

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÖNEL HELİSEL İÇ BORULU
ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE ISI TRANSFERİ
VE BASINÇ KAYBININ ANALİZİ**

Tarkan KOCA

Tez Yöneticisi
Yrd. Doç.Dr. Aydın ÇITLAK

DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ELAZIĞ, 2007

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÖNEL HELİSEL İÇ BORULU
ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE ISI TRANSFERİ
VE BASINÇ KAYBININ ANALİZİ**

Tarkan KOCA

Doktora Tezi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu tez, tarihinde aşağıda belirtilen jüri tarafından oybirliği /oyçokluğu ile başarılı / başarısız olarak değerlendirilmiştir.

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Aydın ÇITLAK

Üye: Prof. Dr. Yaşar BİÇER

Üye: Prof. Dr. Cengiz YILDIZ

Üye: Doç. Dr. Suat CANBAZOĞLU

Üye: Doç. Dr. Aydın DURMUŞ

Bu tezin kabulü, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun/...../..... tarih ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

TEŞEKKÜR

Bu uzun ve emekli doktora çalışması süresince maddi manevi varlıklarıyla bana güç verip, katkıda bulunan insanlara teşekkürü borç bilirim. Başta; tez danışmanlığımı yaparak tez konumun belirlenmesi ve yürütülmesinde yardımcı olan Yrd. Doç. Dr. Aydın ÇITLAK'a, tez izleme jürimde yer alan ve bana inanılmaz destekte bulunan Doç. Dr. Aydın DURMUŞ'a, Prof. Dr. Yaşar BİÇER'e, Prof. Dr. Cengiz YILDIZ'a teşekkür etmek istiyorum. Ayrıca tez çalışmam boyunca fikirlerine başvurduğum İnönü Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden Doç. Dr. Suat CANBAZOĞLU'na teşekkür ediyorum.

Deney setinin hazırlanmasında ve deney esnasında bana yardımcı olan mesai arkadaşlarım Alaaddin'e, Bekir'e Sait'e, Alper'e, Oktay'a, tekniker arkadaşlarım Mustafa, Cavit ve Bekir'e ve ayrıca bana her konuda destek olan Dursun ÖZGÜLER'e teşekkür ediyorum.

Eğitim hayatımın her noktasında bana inanılmaz destek olan anneme ve babama özellikle teşekkür etmek istiyorum. Doktora çalışmam boyunca tüm sıkıntılı anlarımda bana destek veren eşime yoğun doktora çalışmalarım nedeniyle çok fazla zaman ayıramadığım çocuklarım Gökçe ve Tuğçe'ye, ayrıca bana her konuda destek olan kardeşlerime ve aile bireylerine teşekkür ediyorum.

Tarkan KOCA

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	
İÇİNDEKİLER	I
ŞEKİLLER LİSTESİ	III
TABLOLAR LİSTESİ	VII
SİMGELER LİSTESİ	IX
ÖZET	XI
ABSTRACT	XII
1. GİRİŞ	1
2. ÇALIŞMANIN LİTERATÜRDEKİ YERİ	6
3. DENEY DÜZENEGİNDE KULLANILAN MATERYALLERİN TANITILMASI VE YAPILAN ÖLÇÜMLER	17
3.1. Deney Düzeneginin Tanıtılması	17
3.1.1. Dış Boru	18
3.1.2. İç Boru	19
3.1.3. Flanşlar	20
3.1.4. Salmastra Kutusu ve Salmastra	21
3.1.5. Oring	22
3.1.6. Kaplin	23
3.1.7. Yataklar	23
3.1.8. Elektrik Motoru	24
3.1.9. Hız Kontrol Ayar Cihazı (Varyatör)	24
3.1.10. Pompalar	25
3.1.11. Debi Ölçerler (Rotametre)	25
3.1.12. Vanalar	26
3.1.13. Su Boruları	26
3.1.14. Üniversal Girişli Gelişmiş Tarayıcı	26
3.1.15. Isıl Çiftler	27
3.1.16. Manometreler	28
3.1.17. Su depoları	28
3.1.18. Rezistanslar	29
3.2. Deneyde Yapılan Ölçümler	29
3.2.1. Debi Ölçümü	29
3.2.2. İç Boru Devir Ölçümü	30

3.2.3. Basınç Kaybı Ölçümü	30
3.2.4. Sıcaklık Ölçümü	31
3.3. Deneyin Yapılışı	32
4. DENEYSEL VERİLERİN HESAPLANMA YÖNTEMLERİ	34
4.1. Sıcak Suyun Aktığı İç Boru İçin Hesaplama Yöntemleri	34
4.2. Soğuk Suyun Aktığı Dış Boru ile İç Boru Arasındaki Halka Kesit İçin Hesaplama Yöntemleri	36
5. DENEYLERDE ELDE EDİLEN SONUÇLAR, GRAFİKLER VE AMPİRİK FORMÜLLER	38
5.1. Deneylerde Elde Edilen Sonuçlar	38
5.1.1. Düz Boru İçin Sonuçlar	38
5.1.2. İki Helisli Boru İçin Sonuçlar	38
5.1.3. Üç Helisli Boru İçin Sonuçlar	40
5.1.4. Dört Helisli Boru İçin Sonuçlar	41
5.1.5. Beş Helisli Boru İçin Sonuçlar	42
5.1.6. Farklı Tip Boruların Karşılaştırılması	43
5.1.7. Beş Helisli Borunun Düz Boru ile Karşılaştırılması	45
5.2. Deney Sonuçlarından Elde Edilen Grafikler	53
5.3. Elde Edilen Ampirik Formüller	104
5.3.1. Düz Boru İçin Ampirik Formüller	104
5.3.1.1. Nusselt Sayısı	104
5.3.1.2. Basınç Kayıpları	108
5.3.1.3. Etkinlik Değeri	109
5.3.2. İki Helisli ve Üç Helisli Boru İçin Ampirik Formüller	110
5.3.2.1. Nusselt Sayısı	110
5.3.2.2. Basınç Kayıpları	112
5.3.2.3. Etkinlik Değeri	116
5.3.3. Üç Helisli ve Beş Helisli Boru İçin Ampirik Formüller	116
5.3.3.1. Nusselt Sayısı	116
5.3.3.2. Basınç Kayıpları	118
5.3.3.3. Etkinlik Değeri	120
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	122
KAYNAKLAR	125
ÖZGEÇMİŞ	131

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 3.1. Deney setinin farklı bakış açılarına göre görüntüleri	19
Şekil 3.2. Deney setinde kullanılan dış boru	20
Şekil 3.3. Deney setinde kullanılan farklı tip iç borular	21
Şekil 3.4. Deney setinde kullanılan flanşlar	22
Şekil 3.5. Deney setinde kullanılan salmastra kutusu ve salmastra	23
Şekil 3.6. Deney setinde kullanılan oring ve yuvası	23
Şekil 3.7. Deney setinde kullanılan kaplin	24
Şekil 3.8. Deney setinde kullanılan yataklar	24
Şekil 3.9. Deney setinde kullanılan elektrik Motoru	25
Şekil 3.10. Deney setinde kullanılan hız kontrol cihazı	25
Şekil 3.11. Deney setinde kullanılan pompalar	26
Şekil 3.12. Deney setinde kullanılan debi ölçerler	27
Şekil 3.13. Deney setinde kullanılan üniversal girişli gelişmiş tarayıcı	28
Şekil 3.14. Deney setinde kullanılan ısıt çiftler ve bağlantı şekilleri	29
Şekil 3.15. Deney setinde kullanılan manometreler	29
Şekil 3.16. Deney setinde kullanılan geri dönüş ve besleme tankları	30
Şekil 3.17. Deney setinde kullanılan rezistanslar	30
Şekil 5.1. Düz boruda anular aralıkta $C=1$ için Nu-Re değişimi	54
Şekil 5.2. Düz boruda $C=1$ için Nu-Re değişimi	54
Şekil 5.3. Düz boruda anular aralıkta $C=0,75$ için Nu-Re değişimi	55
Şekil 5.4. Düz boruda $C=0,75$ için Nu-Re değişimi	55
Şekil 5.5. Düz boruda anular aralıkta $C=0,5$ için Nu-Re değişimi	56
Şekil 5.6. Düz boruda $C=0,5$ için Nu-Re değişimi	56
Şekil 5.7. Düz boruda anular aralıkta $C=0,25$ için Nu-Re değişimi	57
Şekil 5.8. Düz boruda $C=0,5$ için Nu-Re değişimi	57
Şekil 5.9. İki helisli boruda anular aralıkta $C=1$ için Nu-Re değişimi	58
Şekil 5.10. İki helisli boruda $C=1$ için Nu-Re değişimi	58
Şekil 5.11. İki helisli boruda anular aralıkta $C=0,75$ için Nu-Re değişimi	59
Şekil 5.12. İki helisli boruda $C=0,75$ için Nu-Re değişimi	59
Şekil 5.13. İki helisli boruda anular aralıkta $C=0,5$ için Nu-Re değişimi	60
Şekil 5.14. İki helisli boruda $C=0,5$ için Nu-Re değişimi	60
Şekil 5.15. İki helisli boruda anular aralıkta $C=0,25$ için Nu-Re değişimi	61
Şekil 5.16. İki helisli boruda $C=0,25$ için Nu-Re değişimi	61

Şekil 5.17. Üç helisli boruda anular aralıkta $C=1$ için Nu-Re değişimi	62
Şekil 5.18. Üç helisli boruda $C=1$ için Nu-Re değişimi	62
Şekil 5.19. Üç helisli boruda anular aralıkta $C=0,75$ için Nu-Re değişimi	63
Şekil 5.20. Üç helisli boruda $C=0,75$ için Nu-Re değişimi	63
Şekil 5.21. Üç helisli boruda anular aralıkta $C=0,5$ için Nu-Re değişimi	64
Şekil 5.22. Üç helisli boruda $C=0,5$ için Nu-Re değişimi	64
Şekil 5.23. Üç helisli boruda anular aralıkta $C=0,25$ için Nu-Re değişimi	65
Şekil 5.24. Üç helisli boruda $C=0,25$ için Nu-Re değişimi	65
Şekil 5.25. Dört helisli boruda anular aralıkta $C=1$ için Nu-Re değişimi	66
Şekil 5.26. Dört helisli boruda $C=1$ için Nu-Re değişimi	66
Şekil 5.27. Dört helisli boruda anular aralıkta $C=0,75$ için Nu-Re değişimi	67
Şekil 5.28. Dört helisli boruda $C=0,75$ için Nu-Re değişimi	67
Şekil 5.29. Dört helisli boruda anular aralıkta $C=0,5$ için Nu-Re değişimi	68
Şekil 5.30. Dört helisli boruda $C=0,5$ için Nu-Re değişimi	68
Şekil 5.31. Dört helisli boruda anular aralıkta $C=0,25$ için Nu-Re değişimi	69
Şekil 5.32. Dört helisli boruda $C=0,25$ için Nu-Re değişimi	69
Şekil 5.33. Beş helisli boruda anular aralıkta $C=1$ için Nu-Re değişimi	70
Şekil 5.34. Beş helisli boruda $C=1$ için Nu-Re değişimi	70
Şekil 5.35. Beş helisli boruda anular aralıkta $C=0,75$ için Nu-Re değişimi	71
Şekil 5.36. Beş helisli boruda $C=0,75$ için Nu-Re değişimi	71
Şekil 5.37. Beş helisli boruda anular aralıkta $C=0,5$ için Nu-Re değişimi	72
Şekil 5.38. Beş helisli boruda $C=0,5$ için Nu-Re değişimi	72
Şekil 5.39. Beş helisli boruda anular aralıkta $C=0,25$ için Nu-Re değişimi	73
Şekil 5.40. Beş helisli boruda $C=0,25$ için Nu-Re değişimi	73
Şekil 5.41. Düz boruda anular aralıkta $C=1$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	74
Şekil 5.42. Düz boruda $C=1$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	74
Şekil 5.43. Düz boruda anular aralıkta $C=0,75$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	75
Şekil 5.44. Düz boruda $C=0,75$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	75
Şekil 5.45. Düz boruda anular aralıkta $C=0,5$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	76
Şekil 5.46. Düz boruda $C=0,5$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	76
Şekil 5.47. Düz boruda anular aralıkta $C=0,25$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	77
Şekil 5.48. Düz boruda $C=0,25$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	77
Şekil 5.49. İki helisli boruda anular aralıkta $C=1$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	78
Şekil 5.50. İki helisli boruda $C=1$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	78

Şekil 5.51. İki helisli boruda anular aralıkta $C=0,75$ için	
Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	79
Şekil 5.52. İki helisli boruda $C=0,75$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	79
Şekil 5.53. İki helisli boruda anular aralıkta $C=0,5$ için	
Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	80
Şekil 5.54. İki helisli boruda $C=0,5$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	80
Şekil 5.55. İki helisli boruda anular aralıkta $C=0,25$ için	
Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	81
Şekil 5.56. İki helisli boruda $C=0,25$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	81
Şekil 5.57. Üç helisli boruda anular aralıkta $C=1$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	82
Şekil 5.58. Üç helisli boruda $C=1$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	82
Şekil 5.59. Üç helisli boruda anular aralıkta $C=0,75$ için	
Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	83
Şekil 5.60. Üç helisli boruda $C=0,75$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	83
Şekil 5.61. Üç helisli boruda anular aralıkta $C=0,5$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	84
Şekil 5.62. Üç helisli boruda $C=0,5$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	84
Şekil 5.63. Üç helisli boruda anular aralıkta $C=0,25$ için	
Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	85
Şekil 5.64. Üç helisli boruda $C=0,5$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	85
Şekil 5.65. Dört helisli boruda anular aralıkta $C=1$ için	
Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	86
Şekil 5.66. Dört helisli boruda $C=1$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	86
Şekil 5.67. Dört helisli boruda anular aralıkta $C=0,75$ için	
Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	87
Şekil 5.68. Dört helisli boruda $C=0,75$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	87
Şekil 5.69. Dört helisli boruda anular aralıkta $C=0,5$ için	
Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	88
Şekil 5.70. Dört helisli boruda $C=0,5$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	88
Şekil 5.71. Dört helisli boruda anular aralıkta $C=0,25$ için	
Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	89
Şekil 5.72. Dört helisli boruda $C=0,25$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	89
Şekil 5.73. Beş helisli boruda anular aralıkta $C=1$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	90
Şekil 5.74. Beş helisli boruda $C=1$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişim	90
Şekil 5.75. Beş helisli boruda anular aralıkta $C=0,75$ için	
Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	91

Şekil 5.76. Beş helisli boruda $C=0,75$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	91
Şekil 5.77. Beş helisli boruda anular aralıkta $C=0,5$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	92
Şekil 5.78. Beş helisli boruda $C=0,75$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	92
Şekil 5.79. Beş helisli boruda anular aralıkta $C=0,25$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	93
Şekil 5.80. Beş helisli boruda $C=0,25$ için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi	93
Şekil 5.81. Düz boruda $C=1$ için Etkinlik Değeri-Re değişimi	94
Şekil 5.82. Düz boruda $C=0,75$ için Etkinlik Değeri-Re değişimi	94
Şekil 5.83. Düz boruda $C=0,5$ için Etkinlik Değeri-Re değişimi	95
Şekil 5.84. Düz boruda $C=0,25$ için Etkinlik Değeri-Re değişimi	95
Şekil 5.85. İki helisli boruda $C=1$ için Etkinlik Değeri-Re değişimi	96
Şekil 5.86. İki helisli boruda $C=0,75$ için Etkinlik Değeri-Re değişimi	96
Şekil 5.87. İki helisli boruda $C=0,5$ için Etkinlik Değeri-Re değişimi	97
Şekil 5.88. İki helisli boruda $C=0,25$ için Etkinlik Değeri-Re değişimi	97
Şekil 5.89. Üç helisli boruda $C=1$ için Etkinlik Değeri-Re değişimi	98
Şekil 5.90. Üç helisli boruda $C=0,75$ için Etkinlik Değeri-Re değişimi	98
Şekil 5.91. Üç helisli boruda $C=0,5$ için Etkinlik Değeri-Re değişimi	99
Şekil 5.92. Üç helisli boruda $C=0,25$ için Etkinlik Değeri-Re değişimi	99
Şekil 5.93. Dört helisli boruda $C=1$ için Etkinlik Değeri-Re değişimi	100
Şekil 5.94. Dört helisli boruda $C=0,75$ için Etkinlik Değeri-Re değişimi	100
Şekil 5.95. Dört helisli boruda $C=0,5$ için Etkinlik Değeri-Re değişimi	101
Şekil 5.96. Dört helisli boruda $C=0,25$ için Etkinlik Değeri-Re değişimi	101
Şekil 5.97. Beş helisli boruda $C=1$ için Etkinlik Değeri-Re değişimi	102
Şekil 5.98. Beş helisli boruda $C=0,75$ için Etkinlik Değeri-Re değişimi	102
Şekil 5.99. Beş helisli boruda $C=0,5$ için Etkinlik Değeri-Re değişimi	103
Şekil 5.100. Beş helisli boruda $C=0,25$ için Etkinlik Değeri-Re değişimi	103
Şekil 5.101. Düz boruda $C=1$ için Net Isı Kazancı/Ek Basınç Kaybı-Re değişimi	104
Şekil 5.102. Beş helisli boruda $C=1$ için Net Isı Kazancı/Ek Basınç Kaybı-Re değişimi	104

TABLÖLAR

Tablo 5.1. Sıcak su için 0 dev/dak ile 750 dev/dak arasındaki artış miktarları ve yüzdesi	40
Tablo 5.2. Soğuk Su için 0 dev/dak ile 750 dev/dak arasındaki artış miktarları ve yüzdesi	40
Tablo 5.3. Sıcak Su için 0 dev/dak ile 500 dev/dak arasındaki artış miktarları ve yüzdesi	41
Tablo 5.4. Soğuk Su için 0 dev/dak ile 500 dev/dak arasındaki artış miktarları ve yüzdesi	41
Tablo 5.5. Sıcak su için 0 dev/dak ile 500 dev/dak arasındaki artış miktarları ve yüzdesi	42
Tablo 5.6. Soğuk su için 0 dev/dak ile 500 dev/dak arasındaki artış miktarları ve yüzdesi	42
Tablo 5.7. Sıcak su için 0 dev/dak ile 300 dev/dak arasındaki artış miktarları ve yüzdesi	43
Tablo 5.8. Soğuk su için 0 dev/dak ile 300 dev/dak arasındaki artış miktarları ve yüzdesi	43
Tablo 5.9. Sıcak su için 0 dev/dak ile 300 dev/dak arasındaki artış miktarları ve yüzdesi	44
Tablo 5.10. Soğuk su için 0 dev/dak ile 300 dev/dak arasındaki artış miktarları ve yüzdesi	44
Tablo 5.11. Sıcak suda beş helisli borunun diğer borulara oranla ısı transferi artış miktarları ve yüzdesi	45
Tablo 5.12. Soğuk suda beş helisli borunun diğer borulara oranla ısı transferi artış miktarları ve yüzdesi	45
Tablo 5.13. Sıcak suda beş helisli borunun diğer borulara oranla basınç kaybı artış miktarları ve yüzdesi	46
Tablo 5.14. Soğuk suda beş helisli borunun diğer borulara oranla basınç kaybı artış miktarları ve yüzdesi	46
Tablo 5.15. Beş helisli borunun düz boruya oranla ısı transferi ve basınç kaybı artış miktarları ve yüzdesi	47
Tablo 5.16. Sıcak su için farklı kapasite oranlarında, farklı devirlerde ortalama ısı transferi miktarları	48

Tablo 5.17. Soğuk su için farklı kapasite oranlarında, farklı devirlerde ortalama ısı transferi miktarları	49
Tablo 5.18. Sıcak su için farklı kapasite oranlarında, farklı devirlerde ortalama basınç kaybı miktarları	50
Tablo 5.19. Soğuk su için farklı kapasite oranlarında, farklı devirlerde ortalama basınç kaybı miktarları	51
Tablo 5.20. Sıcak su için farklı kapasite oranlarında, farklı devirlerde ortalama Reynolds sayısı	52
Tablo 5.21. Soğuk su için farklı kapasite oranlarında, farklı devirlerde ortalama Reynolds sayısı	53

SİMGELER LİSTESİ

A	: Kesit alanı
$A_{\text{yüzey}}$	: Yüzey alanı
C	: Kütleyle bağlı kapasite oranı
C_{max}	: Maksimum kapasite oranı
C_{pc}	: Soğuk suyun özgül ısısı
C_{ph}	: Sıcak suyun özgül ısısı
$d_{\text{dış}}$	: İç boru dış çapı
$d_{\text{iç}}$	: İç boru iç çapı
$d_{\text{eş}}$	: Eşdeğer çap
$D_{\text{eş}}$	: Eşdeğer çap
$D_{\text{dış}}$	: Dış boru dış çapı
$D_{\text{iç}}$	: Dış boru iç çapı
g	: Yerçekimi ivmesi
h	: Isı Taşınım Katsayısı
k	: Isı iletim Katsayısı
L	: Boru uzunluğu
$\dot{m}_h$	: Sıcak suyun kütleli debisi
$\dot{m}_c$	: Soğuk suyun kütleli debisi
Nu	: Nusselt sayısı
Pr	: Prandtl sayısı
T_{hg}	: Sıcak suyun giriş sıcaklığı
T_{hc}	: Sıcak suyun çıkış sıcaklığı
T_{cg}	: Soğuk suyun giriş sıcaklığı
T_{cc}	: Soğuk suyun çıkış sıcaklığı
T_{yg}	: Yüzey giriş sıcaklığı
T_{yc}	: Yüzey çıkış sıcaklığı
$\dot{Q}_h$	: Sıcak suyun aktardığı ısı miktarı
$\dot{Q}_c$	: Soğuk suyun aldığı ısı
$\dot{Q}_g$	: Transfer edilen gerçek ısı miktarı
$\dot{Q}_{\text{max}}$	: Transfer edilebilecek maksimum ısı miktarı
$\dot{Q}_n$	: Devire bağlı transfer edilen ısı miktarı
Re	: Reynolds Sayısı

U	:Islak çevre
$\dot{V}$	:Hacimsel debi
ΔH	:Manometrede okunan basınç farkı yüksekliği
$\Delta T_{\log}$	:Logaritmik sıcaklık farkı
ΔP	:Basınç farkı
ΔP_n	:Devire bağlı oluşan basınç farkı
ΔP_{atm}	: Atmosföre bağlı basınç farkı
α	:Isıl yayılım katsayısı
μ	:Dinamik vizkosite
ν	:Kinematik vizkosite
ρ	:Akışkanın yoğunluğu

ÖZET

Doktora Tezi

DÖNEL HELİSEL İÇ BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE ISI TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBININ ANALİZİ

Tarkan KOCA

Fırat Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

2007, Sayfa: 131

Bu çalışmada, helis sayısı farklı olan helisel borularda ısı transferini artırmak için, helisel boruların döndürülmesi deneysel olarak ele alınmıştır. Dönen helisel borulardaki ısı transferini ve oluşan basınç kayıplarını belirlemek için deney seti kurulmuştur. Isı transferi ve basınç kayıpları farklı kapasite oranlarında, farklı debilerde ve farklı dönme sayılarında hesaplanmıştır. Her tip boru için yapılan bu deneylerde akış türbülanslıdır. Hem iç boru için hem de iç boru ile dış boru arasındaki anular aralıklar için hesaplamalar yapılmıştır. Bütün deney sonuçları birbirleriyle karşılaştırılarak en iyi sonuç elde edilmeye çalışılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre Nusselt sayısı, basınç kaybı miktarı, ısı değiştirgecinin etkinlik değeri bulunmuş ve Reynolds sayısına göre grafikleri çizilmiştir. Ayrıca her tip boru için ampirik formüller elde edilmiştir.

Yapılan deney sonuçlarına göre en iyi ısı transferi beş helisli boruda ve bu boru 300 dev/dak hızla dönerken elde edilmiştir. Beş helisli boru dakikada 300 devirle dönerken dönmeyen düz boruya göre ısı transferi %211,63 basınç kaybı da 156,50 artmıştır. Helisel borularda ısı transferi düz boruya oranla daha iyi olmakta fakat hem dönmenin etkisiyle hem de heliselliğin etkisiyle basınç kayıplarında artışlar olmaktadır. Ancak bu kayıp ısı transferi kazancına göre önemsenecek miktardadır.

Anahtar Kelimeler: Isı transferi, ısı değiştirgeçleri, dönen helisel borular içerisindeki akış, türbülanslı akış, ikincil akışlar

ABSTRACT

PhD Thesis

ANALYSIS OF HEAT TRANSFER AND PRESSURE LOSS IN HEAT EXCHANGERS WITH BOTH HELICAL AND ROTATIONAL INNER PIPE

Tarkan KOCA

Fırat University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

2007, Page: 131

In this study, to increase heat transfer in helical pipes which have different number of helices, rotation of helical pipes was investigated experimentally. An experimental set up was established to determine heat transfer and pressure loss in rotational helical pipes. Heat transfer and pressure loss were calculated with different rates of capacity, different flow rates and different number of rotations. In these experiments, which were done for every kind of pipe, the flow was turbulent. The calculations were performed for both internal pipe and the annular spaces between internal pipe and external pipe. All experiment results were compared with each other to get the best results. Nusselt numbers, pressure losses and effectiveness values of exchangers were obtained depending on experimental results and the results were plotted according to various Reynolds numbers. Besides, empirical formulas were derived for every kind of pipe.

According to results of experiments, the best heat transfer was obtained in the pipe with five helices with rotating at 300 rpm. When the pipe with five helices was rotating with 300 rpm, heat transfer increased 211,63% and pressure loss increased 156,50% compared to straight pipe. Heat transfer is better in helical pipes compared to straight pipes, but pressure loss also increases with the effects of rotation and helices. However, this loss can be ignored due to the fact that it is very small compared to gaining of heat transfer.

Keywords: Heat transfer, heat exchangers, flow in rotational helical pipes, turbulent flow, secondary flows

1.GİRİŞ

Enerji, insanoğlunun yaşamını devam ettirebilmesi açısından yıllardır çok önemli bir etken olmuştur. Hızla artan nüfusun ve gelişen sanayinin enerji ihtiyaçları kısıtlı kaynaklarla karşılanamamaktadır. Enerji üretimi ve tüketimi arasındaki açık gün geçtikçe artmaktadır. Bugünün dünyasında gelişme ve güçlenme açısından en önemli stratejik unsur enerjidir. 1970’li yıllardan itibaren enerjinin verimli kullanılması üzerine bilim adamları önemli araştırmalar yapmışlardır. Bu çalışmalar sonucunda başlayan bilimsel ve teknolojik gelişmeler, üretim sürecindeki hızlı makineleşme, beraberinde enerji ihtiyacını da gündeme getirmiştir. Çalışmaların en temel amacı enerjiden en üst derecede yararlanmaktır. Yapılan çalışmalarda enerji dönüşüm hesapları da önemli yer tutmaktadır. Enerjinin yeterli, zamanında, kaliteli, ekonomik, güvenilir ve temiz olarak kullanıcılara sunumu günümüzde ülkelerin gelişmişlik düzeylerini belirleyen en önemli göstergelerden birisidir. Sanayinin olduğu kadar halkın günlük yaşantısının da en önemli girdilerinden olan enerjiye talep sürekli olarak artarken enerji kaynakları da hızlı bir şekil de tükenmektedir. Sürdürülebilir bir dengenin sağlanabilmesi için enerji kaynak çeşitliliğinin sağlanması ve konvansiyonel enerji kaynaklarının yanında, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanıma sunulması büyük önem kazanmıştır. Kaynakların en verimli, akılcı kullanımının bazı bilim dallarına konu olduğu günümüzde, sanayinin, ulaştırmanın ve toplumsal yaşantımızın itici gücü durumunda olan enerjiyi akılcı kullanmanın önemi de kendiliğinden ortaya çıkmaktadır. Bugün kullandığımız enerjinin önemli bir miktarı petrol, kömür, doğal gaz olup fosil yakıtlardan oluşmakta ve rezervlerinin sınırlı olması da enerjinin verimli ve tasarruflu kullanmasını gerektirmektedir. İnsanın doğası gereği daha iyisini istemesi, günümüzde yaşam standartlarının yükselmesi, rahat ve lüks yaşama isteği enerji tüketimini çok hızlı artırmaktadır. Ayrıca sanayileşmeye ve teknolojik gelişmelerde çok hızlı artmaktadır.

Bu durumda hem enerjiyi geri kazanma metotlarının geliştirilmesi hem de enerji tasarrufu büyük önem taşımaktadır. Enerji tasarrufu, enerji arzının azaltılması veya kısıtlanması şeklinde düşünülmemelidir. Enerji tasarrufu, 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 ki bu da yine enerji geri kazanım metotlarının geliştirilmesi ile mümkündür.

Ülkemizdeki enerji tüketimi gelişmiş ülkelere oranla oldukça düşüktür. Ancak gelişmekte olan bir ülke olduğundan enerji tüketimi de hızla artacaktır. Ülkemiz petrol, doğalgaz gibi fosil türevli yakıtlar açısından zengin kaynaklara sahip değildir.

Bu nedenlerden dolayı enerji üretim ve dönüşüm verimini artırmak bizim için çok önemlidir. Çalışmaların en temel amacı enerjiden maksimum şekilde yararlanmaktır. Günümüzde ısı transferinin artırılması ve buna bağlı olarak da enerjiden tasarruf edilmesi oldukça önem kazanmıştır.

Mühendislik uygulamalarının en önemli ve en çok karşılaşılan işlemlerinden birisi, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimidir. Isı değiştiricisi, fiziksel olarak birbirinden ayrılmış, en az iki akışkan arasında ısı iletimi sağlamak için tasarlanmış cihazdır. Enerjinin verimli ve tasarruflu kullanılması açısından da yoğun araştırmalar yapılmıştır ve yapılmaktadır. Isı transferi artırma konusunda başta ısı değiştirgeçleri uygulamaları olmak üzere son yıllarda önemli gelişmeler kaydedilmiştir. Sanayinin ve nakil araçlarının hemen hemen her dalında kullanılan ısı değiştirgeçlerinin boyutlarının minimize edilmesi, ekonomik olması ve enerji tasarrufunun en üst seviyede olması önem kazanmıştır.

Isı değiştirgeçleri pratikte termik santrallerde, kimya endüstrilerinde, ısıtma, iklimlendirme, soğutma tesisatlarında, taşıt araçlarında, elektronik cihazlarda, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında, ısı depolanması gibi birçok yerde bulunabilmektedir. Sanayinin neredeyse her dalında kullanılıyor olması da önemlidir. Özellikle atık enerjilerin ısı değiştirgeçleri yardımıyla faydalı ve kullanılabilir duruma getirilmesi kullanım alanını oldukça artırmaktadır.

Isı değiştirgeçleri değişik tiplerde olup; ısı transfer şekline, konstrüksiyonlarına, akışkan sayısına, akışkanların faz değişimlerine, akışkanın akış şekillerine, ısı transfer yüzey alanının ısı transfer hacmine oranına göre sınıflandırılabilirler. Ayrıca ısı değiştirgeçleri; reküperatif, rejeneratif ve karışımli olarak ta sınıflandırılabilirler. Reküperatif ısı değiştirgeçlerinde ısı değişimi sürekli ve akışkanlar belirlenen bölmelerden geçerlerken ısı transferi gerçekleşir. Aynı yönlü paralel akım, zıt yönlü paralel akım, çapraz akım ve karışım akım olarak dört farklı tipte imal edilebilirler. Rejeneratörlerde ise ısı alışverişi dolaylı olur yani rejeneratörlerin içinden geçen yüksek sıcaklıktaki gazlar duvarları ısıtır ve bu gaz kesilerek soğuk gaz ters yönden rejeneratörden geçirilir. Böylelikle ısı transferi gerçekleşir. Karışımli tip ısı değiştirgeçlerinde ise her iki akışkan karıştırılarak ısı transferi gerçekleştirilir. Ancak karışımli ısı değiştirgeçlerinde yoğunlukları farklı sıvılar kullanılmalıdır ve düşük yoğunluklu sıvı aşağıdan yukarıya, yüksek yoğunluklu sıvı ise yukarıdan aşağıya yer değiştirerek ısı transferi sağlanmalıdır.

Isı değiştirgeci kullanımında bazı hususlara dikkat etmek gerekir. Atık gaz kullanılan sistemlerde kullanılacak ısı değiştirgecinin etkinliği yüksek olmalıdır. Özellikle yüksek sıcaklığa sahip atık gazlar yardımıyla elde edilen kızgın buharın kullanılacağı sistemlerde buna dikkat edilmelidir.

Isı transferinin artırılması uygulamalarında akımın türbülanslı olması veya ısı transfer yüzeyinin artırılması maliyet açısından dikkate alınmalıdır. Isı transferindeki artış ile toplam maliyet arasındaki ilişki dikkatle incelenmelidir. Bu masrafları ısı değiştiricinin imalatı için kullanılan malzemeler ve kullanım sırasında bakım ve işletme masrafı ve enerji masrafı olarak üç kısımda inceleyebiliriz. Yani atık gazları kullanırken oluşabilecek diğer masraflar da göz önünde bulundurulmalıdır. Bir ısı değiştirgecinde en önemli amaç sıcak suyun çıkış sıcaklık değeri ile soğuk suyun çıkış sıcaklık değerinin birbirine çok yakın olmasıdır. Yapılan bütün çalışmalarda buna ulaşılmaya çalışılmıştır. Bu sıcaklıkları birbirine yaklaştırmaya çalıştıkça basınç kayıpları da artmaktadır. Basınç kayıplarının artması bize işletme masrafı olarak yansımakta ve maliyeti artırmaktadır. Özellikle ısı değiştirgeci imalatlarında buna çok dikkat etmek gerekir. Bunun için maliyet analizi yapmak da gerekir. Isı değiştirgeçlerinde türbülanslı akımda ısı transferi daha fazla olmaktadır. Laminer akıma oranla ısı transfer miktarının fazla olmasının nedeni laminer akımda akış katmanlar halinde, türbülanslı akımda ise partiküller halinde olmaktadır. Türbülans yüzeyi arttıkça ısı geçişi de oldukça fazla olmaktadır. Isı geçiş katsayısının artırılması ısı değiştirgeçlerinin boyutlarının küçültülmesini sağlayacaktır. Isı değiştirgeçlerinin boyutlarının küçültülmesi üretim masraflarını azaltacaktır.

Isı transferini iyileştirme teknikleri aktif ve pasif olmak üzere ikiye ayrılır. Isı transfer edilen akışkana ilave enerji verilerek ısı transferi artırılıyorsa bu yöntem aktif, ilave enerji vermeden ısı transferindeki iyileşmeyi sağlayan yönteme de pasif yöntem denir.

Aktif yöntemler, sistemde ilave enerjinin kullanıldığı yöntemlerdir. Mesela, yüzeyin döndürülmesi, cidardan açılan küçük deliklerden akışın emilmesi, akım ortamına ilave akışkanın basılması, akışın titreşiminin sağlanması, mekanik yardımcılarının kullanılması, akışın mekanik araçlar yardımıyla karıştırılması, yüzey titreşiminin oluşturulması ve elektrostatik alanların oluşturulması birer aktif yöntemdir.

Pasif yöntemde ilave enerjinin kullanılmadığı yöntemdir. Bu yönteme yüzey pürüzlüğünün artırılması, akış alanına ilave elemanların yerleştirilmesi, ısı geçiş yüzey alanının büyütülmesi, yüzeyin işlenerek kaplanması, yüzeyin değiştirilmesi gibi yöntemler örnek olarak verilebilir. Bu işlemlerdeki amaç ısı transfer yüzeyinin artırılması ile transfer edilecek ısı miktarını artırmaktır. Yüzeyleri; kanat, pervane gibi değişik şekillerde büyüterek ısı transferini artırmak bütün ısı değiştirgeçlerinde kullanılır.

Isı transfer yüzeyini artırma dışında akış türünü değiştirmek veya ikincil akışlar üretmek de pasif yöntemlerdendir. Bunları oluşturmak için boru içine yerleştirilen parçalar, helisel bükülmüş borular, girişe yerleştirilen girdap üreticileri, bükülmüş bant parçaları, vida tipi döndürme parçaları, yüzey gerilim aletleri, kaynama ve yoğunlaşma da sıvı akışını yönlendirmek için açılmış yüzeyler veya yönlendirici kanatlar kullanılır.

Isı transferini iyileştirme yöntemlerinin kullanılması ısı transferini artırırken basınç kaybı da artmaktadır. Basınç kayıplarının artması işletme maliyetini artıracığından dikkatle göz önünde bulundurulmalıdır. Yüksek performanslı ısı sistemler tasarlanırken, tasarım ve işletim basamaklarının düşük olması istenir.

Isı transferi araştırmasının önemli alanlarından birisi de borulardaki akış olayıdır. Akış tipinin dış veya iç akış oluşuna, akım alanının laminar veya türbülanslı olmasına, akışın akım yönünde gelişmekte veya tam gelişmiş olmasına ve sistemdeki ısı sınır koşullarına bağlı olarak ısı sistemlerdeki akım ve ısı geçiş karakteristiklerinin değişimleri belirlenebilir. Bu akım ve ısı geçiş karakteristikleri, kullanılan iyileştirme tekniğine göre, işletme veya tasarım parametrelerine bağlı olarak etkileşimleri ayrıca belirlenir. Isı geçiş yüzeyini artırmak için yapılan çalışmalarda, yüzeyde kanallar açılmakta, eğrisel yüzeyler oluşturulmakta, pürüz elemanları ve kanatçıklar kullanılmakta olup, daha etkili sonuçlar elde edebilmek için birden fazla iyileştirme tekniğinin kullanıldığı çalışmalarda yapılmıştır. Özellikle çok fazla kullanılan türbülatorler, ısı transfer alanını artırmaları, akışa rahatça yerleşip sınır tabakayı parçalayıp tekrar oluşmasını sağlamaları, akım yolunu uzatmaları, türbülans değerini artırmaları ve dönmeli ve ikincil akış oluşturmaları nedeniyle ısı transferini artırmaktadırlar. Sanayide kullanılan başlıca önemli enerji tasarrufları; yanma veriminin iyileştirilmesi, atık sudan ısı geri kazanımı, atık baca gazından ısı geri kazanımı, havadan havaya ısı geri kazanımı, kazan brülöründen ısı geri kazanımı, yalıtım ceketleri ile kazanım, flaş buhardan ısı geri kazanımı, soğutma kulelerinde enerji tasarrufudur. Özellikle endüstriyel tip kazanlarda ve kalorifer kazanlarında ısı transferinin, dolayısıyla kazan veriminin artırılması için türbülator (türbülans üretici) kullanımı oldukça yaygınlaşmıştır. Örneğin, spiral kanatçık kullanımıyla bir taraftan akım döndürülürken diğer taraftan da ısı geçiş yüzey alanı artırılırken, kanatçıkların geometrilerine ve tasarım parametrelerine göre akım alanı içerisindeki türbülans şiddetinin de artırılması söz konusudur. Akış ortamına bükülmüş şeritler, pervaneler, kanatçıklar, sarımlı teller yerleştirilerek oluşturulan dönmeli akışlar ısı transferini oldukça artırmaktadır. İki çeşit dönmeli akış mevcuttur. Bunlar boru boyunca dönmeli akış ve sadece boru girişinde olan dönmeli akıştır. Boru boyunca dönmeli akışta ısı transferi miktarı yüksek olup, basınç kayıpları da artmaktadır. Çünkü akışkan sürekli dönme etkisinde olup pompalama gücü oluşmaktadır. Sadece boru girişindeki dönmeli hareket ise ısı transferi biraz artmakta ancak basınç kayıpları ısı transferine oranla çok fazla değildir. Çünkü akışkana sadece girişte dönme etkisi verilip boru içerisinde serbest bırakılmaktadır.

Bu çalışmada iç içe iki borudan oluşan ısı değıştirmegeci kullanılmıştır. İç içe borulu ve iç borusu helisel ısı değıştiricisinde iç boru döndürölmüştür. Düz ve farklı helisel borular döndürölerek ısı transferi artırılmaya çalışılmıştır. İç boru içerisinde sıcak su, dış borudan ise soğuk su geçirilerek deneyler yapılmıştır. Döneren düz ve helisel borularda ısı transferi ve basınç kayıpları tespit edilmiştir. Beş çeşit iç boru kullanılmıştır. Bunlar düz boru, iki helisli boru, üç helisli boru, dört helisli boru ve beş helisli borudur. Dış boru sabit tutulup; iç boru önce dönmeden daha sonrada 100 devir/dak, 150 devir/dak, 200 devir/dak, 300 devir/dak, 400 devir/dak, 500 devir/dak 750 devir/dak ile dönerken deneyler yapılmıştır. Bütün bu deneyler ayrıca her boru için dört kapasite oranı ile yapılmıştır. Kapasiteler oranı, 1, 0,75, 0,50, 0,25 olarak alınmıştır.

Yapılan bu deneylerde helis sayısı arttıkça ısı transferinde artışlar olmuş ve helis sayısına göre değışik devir sayılarında artış en üst seviyede olmuştur. Ancak ısı transferindeki artış miktarına oranla basınç kaybı çok fazla olmamıştır.

Ayrıca bu çalışma Fırat Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (FÜBAP) tarafından 1294 numaralı proje olarak desteklenmiştir.

2. ÇALIŞMANIN LİTERATÜRDEKİ YERİ

Bu çalışmada, dış boru sabit alınıp, içteki boru beş farklı tipte alınarak deneyler yapılmıştır. İçteki boru önce düz boru alınarak yedi farklı devirde ölçümler yapılmıştır. Ayrıca bu işlemlerin hepsi diğer iç borular içinde uygulanmıştır. Düz boru dışında iki helisli, üç helisli, dört helisli ve beş helisli iç borular ile deneyler yapılmıştır. Isı geçişi, sanayide çok fazla alanda kullanıma sahip olduğundan dolayı, bu konuda akademik olarak da oldukça çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaların önemli bir kısmı da ısı geçişinin daha iyi olabilmesi için farklı sınır şartlarında yapılmış olmasıdır. Türbülantörler ve dönmeli akışlar literatürde geniş yer bulmaktadır.

Lozza ve Merlo [1], çeşitli kanatçık düzenlemeleri kullanarak, hava soğutmalı kondenserlerdeki ve sıvılı soğutuculardaki ısı transferini araştırmışlardır. 15 adet aynı tür boru fakat değişik kanatçık yüzey geometrisine sahip kanatçıklar kullanmışlardır. Kullanılan kanatçıkların ısı transferinde etkili olduğu gözlemlenmiştir.

K.Yakut ve B. Şahin [2], boru içerisindeki akışta, dairesel kesitli helisel yay kullanımının ısı geçişi üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Sonuçta tel sargıların Reynolds sayısının 13000'e kadar avantajlı olduğu belirlenmiştir.

Şara ve ark. [3], düz yüzeyli bir kanal içerisine dikdörtgen kesitli bloklar yerleştirerek, ısı transferini araştırmışlardır. Çalışmada, ısı transferinin bloklar arasındaki boşluğa, blokların pozisyonuna ve dizilişine göre artırabileceği veya azaltabileceği tespit edilmiştir. En iyi transfer artışı, blokların akışa paralel ve birbirlerine göre rastgele dizilişinde ortaya çıkmıştır.

Patankar [4], yaptığı çalışmada akış yönünde kesiti periyodik olarak değişen dikdörtgen kesitli kanallarda, tam gelişmiş akış şartlarında ısı transferini ve akışkan akışını incelemiştir. Hesaplamalar için öncelikle temel denklemler periyodik sınır şartları altında ayrıştırılarak sayısal olarak çözülmüştür. Burada hız bileşenlerinin akış alanının periyodik karakteri nedeniyle tüm kanaldaki akış analizinin tek bir modül ile incelenmesinin mümkün olduğu, termal sınır şartlarına bağlı olarak periyodik şartların farklılık gösterdiği belirlenmiştir. Üniform duvar sıcaklığında hız ve sıcaklık profillerinin modüllerde periyodik olarak değişmesi nedeniyle benzer olduğu tespit edilmiştir. Verilen bir duvar ısı akısında sıcaklık alanının periyodik olarak kendisini tekrarladığı tespit edilmiştir. Periyodik tam gelişmiş akış kavramı ve çözüm yöntemi ile bu tür ısı transfer mekanizmalarının ilk teorisini geliştirmiştir. Periyodik tam gelişmiş akıştaki Nusselt sayısının, düz kanal akışına göre çok yüksek olduğu ve Reynolds sayısının bir fonksiyonu olduğu tespit edilmiştir.

Lehman ve Wirtz [5], kanallar içine yerleştirilmiş blokları iki boyutlu ele alarak bloklara sahip kanallarda sürtünme katsayısını geometrik parametreleri değiştirerek incelemişlerdir. Yapılan çalışmada Reynolds sayısının 670 ile 3000 arasındaki değerlerinde akışın geçiş bölgesinde olduğunu tespit etmişlerdir. Akış alanı içine termal olarak aktif olan toplam 30 blok ve periyodik akış şartlarını elde etmek üzere akış yönünde 11 blok kullanmışlardır. Reynolds sayısı ve geometrik parametrelere bağlı olarak Nusselt sayısı için korelasyonlar elde etmişlerdir.

Sparrow [6], dikdörtken kesitli kanalların bir yüzeyine ısı yayan bloklar yerleştirilmesi durumu için ısı transferi ve basınç düşümünü 330×4 cm ebatında hava kanalı kullanılarak deneysel olarak incelemiştir. Isı üretimini bloklar içine rezistans yerleştirerek gerçekleştirmişlerdir. Değişik ebatlarda dikdörtgen ve silindirik bloklar kullanılarak blok sayısının azaltılması durumunda ısı transferi ve basınç düşümünün değişimini araştırmışlardır. Reynolds sayısının üç değişik değeri ($Re=1690, 2250$ ve 2625) için ortalama hız ve minimum akış alanında ölçümler yapmışlardır. Söz konusu çalışmada, genel olarak, düz kanala nazaran dikdörtgen blokların bulunması halinde Nusselt sayısının %40, silindirik blok halinde %28 civarında, blok sayısının azaltılması halinde ise %37 civarında arttığı tespit edilmiştir. Choi ve Ortega [7], tarafından sabit ısıtıcı elemanın monte edildiği kanalda karışık konveksiyonla ısı transferi incelenmiştir. Yalıtılmış yüzeye ısıtıcı eleman gömülmüş olup karşı yüzey sabit sıcaklıkta tutulmuştur. Kanal eğim açısının, Reynolds sayısının ve Grashof sayısının, Nusselt sayısına, maksimum ısıtıcı eleman sıcaklığına etkisi araştırılmıştır. Reynolds sayısı arttıkça, kanal eğim açısının, Nusselt sayısı ve maksimum ısıtıcı eleman sıcaklığı üzerinde etkisinin azaldığı ve yok olduğu bulunmuştur. Düşük Reynolds sayılarında ve yüksek Grashof sayılarında ters akışlar oluştuğu ve Nusselt sayısının ise arttığı gözlenmiştir. Isı transferinde en iyi performans kanalın dikey olması durumunda elde edilmiştir.

Kelkar ve Patankar [8], kanatçıklı kanallarda akış ve ısı transferini akışkan özelliklerini sabit ve akışı iki boyutlu ele alarak incelemişlerdir. Bu çalışmada, paralel iki levha kullanılmış ve paralel levha yüzeylerine kanatçıklar yerleştirilerek akış simüle edilerek çözülmüştür. Levha yüzeyleri sabit sıcaklıkta tutulmuştur.. Yapılan çalışma sonucunda belirli bir mesafeden sonra, akış ve sıcaklık alanlarının periyodik olarak tekrar ettiği tespit edilmiştir. Hesaplamalar farklı geometrik parametrelerde Reynolds sayısı, Prandtl sayısı, kanatçık iletkenliği vb. değiştirilerek incelenmiştir. Levha yüzeylerine kanatçıklar yerleştirildiğinde akışkan daha fazla yüzey ile temas ettiğinden ve karışarak hareket ettiğinden dolayı ısı transferinin arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca; basınç düşümündeki artışın ısı transferinin artmasına yardımcı olduğu bulunmuştur.

Vogel ve Eaton [9], kademeli kanalda; duvar kenarlarında ayrılan sınır tabakalarında ve arka basamakta kombine ısı transferi ve akış ölçümlerini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada; yüzeylerde sabit ısı akısı kabulü yapılarak Reynolds sayısı ile sınır tabakası kalınlığının fonksiyonu olarak Stanton sayısı ve yüzey sürtünme katsayısı profilleri elde edilmiştir. Yüzey sürtünmesi sıcaklık profilleri duvar yakınlarında ısı transferini kontrol eden faktörler olarak ele alınmıştır. Bunun yanında sürtünme katsayısının, tekrar kavuşma noktası yakınlarındaki ısı transferini kontrol eden mekanizma olduğu, Stanton sayısı ve sürtünme katsayısının basamak öncesinde düşük basamakta yüksek, basamaktan sonra tekrar düşmeye başladığı tespit edilmiştir. Hız profili gradyanlarının basamak bölgesinde yüksek, basamak bölgesi dışında düşük olduğu, sıcaklıkların ise zeminde maksimum olduğu, kanal üst kısımlarına doğru azaldığı tespit edilmiştir.

Kennedy ve Zebib [10], yatay kanalların üst ve alt levhasına yerleştirilen ısıtıcı elemanların akışkan sıcaklığı üzerine etkisini incelemişlerdir. Isıtıcı elemanların üst levhaya yerleştirilmesi durumunda maksimum ısıtıcı eleman sıcaklığının, alt levhaya yerleştirilmesi durumunu iki katına kadar çıkabildiğini belirlemişlerdir.

Papanicolau ve Jaluria [11], bir veya daha fazla ısıtıcı eleman yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kapalı hacimlerdeki ısı transferini eşlenik karışık konveksiyon ile incelemişlerdir. Isıtıcı elemanların dikey duvara yerleştirilmesinin ısıtıcı elemanların soğutulması açısından daha olumlu sonuç verdiğini gözlemlemişlerdir.

Bayazıtoglu ve Davalath [12], birbirine paralel olarak yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli bloklar bulunan iki boyutlu bir kanalda zorlanmış konveksiyonlu akış ile kontrol hacmi yöntemi ve SIMPLE algoritmasını kullanarak akış ve ısı transferinin sayısal analizini yapmışlardır. Bu analizler yapılırken sıkıştırılamayan akış için eliptik formdaki Navier-Stokes denklemleri kullanılmıştır. Laminer gelişmekte olan akış için kanal boyunca sıcaklık, akım çizgileri, Nusselt sayısı dağılımları verilmiş, Reynolds sayısı, blok yüksekliği, bloklar arası mesafe vb. parametrelerin söz konusu parametreler üzerindeki etkileri araştırılmıştır.

Kim ve Anand [13], yüzeyinde bloklara sahip kanallarda tam gelişmiş laminar akışı sayısal olarak incelemişlerdir. Hesaplar akış ve geometrik parametreler değiştirilerek tekrarlanmıştır. Isı transferinin blokların akışla temasta olan yüzeylerinde gerçekleştiği ortalama Nusselt sayısı ve termal direncin Reynolds sayısı, blok yüksekliği, zemin et kalınlığı, zemin iletkenliği vb. parametrelere bağlı olduğu tespit edilmiştir.

Kim ve Anand [14], elektronik elemanları temsil eden içinde ısı üretilen bloklara sahip kanallarda ısı transferini ve sürtünme katsayısının değişimini sayısal olarak incelemişlerdir. Blokların periyodik yerleşimleri nedeniyle hesap bölgesindeki akışın belirli bir kesitten sonra, periyodik olarak tam gelişmiş olduğu belirlenmiştir.

Hesaplar Reynolds sayısının 5000 ile 40000 değerleri arasında yapılmıştır. Kanaldaki toplam termal direncin azaldığı tespit edilmiştir ve sonuçta termal direnç ve sürtünme katsayısı için kolerasyonlar verilmiştir. Ayrıca kanaldaki blokların, blok kenarlarındaki ve üstündeki kinetik enerjiyi artırdığı, kinetik enerjiyi artıran etkenlerin de sürtünme katsayısını artırdığı bulunmuştur. Kanal yüksekliği azaldıkça ve bloklar arası mesafe arttıkça Reynolds sayısının artışı ile termal performansın iyileştiği tespit edilmiştir.

Türkoğlu ve Yücel [15], bir yüzeyine ısıtıcı eleman yerleştirilmiş dikey bir kanalda karışık konveksiyonla ısı transferi ve akışkan akışını incelemişlerdir. Reynolds sayısının, Grashof sayısının, ısıtıcı elemanın konumunun ve kanal genişliğinin ortalama Nusselt sayısına ve maksimum ısıtıcı eleman sıcaklığına etkileri araştırılmıştır. Dar kanallarda, yüksek Reynolds sayılarında daha etkin soğutma sağlanabildiği gözlemlenmiştir. Isıtıcı elemanın konumunun ise ısı transferi üzerinde önemli bir rolü olmadığı tespit etmişlerdir.

Hwang ve Liou [16], düşük yükseklik/genişlik oranlı kanalda karşılıklı iki yüzeyi oluklu çıkıntılarla pürüzlendirilmiş kanallarda ısı transferi ve sürtünmeyi deneysel olarak incelemişler ve tam gelişmiş kanal akışı için ortalama Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı, ısı transferi için ölçümler yapmışlardır. Sıcaklık lmleri lazer holografik interferometre tekniği ve termokupullar ile yapılmıştır. Akıştaki tekrar karışım uzunluğu için akış izleme teknikleri kullanılmıştır. İncelemeler, Reynolds sayısının 5×10^3 ile $5,4 \times 10^7$ değerleri arasında yapılmıştır. Türbülanslı akışta yerel Nusselt sayısı dağılımının türbülans kinetik enerjisine bağlı olduğu, kanatçıkların bulunduğu kanallardaki ısı transferinin bloksuz kanallara göre daha fazla olduğu, sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile azaldığı, Nusselt sayısının kanal girişinde arttığı, sonra bir miktar azaldığı, daha sonra sabit kaldığı tespit edilmiştir.

Molki ve ark. [17], yüzeyinde dikdörtgen kesitli bloklar bulunan bir kanalda giriş bölgesinde laminar, gelişmekte olan akışta, konveksiyonla olan ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Kanalın alt yüzeyine bakır bloklar yerleştirerek, bunları elektrik enerjisi kullanarak alttan film tabakası şeklindeki ısıtıcılarla ısıtmış; elektrik giriş gücü, sıcaklık, basınç, akış hızı gibi çeşitli parametrelerin ölçülmesi sonucu Nusselt sayısı için kolerasyonlar elde etmişlerdir. Burada, kanalın giriş bölgesinde Nusselt sayısının yüksek olduğu, ani bir düşüşten sonra yaklaşık sabit kaldığı ve ayrıca ısı transferinin Reynolds sayısı, blok ve kanalın geometrik özelliklerine bağlı olduğu tespit edilmiştir.

Incropera ve ark. [18], Dikdörtgen kesitli bir kanalın bir duvarına sık kanatçıklı elemanlar yerleştirilmiş ve FC-77 dielektrik sıvı ile doldurulmuş bir boşluktaki tek fazlı doğal konveksiyonla ısı transferini incelemişler ve çalışma neticesinde ısı transferinin kanatçıklar dolayısıyla arttığı tespit edilmiştir.

Tanda [19], dikey kanallarda doğal konveksiyonla ısı transferini kanatçıksız ve bir yüzeyine kanatçıklar yerleştirilerek deneysel olarak incelemişlerdir. Her iki çalışmada da yapılan deney koşulları altında, kanatçık yerleştirilmiş kanallarda, ısı transfer performansının azaldığı gözlemlenmiştir.

Türkoğlu ve Yücel [20], tarafından soğuk dikey duvarın üzerine kanatçıklar yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kapalı hacimlerde akışkan akışı ve ısı transferi incelenmiştir. Alt ve üst yüzeyi yalıtılmış olup diğer dikey yüzey yüksek sıcaklıkta tutulmuştur. Rayleigh sayısının, kanatçık sayısının ve kanatçık uzunluğunun, ortalama Nusselt sayısına etkisi araştırılmıştır. Düşük Rayleigh sayılarında, kanatçık sayısı ve kanatçık uzunluğu arttıkça, ısı transferinin arttığı görülmüştür. Yüksek Rayleigh sayılarında konveksiyonla ısı transferinin etkin olduğu, kanatçık sayısı ve kanatçık uzunluğunun seçimine bağlı olarak ısı transferi miktarının azaldığı ve arttığı görülmüştür.

Yücel ve ark. [21], tarafından kanallara birden fazla ısıtıcı eleman eşit aralıklarla yalıtılmış yüzeye gömülmüş ve laminar akışta karışık konveksiyonla ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Kanalin diğer yüzeyi sabit sıcaklıkta tutulmuştur. Farklı ısıtıcı eleman uzunlukları, kanal genişlikleri, kanal eğim açıları, Reynolds sayıları ve Rayleigh sayıları için Nusselt sayısının ve ısıtıcı eleman sıcaklığının değişimi araştırılmıştır. Rayleigh sayısı arttıkça ve Reynolds sayısı azaldıkça ısı transferinde doğal konveksiyonun etkinliğinin artmakta olduğu görülmüştür. Kanal genişliği sabit tutulup, ısıtıcı eleman uzunlukları arttırıldıkça, ortalama Nusselt sayısının önce artmakta ve belirli bir maksimumdan geçtikten sonra azalmakta olduğu gözlemlenmiştir. Isıtıcı eleman uzunlukları sabit tutulup, kanal genişliği arttırıldıkça ise ortalama Nusselt sayısının önce azaldığı sonra arttığı bulunmuştur.

Berner ve ark. [22], iki boyutlu duvarlarında saptırılmış kanatçıklar bulunan kanallardaki akış ve ısı transferini akışkan maddesi su olan problemi lazer-doppler tekniği ile deneysel olarak incelemiştir. Çalışmasında Reynolds sayısını 600 ile 10500 arasında seçmiş, Reynolds sayısı 600 için görüntüler almıştır. Kanalin her iki yüzeyinde bulunan kanatçıklar nedeniyle hız profillerinin eksene göre salınım yaptığı ve ısı transferinin önemli ölçüde arttığı tespit edilmiştir.

Webb ve Ramadhyani [23], kanal içerisine yerleştirilmiş karşılıklı çapraz kanatçıkların laminar akış şartlarındaki karakteristiklerini nümerik olarak 26×26 hücre sisteminin katı yüzeylere doğru sıklaştırılması ile incelemişlerdir. Kanalin iki yüzeyine de uniform ısı akısı sınır şartı uygulanmış, akışkan özellikleri sabit ve akışın tam gelişmiş şartlarda kanatçıkların bulunduğu bölgeye girmesi sağlanmıştır. Akışın tam gelişmiş şartlarda farklı Reynolds, Prandtl sayılarında ve farklı kanat geometrilerinde tekrarlanmıştır.

Kanal geometrisinin büyük olması ve akış hızının düşük olması nedeni ile laminar akış şartları oluşmakta ve bundan dolayı ısı transfer katsayısı da düşük değerlerde olmakta dolayısıyla kanal içine yerleştirilen kanatçıkların, kanatçıksız düz kanala oranla ısı transferinde artış olduğu görülmüştür.

Chin ve ark. [24], üzerine kanatçıklar yerleştirilen iki paralel levha içinde akış ve ısı transferi iki boyutlu zorlanmış akış şartlarında incelemiştir. Çalışmada, Reynolds sayısı, kanatçık geometrisi değiştirilerek incelemeler yapılmış, problem nümerik olarak çözülmüş ve kanatçıkların geometrileri büyüdükçe ısı transferinin arttığı gözlemlenmiştir.

Demartini ve ark. [25], içerisinde çapraz kanatçıklar bulunan dikdörtgen kesitli kanalda türbülanslı akış ve ısı transferini deneysel ve nümerik olarak incelemiştir. Nümerik çalışma sayısal akışkanlar dinamiği programı FLUENT kullanılarak yapılmıştır. Yapılan çalışmada, kanallar içine yerleştirilen kanatçıkların ısı transferini arttırdığı tespit edilmiştir.

Bazdidi ve Naderi [26], üzerine kanatçıklar yerleştirilmiş paralel iki levhadan oluşan kanalın giriş bölgesindeki ısı transferini laminar akış şartlarında nümerik olarak incelenmiştir. Problem sonlu hacimler metodu ve Simple algoritması kullanılarak çözülmüştür. Kanal alt, üst duvar sıcaklığı ve akışkan özellikleri sabit alınmıştır. Hesaplamalar Prandtl sayısı 0.7 ve blokaj oranı 0.1, 0.2 ve 0.3 olacak şekilde Reynolds sayısının 100 ile 500 değerleri arasında tekrarlanmıştır. Artan blokaj oranlarında yerel Nusselt sayısının azaldığı, kanat aralıklarının artması ile yerel Nusselt sayısının arttığı ve sürtünme faktörünün azaldığı tespit edilmiştir.

Hong ve Hsieh [27], ısı transferi ve sürtünme faktörü değerlerini üzerine kanatçıklar yerleştirilmiş kanallarda incelemiştir. Isı transferi katsayısı ve sürtünme faktörü termal olarak gelişmekte olan ve hidrodinamik açıdan tam gelişmiş akış şartları sağlanarak kare ve dikdörtgen kesitli kanallarda kanal uzunluğu ve hidrolik çap oranının 13.5 ile 18 aralığında değiştirilmesi ile hesaplanmıştır. Problem iki boyutlu ve türbülanslı akış şartlarında çözülmüştür. Kare ve dikdörtgen kesitli kanallarda yüzeye kanatçık yerleştirilmesi ile ısı transferinin ve sürtünme faktörünün arttığı tespit edilmiştir. Problem deneysel olarak da çözülmüştür.

Santos ve Lemos [28], paralel levha kanal üzerine katı ve gözenekli kanatçıklar yerleştirilerek laminar akış ve ısı transferini incelemiştir. Problem nümerik olarak kontrol hacim yöntemi ve Simple algoritması kullanılarak ayrılaştırılmıştır. Nümerik olarak çözülen problem neticesinde sürtünme faktörü (f) ve Nusselt sayısı (Nu) değerleri elde edilmiştir. Sonuç olarak gözenekli kanatçıklı ve kanatçıksız kanallar arasındaki performans farkının %5'den az olduğu tespit edilmiş ve bu durumun avantajlı olmadığı belirtilmiştir.

Armaly ve ark. [29], kademeli kanalları termal ve hidrodinamik açıdan deneysel ve teorik olarak Reynolds sayısının 70 ile 8000 değerleri arasında akışı laminar bölge, geçiş bölgesi ve türbülanslı bölge olarak iki boyutlu problem geometrisinde incelemişlerdir. Akışkan olarak hava kullanılmıştır. Yapılan çalışma neticesinde nümerik ve deneysel sonuçların birbirine yakın olduğu görülmüştür.

Wang ve ark. [30], kanatçıklı kanallarda akış kararsız rejimde (zamana bağımlı) termal ve hidrodinamik açıdan incelemişlerdir. Sonuçlar Reynolds sayısının 500'e kadar olan değerlerinde incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, endüstriyel kompakt ısı değiştirgeçlerinin dizaynında kanallara kanatçık uygulamasının performans artırıcı bir unsur olduğu tespit edilmiştir.

Yuan ve ark.[31], paralel iki levha arasındaki laminar akışı, zorlanmış konveksiyon şartlarında incelemişlerdir. Levha yüzeylerine dairesel kesitli çubuklar yerleştirmişlerdir. Çalışma nümerik bir çalışma olup iki boyutlu, hidrodinamik ve termal açıdan gelişmekte olan akış şartlarında çözülmüştür. Sonuçlar Reynolds sayısının 50 ile 700 değerleri arasında, Prandtl sayısı 0.71 alınarak tekrarlanmıştır.

Avval ve Damangir [32], mevcut tüm gövde-boru ısı değiştiricileri için conta parçası miktarı ve optimum şaşırtma levhası aralığını hesaplamada kullanılan bir optimizasyon programı sunmuşlardır. Esasen şaşırtma levhaları, borular üzerinde zıt akış yapan gövde-boru tipi ısı değiştiricilerinde ısı transfer performansını arttırmak için kullanılırlar.

Buzek ve Podkanski [33], ısı değiştiricileri uygulamasının toplam maliyetlerinin küçültülmesini incelediler. Gövde-boru ısı değiştiricileri kimyasal süreçlerde genellikle tüm sistemin maliyetine karar veren ısı transfer maliyetleri ve aşırı sıklıkla kullanılan cihazlar arasındadır.

Li ve Kotte [34], boruların şaşırtma levhalarını tamamen doldurduğu tipteki gövde-boru ısı değiştiricileri gövde tarafı basınç düşümü ve yerel ısı transferini farklı şaşırtma levhası boşlukları için araştırmışlardır. Tam gelişmiş bir şaşırtma levhası bölmesindeki her bir boru yüzeyi üzerinde yerel ısı transfer katsayılarının dağılımlarına kütle transfer ölçümlerinin ortalaması ile karar verilmiş ve modellenmiştir.

Smithberg ve Landis [35], boru içerisine yerleştirilmiş bükülmüş tip dönme üreticilerinin cebri konveksiyon halinde iken kullanılması ile ısı transferini ve sürtünme kayıplarını araştırmışlardır. Araştırmacılar izotermal ve cebri konveksiyon şartlarında hava ve su için ayrı ayrı deneyler yapmışlardır. Araştırmacılar hız alanının helisel olduğunu ve akışın çekirdeğinde girdap oluştuğunu tespit etmişlerdir.

Migay ve Golubev [36], boru içerisinde dönmeli akış üreticileri bulunması ve giriş akışının türbülanslı olması durumunda ısı transferini ve sürtünme kayıplarını araştırmışlardır. Araştırmacılara göre dönmeli akışlarda ısı transferi artar, fakat sürtünme katsayısı ısı transferinden daha fazla artar.

Junghan ve ark. [37], enerji tasarrufu sağlama amacıyla boru içerisine yerleştirilen türbülatorlerle deneyler yapmışlardır. Araştırmacıların deneylerine göre fosil kökenli yakıt kullanılan kazanlarda ilave bir işletme masrafı yapmadan duman borusu içerisine yerleştirilen türbülatorler vasıtası ile suya geçen ısıнын arttığı gözlenmiştir.

Kuzay ve Scoti [38], geniş boşluklu silindirik bir aralıkta, hem dönen iç silindir hem de duran iç silindir durumunda, türbülanslı ısı transferi için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Araştırmacılar, dönen durumlarda ve dönmesiz durumlarda bulunan Nusselt sayıları arasında bağıntılar geliştirmişlerdir. Araştırmacılar, adyabatik iç silindiri döndürürken, duran dış silindiri üniform ısı akısı altında ısıtarak, deneyler yapmışlar ve şu sonuca varmışlardır: Silindirik aralık akışında, silindirin dönmesi türbülanslı akıştaki sıcaklık alanı üzerinde önemli etkiler meydana getirmektedir. Bu etkilerin gözlenmesi ve ölçülmesi, dönme oranı değerinin birden büyük olduğu zaman daha kolaydır. Araştırmacılara göre; tam gelişmiş türbülanslı akışta artan Reynolds sayısı ve artan devir sayısına bağlı olarak Nusselt sayısı da artmaktadır.

Becker ve Kaye [39], halka aralıkta değişik akış rejimleri tespit etmişler ve bu rejimlerin kararlılık sınırlarını, döner Taylor sayılarının bir fonksiyonu olarak tayin etmeye çalışmışlardır. Araştırmacılar, yaptıkları çalışmalarda dönen iç silindir ihtiva eden silindirik halka aralıkta, akışın kararsızlığına, radyal sıcaklık gradyanının etkisini araştırmışlardır. Araştırmacılara göre; düşük dönme hızlarında, laminar Couette akışı elde edilir. Eğer dönme hızı arttırılırsa kritik hıza erişilir. Bu hızda laminar akış kesintiye uğrar, fakat türbülanslı akıştaki karakteristik keyfi hareket yerine, birbirine zıt yönde dönen toroidal vorteks çiftleri şeklinde kararlı bir ikincil akış ortaya çıkar.

Zaherzades ve Jagadish [40], dönmeli akış üreticisi olarak eksenini etrafında dönen palet karıştırıcılar kullanmışlardır. Araştırmacılar, iki disk arasına düz paletler yerleştirerek elde ettikleri çark şeklindeki dönmeli akış üreticilerini boru girişine yerleştirmişlerdir. Deney sonuçlarından dönmeli akış üreticisinin kullanılması ile ısı transferinin % 80 civarında arttığı belirlenmiştir.

Durmuş [41], yaptığı araştırmada boru girişinde dönmeli akış oluşturan kanallar yardımı ile boru içindeki akışkana dönme etkisi vermiş ve bu dönme etkisi ısı transferinde artışa sebep olmuş ancak basınç kayıpları artmıştır.

Durmuş [42], yüksek lisans çalışmasında boru girişindeki salyongoz tip dönmeli akış üreticisiyle türbülanslı akışta deneyler yapmıştır. Dönme etkisi sadece boru girişinde verildiğinden dolayı, akışkan boru içerisinde ilerledikçe basınç kayıplarının aşırı artması engellenmiştir. Isı transferindeki artış miktarı deneysel olarak belirlenmiştir.

Karabay ve Ayhan [43], yaptıkları deneylerde silindirik borular içerisine yerleştirdikleri konik halka yüzey elamanlarının ısı transferine etkilerini araştırmışlar ve ısı transferinin % 80 civarında arttığını tespit etmişlerdir. Bu çalışmada basınç kayıplarının da arttığı gözlemlenmiştir.

Arıcı ve Ayhan [44], yaptıkları çalışmada içten yapay dirençli borularda akış ve ısı transferinin nasıl değiştiğini araştırmışlardır. Direnç olarak helisel yay seçilmiştir ve kullandıkları yöntem sınır tabakanın sürekli yenilenmesi yöntemidir. Deneyler türbülanslı akışta yapılmış ve değişik helisel yaylar kullanılmıştır. Çalışma sonucunda ısı transfer katsayısı % 60–400 oranında artmış ancak basınç kaybı ise 20 kat civarında artmıştır.

Çulcu [45], yüksek lisans çalışmasında boru içerisine parçalı konik halka yüzeyli türbülatorler yerleştirmiş ve ısı transferinin arttığı ancak basınç kayıplarının da arttığını belirlemiştir.

Weigand ve Beer [46], yaptıkları çalışmalarda türbülanslı ve hidrodinamik olarak tam gelişmiş akışta eksen etrafında dönen boruda ısı transferini incelemiş ve dönme hızının Nusselt sayısını arttırdığını belirlemiştir.

Alfigri ve ark. [47], dairesel bir boruda sönmüş türbülanslı akıştaki ısı transferini incelemişler ve farklı tiplerdeki dönmeli akış üreticilerinde ısı transferi katsayılarının belirlenmesi için ampirik formüller üretmişlerdir.

Yıldız [48], yaptığı çalışmada döner tip ısı değiştiricisindeki ısı transferi ve basınç kayıplarını araştırmıştır. Dönel tip ısı değiştiricisi olarak farklı karakteristikteki dört tip ısı değiştiricisini incelemiştir. İç içe iki boru denemiş ve soğuk akışkan iç borudan sıcak akışkan ise dış borudan akmıştır. Sonuç olarak ısı transferinin iyileştiği belirlenmiştir.

E.Kavak, Y.Biçer, C.Yıldız [49], yaptıkları çalışmada, iç içe borulu ısı değiştirgeçlerinde iç borunun giriş bölümüne dairesel delikli tip dönel akış üreticisi (swirling elamanı) yerleştirerek, bu elamanların ısı transferine ve basınca etkisini deneysel olarak incelemiştir. Deney sonuçlarında ısı transferinin iyileştiği ve az miktarda basınç düşüşünün olduğu gözlemlenmiştir.

Y.Biçer, C.Yıldız [50], yaptıkları çalışmada, pasif yöntem ile iç içe borulu ısı değiştirgeçlerinde ısı transferinin artırılması için iç boru içerisine yerleştirilen ve bir tür türbülator olarak kabul edilen pervanelerin ısı transferine ve basınca etkisi incelemiştir.

Deney sonuçlarında ısı transferinin iyileştiği ve basınç düşüşünün ise ısı transferindeki artışa nazaran daha az olduğu tespit edilmiştir.

E.Kavak, Y.Biçer, C.Yıldız [51], yaptıkları çalışmada, iç içe borulu ısı değiştirgeçlerinde iç borunun içerisine rüzgârgülü şeklinde pervaneler takılarak, bu pervanelerin ısı transferine ve basınca etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Deney sonuçlarında ısı transferinin iyileştiği ve basınç kayıplarının Reynolds sayısına ve pervane sayılarına bağlı olarak boş borunun yaklaşık üç katına kadar arttığı belirlenmiştir.

Y.Biçer, C.Yıldız, D.Pehlivan [52], yaptıkları çalışmada iç içe borulu ısı değiştirgeçlerinde iç boru içerisinden geçen akışkanın tesiriyle serbest olarak dönebilen pervanelerin ısı transferine ve basınca etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler Reynolds sayısının 2500–15000 değerleri ve belli sayıdaki pervaneler için yapılmıştır. Sonuçta pervaneli sistemde ısı transferinin boş boruya oranla %250 ye kadar daha iyi olduğunu belirlemişlerdir.

Y.Biçer, C.Yıldız, D.Pehlivan [53], yaptıkları çalışmada, iç içe borulu ısı değiştirgeçlerinde ısı transferinin artırılması için iç boru içerisine yerleştirilen kıvrılmış ince şerit halindeki metalin ısı transferine ve basınca etkisi incelemişlerdir. Deney sonuçlarında Nu sayısının yaklaşık %100 arttığı, basınç kayıplarının ise %130 oranında arttığı gözlemlenmiştir.

Y.Biçer, C.Yıldız, D.Pehlivan [54], bu çalışmalarında, iç içe borulu ısı değiştirgeçlerinde ısı transferinin artırılması için içteki boruyu yay şeklinde helisel boruya dönüştürerek ısı transferine ve basınca etkisi incelemişlerdir. Sonuçta ise Nu sayısının yaklaşık %30 arttığı, belirlenmiştir.

Y.Biçer, C.Yıldız, D.Pehlivan [55], bu çalışmalarında da, iç içe borulu ısı değiştirgeçlerinde ısı transferinin artırılması için içteki boruyu helisel bir boru seçmiş ve içteki boruyu döndürerek ısı transferine ve basınca etkisi incelemişlerdir. Sonuçta ise Nu sayısı için ampirik denklemler üretmişlerdir.

E.Kavak, Y.Biçer, C.Yıldız [56], yaptıkları çalışmada, iç içe borulu ısı değiştirgeçlerinde iç borunun giriş bölümüne delikli tip dönel akış üreticisi yerleştirilerek, bu elamanların ısı transferine ve basınca etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Sonuçta iç boru girişine yerleştirilen dairesel delikli tip elamanın dönel akış üreticisi olduğu ve ısı transferini iyileştirdiği, ancak bir miktar basınç düşüşünün olduğu görülmüştür.

E.Kavak, Y.Biçer, C.Yıldız [57], yaptıkları bu çalışmada, iç boru içerisinden geçen akışa dönme etkisi verilerek ısı transferinin iyileştirilmesine çalışmışlardır. Reynolds sayısının 6000–11000 değerleri arasında akışkanın durumu incelenmiştir. Sonuçta ısı transferinde % 110 luk iyileşme sağlanırken basınç kayıplarında da artma gözlemlenmiştir.

G.Çakmak, C. Yıldız [58], konsantrik tipteki ısı değiştirgeçlerinde ısı geçişinin iyileştirilmesi amacıyla, içteki borunun giriş kısmına yerleştirilmiş olan düzgün sıralı enjektörler ile elde edilen dönel akış deneysel olarak incelemişlerdir. Isı değiştirgeçinde sıcak hava içteki borunun içinden geçerken, ısıнын aktarıldığı ve soğuk su halka aralıktan geçmektedir. Sonuçta ısı değiştirgeçinde kullanılan enjektörlerin sayısının arttırılmasının ve çaplarının küçültülmesinin ısı geçişinin iyileştirilmesinde önemli bir etken olduğu tespit edilmiştir.

Alam ve Ghoshdasditar [59], yaptıkları çalışmada içerisine kanatçık yerleştirilmiş bir borudaki ısı transferini incelemişlerdir. Akış düzgün ve laminar olup sabit ısı akısı uygulanmıştır ve ayrıca sonlu farklar metodu kullanılmıştır. Isı iletim katsayısının ve viskozitesinin sıcaklıkla değişimi dikkate alınmıştır. Yapılan çalışma sonucunda önemli ölçüde ısı transferi iyileştirmesi olduğu belirlenmiştir.

Hsieh ve ark.[60], çoklu geçişli ters akış prensibine göre çalışan güneş enerjili hava ısıtıcıların performanslarını geliştirmek için çalışmalar yapmışlardır. Absorbant plaka ve yalıtım levhası yatay ve dikey olarak yerleştirilerek açık kanallar dört kanala ayrılmıştır. Çalışma sayısal olarak yapılmış ve eklenen plakaların ısı transferini artırdığı tespit edilmiştir.

Ö. Dağdelen [61], Yüksek lisans çalışmasında dairesel bir kanalda ısı transferini deneysel ve sayısal incelemiş ve havadaki nem miktarının artırılmasının ısı transferini artırdığını belirlemiştir.

3. DENEY DÜZENEĞİNDE KULLANILAN MATERYALLERİN TANITILMASI VE YAPILAN ÖLÇÜMLER

3.1. Deney Düzenekinin Tanıtılması

İmalatı yapılan deney düzeneği iç içe iki borudan oluşmaktadır. Dıştaki boru düz ve sabittir. İçteki boru ise beş farklı tipte seçilmiş olup biri düz diğerleri helisel tip borulardır. Hazırlanan deney seti şekil 3.1 de gösterilmiştir. Deney setinde kullanılan elamanlar hakkında bilgiler aşağıda verilmiştir.



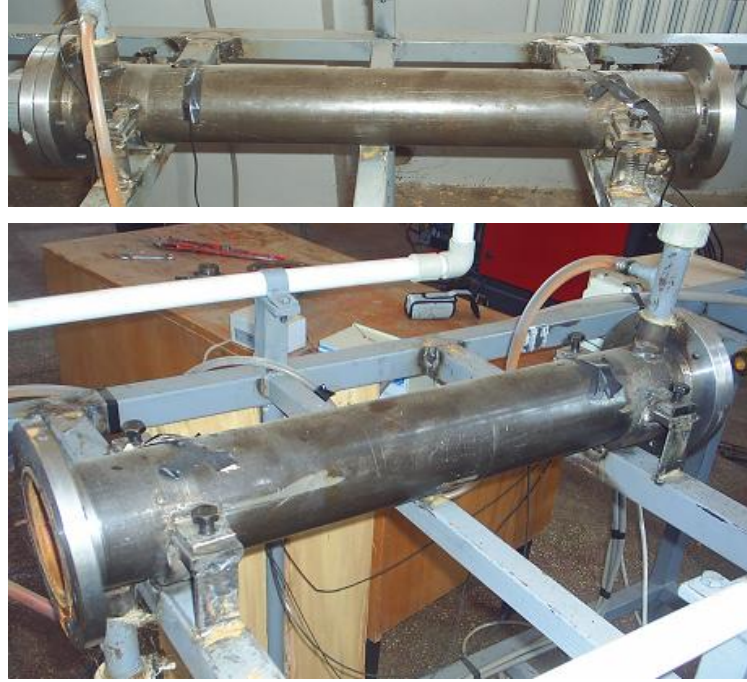


Şekil 3.1. Deney setinin farklı bakış açılarına göre görüntüleri

3.1.1.Dış Boru

Düz ve sabit boru olup çelikten imal edilmiştir. Boyu 650 mm olup dış çapı 80 mm iç çapı ise 66 mm'dir. Pürüzlülüğü oldukça düşük olup iki ucu flanşlar ve salmastralarla tespit edilmiştir.

İç borunun rahatça takılıp sökülebilmesi için flanş tercih edilmiş ve sızdırmazlık ise salmastralarla sağlanmıştır. Şekil 3.2 de deney setinde kullanılan dış boru görülmektedir. Dış borunun her iki alnına 180 mm dış çapında flanş aynası kaynak edilmiştir. Soğuk suyun boruya girmesi ve çıkması için iki noktadan bağlantı elamanları vardır. Dış boruya alttan giren soğuk su bir miktar ısı alarak üstten dışarı çıkmaktadır.



Şekil 3.2. Deney setinde kullanılan dış boru

3.1.2. İç Boru

İç boru ısı transferinin daha iyi olabilmesi için bakırdan imal edilmiştir. Bakır boru dış çapı 19 mm olup iç çapı ise 16 mm' dir. Beş farklı iç boru denenmiş olup bunlar düz boru, iki helisli, üç helisli, dört helisli ve beş helisli borulardır. Helis adımı her boruda 5,5 mm olarak alınmıştır. Helisel borularda helis çapı 55 mm'dir. Yapılan bu çalışmada helis adımı sabit alınıp helis sayısı değiştirilmiştir. Mevcut düz bakır boruların bükülmesi oldukça zor olmuş ve denemeler sonucu en iyi yolun içerisine ince kum doldurarak ve bir miktar ısıtarak torna tezgâhında bükülmesi olduğu görülmüştür. Böylelikle istenilen ölçülerde serpantinler elde edilmiştir. İçteki borunun dış boru içerisinde kalan kısmı bakır dışarıda kalan kısmı ise çeliktir. Bunun nedeni ise yüksek devirlerde dönerken bakır boruda bükülmeler meydana gelmiştir. Özellikle hareketin iletildiği noktalarda bu hususlara dikkat edilmiştir.

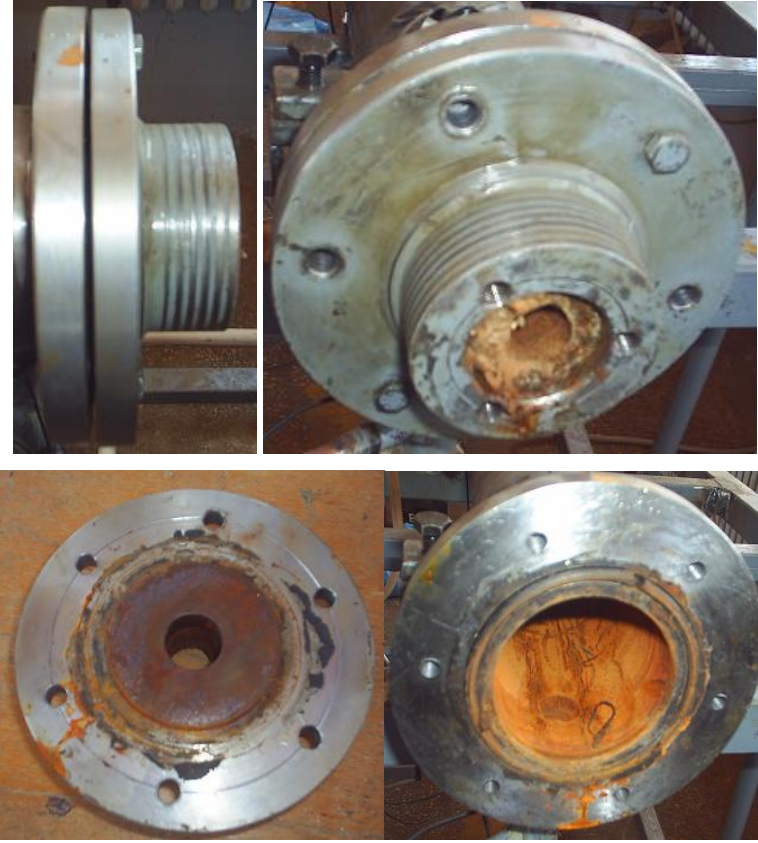
Boruların birleştirilmesinde kaynak yapılmış ancak çap değişimini engellemek için kaynaklı birleştirmeler dövülmüştür. Ayrıca bağlantı noktalarında akışın bozulmaması için bu noktalar demirden imal edilen eleman ile düzeltilmiştir. Birleştirme yerlerinde basınç kaybı bu şekilde önlenmiştir. Deney setinde kullanılan iç borular şekil 3.3 de görülmektedir.



Şekil 3.3. Deney setinde kullanılan farklı tip iç borular

3.1.3. Flanşlar

Dış çapı 180 mm olan flanş dış boruya flanş aynası yardımıyla 6 cıvata ile tespit edilmiştir. Flanş ile flanş aynası arasında sızdırmazlığı sağlamak için fitil oring kullanılmıştır. Oring için flanş üzerine dairesel kanal açılmıştır. Ayrıca flanşa salmastra yatağı 3 cıvata ile bağlanmaktadır. Dış borunun her iki ucunda da aynı işlem yapılmıştır. Şekil 3.4 de deney setinde kullanılan flanşlar görülmektedir.



Şekil 3.4. Deney setinde kullanılan flanşlar

3.1.4.Salmastra Kutusu ve Salmastra

Biri hareketli, diğeri sabit bulunan iki makina parçası arasında sızdırmazlık sağlayan parçalara salmastra denir. Genelde pompa, musluk, mil yatağı gibi yerlerde kullanılır. Kullanılan salmastra cam yünü örgülü salmastradır. Salmastra kullanımında en önemli husus salmastra çok sıkılmamalıdır ve sıkılırken iki taraftan dengeli ve 10 dakikada 1 veya 2 damla sızıntıya izin verilecek şekilde sıkılmalıdır. Bu sızıntı salmastranın yağlanmasını sağladığı gibi iç borunun aşınmasını ve ısınmayı önleyecektir. Kullanım esnasında sızıntının artması, salmastranın sertleşmiş olduğunun işaretidir. Bu durumda eski salmastra tamamen çıkartılıp yeni salmastra halkalar halinde ve kesim yerleri ayrı yerlere gelecek şekilde monte edilmelidir.

Salmastranın alternatifi son derece pahalı yöntemlerle işlenmiş ve yine de uzun süre sızdırmazlık garantisi bulunmayan, hassas yüzey işleme yöntemleridir. Bu yöntemlerin yerine kullanılan salmastra ile sızdırmazlık ucuz ve güvenli bir şekilde sağlanmış olur.

Yüksek basınçlı akışkan bütün ortamlarda, 500°C'ye kadar olan sıcak su ve buharlarda, organik asit, tuz ve yağlarda, doğal ve hafif tuz eriyiklerinde, azot, hidrojen, karbondioksit gazlarında, yüksek basınç ventillerin de, santrifüj pompalarda, buhar kapaklarında, piston başlarında ve benzeri yerlerde sızdırmazlığı ve dayanıklılığı ile üstün mukavemet gösterir. Yapılan deneylerde salmastra değişimine 4 kez gidilmiştir. Salmastranın istenilen ölçüde sızdırmazlığı sağlaması tercih edilmesi için bir önemli bir nedendir.

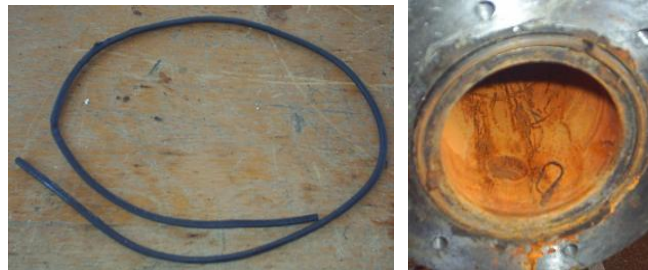
Ayrıca salmastrayı kullanabilmek için salmastra kutusu imal edilmiştir. Dış çapı 70 mm olacak şekilde imal edilen salmastra yatağı üç civatayla flanşa tespit edilmektedir. Şekil 3.5 te deney setinde kullanılan salmastra kutusu ve salmastra görülmektedir.



Şekil 3.5. Deney setinde kullanılan salmastra kutusu ve salmastra

3.1.5.Oring

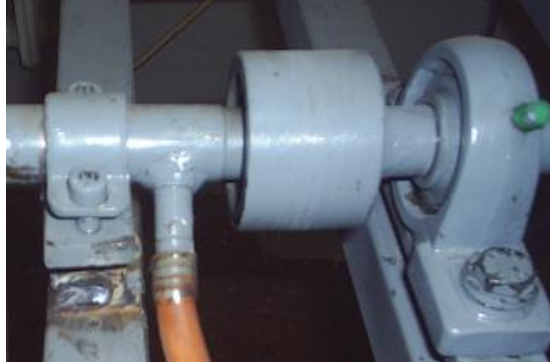
Oring, sızdırmazlık elemanları uygulamalarının büyük bir kısmı için önerilir ve çok yaygın bir kullanıma sahiptir. Deneyde kullanılan oring fitil halinde olup nitril karışımıdır. Flanş ile flanş aynası arasında sızdırmazlığı sağlamaktadır. Şekil 3.6 de oring ve oring yuvası görülmektedir.



Şekil 3.6. Deney setinde kullanılan oring ve yuvası

3.1.6. Kaplin

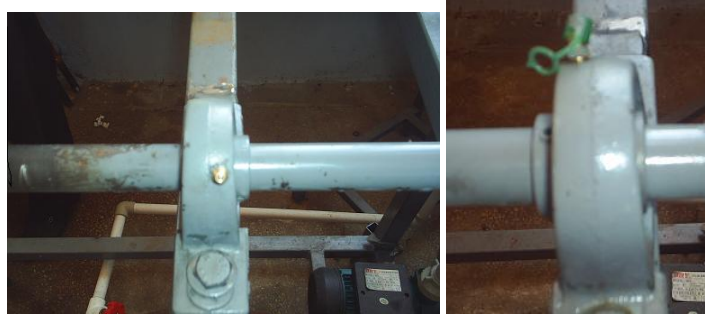
Kullanılan bu eleman dönen boru ile sabit boruyu birleştirerek hareketi iletmeyip sadece suyun geçmesini sağlayan parçadır. Özelliği gereği sızdırmazlık tam anlamıyla sağlanmıştır. Yağlamalı olduğundan dolayı belirli aralıklarla yağlama işleminin yapılması gerekmektedir. Deney setindeki önemli parçalardan birisidir. Şekli 3.7 de deney setinde kullanılan kaplin görülmektedir.



Şekil 3.7. Deney setinde kullanılan kaplin

3.1.7. Yataklar

İç borunun aksenal dönebilmesi için kullanılmıştır. Balans olmamasına dikkat edilmiştir. Isınmayı önlemesi için rulmanlı tip seçilmiştir. Şekli 3.8 de deneyde kullanılan yataklar görülmektedir.



Şekil 3.8. Deney setinde kullanılan yataklar

3.1.8. Elektrik Motoru

Deney setinde kullanılan elektrik motoru üç fazlı, yıldız-üçgen bağlantılı, maksimum dakikada 1000 devirli, 1,1 kW gücünde, 50 Hz çalışma frekansında ve 0,68 güç faktörüne sahip standart AC tip elektrik motorudur. Ayrıca varyötör ile hız kontrolu yapılmaktadır. Şekil 3.9 da kullanılan elektrik motoru görülmektedir. Elektrik motoru dönen boruya kayış kasnak tertibatı ile hareketi iletmektedir.



Şekil 3.9. Deney setinde kullanılan elektrik motoru

3.1.9. Hız Kontrol Ayar Cihazı (Varyatör)

Kullanılan varyatör 0,12–3 kW güç aralığındaki motorlar için en uygun hız kontrol cihazıdır. 220V monofaze giriş, 220V trifaze çıkış gerilimine sahiptir. Kendinden soğutmalı, kompakt yapıdadır. Opsiyonel operatör panel ile parametre kopyalama özelliği vardır. 10 bit çözünürlükte analog girişi ile hassas hız ayarı yapılmaktadır. Dakikada 0 ile 1200 devir arasında hassas ölçüm yapabilmektedir. Devir ayarları potansiyometre yardımıyla elle yapılabilmektedir. Şekil 3.10 de kullanılan hız kontrol ayar cihazı görülmektedir.



Şekil 3.10. Deney setinde kullanılan hız kontrol cihazı

3.1.10. Pompalar

İki adet pompa kullanılmış olup kullanım amacı dönüş sularının biriktiği depolardaki suyun yüksekteki depolara ulaşmasını sağlamaktır. Bu pompalar 0,33 kW gücünde santrifüj tip olup dakikada 35 litre su basmaktadır. Ayrıca maksimum basma yüksekliği 35 m, maksimum emme derinliği 9 m dir. Pompanın hızı 2850 d/dak' dır. Pompalar şekil 3.11 de görülmektedir.



Şekil 3.11. Deney setinde kullanılan pompalar

3.1.11. Debi Ölçerler (Rotametre)

Rotametreler içinden debisi ölçülecek olan sıvının aktığı, düşey konik bir silindir ve silindir içinde hareket edebilen bir topaçtan oluşmaktadır. Silindirin kesiti aşağıya doğru küçülür. Su akımı yokken, sudan daha ağır bir maddeden (genellikle demirden) yapılmış olan topaç en alt konumdadır. Alttan yukarıya doğru sıvı akımı başladığında topaç, su direnci tarafından yukarı doğru hareket ettirilir. Fakat yukarı doğru çıktıkça, topaç ile silindir arasındaki geçiş kesiti artacağından sıvının hızı ve buna bağlı olarak uyguladığı direnç azalır. Sonunda topaç belli bir konumda dengede kalır. Sıvının debisi ne kadar fazla ise topaç o kadar yukarı çıkar. Sonuç olarak topacın yükselme miktarı sıvının debisinin bir ölçütü olarak kullanılır. Kullanılan rotametre dakikada maksimum 50 litre debi ölçebilmektedir. Debiler vanalar yardımıyla ayarlanmaktadır. Sıcak su ve soğuk su girişine 2 adet rotametre şekil 3.12 deki gibi monte edilmiştir.



Şekil 3.12. Deney setinde kullanılan debi ölçerler

3.1.12. Vanalar

Rotametrelerin önüne vanalar konularak debi ayarları sağlanmıştır. Sızdırmazlık, tamamen sıkı kapama, kolay yerleştirme, uzun ömrü ve ekonomik olması nedeniyle kelebek vanalar tercih edilmiştir.

3.1.13. Su Boruları

Bütün iletim hatlarında 19 mm çapında ısı yalıtımlı plastik borular kullanılmıştır. Boruların ısı yalıtımlı kullanılmasındaki amaç sıcak su tankında ısınan sıcak suyun ısınıp kaybetmeden deney setine ulaşmasını sağlamaktır.

3.1.14. Üniversal Girişli Gelişmiş Tarayıcı

Kullanılan tarayıcı 16 girişe kadar değişik noktalarda alınan bilgilerin gösterimini ve bilgisayara bilgilerin aktarımını sağlar. 16 bit çözünürlükte yüksek okuma hassasiyetine sahiptir. Sonsuz ömürlü ve yüksek izolasyon gerilimine sahip yarı iletken seçme röleleri mevcut olup ve her girişi ayrı programlama olanağına sahiptir. Ayrıca her giriş için iki adet set noktası girme olanağı sağlar. Gösterme ve tarama aralıkları programlanabilir. Bilgisayara bağlanma özelliği cihazın temel özelliğidir. Ölçülen sıcaklıkları onda bir hassasiyetle göstermesi istenilen bir durumdur. Şekil 3.13'te tarayıcı görülmektedir.



Şekil 3.13. Deney setinde kullanılan üniversal girişli gelişmiş tarayıcı

3.1.15. Isıl Çiftler

Termoelemanlar ile cihazlar arasındaki bağlantılar özel kablolar ile yapılır. Bu kablolar termoeleman kompanzasyon kabloları olarak adlandırılır. Kompanzasyon kablolarının iletkenlikleri yine termoeleman telinin özelliklerine yakın özel alaşımlardır. Dolayısıyla bakır-konstantan (Cu-Const) termoeleman için bakır-konstantan (Cu-Const) özel kablo gerekmektedir. Sıcaklık bilgisi termoelemandan cihaza kompanzasyon kabloları sayesinde daha ekonomik olarak taşınmış olur. Kompanzasyon kabloları aynı cins termoelemanların mV sıcaklık özelliklerini 200 °C 'ye kadar aynen sağlarlar. 200 °C nin üstündeki ölçümlerde hatalı ölçüm olmaktadır. Kompanzasyon kabloları çeşitli izolasyonlarda üretilir ve elaman tellerinde (+) (-) parametreleri vardır. Bağlantıda bu polaretiye uyulması gerekir. Yapılan bu çalışmada ısı çiftlerinin uç noktaları ani olarak yüksek sıcaklıkta ısıtılarak birleştirilmiştir. Boruda sıcaklığın ölçüleceği noktalar delinmiş ve bu noktalardan ölçümler yapılmıştır. Boru içerisinde yüzeye temasını engellemek içinde özel muhafazaya alınmıştır. Birleştirilen yerleri ölçüm yapılacak noktaya diğer uçları da üniversal girişli gelişmiş tarayıcıya bağlanmıştır. Ayrıca hem boru içlerinde hem de yüzeylerde sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Sisteme bağlanan noktalarda sızdırmazlığı sağlamak için özel yapıştırıcı ile açılan delikler kapatılmıştır. Bağlantı şekli ve kullanılan tel şekil 3.14 te görülmektedir.



Şekil 3.14. Deney setinde kullanılan ısı çiftleri ve bağlantı şekilleri

3.1.16. Manometreler

Deney setinde civalı U tipi manometreler kullanılmıştır. Sıcak su giriş ve çıkışı ile soğuk su giriş ve çıkışına iki adet manometre konulmuştur. Ölçümler cetvel yardımıyla hassas olarak yapılmıştır. Manometreler şekil 3.15 da görülmektedir.



Şekil 3.15. Deney setinde kullanılan manometreler

3.1.17. Su depoları

200 litre hacminde 2 mm lik sacdan yapılmış tanklardır. Dönüş ve besleme tankları olmak üzere dört adettir. İki tanesi soğuk su besleme ve geri dönüş deposu diğer iki tanesinde sıcak su besleme ve geri dönüş deposudur. Üstleri açık hava basıncı dolayısıyla açıktır. Bir tanesinde suyu ısıtmak amacıyla dört adet rezistans mevcuttur. Şekil 3.16 da depolar görülmektedir. Su depolarının iki tanesi yaklaşık 8 metre yükseklikte bulunmaktadır. Bu şekilde istenilen düşü ve debilerin oluşması sağlanmıştır.



Şekil 3.16. Deney setinde kullanılan geri dönüş ve besleme tankları

3.1.18. Rezistanslar

Suyun ısıtılması için 1800 watt gücünde termostatlı boru tipi dört adet rezistans kullanılmıştır. Rezistanslar şekil 3.17 de görülmektedir.



Şekil 3.17. Deney setinde kullanılan rezistanslar

3.2. Deneyde Yapılan Ölçümler

Yapılan bu çalışmada akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları, debileri, basınç farkları ve iç boru devir sayıları ölçülmüştür.

3.2.1. Debi Ölçümü

Debi ölçümü rotametreler yardımıyla yapılmıştır. Soğuk akışkanın debisi dış borunun girişine bağlanan rotametre yardımıyla, sıcak akışkanın debisi ise iç borunun girişine takılan rotametre ile gerçekleştirilmiştir. Rotametrelerin kalibrasyonu zamana bağlı ölçüm şeklinde yapılmıştır ve sürekli debi kontrol edilmiştir. Debi değişimi rotametrelerin girişine bağlanan kelebek vanalar yardımıyla sağlanmıştır. Debi ölçümlerinde hassasiyete dikkat edilmiştir.

Kullanılan debi ölçerin skalası borudan akışkanın bir dakikada kaç litre geçtiğini göstermektedir. Rotametre dakikada 50 litreyi ölçebilmektedir. Kullanılan rotametreler alttan girişli, üstten çıkışlı ve dik kullanıma uygundur.

Yapılan deneysel çalışmada elde edilen sonuçlar kadar önemli bir başka noktada ölçülen değerlerin doğruluğudur. Doğruluğu etkileyen en önemli etken ise, deneyler sırasında farklı nedenlerden ortaya çıkabilecek hatalardır. Deneysel çalışmalarda iki tür hata önemlidir. Birincisi deney yapan kişiden kaynaklanan hatalardır. Ancak deneyi yapan kişinin yetenekli olması bu tür hataların olmasını önler. İkinci hata ise deney setinden ve ölçü araçlarının yapısından kaynaklanan hatalardır. Bunun içinde hata analizi yapılmıştır. Ölçülen büyüklüklerin hata değerleri, ölçü araçlarının üretici firmaları tarafından önerilen hata değerleri yanında yapılan kalibrasyon çalışmalarından belirlenmiştir. Debi ölçümünde ortaya çıkan hatalar, deneyler sırasında kullanılan hassas rotametre ve okuyucuya bağlı olarak değişmektedir. Deneyler sırasında debi ölçümünden kaynaklanan hatalar 0,08 lt/dak 'dır.

3.2.2. İç Boru Devir Ölçümü

İç borunun döndürülmesi için varyatöre uyumlu elektrik motoru kullanılmıştır. Elektrik motoruna bağlanan varyötör yardımıyla dakikada 1200 devire kadar iç boru döndürebilmiştir. Potansiyometre yardımıyla mekanik olarak istenilen devirde ölçüm yapabilme şansı olmuştur. Devir kontrolü optik takometre ile yapıp hata olmadığı görülmüştür. Optik takometre ile kontrol deney süresince yapılmıştır. Yapılan deneyde iç borular önce döndürülmemiştir. Daha sonra ise dakikada 100 devir, 150 devir, 200 devir, 300 devir, 500 devir ve 750 devirde ölçümler yapılmıştır. İç borunun yüksek devirlerde dönerken balans yapmaması için tezgaha yağlı rulmanlarla yataklanmıştır. İç boru hareketini elektrik motorundan kayış kasnak vasıtasıyla almaktadır. Elektrik motorunu da varyatör kumanda etmektedir. Elektrik motoru ve varyatör deney tezgahına yerleştirilmiş olup, elektrik sigortaları da deney seti tezgahı üzerindedir. İç boru devir ölçümünde yapılan hata analizinde, varyatörün hassasiyetinden kaynaklanan ve elektrik motorundan kaynaklanan hatalar ortaya çıkmaktadır.

3.2.3. Basınç Kaybı Ölçümü

İç boru ve dış boruların giriş ve çıkışına basınç prizleri yerleştirilip bunların arasına U tipi civalı manometreler konulmuştur. Basınç kayıpları bu manometreler yardımıyla tespit edilmiştir. Basınç prizlerinin yerleştirileceği noktalar seçilirken dikkat edilmiş, bu noktalar arasında basınç kaybını etkileyecek mekanik bir noktanın olmamasına dikkat edilmiştir. U manometreleri de tezgâha monte edilmiş ve ölçümde kolaylık sağlamıştır.

Yapılan her deney için basınç kayıpları U manometrelerinden ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Basınç kaybı ölçümünde manometre hassasiyetinden kaynaklanan hata önemszenmeyecek miktardadır.

3.2.4. Sıcaklık Ölçümü

Deneyin en önemli ölçümlerinden biri olan sıcaklık ölçümü termoelemanlar yardımıyla yapılmıştır. Deney setinde sıcaklık ölçümü yapabilmek için ölçüm yapılacak noktalara uygun çapta delikler açılmıştır.

Dış boruda soğuk suyun giriş yaptığı noktaya ve soğuk suyun ısınarak çıkış yaptığı noktaya delikler açılıp, bu noktalara termoelemanlar takılmıştır. Termoelemanların yüzeye değmemesi için dikkat edilmiş ve uç noktalara özel elamanlarla muhafaza altına alınmıştır. Yani termoelemanın sadece ölçüm yapılacak su ile teması sağlanmıştır. Bu noktalardan sızdırmazlığı sağlamak için özel yapıstırıcı ile delinen yer doldurulmuştur.

İç boruda sıcaklık ölçümü yapabilmek için yine iki noktadan uygun delikler açılmıştır. İç borunun dönmesi nedeniyle bu noktalar sabit noktalardan seçilmiştir. Ancak ölçümün doğru yapılabilmesi için termoeleman biraz uzun tutulmuş dönen borunun girişi ve çıkışından sağlıklı sonuçlar alınmıştır. Bu işlem için küçük sondalar kullanılmıştır. Dış boruda olduğu gibi iç borudada delinen yerlerde sızdırmazlığı sağlamak amacıyla özel yapıstırıcı kullanılmıştır. Bu işlemler sayesinde sıcak su giriş ve çıkış sıcaklığı ölçülmüştür. Dış boru yüzeylerinde de üç noktadan ölçüm yapılmıştır.

Termoelemanlar yardımıyla ölçülen sıcaklık değerleri universal girişli gelişmiş tarayıcı ile okunmuş ve bilgisayara aktarılmıştır. Zaman aralıklarını seçerek yapılan bütün ölçümler bilgisayar ortamında kaydedilmiştir.

Termoeleman bakır-konstantan olarak seçilmiştir. Termometreler ile ölçülen sıcaklıklar ayrıca kontrol edilmiştir. Ayrıca dış boruya ısı yalıtımı yapılmış ve dışarı ısı kaçmamasına dikkat edilmiştir. Ancak ısı kaybı ancak cidardan olmakta ve bunun kontrolü iki şekilde yapılabilir. İç borudaki suyun verdiği ısı miktarı ile dış borudaki soğuk suyun aldığı ısı arasındaki fark dışarıya kaybolan kayıp ısıyı vermektedir. İkinci yöntemle ise dış borunun yüzeyinde farklı noktalarda ölçülen sıcaklıklar ile çevre sıcaklığı arasındaki fark kayıp ısı olarak hesaplanabilir. Ama bu deneydeki en önemli amaç farklı iç boruların farklı devir ve debilerde ısı transferine katkısını hesaplamaktır.

Sıcaklık ölçümünde ortaya çıkan hatalar deneylerde kullanılan ölçüm aletine bağlı olarak değişmektedir. Deneyler sırasında sistemde çeşitli noktalarda yapılan sıcaklık ölçümlerinden kaynaklanan hatalar; termoeleman çiftlerinden kaynaklanan hata, dijital termometreden kaynaklanan hata, bağlantı elemanları ve noktalarından kaynaklanan hata, çevre sıcaklığından kaynaklanan hata olarak sınıflandırılabilir. Sıcaklık ölçümünde toplam hata 0,380°C kadardır.

3.3. Deneyin Yapılışı

Deney setinde dış boru hareketsiz ve sabittir. Düz ve helisel olmak üzere beş farklı iç boru kullanılmıştır. Bir iç boru için yapılan deneylerin tamamı diğer iç borulara da uygulanmıştır.

Yapılan bu deneyde dört farklı kapasite oranı uygulanmıştır. Sıcak suyun debisinin soğuk suyun debisine oranı kapasite oranı olarak kabul edilmiş ve oranlar 0,25; 0,5; 0,75; 1 olarak seçilmiştir. Bütün deneylerde akış türbülanslıdır.

Öncelikle düz iç boru sisteme bağlanıp deneyler bu iç boru için yapılmıştır. Alt depolara doldurulan su, pompalar yardımıyla 8 metre yükseklikteki depolara basılmıştır. İçerisinde rezistans bulunan sıcak su besleme deposu ve soğuk su besleme depolarının üstü açıktır. Bir müddet beklenerek sıcak su besleme deposundaki suyun ısınması sağlanmıştır. Suyun ısıtılması dört adet termostatlý rezistans ile sağlanmıştır. Yapılan bütün deneylerde, sıcak su giriş sıcaklığının belirli aralıklarda olmasına kıyaslamanın yapılabilmesi açısından dikkat edilmiştir. Bu nedenle her deney sonrası biraz beklenerek suyun sıcaklığının istenilen aralığa gelmesi mümkün olmuştur.

Sıcak su ve soğuk su debi ayarlama vanaları açılarak sisteme su verilmiştir. Ters akışlı yapılan deneylerde önce eşit debiler alınarak işlemler yapılmıştır. Debiler sıcak ve soğuk su için eşit ve 20 lt/dak, 22 lt/dak, 24 lt/dak, 26 lt/dak, 28 lt/dak, 30 lt/dak olarak seçilmiş ve böylelikle kapasite oranının bir olması sağlanmıştır. Böylelikle eşit su miktarlarında ısı alışverişi incelenmiştir. Altı farklı debide yapılan bu deneylerde akış türbülanslıdır. Seçilen her debide iç boru önce sabit tutularak daha sonrada belirli devirlerle döndürülerek deneyler yapılmıştır. Uygulanan devirler 0 dev/dak, 100 dev/dak, 150 dev/dak, 200 dev/dak, 300 dev/dak, 500 dev/dak, 750 dev/dak'dır.

Akışkan kapasitelerinin eşit seçilerek yapılan deneylerin ardından kapasite oranı 0,75 olacak şekilde deneylere düz iç boru ile devam edilmiştir. Deneyin bu kısmında ise debiler şu şekilde ayarlanmıştır. Soğuk su debisi 20 lt /dak iken sıcak su debisi 14 lt/dak, soğuk su debisi 22 lt/ dak iken sıcak su debisi 17 lt/dak, soğuk su debisi 24 lt/ dak iken sıcak su debisi 18 lt/dak, soğuk su debisi 26 lt/ dak iken sıcak su debisi 19,5 lt/dak, soğuk su debisi 28 lt/ dak iken sıcak su debisi 21 lt/dak, soğuk su debisi 30 lt/ dak iken sıcak su debisi 22,5 lt/dak'dır. Akış yine türbülanslıdır. Seçilen debiler için yedi farklı devirde ölçümler yapılmıştır. Bu devirler her kapasite için aynı seçilmiş ve yine 0 dev/dak, 100 dev/dak, 150 dev/dak, 200 dev/dak, 300 dev/dak, 500 dev/dak, 750 dev/dak'dır.

Sıcak suyun debisinin soğuk suyun debisine oranı 0,5 olacak şekilde ayarlanarak deneyler sürdürülmüştür. Belirtilen kapasiteyi sağlamak için; soğuk su debisi 20 lt /dak iken sıcak su debisi 10 lt/dak, soğuk su debisi 22 lt/ dak iken sıcak su debisi 11 lt/dak, soğuk su debisi 24 lt/ dak iken sıcak su debisi 12 lt/dak, soğuk su debisi 26 lt/ dak iken sıcak su debisi 13 lt/dak, soğuk su debisi 28 lt/ dak iken sıcak su debisi 14 lt/dak, soğuk su debisi 30 lt/ dak iken sıcak su debisi 15 lt/dak olarak seçilmiştir. Uygulanılan bu debilerde akış yine türbülanslıdır. Bu kapasite oranında da 0 dev/dak, 100 dev/dak, 150 dev/dak, 200 dev/dak, 300 dev/dak, 500 dev/dak, 750 dev/dak ile iç boru döndürülerek ayrı ayrı deneyler yapılmıştır.

Son olarak kapasite oranı 0,25 seçilmiş ve debiler buna göre ayarlanmıştır. Soğuk su debisi 20 lt /dak iken sıcak su debisi 5 lt/dak, soğuk su debisi 22 lt/ dak iken sıcak su debisi 5,5 lt/dak, soğuk su debisi 24 lt/ dak iken sıcak su debisi 6 lt/dak, soğuk su debisi 26 lt/ dak iken sıcak su debisi 6,5 lt/dak, soğuk su debisi 28 lt/ dak iken sıcak su debisi 7 lt/dak, soğuk su debisi 30 lt/ dak iken sıcak su debisi 7,5 lt/dak olarak şekilde debiler ayarlanmıştır. Diğer kapasite oranlarında uygulandığı gibi iç boru yine 0 dev/dak, 100 dev/dak, 150 dev/dak, 200 dev/dak, 300 dev/dak, 500 dev/dak, 750 dev/dak ile döndürülmüştür.

Düz boru için dört farklı kapasite oranında yapılan bu deneylerde her kapasite oranı için altı farklı sıcak ve soğuk su debi değerleri seçimi yapılmış ve seçilen her debide iç boru yedi farklı devirde döndürülmüştür. Yapılan deneyler boyunca akışın türbülanslı olmasına dikkat edilmiştir. Yapılan bu işlemler boyunca sıcak su giriş ve çıkış sıcaklıkları ile soğuk su giriş ve çıkış sıcaklıkları ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Dış boru yüzey sıcaklıkları da üç farklı noktadan tespit edilmiştir. Ayrıca sıcak suyun giriş ve çıkış basınç farkı ile soğuk suyun giriş ve çıkış basınç farkı U manometreleri ile ölçülmüştür.

Beş farklı iç borudan biri olan düz boru için yapılan bu deneylerin ardından helisel borular için deneylere geçilmiştir. Helis sayısı esas alınarak helisel borularla da sırasıyla deneyler yapılmıştır. Düz boru için yapılan işlemlerin hepsi helisel borular içinde uygulanmıştır.

4. DENEYSEL VERİLERİN HESAPLANMA YÖNTEMLERİ

4.1. Sıcak Suyun Aktığı İç Boru İçin Hesaplama Yöntemleri

1. Kesit alanı

$$A = \frac{\pi \cdot d_{iç}^2}{4} \quad (m^2) \quad (4.1)$$

2. Soğutma yüzey alanı

$$A_{yüzey} = \pi \cdot d_{iç} \cdot L \quad (m^2) \quad (4.2)$$

3. İç borudan akan sıcak suyun hızı

$$V_h = \frac{\dot{m}_h}{\rho \cdot A} \quad (m/sn) \quad (4.3)$$

4. Eşdeğer çap

$$d_{eş} = d_{iç} \quad (m) \quad (4.4)$$

5. Sıcak suyun birim zamanda verdiği ısı

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h \cdot C_{p_h} \cdot (T_{hg} - T_{hç}) \quad (W) \quad (4.5)$$

6. Ortalama logaritmik sıcaklık farkı

$$\Delta T_{log} = \frac{(T_{hg} - T_{yg}) - (T_{hç} - T_{yç})}{\ln \frac{(T_{hg} - T_{yg})}{(T_{hç} - T_{yç})}} \quad (K) \quad (4.6)$$

7. Isı taşınım katsayısı

$$\dot{Q}_h = h \cdot A_y \cdot \Delta T_{\log} \text{ 'dan } \Rightarrow h = \frac{\dot{Q}_h}{A_y \cdot \Delta T_{\log}} \quad (\text{W/m}^2 \text{ K}) \quad (4.7)$$

(İçteki bakır boru et kalınlığı çok küçük olduğundan ısı iletim katsayısı ihmal edilmiştir.)

8. Nusselt Sayısı

$$Nu = \frac{h \cdot d_{eş}}{k} \quad (4.8)$$

9. Reynolds Sayısı

$$Re_h = \frac{\rho \cdot V_h \cdot d_{eş}}{\mu_h} \quad (4.9)$$

10. Basınç Kaybı

$$\Delta P_h = \rho_{civa} \cdot g \cdot \Delta H \quad (\text{N/m}^2) \quad (4.10)$$

11. Etkinlik Değeri

$$\text{Etkinlik} = \frac{\dot{Q}_{\text{gerçek}}}{\dot{Q}_{\text{max}}} \quad (4.11)$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_h \cdot C_{p_h} \cdot (T_{hg} - T_{hg}) \quad (\text{W}) \quad (4.12)$$

$$\dot{Q}_{\text{max}} = \dot{m}_c \cdot C_{p_c} \cdot (T_{hg} - T_{cg}) \quad (\text{W}) \quad (4.13)$$

12. Dittus Boelter Eşitliği

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} \quad (4.14)$$

4.2. Soğuk Suyun Aktığı Dış Boru ile İç Boru Arasındaki Halka Kesit İçin Hesaplama Yöntemleri

1. Kesit alanı

$$A = \pi \cdot \left(\frac{D_{iç}^2 - d_{dış}^2}{4} \right) \quad (m^2) \quad (4.15)$$

2. Isıtma yüzey alanı

$$A_{yüzey} = \pi \cdot d_{dış} \cdot L \quad (m^2) \quad (4.16)$$

3. Soğuk suyun hızı

$$V_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho \cdot A} \quad (m/sn) \quad (4.17)$$

4. Eşdeğer çap

$$D_{eş} = \frac{4 \cdot A}{U} = \frac{4 \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_{iç}^2 - d_{dış}^2}{4} \right)}{\pi \cdot (D_{iç} + d_{dış})} \quad \text{ise} \quad D_{eş} = \frac{D_{iç}^2 - d_{dış}^2}{D_{iç} + d_{dış}} \quad (m) \quad (4.18)$$

5. Ortalama logaritmik sıcaklık farkı

$$\Delta T_{log} = \frac{(T_{yg} - T_{cç}) - (T_{yç} - T_{cg})}{\ln \frac{(T_{yg} - T_{cç})}{(T_{yç} - T_{cg})}} \quad (K) \quad (4.19)$$

6. Soğuk suyun birim zamanda aldığı ısı

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \cdot C_{p_c} \cdot (T_{cç} - T_{cg}) \quad (W) \quad (4.20)$$

7. Isı taşınım katsayısı

$$\dot{Q}_c = h \cdot A_{\text{yüzey}} \cdot \Delta T_{\log} \text{ 'dan } \Rightarrow h = \frac{\dot{Q}_c}{A_y \cdot \Delta T_{\log}} \quad (\text{W/m}^2 \text{ K}) \quad (4.21)$$

8. Nusselt Sayısı

$$Nu_c = \frac{h \cdot d_{eş}}{k} \quad (4.22)$$

9. Reynolds Sayısı

$$Re_c = \frac{\rho \cdot V_c \cdot D_{eş}}{\mu_c} \quad (4.23)$$

10. Soğuk su basınç farkı

$$\Delta P_c = \rho_{civa} \cdot g \cdot \Delta H \quad (\text{N/m}^2) \quad (4.24)$$

11. Ayrıca ısı kazanç oranını belirlemek için net ısı kazanç ve ek basınç düşümü miktarı belirlenmiştir. Buna göre net ısı kazancının ek basınç düşümüne oranı boyutsuz olup, aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

$$\text{Net ısı kazancı/ Net basınç kaybı} = (\dot{Q}_n - \dot{Q}) / ((\Delta P_n - \Delta P) \cdot \dot{V}) \quad (4.25)$$

Sıcak su ve soğuk su ile ilgili işlemlerde kinematik viskozite, dinamik viskozite, ısı iletim katsayısı, yoğunluk ve Prandtl sayısı, sıcak su için $(T_{hg} + T_{hc}) / 2$ değerine göre, soğuk su içinde $(T_{cg} + T_{cc}) / 2$ değerine göre tablodan enterpolasyon yöntemi kullanılarak bulunmuştur.

5. DENEYLERDE ELDE EDİLEN SONUÇLAR, GRAFİKLER VE AMPİRİK FORMÜLLER

Yapılan deneylerde iç içe boru tipi ısı değıştirgeçlerinde, farklı debilerde, farklı kapasite oranlarında, farklı devirlerde farklı iç borularının ısı transferine etkilerini araştırmaktır. Bu deneyler sonucunda en ideal sistemin bulunması en önemli amaçtır.

Deney sonuçlarını irdelememek için birkaç hususa dikkat etmek gerekir. Bu deneyler neticesinde öncelikle her tip iç boru için ve farklı kapasite oranları için ayrı ayrı sonuçlar değerlendirilmiştir. Son olarak da bu değerlendirmeler ışığında en iyi tip iç boru bulunmaya çalışılmıştır. Değerlendirmeler yapılırken her iç boru tipi için referans değeri olarak iç borunun dönmediğı değerler esas alınmıştır. Bütün iç borular ısı transferini belirli oranlarda artırmıştır. Bu oranlar aşağıda ayrıntılı olarak verilecektir. Deneylerin hepsi türbülanslı akımda gerçekleştirilmiştir.

5.1. Deneylerde Elde Edilen Sonuçlar

5.1.1. Düz Boru İçin Sonuçlar

Düz boru için yapılan deneylerde, sıcak suyun kütleli debisinin soğuk suyun kütleli debisine oranı yani kapasite oranı 0,25; 0,50; 0,75; 1 olmak üzere dört farklı oran kullanılmıştır. 0 dev/dak, 100 dev/dak, 150 dev/dak, 200 dev/dak, 300 dev/dak, 500 dev/dak, 750 dev/dak olmak üzere düz boru için yedi farklı devirde ölçümler yapılmıştır. Bu deneyler sonucunda düz boruda devir arttıkça ısı transferi artmaktadır. Ancak artış oranı 500 dev/dak ‘dan sonra çok azdır. Ama yinede bir miktar artış gözlenmektedir. Sıcak suda kapasite oranı bir iken ısı transferi %25 artmış, basınç kaybı ise %40 artmıştır. Aşağıdaki tablolarda kapasite oranlarına göre 0 dev/dak ile 750 dev/dak arasındaki ölçümlerde oluşan, ısı transferinin artış miktarı ve artış yüzdesi, basınç kaybının artış miktarı ve artış yüzdesi ile etkinlikteki artış yüzdesi görülmektedir. Tablo 5.1’de sıcak su için, tablo 5.2’de ise soğuk su için değerler görülmektedir. Tablolardan da görüldüğü gibi ısı transfer miktarı arttıkça basınç kayıplarındaki artış fazlalaşmaktadır.

Tablo 5.1. Sıcak Su için 0 dev/dak ile 750 dev/dak arasındaki artış miktarları ve yüzdesi

Kapasite Oranı	Isı Transferindeki Artış Miktarı (J/s)	Isı Transferindeki Artış Yüzdesi	Basınç Kaybındaki Artış Miktarı (kPa)	Basınç Kaybındaki Artış Yüzdesi	Etkinlik Değerindeki Artış Yüzdesi
C=1	3062,21	25,79	2,20	40,24	16,83
C=0,75	1545,06	12,97	3,71	101,21	29,36
C=0,50	2129,14	20,71	4,38	249,37	46,96
C=0,25	1521,62	23,82	3,34	300,00	38,45

Tablo 5.2. Soğuk Su için 0 dev/dak ile 750 dev/dak arasındaki artış miktarları ve yüzdesi

Kapasite Oranı	Isı Transferindeki Artış Miktarı (J/s)	Isı Transferindeki Artış Yüzdesi	Basınç Kaybındaki Artış Miktarı (kPa)	Basınç Kaybındaki Artış Yüzdesi
C=1	1589,99	32,70	0,80	58,06
C=0,75	3744,35	87,92	0,80	58,06
C=0,50	3954,09	96,80	1,03	114,81
C=0,25	3057,02	87,86	1,03	114,81

5.1.2. İki Helisli Boru İçin Sonuçlar

İki helisli boru için yapılan deneylerde, sıcak suyun kütleli debisinin soğuk suyun kütleli debisine oranı yani kapasite oranı 0,25; 0,50; 0,75; 1 olmak üzere dört farklı oran kullanılmıştır. 0 dev/dak, 100 dev/dak, 150 dev/dak, 200 dev/dak, 300 dev/dak, 500 dev/dak, 750 dev/dak olmak üzere iki helisli boru için yedi farklı devirde ölçümler yapılmıştır. Bu deneyler sonucunda devir arttıkça ısı transferi artmaktadır. Ancak artış oranı 500 dev/dak ‘da en üst değerine çıkmıştır. Devir arttıkça ısı transferi değerlerinde düşme ve akışta bozulmalar görülmektedir. Sıcak suda kapasite oranı bir iken ısı transferi %10 artmış, basınç kaybı ise %29,27 artmıştır. Tablo 5.3 ve tablo 5.4’de sıcak su ve soğuk su için kapasite oranlarına göre 0 dev/dak ile 500 dev/dak arasındaki ölçümlerde oluşan, ısı transferinin artış miktarı ve artış yüzdesi, basınç kaybının artış miktarı ve artış yüzdesi ile etkinlikteki artış yüzdesi görülmektedir.

Tablo 5.3. Sıcak Su için 0 dev/dak ile 500 dev/dak arasındaki artış miktarları ve yüzdesi

Kapasite Oranı	Isı Transferindeki Artış Miktarı (J/s)	Isı Transferindeki Artış Yüzdesi	Basınç Kaybındaki Artış Miktarı (kPa)	Basınç Kaybındaki Artış Yüzdesi	Etkinlik Değerindeki Artış Yüzdesi
C=1	1964,53	10,05	2,40	29,27	28,54
C=0,75	1901,41	12,04	2,00	36,14	17,82
C=0,50	2019,59	17,35	2,60	95,12	33,49
C=0,25	1042,35	13,65	2,02	108,33	25,42

Tablo 5.4. Soğuk Su için 0 dev/dak ile 500 dev/dak arasındaki artış miktarları ve yüzdesi

Kapasite Oranı	Isı Transferindeki Artış Miktarı (J/s)	Isı Transferindeki Artış Yüzdesi	Basınç Kaybındaki Artış Miktarı (kPa)	Basınç Kaybındaki Artış Yüzdesi
C=1	2958,47	30,36	0,61	37,16
C=0,75	2347,13	35,28	0,61	40,44
C=0,50	2628,76	40,65	1,12	85,59
C=0,25	3155,23	65,55	0,53	55,17

5.1.3. Üç Helisli Boru İçin Sonuçlar

Üç helisli boru için yapılan deneylerde, sıcak suyun kütleli debisinin soğuk suyun kütleli debisine oranı yani kapasite oranı 0,25; 0,50; 0,75; 1 olmak üzere dört farklı oran kullanılmıştır. 0 dev/dak, 100 dev/dak, 150 dev/dak, 200 dev/dak, 300 dev/dak, 500 dev/dak, 750 dev/dak olmak üzere üç helisli boru için yedi farklı devirde ölçümler yapılmıştır. Bu deneyler sonucunda devir arttıkça ısı transferi artmaktadır. Ancak artış oranı 500 dev/dak 'da en üst değerine çıkmıştır. Devir arttıkça ısı transferi değerlerinde düşme ve akışta bozulmalar görülmektedir. Sıcak suda kapasite oranı bir iken ısı transferi %13,04 artmış, basınç kaybı ise %22,92 artmıştır. Tablo 5.5'de sıcak su için, tablo 5.6'da soğuk su için kapasite oranlarına göre 0 dev/dak ile 500 dev/dak arasındaki ölçümlerde oluşan, ısı transferinin artış miktarı ve artış yüzdesi, basınç kaybının artış miktarı ve artış yüzdesi ile etkinlikteki yüzde artış miktarları görülmektedir.

Tablo 5.5. Sıcak Su için 0 dev/dak ile 500 dev/dak arasındaki artış miktarları ve yüzdesi

Kapasite Oranı	Isı Transferindeki Artış Miktarı (J/s)	Isı Transferindeki Artış Yüzdesi	Basınç Kaybındaki Artış Miktarı (kPa)	Basınç Kaybındaki Artış Yüzdesi	Etkinlik Değerindeki Artış Yüzdesi
C=1	3467,00	13,04	2,02	22,92	24,98
C=0,75	2150,80	10,21	2,40	38,99	9,95
C=0,50	3905,39	24,46	2,36	89,83	21,81
C=0,25	731,36	6,41	1,62	75,26	19,67

Tablo 5.6. Soğuk Su için 0 dev/dak ile 500 dev/dak arasındaki artış miktarları ve yüzdesi

Kapasite Oranı	Isı Transferindeki Artış Miktarı (J/s)	Isı Transferindeki Artış Yüzdesi	Basınç Kaybındaki Artış Miktarı (kPa)	Basınç Kaybındaki Artış Yüzdesi
C=1	2662,09	26,50	0,92	51,88
C=0,75	3295,53	40,76	1,17	68,63
C=0,50	799,54	10,09	0,87	61,90
C=0,25	3250,53	50,08	1,01	105,81

5.1.4. Dört Helisli Boru İçin Sonuçlar

Dört helisli boru için yapılan deneylerde, sıcak suyun kütleli debisinin soğuk suyun kütleli debisine oranı yani kapasite oranı 0,25; 0,50; 0,75; 1 olmak üzere dört farklı oran kullanılmıştır. 0 dev/dak, 100 dev/dak, 150 dev/dak, 200 dev/dak, 300 dev/dak, 500 dev/dak, 750 dev/dak olmak üzere dört helisli boru için yedi farklı devirde ölçümler yapılmıştır. Bu deneyler sonucunda devir arttıkça ısı transferi artmaktadır. Ancak artış oranı 300 dev/dak 'da en üst değerine çıkmıştır. Devir arttıkça ısı transferi değerlerinde düşmektedir. Devir daha fazla arttığında akışta bozulmalar meydana gelmekte ve ısı transferi değerleri farklılıklar göstermektedir. Sıcak suda kapasite oranı bir iken ısı transferi %10,75 artmış, basınç kaybı ise %14,42 artmıştır.

Tablo 5.7’de sıcak su için, tablo 5.8’de soğuk su için kapasite oranlarına göre 0 dev/dak ile 300 dev/dak arasındaki ölçümlerde oluşan, ısı transferinin artış miktarı ve artış yüzdesi, basınç kaybının artış miktarı ve artış yüzdesi ile etkinlikteki yüzde artış miktarları görülmektedir.

Tablo 5.7. Sıcak Su için 0 dev/dak ile 300 dev/dak arasındaki artış miktarları ve yüzdesi

Kapasite Oranı	Isı Transferindeki Artış Miktarı (J/s)	Isı Transferindeki Artış Yüzdesi	Basınç Kaybındaki Artış Miktarı (kPa)	Basınç Kaybındaki Artış Yüzdesi	Etkinlik Değerindeki Artış Yüzdesi
C=1	3123,72	10,75	1,38	14,42	12,61
C=0,75	2140,73	8,98	1,45	21,04	17,17
C=0,50	1766,99	9,00	1,27	45,97	23,81
C=0,25	1105,66	9,40	1,62	61,86	22,45

Tablo 5.8. Soğuk Su için 0 dev/dak ile 300 dev/dak arasındaki artış miktarları ve yüzdesi ve yüzdesi

Kapasite Oranı	Isı Transferindeki Artış Miktarı (J/s)	Isı Transferindeki Artış Yüzdesi	Basınç Kaybındaki Artış Miktarı (kPa)	Basınç Kaybındaki Artış Yüzdesi
C=1	3318,92	34,73	0,70	37,50
C=0,75	3379,19	38,35	0,99	54,60
C=0,50	3157,45	35,52	0,90	58,97
C=0,25	4059,09	64,38	0,98	83,82

5.1.5. Beş Helisli Boru İçin Sonuçlar

Beş helisli boru için yapılan deneylerde, sıcak suyun kütleli debisinin soğuk suyun kütleli debisine oranı yani kapasite oranı 0,25; 0,50; 0,75; 1 olmak üzere dört farklı oran kullanılmıştır. 0 dev/dak, 100 dev/dak, 150 dev/dak, 200 dev/dak, 300 dev/dak, 500 dev/dak, 750 dev/dak olmak üzere beş helisli boru için yedi farklı devirde ölçümler yapılmıştır. Bu deneyler sonucunda devir arttıkça ısı transferi artmaktadır. Ancak artış oranı 300 dev/dak ‘da en üst değerine çıkmıştır.

Devir arttıkça ısı transferi değerlerinde düşmektedir. Devir daha fazla arttığında akışta bozulmalar meydana gelmekte ve ısı transferi değerleri farklılıklar göstermektedir. Sıcak suda kapasite oranı bir iken ısı transferi %9,75 artmış, basınç kaybı ise %9,93 artmıştır. Tablo 5.9’da sıcak su için tablo 5.10’da soğuk su için kapasite oranlarına göre 0 dev/dak ile 300 dev/dak arasındaki ölçümlerde oluşan, ısı transferinin artış miktarı ve artış yüzdesi, basınç kaybının artış miktarı ve artış yüzdesi ile etkinlikteki yüzde artış miktarları görülmektedir.

Tablo 5.9. Sıcak su için 0 dev/dak ile 300 dev/dak arasındaki artış miktarları ve yüzdesi

Kapasite Oranı	Isı Transferindeki Artış Miktarı (J/s)	Isı Transferindeki Artış Yüzdesi	Basınç Kaybındaki Artış Miktarı (kPa)	Basınç Kaybındaki Artış Yüzdesi	Etkinlik Değerindeki Artış Yüzdesi
C=1	3349,05	9,95	1,27	9,93	12,92
C=0,75	3147,45	10,67	1,82	24,05	8,70
C=0,50	1082,72	4,63	1,65	47,44	24,26
C=0,25	923,58	7,56	2,47	99,11	9,19

Tablo 5.10. Soğuk su için 0 dev/dak ile 300 dev/dak arasındaki artış miktarları ve yüzdesi

Kapasite Oranı	Isı Transferindeki Artış Miktarı (J/s)	Isı Transferindeki Artış Yüzdesi	Basınç Kaybındaki Artış Miktarı (kPa)	Basınç Kaybındaki Artış Yüzdesi
C=1	3114,38	25,70	1,22	61,11
C=0,75	2694,39	21,31	1,01	51,41
C=0,50	3902,45	42,20	0,93	57,53
C=0,25	2789,24	29,97	0,96	75,44

5.1.6. Farklı Tip Boruların Karşılaştırılması

Yukarıda verilen tablodaki sonuçlar her tip iç borunun kendi içerisindeki değerlendirmesidir. Mesela düz iç borunun devire ve kapasite oranlarına göre ısı transferine etkisi verilmiştir. Yani düz borunun bütün kıyaslamaları yine düz boruya göre yapılmıştır. En ideal devir ve kapasite oranı bulunmaya çalışılmıştır.

Bundan sonra verilecek sonuçlarda ise farklı helis sayılı boruların birbirleriyle mukayeseleri yapılacaktır. Deneylerde kullanılan beş farklı iç boru tipi için bu değerlendirmeler tablolar ile de ifade edilecektir. Isı transferinin en iyi olduğu boru tipi beş helisli borudur. En iyi değerlere boru 300 dev/dak ile dönerken ulaşılmıştır. Aşağıdaki tablolarda da beş helisli borunun farklı helis sayılı iç borulara oranla aralarındaki ısı transferi farkı ve artış yüzdesi ile basınç farkı ve artış yüzdeleri görülmektedir.

Bu değerler ışığında beş helisli iç borunun diğer borulara göre ısı transferindeki artış yüzdesi tablo 5.11’de sıcak su için, tablo 5.12’de soğuk su için verilmiştir. Tablodan da görüldüğü gibi beş helisli boruda ısı transferi miktarı oldukça fazla olmaktadır. Isı transfer miktarının artması gibi basınç kaybı da artmaktadır. Beş helisli iç borunun diğer borulara göre basınç kaybındaki artış miktarı ve yüzdesi tablo 5.13’de sıcak su için, tablo 5.14’de soğuk su için verilmiştir. Bu değerler iç borunun dakikada 300 devirle döndüğü değerlerdir.

Tablo 5.11. Sıcak suda beş helisli borunun diğer borulara oranla ısı transferi artış miktarları ve yüzdesi

Kapasite Oranı	Düz Boruya Oranla Artış ve Yüzdesi		İki Helisli Boruya Oranla Artış ve Yüzdesi		Üç Helisli Boruya Oranla Artış ve Yüzdesi		Dört Helisli Boruya Oranla Artış ve Yüzdesi	
C=1	23160,43	167,29	16015,74	76,30	7416,97	25,07	4819,93	14,98
C=0,75	19631,58	150,86	15022,48	85,25	9805,29	42,93	6657,44	25,62
C=0,50	12362,75	102,12	10744,96	78,29	4376,54	21,78	3062,18	14,30
C=0,25	5483,70	71,57	4437,39	50,96	1030,43	8,51	271,33	2,11

Tablo 5.12. Soğuk suda beş helisli borunun diğer borulara oranla ısı transferi artış miktarları ve yüzdesi

Kapasite Oranı	Düz Boruya Oranla Artış ve Yüzdesi		İki Helisli Boruya Oranla Artış ve Yüzdesi		Üç Helisli Boruya Oranla Artış ve Yüzdesi		Dört Helisli Boruya Oranla Artış ve Yüzdesi	
C=1	9190,67	152,07	4101,39	36,84	2883,18	23,34	1610,35	11,82
C=0,75	7896,01	106,13	6617,24	75,89	4551,81	42,21	2395,02	18,51
C=0,50	5734,52	77,33	4219,08	47,24	4464,44	51,40	352,48	2,75
C=0,25	6049,65	100,05	4801,82	65,83	2822,19	30,43	982,31	8,84

Tablo 5.13. Sıcak suda beş helisli borunun diğer borulara oranla basınç kaybı artış miktarları ve yüzdesi

Kapasite Oranı	Düz Boruya Oranla Artış ve Yüzdesi		İki Helisli Boruya Oranla Artış ve Yüzdesi		Üç Helisli Boruya Oranla Artış ve Yüzdesi		Dört Helisli Boruya Oranla Artış ve Yüzdesi	
C=1	7,34	109,63	4,00	39,91	3,60	34,54	3,09	28,25
C=0,75	3,51	59,62	2,27	31,78	1,36	16,85	1,09	13,10
C=0,50	0,67	15,00	0,27	5,50	0,56	12,20	1,09	27,07
C=0,25	1,65	49,66	1,47	42,04	1,51	43,87	0,71	16,75

Tablo 5.14. Soğuk suda beş helisli borunun diğer borulara oranla basınç kaybı artış miktarları ve yüzdesi

Kapasite Oranı	Düz Boruya Oranla Artış ve Yüzdesi		İki Helisli Boruya Oranla Artış ve Yüzdesi		Üç Helisli Boruya Oranla Artış ve Yüzdesi		Dört Helisli Boruya Oranla Artış ve Yüzdesi	
C=1	1,28	65,71	1,05	47,96	0,68	26,64	0,66	25,54
C=0,75	1,03	53,14	0,95	46,45	0,31	11,67	0,18	6,35
C=0,50	1,05	69,12	0,44	21,05	0,50	24,32	0,14	5,61
C=0,25	0,71	47,06	0,82	58,73	0,50	29,03	0,08	3,62

5.1.7. Beş Helisli Borunun Düz Boru ile Karşılaştırılması

Deneyleri yapılan borular içerisinde ısı transferi açısından en iyi sonuç beş helisli boruda dakikada 300 devirle dönerken elde edilmiştir. Dönmeyen düz boruya göre yapılan kıyaslamalar deney sonuçları açısından önemlidir. Kapasite oranı bir iken sıcak suda ısı transferindeki artış %213,28 basınç kaybındaki artış ise % 156,50 dir. Kapasite oranı 0,25 iken ise sıcak suda ısı transferindeki artış %247,65 basınç kaybındaki artış ise %346 dır. Tablo 5.15’de sıcak su ve soğuk su için ısı transferindeki artış miktarı ve yüzdesi ile basınç kaybındaki artış ve yüzdesi görülmektedir. Tablolarda verilen değerler iç borunun dakikada 300 devirle döndüğü değerlerdir.

Tablo 5.15. Beş helisli borunun düz boruya oranla ısı transferi ve basınç kaybı artış miktarları ve yüzdesi

Kapasite Oranı	İç Boruda Isı Transferi Artış Yüzdesi (Sıcak Su)	Anular Aralıkta Isı Transferi Artış Yüzdesi(Sıcak Su)	İç Boruda Basınç Kaybı Artış Yüzdesi (Sıcak Su)	Anular Aralıkta Basınç Kaybı Artış Yüzdesi(Soğuk Su)
C=1	211,63	213,28	156,50	133,87
C=0,75	174,10	260,12	156,36	116,13
C=0,50	138,04	221,92	191,14	183,95
C=0,25	105,77	247,65	346,00	146,91

Tablo 5.16. Sıcak su için farklı kapasite oranlarında, farklı devirlerde ortalama ısı transferi miktarları (J/s)

Kapasite Oranı	Devir Sayısı (dev/dak)	Düz Boru	İki Helisli Boru	Üç helisli Boru	Dört Helisli Boru	Beş Helisli Boru
C=1	0	11874,8	19556,54	26580,09	29061,67	33656,26
	100	12319,14	19643,43	27024,22	29940,91	34807,68
	150	12459,77	19725,82	27553,92	30450,39	35381,79
	200	13397,42	20376,53	28467,31	31225,34	35585,51
	300	13844,89	20989,58	29588,34	32185,39	37005,31
	500	14842,91	21521,07	30047,09	31772	36121,89
	750	14937,01	20738,68	29572,4	31634,2	35851,17
C=0,75	0	11909,81	15790,63	21056,19	23846,51	29497,23
	100	12293,75	16396,4	21628,16	24385,66	30809,13
	150	12488,7	16797,15	22152,37	24942,85	31274,32
	200	12787,92	17331,24	22307,7	25237,33	31764,23
	300	13013,1	17622,2	22839,38	25987,24	32644,68
	500	13357,46	17692,05	23206,99	25398,53	32064,93
	750	13454,87	17609,72	22431,87	25218,18	31847,29
C=0,5	0	10279,26	11638,62	15966,47	19639,78	23386,23
	100	10618,97	12115,05	18120,04	19889,94	23538,59
	150	11093,61	12544,51	19171,8	20168,71	23513,6
	200	11416,11	12841,05	19647,1	20656,74	23752,74
	300	12106,19	13723,99	20092,41	21406,77	24468,95
	500	12310,42	13658,21	19871,86	21002,96	23769,2
	750	12408,4	13625,03	19936,37	20493,01	23680,41
C=0,25	0	6388,403	7634,307	11415,49	11768,64	12222,04
	100	6702,608	7940,659	11489,64	12135,46	12406,46
	150	7097,723	8002,693	11651,58	12341,27	12579,19
	200	7290,376	8151,915	11855,43	12475,72	12623,01
	300	7661,93	8708,236	12115,2	12874,3	13145,63
	500	7846,55	8676,655	12146,85	12762,19	12906,78
	750	7910,022	8466,393	11526,16	12482,98	12556,76

Tablo 5.17. Soğuk Su için farklı kapasite oranlarında, farklı devirlerde ortalama ısı transferi miktarları (J/s)

Kapasite Oranı	Devir Sayısı (dev/dak)	Düz Boru	İki Helisli Boru	Üç helisli Boru	Dört Helisli Boru	Beş Helisli Boru
C=1	0	4862,93	9745,08	10044,41	10305,31	12120,19
	100	5183,22	9894,53	10701,99	11493,2	13413,82
	150	5204,27	10130,34	11280,68	12015,2	13603,13
	200	5514,94	10543,76	11574,44	12647,67	14055,45
	300	6043,90	11133,18	12351,40	13624,23	15234,57
	500	6425,40	12703,55	12706,50	12975,77	14395,94
	750	6452,91	12056,12	12383,31	12303,7	14182,34
C=0,75	0	4258,67	6653,80	8086,00	9562,035	12641,86
	100	5404,30	6880,07	8971,67	10709,39	13118,63
	150	5847,24	7235,62	9347,42	11013,84	13478,57
	200	6285,35	7437,14	9862,65	11685,75	14279,4
	300	7440,23	8719,01	10784,44	12941,23	15336,25
	500	7627,54	9000,93	11381,53	12669,05	14337,24
	750	8003,02	8437,13	10749,16	11640,98	14272,73
C=0,5	0	4084,79	6466,48	7920,32	9639,838	9247,325
	100	4520,44	7580,75	8097,94	10484,36	10805,66
	150	5399,10	8278,89	8145,82	11067,3	11410,21
	200	5892,46	8312,88	8643,84	11561,63	12156,2
	300	7415,26	8930,69	8685,33	12797,29	13149,77
	500	7900,40	9095,24	8719,86	12142,97	12368,94
	750	8038,89	9243,69	8202,27	10362,08	11931,31
C=0,25	0	3479,56	4813,29	6490,22	7055,145	9307,3
	100	4081,07	5173,33	7017,70	7873,833	10566,01
	150	4476,26	5530,23	7417,07	8532,347	10516,14
	200	5020,32	6572,35	7767,27	9524,177	10906,81
	300	6046,89	7294,72	9274,35	11114,23	12096,54
	500	6262,61	7968,52	9740,75	10259,25	11444,76
	750	6536,58	7620,26	9436,23	9787,463	10934,79

Tablo 5.18. Sıcak su için farklı kapasite oranlarında, farklı devirlerde ortalama basınç kaybı miktarları (kPa)

Kapasite Oranı	Devir Sayısı (dev/dak)	Düz Boru	İki Helisli Boru	Üç helisli Boru	Dört Helisli Boru	Beş Helisli Boru
C=1	0	5,47	8,21	8,83	9,56	12,76
	100	5,65	8,67	9,18	9,92	13,12
	150	6,03	8,98	9,52	10,21	13,39
	200	6,36	9,49	9,92	10,52	13,72
	300	6,69	10,03	10,43	10,94	14,03
	500	7,05	10,61	10,85	10,87	14,03
	750	7,67	10,30	10,23	10,83	13,94
C=0,75	0	3,67	5,54	6,16	6,87	7,58
	100	4,25	6,05	6,65	7,32	7,92
	150	4,78	6,34	7,29	7,74	8,41
	200	5,34	6,76	7,58	8,03	8,89
	300	5,89	7,14	8,05	8,32	9,41
	500	6,67	7,54	8,56	8,36	9,16
	750	7,38	7,38	8,21	8,34	9,14
C=0,5	0	1,76	2,74	2,62	2,76	3,47
	100	2,47	3,31	3,16	3,07	3,82
	150	3,05	3,91	3,71	3,40	4,25
	200	3,74	4,38	4,11	3,71	4,69
	300	4,45	4,85	4,56	4,02	5,11
	500	5,43	5,34	4,98	3,94	5,07
	750	6,14	5,07	4,54	3,85	5,00
C=0,25	0	1,11	1,87	2,16	2,62	2,49
	100	1,73	2,29	2,51	3,09	3,02
	150	2,11	2,69	2,91	3,40	3,58
	200	2,60	3,07	3,25	3,76	4,34
	300	3,31	3,49	3,45	4,25	4,96
	500	3,91	3,89	3,78	4,05	4,78
	750	4,45	3,62	3,45	3,96	4,74

Tablo 5.19. Soğuk su için farklı kapasite oranlarında, farklı devirlerde ortalama basınç kaybı miktarları(kPa)

Kapasite Oranı	Devir Sayısı (dev/dak)	Düz Boru	İki Helisli Boru	Üç helisli Boru	Dört Helisli Boru	Beş Helisli Boru
C=1	0	1,38	1,65	1,78	1,87	2,00
	100	1,52	1,77	1,90	2,00	2,21
	150	1,61	1,91	2,12	2,17	2,49
	200	1,80	2,02	2,40	2,29	2,80
	300	1,95	2,18	2,55	2,57	3,22
	500	2,03	2,26	2,70	2,51	2,90
	750	2,18	2,18	2,59	2,48	2,79
C=0,75	0	1,38	1,51	1,70	1,81	1,97
	100	1,52	1,62	1,92	2,15	2,27
	150	1,61	1,78	2,25	2,38	2,53
	200	1,80	1,90	2,49	2,61	2,77
	300	1,95	2,03	2,67	2,80	2,98
	500	2,03	2,12	2,87	2,75	2,87
	750	2,18	2,05	2,61	2,65	2,81
C=0,5	0	0,90	1,31	1,40	1,52	1,62
	100	1,05	1,50	1,52	1,78	1,83
	150	1,25	1,62	1,72	2,02	2,06
	200	1,36	1,82	1,92	2,29	2,29
	300	1,51	2,11	2,06	2,42	2,56
	500	1,72	2,43	2,27	2,40	2,39
	750	1,93	2,21	2,19	2,49	2,37
C=0,25	0	0,90	0,97	0,96	1,17	1,27
	100	1,05	1,09	1,16	1,45	1,48
	150	1,25	1,25	1,31	1,73	1,69
	200	1,36	1,32	1,53	2,02	1,92
	300	1,51	1,40	1,72	2,15	2,22
	500	1,72	1,50	1,97	2,25	2,01
	750	1,93	1,38	1,80	2,26	1,93

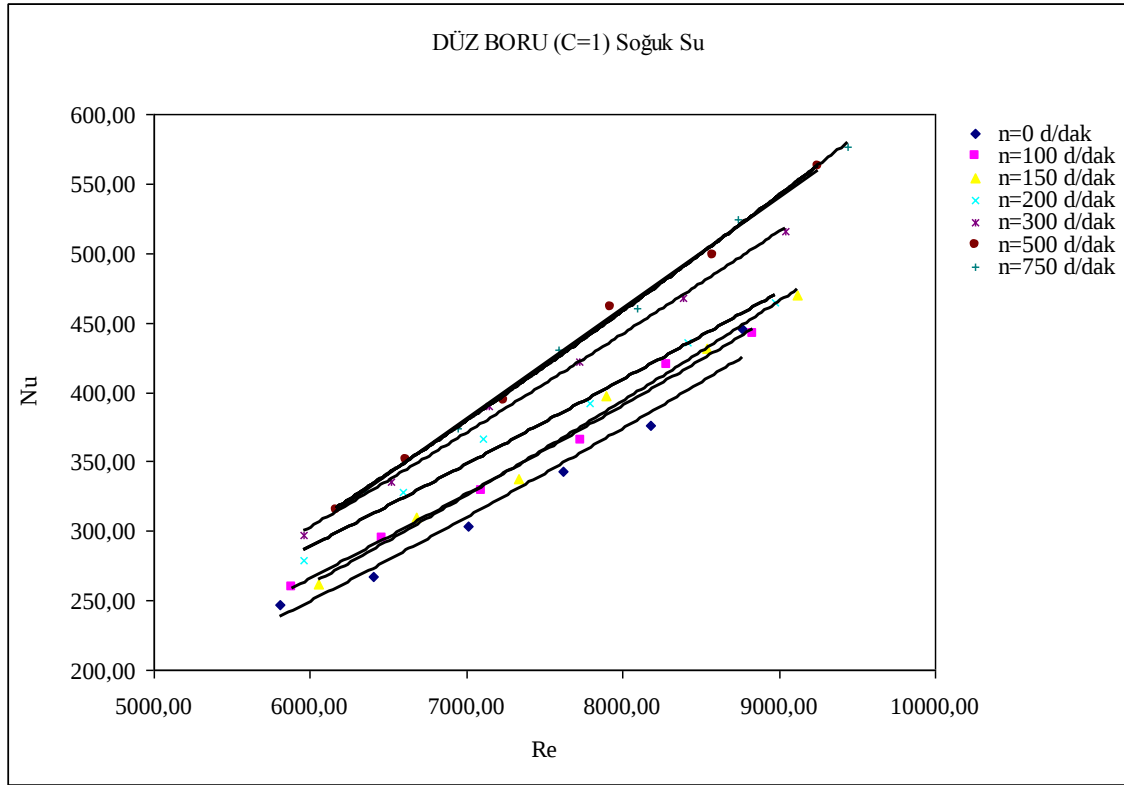
Tablo 5.20. Sıcak su için farklı kapasite oranlarında, farklı devirlerde ortalama Reynolds sayısı

Kapasite Oranı	Devir Sayısı (dev/dak)	Düz Boru	İki Helisli Boru	Üç helisli Boru	Dört Helisli Boru	Beş Helisli Boru
C=1	0	96930,76	93700	99821,55	98855,05	97124,49
	100	97369,92	94083,51	99804,24	101230,1	97975,27
	150	96007,29	91561,2	99005,65	98849,93	97299,35
	200	97358,28	93013,42	97874,36	97371,14	99183,14
	300	98756,66	93192,43	98204,13	98257,86	98767,56
	500	99611,94	93368,7	96056,48	98141,48	98008,4
	750	98254,81	95316,02	98391,44	97826,27	97868,63
C=0,75	0	71325,87	64604,94	72143,67	73571,92	72649,13
	100	72631,76	65875,66	71488,02	73184,47	72452,31
	150	72597,13	65777,54	71282,23	72937,97	72061,67
	200	72839,16	64564,74	71608,69	73199,38	72110,4
	300	72745,19	64752,27	72738,77	72819,2	71540,87
	500	70921,06	64776,88	71502,99	72894,17	71695,4
	750	72141,77	64484,45	71905,03	72848,8	71271,96
C=0,5	0	49007,94	47631,14	48148,02	46808,67	47123,67
	100	48002,77	47629,25	47768,85	46422,09	46461,74
	150	48515,36	47397,31	47013,29	46207,61	47135,84
	200	48302,15	47431,04	46595,31	45415,96	47305,2
	300	48664,82	45501,32	46002,14	43668,3	47247,66
	500	48659,21	46575,39	44596,31	45119,86	47018,34
	750	48888,44	45996,3	44507,16	47214,26	47256,06
C=0,25	0	24103,57	22060,27	22646,98	23517,61	23349,02
	100	24545,05	22419,15	22913,25	23332,02	23683,06
	150	24232,40	22563,94	22618,64	22964,03	23489,39
	200	24382,99	22830,15	22733,31	23038,99	23475,82
	300	23566,18	22956,07	22635,3	22976,49	23355,71
	500	23764,69	23119,84	22706,77	22907,55	23326,05
	750	23512,51	23473,9	22937,25	23019,22	23531,46

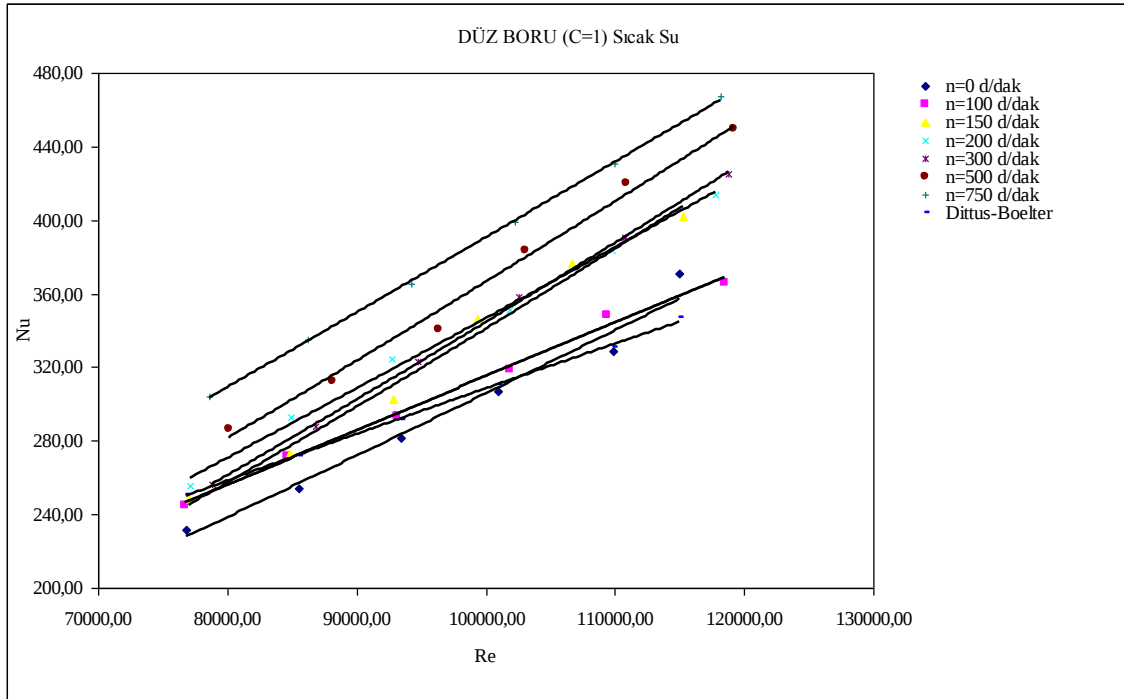
Tablo 5.21. Soğuk su için farklı kapasite oranlarında, farklı devirlerde ortalama Reynolds sayısı

Kapasite Oranı	Devir Sayısı (dev/dak)	Düz Boru	İki Helisli Boru	Üç helisli Boru	Dört Helisli Boru	Beş Helisli Boru
C=1	0	7298,62	7017,335	6746,624	7679,866	7460,842
	100	7383,30	7056,487	6715,349	8047,963	7642,381
	150	7603,83	6942,307	7295,65	7720,091	8067,803
	200	7472,50	7066,425	6975,981	7839,525	8202,364
	300	7462,63	7619,024	7553,157	7717,939	8246,266
	500	7628,21	7905,867	7681,63	7822,55	8296,33
	750	7857,35	7864,893	7789,921	7723,87	8061,984
C=0,75	0	7461,11	8301,387	7912,622	7674,789	8361,902
	100	7691,42	8428,878	7658,266	7675,994	8457,441
	150	7723,22	8539,36	7409,619	7690,973	8442,457
	200	7555,38	8334,009	7397,717	7810,215	8264,479
	300	7038,33	8331,555	7505,051	7994,076	8442,429
	500	7185,40	8413,372	7442,809	7693,149	8329,345
	750	7111,22	8488,652	7542,049	7610,463	8256,819
C=0,5	0	7245,83	7673,385	7717,259	7984,888	7988,433
	100	7364,86	7733,566	8015,431	8285,088	8130,893
	150	7509,62	8197,64	8282,494	8400,836	8386,996
	200	7371,50	8349,506	8402,815	8758,71	8971,702
	300	7675,65	7908,378	8166,34	8104,203	9104,492
	500	7653,02	8420,963	8526,849	8433,327	8933,871
	750	7965,09	8155,279	8352,994	8288,139	8560,299
C=0,25	0	7240,81	6498,106	6550,35	6878,59	7985,545
	100	7438,44	6580,584	6698,233	7020,303	8123,123
	150	7404,54	6533,132	6608,4	7036,645	8088,472
	200	7514,03	6627,168	6691,394	7153,732	8056,044
	300	7407,92	6879,677	6975,901	7034,064	8157,06
	500	7523,70	6822,81	7003,131	7020,841	8038,43
	750	7596,80	6907,631	6857,08	7164,25	7957,562

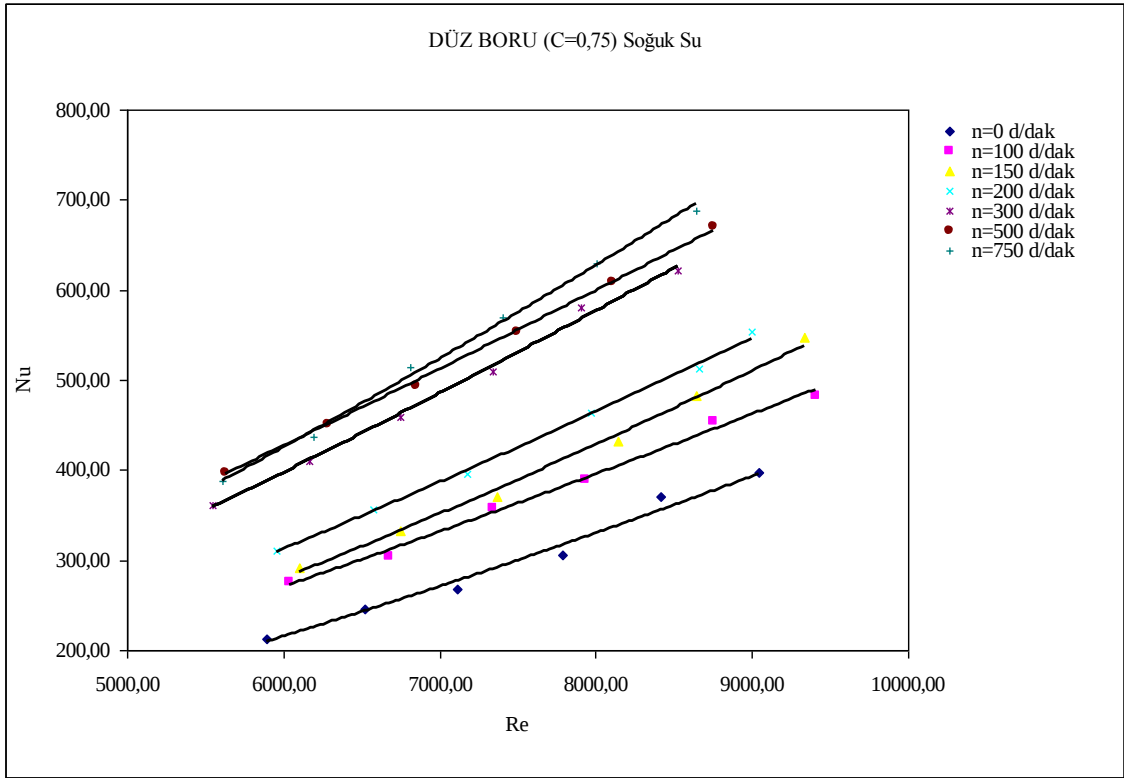
5.2. Deney Sonuçlarından Elde Edilen Grafikler



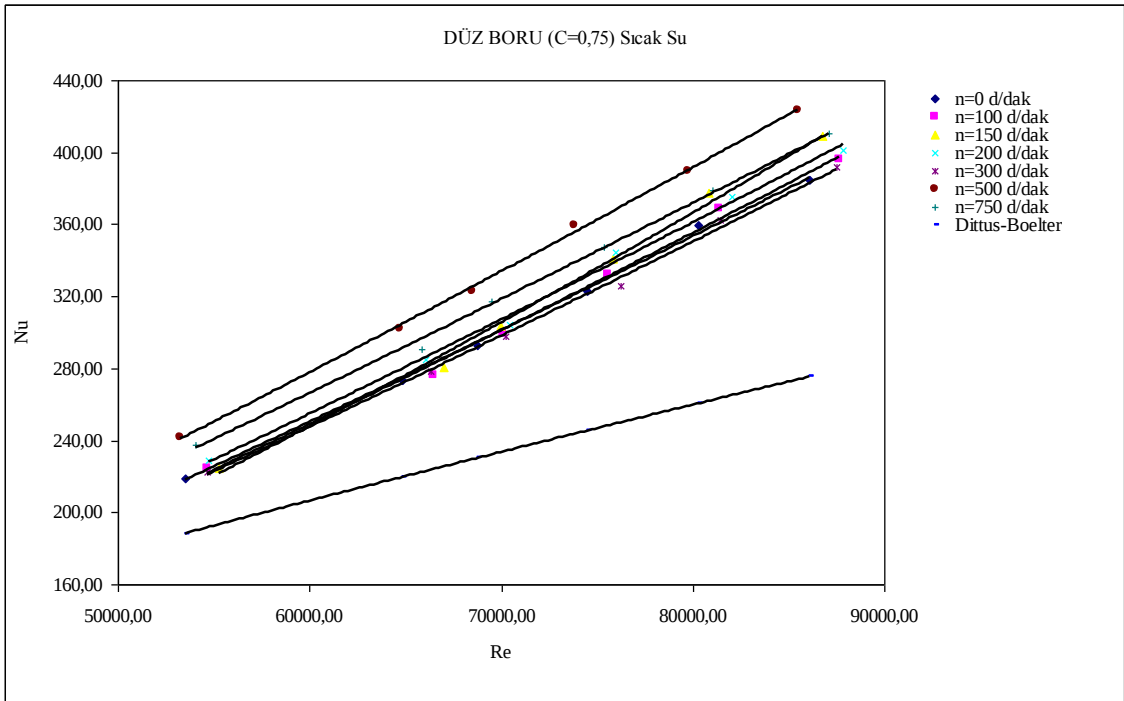
Şekil 5.1. Düz boruda anular aralıkta C=1 için Nu-Re değişimi



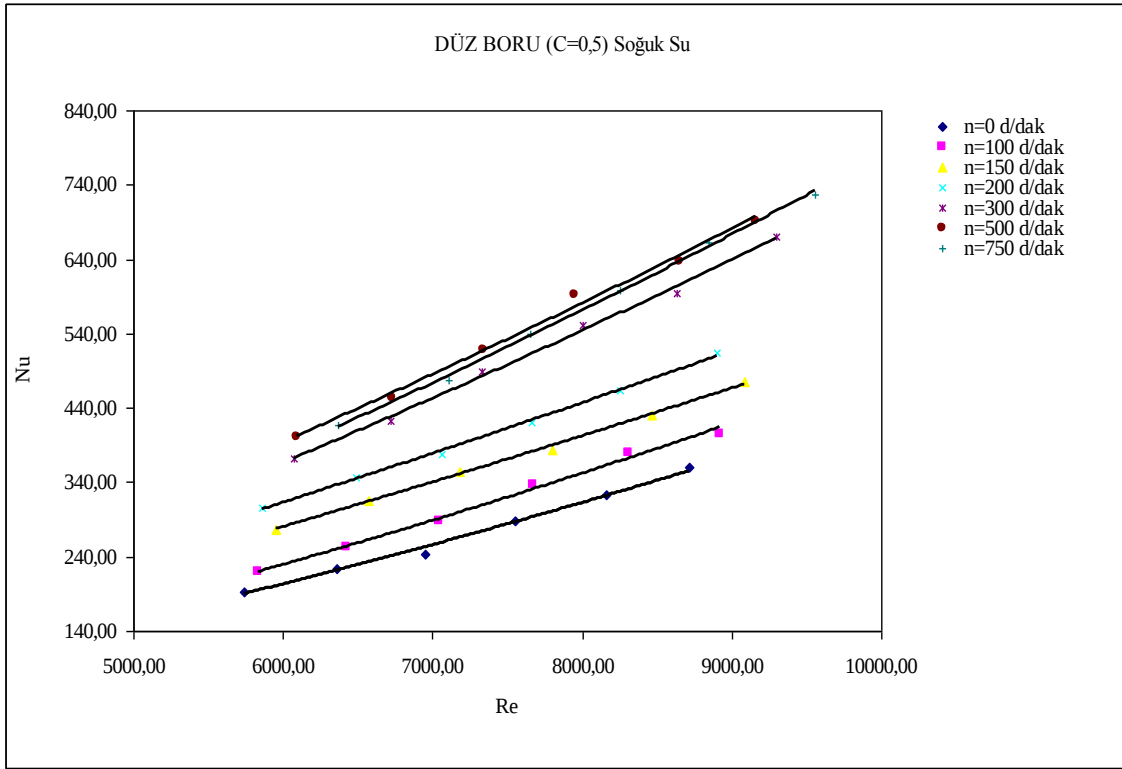
Şekil 5.2. Düz boruda C=1 için Nu-Re değişimi



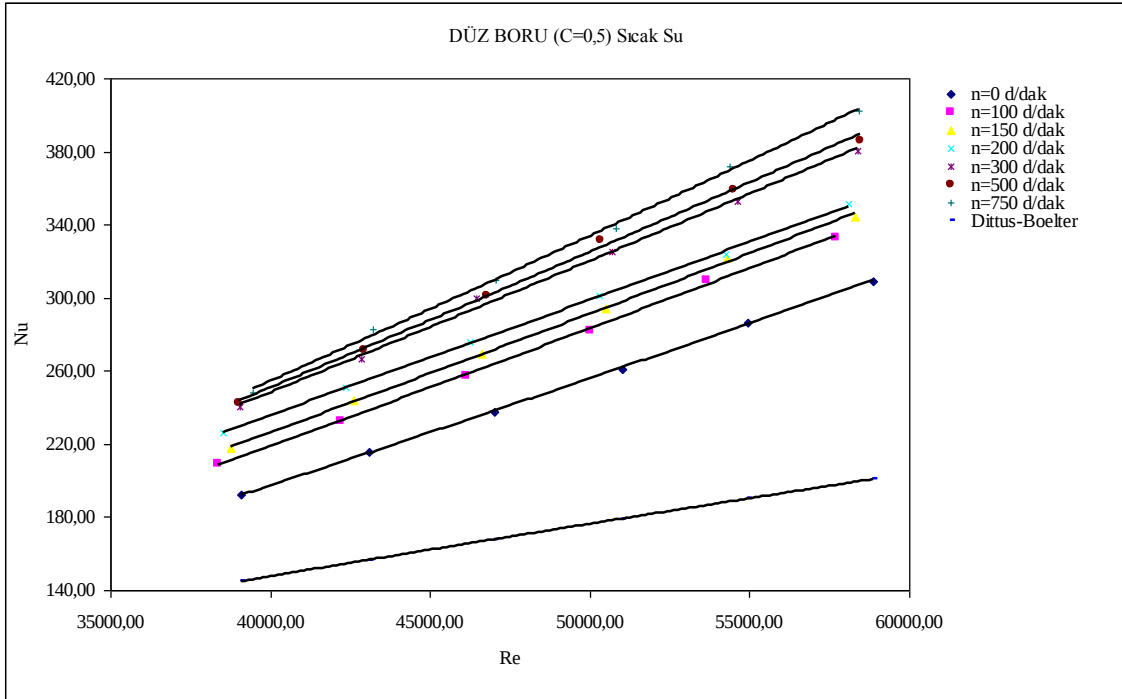
Şekil 5.3. Düz boruda anular aralıkta $C=0,75$ için Nu-Re değişimi



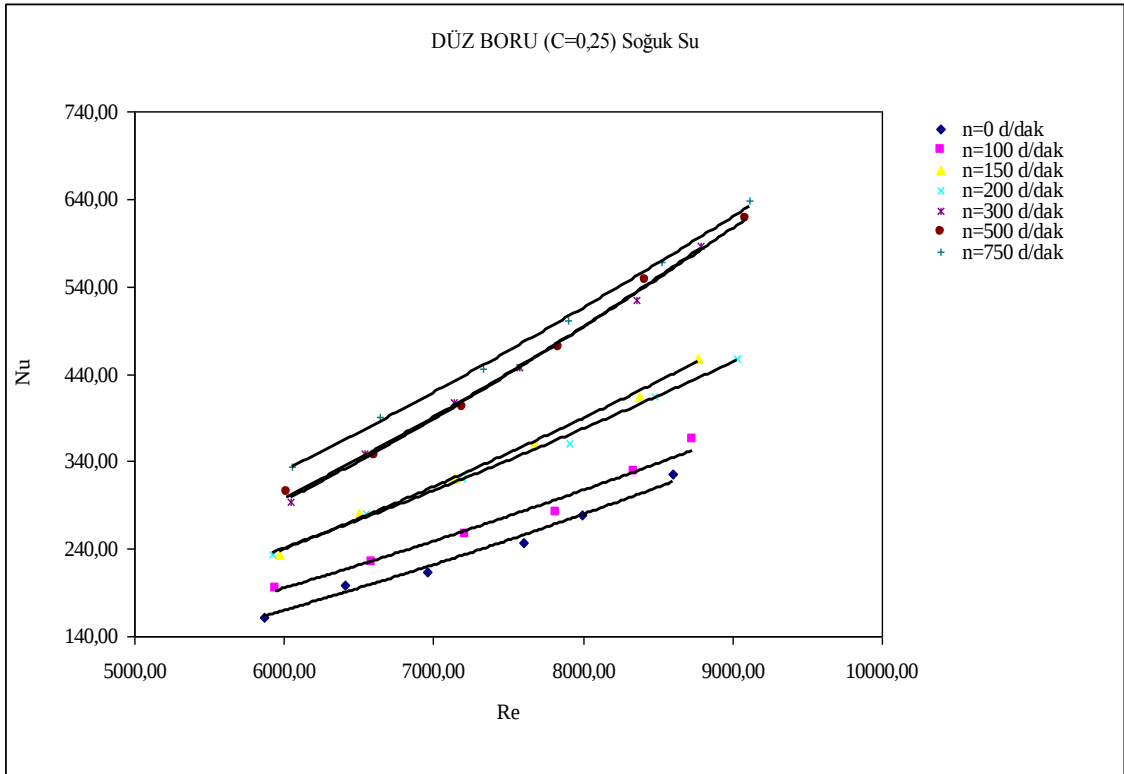
Şekil 5.4. Düz boruda $C=0,75$ için Nu-Re değişimi



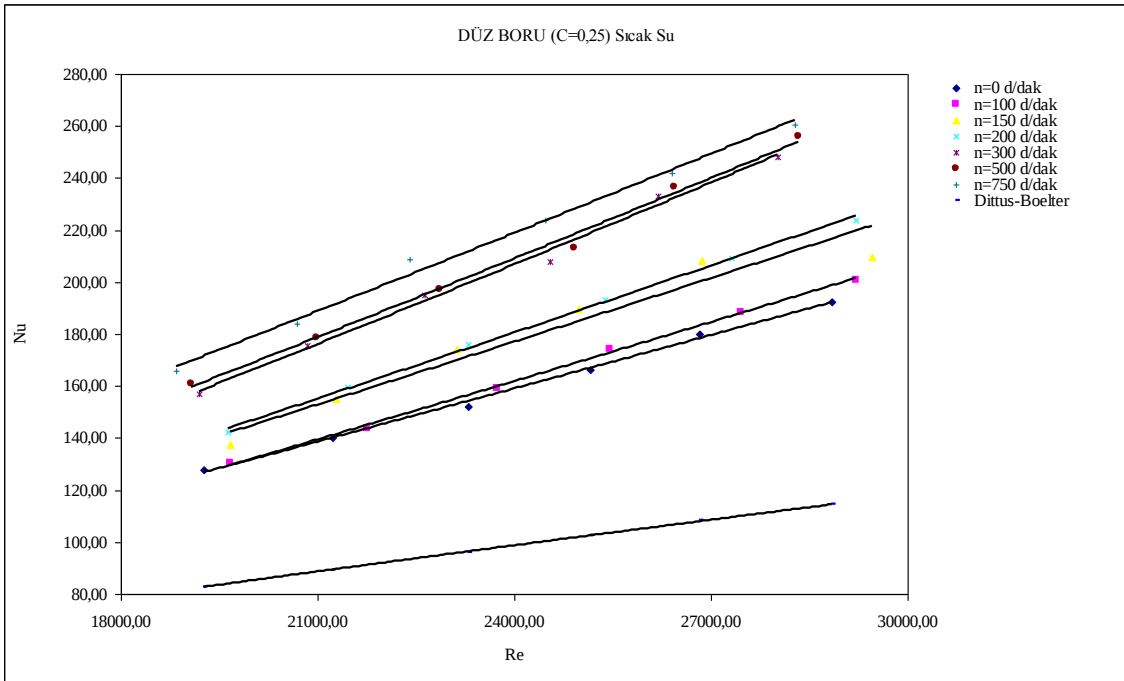
Şekil 5.5. Düz boruda anular aralıkta $C=0,5$ için Nu-Re değişimi



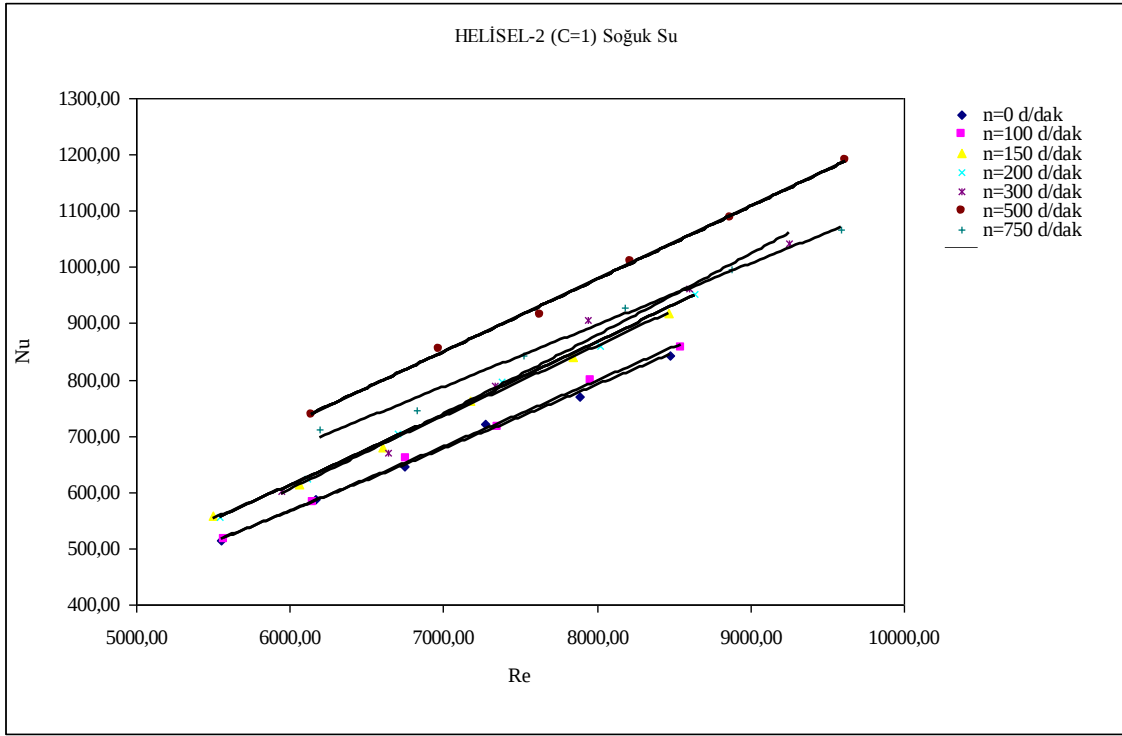
Şekil 5.6. Düz boruda $C=0,5$ için Nu-Re değişimi



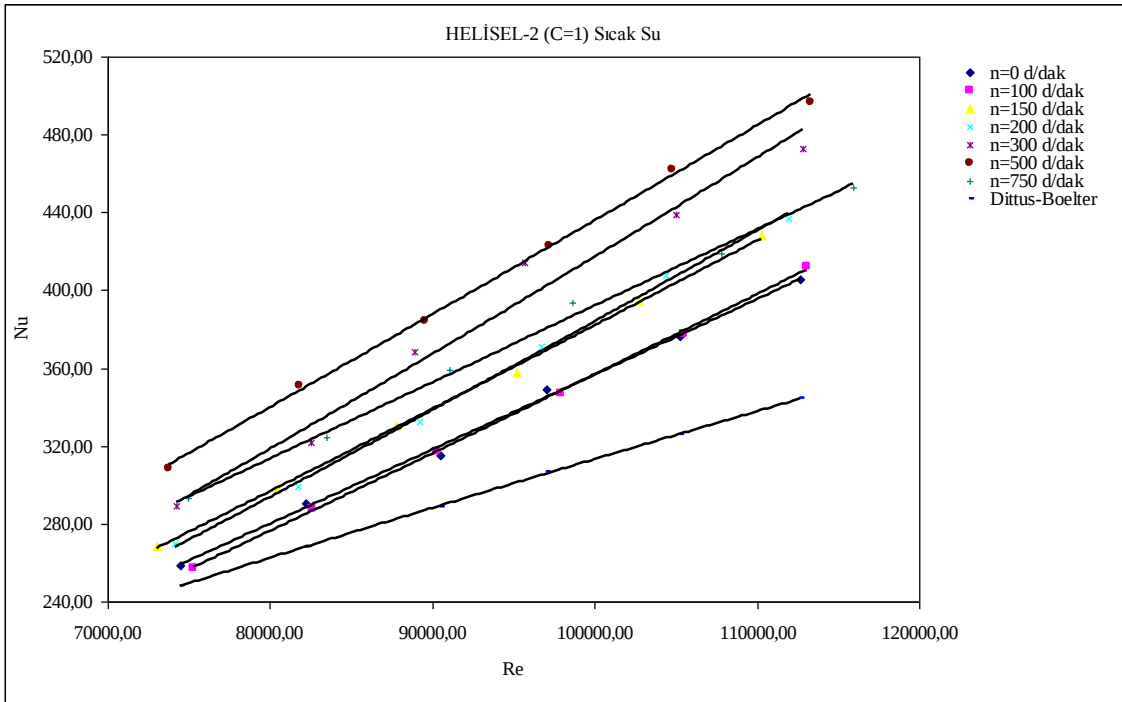
Şekil 5.7. Düz boruda anular aralıkta C=0,25 için Nu-Re değişimi



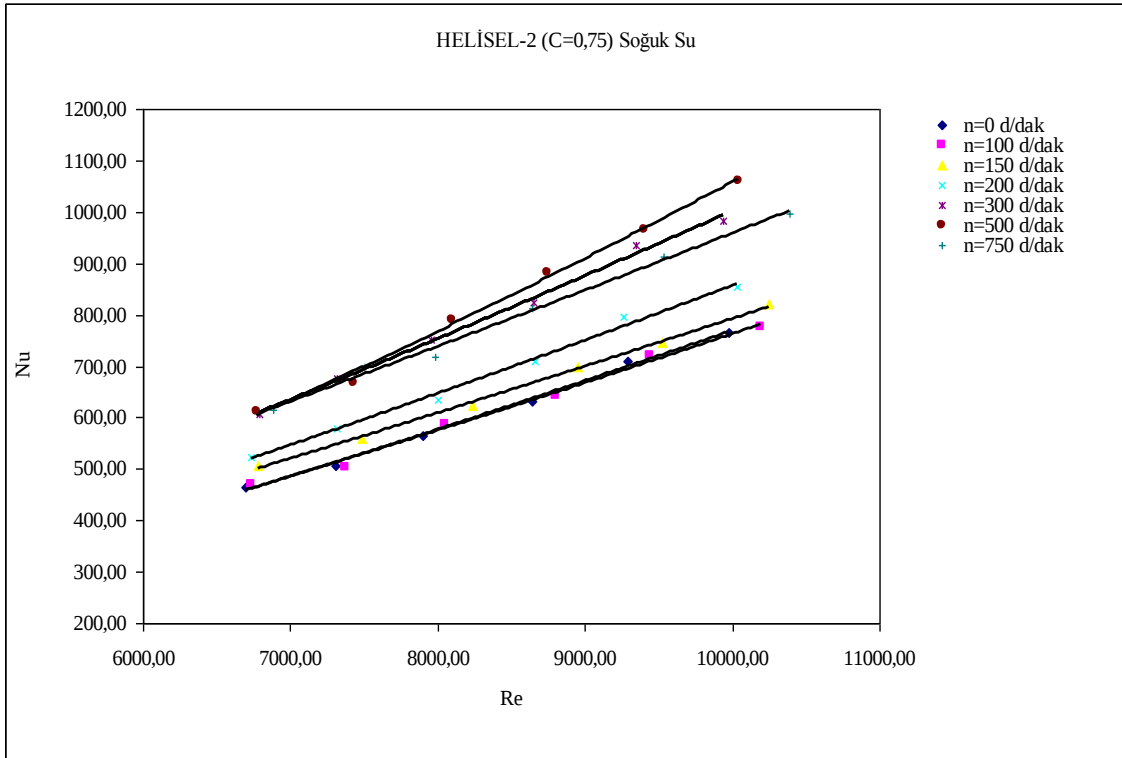
Şekil 5.8. Düz boruda C=0,5 için Nu-Re değişimi



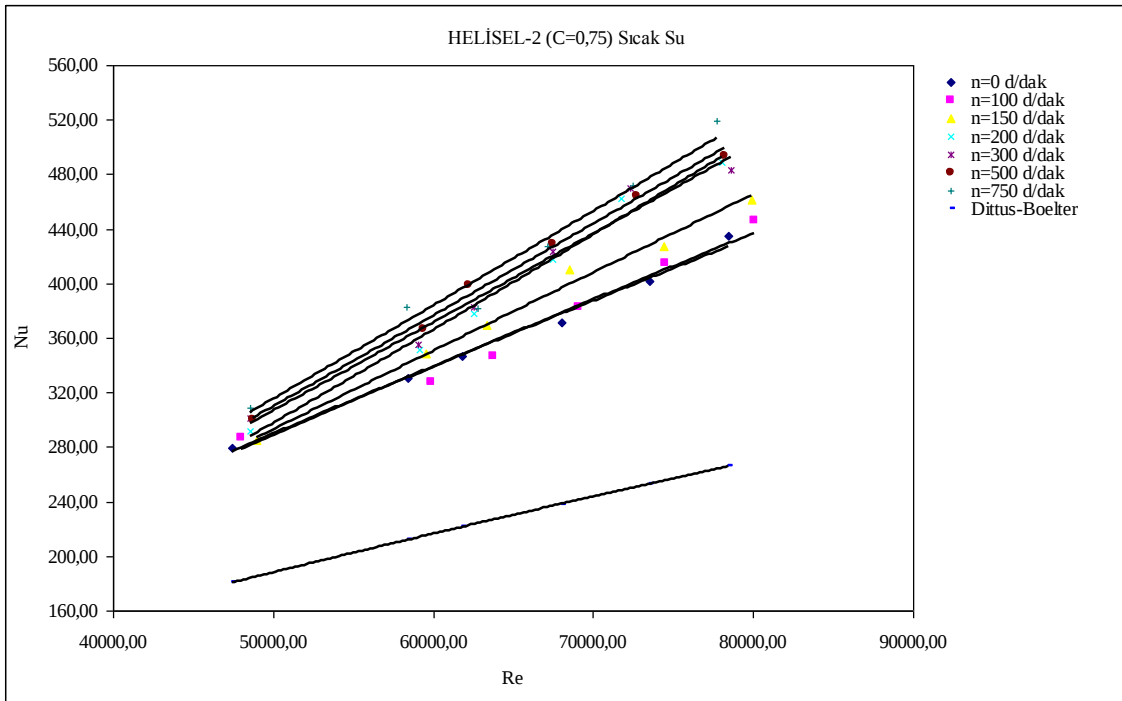
Şekil 5.9. İki helisli boruda anular aralıkta C=1 için Nu-Re değişimi



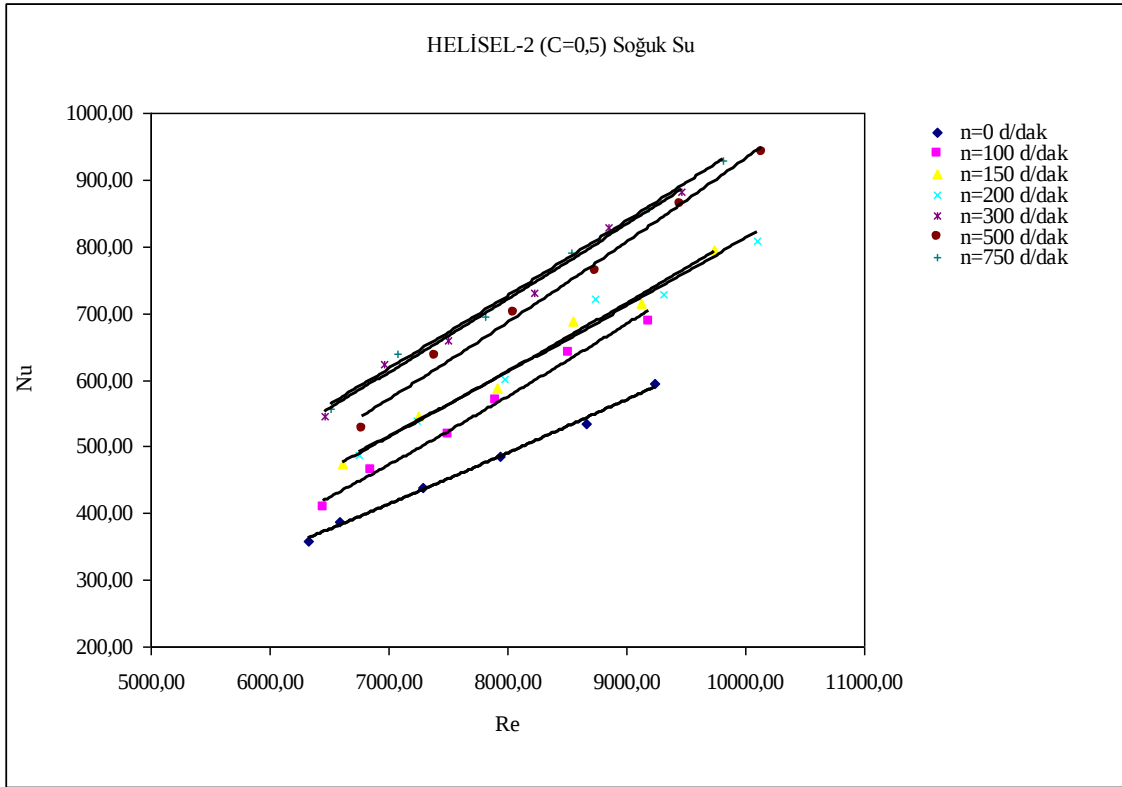
Şekil 5.10. İki helisli boruda C=1 için Nu-Re değişimi



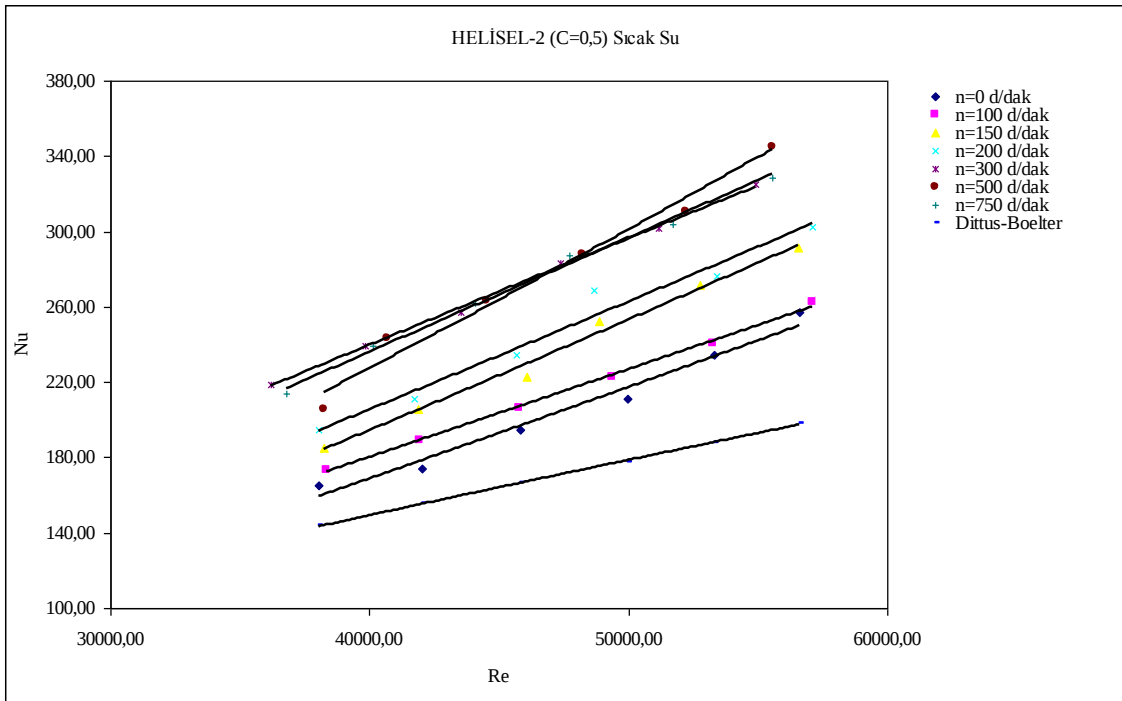
Şekil 5.11. İki helisli boruda anular aralıkta C=0,75 için Nu-Re değişimi



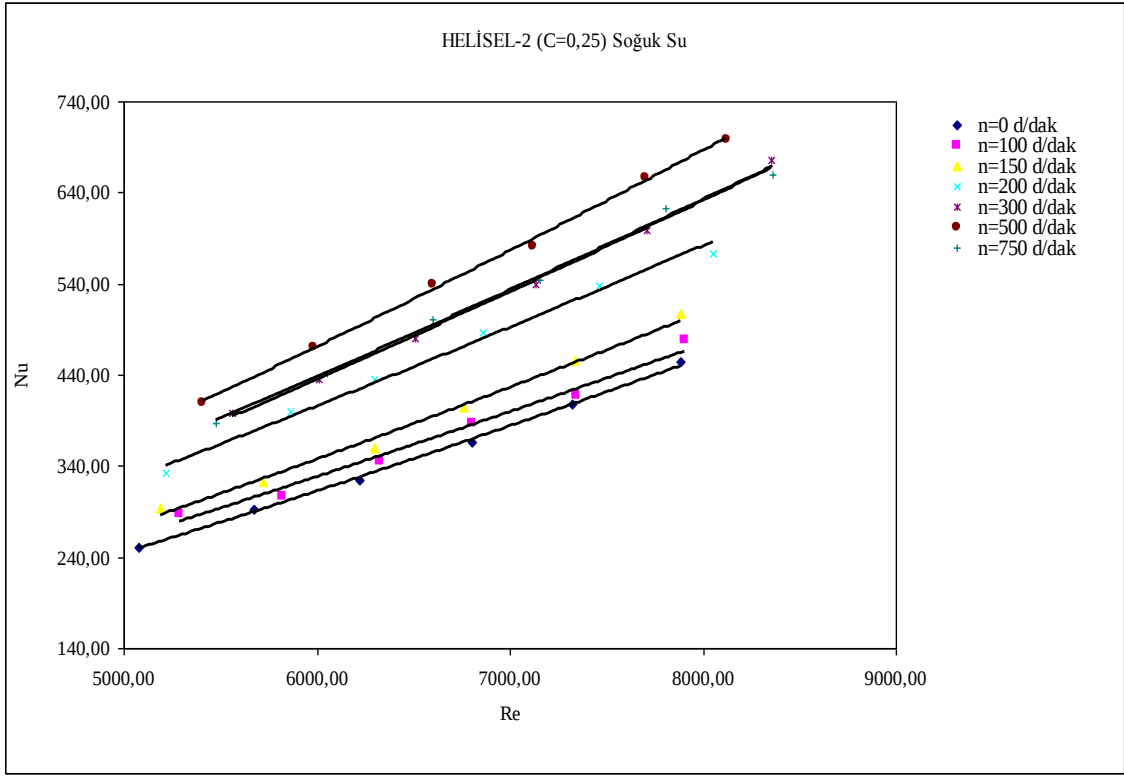
Şekil 5.12. İki helisli boruda C=0,75 için Nu-Re değişimi



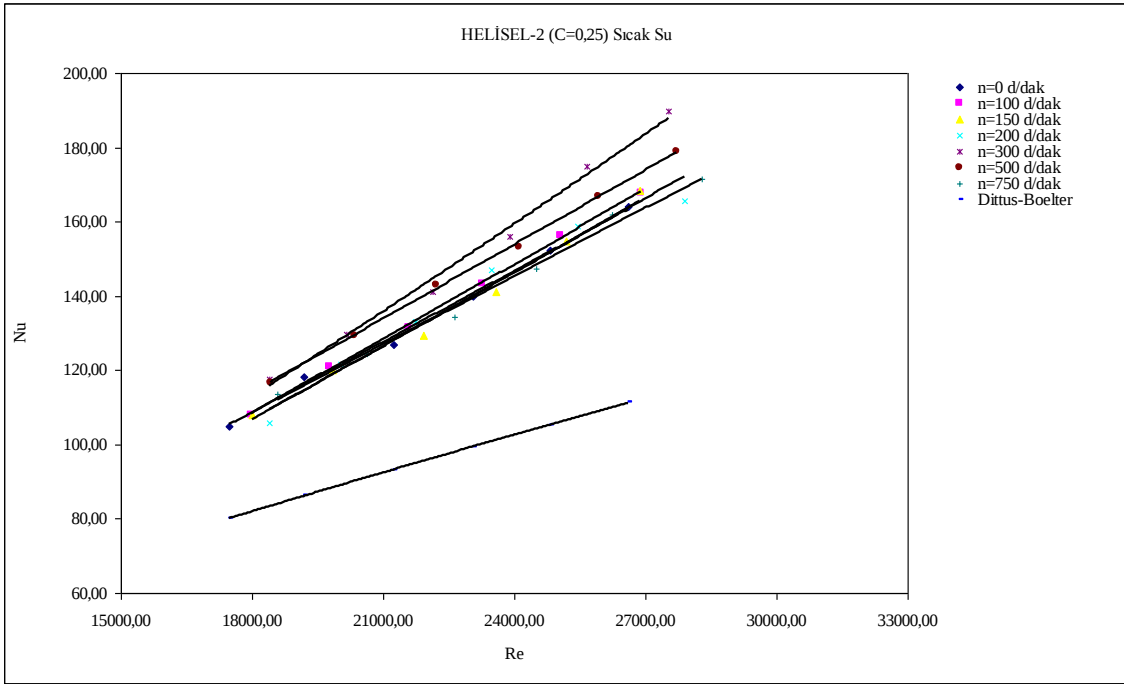
Şekil 5.13. İki helisli boruda anular aralıkta C=0,5 için Nu-Re değişimi



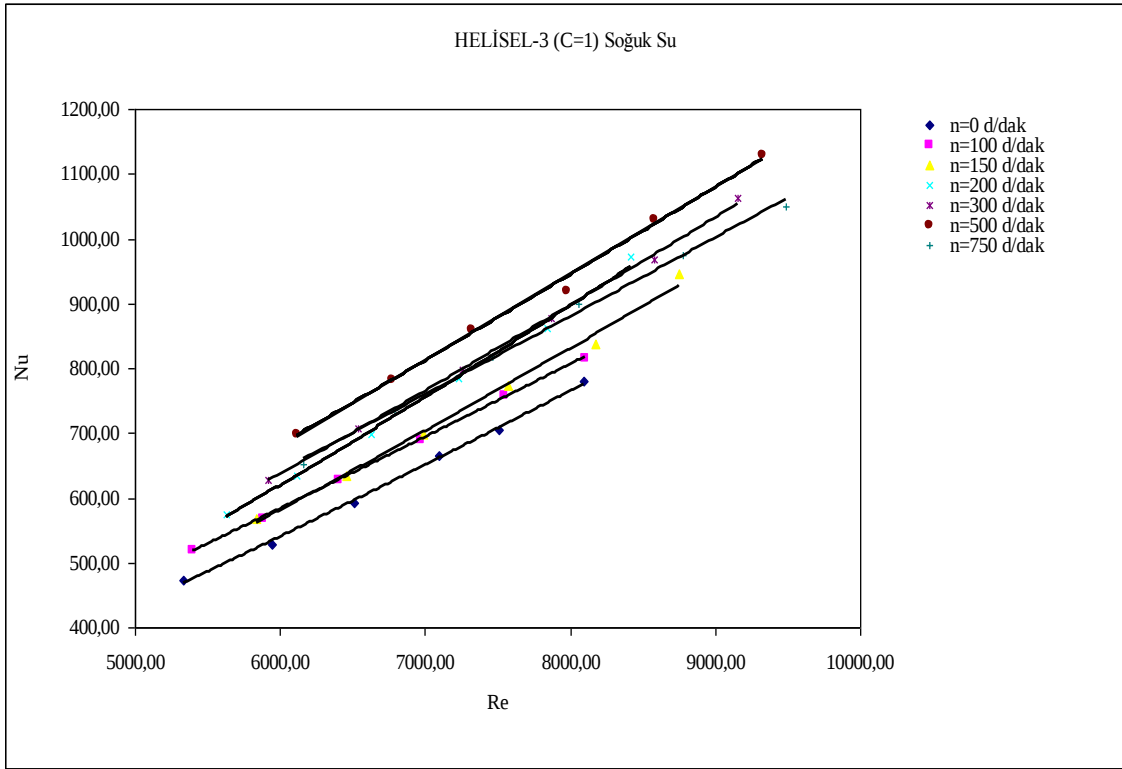
Şekil 5.14. İki helisli boruda C=0,5 için Nu-Re değişimi



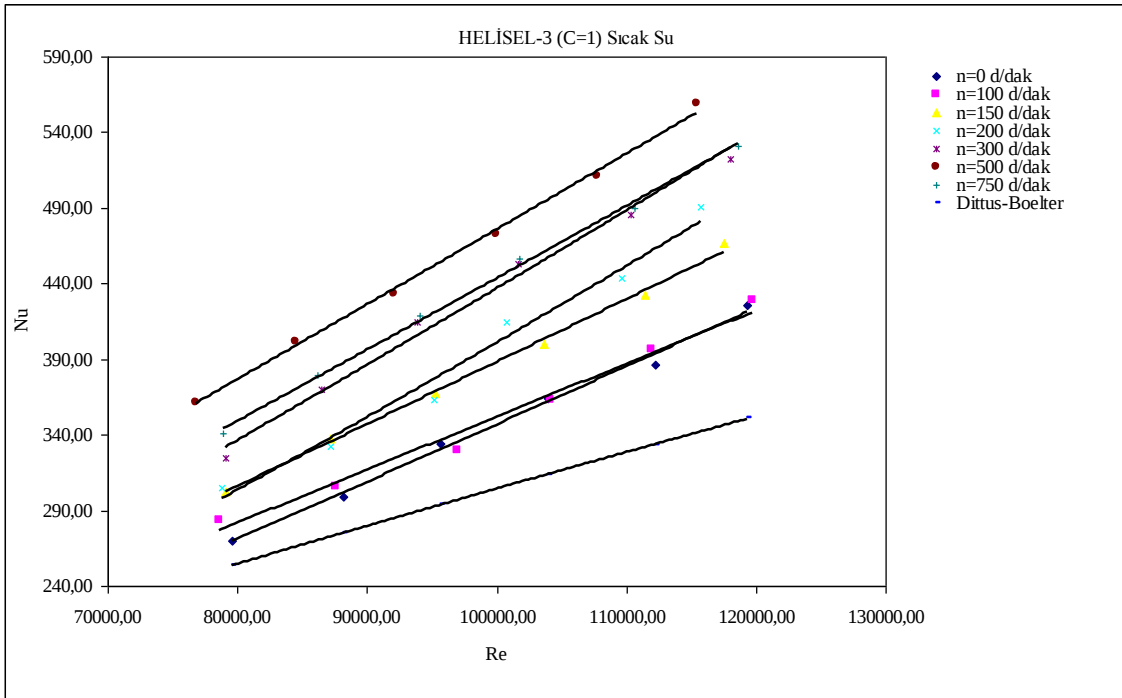
Şekil 5.15. İki helisli boruda anular aralıkta C=0,25 için Nu-Re değişimi



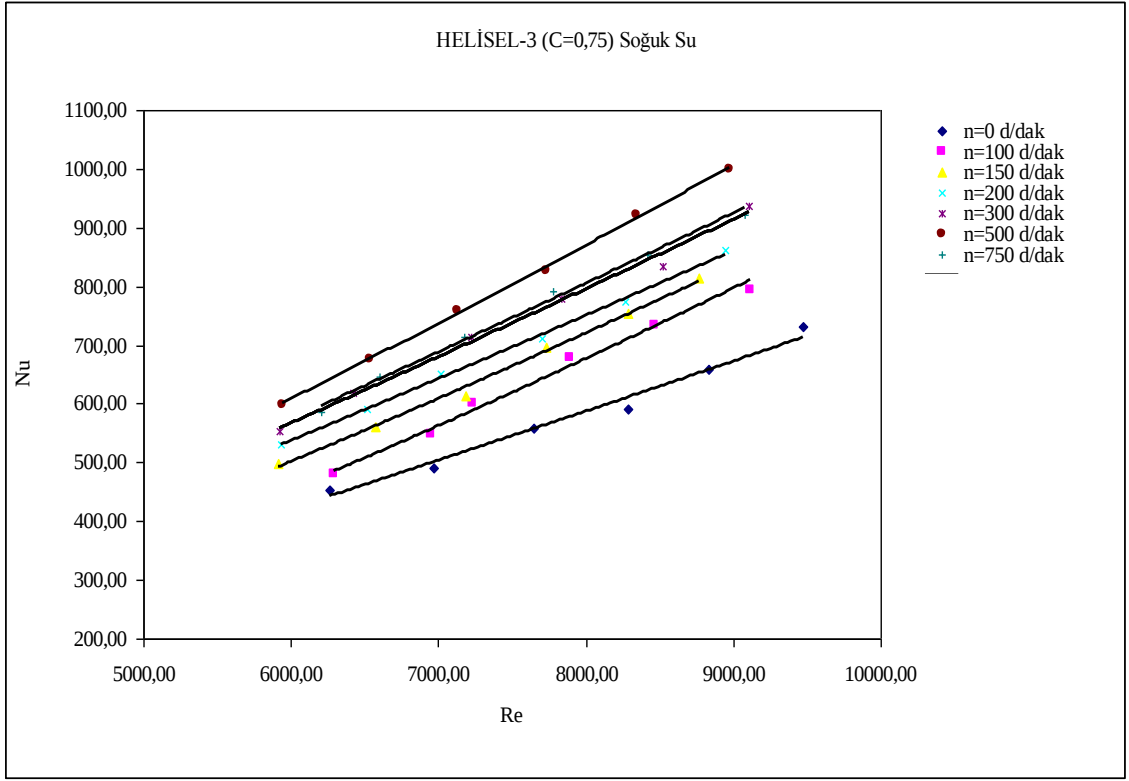
Şekil 5.16. İki helisli boruda C=0,25 için Nu-Re değişimi



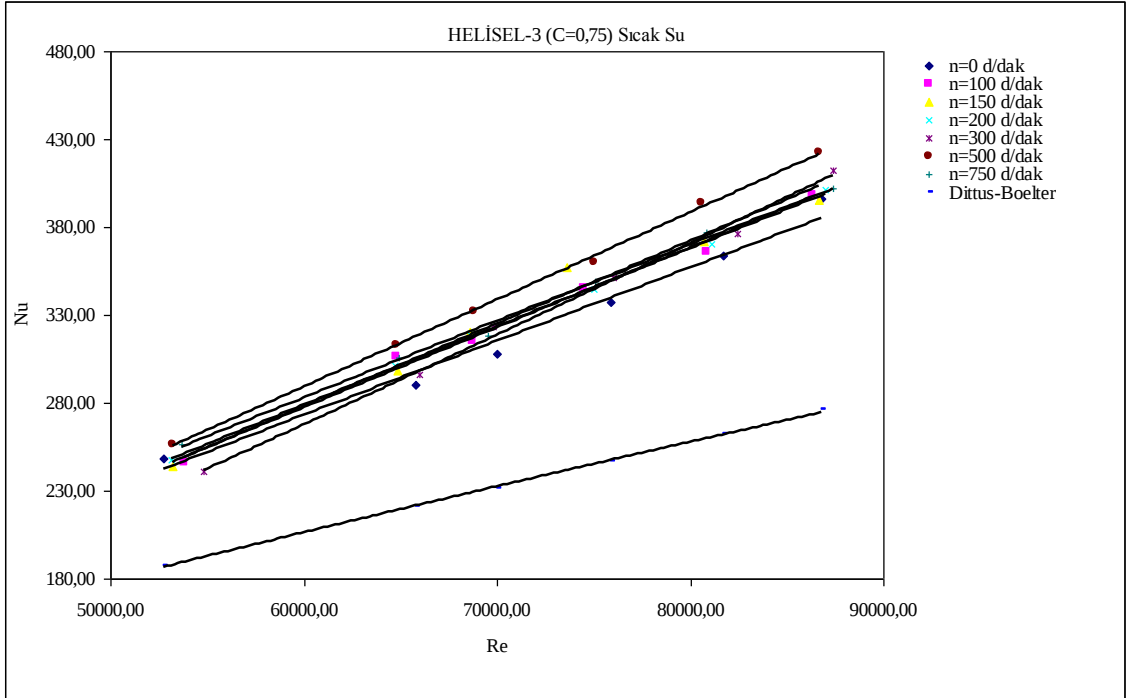
Şekil 5.17. Üç helisli boruda anular aralıkta C=1 için Nu-Re değişim



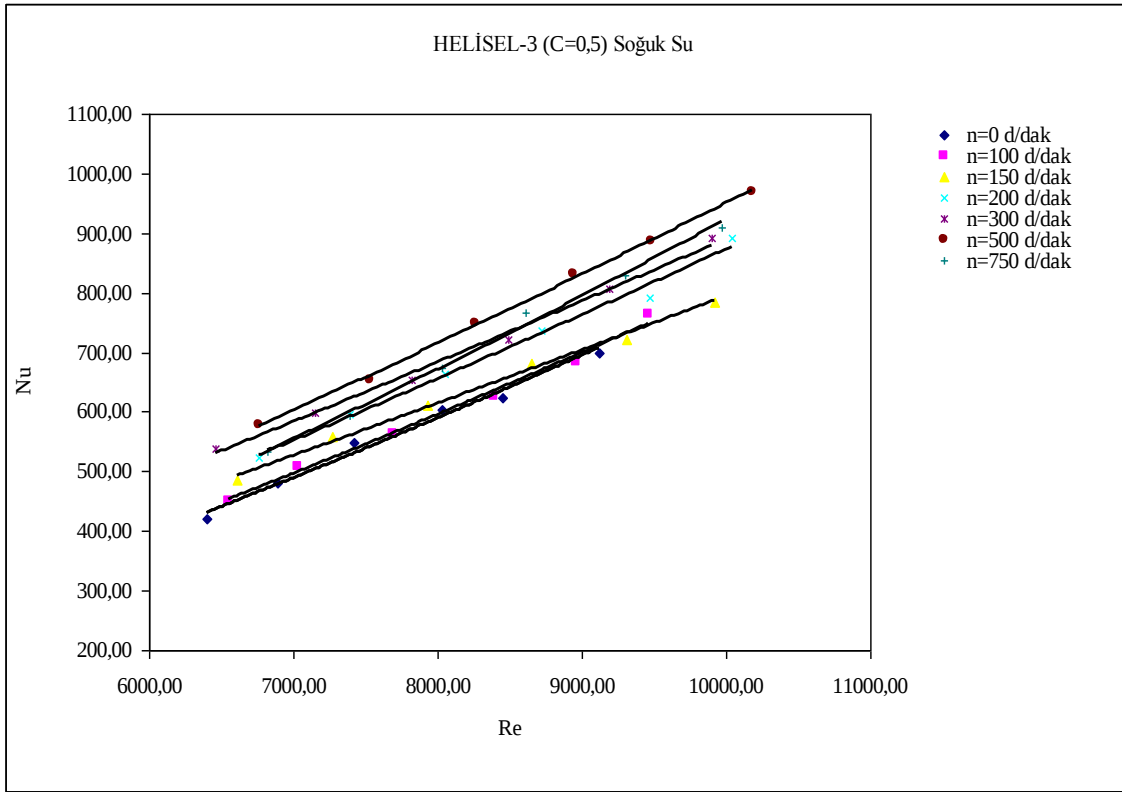
Şekil 5.18. Üç helisli boruda C=1 için Nu-Re değişimi



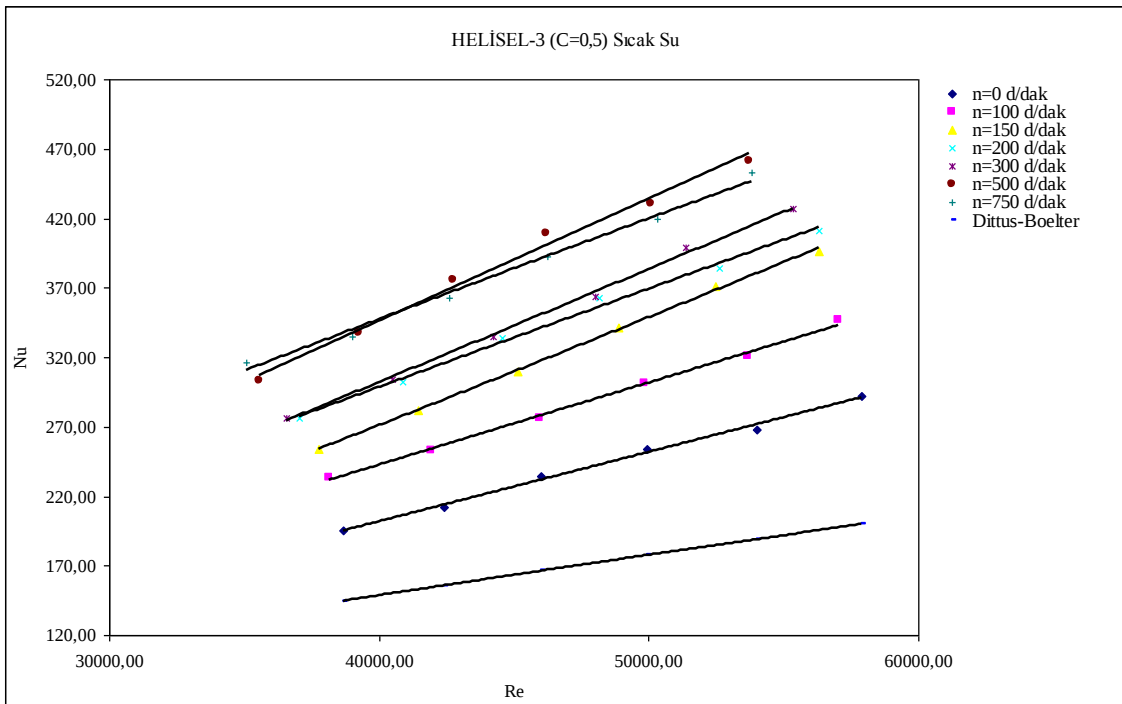
Şekil 5.19. Üç helisli boruda anular aralıkta C=0,75 için Nu-Re değişimi



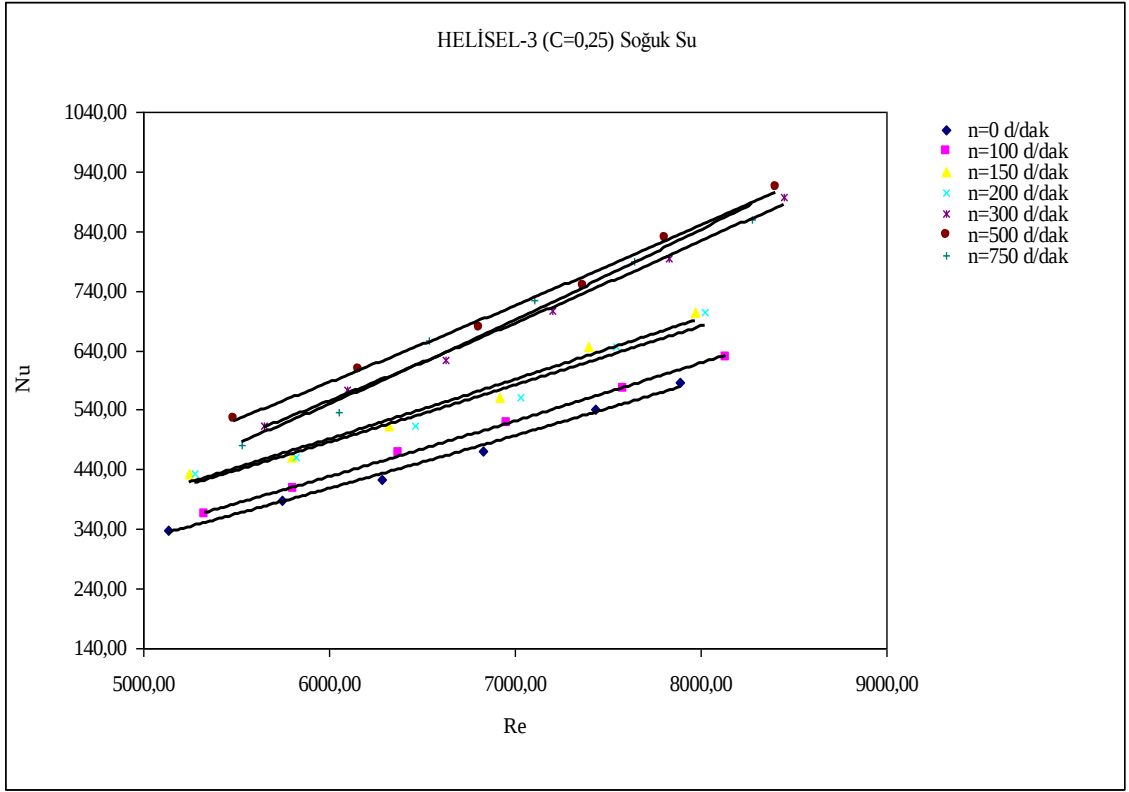
Şekil 5.20. Üç helisli boruda C=0,75 için Nu-Re değişimi



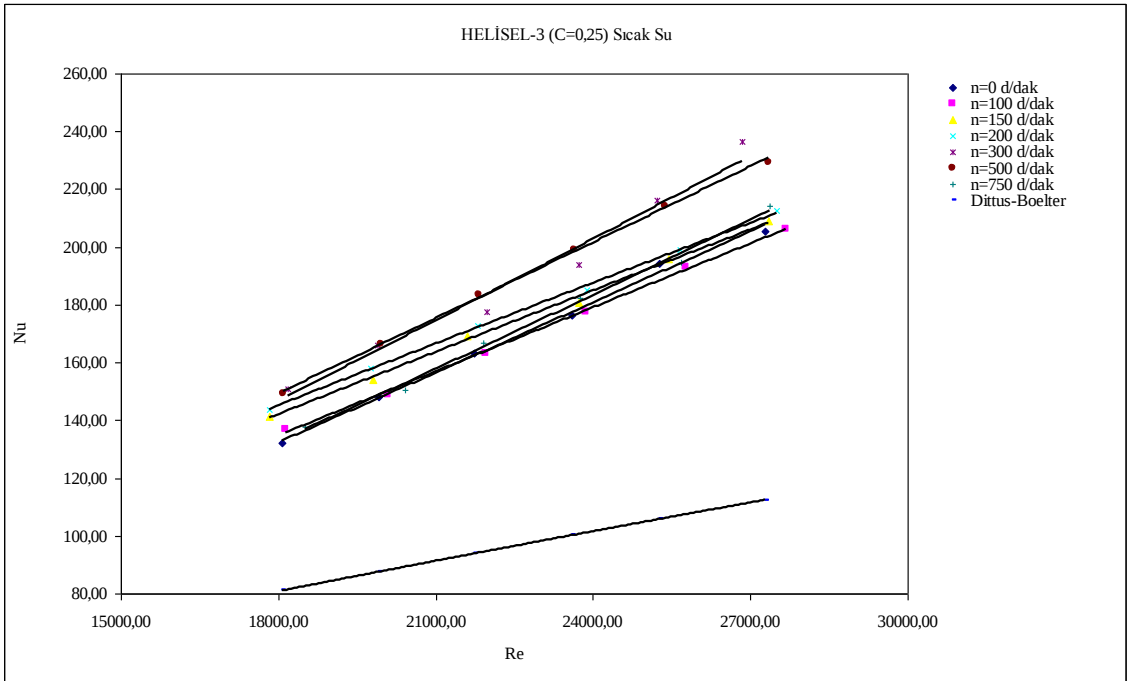
Şekil 5.21. Üç helisli boruda anular aralıkta C=0,5 için Nu-Re değişimi



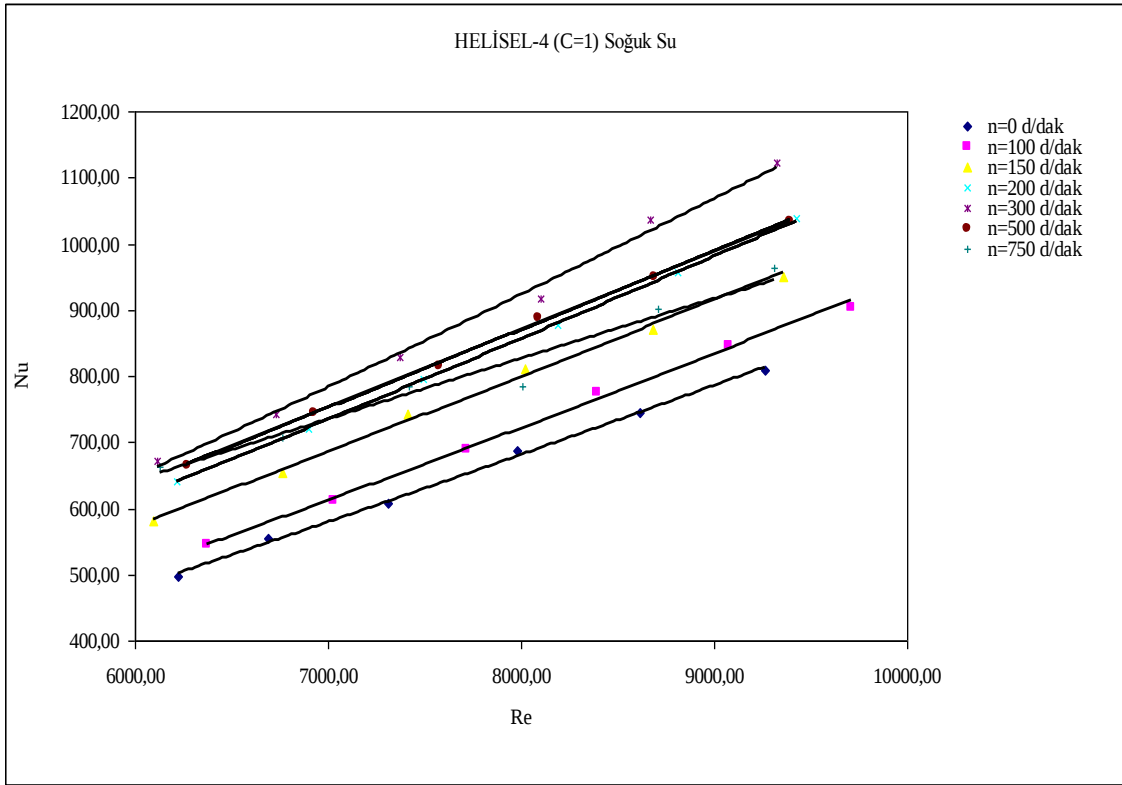
Şekil 5.22. Üç helisli boruda C=0,5 için Nu-Re değişimi



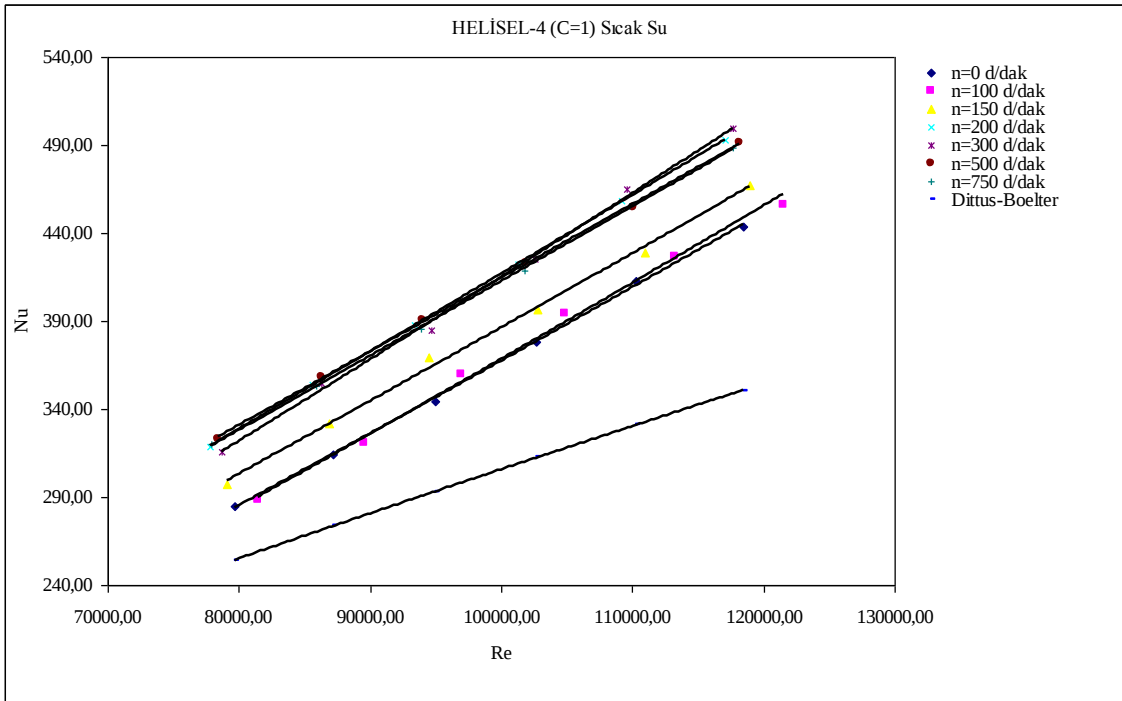
Şekil 5.23. Üç helisli boruda anular aralıkta C=0,25 için Nu-Re değişimi



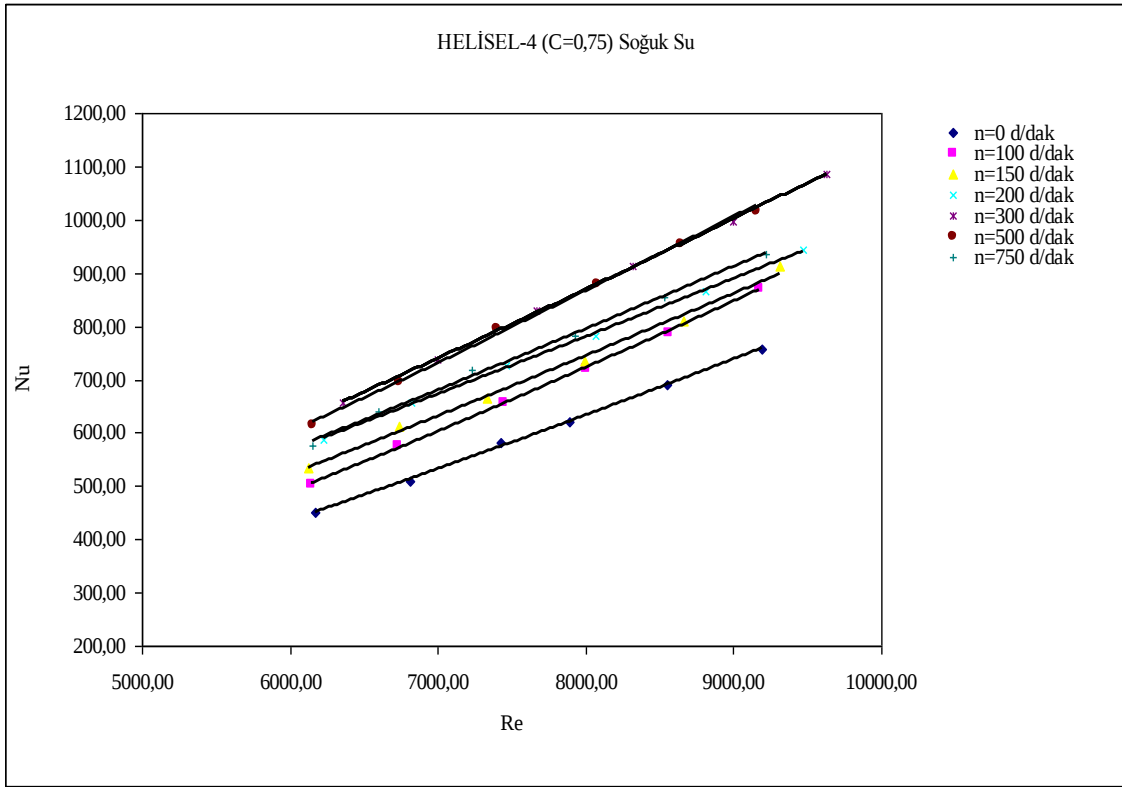
Şekil 5.24. Üç helisli boruda C=0,25 için Nu-Re değişimi



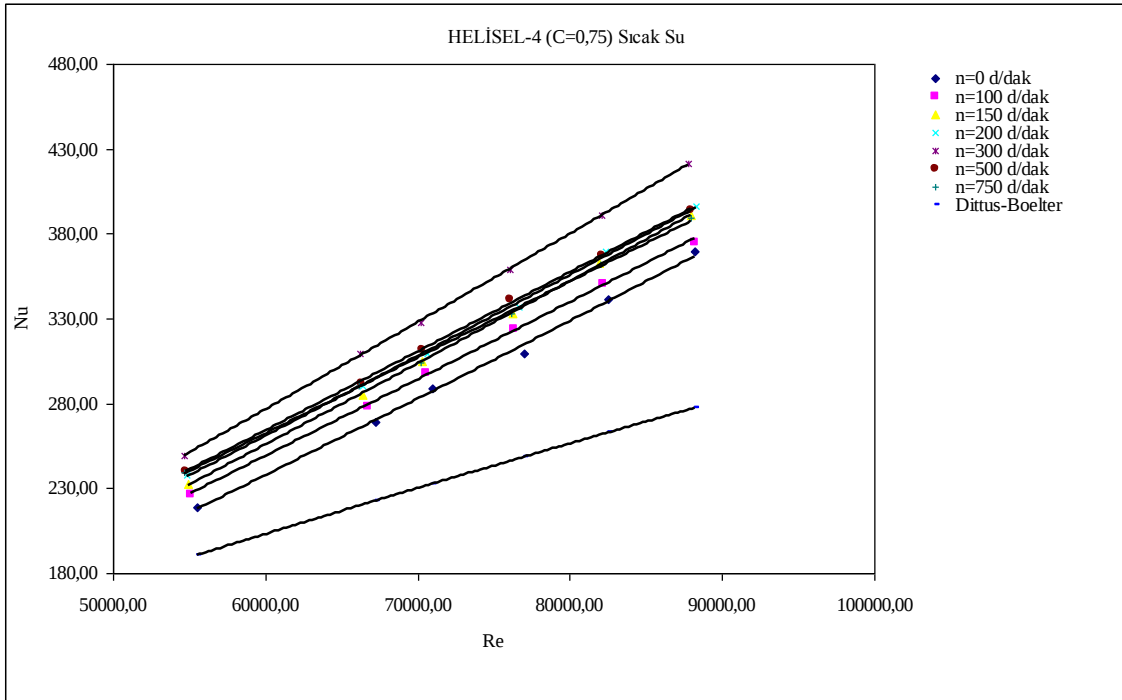
Şekil 5.25. Dört helisli boruda anular aralıkta C=1 için Nu-Re değişimi



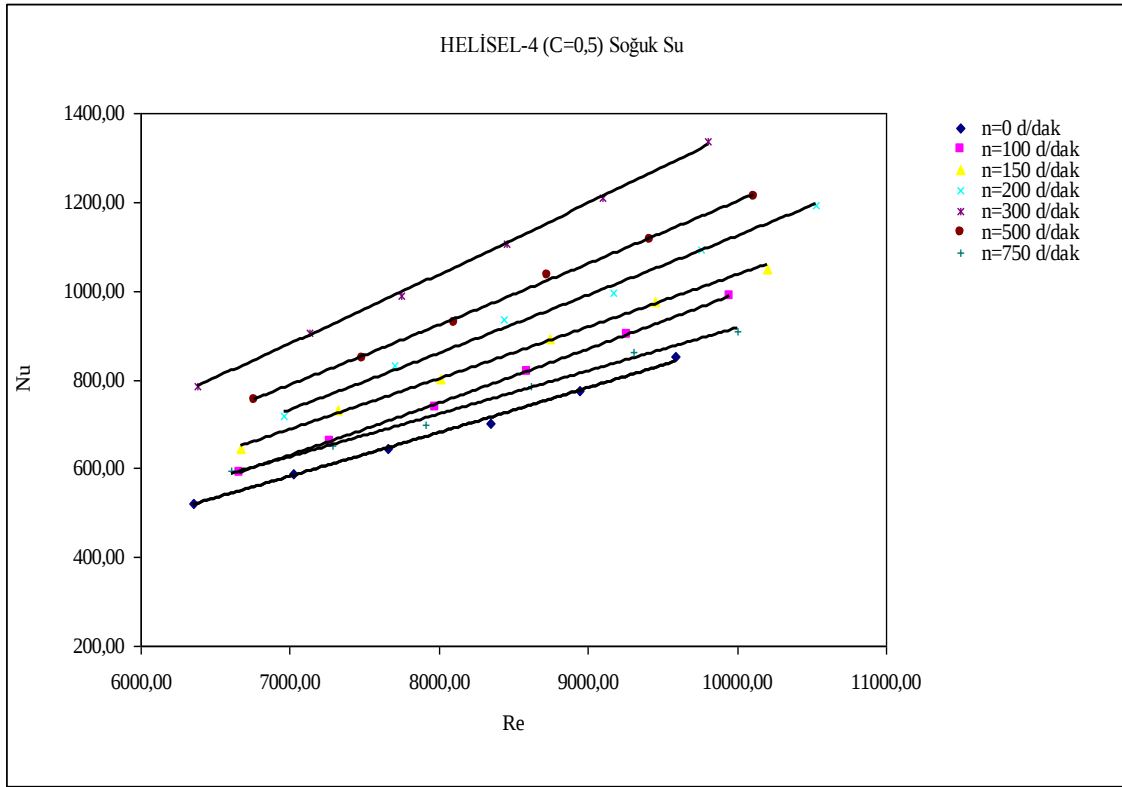
Şekil 5.26. Dört helisli boruda C=1 için Nu-Re değişimi



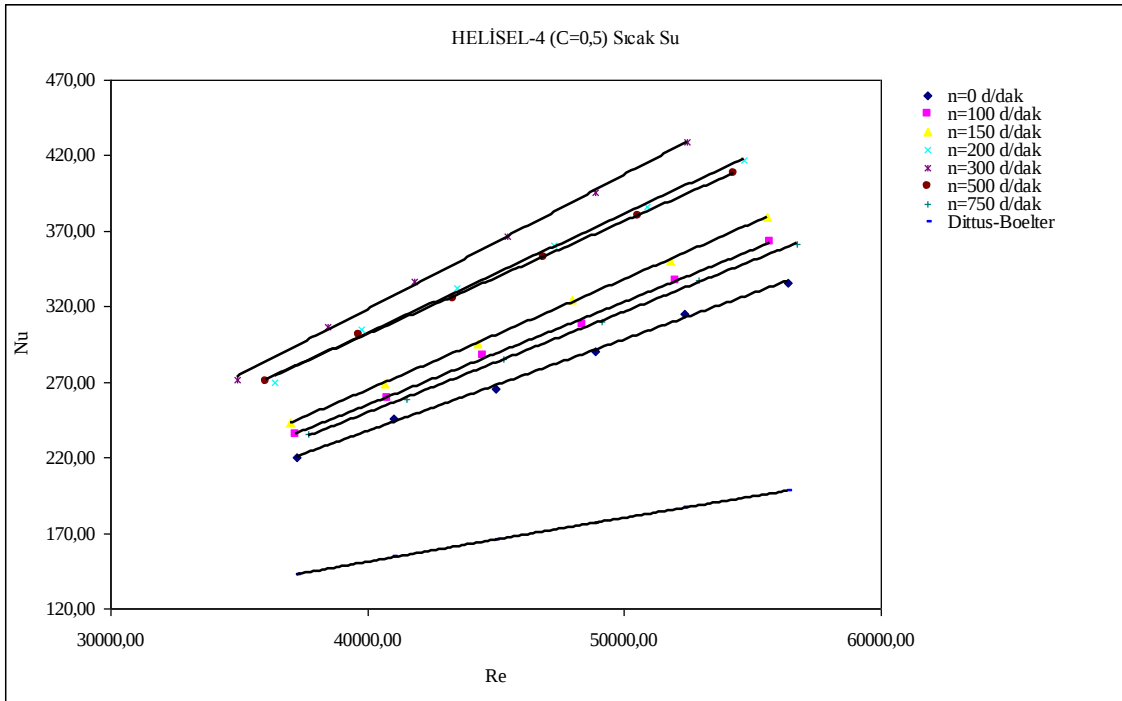
Şekil 5.27. Dört helisli boruda anular aralıkta C=0,75 için Nu-Re değişimi



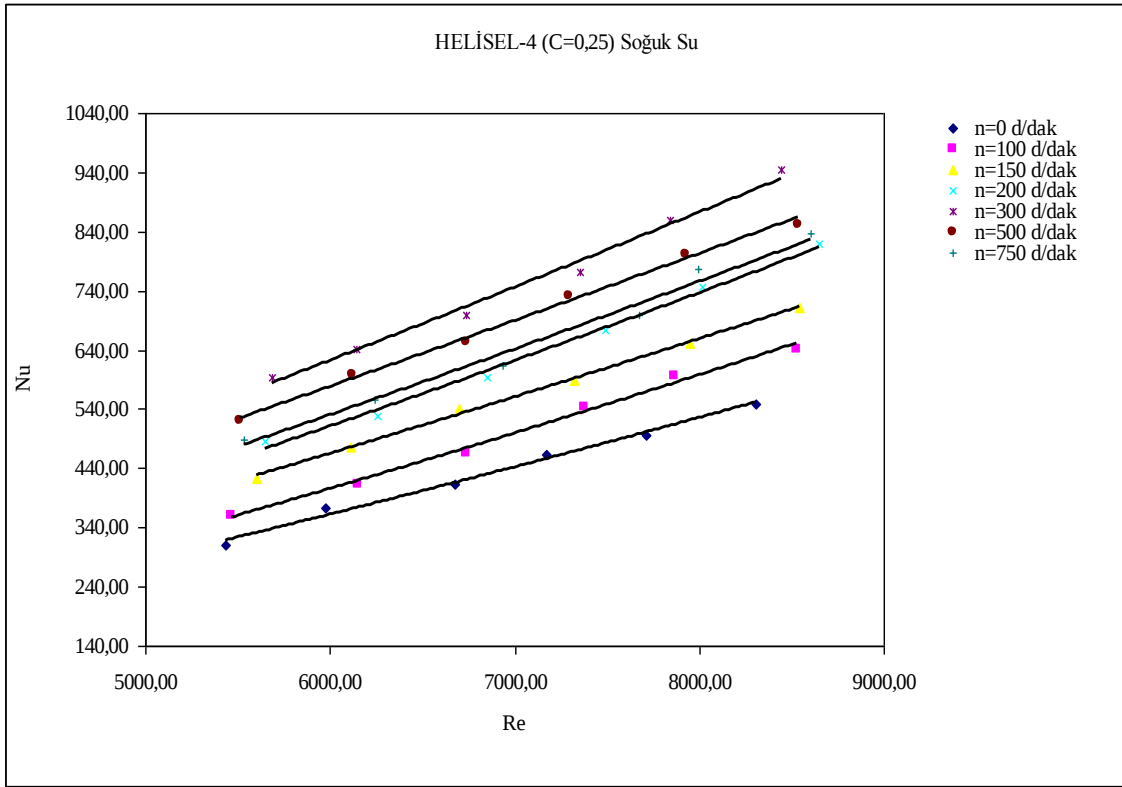
Şekil 5.28. Dört helisli boruda C=0,75 için Nu-Re değişimi



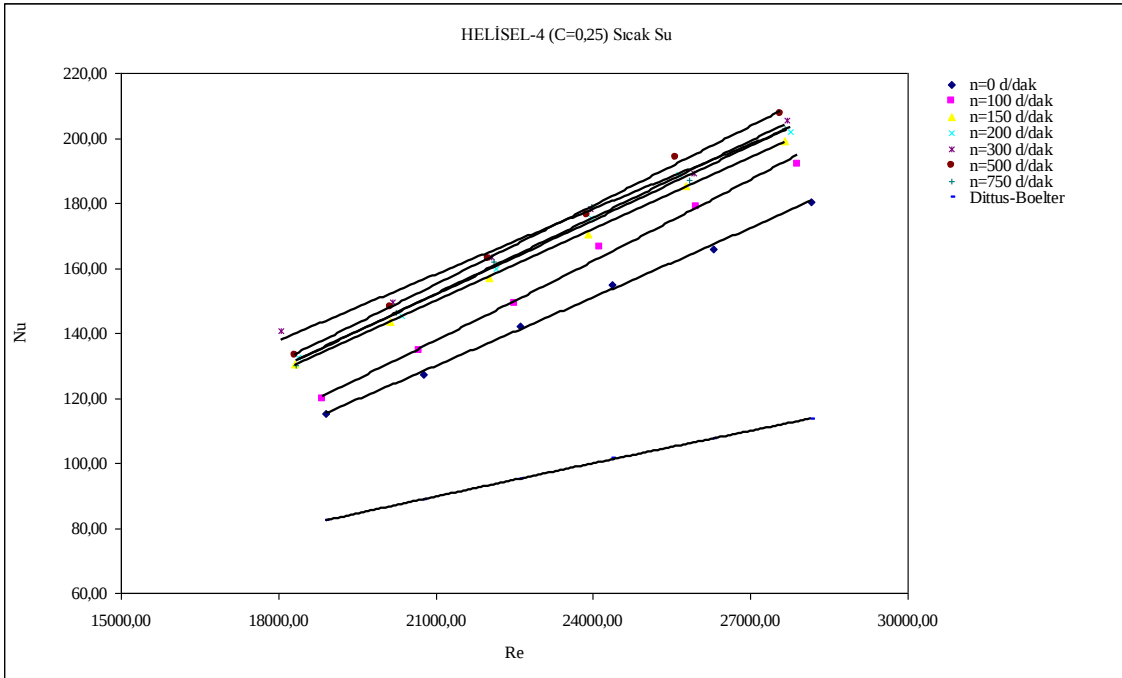
Şekil 5.29. Dört helisli boruda anular aralıkta C=0,5 için Nu-Re değişimi



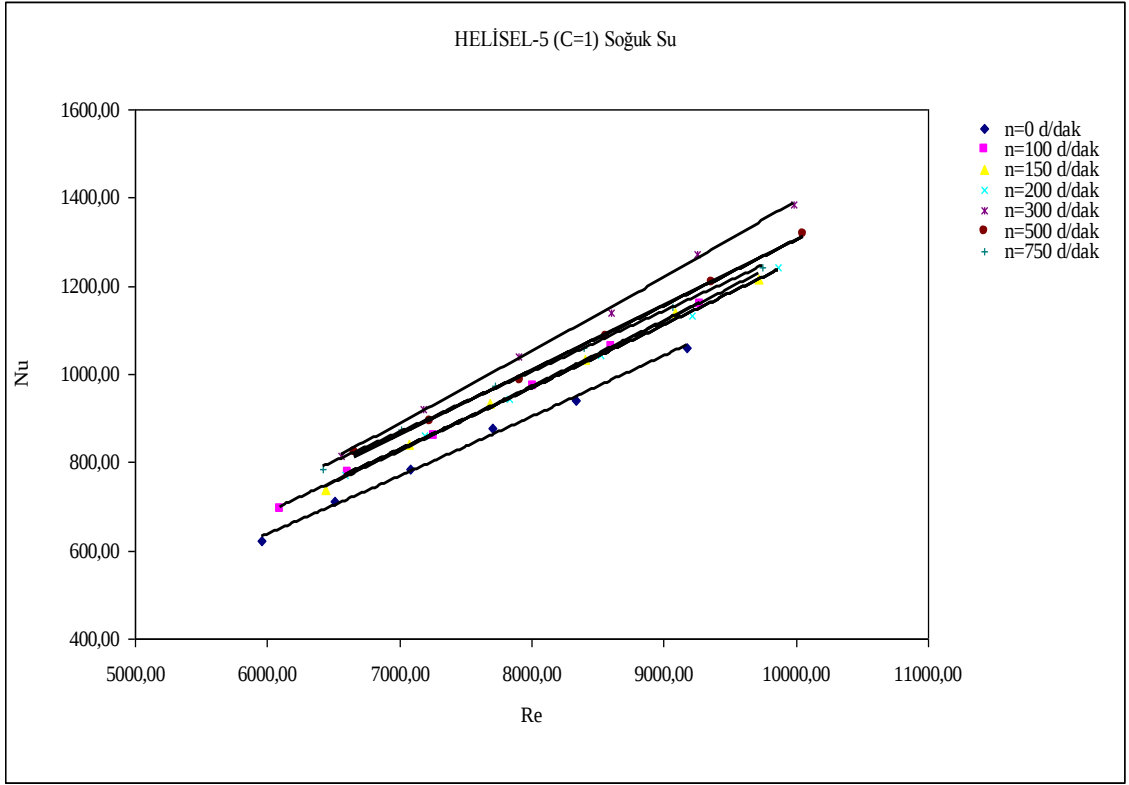
Şekil 5.30. Dört helisli boruda C=0,5 için Nu-Re değişimi



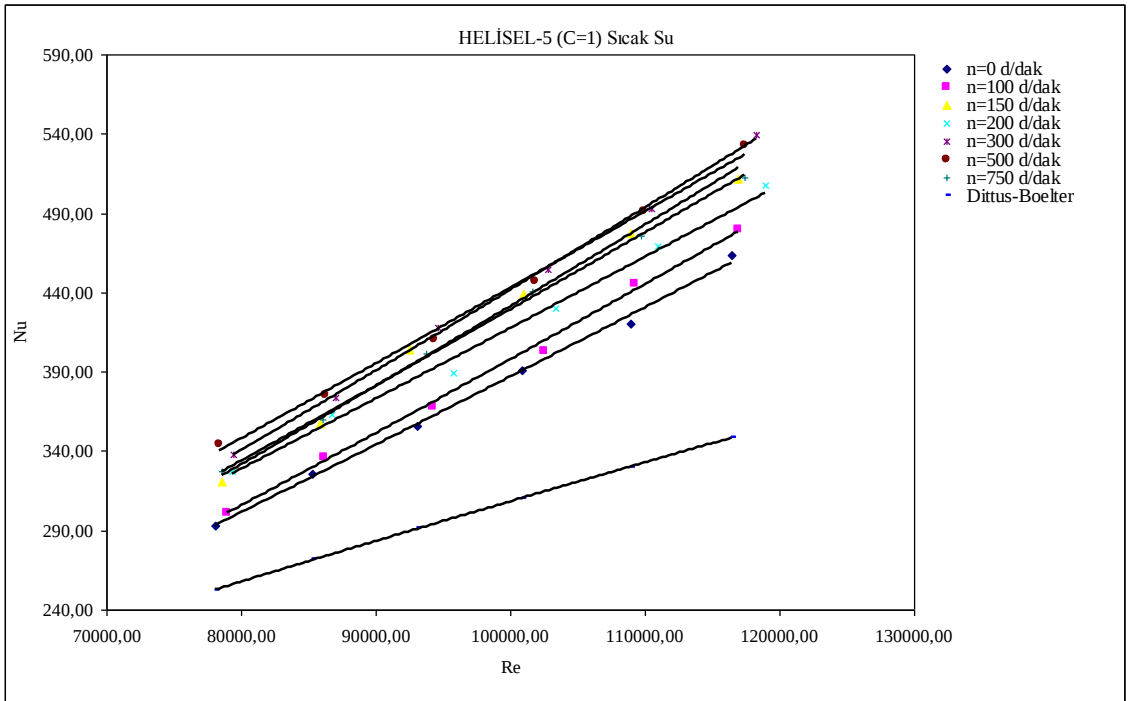
Şekil 5.31. Dört helisli boruda anular aralıkta C=0,25 için Nu-Re değişimi



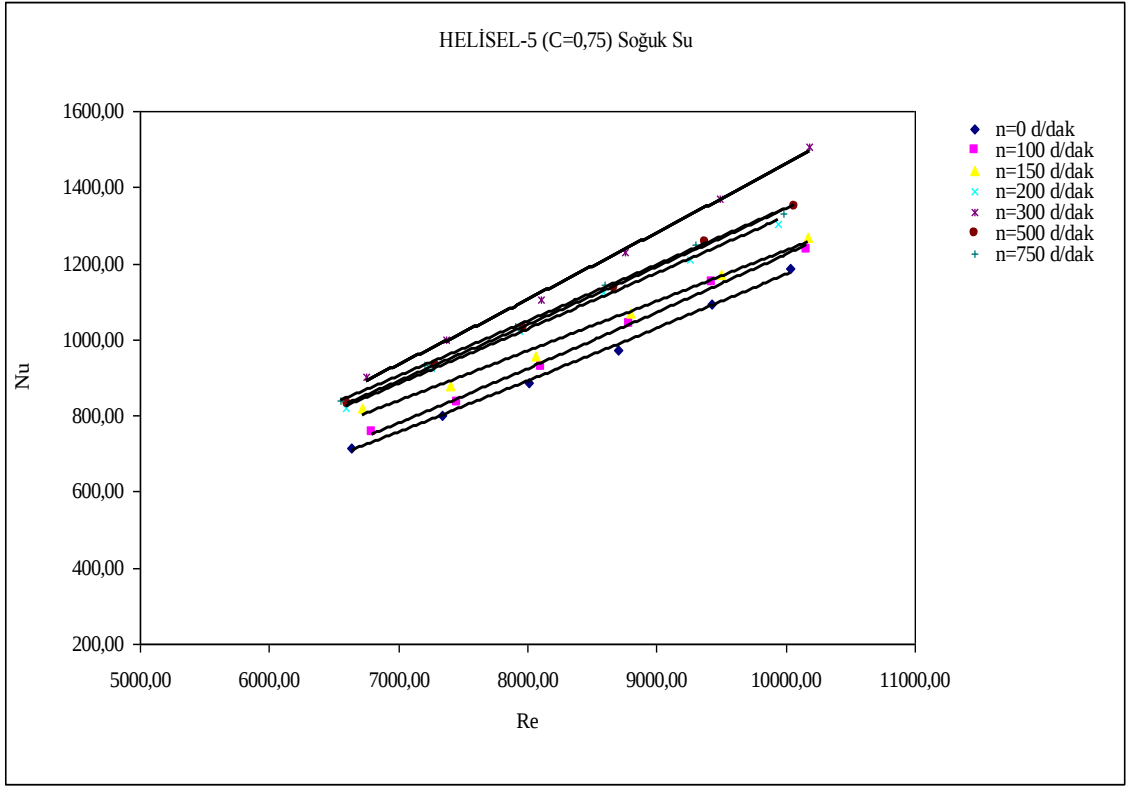
Şekil 5.32. Dört helisli boruda C=0,25 için Nu-Re değişimi



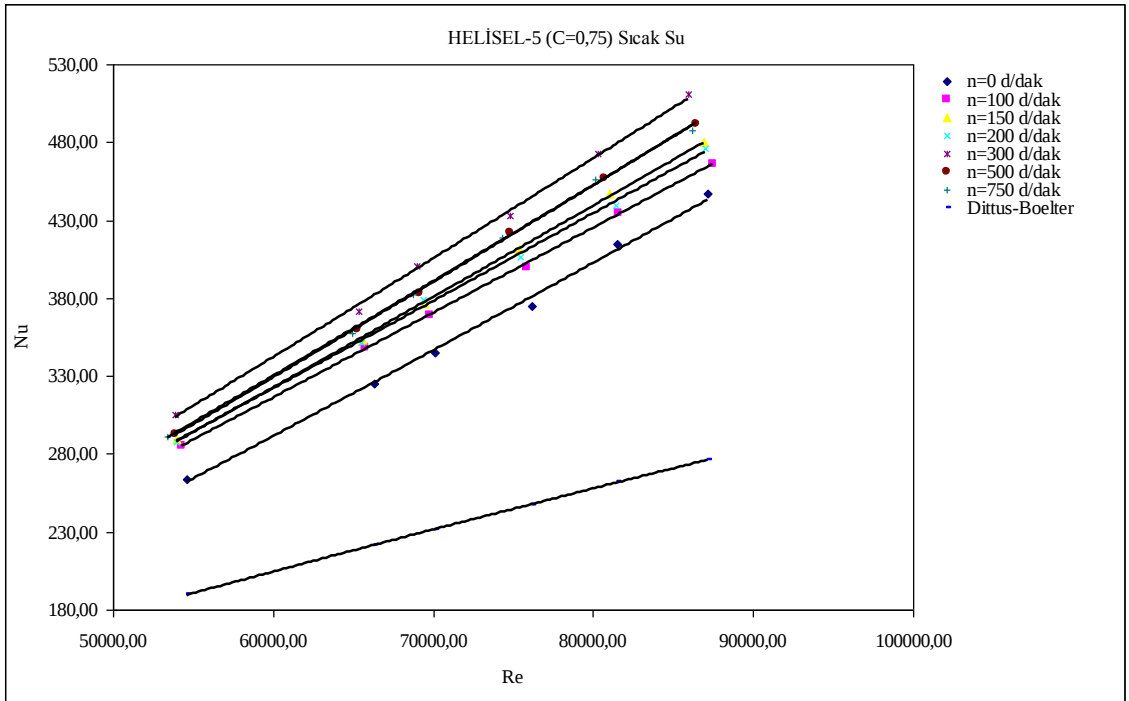
Şekil 5.33. Beş helisli boruda anular aralıkta C=1 için Nu-Re değişimi



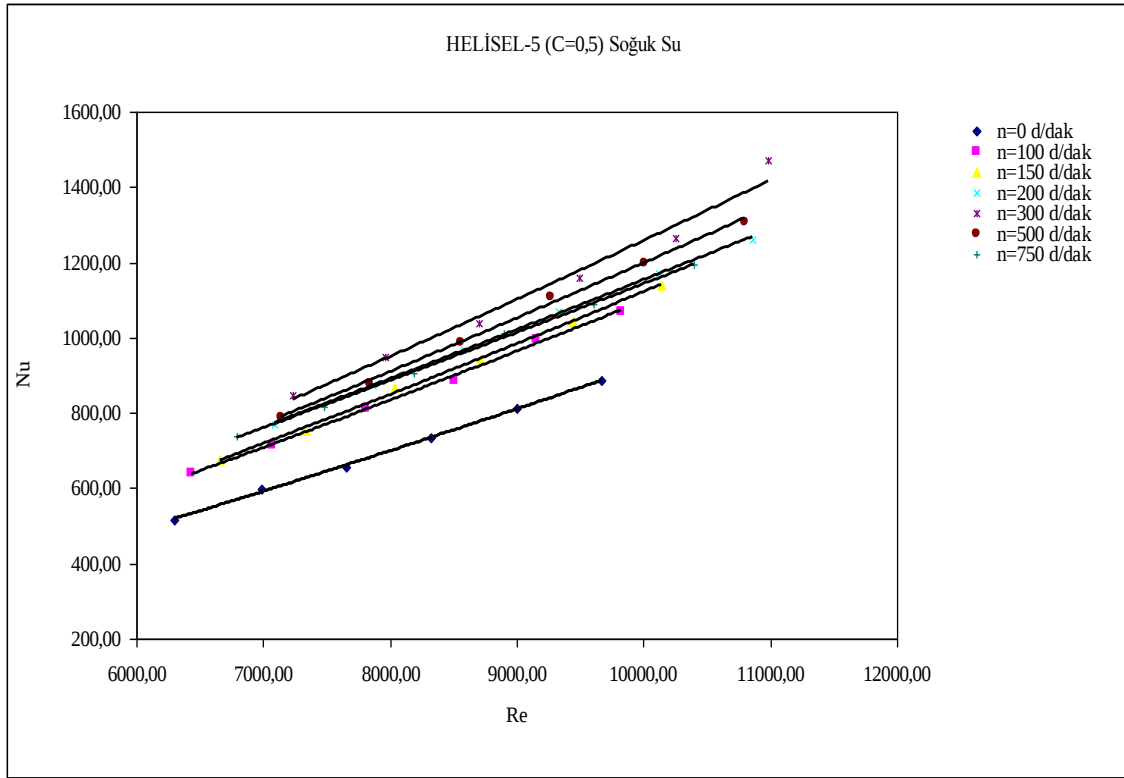
Şekil 5.34. Beş helisli boruda C=1 için Nu-Re değişimi



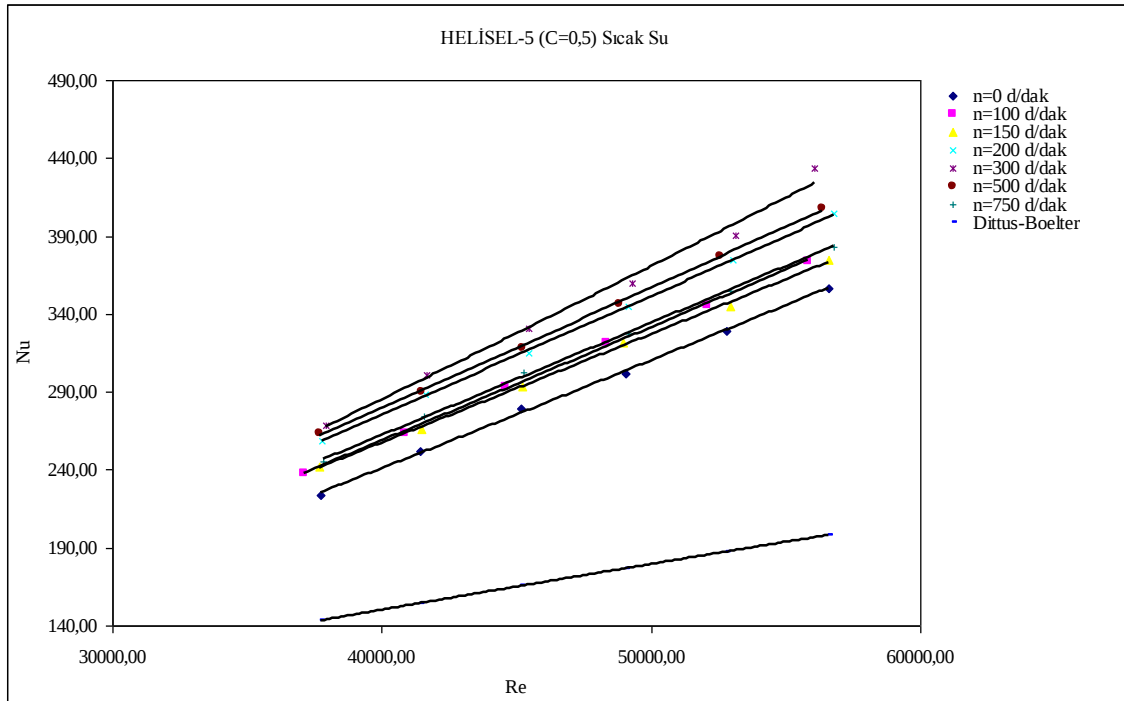
Şekil 5.35. Beş helisli boruda anular aralıkta C=0,75 için Nu-Re değişimi



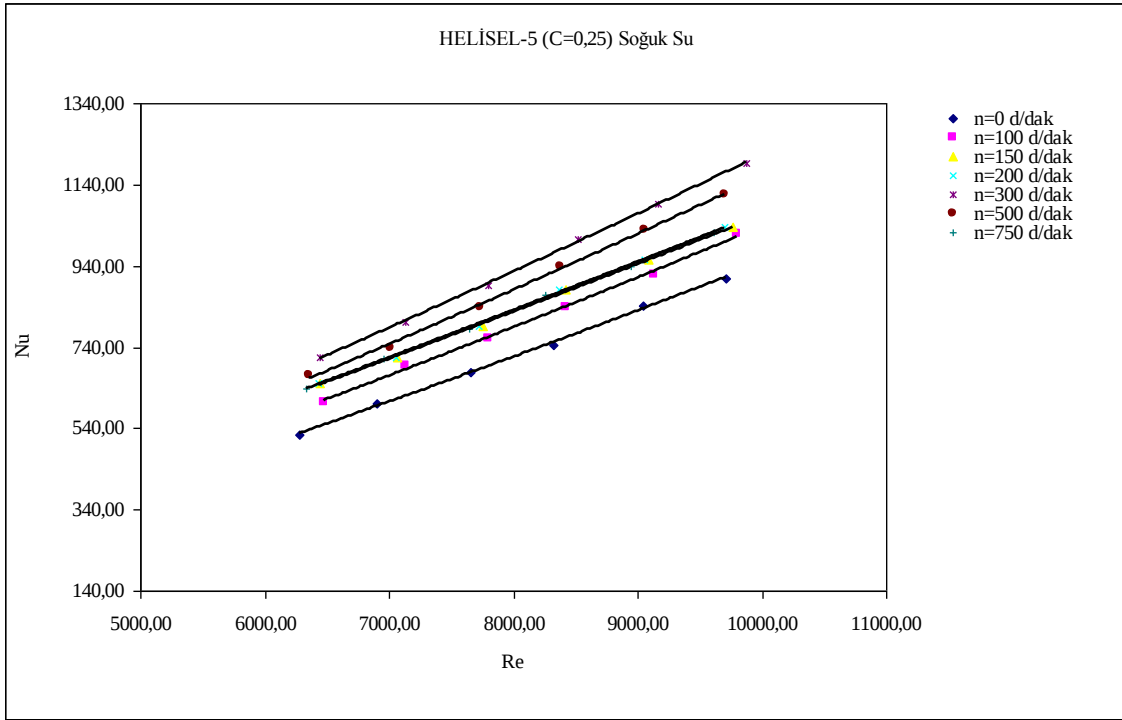
Şekil 5.36. Beş helisli boruda C=0,75 için Nu-Re değişimi



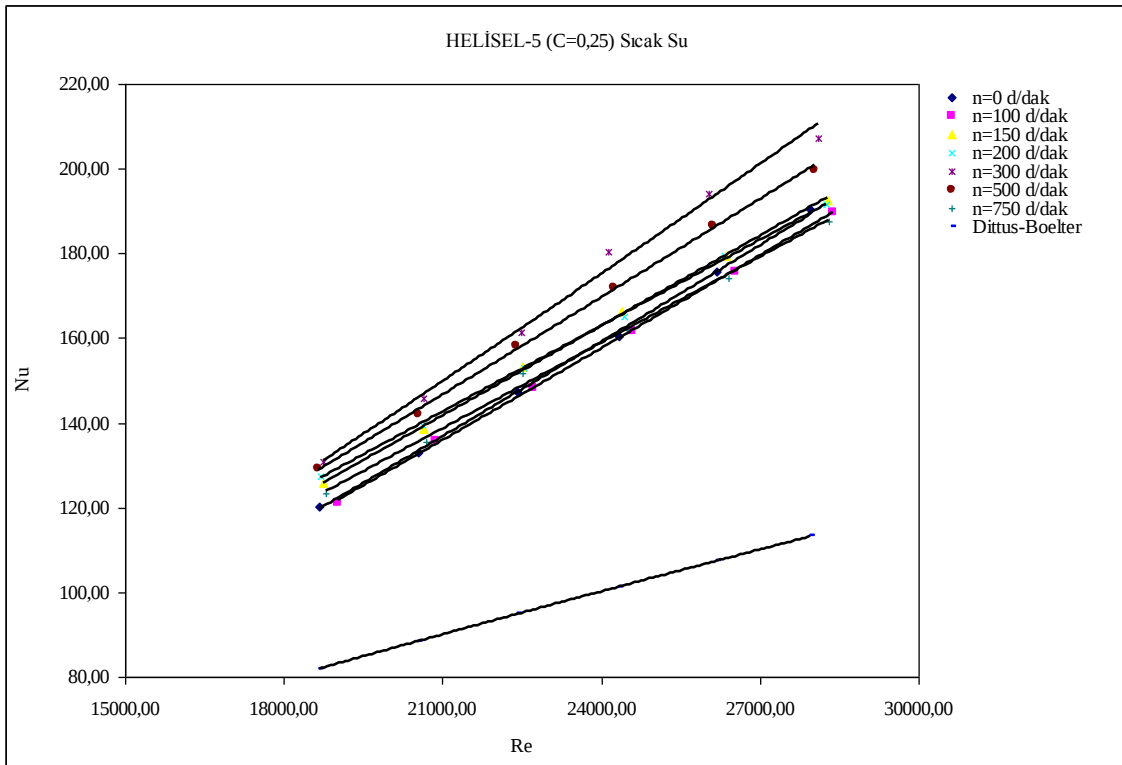
Şekil 5.37. Beş helisli boruda anular aralıkta C=0,5 için Nu-Re değişimi



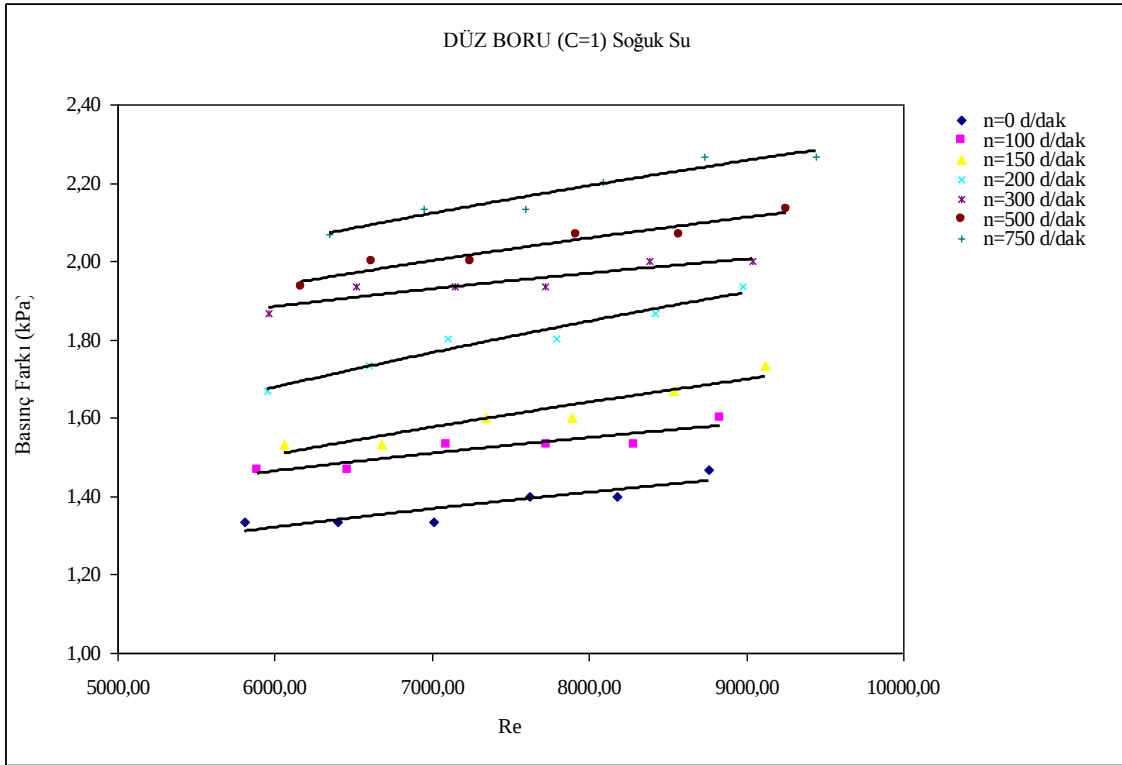
Şekil 5.38. Beş helisli boruda C=0,5 için Nu-Re değişimi



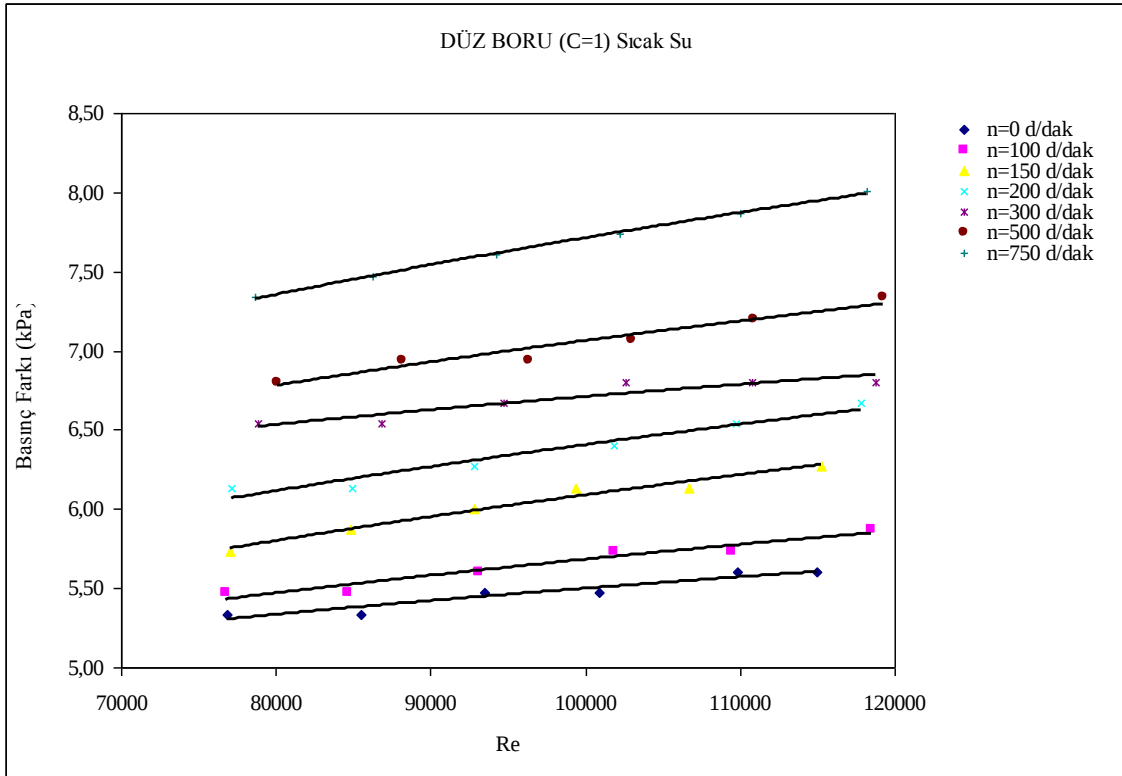
Şekil 5.39. Beş helisli boruda anular aralıkta C=0,25 için Nu-Re değişimi



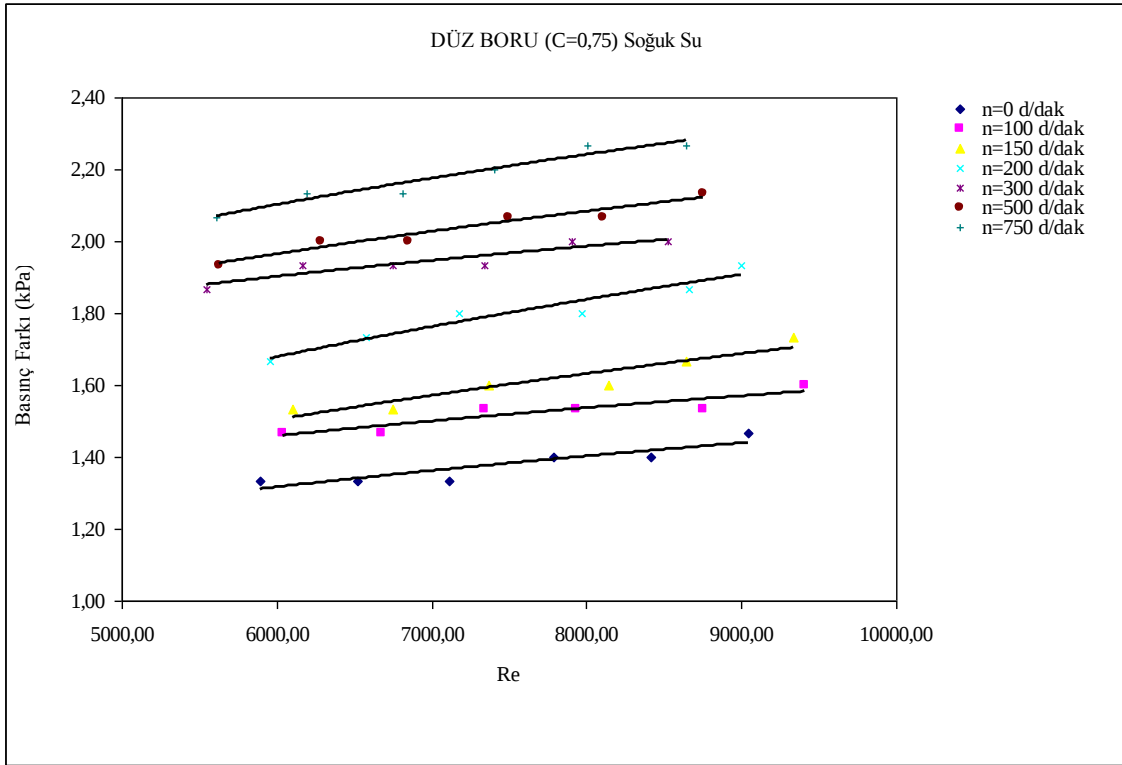
Şekil 5.40. Beş helisli boruda C=0,25 için Nu-Re değişimi



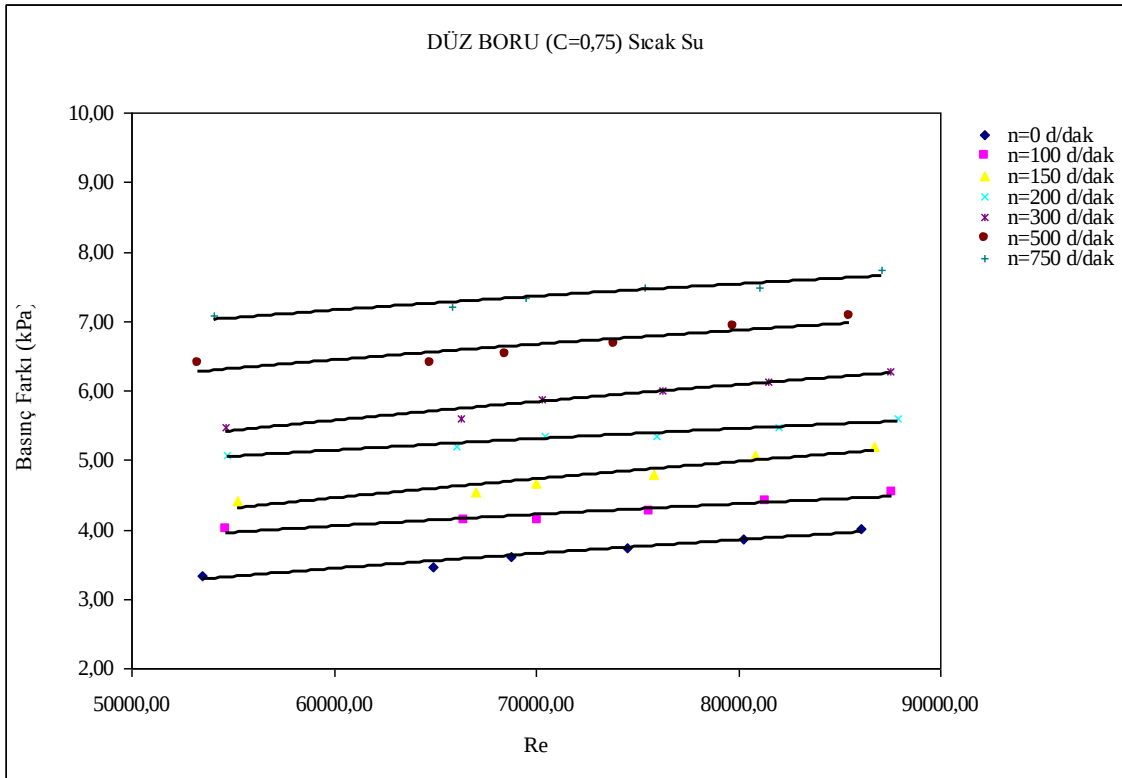
Şekil 5.41. Düz boruda anular aralıkta C=1 için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi



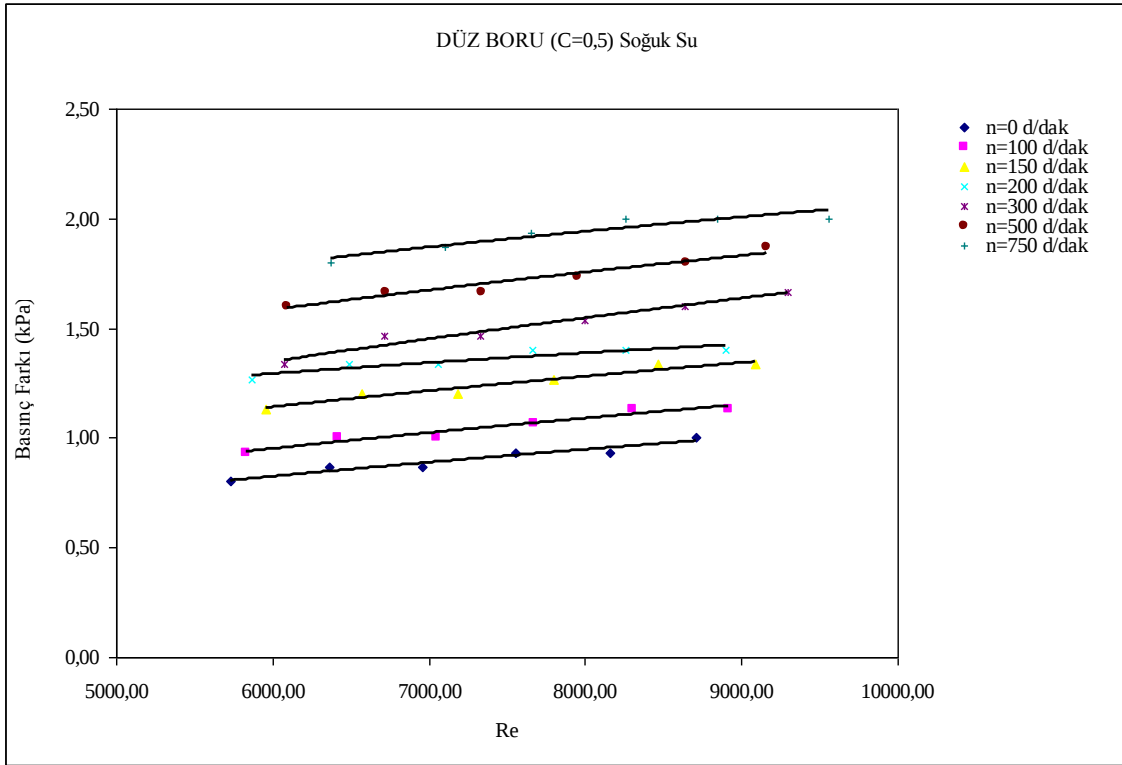
Şekil 5.42. Düz boruda C=1 için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi



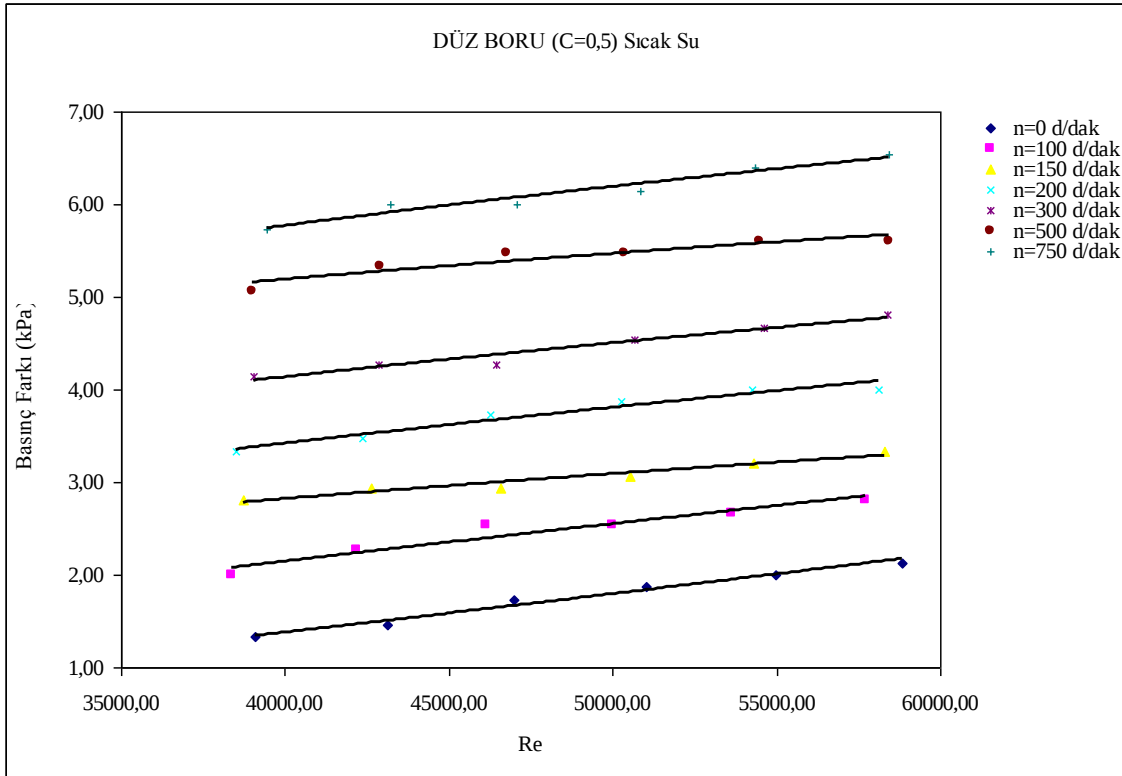
Şekil 5.43. Düz boruda anular aralıkta C=0,75 için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi



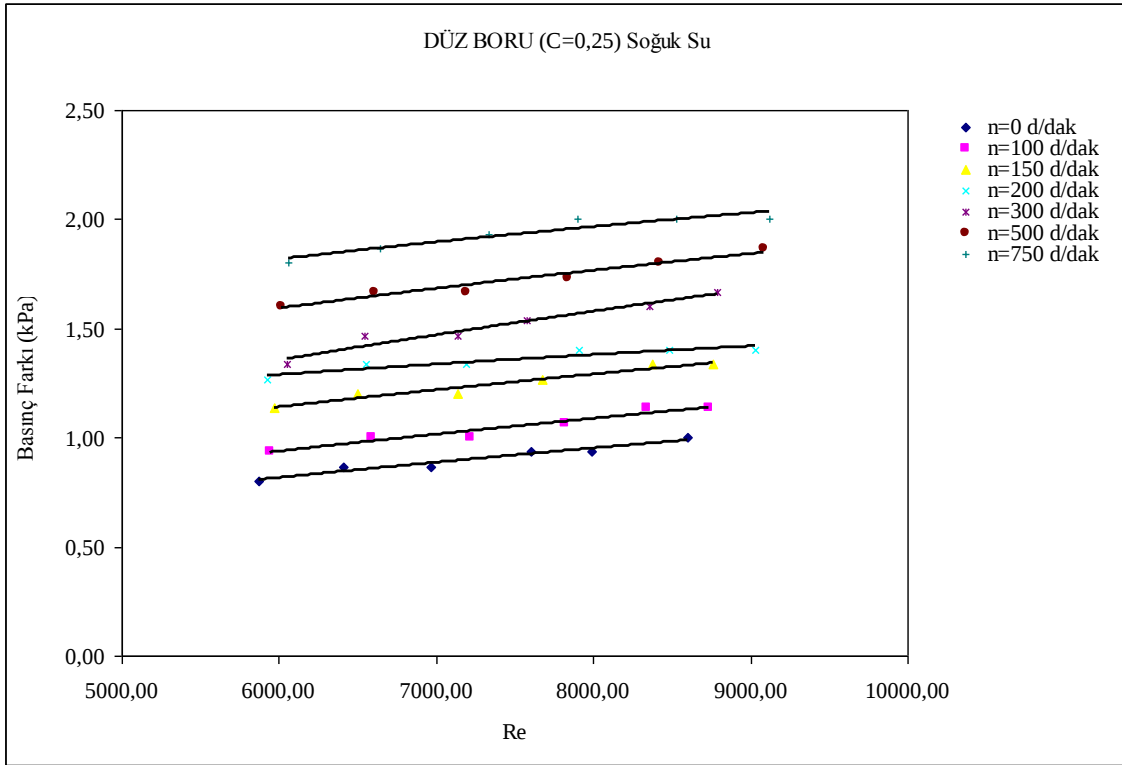
Şekil 5.44. Düz boruda C=0,75 için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi



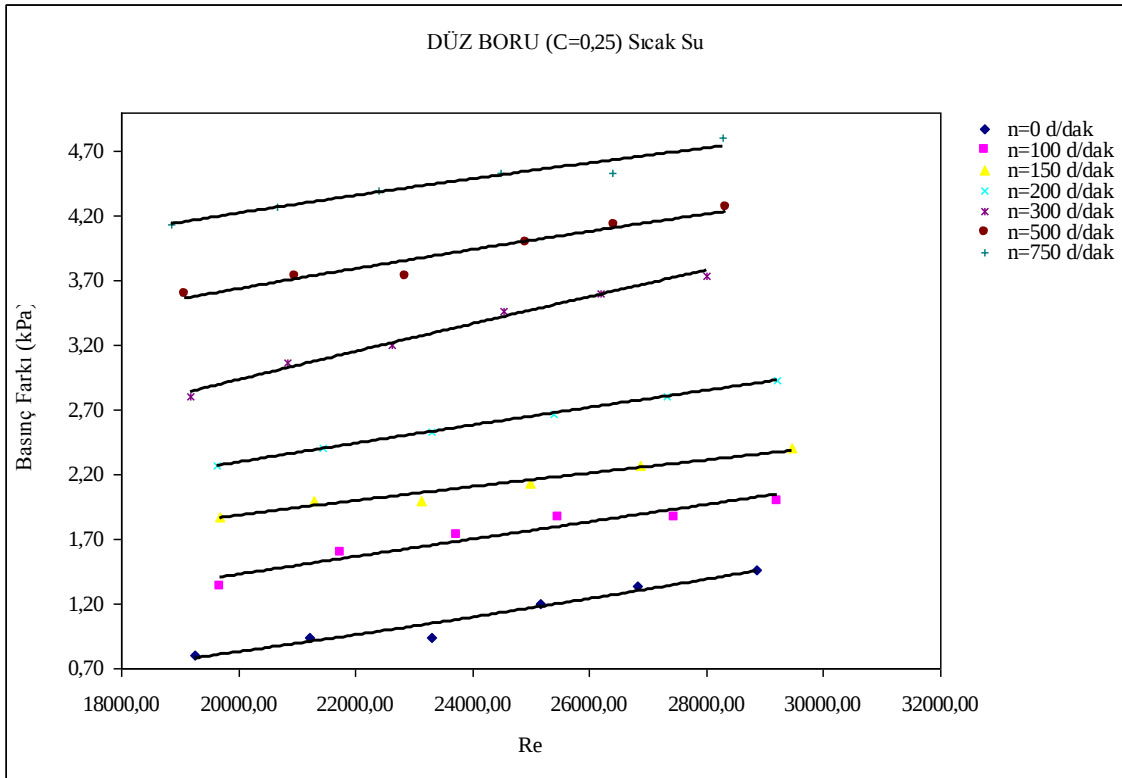
Şekil 5.45. Düz boruda anular aralıkta C=0,5 için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi



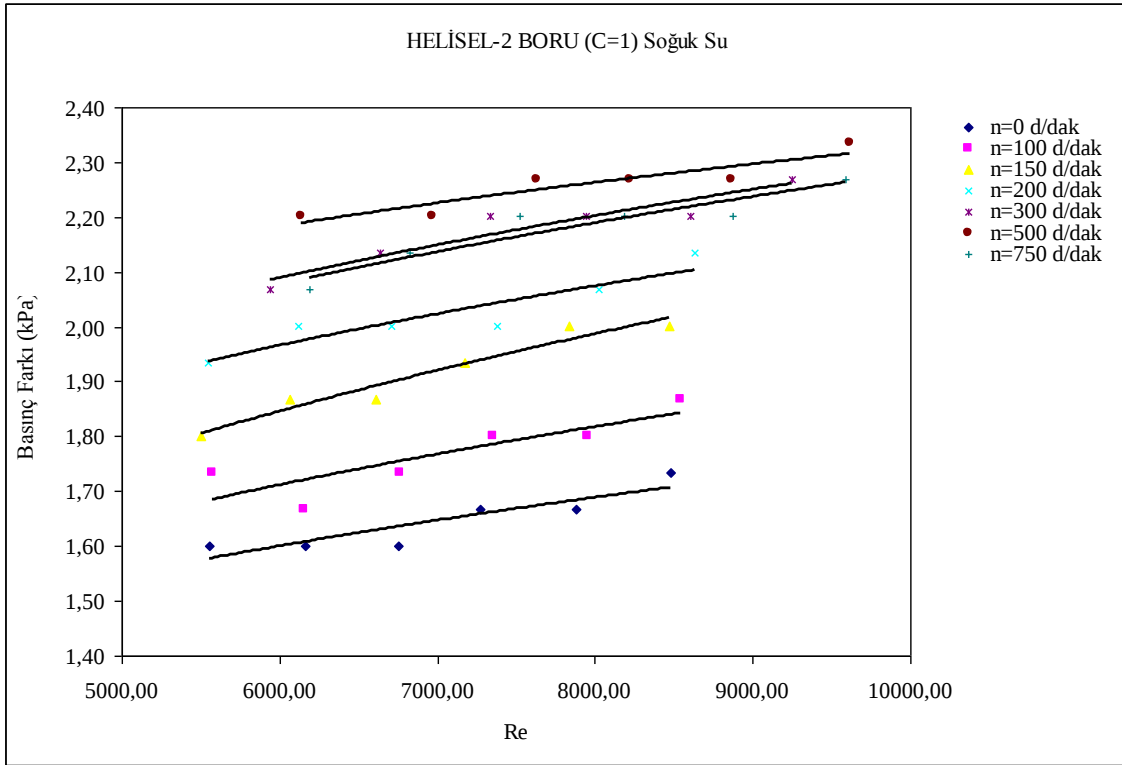
Şekil 5.46. Düz boruda C=0,5 için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi



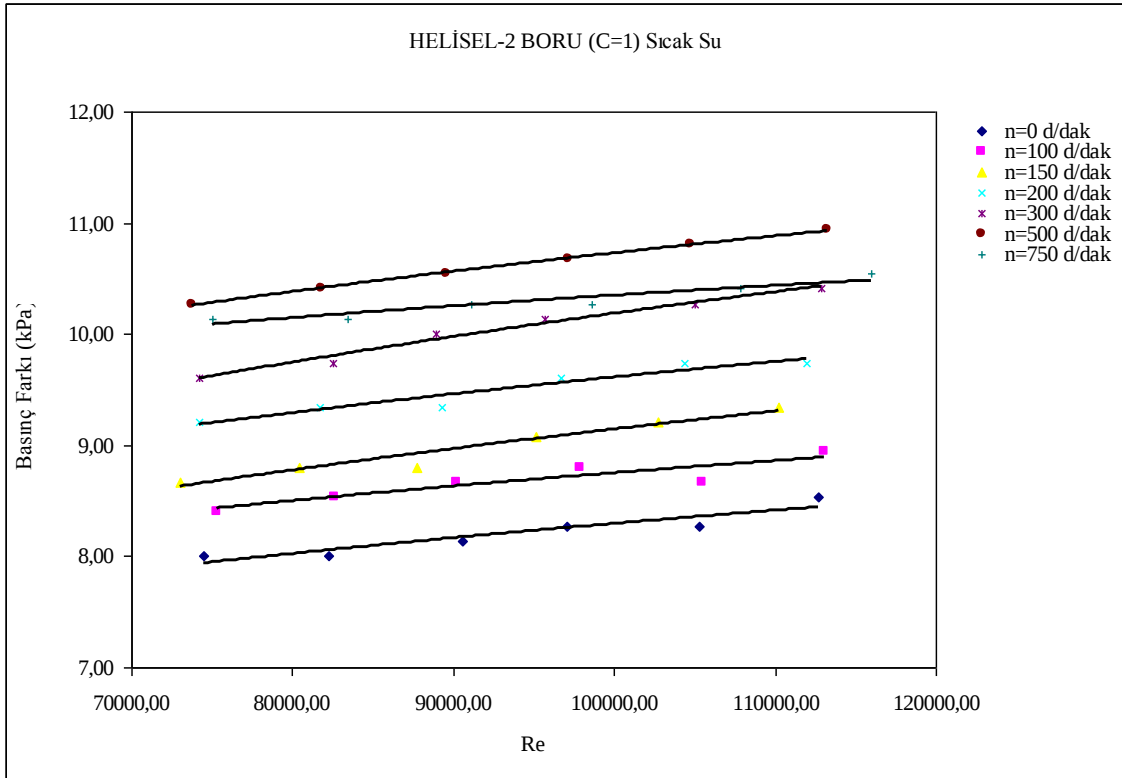
Şekil 5.47. Düz boruda anular aralıkta C=0,25 için Basmıç Kaybı (kPa) -Re değışimi



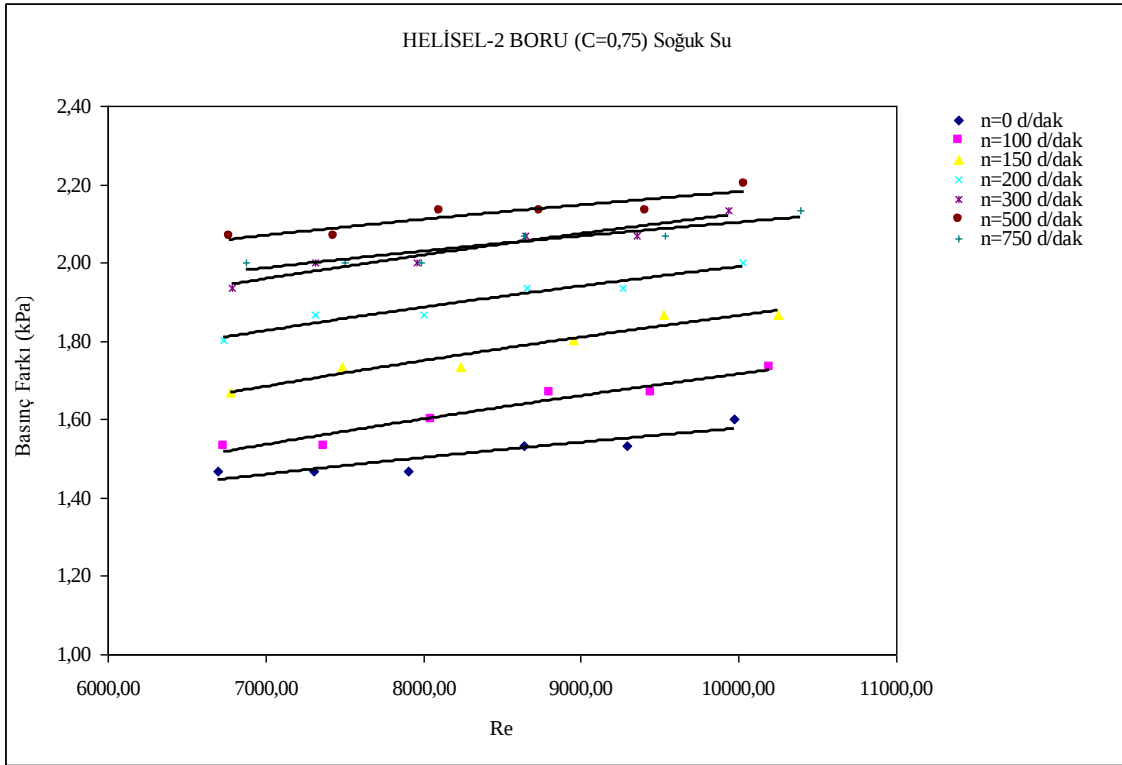
Şekil 5.48. Düz boruda C=0,25 için Basmıç Kaybı (kPa) -Re değışimi



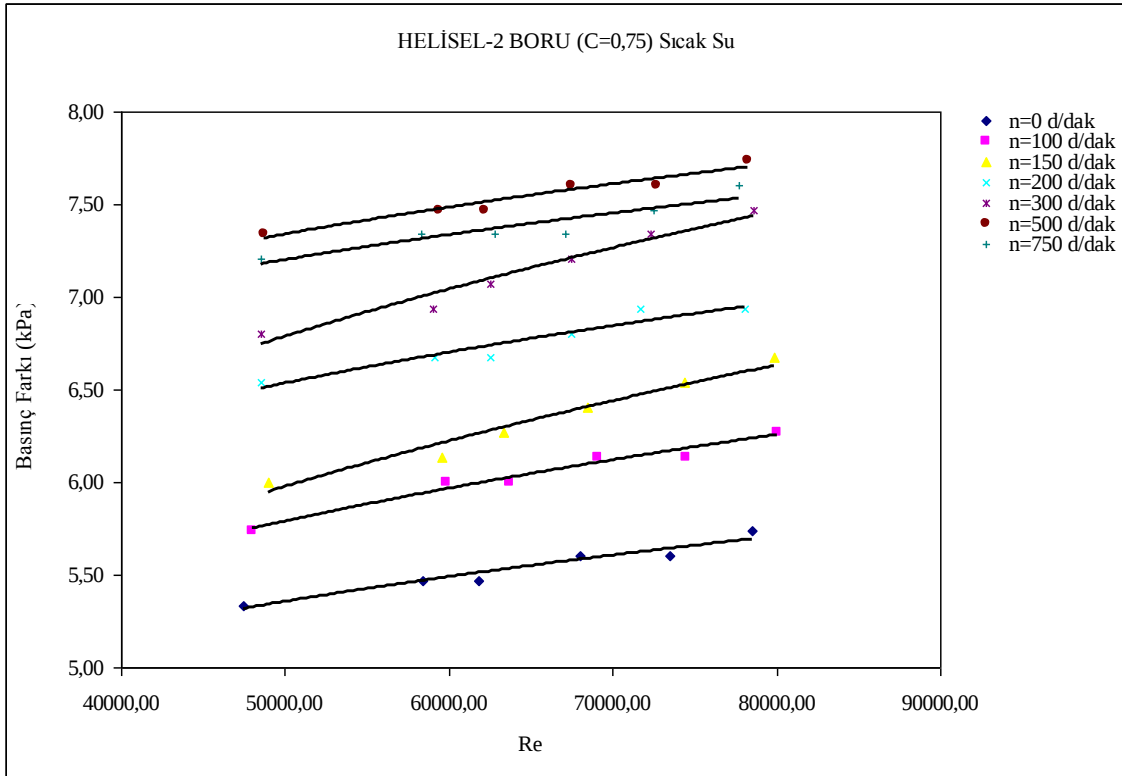
Şekil 5.49. İki helisli boruda anular aralıkta C=1 için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi



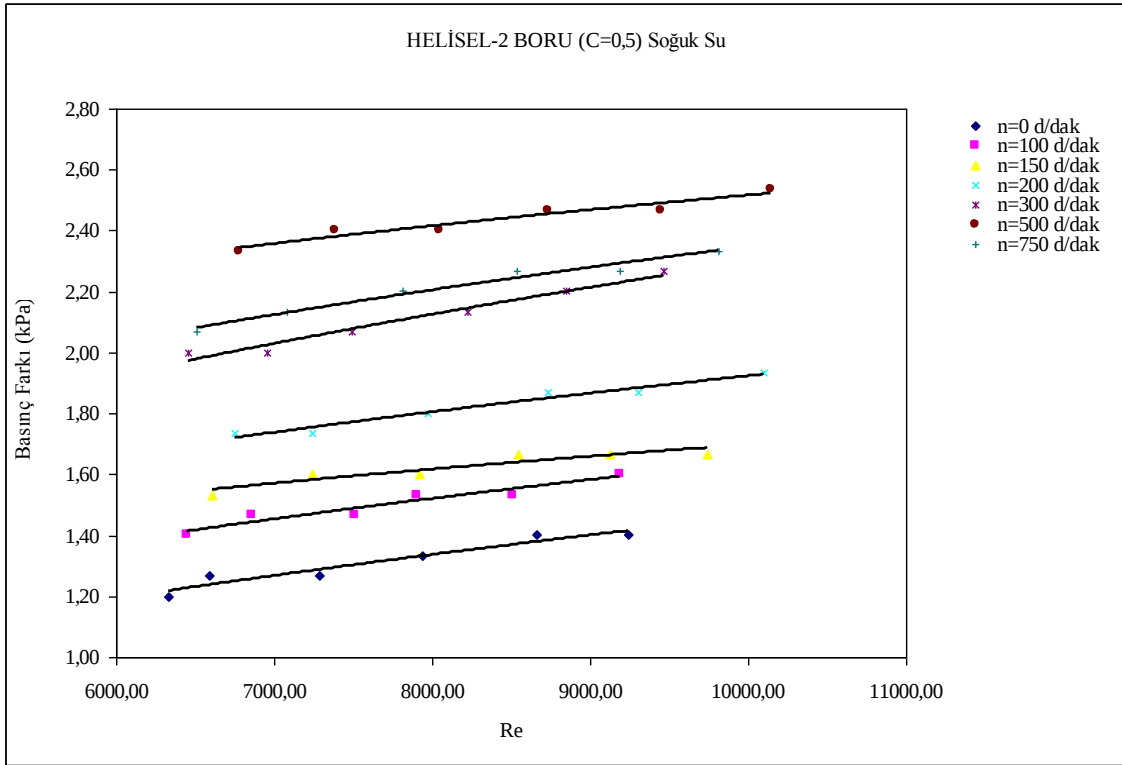
Şekil 5.50. İki helisli boruda C=1 için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi



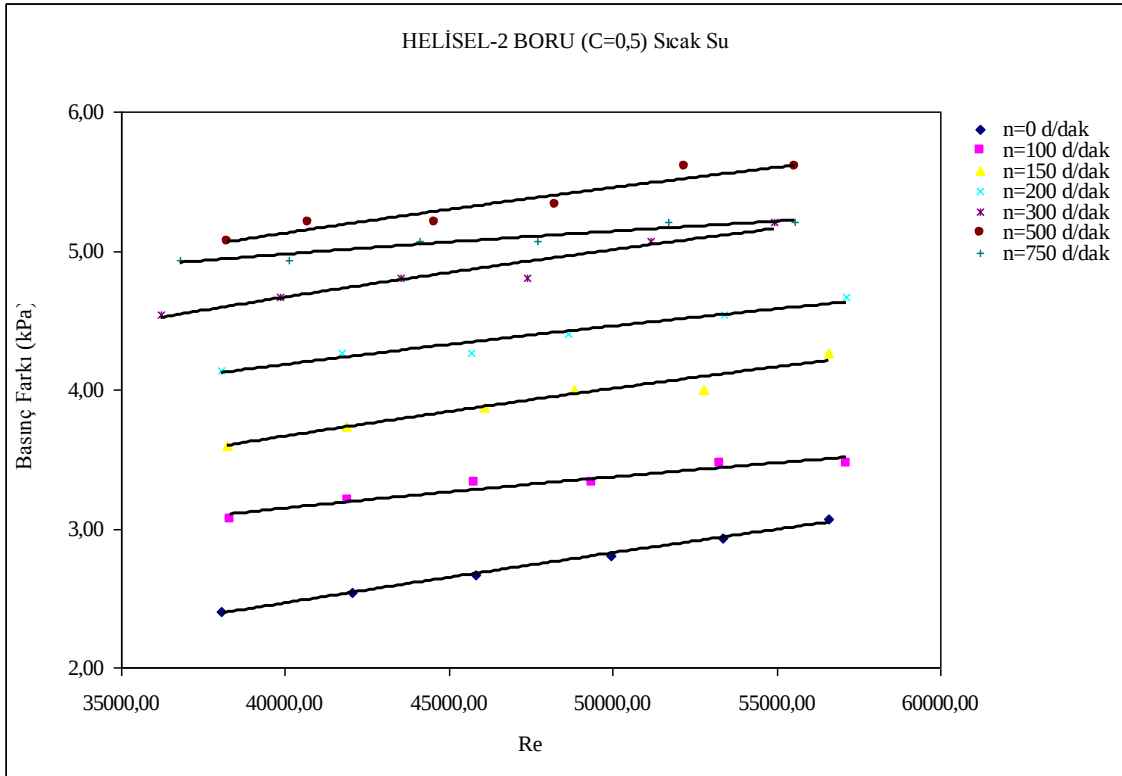
Şekil 5.51. İki helisli boruda anular aralıkta C=0,75 için Basmaç Kaybı (kPa) -Re değışimi



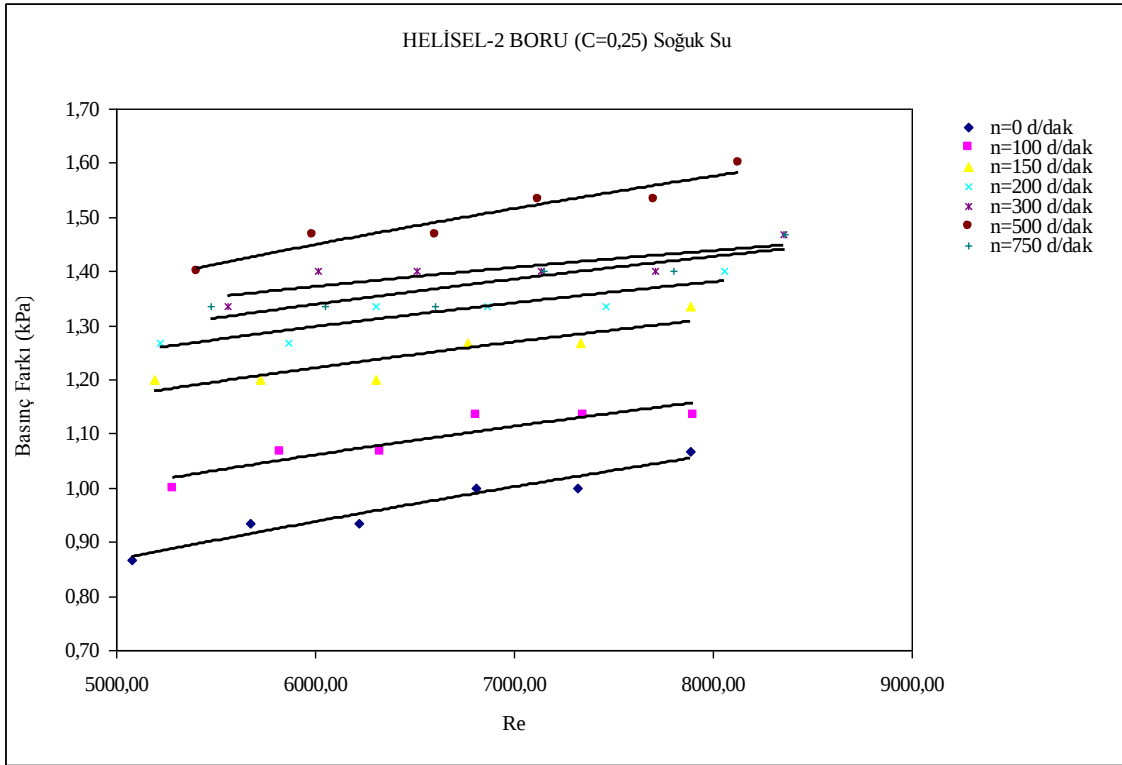
Şekil 5.52. İki helisli boruda C=0,75 için Basmaç Kaybı (kPa) -Re değışimi



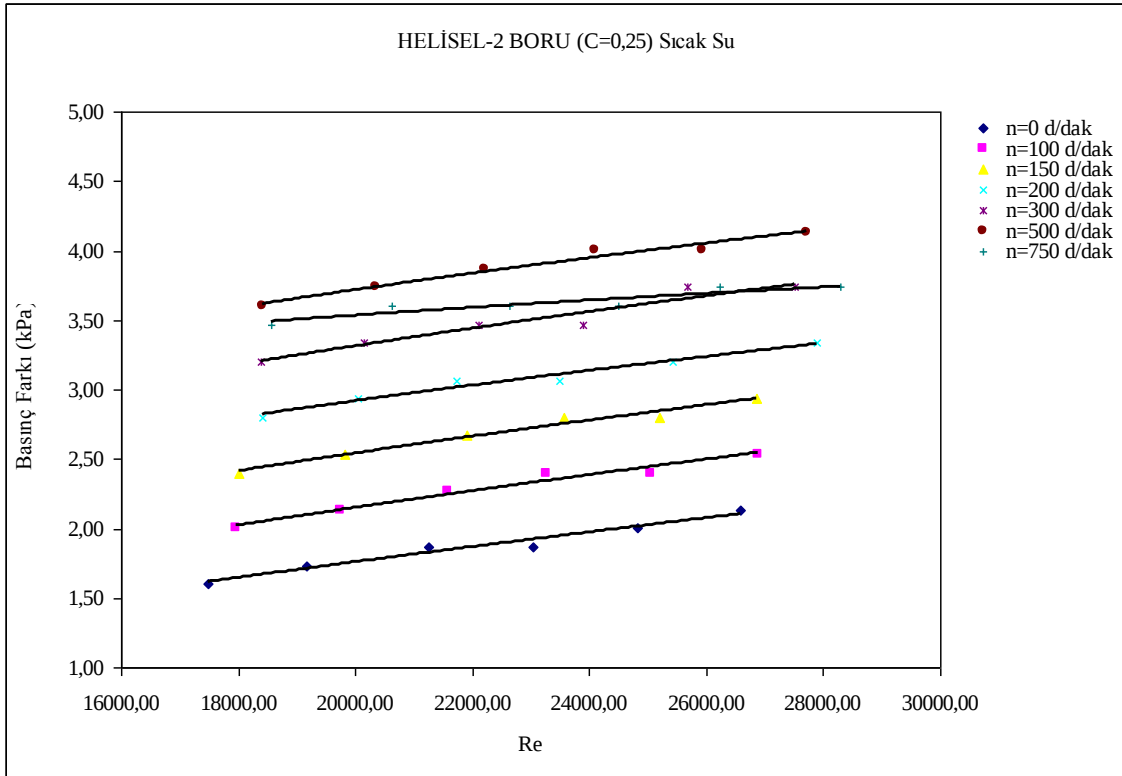
Şekil 5.53. İki helisli boruda anular aralıkta C=0,5 için Basmıç Kaybı (kPa) -Re değışimi



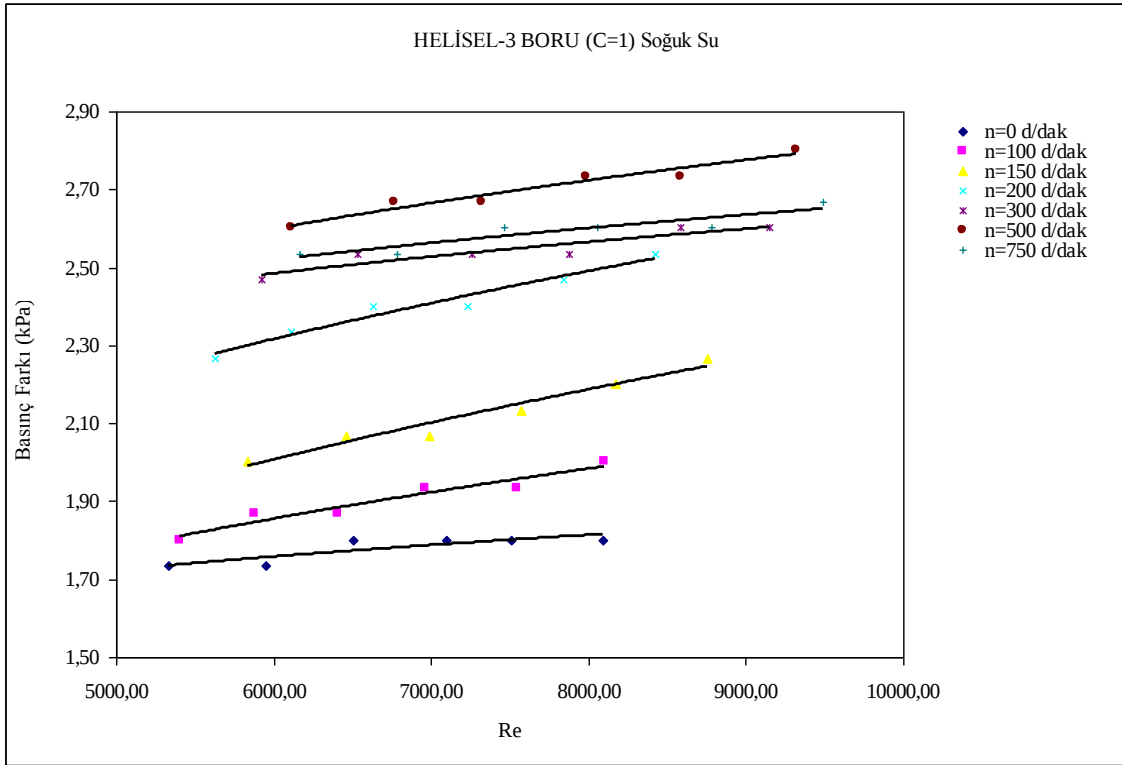
Şekil 5.54. İki helisli boruda C=0,5 için Basmıç Kaybı (kPa) -Re değışimi



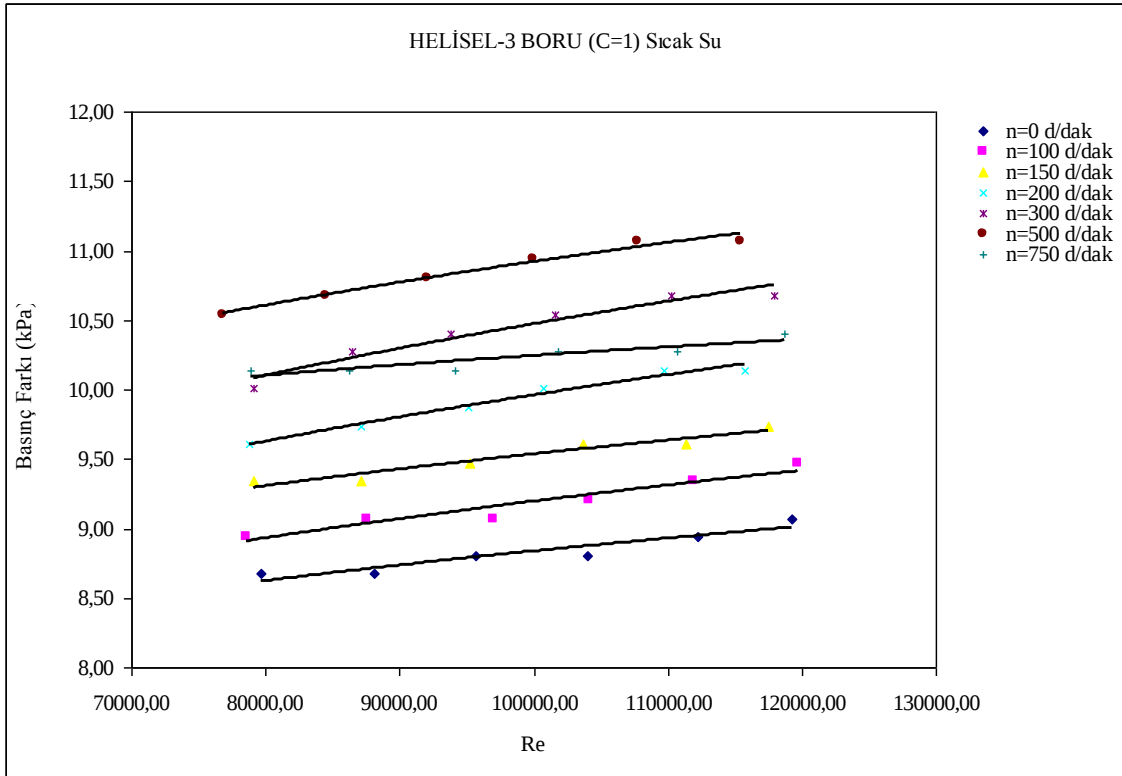
Şekil 5.55. İki helisli boruda anular aralıkta C=0,25 için Basınç Kaybı (kPa) -Re değışimi



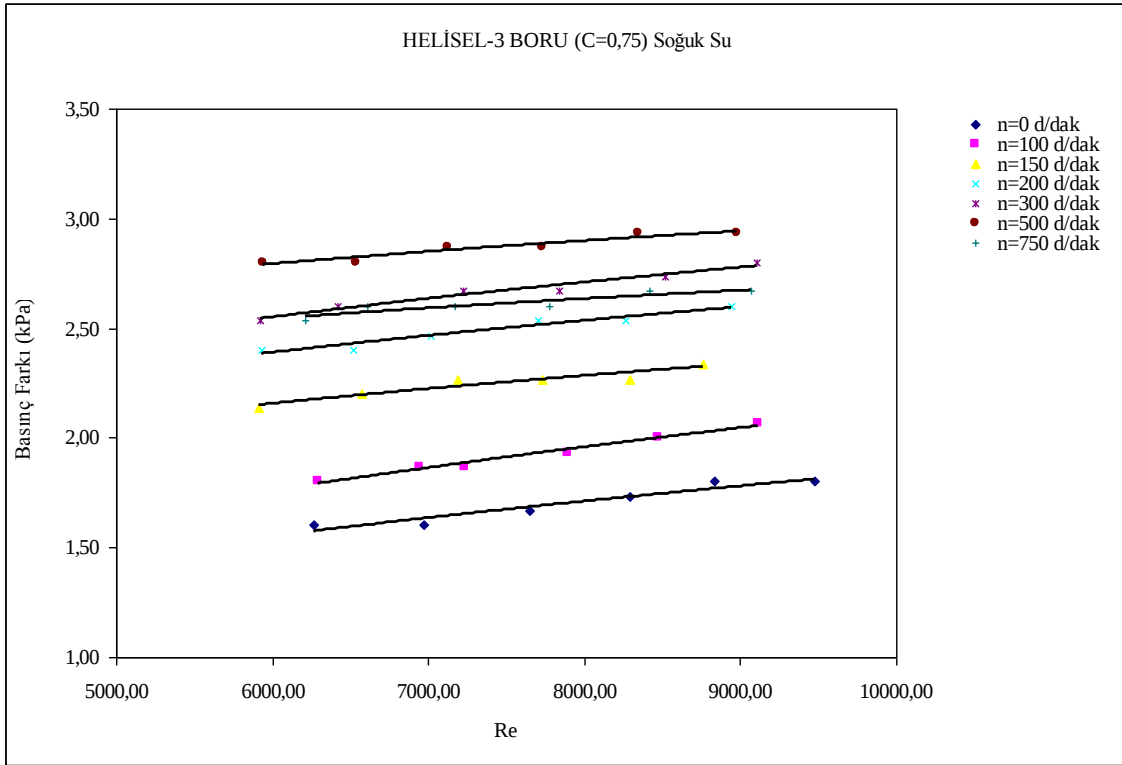
Şekil 5.56. İki helisli boruda C=0,25 için Basınç Kaybı (kPa) -Re değışimi



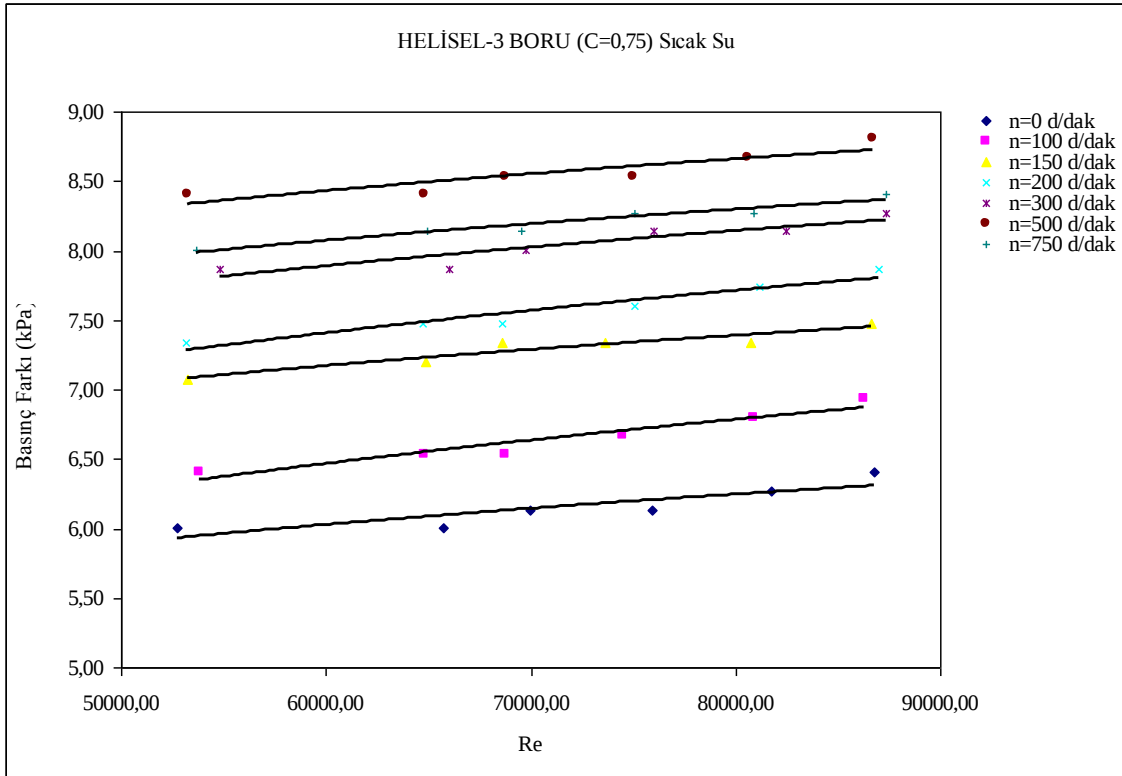
Şekil 5.57. Üç helisli boruda anular aralıkta C=1 için Basma Kaybı (kPa) -Re değışimi



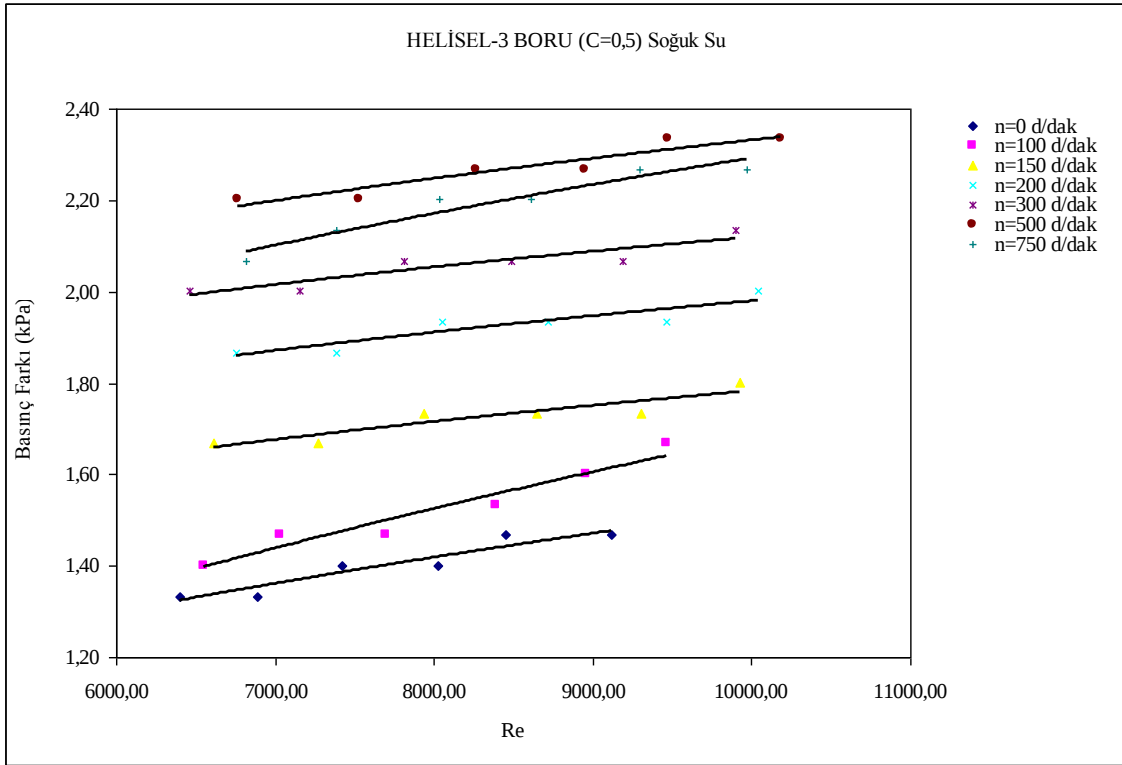
Şekil 5.58. Üç helisli boruda C=1 için Basma Kaybı (kPa) -Re değışimi



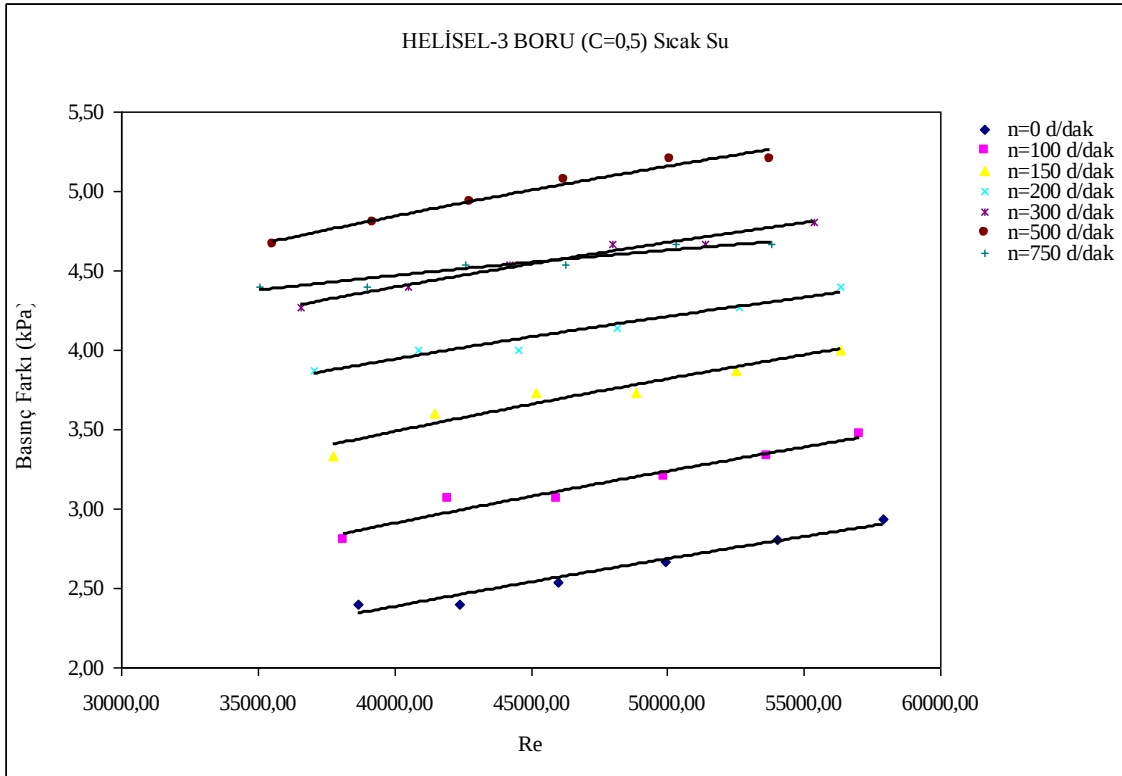
Şekil 5.59. Üç helisli boruda anular aralıkta C=0,75 için Basmıç Kaybı (kPa) -Re değışimi



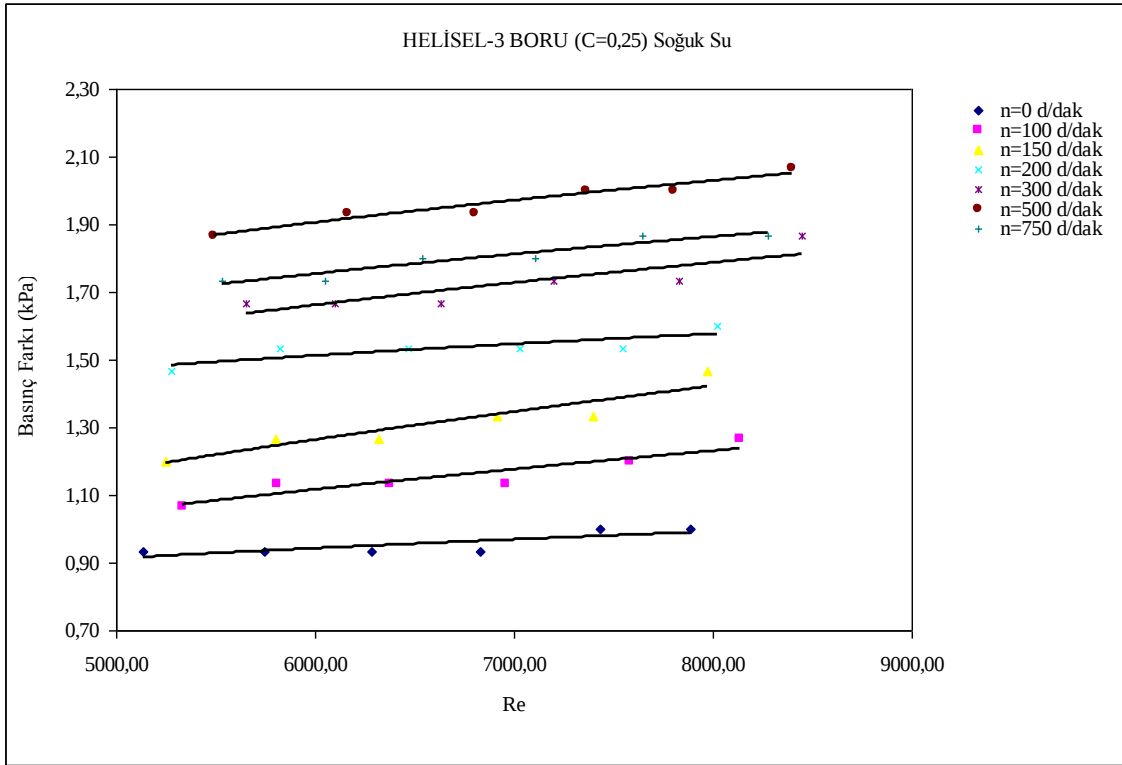
Şekil 5.60. Üç helisli boruda C=0,75 için Basmıç Kaybı (kPa) -Re değışimi



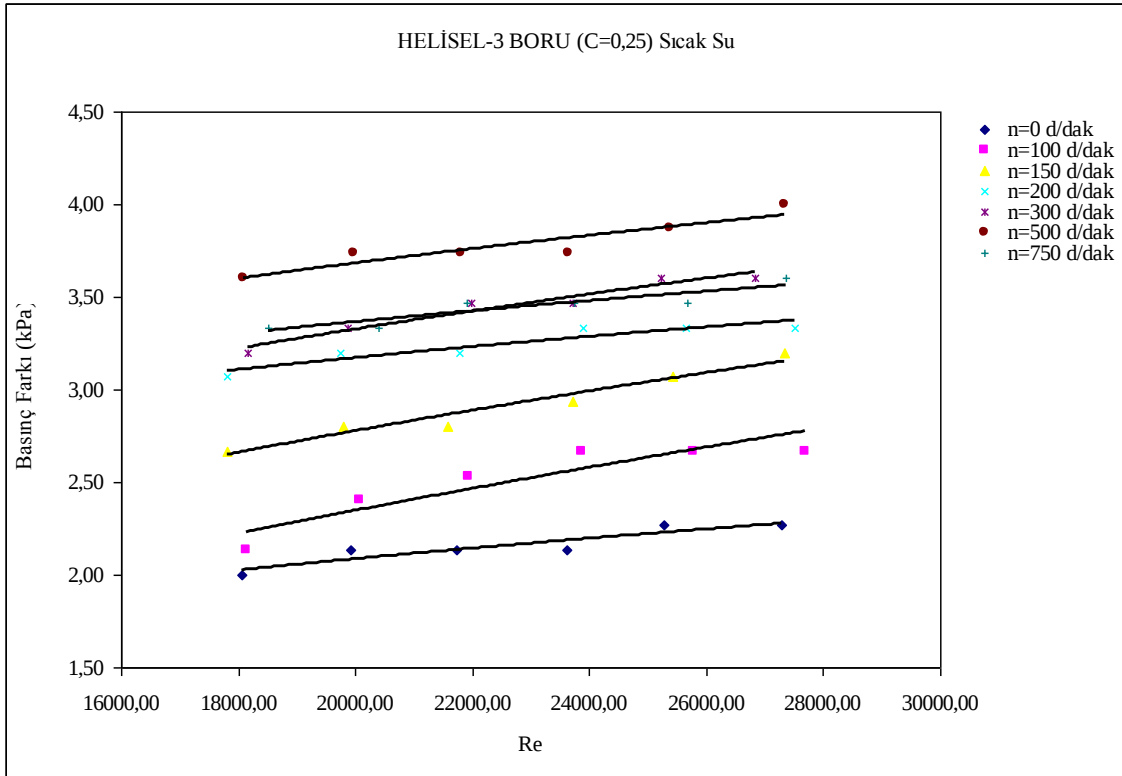
Şekil 5.61. Üç helisli boruda anular aralıkta C=0,5 için Basmaç Kaybı (kPa) -Re değışimi



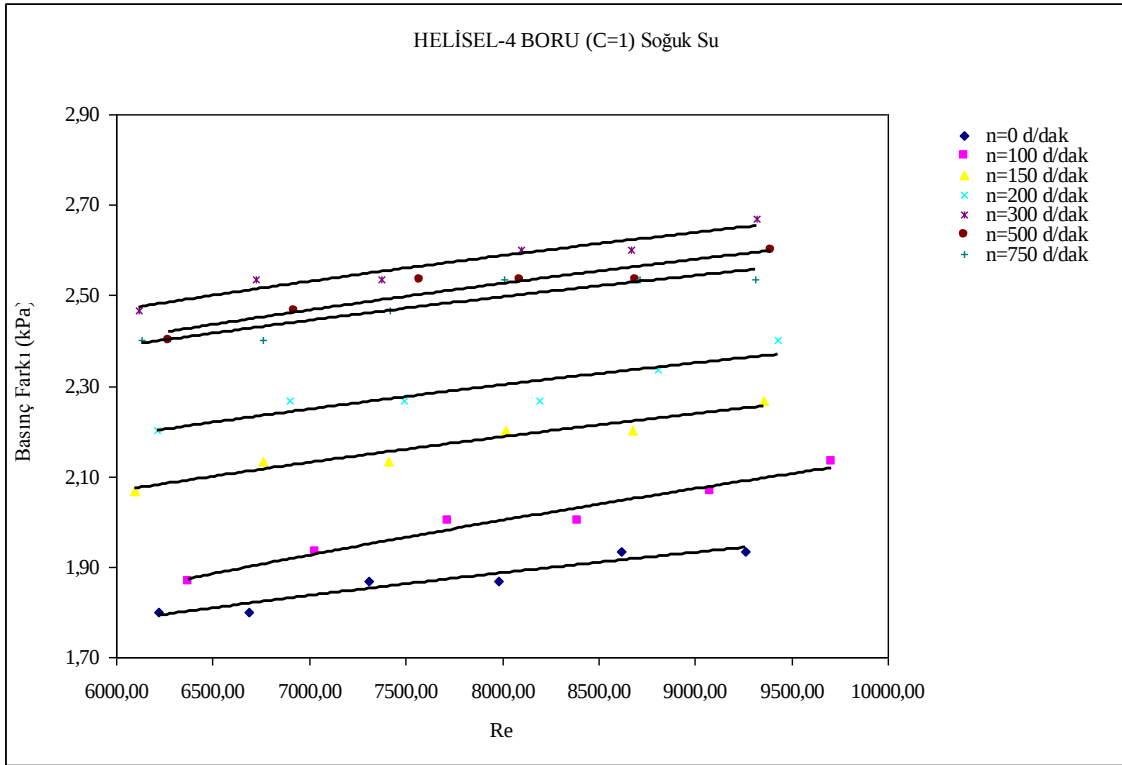
Şekil 5.62. Üç helisli boruda C=0,5 için Basmaç Kaybı (kPa) -Re değışimi



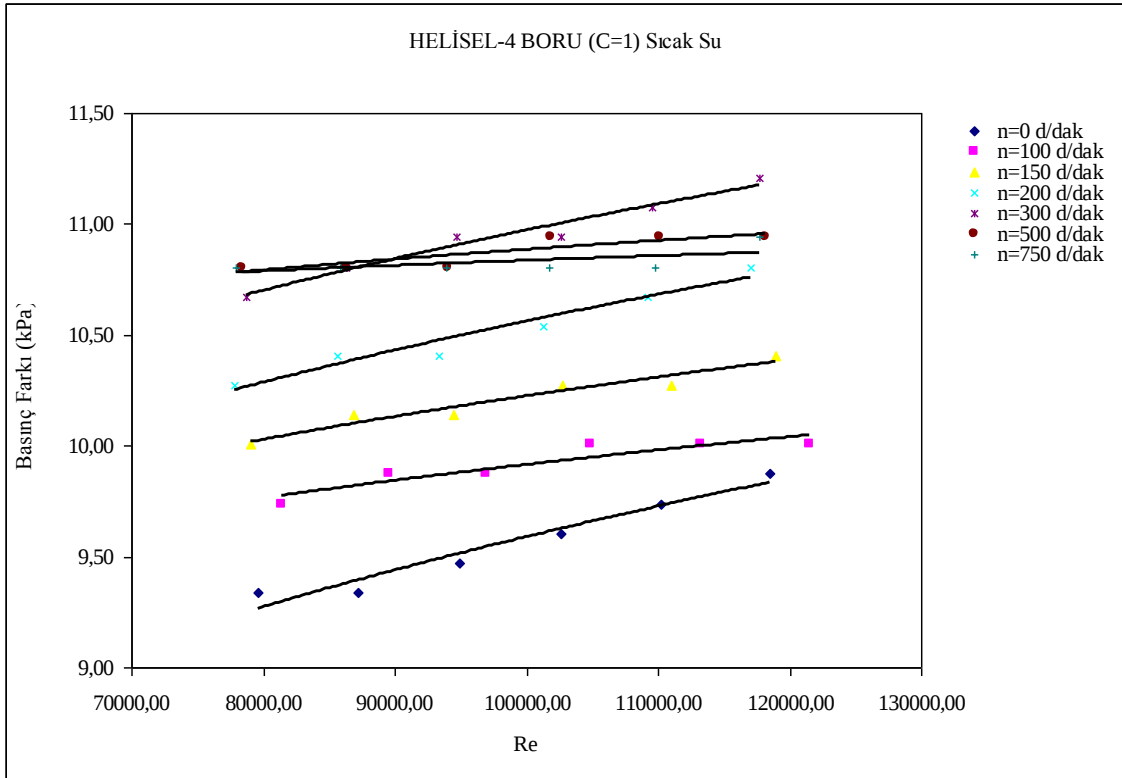
Şekil 5.63. Üç helisli boruda anular aralıkta C=0,25 için Basma Kaybı (kPa) -Re değişimi



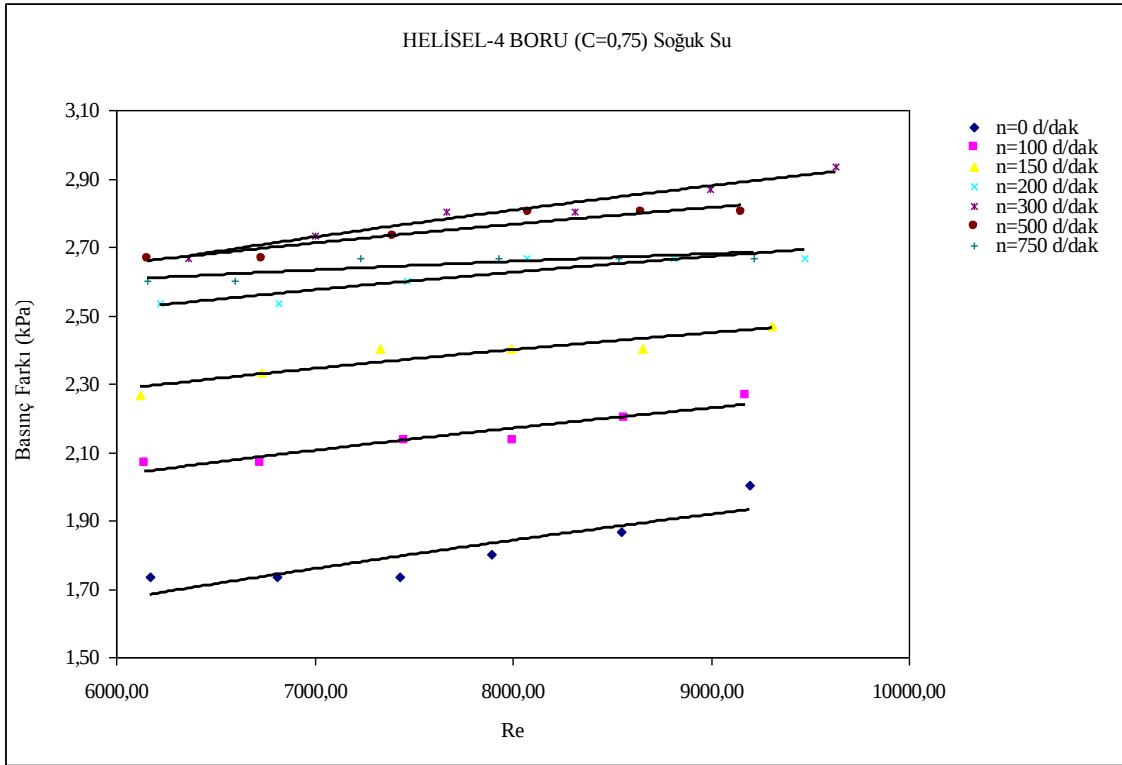
Şekil 5.64. Üç helisli boruda C=0,5 için Basma Kaybı (kPa) -Re değişimi



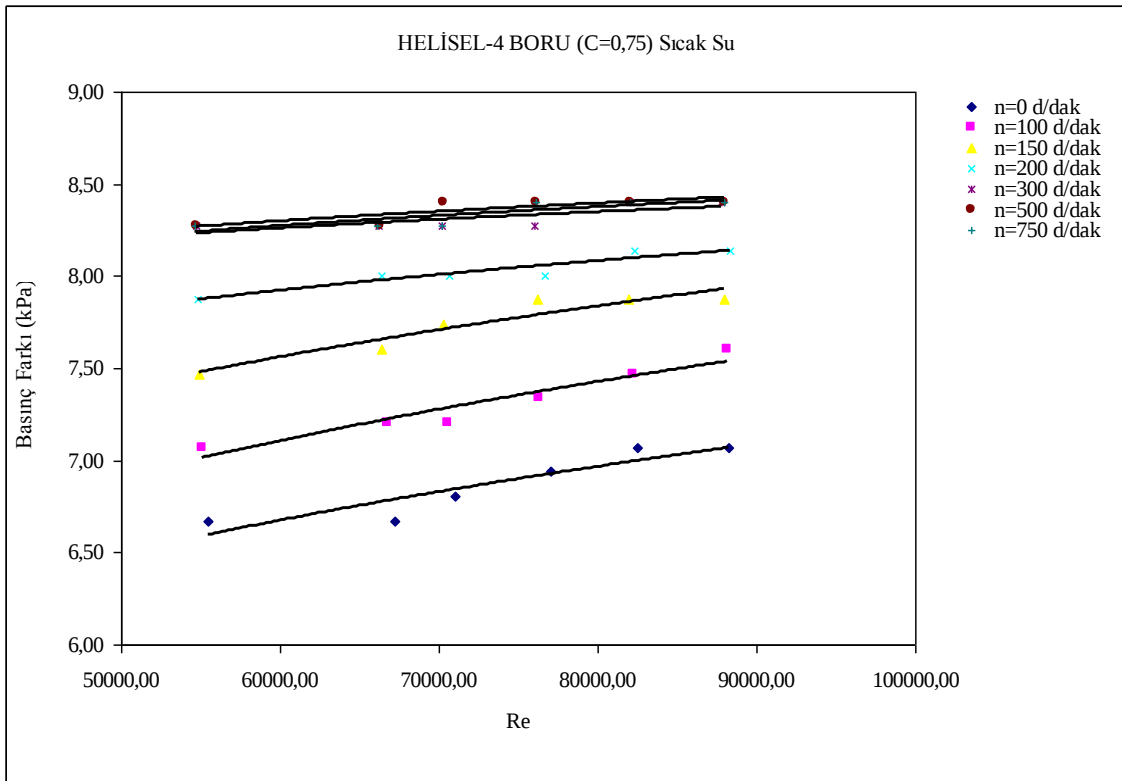
Şekil 5.65. Dört helisli boruda anular aralıkta C=1 için Basmaç Kaybı (kPa) -Re değışimi



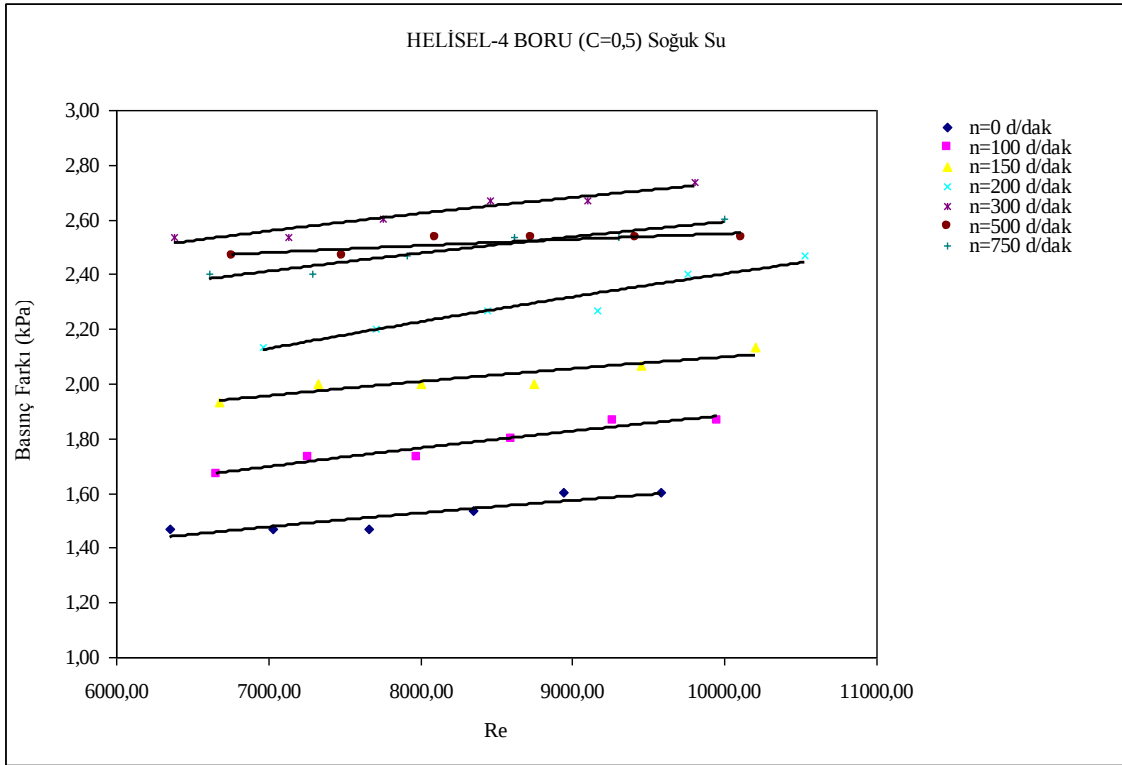
Şekil 5.66. Dört helisli boruda C=1 için Basmaç Kaybı (kPa) -Re değışimi



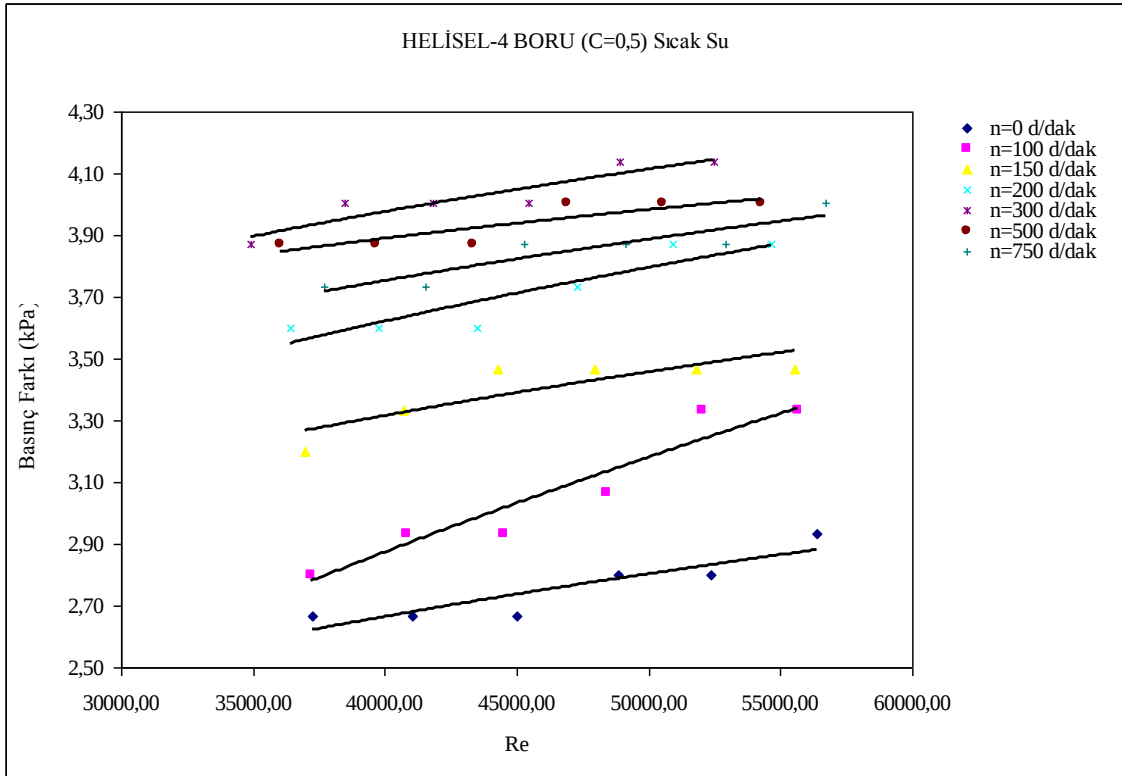
Şekil 5.67. Dört helisli boruda anular aralıkta C=0,75 için Basmaç Kaybı (kPa) -Re değışimi



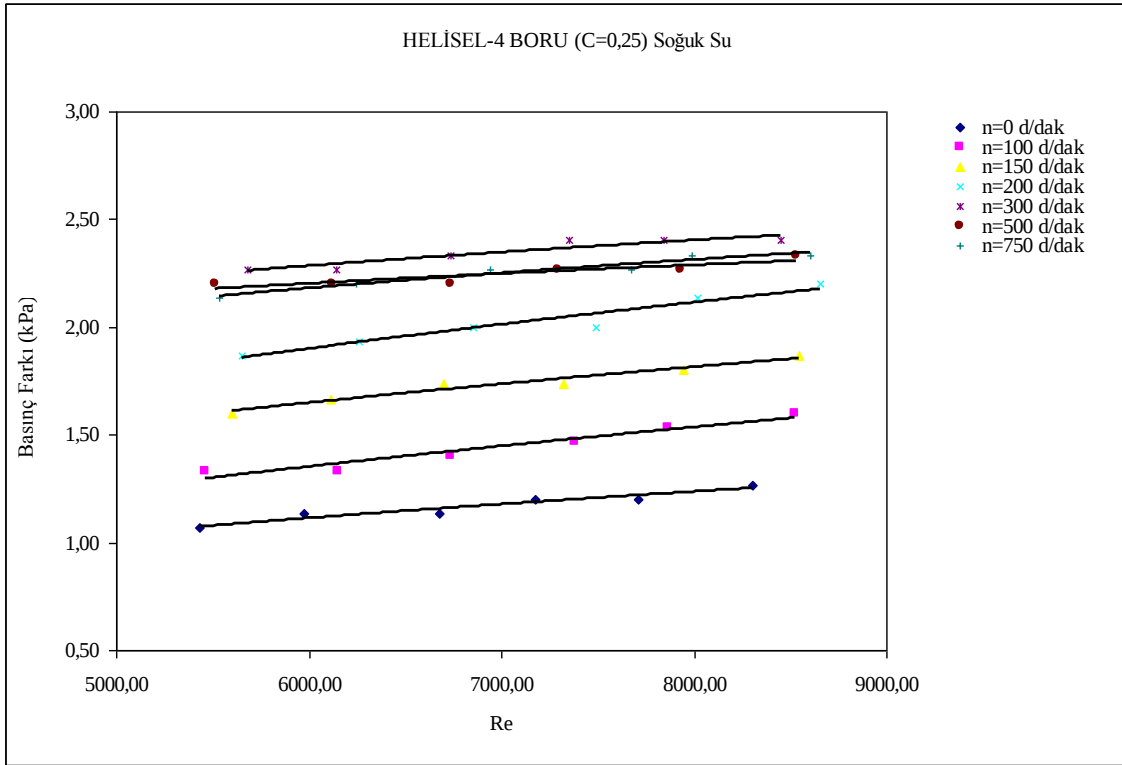
Şekil 5.68. Dört helisli boruda C=0,75 için Basmaç Kaybı (kPa) -Re değışimi



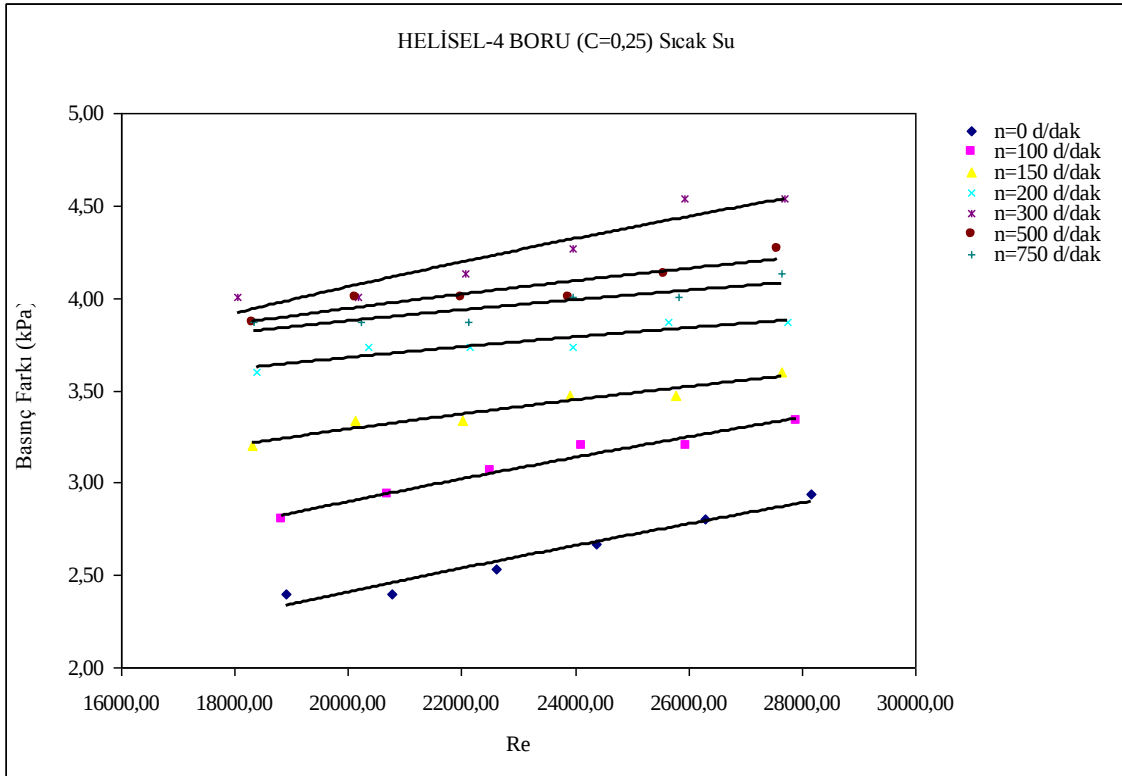
Şekil 5.69. Dört helisli boruda anular aralıkta C=0,5 için Basmıç Kaybı (kPa) -Re değışimi



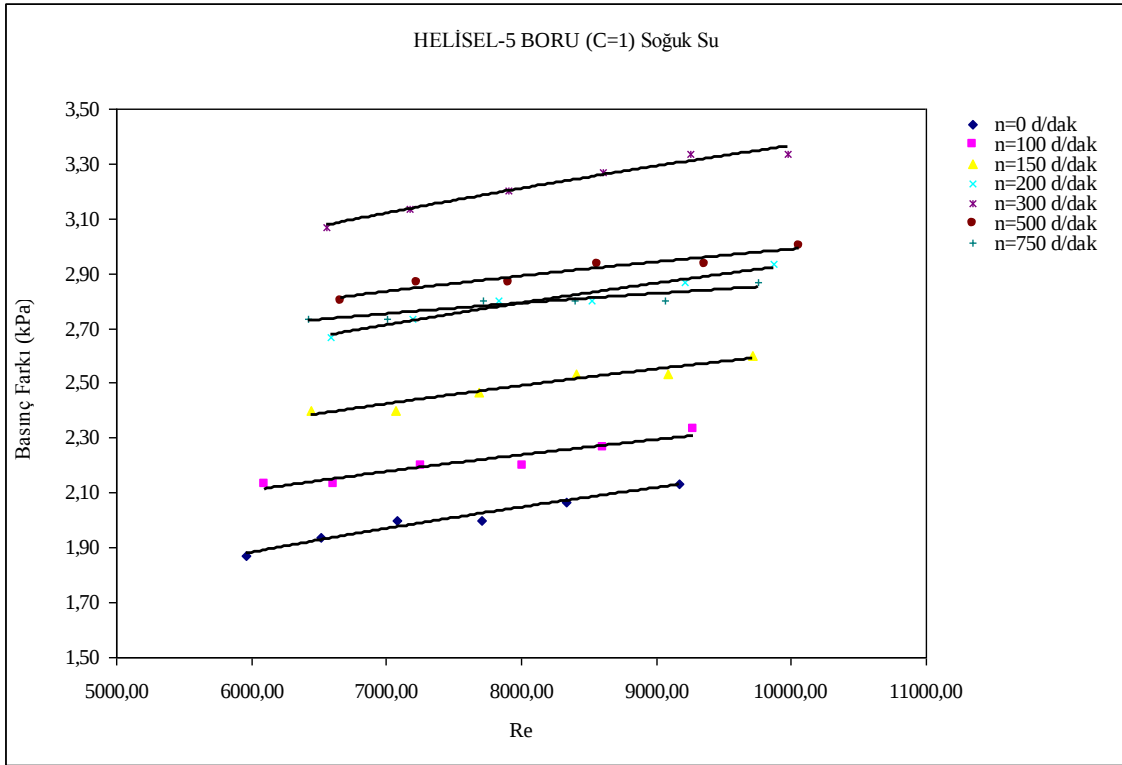
Şekil 5.70. Dört helisli boruda C=0,5 için Basmıç Kaybı (kPa) -Re değışimi



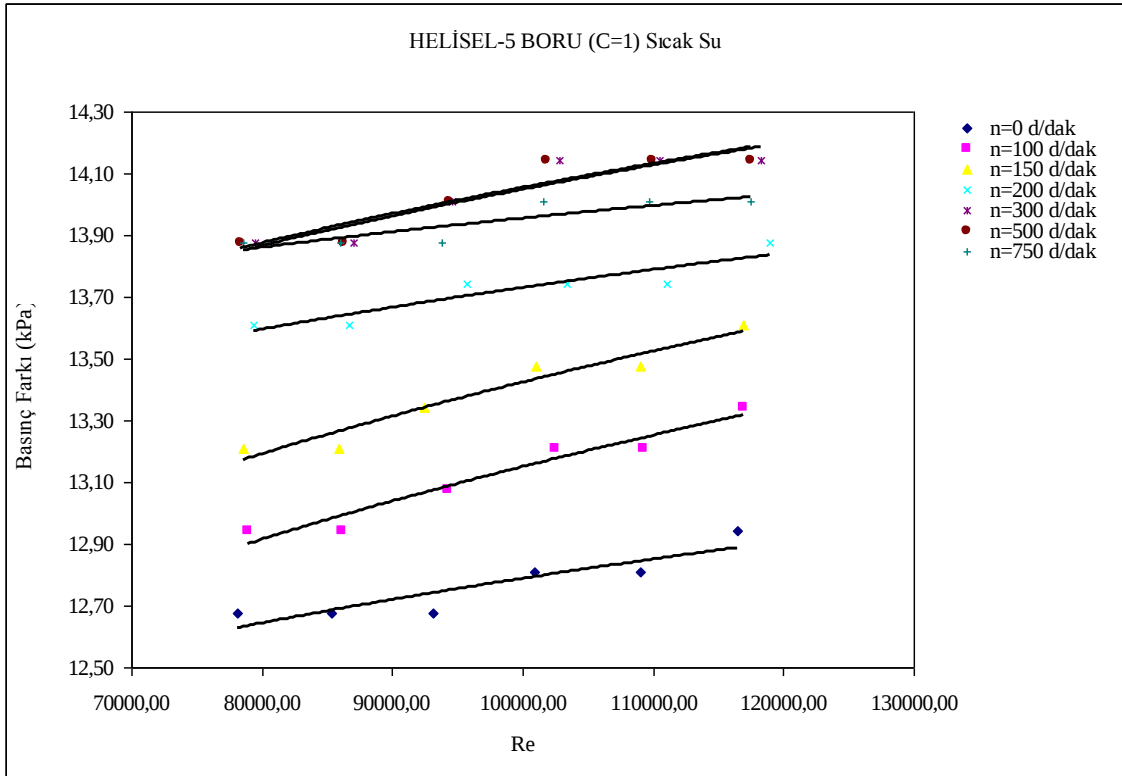
Şekil 5.71. Dört helisli boruda anular aralıkta C=0,25 için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi



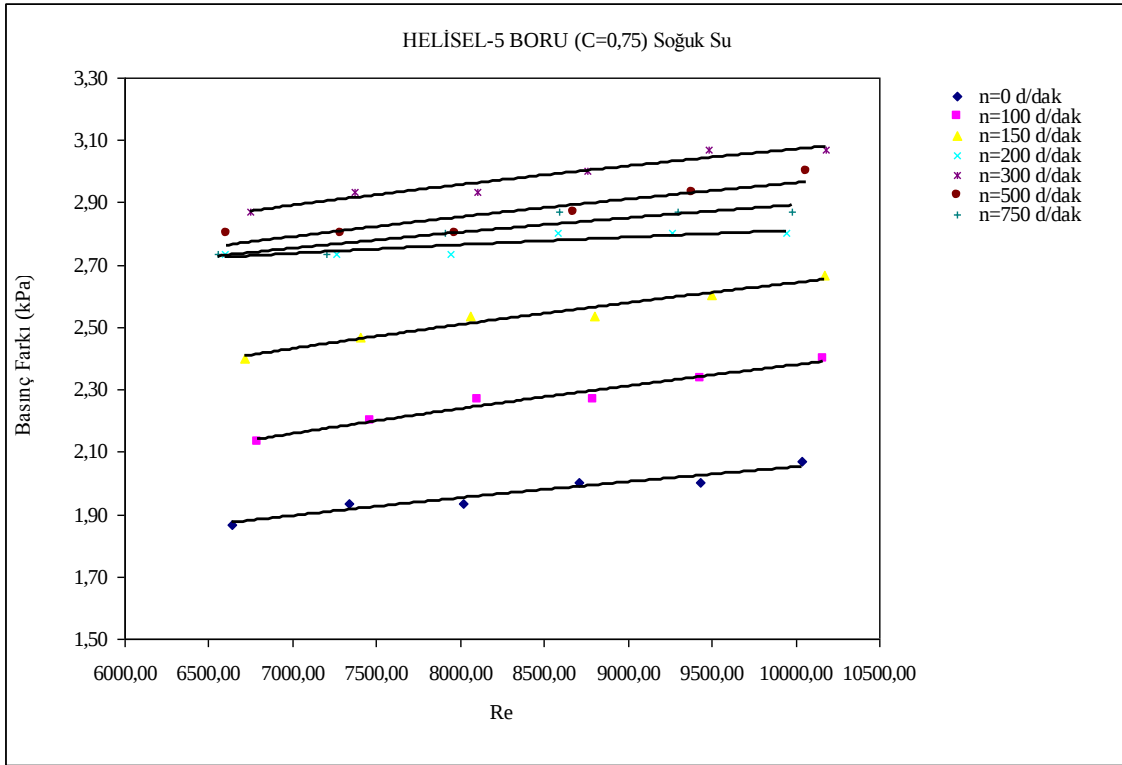
Şekil 5.72. Dört helisli boruda C=0,25 için Basınç Kaybı (kPa) -Re değişimi



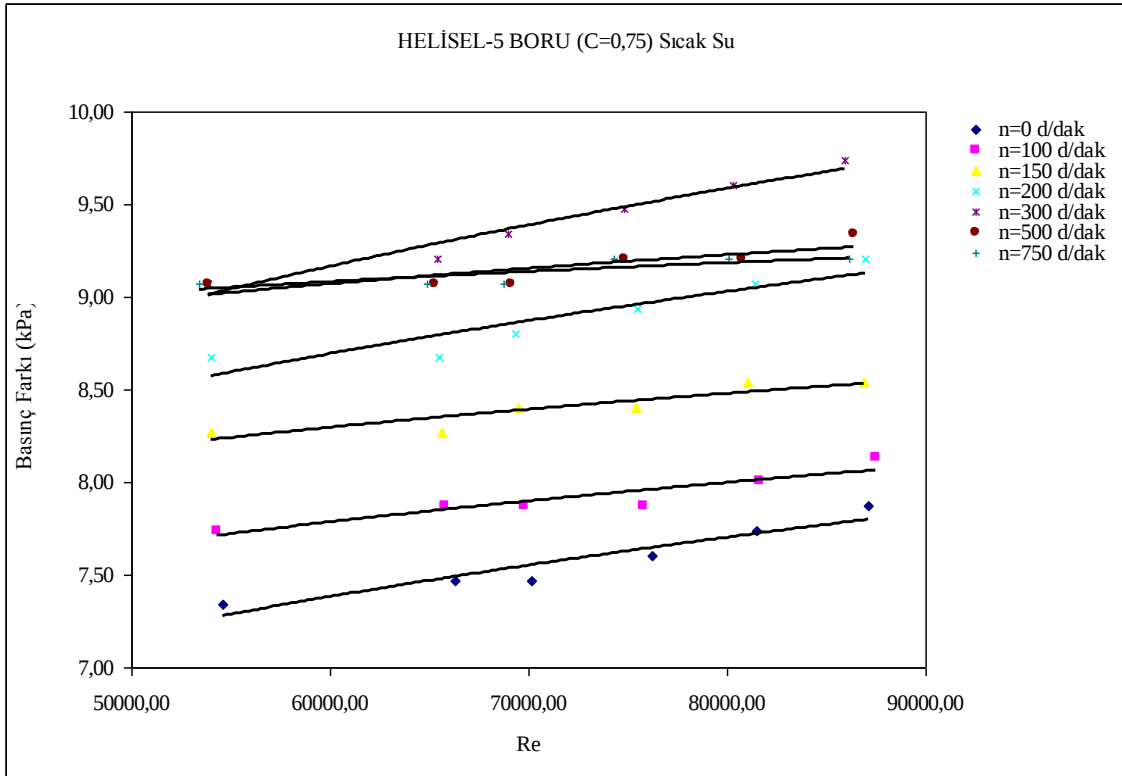
Şekil 5.73. Beş helisli boruda anular aralıkta C=1 için Basmıç Kaybı (kPa) -Re değışimi



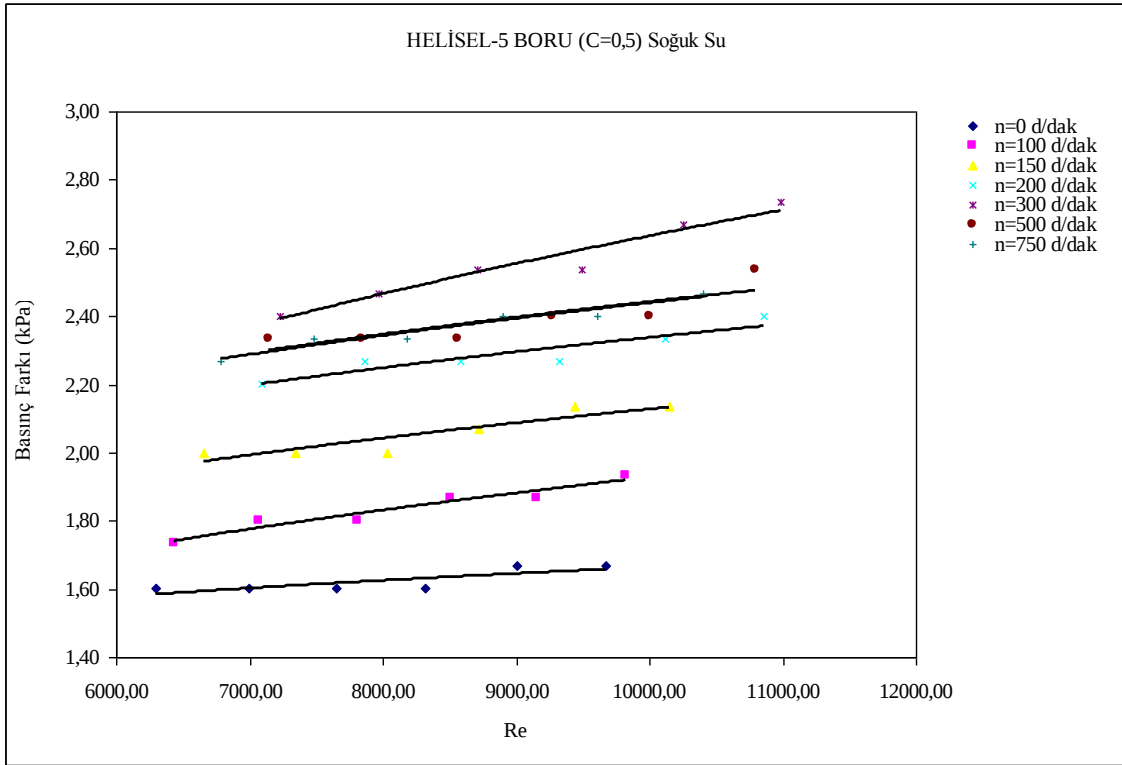
Şekil 5.74. Beş helisli boruda C=1 için Basmıç Kaybı (kPa) -Re değışimi



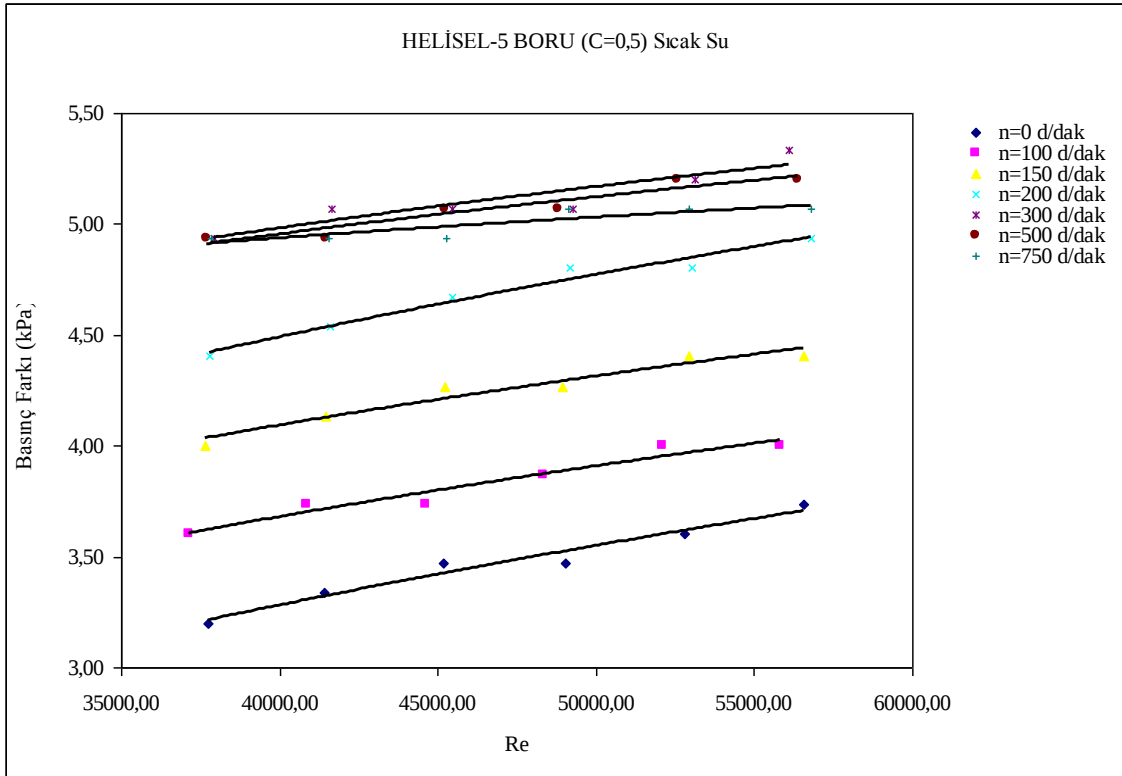
Şekil 5.75. Beş helisli boruda anular aralıkta C=0,75 için Basmaç Kaybı (kPa) -Re değışimi



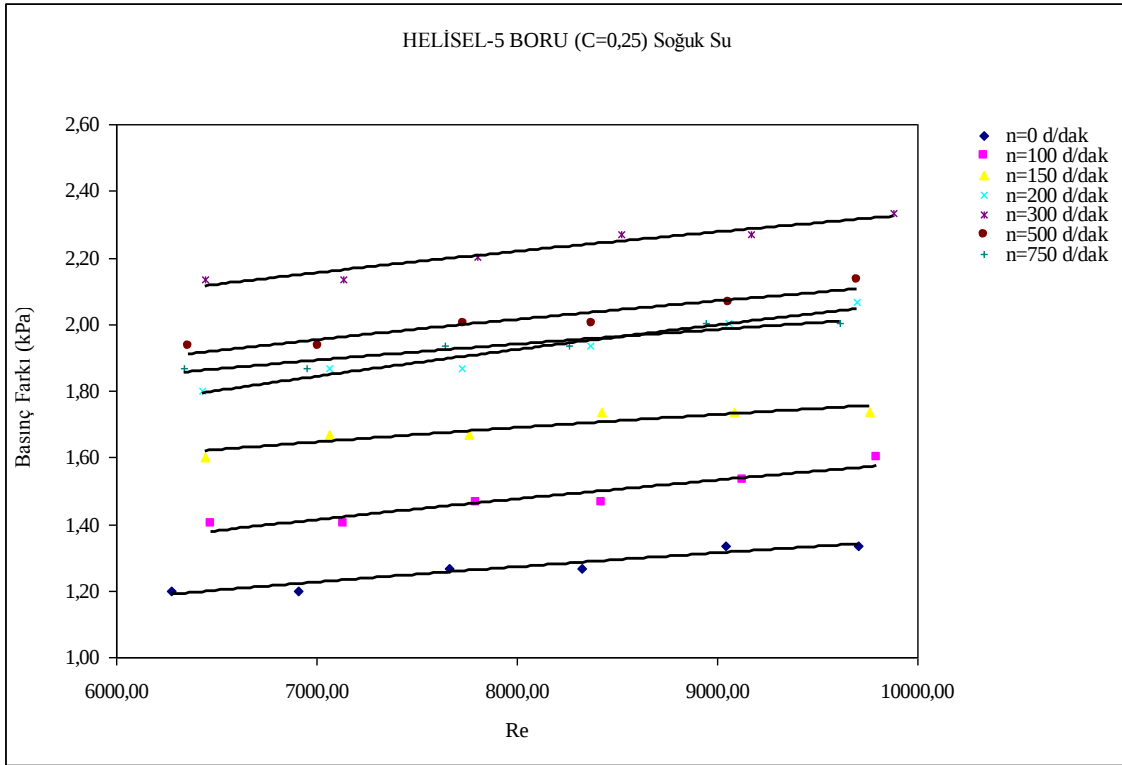
Şekil 5.76. Beş helisli boruda C=0,75 için Basmaç Kaybı (kPa) -Re değışimi



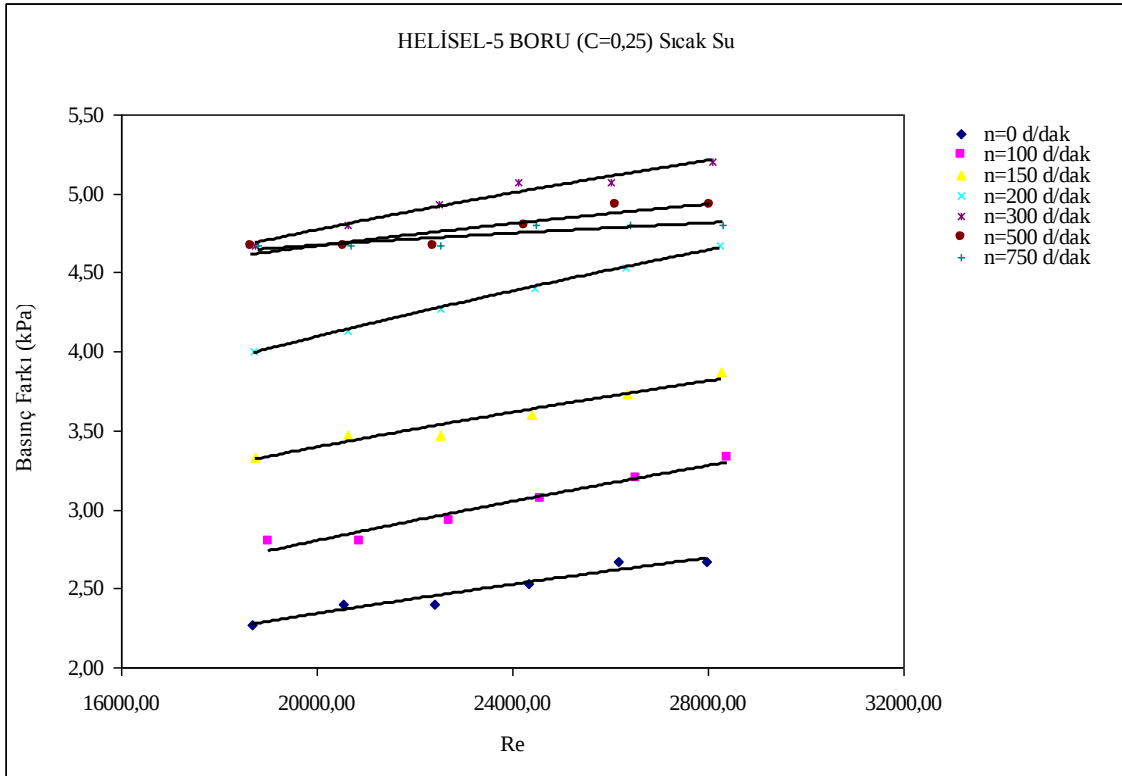
Şekil 5.77. Beş helisli boruda anular aralıkta C=0,5 için Basmaç Kaybı (kPa) -Re değışimi



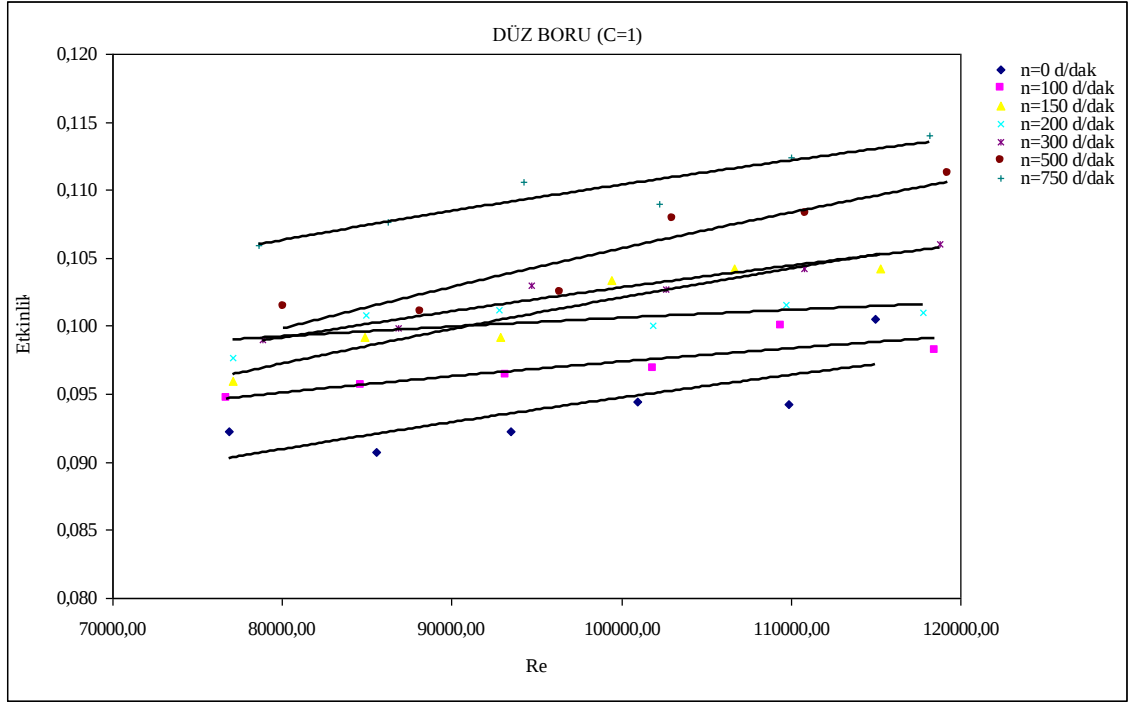
Şekil 5.78. Beş helisli boruda C=0,75 için Basmaç Kaybı (kPa) -Re değışimi



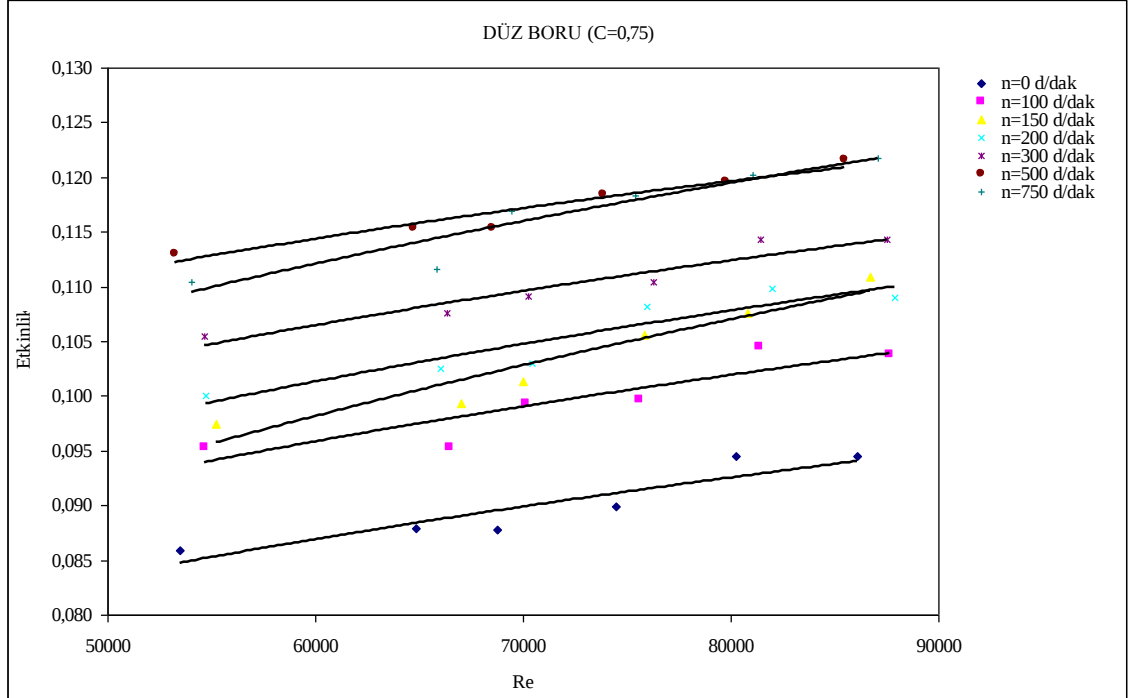
Şekil 5.79. Beş helisli boruda anular aralıkta C=0,25 için Basma Kaybı (kPa) -Re değışimi



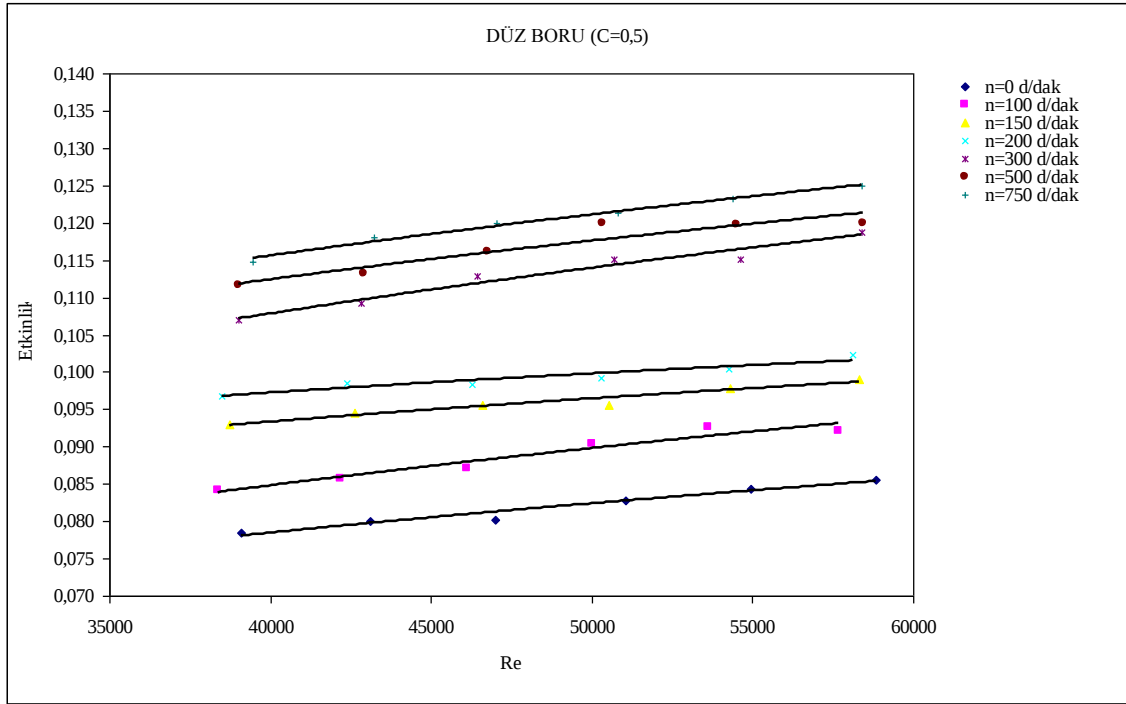
Şekil 5.80. Beş helisli boruda C=0,25 için Basma Kaybı (kPa) -Re değışimi



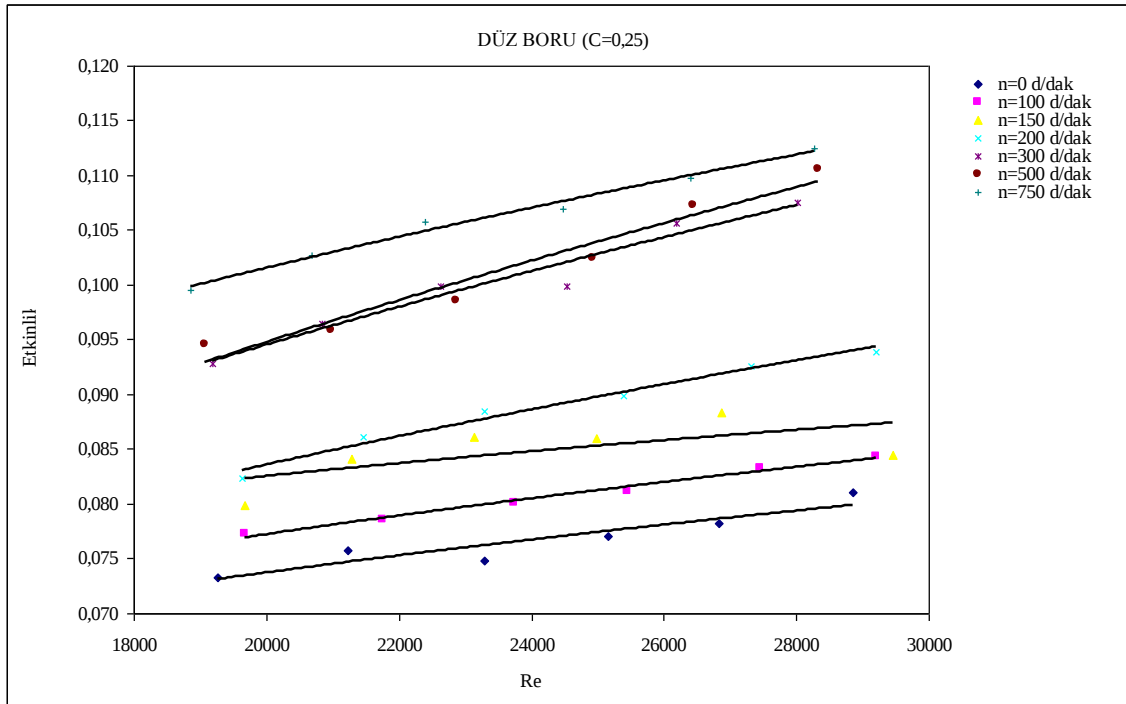
Şekil 5.81. Düz boruda C=1 için Etkinlik Değeri-Re değişimi



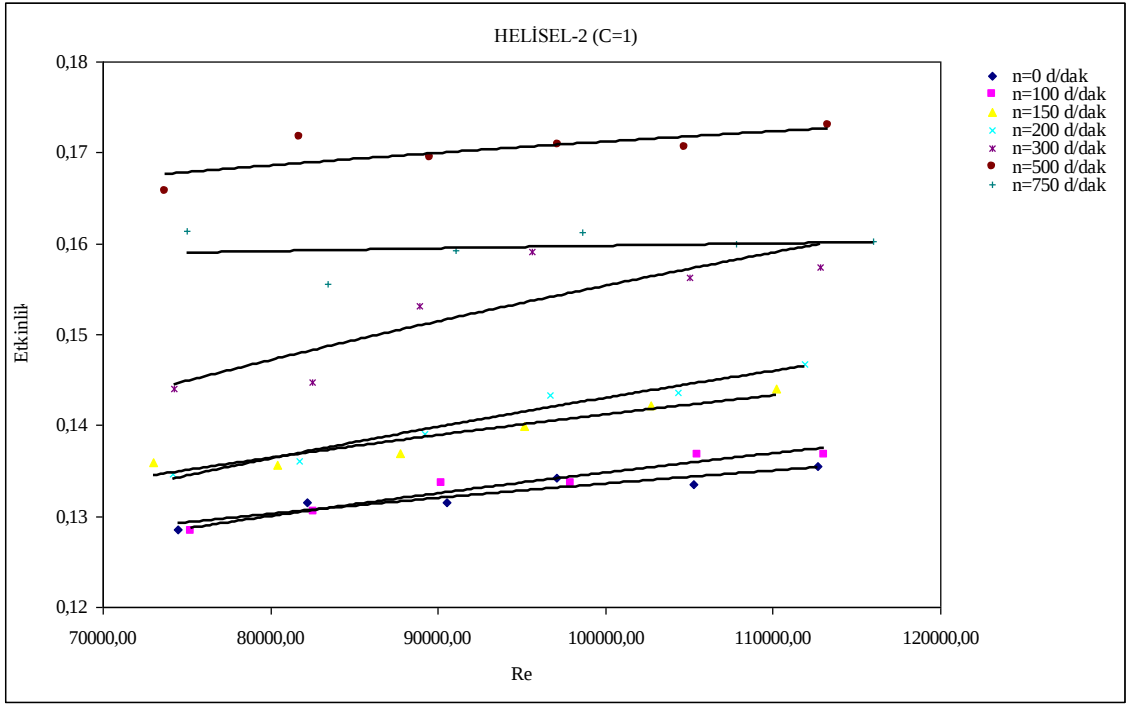
Şekil 5.82. Düz boruda C=0,75 için Etkinlik Değeri-Re değişimi



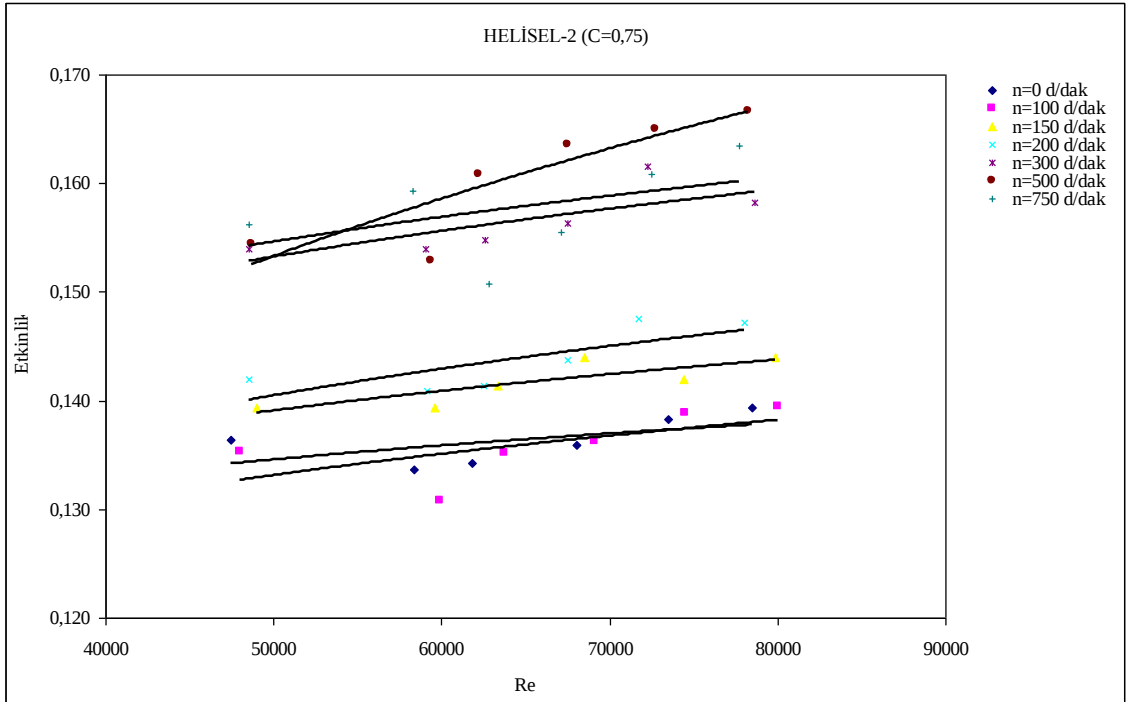
Şekil 5.83. Düz boruda C=0,5 için Etkinlik Değeri-Re değişimi



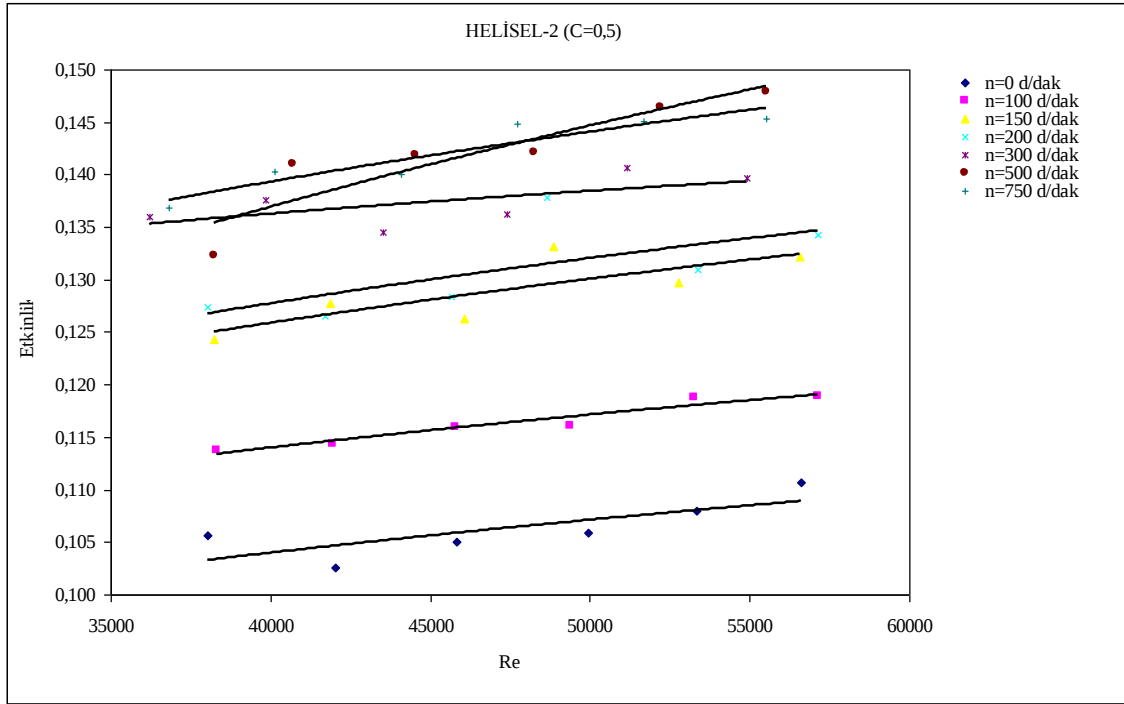
Şekil 5.84. Düz boruda C=0,25 için Etkinlik Değeri-Re değişimi



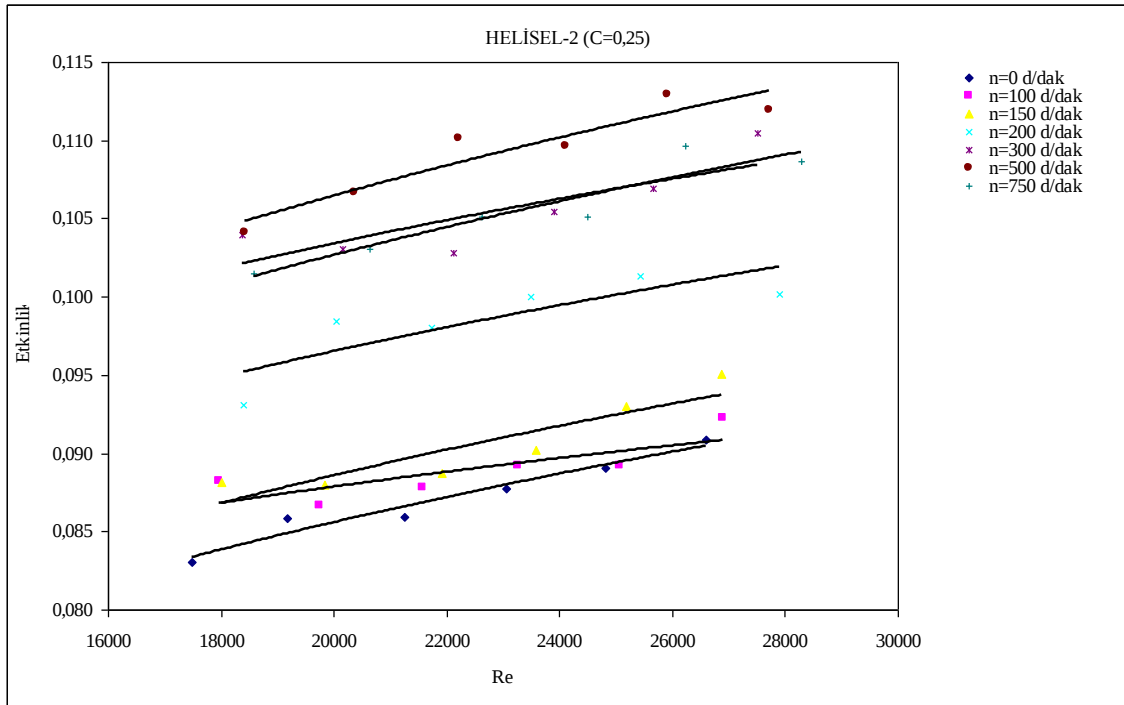
Şekil 5.85. İki helisli boruda C=1 için Etkinlik Değeri-Re değişimi



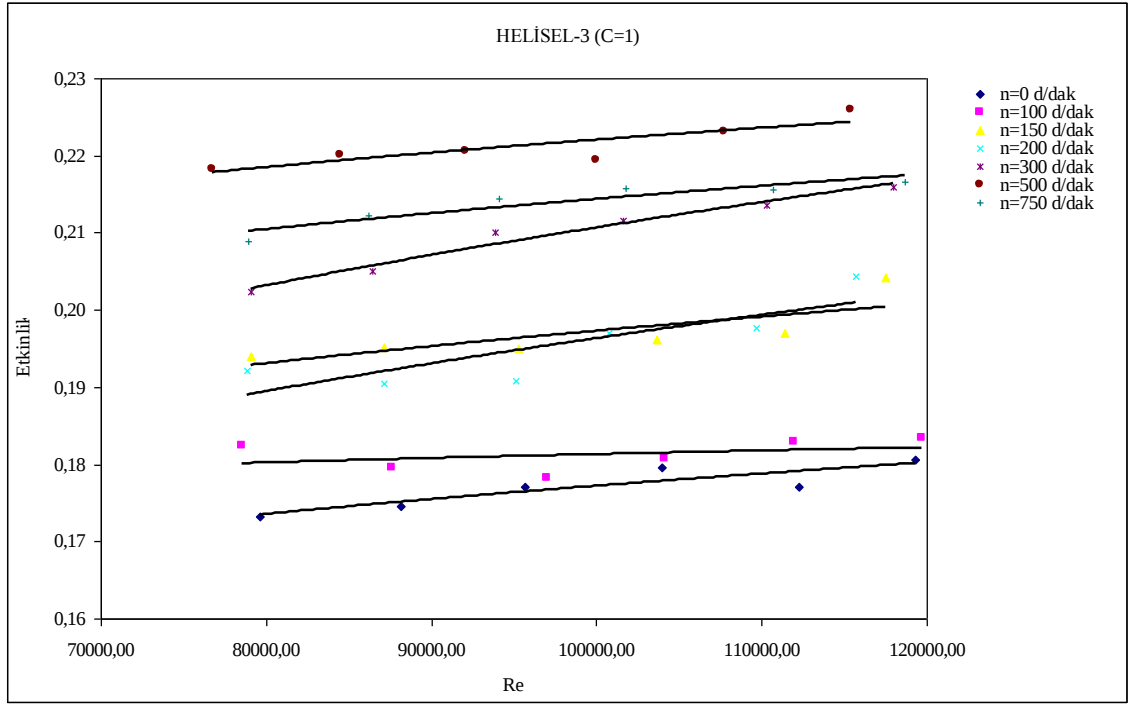
Şekil 5.86. İki helisli boruda C=0,75 için Etkinlik Değeri-Re değişimi



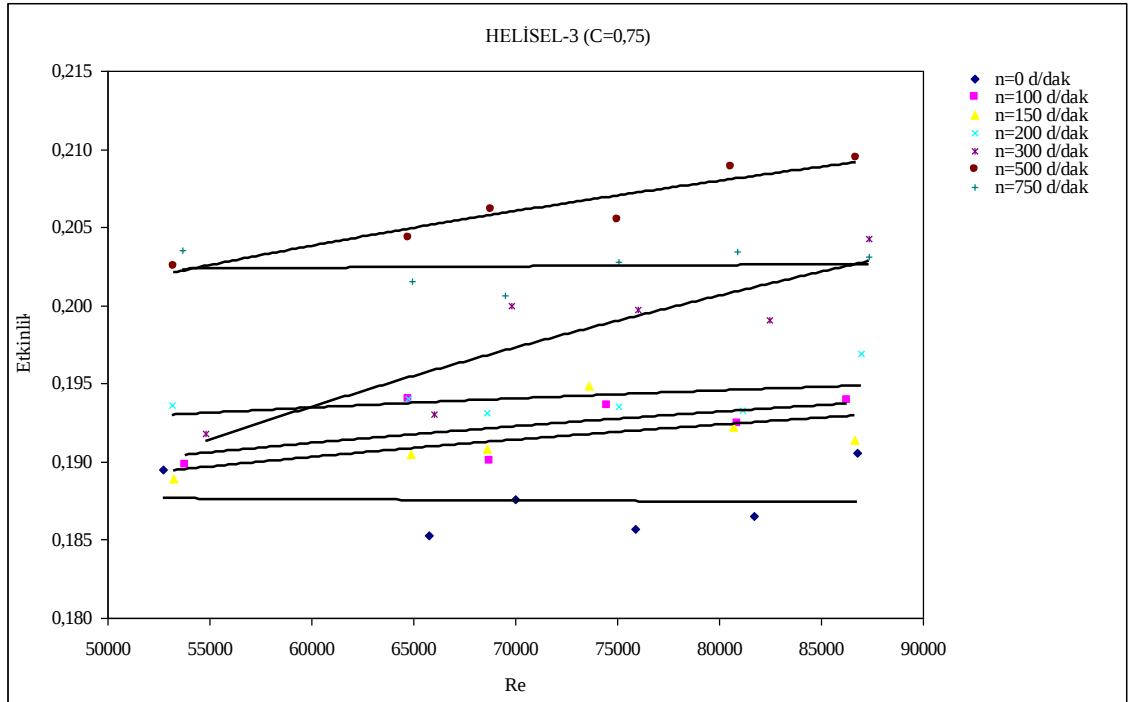
Şekil 5.87. İki helisli boruda C=0,5 için Etkinlik Değeri-Re değişimi



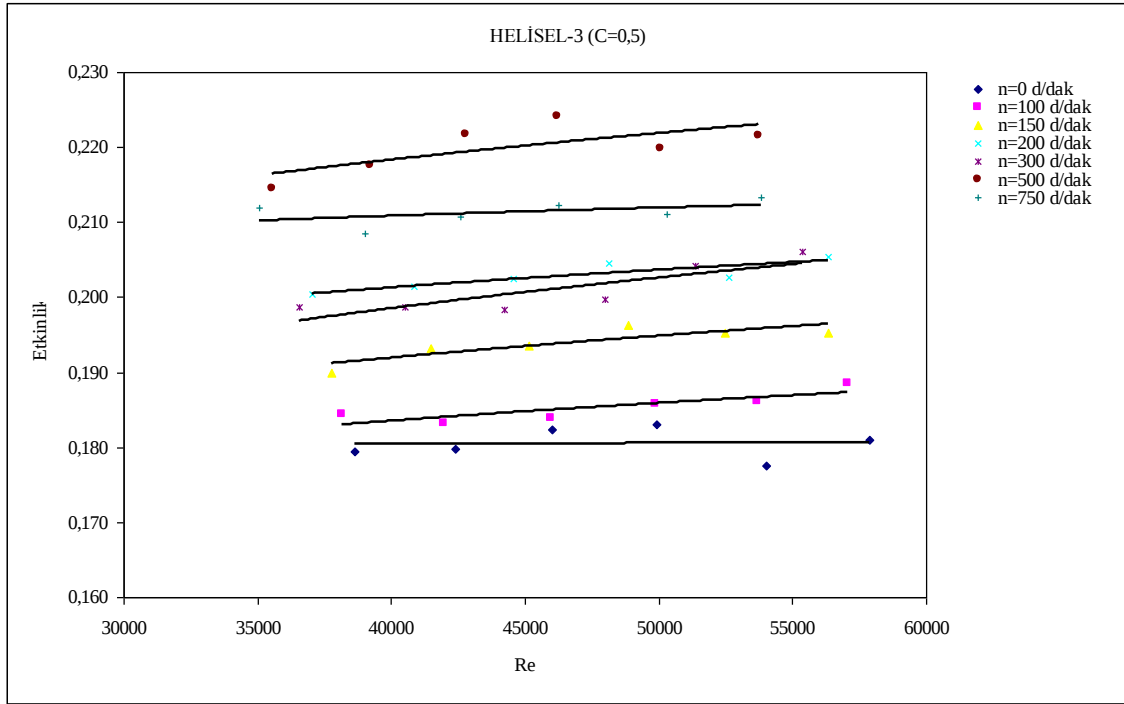
Şekil 5.88. İki helisli boruda C=0,25 için Etkinlik Değeri-Re değişimi



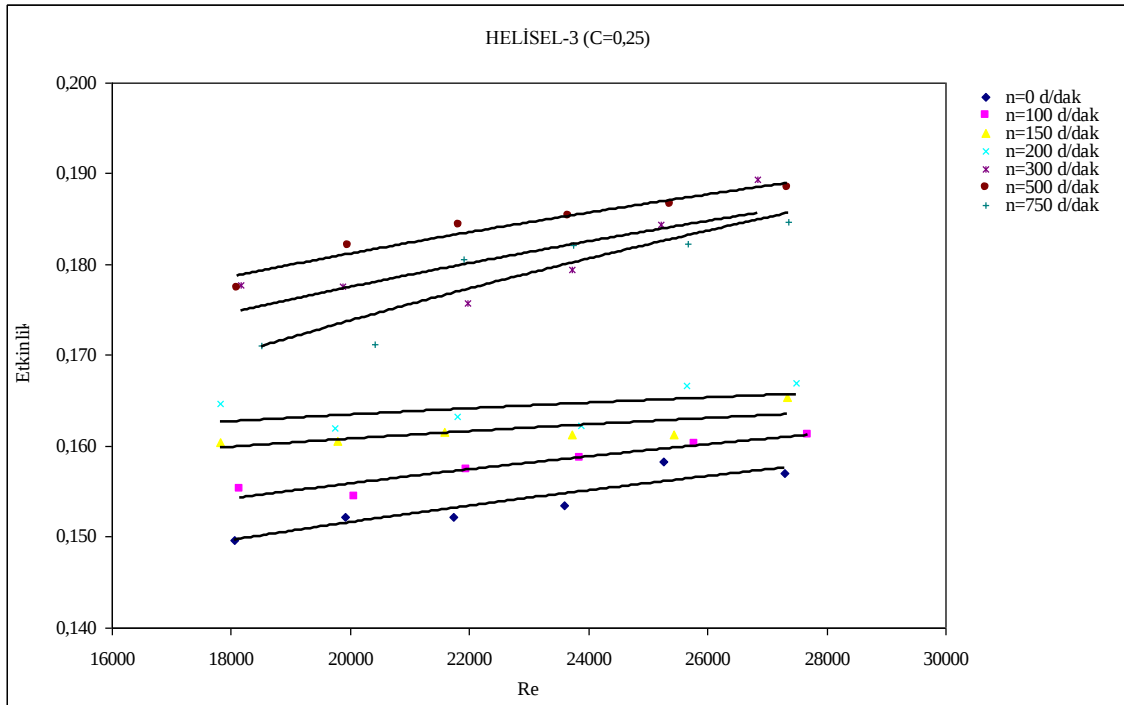
Şekil 5.89. Üç helisli boruda C=1 için Etkinlik Değeri-Re değişimi



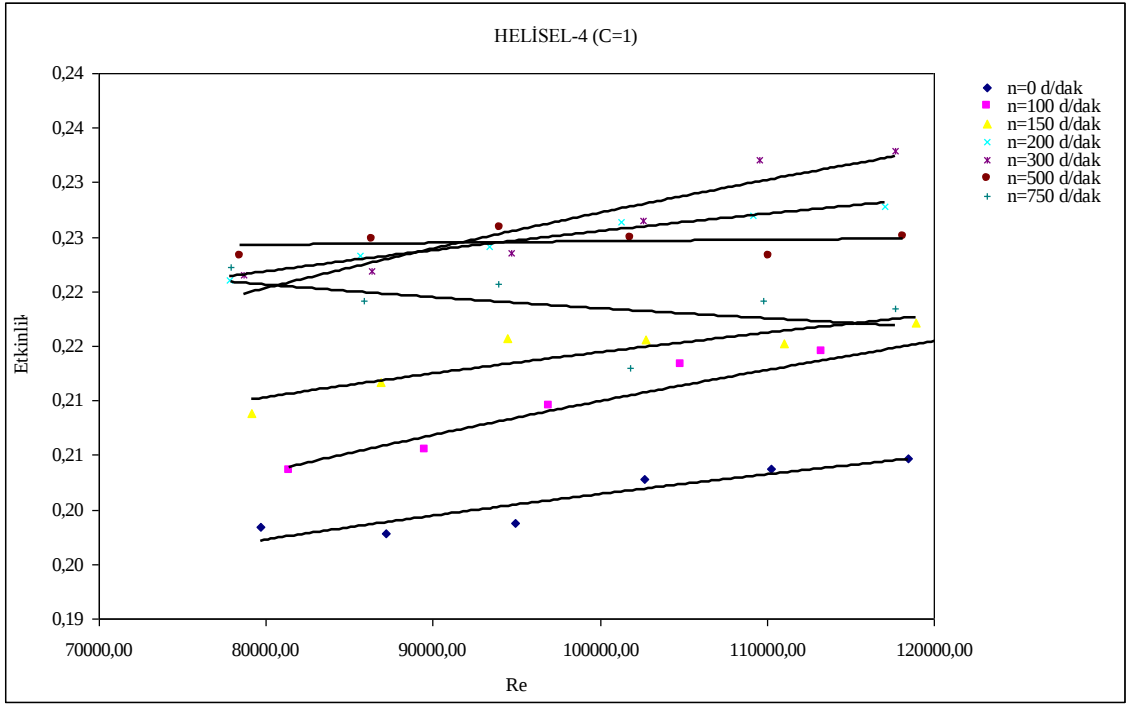
Şekil 5.90. Üç helisli boruda C=0,75 için Etkinlik Değeri-Re değişimi



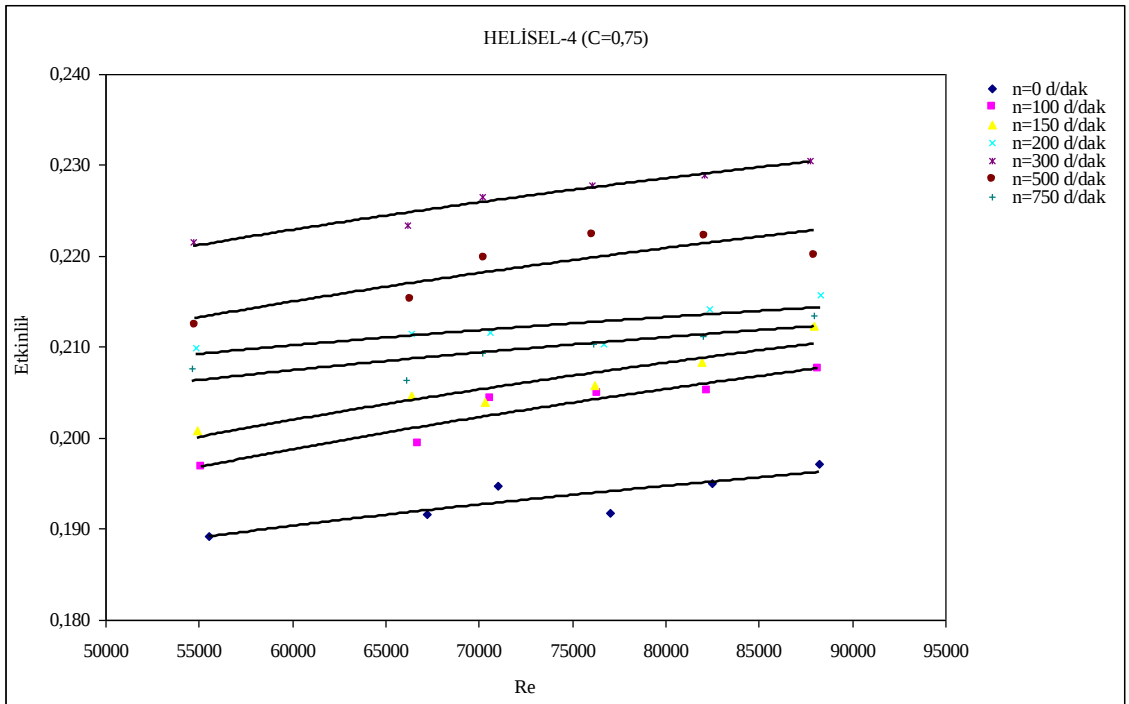
Şekil 5.91. Üç helisli boruda C=0,5 için Etkinlik Değeri-Re değişimi



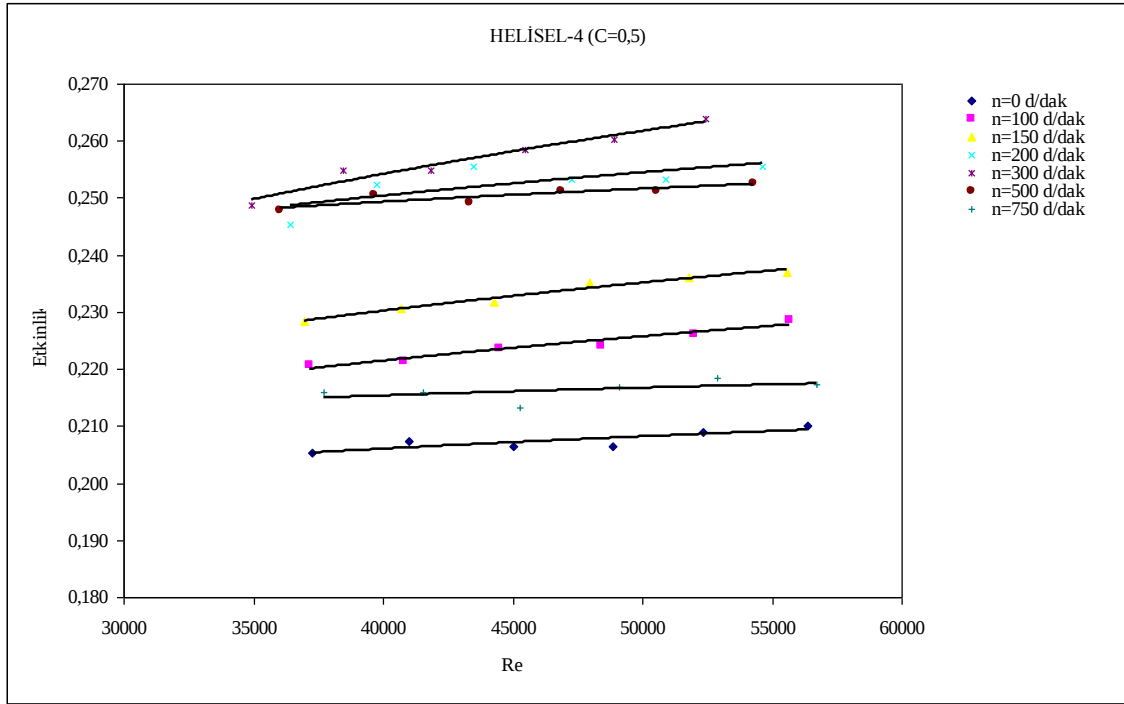
Şekil 5.92. Üç helisli boruda C=0,25 için Etkinlik Değeri-Re değişimi



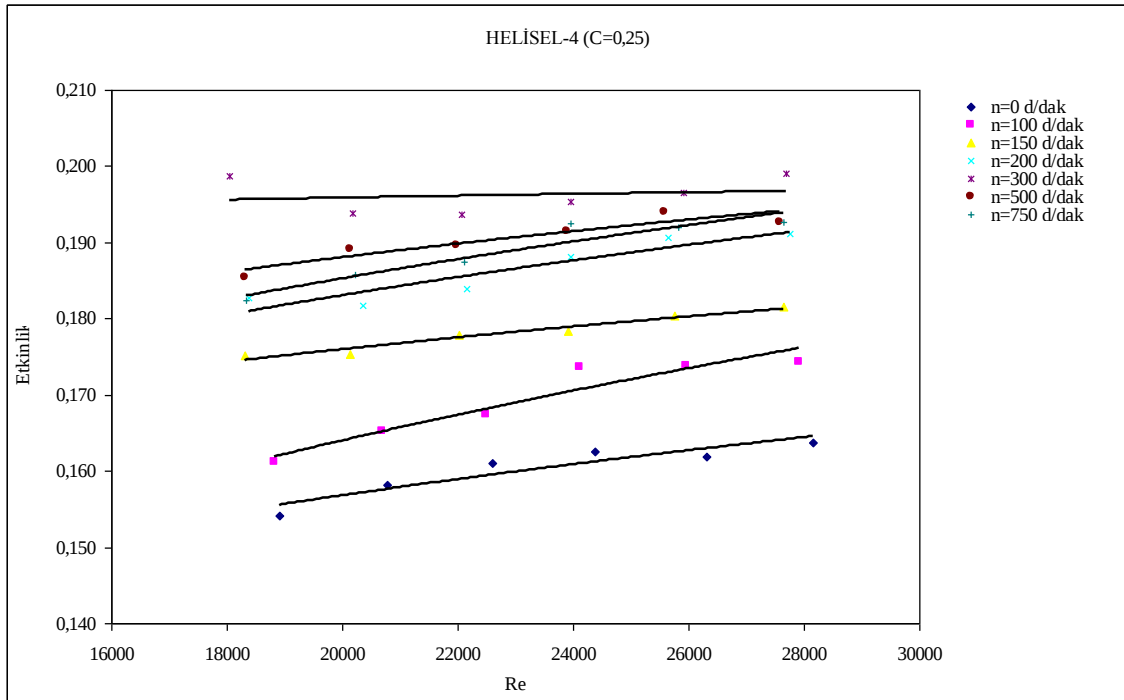
Şekil 5.93. Dört helisli boruda C=1 için Etkinlik Değeri-Re değişimi



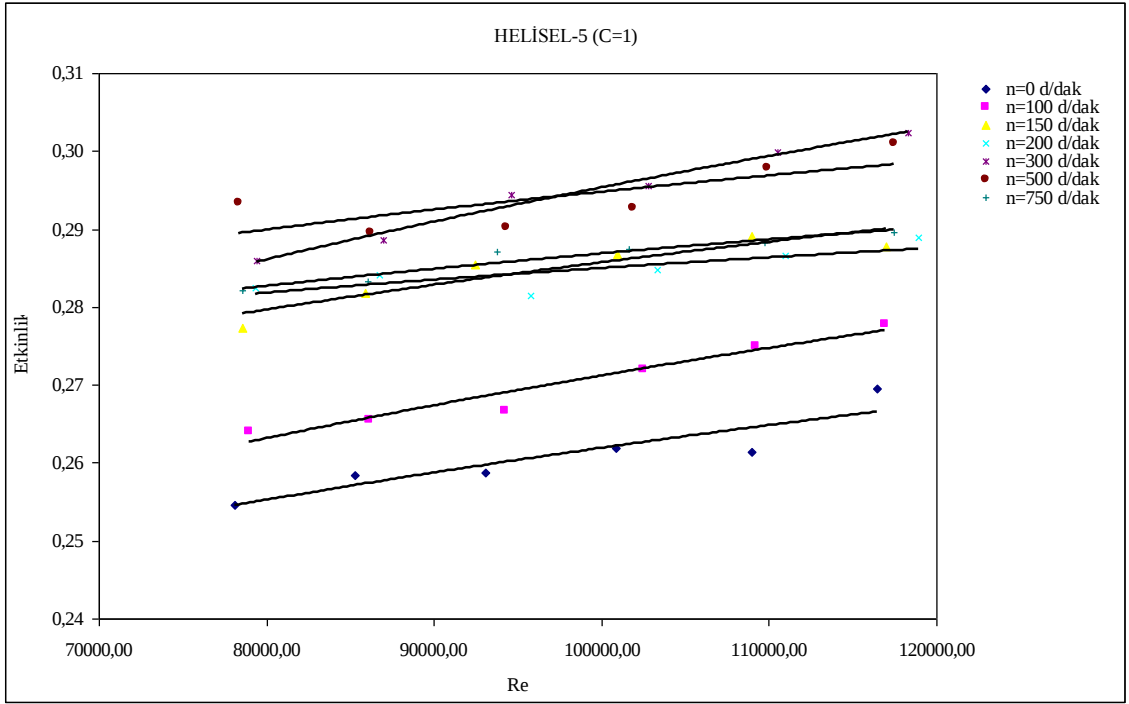
Şekil 5.94. Dört helisli boruda C=0,75 için Etkinlik Değeri-Re değişimi



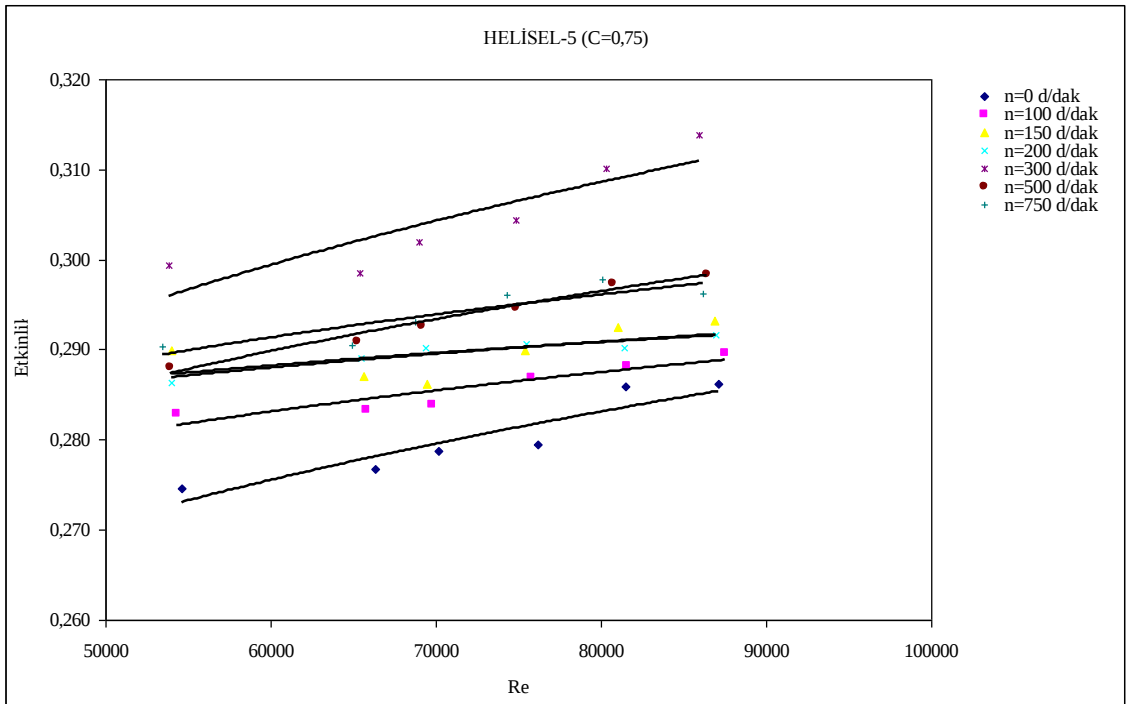
Şekil 5.95. Dört helisli boruda C=0,5 için Etkinlik Değeri-Re değişimi



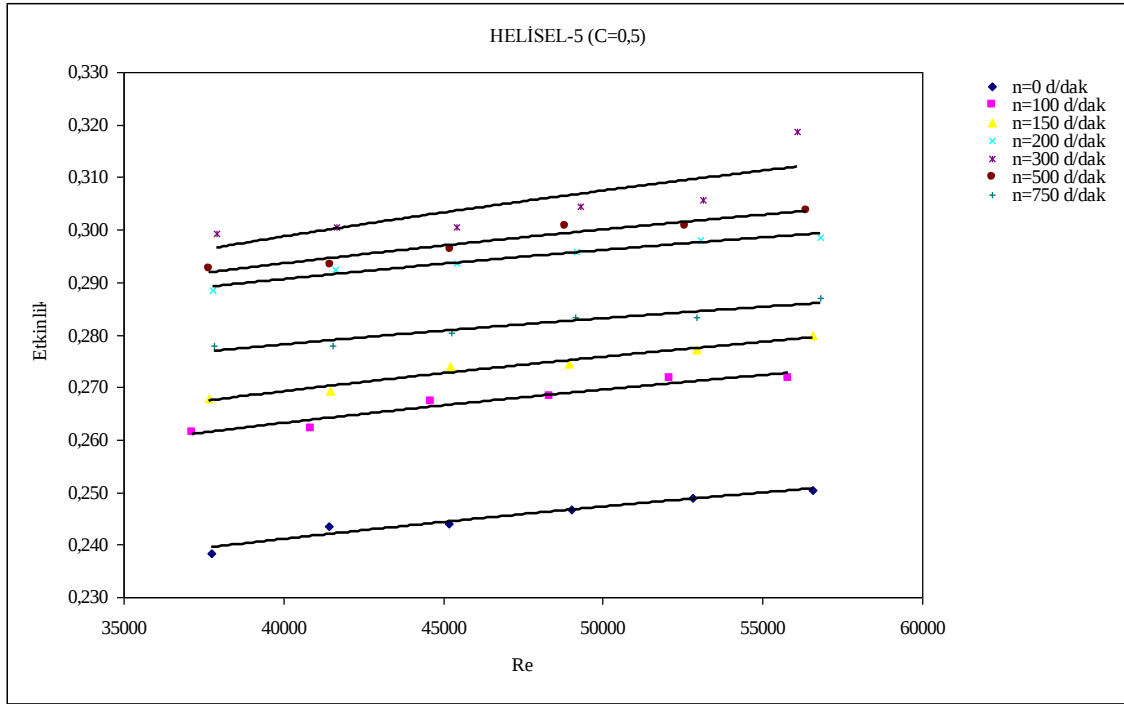
Şekil 5.96. Dört helisli boruda C=0,25 için Etkinlik Değeri-Re değişimi



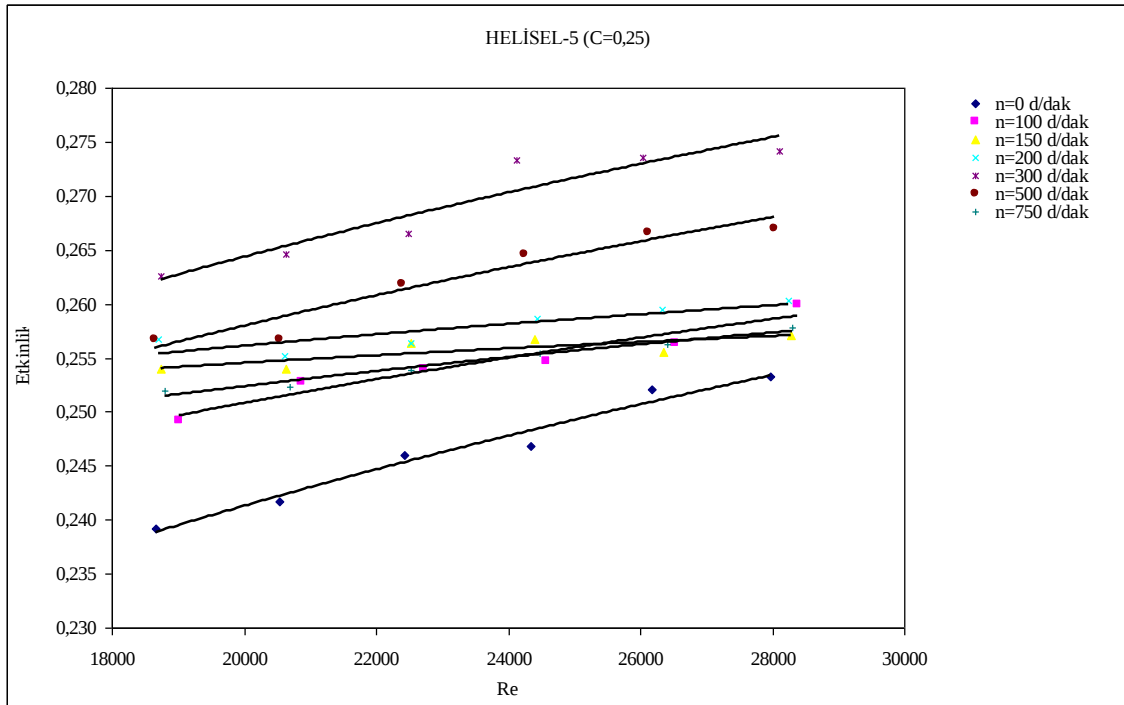
Şekil 5.97. Beş helisli boruda C=1 için Etkinlik Değeri-Re değişimi



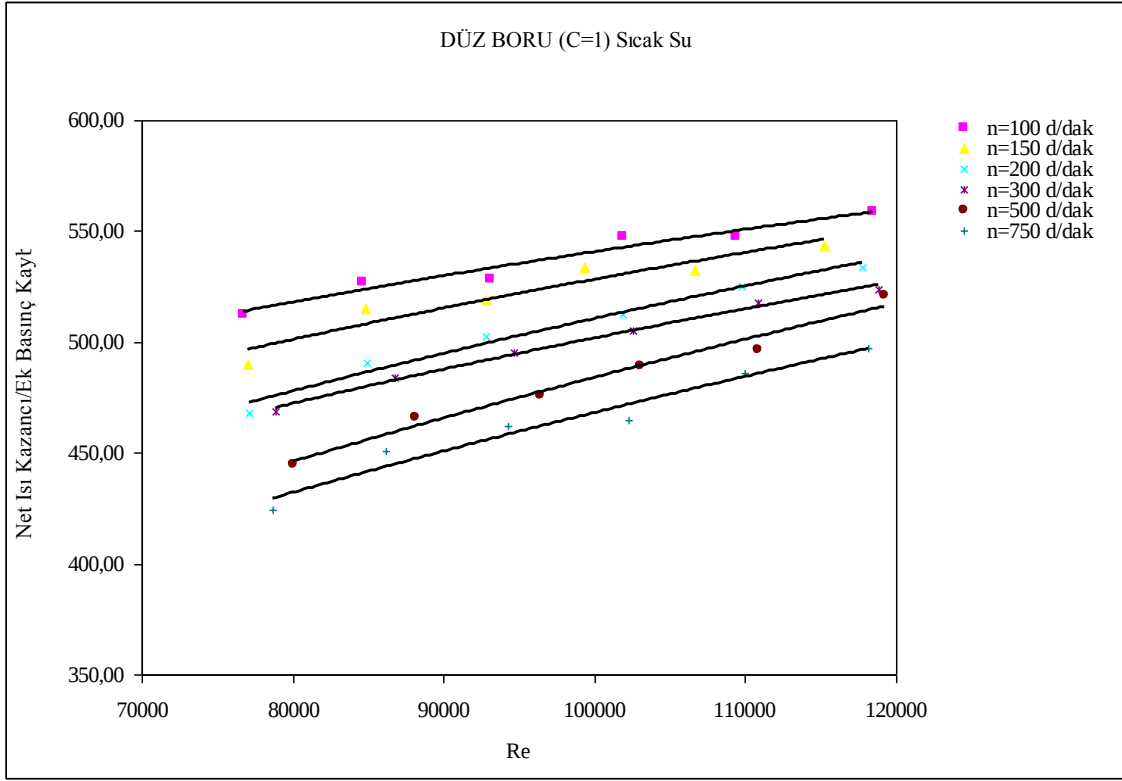
Şekil 5.98. Beş helisli boruda C=0,75 için Etkinlik Değeri-Re değişimi



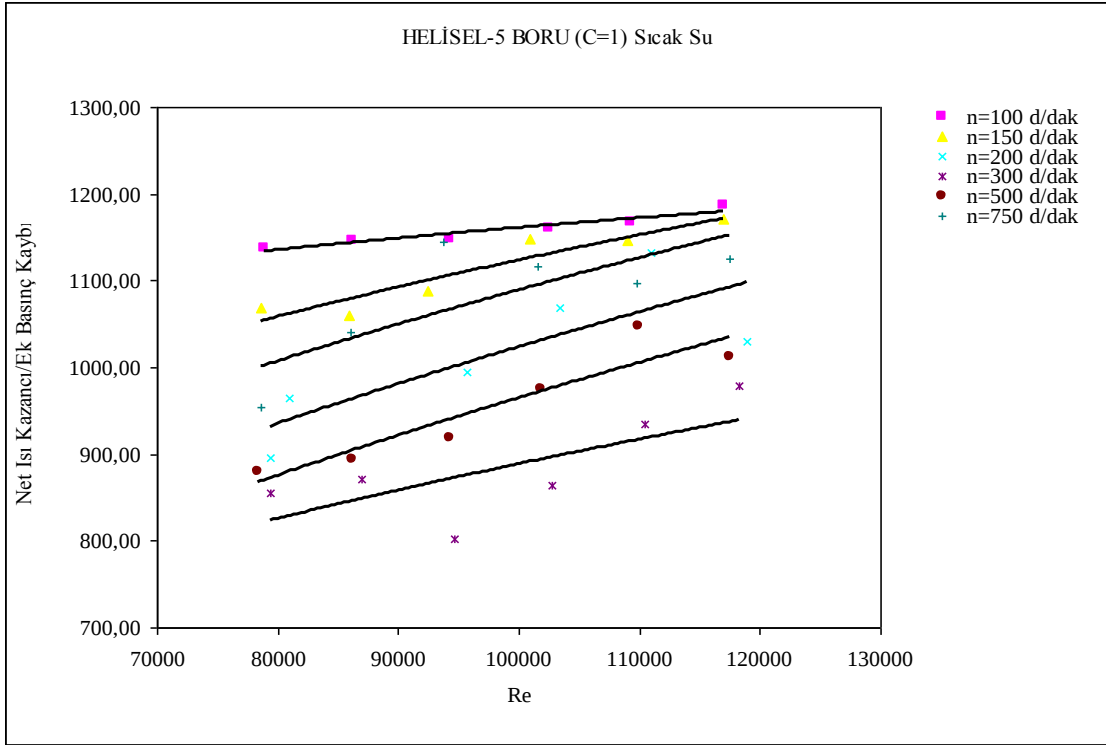
Şekil 5.99. Beş helisli boruda C=0,5 için Etkinlik Değeri-Re değişimi



Şekil 5.100. Beş helisli boruda C=0,25 için Etkinlik Değeri-Re değişimi



Şekil 5.101. Düz boruda C=1 için Net Isı Kazancı/Ek Basınç Kaybı-Re değişimi



Şekil 5.102. Beş helisli boruda C=1 için Net Isı Kazancı/Ek Basınç Kaybı-Re değişimi

5.3. Elde Edilen Ampirik Formüller

Farklı tipteki her boru için Nusselt sayısı, basınç kaybı miktarı ve etkinlik değerinin ampirik formülleri; Reynolds sayısı, Pandtl sayısı ve devire bağlı olarak aşağıda verilmiştir. Her tip boru için 0 dev/dak ve değişen devirlere göre ampirik formüller bulunmuştur. Ancak düz boruda değişken devirlerde ampirik formül 750 dev/dak'ya kadar geçerlidir. İki heliselli ve üç heliselli boruda ise değişken devirlere bağlı yazılan ampirik formüllerde maksimum devir 500 dev/dak' dır. Dört heliselli ve beş heliselli borularda ise devire bağlı olarak yazılan ampirik formüllerde 300 dev/dak maksimum devirdir. Bu ampirik formüller belirtilen devirlere kadar geçerlidir.

5.3.1. Düz Boru İçin Ampirik Formüller

5.3.1.1. Nusselt sayısı

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 1 iken;

$n=0$ dev./dak. için;

$$Nu_h = 0,000642 \cdot Re^{1,1145} \cdot Pr^{0,3}$$

$0 < n < 750$ dev./dak. arasında;

$$Nu_h = 0,001774 \cdot Re^{1,0485} \cdot Pr^{0,3} \cdot (n/n_{max})^{0,25}$$

Anular aralıktaki akışta;

$n=0$ dev./dak. için;

$$Nu_c = 0,0005888 \cdot Re^{1,4066} \cdot Pr^{0,4}$$

$0 < n < 750$ dev./dak. arasında;

$$Nu_c = 0,00066 \cdot Re^{1,4184} \cdot Pr^{0,4} \cdot (n/n_{max})^{0,25}$$

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 0,75 iken;

$n=0$ dev./dak. için;

$$Nu_h = 0,000399 \cdot Re^{1,1987} \cdot Pr^{0,3}$$

$0 < n < 750$ dev./dak. arasında;

$$Nu_h = 0,000401 \cdot Re^{1,1943} \cdot Pr^{0,3} \cdot (n/n_{max})^{0,25}$$

Anular aralıktaki akışta;

$n=0$ dev./dak. için;

$$Nu_c = 0,002477 \cdot Re^{1,4824} \cdot Pr^{0,4}$$

$0 < n < 750$ dev./dak. arasında;

$$Nu_c = 0,001647 \cdot Re^{1,3507} \cdot Pr^{0,4} \cdot (n/n_{max})^{0,25}$$

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 0,5 iken;

$n=0$ dev./dak. için;

$$Nu_h = 0,0007246 \cdot Re^{1,1653} \cdot Pr^{0,3}$$

$0 < n < 750$ dev./dak. arasında;

$$Nu_h = 0,000483 \cdot Re^{1,2165} \cdot Pr^{0,3} \cdot (n/n_{max})^{0,25}$$

Anular aralıktaki akışta;

$n=0$ dev./dak. için;

$$Nu_c = 0,0002443 \cdot Re^{1,4954} \cdot Pr^{0,4}$$

$0 < n < 750$ dev./dak. arasında;

$$Nu_c = 0,001021 \cdot Re^{1,3993} \cdot Pr^{0,4} \cdot (n/n_{max})^{0,25}$$

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 0,25 iken;

$n = 0$ dev./dak. için;

$$Nu_h = 0,003842 \cdot Re^{1,0311} \cdot Pr^{0,3}$$

$0 < n < 750$ dev./dak. arasında;

$$Nu_h = 0,002461 \cdot Re^{1,1063} \cdot Pr^{0,3} \cdot (n/n_{max})^{0,25}$$

Anular aralıktaki akışta;

$n = 0$ dev./dak. için;

$$Nu_c = 0,0000235 \cdot Re^{1,7325} \cdot Pr^{0,4}$$

$0 < n < 750$ dev./dak. arasında;

$$Nu_c = 0,00021 \cdot Re^{1,156} \cdot Pr^{0,4} \cdot (n/n_{max})^{0,25}$$

5.3.1.2. Basınç Kayıpları

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 1 iken;

$n = 0$ dev./dak. için;

$$\Delta P_h / \Delta P_{atm} = 0,001462 \cdot Re^{0,2277} \cdot Pr^{0,3}$$

$0 < n < 750$ dev./dak. arasında;

$$\Delta P_h / \Delta P_{atm} = 0,001958 \cdot Re^{0,2448} \cdot Pr^{0,3} \cdot (n/n_{max})^{0,25}$$

Anular aralıktaki akışta;

$n=0$ dev./dak. için;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,001079 \cdot Re^{0,135} \cdot Pr^{0,4}$$

$0 < n < 750$ dev./dak. arasında;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,000711 \cdot Re^{0,2219} \cdot Pr^{0,4} \cdot (n/n_{max})^{0,25}$$

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 0,75 iken;

$n=0$ dev./dak. için;

$$\Delta P_h / \Delta P_{atm} = 0,001553 \cdot Re^{0,2198} \cdot Pr^{0,3}$$

$0 < n < 750$ dev./dak. arasında;

$$\Delta P_h / \Delta P_{atm} = 0,0024096 \cdot Re^{0,2236} \cdot Pr^{0,3} \cdot (n/n_{max})^{0,25}$$

Anular aralıktaki akışta;

$n=0$ dev./dak. için;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,000224 \cdot Re^{0,3922} \cdot Pr^{0,4}$$

$0 < n < 750$ dev./dak. arasında;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,003459 \cdot Re^{0,1945} \cdot Pr^{0,4} \cdot (n/n_{max})^{0,25}$$

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 0,5 iken;

$n=0$ dev./dak. için;

$$\Delta P_h / \Delta P_{atm} = 0,0000998 \cdot Re^{0,4822} \cdot Pr^{0,3}$$

0<n<750 dev./dak. arasında;

$$\Delta P_h / \Delta P_{atm} = 0,001241 \cdot Re^{0,2818} \cdot Pr^{0,3} \cdot (n/n_{max})^{0,25}$$

Anular aralıktaki akışta;

n=0 dev./dak. için;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,0000005 \cdot Re^{1,0005} \cdot Pr^{0,4}$$

0<n<750 dev./dak. arasında;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,000607 \cdot Re^{0,4012} \cdot Pr^{0,4} \cdot (n/n_{max})^{0,25}$$

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 0,25 iken;

n=0 dev./dak. için;

$$\Delta P_h / \Delta P_{atm} = 0,0000632 \cdot Re^{0,5324} \cdot Pr^{0,3}$$

0<n<750 dev./dak. arasında;

$$\Delta P_h / \Delta P_{atm} = 0,00134 \cdot Re^{0,2731} \cdot Pr^{0,3} \cdot (n/n_{max})^{0,25}$$

Anular aralıktaki akışta;

n=0 dev./dak. için;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,0000000016 \cdot Re^{0,4363} \cdot Pr^{0,4}$$

0<n<750 dev./dak. arasında;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,001594 \cdot Re^{0,2899} \cdot Pr^{0,4} \cdot (n/n_{max})^{0,25}$$

5.3.1.3. Etkinlik değeri

Kapasite oranı 1 iken;

$n=0$ dev./dak. için;

$$E=0,00923.Re^{0,183}.Pr^{0,3}$$

$0 < n < 750$ dev./dak. arasında;

$$E=0,01282.Re^{0,1683}.Pr^{0,3}.(n/n_{max})^{0,25}$$

Kapasite oranı 0,75 iken;

$n=0$ dev./dak. için;

$$E=0,00623.Re^{0,2186}.Pr^{0,3}$$

$0 < n < 750$ dev./dak. arasında;

$$E=0,00786.Re^{0,2217}.Pr^{0,3}.(n/n_{max})^{0,25}$$

Kapasite oranı 0,5 iken;

$n=0$ dev./dak. için;

$$E=0,00620.Re^{0,2187}.Pr^{0,3}$$

$0 < n < 750$ dev./dak. arasında;

$$E=0,01022.Re^{0,2086}.Pr^{0,3}.(n/n_{max})^{0,25}$$

Kapasite oranı 0,25 iken;

$n=0$ dev./dak. için;

$$E=0,00672.Re^{0,2193}.Pr^{0,3}$$

0<n<750 dev./dak. arasında;

$$E=0,00468.Re^{0,2881}.Pr^{0,3}.(n/n_{max})^{0,25}$$

5.3.2. İki Helisli ve Üç Helisli Boru İçin Ampirik Formüller

5.3.2.1. Nusselt sayısı

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 1 iken;

n=0 dev./dak. için;

$$Nu_h=0,0009552.Re^{1,1004}.Pr^{0,3}.(h/l)^{0,04}$$

0<n<500 dev./dak. arasında;

$$Nu_h=0,002396.Re^{1,0471}.Pr^{0,3}.(n/n_{max})^{0,25}.(h/l)^{0,04}$$

Anular aralıktaki akışta;

n=0 dev./dak. için;

$$Nu_c=0,007388.Re^{1,2093}.Pr^{0,4}.(h/l)^{0,04}$$

0<n<500 dev./dak. arasında;

$$Nu_c=0,01924.Re^{1,0593}.Pr^{0,4}.(n/n_{max})^{0,25}.(h/l)^{0,04}$$

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 0,75 iken;

n=0 dev./dak. için;

$$Nu_h=0,008411.Re^{0,9307}.Pr^{0,3}.(h/l)^{0,04}$$

0<n<500 dev./dak. arasında;

$$Nu_h=0,003081.Re^{1,0254}.Pr^{0,3}.(n/n_{max})^{0,25}.(h/l)^{0,04}$$

Anular aralıktaki akışta;

n=0 dev./dak. için;

$$Nu_c=0,0103.Re^{1,1504}.Pr^{0,4}.(h/l)^{0,04}$$

0<n<500 dev./dak. arasında;

$$Nu_c=0,006625.Re^{1,2408}.Pr^{0,4}.(n/n_{max})^{0,25}.(h/l)^{0,04}$$

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 0,5 iken;

n=0 dev./dak. için;

$$Nu_h=0,004714.Re^{0,9914}.Pr^{0,3}.(h/l)^{0,04}$$

0<n<500 dev./dak. arasında;

$$Nu_h=0,006012.Re^{1,0174}.Pr^{0,3}.(n/n_{max})^{0,25}.(h/l)^{0,04}$$

Anular aralıktaki akışta;

n=0 dev./dak. için;

$$Nu_c=0,001133.Re^{1,3456}.Pr^{0,4}.(h/l)^{0,04}$$

0<n<500 dev./dak. arasında;

$$Nu_c=0,004112.Re^{1,2784}.Pr^{0,4}.(n/n_{max})^{0,25}.(h/l)^{0,04}$$

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 0,25 iken;

$n=0$ dev./dak. için;

$$Nu_h = 0,002770 \cdot Re^{1,0831} \cdot Pr^{0,3} \cdot (h/l)^{0,04}$$

$0 < n < 500$ dev./dak. arasında;

$$Nu_h = 0,004539 \cdot Re^{1,0429} \cdot Pr^{0,3} \cdot (n/n_{max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

Anular aralıktaki akışta;

$n=0$ dev./dak. için;

$$Nu_c = 0,0031 \cdot Re^{1,275} \cdot Pr^{0,4} \cdot (h/l)^{0,04}$$

$0 < n < 500$ dev./dak. arasında;

$$Nu_c = 0,00402 \cdot Re^{1,2905} \cdot Pr^{0,4} \cdot (n/n_{max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

5.3.2.2. Basınç Kayıpları

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 1 iken;

$n=0$ dev./dak. için;

$$\Delta P_h / \Delta P_{atm} = 0,005947 \cdot Re^{0,1084} \cdot Pr^{0,3} \cdot (h/l)^{0,04}$$

$0 < n < 500$ dev./dak. arasında;

$$\Delta P_h / \Delta P_{atm} = 0,005421 \cdot Re^{0,1623} \cdot Pr^{0,3} \cdot (n/n_{max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

Anular aralıktaki akışta;

$n=0$ dev./dak. için;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,000402 \cdot Re^{0,3487} \cdot Pr^{0,4} \cdot (h/l)^{0,04}$$

0<n<500 dev./dak. arasında;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,003981 \cdot Re^{0,172} \cdot Pr^{0,4} \cdot (n/n_{max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 0,75 iken;

n=0 dev./dak. için;

$$\Delta P_h / \Delta P_{atm} = 0,0007020 \cdot Re^{0,3384} \cdot Pr^{0,3} \cdot (h/l)^{0,04}$$

0<n<500 dev./dak. arasında;

$$\Delta P_h / \Delta P_{atm} = 0,007789 \cdot Re^{0,1289} \cdot Pr^{0,3} \cdot (n/n_{max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

Anular aralıktaki akışta;

n=0 dev./dak. için;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,00007194 \cdot Re^{0,5233} \cdot Pr^{0,4} \cdot (h/l)^{0,04}$$

0<n<500 dev./dak. arasında;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,003869 \cdot Re^{0,1778} \cdot Pr^{0,4} \cdot (n/n_{max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 0,5 iken;

n=0 dev./dak. için;

$$\Delta P_h / \Delta P_{atm} = 0,0007704 \cdot Re^{0,3069} \cdot Pr^{0,3} \cdot (h/l)^{0,04}$$

0<n<500 dev./dak. arasında;

$$\Delta P_h / \Delta P_{atm} = 0,004287 \cdot Re^{0,1643} \cdot Pr^{0,3} \cdot (n/n_{max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

Anular aralıktaki akışta;

$n=0$ dev./dak. için;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,0000065 \cdot Re^{0,795} \cdot Pr^{0,4} \cdot (h/l)^{0,04}$$

$0 < n < 500$ dev./dak. arasında;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,002496 \cdot Re^{0,2254} \cdot Pr^{0,4} \cdot (n/n_{max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 0,25 iken;

$n=0$ dev./dak. için;

$$\Delta P_h / \Delta P_{atm} = 0,001697 \cdot Re^{0,177} \cdot Pr^{0,3} \cdot (h/l)^{0,04}$$

$0 < n < 500$ dev./dak. arasında;

$$\Delta P_h / \Delta P_{atm} = 0,002378 \cdot Re^{0,2193} \cdot Pr^{0,3} \cdot (n/n_{max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

Anular aralıktaki akışta;

$n=0$ dev./dak. için;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,000242 \cdot Re^{0,3426} \cdot Pr^{0,4} \cdot (h/l)^{0,04}$$

$0 < n < 500$ dev./dak. arasında;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,000125 \cdot Re^{0,5199} \cdot Pr^{0,4} \cdot (n/n_{max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

5.3.2.3. Etkinlik değeri

Kapasite oranı 1 iken;

$n=0$ dev./dak. için;

$$E=0,05262.Re^{0,0932}.Pr^{0,3}.(h/l)^{0,04}$$

$0<n<500$ dev./dak. arasında;

$$E=0,08250.Re^{0,0725}.Pr^{0,3}.(n/n_{max})^{0,25}.(h/l)^{0,04}$$

Kapasite oranı 0,75 iken;

$n=0$ dev./dak. için;

$$E=0,16573.Re^{0,0026}.Pr^{0,3}.(h/l)^{0,04}$$

$0<n<500$ dev./dak. arasında;

$$E=0,00804.Re^{0,0703}.Pr^{0,3}.(n/n_{max})^{0,25}.(h/l)^{0,04}$$

Kapasite oranı 0,5 iken;

$n=0$ dev./dak. için;

$$E=0,14803.Re^{0,0039}.Pr^{0,3}.(h/l)^{0,04}$$

$0<n<500$ dev./dak. arasında;

$$E=0,08451.Re^{0,0726}.Pr^{0,3}.(n/n_{max})^{0,25}.(h/l)^{0,04}$$

Kapasite oranı 0,25 iken;

$n=0$ dev./dak. için;

$$E=0,03685.Re^{0,1252}.Pr^{0,3}.(h/l)^{0,04}$$

0<n<500 dev./dak. arasında;

$$E=0,04018.Re^{0,1344}.Pr^{0,3}.(n/n_{max})^{0,25}.(h/l)^{0,04}$$

5.3.3. Dört Helisli ve Beş Helisli Boru İçin Ampirik Formüller

5.3.3.1. Nusselt sayısı

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 1 iken;

n=0 dev./dak. için;

$$Nu_h=0,0008459.Re^{1,1198}.Pr^{0,3}.(h/l)^{0,04}$$

0<n<300 dev./dak. arasında;

$$Nu_h=0,000596.Re^{1,164}.Pr^{0,3}.(n/n_{max})^{0,25}.(h/l)^{0,04}$$

Anular aralıktaki akışta;

n=0 dev./dak. için;

$$Nu_c=0,008769.Re^{1,2122}.Pr^{0,4}.(h/l)^{0,04}$$

0<n<300 dev./dak. arasında;

$$Nu_c=0,006773.Re^{1,2626}.Pr^{0,4}.(n/n_{max})^{0,25}.(h/l)^{0,04}$$

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 0,75 iken;

n=0 dev./dak. için;

$$Nu_h=0,001101.Re^{1,1231}.Pr^{0,3}.(h/l)^{0,04}$$

$0 < n < 300$ dev./dak. arasında;

$$Nu_h = 0,0016 \cdot Re^{1,101} \cdot Pr^{0,3} \cdot (n/n_{max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

Anular aralıktaki akışta;

$n = 0$ dev./dak. için;

$$Nu_c = 0,008079 \cdot Re^{1,2255} \cdot Pr^{0,4} \cdot (h/l)^{0,04}$$

$0 < n < 300$ dev./dak. arasında;

$$Nu_c = 0,007897 \cdot Re^{1,2524} \cdot Pr^{0,4} \cdot (n/n_{max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 0,5 iken;

$n = 0$ dev./dak. için;

$$Nu_h = 0,001256 \cdot Re^{1,1323} \cdot Pr^{0,3} \cdot (h/l)^{0,04}$$

$0 < n < 300$ dev./dak. arasında;

$$Nu_h = 0,000923 \cdot Re^{1,1743} \cdot Pr^{0,3} \cdot (n/n_{max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

Anular aralıktaki akışta;

$n = 0$ dev./dak. için;

$$Nu_c = 0,004953 \cdot Re^{1,2508} \cdot Pr^{0,4} \cdot (h/l)^{0,04}$$

$0 < n < 300$ dev./dak. arasında;

$$Nu_c = 0,00657 \cdot Re^{1,2597} \cdot Pr^{0,4} \cdot (n/n_{max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 0,25 iken;

$n=0$ dev./dak. için;

$$Nu_h = 0,0014199 \cdot Re^{1,1343} \cdot Pr^{0,3} \cdot (h/l)^{0,04}$$

$0 < n < 300$ dev./dak. arasında;

$$Nu_h = 0,001086 \cdot Re^{1,172} \cdot Pr^{0,3} \cdot (n/n_{\max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

Anular aralıktaki akışta;

$n=0$ dev./dak. için;

$$Nu_c = 0,004949 \cdot Re^{1,2537} \cdot Pr^{0,4} \cdot (h/l)^{0,04}$$

$0 < n < 300$ dev./dak. arasında;

$$Nu_c = 0,009181 \cdot Re^{1,214} \cdot Pr^{0,4} \cdot (n/n_{\max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

5.3.3.2. Basınç Kayıpları

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 1 iken;

$n=0$ dev./dak. için;

$$\Delta P_h / \Delta P_{\text{atm}} = 0,001262 \cdot Re^{0,2914} \cdot Pr^{0,3} \cdot (h/l)^{0,04}$$

$0 < n < 300$ dev./dak. arasında;

$$\Delta P_h / \Delta P_{\text{atm}} = 0,004053 \cdot Re^{0,2127} \cdot Pr^{0,3} \cdot (n/n_{\max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

Anular aralıktaki akışta;

$n=0$ dev./dak. için;

$$\Delta P_c / \Delta P_{\text{atm}} = 0,001281 \cdot Re^{0,2135} \cdot Pr^{0,4} \cdot (h/l)^{0,04}$$

0<n<300 dev./dak. arasında;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,001710 \cdot Re^{0,2677} \cdot Pr^{0,4} \cdot (n/n_{max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 0,75 iken;

n=0 dev./dak. için;

$$\Delta P_h / \Delta P_{atm} = 0,002266 \cdot Re^{0,2212} \cdot Pr^{0,3} \cdot (h/l)^{0,04}$$

0<n<300 dev./dak. arasında;

$$\Delta P_h / \Delta P_{atm} = 0,005388 \cdot Re^{0,1703} \cdot Pr^{0,3} \cdot (n/n_{max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

Anular aralıktaki akışta;

n=0 dev./dak. için;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,000342 \cdot Re^{0,3657} \cdot Pr^{0,4} \cdot (h/l)^{0,04}$$

0<n<300 dev./dak. arasında;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,00128 \cdot Re^{0,295} \cdot Pr^{0,4} \cdot (n/n_{max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 0,5 iken;

n=0 dev./dak. için;

$$\Delta P_h / \Delta P_{atm} = 0,005272 \cdot Re^{0,1055} \cdot Pr^{0,3} \cdot (h/l)^{0,04}$$

0<n<300 dev./dak. arasında;

$$\Delta P_h / \Delta P_{atm} = 0,0014107 \cdot Re^{0,2988} \cdot Pr^{0,3} \cdot (n/n_{max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

Anular aralıktaki akışta;

n=0 dev./dak. için;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,001080 \cdot Re^{0,2249} \cdot Pr^{0,4} \cdot (h/l)^{0,04}$$

0<n<300 dev./dak. arasında;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,000295 \cdot Re^{0,4521} \cdot Pr^{0,4} \cdot (n/n_{max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

Boru içerisindeki akışta, kapasite oranı 0,25 iken;

n=0 dev./dak. için;

$$\Delta P_h / \Delta P_{atm} = 0,001398 \cdot Re^{0,275} \cdot Pr^{0,3} \cdot (h/l)^{0,04}$$

0<n<300 dev./dak. arasında;

$$\Delta P_h / \Delta P_{atm} = 0,002558 \cdot Re^{0,2203} \cdot Pr^{0,3} \cdot (n/n_{max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

Anular aralıktaki akışta;

n=0 dev./dak. için;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,0000139 \cdot Re^{0,712} \cdot Pr^{0,4} \cdot (h/l)^{0,04}$$

0<n<300 dev./dak. arasında;

$$\Delta P_c / \Delta P_{atm} = 0,001609 \cdot Re^{0,2734} \cdot Pr^{0,4} \cdot (n/n_{max})^{0,25} \cdot (h/l)^{0,04}$$

5.3.3.3. Etkinlik değeri

Kapasite oranı 1 iken;

n=0 dev./dak. için;

$$E=0,05845.Re^{0,1158}.Pr^{0,3}.(h/l)^{0,04}$$

0<n<300 dev./dak. arasında;

$$E=0,04875.Re^{0,1424}.Pr^{0,3}.(n/n_{max})^{0,25}.(h/l)^{0,04}$$

Kapasite oranı 0,75 iken;

n=0 dev./dak. için;

$$E=0,08251.Re^{0,0945}.Pr^{0,3}.(h/l)^{0,04}$$

0<n<300 dev./dak. arasında;

$$E=0,07926.Re^{0,1052}.Pr^{0,3}.(n/n_{max})^{0,25}.(h/l)^{0,04}$$

Kapasite oranı 0,5 iken;

n=0 dev./dak. için;

$$E=0,06097.Re^{0,113}.Pr^{0,3}.(h/l)^{0,04}$$

0<n<300 dev./dak. arasında;

$$E=0,06366.Re^{0,1293}.Pr^{0,3}.(n/n_{max})^{0,25}.(h/l)^{0,04}$$

Kapasite oranı 0,25 iken;

n=0 dev./dak. için;

$$E=0,04761.Re^{0,1457}.Pr^{0,3}.(h/l)^{0,04}$$

0<n<300 dev./dak. arasında;

$$E=0,06598.Re^{0,1219}.Pr^{0,3}.(n/n_{max})^{0,25}.(h/l)^{0,04}$$

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan bu deneyde elde edilen sonuçlar; grafikler, tablolar ve ampirik formüllerle 5.bölümde verilmişti. Bu sonuçlardan yola çıkarak elde edilen sonuçlar ve öneriler maddeler halinde belirtilecektir.

1. Düz boruda devir sayısı arttıkça ısı transferinde artış görülmektedir. Dakikadaki devir sayısı 500'ü geçtikten sonra ısı transferindeki artış nerdeyse durma noktasına gelmiştir. Dakikada 750 devirle dönerken ısı transferinin artışında çok az artış meydana gelmektedir. Yani maksimum devir olarak 500dev/dak seçilebilir. İç borudan geçen akışkan ile anular aralıktan akan soğuk suyun debileri eşit alındığında; düz boru 750 dev/dak ile dönerken, devir sayısı 0' a göre ısı transferi %32,4 artmıştır. Buna karşılık basınç kaybı da % 37,6 kadar artmıştır. Sıcak suyun debisi belirli kapasite oranlarına göre düşürüldüğünde ısı transferi daha fazla olmaktadır. Ama basınç kayıpları da aynı oranda artmaktadır. Farklı kapasite oranları ısı transferini ve basınç kayıplarını oldukça etkilemektedir. Bütün farklı kapasite oranlarında iç borunun dakikada 500 devirle dönmesi en ideal sonuç olmuştur. Bu değerler dikkate alındığında imal edilecek içi düz borulu bir ısı değiştirgecinde 500 dev/dak en ideal dönme sayısı olacaktır.

2. İki helisli iç boruda devir sayısını arttırdıkça ısı transferinin de arttığı gözlemlenmiş ancak 500 dev/dak devirin üstüne çıkıldığında ısı transferi artışında düşme görülmüştür. Yani en iyi ısı transferi değeri 500 dev/dak'da elde edilmiştir. Sıcak su ve soğuk suyun debileri eşit seçildiğinde; iki helisli boru 500 dev/dak ile dönerken, devir sayısı 0'a göre ısı transferi miktarı %17,19 artmıştır. Basınç kaybı da %28,33 kadar artmıştır. Aynı şartlarda sıcak suyun debisinin soğuk suyun debisine oranı 0,5 iken ısı transferi miktarı %26,61 kadar artmıştır. Yani kapasite oranları da ısı transferini etkilemektedir. Ancak bütün kapasite oranlarında en verimli devirin dakikada 500 olduğu görülmüştür.

3. İçteki boru modeli üç helisli boru seçildiğinde, devire bağlı olarak ısı transferinde artış belirlenmiş ancak 500 dev/dak devirin üzerinde ısı transferi artışında ani azalmalar izlenmiştir. İç boru 500 dev/dak ile dönerken ve eşit debilerde, ısı transfer miktarı %29,41 kadar artmıştır. Aynı zamanda basınç kaybındaki artış ise % 21,54 kadar olmuştur. C=0,5 kapasite değerinde ise ısı transferindeki artış % 45'e kadar çıkmıştır. Ancak basınç kaybı da oldukça artmaktadır. Bütün farklı kapasite oranlarında ideal devir 500 dev/dak olmuştur.

4. Dört helisli iç boru modelinde yapılan deneylerde devir artışına göre ısı transferinde değişimler görülmüştür. Boru 300 dev/dak ile dönerken en yüksek ısı transferi değerine ulaşılmıştır. Devir sayısı 300'ü geçtiğinde ısı transferi artışında azalmalar izlenmiştir. Devir arttıkça ısı transferi ters orantılı olarak azalmaya başlamıştır. Sıcak su ve soğuk suyun debileri eşitken ve iç boru 300 dev/dak ile dönerken, 0 dev/dak oranla ısı transferi % 24,97 oranında artmıştır. Basınç kayıplarındaki artış miktarı da % 14,29 kadardır. Diğer kapasite oranlarında da ısı transferi oranında artış görülmekte ancak basınç kayıplarında ki artış daha yüksek olmaktadır.

5. Kullanılan son tip beş helisli boruda devire ve kapasite oranına bağlı olarak ısı transferi ve basınç kaybında farklılıklar belirlenmiştir. Dört helisli boruda olduğu gibi bu tip boruda da ısı transferinin en iyi artış gösterdiği devir 300 dev/dak'dır. Devir sayısı arttıkça ısı transferindeki artış azalmıştır. Özellikle 750 dev/dak 'da dönerken ısı transferinde ki artış oldukça azalmaktadır. Kapasite oranı bir iken boru 300 dev/dak ile dönerken ısı transferindeki artış % 26,90 olmakta ve basınç kaybındaki artışta % 9,47 olmaktadır. İmal edilecek beş helisli iç boru tipindeki bir ısı değiştirgecinde ideal devir sayısı 300 dev/dak seçilmelidir.

6. Isı transferindeki artış miktarını en iyi sağlayan boru beş helisli boru tipi olup diğer borulara oranla basınç kaybında artış daha fazladır. Isı transferindeki artış miktarı düz boruya oranla % 124,10 olup önemli bir farktır. İki helisli boruya göre % 23,47, üç helisli boruya oranla % 7,92 dir. Dört helisli boruya göre %1,65 dir. Bu değerler sıcak suyun debisi soğuk suya göre eşit olduğu durumdadır. Kapasite oranı 0,5 seçildiğinde ise düz boruya göre 111,59; iki helisli boruya göre %46,27; üç helisli boruya göre 43,68 olup dört helisli boruya göre % 23,77 kadar olmaktadır.

7. Helisel boru tiplerinde oluşan basınç farkları helis sayısına bağlı olarak artmaktadır. Akışkanın yolunun uzaması ve dönmesi bunda etkilidir.

8. Bu deneyde ulaşılan en önemli sonuç şudur. Yüksek devirlerde iç boru dönerken iç boru içerisindeki türbülanslı akış, akış kararsızlığına yönleneceğinden ısı transferi artışı pek olmamaktadır. Kararsız bir akış oluşmaktadır.

9. Dönme etkisi ile anular aralıkta ısı transferi miktarı helislerin dış akışı karıştırmalarından dolayı artmaktadır.

10. Düz boruda dönme etkisiyle içteki akış türbülanslı akıştan laminar akış özelliklerine göstermeye yada akış kararsızlığına geçmeye çalıştığından çok yüksek devirde ısı transferi artışında düşmeler olmakta fakat anular aralığında sınır tabaka dönme etkisiyle bozulduğundan ve yeniden tekrarlı bir şekilde oluştuğundan ısı transferi artmaktadır.

11. Helis sayısı arttıkça ısı transferi belirli devirlere kadar artmaktadır. Ancak basınç kayıpları da artmaktadır. Basınç kaybı açısından yeni sistemler yapılarak iyi sonuçlar alınabilir.

12. Isı transferi artış miktarını yükseltmek için helis sayısı artırılabilir ve böylelikle daha düşük devirlerde de ısı transferi en üst seviyelerde artırılabilir.

KAYNAKLAR

1. Lozza,G.,Merlo,U., 2001,An Experimental Investigation of Heat Transfer and friction Losses of Interrupted and wavy Fins for Fin-And-Tube Heat Exchangers,International Journal of Refrigeration, 24,409-416
2. Yakut,K., Şahin,B., 2004, The Effects of Vortex Characteristics on Performance of Coiled Wire Turbulators Used for Heat Transfer Augmentation, Applied Thermal Engineering,24,2427-2438
3. Şara, O.N., Paktemir, T., Yapıcı, S., Yılmaz,M., 2001, Enhancement of Heat Transfer from a Flat Surface in a Channel Flow by Attachment of Rectangular Blocks, International Journal of Energy Research, 25, 563-576
4. Patankar, S. V., Liu, C. H. And Sparrow, E. M., 1997, Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-periodic variations of cross-sectional area., Journal of Heat Transfer, 99: 180-186
5. Lehmann, G. L. And Wirtz, R. A., 1985, The effect of variation in streamwise spacing and length on convection from surface mounted rectangular components. Heat Transfer in Electronic Equipment ASME HTD, 48: 39-47
6. Sparrow, E. M., Niethammer J. E. And Chaboki A., 1982, Heat transfer and pressure drop characteristics of arrays of rectangular modules encountered in electronic equipment, Journal Of Heat and Mass Transfer, 25: 961-973
7. Choi, C. Y. And Ortega, A., 1993, Mixed convection in inclined channel with a discrete heat source., International. Journal Of Heat and Mass Transfer, 36: 3119-3134
8. Kelkar, K. M. And Patankar, S. V., 1987 Natural prediction of flow and heat transfer in a parallel plate channel with staggered fins., Journal Of Heat Transfer, 109: 25-30
9. Vogel, J. C. And Eaton, J. K., 1985, Combined heat transfer and fluid dynamic measurements downstream of a backward-facing step., Journal Of Heat Transfer, 107: 922-929
- 10.Kenedy, K. J. And Zebib A., 1983, Combined free and forced convection between parallel planes: some case studies., Journal Of Heat Transfer, 26: 471-474

- 11.Papanicolaou, E. And Jaluria, Y., 1990, Forced and mixed convective cooling of multiple electronic components in an enclosure., ASME/A.I.Ch. Enaltl Conf. HTD-171, 29-37
- 12.Davalath, J., and Bayazıtoglu Y., 1987, Forced convection cooling across rectangular blocks., Journal Of Heat Transfer, 109: 321-328
- 13.Kim, S. H. And Anand, N. K., 1992, Peryodically fully developed flow in channels with conducting blokages., Journal Of Thermophysics, 8: 275-281
- 14.Kim, S. H. And Anand, N. K., 1994, Laminar developing flow and heat transfer between series of paralel plates with surface-mounted discrete heat sources., Journal Of Heat Transfer, 116: 577-587
- 15.Türkoğlu, H. And Yücel, N., 1995, Mixed convection in vertical channels with a discrate heat source., Heat and Mass Transfer, 30: 159-166
- 16.Hwang, J. J. And Liou M. T., 1995, Heat transfer and friction in a low-aspect-ratio rectangular channel with staggered perforated ribs on two opposite walls., Journal Of Heat Transfer, 117: 843-850
- 17.Molki, M., Faghri, M. And Özbay O., 1996, A correlation for heat transfer and wake effect in the entrance region of an in line array of rectangular bloks simulating electronic components., Transaction of ASME, 117: 40-46
- 18.Sözbir, N., Kakaç, S., Güven, R. H. And Saraç, H. Y., 1995, Unsteady forced convection in a rectangular duct with arrays of blok-like electronic components., Ulusal Isı Bilim ve Tekniği Kongresi, Ankara, 283-391
- 19.Tanda, G., 1997, Natural convection heat transfer in vertical channels with and without transverse square rins., International Journal Of Heat and Mass Transfer, 40: 2173-2185
- 20.Türkoğlu, H. And Yücel, N., 1998, Numerical analysis of laminar natural convection in enclosures with fins attached to an active wall., Heat and Mass Transfer, 33: 307-314
- 21.Yücel, C., Hasnaoui, M., Robillard, L. And Bilgen, E., 1993, Mixed convection heat transfer in open ended inclined channels with discrete isothermal heating., Numerical Heat Transfer, 24-A: 109-126

22. Berner, C., Durst, F. And McEligot, D. M., 1984, Flow around baffles, *Journal of Heat Transfer*, 106: 743-749
23. Webb, B. W. And Ramadhyani, S., 1985, Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 28: 1679-1687
24. Chin, Chang, H. And Huang, W. H., 1991, Numerical prediction for laminar forced convection in parallel plate channels with transverse fin arrays., *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 34: 2739-3749
25. Demartini, L. C, Vielma, H. A. And Möller, S. V., 2004, Numerical and experimental analysis of the turbulent flow through a channel with baffle plates., *Journal of the Braz. Soc. Of Mech. Sci.&Eng.*, XXVI:153-159
26. Bazdidi-Tehrani, F. And Naderi-Abadi, M., 1984, Numerical analysis of a horizontal channel with transverse fins, *International Comm Heat and Mass Transfer*, 31: 211-220
27. Hang, Y. J. And Hsieh, S. S., 1993, Heat transfer and friction factor measurements in ducts with staggered and in-line ribs., *Transactions of the ASME*, 115: 58-65
28. Santos, N. B. And Lemos, M. J. S., 2006, Flow and heat transfer in a parallel plate channel with porous and solid baffles., *Numerical Heat Transfer*, 49: 1-24
29. Armaly, B. F., Durst, F., Pereira, J. C. F. And Schönung, B., 1983, Experimental and theoretical investigations of backward-facing step flow., *Journal Fluid Mech.*, 127: 473-496
30. Wang, G., Stone K. And Vanka, S. P., 1996, Unsteady heat transfer in baffled channels., *Journal of Heat Transfer*, 118: 585-591
31. Yuan, Z. X., Tao, W. Q. And Wang, Q. W., 1998, Numerical prediction for laminar forced convection heat transfer in parallel plate channels with streamwise-periodic rod disturbances., *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 28: 1371-1387
32. Aval, M.S. and Damangir, E., 1995, General Correlation for Determining Optimum Baffle Spacing for All Types of Shell and Tube Exchangers, *International Journal Heat and Mass Transfer*, 2501-2506 .
33. Buzek, J. And Podkanski, J., 1996, Minimization of Total Costs of Application of Heat Exchangers, *Chemical Engineering and Processing*, 35, 181-186

34. Li., H. And Kottke, V., 1998, Effect of baffle spacing on pressure drop and local heat transfer in shell and tube heat exchangers for staggered tube arrangement. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 41, 10, 1303-1311
35. Smithberg, E. ,Landis, F., 1964, Friction and Forcet Convection Heat ttansfer characteristics in Turbes With Twisted Tape swirl genarators, *journal of Heat Transfer*, Feburary, 39-49
36. Migay, V. K. , Golubev, L. K., 1970, Friction and Heat Transfer in Turbulent Swirl Flow with a Variable Swirl Genarator in a pipe, *ind J. Heat mass Transfer*, Vol. 2, No. 3, may, 68-73
37. Junghan, G.H., Bergles, A. E., Nirmalan, V., Ravigururajen, T., 1985, Invest igation of turbulators for fire Tube bolers, *Trancsactions of the ASME*, May, 354-360
38. Kuzay, T.M., Scott, C. J., 1977, Turbulent Heat Transfer Studies in Annulus With Inner Cylinder Rotation *Journal of Heat Transfer*, February ,12-19
39. Becker, K. M., Kaye, J., 1962, Mesauramends of Diabatic Flow in an Annulus With an Inner Rotating Cylinder *Journal of Heat Transfer*, May, 97-105
40. Zaherzade, N.H., Jagadis, B.S., 1975, Heat Transfer in Decaying Swirl flow, *andJ. Heat mass Transfer*, Vol. 18, No. 7, 941-944
41. Durmuş, A., 1993, Dönmeli Akış İçeren Dönen Borulu Isı Değiştiricisinde Isı Transferi veAkışın incelenmesi. K.T.U. Fen Bilimleri Enstitüsü Doktora Tezi ,Trabzon
42. Durmuş, A., Salyongoz Girişli Dönmeli Akış Üreticisinin Isı Değiştiricisi Performansına Etkisi. K.T.U. Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi ,Trabzon
43. Karabay, H., Ayhan, T., 1988, Silindirik Boru İçerisine Yerleştirilen Daralan Genişleyen Konik Yüzeylerin Isı Transferine Etkisi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, Cilt. 11, 39-43
44. Arıcı, E., Ayhan, T., Isı Değiştirgeçlerinde Boru İçerisine Yerleştirilen Yapay Helisel Yay Elamanlarının Isı Değiştiricisi Performansına Etkisi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, Cilt. 9, Sayı 2
45. Çulcu, B., 1998, Yeni Bir Tip Türbülâtörün Isı Transferine ve Basınç Kayıplarına Olan Etkilerinin Araştırılması, F.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, Elazığ

46. Weigand, B., Beer, H., 1992, Fluid Flow And Heat Transfer İn An Axially Rotating Pipe Subjected to External Convection, Int.J.Heat Mass Transfer, Vol.35 No:7 ,1803-1809
47. Alfigri, A.H., Bhardwaj, R.K., Rao,Y.V.N., 1988, Heat Transfer In Turbulent Decaying swirl Flow in a Circular Pipe, Int.J. Heat Mass Transfer Vol.31 No.8 1563-1568
- 48.Yıldız, C., 1990, Dönel Tipli Isı Değiştirgeçlerinin Performanslarının Araştırılması, F.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Doktora Tezi, Elazığ
49. Kavak, E., Biçer, Y.,Yıldız, C., 1998, Konsantrik ısı değıştirgeçlerinde üçgen sıralı dairesel delikli dönel akış üreticisinin ısı transferine ve basınç düşüşüne etkisi, Termodinamik Dergisi, sayı 67, 72-80
50. Biçer, Y.,Yıldız, C., 1998, Konsantrik ısı değıştirgeçlerinde iç boru içerisine yerleştirilen pervanelerin ısı transferine ve basınca etkisi. Termodinamik Dergisi, sayı 69, 88-96
51. Kavak, E., Biçer, Y.,Yıldız, C., 2000, Konsantrik tip ısı değıştirgeçlerinde boru içerisine yerleştirilen rüzgar gülü şeklindeki pervanelerin ısı transferine ve basınç düşüşüne etkisinin incelenmesi, Termodinamik Dergisi, sayı 93, 63-66
52. Biçer, Y.,Yıldız, C., Pehlivan D., 1996, Influence of Fluid Rotation on the Heat Transfer and Pressure Drop in Double-Pipe Heat Exchangers,Applied Energy,Vol. 54 no.1, 49-56
53. Yıldız, C., Biçer, Y., Pehlivan D., 1998, Effect of Twisted Strips on Heat Transfer and Pressure Drop in heat Exchangers, Energy Convers. Vol.39. No.3/4. pp. 331-336
- 54.Yıldız, C., Biçer, Y., Pehlivan D., 1997, Heat Transfer and Presure Drop in a Heat Exchanger with a Helical Pipe Containing Inside Springs , Energy Convers. Mgmt Vol.38. No.6. pp. 616-624
55. Yıldız,C., Biçer, Y., Pehlivan D., 1995, Heat Transfer and Presure Drop in Rotating Helical Pipes , Aplied Energy Vol.38. pp. 85-94
- 56.Kavak, E., Biçer, Y.,Yıldız, C., 1998, Konsantrik ısı değıştirgeçlerinde dairesel delikli düzgün sıralı dönel akış üreticisinin ısı transferine ve basınç düşüşüne etkisi, Harran Üniversitesi Mühendislik Fakültesi GAP 2. Mühendislik Kongresi Bildiriler Kitabı, Şanlıurfa 21-23, 271-278

57. Kavak, E., Biçer, Y., Yıldız, C., 2000, İç İçe Borulu Isı Değiştirgeçlerinde Dönel Akış Üreticisi Pervanelerin Isı Transferi ve Basınç Düşüşüne Etkisinin İncelenmesi , Fırat üniversitesi Mühendislik Fakültesi Yanma ve Hava Kirliliği Kontrolü V.Ulusal Sempozyumu,Elazığ, 39-47, 19-21
58. Çakmak, G., Yıldız, C., 2002, Boru Girişinde Düzgün Sıralı Enjektörlü türbülans Üretici Bulunan Isı değıştirgeçlerinde Isı Geçişinin ve Basınç Düşümünün İncelenmesi, Mühendis ve Makine Dergisi, sayı 514
59. Alam.I., Ghoshdastidar, P.S., 2002, A Study of Heat Transfer Effectiveness of Circular Tubes with Internal longitudinal Fins having Tapered Lateral Profiles, International Journal of Heat and Mass Transfer,45,1371-1376
60. Ho, C.D., Yeh, C.W., Hsieh, S.M., 2005, Improvement in Device Performance of Multipass Flat-Plate Solar Air Heaters with External Recycle, Renewable Energy, 30, 275-284
- 61.Dağdelen, Ö.H., 2005, Dairesel bir kanalda ısı transferinin deneysel ve sayısal incelenmesi, E.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, Kayseri, 2005

ÖZGEÇMİŞ

03.02.1974 tarihinde Arapgir’de doğdum. İlk, orta ve lise öğrenimimi Arapgir’de tamamladıktan sonra 1991 yılında Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünü kazandım. 1995 yılında aynı bölümden mezun oldum. 1998–2002 yılları arasında Fırat Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim dalında Yüksek lisans yaptım ve 2002 yılında doktora başladım.