgen şeklinde ısı kaynağının iki ucu açık dik bir kanal içerisindeki taşınım ile ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Isı transferi performansının önemli ölçüde akış rejimine bağlı olduğu belirtilmiştir. Re sayısının azalması, Rayleigh sayısının artması ile kanalın sağ tarafında ısı transferi artmıştır. Düşük Reynolds sayısı değerlerinde Rayleigh sayısı arttıkça parçaların sıcaklığının azaldığı, düşük Re değerlerinin kanal giriş ve çıkışında parçaların soğuması üzerine negatif etkiye sahip olduğu belirtilmiştir.

Karakoç (1998) dikdörtgen kesitli bir kanal içine yerleştirilen saptırmalı ve saptırmasız kesik kısa konik pimler yerleştirilerek ısı transferini teorik ve deneysel olarak incelemiştir. Pimler akışın yönüne dik ve paralel olarak yerleştirilmiş, eksenleri arasında ki mesafe ise

2. KAYNAK ÖZETLERİ

her bir deney için değiştirilmiştir. Sonuç olarak Reynolds sayısının 690 ile 3110 arasında olduğunda ısı taşınım kolerasyon değerleri türetilmiş, program çıktıları neticesinde ısı transferi büyüklüğünün Reynolds sayısına bağlı olarak değiştiği görülmüştür. Reynolds sayısı artarken Nusselt sayısı, ısı taşınım katsayısı ve transfer edilen ısı enerjisi miktarı lineer olarak artmış, yüzey sıcaklığı ve sıcaklık farkı da lineer olarak azalmıştır.

Kotcioğlu, vd. (1998) girdap üreticilerin kullanıldığı dikdörtgen kesitli kanal içerisinde farklı Reynolds değerleri için türbülans akış koşullarında ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Girdap üreticiler kanal içerisine sistematik bir şekilde daralan ve genişleyen şekilde dizayn edilmiştir. Kanatçıkların açıları 7° ile 20° arasında değişmektedir. Ölçümler neticesinde her kanatçık çiftinin arka tarafındaki geçiş bölgelerinde sıkı bir akış karışımı gözlemlenmiştir.

Nakagawa vd. (1998) yatay kanal içerisine farklı genişlik ve yüksekliklere sahip olan engellerin türbülanslı akış koşullarında ısı transferine etkisini deneysel olarak çalışmışlardır. Isı transferi iyileşmesinin dikdörtgen silindirden kopan girdaplar olduğu sonucuna varılmıştır. Maksimum Nusselt sayısının pozisyonu kopan girdapların kanal yüzeyine tutunmaya çalıştığı bölgeye karşılık gelmektedir.

Wu ve Perng (1999) elektronik bileşenlerin pasif yöntemlerle soğutulması üzerine yaptığı sayısal çalışmada, yatay kanal içerisine engel yerleştirilerek ısı transferini incelemişlerdir. Reynolds sayısı 260 ile 530 arasında, engellerin konumunu ise $30-90^\circ$ tutmuştur. Sonuçta ise Nusselt sayısında yaklaşık olarak %39,5 oranında bir iyileşme elde edilmiştir.

Kotcioğlu ve Bölükbaşı (2003) yatay dikdörtgen kanal içerisine farklı kanatçıklı yüzeyler eklenerek ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Özellikle daralan genişleyen kanatçıklarda sınır tabakanın kendini düzenli şekilde yenilemesi neticesinde ısı transferinde iyileşme olduğu sonucu elde edilmiştir.

Sara (2003), Dikdörtgen kanal içerisine kare kesitli engeller yerleştirerek bu engellerin kanal içerisinde ısı transferine ve basınç düşümüne etkisi incelemiştir. Çalışma sonucunda düşük Re sayısında engellerin belli aralıklarla dizilişinin ısı performansını etkilediği sonucuna ulaşılmıştır.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Moshfegh ve Nyireddy (2004) Reynolds ortalamalı Navier-Stokes (RANS) modellerini ve farklı duvar fonksiyonlarını kullanarak iğne kanatlarda ki ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada Reynols sayısı 5000-14500 aralığında tutulmuştur. Karşılaştırmalar neticesinde RNG modelinin deneysel modeller ile en iyi uyumu verdiği sonucuna ulaşılmıştır.

Tanyıldızı vd. (2006), dikdörtgen bir kanal içerisine ısıtma bölgesinin önüne akışa dik ve kanal tabanına paralel olarak yerleştirilen kare kesitli engelin ısı transferine etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısının 3000 ile 15000 arasında tutulduğu çalışmada yatay ve düşey doğrultuda konumu değiştirilen kare kesitli engelin boyutunun ve konumun değiştirilmesinin ısı transferi üzerinde etkili olduğu sonucuna varılmıştır. Kanal içerisine yerleştirilen kare kesitle engelin optimum konum ve boyutta ısı transferini yaklaşık olarak %142 iyileştirdiği, fakat sürtünme kayıplarında ise %200 oranında bir artış olduğu tespit edilmiştir.

Kıvılcım (2007), yatay dikdörtgen kanallarda dairesel olmayan dönel engellerin ısı transferine etkisini incelemiştir. Reynolds sayısı 3000 ile 15000 arasında tutulmuştur. Deneylelerden elde edilen sonuçlar, engelin arkasındaki akışın çok karmaşık olduğunu ve bu akışın yapısının ancak detaylı bir akış görselleştirme çalışması ile aydınlatılması gerektiğini göstermiştir. Ayrıca küçük Reynolds sayılarında küçük farklar görülürken artan Reynolds sayılarında ısı transferinde daha fazla artış görülmüştür.

Yu vd. (2009), bu çalışmada kademeli şekilde dizili olan dikdörtgen kanal içerisinde hava akışına maruz kalan kanatçıkların sürtünme ve ısı transfer performansı deneysel olarak incelemiştir. Deneysel çalışmada kanatçıkların ısı transferini önemli ölçüde arttırdığı gözlemlenmiştir. En etkili performansın $Re < 6000$ için $S/D=1,5$, $Re > 6000$ için $S/D=2,5$ değerlerinde olduğu sonucuna varılmıştır.

Subaşı (2010) çalışmasında kanat kalınlığı 6,10,15 mm, kanat yüksekliği 20,40,60 mm ve kanatlar arası mesafenin 20,30,40 mm olduğu şartlarda yatay dikdörtgen kanal içerisinde bal peteklerinin ısı transferi iyileştirmesini incelemiştir. Deneyleler sonucunda bal peteğinden yapılmış test elemanlarının ısı transferini iyileştirmeye önemli etki sağladığı gözlemlenmiştir. Ayrıca projeksiyon alanı ve termal direncin göz önüne alındığı durumda yapılan hesaplamalarda Nusselt sayısına en etkili parametrenin Reynolds sayısı

2. KAYNAK ÖZETLERİ

olduğu belirtilmiştir. Toplam alan esas alınarak yapılan hesaplamalar neticesinde ise sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı üzerine en etkili parametrenin elemanların yüksekliği olduğu sonucuna varılmıştır.

John vd. (2010) dairesel ve kare kanatçıkların hidrolik ve ısı performansını sayısal olarak araştırmışlardır. En iyi performansın Reynolds sayısının 300'den küçük olduğu durumda daire kanatçıklardan, Reynolds sayısının 300'den büyük olduğu durumda ise kare kanatçıktan elde edildiği belirtilmiştir. Isıl direnç ile basınç düşümünün, kanatçıkların aralarındaki mesafe ve kanatçık boyutuna bağlı olduğu gözlemlenmiştir.

Turan (2010), boru içerisine yerleştirilen keskin sivri uçlu geometriler etkisinde ısı transferini hem sayısal hem de deneysel olarak incelemiştir. Akışkan olarak havanın kullanıldığı sistemde farklı Reynolds sayılarında analizler yapılmıştır. Sayısal olarak yapılan çözümlemede kaldırma kuvvetinin etkili olduğu çalışmada Rayleigh sayısı 46237 olarak hesaplanmış ve Ansys paket programı kullanılarak problemin simülasyonu yapılmıştır. Sonuç olarak, deneysel sonuçların sayısal hesaplamalarla elde edilen sonuçlarla uyum içinde olduğu gözlemlenmiştir. Çalışmada düşük Reynolds sayılarının neden olduğu laminar akışta çalışılmasından dolayı önemli bir basınç düşümü meydana gelmemiştir.

Güneş vd. (2011) tarafından yapılan deneysel çalışmada dairesel kesitli kanal içerisine enine kesit sargılı tel yerleştirilerek Taguchi dizayn metodu ile ısı transferi ve basınç değişimi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Hatve oranı (P/D), boru çapı (s/D), tel ile kanal kesiti arasındaki boşluk değerleri (a/D) Taguchi metodu parametresi olarak seçilmiştir. Elde edilen sonuçlar neticesinde en iyi sonucun, $P/D=1$, $s/D=0,0357$, $a/D=0,0714$ ve $Re=19800$ değer dizisinde elde edildiği bildirilmiştir.

Kotcioğlu vd. (2011) çalışmalarında farklı şekillerde sıralanmış olan dikdörtgen, dairesel, hegzagonal kanatçıkların ısı transfer ve basınç düşümü karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Çalışılan geometriler arasında hegzagonal kanatçıkların en yüksek, dairesel kanatçıkların ise en düşük ısı transfer performansına sahip olduğu belirlenmiştir. Kanatçıklar arası mesafenin azalması ile Nu sayısının ve sürtünme faktörünün arttığı gözlemlenmiştir.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Özkent (2012) yaptığı tez çalışmasında farklı geometriye sahip küt cisimler etrafında havanın hız ve basınç alanlarını incelemiştir. Küt cisimler Autocad ve Gambit programlarında oluşturulurken sayısal çözümlemesi Fluent paket programında yapılmıştır. Sonuçlarda, oluşturulan küt cisimlerden küre elips ve eşkenar dörtgenin ön noktalarında durmalar oluşmuş, üst ve alt noktalarda ise hız yüksek değerlerine ulaşılmıştır. Hızın yüksek olduğu bu noktalarda basıncın düştüğü gözlemlenirken ön ve arkada ise basınç farkının yüksek olduğu gözlemlenmiştir.

Çalışkan (2012), kanal içerisine yerleştirilen üçgen ve dikdörtgen şekilde oluşturulan girdap üreticiler ile ısı transferindeki değişimi deneysel olarak incelemiştir. Reynolds sayısı 3288-37817 aralığında tutulmuştur. Üçgen ve dikdörtgen girdap üreticileri ile sağlanan ısı transferi boş kanal verileri ile kıyaslanmıştır. En yüksek ısı transferi üçgen elemanlar ile sağlanırken, girdap üreticilerin kullanımıyla ısı transferinde %23-55 arasında iyileşme olduğu sonucuna varılmıştır.

Chin vd. (2013) dikdörtgen kanal içerisinde delikli iğne kanatların sıkıştırılmaz kararlı hal şartlarında zorlanmış taşınıla ısı transferini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Artan delik sayısı ve delik çapı ile basınç düşümünün azaldığı görülmüştür. Kanatçıklarda bulunan gözeneklerin artması Nu sayısını arttırmıştır. Gözenek çapının belirli bir noktadan sonra arttırmanın performansı olumsuz etkilediği görülmüş ve gözenek sayısı ile çapı arasında denge sağlanması gerektiği belirtilmiştir. En iyi sonucun kanatçık için 3 mm çapında 5 gözenekten elde edildiği sonucuna varılmıştır.

Agrawal, vd. (2015) çalışmalarında kanal duvarlarına çeşitli engeller yerleştirilerek ısı transferi değişimi incelemiştir. Lazer yardımıyla duvar yüzeyinin farklı bölgelerinde engelli ve engelsiz durumları için ölçümler yapılmıştır. Elde edilen bulgular neticesinde engel bulunan duvar yüzeyi üzerindeki ısı transferi verimliliğinin, düz duvar yüzeyindeki ısı transfer verimliliğinden %4 ile %7 oranında daha yüksek olduğu sonucuna varılmıştır.

Wang ve Zhao (2015) tarafından LES metodu kullanılarak dikdörtgen kanal içerisine dik yerleştirilen dairesel kesitli engellerin ve küçük girdap üreticilerin varlığının ısı transferine etkisini sayısal olarak araştırmışlardır. Dairesel engel çapının tabana olan uzaklık oranı G/D 0-6 arasında alınmış ve Reynolds sayısı 3745 olarak seçilmiştir. Sonuç olarak dairesel engelin kanal içerisinde akışı değiştirdiği gözlemlenmiştir. $G/D=4,5$ 'den

2. KAYNAK ÖZETLERİ

büyük olduğu durumlarda Karman vorteks çizgisi görülmüştür. Kanal tabanına yakın bölgelerde dairesel kesitli engelin girdap oluşumunu engellediği görülmüştür.

Dağlı (2016), deneysel çalışmasında farklı geometri tipine sahip kanallar içerisine yerleştirilen engellerin farklı dizilimlerini yapmış, yüzeyde oluşan ısı transferi ve sürtünme faktörünü deneysel olarak belirlemiştir. Engellerin yerleştirildiği durumlarda ısı transferi, yerel ve ortalama Nusselt sayıları, sürtünme faktörleri hesaplanmıştır. Taguchi deneysel metodu tüm durumlar için kullanılmış ve optimum şartlar belirlenmiştir. Nusselt sayısı için en etkili parametre Reynolds sayısı olmuştur. Sürtünme faktörü için engel geometri tipinin, ısı performans faktörü için ise kanal tipinin olduğu sonucuna varılmıştır. Reynolds sayısı arttığında Nusselt sayısı ve ısı performansın arttığı, sürtünme faktörünün ise gittikçe azaldığı belirtilmiştir.

Guan, vd. (2016), kanatçıklardaki ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelenmişlerdir. Sisteme verilen ısı akısının artışıyla akışkanın termofiziksel özellikleri değişmiştir. Bunun sonucu olarak, sınır tabakada küçülme meydana gelirken sıcaklık farkının artmasından dolayı akışın bozukluğunun ve ısı transfer oranını ve Nusselt sayısının değerinin arttığı görülmüştür.

Wang ve Wang (2016) dikdörtgen kanal içerisine dairesel engeller yerleştirerek engellerin kanal tabanından yükseklik değerlerinin ve engel arasındaki boşluğun ısı transferine ve basınç düşüne etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Isı transferindeki değişimin dairesel engel çapına ve dairesel engelin kanal tabanından olan yükseklik oranına bağlı olduğu sonucuna varılmıştır.

Bayrakçeken (2018), trapez elemanlar yerleştirilmiş yatay kanalda zorlanmış taşınım ile ısı transferi ve basınç düşümünün incelendiği çalışmada kesikli faktöriyel yöntemi kullanmıştır. Köşe açısı (α), uzunluğu (L), yüksekliği (H), eğim açısı (β) ve Reynolds sayısı (Re) hedef parametreler olarak seçilmiştir. Ham veriler neticesinde Nusselt sayısının üzerinde eleman genişliği en az etkiyi oluştururken, ısı transferi açısından en etkili sonucu Reynolds sayısı vermiştir. Varyans analizi neticesinde elde edilen bilgilere göre ısı transferinde en etkili parametrelerin Reynolds sayısı olduğu görülmüştür. Çalışılan bütün durumlarda Reynolds sayısının, eleman yüksekliğinin, eleman

2. KAYNAK ÖZETLERİ

genişliğinin ve eleman uzunluğunun artması ısı transferinin artmasına neden olmuştur. Köşe açısının artışı ise azalmaya neden olmuştur.

Khonsue (2018) çalışmasında kare, silindirik ve spiral şeklindeki mini kanatçıkların ısı transferi ve basınç düşümünün deneysel olarak çalışmıştır. Akışkan olarak havanın kullanıldığı çalışmada Reynolds sayısı 332-1982 aralığında tutulmuştur. Spiral kanatçıklar diğer iki kanatçığa nazaran daha fazla yüzey alanı sağlaması ile ortalama sıcaklığı daha fazla düşürmüştür. Reynolds sayısı arttıkça spiral, kare ve dairesel kanatçıkların ısı transferi performanslarının arttığı gözlemlenmiştir.

Emirlioğlu (2019), çalışmasında farklı şekillere ve dizilimlere sahip kanat yapılarının ısı transferi ve basınç kaybı üzerine etkisini incelemiştir. Yapılan incelemeler neticesinde Nusselt sayısı üzerinde en etkili olan parametrelerin kanatların büyüklüğü ve birbirine düşey düzlemdeki mesafeleri olmuştur. Nusselt sayısındaki artışla beraber basınç düşümünde de artış meydana gelmiştir.

Çalışkan (2019), dikdörtgen kesitli kanalda havanın karma taşınım ile ısı transferi ve akış karakteristiklerini deneysel olarak incelemiş, kanal içerisinde ısı transferi ve hız ölçüm deneyleri yapılmıştır. Reynolds aralığının 150-550 arasında olduğu çalışmada plakanın 45°,90°, 135°, 180°, 225°, 270° açı yaptığı durumlar gözlemlenmiştir. En yüksek ısı transferi doğal taşınımın zorlanmış taşınımı desteklediği 90°'de meydana gelirken en düşük ısı transferi ise tersi durum olan 270°'de meydana gelmiştir. 90°'de ısı transferinde %10'luk bir artış gözlemlenirken, 270° konumunda ise ısı transferinde %6 oranında azalma görülmüştür.

Kutlu (2019), dikdörtgen kanal içerisinde bulunan mini pim kanatçıkların zorlanmış taşınım ile ısı transfer performansını farklı parametreler altında üç boyutlu ve sayısal olarak incelemiştir. Farklı ısı akılarının uygulanarak yapıldığı incelemeler ısı akılarının ısı transfer oranına etkisinin imal edilebilecek derece az olduğunu göstermiştir. Reynolds değerleri arttıkça hızında arttığını ve ısı transfer oranda artış olduğu gözlemlenmiştir. 3 farklı kanat geometrisi (silindirik, spiral, kare) uygulanan çalışmada silindirik kanatçığın diğer geometrilere nazaran daha iyi sonuç verdiği gözlemlenirken diğer iki kanat geometrisinde ise birbirine paralel sonuçlar elde edilmiştir. Her 3 kanat geometrisi için artan Re sayısı ile Nu sayısı da artmıştır. Sonuç olarak parametrelerin test edildiği bu

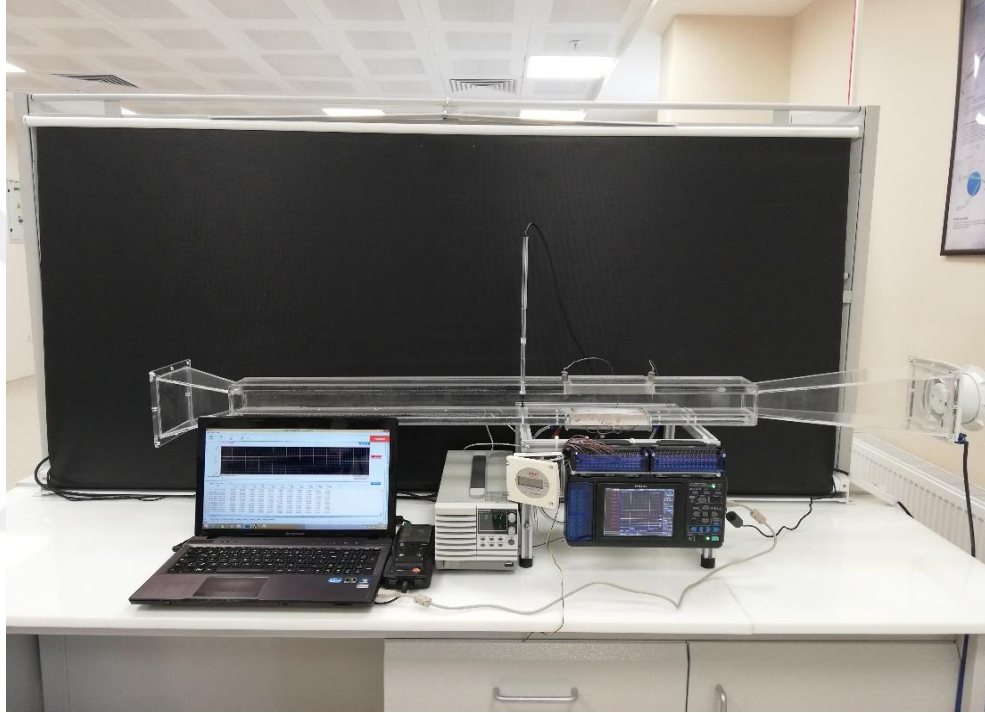
2. KAYNAK ÖZETLERİ

çalışmada Re sayısı, kanatçık geometrisi, ısı transfer alanı ve kanatçık diziliminin ısı transferine önemli etkileri olduğu gözlemlenmiştir. En önemli etkinin ise ısı transfer alanından kaynaklandığı görülmüştür.

Toprak (2020), çalışmasında hava soğutmalı dikdörtgen kanal içerisine yerleştirilmiş olan yapay alüminyum köpük malzemedan üretilmiş engel geometrisinin akış ve ısı transferi karakteristikleri üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Sistemde deney düzeneğinin üst ve yan bölgeleri yalıtılmışken alt bölgesinden sabit ısı akısı verilmiştir. Laminar akışta Reynolds sayısının 200-1470 olduğu çalışmada girişten akış yönüne doğru olan basınç düşümleri ölçülmüş ve hesaplanan çıktılar sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar neticesinde görülmüştür ki kanatçık entegrasyonu ısı transferi üzerinde olumlu sonuçlar doğururken, basınç düşümü üzerinde olumsuz sonuçlar meydana getirmiştir.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu çalışmada, içerisinde yüzeyleri dalgalı üçgen elemanlar yerleştirilmiş yatay kanalda ısı transferi ve basınç düşümü deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel Erzurum Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi, Yüksek Teknoloji Araştırma ve Uygulama Merkezi, Akış Görüntüleme Laboratuvarı'nda gerçekleştirilmiştir. Deneysel gerçekteştirildiği sistemin resmi ve şematığı Şekil 3.1'de sunulmuştur.

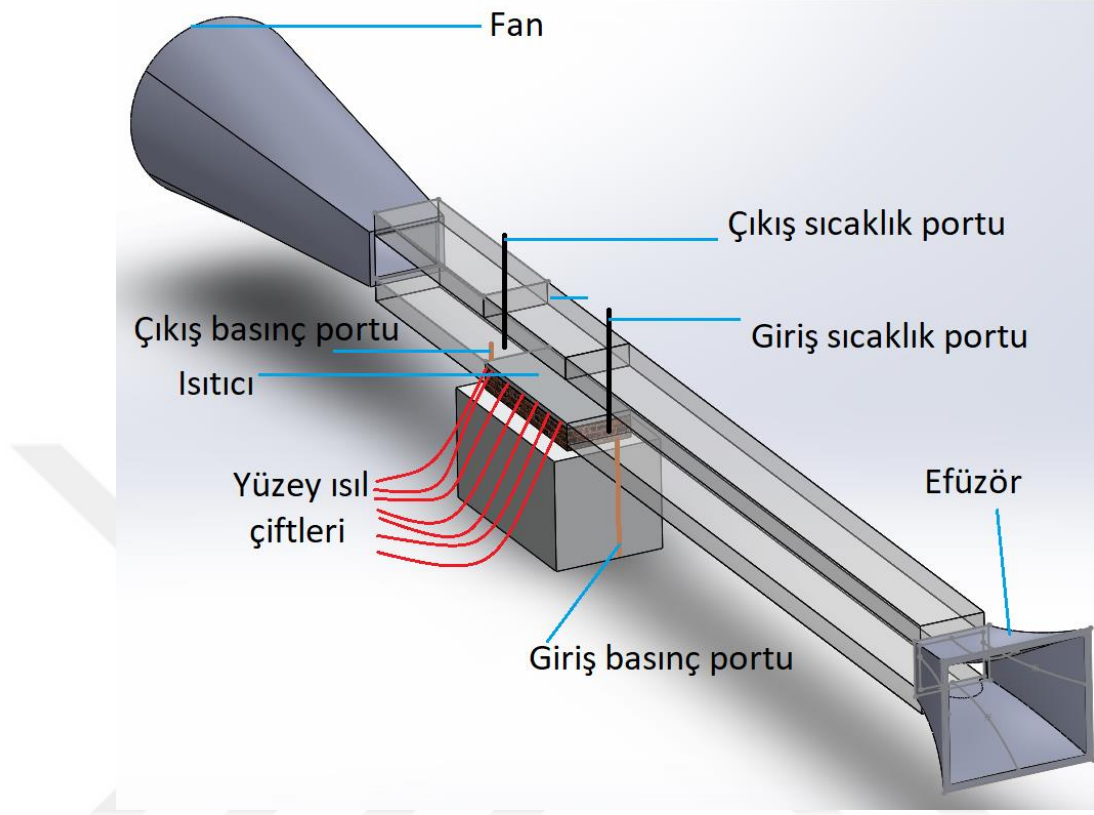


Şekil 3.1. Deneysel düzeni (Çalışkan, 2019)

Hava kanalı dikdörtgen kesitli olup 40 mm x 60 mm kesit alanına ve 1000 mm uzunluğa sahiptir. (Şekil 3.2). Fan yardımı ile emilen hava test bölgesine gelmekte ve burada 60 mm x 150 mm'lik kesite sahip ısıtıcı üzerinden geçmektedir. Isıtıcıya alttan sabit ısı akışı uygulanmıştır. Kanal girişinde hava akışını kolaylaştırmak için kanal girişine efüzör yerleştirilmiştir. Isıtıcı plaka Alüminyum malzemeden üretilmiş olup kenarları pleksiglas malzemeye zarar vermeyecek bir biçimde yalıtılarak test bölgesine yerleştirilmiştir. Isıtıcı yüzeyindeki sıcaklıkları düzgün bir biçimde ölçebilmek için yüzeye alttan 14 adet ısı çifti yerleştirilmiştir. Isıtıcı alttan cam yünü kullanılarak

3. MATERYAL ve YÖNTEM

yalıtılmıştır. Test bölgesinden olan ısı kayıplarını en aza indirmek için test bölgesi siyah İzocam Optiflex yalıtım malzemesi ile yalıtılmıştır (Şekil 3.1).



Şekil 3.2. Deney düzeneğinin şematığı

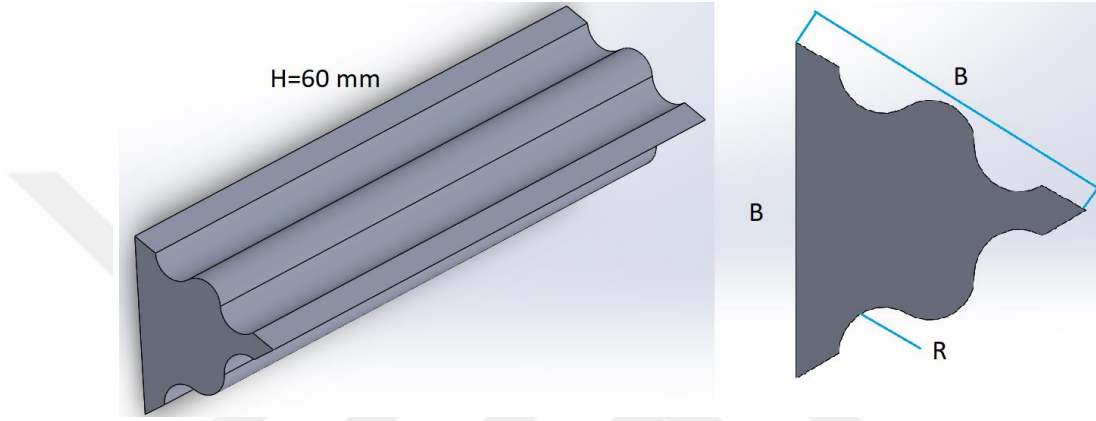
Çizelge 3.1 Geometrik parametreler

Üçgen kenar uzunlukları, B	15 mm	20 mm	25 mm
Eğrilik Yarıçapı, R	2 mm	4 mm	
Boşluk oranları, W/B	2	3	4

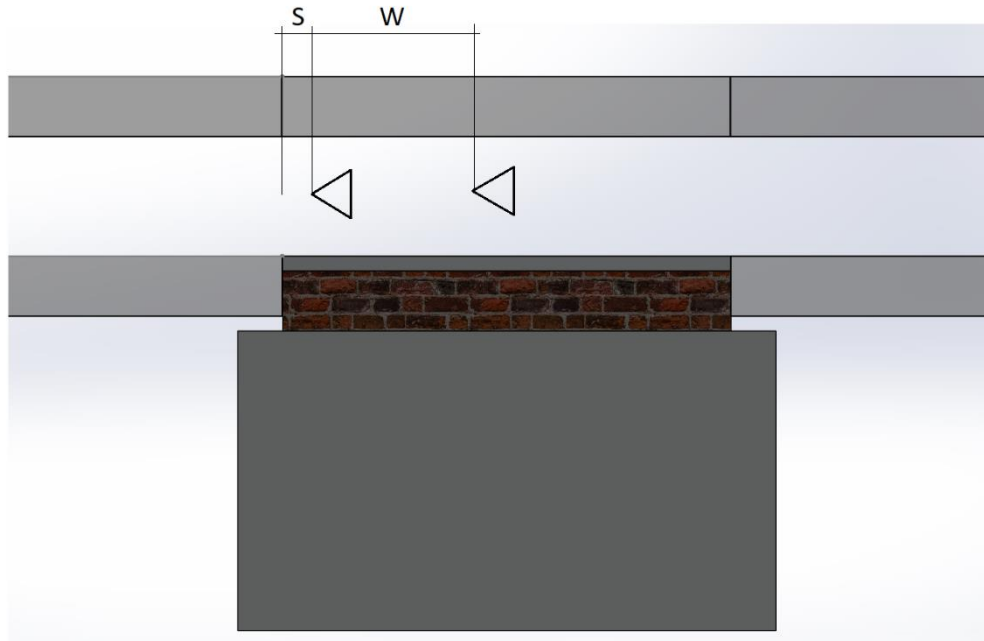
Deneylerde iç eleman olarak kullanılan küt cisimlerin şematığı Şekil 3.3’de sunulmuştur. Şekillerdeki B üçgen elemanların kenar uzunluğunu, W üçgenlerin uçtan uca aralarındaki mesafeyi, S ilk üçgenin test bölgesi girişinden olan konumunu, R eğrilik yarıçapını göstermektedir. Üçgen iç elemanlar kanal yan yüzeylerine temas ederek yerleştirilebilir ve akışkanın uyguladığı doğrusal momentumla pozisyonu değişmesin diye 60 mm olarak üç boyutlu yazıcıda imal edilmiş ve sıkı geçme ile test bölgesine yerleştirilmiştir. Elemanlar üç farklı kenar uzunluğunda imal edilmiş olup uzunluklar sırasıyla 15 mm, 20 mm ve 25 mm’dir. Elemanların dış yüzeylerindeki dalgaların etkisini

3. MATERYAL ve YÖNTEM

görebilmek için yan yüzeyler iki farklı eğrilik yarıçapında 2 mm ve 4 mm olarak imal edilmiştir. Deneylede üçgen elemanlar tekli ve ikili olarak kanal içerisinde konumlandırılmışlar, ikili yerleşim düzenlerinde ise aynı yükseltide ardışık olarak yerleştirilmişlerdir. Ardışık düzenleme durumunda üç farklı oranda boşluk bulunacak şekilde kanal içerisinde elemanlar konumlandırılmıştır. Bütün yerleşim düzenlerinde ilk üçgen test bölgesi girişinden 10 mm uzağa, düşeyde ise kanal ortasına konumlandırılmıştır (Şekil 3.4).



Şekil 3.3. Üçgen iç elemanların şematığı

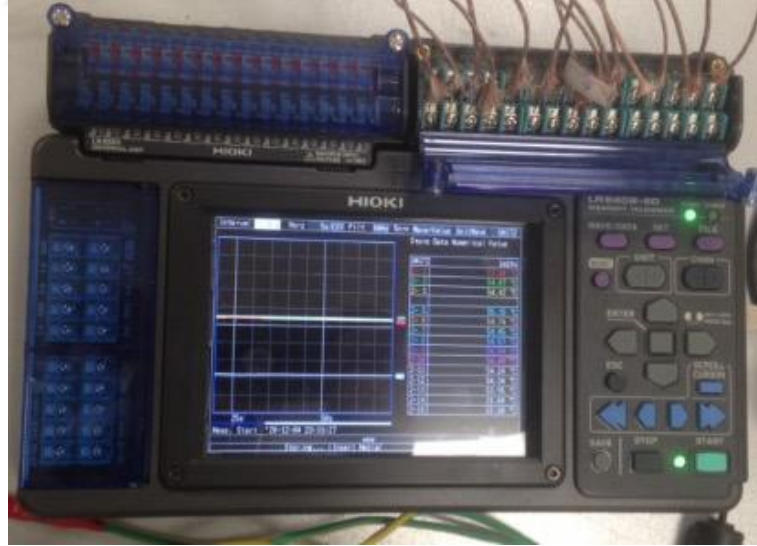


Şekil 3.4. Üçgen iç elemanların kanal içerisinde yerleşimleri

3.1 Deneysel Materyaller

3.1.1. Veri okuma kartı

Deneylerde Şekil 3.5’de resmi sunulan LR8402-20 model ve Hioki marka veri okuma kartı kullanılmış olup, sıcaklıklar bu cihaz ile ölçülerek bilgisayara aktarılmıştır. Logger Utility programı ile tüm sıcaklık verileri anlık olarak görülmüş ve bilgisayara tek tek kaydedilmiştir. Veri okuma kartına ısı çiftlerinin bağlanması hususunda cihazın iki telli girişe sahip olması bağlantıyı en kolay noktaya indirgemıştır. Ayrıca bilgisayara bağlanma konusunda ise USB kablosu yeterli olmuştur. 30 analog girişe sahip olan cihaz K, J, E, T, N, R, S, B, W tipi ısı çiftleri otomatik tanıyabilmektedir (Ceylan, 2018). Isıl çiftlerin K tipi T tipi vs. gibi değişiklikler cihazdan yapabildiği gibi bilgisayara bağlandıktan sonra da yazılım yardımıyla kolaylıkla yapılabilmektedir. Cihaz ± 100 V DC gerilim değerleri arasında çalışmaktadır. Veri okuma kartının diğer özellikleri ise; cihazın ekranı ile bilgisayara uyumlu program vasıtasıyla grafik şeklinde görebilme, alarm özelliği, taşınabilir belleğe kayıt yapabilmeye, istenilen zaman aralığında ölçüm yapılabilmesidir.



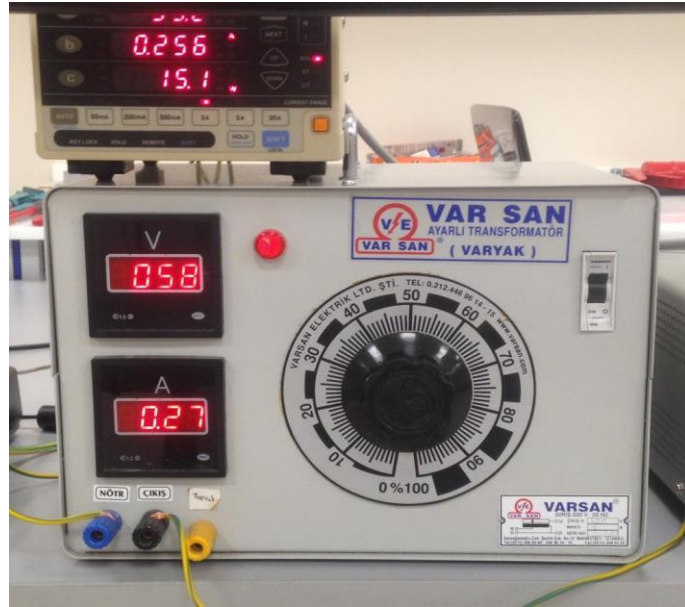
Şekil 3.5. Veri okuma kartı

3.1.2. Isıl çiftler

Deney düzeneğinde hava giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçmek için birer adet, yüzey sıcaklıklarını ölçmek için ise on dört adet olmak üzere toplam on altı adet T tipi (Bakır-Constantan) ısı çifti kullanılmıştır. Isıl çiftlerin iç çapı 0,25 mm olup dış çapı ise 0,75 mm'dir. Isıl çiftlerin dış kısımları başta yanma olmak üzere diğer olumsuz dış şartlara dayanıklı örgülü fiberglastan oluşmaktadır. Isıl çiftler iki farklı telden oluşmaktadır. Isıl çiftlerin oluşabilecek manyetik alandan etkilenmemesini sağlama için uçları metalik boya ile boyanıp ölçümlerde kullanılmaya hazır hale getirilmiştir. Isıl çiftler sisteme monte edilmeden önce su banyosunda kalibre edilmiştir. Isıtıcı yüzeyine monte edilirken temas direncinin azaltılması veya tamamen ortadan kaldırılması için silikon macunla uçları kaplanmıştır.

3.1.3. Güç kaynağı

Güç kaynağı olarak Varsan marka manuel ayarlı varyak tercih edilmiştir (Şekil 3.6). Yüksek akım ve gerilim hattında çalışabilen güç kaynağı manuel ayarlaması yanında dijital göstergesi ile oldukça kolaylık sağlamamaktadır. Akım, gerilim ve güç değerlerini daha doğru okuyabilmek için güç kaynağına güç ölçer bağlanmıştır.



Şekil 3.6. Güç kaynağı

3.1.4. Çok fonksiyonlu ölçüm cihazı

Deneylerde basınç ve hız verilerinin kaydedilmesi için Şekil 3.7’de gösterilen TESTO marka, 480 model ölçüm cihazı kullanılmıştır. Modern trackpad, grafik ekran sayesinde kolay bir kullanım ve okuma sağlayan cihaz problemler ile ölçüm yapmaktadır. Hız probu ile akış hızı ve akışkan sıcaklığı ölçülebilmektedir. Ayrıca özel USB kablo ile bilgisayara bağlanabilmekte, yazılım ile veriler anlık olarak takip edilebilmekte ve kaydedilebilmektedir. Hesaplamalarda cihazdan alınan anlık verilerin ortalaması ortalama hız değeri olarak hesaplamalarda kullanılmıştır.



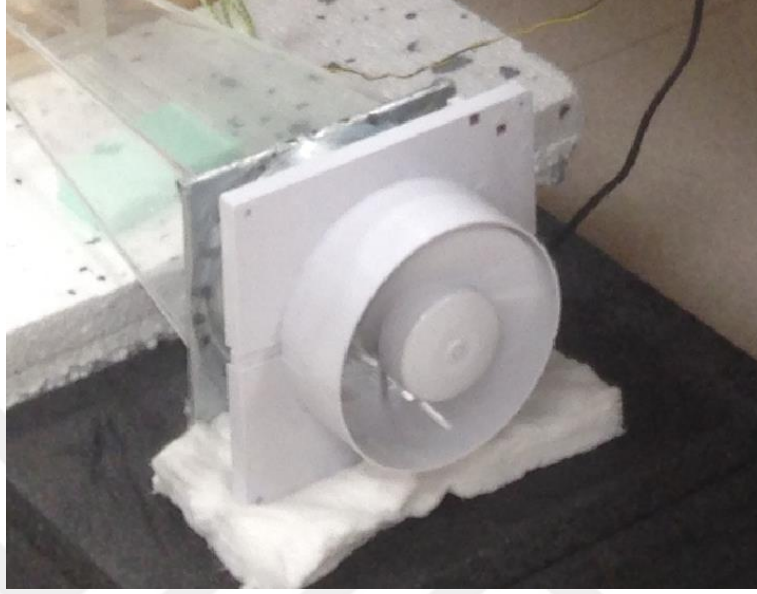
Şekil 3.7. Çok fonksiyonlu ölçüm cihazı

Deneylerde basınç ölçümü için Şekil 3.8’deki çok fonksiyonlu ölçüm cihazının fark basınç okuma özelliğinden faydalanılmıştır. Alt kısmında yer alan iki adet basınç portu ile fark basınç ölçebilen ölçüm cihazının basınç verileri de tıpkı hız da olduğu gibi kablolu bağlantı ile bilgisayar aktarılmakta, ölçümler yazılım aracılığıyla kontrol edilebilmekte ve kaydedilmektedir.

3.1.5. Fan

Basınç farkı oluşturarak hava akışını sağlayan cihazlara fan denir. Fanın hareketli pervanesi ile fana statik ve kinematik enerji kazandırır, bu sayede akışkan hareketlendirilir. Fanlar kullanıldıkları yerlere göre çeşitlilik arz ederler. Fan havayı kanal

içerisine emerek yayıcıdan dışarı göndermektedir (Şekil 3.9). Fan hızı üzerindeki dairesel ayarlama kolu yardımıyla değiştirilebilmektedir. Ayar kolu farklı hızların elde edilebilmesi ve farklı Reynolds sayılarında çalışmaya olanak tanımaktadır.



Şekil 3.8. Fan

Deneysel çalışmalar aşağıda belirtilen adımlar ve belirtilen sıraya göre gerçekleştirilmiştir. Fan hızı değiştirilerek hedeflenen hız değeri elde edilir. Hız değerinin ölçümü, ucu kanal girişinde düşeyde orta noktaya gelecek biçimde konumlandırılmış çok fonksiyonlu ölçüm cihazı yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Akış hidrodinamik olarak kararlı hale geldikten sonra, ısıtıcı çalıştırılarak test bölgesine ısı akısı uygulanır. Hedeflenen ısıl gücün sağlanıp sağlanmadığının kontrolü hem varyak hem de Hioki marka multimetre ile gerçekleştirilmiştir. Yüzey sıcaklıkları çalışılan duruma bağlı olarak 45 dakika ile 80 dakika arasında kararlı hale gelmektedir. Sıcaklıklar veri okuma kartından takip edilerek kararlı hale gelmesi beklenir. Sıcaklık değişimleri veri okuma kartının dijital ekranından anlık olarak takip edilebilmektedir. Sıcaklık değişim eğrilerindeki dalgalanalar durduktan ve yatay bir doğru haline geldikten sonra sistemin termal olarak kararlı hale geldiği kabul edilir. Sıcaklık ve basınç verileri kaydedilerek bir sonraki hız değerine geçilir.

3.2. Deneysel Verilerin Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılışı

Test plakasının alanı;

$$A_s = H \times L \quad (3.1)$$

Hava kanalının hidrolik çapı;

$$A_c = a \times b \quad (3.2)$$

$$A_p = 2 \times (H \times b) \quad (3.3)$$

$$D_h = \frac{4 \times A_c}{A_p} \quad (3.4)$$

Burada H test bölgesinin genişliğini, b test bölgesinin yüksekliğini, L ise test plakasının uzunluğunu ifade etmektedir.

Kararlı durumda olan ısı transfer hızı;

$$\dot{Q}_{top} = \dot{Q}_{konv} + \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{kond} + \dot{Q}_{kay} \quad (3.5)$$

Güç kaynağı ile test bölgesine verilen ısı güç akım ve gerilim değerlerinin çarpımı ile aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{Q} = I \times V \quad (3.6)$$

Yukarıdaki eşitlikte I akımı, V ise gerilimi ifade etmektedir. Taşınım ile ısı transferi Newton'un soğuma yasasından hesaplanabilir.

$$\dot{Q}_{taş} = h_{ort} \times A_s \times [T_{sort} - \left(\frac{T_g + T_c}{2}\right)] \quad (3.7)$$

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Sistem kararlı hale geldiğinde ve ısı kayıplar ihmal edildiğinde güç kaynağından verilen enerjinin tamamının akışkana aktarıldığı kabul edilirse ısı taşınım katsayısı aşağıdaki eşitlikle hesaplanabilir.

$$h = \frac{\dot{Q}}{A_s \times [T_s - (\frac{T_g + T_c}{2})]} \text{ W/m}^2\text{K} \quad (3.8)$$

Reynolds sayısı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır. Eşitlikte U akışkanın hızını göstermektedir.

$$Re = \frac{\rho \times U \times D_h}{\mu} \quad (3.9)$$

Ortalama Nusselt sayısı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$Nu = \frac{h \times D_h}{k} \quad (3.10)$$

Sürtünme faktörü ise aşağıdaki eşitlik yardımıyla elde edilmiştir.

$$f = \frac{\Delta P}{[(\frac{L}{D_h}) \times \rho \times \frac{U^2}{2}]} \quad (3.11)$$

Burada ΔP giriş çıkış arasındaki basınç farkını, U ise kanal kesitinde ki ortalama akışkan hızını ifade etmektedir. Hesaplamalarda sabit termofiziksel özellikler kullanılmıştır.

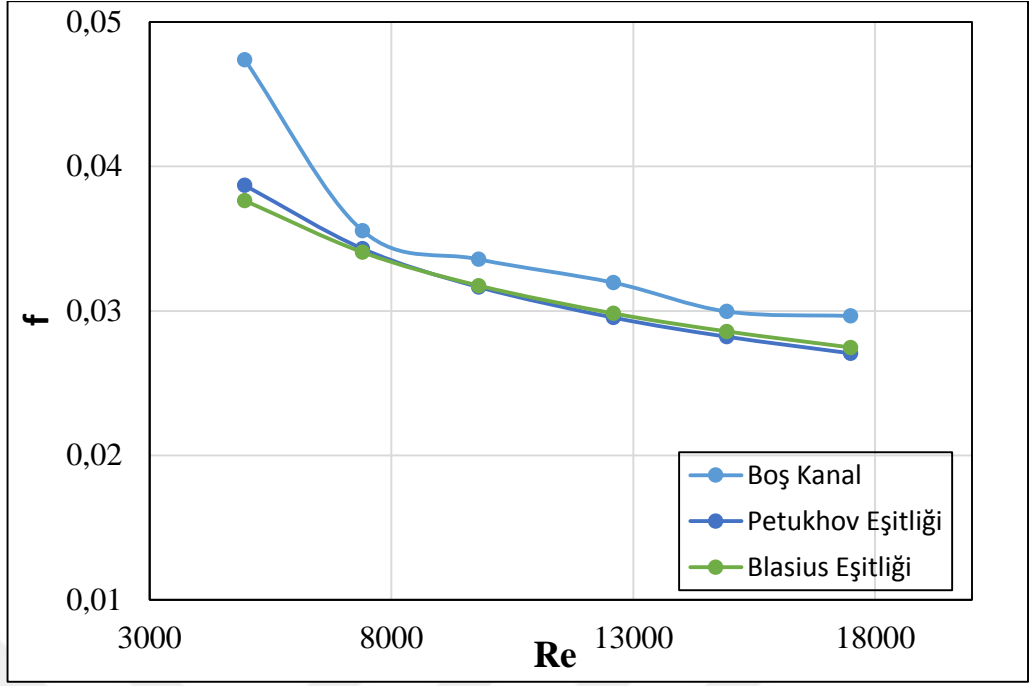
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

Deneysel sonuçların kabul edilebilirliği ve deney sisteminin güvenilirliğinin belirlenmesi için elde edilen verilerin literatürde kabul görmüş modellerle kıyaslanması oldukça önemlidir. Bu sebeple devam eden bölümde öncelikle boş kanal için elde edilen deneysel sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı sonuçlarının literatürle karşılaştırılmaları sunulmuştur. Şekil 4.1’de deneysel sürtünme faktörü sonuçları Eşitlik 4.1’de verilen Blasius ve Eşitlik 4.2’de verilen Petukhov eşitlikleriyle karşılaştırılmıştır. Şekil 4.2’de ise ısı transferi sonuçları Eşitlik 4.3’de verilen Dittus-Boelter korelasyonu model sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Burada Blasius eşitliği konu ile ilgili önerilen ilk eşitliklerdendir fakat yıllardır pürüzsüz kanallardaki akış için pek çok araştırmacı tarafından sıklıkla tercih edilmektedir. Benzer şekilde Petukhov eşitliği de pürüzsüz kanallardaki türbülanslı akış tahminlerinde en çok başvurulan modeller arasındadır. Isı transferi sonuçları için kullanılan Dittus-Boelter eşitliğinin akışkan, Reynolds sayısı ve geometrik kısıtlar olmaksızın geniş bir kullanım sunarak belirli bir hata oranıyla başarılı sayılan tahminler ortaya koyduğu pek çok çalışmada ispatlanmıştır. Şekil 4.2 incelendiğinde boş kanal için elde edilen Nusselt sayısı sonuçlarının model tahmini ile uyumlu olduğu görülmektedir. Artan Reynolds sayısı ile birlikte model tahmini ile deneysel sonuçlar arasındaki farkında gittikçe azaldığı görülmektedir.

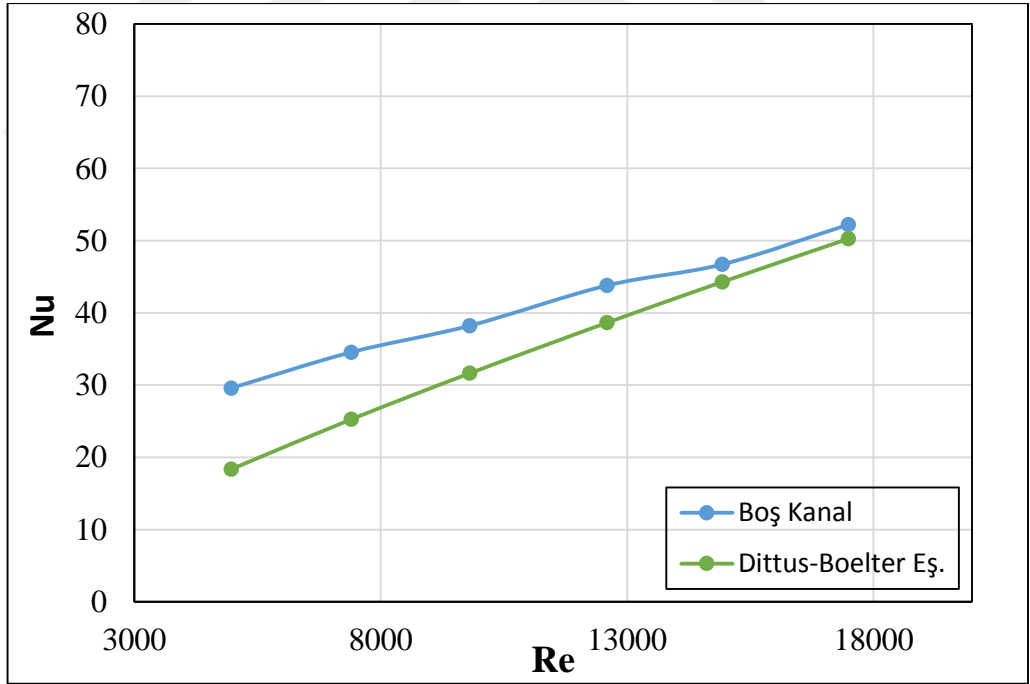
$$f = 0,316 \times Re^{-0,25} \quad (4.1)$$

$$f = (0,79 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (4.2)$$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (4.3)$$



Şekil 4.1. Boş kanaldaki sürtünme faktörünün literatür ile karşılaştırılması



Şekil 4.2. Boş kanaldaki Nusselt sayısının literatür ile karşılaştırılması

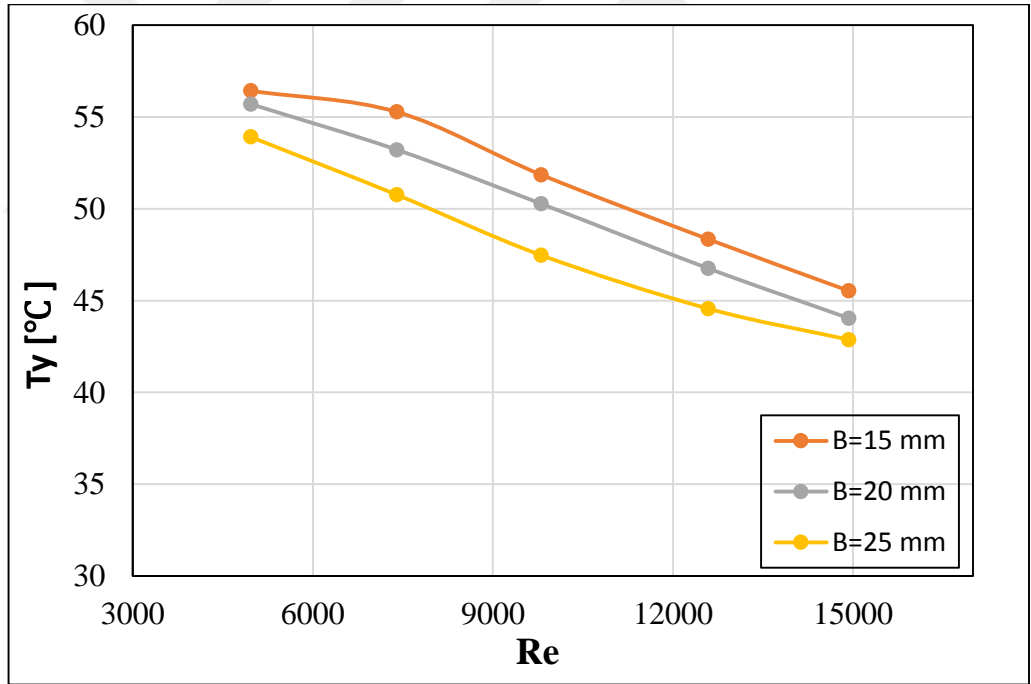
Şekil 4.1 incelendiğinde Reynolds sayısının artmasıyla hem boş kanal deneysel sürtünme faktörü sonuçları hem de model tahminlerinin beklenildiği gibi azaldığı

görülmektedir. İnceleme sınırlarımız dâhilindeki tüm Reynolds sayıları için deneysel veriler model tahminlerinin bir miktar üstünde kalmıştır fakat yine de benzer bir eğilimin olduğu açıktır. Tahminler ile deneysel sonuçlar arasındaki fark 5000 Re değeri %20 civarındadır. Bununla birlikte artan Reynolds sayısıyla bu fark oldukça azalmış ve model tahminleri ile deneysel sonuçlar birbirlerine oldukça yaklaşmıştır. Ek olarak Blasius eşitliğinin Petukhov eşitliğinden küçük bir oranda da olsa daha başarılı tahminler yaptığı söylenebilir. Sonuç olarak sürtünme faktörü için model tahminleri ile deneysel sonuçların iyi bir uyum içinde olduğu belirlenmiştir.

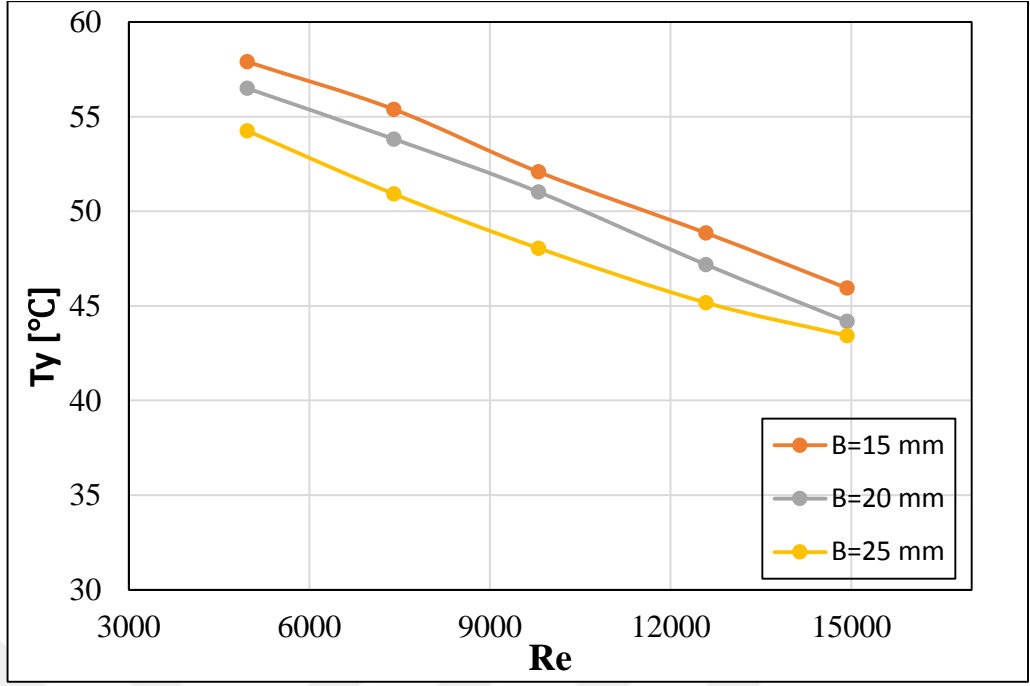
Şekil 4.2’de Reynolds sayısına karşılık Nusselt sayısı içeren karşılaştırma grafiğinde Dittus-Boelter eşitliği tahminlerinin deneysel Nusselt sayısı sonuçlarının bir miktar altında kaldığı görülmektedir. Bununla birlikte Dittus-Boelter eşitliğinin artan Reynolds sayısıyla gösterdiği eğilim deneysel verilerle hemen hemen aynıdır. Sırasıyla $R=2$ mm ve $R=4$ mm eğrilik yarıçapları için Şekil 4.3 ve 4.4’de Reynolds sayısına karşı yüzey sıcaklıkları, Şekil 4.5 ve 4.6’da Reynolds sayısına karşılık taşınım katsayıları, Şekil 4.7 ve 4.8’de Reynolds sayısına karşılık Nusselt sayıları sunulmaktadır. Burada bahsi geçen tüm grafikler tek bir iç eleman yerleştirilmiş durum için hazırlanmıştır. Şekil 4.3 ve 4.4 incelendiğinde tüm iç eleman kenar uzunluklarında artan Reynolds sayısının yüzey sıcaklıklarını belirgin şekilde düşürdüğü görülmektedir. Ayrıca sabit bir eğrilik yarıçapı için iç eleman kenar uzunluğu B ’nin artması yüzey sıcaklıklarının daha düşük değerler almasıyla sonuçlanmıştır. Yüzey sıcaklıkları yönüyle bakıldığında iç elemanın kenar uzunluk değeri olan $B=20$ mm ile $B=25$ mm arasındaki fark $B=15$ mm ile $B=20$ mm arasındaki farktan daha belirgindir. Düşük yüzey sıcaklıkları ısı transferinin daha yüksek olduğu anlamına gelir.

Şekil 4.5, 4.6, 4.7 ve 4.8 beraber değerlendirilecek olursa tüm durumlarda beklenildiği üzere Reynolds sayısındaki artış ısı taşınım katsayısını ve dolayısı ile Nusselt sayısını artırmıştır. Bu durum artan Reynolds sayısının neden olduğu akış hızlanması ve türbülans yoğunluğu artışının bir sonucudur. 5000 Re gibi nispeten düşük Reynolds sayılarında farklı kenar uzunlukları için deneysel ısı transferi sonuçları birbirlerine yakinken aralarındaki fark Reynolds sayısının artmasıyla daha belirgin bir hal almıştır. Sabit bir eğrilik yarıçapı değeri için en yüksek ısı transfer sonuçları kenarı en büyük olan $B=25$ mm’lik iç elemanda elde edilmiştir. Yerleştirilen iç elemanlar akış alanındaki kesiti daraltmaktadır. Bu durum kanalda blokaj oluşturur ve hava akışı alt ve üst bölgede

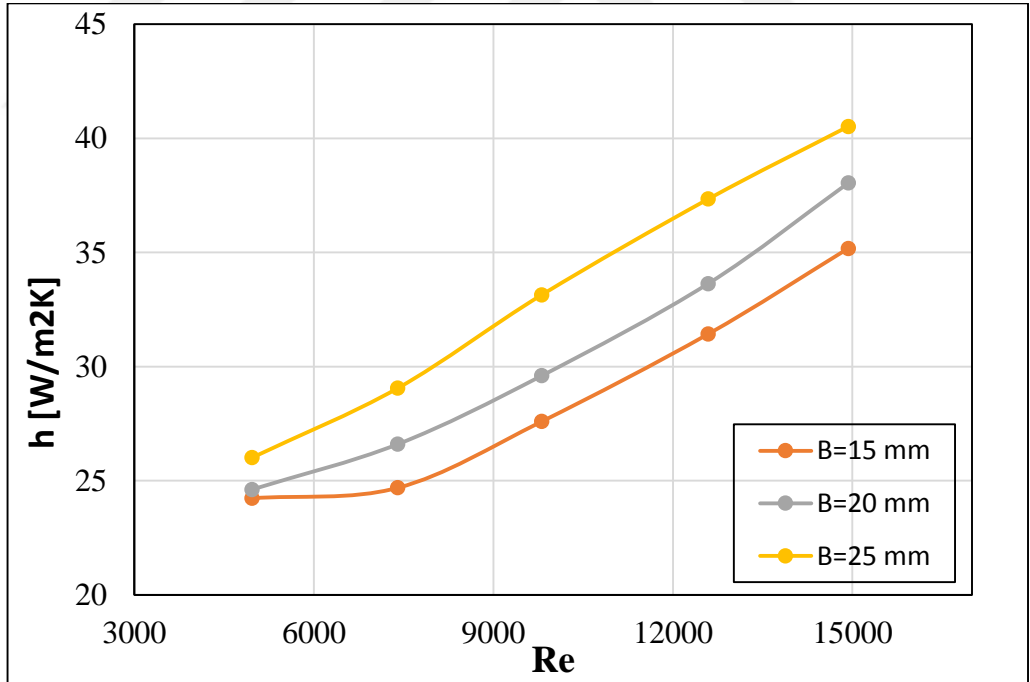
yoğunlaşır. Alt ve üst bölgelerde yoğunlaşan hava akışı jet akışlarının oluşumuna neden olur. Akış bölgesine eklenen iç elemanların ısı transferini artırmasının nedeni olarak blokaj mekanizması ve jet akışlarının oluşması gösterilebilir. Ayrıca bu bölgelerde akışkan hızları arttığından girdap oluşumu tetiklenir ve/veya girdap etkinliği artar. Bu girdaplar ek bir karışma etkisi oluşturmaktadır. Bu sebeple hava akışı kanal merkezinde yoğunlaşmaz ve sıcaklık gradyanının yüksek olduğu ısıtıcı yüzeyine yakın bölge ile karışım etkileşimleri artar. Bu ek karışım etkisi de iç elemanların ısı transferinde meydana getirdiği artışın bir diğer nedenidir. Sonuç olarak iç elemanların kenar uzunluklarının artması oluşan blokaj etkisini, jet akışını ve karışma etkisini artırmaktadır. Ayrıca, sınır tabaka bozulmakta ve viskoz alt tabaka daha çok rahatsız edilmektedir. En iyi ısı transfer sonuçlarının en yüksek kenar uzunluğuna sahip iç elemanda elde edilmesinin sebebi olarak blokaj etkisi, jet akışı ve karışma etkilerinin artan uzunlukla beraber kuvvetlenmesi olarak görülmektedir.



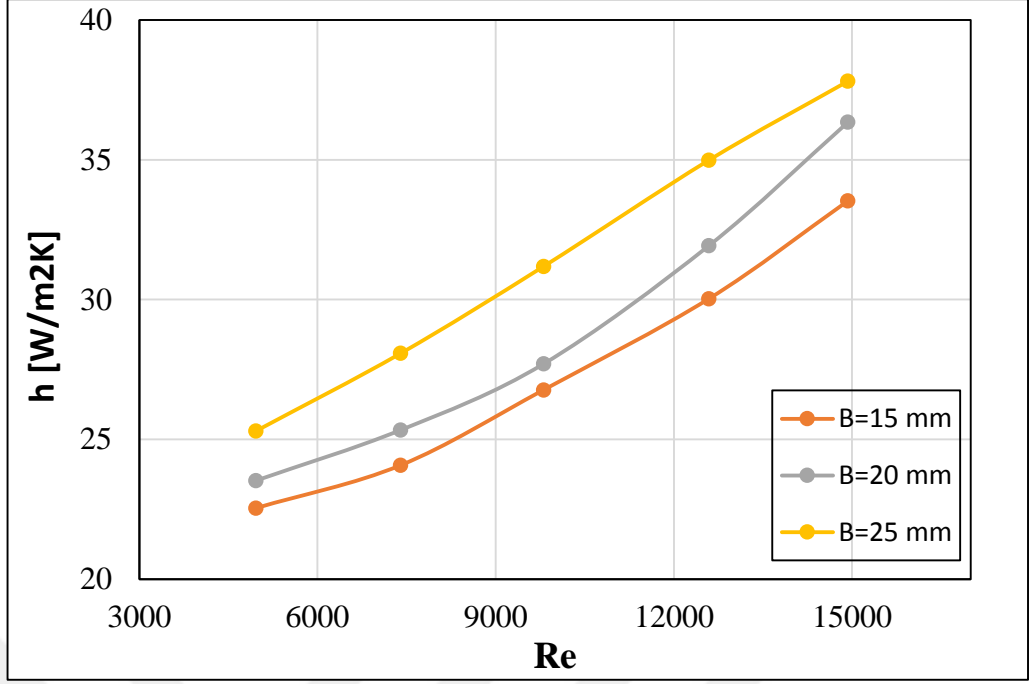
Şekil 4.3. R=2 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



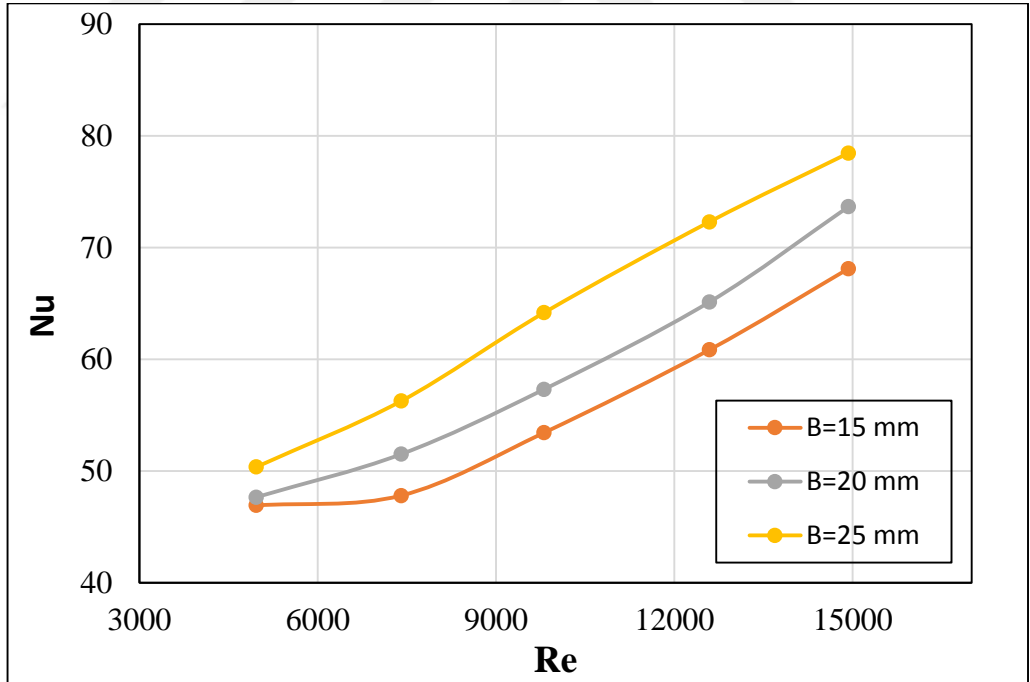
Şekil 4.4. $R=4$ mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



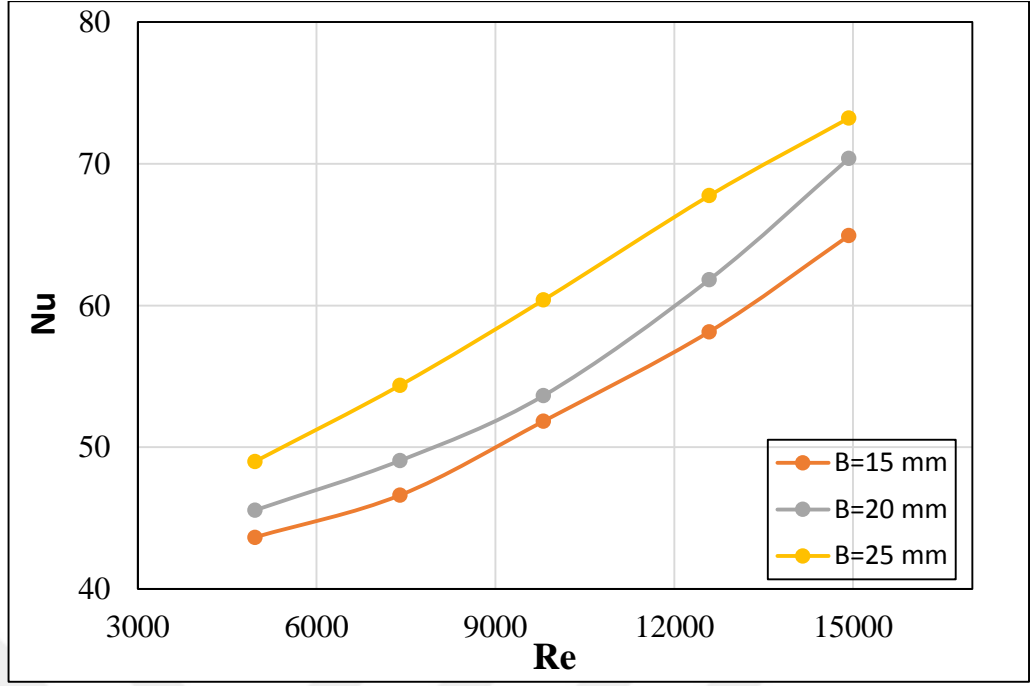
Şekil 4.5. $R=2$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.6. R=4 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi

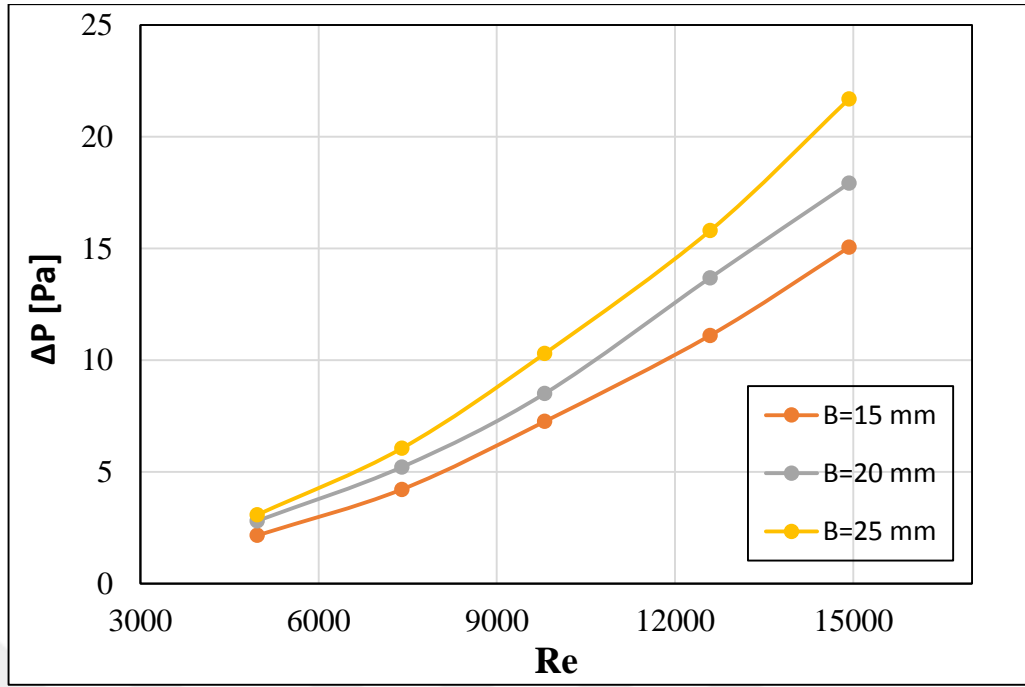


Şekil 4.7. R=2 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

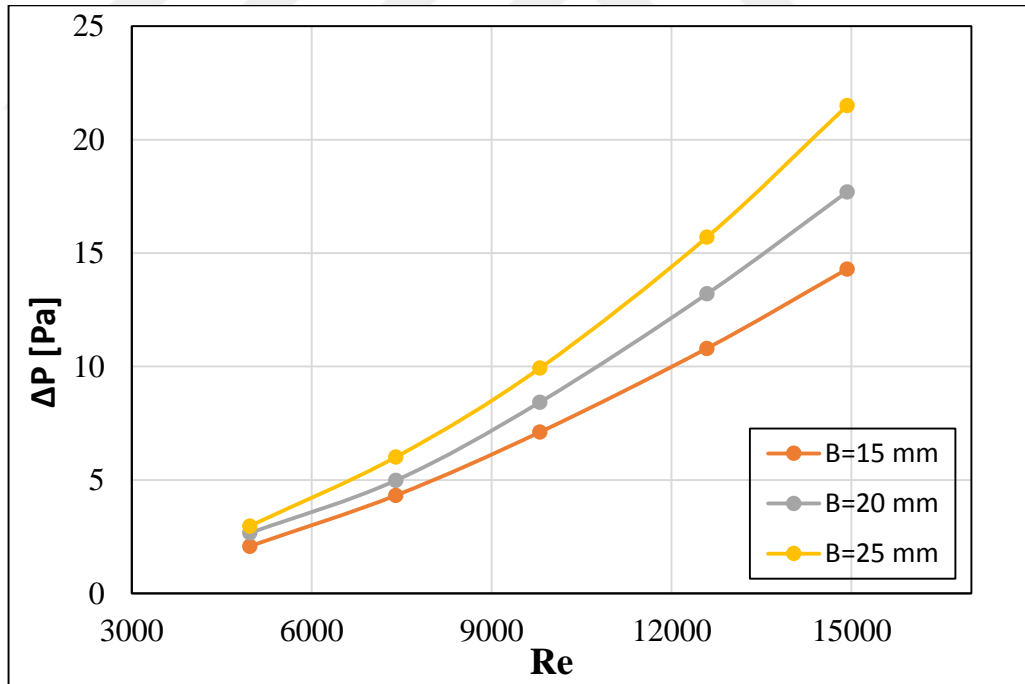


Şekil 4.8. R=4 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

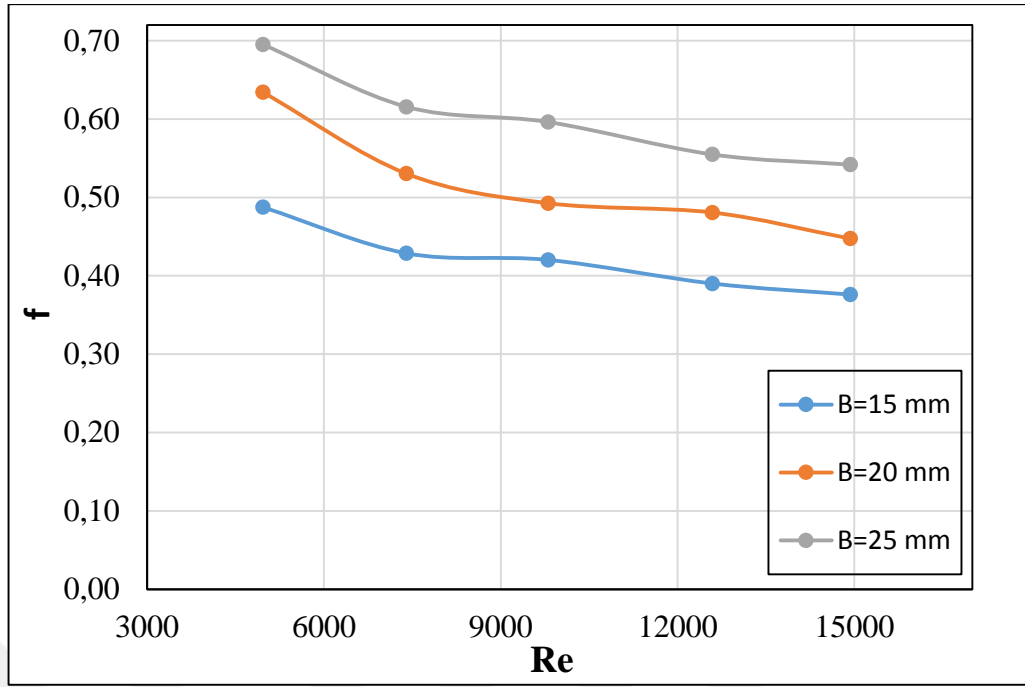
Şekil 4.9 ve 4.10’da yine sırasıyla R=2 mm ve R=4 mm eğrilik yarıçapları için Reynolds sayısına karşılık basınç düşümleri sunulurken Şekil 4.11 ve 4.12’de ise Reynolds sayısına karşılık sürtünme faktörleri yer almıştır. Tüm grafikler B=15, 20 ve 25 mm olarak üç farklı seviyede kenar uzunluğu içermektedir. Şekil 4.9 ve 4.10’da basınç düşümünün artan Reynolds sayısı ile arttığı görülmektedir. Ayrıca ısı transferi sonuçlarına paralel şekilde düşük Reynolds sayılarında iç eleman kenar uzunluğunun basınç düşümüne etkisi zayıfken bu etki artan Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. Yine ısı transfer sonuçlarında olduğu gibi en yüksek basınç düşümleri en büyük kenar uzunluğuna sahip iç eleman için elde edilmiştir. Bu durum yukarıda açıklanan blokaj etkisinden ileri gelmektedir. Akış alanına yerleştirilen iç eleman burada kesiti daraltarak akışı kısıtlamaktadır. Bu durum ek bir basınç düşümü oluşturmaktadır ve iç elemanın kenar uzunluğunun artması blokaj etkinliğini artırarak basınç düşümünün de artmasına neden olur. Şekil 4.11 ve 4.12’de ise sürtünme faktörünün her iki eğrilik çapı için ve tüm iç eleman kenar uzunluklarında Reynolds sayısının artmasıyla azaldığı görülmektedir. İç eleman kenar uzunluğu B’nin 15 mm’den 25 mm’ye çıkartılması sürtünme faktöründe %40 civarında bir artışa neden olmaktadır. Basınç düşümlerine paralel şekilde sabit bir eğrilik çapında tek bir iç eleman için en yüksek sürtünme faktörleri en büyük iç elemanda (B=25 mm) elde edilmiştir.



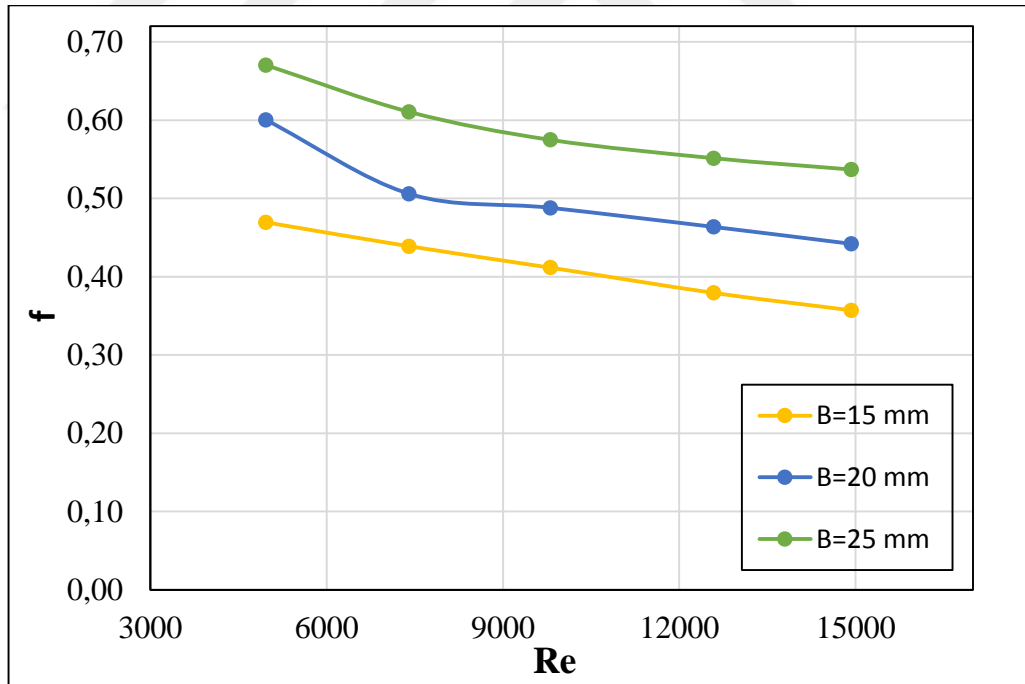
Şekil 4.9. R=2 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.10. R=4 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



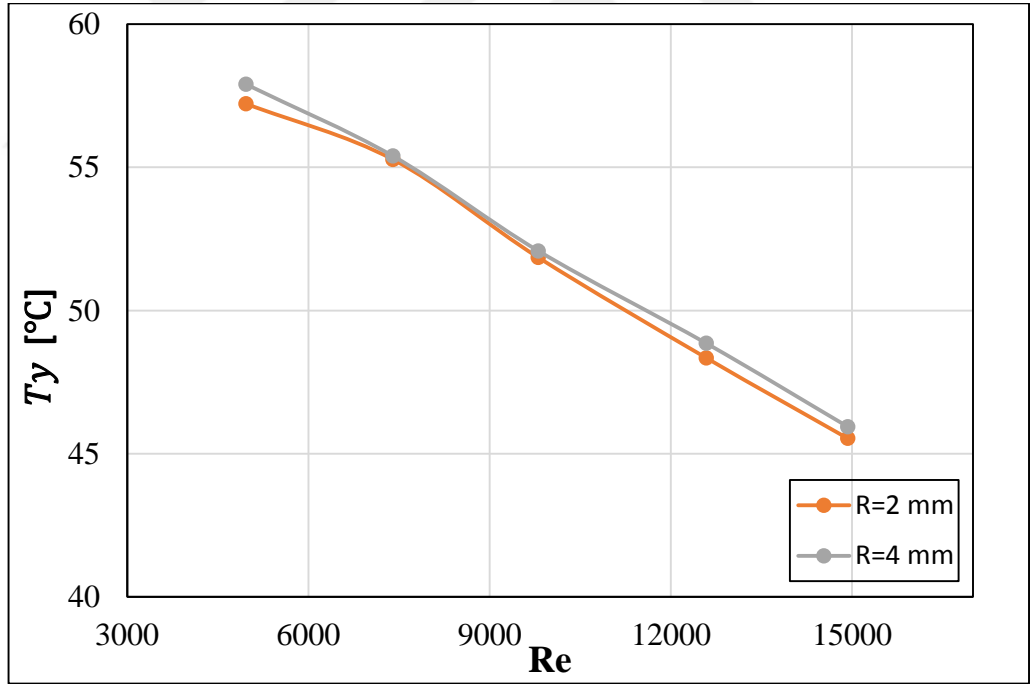
Şekil 4.11. R=2 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



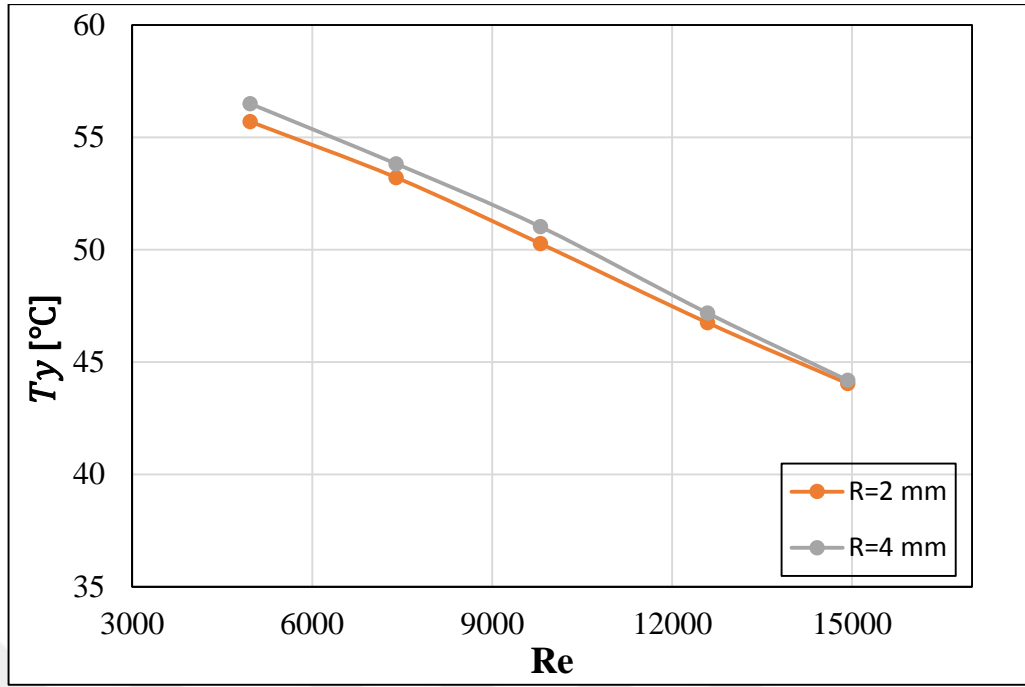
Şekil 4.12. R=4 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 4.13, 4.14 ve 4.15’de sırasıyla B=15, 20 ve 25 mm iç eleman kenar uzunluklarında farklı eğrilik yarıçapları için yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile

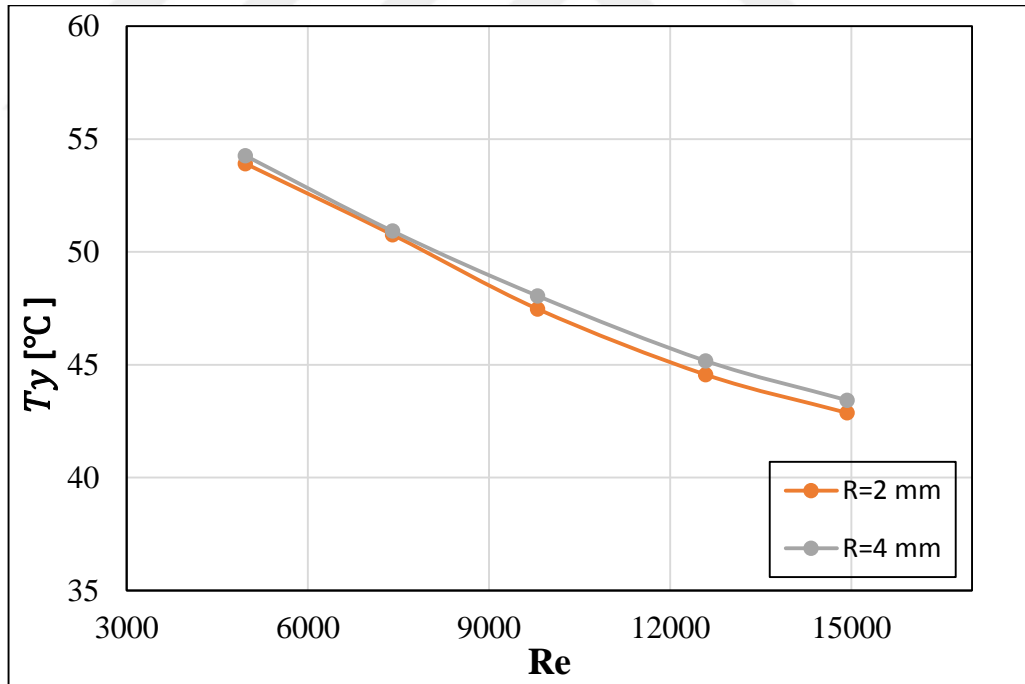
değişimi verilmektedir. Eğrilik yarıçapı $R=2$ mm için yüzey sıcaklıkları $R=4$ mm'ye göre tüm iç eleman kenar uzunlukları için bir miktar aşağıda kalmıştır. Bu durum $R=2$ mm'lik eğrilik yarıçaplarına sahip iç elemanların daha etkin soğutma sağladığını göstermektedir. Sonuçlar Şekil 4.16, 4.17 ve 4.18 de verilen deneysel ısı taşınım katsayısı grafiklerinden ve Şekil 4.19, 4.20 ve 4.21'de verilen Nusselt sayısı grafiklerinden de teyit edilebilir. Bahsi geçen grafikler de sırasıyla $B=15$, 20 ve 25 mm iç eleman kenar uzunlukları içindir ve eğrilik yarıçapının etkisi açık şekilde görülebilmektedir. Fakat eğrilik yarı çaplarının etkisi kenar uzunluklarının etkisine kıyasla oldukça küçüktür. $R=2$ mm'lik eğrilik yarıçaplarında $R=4$ mm'ye göre elde edilen iyileşme blokaj kesitindeki boyutsal farklılığa bağlanabilir. 2 mm eğriliğe sahip iç elemandaki kesit 4 mm eğriliğe sahip iç elemana oranla bir miktar fazladır. Bu durum akış blokajının artmasına ve jet akışlarının kuvvetlenmesine neden olmaktadır. Ayrıca 2 mm eğrilik çapına sahip yüzeylerin 4 mm'ye göre akışı daha fazla rahatsız ettiği ve bu durumun ısı transferini arttırdığı düşünülmektedir.



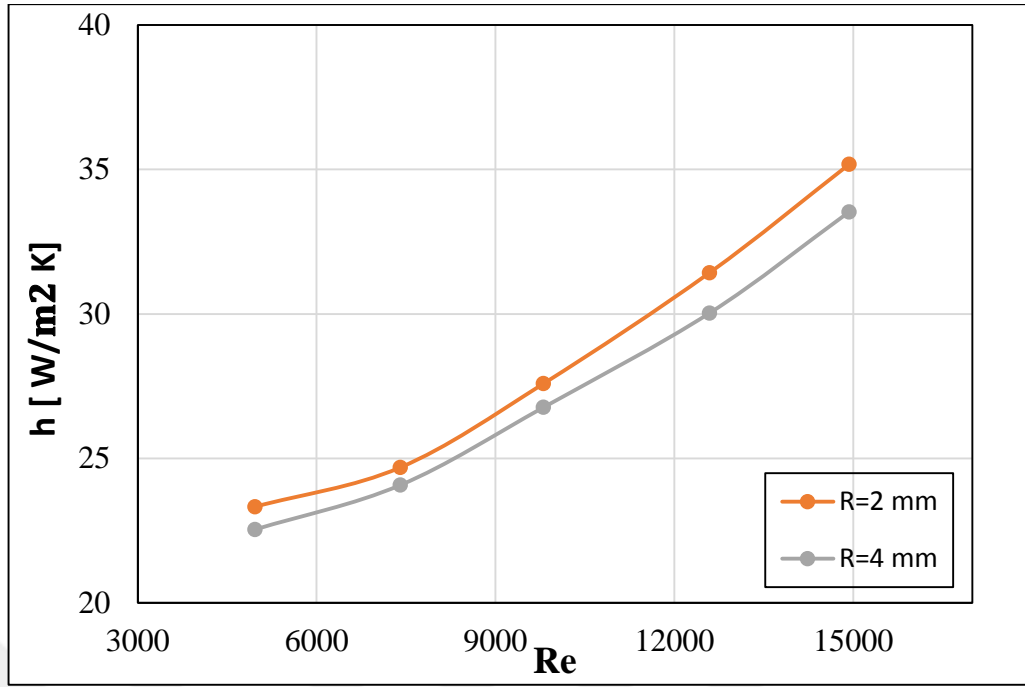
Şekil 4.13. $B=15$ mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



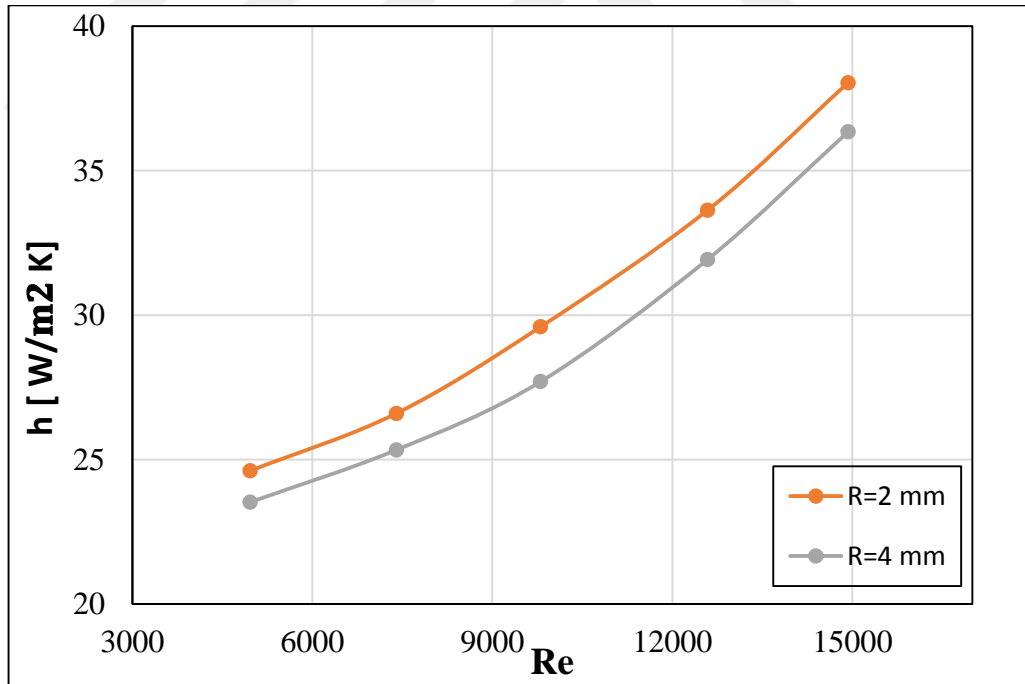
Şekil 4.14. B=20 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



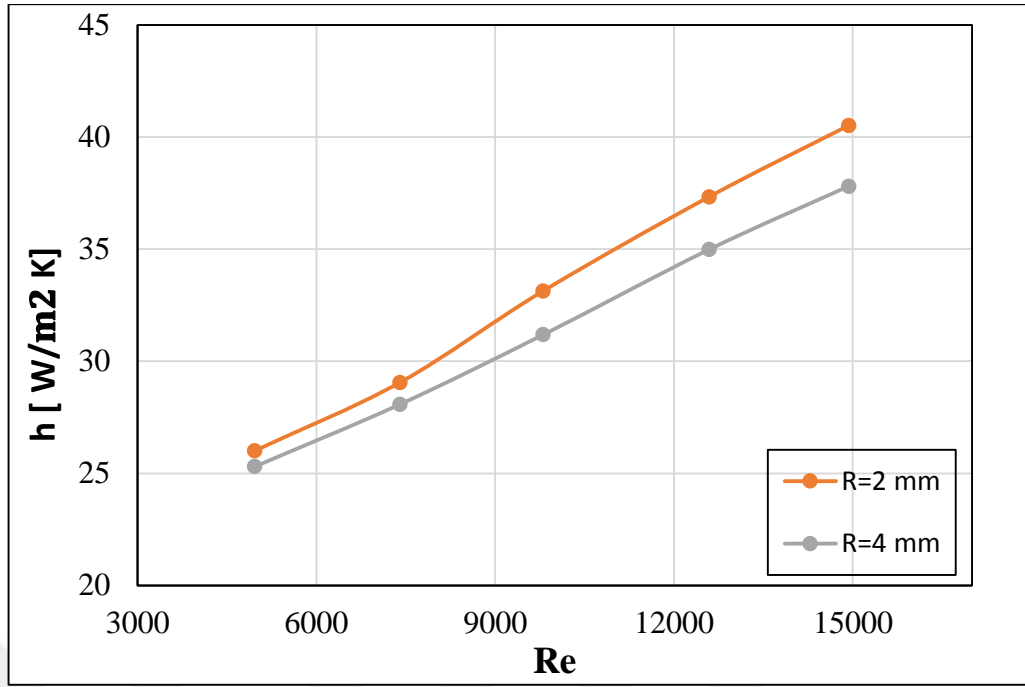
Şekil 4.15. B=25 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



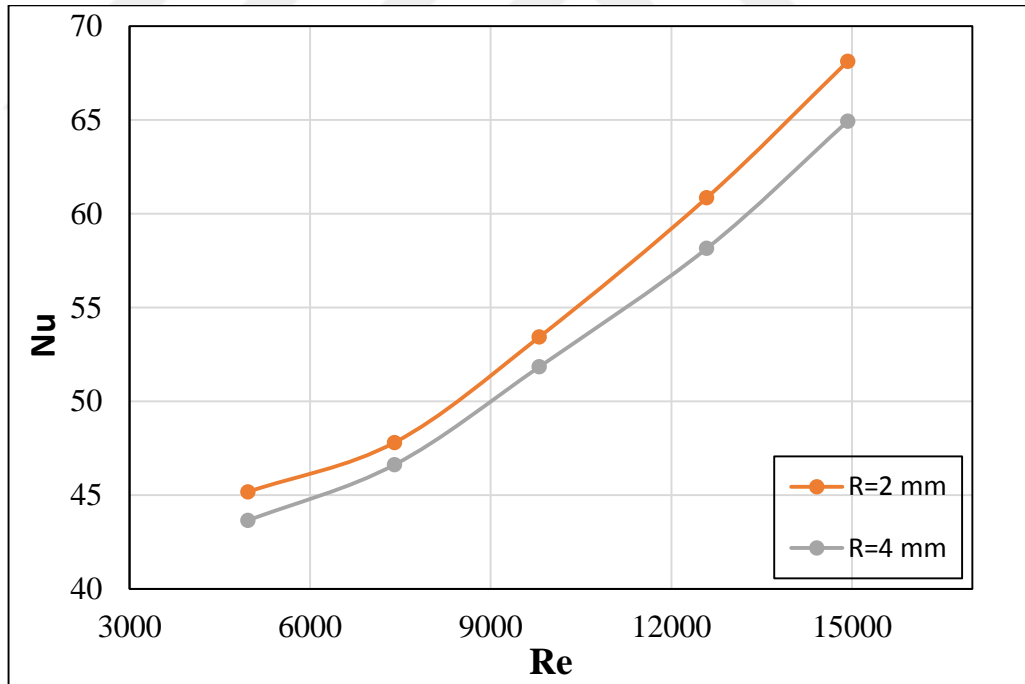
Şekil 4.16. B=15 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi



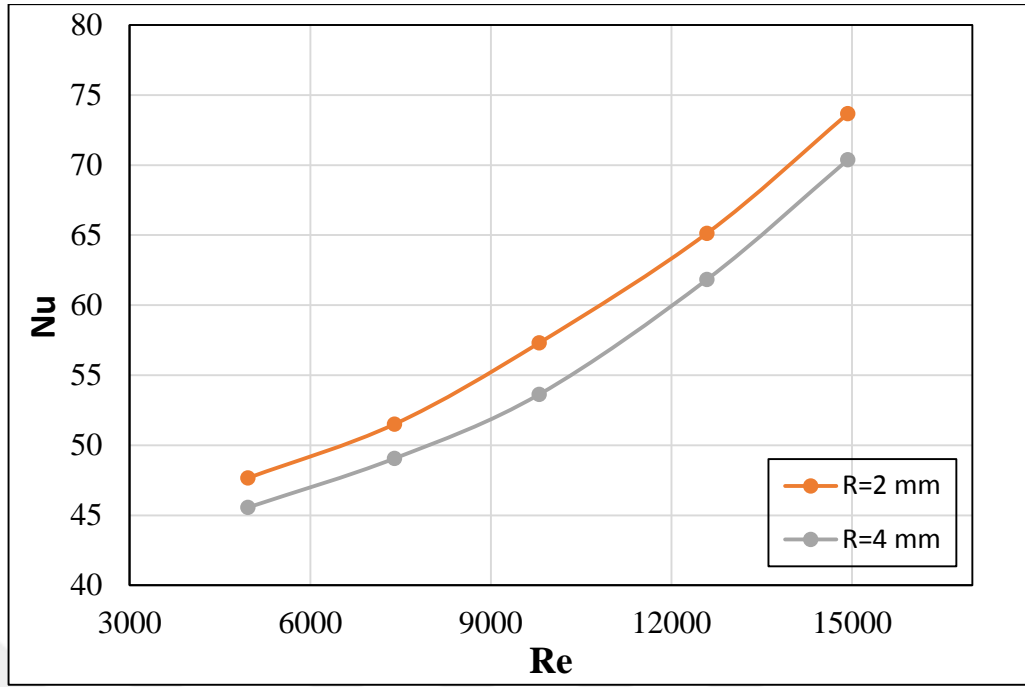
Şekil 4.17. B=20 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi



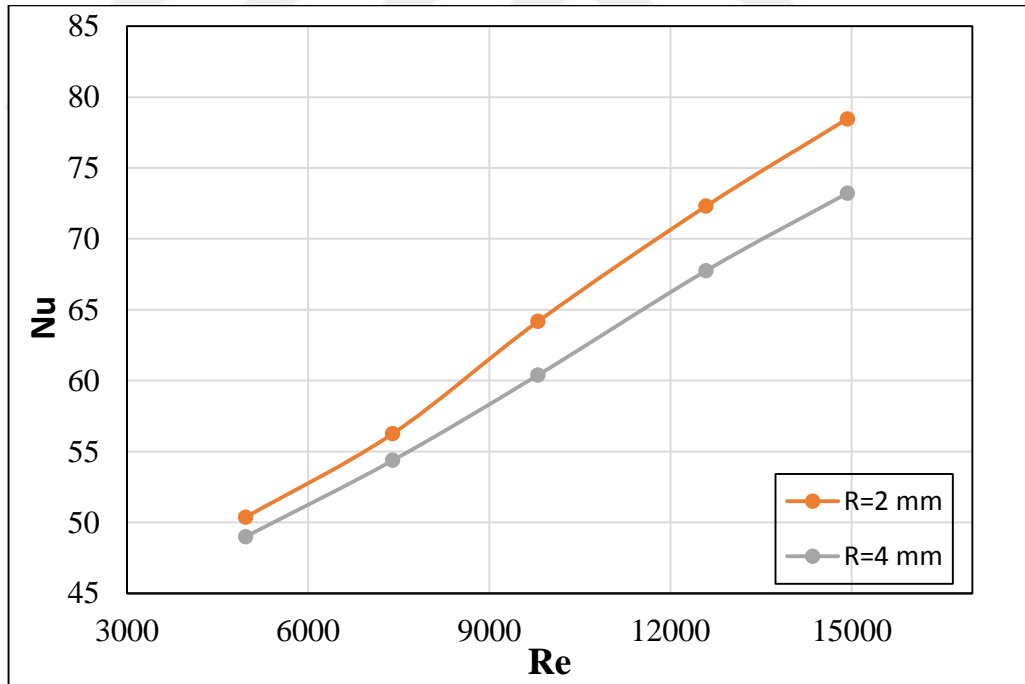
Şekil 4.18. B=25 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.19. B=15 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.20. B=20 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

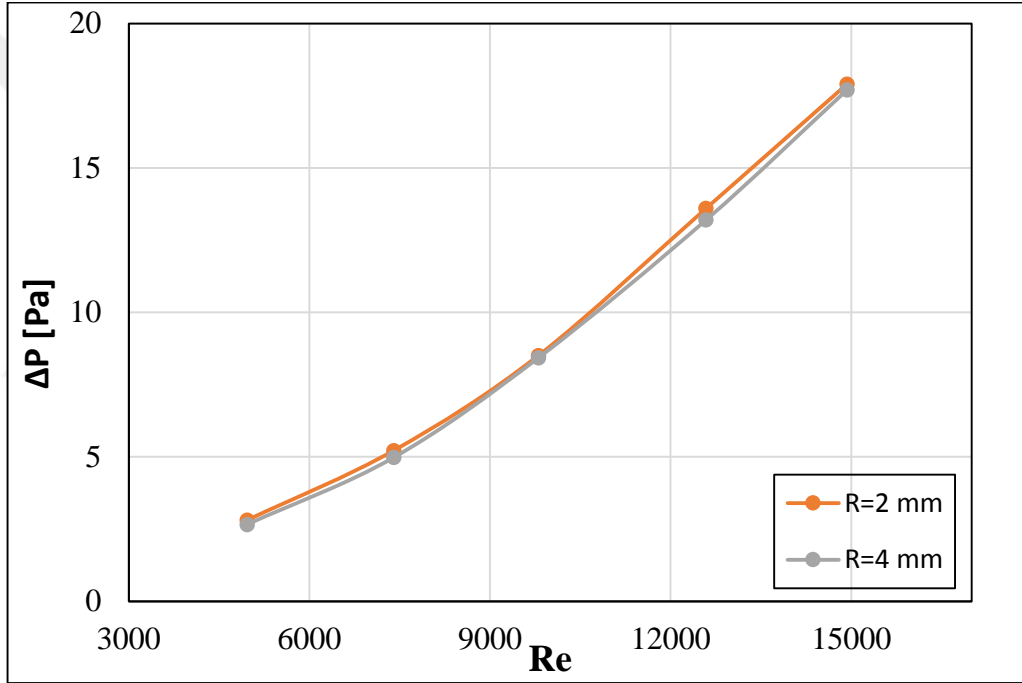


Şekil 4.21. B=25 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

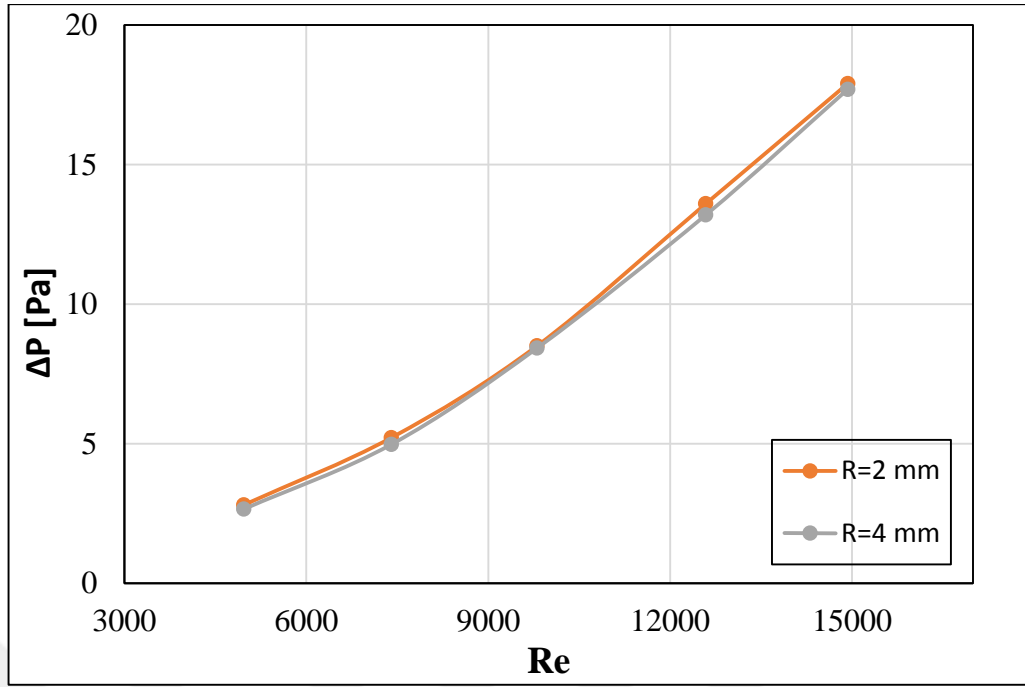
Şekil 4.22, 4.23 ve 4.24’de sırasıyla B=15, 20 ve 25 mm kenar uzunluklarında farklı eğrilik yarıçapları için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimleri

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

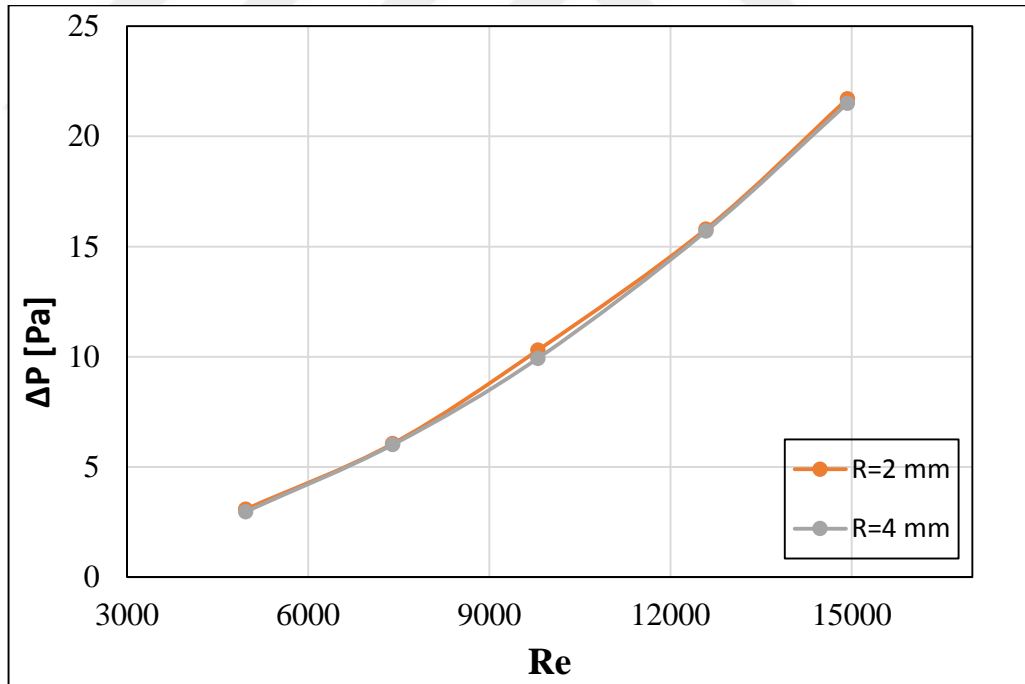
sunulurken, Şekil 4.25, 4.26 ve 4.27’de ise sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmektedir. Sonuçlar yüzey sıcaklıkları ve ısı transferi verilerine paralellik göstermektedir. Benzer şekilde basınç düşümü ve sürtünme faktörü sonuçları için de kenar uzunluklarındaki dalgalanmanın yani eğrilik yarıçapının etkisi kenar uzunluğuna göre nispeten düşük seviyelerdedir. Yine de ısı transferi sonuçlarında olduğu gibi basınç düşümü ve sürtünme faktörü sonuçları R=2 mm’lik eğrilik yarıçapı için 4 mm’lik sonuçlara nispeten bir miktar yukarıda kalmıştır. Ayrıca sabit bir kenar uzunluğunda farklı eğrilik yarıçaplarının etkisi Şekil 4.22, 4.23 ve 4.24’de verilen basınç düşümleri sonuçları için birbirine oldukça yakınken Şekil 4.25, 4.26 ve 4.27’de verilen sürtünme faktörü sonuçlarında daha belirgin bir hal almaktadır.



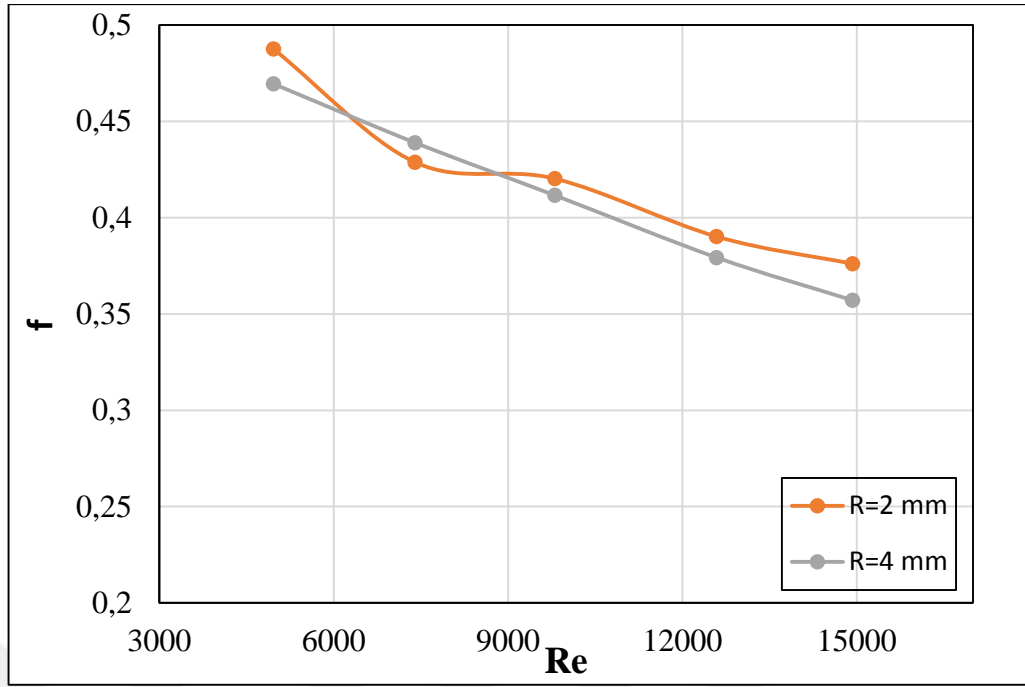
Şekil 4.22. B=15 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



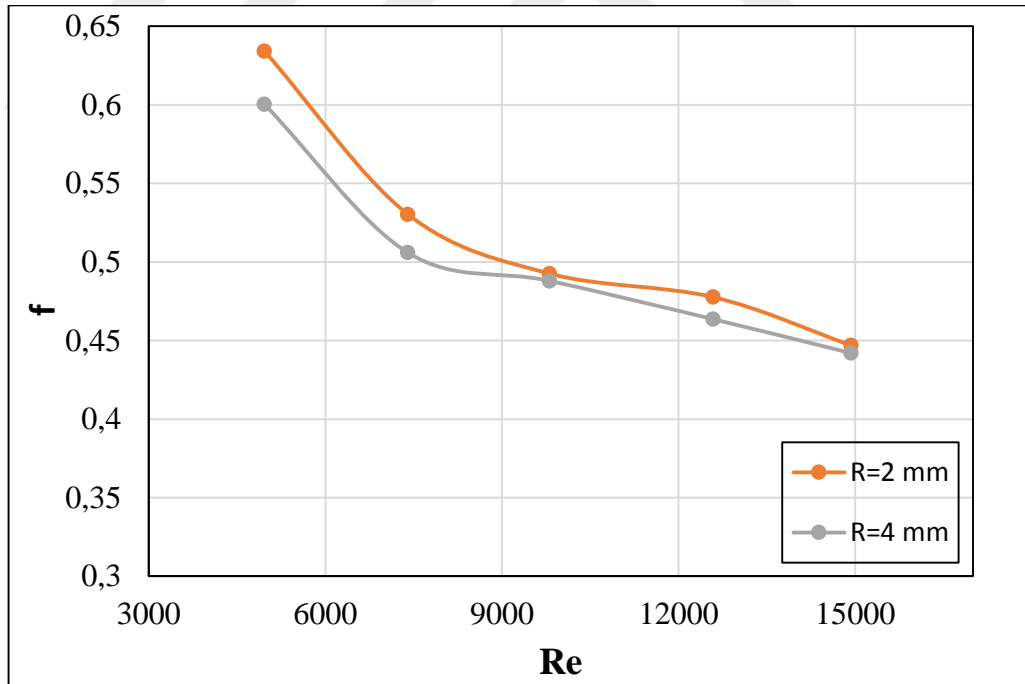
Şekil 4.23. B=20 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



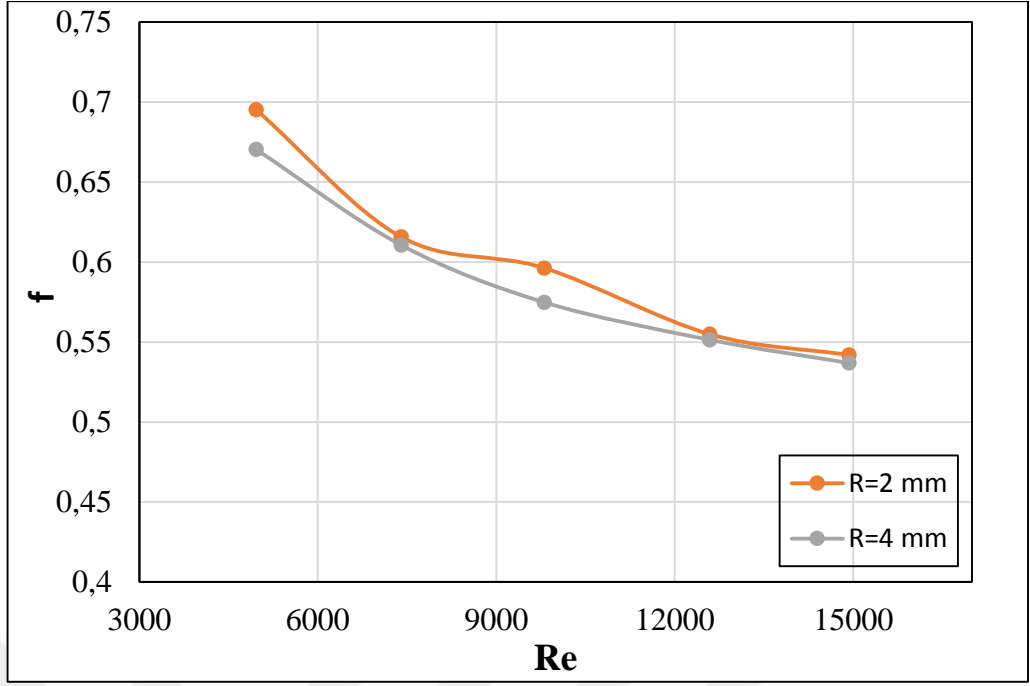
Şekil 4.24. B=25 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.25. B=15 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

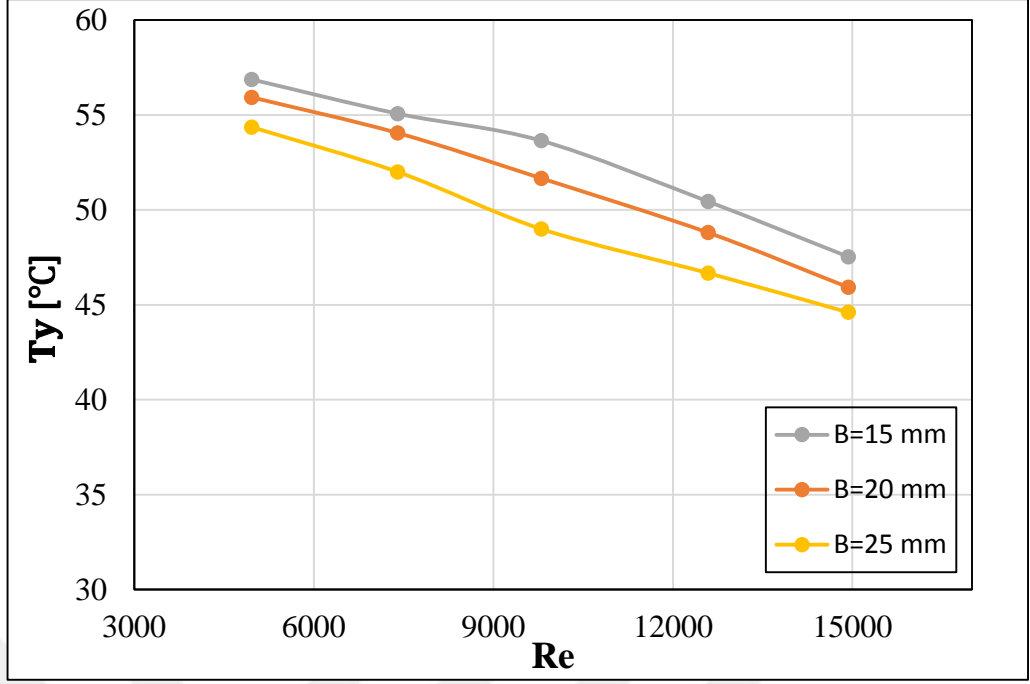


Şekil 4.26. B=20 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

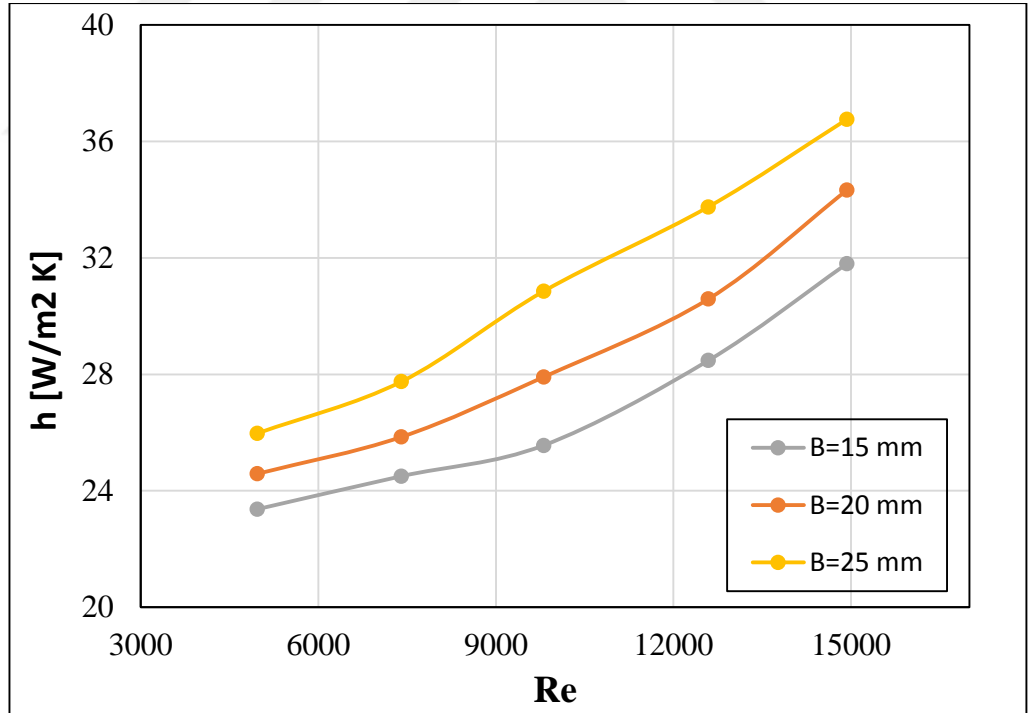


Şekil 4.27. B=25 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

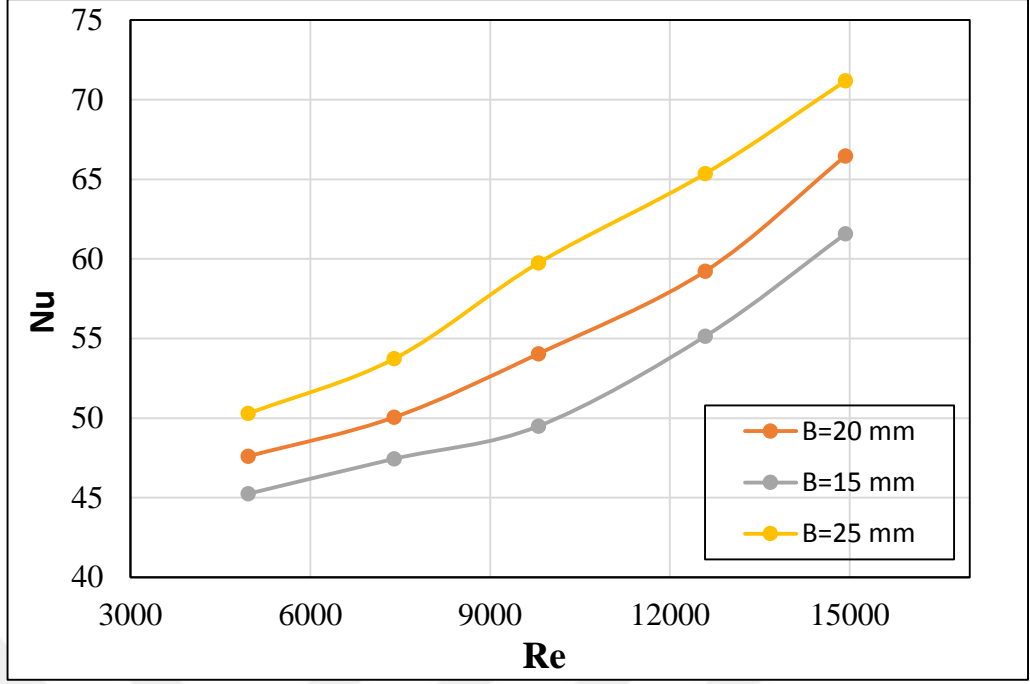
İki adet iç elemanın farklı oranlardaki boşluklarla yerleştirilmesi durumunda kenar uzunluğu (B) ve eğrilik yarıçapının (R) etkilerinin belirlenmesi amacıyla Şekil 4.28-4.57 oluşturulmuştur. Şekil 4.28, 4.29, 4.30, 4.31 ve 4.32’de W/B=4 boşluk oranı ve R=2 mm eğrilik yarıçapı için sırasıyla yüzey sıcaklığı, taşınım katsayısı, Nusselt sayısı, basınç düşümü ve sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimleri sunulmaktadır. Benzer şekilde grafikler W/B=4 - R=2 mm, W/B=4 - R=4 mm, W/B=3 - R=2 mm, W/B=3 - R=4 mm, W/B=2 - R=2 mm şeklinde beşerli şekilde gruplandırılarak ve son olarak Şekil 4.53, 4.54, 4.55, 4.56 ve 4.57’de W/B=2 - R=2 mm için oluşturulmuştur. Sonuçlar incelendiğinde iç eleman kenar uzunluğu ve eğrilik yarıçapı büyüklüğü etkilerinin tek iç eleman durumuyla paralellik gösterdiği açıkça görülebilir. Yukarıda tartışılan etkileşimler iki iç elemanın yerleştirildiği durumu için de söz konusudur. Boşluk oranının etkileri ise devam eden bölümde tartışılmıştır.



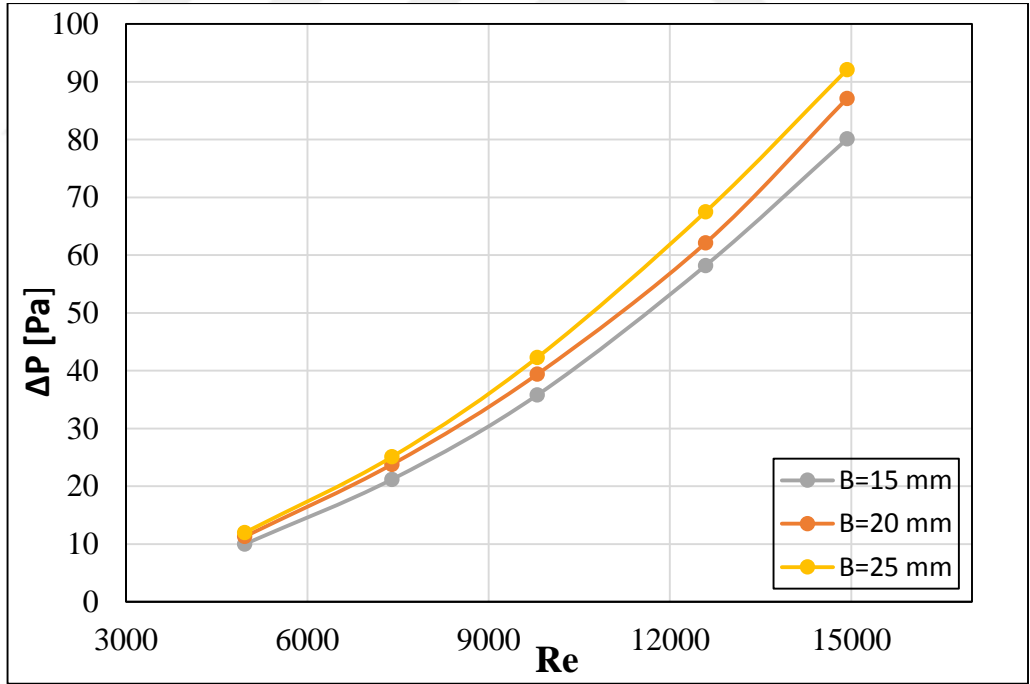
Şekil 4.28. $W/B=4$ ve $R=2$ mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



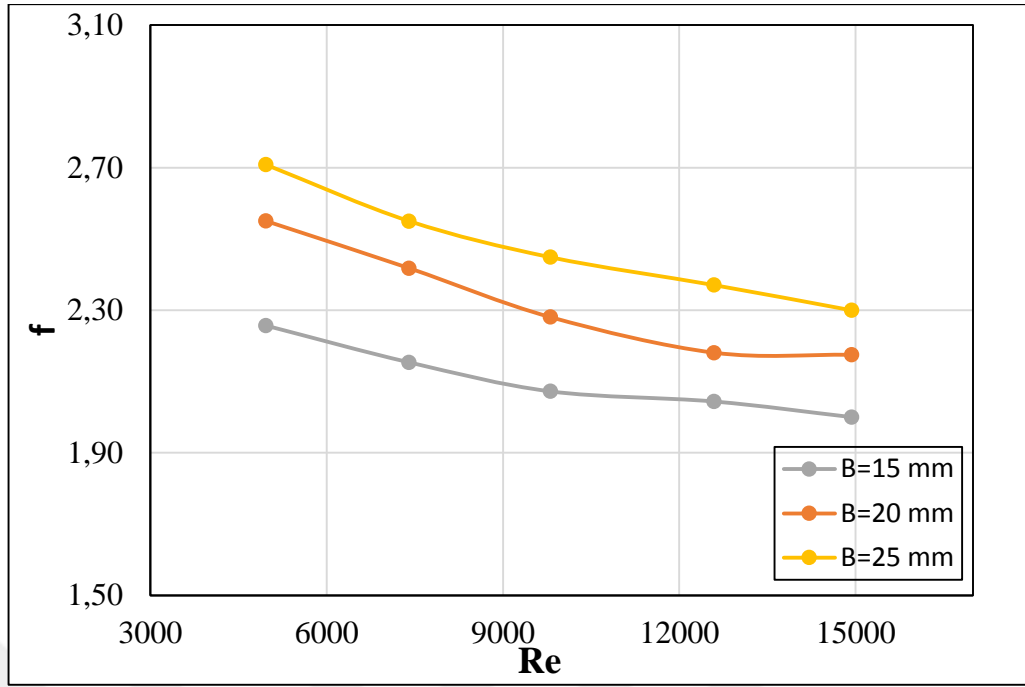
Şekil 4.29. $W/B=4$ ve $R=2$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişim



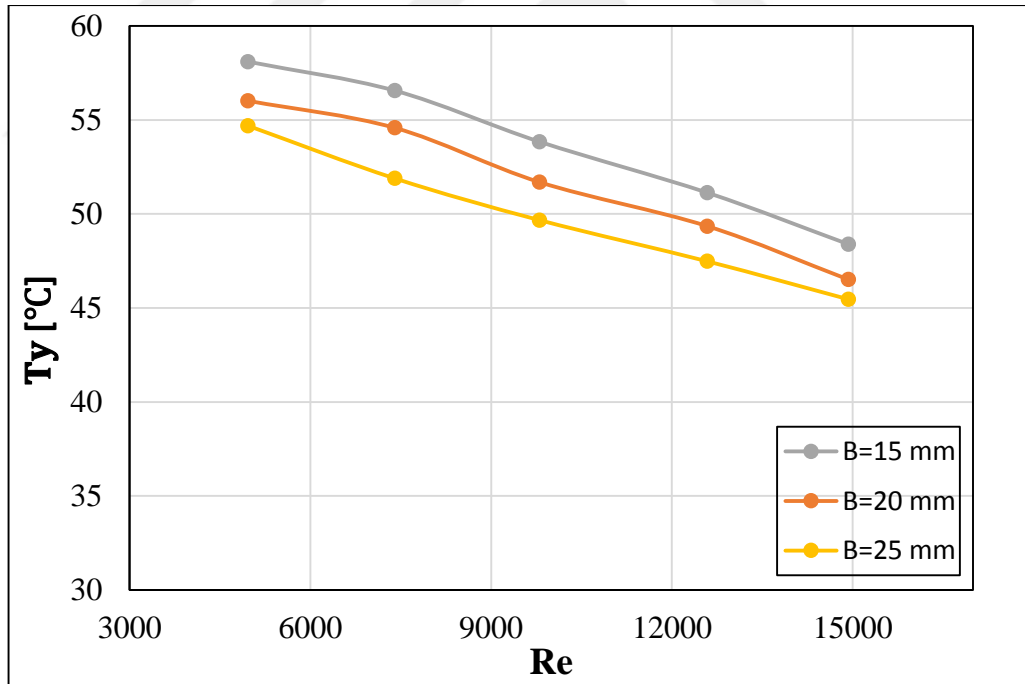
Şekil 4.30. $W/B=4$ ve $R=2$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



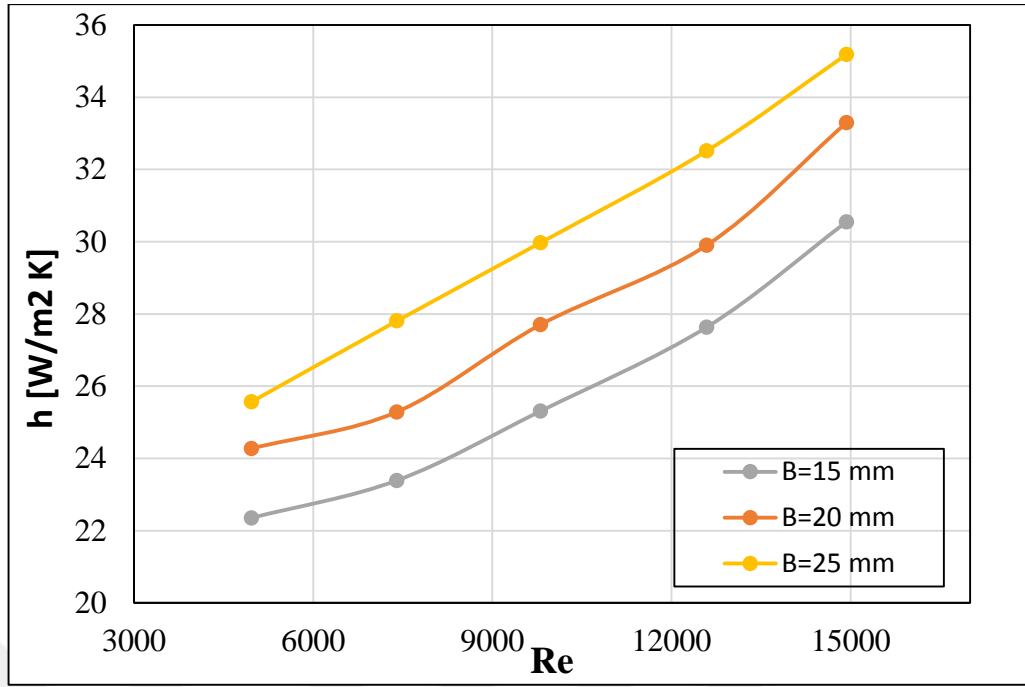
Şekil 4.31. $W/B=4$ ve $R=2$ mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



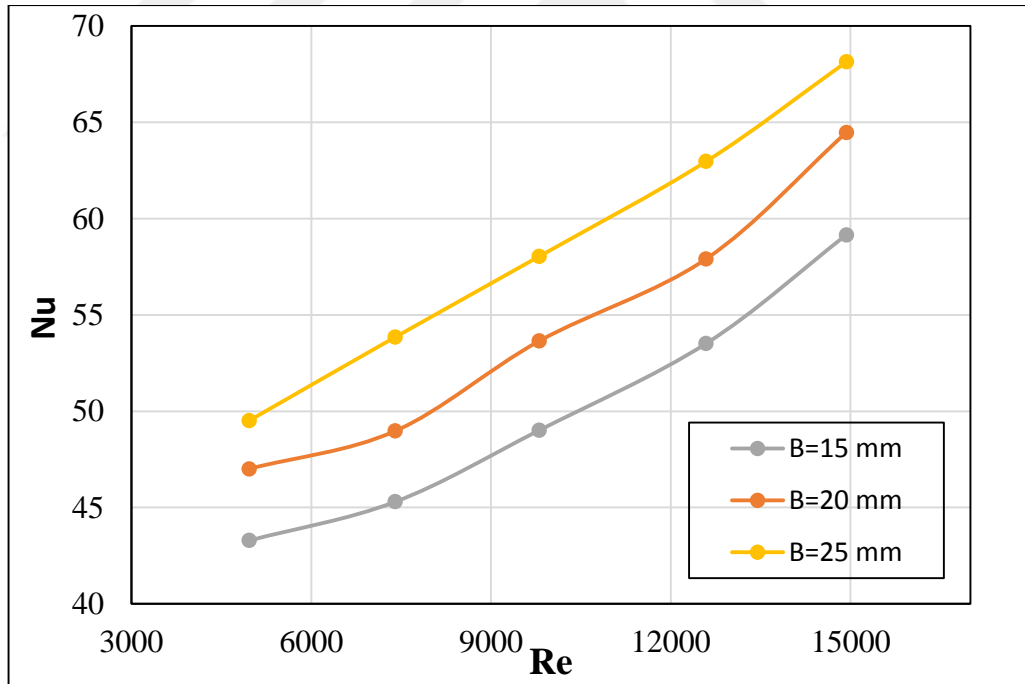
Şekil 4.32. $W/B=4$ ve $R=2$ mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



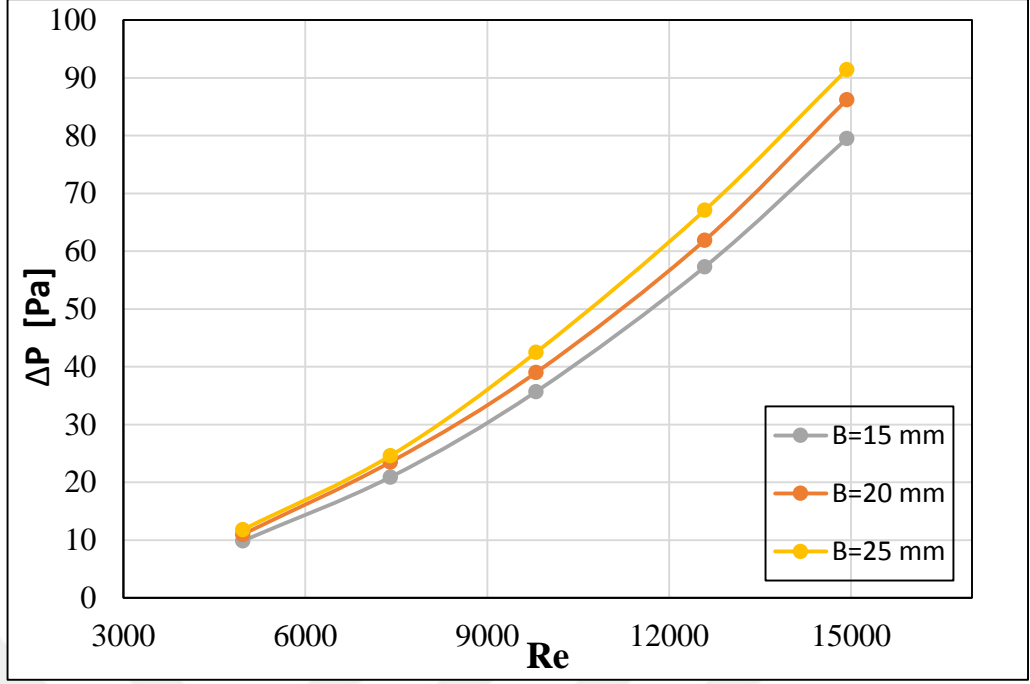
Şekil 4.33. $W/B=4$ ve $R=4$ mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



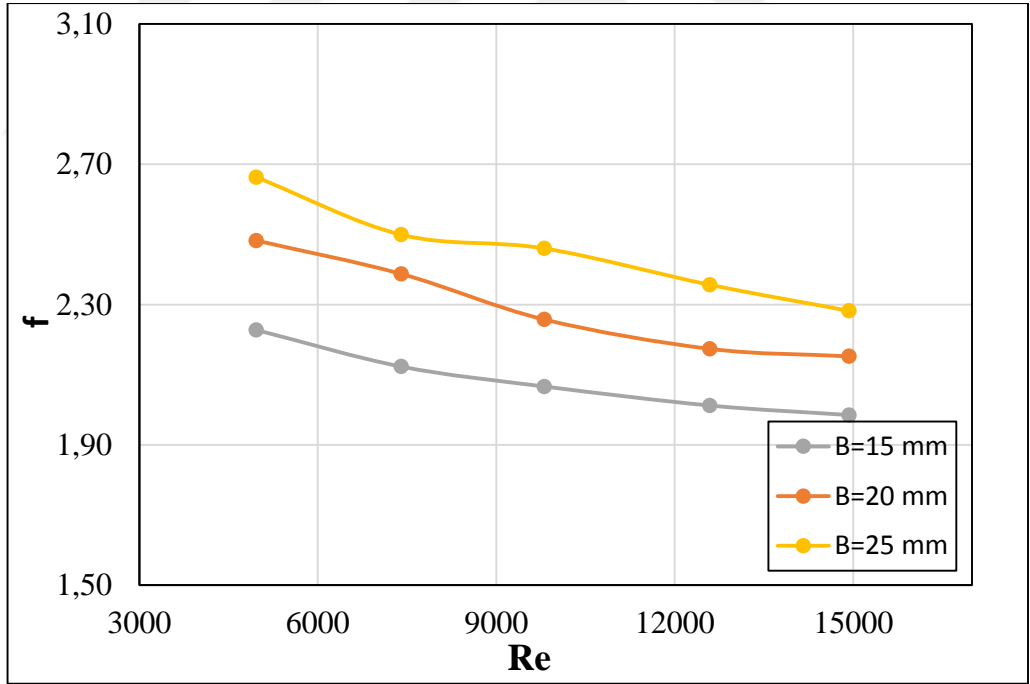
Şekil 4.34. $W/B=4$ ve $R=4$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi



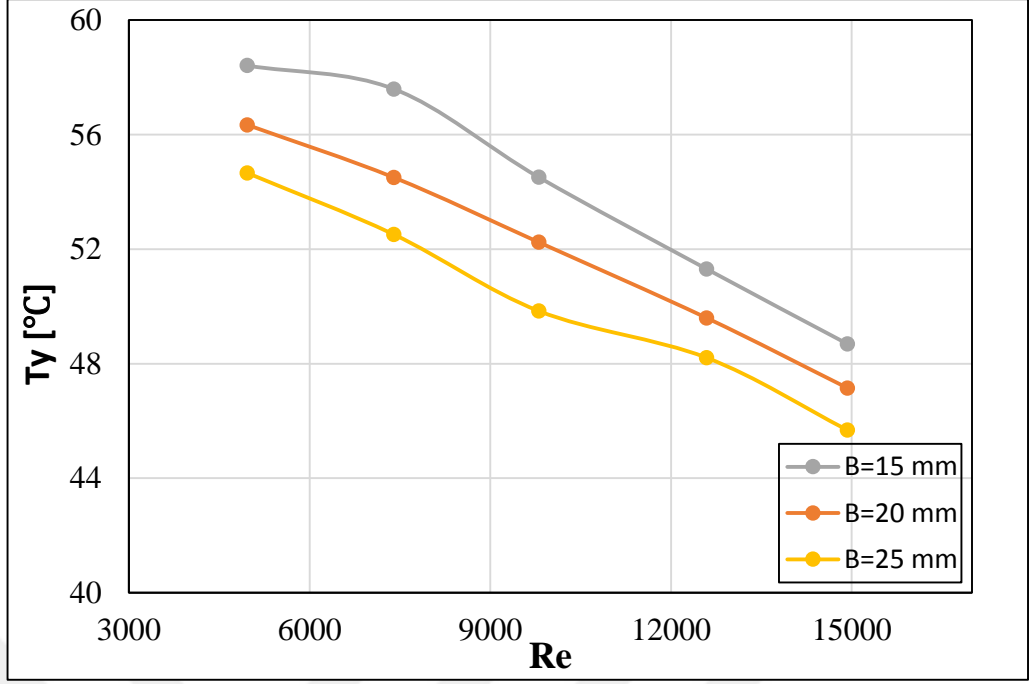
Şekil 4.35. $W/B=4$ ve $R=4$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



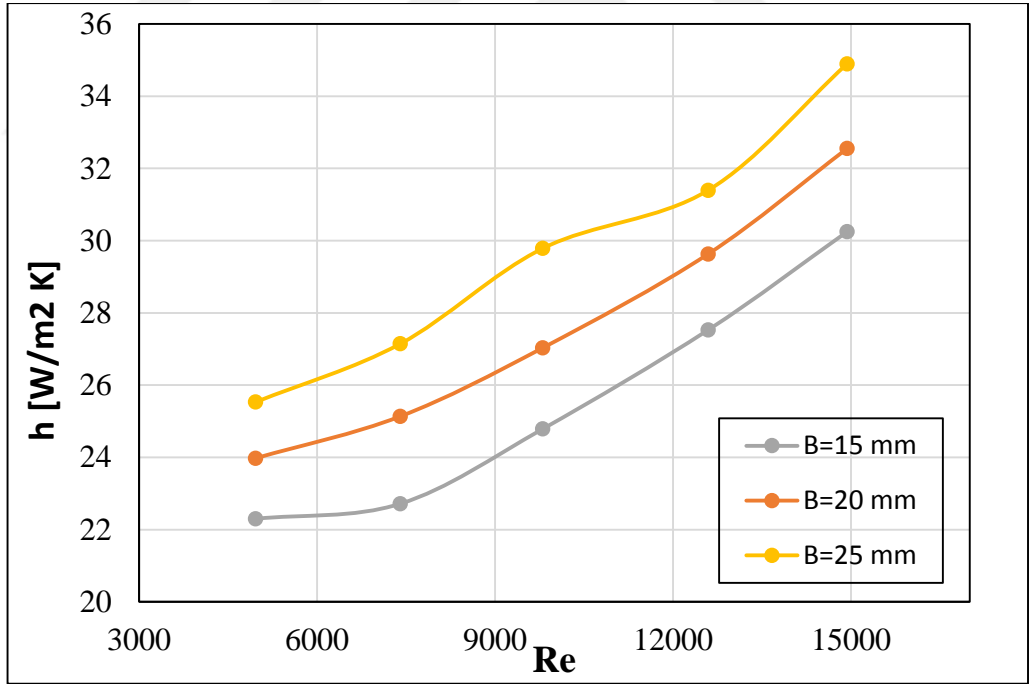
Şekil 4.36. W/B=4 ve R=4 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



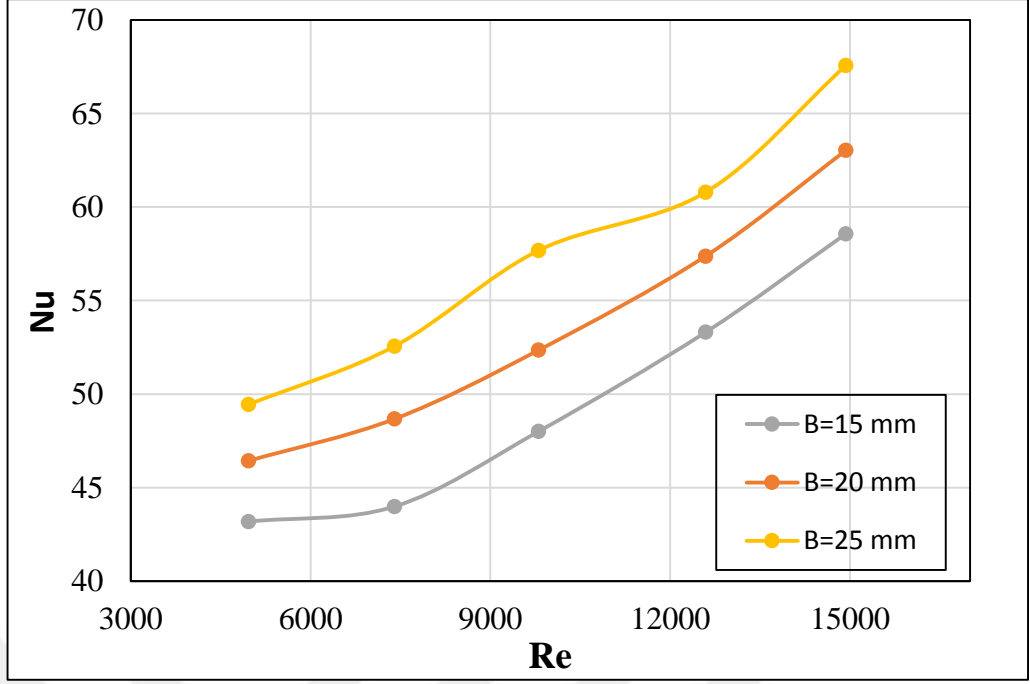
Şekil 4.37. W/B=4 ve R=4 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



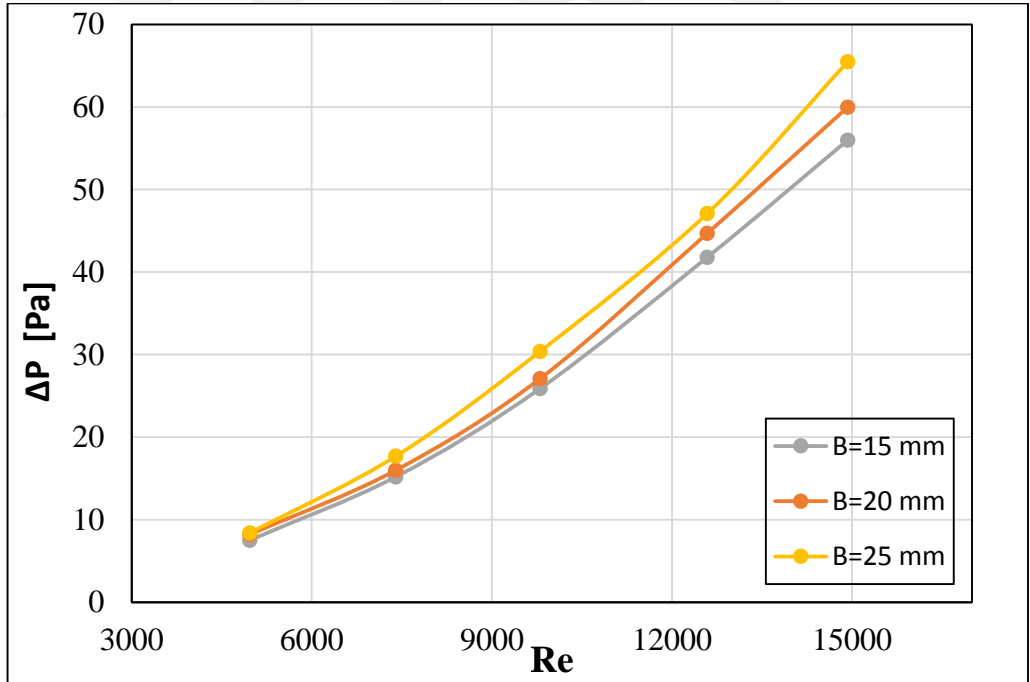
Şekil 4.38. $W/B=3$ ve $R=2$ mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



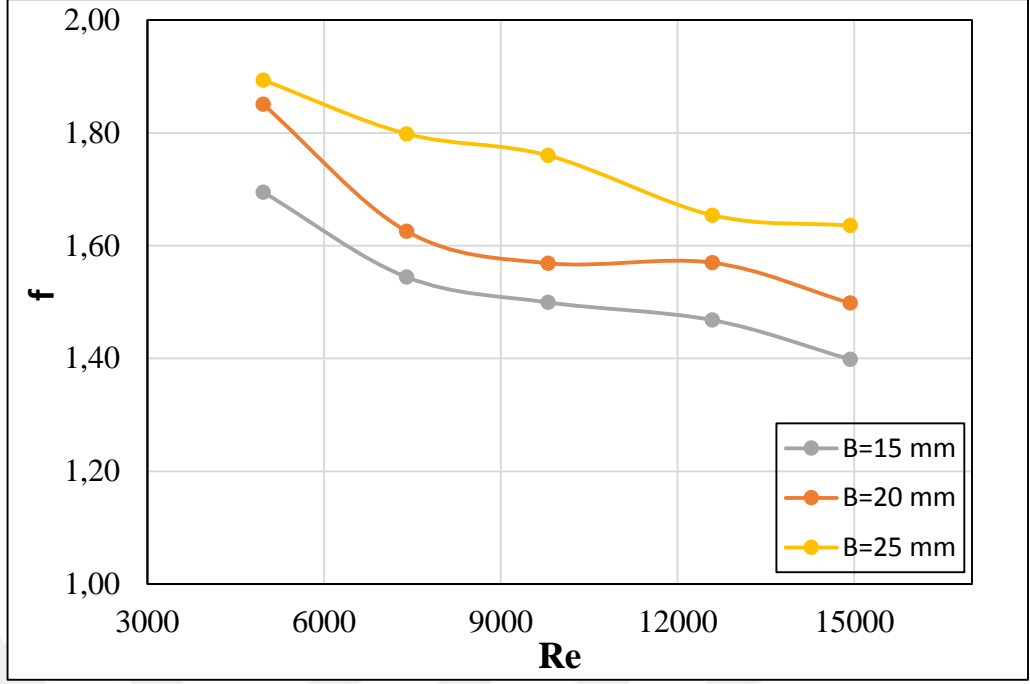
Şekil 4.39. $W/B=3$ ve $R=2$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi



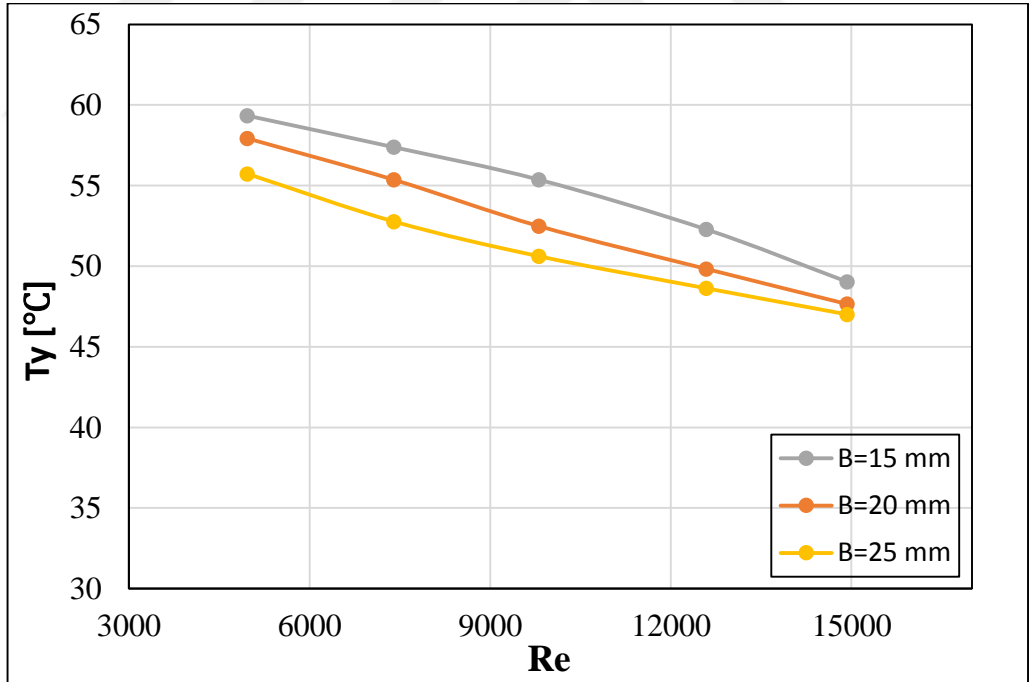
Şekil 4.40. $W/B=3$ ve $R=2$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



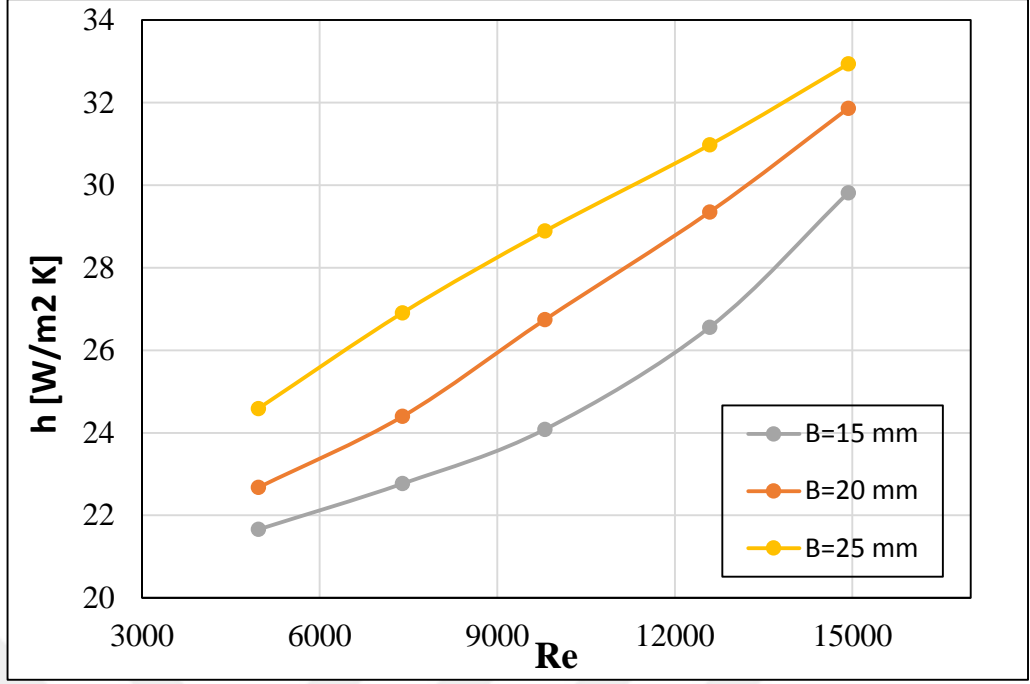
Şekil 4.41. $W/B=3$ ve $R=2$ mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



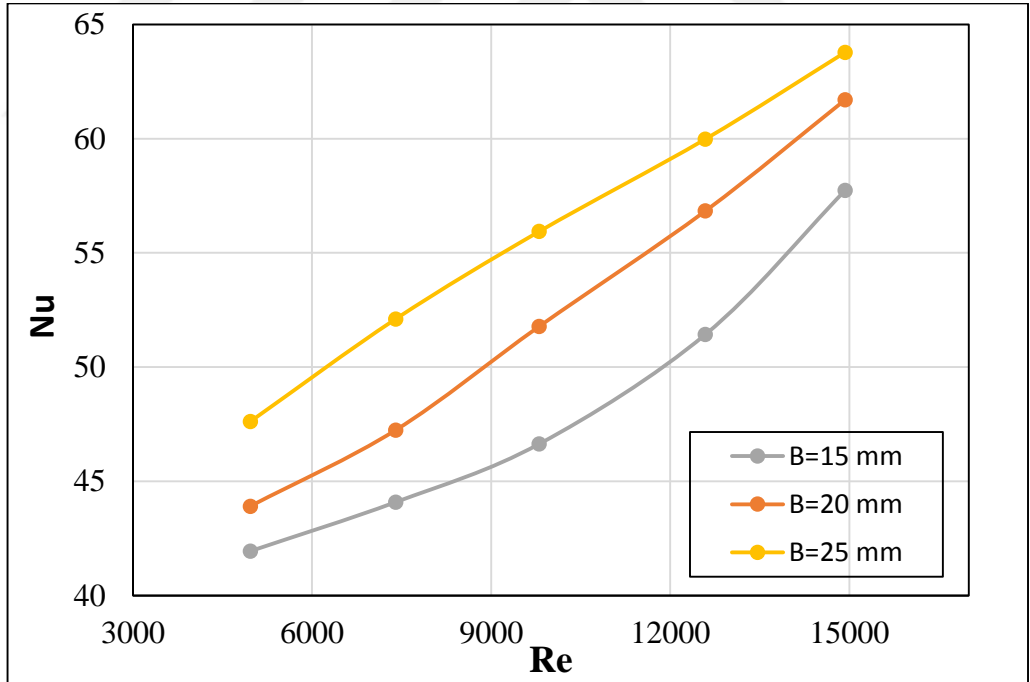
Şekil 4.42. $W/B=3$ ve $R=2$ mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



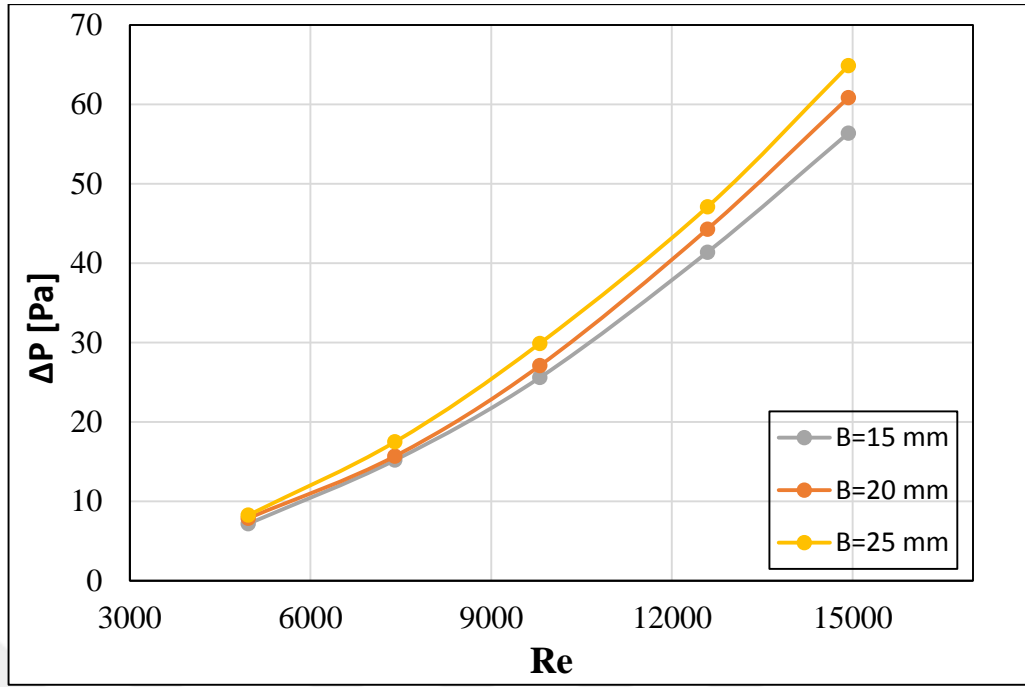
Şekil 4.43. $W/B=3$ ve $R=4$ mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



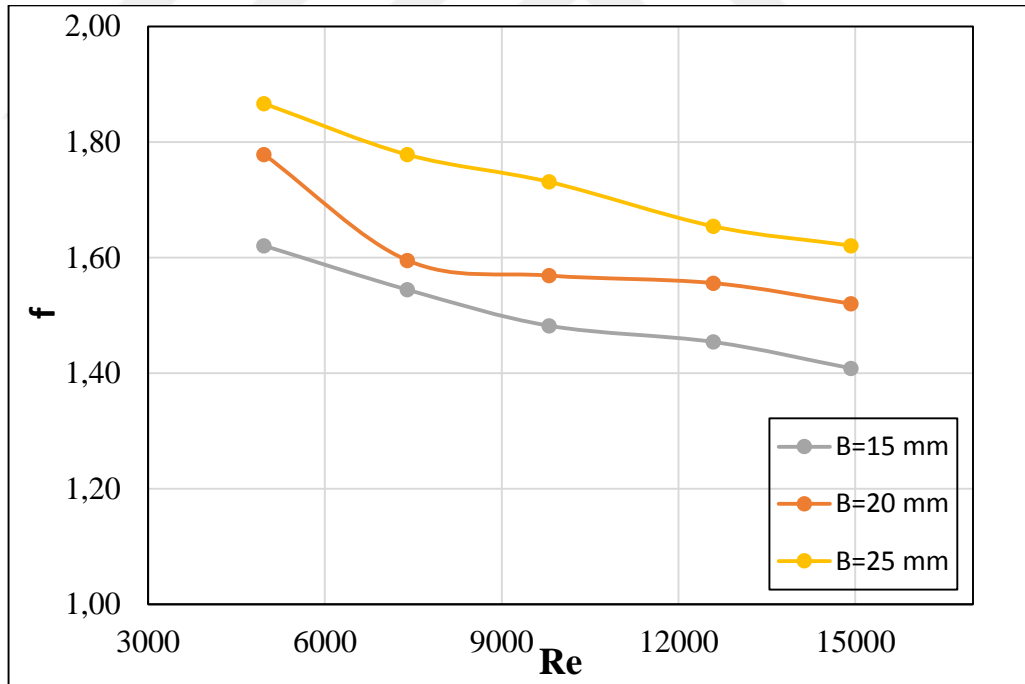
Şekil 4.44. $W/B=3$ ve $R=4$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi



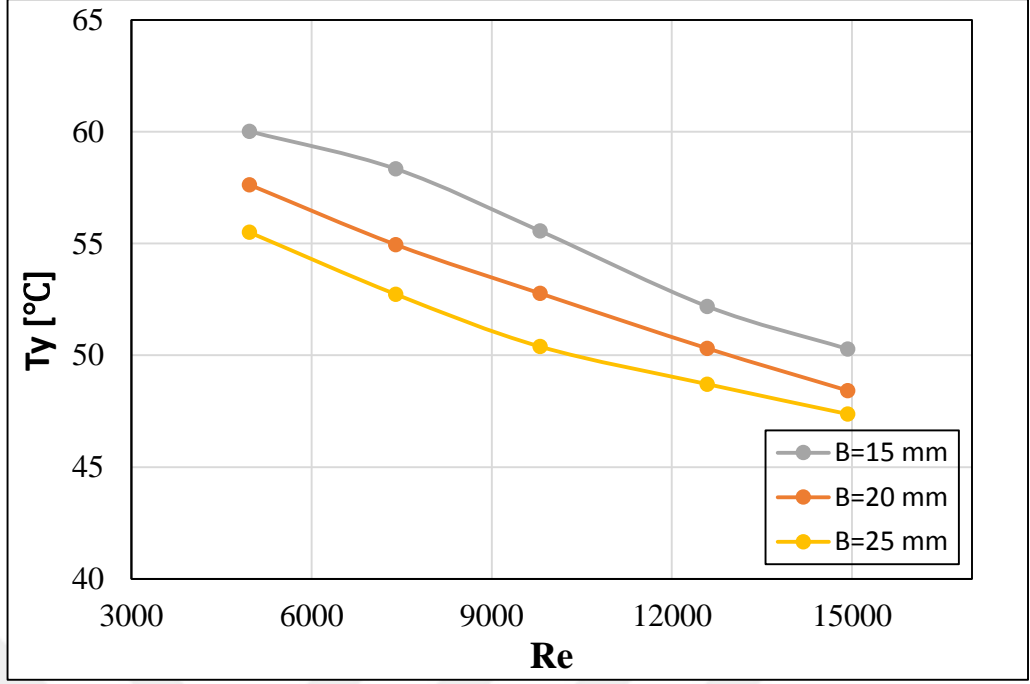
Şekil 4.45. $W/B=3$ ve $R=4$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



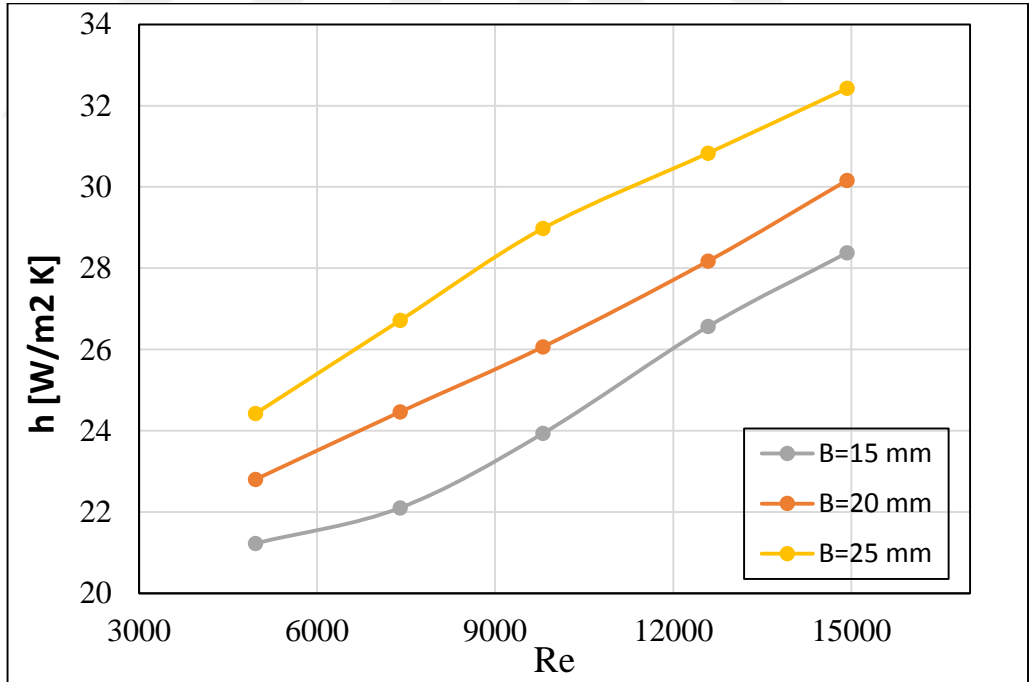
Şekil 4.46. W/B=3 ve R=4 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



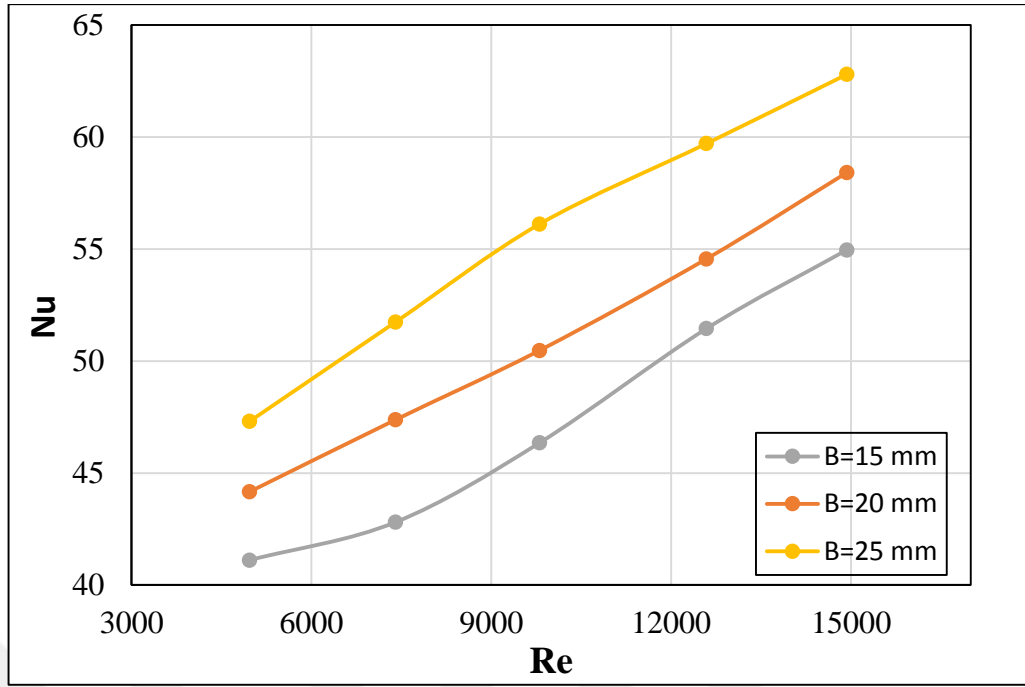
Şekil 4.47. W/B=3 ve R=4 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



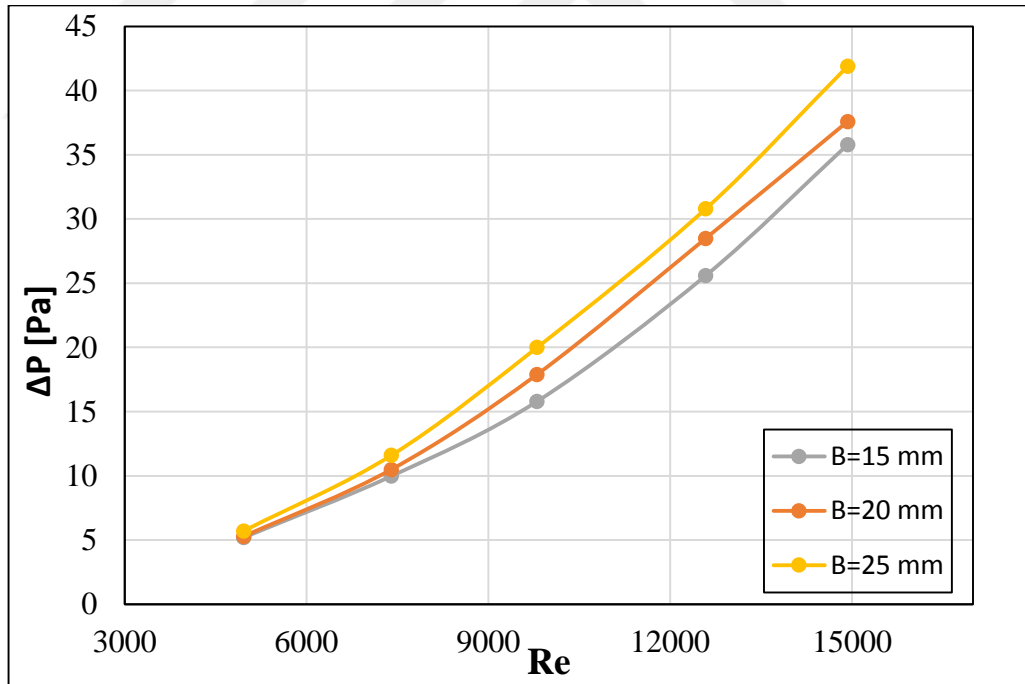
Şekil 4.48. W/B=2 ve R=2 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



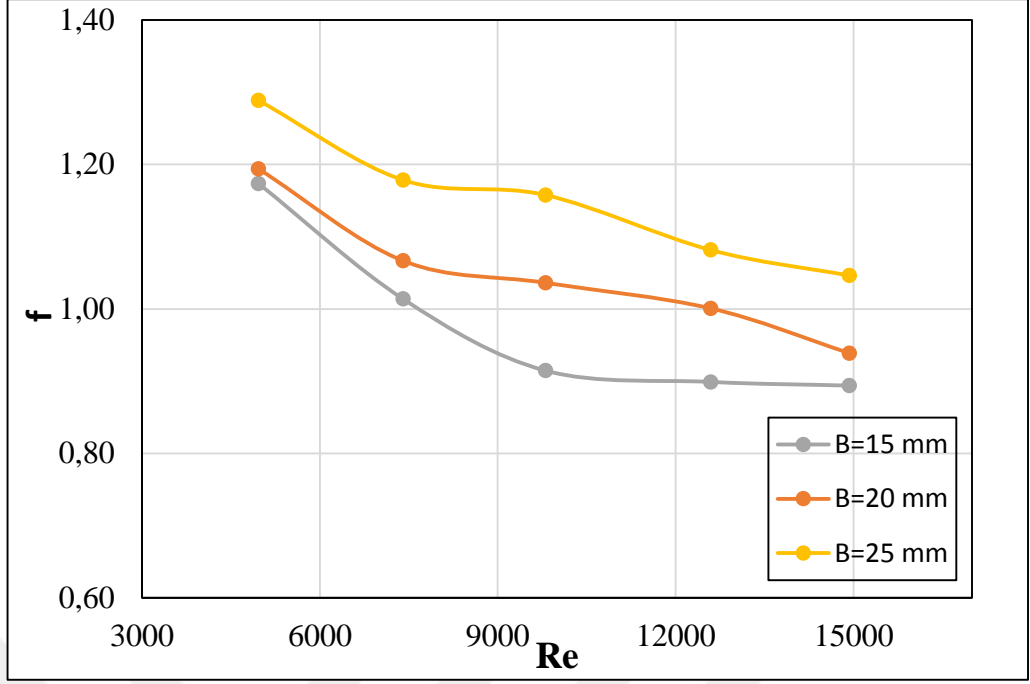
Şekil 4.49. W/B=2 ve R=2 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi



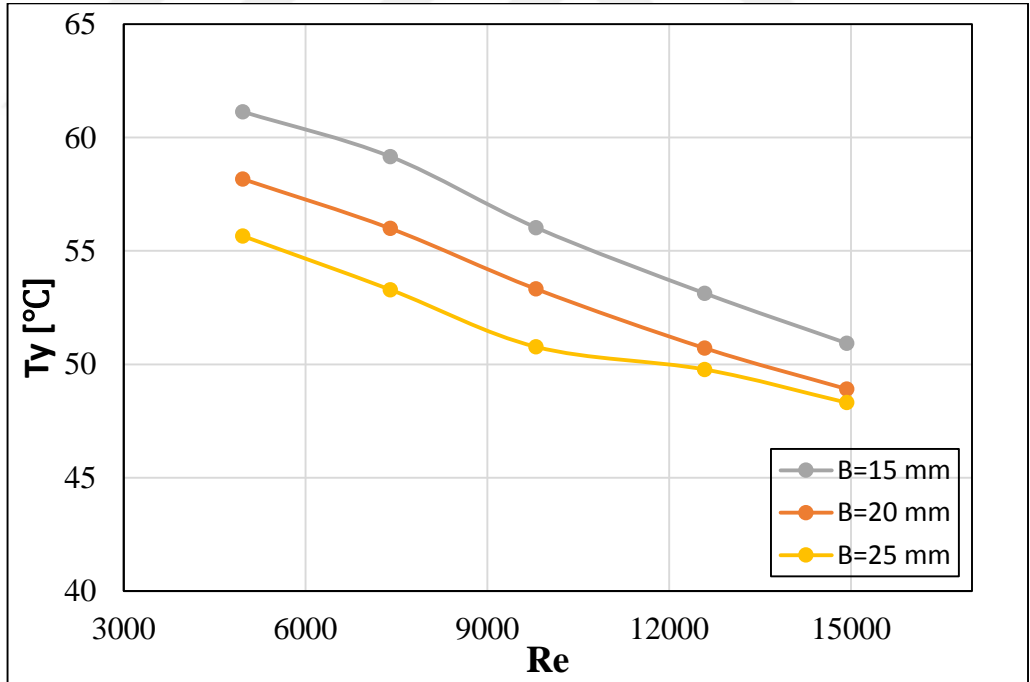
Şekil 4.50. $W/B=2$ ve $R=2$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



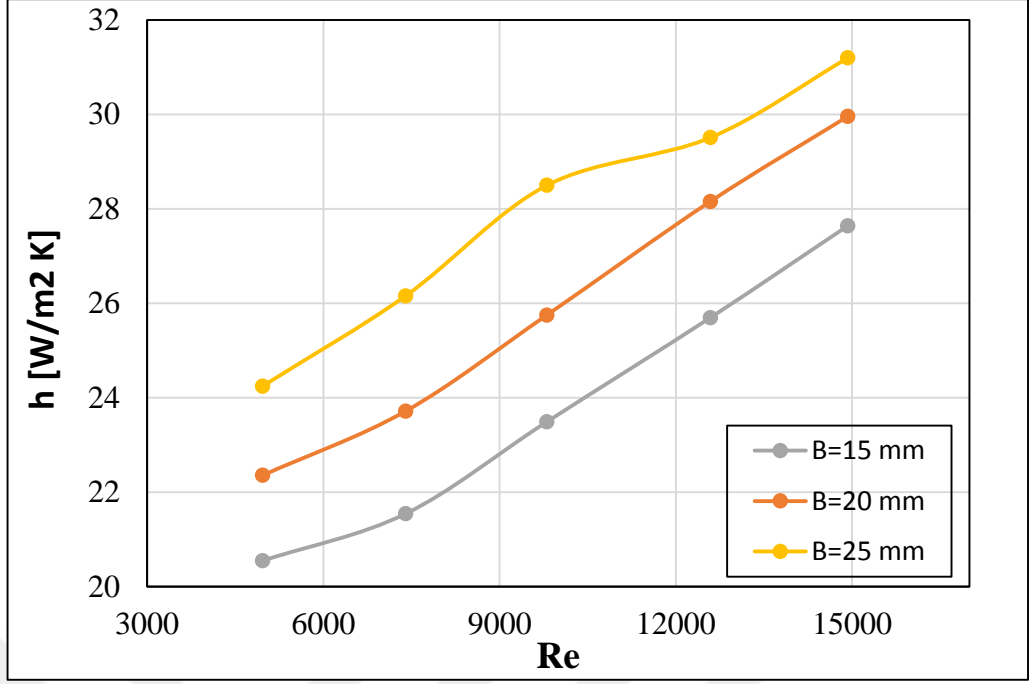
Şekil 4.51. $W/B=2$ ve $R=2$ mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



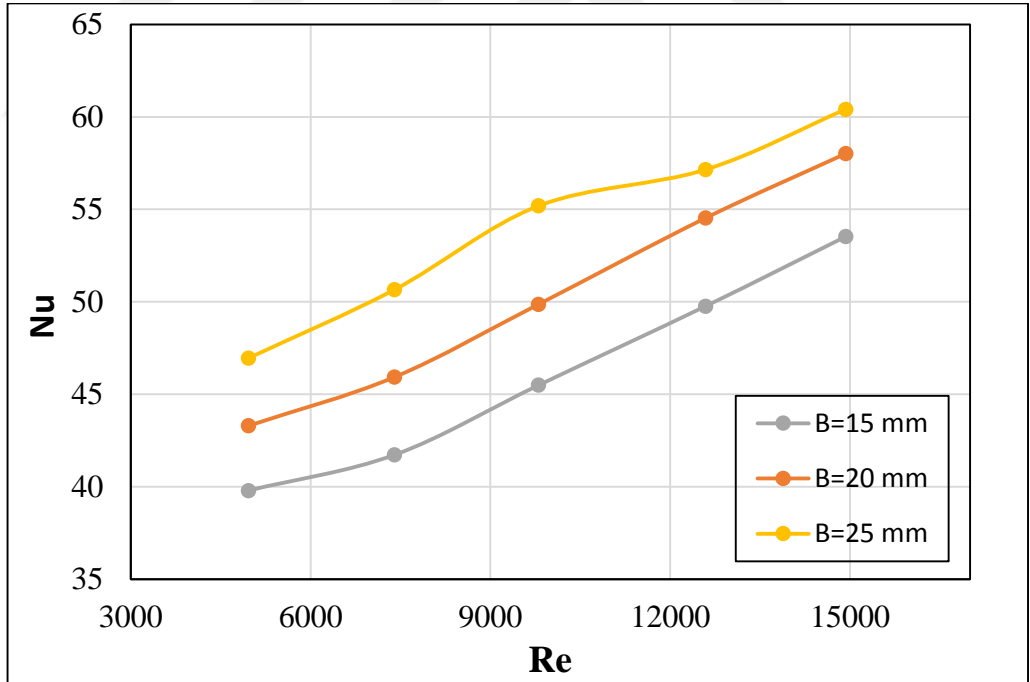
Şekil 4.52. W/B=2 ve R=2 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



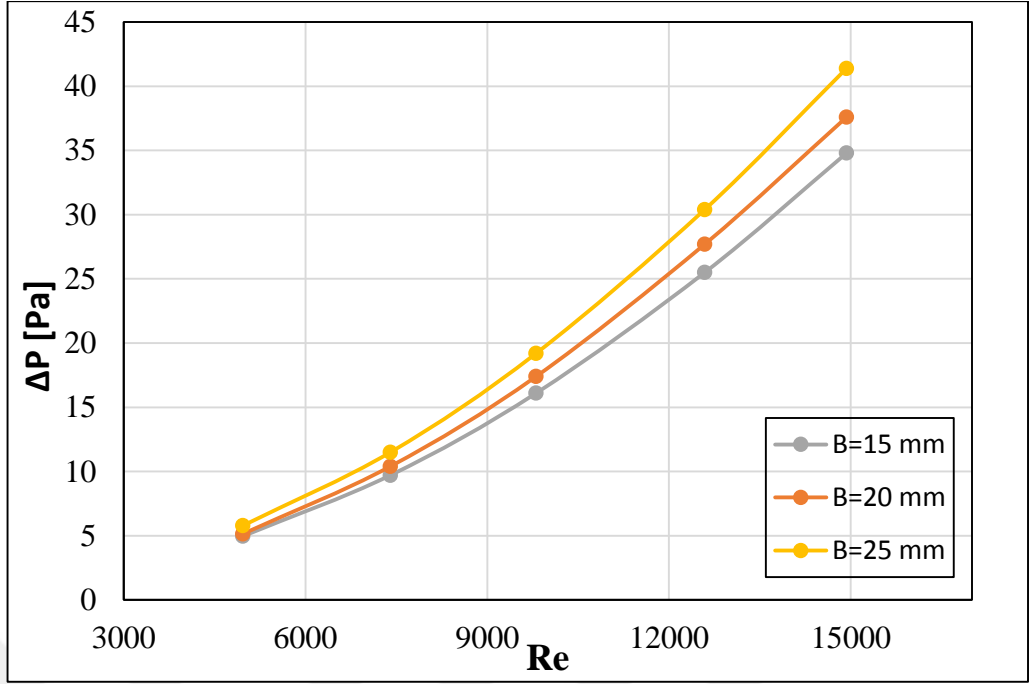
Şekil 4.53. W/B=2 ve R=4 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



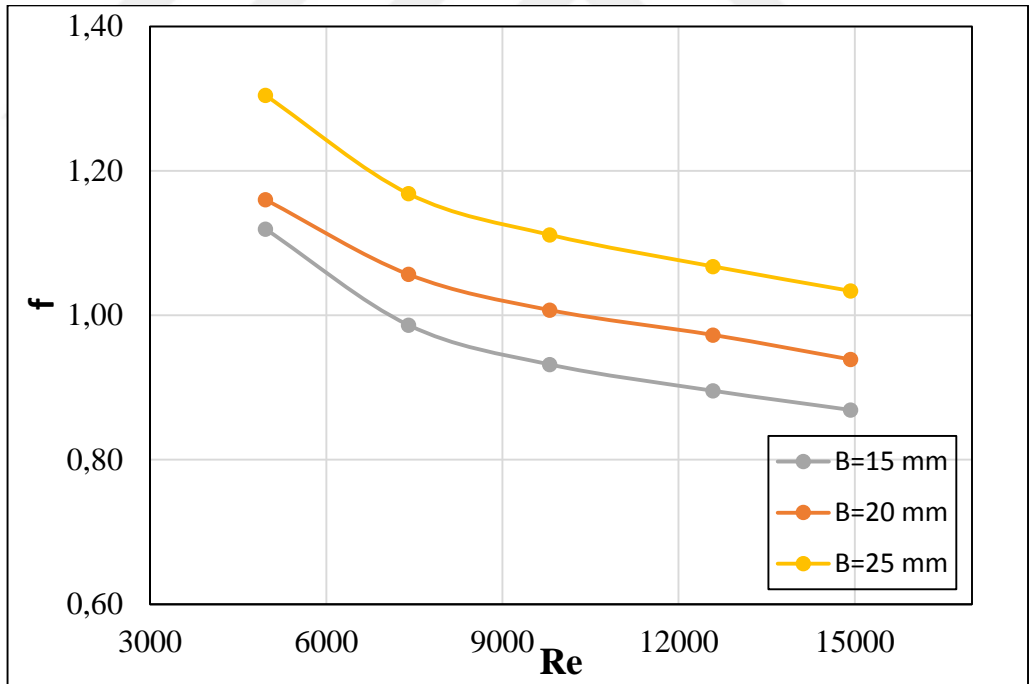
Şekil 4.54. $W/B=2$ ve $R=4$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.55. $W/B=2$ ve $R=4$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



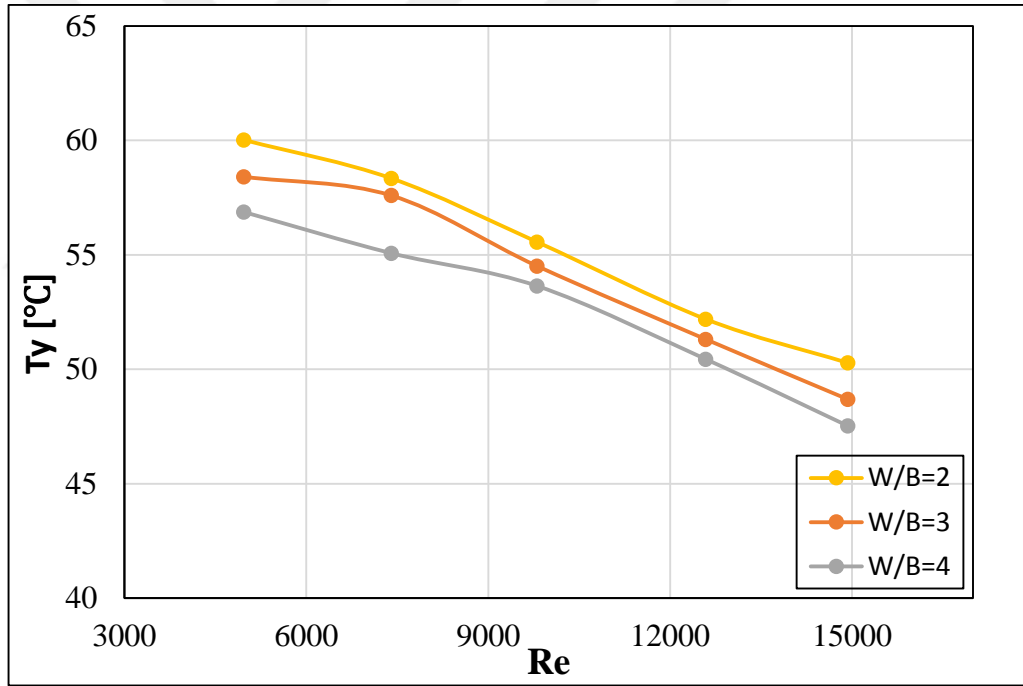
Şekil 4.56. $W/B=2$ ve $R=4$ mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



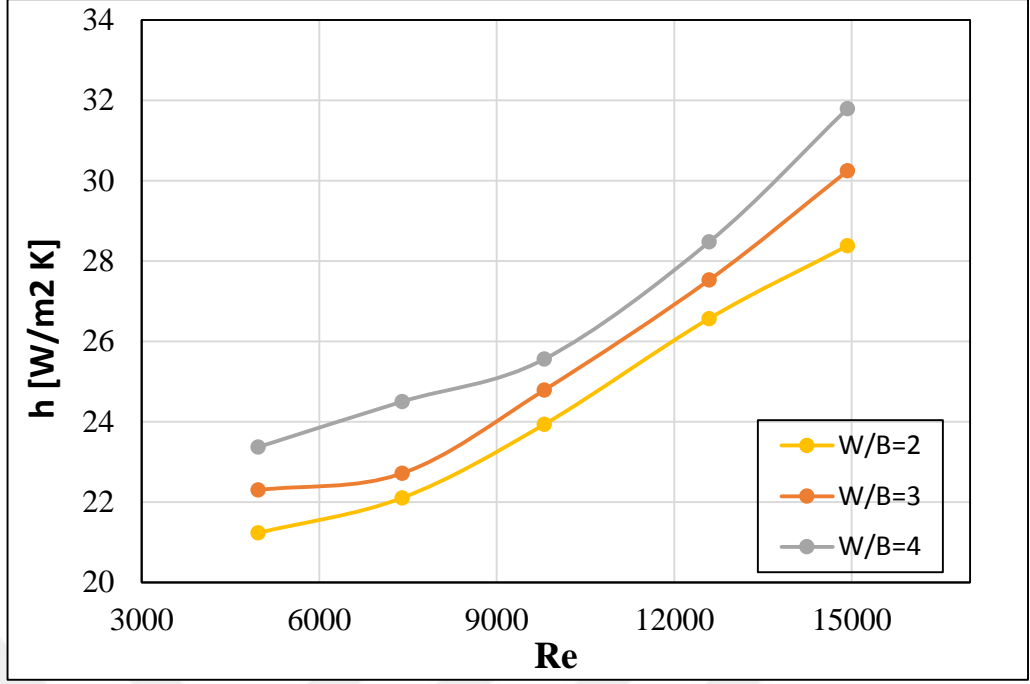
Şekil 4.57. $W/B=2$ ve $R=4$ mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 4.58'de $B=15$ mm kenar uzunluğu ve $R=2$ mm eğrilik yarıçapı için farklı W/B boşluk oranlarında yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi sunulmuştur.

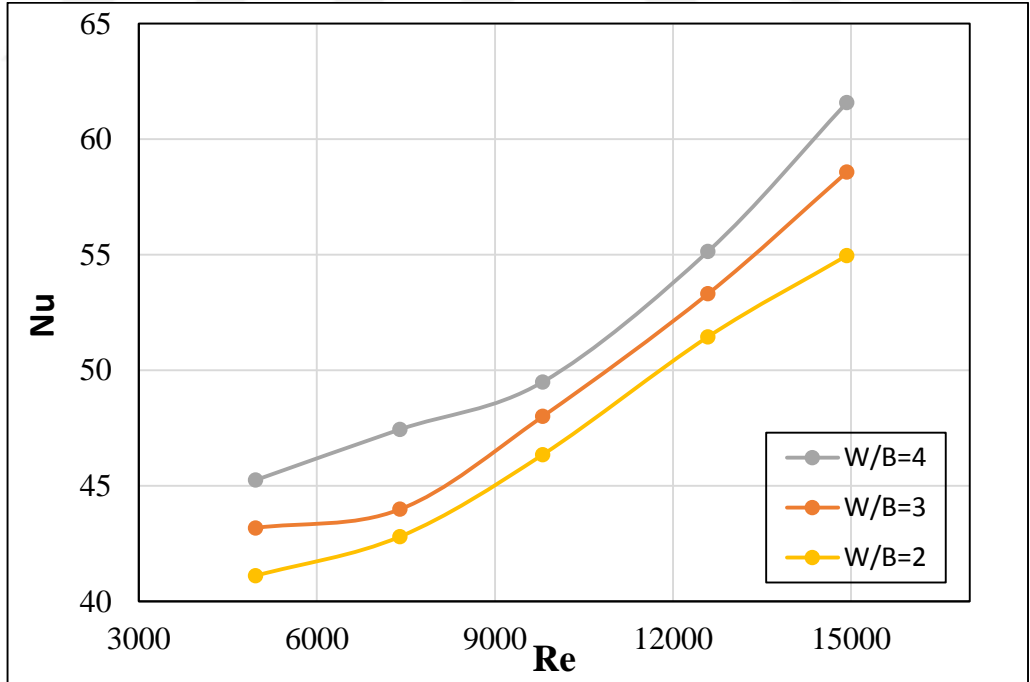
Şekil incelendiğinde düşük boşluk oranı için ($W/B=2$) yüzey sıcaklıklarının büyük boşluk oranlarına göre bir miktar yukarıda kaldığı görülmektedir. Bu durum Şekil 4.59'da verilen taşınım katsayısı ve Şekil 4.60'da verilen Nusselt sayısı sonuçlarından da görüleceği üzere büyük boşluk oranı ($W/B=4$) için daha yüksek ısı transfer sonuçlarının elde edilmesine yol açar. Isı transfer sonuçları açısından boşluk oranının neden olduğu belirgin bir fark gözlemlenmektedir. Bu durum test bölgesindeki düzensiz akış bölgelerinin uzunluğuyla ilişkilendirilebilir. İlk iç elemanın üzerinden geçen akışta sınır tabaka bozulur ve bu iç elemanın ardından tekrar oluşmaya başlar. Devamında ikinci iç elemanın üzerinden geçerek tekrar bozulur. Sınır tabakadaki bu etkileşimler ısı transferini artırmaktadır. İç elemanlar arasındaki mesafenin yani boşluk oranının artması bu elemanların ardında gelişen düzensiz akış bölgelerinin uzunluğunu büyütmektedir. Bu durumun ısı transferinin artmasında etkili olduğu düşünülmektedir.



Şekil 4.58. $B=15\text{mm}$ ve $R=2\text{ mm}$ için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



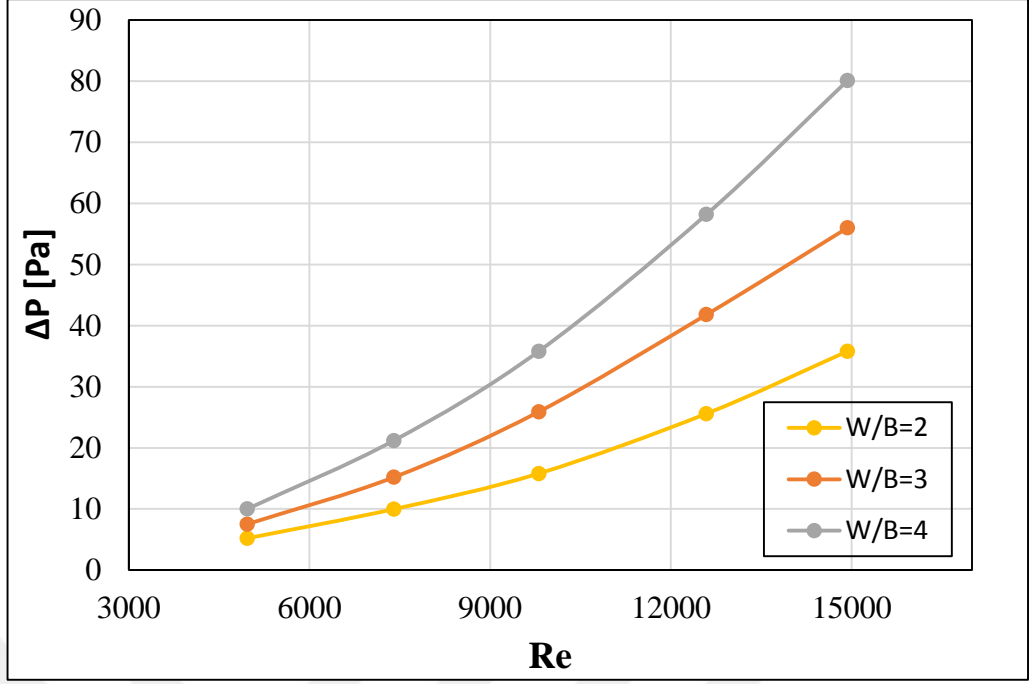
Şekil 4.59. B=15 mm ve R=2 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi



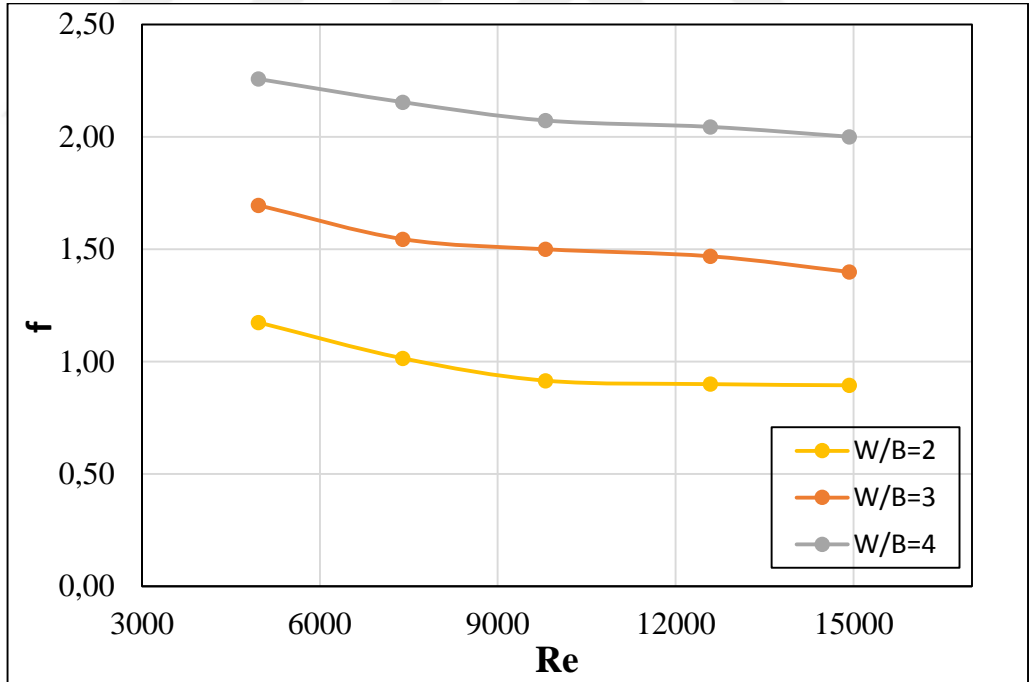
Şekil 4.60. B=15mm ve R=2 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 4.61’de 15 mm uzunlukta ve 2 mm’lik eğrilik yarıçapına sahip olan iç elemanlar için farklı boşluk oranlarındaki dizilimde basınç düşümü sunulurken, Şekil 4.62’de ise bu elemanlar için sürtünme faktörü değişimleri verilmiştir. Grafikler incelendiğinde belirli bir kenar uzunluğu ve eğrilik yarıçapı için W/B boşluk oranının basınç düşümü ve sürtünme faktörü sonuçları üzerinde önemli derecede etkili olduğu görülmektedir. Bu etki kenar uzunluğu veya yüzey eğrilik yarıçapı etkilerine kıyasla daha baskındır. Basınç düşümü için boşluk oranının etkisi artan Reynolds sayısı ile kuvvetlenirken sürtünme faktöründe de bu etki tüm Reynolds sayıları için benzer düzeydedir. Şekil 4.61’deki verilen sonuçlara bakılacak olursa, boşluk oranı W/B’nin 2’den 3’e çıkarılmasının basınç düşümünde %45 civarında bir artışa neden olduğu görülebilir. Benzer şekilde boşluk oranı 2’den 4’e çıkarıldığında ise bu oran %90 civarında olmaktadır. Artan boşluk oranıyla iç elemanların alt akım bölgelerinde meydana gelen akış düzensizliklerinin artması ve çalkantı bölgelerinin uzaması sürtünme faktöründe meydana gelen bu artışın sebebi olarak düşünülmektedir. Ayrıca artan Reynolds sayısı ile birlikte düzensiz akış bölgelerinde oluşan girdapların etkinliği de artmaktadır. Bu durum Reynolds sayısının artmasıyla basınç düşümündeki farkın kuvvetlenmesine neden olur.

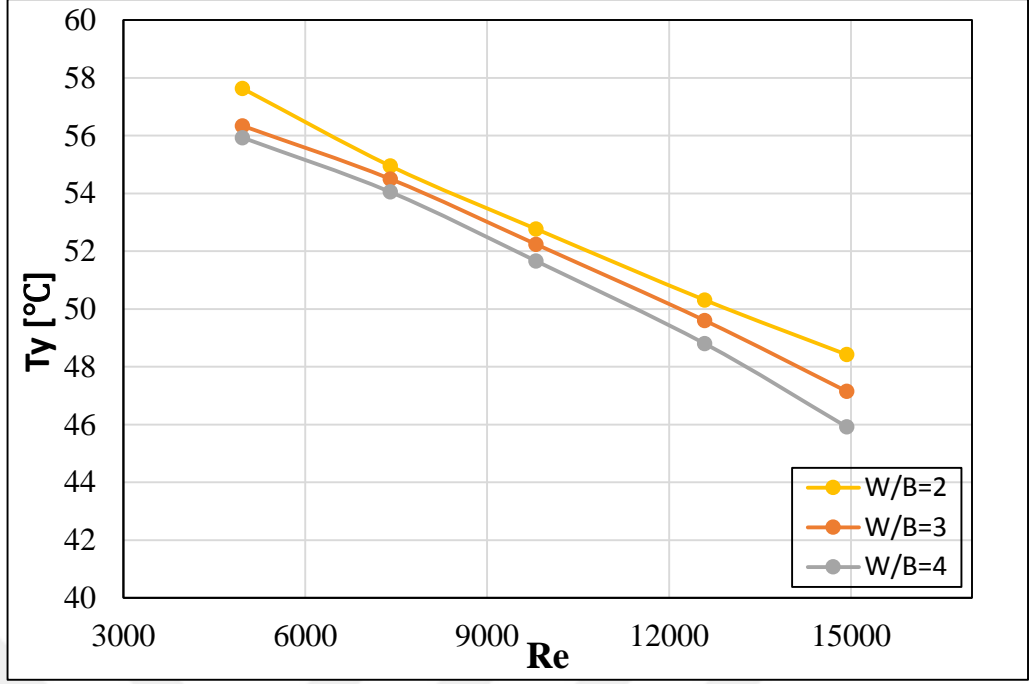
Devam eden bölümde Şekil 4.63, 4.64, 4.65, 4.66 ve 4.67 B=20 mm ve R=2 mm için sunulmuştur ve farklı boşluk oranlarının sırasıyla yüzey sıcaklığı, ısı taşınım katsayısı, Nusselt sayısı, basınç düşümü ve sürtünme faktörü üzerine etkilerini içermektedir. Benzer olarak Şekil 4.68-72 B=25 – R=2 mm için, Şekil 4.73-77 B=15 – R=4 mm için, Şekil 4.78-82 B=20 – R=4 mm için ve son olarak Şekil 4.83-87 ise B=25 – R=4 mm için verilmektedir. Tüm bu grafiklerde hem ısı transferi hem de akış karakteristikleri yönüyle B=15 mm ve R=2 mm için açıklanan durumlara paralel sonuçlar ve eğilimler gözlemlenmiştir.



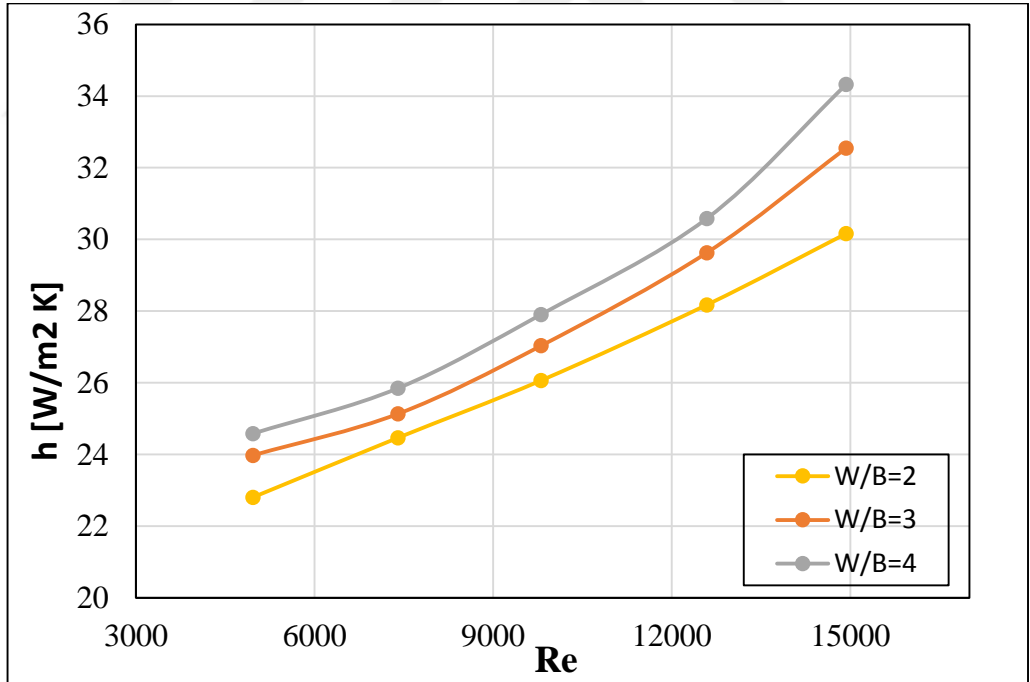
Şekil 4.61. B=15mm ve R=2 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



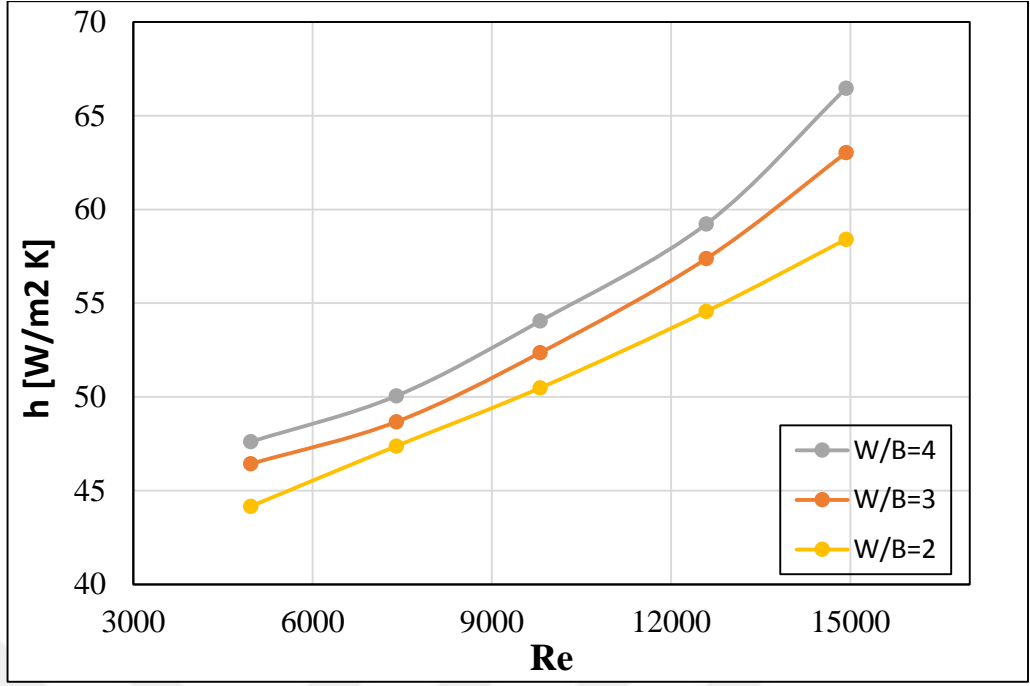
Şekil 4.62. B=15mm ve R=2 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



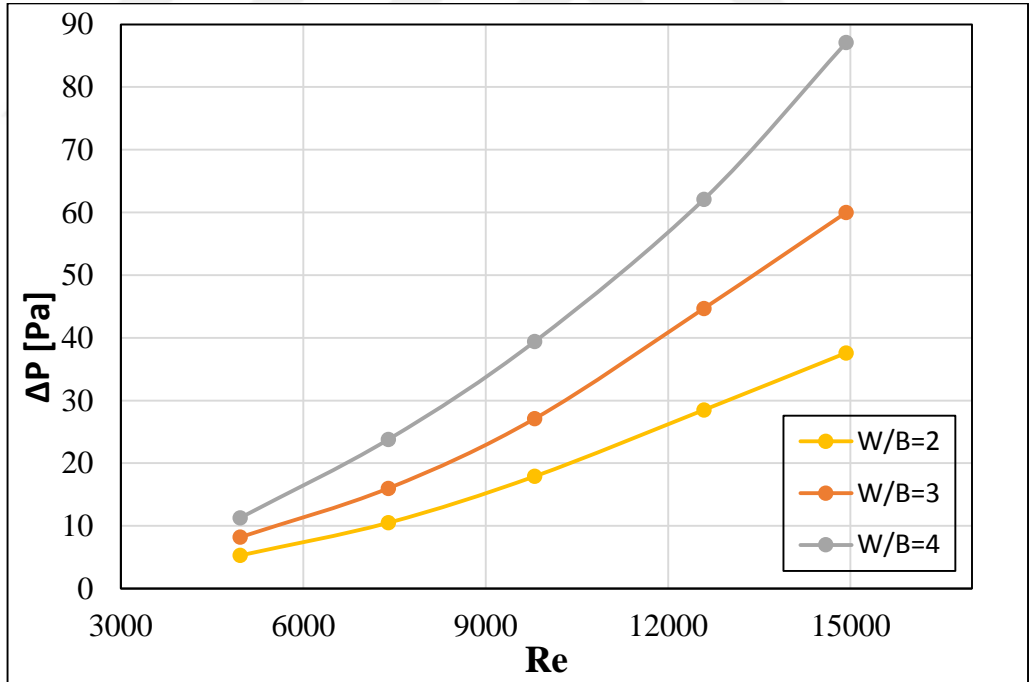
Şekil 4.63. B=20 mm ve R=2 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



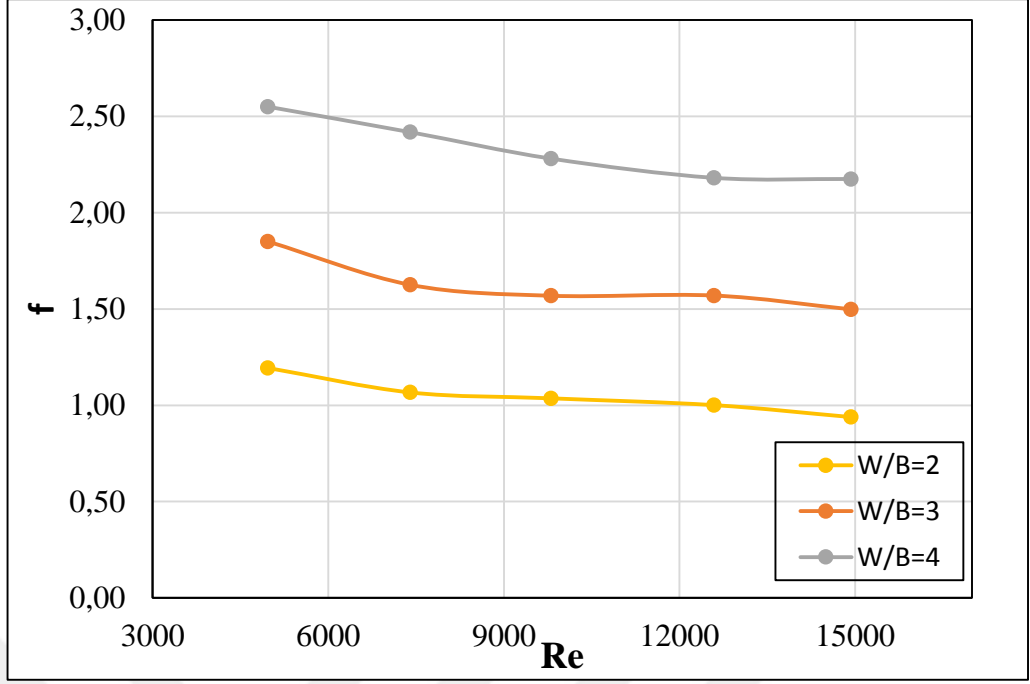
Şekil 4.64. B=20 mm ve R=2 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi



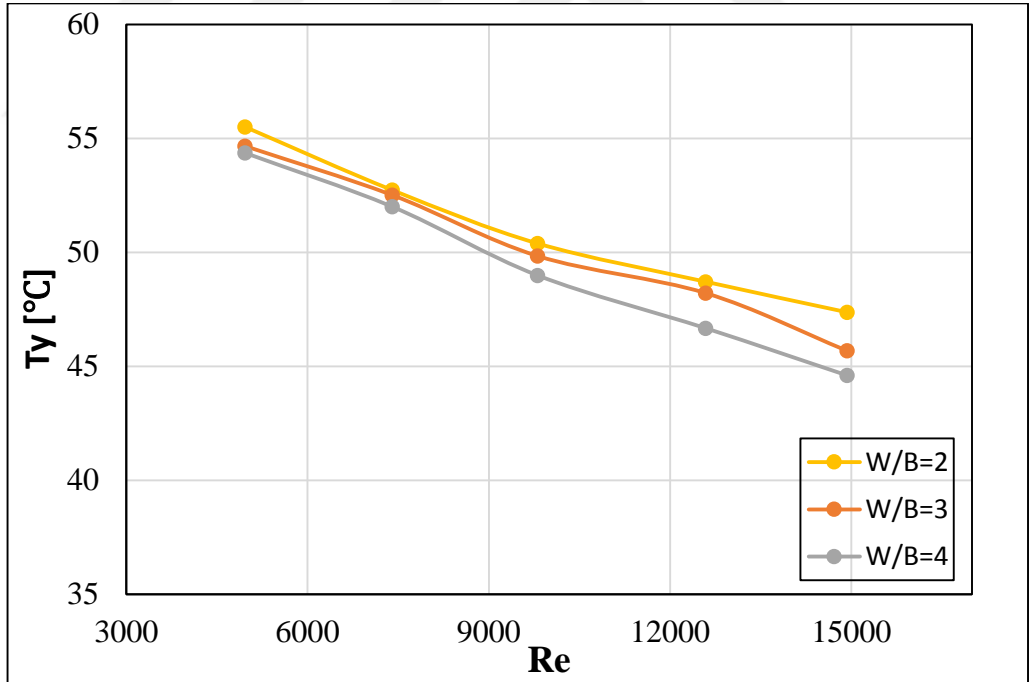
Şekil 4.65. B=20 mm ve R=2 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



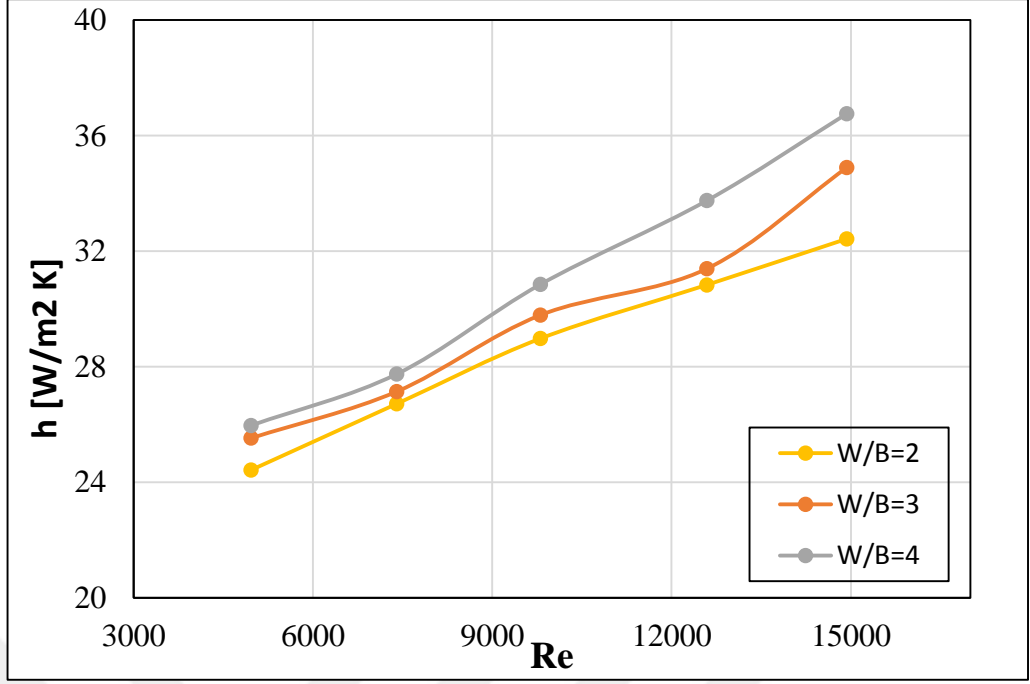
Şekil 4.66. B=20 mm ve R=2 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



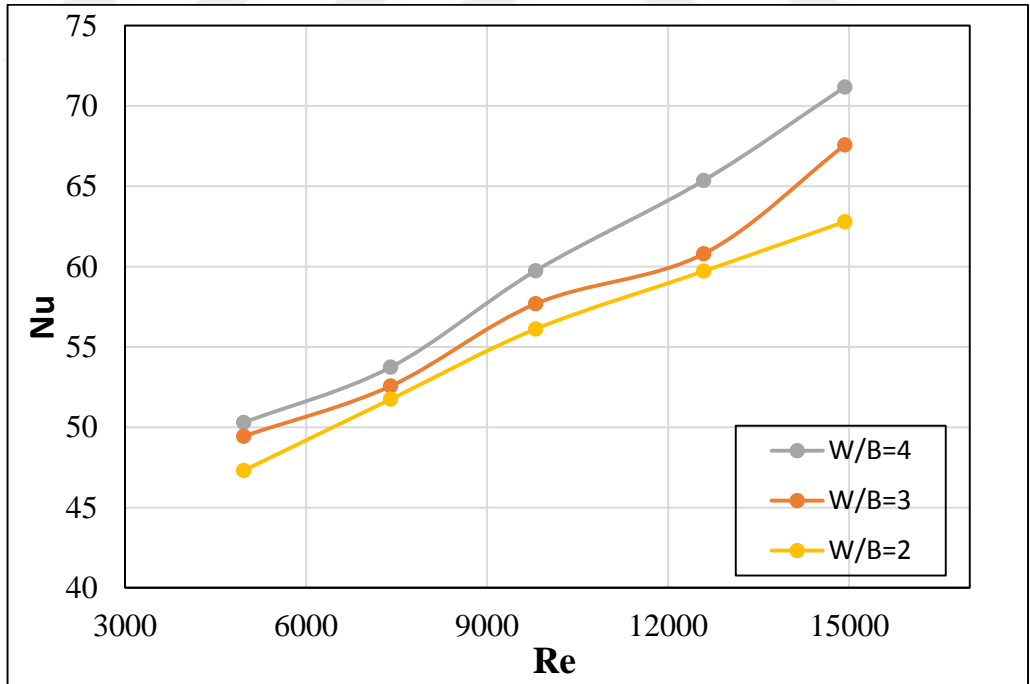
Şekil 4.67. B=20 mm ve R=2 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



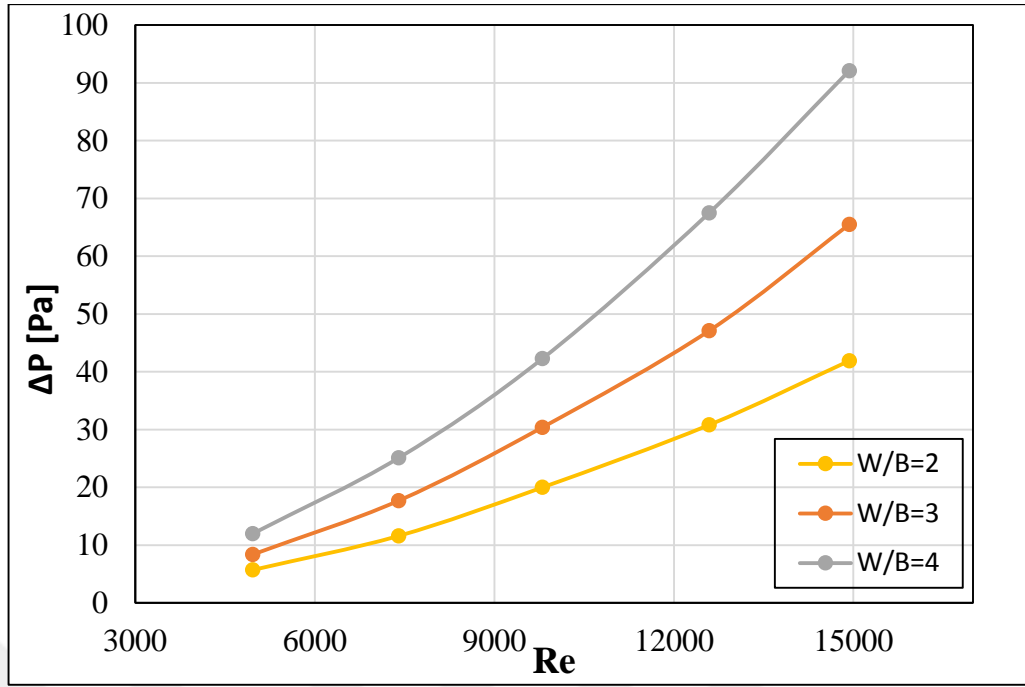
Şekil 4.68. B=25 mm ve R=2 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



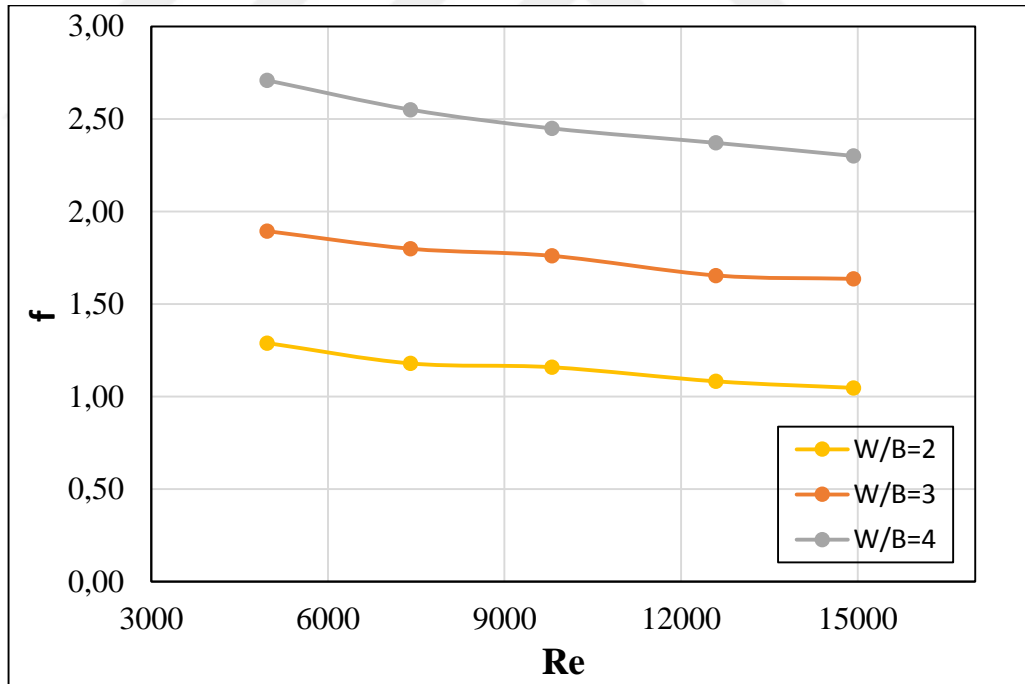
Şekil 4.69. B=25 mm ve R=2 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi



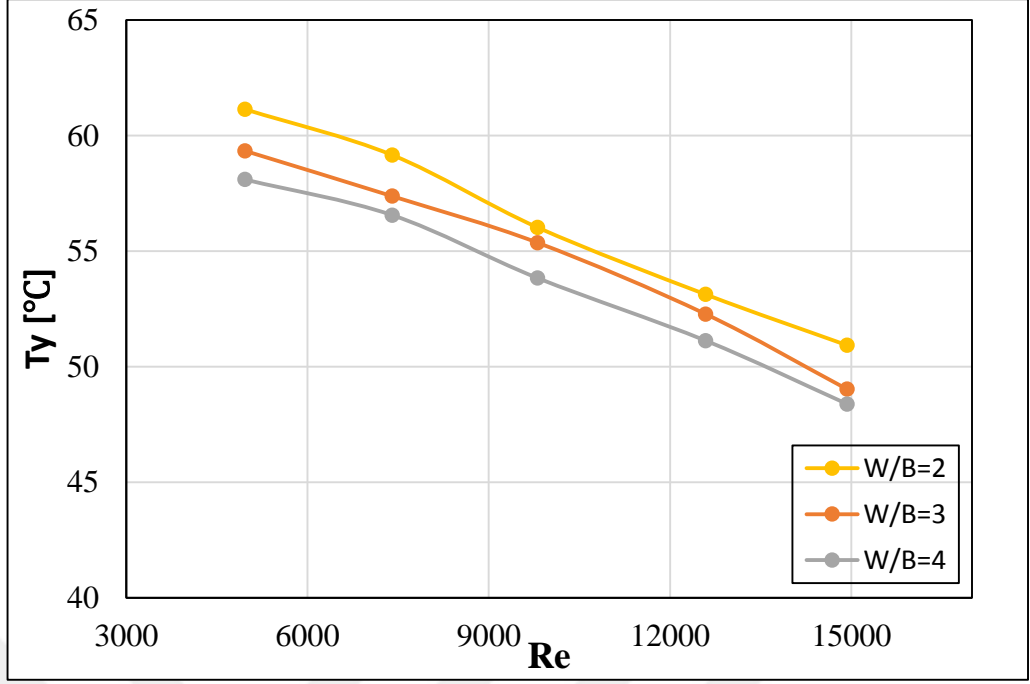
Şekil 4.70. B=25 mm ve R=2 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



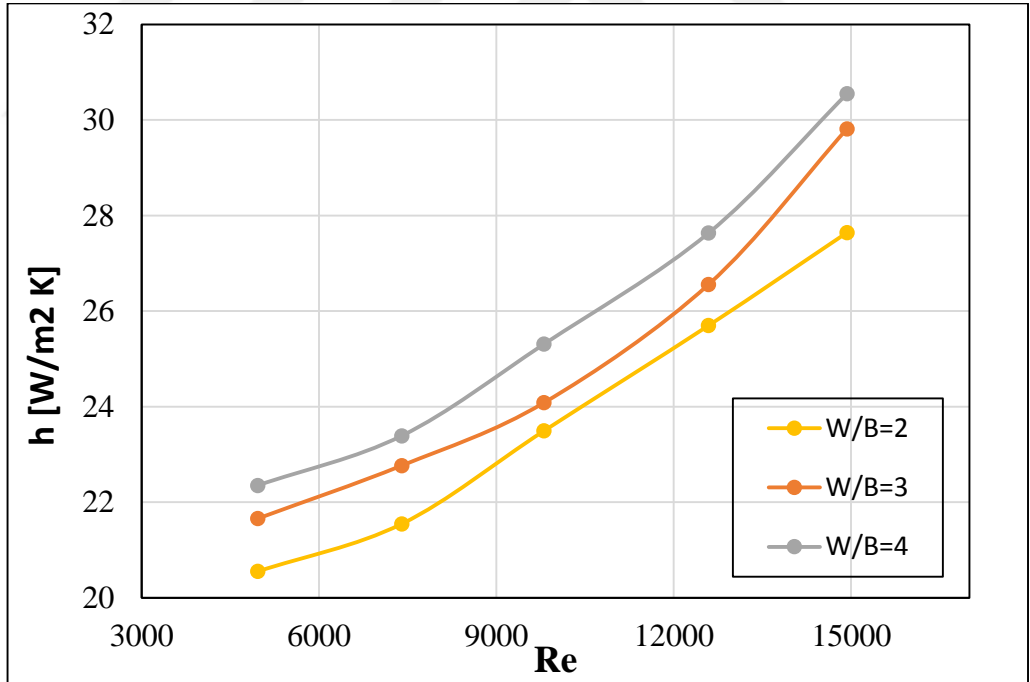
Şekil 4.71. B=25 mm ve R=2 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



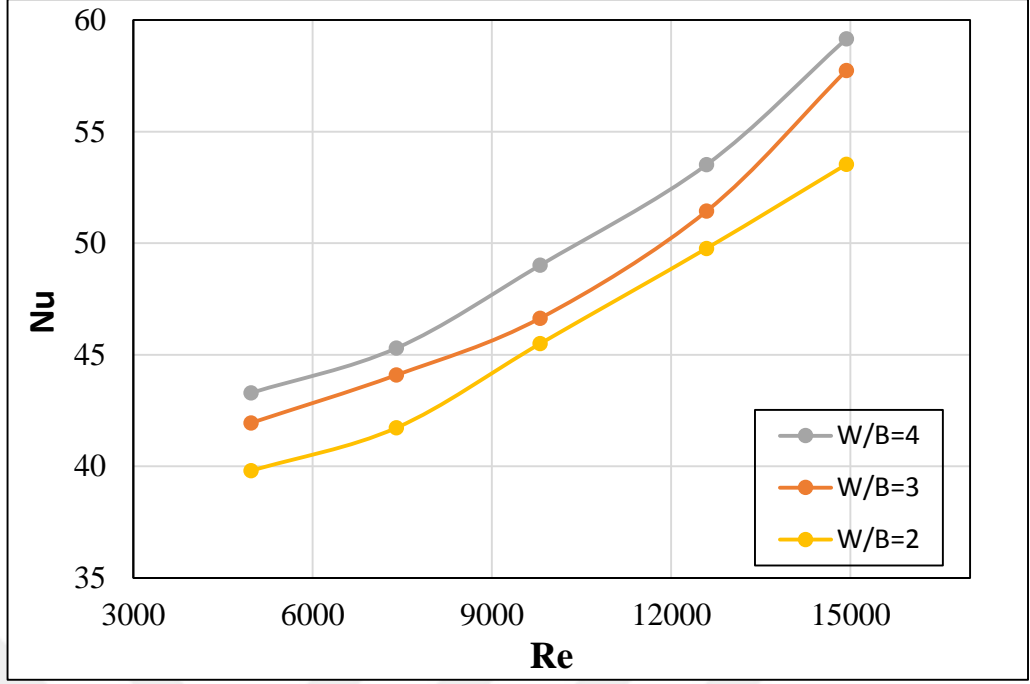
Şekil 4.72. B=25 mm ve R=2 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



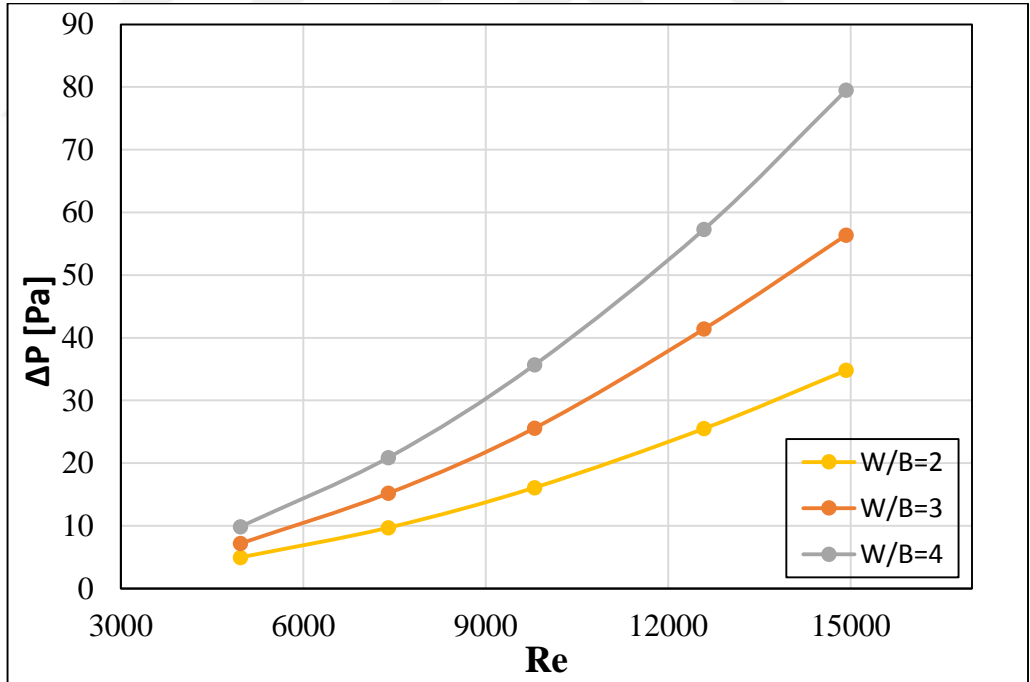
Şekil 4.73. B=15 mm ve R=4 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



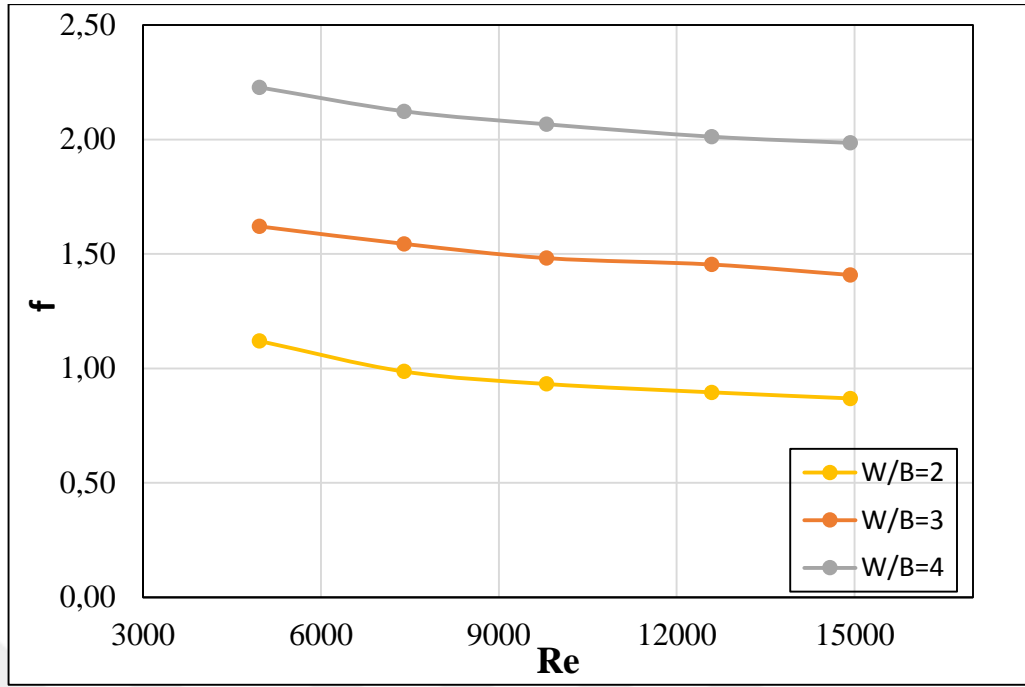
Şekil 4.74. B=15 mm ve R=4 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi



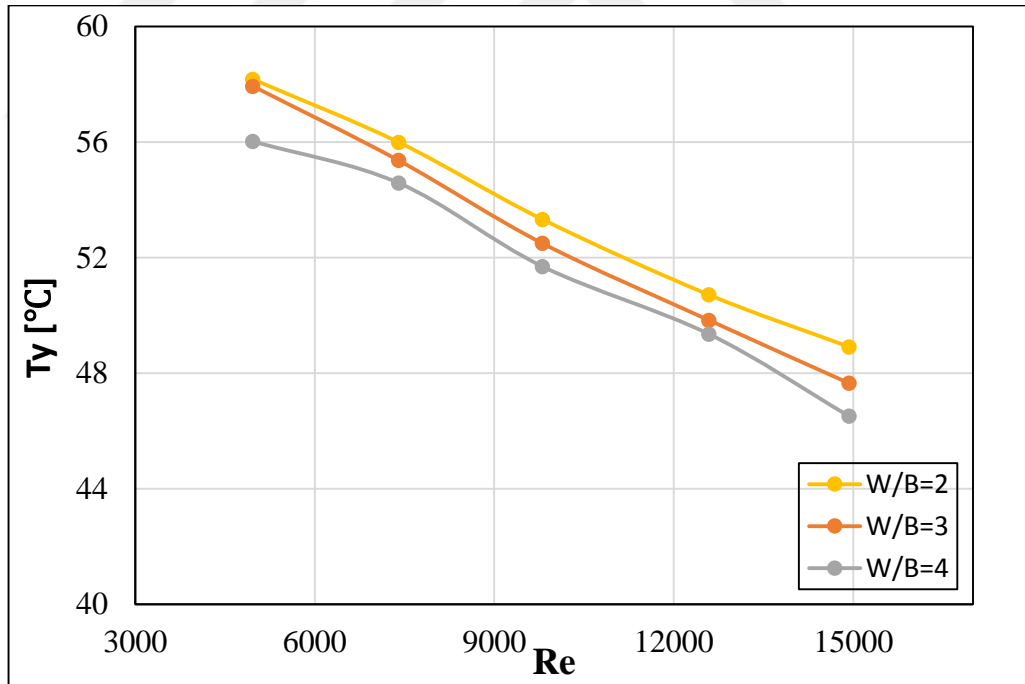
Şekil 4.75. B=15 mm ve R=4 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



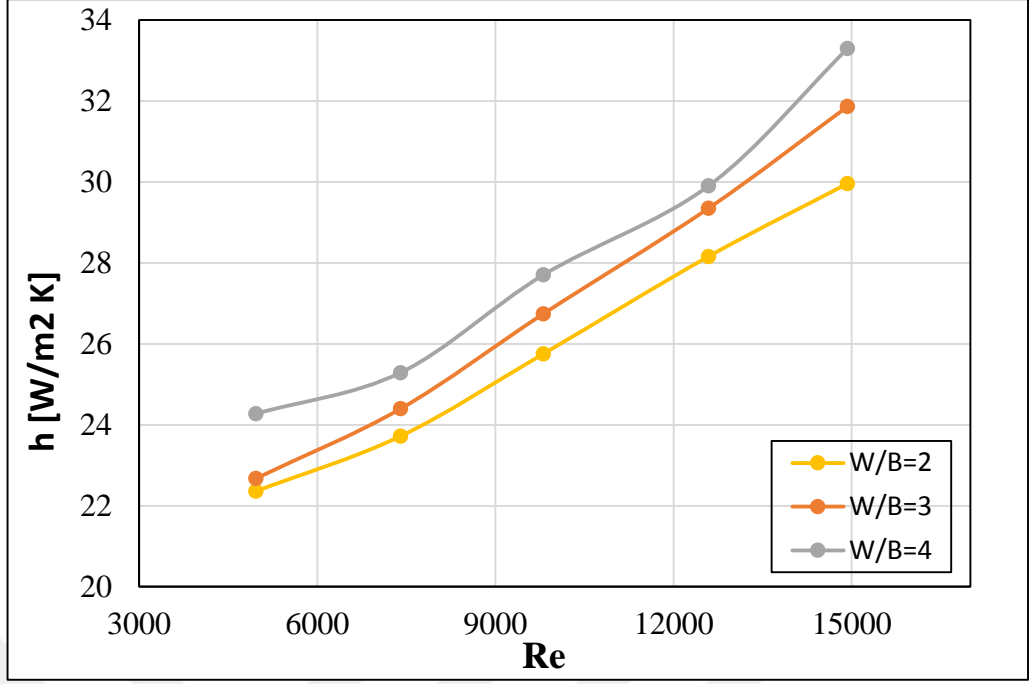
Şekil 4.76. B=15 mm ve R=4 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



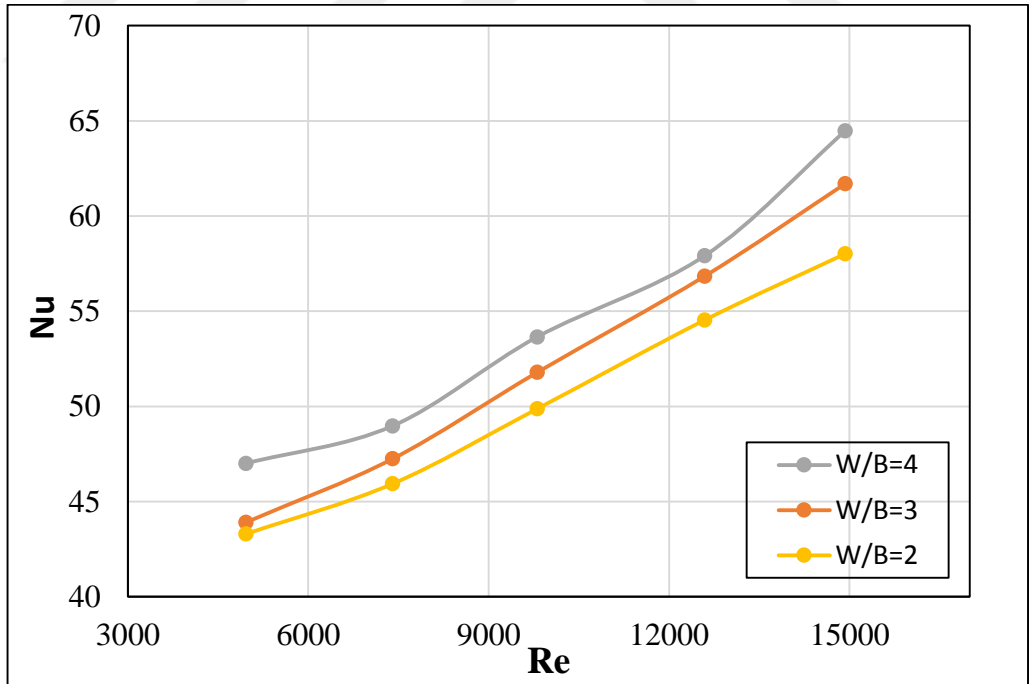
Şekil 4.77. B=15 mm ve R=4 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



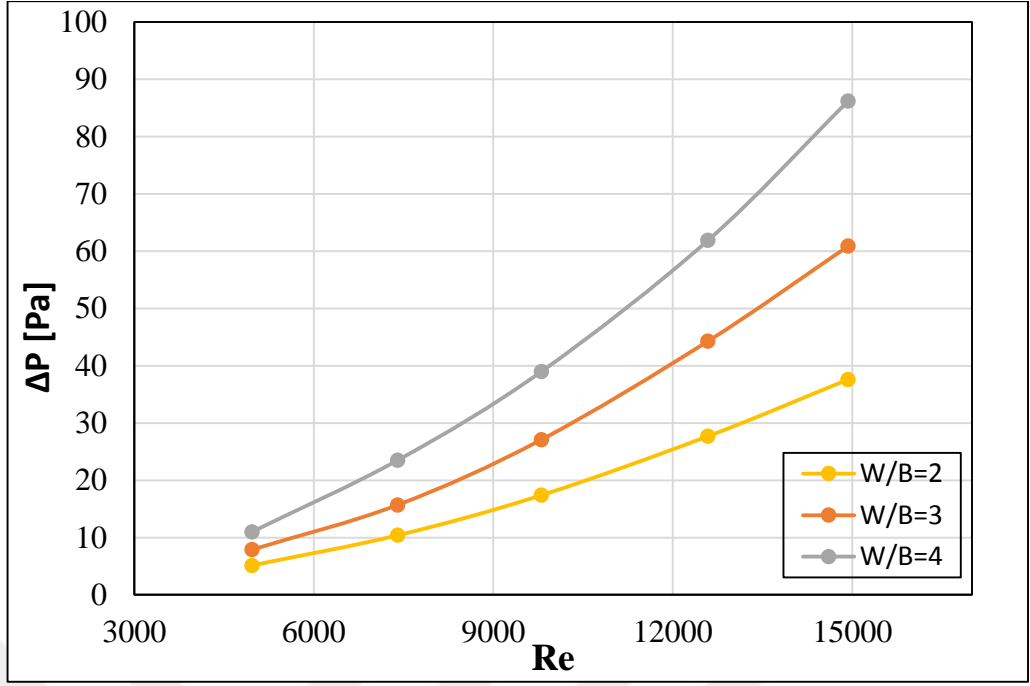
Şekil 4.78. B=20 mm ve R=4 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



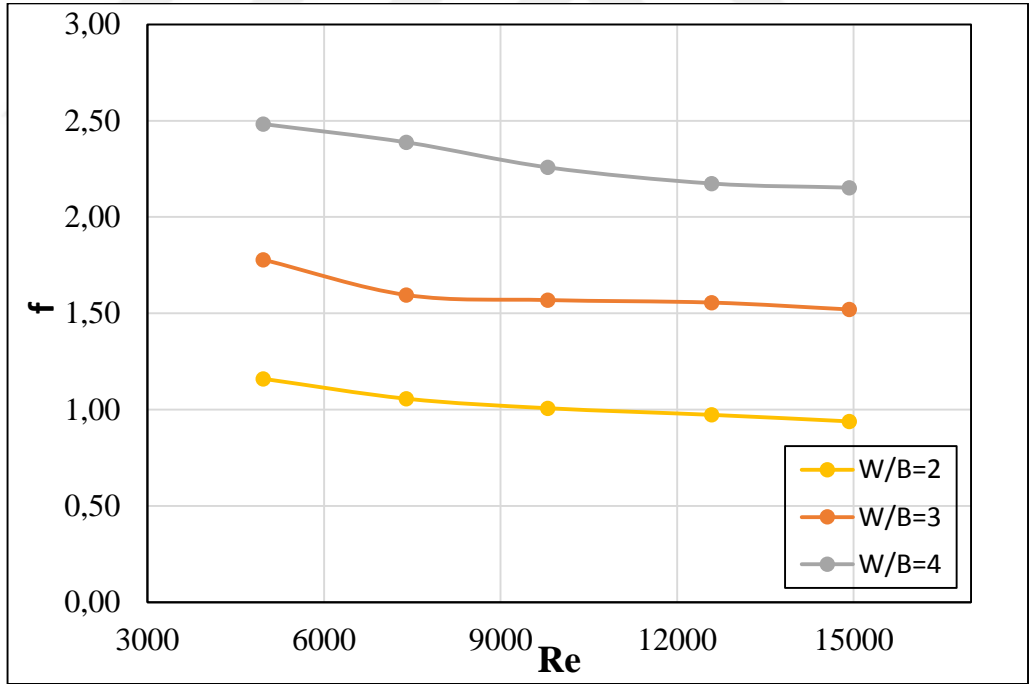
Şekil 4.79. B=20 mm ve R=4 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi



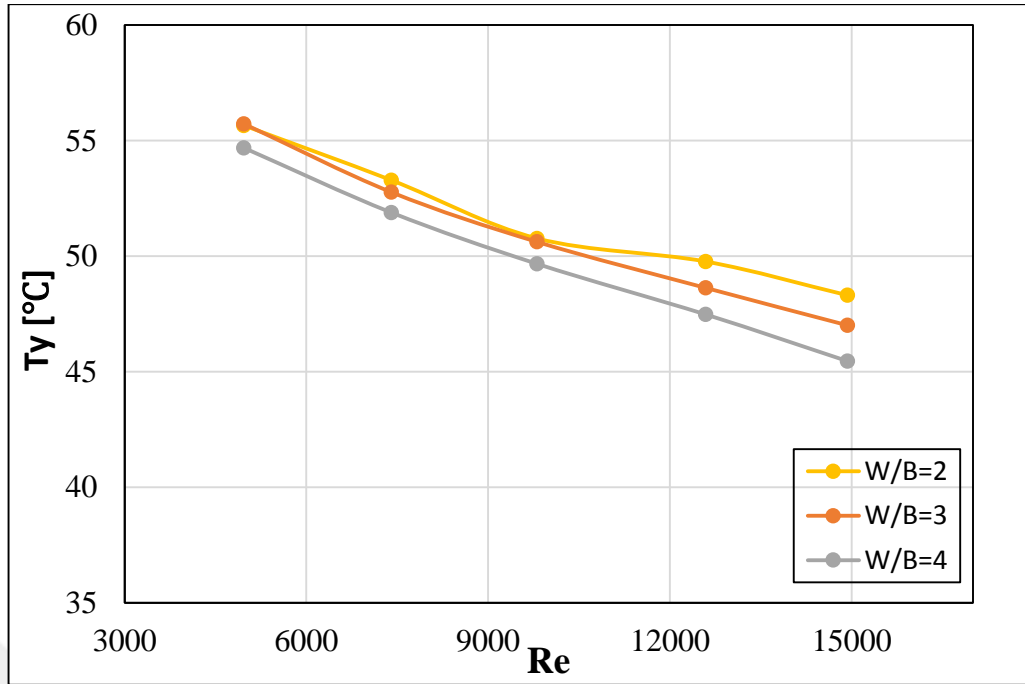
Şekil 4.80. B=20 mm ve R=4 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



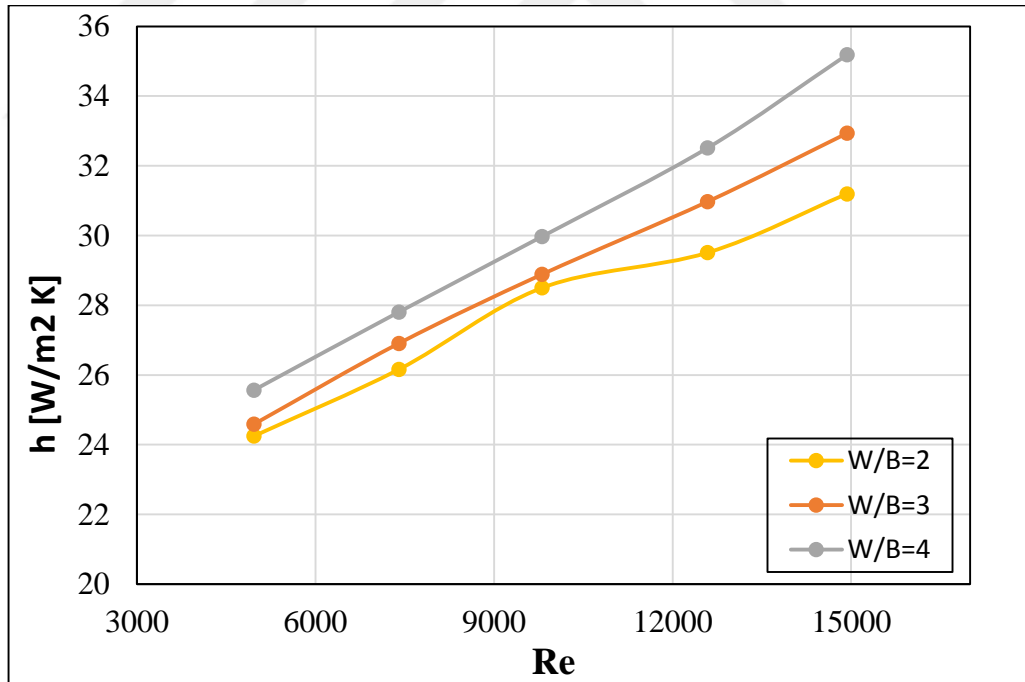
Şekil 4.81. B=20 mm ve R=4 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



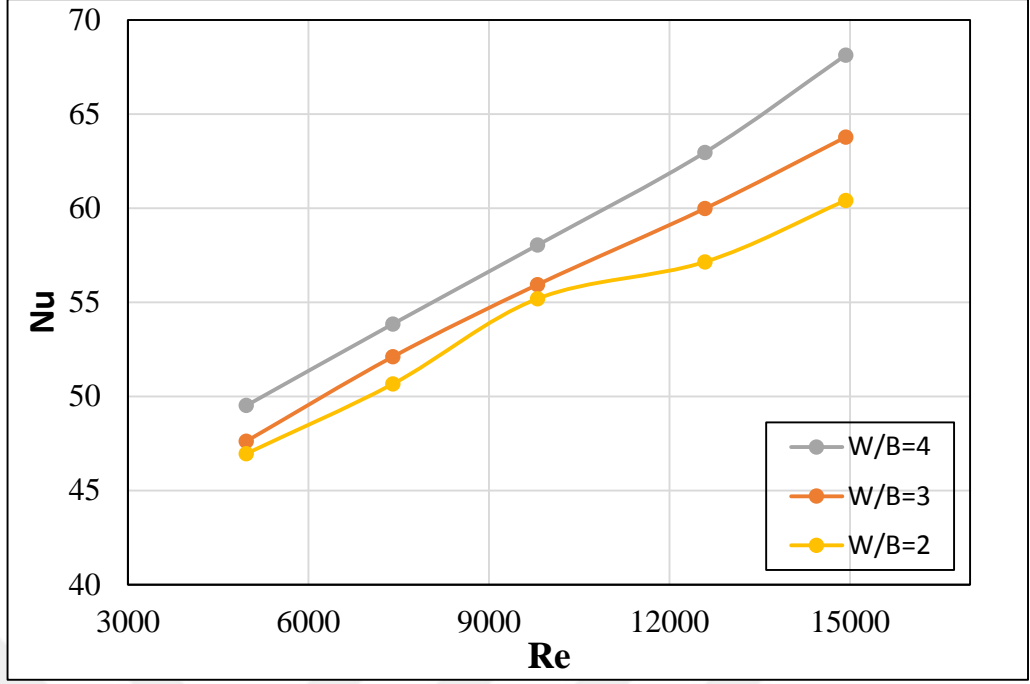
Şekil 4.82. B=20 mm ve R=4 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



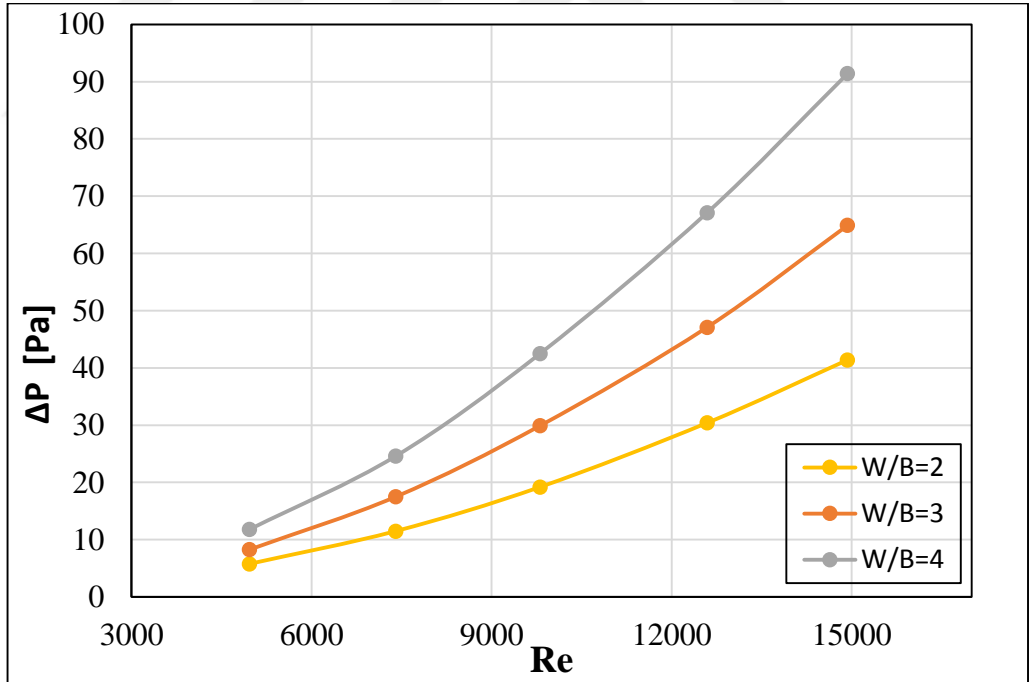
Şekil 4.83. B=25 mm ve R=4 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



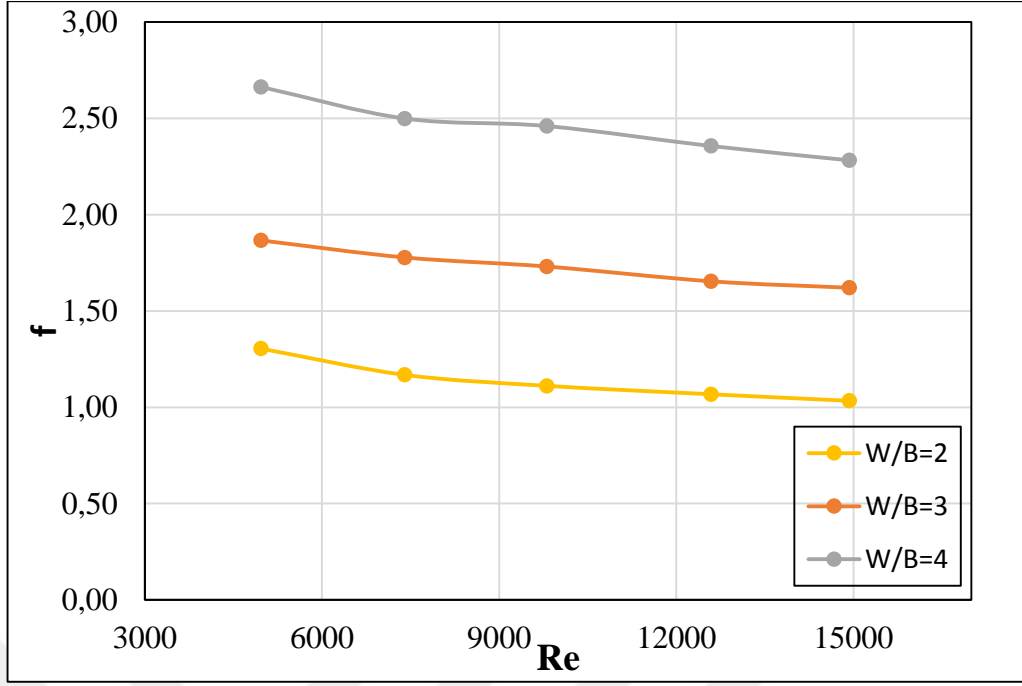
Şekil 4.84. B=25 mm ve R=4 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.85. B=25 mm ve R=4 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.86. B=25 mm ve R=4 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi

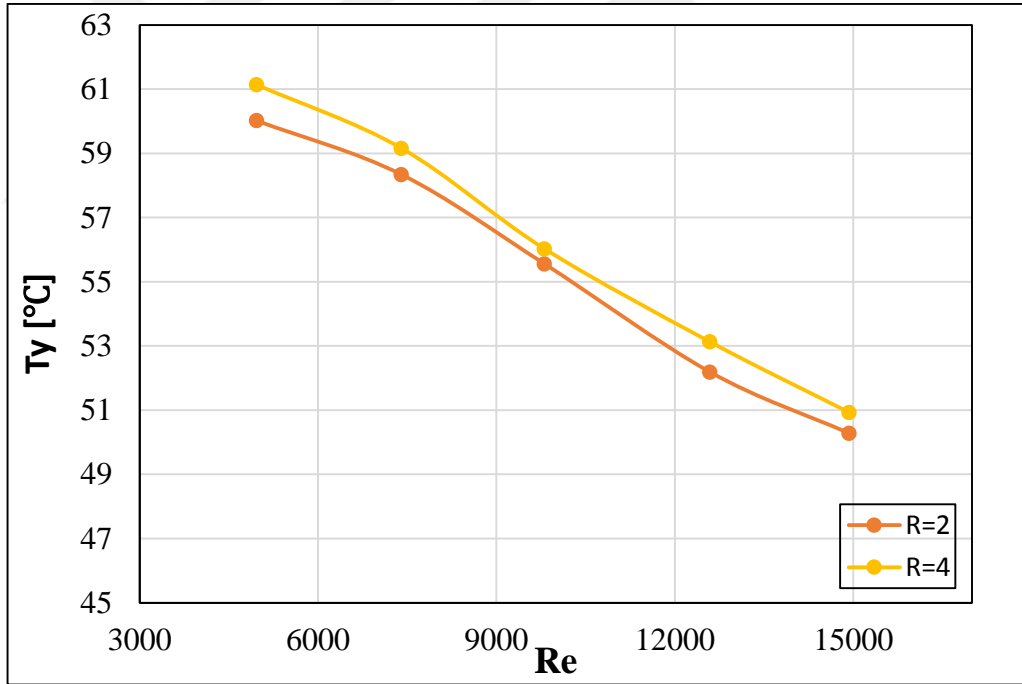


Şekil 4.87. B=25 mm ve R=4 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

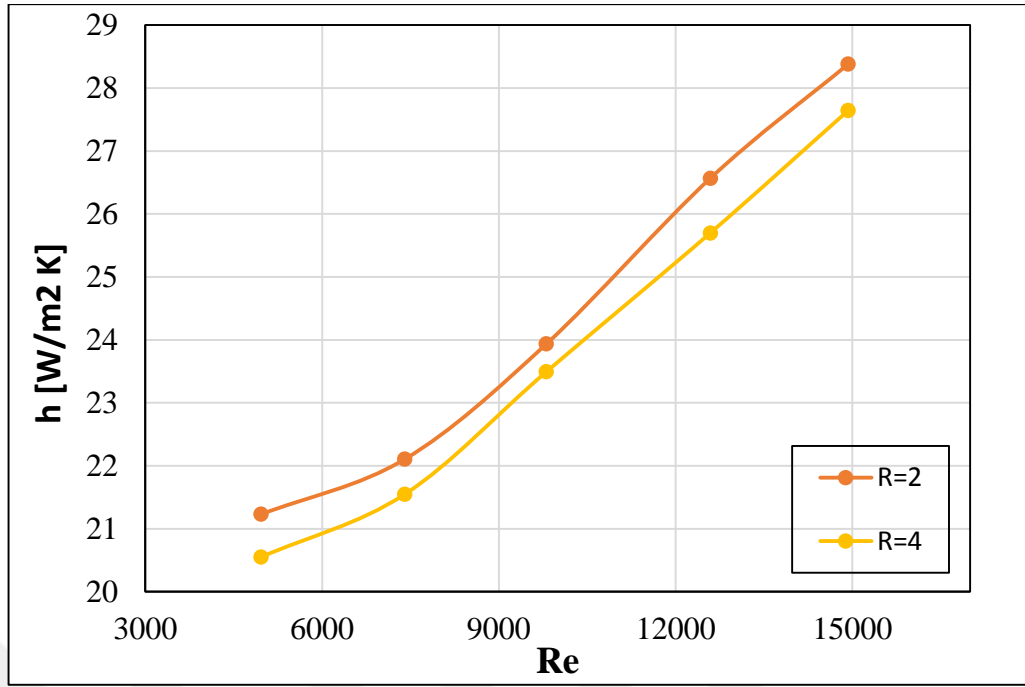
Şekil 4.88’de ikili iç eleman dizilişinde W/B=2 boşluk oranı ve B=15 mm kenar uzunluğu için farklı yüzey yarıçaplarının yüzey sıcaklığına etkisi sunulmaktadır. İkili diziliş için de tekli dizilişte olduğu gibi sıcaklıkların artan Reynolds sayısı ile azaldığı görülmektedir. Her iki eğrilik yarıçapı için de sıcaklık düşüşü benzer eğilimde seyir etmiştir. Tek iç eleman kullanılan durumda olduğu gibi R=4 mm eğrilik yarıçapı için sıcaklık değerlerinin diğer eğrilik yarıçapından bir miktar yukarıda olduğu gözükmemektedir. Şekil 4.89 Reynolds sayısına karşılık ısı taşınım katsayıları ve Şekil 4.90’da Nusselt sayılarını görmek mümkündür. Her iki grafik de W/B=2 boşluk oranı ve B=15 mm kenar uzunluğu içindir ve farklı yüzey yarıçaplarının etkilerini içermektedir. Bu iki ısı transferi grafiklerinde de tekli iç eleman uygulaması ile çoklu iç eleman uygulaması arasında yüzey yarıçapları yönüyle farklı bir eğilim veya sonuçla karşılaşılmamıştır.

Şekil 4.91 ve 4.92’de ise W/B=2 ve B=15 mm için farklı R değerlerine göre sırasıyla basınç düşümü ve sürtünme faktörü sonuçları verilmektedir. Burada grafiklerde de hem basınç düşümü hem de sürtünme faktörü sonuçlarının birbirine oldukça yakın olduğu görülürken R=2 mm eğrilik yarıçapı için sonuçların az miktarda yukarıda olduğundan bahsedilebilir. Yukarıda eğrilik yarıçapının R, boşluk oranı W/B ve iç eleman

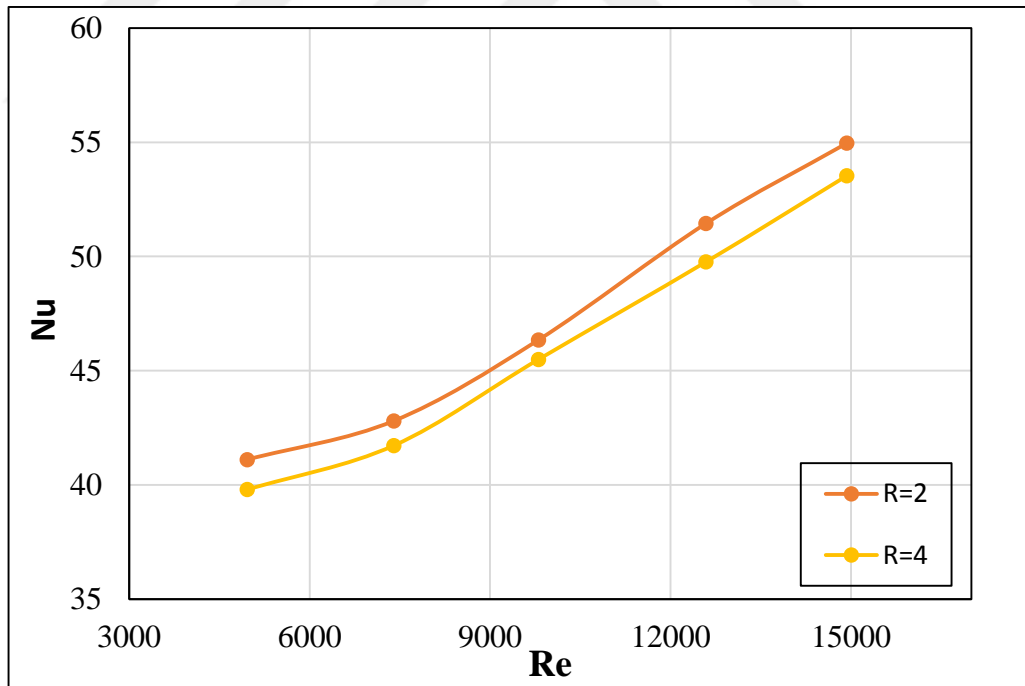
kenar uzunluğu B parametrelerine oranla etkisinin hem ısı transferi hem de akış karakteristiklerine etkisinin daha sınırlı olduğu tekli diziliş için tartışılmıştır. Çoklu dizilişlerde belirli boşluk oranları ve kenar uzunlukları için de bu etki Şekil 4.93-4.132 arasında sunulmaktadır. Burada ısı ve akış özelliklerini içeren grafikler Şekil 4.93-4.97'de $W/B=2 - B=20$ mm için, Şekil 4.98-4.102'de $W/B=2 - B=25$ mm için, Şekil 4.103-4.107'de $W/B=3 - B=15$ mm için, Şekil 4.108-4.112'de $W/B=3 - B=20$ mm için, Şekil 4.113-4.117'de $W/B=3 - B=25$ mm için, Şekil 4.118-4.122'de $W/B=4 - B=15$ mm için, Şekil 4.123-4.127'de $W/B=4 - B=20$ mm için, Şekil 4.128-4.132'de ise $W/B=4 - B=25$ mm için verilmektedir. Bu grafikler incelendiğinde iki iç eleman yerleştirilmesinin ve/veya boşluk oranı W/B 'nin değişmesinin, R 'nin etkinliği üzerinde hem ısı transferi hem de basınç düşümü-sürtünme faktörü yönüyle bir değişime neden olmadığı görülmektedir. R 'nin ısı ve akış karakteristiklerindeki zayıf etkisi farklı iç eleman kenar uzunlukları ve boşluk oranlarında da benzer seviyelerdedir.



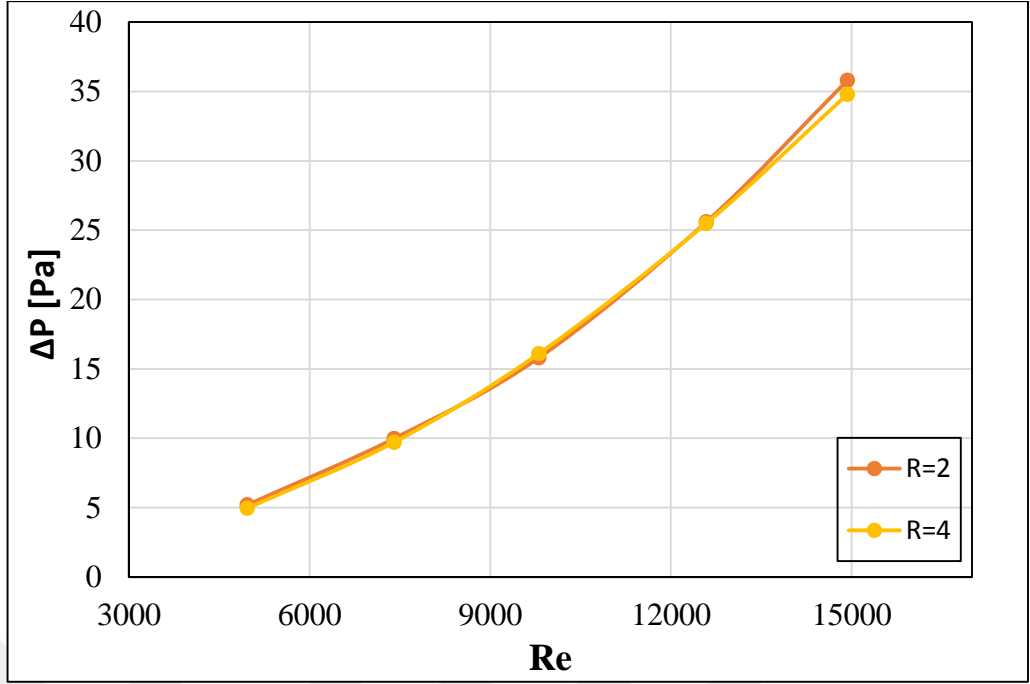
Şekil 4.88. $W/B=2$ ve $B=15$ mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısıyla değişimi



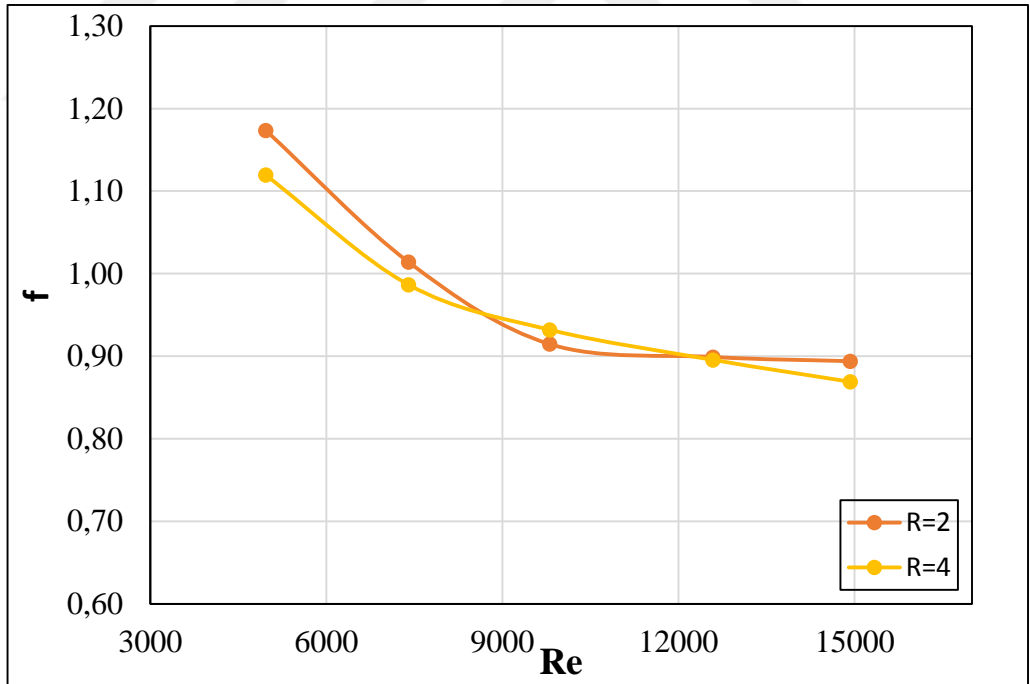
Şekil 4.89. $W/B=2$ ve $B=15$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişim



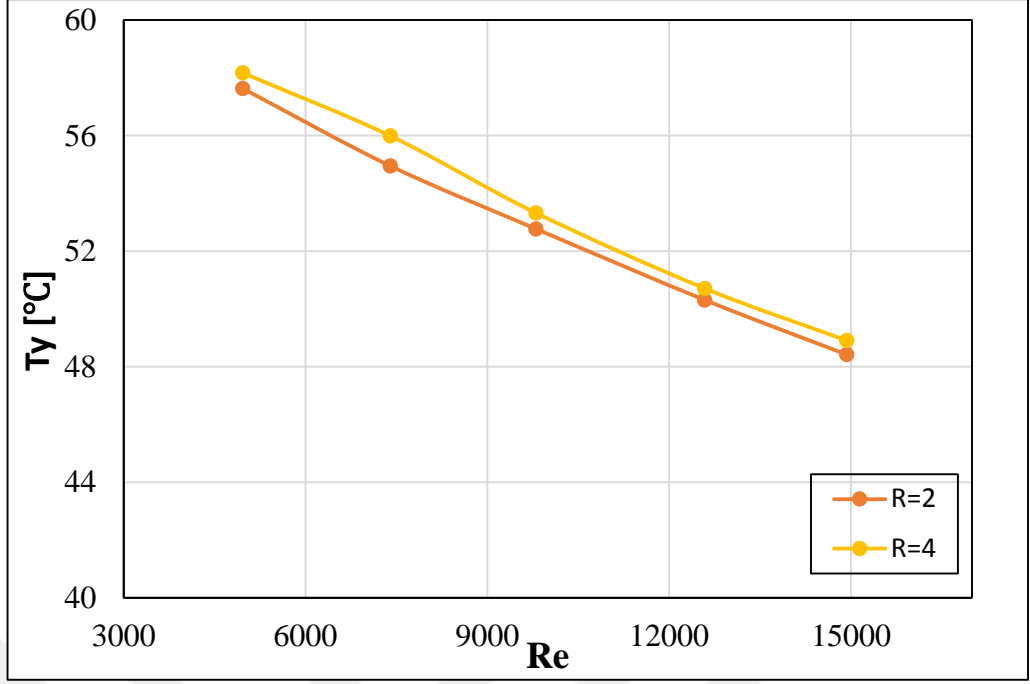
Şekil 4.90. $W/B=2$ ve $B=15$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



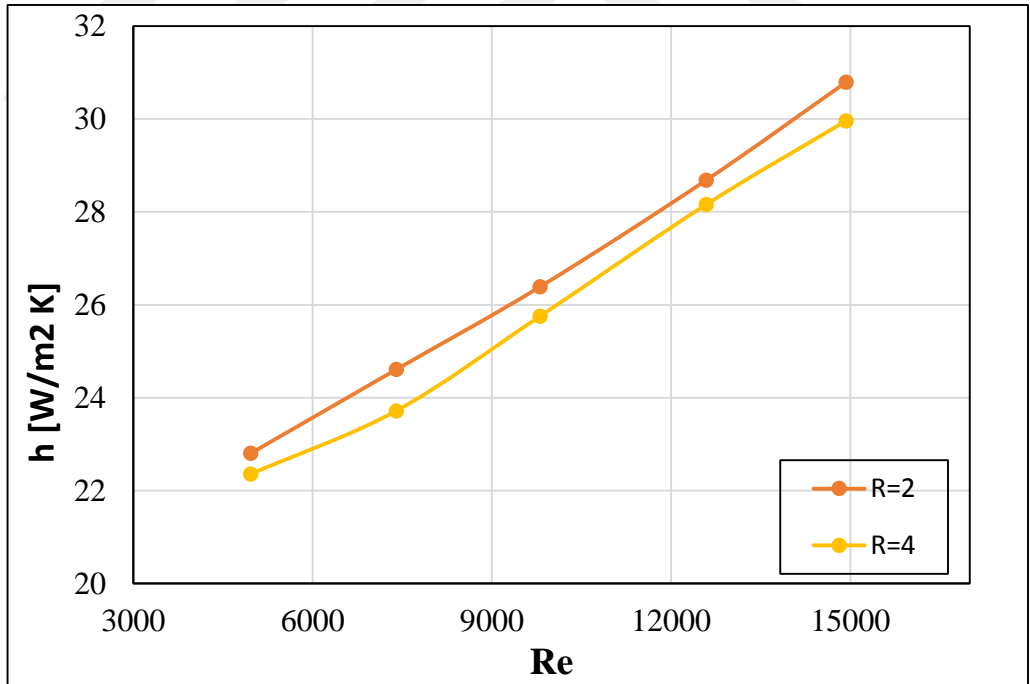
Şekil 4.91. $W/B=2$ ve $B=15$ mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



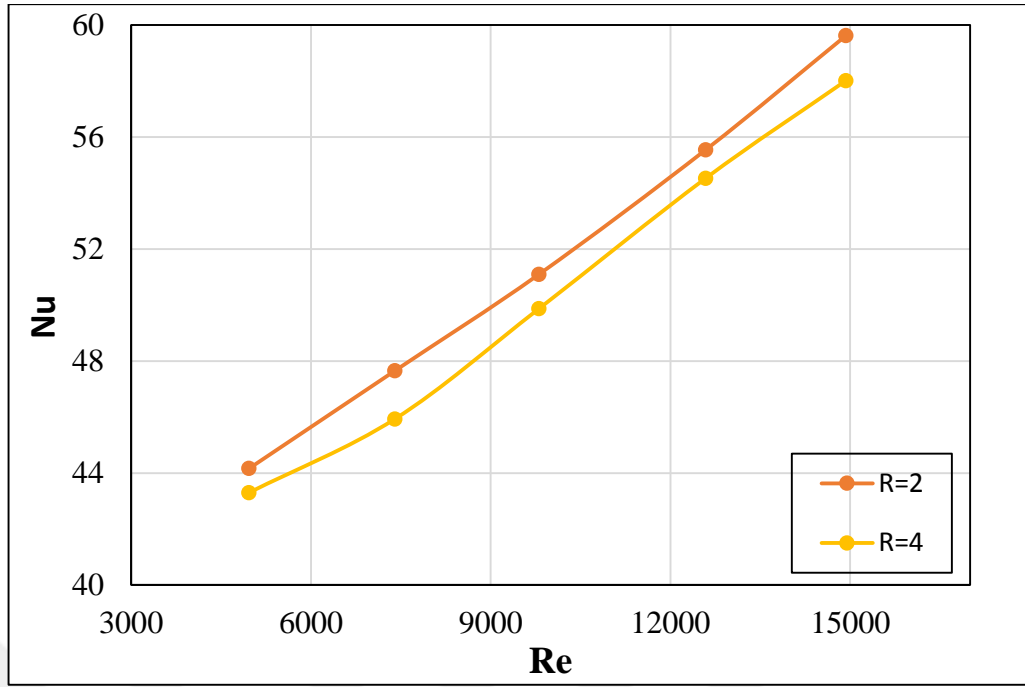
Şekil 4.92. $W/B=2$ ve $B=15$ mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



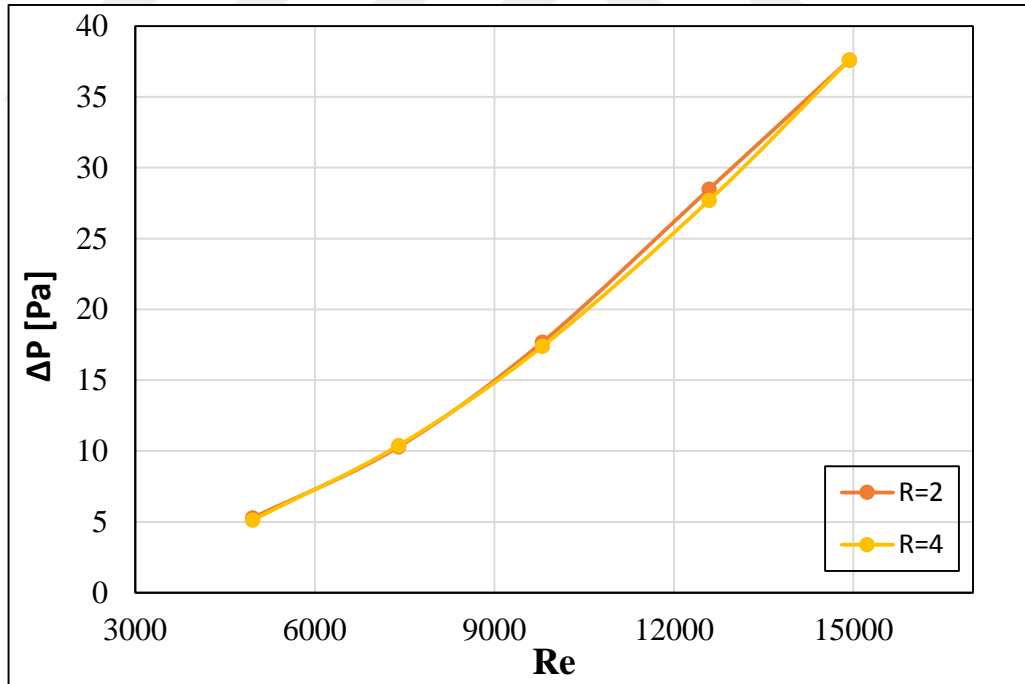
Şekil 4.93. W/B=2 ve B=20 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



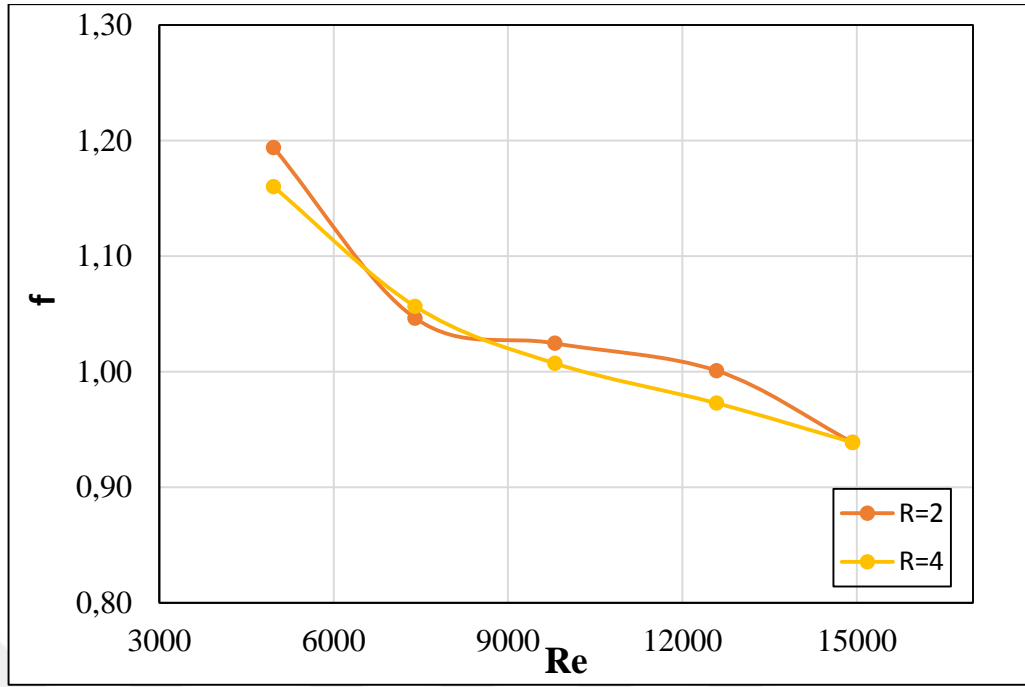
Şekil 4.94. W/B=2 ve B=20 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi



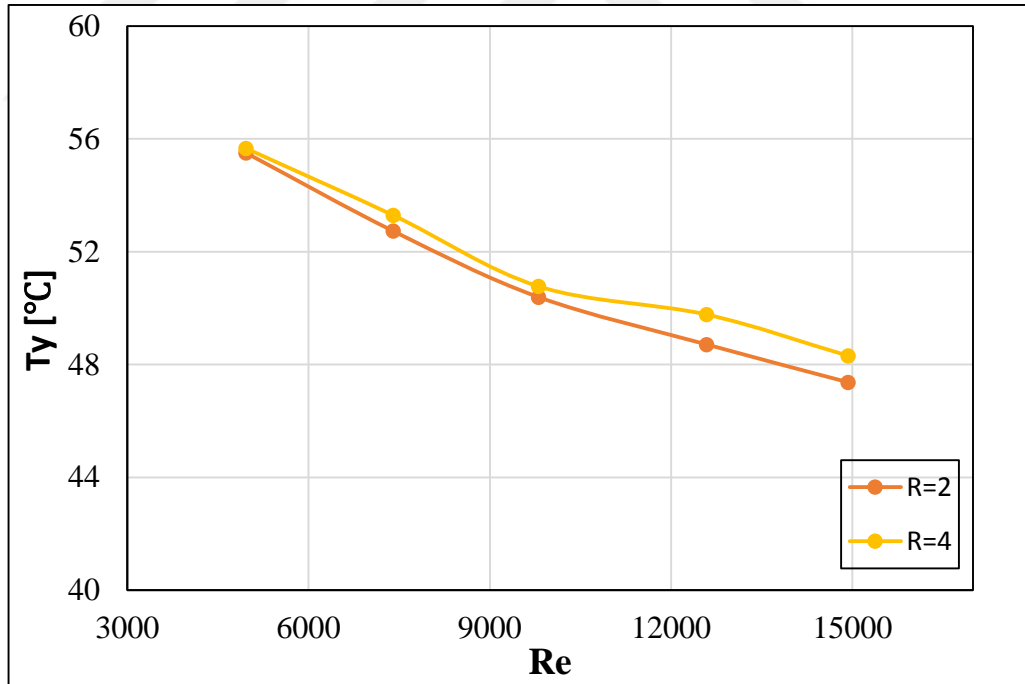
Şekil 4.95. W/B=2 ve B=20 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



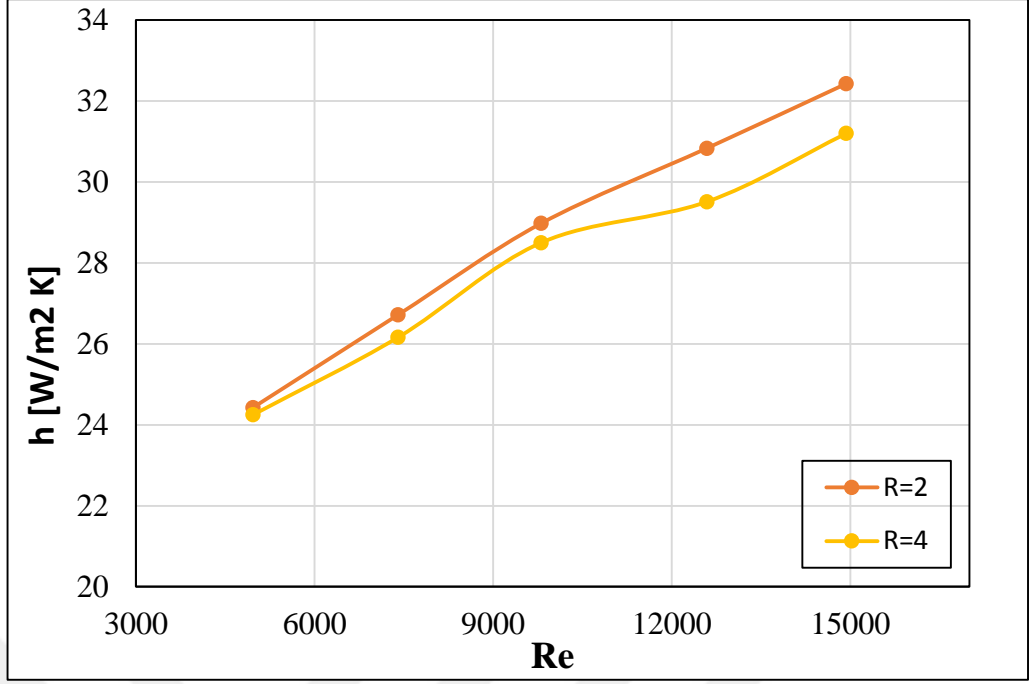
Şekil 4.96. W/B=2 ve B=20 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



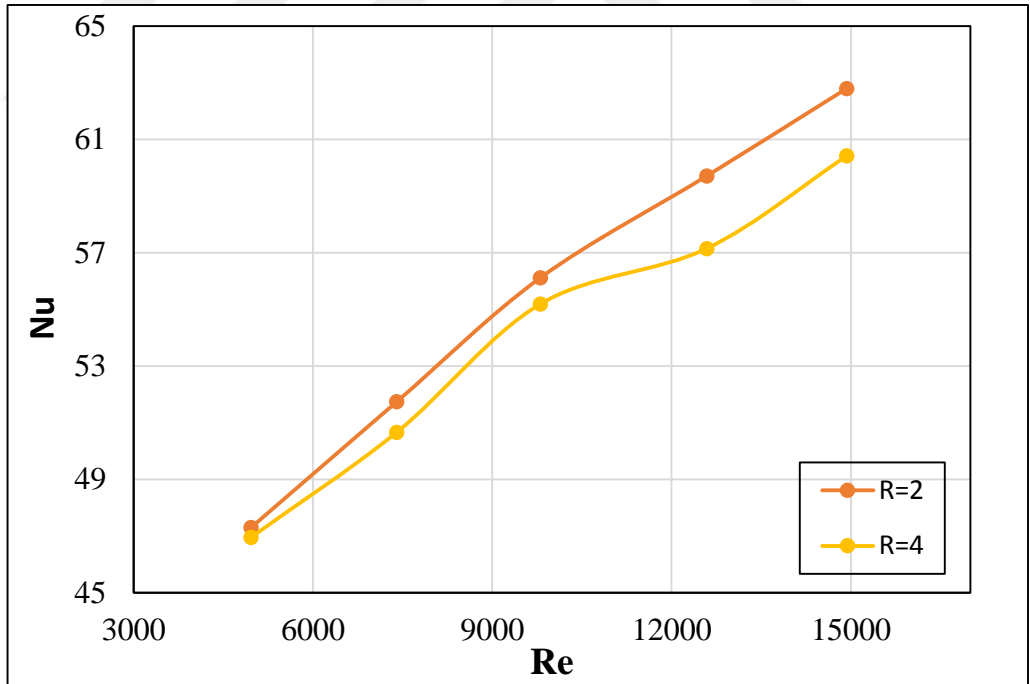
Şekil 4.97. W/B=2 ve B=20 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



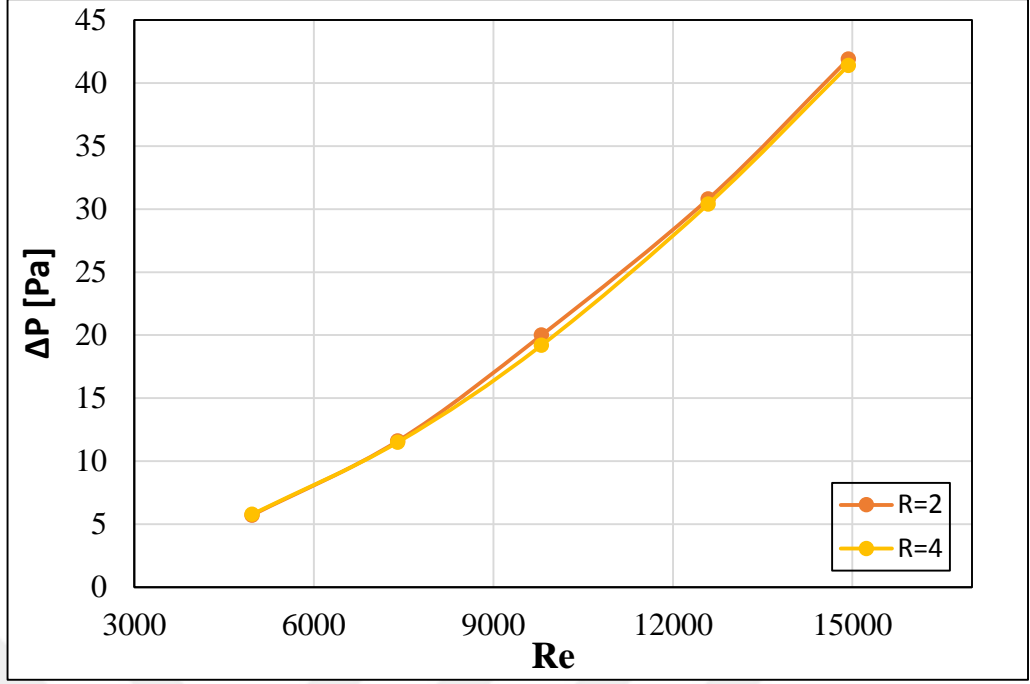
Şekil 4.98. W/B=2 ve B=25 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



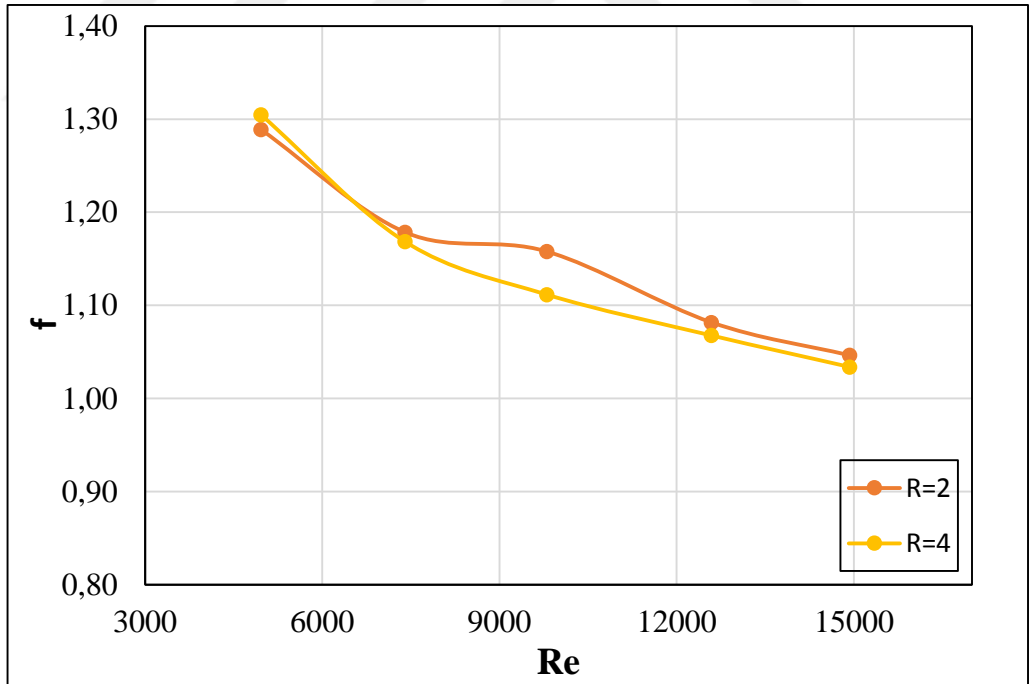
Şekil 4.99. $W/B=2$ ve $B=25$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişim



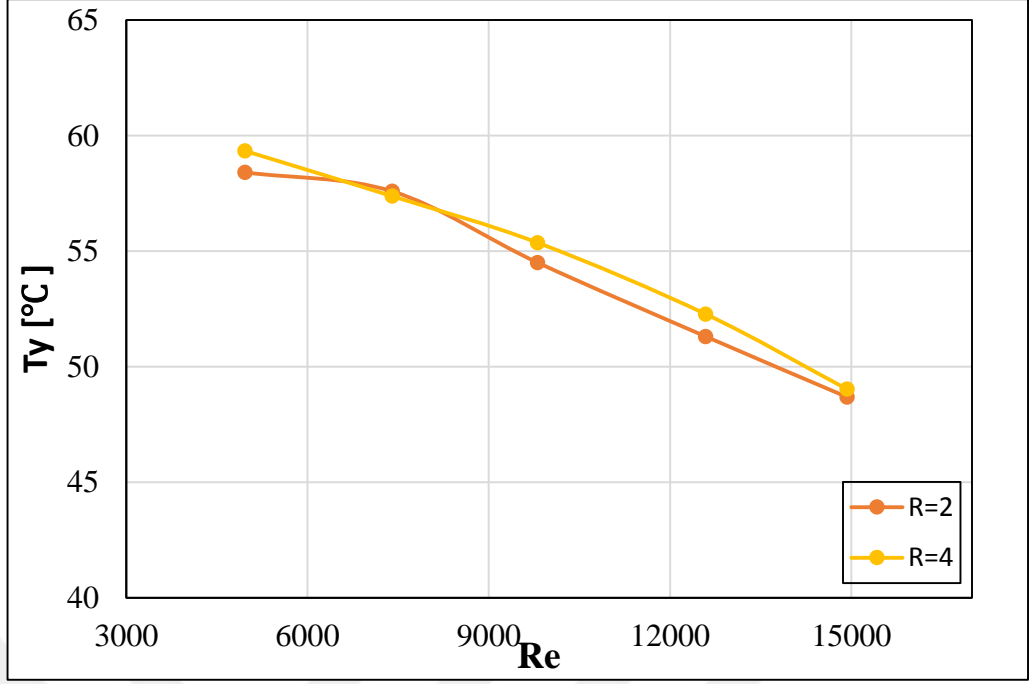
Şekil 4.100. $W/B=2$ ve $B=25$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



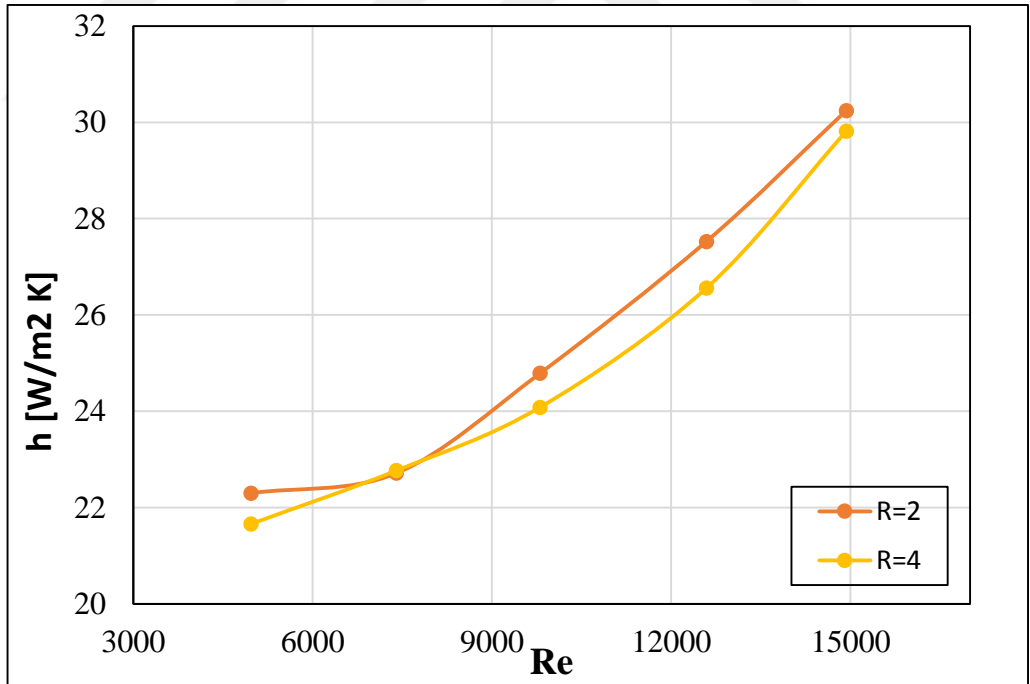
Şekil 4.101. $W/B=2$ ve $B=25$ mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



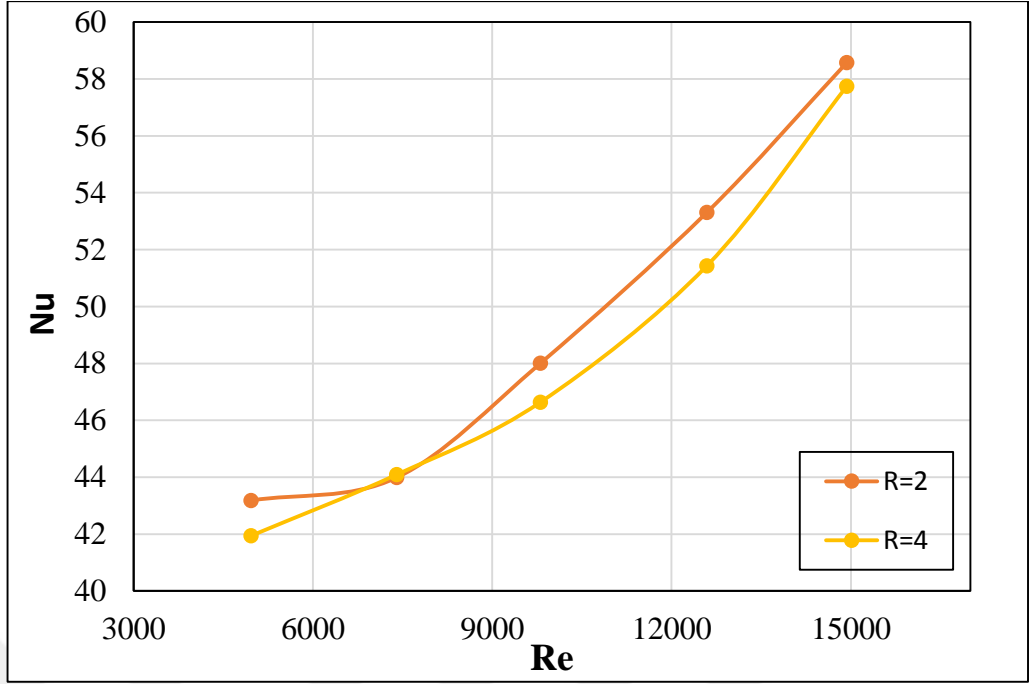
Şekil 4.102. $W/B=2$ ve $B=25$ mm için Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



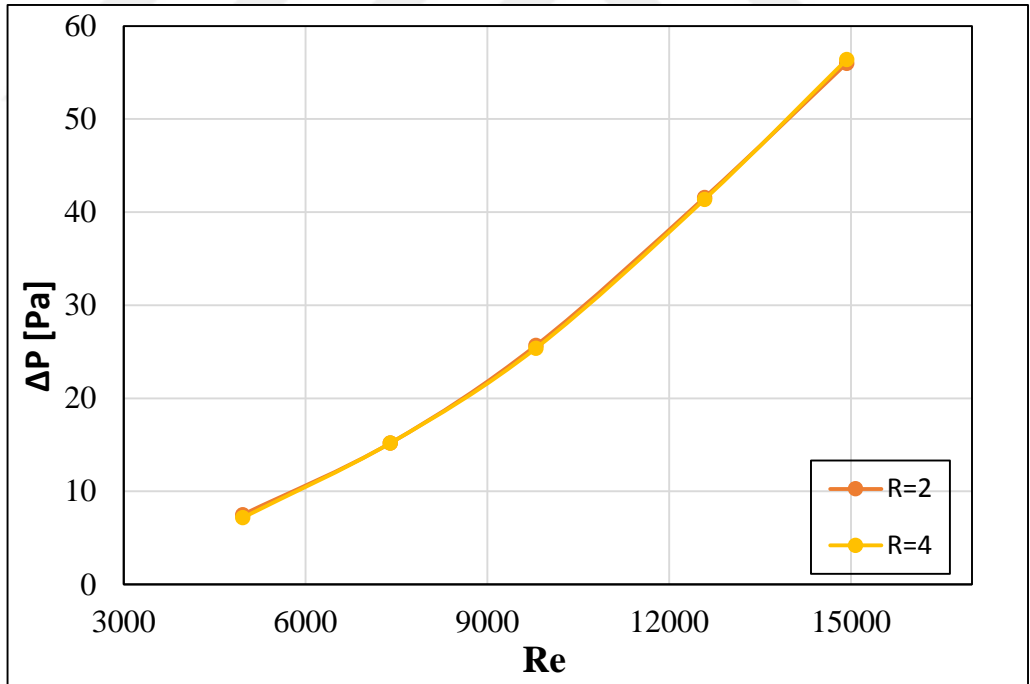
Şekil 4.103. $W/B=3$ ve $B=15$ mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



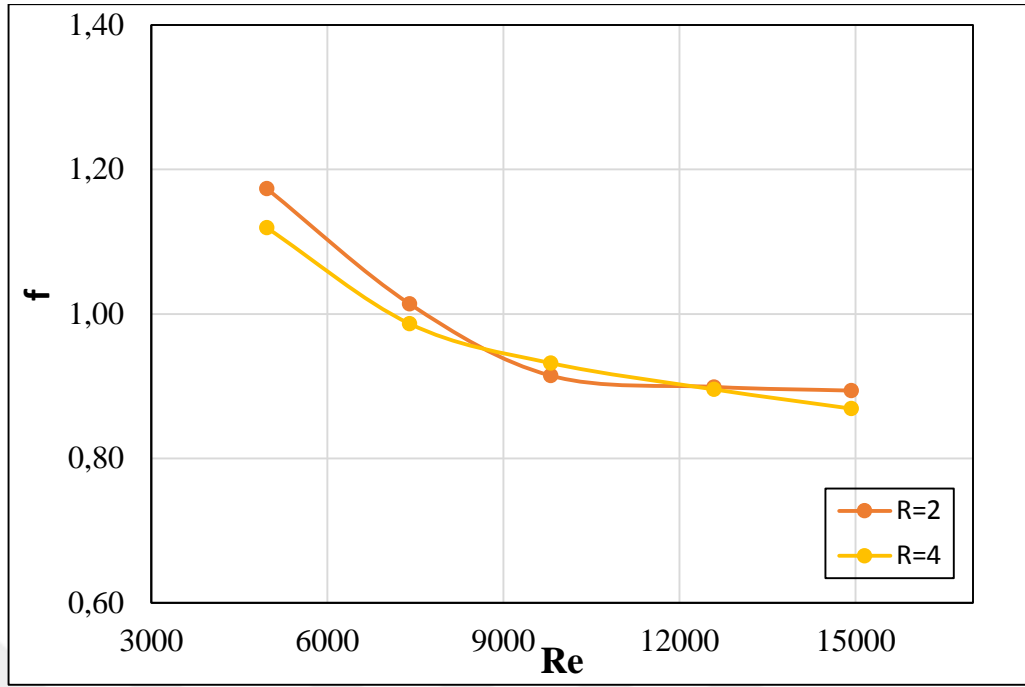
Şekil 4.104. $W/B=3$ ve $B=15$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi



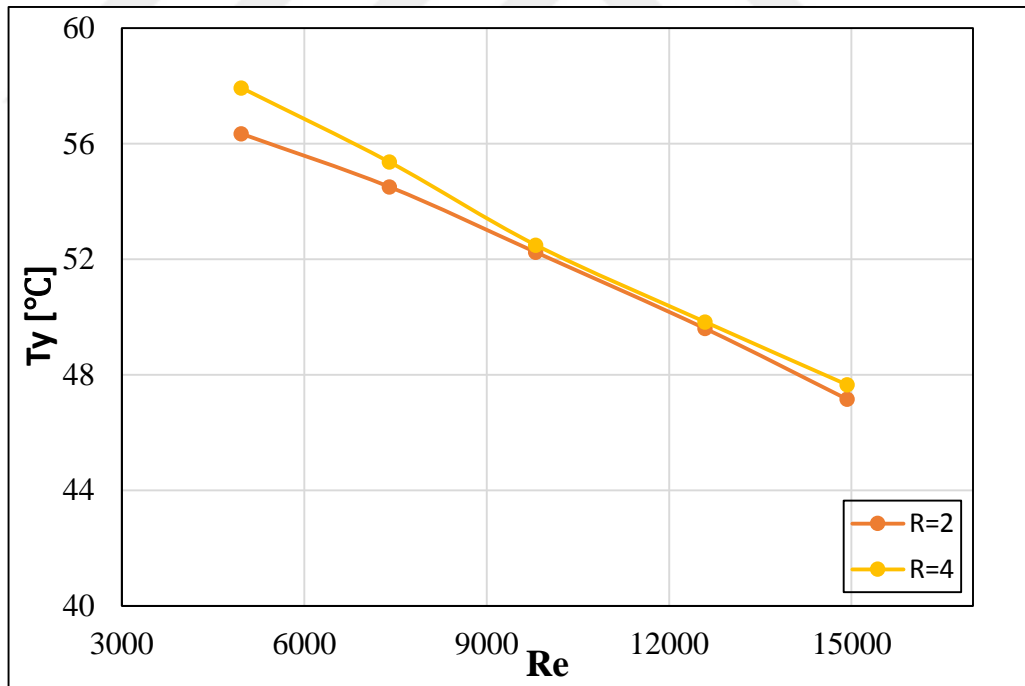
Şekil 4.105. $W/B=3$ ve $B=15$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



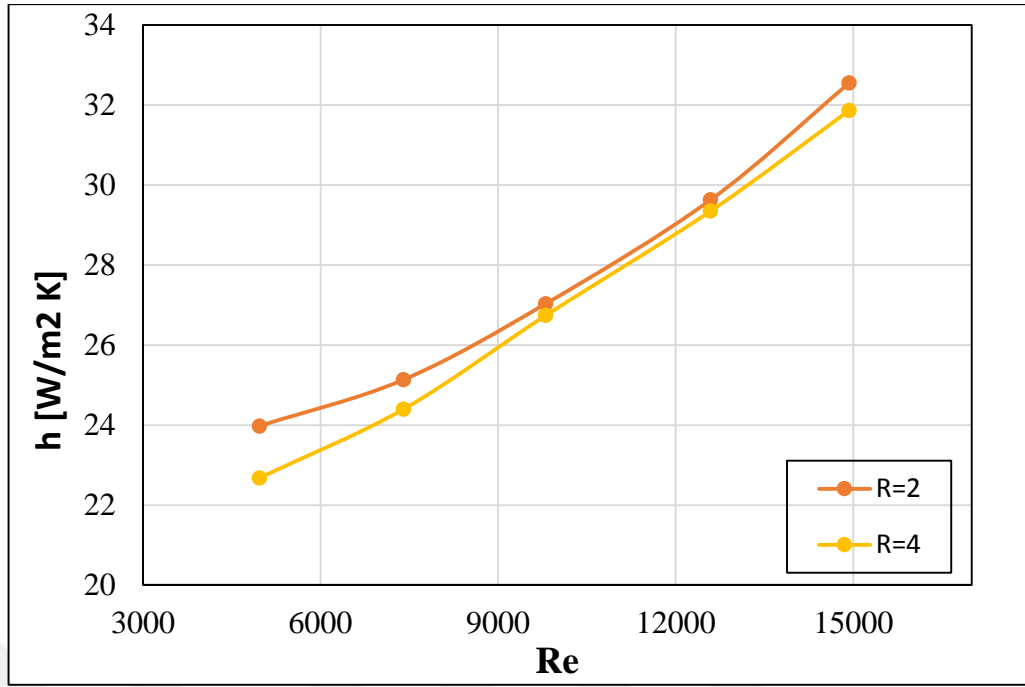
Şekil 4.106. $W/B=3$ ve $B=15$ mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



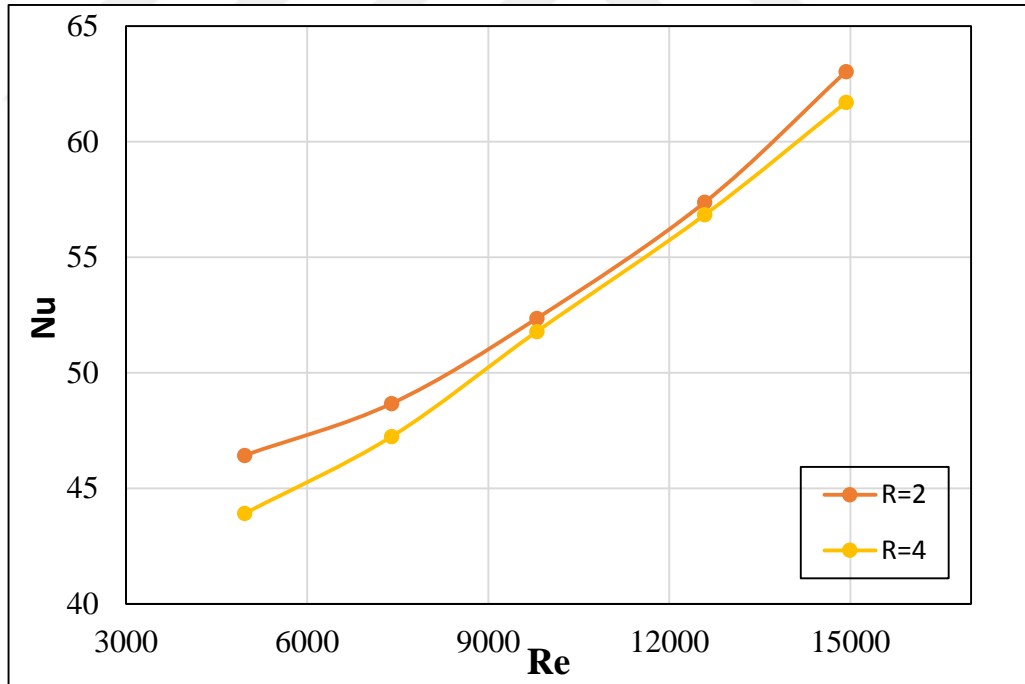
Şekil 4.107. W/B=2 ve B=15 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



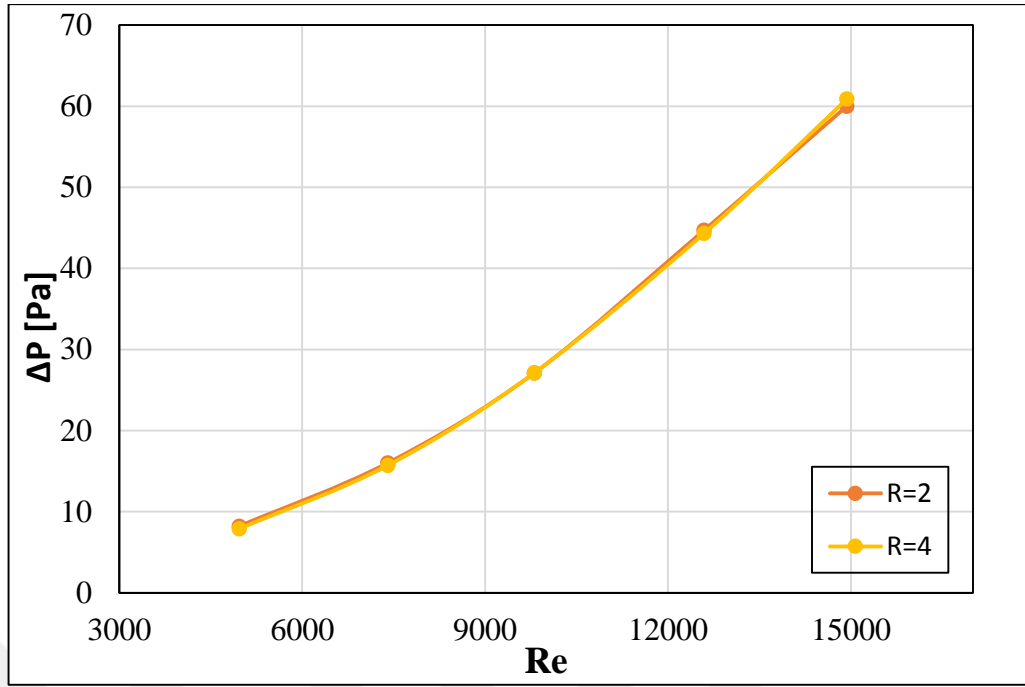
Şekil 4.108. W/B=3 ve B=20 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



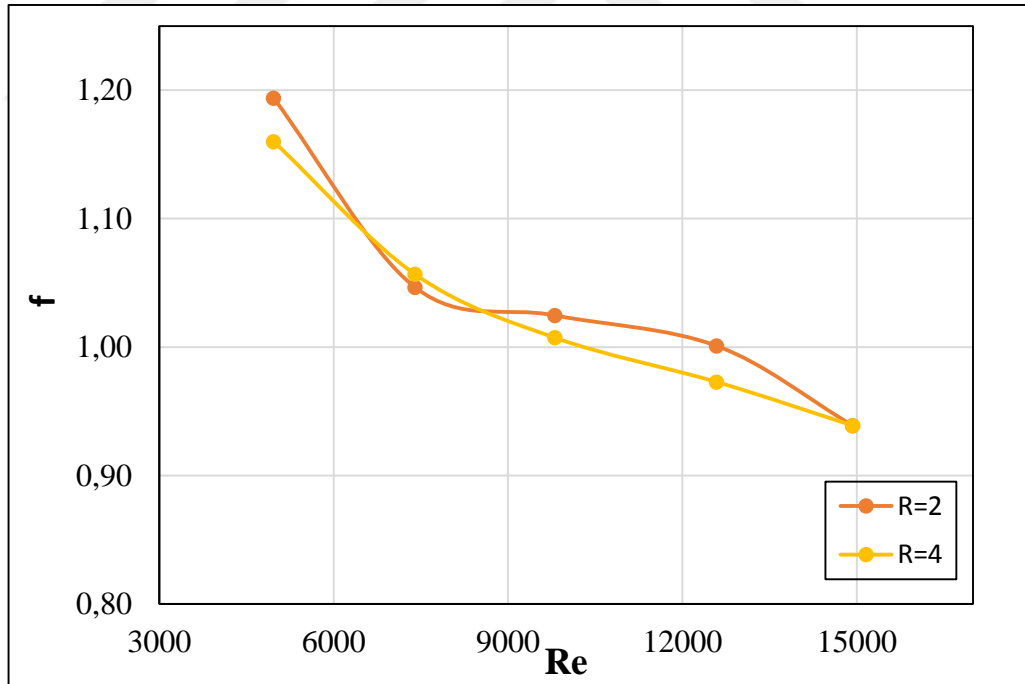
Şekil 4.109. $W/B=3$ ve $B=20$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişim



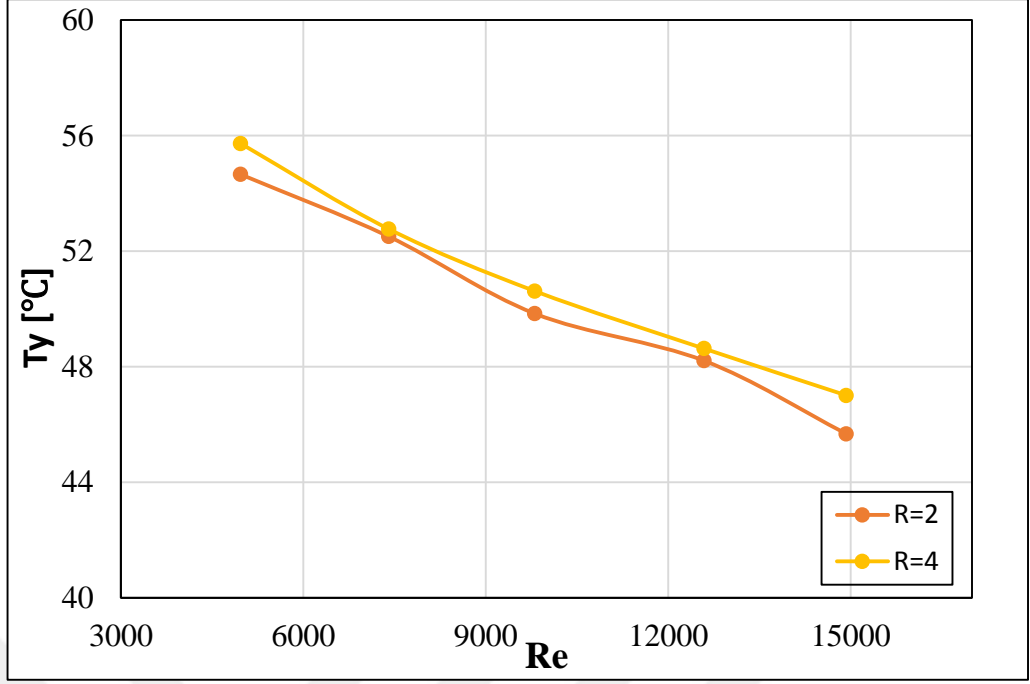
Şekil 4.110. $W/B=3$ ve $B=20$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



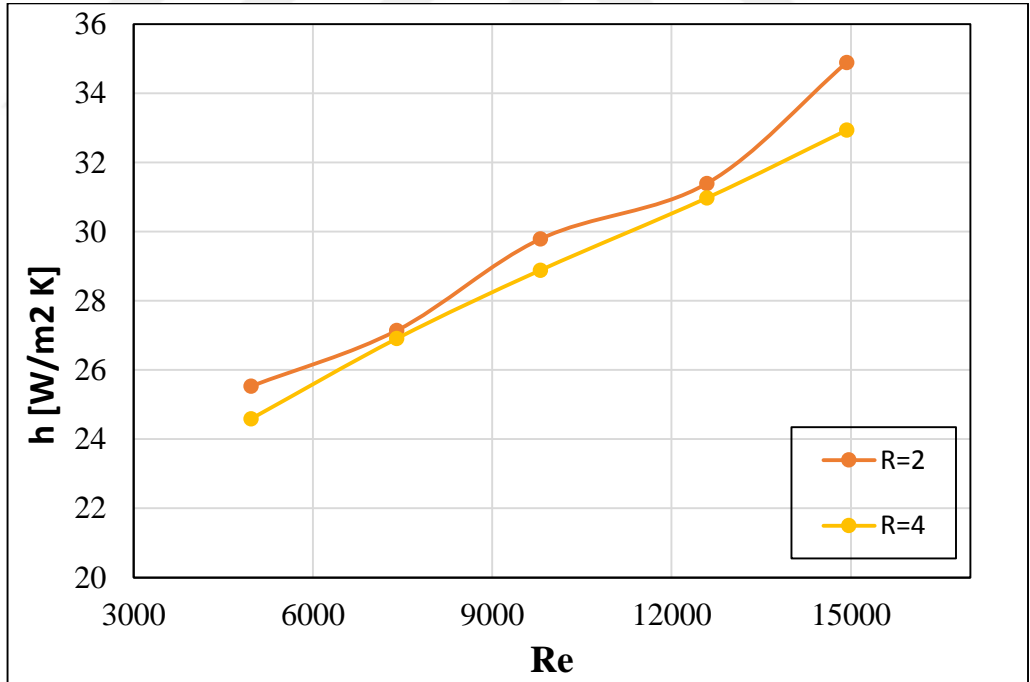
Şekil 4.111. W/B=3 ve B=20 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



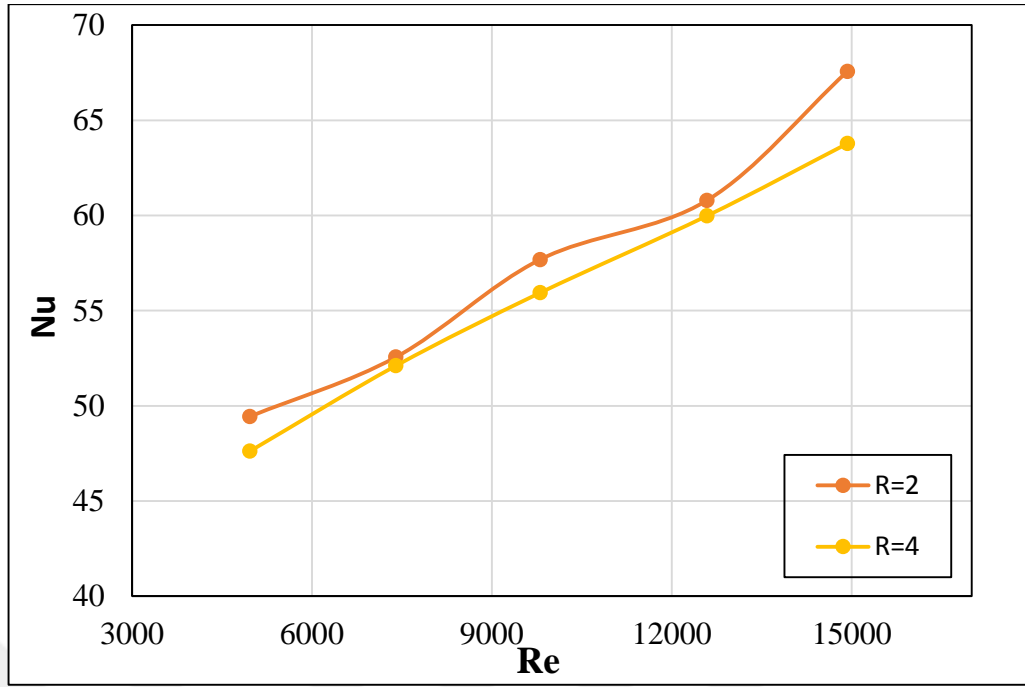
Şekil 4.112. W/B=2 ve B=20 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



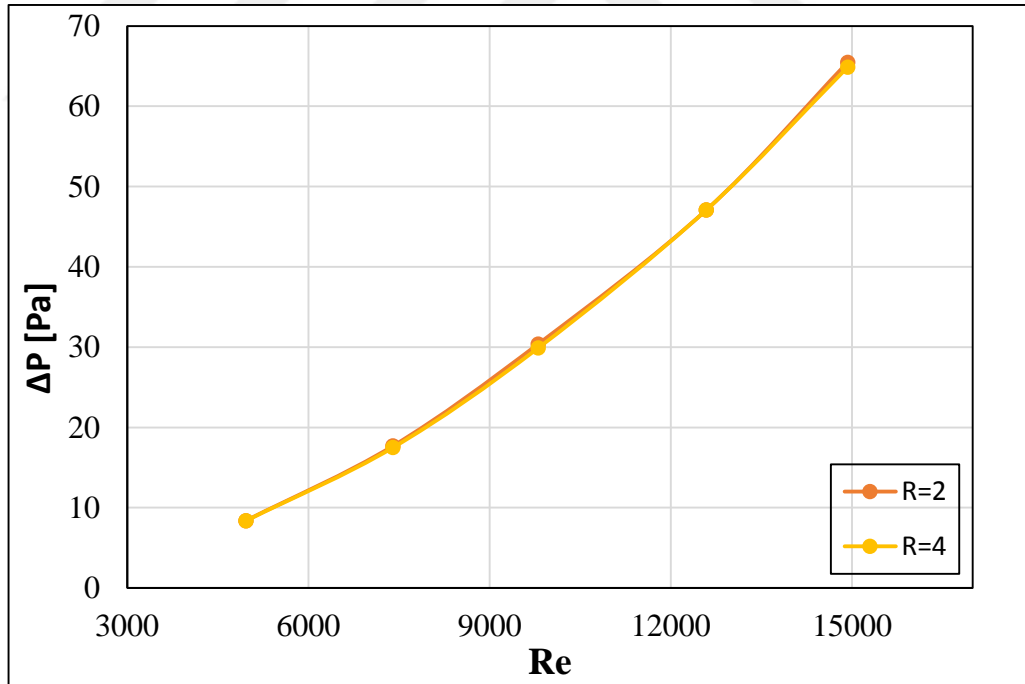
Şekil 4.113. $W/B=3$ ve $B=25$ mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



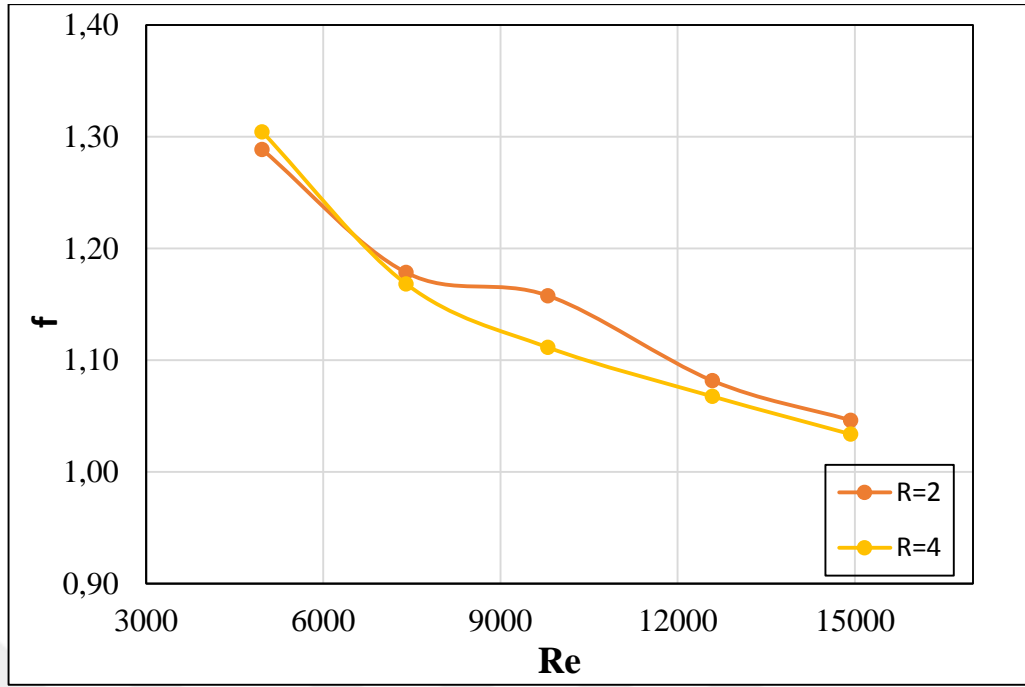
Şekil 4.114. $W/B=3$ ve $B=25$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi



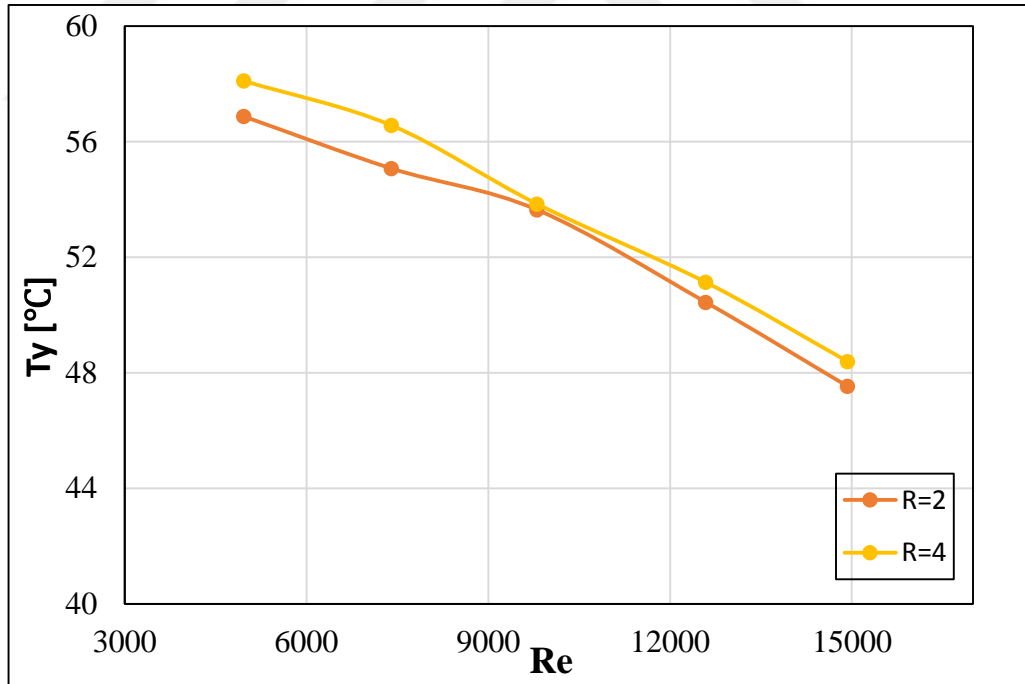
Şekil 4.115. $W/B=3$ ve $B=25$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



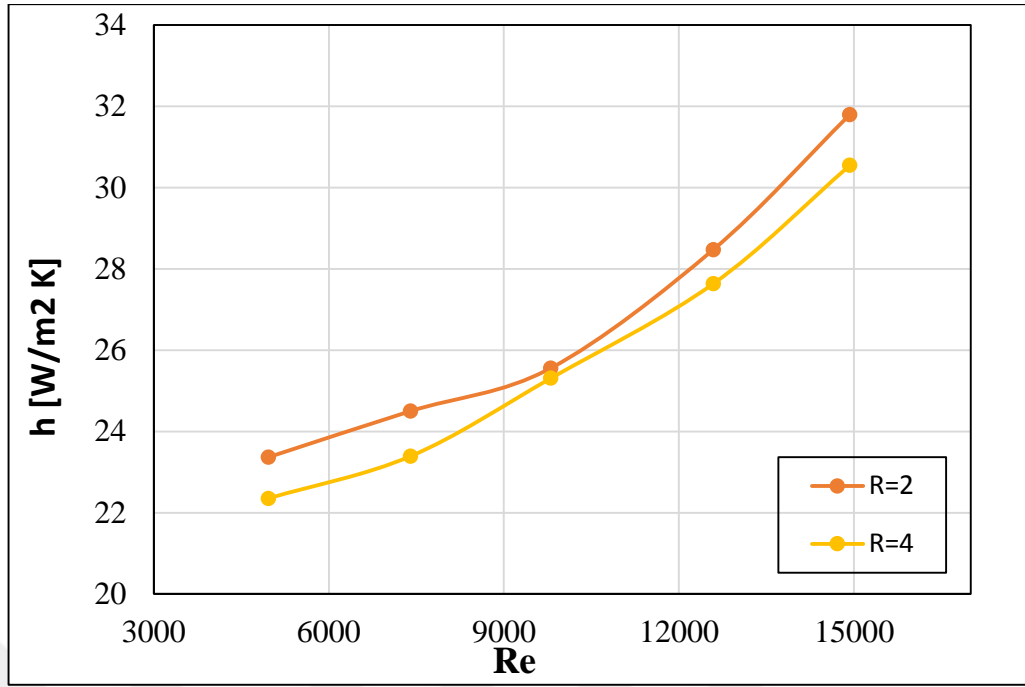
Şekil 4.116. $W/B=3$ ve $B=25$ mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



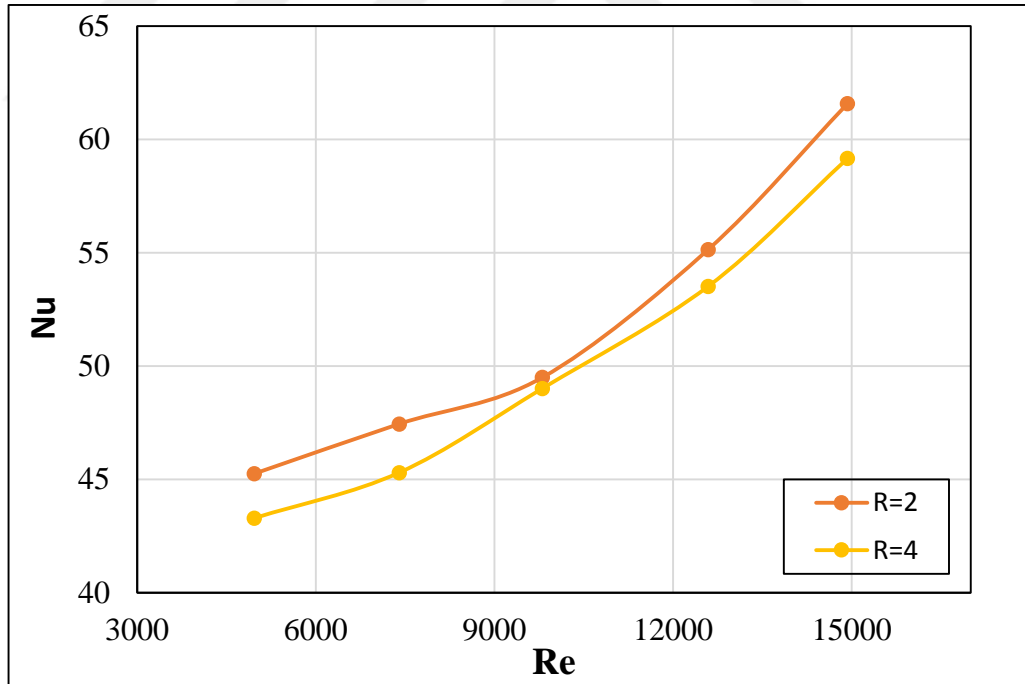
Şekil 4.117. W/B=2 ve B=25 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



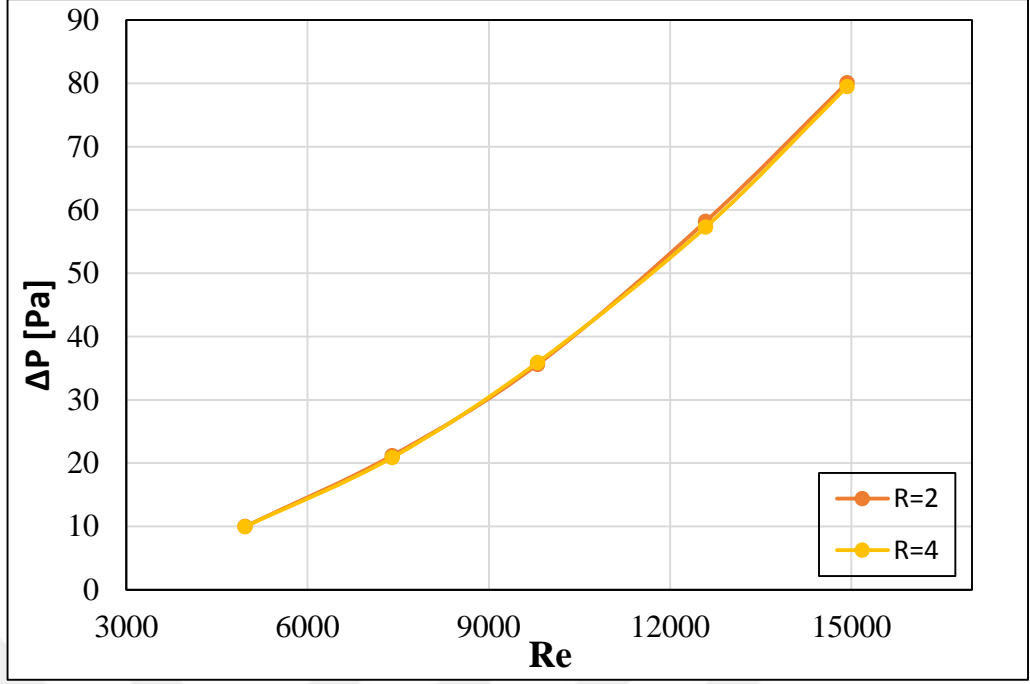
Şekil 4.118. W/B=4 ve B=15 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



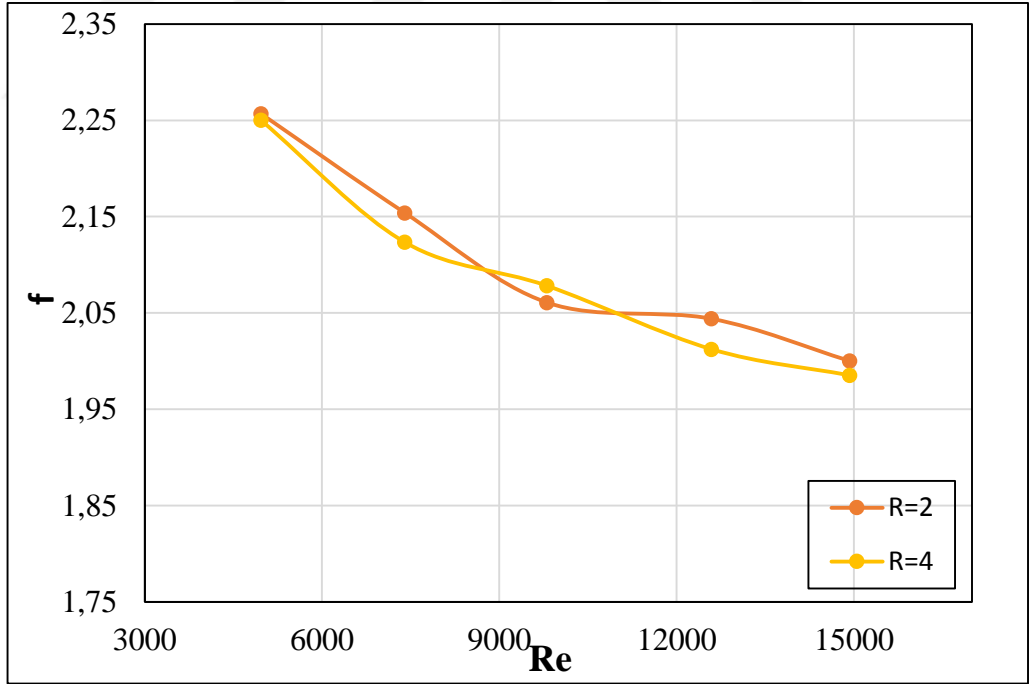
Şekil 4.119. $W/B=4$ ve $B=15$ mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi



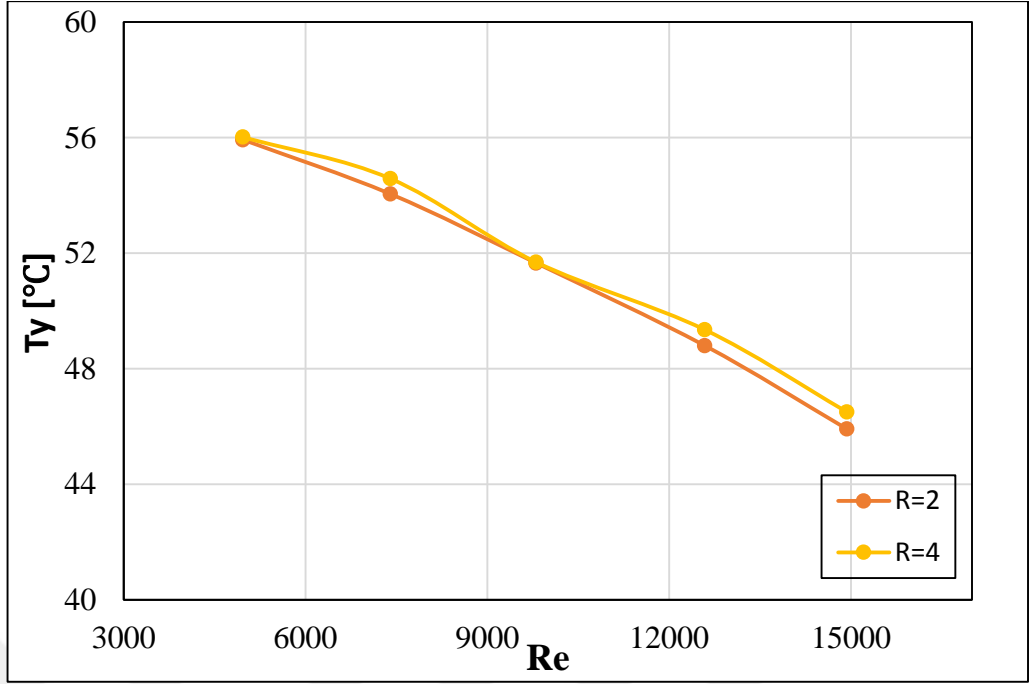
Şekil 4.120. $W/B=4$ ve $B=15$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



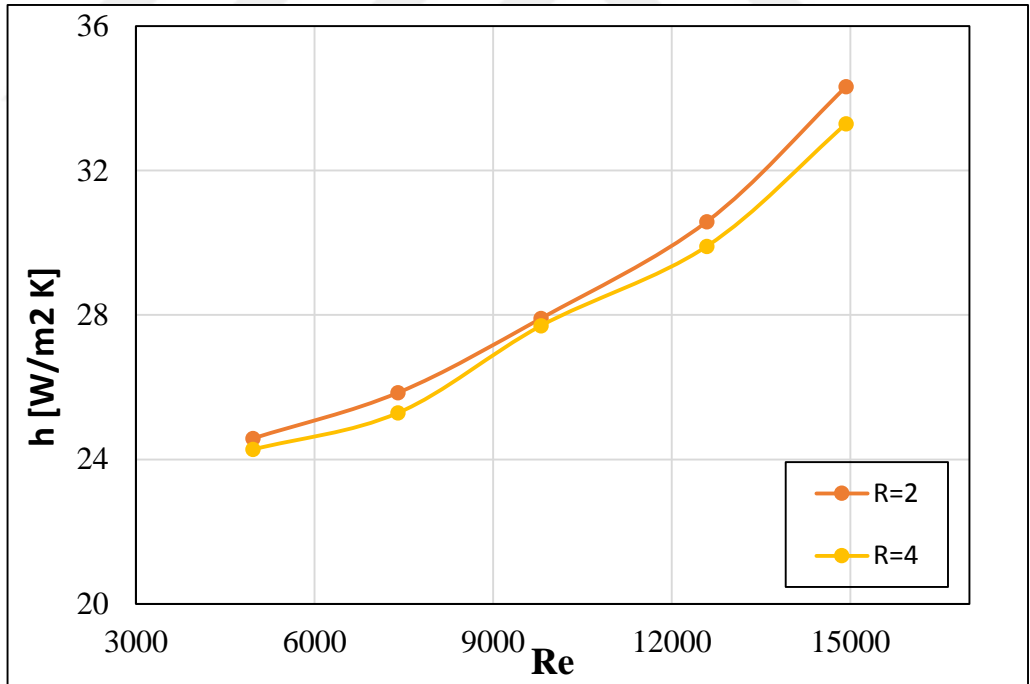
Şekil 4.121. W/B=4 ve B=15 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



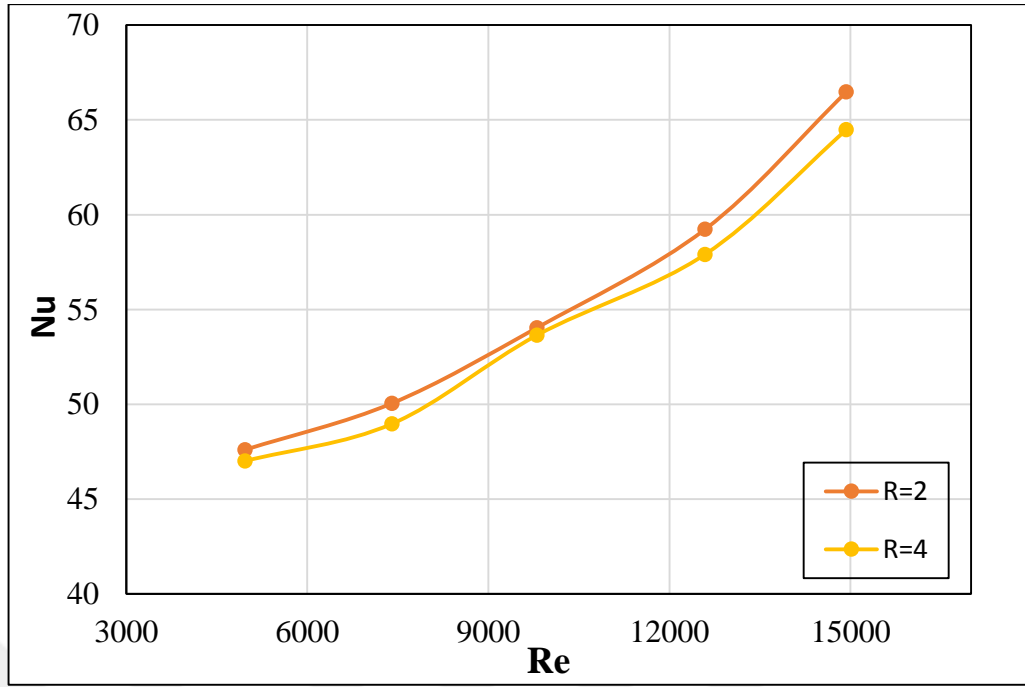
Şekil 4.122. W/B=4 ve B=15 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



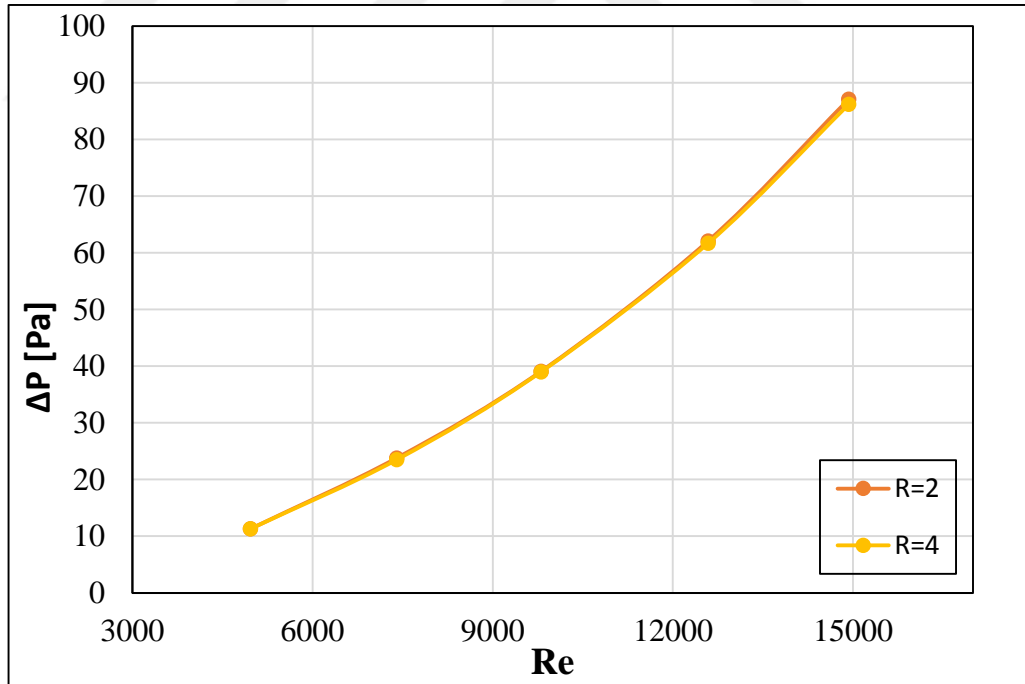
Şekil 4.123. W/B=4 ve B=20 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



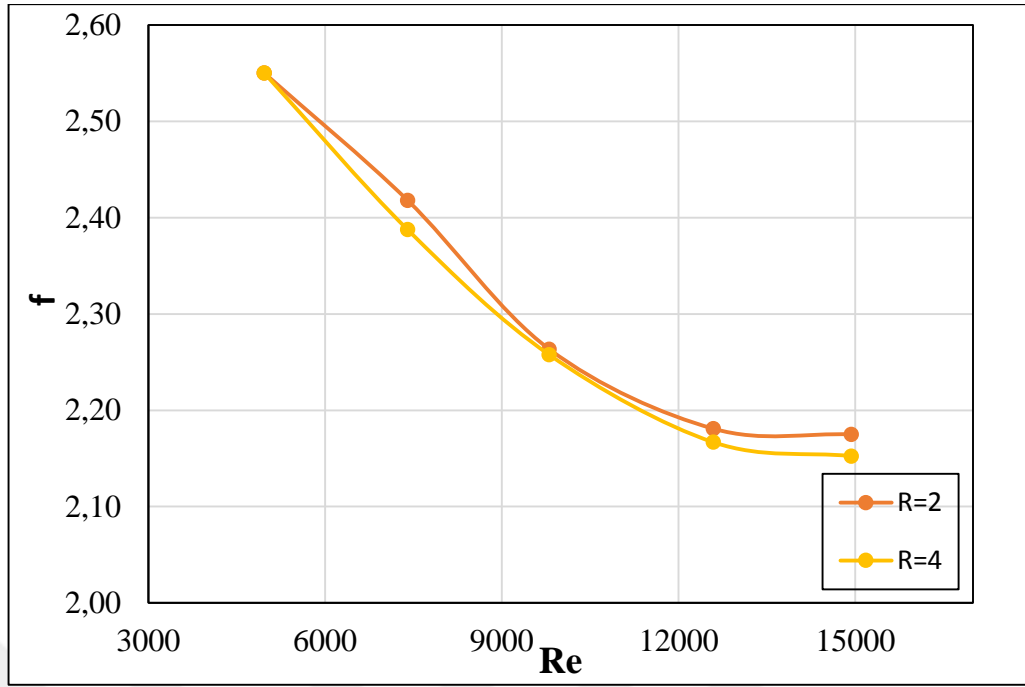
Şekil 4.124. W/B=4 ve B=20 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişim



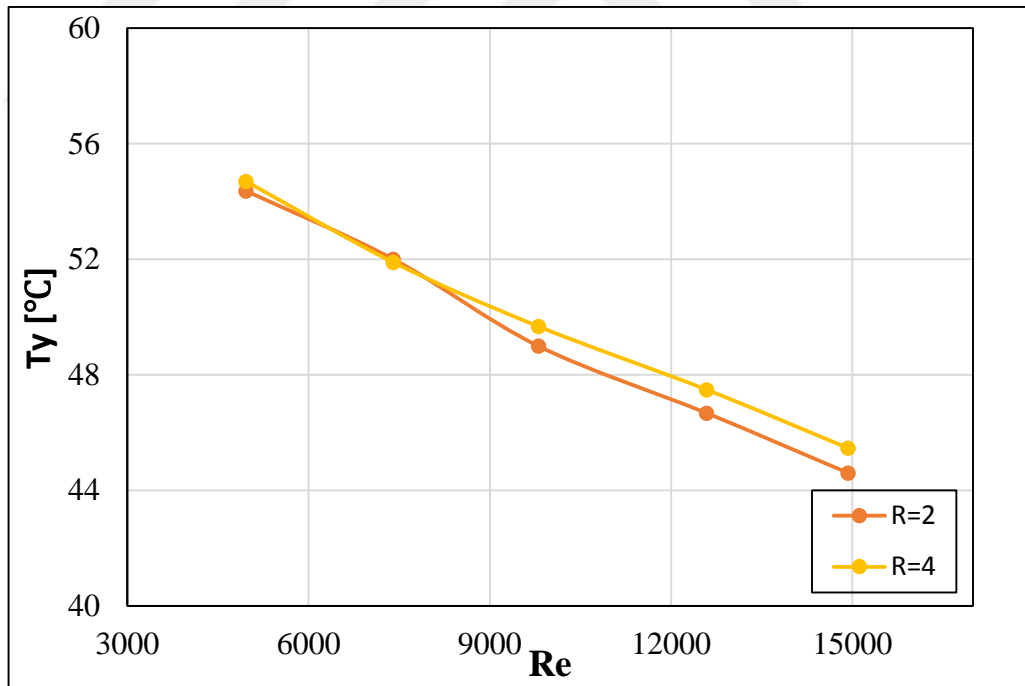
Şekil 4.125. $W/B=4$ ve $B=20$ mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



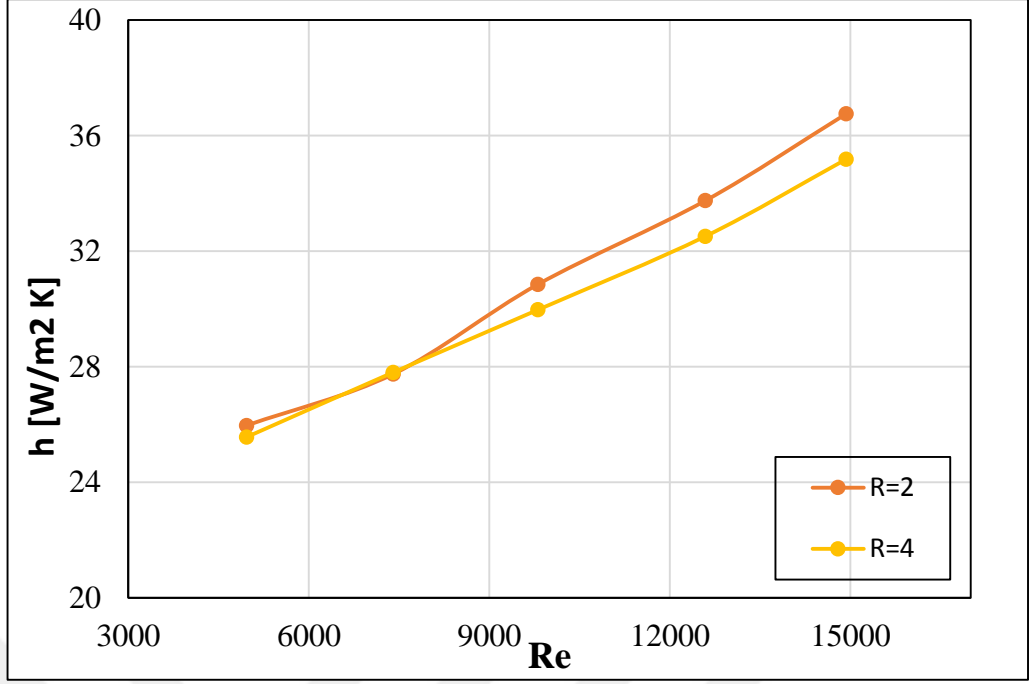
Şekil 4.126. $W/B=4$ ve $B=20$ mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



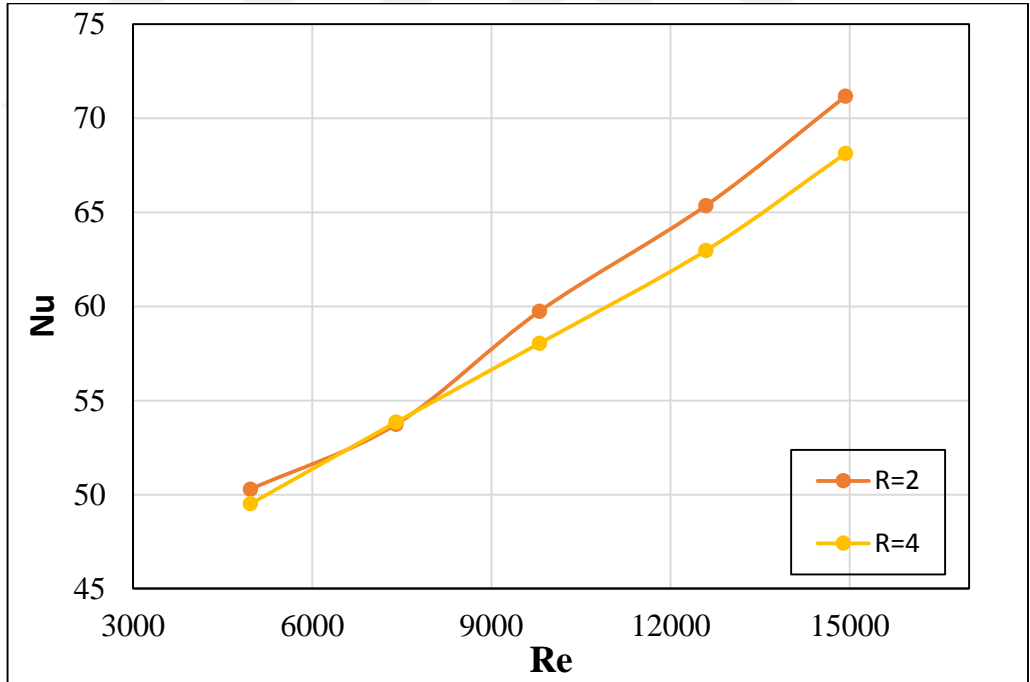
Şekil 4.127. W/B=4 ve B=20 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



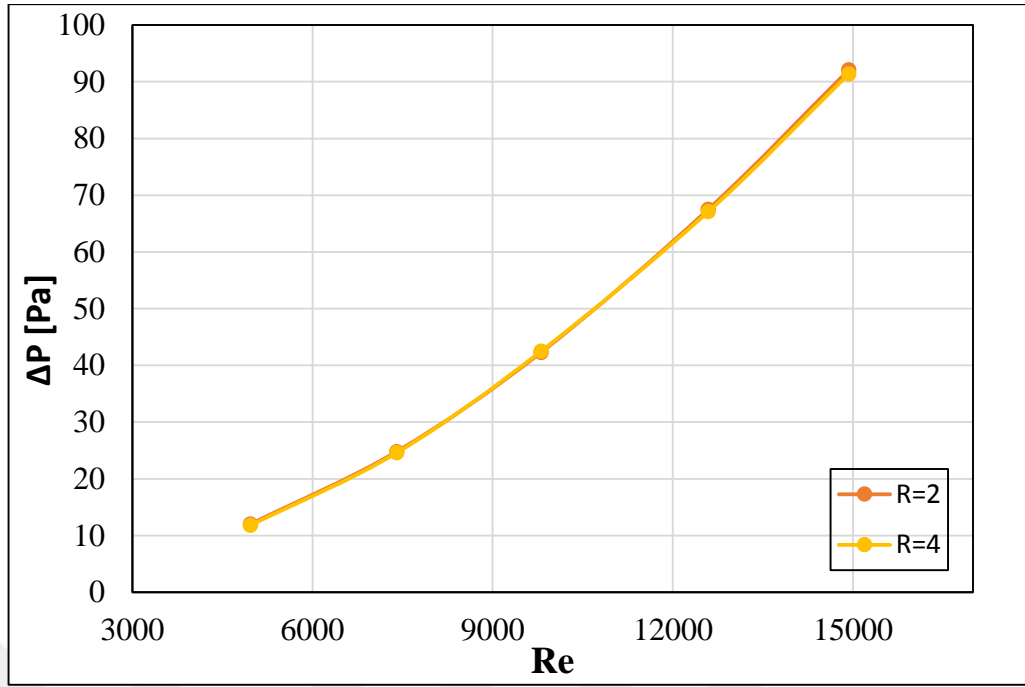
Şekil 4.128. W/B=4 ve B=25 mm için yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



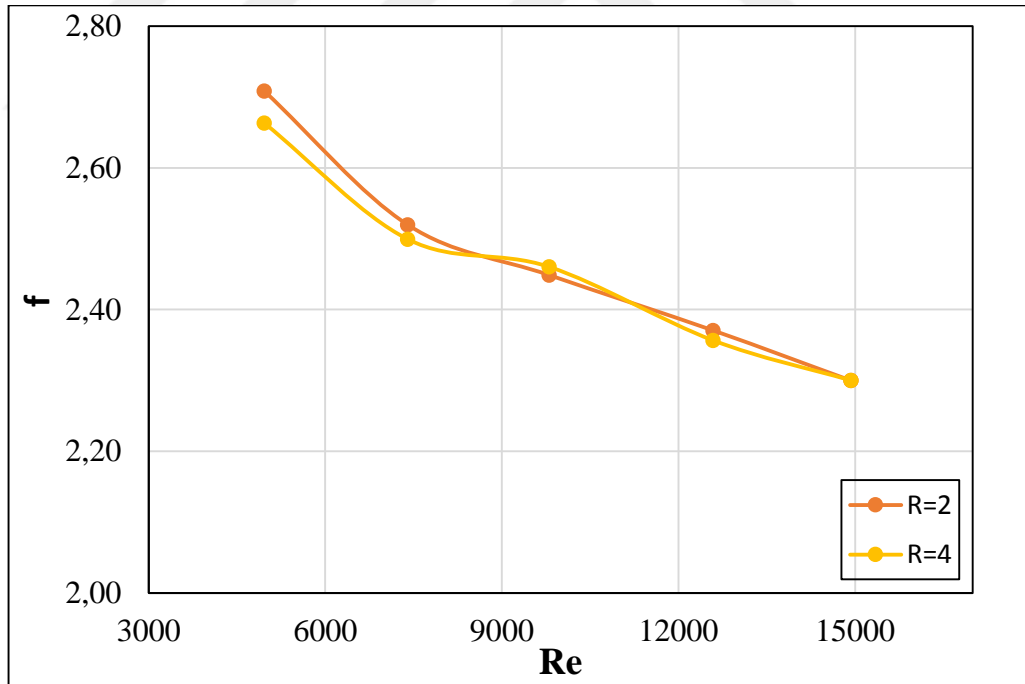
Şekil 4.129. W/B=4 ve B=25 mm için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.130. W/B=4 ve B=25 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.131. W/B=4 ve B=25 mm için basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.132. W/B=4 ve B=25 mm için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

5. SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu çalışmada, yatay kanal içerisine dalgalı üçgen eleman yerleştirilmiş ve sabit ısı akısı sınır şartında zorlanmış taşınımla türbülanslı akışta ısı transfer ve basınç düşümü karakteristikleri incelenmiştir. Dalgalı üçgen elemanların kenar uzunlukları, eğrilik yarıçapı ve ikili yerleşim durumunda üçgenler arasındaki boşluk oranı etkileri deneysel olarak araştırılmıştır. Deneysel ölçümler ile gerçekleştirilen hesaplamalardan elde edilen sonuçlar uygun çıktılar halinde sunulmuştur. Araştırma bulguları ve tartışa bölümünde sonuçlar kapsamlı bir biçimde açıklanmaya çalışılmıştır. Bu bölümde çalışmadan elde edilen önemli çıkarımlar aşağıda sunulmuştur

- Tekli yerleşim durumunda kenar uzunluğunun (B) artması yüzey sıcaklıklarının azalmasına neden olmuştur. Düşük yüzey sıcaklıkları daha yüksek ısı transferi sağlanmasına yol açmıştır. Reynolds sayısının artması ile ısı taşınım katsayısı ve Nusselt sayısı artmıştır. Reynolds sayısının neden olduğu akış hızlanması ve türbülans yoğunluğu artışının bir nedeni olarak yorumlanmıştır.
- Tekli yerleşim durumunda iç elemanların kenar uzunluklarının artması blokaj etkisini, jet akışını ve karışma etkisini artırdığından dolayı çalışılan durumlar arasında en yüksek ısı transferinin elde edilmesine neden olmuştur. Benzer şekilde, iç eleman kenar uzunluğunun artması da basınç düşümünün artmasına neden olmuştur. Isı transfer sonuçlarında olduğu gibi en yüksek basınç düşümleri en uzun kenara sahip iç elemanlarda meydana gelmiştir.
- Tekli yerleşim durumunda kenar uzunluğu sabit tutulduğunda yüzey sıcaklıklarının R=2 mm olduğu durumda R=4 mm olduğu duruma göre nispeten daha düşük olduğu görülmüştür. Eğrilik yarıçapının azalması ısı transferini az miktarda arttırmıştır. Ancak, eğrilik yarıçapının kenar uzunluğuna göre çok daha zayıf bir etki oluşturduğu görülmüştür.
- Tekli yerleşim durumunda sonuçlar basınç düşümü açısından incelendiğinde eğrilik yarıçapının basınç düşümünde kenar uzunluğuna göre çok daha düşük seviyede etkili olduğu ve bu durumun sürtünme faktörü için de geçerli olduğu sonucuna varılmıştır.

- İkili ardışık yerleşim durumunda parametreler kıyaslandığında kenar uzunluğu ve eğrilik yarıçapının ısı transferi ve basınç düşümü karakteristikleri açısından tekli yerleşim düzenindeki davranışlara benzer davranışlar sağladıkları görülmüştür. Sabit bir boşluk oranında, kenar uzunluğunun artışı ve eğrilik yarıçapının azalması ısı transferinde artışa neden olmuştur. Eğrilik yarıçapının etkisinin tekli yerleşim düzeninde olduğu gibi kenar uzunluğuna göre çok daha zayıf bir etkiye sahip olduğu sonucuna varılmıştır.
- İkili ardışık yerleşim durumunda sabit bir boşluk oranında kenar uzunluğundaki artış basınç düşümünde ve sürtünme faktöründe artışa yol açtığı görülmüştür. Eğrilik yarıçapındaki azalmasının ise nispeten daha düşük bir artışa yol açtığı gözlemlenmiştir.
- İkili ardışık yerleşim durumunda boşluk oranının kenar uzunluğu ve eğrilik yarıçapına göre daha yüksek bir etkiye sahip olduğu görülmüştür. Büyük boşluk oranı ($W/B=4$) için daha yüksek ısı transfer sonuçları elde edilmiştir. Isı transfer sonuçları açısından boşluk oranının neden olduğu belirgin bir fark gözlemlenmiştir. Bu durumun test bölgesindeki düzensiz akış bölgelerinin uzunluğuyla ilişkili olduğu düşünülmüştür. İlk iç elemanın üzerinden geçen akışta sınır tabakanın bozulduğu ve devamında ikinci iç elemanın üzerinden geçerek tekrar bozulduğu, neticede sınır tabakadaki bu etkileşimlerin ısı transferini artırdığı görülmüştür. İç elemanlar arasındaki mesafenin yani boşluk oranının artması iç elemanların ardında gelişen düzensiz akış bölgelerinin uzunluğunu büyüttüğü, bu durum ısı transferinin artmasında etkili olduğu düşünülmüştür.
- İkili ardışık yerleşim durumunda boşluk oranının kenar uzunluğu ve eğrilik yarıçapına göre basınç düşümü üzerinde daha yüksek bir etkiye sahip olduğu görülmüştür. Boşluk oranı W/B 'nin 2'den 3'e çıkarılmasının basınç düşümünde %45 civarında bir artışa neden olduğu, benzer şekilde boşluk oranının 2'den 4'e çıkarıldığında ise bu oran %90 civarında olduğu sonucuna varılmıştır.

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.
- Aksoğan, M., Bayer, H., 2019. Gelişen toplumda teknoloji bağımlılığına bir bakış. *Zeugma 2. Uluslararası Multidisipliner Çalışmalar Kongresi*, 18-20 Ocak 2019, Tam Metin Kitabı, 628, Gaziantep.
- Bayrakçeken, A. 2018. Trapez türbülatoörlü kanalda tasarım parametrelerin Taguchi yöntemi ile optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Anabilim Dalı, Erzurum.
- Binark, A.K. 1990. Pimli yüzeylerde ısı taşınımı. Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Anabilim Dalı, İstanbul.
- Ceylan, M. 2018. Minikanallarda nanoakışkanların karma taşınım ile ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Erzurum Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Anabilim Dalı, Erzurum.
- Chin, S.B., Foo J.J., Lai Y.L., Yong T.K. 2013. Forced convective heat transfer enhancement with perforated pin fins. *Heat Mass Transfer* 49, 1447-1458.
- Çalışkan, S. 2012. Experimental investigation of heat transfer in a channel with new winglet-type vortex generators. *International journal of heat and mass transfer* 55, 5941-5958.
- Çalışkan, M. 2019. Destekleyen ve Karşıt Akış Durumlarında Havanın Karma Taşınım ile Isı Transferi ve Akış Karakteristiklerinin Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Erzurum Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Anabilim Dalı, Erzurum
- Çengel, Y.A., Tanyıldızı, V., Dağtekin, İ. 2011. Isı ve kütle transferi. Güven Kitabevi.
- Dağlı, S. 2016. Farklı kanal geometrilerinde kanal yüzeyindeki engellerin ısı transferine etkisinin deneysel olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Hitit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Anabilim Dalı, Çorum
- Du S.Q., Bilgen E., Vasseur P., 1998. Mixed convection heat transfer in open ended channels with protruding heaters. *Heat and Mass Transfer* 34, 263-270.
- Emiralioglu, H. 2019. Farklı kesitli kaydırılmış iğne-kanat dizilimlerinin ısı transferi ve basınç kaybı üzerine etkisi, Yüksek Lisans Tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Anabilim Dalı, Eskişehir.
- Goldstein, R.J., Jabbari, M.Y., Chen, S.B., 1994. Convective mass transfer and pressure loss characteristics of staggered short pin-fin arrays. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 37,149-160.

Guan N., Luan T., Jiang G., Liu Z.G. - Zhang C.W. (2016). Influence of heating load on heat transfer characteristics in micro-pin-fin arrays. *Heat Mass Transfer* 52, 393–405.

Güneş, S., Manay, E., Senyigit, E., Ozceyhan, V., 2011. A Taguchi approach for optimization of desing parameters in a tube with coiled wire inserts. *Applied Thermal Engineering* 31, 2568-277.

Incropera, F.P., Dewitt., D.P., Bergman, T.L., Lavine A.S., 2013, *Principles of Heat and Mass Transfer*, 434-485.

John T.J., Mathew B., Hegab H. 2010. Parametric study on the combined thermal and hydraulic performance of single-phase micro pin-fin heat sinks part I: square and circle geometries. *International Journal of Thermal Sciences* 49, 2177-2190.

Karakoç, F. 1998. Pimli yüzeylerde ısı transferi ve basınç kaybının teorik ve deneysel incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Niğde Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Anabilim Dalı, Niğde

Khonsue O. 2018. Enhancement of the forced convective heat transfer on mini pin fin heat sinks with micro spiral fins. *Heat and Mass Transfer* 54, 563–570.

Kıvılcım, G. 2007. Yatay dikdörtgen kanallarda akış ve dik dairesel olmayan dönel engellerin ısı transferine etkisi, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Anabilim Dalı, Sakarya.

Kotcioğlu İ., Ayhan, T., Olgun, H., Ayhan, B., 1998. Heat transfer and flow structure in a rectangular channel with wing-type vortex generator. *Thermal Journal of Engineering and Environmental Science*, 185-195.

Kotcioğlu İ., Caliskan S., Baskaya S. (2011). Experimental study on the heat transfer and pressure drop of a cross-flow heat exchanger with different pin-fin arrays. *Heat Mass Transfer* 47, 1133–1142.

Kotcioğlu, İ., Bölükbaşı, A, 2003. Experimental investigation heat transfer in different winglet- surfaces in a vertical rectangular duct. *Science and Engineering Journal of. DEU University*, 2, 89-102.

Kutlu, Y. 2019. Bir kanal içindeki mini pim kanatçıklı ısı kaynağından olan zorlanmış taşınım ile ısı transferinin nümerik olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Anabilim Dalı, Ankara.

Mandev, E. 2017. Mikrokanallarda nanoakışkanların karma taşınım ile ısı transferi karakteristiklerinin deneysel olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Erzurum Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Anabilim Dalı, Erzurum.

Moshfegh, B., Nyireddy, R., 2004. Comparing RANS models for flow and thermal analysis of pin fin heat sinks, 15th Australasian Fluid Mechanics Conference.

Nakagawa, S., Sende, M., Wakasugi, H., Hiraide, A., 1998. Heat transfer in channel flow around a rectangular cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 27,84.

Özkent, S. 2012. Farklı geometrik şekillere sahip küt cisimler etrafındaki akışın modellenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Ondokuz Mayıs Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Anabilim Dalı, Samsun.

Peles Y., Kosar A., Mishra C., Kuo C.J., Schneider B. 2005. Forced convective heat transfer across a pin fin micro heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 3615–3627.

Sara, O. N. 2003. Performance analysis of rectangular ducts with staggered square pin fins. *energy conversion management*, 144, 1787-1803.

Subaşı, A. 2010. Yanıt yüzey yöntemi yardımı ile ısı değiştirici optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Anabilim Dalı, Erzurum.

Şahin, B., Özer, R. A., Manay, E., Ates., İ., 2019. Mikrokanallı ısı alıcıda SiO₂-su nanoakışkanının karma taşınım özelliklerinin deneysel olarak incelenmesi. *DÜMF Mühendislik dergisi* 10:1, 169-180.

Tanyıldızı, V., Evin, D., Gül, H, 2006. Experimentally investigation of the effect of a square cross-sectional obstacle located in a channel on heat transfer. *Science and Engineering Journal of Fırat University* 18, 249-255.

Temiz, R.Ö. 2019. Nanoakışkanların minikanallarda karma taşınım ile ısı transferinin destekleyen ve karşıt akış koşullarında deneysel incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Erzurum Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Anabilim Dalı, Erzurum

Toprak, B.İ. 2020. Yapay metal köpük ile entegre edilmiş kanatçıklı ısı alıcısının akış ve ısıl performans analizi, Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Anabilim Dalı, Erzurum

Turan, B. 2010. İçerisine keskin uçlu disk yerleştirilmiş borularda karma taşınım ile ısı transferinin incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Anabilim Dalı, Elazığ.

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, J. Y., Perng, S.W. 1999. Effect of an oblique plate on the heat transfer enhancement of mixed convection over heated blocs in a horizontal channel. *International Journal of Heat and Transfer* 42, 1217-1235.

Yu, R., Chaoyi W., Shusheng Z. 2009. Transitional Flow and Heat Transfer Characteristics in a Rectangular Duct with Stagger-arrayed Short Pin Fins. *Chinese Journal of Aeronautics* 22, 237-242.

