

**T.C.  
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**İÇERİSİNE BÜKÜLMÜŞ ŞERİTLER YERLEŞTİRİLMİŞ BİR  
BORUDA ISI GEÇİŞİNİN VE BASINÇ DÜŞÜMÜNÜN  
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

**Hazırlayan  
Halit BAŞ**

**Danışman  
Doç. Dr. Veysel ÖZCEYHAN**

**Yüksek Lisans Tezi**

**Ocak 2012  
KAYSERİ**

**BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK**


Bu çalışmadaki tüm bilgilerin, akademik ve etik kurallara uygun bir şekilde elde edildiğini beyan ederim. Aynı zamanda bu kural ve davranışların gerektirdiği gibi, bu çalışmanın özünde olmayan tüm materyal ve sonuçları tam olarak aktardığımı ve referans gösterdiğimi belirtirim.




Halit BAŞ

## YÖNERGEYE UYGUNLUK

İçerisine Bükülmüş Şeritler Yerleştirilmiş Bir Boruda Isı Geçişi ve Basınç Düşümünün Deneysel Olarak İncelenmesi adlı Yüksek Lisans tezi, Erciyes Üniversitesi Lisansüstü Tez Önerisi ve Tez Yazma Yönergesi'ne uygun olarak hazırlanmıştır.

  
Tezi Hazırlayan  
Halit BAŞ

  
Danışman  
Doç.Dr. Veysel ÖZCEYHAN

  
Makine Mühendisliği ABD Başkanı  
Prof. Dr. İbrahim UZMAY

Doç.Dr. Veysel ÖZCEYHAN danışmanlığında Halit BAŞ tarafından hazırlanan “İçerisine Bükülmüş Şeritler Yerleştirilmiş Bir Boruda Isı Geçişinin ve Basınç Düşümünün Deneysel Olarak İncelenmesi” adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

06/01/2011

**JÜRİ:**

Başkan : Prof. Dr. Necdet ALTUNTOP

Üye : Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN

Üye : Doç. Dr. Veysel ÖZCEYHAN

**ONAY:**

Bu tezin kabulü, Enstitü Yönetim Kurulunun 10/01/2012 tarih ve 2012/02-09... sayılı kararı ile onaylanmıştır.



Prof. Dr. Necmettin MARAŞLI  
Enstitü Müdürü

## TEŞEKKÜR

Tez konumun belirlenmesinde, y¼r¼t¼lmesinde, sonuçlandırılmasında ve sonuçların değerlendirilmesinde maddi ve manevi destek ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocam sayın Doç. Dr. Veysel ÖZCEYHAN'a teŐekk¼r ederim. Deneysel çalıŐmalarımnda kullandığım b¼k¼lm¼Ő Şeritlerin ¼retilmesinde yardımlarını esirgemeyen sayın Yrd. Doç. Dr. Eyyup GEREKCİÖğLU'na da teŐekk¼r¼ bir borç bilirim.

Ayrıca tez çalıŐması boyunca bana verdikleri destek, g¼stermiŐ oldukları sabır ve anlayıŐtan dolayı t¼m aileme teŐekk¼r eder, saygı ve sevgilerimi sunarım.

# İÇERİSİNE BÜKÜLMÜŞ ŞERİTLER YERLEŞTİRİLMİŞ BİR BORUDA ISI GEÇİŞİ VE BASINÇ DÜŞÜMÜNÜN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

**Halit BAŞ**

**Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü**

**Yüksek Lisans Tezi, Ocak 2012**

**Danışman: Doç. Dr. Veysel ÖZCEYHAN**

## ÖZET

Bu çalışmada içerisine bükülmüş şeritler yerleştirilmiş bir boruda ısı geçişi ve basınç düşümü deneysel olarak incelenmiştir. Şeritler boru içerisine boru iç yüzeyinden ayrı olarak yerleştirilmiştir. Deneyler, beş farklı büküm oranı ( $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve  $4$ ) ve dört farklı açıklık oranı ( $c/D=0.0178, 0.0357, 0.0535$  ve  $0.0714$ ) olmak üzere toplam 20 farklı şerit kullanılarak Reynolds sayısının 5132-24989 aralığında gerçekleştirilmiştir. Boru dış yüzeyine sabit ısı akısı uygulanmış ve akışkan olarak hava seçilmiştir. Boş boru deneylerinden elde edilen Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı değerleri literatürde mevcut olan eşitliklerden elde edilmiş değerler ile karşılaştırılmış ve iyi bir uyum içerisinde oldukları görülmüştür. Boru içerisine yerleştirilen şeritler boş boruya göre ısı geçişi ve basınç düşümünde artışlara neden olmuştur. Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranı büküm oranının ve açıklık oranının azalması ile artmıştır. İncelenen bütün durumlarda, ısı geçişi iyileşmesi Reynolds sayısının artması ile azalmakta ve Reynolds sayısının 15000 değerinden sonra yaklaşık olarak sabit kalmaktadır. En yüksek net iyileşme oranı 5183 Reynolds sayısında  $y/D=2$  ve  $c/D=0.0178$  için 1.756 olarak elde edilmiştir. Sonuçta, bu çalışma büküm oranının ( $y/D$ ) açıklık oranına ( $c/D$ ) nazaran ısı geçişi ve basınç düşümü üzerindeki etkisinin daha fazla olduğunu ve bükülmüş şeritlerin boru iç yüzeyinden ayrı olarak yerleştirilmesi ile boru içerisinde oluşması düşünülen kirlenmeyi de azaltarak ısı geçişinin artırılabilceğini göstermiştir.

**Anahtar Kelimeler:** ısı geçişi, basınç düşümü, ısı transfer iyileşmesi, bükülmüş şerit

# THE EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP IN A TUBE WITH TWISTED TAPE INSERTS

**Halit BAŞ**

**Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences**

**M.Sc. Thesis, January 2012**

**Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Veysel ÖZCEYHAN**

## ABSTRACT

Heat transfer and pressure drop in a tube with twisted tape inserted were investigated experimentally. The twisted tapes were placed separately from the tube wall. The experiments were conducted for five different twist ratio ( $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve  $4$ ) and four different clearance ratio ( $c/D=0.0178, 0.0357, 0.0535$  ve  $0.0714$ ) in the range of Reynolds number from 5132 to 24989. Uniform heat flux was applied to the external surface of the tube wall and the air was selected as a working fluid. The obtained Nusselt number and friction factor values on plain tube were compared with using well known equations given in literature and were seen in good agreement. The twisted tapes placed in the tube supplied considerable increase on heat transfer and pressure drop when compared with the plain tube. The Nusselt number, friction factor and heat transfer enhancement increased with the decrease of clearance ratio ( $c/D$ ) and twist ratio ( $y/D$ ). For all investigated cases, heat transfer enhancement ( $\zeta$ ) tends to decrease with the increase of Reynolds number and to be nearly uniform for Reynolds number over 15,000. The highest heat transfer enhancement was obtained as 1.756 for  $c/D=0.0178$  and  $y/D=2$  at Reynolds number of 5183. At a result, this study presented that twist ratio is more effective factor than clearance ratio on heat transfer and pressure drop and heat transfer can be increase to provide less contamination with placed separately the tube wall.

**Keywords:** heat transfer, pressure drop, heat transfer enhancement, twisted tape

## İÇİNDEKİLER

### İÇERİSİNE BÜKÜLMÜŞ ŞERİTLER YERLEŞTİRİLMİŞ BİR BORUDA ISI GEÇİŞİ VE BASINÇ DÜŞÜMÜNÜN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK .....	i
YÖNERGEYE UYGUNLUK.....	ii
ONAY .....	iii
TEŞEKKÜR.....	iv
ÖZET .....	v
ABSTRACT .....	vi
İÇİNDEKİLER .....	vii
KISALTMALAR VE SİMGELER.....	x
ŞEKİLLER LİSTESİ .....	xii
<b>GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>

## 1. BÖLÜM

### GENEL BİLGİLER

<b>1.1. Isı Transferini İyileştirme Teknikleri.....</b>	<b>3</b>
<b>1.1.1. Pasif Teknikler .....</b>	<b>3</b>
<b>1.1.2. Aktif Teknikler .....</b>	<b>6</b>



## 2. BÖLÜM

### LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1. Giriş .....	7
2.2. Isı Transferi İyileştirmesi Konusunda Yapılmış Çalışmalar .....	7

## 3. BÖLÜM

### BORU VE KANAL İÇERİSİNDEKİ TÜRBÜLANSLI AKIŞTA ISI GEÇİŞİ VE BASINÇ KAYBI

3.1. Giriş .....	15
3.2. Boru ve Kanallarda Hidrodinamik Sınır Tabaka.....	16
3.3. Borularda Basınç Düşümü ve Sürtünme Katsayısı .....	18
3.4. Dairesel Borularda Türbülanslı Akışta Isı Transferi Katsayısı .....	19

## 4. BÖLÜM

### DENEY DÜZENEĞİ VE YÖNTEMİ

4.1. Deney Düzenegi .....	20
4.2. Isıtma Sistemi .....	22
4.3. Sıcaklık Ölçümü .....	23
4.4. Basınç Düşümü Ölçümü .....	25
4.5. Debi Ölçümü .....	26
4.6. Veri Toplama Sistemi .....	27
4.7. Boru İçerisine Yerleştirilen Helisel Olarak Bükülmüş Şeritler .....	27
4.8. Deneylerin Yapılışı .....	30
4.9. Isı Transferi Katsayısının Hesaplanması .....	31
4.10. Boru İç Yüzey Sıcaklığı $T_{id}$ 'nin Hesaplanması .....	32
4.11. Ortalama Akışkan Sıcaklığı ( $T_b$ )'nin Hesaplanması .....	34
4.12. Sürtünme Katsayısının Hesaplanması .....	34
4.13. Isıl Performans Faktörü .....	34

## 5. BÖLÜM

### DENEY SONUÇLARI

<b>5.1. Boş Boru Deneyleri .....</b>	<b>36</b>
<b>5.1.1. Nusselt Sayısı (Nu).....</b>	<b>38</b>
<b>5.1.2. Sürtünme Katsayısı (<math>f</math>).....</b>	<b>44</b>
<b>5.2. Boru İçerisine Helisel Bükülmüş Şeritler Yerleştirilerek Yapılan Deneyler.....</b>	<b>46</b>
<b>5.2.1. (<math>c/D=0.0178</math>) Açıklık Oranına Sahip Deneyler .....</b>	<b>46</b>
<b>5.2.2. (<math>c/D=0.0357</math>) Açıklık Oranına Sahip Deneyler .....</b>	<b>55</b>
<b>5.2.3. (<math>c/D=0.0535</math>) Açıklık Oranına Sahip Deneyler .....</b>	<b>64</b>
<b>5.2.4. (<math>c/D=0.0714</math>) Açıklık Oranına Sahip Deneyler .....</b>	<b>73</b>
<b>5.2.5. Açıklık Oranının Isı Transferi ve Basınç Düşümüne Etkisi .....</b>	<b>81</b>

## 6. BÖLÜM

### TARTIŞMA-SONUÇLAR VE ÖNERİLER

<b>6.1. Sonuçlar ve Değerlendirme .....</b>	<b>88</b>
---	-----------

<b>KAYNAKLAR .....</b>	<b>91</b>
------------------------	-----------

**ÖZGEÇMİŞ**

## KISALTMALAR VE SİMGELER

$A_y$	: Yalıtım malzemesinin dış yüzey alanı
$A_{12}$	: Yalıtım dış yüzeyi ile boru dış yüzeyinin logaritmik ortalaması
$c$	: Boru iç yüzeyi ile şerit arasındaki mesafe
$c_p$	: Özgül ısı
$D$	: Boru iç çapı
$D_0$	: Boru dış çapı
$f$	: Sürtünme katsayısı
$f_b$	: Boş borudaki sürtünme katsayısı
$f_p$	: Helisel bükülmüş şerit yerleştirilmiş borudaki sürtünme katsayısı
$f_T$	: Isı transferi düzeltme katsayısı
$h$	: Isı transfer katsayısı
$h_o$	: Doğal taşınım katsayısı
$I$	: Akım
$k_d$	: Deney borusunun ısı iletim katsayısı
$k_f$	: Havanın ısı iletim katsayısı
$k_y$	: Yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısı
$L$	: Isıtılan boru boyu
$\dot{m}$	: Kütleli debi
$Nu_b$	: Boş borudaki Nusselt sayısı
$Nu_p$	: Helisel bükülmüş şerit yerleştirilmiş borudaki Nusselt sayısı
$Nu_T$	: Düzeltilmiş Nusselt sayısı
$Nu_x$	: Yerel Nusselt sayısı
$P_{net}$	: Boruya uygulanan net elektrik gücü
$Pr$	: Prandtl sayısı
$Q_{kayıp}$	: Kaybedilen ısı
$Q_v$	: Birim hacime verilen ısı miktarı
$Re$	: Reynolds sayısı
$r_i$	: Boru iç yarıçapı
$r_o$	: Boru dış yarıçapı

- $T_{dd}$  : Boru dış yüzey sıcaklığı  
 $T_{id}$  : Boru iç yüzey sıcaklığı  
 $u$  : Ortalama akışkan hızı  
 $V$  : Volt  
 $\dot{V}_b$  : Boş borudaki akışkanın hacimsel debisi  
 $\dot{V}_p$  : Helisel bükülmüş şerit yerleştirilmiş borudaki akışkanın hacimsel debisi  
 $\Delta P$  : Basınç farkı  
 $\Delta P_b$  : Boş borudaki basınç farkı  
 $\Delta P_p$  : Helisel bükülmüş şerit yerleştirilmiş borudaki basınç farkı  
 $y$  : Hatve yarısı  
 $\rho$  : Yoğunluk  
 $\nu$  : Kinematik viskozite

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Kabarcıklı kaynamanın şiddetlendirilmesi için özellikle yapılandırılmış, ısı transferini iyileştirici yüzeyler (a) Sinterlenmiş metal kaplama (b) Mekanik olarak oluşturulmuş çift-girintili oyuk.....	3
Şekil 1.2. Borularda tek fazlı akış ve çekirdek kaynamada bazı pürüzlü yüzey örnekleri (a) oluklu boru (b) pürüzlü boru (c) Çekirdek kaynaması için pürüzlü yüzey .....	4
Şekil 1.3. Kanatçık örnekleri.....	5
Şekil 1.4. Boru içerisine yerleştirilmiş kıvrılmış şerit eleman (a) boydan boya, (b) belirli mesafelerde.....	5
Şekil 3.1. Düz bir levha üzerinde hidrodinamik sınır tabakanın gelişimi .....	16
Şekil 3.2. Laminer akışta hidrodinamik sınır tabakanın gelişimi.....	16
Şekil 3.3. Türbülanslı akışta hidrodinamik sınır tabakanın gelişimi.....	17
Şekil 4.1. Deney düzeneği.....	21
Şekil 4.2. Isıtma için kullanılan transformatör ve varyak. ....	22
Şekil 4.3. Sıcaklık sensörlerinin boru dış yüzeyi boyunca yerleşiminin şematik olarak gösterimi. ....	23
Şekil 4.4. Fark basıncı ölçümünün şematik olarak gösterimi .....	25
Şekil 4.5. Fark basınç sensörü.....	25
Şekil 4.6. Debi ölçer.....	26
Şekil 4.7. Debi ölçere ait dijital ekran.....	26
Şekil 4.8. Veri toplayıcı .....	27
Şekil 4.9. Farklı hatve ve genişliklere sahip helisel bükülmüş şeritler .....	28
Şekil 4.10. Kenarlarına halkalar geçirilen şeritin boru içindeki görünümü .....	29
Şekil 4.11. Laminer alt tabaka kalınlığının Reynolds sayısı ile değişimi .....	30
Şekil 4.12. Deney borusunun kesiti .....	33
Şekil 5.1. $q=445 \text{ W/m}^2$ ve $Re=21342$ şartları altında yapılan boş boru deneyinde, boru dış yüzey sıcaklığının, iç yüzey sıcaklığının ve ortalama akışkan sıcaklığının boru eksenine boyunca değişimi.....	37

Şekil 5.2. $q=445 \text{ W/m}^2$ ve $Re=21342$ şartları altında yapılan boş boru deneyi için yerel Nusselt sayısının boru eksenine boyunca değişimi .....	38
Şekil 5.3. Boş boru deneylerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	39
Şekil 5.4. Deneysel elde edilen Nusselt sayılarının Dittus-Boelter eşitliği ile karşılaştırılması .....	40
Şekil 5.5. Deneysel elde edilen Nusselt sayılarının Colburn eşitliği ile karşılaştırılması.....	41
Şekil 5.6. Deneysel elde edilen Nusselt sayılarının Prandtl eşitliği ile karşılaştırılması .....	41
Şekil 5.7. Deneysel elde edilen Nusselt sayılarının Gnielinski eşitliği ile karşılaştırılması	42
Şekil 5.8. Deneysel elde edilen Nusselt sayılarının Petukhov eşitliği ile karşılaştırılması..	43
Şekil 5.9. Deneysel elde edilen Nusselt sayılarının Gnielinski, Dittus-Boelter ve Colburn eşitlikleri ile karşılaştırılması .....	43
Şekil 5.10. Deneysel sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	44
Şekil 5.11. Deneysel sonuçlardan elde edilen sürtünme katsayısının Moody eşitliği ile karşılaştırılması .....	45
Şekil 5.12. Deneysel sürtünme katsayısının Moody ve Petukhov eşitlikleri ile karşılaştırılması .....	46
Şekil 5.13. $y/D=2$ için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	47
Şekil 5.14. $y/D=2.5$ için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	47
Şekil 5.15. $y/D=3$ için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	48
Şekil 5.16. $y/D=3.5$ için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	48
Şekil 5.17. $y/D=4$ için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	49
Şekil 5.18. Farklı büküm oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	50
Şekil 5.19. $y/D=2$ için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	51
Şekil 5.20. $y/D=2.5$ için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	51
Şekil 5.21. $y/D=3$ için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	52
Şekil 5.22. $y/D=3.5$ için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	52
Şekil 5.23. $y/D=4$ için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	53
Şekil 5.24. Farklı büküm oranları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	54
Şekil 5.25. Farklı büküm oranları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi .....	55

Şekil 5.26. $y/D=2$ için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	56
Şekil 5.27. $y/D=2.5$ için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	56
Şekil 5.28. $y/D=3$ için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	57
Şekil 5.29. $y/D=3.5$ için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	57
Şekil 5.30. $y/D=4$ için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	58
Şekil 5.31. Farklı büküm oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	59
Şekil 5.32. $y/D=2$ için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	60
Şekil 5.33. $y/D=2.5$ için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	60
Şekil 5.34. $y/D=3$ için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	61
Şekil 5.35. $y/D=3.5$ için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	61
Şekil 5.36. $y/D=4$ için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	62
Şekil 5.37. Farklı büküm oranları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	63
Şekil 5.38. Farklı büküm oranları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi .....	64
Şekil 5.39. $y/D=2$ için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	65
Şekil 5.40. $y/D=2.5$ için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	66
Şekil 5.41. $y/D=3$ için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	66
Şekil 5.42. $y/D=3.5$ için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	67
Şekil 5.43. $y/D=4$ için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	67
Şekil 5.44. Farklı büküm oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	68
Şekil 5.45. $y/D=2$ için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	69
Şekil 5.46. $y/D=2.5$ için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	69
Şekil 5.47. $y/D=3$ için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	70
Şekil 5.48. $y/D=3.5$ için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	70
Şekil 5.49. $y/D=4$ için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	71
Şekil 5.50. Farklı büküm oranları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	72
Şekil 5.51. Farklı büküm oranları için net iyileşmenin Reynolds sayısı ile değişimi .....	72
Şekil 5.52. $y/D=2$ için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	74
Şekil 5.53. $y/D=2.5$ için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	74

Şekil 5.54. $y/D=3$ için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	75
Şekil 5.55. $y/D=3.5$ için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	75
Şekil 5.56. $y/D=4$ için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	76
Şekil 5.57. Farklı büküm oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	76
Şekil 5.58. $y/D=2$ için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	77
Şekil 5.59. $y/D=2.5$ için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	78
Şekil 5.60. $y/D=3$ için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	78
Şekil 5.61. $y/D=3.5$ için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	79
Şekil 5.62. $y/D=4$ için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	79
Şekil 5.63. Farklı büküm oranları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	80
Şekil 5.64. Farklı büküm oranları için net iyileşmenin Reynolds sayısı ile değişimi .....	81
Şekil 5.65. Aynı büküm oranı ve farklı açıklık oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	83
Şekil 5.66. Aynı büküm oranı ve farklı açıklık oranları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....	85
Şekil 5.67. Aynı büküm oranı ve farklı açıklık oranları için net iyileşmenin Reynolds sayısı ile değişimi .....	87



## GİRİŞ

### Konu ve Önemi

Enerji sektörü, ülkelerin kalkınma politikaları içinde hayati önem taşıyan stratejik bir alan niteliğindedir. Artan enerji fiyatları, küresel ısınma ve iklim değişikliği konusunda gelişen duyarlılık, dünya enerji talebindeki artışa karşın tükenme eğilimine girmiş olan fosil yakıtlara bağımlılığın yakın gelecekte devam edecek olması, yeni enerji teknolojileri alanındaki gelişmelerin artan talebi karşılayacak ticari olgunluktan henüz uzak oluşu, ülkelerin enerji güvenliği konusundaki kaygılarını her geçen gün daha da artırmaktadır [1].

Kalkınmakta olan ve nüfusu artan bir ülke olması nedeniyle Türkiye'nin enerji tüketimi hızla artmaktadır. Bu da doğal kaynakların bilinçsizce ve büyük bir hızla tüketilmeye başlamasına neden olmuştur. Bu bilinçsizce tüketim, enerji kaynaklarının verimli kullanımını gündeme getirdiği gibi, tüketim sonucunda oluşan her türlü katı sıvı ve gaz atıkların da arıtılmadan doğaya atılmasının meydana getirdiği önemli çevre kirliliğinin önlenmesi arayışını da beraberinde getirmiştir [2].

Enerji verimliliği, binalarda yaşam standardı ve hizmet kalitesinin, endüstriyel işletmelerde ise üretim kalitesi ve miktarının düşüşüne yol açmadan, birim hizmet veya ürün miktarı başına enerji tüketiminin azaltılmasıdır. Isıtma, aydınlatma ve ulaşım ihtiyaçlarımızı karşılarken, elektrikli ev eşyalarımızı kullanırken, kısacası günlük yaşantımızın her safhasında enerjiyi verimli kullanmak suretiyle, ihtiyaçlarımızı kısıtlamadan aile bütçesine, ülke ekonomisine ve çevremizin korunmasına katkı sağlamamız mümkündür [1].

Enerji verimliliğinde en önemli faktör enerji tasarrufudur. Genellikle enerjinin az kullanılması, iki ampulden birinin söndürülmesi şeklinde algılanmakta olan enerji tasarrufu, aslında enerji atıklarının değerlendirilmesi ve mevcut enerji kayıplarının önlenmesi yoluyla tüketilen enerji miktarının, kalite ve performansı düşürmeden en aza indirilmesidir. Enerji tasarrufu iki biçimde gerçekleştirilmektedir. Birincisi, doğrudan enerji tasarruf eden ev, araba ve diğer son teknolojileri kullanmak; alışkanlıkları ve günlük davranışları enerjiyi daha verimli kullanacak biçimde düzenlemek gibi somut önlemlerden oluşmaktadır. İkincisi ise, dolaylı enerji tasarrufu olup mevcut malların daha uzun süre kullanılmasını sağlayarak yeni malların üretimini azaltmak; enerji tüketimini minimize edecek biçimde yerleşim yerlerini düzenlemek, enerjiyi daha az tüketen teknolojiler kullanmak, ekonomide doğrudan materyal tüketiminin olmadığı etkinliklere geçiş yapmak gibi önlemlerdir [3].

Enerji tasarrufu, enerji arzının azaltılması veya kısıtlanması şeklinde düşünülmemelidir. Enerji yoğunluğunun azaltılması, kullanılan enerji miktarının değil, ürün başına tüketilen enerjinin azaltılmasıdır. Enerji maliyetlerini düşüren üretici, aynı miktardaki mal veya hizmetleri daha az enerji veya aynı miktar enerji ile daha çok mal ve hizmet üreterek, ulusal ve uluslararası alanda rekabet gücünü arttıracaktır [2].

### **Çalışmanın Amacı ve Kapsamı**

Boru içerisindeki akıslarda ısı transferinin iyileştirilmesi için yapılan çalışmalar literatürde geniş yer kaplamaktadır. Bu çalışmalarda boru içerisine yerleştirilen elemanlar genellikle boru iç yüzeyine bitişik durumda olup; ısı transferinin iyileştirilmesi ısı transfer yüzey alanının arttırılması yoluyla gerçekleştirilmektedir. Yapılan bu tez çalışmasında, mevcut diğer çalışmalardan farklı olarak helisel bükülmüş şeritler boru içerisine boru iç yüzeyinden belli mesafelerle ayrı ayrı yerleştirilmiştir. Deneyler, dört farklı açıklık oranı ( $c/D=0.0178, 0.0357, 0.0535$  ve  $0.0714$ ) ve beş farklı büküm oranı ( $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve  $4$ ) olmak üzere toplam 20 farklı şerit ile gerçekleştirilmiştir. Sonuçta, 20 farklı helisel şeridin sağladığı ısı geçişindeki artış, basınç düşümü ve neticede sağlanan net iyileşme belirlenmiştir.

## 1. BÖLÜM

### GENEL BİLGİLER

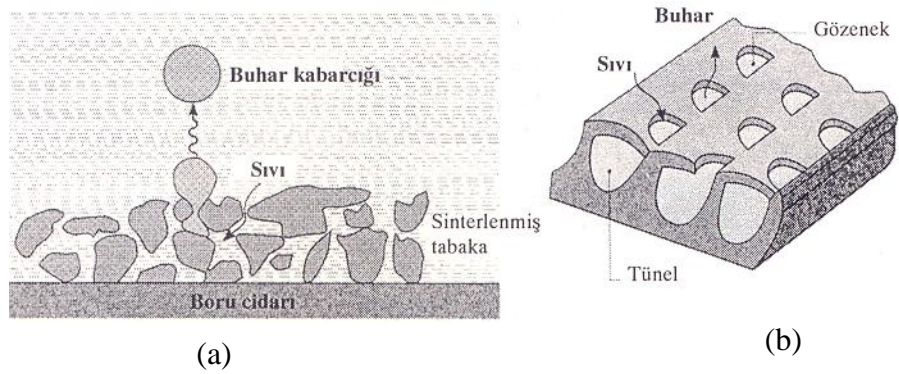
#### 1.1. Isı Transferini İyileştirme Teknikleri

Isı transferini iyileştirme teknikleri aktif ve pasif teknikler olmak üzere iki grupta incelenebilirler [4-5].

##### 1.1.1 Pasif Teknikler

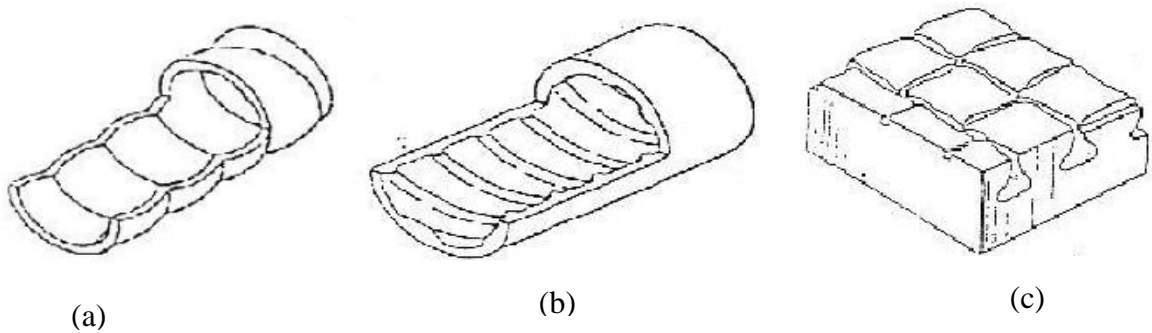
Dışardan akışkana bir güç verilmeden yüzey geometrisinin değişimi ve akışkan hareketleri ile yapılan ısı transferi iyileştirme teknikleridir.

**Kaplanmış ve İşlem Görmüş Yüzeyler:** Bu yöntemde yüzeyler metaller, metal olmayan malzemeler ve kimyasal maddeler ile kaplanarak ısı geçişi artırılır. Kabarcıklı kaynamanın şiddetlendirilmesi için özellikle yapılandırılmış, ısı geçişini iyileştirici yüzeyler Şekil 1.1’de gösterilmiştir [6].



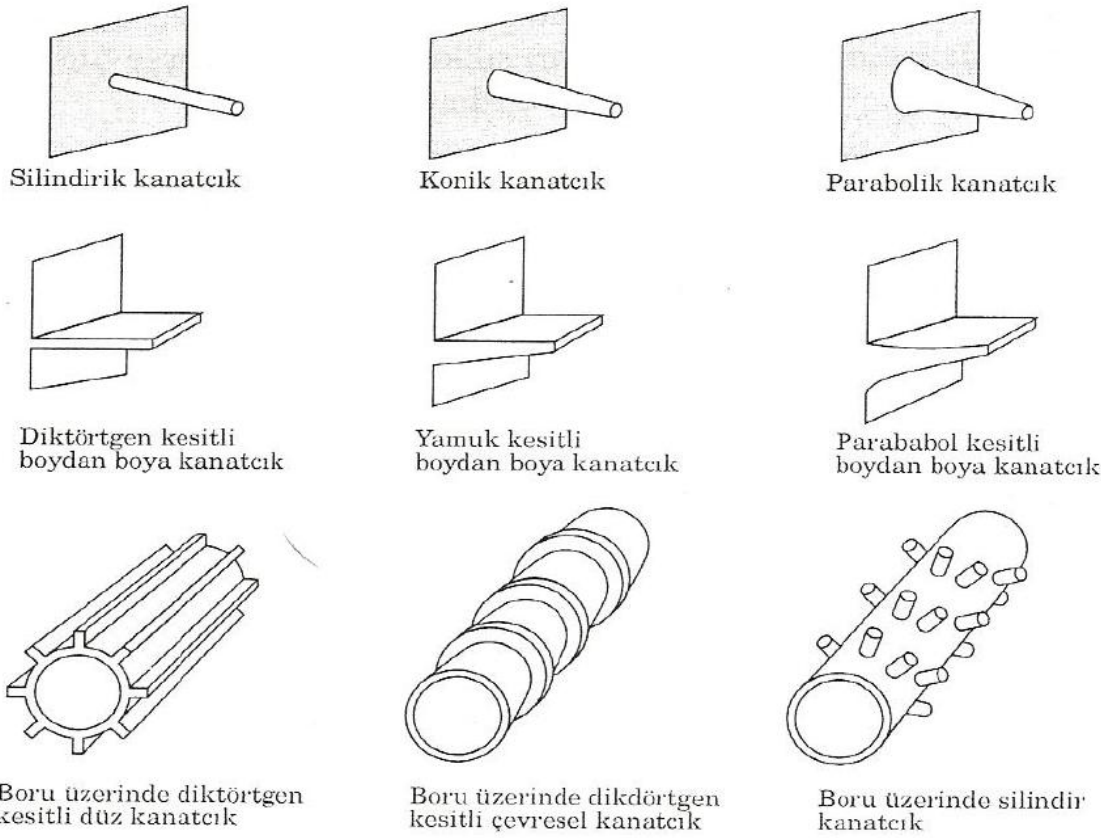
Şekil 1.1. Kabarcıklı kaynamanın şiddetlendirilmesi için özellikle yapılandırılmış, ısı transferini iyileştirici yüzeyler (a) Sinterlenmiş metal kaplama (b) Mekanik olarak oluşturulmuş çift-girintili oyuk [6].

**Pürüzlü Yüzeyler:** Yüzey pürüzlülüğünün (tezgahta işleme, yivlendirme, skorlama veya kumlama ile elde edilmiş) en büyük ve en küçük ısı akıları ve film kaynaması üzerindeki etkisi göz ardı edilebilir düzeydedir [6]. Ancak yüzey pürüzlülüğünün artırılması, kabarcıklı kaynama aşamasında ısı akısının, çok büyük oranda artışına neden olabilir [6]. Pürüzlü bir yüzeydeki kabarcıklanma odaklarının sayısı, düz bir yüzeydekinden önemli ölçüde fazladır [6]. Fakat, bir yüzey üzerinde uzun süreli kaynamadan sonra, yüzey pürüzlülüğünün etkileri genellikle kaybolur ve bu da, pürüzlendirme ile üretilen yeni ve büyük odakların, buharı hapsetmek için sürekli kaynaklar oluşturmadığını gösterir [6]. Şekil 1.2’de bu metod için bazı örnekler verilmiştir.



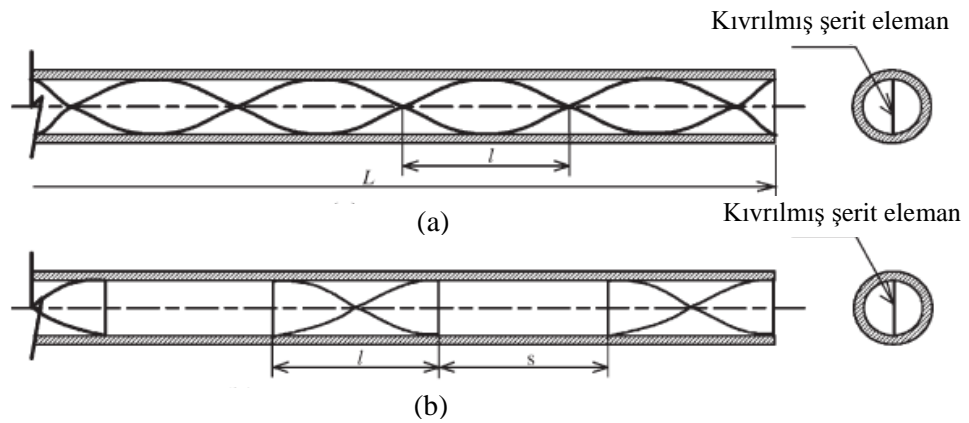
Şekil 1.2. Borularda tek fazlı akış ve çekirdek kaynamada bazı pürüzlü yüzey örnekleri (a) oluklu boru (b) pürüzlü boru (c) Çekirdek kaynaması için pürüzlü yüzey [4].

**Genişletilmiş (Kanatçıklı) Yüzeyler:** Isı değiştiricilerin geliştirilmesinde yaygın olarak kullanılan bir yöntemdir. Yüzeyleri genişletmek için daha çok kanatlar kullanılmaktadır. Güç üretim prosesleri, buhar soğutma sistemleri, otomotiv gibi birçok ısı geçişi uygulamalarında boruların dış yüzeyine kanatların eklenmesiyle ısı geçişi yüzey alanının artırılması ile birlikte aynı zamanda akışın türbülans şiddeti de artırılır. Yüzeğe yerleştirilen bu kanatlar ile sınır tabakanın sürekli yenilenmesi sağlanır [7]. Şekil 1.3’de bazı örnekler gösterilmiştir.



Şekil 1.3. Kanatçık örnekleri [8].

**Boru İçerisine Yerleştirilen İç Elemanlar:** Boru ve kanal içerisine yerleştirilen bu iç elemanlar yüzeyde taşınımı dolayısıyla ısı geçişini artırır. Genellikle zorlanmış taşınım durumunda kullanılırlar. Cidara yakın yerlerde akışı karıştırarak veya sınır tabakayı parçalayarak iyileştirme sağlarlar. Şekil 1.4’de boru içerisine yerleştirilmiş iç elemanlar gösterilmiştir.



Şekil 1.4. Boru içerisine yerleştirilmiş kıvrılmış şerit eleman (a) boydan boya, (b) belirli mesafelerde [9].

### 1.1.2 Aktif Teknikler

Dışardan akışkana bir güç verilmesi yoluyla yapılan ısı transferi iyileştirme teknikleridir.

**Yüzey Titreşimi:** Tek fazlı akışta ısı geçişini geliştirmek için yüzeye titreşim uygulanır. Bu titreşim motor tahrikli eksantrikler veya elektrodinamik titreştiriciler vasıtasıyla yapılmaktadır. Yüzey titreşimi yöntemi ile laminar sınır tabaka parçalanarak ısı transferi iyileştirilmektedir [7].

**Mekanik Yöntemler:** Yüzeyin döndürülmesi mekanik olarak sağlanır ve akışkanın karıştırılması ile ısı geçişi artırılır. Genellikle kimyasal endüstride kullanılan bu tekniğe örnek olarak buharlaştırıcılar ve dönen ısı pompası verilebilir [7].

**Akışkan Titreşimi:** Birçok ısı değiştiricisinin kütlelerinin büyük olması nedeniyle akışkan titreşimi kullanılır. Genellikle tek fazlı sistemlerde daha uygun olan bu yöntemde titreşim frekans aralığı 1 Hz ile ses ötesi aralığındadır [5].

**Elektrostatik Alanlar:** Bu teknikte, dielektrik akışkanlara doğru akım ve alternatif akım uygulanır ve akışkanda iyi bir kütleli karışım meydana getirerek ısı transferi iyileştirilir [5].

## 2. BÖLÜM

### LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

#### 2.1. Giriş

Günümüzde enerjinin etkin kullanılması ve enerji verimliliği değişen ve gelişen dünyamız açısından oldukça önem arz etmektedir. Bu nedenle ısı transferi iyileştirme konusu birçok araştırmacının ilgi odağı haline gelmiştir. Literatürde ısı transferi iyileştirmesi alanında yapılan deneysel ve sayısal çalışmalar oldukça fazladır ve çeşitlilik göstermektedir.

#### 2.2. Isı Transferi İyileştirmesi Konusunda Yapılmış Çalışmalar

Eiamsa-ard ve diğerleri [10] bir boru içerisine şerit elemanları tek ve çift sıra olarak yerleştirerek ısı geçişi ve basınç düşümüne etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Çalışma 4000-19000 Reynold aralığında yapılmıştır. Sonuç olarak boruya şerit elemanların çift sıra yerleştirilmesi tek sıra yerleştirilmesine nazaran daha yüksek ısı geçişi sağlamıştır.

Wongcharee ve Eiamsa-ard [11] üstünde üçgen, dikdörtgen ve ikizkenar yamuk şeklinde kanatlar açılmış bükülmüş şerit elemanları dairesel boru içerisine yerleştirerek ısı transfer iyileştirmesini incelemişlerdir. Deneyler  $d/W=0.1, 0.2$  ve  $0.3$  olmak üzere üç farklı kanat genişliği ve sabit bükme oranı  $y/w=4$  için yapılmıştır. Çalışmalar Reynolds sayısının 5500-20200 aralığında yapılmıştır. Sonuçta ikizkenar yamuk şeklinde kanatçıklar açılmış şerit elemanların sonucu olan Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve ısı performans faktörü diğerlerine göre daha yüksek çıkmıştır.

Isı transferi iyileştirmesi konusunda yapılan bir başka çalışmada Eiamsa-ard ve Promvonge [12] tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada boru içerisine kenarlarından tırtıklanmış bükülmüş elemanlar yerleştirilerek ısı geçişi deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel türbülanslı akışta ve 4000-20000 Reynolds aralığında gerçekleştirilmiştir. Deneysel sonuçları Nusselt sayısının tırtıl derinliği oranının arttıkça arttığını, fakat tırtıl genişliği oranının arttıkça azaldığını göstermiştir.

Yine Eiamsa ve Promvonge [13] tarafından başka bir çalışma 3000-27000 Reynolds aralığında, sabit ısı akısı altında yapılmıştır. Akışkan olarak su kullanılmıştır. Bu çalışmada iki tip bükülmüş şerit eleman kullanılmıştır. Birincisi, tipik bükülmüş şerit eleman ve ikincisi, birbirini izleyecek şekilde dizilen saat yönünde ve saat yönünün tersi yönünde bükülmüş şerit eleman. Deneysel sonuçlar  $y/w=3, 4$  ve  $5$  olmak üzere üç farklı bükme oranı ve her biri içinde  $30^0, 60^0$  ve  $90^0$  bükme açısı olmak üzere toplam 9 farklı şerit eleman kullanılmıştır. Sonuçlar ikinci tip şerit elemanların birincisine göre daha fazla ısı geçişi sağladığını göstermiştir. Ayrıca ikinci tip şeritlerde ısı geçişinin bükme oranının azalması ve bükme açısının artması ile arttığı görülmüştür.

Dört farklı açıklık oranına ( $c/D=0, 0.1, 0.2$  ve  $0.3$ ) ve iki farklı bükme oranına ( $y/w=2.5, 5$ ) sahip şerit elemanların ısı geçişine etkisi Eiamsa-ard ve diğerleri [14] tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Çalışma 3000-10000 Reynolds aralığı için türbülanslı akışta ve sabit duvar sıcaklığı şartları altında yapılmıştır. Enerji denklemi ile Navier-Stokes denklemi standart  $k-\epsilon$  türbülans modeli, RNG  $k-\epsilon$  türbülans modeli, standart  $k-W$  türbülans modeli ve SST  $k-W$  türbülans modeli için ayrı ayrı çözülmüştür. Sonuçta SST  $k-W$  çözümüne dayalı ısı transferi ve sürtünme faktörü diğer türbülans modellerine göre daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür. Ayrıca  $c/D=0.1, 0.2$  ve  $0.3$  açıklık oranlarına sahip şeritlerin ısı transferi iyileştirmesinin,  $c/D=0$  açıklık oranına sahip (cidarla bitişik) şerite göre sırasıyla yaklaşık olarak  $15.6\%, 33.3\%, 31.6\%$  daha az olduğu görülmüştür.

Garcia ve diğerleri [15] laminar, geçiş ve türbülanslı akışta ve farklı Prandtl sayılarında ısı transfer iyileştirmesini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada bir boru içerisine helisel tel halkalar yerleştirmişlerdir. Deneysel Reynolds sayısının  $80-90000$ , Prandtl sayısının  $2.8-150$  aralığında yapılmış olup, akışkan olarak farklı sıcaklıklarda su ve su-propilen glikol karışımı kullanılmıştır. Sonuçlara bakıldığında türbülanslı akışta tel halkalar boş boruya göre basınç düşümünü 9 kat arttırmış, ısı transferini 4 kat



arttırmıştır. Düşük Reynolds sayılarında tel halkaların boş boru gibi davrandığı fakat en iyi performanslarına geçiş bölgesinde ulaştığı görülmüştür.

Pethkool ve diğerleri [16] türbülanslı akışta helisel oluklu boru kullanarak ısı transferini incelemişlerdir. Deneyler Reynolds sayısının 5500-60000 aralığında gerçekleştirilmiş olup akışkan olarak su kullanılmıştır. Deneysel sonuçlar oluklu borudaki ısı transferi ve ısııl performansın düz boruya nazaran arttığını göstermiştir. Isı transfer oranındaki artışın, yükseklik/hatve oranı ve Reynolds sayısına bağlı olarak 123% ve 232% arasında olduğu görülmüştür. Ayrıca basınç düşümünün düz boruya göre 1.46 ve 1.93 kat arasında arttığı görülmüştür.

Hava soğutmalı bir ısı değiştiricisinin ısı transferi, sürtünme katsayısı ve ısııl performansı klasik, çentikli ve kelebek tipli olmak üzere üç farklı iç eleman kullanılarak Shabaniyan ve diğerleri [17] tarafından deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre en büyük ısııl performans faktörü  $90^0$  eğimli kelebek tipli iç eleman tarafından elde edilmiştir. Sayısal çalışma tahmini sonuçları türbülans yoğunluğu açısından gözlenen sonuçları açıklamak için kullanılmıştır. Buna ek olarak, sürtünme katsayısının değerleri yanında tahmini ve hesaplanan Nusselt sayıları arasında iyi bir uyum elde edilmiştir.

Gül ve Evin [18] dairesel bir borunun girişine girdap akımı yaratmak suretiyle kısa sarmal bir şerit eleman yerleştirerek ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerini deneysel olarak çalışmışlardır. Deneylerde toplam ısı akısı  $160 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ - $1628 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$  arasında ve momentum oranı 0-8.6 arasında değişmiştir. Reynold aralığı ise 5000-30000 olarak belirlenmiştir.  $30^0$ ,  $45^0$  ve  $60^0$ 'lik helis açılara sahip üç farklı helisel şerit kullanılmıştır. Deneysel sonuçları helisel şeritin kullanılmasının daha fazla ısı transferi sağladığını göstermiştir. Isı transferindeki artışın momentum oranı ve Reynolds sayısının bir fonksiyonu olduğu belirlenmiştir. Helis kanal sayısının ve helis açısının ısı transferi üzerinde belirgin bir etkisinin olmadığı gözlenmiştir. Helisel şerit kullanılmasının ısı transfer oranını sabit pompalama gücünde Reynolds sayısına ve momentum oranına bağlı olarak % 20'ye kadar artmasına yardımcı olduğu görülmüştür. Ayrıca iyileştirme veriminin momentum oranının artmasıyla arttığı ve Reynolds sayısının artmasıyla düştüğü görülmüştür.

Bir kanalda titreşimli akım vasıtasıyla, ısıtılmış kare kesitli bir silindirden olan ısı transferi iyileştirmesi  $J_i$  ve diğerleri [19] tarafından deneysel olarak araştırılmıştır. Bütün deneylerde, titreşimli akışın genliği  $A=0.05$  olarak sabitlenmiştir. Reynolds sayısı ( $Re=350$  ve  $540$ ), titreşim frekansı ( $0 \text{ Hz} < f_p < 60 \text{ Hz}$ ) ve kare silindirin blokaj oranı ( $\beta=1/10, 1/8$  ve  $1/6$ ) olmasında durumunda ısı transferine etkisi incelenmiştir. Hedeflenen olgu mevcut titreşimli akışta kare silindir için gözlenmiştir. Ayrıca, Reynolds sayısı ve blokaj oranının ısı transferi üzerindeki etkisi detaylıca tartışılmıştır.

Pesteei ve diğerleri [20] kanatlı borularda ısı transferi ve basınç düşümü üzerinde kanatçıkların konumunun etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneylerde 2 inch çapında tek bir ısıtıcı ve kanatçıkların 5 farklı pozisyonu kullanılarak yerel ısı transfer katsayıları hesaplanmıştır. Ölçümler yaklaşık 2250 Reynolds sayısında yapılmıştır. Sonuçlar, kanatçıklar ile ısı transferinde önemli artışlar meydana geldiğini göstermiştir. Düz kanatlı boru ile karşılaştırıldığında yerel ısı transfer katsayısında birkaç kat iyileşme olur iken, ortalama Nusselt sayısında yaklaşık % 46'lık bir artışın meydana geldiği gözlenmiştir.

Isı transfer karakteristikliğinin iyileştirilmesini Promvonge ve Eiamsa-ard [21] sabit bir ısı akısında dairesel bir boru içine konik lüleler yerleştirerek ve bir girdap üretici kullanarak deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada akışkan olarak hava kullanılmış ve türbülötör olarak üç farklı hatve oranına sahip ( $PR= 2, 4$  ve  $7$ ) konik lüleler boru içerisine ayrı ayrı bir çizgi boyunca yerleştirilmiştir. Ayrıca test borusunun girişine salyangoz tipli bir üfleyici girdaplı akış sağlamak için yerleştirilmiştir. Sonuç olarak konik lülelerin her bir uygulamasının ve üfleyicinin, ısı transfer oranının düz boruya nazaran yaklaşık % 278 ve % 256 oranında artmasına yardımcı olduğu görülmüştür. Ayrıca girdap üretici ve türbülötör kullanımının gerçek yararlarını belirlemek için Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve performans kriteri için ilgili denklemler çözülmüştür.

Gunes ve diğerleri [22] bir boru içerisine kıvrılmış teller yerleştirerek ısı transferini ve basınç düşümünü deneysel olarak incelemişlerdir. Teller eşkenar üçgen kesitli olup, boru içerisine cidardan ayrık olarak yerleştirilmiştir. Deneyler üç farklı hatve oranı ( $P/D= 1, 2$  ve  $3$ ), iki farklı eşkenar üçgen uzunluğu oranı ( $a/D= 0.0714$  ve  $0.0892$ ) ve 1 mm boru cidarından ayrıklık mesafesi için 3500-27000 Reynolds aralığında yapılmıştır.

Boru yüzeyine sabit bir ısı akısı verilmiş ve akışkan olarak hava kullanılmıştır. Sonuçta boru içerisine yerleştirilen tellerin düz boruya nazaran ısı transferini ve basınç düşümünü arttırdığı görülmüştür. Ayrıca Nusselt sayısının, Reynolds sayısının ve tel kalınlığının artmasıyla, hatve oranının azalmasıyla arttığı görülmüştür.

Yatay düz bir boruda ve farklı basık borularda kaynayan R-134a akışkanının basınç düşümü ve ısı transferi Nasr ve diğerleri [23] tarafından deneysel olarak araştırılmıştır. İç çapı 8.7 mm olan dairesel bakır borular basılarak iç yüksekliği 6.6, 5.5, 3.8 ve 2.8 mm olan dikdörtgenel şekle sokulmuştur. Test aparatları bütün gerekli ölçüm aletleri ile donanımlı basit buhar sıkıştırımlı soğutma sistemidir. Deneysel sonuçları basık borularda ısı transferi ve basınç düşümünün yükseldiğini göstermiştir. İç yüksekliği 5.5 mm olan borularda diğerlerine göre en iyi performansın olduğu tespit edilmiştir.

İçerisine girdap oluşturu bu külmüş şerit yerleştirilmiş çukurlu bir boruda sürtünme ve ısı transfer davranışı Thianpong ve diğerleri [24] tarafından deneysel olarak incelenmiştir. Ortalama ısı transfer katsayısı ve basınç düşümü üzerinde hatve ve bükme oranının etkisi Reynolds sayısının 12000-44000 aralığı için hesaplanmıştır. Deneysel iki farklı hatve oranına sahip ( $P/R= 0.7$  ve  $1$ ) iki çukurlu boru ve üç farklı bükme oranına sahip ( $y/w= 3, 5$  ve  $7$ ) üç bükülmüş şerit eleman kullanılmıştır. Deneysel sonuçlar içerisine şerit yerleştirilmiş çukurlu boruda ısı transfer katsayısı ve sürtünme katsayısının boş çukurlu boruya ve düz boruya göre daha yüksek çıktığını göstermiştir. Aynı zamanda ısı transfer katsayısının ve sürtünme katsayısının hatve ve bükme oranı azaldığında arttığı görülmüştür.

Zhang [25] yatay pürüzsüz bir boru ve farklı geometrik parametrelere sahip içten oluklu iki boru içinde akan R417A ve R22'nin ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Deneysel farklı borularda akan R417A ve R22'nin buharlaşma ısı transfer karakteristikleri, geometrik parametrelerin etkisi, ısı transferi iyileştirmesi üzerinde buhar kalitesi ve soğutucu akışkanların kütle akısının etkisi ve R417A ve R22 arasındaki iyileştirme katsayılarının farklılıkları analiz edilmiş ve yorumlanmıştır. Sonuçlara göre, R417A'nın iyileştirme katsayısı üzerinde kütle akısı ve buhar kalitesinin etkisi R22'den farklı çıkmıştır. Soğutkanlar arasındaki iyileştirme katsayıları arasındaki fark farklı buhar kalitesi bölgelerinde farklı durumlarda görülmüştür.

Jin ve diğeri [26] üçgen oluklu bir kanalda  $270 \leq Re \leq 910$  Reynolds sayısı ve  $0.08 \leq St \leq 0.67$  Strouhal sayısı için titreşimli akış ile ısı transferi iyileştirmesini deneysel olarak incelemiştir.  $Re=270$  ve  $St=0.34$ 'de sabit akış durumuna göre %350'ye varan ısı transfer artışı görülmüştür. Titreşimli akış davranışı ve ısı transfer iyileştirmesi karakteristikleri arasındaki ilişki PIV incelemesi ile yapılmıştır. PIV sonuçları ısı transfer iyileştirme sonuçlarının, girdabın tekrarlayan sırasına, gelişimine, genişlemesine ve oyuktan çıkmasına bağlı olduğunu göstermiştir.

İçerisine bükülmüş şerit eleman yerleştirilmiş yakınsayan ve ıraksayan bir boruda basınç düşümü ve ısı transferi Hong ve diğeri [27] tarafından deneysel olarak incelenmiştir. Farklı dönme açısı ve bükme oranına sahip şeritler tarafından girdap oluşturulmuştur. Karşılaştırma için, içi boş pürüzsüz ve yakınsayan-ıraksayan borularda deneyler yapılmıştır. Deney sonuçları 4.72 bükme oranı ve  $180^0$  dönme açısına sahip şerit elemanın dört farklı şerit elemanlar arasında en iyi performansa sahip olduğunu göstermiştir.

Jiang ve diğeri [28] sinterlenmiş gözenekli levha kanallarda su ve havanın zorlanmış taşınımında ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Sonuçlar sinterlenmiş gözenekli levha kanalda taşınım ile ısı transferinin sinterlenmemiş kanala nazaran daha yüksek olduğunu göstermiştir. Sinterlenmiş kanalda yerel ısı transfer katsayısı hava için 30 kat ve su için 15 kat artmıştır. Ayrıca işlenmiş kanaldaki ısı iletkenlik, sinterleme işleminin neden olduğu ısı temasının gelişmesinden dolayı işlenmemiş kanala nazaran çok yüksek çıkmıştır.

Promvong ve Eiamsa-ard [29] dairesel kesitli bir boru içerisine türbülötör olarak konik halkaları ve şerit elemanları birlikte yerleştirilerek ısı transferini, sürtünme katsayısını ve iyileştirme verimini deneysel olarak incelemiştir. Deneyler Reynolds sayısının 6000-26000 aralığında yapılmış olup akışkan olarak hava kullanılmıştır. Bükme oranı 3.75 ve 7 olmak üzere iki farklı şerit kullanılmıştır. Deney sonuçlarına bakıldığında her iki türbülötörün birlikte kullanılmasında sadece konik halka kullanılmasına nazaran Nusselt sayısının yaklaşık % 4-10, iyileştirme veriminin ise yaklaşık %4-8 daha fazla çıktığı görülmüştür. Ayrıca Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için ilgili denklemler gerçek faydayı tespit etmek için hesaplanmıştır.

Bir boru içerisine V tipi lüle şeklinde türbülator yerleştirilmesi sonucu oluşan ısı transferi ve basınç düşümü Eiamsa-ard ve Promvonge [30] tarafından deneysel olarak incelenmiştir. Hatve oranları  $PR=2, 4$  ve  $7$  olmak üzere üç farklı V tipi lüle kullanılmıştır. Deneysel sonuçları ısı transferinin boş boruya göre yaklaşık olarak % 270 arttığını göstermiştir. En büyük iyileştirme ise en küçük hatvede ortaya çıkmıştır.

Kongkaiptaiboon ve diğerleri [31] delikli konik halkaları bir boru içerisine yerleştirerek türbülanslı akışta ısı transferini ve sürtünme katsayısını deneysel olarak incelemişlerdir.  $P/D= 4, 6$  ve  $12$  olmak üzere üç farklı hatve oranına sahip halka ve  $N=4, 6$  ve  $8$  delik sayıları olmak üzere üç farklı delik sayısına sahip halka kullanılmıştır. Deneysel sonuçlar  $4000-20000$  Reynolds sayısı aralığında ve sabit ısı akısı altında yapılmıştır. Akışkan olarak hava kullanılmıştır. Sonuçta düz boru ve içinde halka olan borularda alınan sonuçlar karşılaştırılmıştır. İçine delikli konik halkalar yerleştirilmiş boruda düz boruya nazaran daha yüksek ısı transferi elde edilmiştir. Aynı pompalama gücünde delikli konik halkalar klasik konik halkalara nazaran (deliksiz) daha iyi ısı transfer iyileştirmesi sağlamıştır. Ayrıca en büyük ısıl performansın  $4000$  Reynolds sayısında  $8$  delikli ve hatve oranı  $4$  olan halka tarafından sağlandığı görülmüştür.

Sahin ve Demir [32] dikdörtgen kesitli bir kanalda düzlemsel bir yüzey üzerine kare kesitli delikli kanatçıklar yerleştirerek ısı transferi ve basınç düşümünü deneysel olarak çalışmışlardır. Deneysel sonuçlar  $13500-42000$  Reynolds aralığı ve  $C/H= 0, 0.33$  ve  $1$  açıklık oranında yapılmıştır. Deneysel sonuçlar delikli kanatçıkların kullanılmasının ısı transferini arttırdığını göstermiştir. Düşük açıklık oranı ve düşük Reynolds sayılarında daha iyi bir ısıl iyileşme olduğu görülmüştür. Ayrıca çalışmada Taguchi metodu kullanılmıştır.

Akansu [33] bir boru içerisine belirli bir L mesafesinde gözenekli halkalar yerleştirerek ısı transferini ve basınç düşümünü sayısal olarak incelemiştir. Borunun dış yüzeyine sabit bir ısı akısı uygulanmıştır. Sayısal hesaplamalar Fluent programında, k- $\omega$  modelinde yapılmış ve akışkan olarak hava kullanılmıştır. Reynolds aralığı  $3000-45000$  olarak seçilmiştir. Gözenekli halka yüksekliği  $1$  ve  $2$  mm alınmış ve iki halka arası mesafe  $0.5D, D$  ve  $2D$  olarak belirlenmiştir. Sonuçlara göre  $L/D$  oranında artış ısı transferinde düşüğe neden olmuştur. En büyük Nusselt sayısı  $L/D=1$  ve  $H/D= 0.2$  konfigürasyonundan elde edilmiştir.

İçerisine farklı bükülmüş şerit elemanlar yerleştirilmiş yatay bir boruda R-134a'nın yoğuşma süresince ısı transferi ve basınç düşümü Hejazi ve diğerleri [34] tarafından deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler düz bir boru ve 6, 9, 12 ve 15 bükme oranlarına sahip şeritler yerleştirilmiş dört boruda yapılmıştır. Deney sonuçlarına göre bükme oranı 6 olan şerit elemandan düz boruya nazaran en yüksek ısı transfer katsayısı ve basınç düşümü elde edilmiştir. Isı transferi iyileşmesi ve basınç düşümünde boş boru ile karşılaştırıldığında % 40-240 arasında bir artış meydana gelmiştir. Ayrıca bükme oranı 9 olan şerit eleman en iyi ısı transfer iyileştirmesine ve en az basınç düşümüne neden olmuştur.

### 3. BÖLÜM

## BORU VE KANAL İÇERİSİNDEKİ TÜRBÜLANSLI AKIŞTA ISI GEÇİŞİ VE BASINÇ KAYBI

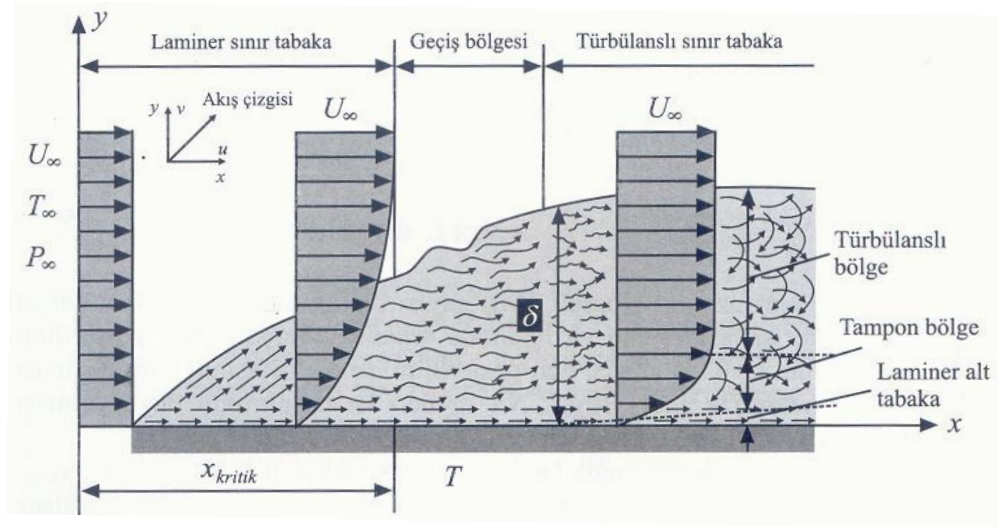
### 3.1. Giriş

Taşınım ile ısı geçişinin ve yüzey sürtünmesinin büyüklüğü sınır tabakanın laminer veya türbülanslı olmasına büyük ölçüde bağlıdır. Bir akışkan hareketinde akım çizgileri bir doğru boyunca ve birbirine paralel olarak hareket ediyorsa bu akışa laminer akış, akım çizgileri gelişigüzel ve düzensiz şekilde ilerliyorsa buna türbülanslı akış denir.

Şekil 3.1’de verildiği gibi laminer sınır tabaka içinde, akışkan hareketi çok düzenlidir ve akım çizgilerinin birbirlerine paralel hareket ettikleri gözlenir. Bir akış çizgisi boyunca akışkan hareketi  $x$  ve  $y$  yönlerinde hız bileşenleri ile tanımlansın.  $v$  hız bileşeni yüzeye dik yöndeki bileşendir ve bu bileşen sınır tabakada momentum, enerji veya kütle geçişine katkıda bulunur [6].

Buna karşılık, türbülanslı akışta akışkan hareketi çok düzensizdir ve akış içinde ani hız değişimleri gözlenir. Bu düzensiz değişimler momentum, enerji ve kütle geçişini artırır ve bundan dolayı yüzey sürtünmesi de artar [6].

Bir düz levha üzerinde hız sınır tabakanın gelişimi Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Sınır tabaka başlangıçta laminerdir, fakat biraz ötede çalkalanmalar başlar ve türbülanslı akışa geçiş olur. Akışkan içerisindeki çalkalanmalar geçiş bölgesinde gelişmeye başlar ve sınır tabaka sonunda tümüyle türbülanslı olur [6].

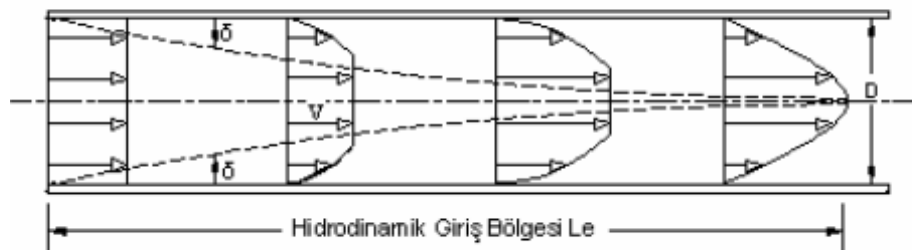


Şekil 3.1. Düz bir levha üzerinde hidrodinamik sınır tabakanın gelişimi [6].

### 3.2. Boru ve Kanallarda Hidrodinamik Sınır Tabaka

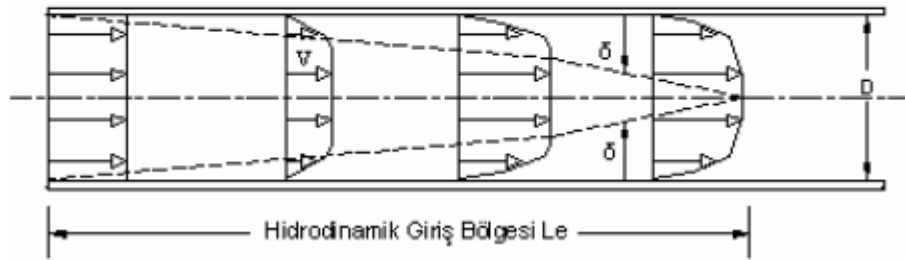
Kanal veya boru içerisindeki akışta, akışın laminar veya türbülanslı olmasının dışında akışın, giriş ve tam gelişmiş bölgelerin hangisinde bulunduğu da önemlidir.

Şekil 3.2’de gösterildiği gibi  $D$  çaplı dairesel bir boruya sabit hızda giren bir akışkan olsun. Akışkan yüzeyle temas ettiği sürece sürtünme önem kazanmakta ve ilerledikçe sınır tabaka gelişmektedir. Bu gelişme sürtünmesiz akış bölgelerinin giderek küçülmesi ve boru ekseninde sınır tabakaların birleşmesiyle sona erer. Bu birleşme noktasından sonra, sürtünme tüm kesit boyunca etkili olur ve hız profili artık  $x$  ile değişmez. Bu noktadan sonra akış tam gelişmiştir. Girişten bu koşulun gerçekleştiği noktaya kadar olan uzaklık hidrodinamik giriş uzunluğu ( $x_{fd,h}$ ) olarak tanımlanır. Şekil 3.2’de görüldüğü gibi, tam gelişmiş hız profili dairesel boru içerisindeki laminar akış için paraboliktir. Türbülanslı akış için radyal doğrultuda türbülanslı karışma nedeniyle Şekil 3.3’de görüldüğü gibi profil daha düzdür [6].



Şekil 3.2. Laminar akışta hidrodinamik sınır tabakanın gelişimi [35].





Şekil 3.3. Türbülanslı akışta hidrodinamik sınır tabakanın gelişimi [35].

Boru ve kanallarda akış için sınır tabakanın türü dışında (laminer veya türbülans) giriş bölgesinin uzunluğunun bilinmesi gerekir. Dairesel borularda ve kanallarda akış için Reynolds sayısı:

$$Re_D = \frac{\rho U_m D}{\mu} \quad (3.1)$$

olarak tariflenir. Burada  $U_m$  ortalama akışkan hızını,  $D$  boru çapını ve  $\mu$  ise dinamik viskoziteyi göstermektedir. Türbülanslı akışın başladığı kritik Reynolds sayısı,

$$Re_{D,k} = 2300 \quad (3.2)$$

olarak alınır. Türbülansa geçiş genellikle sınır tabaka gelişimi sırasında başlar.

Laminer akış için, hidrodinamik giriş bölgesi uzunluğu:

$$\left(\frac{x_{f,d,h}}{D}\right) = 0.05 Re_D \quad (3.3)$$

denkleminde bulunur.

Türbülanslı akış için hidrodinamik tam gelişmiş bölgenin uzunluğu ise:

$$10 \leq \left(\frac{x_{f,d,h}}{D}\right) \leq 60 \quad (3.4)$$

bağıntısından hesaplanabilir [6].

### 3.3. Borularda Basınç Düşümü ve Sürtünme Katsayısı

Boru ve kanallarda basınç düşümü pompa ve fan gücünü etkilediğinden sürtünme katsayısının bilinmesi gerekir. Basınç düşümünü belirlemek için,

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U_m^2 \frac{L}{D}} \quad (3.5)$$

olarak tanımlanan ve boyutsuz bir parametre olan Moody sürtünme katsayısı kullanılır [6].

Tam gelişmiş türbülanslı akış için, çözümlenmesi daha karmaşıktır. Bu nedenle deneysel sonuçlar önem kazanmaktadır. Reynolds sayısının çok geniş bir aralığı için sürtünme katsayıları referans [6]'da *Moody* diyagramında verilmiştir. Sürtünme katsayısı Reynolds sayısının dışında borunun yüzey özelliklerine de bağlıdır. Sürtünme katsayısı, pürüzsüz yüzeylerde pürüzlü yüzeylere nazaran daha düşüktür [6].

Pürüzsüz yüzeye sahip borularda sürtünme katsayısı için bazı denklemler Tablo 3.1'de verilmiştir.

Tablo 3.1. Pürüzsüz yüzeye sahip borularda sürtünme katsayıları

	<b>f ( Sürtünme katsayısı)</b>	<b>Re aralığı</b>	<b>Denklem No</b>
<b>Moody [36]</b>	$f = 0.316 Re^{-\frac{1}{4}}$	$Re \leq 20000$	(3.6)
<b>Moody [36]</b>	$f = 0.184 Re^{-\frac{1}{5}}$	$Re \geq 20000$	(3.7)
<b>Petukhov [37]</b>	$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2}$	$3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$	(3.8)
<b>Gnielinski [38]</b>	$f = \frac{1}{1.82(\log(Re) - 1.64)^2}$	$2300 \leq Re \leq 5 \times 10^4$	(3.9)
<b>McAdams [39]</b>	$f = 0.046 Re^{-0.2}$	$3 \times 10^4 \leq Re \leq 10^6$	(3.10)
<b>Blasius [40]</b>	$f = 0.0791 Re^{-0.25}$	$4000 \leq Re \leq 10^5$	(3.11)
<b>Nikuradse [41]</b>	$f = 0.0008 + 0.0533 Re^{-0.237}$	$10^5 \leq Re \leq 10^7$	(3.12)

### 3.4. Dairesel Borularda Türbülanslı Akışta Isı Transferi Katsayısı

Türbülanslı akış koşullarının incelenmesi pratikte bir çok uygulamayı kapsadığından ısı transferi katsayısının belirlenmesi büyük öneme sahiptir. Pürüzsüz yüzeye sahip dairesel kesitli borularda türbülanslı akış için yerel Nusselt sayısını veren bağıntılar ve uygulama şartları Tablo 3.2’de verilmiştir.

Tablo 3.2. Pürüzsüz yüzeye sahip borularda Nusselt sayıları ve kullanım aralıkları.

	Nu (Nusselt Sayısı)	Kullanım Aralığı	Denklemler No
<b>Dittus-Boelter [6]</b>	$Nu_D = 0.023Re_D^{0.8} Pr^n$	$0.7 < Pr < 120$ $2500 \leq Re_D \leq 10000$ $n=0.4$ ısıtma, $n=0.3$ soğutma	(3.13)
<b>Petukhov-Krillov [6]</b>	$Nu_D = \frac{(f/8)Re_D Pr}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	$0.5 < Pr \leq 2000$ $10^4 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$	(3.14)
<b>Colburn [6]</b>	$Nu_D = 0.023Re_D^{0.8} Pr^{1/3}$	$0.5 \leq Pr \leq 3$ $10^4 < Re_D < 5 \times 10^6$	(3.15)
<b>Gnielinski [6]</b>	$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000) Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	$0.5 < Pr \leq 2000$ $2300 < Re_D < 5 \times 10^6$	(3.16)
<b>Kays-Crawford</b>	$Nu_D = 0.023Re_D^{0.8} Pr^{0.5}$	$0.5 < Pr \leq 1$ $10^4 < Re_D < 5 \times 10^6$	(3.17)
<b>Webb</b>	$Nu_D = \frac{(f/8)Re_D Pr}{1.07 + 9(f/8)^{1/2}(Pr - 1)Pr^{-1/4}}$	$0.5 < Pr \leq 100$ $10^4 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$	(3.18)
<b>Prandtl</b>	$Nu_D = \frac{(f/8)Re_D Pr}{1.07 + 8.7(f/8)^{1/2}(Pr - 1)}$	$Pr > 0.5$	(3.19)
<b>Nusselt</b>	$Nu_D = 0.023Re_D^{0.786} Pr^{0.45}$	$Pr < 1$ $10^3 \leq Re_D \leq 10^6$	(3.20)

Akışkan sıcaklığı ile duvar sıcaklığı arasındaki fark büyük ise (akışkanın fiziksel özelliklerinin sıcaklıkla değişimi ihmal edilemeyecek kadar önemli ise) ısı transferi katsayısı bir düzeltme faktörü ( $f_T$ ) kullanılarak hesaplanabilir [42].

$$Nu_T = f_T \cdot Nu \quad (3.21)$$

## 4. BÖLÜM

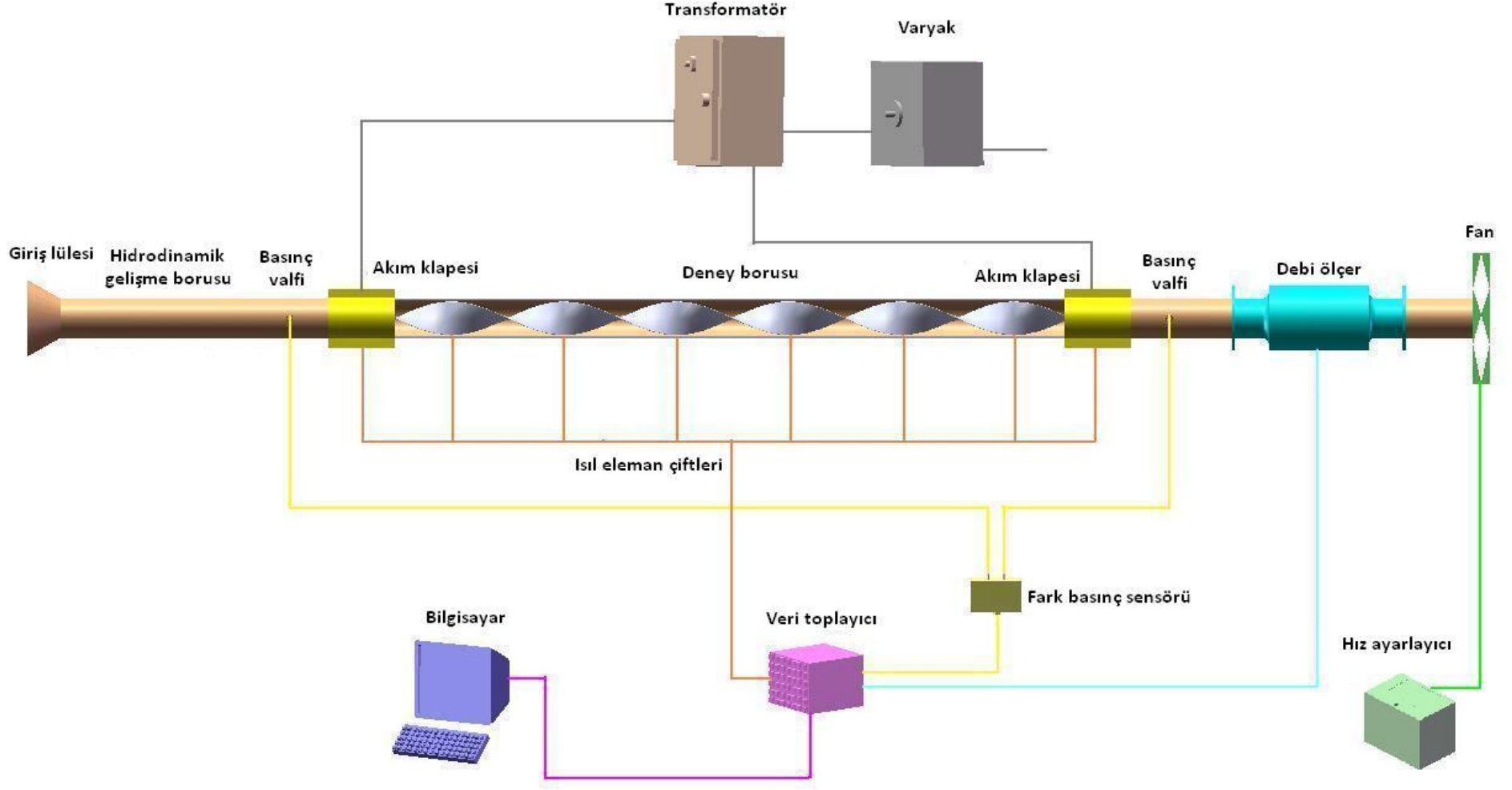
### DENEY DÜZENEĞİ VE YÖNTEMİ

#### 4.1. Deney Düzenegi

Yapılan çalışmada zorlanmış konveksiyon ve sabit ısı akısı şartlarında bir boru içerisine cidardan ayrık olarak yerleştirilen bükülmüş şerit elemanların ısı geçişi ve basınç düşümüne etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Kurulan deney düzenegi Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Deney düzenegi giriş lülesi, deney borusu, hidrodinamik gelişme borusu, fan, ısıtma sistemi, debi ölçer, basınç farkı ölçer, sıcaklık ölçerler ve bir veri toplayıcısından oluşmaktadır.

Deney düzeneginde iç çapı 56 mm ve dış çapı 60 mm olan iki adet 6 m uzunluğunda SS-304 dikişsiz çelik boru kullanılmıştır. Birinci boru akışın hidrodinamik olarak gelişmesi için, ikinci boru ise hidrodinamik olarak gelişen akışta ısı geçişini ve basınç düşümünü incelemek için kullanılmıştır. Giriş kısmındaki borunun ağzına akışkanın boruya düzgün bir şekilde girmesi için bir lüle sabitlenmiştir.

Şekilde 4.1’de gösterilen fan vasıtasıyla ortam havası giriş lülesinden sisteme çekilmektedir. Hava ilk önce hidrodinamik gelişme borusundan ve ısıtılan deney borusundan geçtikten sonra debi ölçerde debisi saptanmakta ve fan üzerinden sistemi terk etmektedir. Deney borusu elektrik ile ısıtılmaktadır. Deney düzeneginde farklı noktalardan boru yüzey sıcaklıkları, akışkan sıcaklığı, akışkan debisi ve basınç farkı ölçümleri yapılmaktadır. Boru içerisinden geçen havanın debisi borunun sonuna monte edilen bir debi ölçer ile doğrudan ekrandan okunabilmekte ve bilgisayara aktarılabilir. Ölçümler için bilgisayar kontrollü bir veri toplayıcı kullanılmıştır.



Şekil 4.1. Deney düzeneği

#### 4.2. Isıtma Sistemi

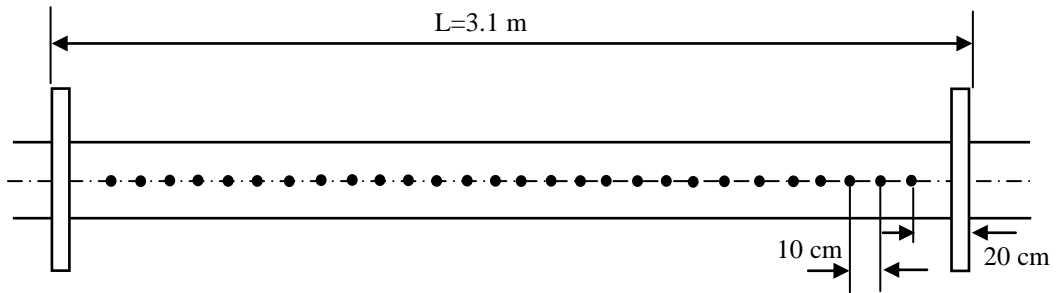
Birbirine paralel bağlanmış iki adet 1.1 kW'lık fan tarafından deney düzeneğine çekilen hava, ilk önce hidrodinamik gelişme borusundan geçerek, deney borusuna gelmektedir. Havanın ısıtılması için, deney borusuna doğrudan elektrik akımı uygulanarak, boru yüzeyinde sabit ve düzgün bir ısı akısının oluşması sağlanmıştır. Bu nedenle Şekil 4.2'de görüldüğü gibi 9 kW'lık kapasiteye sahip bir transformatör kullanılmıştır. Uygulanan akım şiddetini ayarlayabilmek için Şekil 4.2'de gösterilen bir varyak tarafından transformatöre gönderilen potansiyel farkı ayarlanmıştır ve elektriğin voltajı herhangi bir tehlike oluşturmaması için 20 V'un altına düşürülerek akımı artırılmıştır. Transformatörden deney borusuna akım, iletkenliği yüksek 4 adet akım kablosu ile akım klapeleri üzerinden gönderilmiştir. Böylece transformatör ile ısıtılan deney borusu arasındaki kablolarda meydana gelen dirençten dolayı oluşacak güç kaybı azaltılmıştır. Deney borusu üzerindeki akım klapeleri alüminyum malzemeden yapılmış olup, borunun dış yüzeyine sıkı bir şekilde monte edilmiştir.



Şekil 4.2. Isıtma için kullanılan transformatör ve varyak.

### 4.3. Sıcaklık Ölçümü

Boru dış yüzey sıcaklığının farklı noktalardan ölçülebilmesi için 30 adet sıcaklık sensörü kullanılmıştır. 28 adet sensör aynı aksenal mesafede ısıtılan borunun dış yüzeyindeki sıcaklıkları, 2 adet sensör de ortam sıcaklığını ve çıkıştaki ortalama akışkan sıcaklığını okumak için kullanılmıştır. Sıcaklık sensörleri arasındaki mesafe 10 cm olarak belirlenmiş olup, konumları Tablo 4.1’de ve boru dış yüzeyi boyunca yerleşimleri de şematik olarak Şekil 4.3’te gösterilmiştir. Sıcaklık sensörleri deney borusunun dış yüzeyine aynı aksenal mesafede yerleştirilip, boru yüzeyindeki metal temas dirençlerini önlemek için yüksek sıcaklığa dayanabilen keten bezlerle sıkı bir şekilde bağlanmıştır. Aynı zamanda ısı akısının boru dış yüzeyinde radyal yönde homejen dağılıp dağılmadığını belirlemek için boru dış yüzeyinin bazı noktalarında birbirleriyle  $90^0$  açılı yapacak şekilde radyal yönde 4 adet sıcaklık sensörü kullanılarak bazı deneyler yapılmıştır. Yapılan bu deneyler sonucunda aynı radyal yöndeki sıcaklık sensörlerinden elde edilen sıcaklık değerlerinin aynı olduğu görülmüştür. Bu da ısı akısının boru dış yüzeyinde radyal yönde dağılımının homojen olduğunu göstermiştir. Sonuçta boru dış yüzeyinden 28, ortam ve akışkan çıkış sıcaklığı da 2 adet olmak üzere toplam 30 adet sıcaklık, sıcaklık sensörleri vasıtasıyla veri toplayıcısına gönderilmiş ve buna bağlı bir bilgisayardan da değerler okunmuştur.



Şekil 4.3. Sıcaklık sensörlerinin boru dış yüzeyi boyunca yerleşiminin şematik olarak gösterimi.

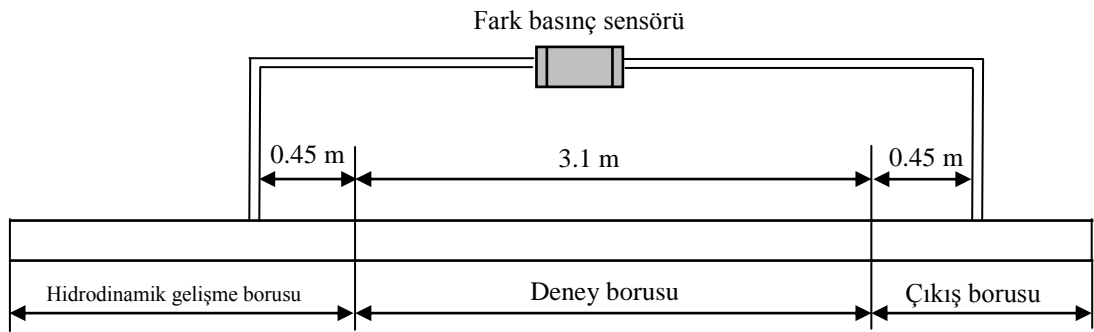
Tablo 4.1. Sıcaklık sensörlerinin boru dış yüzeyi boyunca konumları.

<b>Sıcaklık sensörleri</b>	<b>x/D</b>
1	3.571
2	5.357
3	7.142
4	8.928
5	10.714
6	12.5
7	14.285
8	16.071
9	17.857
10	19.642
11	21.428
12	23.214
13	25
14	26.785
15	28.571
16	30.357
17	32.142
18	33.928
19	35.714
20	37.5
21	39.285
22	41.071
23	42.857
24	44.642
25	46.428
26	48.214
27	50
28	51.785



#### 4.4. Basınç Düşümü Ölçümü

Isı geçişi artışını incelemek için yapılan bu çalışmada boru içerisine helisel olarak bükülmüş şeritler konulmuştur. Bu şeritler ısı geçişini artırdığı gibi basınç düşümüne de neden olmaktadır. Bu nedenle basınç düşümünün ölçülmesi ve sürtünme katsayısının hesaplanması da önem arz etmektedir. Basınç düşümü ölçümleri Şekil 4.4'te gösterildiği gibi deney borusunun girişi ve çıkışı arasında yapılmıştır.



Şekil 4.4. Fark basıncı ölçümünün şematik olarak gösterimi [7].

Yapılan deneylerde basınç düşümünü ölçmek için Şekil 4.5'de gösterilen 0-2500 Pa ölçüm aralığına sahip fark basınç sensörü kullanılmıştır. Fark basınç sensörü veri toplayıcısına bağlanmış ve veri toplayıcısına da bağlı bilgisayardan belirtilen noktalar arasındaki basınç farkı Pa olarak okunmuştur.



Şekil 4.5. Fark basınç sensörü.

#### 4.5. Debi Ölçümü

Deneyleerde fan tarafından sisteme çekilen havanın debisini ölçmek için deney borusunun sonuna Şekil 4.6'da gösterilen 0-110 m<sup>3</sup>/saat ölçüm aralığına sahip bir debi ölçer monte edilmiştir.



Şekil 4.6. Debi ölçer.

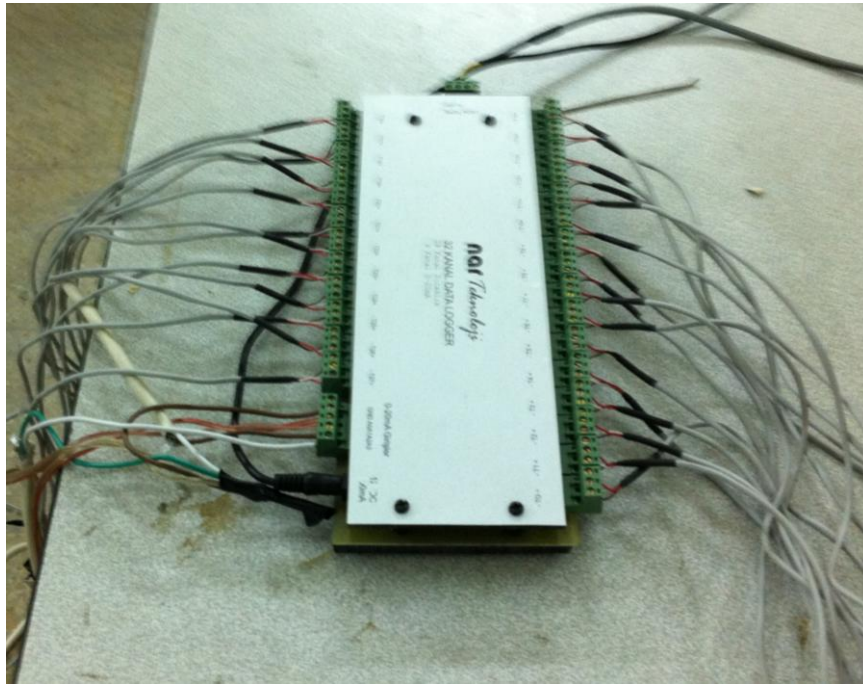
Debi ölçerden geçen havanın debisi Şekil 4.7'de gösterilen ve debi ölçere ait olan bir dijital ekrandan doğrudan okunabilmektedir. Aynı zamanda bu ekran, veri toplayıcısına bağlanarak bilgisayardan havanın debisi m<sup>3</sup>/saat olarak kaydedilmiştir.



Şekil 4.7 Debi ölçere ait dijital ekran.

#### 4.6. Veri Toplama Sistemi

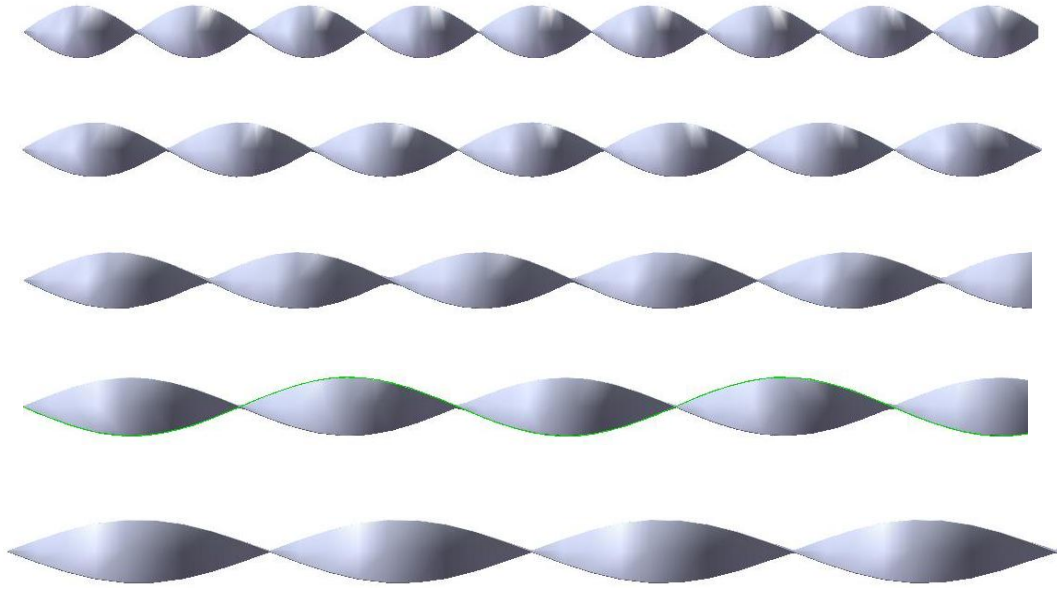
Deneyleerde 30 adet sıcaklık sensörü çıkışına ve 4 adet 4-20 çıkışa sahip toplam 34 kanallı Şekil 4.8’de gösterilen bir veri toplayıcı kullanılmıştır. Sıcaklık sensör kanalları boru dış yüzey sıcaklıkları, ortam sıcaklığı ve ortalama akışkan sıcaklığı için, 4-20 çıkışlar ise voltaj, akım, debi ve fark basınç sensörü için kullanılmıştır. Aynı zamanda, veri toplayıcının kendine ait yazılımı sayesinde, alınan değerler bilgisayara aktarılmış ve veriler kullanılmıştır.



Şekil 4.8. Veri toplayıcı.

#### 4.7. Boru İçerisine Yerleştirilen Helisel Olarak Bükülmüş Şeritler

Yapılan bu çalışmada boru içerisine, Şekil 4.9’da gösterilen farklı hatve ve genişliklere sahip helisel olarak bükülmüş şeritler boru iç yüzeyinden ayrı olarak yerleştirilmiş ve bunun ısı geçişi ve basınç düşümüne etkisi deneysel olarak incelenmiştir.



Şekil 4.9. Farklı hatve ve genişliklere sahip helisel bükülmüş şeritler.

Deneyleerde dört farklı boru iç yüzeyinden ayrıklık ( $c=1$  mm,  $c=2$  mm,  $c=3$  mm ve  $c=4$  mm) ve beş farklı büküm oranı ( $y/D=2$ ,  $y/D=2.5$ ,  $y/D=3$ ,  $y/D=3.5$  ve  $y/D=4$ ) olmak üzere toplam 20 farklı şerit kullanılmıştır. Burada ‘c’ boru iç yüzeyinden ayrıklık mesafesi, ‘y’ hatve yarısı ve ‘D’ boru iç çapıdır. Sonuçta 20 farklı şeritin ısı geçişi ve basınç düşümüne etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Tablo 4.2’de deneyleerde kullanılan 20 farklı şerite ait büyüklükler verilmiştir.

Tablo 4.2. Deneyleerde kullanılan şeritlere ait büyüklükler.

Şerit No	w(genişlik)	c (ayrıklık)	y (hatve yarısı)	D (Boru iç çapı)	y/D
1	48 mm	4 mm	112 mm	56 mm	2
2			140 mm		2.5
3			168 mm		3
4			196 mm		3.5
5			224 mm		4
6	50 mm	3 mm	112 mm		2
7			140 mm		2.5
8			168 mm		3
9			196 mm		3.5
10			224 mm		4

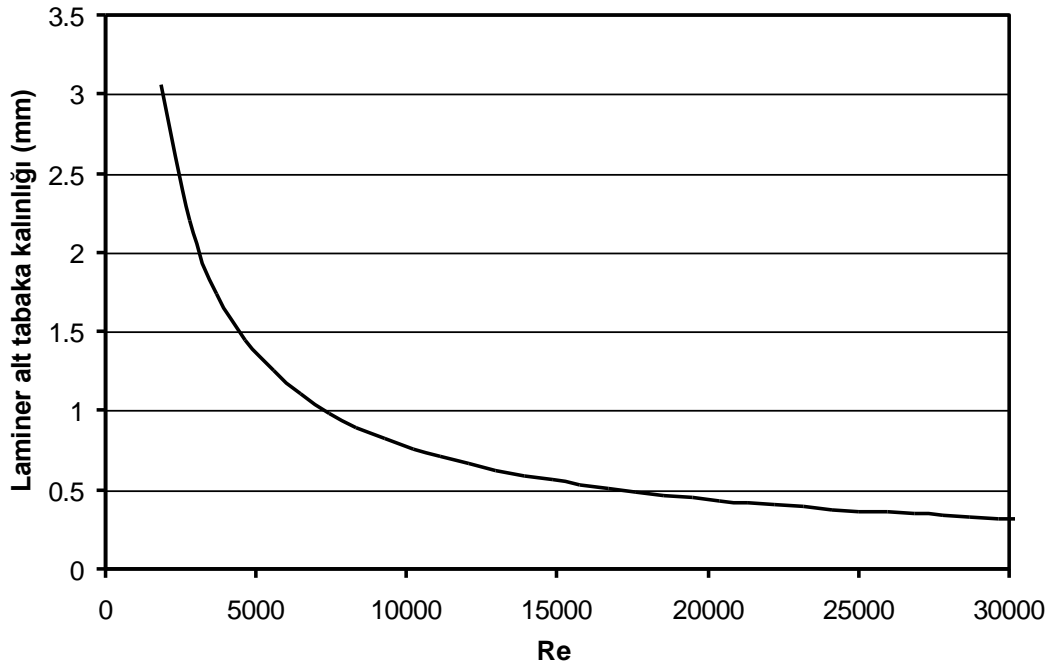
11	52 mm	2 mm	112 mm	56 mm	2
12			140 mm		2.5
13			168 mm		3
14			196 mm		3.5
15			224 mm		4
16	54 mm	1 mm	112 mm		2
17			140 mm		2.5
18			168 mm		3
19			196 mm		3.5
20			224 mm		4

Deneyleerde kullanılan şeritlerin boru iç yüzeyinden ayrık durması için yüksek sıcaklığa dayanıklı teflon malzemeden üretilmiş halkalar kullanılmıştır. Teflon çubuklar boru iç yüzeyinden ayrıklık durumlarına göre farklı et kalınlıklarında frezede hassas olarak işlenmiş ve küçük halkalar haline getirilmiştir. Bu halkalar Şekil 4.10'da gösterildiği gibi şeritlerin kenarlarına belli aralıklarla yapıştırılarak şeritlerin boru iç yüzeyinden aynı mesafede ayrık kalması sağlanmıştır.



Şekil 4.10. Kenarlarına halkalar geçirilen şeritin boru içindeki görünümü.

Yapılan bu çalışmada boru içerisine iç yüzeyden ayrık olarak yerleştirilen şeritlerin ısı geçişi ve basınç düşümüne etkisi laminer alt tabaka kalınlığını parçalayarak incelenmiştir. Şekil 4.11'de laminer alt tabaka kalınlığının Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi laminer alt tabaka kalınlığı Reynolds sayısının artması ile azalmıştır. Bu nedenle boru içerisine yerleştirilen şeritlerin boru iç yüzeyinden uzaklığı laminer alt tabaka mesafesinde olmalıdır. Bundan dolayı bu çalışmada laminer alt tabaka mesafesine uygun ayrıklıklar seçilmiştir.



Şekil 4.11. Laminer alt tabaka kalınlığının Reynolds sayısı ile değişimi.

#### 4.8. Deneilerin Yapılışı

Deneiler yapılırken akışkanın debisi ve boruyu ısıtmak için kullanılan elektrik gücü değiştirilmiştir. Deneilerde, Reynolds sayısı 5528-23894 aralığında ısı akım şiddeti ise 392-879 W/m<sup>2</sup> aralığında değişmiştir. Her bir deney yaklaşık 2 saat sürmüştür ve bu süre boyunca veri toplayıcı sistemi ile dakikada 10 veri alınmıştır. Bunun nedeni sistemin 2 saatte rejime ulaşması, yani sıcaklıkların zamanla değişiminin olmamasındandır. Bu sürenin tespit edilmesi için yapılan ön deneylerde bütün verilerin zaman ile değişim grafikleri çizilmiş ve verilerin sabit hale geldiği süre tespit edilmiştir. Deneiler yapılırken, ilk önce varyak ile boruya sabit akım şiddetinde belli bir elektrik akımı verilmiş ve fana bağlı olan bir hız ayarlayıcısı ile fanın hızı yani istenen debi değeri ayarlanmıştır. Her bir deney için, 2 saat boyunca veri toplama sistemi ile boru dış yüzey sıcaklıkları, ortam sıcaklığı, akışkanın ortalama çıkış sıcaklığı, basınç düşümü, voltaj farkı, elektrik akımı ve debi değerleri kaydedilmiştir. Bu kaydedilen verilerin her biri için zamanla değişim grafikleri çizilerek, verilerin sabit hale geldiği kısmın ortalaması alınmış ve elde edilen bu veriler bir bilgisayar programı ile değerlendirilmiş ve sonuçlar elde edilmiştir.

#### 4.9. Isı Transferi Katsayısının Hesaplanması

Elde edilen değerler, yazılmış bir Fortran programına girilmiş ve sonuçta boru boyunca yerel ısı transferi katsayısı ve buna bağlı olarak da Nusselt sayısı hesaplanmıştır.

Havanın fiziksel özelliklerinin sıcaklıkla değişimi dikkate alınmış ve programa bu şekilde girilmiştir. Buna göre havanın yoğunluğu ( $\rho$ ), özgül ısısı ( $c_p$ ), ısı iletim katsayısı ( $k$ ) ve kinematik viskozitesi ( $\nu$ ) aşağıdaki eşitliklerden hesaplanmıştır.

$$\rho = 3.9315 - 0.01649(T+273) + 0.0000305(T+273)^2 - 0.0000000209(T+273)^3 \quad (4.1)$$

$$c_p = 0.946 + 0.000623(T+273) - 2.2e-6(T+273)^2 + 2.67e-9(T+273)^3 \quad (4.2)$$

$$k = 0.0286 - 0.00013(T+273) + 5.8e-7(T+273)^2 + 5.33e-10(T+273)^3 \quad (4.3)$$

$$\nu = -6.31e-6 + 5.54e-8(T+273) + 5e-11(T+273)^2 + 4e-14(T+273)^3 \quad (4.4)$$

Yukarıdaki denklemlerde verilen 'T' °C cinsinden ortalama sıcaklıktır.

Boruya uygulanan net güç;

$$P_{\text{net}} = \Delta V \cdot I - Q_{\text{kayıp}} \quad (\text{W}) \quad (4.5)$$

Yukarıdaki denklemde  $\Delta V$  voltaj farkını,  $I$  boruya verilen akımı göstermektedir.  $Q_{\text{kayıp}}$  ise boru dış yüzeyinden ortama geçen toplam ısı kaybı olmak üzere aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$Q_{\text{kayıp}} = k F (T_{\text{dd}} - T_{\text{ortam}}) \quad (4.6)$$

Burada  $kF$ ;

$$\frac{1}{kF} = \frac{1}{h_{\text{ortam}} A_y} + \frac{c}{k_{\text{yalıtım}} A_{12}} \quad (4.7)$$

şeklinde tanımlanır. Be denklemde  $h_{\text{ortam}}$  yalıtım malzemesi ile dış ortam arasındaki doğal taşınım katsayısını,  $A_y$  yalıtım malzemesinin dış yüzey alanını,  $k_{\text{yalıtım}}$  yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısını,  $c$  yalıtım kalınlığını ve  $A_{12}$  ise yalıtım dış yüzeyi ile boru dış yüzeyinin logaritmik ortalamasını göstermektedir.

$q$  ısı akısı olmak üzere aşağıdaki denklemle ifade edilir;

$$q = \frac{P_{\text{net}}}{\pi D_o L} \quad (\text{W/m}^2) \quad (4.8)$$

Isıtılan boru boyunca herhangi bir  $x$  aksel mesafesindeki yerel ısı transferi katsayısı ( $h_x$ );

$$h(x) = \frac{q}{T_{\text{id}}(x) - T_b(x)} \quad (4.9)$$

denklemden hesaplanabilir. Burada  $T_{\text{id}}(x)$   $x$  mesafesindeki iç yüzey sıcaklığı,  $T_b(x)$  ise  $x$  mesafesindeki kesit alanı boyunca ortalama akışkan sıcaklığıdır.

Sonuç olarak yerel Nusselt sayısı;

$$\text{Nu}(x) = \frac{h(x)D}{k_f} \quad (4.10)$$

eşitliği ile hesaplanır. Burada  $h(x)$  yerel ısı transferi katsayısını,  $D$  borunun iç çapını ve  $k_f$  ise havanın ısı iletim katsayısını göstermektedir.

#### 4.10. Boru İç Yüzey Sıcaklığı $T_{\text{id}}$ 'nin Hesaplanması

Yapılan deneylerde boru dış yüzey sıcaklıkları ölçülmüştür. Çünkü herhangi bir  $x$  mesafesinde dış yüzey sıcaklığı kullanılarak iç yüzey sıcaklığı hesaplanabilir. Bunun için boru cidarındaki radyal yönde ısı iletim denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r k_d \frac{\partial T}{\partial r} \right) = -Q_v \quad (4.11)$$

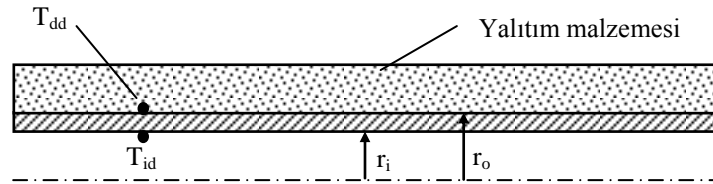


Burada  $Q_v$  boru cidarında birim hacim başına üretilen ısı miktarı olmak üzere aşağıdaki eşitlik ile gösterilir.

$$Q_v = \frac{P_{net}}{\pi \left( \frac{D_0^2 - D^2}{4} \right) L} \quad (4.12)$$

Burada  $D$  ve  $D_0$  sırasıyla boru iç ve dış çapıdır.

Şekil 4.12'de deney borusunun kesiti gösterilmiştir. Şekildeki sınır şartlarını uygularsak;



Şekil 4.12. Deney borusunun kesiti.

$r=r_o$  için:

$$-k_d \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad (\text{yalıtılmış duvar}) \quad (4.13)$$

$$T=T_{dd} \quad (\text{ölçülen sıcaklık}) \quad (4.14)$$

$r=r_i$  için:

$$T=T_{id} \quad (4.15)$$

Bu sınır şartlarına göre denklem 4.11 çözüldüğünde boru iç yüzey sıcaklığı için aşağıdaki eşitlik elde edilir;

$$T_{id} = T_{dd} - \frac{Q_v r_o^2}{4k_d} \left[ \ln \left( \frac{r_o}{r_i} \right)^2 + \left( \frac{r_i}{r_o} \right)^2 - 1 \right] \quad (4.16)$$

Burada  $k_d$  deney borusunun ısı iletim katsayısıdır.

#### 4.11. Ortalama Akışkan Sıcaklığı ( $T_b$ )'nin Hesaplanması

Herhangi bir  $x$  kesitindeki ortalama akışkan sıcaklığının belirlenebilmesi için  $\Delta x$  uzunluğundaki ısıtılmış boruya enerji dengesi uygularsak aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\dot{m}c_p [T_b(x) - T_b(x - \Delta x)] = \frac{P_{net}\Delta x}{L} \quad (4.17)$$

Yukarıdaki denklemde  $\dot{m}$  havanın kütle debisini,  $P_{net}$  boruya verilen net gücü,  $L$  ısıtılan deney borusunun uzunluğunu,  $c_p$  ise havanın özgül ısısını göstermektedir.

Sonuç olarak yukarıdaki denklemden ortalama akışkan sıcaklığı aşağıda verilen şekilde bulunur.

$$T_b(x) = T_b(x - \Delta x) + \frac{P_{net}\Delta x}{\dot{m}c_p L} \quad (4.18)$$

#### 4.12. Sürtünme Katsayısının Hesaplanması

Sürtünme katsayısı, Şekil 4.4'de gösterildiği gibi deney borusunun giriş ve çıkışında bulunan iki nokta arasındaki basınç farkının ölçülmesi suretiyle aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho u^2 \frac{L}{D}} \quad (4.19)$$

Burada  $u$  havanın ortalama hızını,  $L$  iki nokta arasındaki mesafeyi,  $\rho$  havanın yoğunluğunu ve  $D$  borunun iç çapını göstermektedir.

#### 4.13. Isıl Performans Faktörü

Boru içerisine bükülmüş şerit eleman yerleştirilmesi durumunda ısı geçişinin yanında, basınç düşümü de artacaktır. Basınç düşümündeki bu artış ise daha fazla pompalama gücü gerektirecektir. Boş borularda da boru içerisindeki hız artırılırsa, yani pompa gücü

artırılırsa ısı geçişi artacaktır. Bundan dolayı, içerisine şerit yerleştirilmiş borulardaki ısı transferi iyileştirilmesi incelenirken, bunu boş boru ile aynı pompalama gücünde karşılaştırmak gerekir. Şeritli borulardaki basınç düşümü artışından dolayı kaynaklanan ısı geçişi artışını da dikkate alarak net ısı transferi artışı belirlenmelidir [42].

Kullanılan şerit elemanların ısı transferi iyileştirmesini belirleyebilmek için sabit pompa gücünde boş boru ile karşılaştırmak gerekir:

$$\dot{V}_p \Delta P_p = \dot{V}_b \Delta P_b \quad (4.20)$$

Burada  $\dot{V}_p$  akışkanın şeritli borudaki hacimsel debisi ve  $\dot{V}_b$  akışkanın boş borudaki hacimsel debisidir.  $\Delta P_p$  ve  $\Delta P_b$  ise sırasıyla şeritli ve boş boruda ki basınç düşümüdür. Her iki durum için Darcy eşitliği kullanılırsa Denklem 4. 20 aşağıdaki gibi olur:

$$f_p Re^3 = f_b Re^3 \quad (4.21)$$

Burada  $f_p$  şeritli borudaki,  $f_b$  ise boş borudaki sürtünme katsayılarıdır. İçerisine helisel olarak bükülmüş şeritlerin yerleştirildiği borunun ısı performans faktörü boş boruya göre aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\zeta = (Nu_p/Nu_b)(f_b/f_p)^{\frac{1}{3}} \quad (4.22)$$

Yukarıdaki eşitlikte  $Nu_p$  ve  $Nu_b$  sırasıyla şeritli ve boş borudaki Nusselt sayılarını göstermektedir.

## 5. BÖLÜM

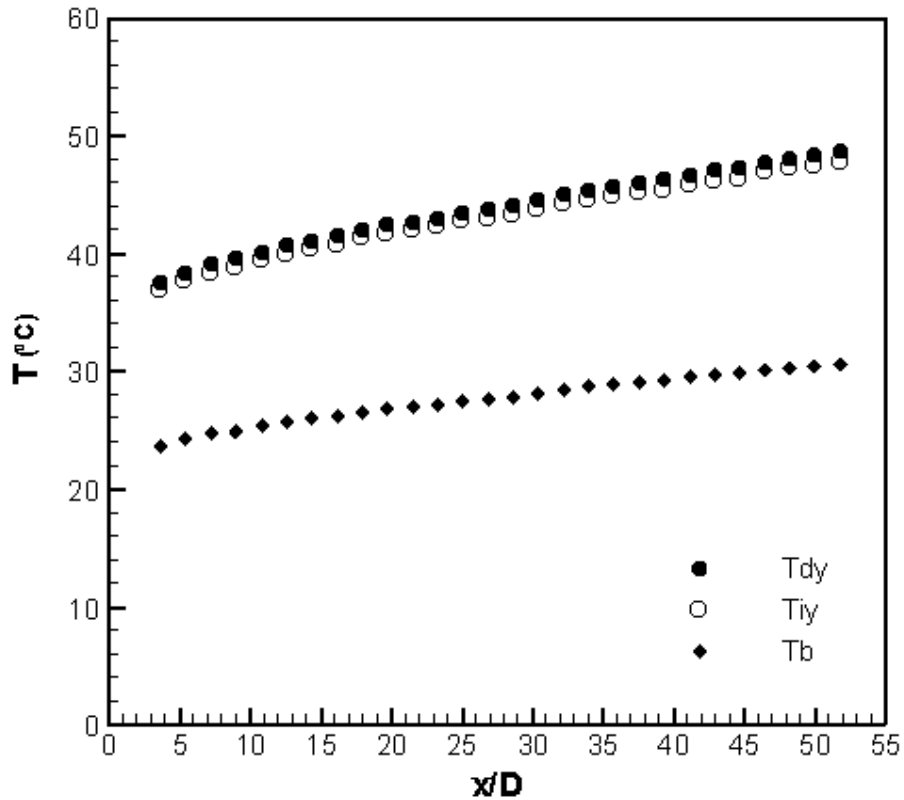
### DENEY SONUÇLARI

#### 5.1. Boş Boru Deneyleri

Boru içerisine yerleştirilen helisel olarak bükülmüş şeritlerin ısı geçişi ve basınç düşümü üzerindeki etkisini incelemek için, kurulan deney düzeneğinde ilk önce boş boru ile deneyler yapılmış, elde edilen Nusselt sayıları ( $Nu$ ) ve sürtünme katsayıları ( $f$ ) literatürde yaygın olarak kullanılan eşitliklerle karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, deneysel sonuçların mevcut eşitliklerle iyi bir uyum içerisinde olduğu görülmüş ve bu da deneysel yöntemin doğruluğunu ispatlamıştır.

Boş boru deneyleri, hava debisi (Reynolds sayısı) ve boruya uygulanan elektrik gücü değiştirilerek gerçekleştirilmiştir. Deneylerde, Reynolds sayısı 5528-23894 arasında ve ısı akım şiddeti ise  $392 \text{ W/m}^2$ - $879 \text{ W/m}^2$  arasında değişmiştir.

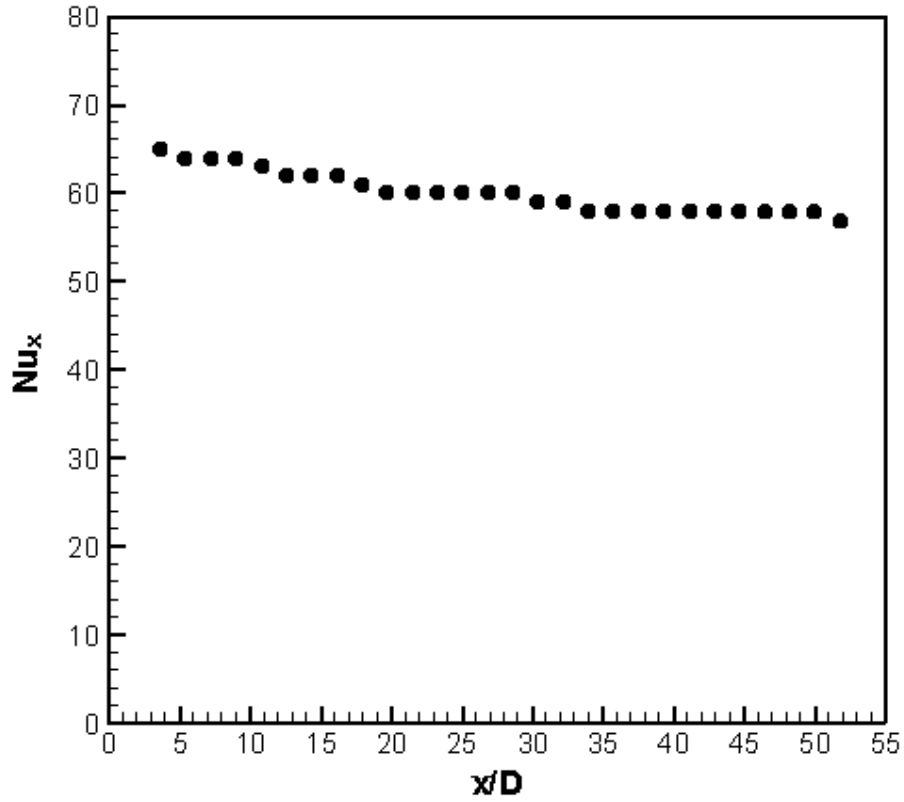
Şekil 5.1'de  $q=445 \text{ W/m}^2$  ve  $Re=21342$  şartları altında yapılan boş boru deneyinde, boru dış yüzey sıcaklığının ( $T_{dy}$ ), iç yüzey sıcaklığının ( $T_{iy}$ ) ve ortalama akışkan sıcaklığının ( $T_b$ ) ısıtılmış boru boyunca değişimi gösterilmiştir. Şekilden de anlaşılacağı gibi borunun dış yüzey ve iç yüzey sıcaklıkları birbirine çok yakındır. Bunun nedeni, cidar kalınlığının küçük olması ve boru malzemesinin ısı iletim katsayısının yüksek olmasıdır. Aynı zamanda boru eksenini boyunca hem ortalama akışkan sıcaklığı hem de boru iç yüzey sıcaklığı artmaktadır. Boru dış yüzeyine uygulanan sabit ısı akısı, dış yüzey sıcaklığının ve ortalama akışkan sıcaklığının boru eksenini boyunca doğrusal olarak artmasını sağlamıştır. Bu da yapılan yalıtımın ve uygulanan ısı akısının boru eksenini boyunca homojen olarak dağıldığını göstermektedir.



Şekil 5.1.  $q=445 \text{ W/m}^2$  ve  $Re=21342$  şartları altında yapılan boş boru deneyinde, boru dış yüzey sıcaklığının, iç yüzey sıcaklığının ve ortalama akışkan sıcaklığının boru eksenini boyunca değişimi.

Yukarıda verilen aynı deney için, yerel Nusselt sayısının boru eksenini boyunca değişimi Şekil 5.2'de gösterilmiştir. Şekilden de anlaşılacağı gibi Nusselt sayısı  $x/D$  oranı arttıkça azalmakta ve belli bir mesafeden sonra sabit kalmaktadır.

Gerçekleştirilen bütün boş boru deneylerinde de durum Şekil 5.2'de verildiği gibidir. Bunun nedeni ısıl olarak tam gelişmenin olduğu bölgenin yerel Nusselt sayısının sabit hale geldiği mesafeden sonra olmasıdır. Bundan dolayı gerçekleştirilen bir deneydeki Nusselt sayısının değerini belirlemek için ısıl olarak tam gelişmenin olduğu;  $x/D=46.42, 48.21, 50$  ve  $51,78$  mesafelerindeki yerel Nusselt sayılarının ortalaması alınmıştır.



Şekil 5.2.  $q=445 \text{ W/m}^2$  ve  $Re=21342$  şartları altında yapılan boş boru deneyi için yerel Nusselt sayısının boru eksenine boyunca değişimi.

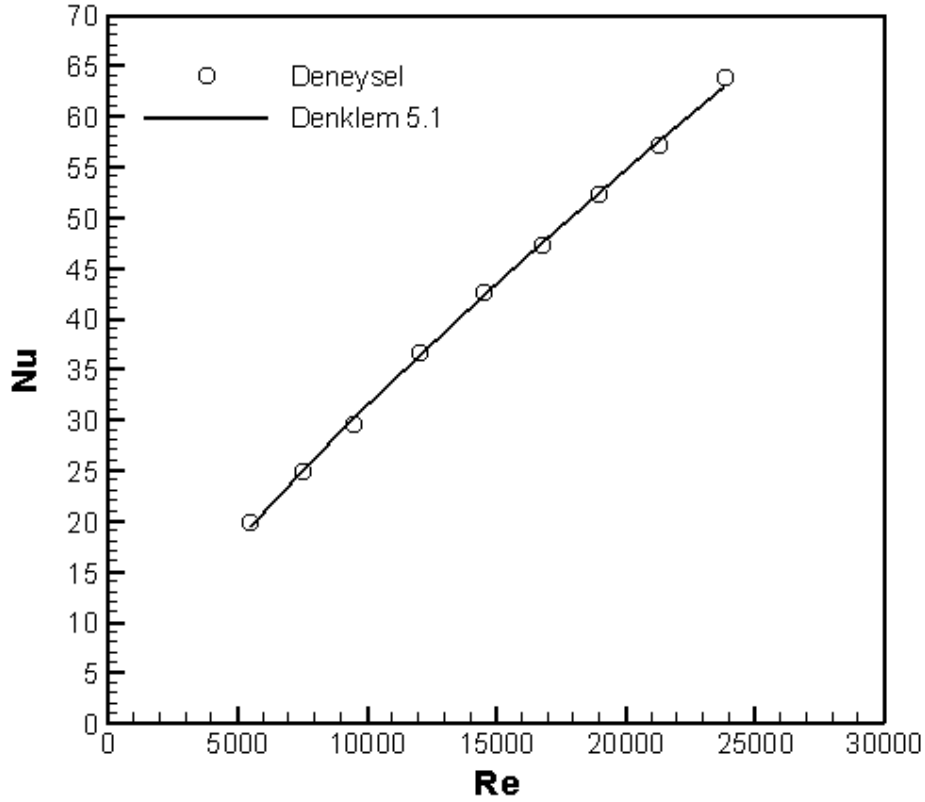
### 5.1.1. Nusselt Sayısı (Nu)

Yukarıda verilen şekilden görüleceği gibi yerel Nusselt sayısı yaklaşık  $30D$  mesafesinden sonra hemen hemen sabit kalmaktadır. Yapılan bütün boş boru deneylerinde de durum böyledir. Bunun sebebi ısı olarak tam gelişmenin olduğu bölgenin bu mesafeden sonra olmasıdır. Bundan dolayı Nusselt sayısının değerini belirlemek için ısı olarak tam gelişmenin olduğu;  $x/D= 46.42, 48.21, 50$  ve  $51,78$  mesafelerindeki yerel Nusselt sayılarının ortalaması alınmıştır. Şekil 5.3’de yapılan bütün boş boru deneylerinden elde edilen Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. Şekilden de anlaşılacağı gibi Nusselt sayısı Reynolds sayısının artması ile artmıştır.

Deneylelerden elde edilen Nusselt değerlerine, en küçük kareler yöntemiyle bir eğri uydurulmuştur. Bu eğrinin denklemi:

$$Nu = 0.02235 Re^{0.8015} Pr^{0.4} \quad (5.1)$$

şeklinde olup bu eğri için  $R^2 = 0.9992$ 'dir ve Şekil 5.3'de gösterilmiştir.



Şekil 5.3. Boş boru deneylerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

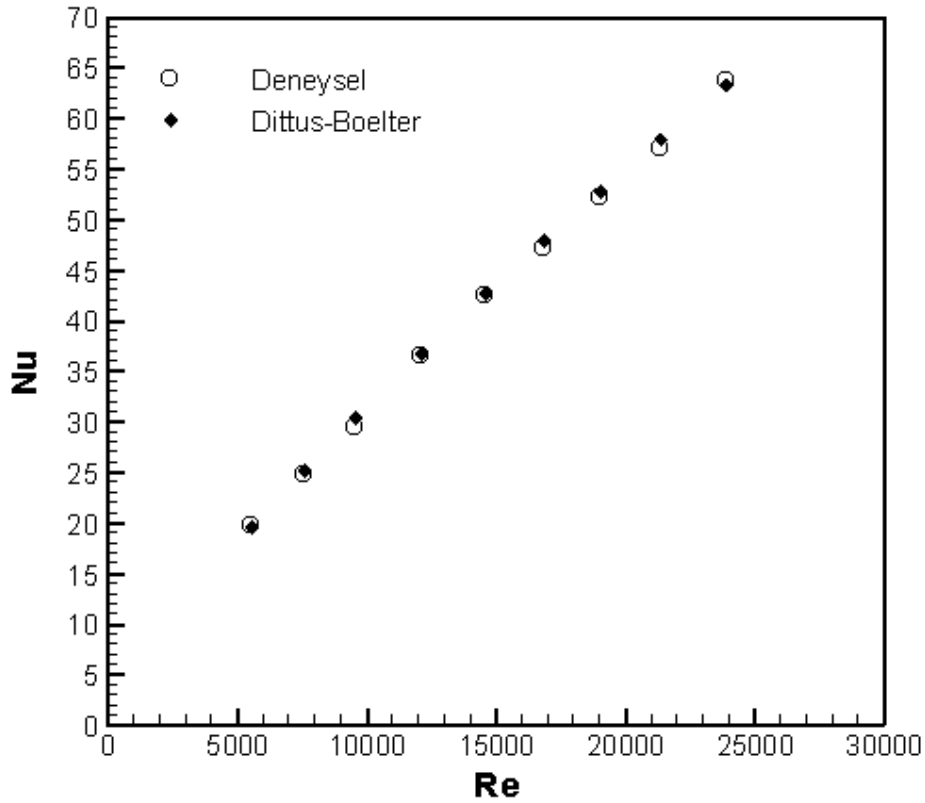
Literatürde verilen eşitliklere göre zorlanmış konveksiyon şartları için Nusselt sayısı aynı zamanda Pr sayısının da bir fonksiyonudur. Ancak yapılan deneylerde Pr sayısı fazla değişmemektedir. Şekil 5.3'de verilen Nusselt sayılarının elde edildiği mesafelerdeki yerel Pr sayıları üç deney için Tablo 5.1'de verilmiştir.

Tablo 5.1. Farklı  $x/D$  aksenal mesafelerindeki yerel Pr sayıları.

$x/D \rightarrow$	Pr			
	46.42	48.21	50	51.78
Re=9542	0.7088	0.7092	0.7099	0.7106
Re=12046	0.7047	0.7054	0.7061	0.7069
Re=14551	0.7045	0.7053	0.7059	0.7067

Gerçekleştirilen boş boru deneylerinden elde edilen Nusselt sayılarının doğruluğunu tespit edebilmek için, elde edilen sonuçlar Tablo 3.2’de verilen mevcut eşitliklerle karşılaştırılmıştır.

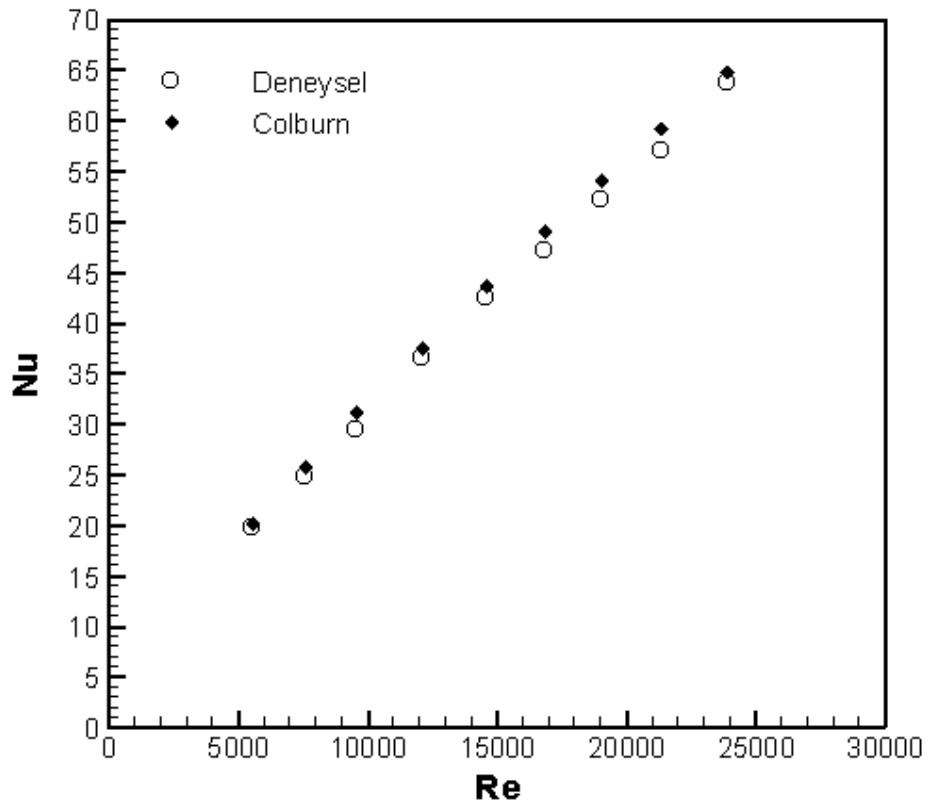
Şekil 5.4’de boş boru deneylerinden elde edilen Nusselt sayılarının Dittus-Boelter eşitliği ile karşılaştırılması görülmektedir. Şekilden de görüleceği gibi elde edilen Nusselt sayıları bu eşitlikle iyi bir uyum içerisindedir.



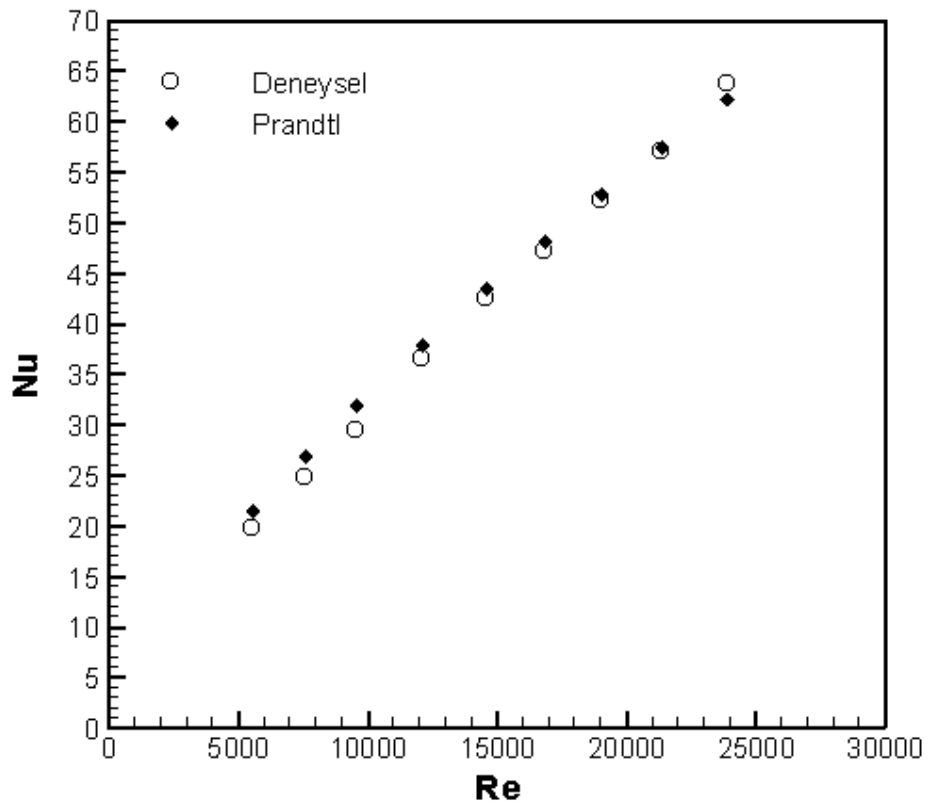
Şekil 5.4. Deneysel elde edilen Nusselt sayılarının Dittus-Boelter eşitliği ile karşılaştırılması.

Şekil 5.5’de ve Şekil 5.6’da deneysel Nusselt sayılarının sırasıyla Colburn ve Prandtl eşitliği ile karşılaştırılması görülmüştür. Her iki şekilde de görüldüğü gibi deneysel Nusselt sayılarının değerleri verilen eşitliklerden genellikle daha düşüktür. Şekil 5.5’e bakıldığında deneysel Nusselt sayılarının düşük Reynolds sayılarında, Şekil 5.6’ya bakıldığında ise yüksek Reynolds sayılarında verilen eşitliklerle iyi bir uyum içerisinde olduğu görülmektedir.





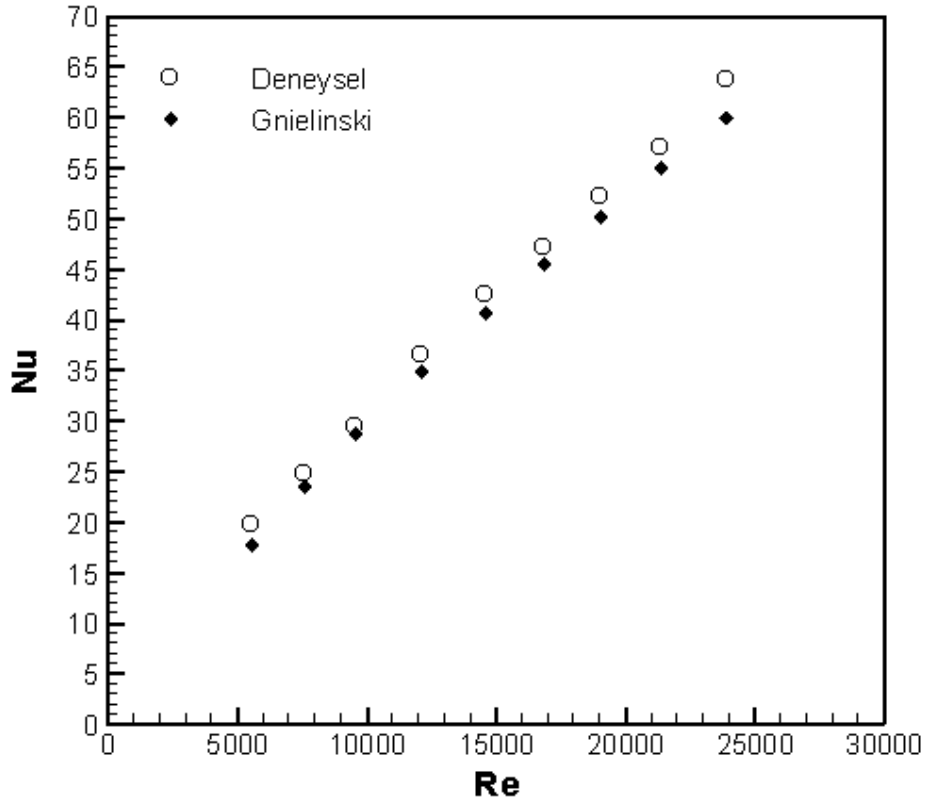
Şekil 5.5. DeneySEL elde edilen Nusselt sayılarının Colburn eşitliği ile karşılaştırılması.



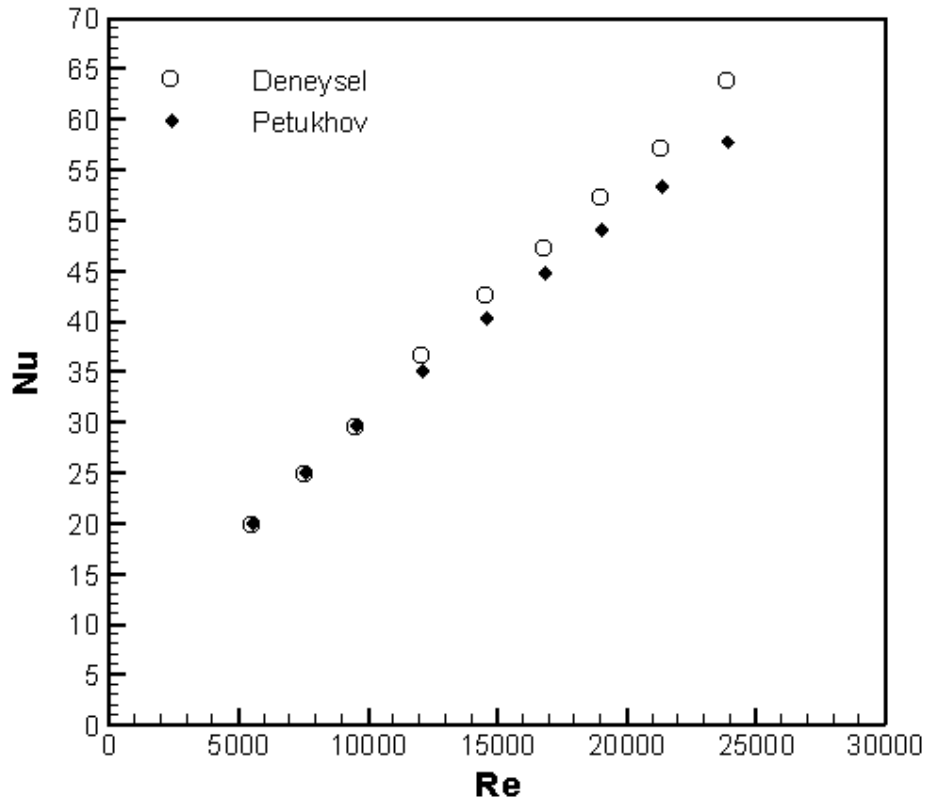
Şekil 5.6. DeneySEL elde edilen Nusselt sayılarının Prandtl eşitliği ile karşılaştırılması.

Şekil 5.7’de ve Şekil 5.8’de deneysel olarak elde edilen Nusselt değerlerinin sırasıyla Gnielinski ve Petukhov eşitlikleri ile karşılaştırılması görülmektedir. Her iki şekilden de çıkarılabileceği gibi deneysel Nusselt değerleri bütün Reynolds sayılarında verilen eşitliklerdeki değerlerden daha büyüktür. Ayrıca, düşük Reynolds sayılarında deneysel elde edilen değerler verilen eşitliklerdeki değerler ile daha iyi uyum içerisindedir. Daha büyük Reynolds sayılarında az da olsa farklılıklar vardır.

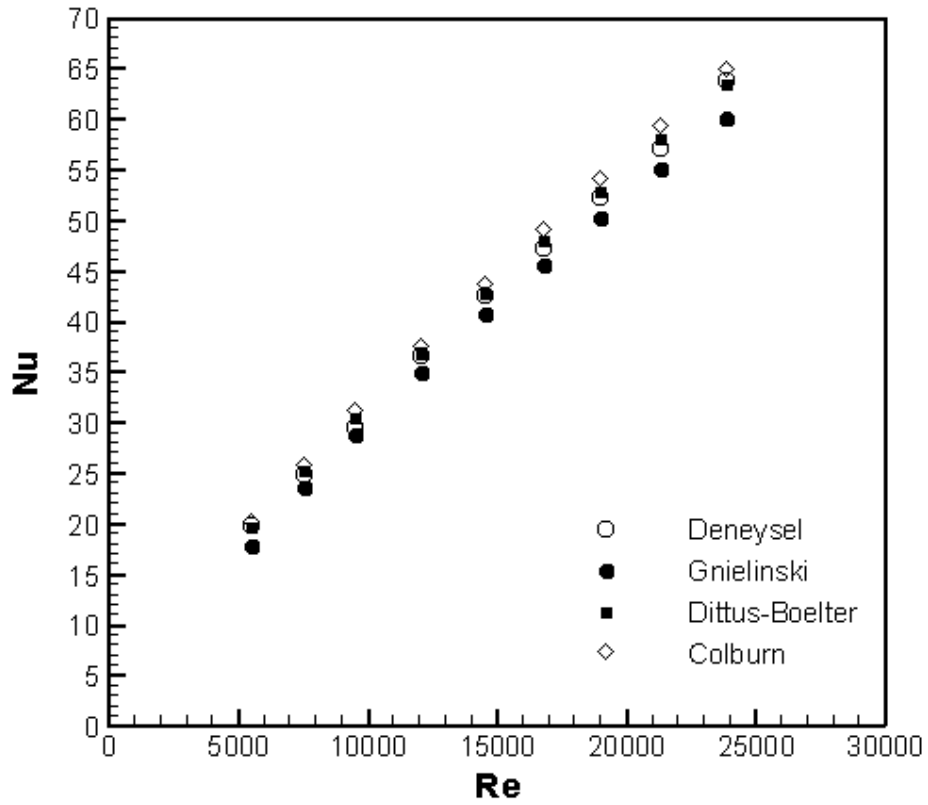
Boş boru deneylerinden elde edilen Nusselt değerlerinin, Gnielinski, Dittus-Boelter ve Colburn eşitlikleri ile birlikte karşılaştırılması Şekil 5.9’da görülmektedir. Şekle göre en büyük Nusselt değerleri Colburn eşitliğinden, en düşük Nusselt değerleri ise Gnielinski eşitliğinden elde edilmiştir. Ayrıca deneysel Nusselt değerlerinin şekilde verilen bütün eşitliklerle uyum içerisinde olduğu görülmektedir.



Şekil 5.7. Deneysel elde edilen Nusselt sayılarının Gnielinski eşitliği ile karşılaştırılması.



Şekil 5.8. Deneysel elde edilen Nusselt sayılarının Petukhov eşitliği ile karşılaştırılması.



Şekil 5.9. Deneysel elde edilen Nusselt sayılarının Gnielinski, Dittus-Boelter ve Colburn eşitlikleri ile karşılaştırılması.

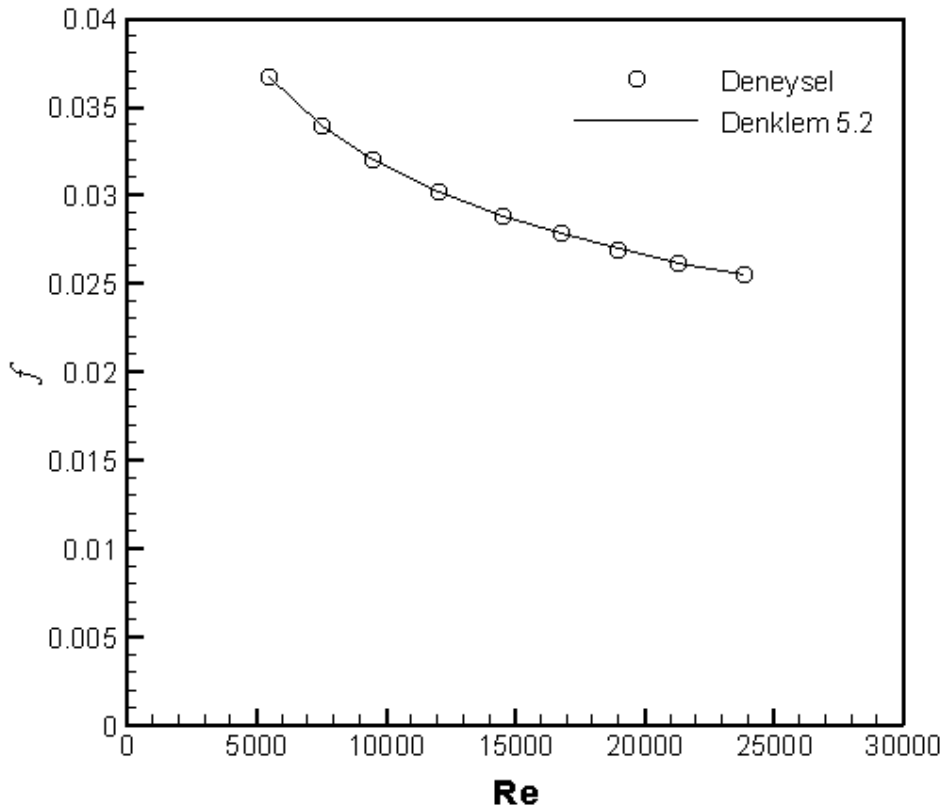
### 5.1.2. Sürtünme Katsayısı ( $f$ )

Net iyileştirmeyi belirleyebilmek için ısı geçişinin yanında basınç düşümünü de incelemek gerekir. Bundan dolayı boş boruda basınç düşümü ölçümleri yapılmış ve sürtünme katsayıları elde edilmiştir. Elde edilen sürtünme katsayılarının doğruluğunu tespit etmek için literatürde bulunan bazı eşitliklerle karşılaştırılması yapılmıştır. Ayrıca deneylerden elde edilen sürtünme katsayısı ( $f$ ) değerlerine en küçük kareler yöntemi ile bir eğri uydurulmuştur. Bu eğrinin denklemi:

$$f = 0.3131 \text{ Re}^{-0.249} \quad (5.2)$$

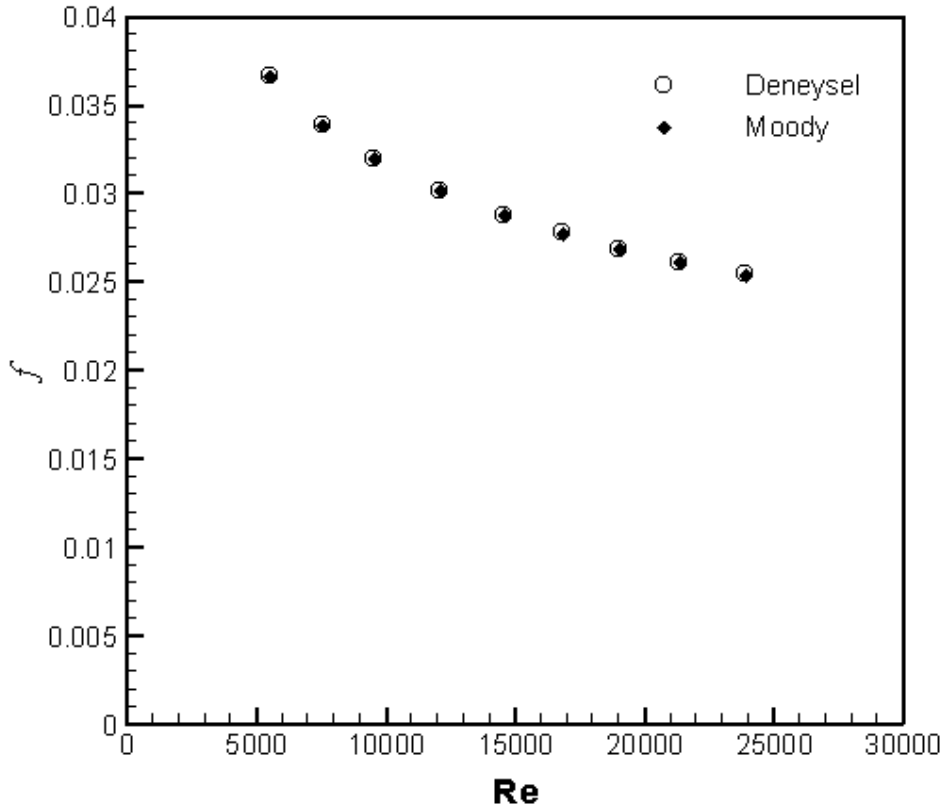
şeklinde olup, bu eğri için  $R^2 = 0.9999$ 'dur.

Şekil 5.10'da boş boruda elde edilen sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi eşitlik 5.2 ile birlikte verilmiştir. Şekilden de anlaşılacağı gibi sürtünme katsayısı Reynolds sayısının artması ile azalmaktadır.



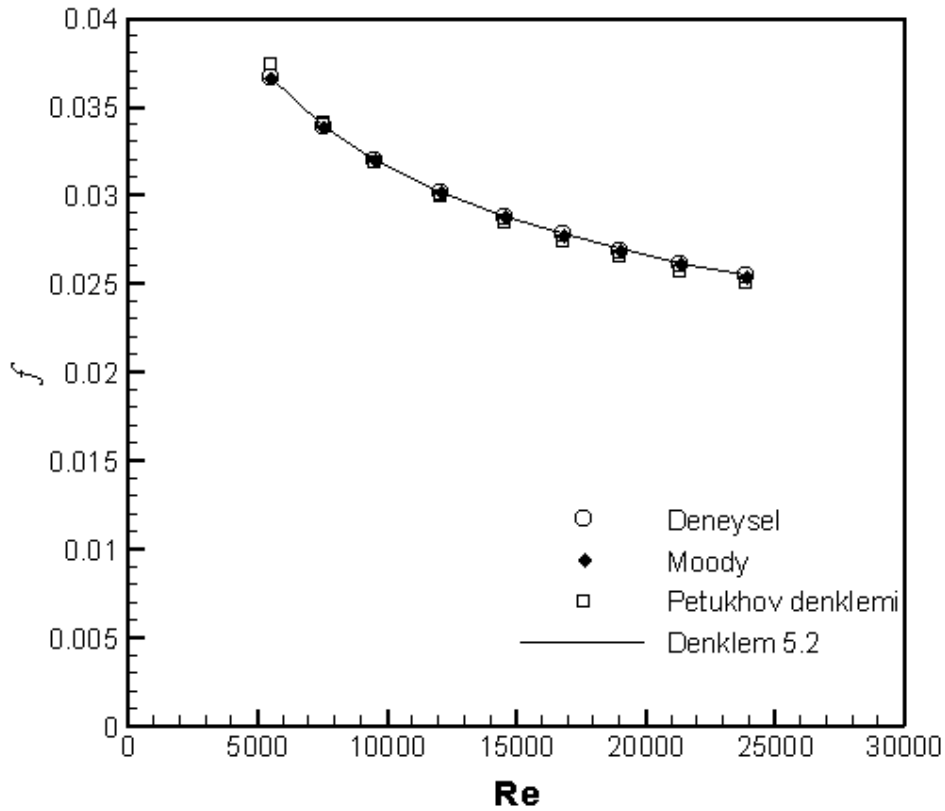
Şekil 5.10. Deneysel sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 5.11’de boş boru deneylerinden elde edilen sürtünme katsayısının Moody eşitliği ile karşılaştırılması verilmiştir. Şekilden de görülebileceği gibi deneysel sürtünme katsayısı, Moody eşitliği ile her bir Reynolds sayısında iyi bir uyum içerisindedir.



Şekil 5.11. Deneysel sonuçlardan elde edilen sürtünme katsayısının Moody eşitliği ile karşılaştırılması.

Şekil 5.12’de elde edilen sürtünme katsayısının Moody, Petukhov ve eşitlik 5.2 ile birlikte karşılaştırılması gösterilmiştir. Şekilde verilenlere göre deneysel sürtünme katsayısı bütün Reynolds sayılarında verilen bütün eşitlikler ile iyi bir uyum içerisindedir.



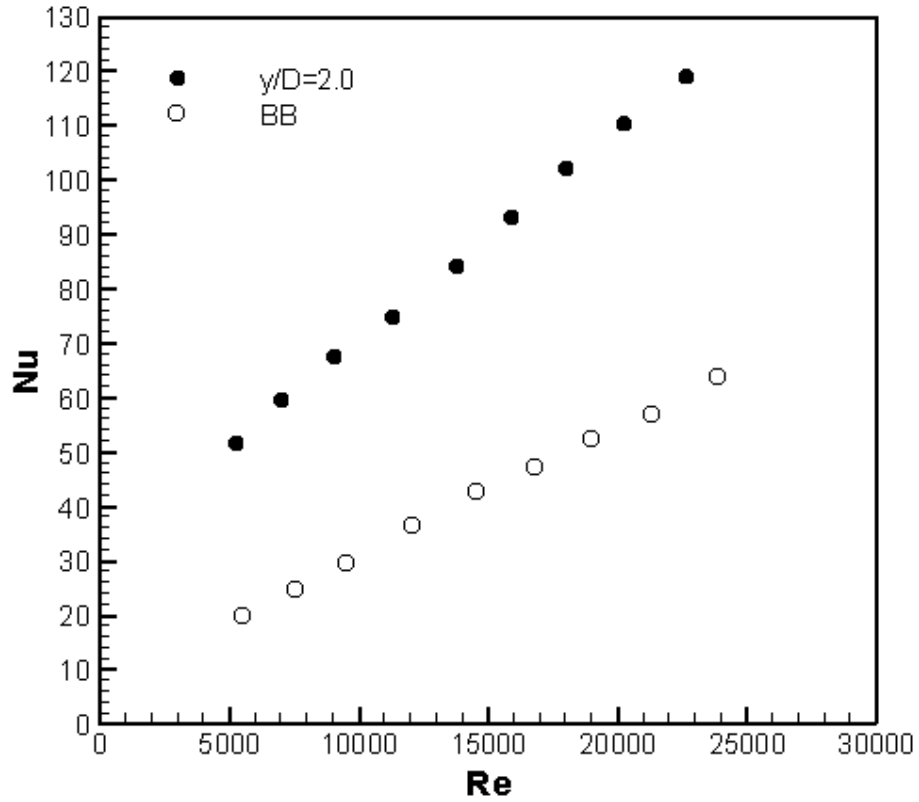
Şekil 5.12. Deneysel sürtünme katsayısının Moody ve Petukhov eşitlikleri ile karşılaştırılması.

## 5.2. Boru İçerisine Helisel Bükülmüş Şeritler Yerleştirilerek Yapılan Deneyler

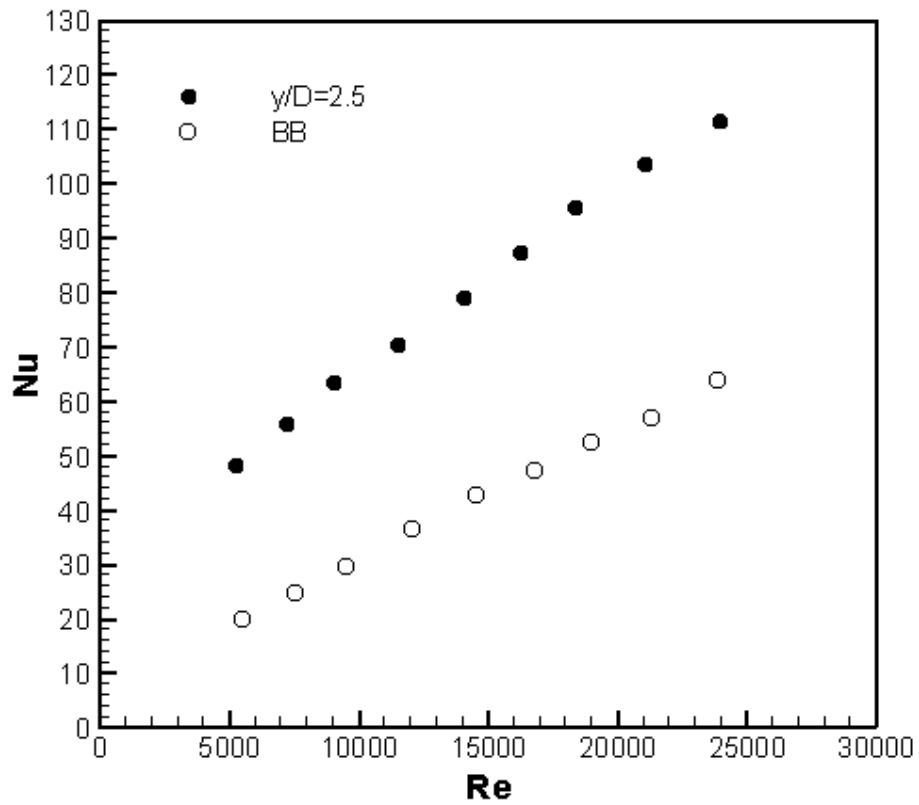
Boru içerisinde helisel bükülmüş şeritlerin bulunduğu deneyler de hava debisi ve ısı akısı değiştirilerek yapılmıştır. Deneylerde 4 farklı açıklık oranı ( $c/D=0.0178, 0.0357, 0.0535$  ve  $0.0714$ ) ve 5 farklı büküm oranı ( $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve  $4$ ) olmak üzere toplam 20 farklı şerit kullanılmıştır. Her biri için Nusselt sayıları ve sürtünme katsayıları elde edilmiştir.

### 5.2.1. ( $c/D=0.0178$ ) Açıklık Oranına Sahip Deneyler

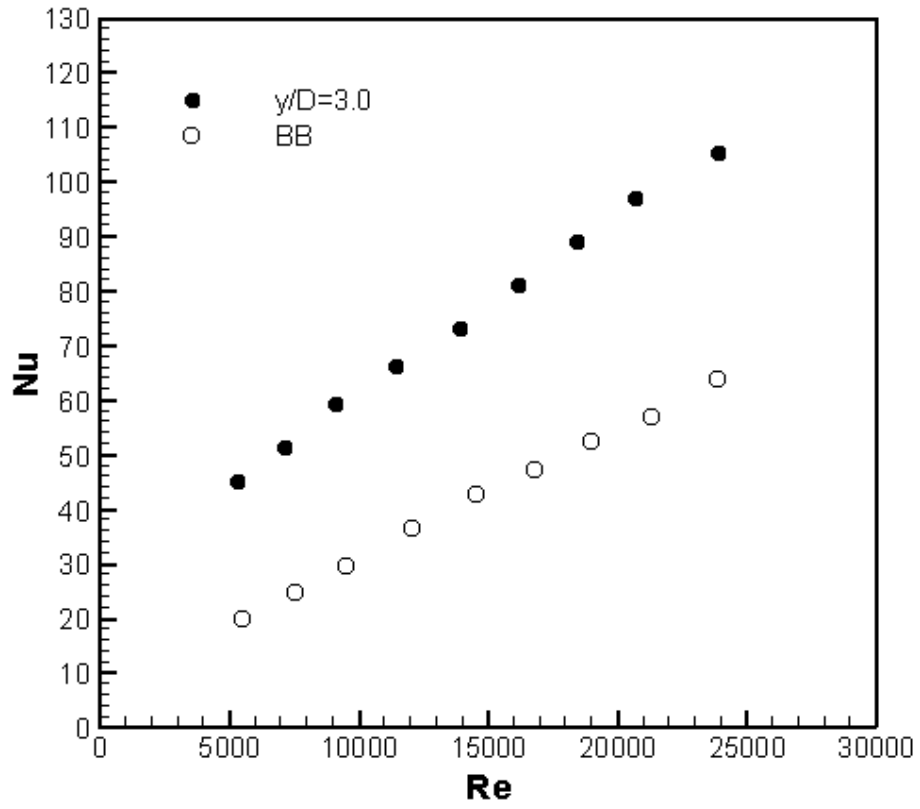
Şekil 5.13, Şekil 5.14, Şekil 5.15, Şekil 5.16 ve Şekil 5.17'de sırasıyla  $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve  $4$  büküm oranlarına sahip şeritlerden elde edilen Nusselt değerlerinin deneysel elde edilen boş boru değerleri ile karşılaştırılması gösterilmiştir. Buradaki Nusselt değerleri, ısıl olarak tam gelişmiş bölgede yer alan ( $x/D=46.42, 48.21, 50$  ve  $51,78$ ) noktalarındaki yerel Nusselt sayılarının ortalamasından elde edilmiştir.



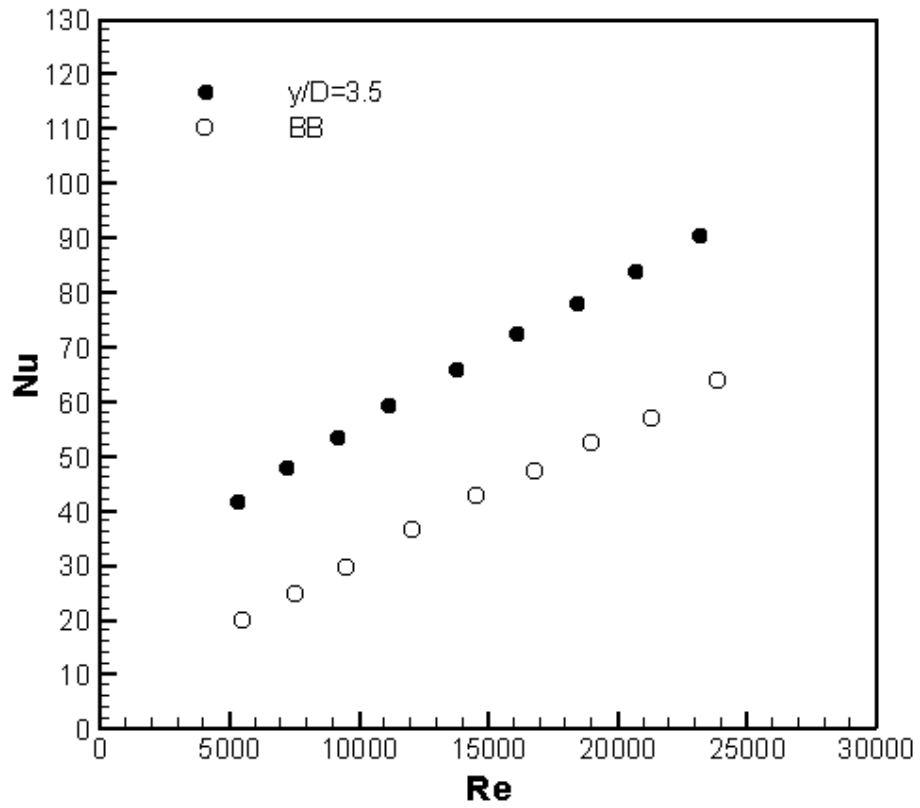
Şekil 5.13.  $y/D=2$  için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.14.  $y/D=2.5$  için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

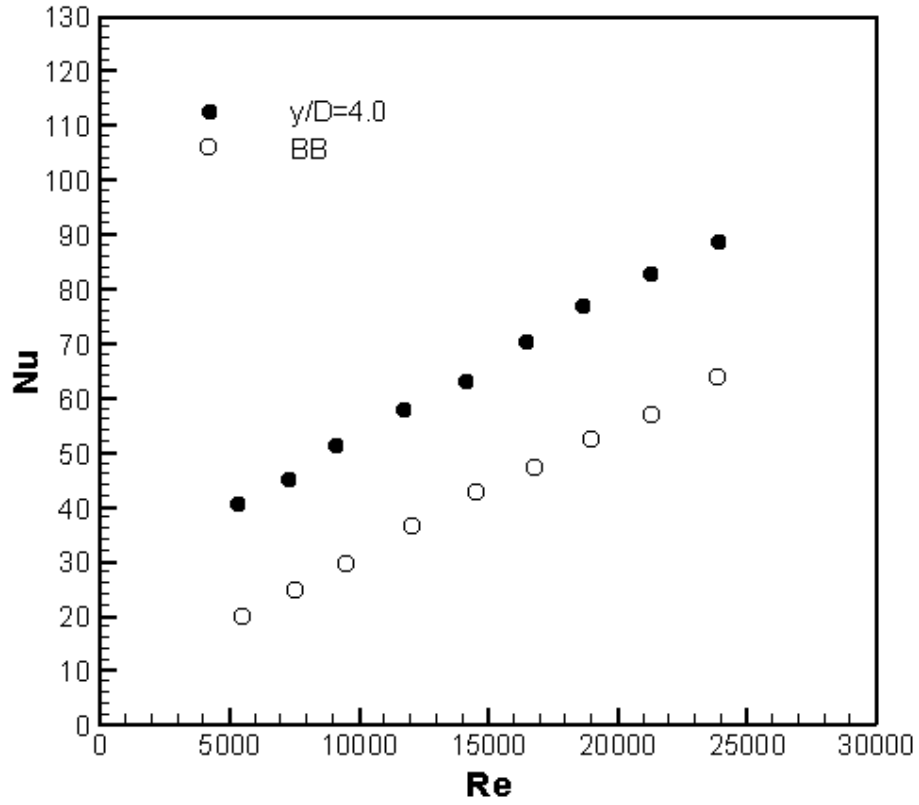


Şekil 5.15.  $y/D=3$  için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.16.  $y/D=3.5$  için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.





Şekil 5.17.  $y/D=4$  için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Yukarıda verilen şekillerden anlaşılacağı gibi boru içerisine yerleştirilen şeritler boş boruya nazaran ısı geçişinde büyük artışlara sebep olmuştur. Ayrıca şekillere bakıldığında Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile arttığı görülmektedir.

Farklı büküm oranları için ( $y/D= 2, 2.5, 3, 3.5$  ve  $4$ ) deneysel elde edilen Nusselt değerlerine en küçük kareler metodu ile uydurulan eğrilerin denklemleri sırasıyla:

$$Nu = 0.3818 \cdot Re^{0.5697} \quad (5.3)$$

$$Nu = 0.4011 \cdot Re^{0.5562} \quad (5.4)$$

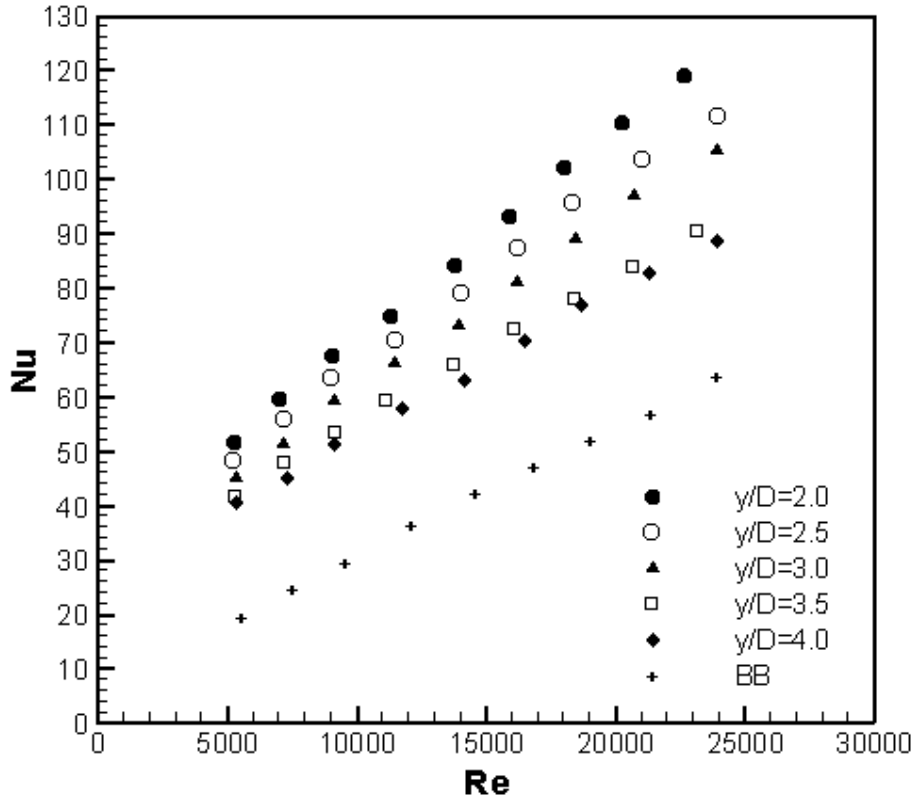
$$Nu = 0.3352 \cdot Re^{0.5680} \quad (5.5)$$

$$Nu = 0.4495 \cdot Re^{0.5254} \quad (5.6)$$

$$Nu = 0.4018 \cdot Re^{0.5330} \quad (5.7)$$

şeklinde olup, aynı büküm oranları için sırasıyla  $R^2 = 0.9926, 0.9943, 0.9938, 0.9965$  ve  $0.9918$ 'dir.

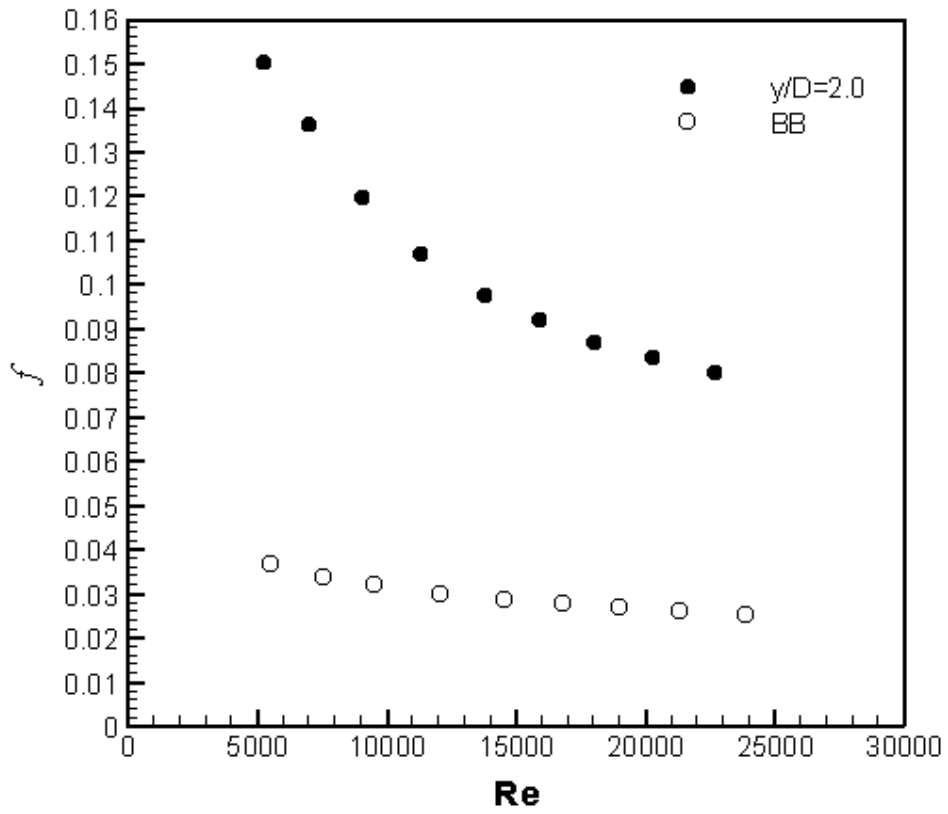
Şekil 5.18'de farklı büküm oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi boş borudan elde edilen değerler ile birlikte verilmiştir.



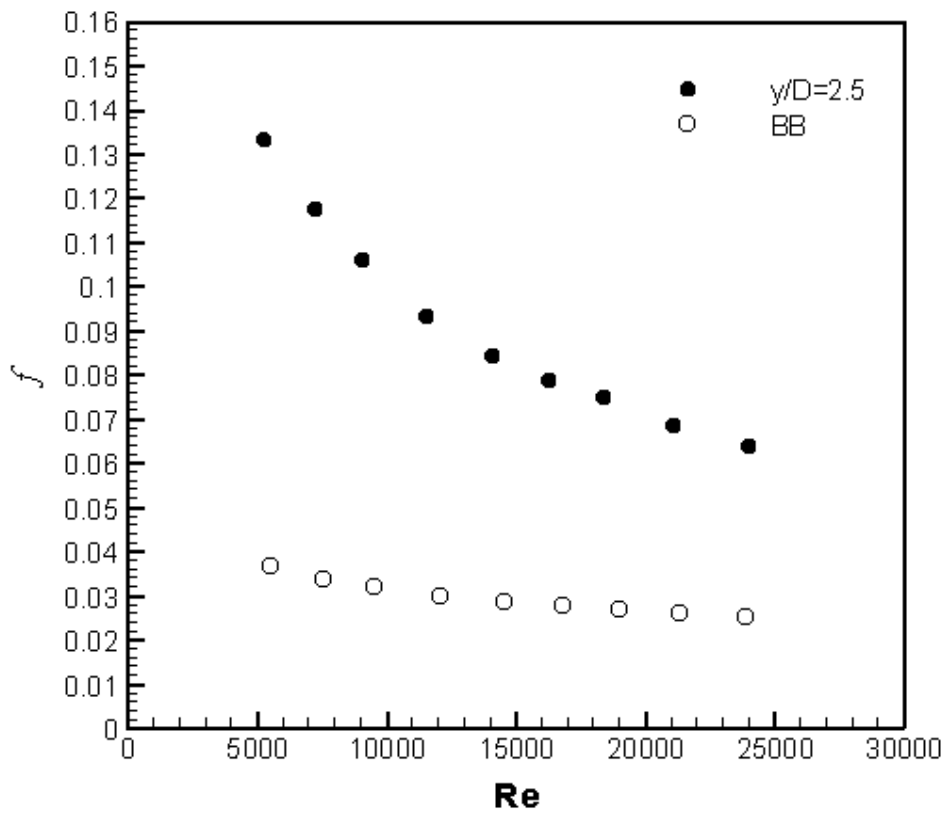
Şekil 5.18. Farklı büküm oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Yukarıdaki şekilde görüldüğü üzere Nusselt sayısı, Reynolds sayısının artması ve büküm oranının azalması ile artmaktadır. Isı geçişindeki en büyük artış büküm oranının  $y/D=2$  olması durumunda gerçekleşmiştir. Bu büküm oranı için Reynolds sayısı 5183 iken Nusselt sayısı boş boru değerinin 2.78 katı ve Reynolds sayısı 22651 iken ise boş boru değerinin 1.97 katı olarak elde edilmiştir.

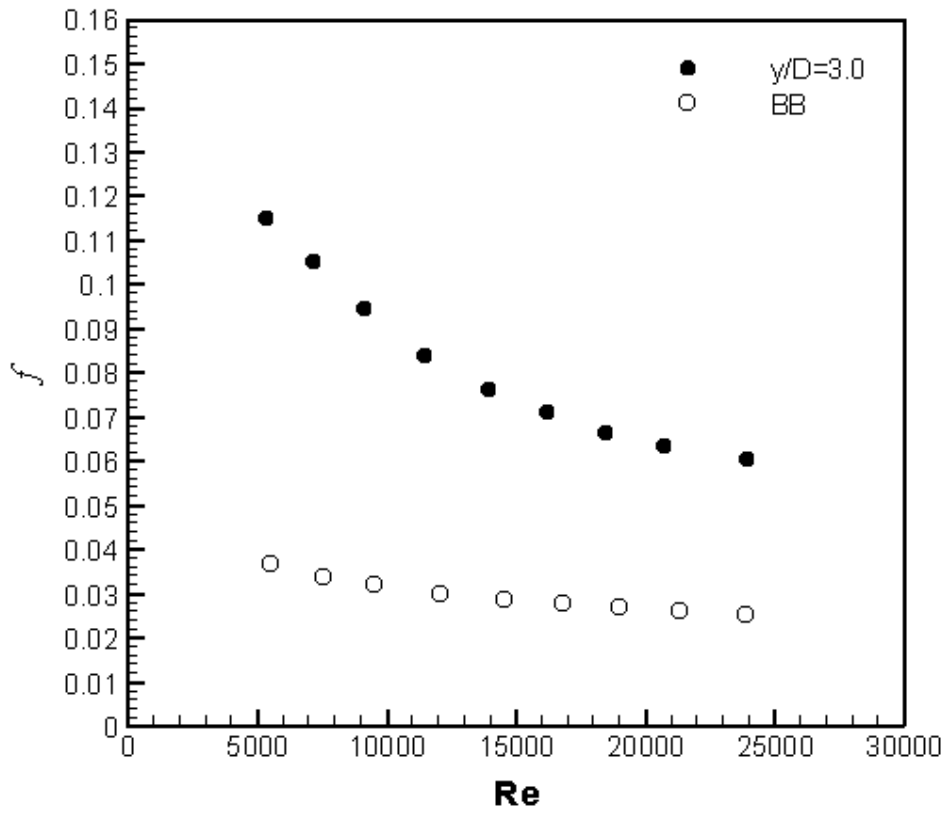
Isı geçişi artışının yanında boru içerisine yerleştirilen şeritler basınç düşümünü de artıracaktır. Şekil 5.19, Şekil 5.20, Şekil 5.21, Şekil 5.22 ve Şekil 5.23'de sırasıyla  $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve  $4$  büküm oranlarına sahip şeritlerden elde edilen sürtünme katsayıları, boş borudan elde edilen ile birlikte verilmiştir.



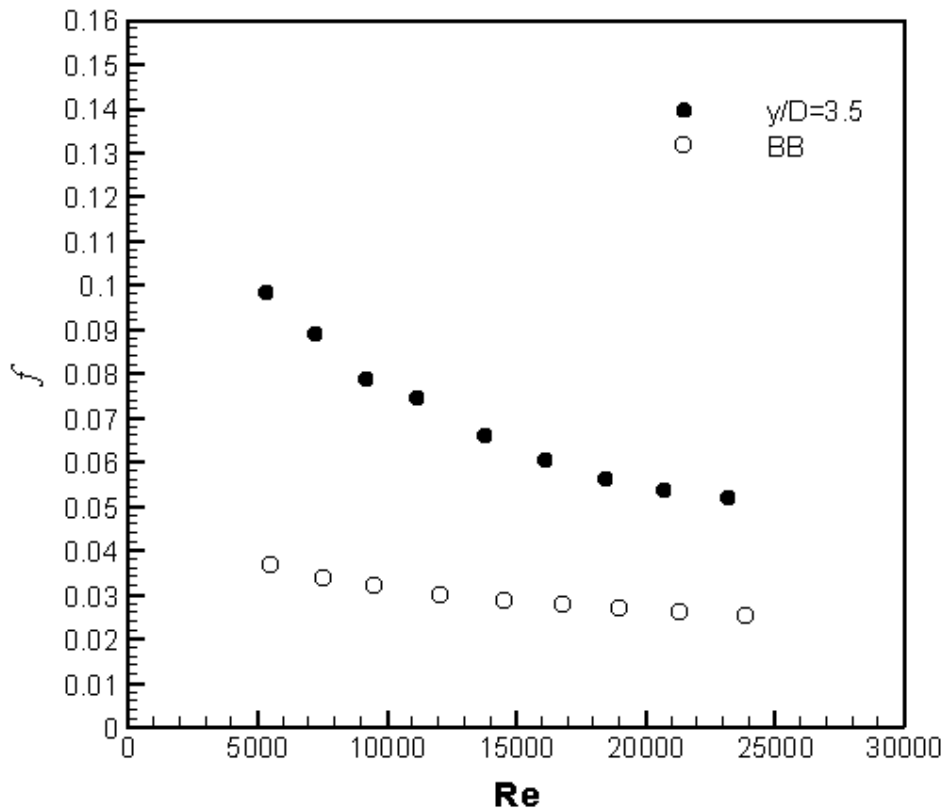
Şekil 5.19.  $y/D=2$  için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



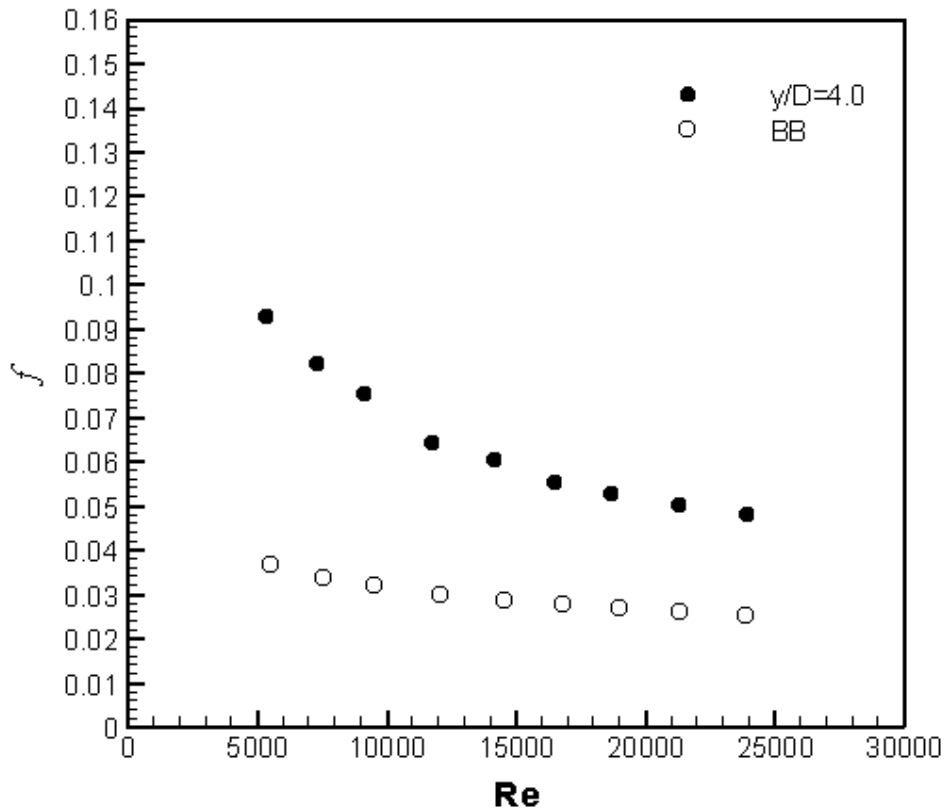
Şekil 5.20.  $y/D=2.5$  için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.21.  $y/D=3$  için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.22.  $y/D=3.5$  için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi .



Şekil 5.23.  $y/D=4$  için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Yukarıdaki şekillerden çıkarılabileceği gibi boru içerisine yerleştirilen şeritler basınç düşümünde dolayısıyla sürtünme katsayısında ciddi artışlara sebep olmuştur. Ayrıca Reynolds sayısının artması ile sürtünme katsayısının azaldığı yukarıda verilen şekillerden açıkça görülmektedir.

Farklı büküm oranları için ( $y/D= 2, 2.5, 3, 3.5$  ve  $4$ ) deneysel elde edilen sürtünme katsayısı değerlerine en küçük kareler metodu ile uydurulan eğrilerin denklemleri sırasıyla:

$$f = 6.7742 \cdot \text{Re}^{-0.444} \quad (5.8)$$

$$f = 8.6451 \cdot \text{Re}^{-0.485} \quad (5.9)$$

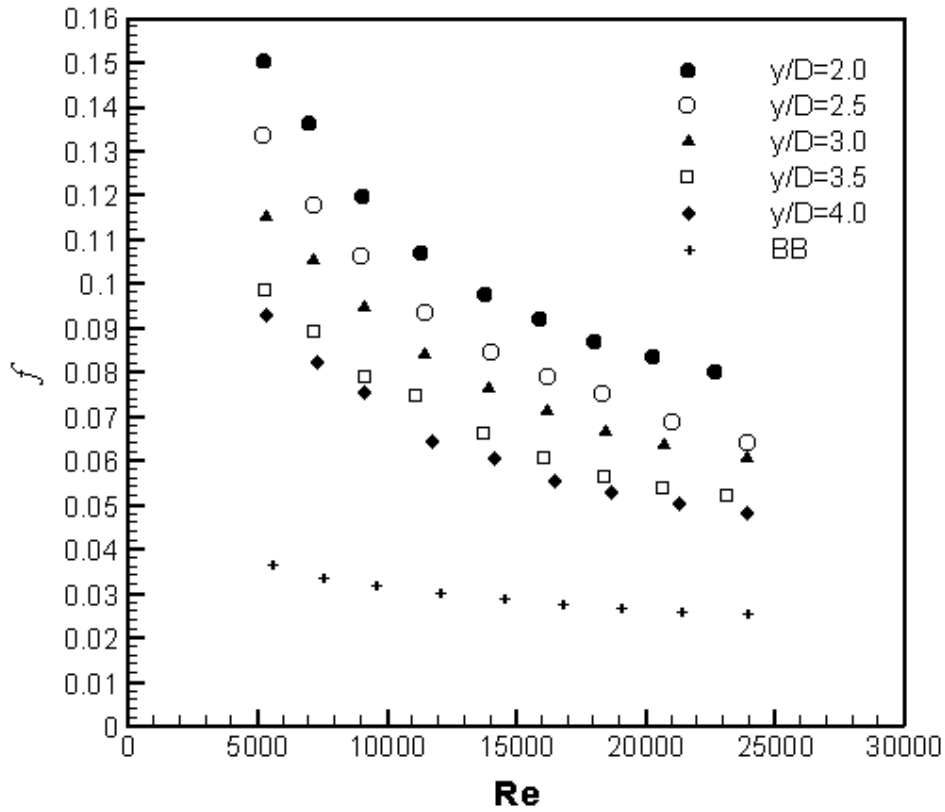
$$f = 5.574 \cdot \text{Re}^{-0.449} \quad (5.10)$$

$$f = 4.891 \cdot \text{Re}^{-0.453} \quad (5.11)$$

$$f = 4.4974 \cdot \text{Re}^{-0.451} \quad (5.12)$$

şeklinde olup sırasıyla  $R^2= 0.9973, 0.997, 0.9962, 0.9941$  ve  $0.9964$ 'tür.

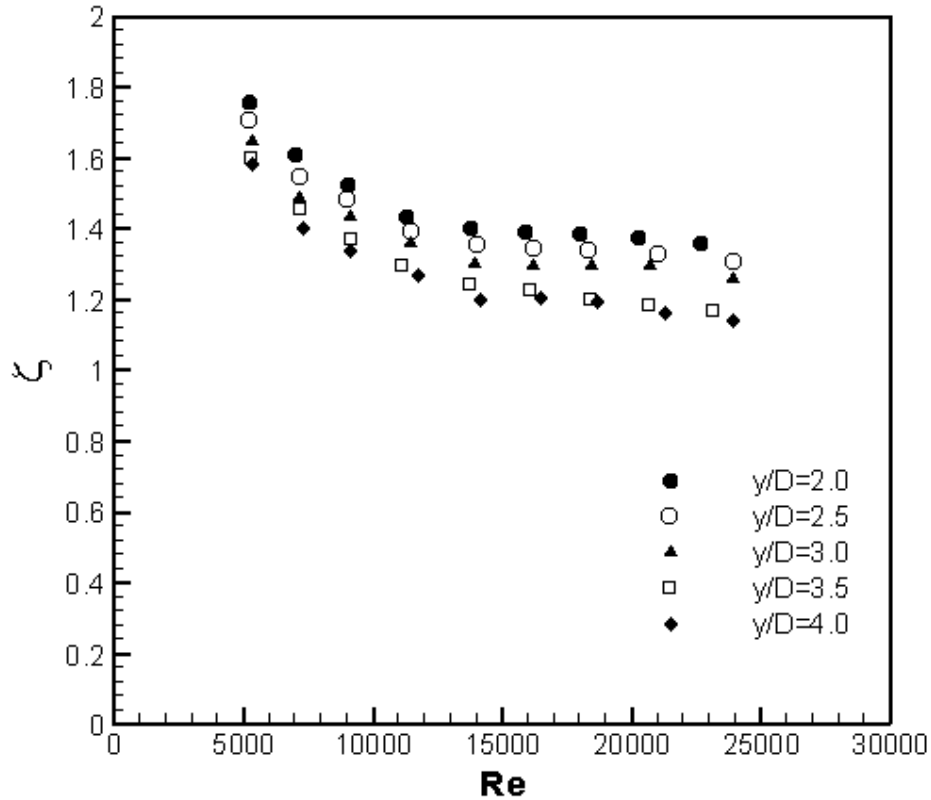
Şekil 5.24'de farklı büküm oranları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi boş borudan elde edilen değerler ile birlikte verilmiştir.



Şekil 5.24. Farklı büküm oranları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Yukarıdaki şekilde görüldüğü gibi sürtünme katsayısı Reynolds sayısının ve büküm oranının artması ile azalmıştır. En büyük sürtünme katsayısı  $y/D=2$  için 5183 Reynolds sayısında 0.15 olarak, en küçük sürtünme katsayısı ise  $y/D=4$  için 23881 Reynolds sayısında 0.048 olarak elde edilmiştir.

Bükülmüş şeritlerin boru içerisine yerleştirilmesi, hem ısı geçişini hem de sürtünme katsayısını arttırmıştır. Bundan dolayı ısı transferindeki net iyileştirmeyi belirlemek için ısı performans faktörü olarak Eşitlik 4.22 kullanılmıştır. Isı performans faktörü belirlenirken şeritli boru ile boş borudaki ısı geçişi ve basınç düşümü aynı pompalama gücünde yapılmıştır. Farklı büküm oranları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.25'te gösterilmiştir.

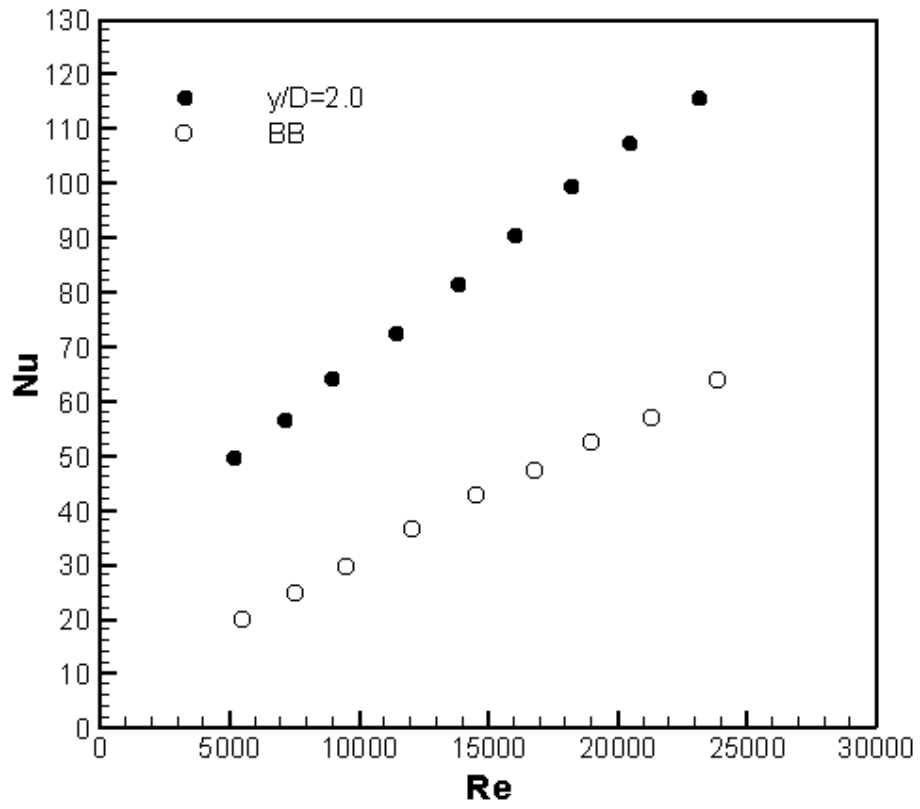


Şekil 5.25. Farklı büküm oranları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi.

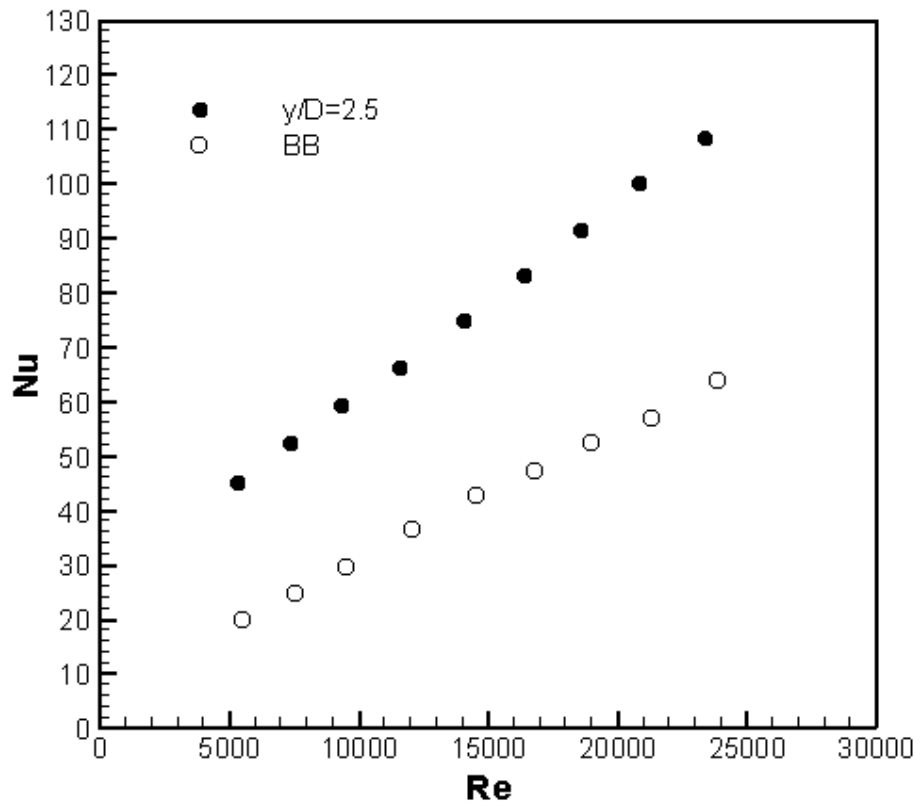
Yukarıdaki şekil iyi incelendiğinde, net iyileşme oranının Reynolds sayısının ve büküm oranının artması ile azaldığı görülmektedir. Aynı zamanda Reynolds sayısının yaklaşık 15000 değerinden sonra hemen hemen sabit kalmaktadır. En büyük ısı performans faktörü Reynolds sayısının 5183 değerinde  $y/D=2$  için 1.756 olarak elde edilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere ısı performans faktörü  $y/D=3.5$  ve  $y/D=4$  oranları için hemen hemen aynıdır. Bunun anlamı, net iyileşme oranının belli bir büküm oranından sonra artık değişmeyeceği yani sabit kalacağıdır.

### 5.2.2. ( $c/D=0.0357$ ) Açıklık Oranına Sahip Deneyler

Boru iç yüzeyinden 2 mm ayrıklık mesafesine ve  $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve 4 büküm oranlarına sahip şeritlerle yapılan deneylerdir. Yapılan deneylerde Reynolds sayısı 5132-23504 arasında değişmiştir. Şekil 5.26, Şekil 5.27, Şekil 5.28, Şekil 5.29 ve Şekil 5.30'da sırasıyla  $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve 4 büküm oranlarına sahip şeritlerden elde edilen Nusselt değerleri boş borudan elde edilenlerle birlikte verilmiştir.

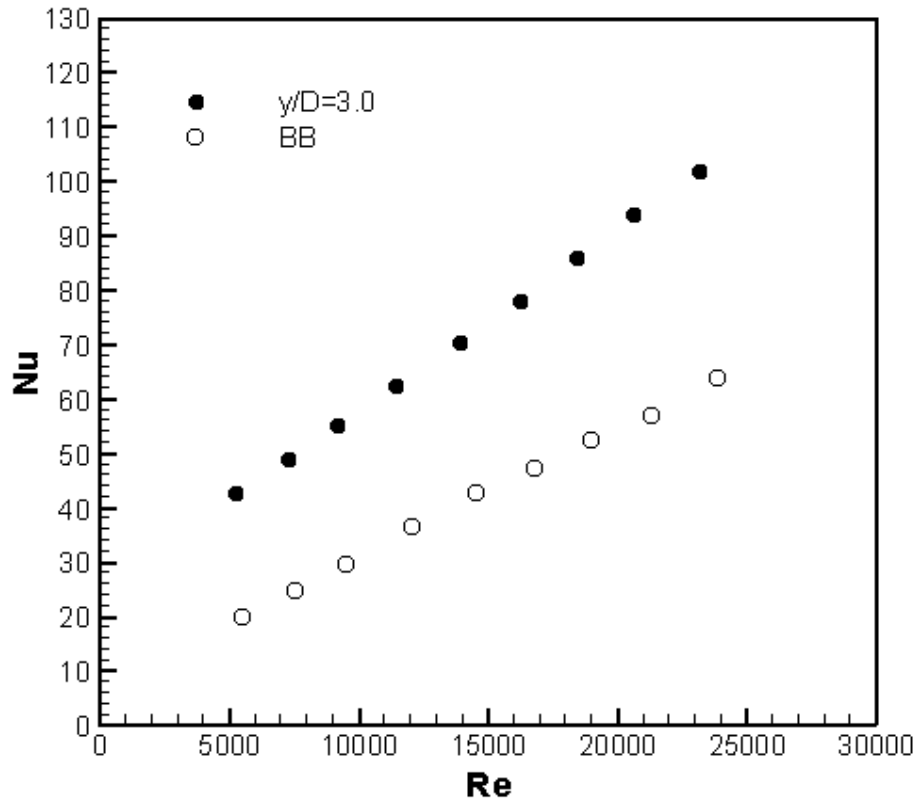


Şekil 5.26.  $y/D=2$  için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

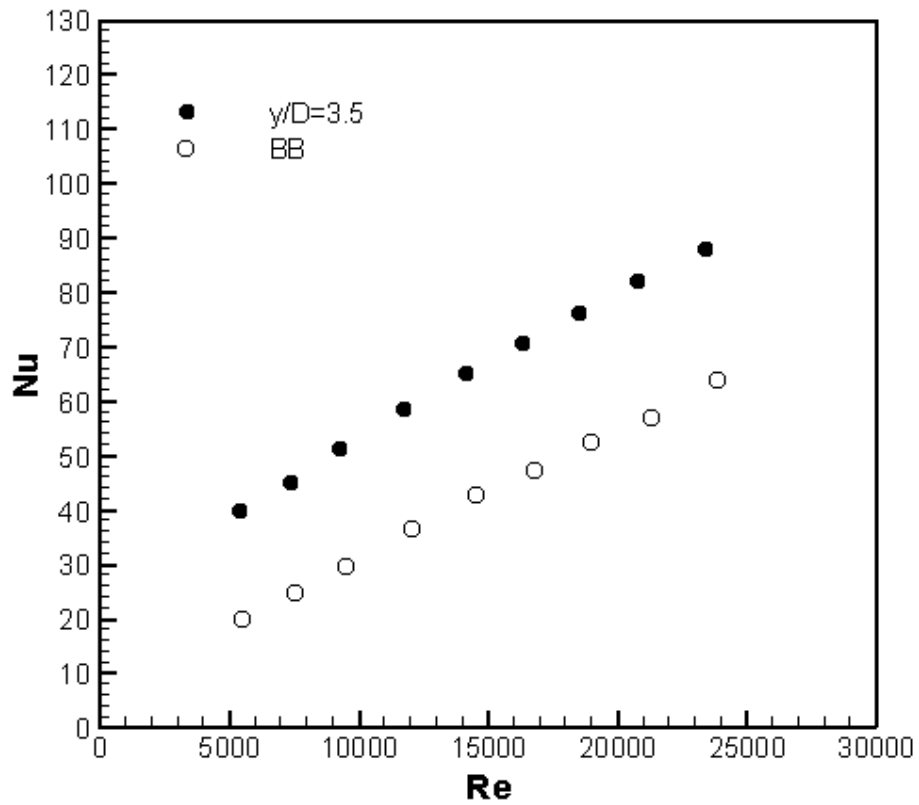


Şekil 5.27.  $y/D=2.5$  için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

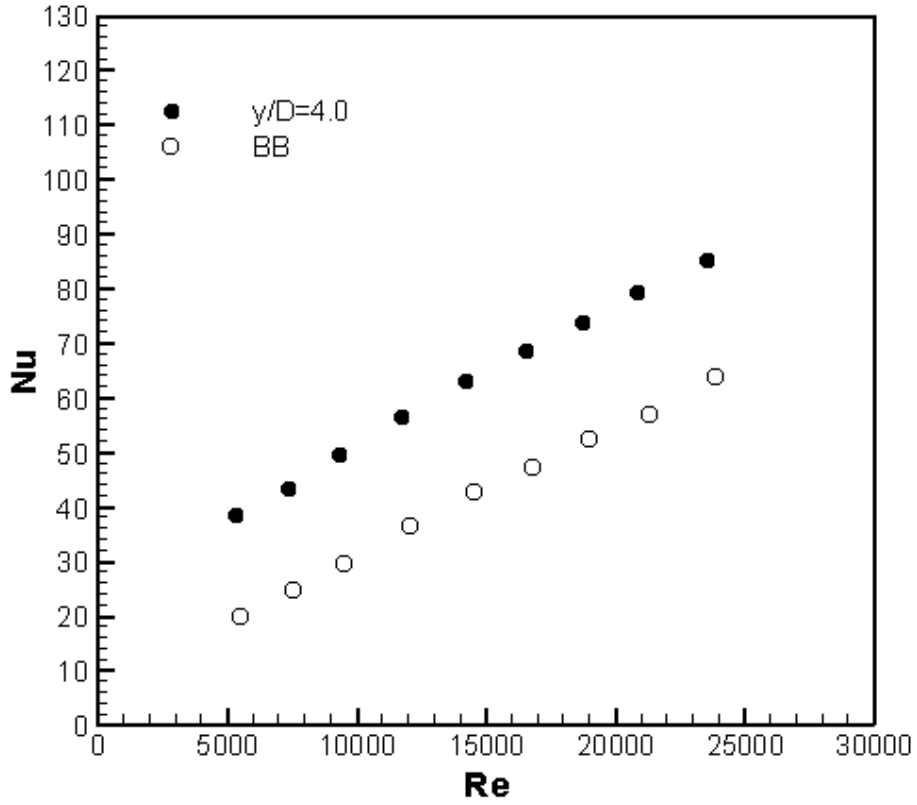




Şekil 5.28.  $y/D=3$  için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.29.  $y/D=3.5$  için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.30.  $y/D=4$  için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Verilen  $c/D=0.0357$  açıklık oranında da öncekindeki gibi boru içerisine yerleştirilen şeritler boş boruya nazaran ısı geçişinde artışlara sebep olmuştur. Beklenildiği gibi yine Nusselt sayısı Reynolds sayısının artması ile artmıştır.

Farklı büküm oranları ( $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve  $4$ ) ve  $c/D=0.0357$  açıklık oranı için deneysel elde edilen Nusselt değerlerine en küçük kareler metodu ile uydurulan eğrilerin denklemleri sırasıyla:

$$Nu = 0.3490 \cdot Re^{0.5750} \quad (5.13)$$

$$Nu = 0.3043 \cdot Re^{0.5790} \quad (5.14)$$

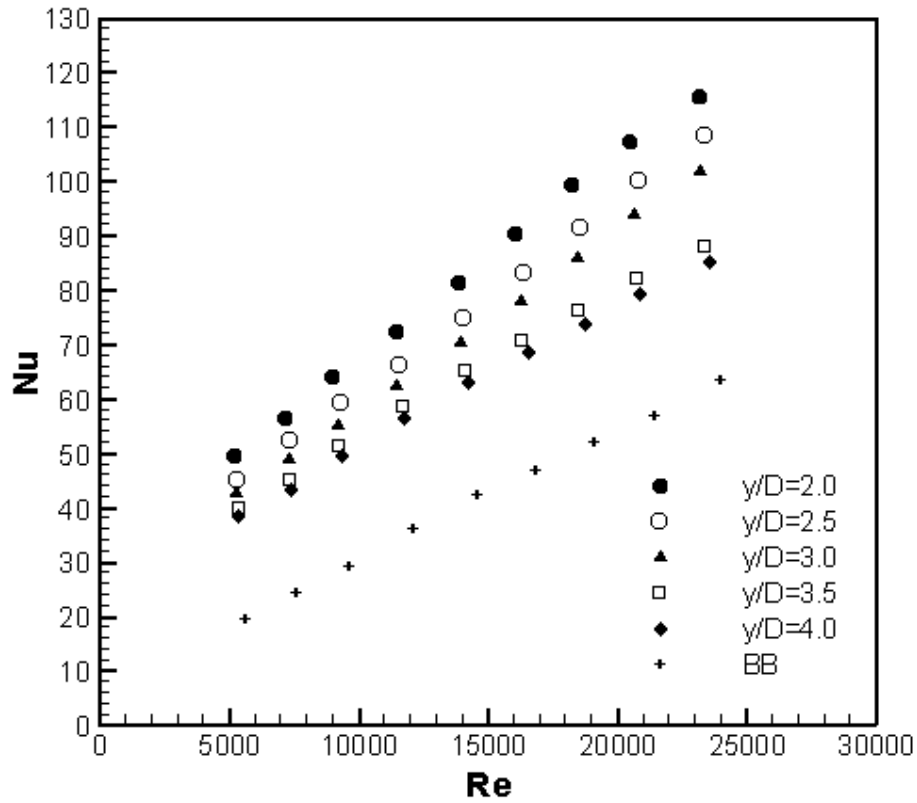
$$Nu = 0.2450 \cdot Re^{0.5964} \quad (5.15)$$

$$Nu = 0.3435 \cdot Re^{0.5499} \quad (5.16)$$

$$Nu = 0.3423 \cdot Re^{0.5464} \quad (5.17)$$

şeklinde olup, bu eğriler için  $R^2 = 0.9911, 0.9902, 0.9898, 0.9963$  ve  $0.9955$ 'dir.

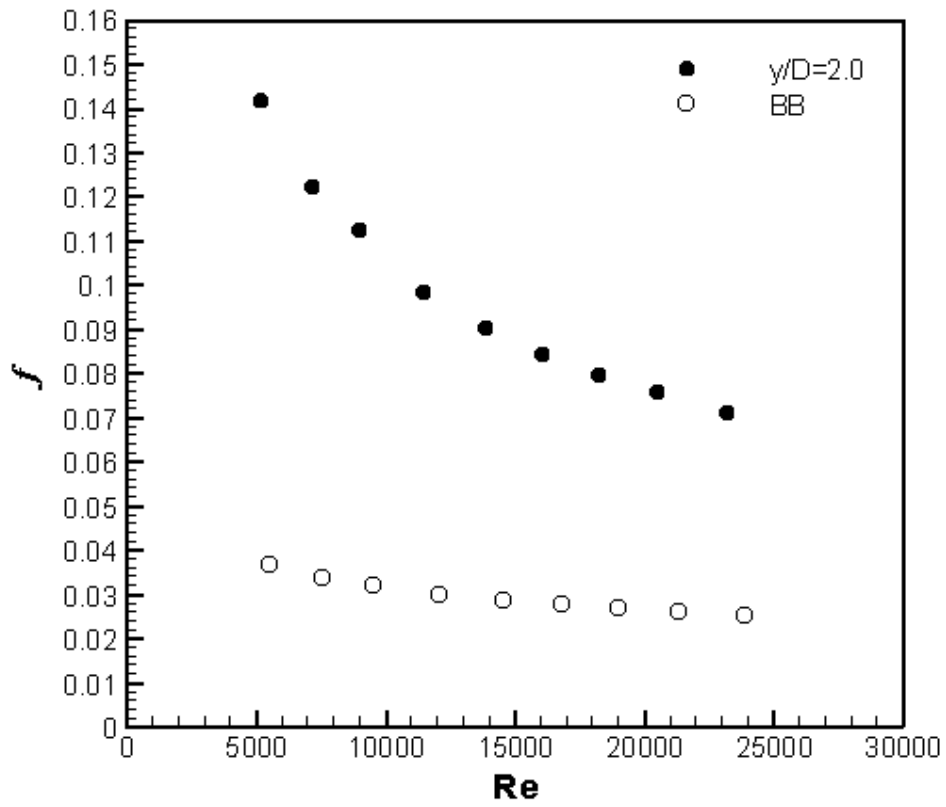
Şekil 5.31'de farklı büküm oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi boş borudan elde edilen değerler ile birlikte verilmiştir.



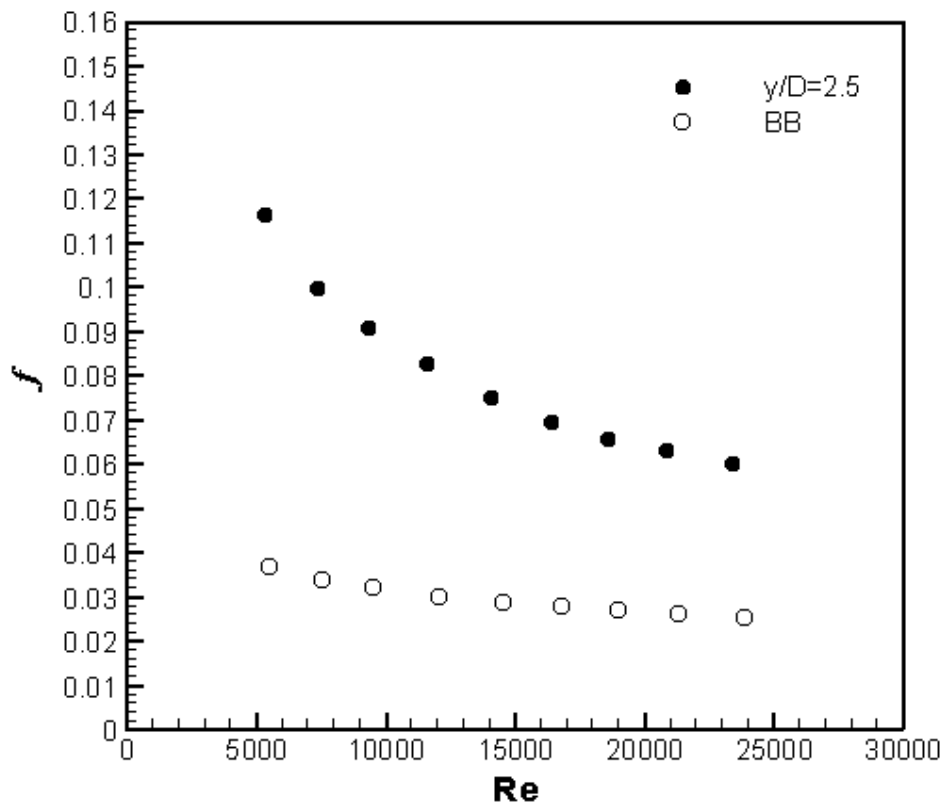
Şekil 5.31. Farklı büküm oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Yukarıda verilen şekle bakıldığında, beklenildiği gibi  $c/D=0.0357$  açıklık oranında da Nusselt sayısı Reynolds sayısının artması ile artmış, büküm oranının artması ile azalmıştır. En büyük Nusselt sayısı  $y/D=2$  için 23163 Reynolds sayısında 115.75 olarak, en küçük Nusselt değeri ise  $y/D=4$  için 5316 Reynolds sayısında 38.5 olarak elde edilmiştir.

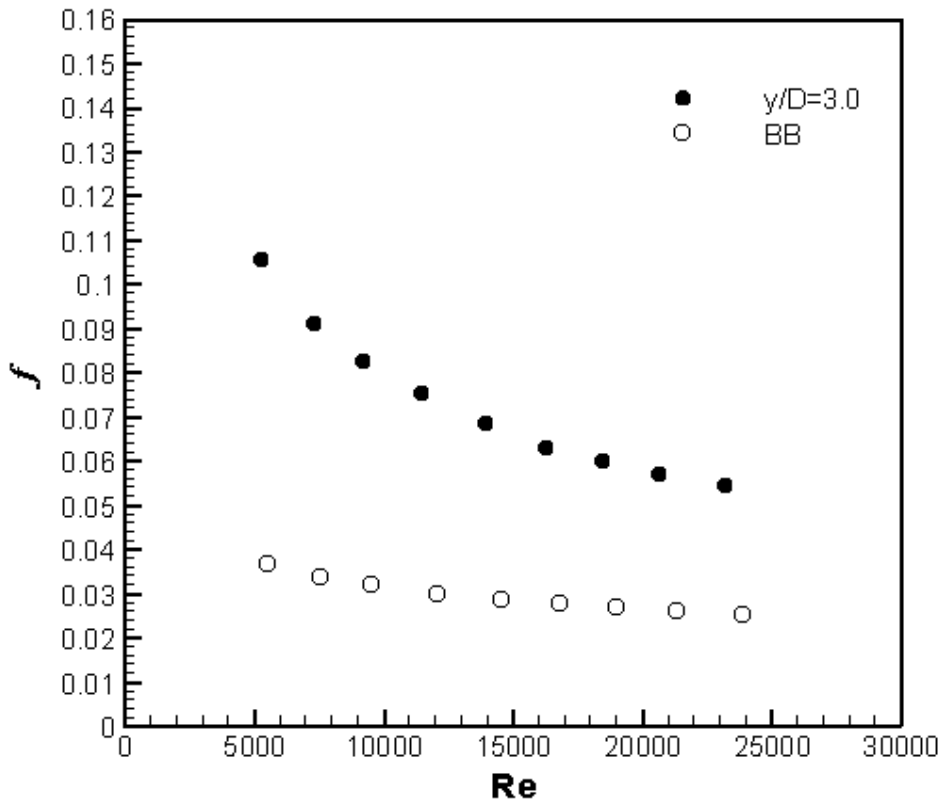
Şekil 5.32, Şekil 5.33, Şekil 5.34, Şekil 5.35 ve Şekil 5.36'da sırasıyla  $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve 4 büküm oranlarına ve  $c/D=0.0357$  açıklık oranına sahip şeritlerden elde edilen sürtünme katsayısı değerleri boş borudan elde edilen değerlerle birlikte verilmiştir.



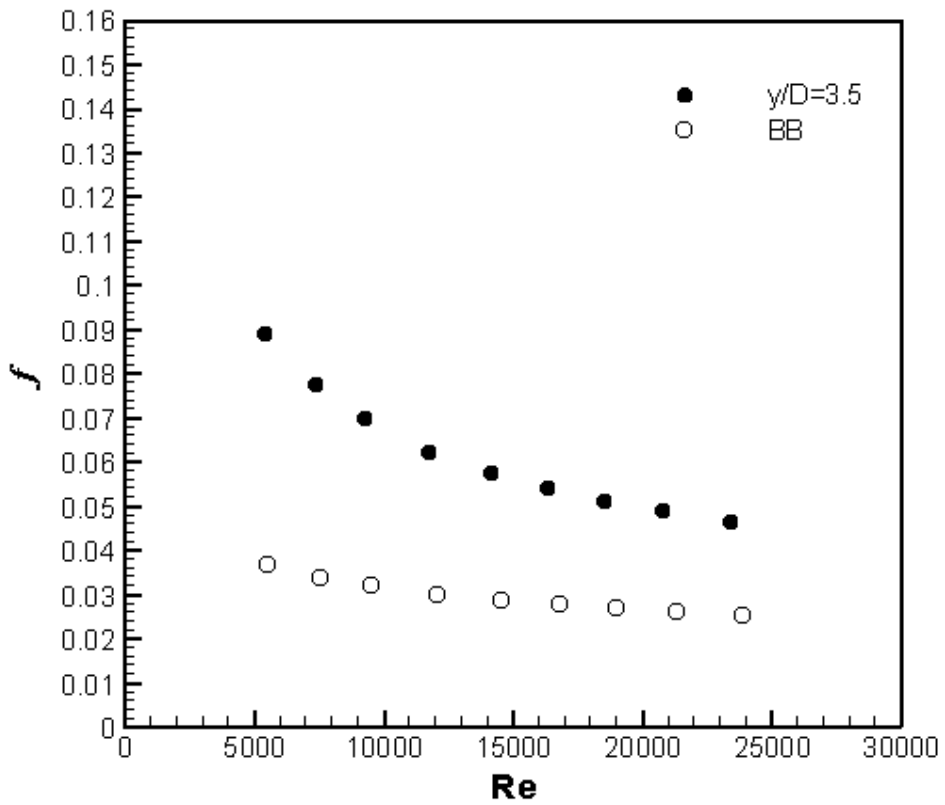
Şekil 5.32.  $y/D=2$  için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



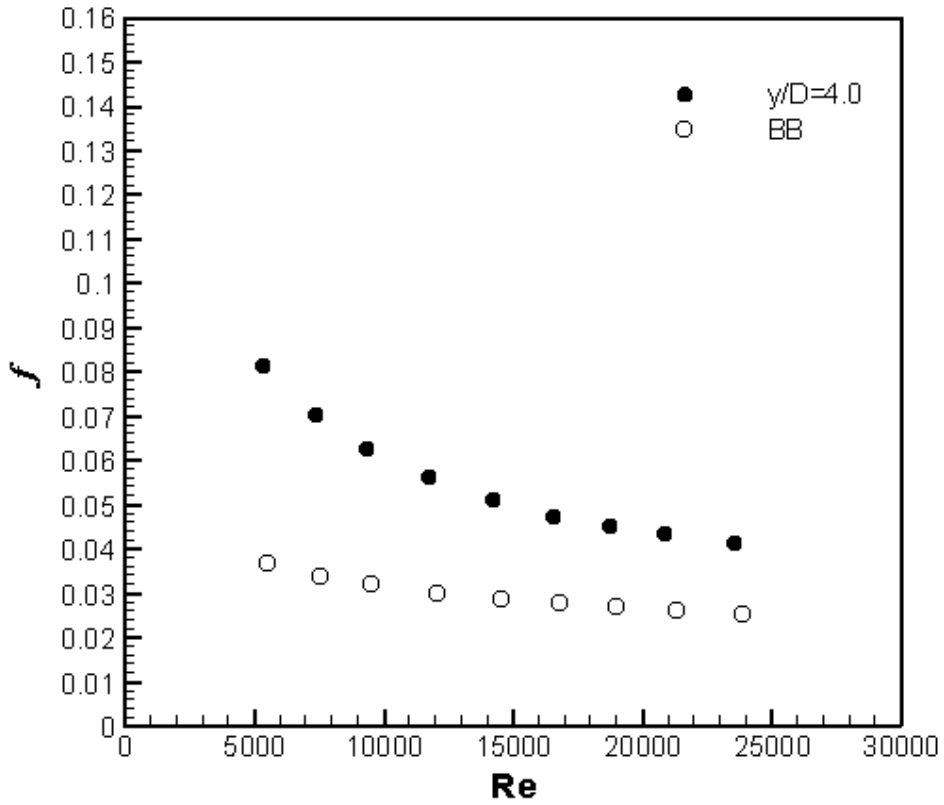
Şekil 5.33.  $y/D=2.5$  için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.34.  $y/D=3$  için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.35.  $y/D=3.5$  için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.36.  $y/D=4$  için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Farklı büküm oranları ( $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve  $4$ ) ve  $c/D=0.0357$  açıklık oranı için deneysel elde edilen sürtünme katsayısı değerlerine en küçük kareler metodu ile uydurulan eğrilerin denklemleri sırasıyla:

$$f = 7.2455 \cdot \text{Re}^{-0.460} \quad (5.18)$$

$$f = 5.3721 \cdot \text{Re}^{-0.447} \quad (5.19)$$

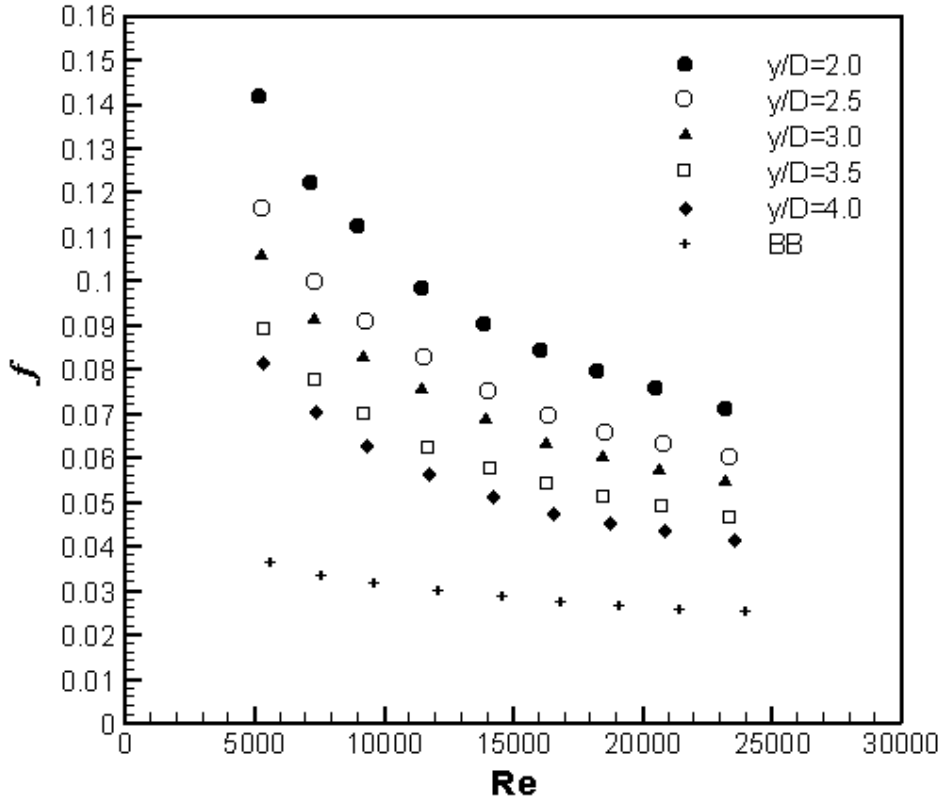
$$f = 4.8990 \cdot \text{Re}^{-0.448} \quad (5.20)$$

$$f = 3.9942 \cdot \text{Re}^{-0.443} \quad (5.21)$$

$$f = 4.2951 \cdot \text{Re}^{-0.462} \quad (5.22)$$

şeklinde olup, bu eğriler için sırasıyla  $R^2=0.9991, 0.9992, 0.9993, 0.9996$  ve  $0.9989$ 'dur.

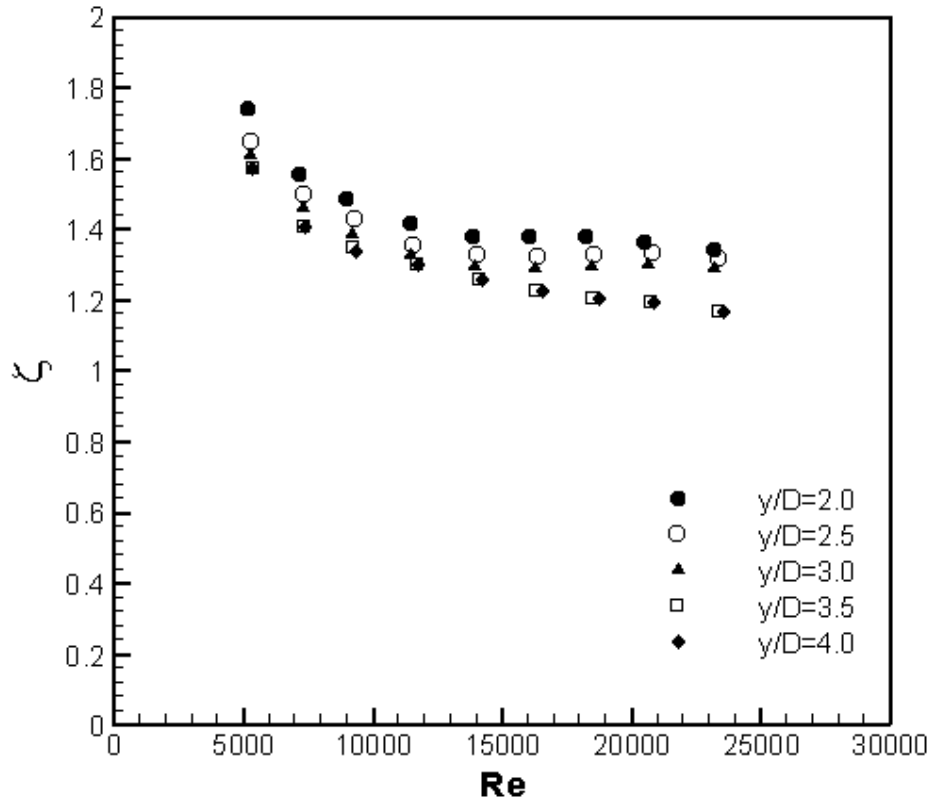
Şekil 5.37’de  $c/D=0.0357$  açıklık oranı ve farklı büküm oranları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi boş borudan elde edilen değerler ile birlikte verilmiştir.



Şekil 5.37. Farklı büküm oranları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekilde görüldüğü üzere  $c/D=0.0357$  açıklık oranında da diğerindeki gibi sürtünme katsayısı Reynolds sayısının ve büküm oranının artması ile azalmıştır. En büyük sürtünme katsayısı  $y/D=2$  için 5132 Reynolds sayısında 0.14, en küçük değer ise  $y/D=4$  için 23504 Reynolds sayısında 0.041 olarak elde edilmiştir.

Elde edilen Nusselt ve sürtünme katsayısı değerlerinden hesaplanmış olan net iyileştirme oranları  $c/D=0.0357$  açıklık oranı ve farklı büküm oranları için Şekil 5.38’de verilmiştir. Şekle göre net iyileştirme Reynolds sayısının ve büküm oranının artması ile azalmış ve  $y/D=3$  ile daha küçük büküm oranlarında yaklaşık 15000 Reynolds sayısından sonra fazla değişmemiştir.



Şekil 5.38. Farklı büküm oranları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi.

### 5.2.3. (c/D=0.0535) Açıklık Oranına Sahip Deneyler

Boru iç yüzeyinden 3 mm ayırıklık mesafesine ve  $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve 4 büküm oranlarına sahip şeritlerle yapılan deneylerdir. Yapılan deneylerde Reynolds sayısı 5334-23475 arasında değişmiştir. Şekil 5.39, Şekil 5.40, Şekil 5.41, Şekil 5.42 ve Şekil 5.43'de sırasıyla  $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve 4 büküm oranlarına sahip şeritlerden elde edilen Nusselt değerleri boş borudan elde edilenlerle birlikte verilmiştir.

Farklı büküm oranları ( $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve 4) ve  $c/D=0.0535$  açıklık oranı için deneysel elde edilen Nusselt değerlerine en küçük kareler metodu ile uydurulan eğrilerin denklemleri sırasıyla:

$$Nu = 0.4011 \cdot Re^{0.5569} \quad (5.23)$$

$$Nu = 0.3533 \cdot Re^{0.5575} \quad (5.24)$$

$$Nu = 0.3420 \cdot Re^{0.5544} \quad (5.25)$$



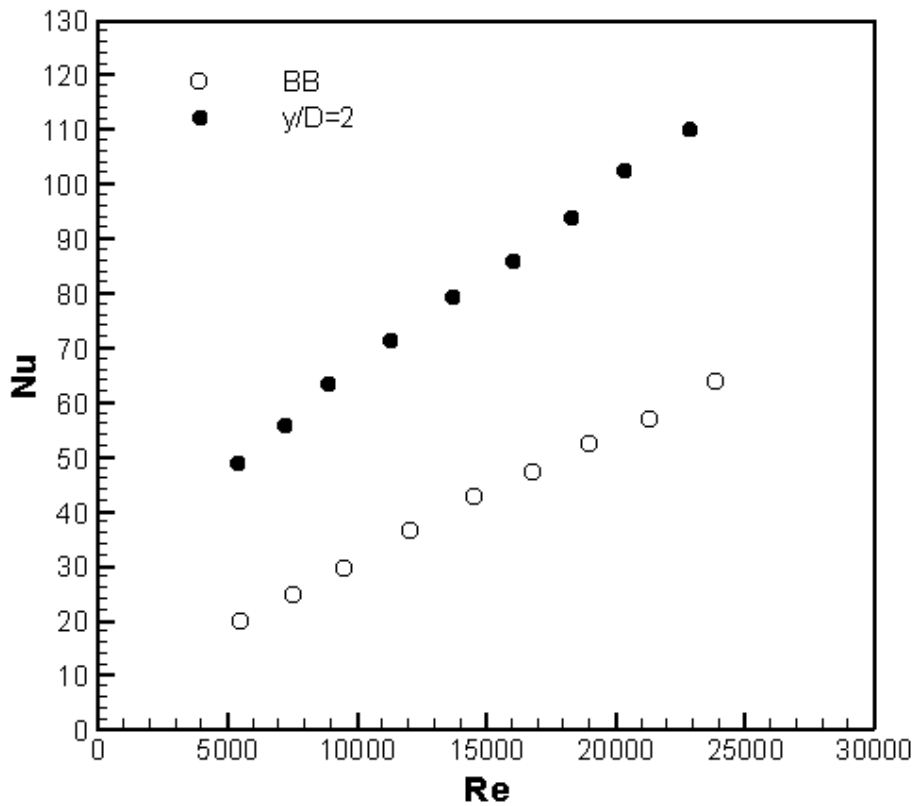
$$Nu = 0.3188 \cdot Re^{0.5545} \quad (5.26)$$

$$Nu = 0.3042 \cdot Re^{0.5544} \quad (5.27)$$

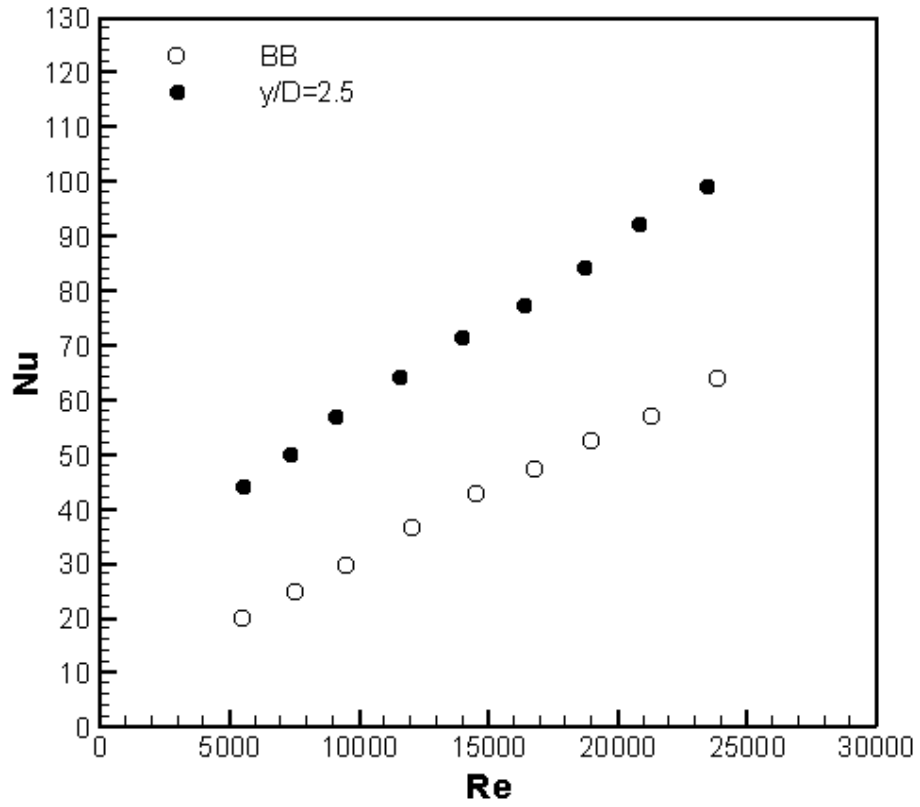
şeklinde olup, bu eğriler için sırasıyla  $R^2=0.9953, 0.9955, 0.9949, 0.9950$  ve  $0.9953$ 'tür.

Aşağıda verilen şekillere bakıldığında  $c=3$  mm için de ısı geçişinde boş boruya nazaran her Reynolds sayısında yüksek bir artış vardır ve ısı geçişi Reynolds sayısının artması ile artmıştır.

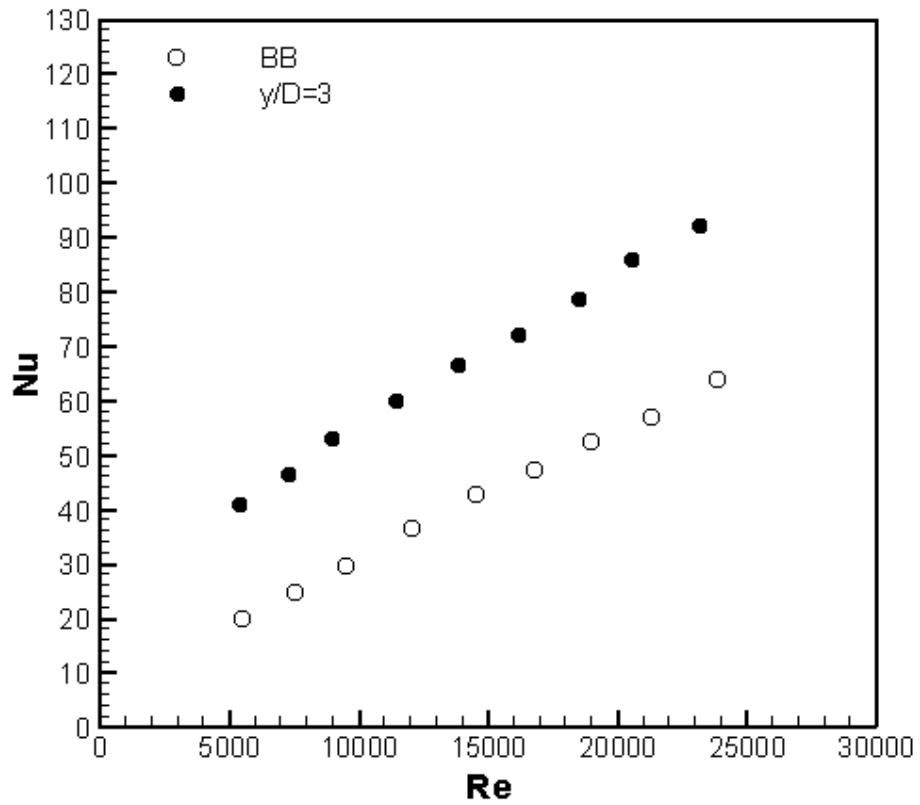
Ayrıca, Şekil 5.44'te  $c/D=0.0535$  açıklık oranı ve farklı büküm oranları ( $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve  $4$ ) için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. Beklenildiği gibi Nusselt sayısı, Reynolds sayısının artması ve büküm oranının azalması ile artmıştır. En büyük Nusselt değeri  $y/D=2$  için  $22886$  Reynolds sayısında  $110.25$  olarak elde edilmiştir.



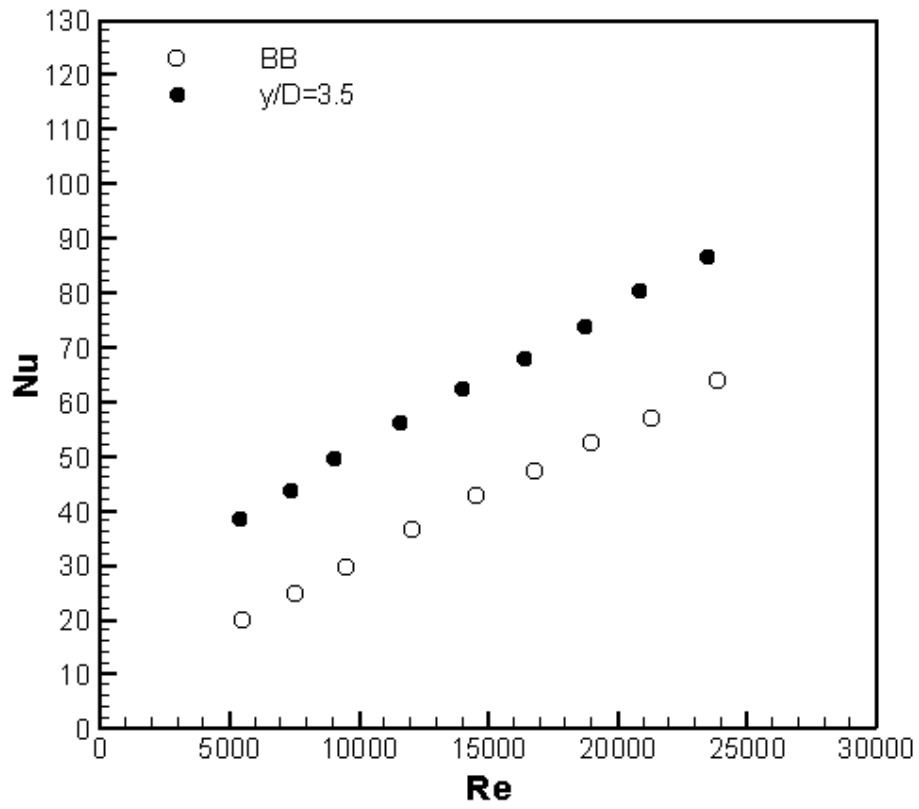
Şekil 5.39.  $y/D=2$  için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



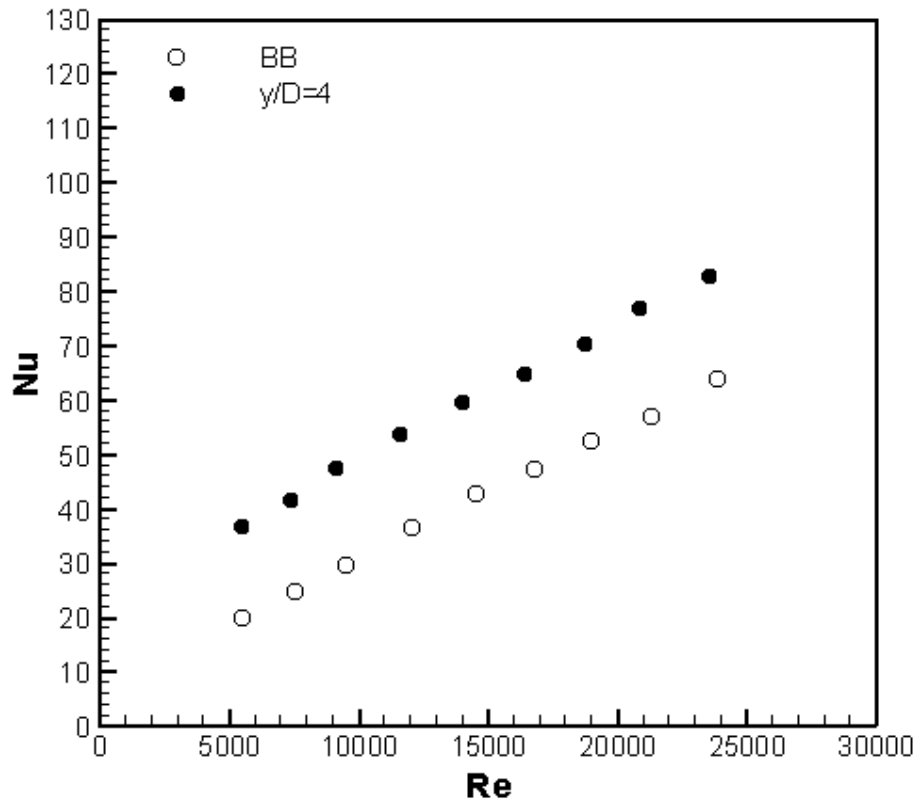
Şekil 5.40.  $y/D=2.5$  için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



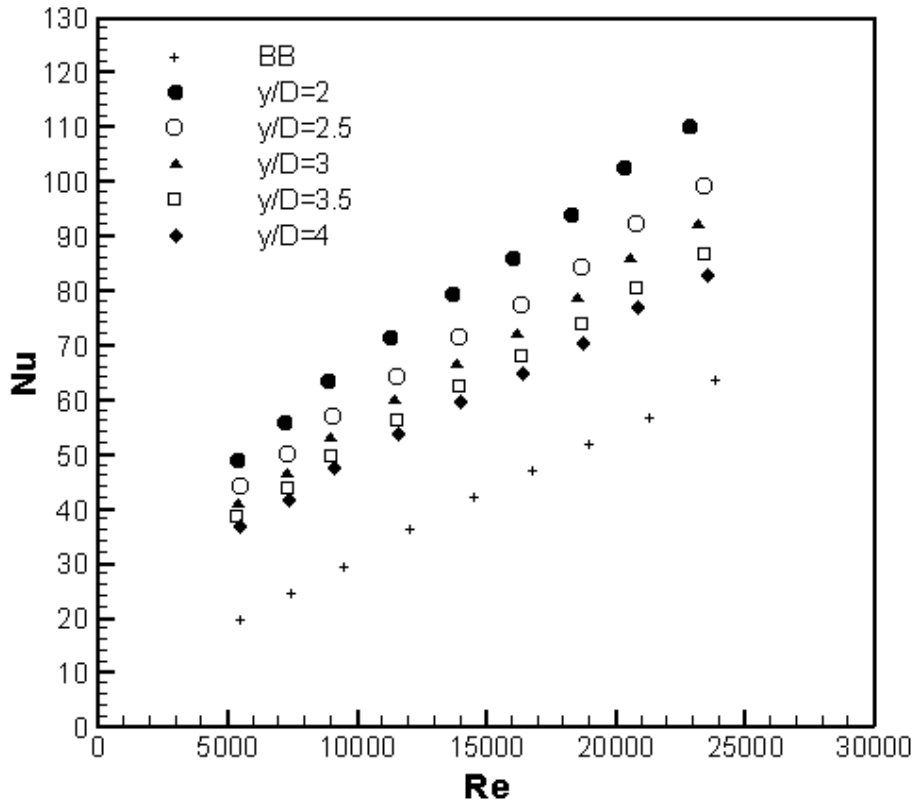
Şekil 5.41.  $y/D=3$  için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.42.  $y/D=3.5$  için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.43.  $y/D=4$  için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.44. Farklı büküm oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 5.45, Şekil 5.46, Şekil 5.47, Şekil 5.48 ve Şekil 5.49'da sırasıyla  $y/D=2$ , 2.5, 3, 3.5 ve 4 büküm oranlarına ve  $c/D=0.0535$  açıklık oranına sahip şeritlerden elde edilen sürtünme katsayısı değerleri boş borudan elde edilen değerlerle birlikte verilmiştir.

Farklı büküm oranları ( $y/D=2$ , 2.5, 3, 3.5 ve 4) ve  $c/D=0.0535$  açıklık oranı için deneysel elde edilen sürtünme katsayısı değerlerine en küçük kareler metodu ile uydurulan eğrilerin denklemleri sırasıyla:

$$f = 5.9098 \cdot \text{Re}^{-0.451} \quad (5.28)$$

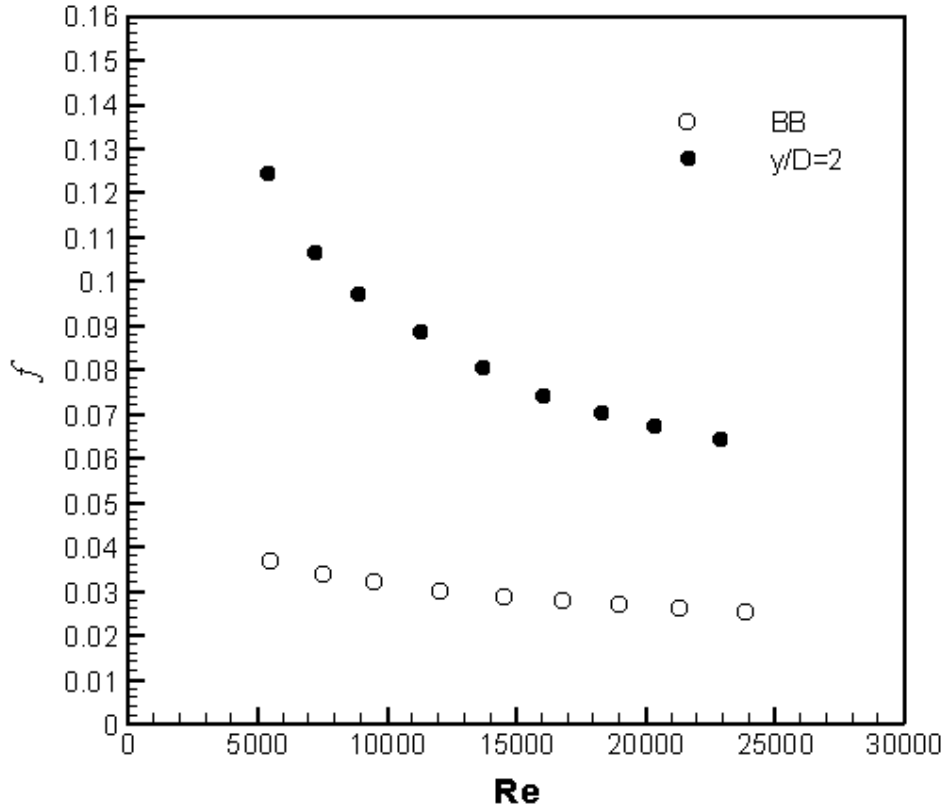
$$f = 4.7716 \cdot \text{Re}^{-0.450} \quad (5.29)$$

$$f = 4.0974 \cdot \text{Re}^{-0.445} \quad (5.30)$$

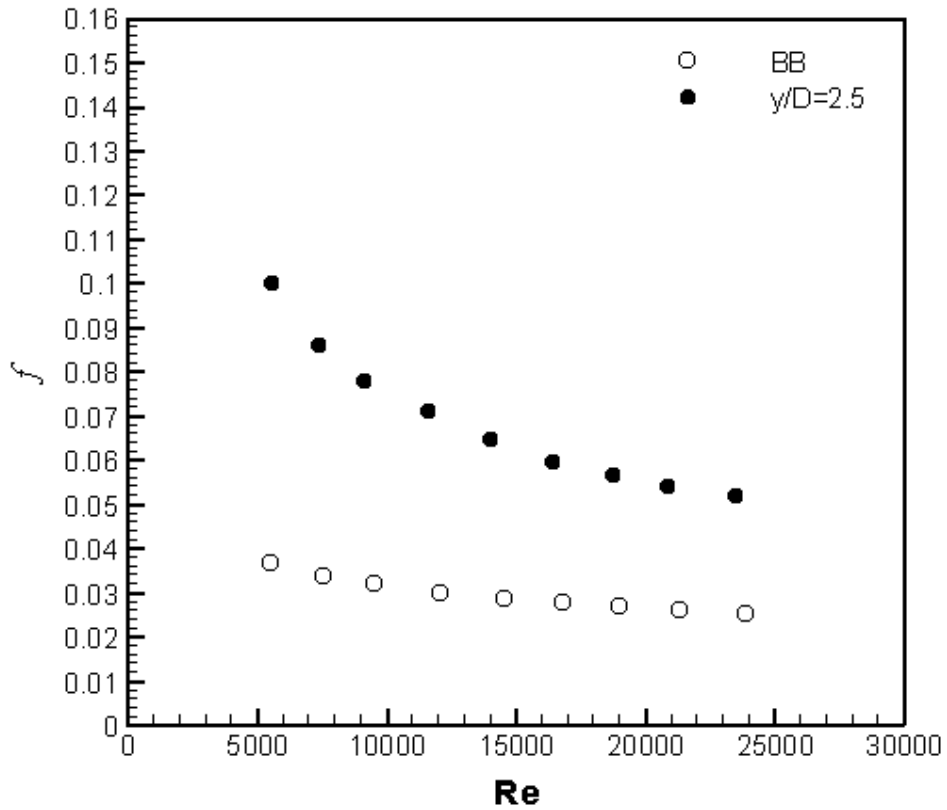
$$f = 3.5388 \cdot \text{Re}^{-0.444} \quad (5.31)$$

$$f = 3.1944 \cdot \text{Re}^{-0.443} \quad (5.32)$$

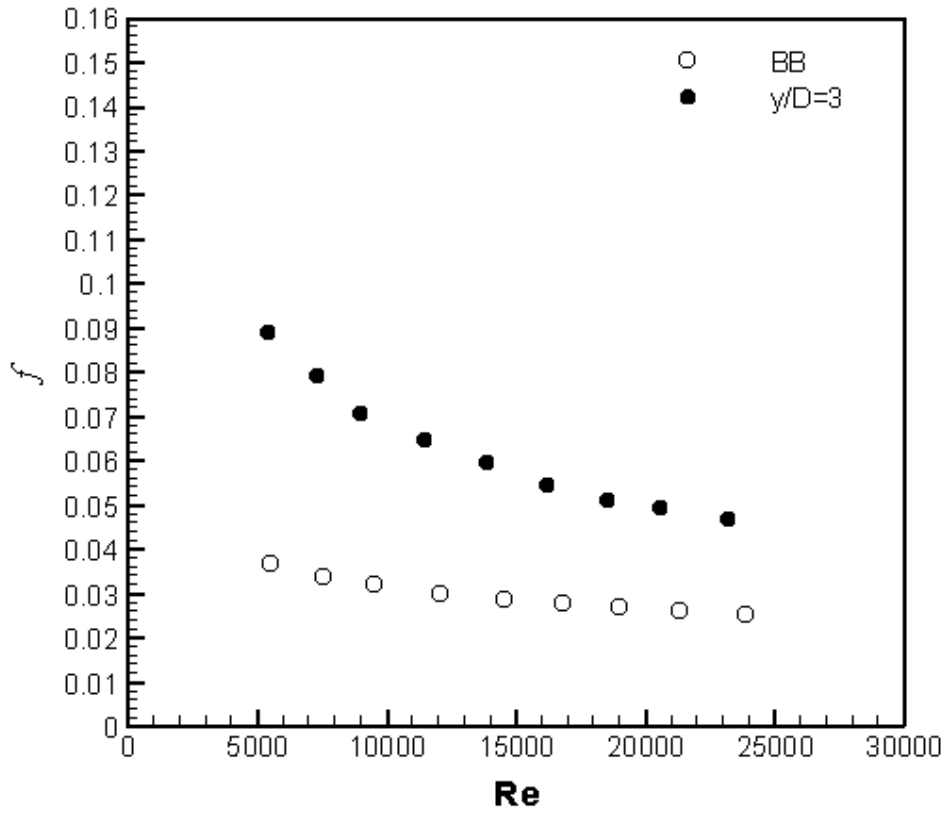
şeklinde olup, bu eğriler için sırasıyla  $R^2=0.9986$ ,  $0.9986$ ,  $0.9978$ ,  $0.9978$  ve  $0.9977$ 'dir.



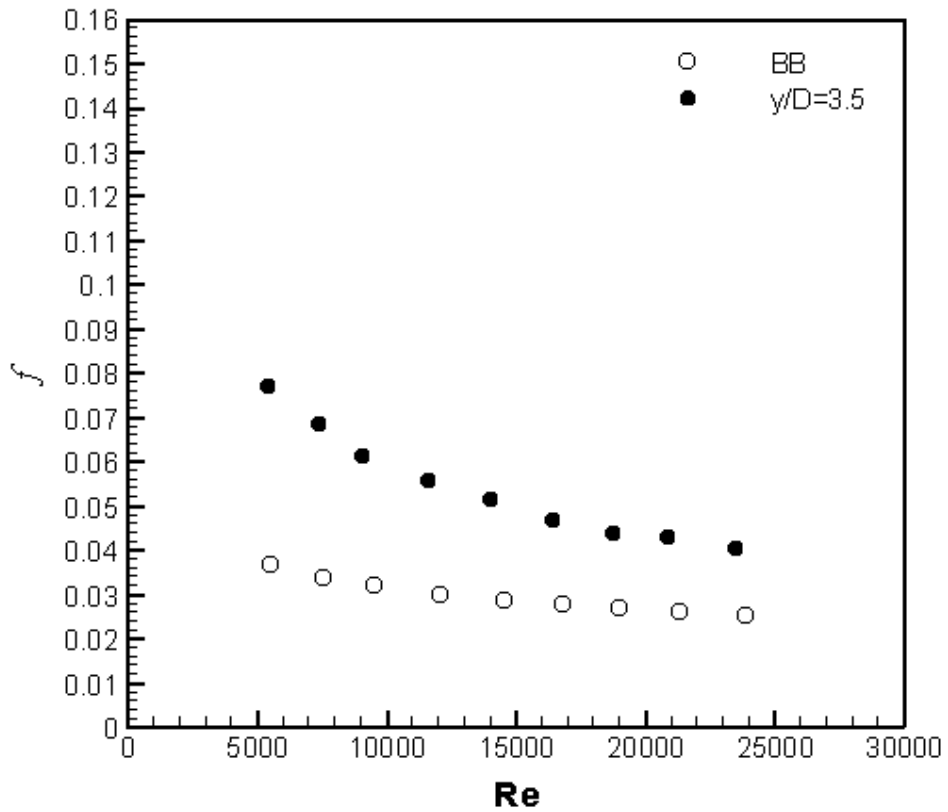
Şekil 5.45.  $y/D=2$  için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



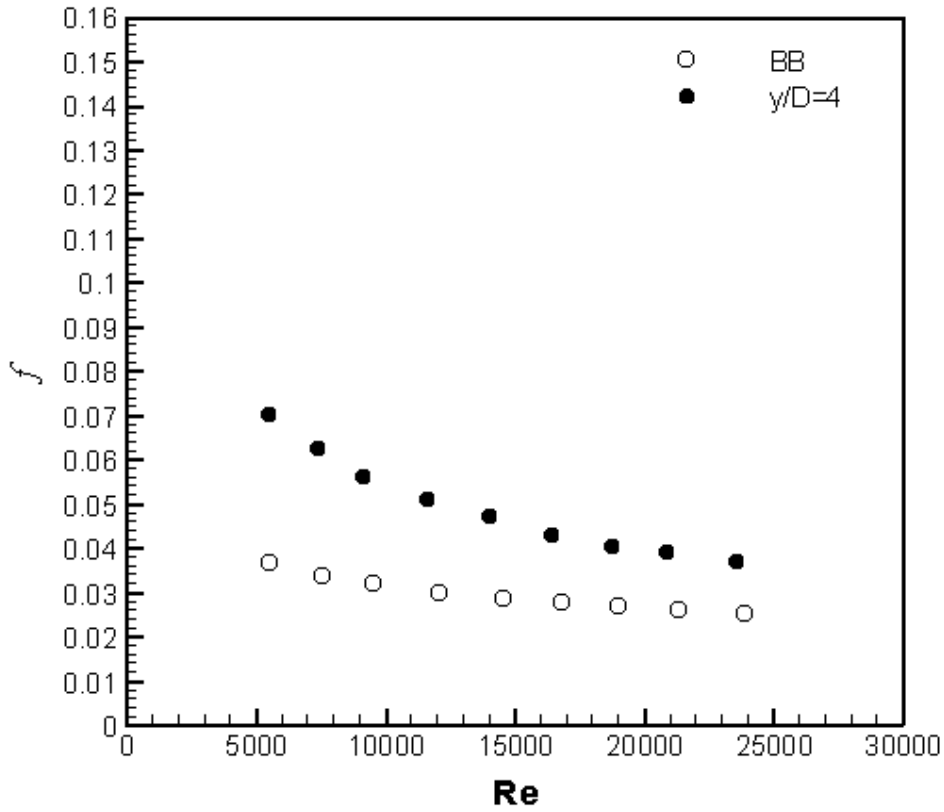
Şekil 5.46.  $y/D=2.5$  için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.47.  $y/D=3$  için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.48.  $y/D=3.5$  için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

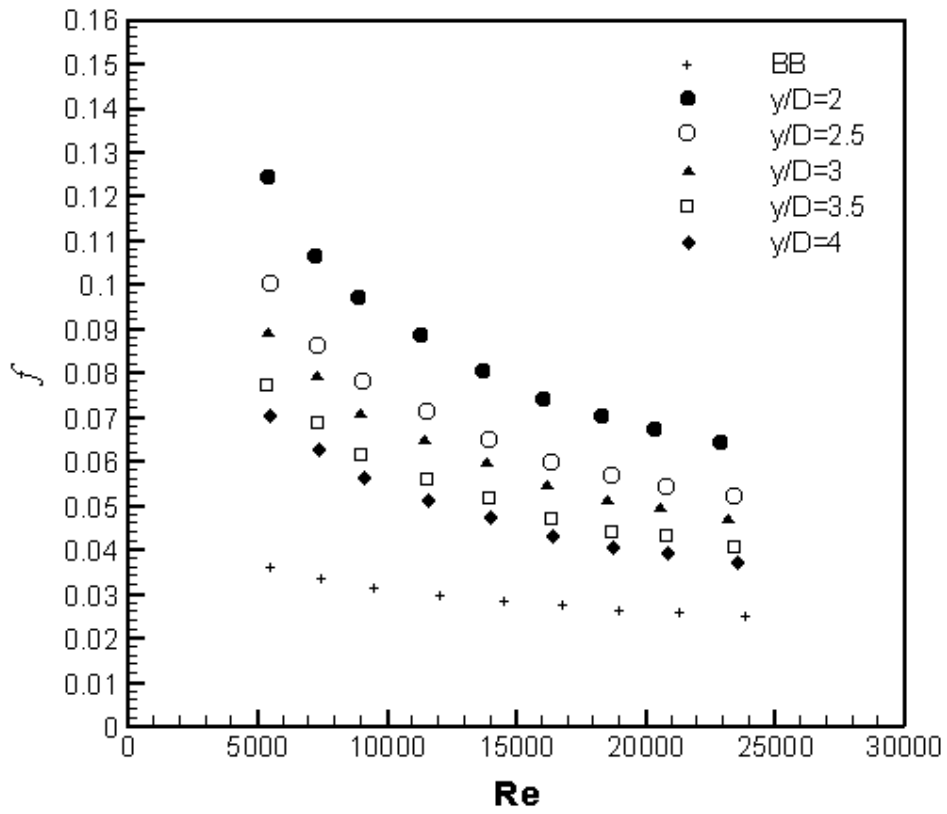


Şekil 5.49.  $y/D=4$  için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

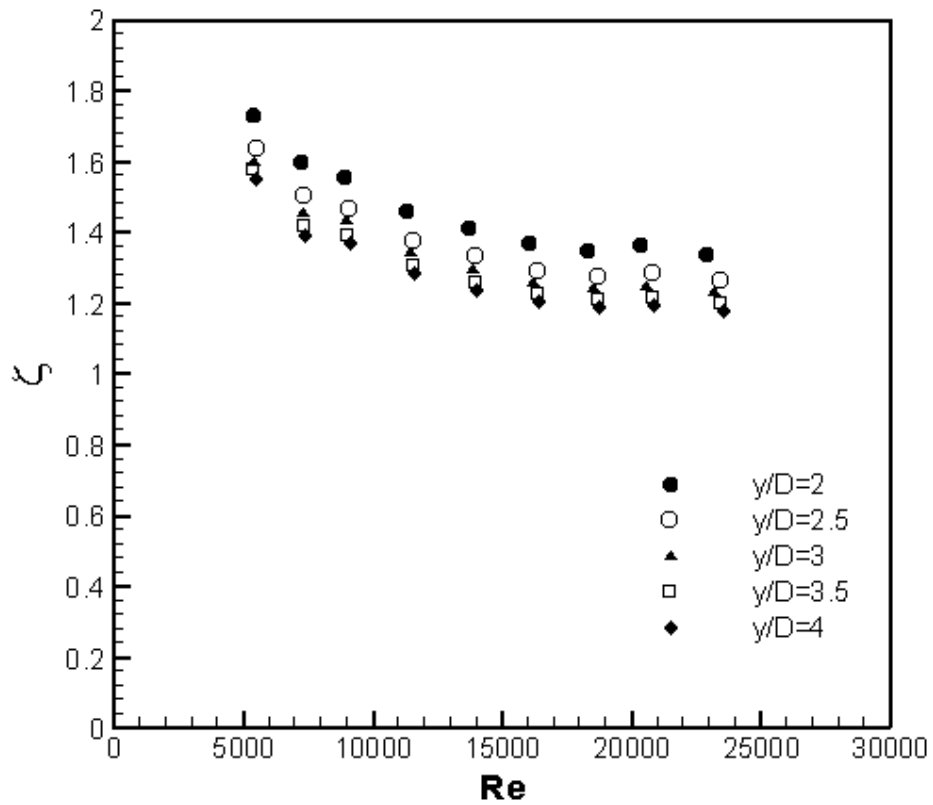
Şekil 5.50'de  $c/D=0.0535$  açıklık oranı ve farklı büküm oranları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi boş borudan elde edilen değerler ile birlikte verilmiştir.

Şekilde görüldüğü ve beklenildiği gibi yine sürtünme katsayısı boş boruya göre yüksek çıkmış, aynı zamanda Reynolds sayısının ve büküm oranının artması ile azalmıştır. En büyük sürtünme katsayısı değeri  $y/D=2$  için 5345 Reynolds sayısında boş boru değerinin 3.36 katına istinaden 0.12 olarak, en küçük sürtünme katsayısı değeri ise  $y/D=4$  için 23475 Reynolds sayısında boş boru değerinin 1.46 katına istinaden 0.037 olarak elde edilmiştir.

Farklı büküm oranları ve  $c/D=0.0535$  açıklık oranı için net iyileşmeye karşılık elde edilen ısı performans faktörlerinin Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.51'de gösterilmiştir. Boş boruya nazaran en yüksek iyileşme %73 ile  $y/D=2$ 'den, en düşük iyileşme ise % 17 ile  $y/D=4$ 'den elde edilmiştir.



Şekil 5.50. Farklı büküm oranları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.51. Farklı büküm oranları için net iyileşmenin Reynolds sayısı ile değişimi.



#### 5.2.4. (c/D=0.0714) Açıklık Oranına Sahip Deneyler

Boru iç yüzeyinden 4 mm ayrıklık mesafesine ve  $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve 4 büküm oranlarına sahip şeritlerle yapılan deneylerdir. Yapılan deneylerde Reynolds sayısı 5105-25262 arasında değişmiştir. Şekil 5.52, Şekil 5.53, Şekil 5.54, Şekil 5.55 ve Şekil 5.56'de sırasıyla  $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve 4 büküm oranlarına sahip şeritlerden elde edilen Nusselt değerleri boş borudan elde edilen değerle ile karşılaştırılarak verilmiştir.

Farklı büküm oranları ( $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve 4) ve  $c/D=0.0714$  açıklık oranı için deneysel elde edilen Nusselt değerlerine en küçük kareler metodu ile uydurulan eğrilerin denklemleri sırasıyla:

$$Nu = 0.4424 \cdot Re^{0.5353} \quad (5.33)$$

$$Nu = 0.3966 \cdot Re^{0.5356} \quad (5.34)$$

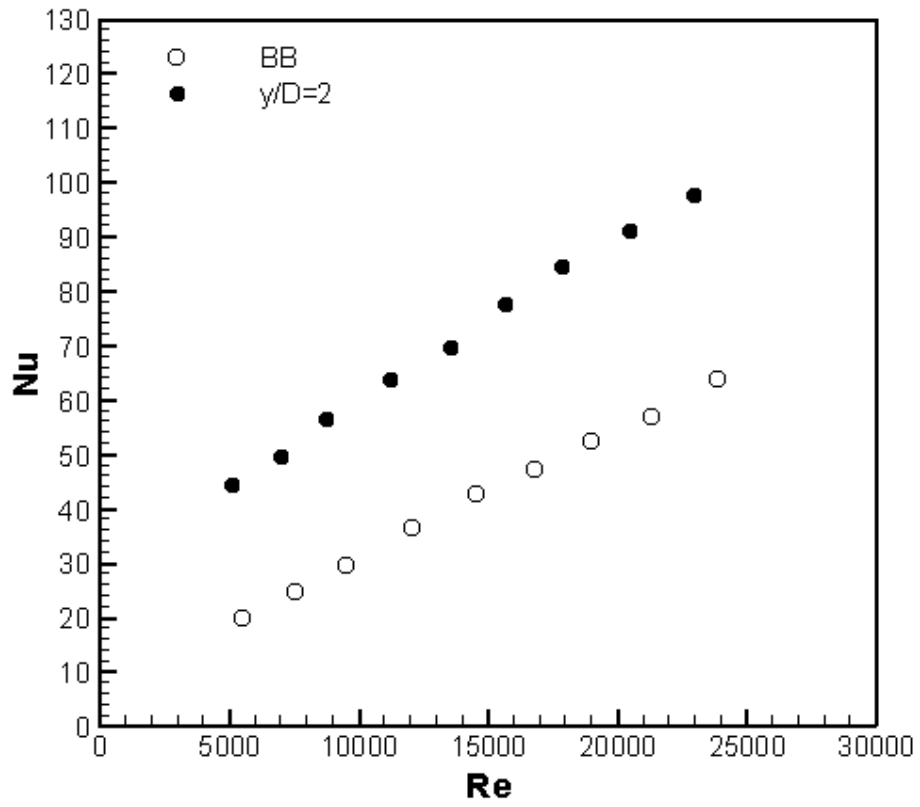
$$Nu = 0.3806 \cdot Re^{0.5337} \quad (5.35)$$

$$Nu = 0.3607 \cdot Re^{0.5311} \quad (5.36)$$

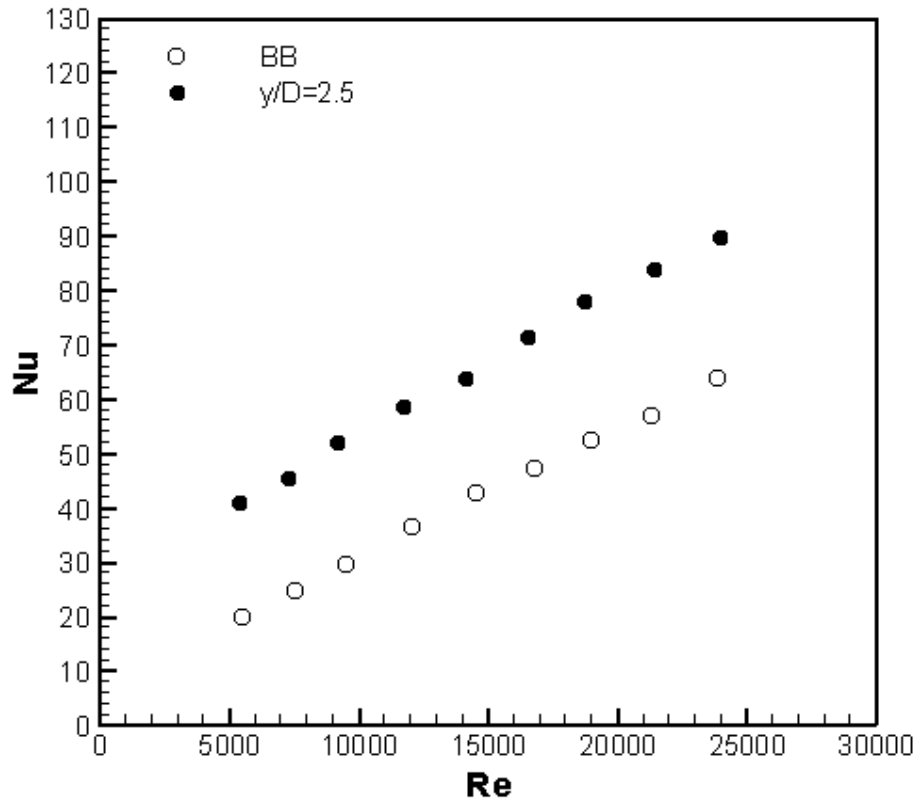
$$Nu = 0.3347 \cdot Re^{0.5329} \quad (5.37)$$

şeklindedir. Aynı zamanda bu eğriler için sırasıyla  $R^2=0.9924, 0.9917, 0.9922, 0.9923$  ve 0.9921'dir.

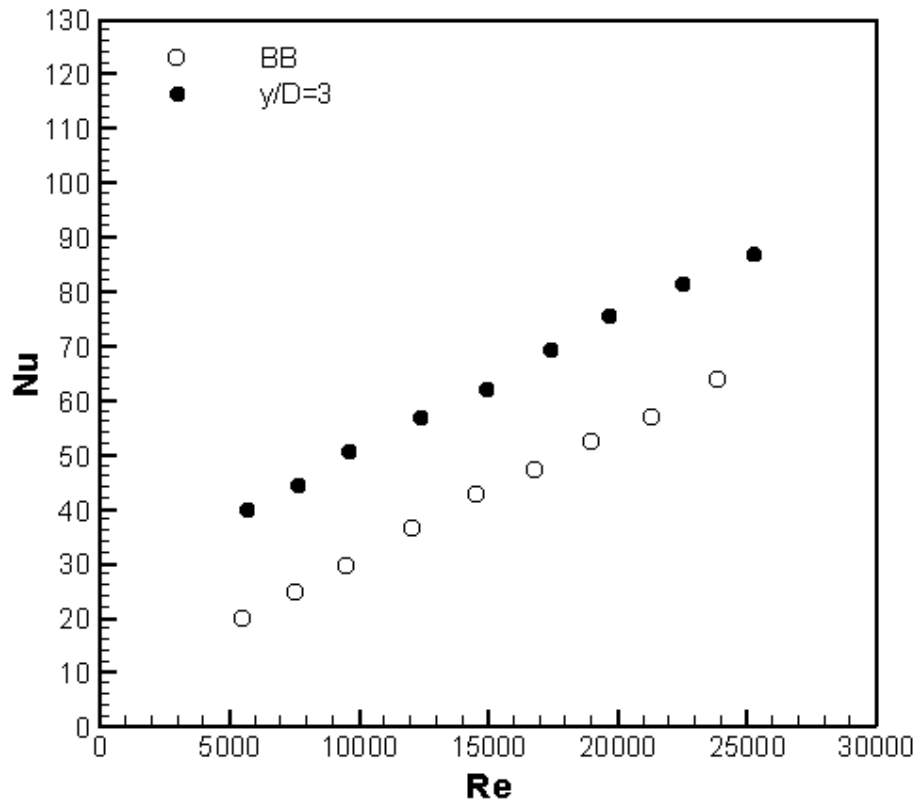
Aynı açıklık oranı ( $c/D=0.0714$ ) ve farklı büküm oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.57'de gösterilmiştir. Şekle göre Nusselt sayısı Reynolds sayısının artması ile artmış ancak büküm oranının artması ile azalmıştır. En büyük Nusselt değeri, Reynolds sayısının 22918 değerinde boş boru değerinin 1.6 katına karşılık 97.5 olarak  $y/D=2$ 'den, en küçük değeri ise 5566 Reynolds sayısında boş boru değerinin 1.76 katına karşılık 34.5 olarak  $y/D=4$ 'den elde edilmiştir.



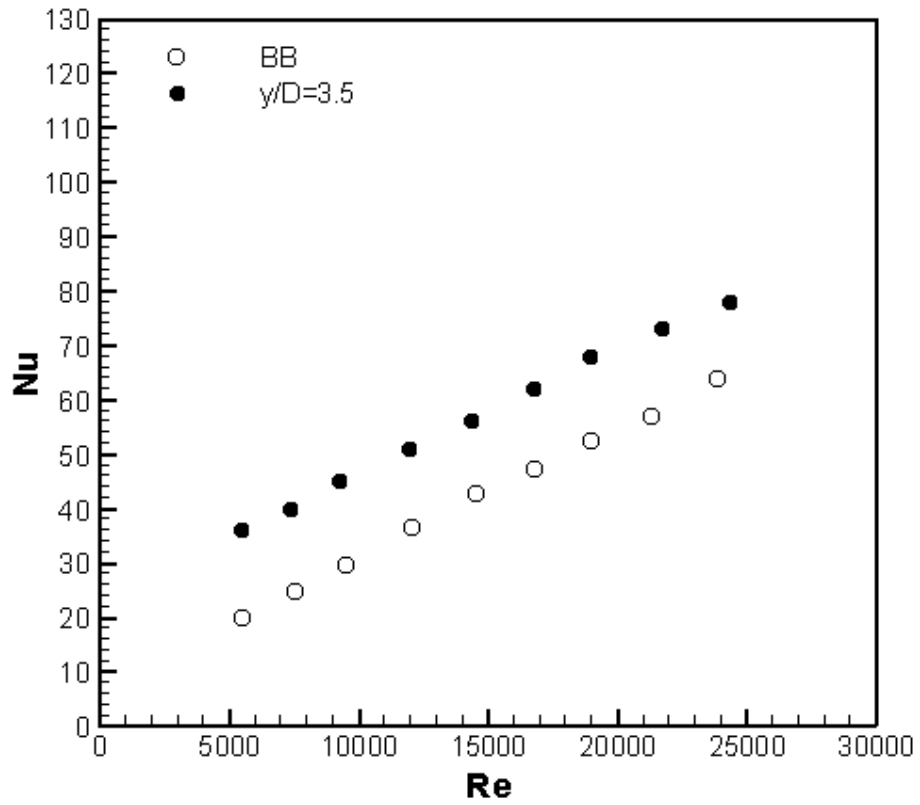
Şekil 5.52.  $y/D=2$  için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



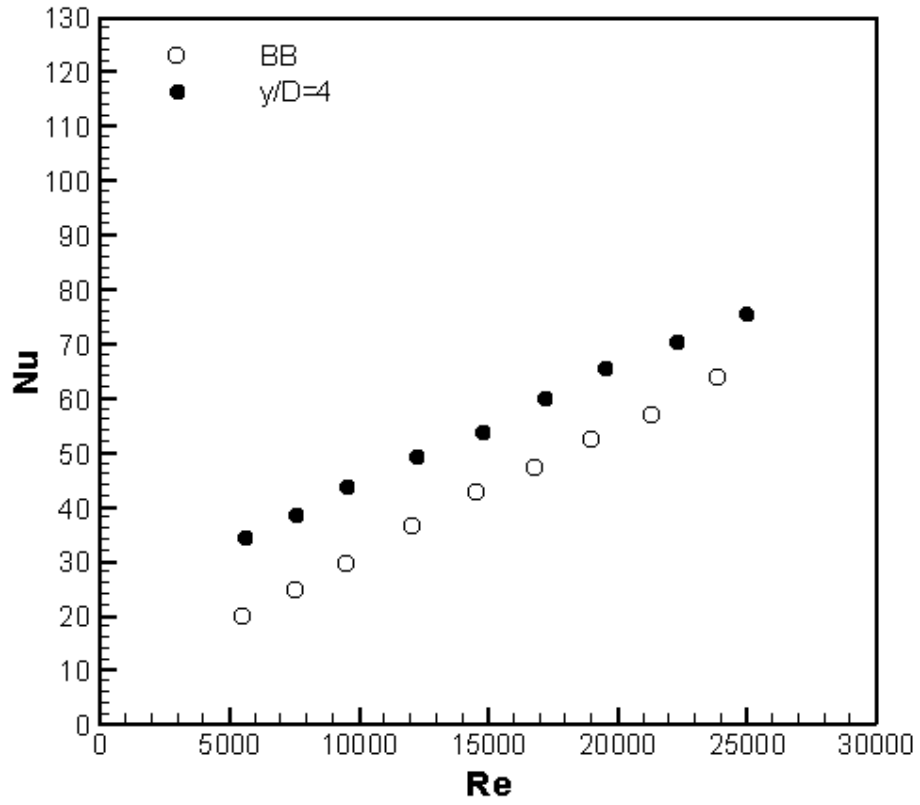
Şekil 5.53.  $y/D=2.5$  için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



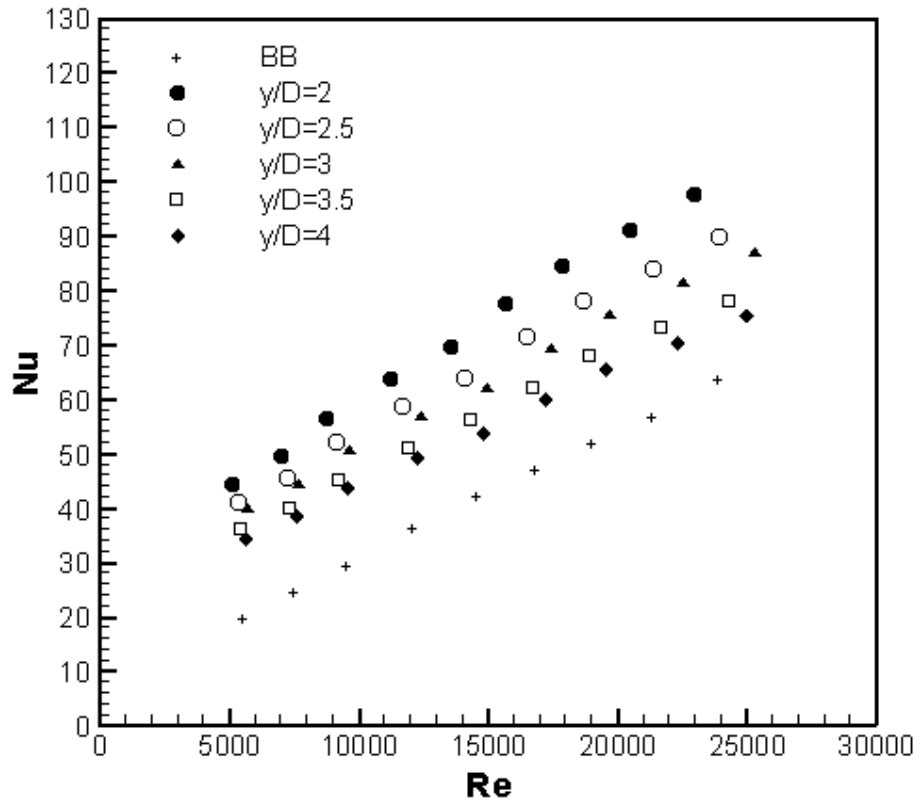
Şekil 5.54.  $y/D=3$  için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.55.  $y/D=3.5$  için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.56.  $y/D=4$  için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.57. Farklı büküm oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 5.58, Şekil 5.59, Şekil 5.60, Şekil 5.61 ve Şekil 5.62’de sırasıyla  $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve 4 büküm oranlarına ve  $c/D=0.0714$  açıklık oranına sahip şeritlerden elde edilen sürtünme katsayısı değerleri boş borudan elde edilen değerlerle birlikte verilmiştir.

Farklı büküm oranları ( $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve 4) ve  $c/D=0.0714$  açıklık oranı için deneysel elde edilen sürtünme katsayısı değerlerine en küçük kareler metodu ile uydurulan eğrilerin denklemleri sırasıyla:

$$f = 5.0758 \cdot \text{Re}^{-0.446} \quad (5.38)$$

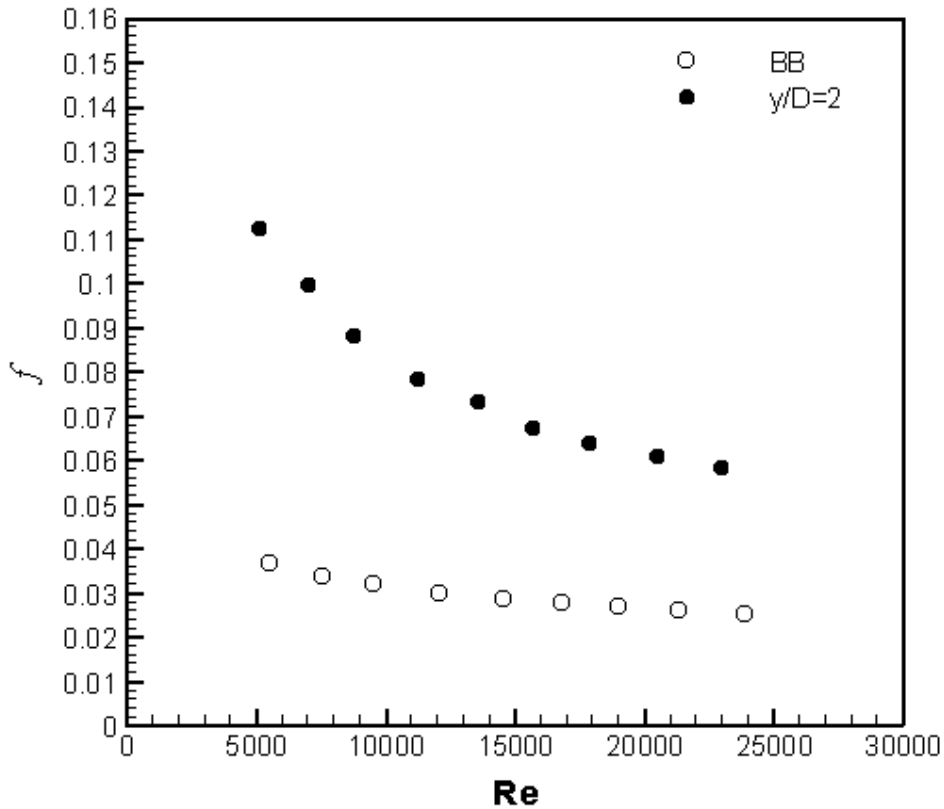
$$f = 3.9426 \cdot \text{Re}^{-0.443} \quad (5.39)$$

$$f = 3.4480 \cdot \text{Re}^{-0.443} \quad (5.40)$$

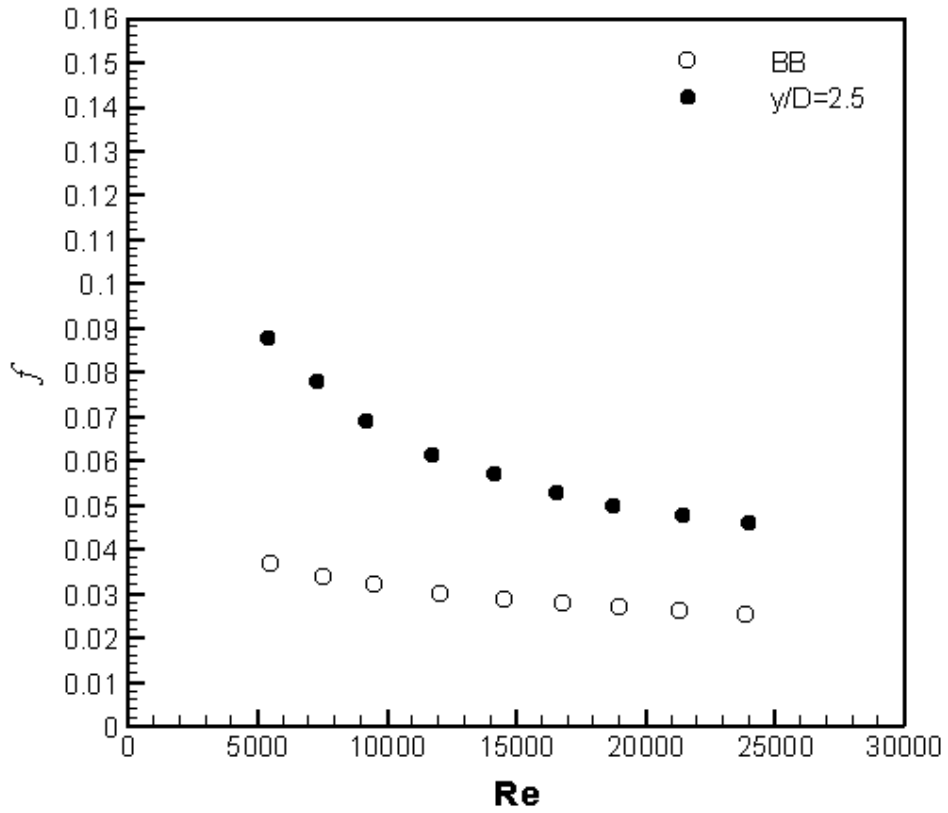
$$f = 2.9574 \cdot \text{Re}^{-0.444} \quad (5.41)$$

$$f = 2.6947 \cdot \text{Re}^{-0.443} \quad (5.42)$$

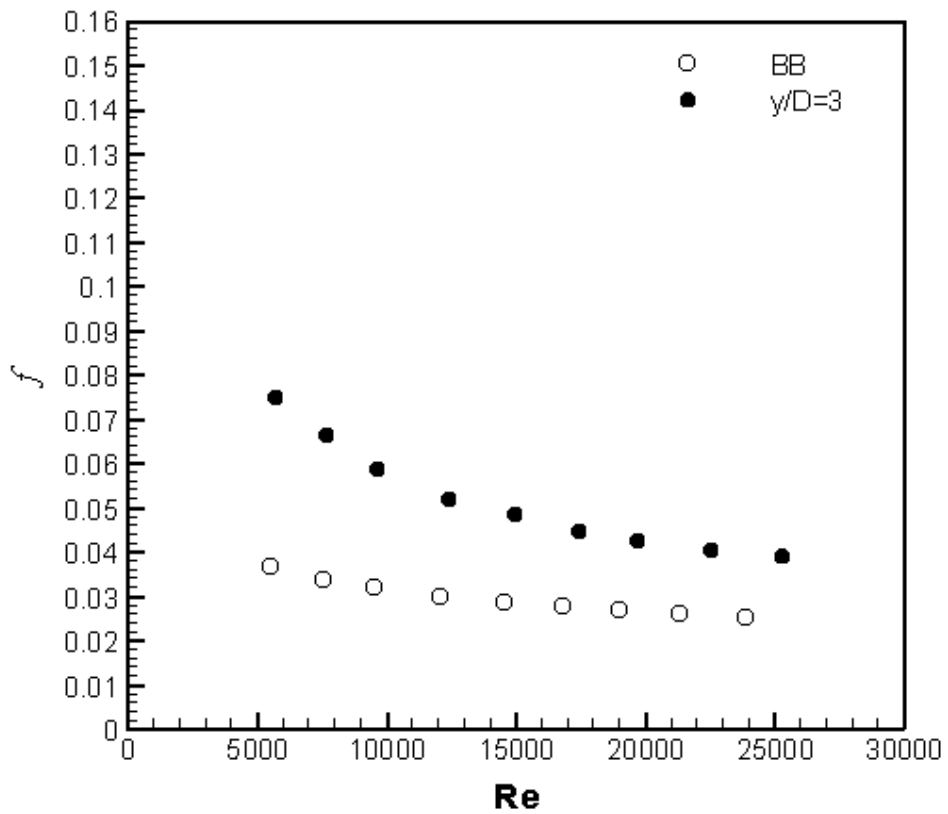
şeklinde olup, bu eğriler için  $R^2=0.9977, 0.9978, 0.9978, 0.9978$  ve  $0.9978$ ’dir.



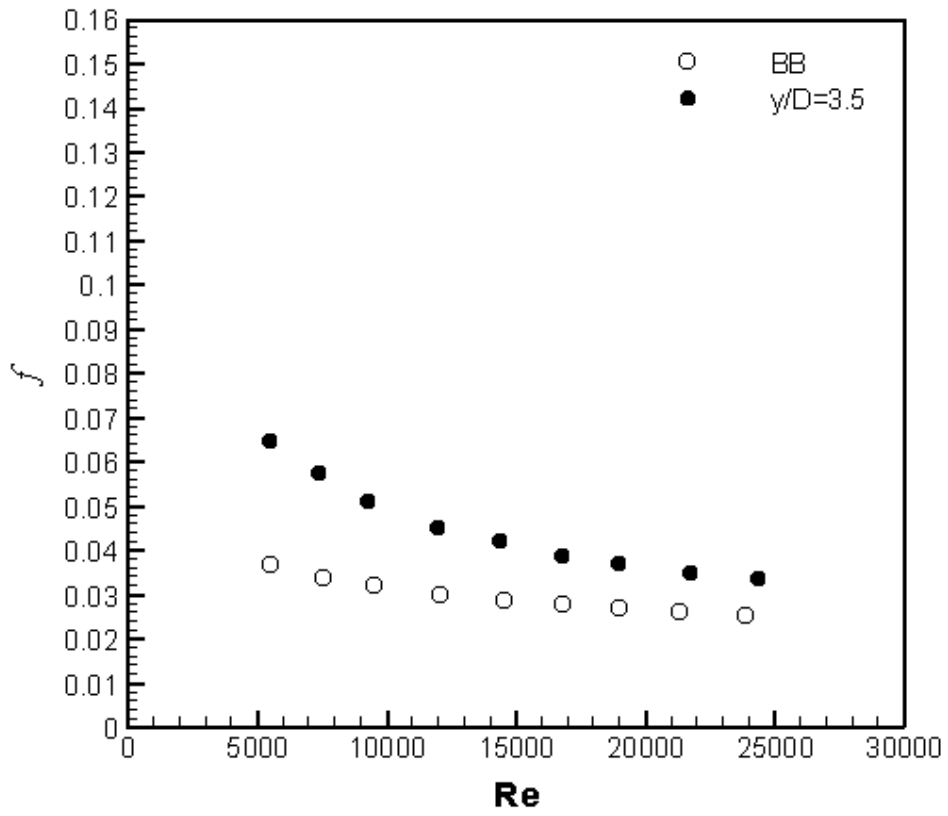
Şekil 5.58.  $y/D=2$  için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



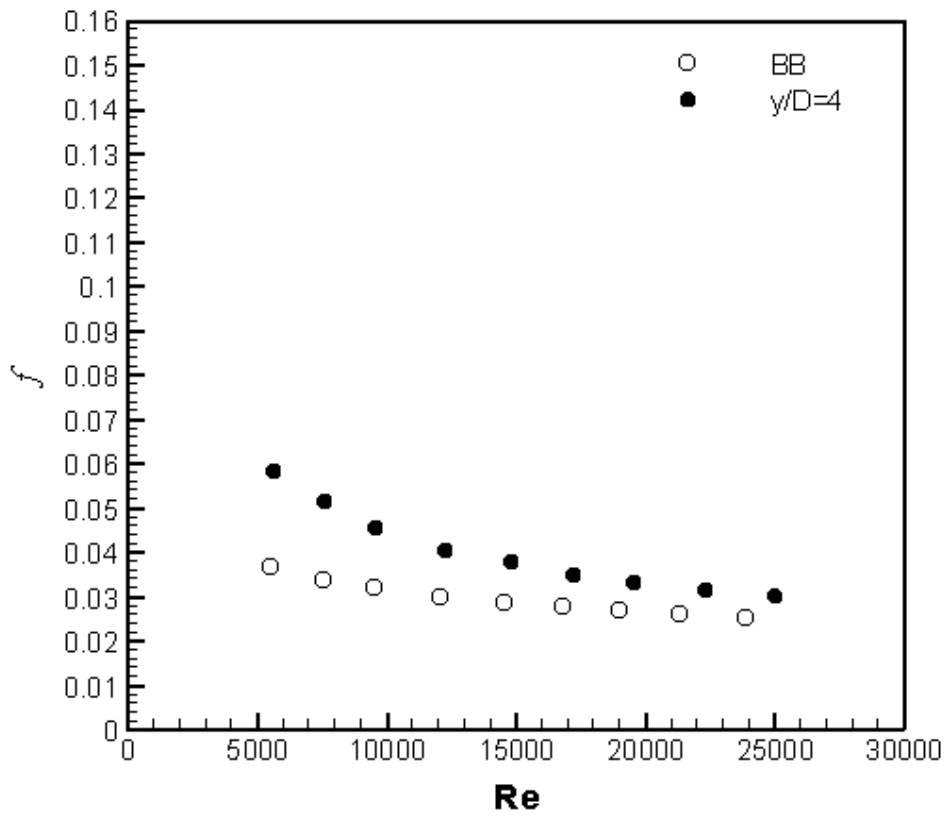
Şekil 5.59.  $y/D=2.5$  için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.60.  $y/D=3$  için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

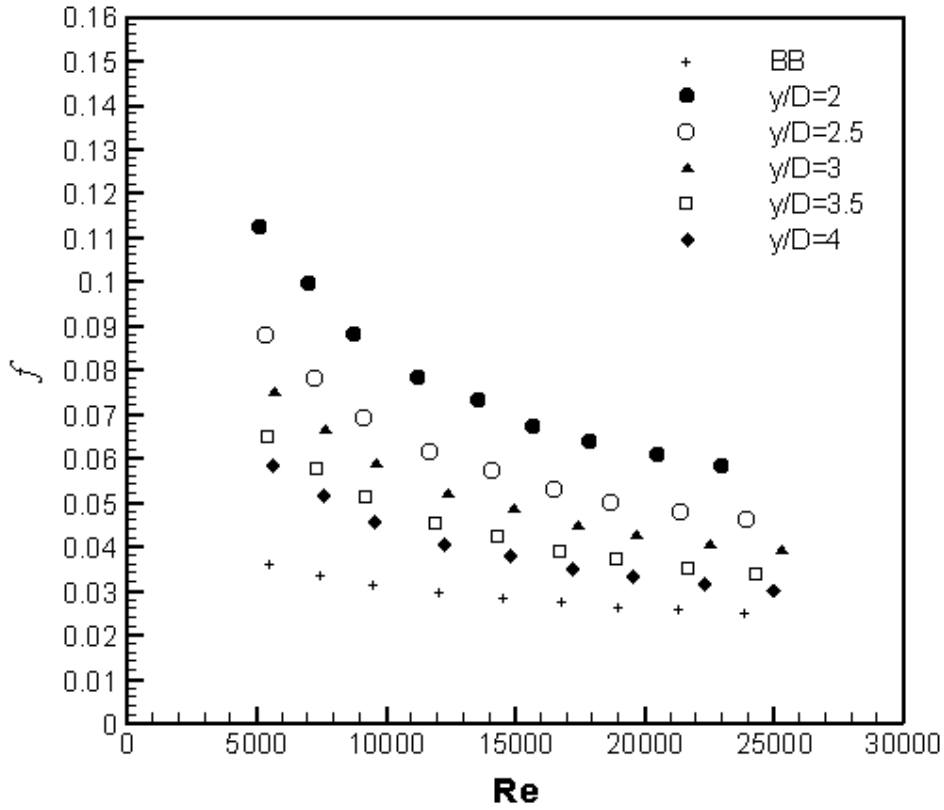


Şekil 5.61.  $y/D=3.5$  için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.62.  $y/D=4$  için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 5.63'te aynı açıklık oranı ( $c/D=0.0714$ ) ve farklı büküm oranları ( $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve  $4$ ) için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiştir.

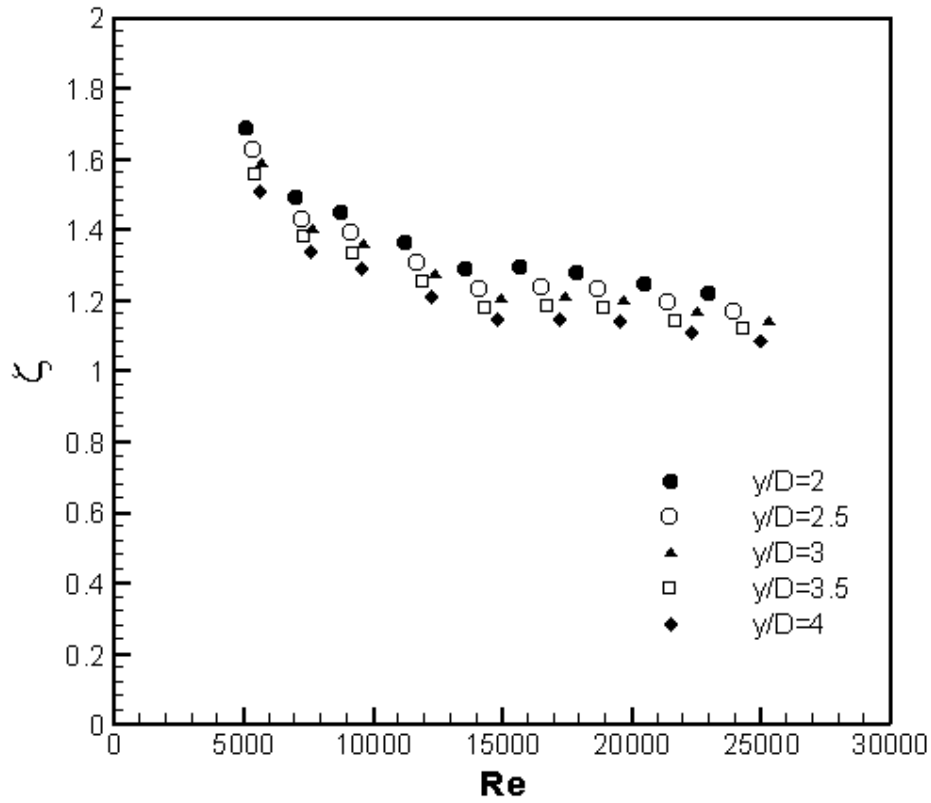


Şekil 5.63. Farklı büküm oranları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Yukarıdaki şekilde verilenlere göre sürtünme katsayısı (basınç düşümü) Reynolds sayısının ve büküm oranının artması ile azalmıştır. Ayrıca, bu açıklık oranında ( $c/D=0.0714$ ) ve büyük büküm oranlarında sürtünme katsayısı boş boru değerlerine iyice yaklaşmıştır. Bu açıklık oranında en büyük sürtünme katsayısı değeri 0.11 olarak  $y/D=2$ 'den, en küçük değer ise 0.03 olarak  $y/D=4$ 'den elde edilmiştir.

Aynı açıklık oranı ( $c/D=0.0714$ ) ve farklı büküm oranları ( $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve  $4$ ) için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.64'de verilmiştir. Bu açıklık oranında en büyük ısıl performans faktörü  $y/D=2$  için 1.69 olarak, en küçük ise  $y/D=4$  için 1,08 olarak elde edilmiştir.



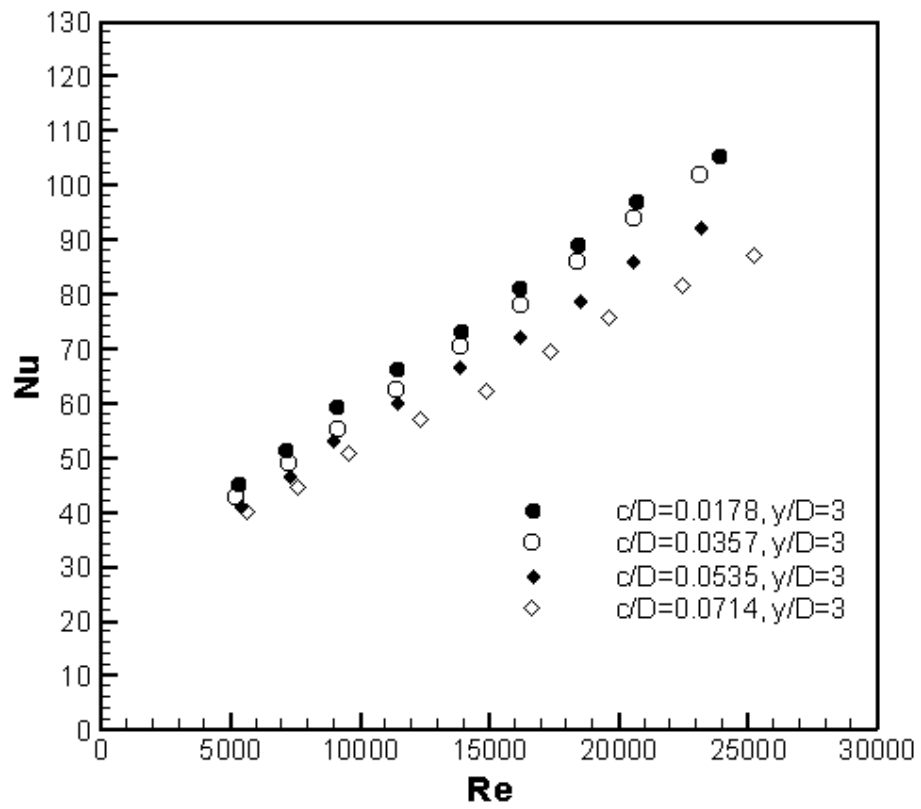
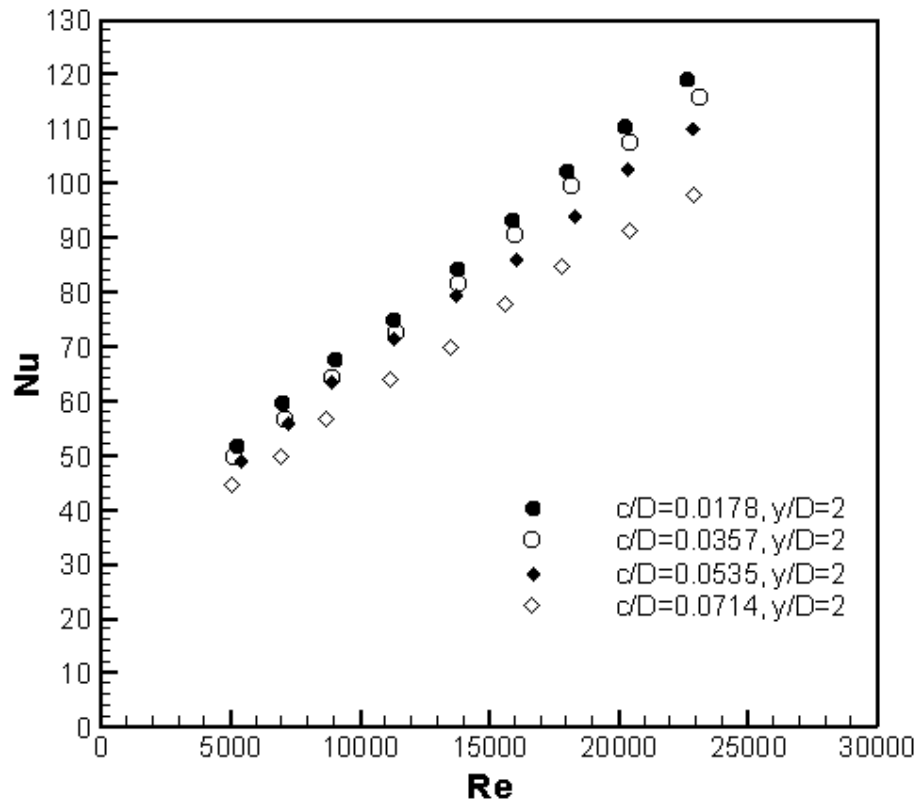


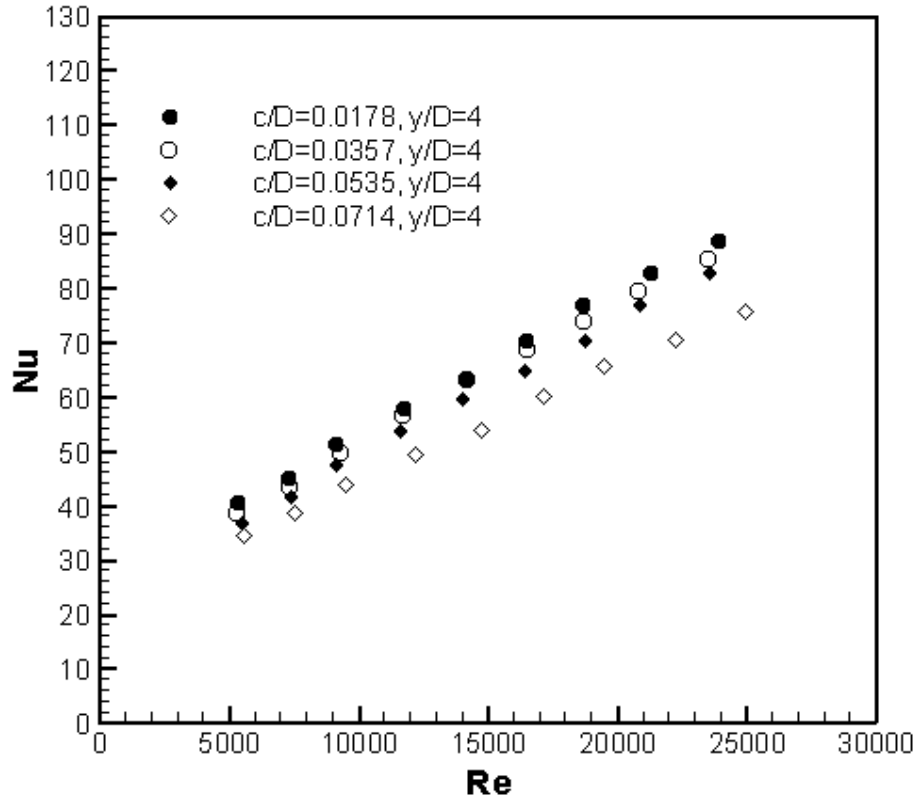
Şekil 5.64. Farklı büküm oranları için net iyileşmenin Reynolds sayısı ile değişimi.

### 5.2.5. Açıklık Oranının Isı Geçişi ve Basınç Düşümüne Etkisi

Daha önce verilen şekillerde ve açıklamalarda aynı açıklık oranında büküm oranlarının ısı geçişi ve basınç düşümüne etkisi incelenmiştir. Bundan dolayı açıklık oranının yani boru iç yüzeyinden ayrıklık mesafesinin ısı geçişi ve basınç düşümüne etkisini göstermek için aynı büküm oranında farklı açıklık oranları için Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme grafikleri burada sunulmuştur.

Aşağıda sırasıyla  $y/D=2$ , 3, 4 büküm oranlarında,  $c/D=0.0178$ , 0.0357, 0.0535 ve 0.0714 açıklık oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi grafikler halinde gösterilmiştir.

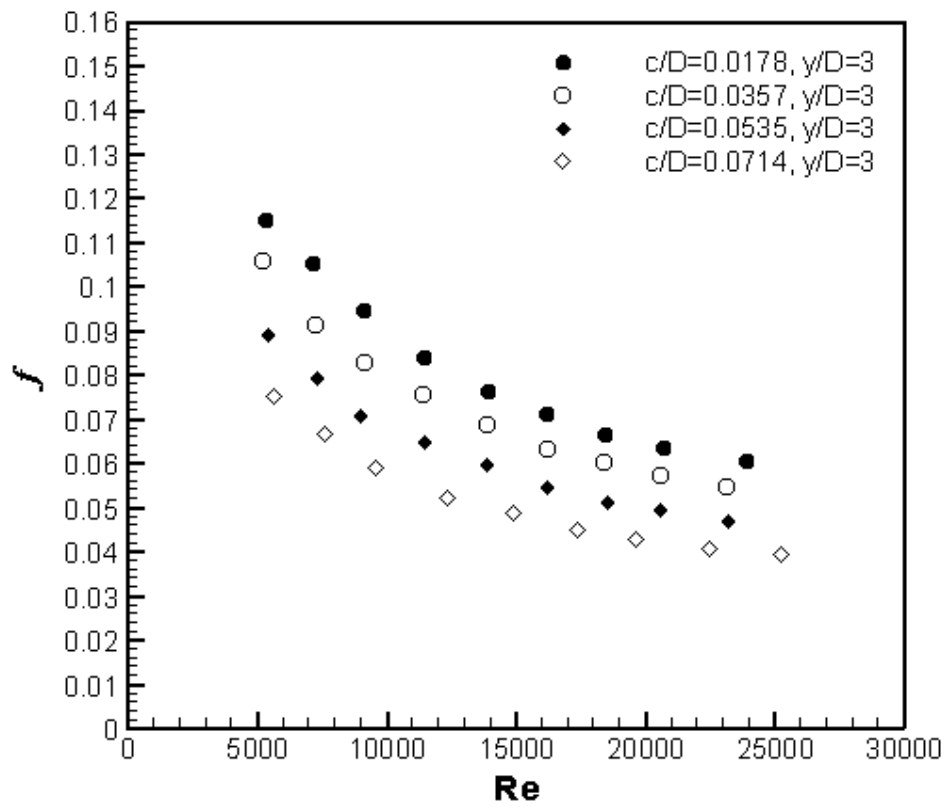
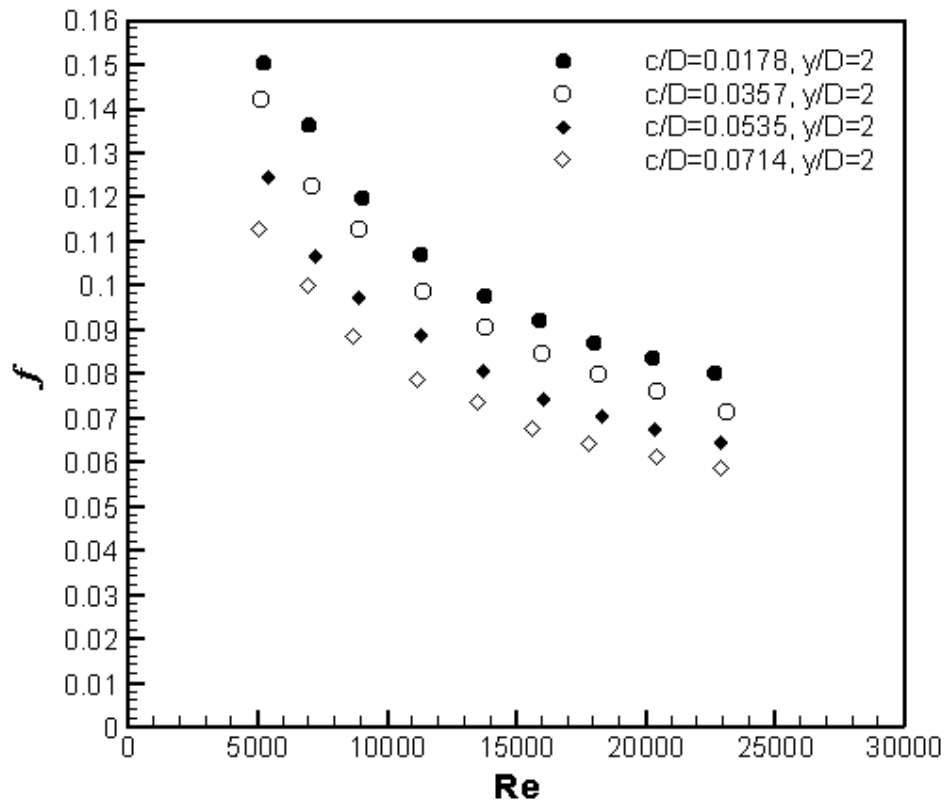


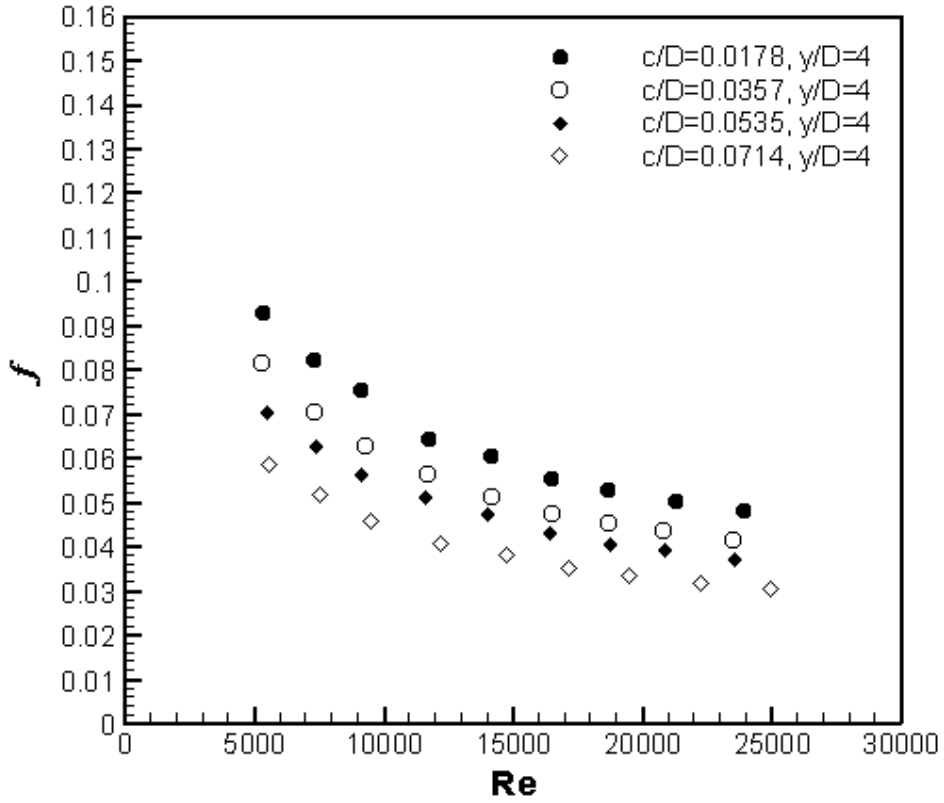


Şekil 5.65. Aynı büküm oranı ve farklı açıklık oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Yukarıdaki şekillerden anlaşılacağı gibi açıklık oranı yani boru iç yüzeyinden ayrıklık mesafesi azaldıkça Nusselt sayısı artmaktadır. Bunun nedeni ise açıklık oranının azalması ile laminer alt tabaka daha iyi parçalanmakta ve bu da ısı geçişini artırmaktadır.

Şekil 5.66'da sırasıyla  $y/D=2, 3, 4$  büküm oranlarında,  $c/D=0.0178, 0.0357, 0.0535$  ve  $0.0714$  açıklık oranları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Şekle bakıldığında açıklık oranının azalması ile sürtünme katsayısının arttığı görülmektedir. Bunun nedeni ise şeritler boru iç yüzeyine yaklaştığında daha çok ilave direnç gösterilmekte ve dolayısıyla basınç düşümü artmaktadır.

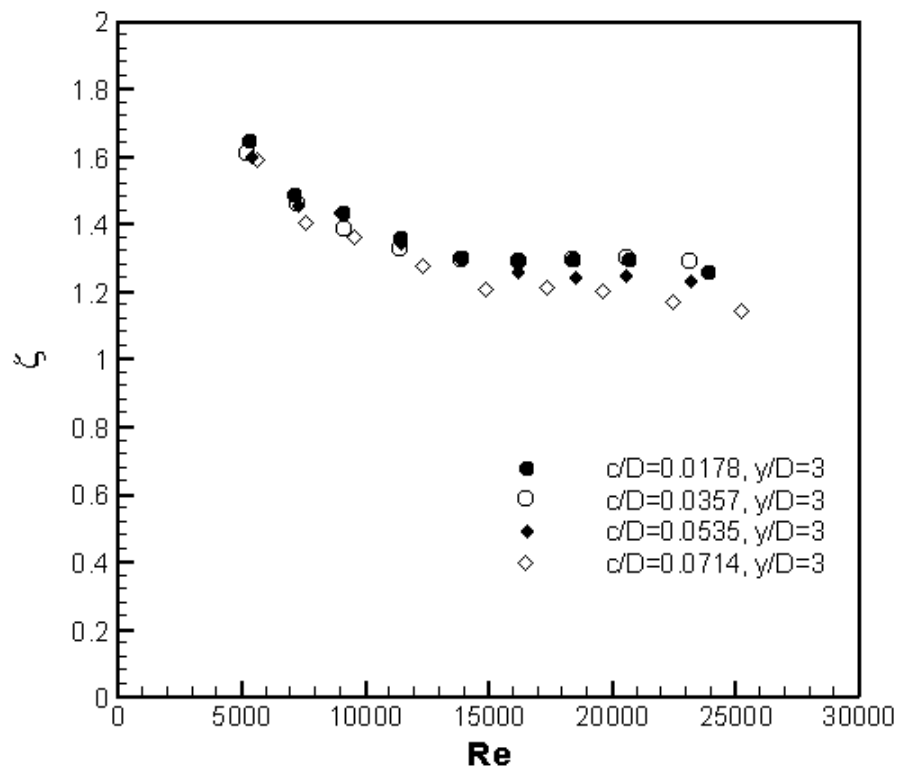
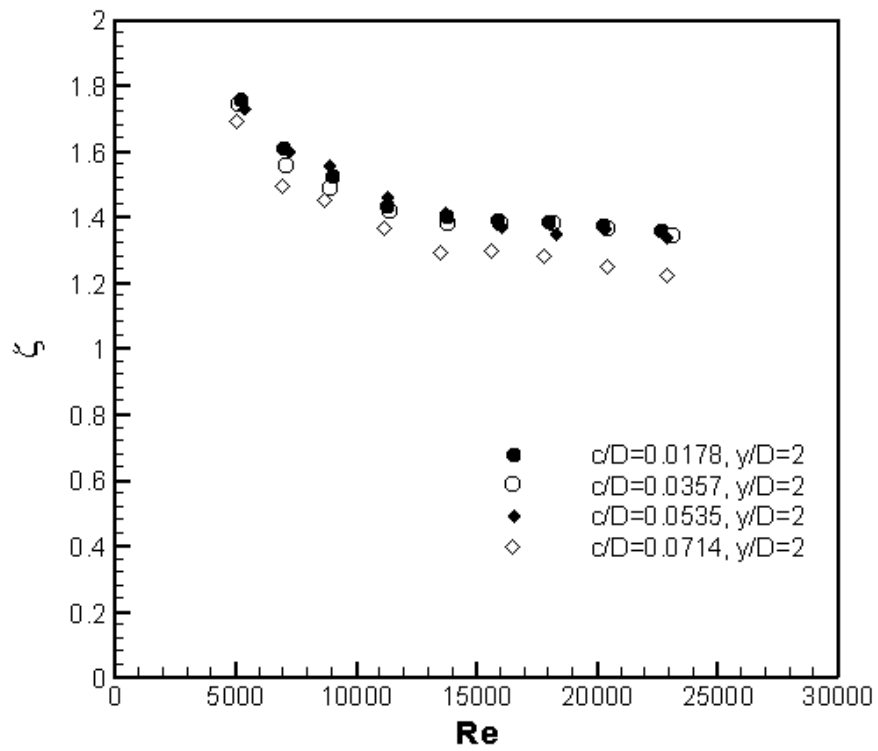


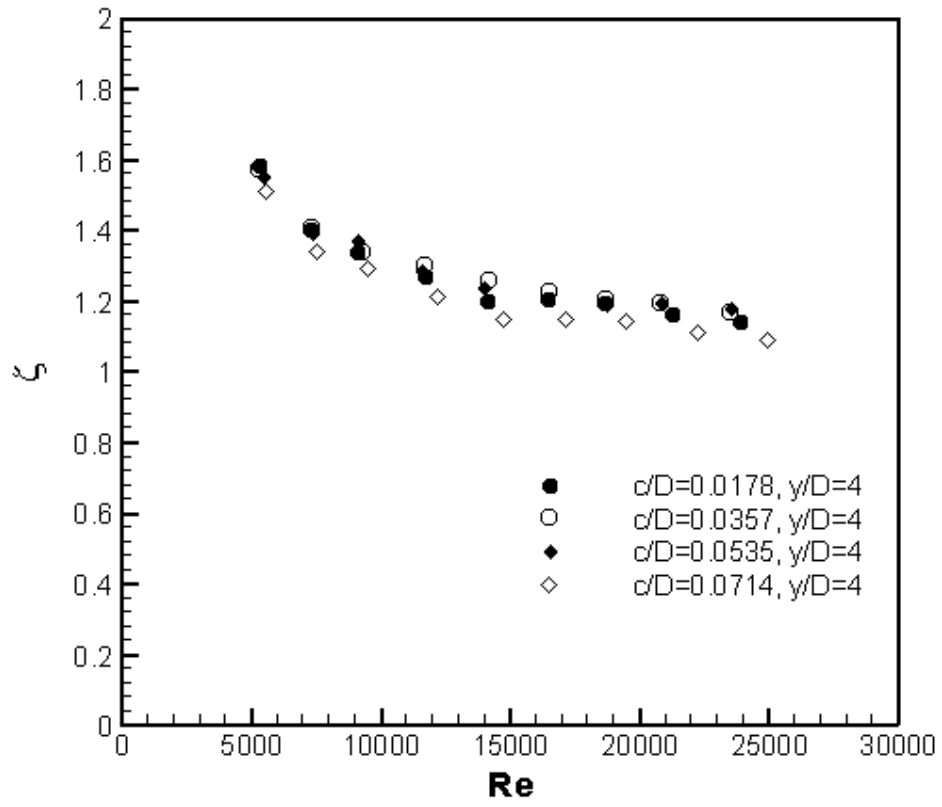


Şekil 5.66. Aynı büküm oranı ve farklı açıklık oranları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 5.67’de sırasıyla  $y/D=2, 3, 4$  büküm oranlarında,  $c/D=0.0178, 0.0357, 0.0535$  ve  $0.0714$  açıklık oranları için net iyileşme oranının Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir.

Şekil 5.67’de verilen net iyileşme değişim oranlarına bakıldığında özellikle ilk üç açıklık oranında ( $c/D=0.0178, 0.0357$  ve  $0.0535$ ) fazla bir değişim görülmemektedir. Diğer açıklık oranında ise ( $c/D=0.0714$ ) net iyileşme diğerlerine nazaran düşük çıkmıştır.





Şekil 5.67. Aynı büküm oranı ve farklı açıklık oranları için net iyileşmenin Reynolds sayısı ile değişimi.

## 6. BÖLÜM

### TARTIŞMA-SONUÇLAR VE ÖNERİLER

#### 6.1. Sonuçlar ve Değerlendirme

Bu çalışmada zorlanmış taşınım ve sabit ısı akısı şartları altında, bir boru içerisine boru iç yüzeyinden ayrık olarak yerleştirilen helisel bükülmüş şeritlerin ısı geçişi ve basınç düşümüne etkisi Reynolds sayısının 5132-24989 aralığında deneysel olarak incelenmiştir.

Deneyler, boru iç yüzeyinden dört farklı açıklık oranı ( $c/D=0.0178, 0.0357, 0.0535$  ve  $0.0714$ ) ve beş farklı büküm oranı ( $y/D=2, 2.5, 3, 3.5$  ve  $4$ ) olmak üzere 20 farklı şerit ile gerçekleştirilmiş ve sonuç olarak 20 farklı şeridin sağladığı ısı geçişi, basınç düşümü ve neticede sağlanan net iyileşme belirlenmiş ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- Boş boru deneylerinden elde edilen Nusselt sayısı (ısı geçişi) Reynolds sayısının artması ile artmıştır. Isıtılan deney borusunda Nusselt sayısı yaklaşık  $30D$  mesafesinden sonra neredeyse sabit kalmıştır. Bu da ısıl olarak tam gelişmenin olduğunu göstermiştir.
- Boş boru deneylerinden elde edilen Nusselt sayıları, literatürde mevcut olan eşitliklerle karşılaştırılmış ve özellikle Dittus-Boelter eşitliği ile iyi bir uyum göstermiştir.



- Boş boru deneylerinden elde edilen sürtünme katsayısı (basınç düşümü) Reynolds sayısının artması ile azalmıştır. Deneysel sürtünme katsayısı Moody eşitliği ile iyi bir uyum göstermiştir.
- Boru içerisine yerleştirilen bükülmüş şeritler ısı geçişinde ciddi artışlara neden olmuştur. Aynı açıklık oranında Nusselt sayısı Reynolds sayısının artması ve büküm oranının azalması ile artmıştır. En yüksek ısı geçişi  $y/D=2$  büküm oranından ve  $c/D=0.0178$  açıklık oranından elde edilmiştir. Bu büküm ve açıklık oranı için en yüksek Nusselt sayısı 22561 Reynolds sayısında boş boru değerinin 1.97 katına istinaden 119 olarak elde edilmiştir. Deneysel elde edilen bu Nusselt değeri, literatürde ve kaynaklarda verilen benzeri çalışmalarla karşılaştırıldığında ısı transferinde diğerlerine nazaran ciddi bir artışı göstermektedir.
- Isı geçişinin yanında şeritler basınç düşümünde de ciddi artışlara neden olmuştur. Aynı açıklık oranında sürtünme katsayısı Reynolds sayısının ve büküm oranının artması ile azalmıştır. En büyük sürtünme katsayısı  $y/D=2$  ve  $c/D=0.0178$  için 5183 Reynolds sayısında boş boru değerinin 4.03 katına istinaden 0.15 olarak elde edilmiştir.
- Eşit pompalama gücünde yapılan ısıl performans değerlendirmesinde, en çok 75% lik net ısı transferi iyileşmesi  $y/D=2$  ve  $c/D=0.0178$  için Reynolds sayısının 5183 değerinde elde edilmiştir. Net iyileşme oranı Reynolds sayısının artmasıyla azalmakta ve yaklaşık Reynolds sayısının 15000 değerinden sonra neredeyse sabit kalmaktadır.
- Aynı büküm oranı için açıklık oranının etkisi ( $c/D$ ) incelendiğinde, açıklık oranının azalması ile Nusselt sayısının ve sürtünme katsayısının arttığı görülmektedir. Ancak net iyileşme oranında farklı açıklıklar oranı için fazla bir fark olmadığı görülmüştür.

- İncelenen parametrelerden, büküm oranının ( $y/D$ ) açıklık oranına ( $c/D$ ) nazaran ısı geçişi, basınç düşümü ve net ısı transferi iyileştirmesi üzerinde daha etkili bir parametre olduğu görülmüştür.
- Isı değiştiricileri gibi birçok endüstriyel uygulamalarda, kirlilikler saf akışkan ile karışmakta, sonuçta ısı transferinin ve bu uygulamaların etkinliği bozulmaktadır [43]. Eęer akışkan bu kirlilikleri içerirse, Satta ve diğerleri [44] bunların ısı transfer yüzeyinin kirlenmesine neden olacağını bildirmişlerdir. Yani, boru iç yüzeyiyle bitişik iç eleman konulması suretiyle yapılan uygulamalarda boru iç yüzeyi ile iç elemanın temas noktalarında zaman içinde kirlenmeler meydana gelecek ve bunlar da ısı transferine ek bir direnç gösterecektir. Sonuç olarak bu çalışma, bükülmüş şeritlerin boru iç yüzeyinden ayrı olarak yerleştirilmesi ile boru içerisinde oluşması düşünölen kirlenmeyi de azaltarak ısı geçişinin artırılabilceğini göstermiştir.
- Ayrıca yapılan bu çalışmada Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşmenin tahmini değerleri için açıklık oranı ( $c/D$ ), büküm oranı ( $y/D$ ) ve Reynolds sayısına bağlı genelleştirilmiş korelasyonlar elde edilmiş ve aşağıda gösterilmiştir.

$$Nu = 0.406903 Re^{0.586556} (y/D)^{-0.443989} (c/D)^{-0.055072} Pr^{0.38} \quad (6.1)$$

$$f = 6.544291 Re^{-0.452085} (y/D)^{-0.730772} (c/D)^{-0.1579} \quad (6.2)$$

$$\zeta = 9.750184 Re^{-0.177983} (y/D)^{-0.183513} (c/D)^{-0.009558} Pr^{0.38} \quad (6.3)$$

## KAYNAKLAR

1. <http://www.enerji.gov.tr/index.php> [Güncellenme tarihi: 11.08.2010].
2. <http://www.enerjitasarrufu.com> [Erişim tarihi: 27.06.2011].
3. <http://tarsusmyo.mersin.edu.tr/tasarruf.htm> [Erişim tarihi: 27.06.2011].
4. Bergles, A.E., 1999. The imperative to enhance heat transfer. Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, Nato ASI series, 355: 13-29.
5. Webb, R. L., 1994. Principals of Enhanced Heat Transfer. John Wiley&Sons, Inc., New York, 1-20 p.
6. Incropera, F., Dewitt P.D., 2001. Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri. Literatür Yayınları No:51, İstanbul.
7. Gunes, S., 2009. Çeşitli İç Elemanlar Yerleştirilmiş Bir Boruda Isı Geçişinin İncelenmesi. Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Kayseri, 146 s.
8. Yüncü H., Kakaç S., 1999. Temel Isı Transferi. Bilim Yayınevi.
9. Eiamsa-Ard, S., Thianpong, C., Promvonge, P., Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, **33**: 1225-1233.
10. Eiamsa-Ard, S., Thianpong, C., Eiamsa-Ard, P., Promvonge, P., 2010. Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with dual twisted tape elements in tandem. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, **37**: 39-46.
11. Wongcharee, K., Eiamsa-Ard, S., 2011. Heat transfer enhancement by twisted tapes with alternate-axes and triangular, rectangular and trapezoidal wings. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, **50**: 211-219.
12. Eiamsa-Ard, S., Promvonge, P., 2010. Thermal characteristics in round tube fitted with serrated twisted tape. **Applied Thermal Engineering**, **30**: 1673-1682.

13. Eiamsa-Ard, S., Promvonge, P., 2010. Performance assessment in a heat exchanger tube with alternate clockwise and counter-clockwise twisted-tape inserts. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, **53**: 1364-1372.
14. Eiamsa-Ard, S., Wongcharee, K., Sripattanapipat, S., 2009. 3-D numerical simulation of swirling flow and convective heat transfer in a circular tube induced by means of loose-fit twisted tapes. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, **36**: 947-955.
15. Garcia, A., Vicente, G.P., Viedma, P., 2005. Experimental study of heat transfer enhancement with wire coil inserts in laminar-transition-turbulent regimes at different Prandtl numbers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, **48**: 4640-4651.
16. Pethkool, S., Eiamsa-Ard, S., Kwankaomeng, S., Promvonge S., 2011. Turbulent heat transfer enhancement in a heat exchanger using helically corrugated tube. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, **38**: 340-347.
17. Shabaniyan, S.R., Rahimi, M., Shahhosseini, M., Alsairafi, A.A., 2011. CFD and experimental studies on heat transfer enhancement in an air cooler equipped with different tube inserts. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, **38**: 383-39.
18. Gül, H., Evin, D., 2007. Heat transfer enhancement in circular tubes using helical swirl generator insert at the entrance. **International Journal of Thermal Sciences**, **46**: 1297-1303.
19. Ji, H.T., Kim, Y.S., Hyun, M.J., 2008. Experiments on heat transfer enhancement from a heated square cylinder in a pulsating channel flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, **51**: 1130-1138.
20. Pesteei, S.M., Subbarao, P.V.M., Agarwal, R.S., 2005. Experimental study of the effect of winglet location on heat transfer enhancement and pressure drop in fin-tube heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**, **25**: 1684-1696.
21. Promvonge, P., Eiamsa-Ard, S., 2006. Heat transfer enhancement in a tube with combined conical-nozzle inserts and swirl generator. **Energy Conversion and Management**, **47**: 2867-2882.

22. Gunes, S., Ozceyhan, V., Buyukalaca, O., 2010. Heat transfer enhancement in a tube with equilateral triangle cross sectioned coiled wire inserts. **Experimental Thermal and Fluid Science**, **6**: 684-691.
23. Nasr, M., Akhavan-Behabadi, M.A., Marashi, S.E., 2010. Performance evaluation of flattened tube in boiling heat transfer enhancement and its effect on pressure drop. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, **37**: 430-436.
24. Thianpong, C., Eiamsa-Ard, P., Wongcharee, K., Eiamsa-Ard, S., 2009. Compound heat transfer enhancement of a dimpled tube with a twisted tape swirl generator. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, **36**: 698-704.
25. Zhang, X., 2011. Heat transfer and enhancement analyses of flow boiling for R417A and R22, **Experimental Thermal and Fluid Science**, In Press, Corrected Proof, Available online.
26. Jin, D.X., Lee, Y.P., Lee, D.Y., 2007. Effects of the pulsating flow agitation on the heat transfer in a triangular grooved channel. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, **50**: 3062-3071.
27. Hong, M., Deng, X., Huang, K., Li, Z., 2007. Compound heat transfer enhancement of a converging-diverging tube with evenly spaced twisted-tapes. **Chinese Journal of Chemical Engineering**, **15**: 814-820.
28. Jiang, P.X., Li, Meng., Lu, T.J., Yu, L., Ren, Z.P., 2004. Experimental research on convection heat transfer in sintered porous plate channels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, **47**: 2085-2096.
29. Promvonge, P., Eiamsa-Ard, S., 2007. Heat transfer behaviors in a tube with combined conical-ring and twisted-tape insert. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, **34**: 849-859.
30. Eiamsa-Ard, S., Promvonge, P., 2006. Experimental investigation of heat transfer and friction characteristics in a circular tube fitted with v-nozzle turbulators. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, **33**: 591-600.

31. Kongkaitpaiboon, V., Nanan, K., Eiamsa-Ard, S., 2010. Experimental investigation of heat transfer and turbulent flow friction in a tube fitted with perforated conical-rings. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, **37**: 560-567.
32. Sahin, B., Demir, A., 2008. Performance analysis of a heat exchanger having perforated square fins. **Applied Thermal Engineering**, **28**: 621-632.
33. Akansu, S.O., 2006. Heat transfers and pressure drops for porous-ring turbulators in a circular pipe, **Applied Energy**, **83**: 280-298.
34. Hejazi, V., Akhavan-Behabadi, M.A., Afshari, A., 2010. Experimental investigation of twisted tape inserts performance on condensation heat transfer enhancement and pressure drop. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, **37**: 1376-1387.
35. Genceli, O.F., 2002. Çözümlü Isı Taşınım Problemleri. Birsen Yayınevi, İstanbul.
36. Moody, L.F., 1944. Trans. ASME 66, 671.
37. Petukhov, B., S., Irvine, T., F., Harnett, J., P., 1970. Advances in Heat Transfer. Academic Press, New York.
38. Gnielinski, V., 1976. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, Int. Chem. Eng, 16: 359-368.
39. McAdams. W.H., 1954. Heat Transmission. McGraw-Hill.
40. Blasius, H., 1913. Das Ahnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten, Forsch. Arb. Ing.-Wes., No:131, Berlin.
41. Nikuradse J., 1932. Gesetzmaigkeiten der TurbulantenStrmung in GlattenRohren, Forsch. Arb.Ing.-Wes., No:356.
42. Ozceyhan, V., 2002. İçerisine Sekman Yerletirilmi Bir Boruda Akı ve Isı Transferinin Deneysel Olarak İncelenmesi. Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Aralık, 179 s.
43. Helali, A.B., 2011. Effects of water contamination on sub-cooled flow boiling heat transfer, **Energy Conversion and Management**, **52**: 2288-2295.

44. Satta, F., Simoni, D., Tanda, G., 2011. Experimental investigation of flow and heat transfer in a rectangular channel with 45° angled ribs on one/two walls. **Experimental Thermal and Fluid Science**, **37**: 46-56.

# ÖZGEÇMİŞ

## KİŞİSEL BİLGİLER

Adı, Soyadı: Halit BAŞ

Uyruğu: Türkiye (TC)

Doğum Tarihi ve Yeri: 6 Haziran 1986, Ankara

Medeni Durumu: Bekâr

Tel: +90 5358245176

email: hbas@erciyes.edu.tr

Yazışma Adresi: Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği

Bölümü 38039 Melikgazi/KAYSERİ

## EĞİTİM

Derece	Kurum	Mezuniyet Tarihi
Lisans	E.Ü. M.F. Makine Mühendisliği	2009
Lise	Nermin-Mehmet Çekiç Anadolu Lisesi	2004

## İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görev
2009- Halen	E.Ü. Makine Mühendisliği	Araştırma Görevlisi

## YABANCI DİL

İngilizce

## PROJELER

- Normal Araştırma Projesi (NAP), FBA-10-2967, Araştırmacı, Bir boru içerisinde cidardan ayırık olarak yerleştirilen şerit elemanların ısı transferi ve basınç düşümüne etkisinin araştırılması.
- TÜBİTAK, 107M508, Bursiyer, Bir Kanal İçerisine Farklı Yerleşim Düzenlerinde Yerleştirilen Üçgen Kesitli Küt Cisimlerin Akış Karakteristiklerinin Belirlenmesi ve Isı Transferi İyileştirmesinin Araştırılması.