

Mini Kanallar İçerisinde Tek Fazlı Akış ve Isı Taşınımının Sayısal ve Deneysel Olarak
İncelenmesi

Nihal Uğurlubilek

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Ekim, 2007

Numerical and Experimental Analysis of Fluid Flow and Convective Heat Transfer in
Mini- Channels

Nihal Uğurlubilek

DOCTORAL DISSERTATION

Department of Mechanical Engineering

October, 2007

Mini Kanallar İçerisinde Tek Fazlı Akış ve Isı Taşınımının Sayısal ve Deneysel Olarak
İncelenmesi

Nihal Uğurlubilek

Eskişehir Osmangazi Üniuersitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Enerji Bilim Dalında
DOKTORA TEZİ
Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Yrd. Doç. Dr. İ. Yalçın Uralcan

Ekim, 2007

Nihal Uğurlubilek' in DOKTORA tezi olarak hazırladığı “Mini Kanallar İçerisinde Tek Fazlı Akış ve Isı Taşınımının Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi” başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

Üye : Yrd. Doç. Dr. İ. Yalçın Uralcan

Üye : Prof. Dr. L. Berrin Erbay

Üye : Prof.Dr. Zekeriya Altaç

Üye : Yrd. Doç. Dr. Hüseyin Ankara

Üye : Yrd. Doç. Dr. Erhan Böke

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Abdurrahman KARAMANCIOĞLU

Enstitü Müdürü

ÖZET

Isı değiştirme cihazlarının tasarımınnın ekonomi ve verimdeki öneminden dolayı akademik ve endüstriyel sahadaki en önemli araştırma alanlarından biri ısı geçişini iyileştirme oluşturmaktadır. Isı geçişini iyileştirme, birim ısı geçiş yüzeyinden ısı geçiş oranını artırmakla mümkündür. Isı geçişini iyileştirmenin çeşitli yolları vardır. İyileştirme metotları ya ısı geçiş yüzeyinin alanını ya türbülans seviyesini ya da akışkan parçacıkları ile yüzey arasındaki ortalama temas süresini artırmayı amaçlar. Isı geçiş katsayısının artırılmasını amaçlayan tekniklerle karşılaştırıldığında uzatılmış yüzeylerin kullanımında olduğu gibi tek başına yüzey alanını artırmak daha çok malzeme harcaması, imalat süreci ve ısı değiştirme cihazı tarafından işgal edilen alanı gerektirir. Bu çalışmada, daha uzun süreler boyunca ısı geçiş yüzeyiyle temas halindeki akışkan parçacıklarını korumayı amaçlayan iyileştirme tekniği test edilmiştir, bu yüzden bir yandan türbülans şiddeti artırılırken ısı değiştiricinin boru içindeki akışkanın gergin durumu süresince daha fazla enerji değiştirmesi sağlanmıştır. Silindirik bir borudaki iç akış bu amacı test etmek için temel alınmıştır. Tekniğin geliştirilmesinde ikinci adım, boru içine eş eksenli katı silindirik bir çubuk sokulması, böylelikle boru ve çubuk arasında bir halka akış oluşturulmasıdır. Bu tekniğin son adımı halka içine sıkı geçmiş helisel kanat eklenmesi ve dış boru, silindirik çubuk ve helisel kanat arasında kuşatılmış helisel kanal boyunca akışı yönlendirmektir. Bu amaçlar için ilk olarak belirli çap ve et kalınlıklı bir boru kabul edilmiştir. Daha sonra beş farklı çapa sahip katı silindirik çubuk bu borunun içine eş eksenli olarak yerleştirilmiş ve halka akış her bir tasarım için test edilmiştir. Son olarak helisel kanat halka bölgeye eklenmiş ve etkisi gözlenmiştir. Helisel sargının adımı üç değişik değerde ayarlanırken kanat kalınlığı sabit tutulmuştur. Kabul edilen tüm tasarımlar FLUENT yazılım paketi kullanılarak sayısal olarak analiz edilmiş olup deneysel olarak ta test edilmiştir. Sonuçlar mini aralıklı akış kanalları için sayısal ve deneysel analizler arasında iyi bir uyum olduğunu göstermiştir. Kanal hidrolik çapı mikro aralıklara düşürüldüğünde sayısal sonuçlar deneysel sonuçlardan sapma gösterir, bu ise akışkan akışı ve ısı geçişine hükmeden fiziksel mekanizmalardaki bir uyumsuzluğun işaretidir.

Anahtar kelimeler: Halka Akış, Helisel Kanal, İyileştirme, Taşınım, Tek Faz.

SUMMARY

Enhancement of heat transfer constitutes one of the major research fields in the academic and industrial are due to its importance in economic end efficient design of heat exchange apparatus. Enhancement of heat transfer is possible by means of increasing the rate of heat transfer through a unit heat transfer surface. There are various means of enhancing heat transfer. Enhancement methods aim increasing either the area of the heat transfer surface, or the turbulence level, or the mean duration of contact between fluid particles and the surface. Increasing the surface area, i.e. the use of extended surfaces, alone, requires consumption of more materials, more manufacturing work, and more space occupied by the heat exchange equipment, when compared to techniques aiming the increase of heat transfer coefficient. In this study, the enhancement technique tested aims on keeping the fluid particles in contact with the heat transfer surface for longer periods, thus allowing them to exchange more energy during this elongated stay of the fluid in the heat exchanger tube, while increasing the magnitude of turbulence, as well. Internal flow in a circular tube is considered as the basis to test the target. The second step in the development of the technique is inserting a cylindrical solid rod concentrically in the tube, thus creating an annulus flow between the tube and the insert. The last step of the technique is adding a helical fin which fits tight in the annulus and directs the flow through the helical channel confined between the outer tube, the rod insert and the helical fin. For this purpose, a tube with specified diameter and wall thickness is considered first. Then solid cylindrical rods of five different diameters are inserted concentrically within the tube and annular flow is tested for each configuration. Finally, the helical fin is added in the annular gap and its influence is observed. The thickness of the fin is kept constant while the pitch of helical coil is adjusted to three different values. All configurations considered are analysed numerically using the FLUENT software package and tested experimentally as well. Results show good agreement between numerical and experimental analysis for flow channels of mini sizes. When the channel hydraulic diameter is decreased to micro sizes, numerical results deviate from experimental values, indicating a discrepancy in the physical mechanisms dominating fluid flow and heat transfer.

Keywords: Annulus Flow, Helical Channel, Enhancement, Convection, Single Phase.

TEŞEKKÜR

Doktora çalışmamda, bana danışmanlık ederek, beni yönlendiren ve her türlü olanağı sağlayan danışmanım sayın Yrd. Doç. Dr. İ. Yalçın Uralcan hocama, projeye maddi desteklerinden dolayı TÜBİTAK kurumuna, sayısal çözümleme konularında gerekli altyapımı oluşturan sayın Prof. Dr. Zekeriya Altaç hocama, kullandığım Fluent programında bana teknik destek sağlayan sayın Makine Müh. Tufan Aslan'a(ANOVA), sayın Makine Müh. Emre Öztürk'e (ANOVA)ve sayın Makine Müh. Mustafa Gelişli'ye (ANOVA), meslekdaşım sayın Makine Yük. Müh. M. Murat Yalçın'a (TUSAŞ) ve aileme teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	v
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xvi
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	2
2.1. Düz Boru İçinde Akış	2
2.1.1. Ortalama hız.....	2
2.1.2. Tam gelişmiş akışta basınç gradyanı ve sürtünme faktörü.....	3
2.1.3. Enerji dengesi	4
2.1.4. Laminar akışta tam gelişmiş bölge için ısı geçişi	5
2.1.5. Giriş bölgesi için ısı geçişi.....	5
2.1.6. Türbülanslı akış için ısı geçişi	6
2.2. Halka Kesitli Boru	7
2.2.1. Laminar akış için sürtünme faktörü	8
2.2.2. Türbülanslı akış için sürtünme faktörü.....	9
2.2.3. Laminar akış için ısı geçişi	9
2.2.4. Türbülanslı akış için ısı geçişi	10
2.3. Helisel Kanallı Boru	11
2.3.1. Laminar akış için sürtünme faktörü	12

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

2.3.2. Türbülanslı akış için sürtünme faktörü.....	13
2.3.3. Laminar akış için ısı geçişi	14
2.3.4. Türbülanslı akış için ısı geçişi	14
2.4. Mini ve Mikro Kanallarda Akış ve Isı Taşınımı	16
2.4.1. Mikro kanallardaki akış cinsleri ve kullanım yerleri	16
2.4.2. Mikro Kanaldaki Akışın Karakteristiği.....	17
2.4.3. Mikro kanallarda sürtünme çarpanı ve basınç düşüşü	18
2.4.4. Mikro kanallarda geçiş bölgesi ve kritik Reynolds sayısı.....	21
2.4.5. Mikro kanallarda laminar ve türbülanslı akışta Nusselt sayısı.....	22
3. SAYISAL MODELLEME.....	25
3.1. Düz Boru	25
3.1.1. Geometri	25
3.1.2. Ağ yapısı	26
3.1.3. Sınır şartları	28
3.2. Halka Kesitli Boru	30
3.2.1. Geometri.....	30
3.2.1. Ağ yapısı.....	30
3.2.3. Sınır şartları	30
3.3. Helisel Kanallı Boru	32
3.3.1. Geometri.....	32
3.3.1. Ağ yapısı.....	30
3.3.3. Sınır şartları	33
3.4. Sayısal Çözüm İçin Kullanılan Yöntem ve Korunum Denklemleri.....	34
3.4.1. Süreklilik ve momentum denklemleri	34
3.4.2. Enerji denklemi	35
3.4.3. Duvar fonksiyonları	36

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

4. DENEYSEL ÇALIŞMA.....	38
4.1. Boru Testleri.....	38
4.1.1. Deneylerin yapılışı	42
4.1.2. Test edilen borular	43
4.1.3. Ölçüm cihazları.....	434
5. SONUÇLAR	45
5.1. Düz Boru	45
5.1.1. Sürtünme Faktörü.....	45
5.1.2. Nusselt sayısı	49
5.2. Halka Kesitli Boru	54
5.2.1. Sürtünme faktörü	54
5.2.2. Nusselt sayısı	58
5.3. Helisel Kanallı Boru	62
5.3.1. Sürtünme faktörü	63
5.3.2. Nusselt sayısı	74
5.4. Son Değerlendirme	86
5.5. Öneriler	89
EKAÇIKLAMALAR	90
Ek Açıklamalar-A Dış Yüzey Isı Taşınım Katsayısı Bağıntısı.....	91
Ek Açıklamalar-B Helisel Kanallı Borunun Akış Kesiti Boyutlarının Elde Edilmesi	92
Ek Açıklamalar-C Dış Yüzey Isı Taşınım Katsayısını Hesaplayan Program	95

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
6. KAYNAKLAR DİZİNİ.....	96
ÖZGEÇMİŞ	101

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Halka kesitli borularda laminar akış için çap oranına bağlı ϕ faktörü	8
3.1. Düz boru için ağ yapısı	27
3.2. Halka kesitli boru için ağ yapısı	31
3.3. Helisel kanallı boru girişi ve çıkışındaki ağ yapısı	33
3.4. Helisel kanallı boru için oluşturulan ağ yapısı	33
3.5. Dikdörtgen kesitli helisel kanal için sınır şartları	34
4.1. Boru testi deney tesisatının genel görünümü.	38
4.2. Boru testi deney tesisatının ilke resmi.	39
4.3. Boru testi deney tesisatından görüntümler.(a) Test tankı, (b) Genel görünüm, (c) Su soğutma grubu, (d) Su soğutma ve pompa grubu	40
4.4. Paslanmaz çelik (AISI 321) test tankı.....	41
5.1. 18 mm iç çaplı düz boru için f-Re ilişkisi.....	46
5.2. 4 mm iç çaplı düz boru için f-Re ilişkisi.....	46
5.3. 2 mm iç çaplı düz boru için f-Re ilişkisi.....	47
5.4. 1 mm iç çaplı düz boru için f-Re ilişkisi.....	47
5.5. 0.5 mm iç çaplı düz boru için f-Re ilişkisi	48
5.6. 0.25 mm iç çaplı düz boru için f-Re ilişkisi	48
5.7. Düz boru için, deneysel olarak bulunan ve sayısal olarak hesaplanan sürtünme faktörü değerlerinin oranı.....	49
5.8. 18 mm iç çaplı düz boru için Nu-Re ilişkisi	50
5.9. 4 mm iç çaplı düz boru için Nu-Re ilişkisi	51
5.10. 2 mm iç çaplı düz boru için Nu-Re ilişkisi	51
5.11. 1 mm iç çaplı düz boru için Nu-Re ilişkisi.	52
5.12. 0.5 mm iç çaplı düz boru için Nu-Re ilişkisi.	52
5.13. 0.25 mm iç çaplı düz boru için Nu-Re ilişkisi.....	53
5.14. Düz boru için, deneysel olarak bulunan ve sayısal olarak hesaplanan Nu değerlerinin oranı	54
5.15. $d_h=8$ mm için f-Re ilişkisi.....	55
5.16. $d_h=4$ mm için f-Re ilişkisi	55

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
5.17. $d_h=2$ mm için f-Re ilişkisi	56
5.18. $d_h=1$ mm için Nu-Re ilişkisi	56
5.19. $d_h=0.5$ mm için f-Re ilişkisi	57
5.20. Halka kesitli boru için, deneysel olarak bulunan ve sayısal olarak hesaplanan sürtünme faktörü değerlerinin oranı.....	58
5.21. $d_h=8$ mm için Nu-Re ilişkisi	59
5.22. $d_h=4$ mm için Nu-Re ilişkisi	59
5.23. $d_h=2$ mm için Nu-Re ilişkisi	60
5.24. $d_h=1$ mm için Nu-Re ilişkisi	60
5.25. $d_h=0.5$ mm için Nu-Re ilişkisi	61
5.26. Halka kesitli boru için, deneysel olarak bulunan ve sayısal olarak hesaplanan Nu değerlerinin oranı	62
5.27. $d_h = 3.72$ mm ve 5 sarım için f- Re ilişkisi	64
5.28. $d_h = 3.63$ mm ve 10 sarım için f- Re ilişkisi	64
5.29. $d_h = 3.4$ mm ve 20 sarım için f- Re ilişkisi	65
5.30. $d_1/d_0=1.28$ çap oranında 5, 10 ve 20 sarım için sürtünme faktörünün sayısal ve kaynak (Ito, Denklem 2.42 ve 2.43) sonuçlarının karşılaştırılması.....	65
5.31. $d_h=1.93$ mm ve 5 sarım için f-Re ilişkisi	66
5.32. $d_h=1.90$ mm ve 10 sarım için f-Re ilişkisi	67
5.33. $d_h=1.83$ mm ve 20 sarım için f-Re ilişkisi	67
5.34. $d_2/d_1=1.125$ çap oranında 5, 10 ve 20 sarım için sürtünme faktörünün sayısal ve kaynak (Ito, Denklem 2.42 ve 2.43) sonuçlarının karşılaştırılması	68
5.35. $d_h=0.98$ mm ve 5 sarım için f-Re ilişkisi	69
5.36. $d_h=0.97$ mm ve 10 sarım için f-Re ilişkisi	69
5.37. $d_h=0.96$ mm ve 20 sarım için f-Re ilişkisi.....	70
5.38. $d_1/d_0=1.058$ çap oranında 5, 10 ve 20 sarım için sürtünme faktörünün sayısal ve kaynak (Ito, Denklem 2.42 ve 2.43) sonuçlarının karşılaştırılması.....	70
5.39. $d_h=0.495$ mm ve 5 sarım için f-Re ilişkisi.....	71
5.40. $d_h=0.493$ mm ve 10 sarım için f-Re ilişkisi.	72
5.41. $d_h=0.489$ mm ve 20 sarım için f-Re ilişkisi.	72

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
5.42. $d_1/d_0=1.02$ çap oranında 5, 10 ve 20 sarım için sürtünme faktörünün sayısal ve kaynak (Ito, Denklem 2.42 ve 2.43) sonuçlarının karşılaştırılması	73
5.43. Helisel kanallı boru için, deneysel olarak bulunan ve sayısal olarak hesaplanan sürtünme faktörü değerlerinin oranı	74
5.44. $d_h = 3.72$ mm ve 5 sarım için Nu-Re ilişkisi	76
5.45. $d_h = 3.63$ mm ve 10 sarım için Nu- Re ilişkisi ..	76
5.46. $d_h = 3.4$ mm ve 20 sarım için Nu- Re ilişkisi	77
5.47. $d_1/d_0=1.28$ çap oranında 5, 10 ve 20 sarım için Nusselt sayısının sayısal ve kaynak (Manlapaz – Churchill, Denklem 2.46 ve Rogers- Mayhew, Denklem 2.54) sonuçlarının karşılaştırılması	77
5.48. $d_h=1.93$ mm ve 5 sarım için Nu-Re ilişkisi.....	78
5.49. $d_h=1.90$ mm ve 10 sarım için Nu-Re ilişkisi	79
5.50. $d_h=1.83$ mm ve 20 sarım için Nu-Re ilişkisi.	79
5.51. $d_1/d_0=1.125$ çap oranında 5, 10 ve 20 sarım için Nusselt sayısının sayısal ve kaynak (Manlapaz –Churchill, Denklem 2.46 ve Rogers- Mayhew , Denklem (2.54) sonuçlarının karşılaştırılması	80
5.52. $d_h=0.98$ mm ve 5 sarım için Nu-Re ilişkisi	81
5.53. $d_h=0.97$ mm ve 10 sarım için Nu-Re ilişkisi	81
5.54. $d_h=0.96$ mm ve 20 sarım için Nu-Re ilişkisi.....	82
5.55. $d_1/d_0=1.058$ çap oranında 5, 10 ve 20 sarım için Nusselt sayısının sayısal ve kaynak (Manlapaz – Churchill, Denklem 2.46 ve Rogers- Mayhew, Denklem (2.54) sonuçlarının karşılaştırılması.....	82
5.56. $d_h=0.495$ mm ve 5 sarım için Nu-Re ilişkisi.....	83
5.57. $d_h=0.493$ mm ve 10 sarım için Nu-Re ilişkisi.....	84
5.58. $d_h=0.489$ mm ve 20 sarım için Nu-Re ilişkisi	84
5.59. $d_1/d_0=1.02$ çap oranında 5, 10 ve 20 sarım için Nusselt sayısının sayısal ve kaynak (Manlapaz-Churchill, Denklem 2.46 ve Rogers-Mayhew, Denklem 2.54) sonuçlarının karşılaştırılması	85
5.60. Helisel kanallı borular için, deneysel olarak bulunan ve sayısal olarak hesaplanan Nu değerlerinin oranı.....	86
B.1. Helisel akış kesitinin şematik resmi.....	92

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
2.1	Denklem 2.40'ın sabitleri13
2.2.	Knudsen sayısına bağlı olarak akış tipleri18
2.3.	1.067mm'lik tüp için gözlenen sürtünme çarpanı - Re çarpımı.....20
2.4.	0.457mm'lik tüp için gözlenen sürtünme çarpanı - Re çarpımı21
3.1.	Düz boruda çözüm yapılan nokta sayıları26
3.2.	$d_1 = 18$ mm' lik düz boru için ağ analizi (Re=1000 için)28
4.1.	Test edilen boru geometrileri43
4.2.	Ölçüm cihazlarının özellikleri44

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
d_0	iç boru yarıçapı (m)
d_1	dış borunun iç çapı (m)
d_2	dış borunun dış çapı (m)
d_h	hidrolik çap (m)
L	boru boyu (m)
ρ	akışkanın yoğunluğu (kg/m ³)
C_p	akışkanın özgül ısısı (J/kgK)
k	akışkanın ısı iletim katsayısı (W/mK)
μ	ortalama akışkan sıcaklığındaki akışkanın dinamik vizkozitesi (N/s m ²)
μ_i	boru iç yüzey sıcaklığındaki akışkanın dinamik vizkozitesi (N/s m ²)
μ_t	tübülans vizkozitesi
x	boru boyunca akış mesafesi (m)
Pr	akışkanın Prandtl sayısı
Re	Reynolds sayısı
Re_{cr}	kritik Reynolds sayısı
\dot{m}	kütleli debi (kg/s)
u_{ort}	ortalama hız (m/s)
A_{kesit}	kesit alanı (m ²)
A_i	boru iç yüzeyinin alanı (m ²)
π	Pi sayısı
f	Moody sürtünme faktörü

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
C_f	: Fanning Sürtünme çarpanı
$C_{f,app}$: Görünen Fanning sürtünme çarpanı
G	: Kütleli akı (kg/m^2s)
Nu_{H1}	: Sabit çevresel cidar sıcaklığı ve eksenel ısı akısı sınır şartındaki Nu sayısı
Nu_{H2}	: Cidarda hem çevresel hem de eksenel yönde sabit ısı akısı sınır şartı için Nu sayısı
Kn	: Knudsen sayısı
R	: Özgül gaz sabiti (J/kgK)
x_n^+	: Hidrodinamik giriş bölgesi için boyutsuz eksenel koordinat
x_T^+	: Isı giriş bölgesi için boyutsuz eksenel koordinat
\bar{V}	: Ortalama hız (m/s)
e	: Yüzey pürüzlülüğü (m)
τ	: Kayma gerilmesi, Pa
λ	: Tanecikler arası anlık uzaklık, m
κ	: Hagenbach faktörü
P	basınç (Pa)
Δ	fark
N	pompa gücü (W)
\dot{Q}	hacimsel debi (m)
$T_{y,d}$	boru dış yüzey sıcaklığı (K)
$T_{y,i}$	boru iç yüzey sıcaklığı (K)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
T_{ort}	ortalama akışkan sıcaklığı (K)
T_{∞}	dış ortam sıcaklığı (K)
$T_{ort,g}$	giriş kesitindeki ortalama akışkan sıcaklığı (K)
$T_{ort,ç}$	çıkış kesitindeki ortalama akışkan sıcaklığı (K)
q_{tas}	taşınım ile geçen ısı (W)
h	ısı taşınım katsayısı ($W/m^2 K$)
Nu	Nusselt sayısı
α^*	kenarlar oranı
De	Dean sayısı
R_c	eğrilik yarıçapı (m)
R	sargı yarıçapı (m)
a	eğrisel borunun yarıçapı (m)
b	helis adımı (m)
d^*	dikdörtgen kesitin kısa kenarı (m)
\vec{V}	hız vektörü
∇	gradyen operatörü
φ	halka kesitli boruda çap oranına bağlı bir faktör

Kısaltmalar Açıklama

et al	ve diğerleri
J	joule

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
K	Kelvin
kg	kilogram
ln	e tabanına göre logaritma
m	metre
W	Watt

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Bu çalışmada, en yaygın kullanılan ısı değiştirici türlerinden birisi olan iç içe borulu ısı değiştiricilerde, iki boru arasındaki halka kesitli boru geometrisinin ısı değiştirici performansı üzerindeki etkisi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Halka kesitli boru içerisindeki ısı taşınımı problemi oldukça çok sayıda araştırmacı tarafından incelenmiş olmakla birlikte, bu kanalın mili ve mikro boyutlarda olması durumu henüz ele alınmamıştır. Diğer taraftan, önerilen proje araştırmacıları tarafından daha önce yürütölen bir çalışmada, halka kesitli boru içerisine, kesitin genişliği kadar çapa sahip helisel bükölü bir telin yerleştirilmesi ile, ısı taşınım katsayısının büyük oranda yükseltilebileceği fark edilmiştir ve açık kaynaklarda bu konuyla ilgili olarak da sonuçlara ulaşılamamıştır.

Sunulan bu çalışmada, öncelikle daire ve halka kesitli borularda sayısal çözümlene ve deneysel inceleme yapılmış, elde edilen veriler karşılaştırılıp deney sistemi ve sayısal çözümlene yöntemi test edilmiştir. Halka kesitli boru, daire kesitli borunun içine, eş merkezli olarak, daire kesitli bir çubuk yerleştirmek suretiyle oluşturulmuştur. Daha sonra, borunun iç çapına sahip dolu çubuklara belirli hatve ve yüksekliğe sahip dişler açılarak oluşturulan helisel kanatlı çubuklar, borunun içine sıkı geçme olarak yerleştirilmek suretiyle, halka kesitte, helisel kanal oluşturulmuş ve bu durumda, boru iç yüzeyindeki taşınım olayı incelenmiştir.

Bu sayısal ve deneysel incelemeler, makro, mini ve mikro başlangıcındaki hidrolik çaplarda gerçekteştirilmiş, böylece, makro borular için kaynaklarda mevcut olan geleneksel matematik modellerin ve bağıntılarının, mili ve mikro boyutlar için kullanılabilirliği araştırılmıştır.

BÖLÜM 2

KAYNAK ARAŞTIRMASI

Helisel kanal geometrisinin ısı geçişine ve basınç düşüşüne etkisini karşılaştırmak amacıyla düz boru ve halka kesitli boru içerisinde aynı şartlarda akış gerçekleştirilerek Nusselt sayıları ve sürtünme katsayıları arasındaki farklar geleneksel bağıntularla, sayısal ve deneysel olarak belirlenmeye çalışılmıştır.

Makro boyutlar için sonuçları elde etmek amacıyla, açık kaynaklardaki bağıntulardan faydalanılmıştır.

2.1. Düz Boru İçinde Akış

İç akışla ilgili bir problem çözümlenirken akışın tipini belirlemek gereklidir. Düz boru içerisindeki akış tipini belirleyen Reynolds sayısı

$$Re = \frac{\rho u_{ort} d_h}{\mu} \quad (2.1)$$

şeklinde tanımlanır (Incropera and De Witt, 2001). Burada u_{ort} boru kesitindeki ortalama akışkan hızı, d_h ise borunun hidrolik çapıdır. İç akışlarda türbülansın başladığı kritik Reynolds sayısı,

$$Re_{cr} = 2300 \quad (2.2)$$

olarak alınır.

2.1.1. Ortalama hız

Ortalama hız, akışkanın yoğunluğu ve borunun kesit alanıyla çarpıldığında boru içinden geçen akışkanın kütleli debisini verecek şekilde tanımlanmıştır. Bu durumda,

$$\dot{m} = \rho u_{ort} A_{kesit} \quad (2.3)$$

olur. Düz boru içerisindeki akışta, Reynolds sayısı için Denklem 2.1 ve 2.3 kullanılarak

$$\text{Re} = \frac{4\dot{m}}{\pi d_h \mu} \quad (2.4)$$

yazılabilir.

2.1.2. Tam gelişmiş akışta basınç gradyanı ve sürtünme faktörü

Basınç düşümü, gerekli pompa gücünü belirlediğinden, iç akışın sürekli olması için bu değer bilinmesi gereklidir. Basınç düşümünü hesaplamak için,

$$f \equiv \frac{(dP/dx) d_h}{\rho u_{ort}^2 / 2} \quad (2.5)$$

olarak tanımlanan Moody (Darcy) sürtünme katsayısı kullanılır (Incropera and De Witt, 2001). Tam gelişmiş laminar akışta

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (2.6)$$

olarak tanımlanır.

Tam gelişmiş türbülanslı akış için çözümlene karmaşıktır, bu nedenle deneysel sonuçlar önem kazanır. Reynolds sayısının oldukça geniş bir aralığı için sürtünme katsayıları Moody diyagramında verilir (Incropera and De Witt, 2001). Sürtünme faktörü Reynolds sayısının olduğu kadar boru yüzey pürüzlülüğünün de bir fonksiyonudur. Yüzey pürüzlülüğü e , olarak gösterilmiştir. Pürüzsüz yüzeylerde sürtünme faktörü düşük değerler alır ve yüzey pürüzlülüğündeki artışla yükselir. Pürüzsüz yüzey koşullarında oldukça iyi sonuç veren iki bağıntı,

$$f = 0.316 \text{Re}^{-1/4} \quad \text{Re} \leq 2 \times 10^4 \quad (2.7a)$$

$$f = 0.184 \text{Re}^{-1/5} \quad \text{Re} \geq 2 \times 10^4 \quad (2.7b)$$

olarak verilmiştir (Incropera and De Witt, 2001). Diğer bir seçenek Petukhov (1970) tarafından geliştirilen ve geniş bir Reynolds sayısı aralığını kapsayan tek bir bağıntı şeklindedir,

$$f = (0.7904 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (2.8)$$

f ve buna bağılı olarak (dP/dx) 'in tam gelişmiş bölgede sabit olduğu bilinmelidir. Denklem 2.5'den yararlanılarak tam gelişmiş akışta boru boyunca basınç düşümü,

$$\Delta P = f \frac{\rho u_{ort}^2 L}{2 d_h} \quad (2.9)$$

olarak hesaplanabilir. Laminar akış için f Denklem 2.6' dan, pürüzsüz borularda türbülanslı akış için Denklem 2.7 veya 2.8'den elde edilir. Bu basınç kaybını oluşturan akış direncini yenecek pompa gücü ,

$$N = (\Delta P) \dot{Q} \quad (2.10)$$

olarak tanımlanır; burada hacimsel debi \dot{Q} , sıkıştırılmaz akışkanlar için $\dot{Q} = \dot{m}/\rho$ olarak tanımlanır.

2.1.3. Enerji dengesi

Boru içi akışta enerjinin korunumu ilkesi uygulanırsa, boru yüzeyinden akışkana taşınım ile geçen ısı boru çıkışına kadar akışkanın sahip olduğu ısıl enerjideki değişim miktarına eşit olmalıdır, buna göre

$$q_{tas} = \dot{m} c_p (T_{ort,\zeta} - T_{ort,g}) \quad (2.11)$$

olarak yazılabilir. İç akışta Newton'un soğuma yasasına göre boru yüzeyinden akışkana taşınım ile geçen ısı

$$q_{tas} = h A_i (T_{y,i} - T_{ort}) \quad (2.12)$$

şeklinde yazılır (Incropera and De Witt, 2001). Denklem 2.11 Denklem 2.12'ye eşitlenirse,

$$\dot{m} c_p (T_{ort,\zeta} - T_{ort,g}) = h A_i (T_{y,i} - T_{ort}) \quad (2.13)$$

sonucu elde edilir.

2.1.4. Laminar akışta tam gelişmiş bölge için ısı geçişi

Düz boru içerisindeki laminar akış teorik olarak incelenmiştir. Yüzeyde sabit ısı akısı sınır şartı için

$$Nu = \frac{hd_h}{k} = 4.36 \quad q''_d = \text{sabit} \quad (2.14)$$

ve sabit yüzey sıcaklığında

$$Nu = \frac{hd_h}{k} = 3.66 \quad T_d = \text{sabit} \quad (2.15)$$

olduğu bulunmuştur (Incropera and De Witt, 2001).

2.1.5. Giriş bölgesi için ısı geçişi

Giriş bölgesi için enerji denklemini çözmek hız ve sıcaklığın hem radyal hem de aksenal yönde değişmesi nedeniyle güçtür. Kays (1955), Hausen (1943) aşağıdaki bağıntıyı önermiştir.

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668(d_h / L) \text{Re Pr}}{1 + [0.04(d_h / L) \text{Re Pr}]^{2/3}} \quad (2.16)$$

Burada $Nu = \frac{hd_h}{k}$ olarak tanımlıdır (Incropera and De Witt, 2001). Bu bağıntı ısı giriş uzunluğu problemine özgü olduğundan genellikle kullanılmaz.

Birleşik giriş uzunluğu problemi için Sieder and Tate (1936)

$$Nu = 1.86 \left(\frac{\text{Re Pr}}{L/d_h} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_i} \right)^{0.14} \quad (2.17)$$

bağıntısını önermişlerdir, Denklem 2.17, $0.48 < Pr < 16700$ ve $0.0044 < \mu / \mu_i < 9.75$ aralığında sabit sıcaklık sınır şartı altında geçerlidir. Denklem 2.17'deki μ_i dışındaki tüm özellikler ortalama akışkan sıcaklığında hesaplanır. Bu çalışmada Denklem 2.17 kullanılmıştır.

2.1.6. Türbülanslı akış için ısı geçişi

Türbülanslı akış koşullarının incelenmesinde deneysel bağıntıların belirlenmesine daha büyük önem verilmiştir. Pürüzsüz düz borularda tam gelişmiş türbülanslı akış için yerel Nusselt sayılarını veren klasik bağıntı Colburn' a (1933) aittir.

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^{1/3} \quad (2.18)$$

Dittus-Boelter (1930) Denklem 2.18'in biraz daha farklı ve yaygın kullanılan

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^n \quad (2.19)$$

eşitliğini sunmuştur. Burada ısıtma için $T_i > T_\infty$ için $n=0.4$, soğutma ($T_i < T_\infty$) için $n=0.3$ alınır. Bu denklemler $0.7 < Pr < 160$, $Re \leq 10000$ ve $L/d_h \geq 10$ için deneysel olarak doğrulanmıştır. Büyük özellik değişimleriyle tanımlanana akışlar için Sieder ve Tate (1936) aşağıdaki bağıntıyı önermişlerdir:

$$Nu = 0.027 Re^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_i} \right)^{0.14} \quad (2.20)$$

Bu denklem $0.7 < Pr < 16700$, $Re > 10000$ ve $L/d_h > 10$ için geçerlidir. Denklem 2.19 ve 2.20 kolaylıkla uygulanabilir olmakla birlikte, kullanımda %25'e kadar büyük hatalar verebilir. %10'dan daha az hatalı olan Petukhov (1970) tarafından verilen

$$Nu = \frac{(f/8) Re Pr}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.21)$$

bağıntısı $0.5 < Pr < 2000$ ve $10^4 < Re < 5 \times 10^6$ değerlerinde geçerlidir. Daha düşük Re sayıları için, Gnielinski (1976) Denklem 2.21'i tekrar düzenlemiş ve

$$Nu_{tg} = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (2.22)$$

şeklinde ifade edilen $0.5 < Pr < 2000$ ve $3000 < Re < 5 \times 10^6$ değerleri için geçerli olan bağıntısını sunmuştur. Özellikler ortalama akışkan sıcaklığında alınmalıdır.

Türbülanslı akış için giriş uzunluğu ($10 < x_{tg}/d_h < 60$) genellikle kısa olduğundan, tüm boru için ortalama Nusselt sayısının tam gelişmiş bölgeye ait değere eşit olduğunu ($Nu \approx Nu_{tg}$) kabul etmek çoğu zaman doğrudur. Bununla birlikte kısa borularda ortalama Nu sayısı, Nu_{tg} 'den büyük olacaktır ve

$$\frac{Nu}{Nu_{tg}} = 1 + \frac{C}{(L/d_h)^m} \quad (2.23)$$

şeklinde hesaplanabilir. Denklem 2.23'deki C ve m sabit olup, Pr ve Re sayılarının yanında, giriş bölgesi (ısıl veya birleşik) ve giriş özelliğine (keskin kenarlı veya nozul) bağlıdır (Kays and Crawford, 1980; Bhatti and Shah, 1987; Molki and Sparrow, 1986). Nu sayısı hesaplanırken tüm akışkan özellikleri ortalama akışkan giriş ve çıkış sıcaklıklarının aritmetik ortalamasında hesaplanmalıdır. Bu çalışmada Denklem 2.22 ve 2.23 kullanılmıştır.

2.2. Halka Kesitli Boru

Halka kesitli boru içerisindeki akışta karakteristik boyut olan hidrolik çap,

$$d_h = d_1 - d_0 \quad (2.24)$$

olarak ifade edilir. 2300 'den küçük Re sayılarında akış laminerdir. $2300 < Re < 10^4$ geçiş bölgesi olarak ifade edilir. 10^4 'den büyük Re değerlerinde türbülans olacağı kesindir. Halka kesitli borularda üç tip sınır şartı mevcuttur,

1. İç borudan akışkana ısı geçişinin olup, dış borunun yalıtılmış olduğu,
2. Dış borudan akışkana ısı geçişinin olup, iç borunun yalıtılmış olduğu,
3. İç ve dış borunun her ikinden de ısı geçişinin olduğu

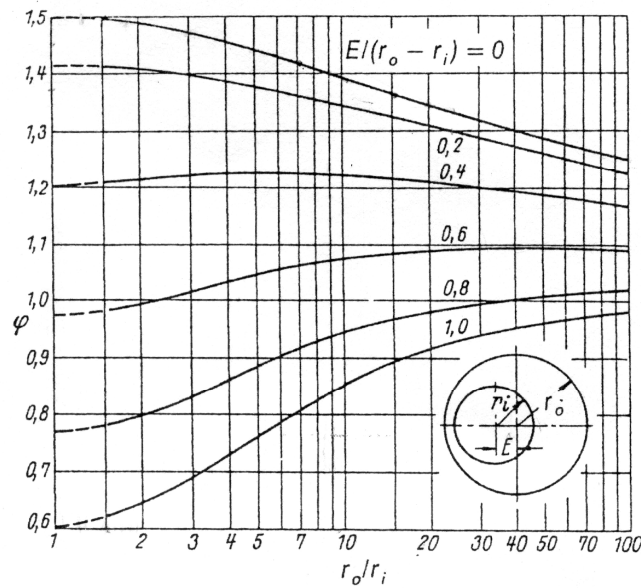
durumlar olarak bilinmektedir. Bu çalışmada 2. tip sınır şartı ele alındığından bu durum için ısı geçişi ve akış bağıntıları açıklanmıştır.

2.2.1. Laminar akış için sürtünme faktörü

Sürtünme katsayısının tanımı için akış kesitinin geometrisine bağlı bir ϕ faktörü Denklem (2.6)'ya konulursa,

$$f = \phi \frac{64}{Re} \quad (2.25)$$

elde edilir. Denklem 2.25'deki ϕ faktörü Şekil 2.1'den okunur (Heat Atlas'tan).



Şekil 2.1. Halka kesitli borularda laminar akış için çap oranına bağlı ϕ faktörü

(Heat Atlas'tan).

2.2.2. Türbülanslı akış için sürtünme faktörü

Halka kesitli borularda türbülanslı durumdaki sürtünme katsayısı birçok araştırmacı tarafından incelenmiş ve çap oranına bağlı olduğu açıklanmıştır. (Meter and Bird (1961), Walker et al. (1957)). Bu veriler geçerli olmakla birlikte çok küçük bir aralığı kapsamaktadır. Brighton and Jones (1964) $0.0625 < d_1 / d_2 < 0.562$ aralığı için çap oranına bağlı sürtünme faktörü verilerini sunmuşlardır. Düz boru bağıntılarını kullanmak için %10 artırılması tavsiye edilir. Bu yaklaşımla Blasius aşağıdaki formülü geliştirmiştir,

$$f = 0,3482 \text{Re}^{-0,25} \quad (2.26)$$

2.2.3. Laminar akış için ısı geçişi

Stephan (1962) tarafından sabit duvar sıcaklığındaki hidrodinamik ve ısıl olarak tamamıyla gelişmiş laminar akış için d_1/d_2 oranının fonksiyonu olarak üç sınır şartı için Nu sayılarını veren eğriler elde edilmiştir. Martin (1990) bu eğrilere uygun bağıntıları bulmuştur. Martin (1990) tarafından 2.tip sınır şartı için uygun olan bağıntı

$$Nu_1 = 3.66 + 1.2(d_1 / d_2)^{0.5} \quad (2.27)$$

şeklinde dir. Stephan (1962) tarafından ayrıca ısıl olarak gelişmekte olan ve hidrodinamik olarak gelişmiş akış için Nu sayısı da hesaplanmış olup bu bağıntı,

$$Nu_2 = f_g \sqrt[3]{\text{Re Pr } d_h / L} \quad (2.28)$$

olarak verilmiştir. Burada f_g , çap oranının bir fonksiyonu olan katsayıdır;

$$f_g = 1.615 \{1 + 0.14(d_1 / d_2)^{1/3}\} \quad (2.29)$$

Halka girişinde akışkan ve duvar arasındaki sürtünmenin sonucu olarak bir hız profili oluşmaya başlar. Aynı zamanda ısı geçişi de başlarsa, sıcaklık profili de eş zamanlı olarak gelişir. Bu yüzden bu giriş bölgesindeki sınır tabakalar ve ısı geçişi sınır tabaka teorisiyle tanımlanır.

$$Nu_3 = \left\{ \frac{2}{1 + 22 \text{Pr}} \right\}^{1/6} (\text{Re Pr } d_h / L)^{1/2} \quad (2.30)$$

Denklem 2.31, Martin (1990) tarafından akışın ısı ve hidrodinamik olarak gelişmekte olduğu durumdaki ortalama Nu sayısını veren bağıntı olarak sunulmuştur,

$$Nu_{ort} = (Nu_1^3 + Nu_2^3 + Nu_3^3)^{1/3} \quad (2.31)$$

Termofiziksel özelliklerin etkisi de göz önüne alınır,

$$Nu = Nu_{ort} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_i} \right)^{0.11} \quad (2.32)$$

olarak hesaplanır (Heat Atlas). Burada Pr, akışkanın ortalama sıcaklığındaki, Pr_i ise dış borunun iç yüzey sıcaklığındaki değeridir. Bu çalışmada Denklem 2.32 kullanılmıştır.

2.2.4. Türbülanslı akış için ısı geçişi

Halka kesitli borularda gazların ve sıvıların türbülanslı akış boyunca olan ısı geçişi, düz borulardaki türbülanslı akış için uygulanan denklemlerin düzenlenmesiyle elde edilebilir,

$$\frac{Nu}{Nu_{boru}} = f(d_1 / d_2) \quad (2.33)$$

Petukhov and Roizen (1964), ikinci tip sınır şartı için ($0 < d_1/d_2 < 1$) aralığında türbülans durumunda

$$Nu / Nu_{boru} = 1 - 0.14(d_1 / d_2)^{0.6} \quad (2.34)$$

bağıntısını önermişlerdir. Eğer özellikler sıcaklıktan etkileniyorsa, ısı akışının yönü (ısıtma veya soğutma) ısı geçişini etkiler. Bu etki laminar akışta olduğu gibi

$\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_i} \right)^{0.11}$ çarpanı ile ifade edilir. Sıvılar için,

$$Nu_{boru} = Nu_{ort} \left(\frac{Pr}{Pr_{y,i}} \right)^{0.11} \quad (2.35)$$

şeklinde ifade edilir ve $0.1 < Pr/Pr_i < 10$ aralığında geçerlidir. $1.5 < Pr < 500$ için

$$Nu_{ort} = 0.012(Re^{0.87} - 280) Pr^{0.4} \left[1 + (d_1 / L)^{2/3} \right] \quad (2.36)$$

olarak hesaplanır (Heat Atlas). Bu çalışmada Denklem 2.34 kullanılmıştır.

2.3. Helisel Kanallı Boru

Eğrisel kanal ve helisel borular için akışın en belirgin özelliği borunun eğriselliği yüzünden oluşan merkezkaç kuvvetin oluşturduğu ikincil akışlardır. Bundan dolayı sürtünme katsayısı aynı Re sayılı düz borulardaki değerinden daha yüksektir. Helisel borunun adınının da akışa etkisi vardır. Bir başka sonuç ta, ısı geçiş oranı düz borudakinden daha yüksektir. Bu yüzden mühendislik uygulamalarında helisel borular yaygın olarak kullanılmaktadır. Helisel borularda kritik Re sayısını veren bağıntı Srinivasan (1970) tarafından

$$Re_{cr} = 2100 \left[1 + 12 \left(\frac{R_c}{a} \right)^{-0.5} \right] \quad (2.37)$$

bağıntısıyla önerilmiştir. Burada R_c eğrilik yarıçapı olup,

$$R_c = R \left[1 + \frac{b}{2\pi R} \right] \quad (2.38)$$

ifadesiyle hesaplanır. a eğrisel borunun yarıçapıdır. Denklem 2.37' den görüleceği üzere eğrisel borularda eğriliğin değişimiyle Re_{cr} de değişir; en büyük R_c değeri Re_{cr} 'yi minimum, en küçük R_c değeri de Re_{cr} 'i maximum yapar.

Bir başka kritik Re sayısı bağıntısı Ito (1959) tarafından verilmiş olup

$$\text{Re}_{cr} = 2 \left(\frac{a}{R_c} \right)^{0.32} \times 10^4 \quad (2.39)$$

şeklindedir. Bu çalışmada kritik Re sayısı Denklem 2.39 ile hesaplanmıştır.

2.3.1. Laminar akış için sürtünme faktörü

Cheng et al. (1976) tarafından eğrisel dikdörtgen borularda sürtünme katsayısı

$$\frac{f_c}{f_s} = C_0 De^{0.5} (1 + C_1 De^{-0.5} + C_2 De^{-1} + C_3 De^{-1.5} + C_4 De^{-2}) \quad (2.40)$$

olarak verilmiştir. Denklem 2.40 $De \leq 700$ için geçerli olup, Dean sayısı olarak bilinen bu sayı

$$De = \text{Re}(a/R_c)^{1/2} \quad (2.41)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Denklem 2.40'da sargılı borunun indisi c , düz borunun indisi s olarak gösterilmiş ve C_0, C_1, C_2, C_3 ve C_4 sabit sayıları Çizelge 2.1'de verilmiştir. α^* , akış kesitinin kenarlar oranı olup bu çalışmadaki dikdörtgen akış kesitinin kenarlar oranıyla uyuşmadığından Denklem 2.40 kullanılmamıştır.

Ito (1959)' un deneysel sonuçlarına göre eğrisel borularda laminar akış için sürtünme faktörü

$$\frac{f_c}{f_s} = \frac{21,5De}{(1,56 + \log_{10} De)^{5,73}} \quad (2.42)$$

olup $2000 < De < 13.5$ için geçerlidir. Bu çalışmada laminar çözümlerde Denklem 2.42 kullanılmıştır.

Çizelge 2.1 Denklem 2.40'in sabitleri (Cheng et al., 1976).

α^*	C_0	C_1	C_2	C_4
0.5	0.0974	4.366	-13.56	-182.6
1.0	0.1278	-0.257	0.699	-512.2
2.0	0.2736	-24.79	325.2	2728.0
5.0	0.0805	-5.217	104.4	0.0

2.3.2. Türbülanslı akış için sürtünme faktörü

Dairesel kesitli eğrisel borular için önerilen Denklem 2.43'de d_h dikdörtgen kesitin hidrolik çapı olmak üzere, a yerine $0.5 \times d_h$ konularak sürtünme katsayısı bulunabilir. Ito (1959) tarafından sunulan Denklem 2.43, $0.034 < \text{Re}(R_c / a)^{-2} < 300$ aralığında geçerli olup,

$$f_c \left(\frac{R_c}{a} \right)^{0.5} = 0.00725 + 0.076 \left[\text{Re} \left(\frac{R_c}{a} \right)^{-2} \right]^{-0.25} \quad (2.43)$$

şeklinde verilmiştir. Bu çalışmada Denklem 2.43 kullanılmıştır.

Bununla birlikte, Srinivasan et al. (1970),

$$f_c \left(\frac{R_c}{a} \right)^{0.5} = 0.084 \left[\text{Re} \left(\frac{R_c}{a} \right)^{-2} \right]^{-0.2} \quad (2.44)$$

olmak üzere $Re(R_c/a)^{-2} < 700$ ve $7 < R_c/a < 104$ aralığında geçerli olan Denklem 2.44'ü sunmuşlardır.

2.3.3. Laminar akış için ısı geçişi

Cheng et al (1976) eğrisel kare kesitli borular için

$$Nu = 0.152 + 0.627(1.414De)^{0.5} Pr^{0.25} \quad (2.45)$$

bağıntısını sunmuşlardır. Denklem 2.45, $0.7 < Pr < 5$ ve $20 < De < 705$ aralığında geçerlidir.

Manlapaz and Churchill (1981) tarafından sunulan bir başka bağıntı

$$Nu = \left[\left(3,657 + \frac{4,343}{x_1} \right)^3 + 1,158 \left(\frac{De}{x_2} \right)^{3/2} \right]^{1/3} \quad (2.46)$$

olarak verilir, burada

$$x_1 = \left(1 + \frac{957}{De^2 Pr} \right)^2, \quad x_2 = 1 + \frac{0,477}{Pr} \quad (2.47)$$

bağıntılarıyla verilir. Bu çalışmada Denklem 2.46 kullanılmıştır.

2.3.4. Türbülanslı akış için ısı geçişi

Butuzov et al.(1975) ve Kadambi (1983) tarafından eğrisel dikdörtgen kesitli kanallarda türbülanslı akış için Nu sayıları

$$\frac{Nu_c}{Nu_s} = 0.117 \times 10^{-2} Re^{*0.93} \left(\frac{Re}{d^*} \right)^{0.24} \quad (2.48)$$

şeklinde sunulmuş olup, $450 \leq \text{Re}^* \left(\frac{R}{d^*} \right)^{0.5} \leq 7500$ ve $25 \leq R/d^* \leq 164$ aralığında geçerlidir. Denklem 2.48'deki Nu_s , aynı kesite sahip düz boru için tamamıyla gelişmiş Nu sayısı, d^* ise dikdörtgen kesitin kısa kenarıdır.

Schmidt (1967) tarafından sunulan bir başka denklem ise

$$\frac{\text{Nu}_c}{\text{Nu}_s} = 1 + 3.6 \left[1 - \left(\frac{a}{R_c} \right) \right] \left(\frac{a}{R_c} \right)^{0.8} \quad (2.49)$$

Denklem 2.49, $2e4 < \text{Re} < 1.5e5$ ve $5 < R_c/a < 84$ aralığı için geçerlidir. Akışkan olarak hava ve su kullanılmıştır.

Akışkan olarak su ve izopropil alkolün kullanıldığı daha düşük Re sayıları için Pratt (1947) tarafından sunulan

$$\frac{\text{Nu}_c}{\text{Nu}_s} = 1 + 3.4 \frac{a}{R_c} \quad (2.50)$$

bağıntısı $1.5e3 < \text{Re} < 2e4$ aralığında geçerlidir.

Isıl özelliklerin değişimini dikkate alan bir başka denklem ise Orlov and Tselishchev (1964) tarafından

$$\frac{\text{Nu}_c}{\text{Nu}_s} = \left(1 + 3.54 \frac{a}{R_c} \right) \frac{\text{Pr}_{out}^{0.025}}{\text{Pr}_i} \quad (2.51)$$

sunulmuş olup $R_c/a > 6$ için geçerlidir. Helisel kanallı borularda helis adımının etkisi Yang and Ebdian (1996)) tarafından yapılan araştırmalarda incelenmiştir. Bu araştırmacılar helis adımının ısı geçişine etkisinin minimum olduğunu kabul etmişlerdir.

Sargılarda türbülanslı ısı geçişi Rogers and Mayhew (1964) ve Seban and McLaughlin (1963) tarafından araştırılmıştır. Rogers and Mayhew (1964) buhar-ısıtmalı borularda su ile Seban and McLaughlin (1963) elektrik- ısıtmalı borularda hava ile deneyler yapmışlardır. Seban and McLaughlin (1963) tarafından deney verileri

$$Nu Pr^{-0.4} = \frac{f}{2} Re \quad (2.52)$$

şeklinde bağıntı olarak verilmiş, Ito' nun sürtünme verileri kullanılarak Denklem 2.52

$$Nu Pr^{-0.4} = 0.023 Re^{0.85} \left(\frac{a}{R_c} \right)^{0.1} \quad (2.53)$$

olarak sunulmuştur. Rogers and Mayhew (1964)' in verileri ise Denklem 2.53'deki sabit yerine 0.021 konularak verilmiştir.

$$Nu Pr^{-0.4} = 0.021 Re^{0.85} \left(\frac{a}{R_c} \right)^{0.1} \quad (2.54)$$

Bu çalışmada akışkan su olduğu için Denklem 2.54 kullanılmıştır.

2.4. Mini ve Mikro Kanallarda Akış ve Isı Taşınımı

Bölüm 2.1 ila 2.3'de genel sınıflandırmaya göre geleneksel kanal kabul edilen kanallar için değişik akış düzenleri, sürtünme ve ısı geçişi bağıntılarından bahsedilmiştir. Burada ise mini veya mikro boyutlardaki kanallar için yapılan araştırmalar sonucunda elde edilen bağıntılardan bahsedilecektir.

2.4.1. Mikro kanallardaki akış cinsleri ve kullanım yerleri

Mikro kanal akışında iki önemli etkiyle taşınım oluşabilir. Basınç farkından doğan akış ve elektro-osmotik akış. İlk durumda akış, uygulanan basınç farkının etkisiyle oluşur. İkinci durumda ise akış hareketi, yüksek elektrik alan oluşturulmasıyla başlatılır. Bu tip akışa elektro-kinetik akış da denir. Yüzey gerilmesine bağlı kılcal kuvvetler veya akışkan tarafından yüzeylerin ıslatılması da akışkanda basınç gradyanları oluşturur. Bu basınç gradyanı de akışkan hareketini sağlar ve basınç tahrikli akışla benzer özellikler taşır.

İki akış tipinin de bazı sakıncaları vardır. Elektro-kinetik akış, basınç tahrikli akışa göre üniform hız profili sağlaması bakımından üstündür. Hız, cidara çok yakın yerler hariç mikro kanalın her yerinde sabittir. Ayrıca elektro-kinetik akış kullanıldığında basınç tahrikli pompalamaya göre çok daha az sapma elde edilir.

Karışımların ayrıştırılmasının önemli olduğu yerlerde de elektro-kinetik akış kullanımı bir üstünlük olmasına rağmen genel taşıma uygulamaları için iyi bir yöntem değildir. Yüksek elektrik alanı ihtiyacı ($> 100 \text{ V/cm}$) ve düşük akış hızları ($< 1 \text{ mm/s}$), elektro-kinetik hareketin karakteristiğidir.

Basınç tahrikli akışta kanal boyunca, akışın ters yönde oluşmasını sağlayan bir basınç gradyeni oluşturulur. Bu birçok makro ölçekli uygulamada kullanılan ve “Poiseuille Akışı” olarak bilinen akış çeşididir. Navier-Stokes denklemleriyle modellenenir. Düşük Re sayısında akış, kanalla eş eksenli olarak gelişir ve akışın hızı, kanalın kesit alanı üzerinde parabolik olarak değişir. Bu tip akış, karışımların ayrıştırılmasında kullanılmaz.

2.4.2. Mikro Kanaldaki Akışın Karakteristiği

Karakteristik boyutun $200 \mu\text{m}$ 'den büyük olduğu kanallarda, tek fazlı sıvı veya gaz akışında ya da iki fazlı akışlarda temel bir farklılık yoktur. $200 \mu\text{m}$ 'nin altında, imalat teknikleri ve temizlik için uygulanan önlemler çok büyük önem kazanır.

Mikro kanallardaki gaz akışı,

$$Kn = \lambda / d_h \quad (2.55)$$

olarak tanımlanan Knudsen sayısından etkilenir. Burada λ , ortalama serbest mesafedir ve

$$\tau = \frac{\mu\sqrt{\pi}}{\rho\sqrt{2RT}} \quad (2.56)$$

eşitliğiyle hesaplanır. $10 - 200 \mu\text{m}$ hidrolik çap aralığını kapsayan mikro kanallar çoğu gaz için seyrekleşme etkisine maruz kalırlar. Cidarda kaymanın olmadığı süreklilik yaklaşımı bu kanallar için yeniden düzenlenir ve bu yaklaşım $0.1 > Kn > 0.001$ aralığında kayma bölgesi olarak adlandırılan bölgede geçerli olur.

$10 \mu\text{m}$ 'nin altında, gaza ve basınca bağlı olarak seyrekleşme etkilerinin daha sert olduğu ve moleküler akışa yaklaşılacak geçiş bölgesi oluşur. $10 > Kn \geq 0.1$ aralığı geçiş

bölgesi olarak adlandırılır. Kesin olmamakla birlikte kanal boyutlarının $10 - 0.1 \mu\text{m}$ arasında değiştiği sınıf için de geçiş nano kanalları adı verilebilir. Kn sayısına bağlı akış tipleri Çizelge 2.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 2.2. Knudsen sayısına bağlı olarak akış tipleri

Knudsen Sayısı Aralığı	Akış Cinsi
$0.001 > Kn$	Sürekli akış: Seyrekleşme etkisi yok
$0.1 > Kn > 0.001$	Kayma akışı: Cidar kaymasını hesaba katan geliştirilmiş süreklilik teorisiyle modellenebilen seyrekleşme etkisi
$10 > Kn > 0.1$	Geçiş akışı: Kayma akışıyla serbest molekül akış arasında kalan ve Boltzman denklemleriyle istatistiksel olarak incelenebilen akış
$Kn > 10$	Serbest molekül akış: Molekül başına hareket modellenmeli ve istatistiksel olarak ele alınmalıdır.

2.4.3. Mikro kanallarda sürtünme çarpanı ve basınç düşüşü

Mini ve mikro kanallarda akış esnasında cidardaki kayma gerilmeleri önem kazandığından, sürtünme çarpanı hesabında Fanning sürtünme çarpanı dikkate alınır. Fanning sürtünme çarpanı, cidardaki kayma gerilmelerinin birim hacimdeki akış kinetik enerjisine oranı olarak tanımlanır ve

$$C_f = \frac{\tau_w}{\rho \bar{V}^2 / 2} \quad (2.57)$$

denklemleriyle hesaplanır. Burada τ_w cidardaki kayma gerilmesi, ρ akışkanın yoğunluğu, \bar{V} ortalama hızdır. Basınç kaybı ve kütle akış cinsinden sürtünme çarpanı,

$$C_f = \frac{\rho \Delta P d_h}{2 L G^2} \quad (2.58)$$

olarak tanımlanır. Burada ΔP kanaldaki basınç kaybı, d_h hidrolik çap, L geçiş uzunluğu, G kütle akışıdır.

Laminer akış için Poiseuille sayısı, $Po = C_f Re$, sabittir. Bu değer düz borular için 16’ya eşittir. Poiseuille sayısı dikdörtgen kesitli kanallarda kenar oranının bir fonksiyonudur ve Shah ve London (1978) tarafından,

$$C_f \text{ Re} = 24 \left(1 - 1.3553\alpha_c + 1.9467\alpha_c^2 - 1.7012\alpha_c^3 + 0.9564\alpha_c^4 - 0.2537\alpha_c^5 \right) \quad (2.59)$$

olarak tanımlanır. Burada α_c kenar oranıdır ve bu denklem için birden küçük olmalıdır. Eğer birden büyük olursa denklemin kullanılması için tersi alınmalıdır.

Türbülanslı akış için birden fazla bağıntı vardır. Bunlardan Blasius bağıntısı,

$$C_f = 0.0791/\text{Re}^{0.25} \quad 2100 < \text{Re} < 100000, \quad e/d_h < 10^{-6} \quad (2.60)$$

Nikuradse bağıntısı,

$$\frac{1}{\sqrt{C_f}} = 3.48 - 1.737 \ln \left(\frac{e}{d_h} \right), \quad e/d_h > 10^{-6} \quad (2.61)$$

olarak tanımlanır.

Mikro kanallarda hidrodinamik olarak gelişen akış çok önemli olabilir. Kanal boyu kısa olduğunda hidrodinamik olarak gelişen akış, mikro kanalın tüm akış boyunu kaplayabilir. Hidrodinamik olarak gelişen akış için boyutsuz mesafe,

$$x_h^+ = \frac{x}{d_h \text{ Re}} \quad (2.62)$$

olarak tanımlanır. Burada x^+ boyutsuz mesafe, x aksenal akış yönündeki konumu belirtir. Tam gelişmiş akışta x^+ değeri 0.05 olarak kabul edilir. Gelişmekte olan akış incelendiğinden basınç kaybı görünür sürtünme çarpanı ile bulunur.

$$\Delta P = \frac{2(C_{f,app} \text{ Re})\mu\bar{V}x}{d_h^2} \quad (2.63)$$

Eğer kanalın tüm uzunluğu ele alınmak istenirse x yerine kanal uzunluğu koyulur. Görünür sürtünme çarpanının iki bileşeni vardır. Birincisi tam gelişmiş akış teorisinden diğeri de basınç hatasından gelir (Hagenbach çarpanı). Bu bileşenler yerine yazıldığında ΔP ,

$$\Delta P = \frac{2(C_{f,app} Re)\mu\bar{V}L}{d_h^2} + \frac{\kappa(x)\rho\bar{V}^2}{2} \quad (2.64)$$

eşitliğiyle hesaplanır. Burada κ Hagenbach çarpanıdır ve

$$\kappa(x) = (C_{f,app} - C_{f,fd}) \frac{4x}{d_h} \quad (2.65)$$

olarak verilir. Hagenbach çarpanı sıfırdan başlar ve bazı tam gelişmiş akışlar için $\kappa(\infty)$ sabit değerine ulaşır. Hagenbach çarpanı dikdörtgen kanallarda kenar oranının fonksiyonudur ve

$$\kappa(\infty) = (0.6796 + 1.2197\alpha_c + 3.3089\alpha_c^2 - 9.5921\alpha_c^3 + 8.9089\alpha_c^4 - 2.9959\alpha_c^5) \quad (2.66)$$

olarak tanımlanır.

Compell and Kandlikar (2002) tarafından yapılan çalışma, 19 mm'lik geleneksel boyuttaki düz boru için hesaplanan C_f Re değerinin geçiş bölgesinde 1.067 mm ve 0.457 mm'lik kanallar için de tekrarlanmasını ve geleneksel Poiseuille sayısının tutarlılığının saptanmasını içermektedir. Deneylerin sonucunda hesaplanan C_f Re değerleri Çizelge 2.3 ve Çizelge 2.4'te gösterilmiştir. Buradan, laminar bölgede hesaplanan C_f Re değerinin geleneksel sayıya yakın olduğu sonucu çıkarılabilir.

Çizelge 2.3. 1.067 mm'lik tüp için gözlenen sürtünme çarpanı - Re çarpımı

Reynolds Sayısı	$C_{f,obs} Re = C$
3952	29.8
3630	24.6
3317	23.0
3013	17.5
2709	16.0
2404	15.9
2094	15.5
1776	14.7
1448	13.7
1114	12.3

Çizelge 2.4. 0.457 mm'lik tüp için gözlenen sürtünme çarpanı - Re çarpımı

Reynolds Sayısı	$C_{f_{obs}} Re = C$
1917	16.8
1355	15.7
863	14.9
486	13.7

2.4.4. Mikro kanallarda geçiş bölgesi ve kritik Reynolds sayısı

Mikro kanallarda geçiş bölgesinin başladığı Re değerini belirlemek için birçok deney yapılmıştır. Pfund et al. (2000) yüksek kenar oranlı paralel plakalar arasından akan su için basınç kaybı ve sürtünme çarpanı deneyi yapmışlardır. Kanal derinliği 128 – 521 μm arasında ayarlanabilmektedir. 521 μm derinlikteki kanal için sürtünme çarpanı, Re sayısı ile azalmış ve laminer akış için bulunan değer klasik değerlerle uyum göstermiştir. Bu deney için geçiş bölgesinin Re = 2200 civarında başladığı saptanmıştır. Kanal derinliği 263 μm olduğunda da geçiş bölgesi Re = 2200'de başlamıştır.

Sharp and Adrian (2003), Brutin ve Tadriss (2003)'in deneyine benzer olarak yaptıkları deneyde yatay olarak yerleştirdikleri, iç çapları 50 – 247 μm arasında değişen kanallarda Re sayısının 400 – 2900 arasındaki değerleri için ölçüm yapmışlar ve geçiş bölgesinin Re = 1800 – 2300 arasında gerçekleştiğini belirlemişlerdir.

Harms et al. (1997)'nin silikon alt bileşenlerini kimyasal asitle yakarak ürettikleri 251 μm genişliğinde derin dikdörtgen kesitli boruda yaptıkları çalışmada $Re_{krit} = 1500$ olarak saptanmıştır. Xu et al. (2000), hidrolik çapları 30 – 344 μm arasında değişen borularda yaptıkları deneylerde karakteristiklerin geleneksel davranışa uyduğunu ve kritik Re sayısının 2000 civarında olduğunu saptamışlardır.

Liu and Garimella (2002), pleksiglastan ürettikleri, 244 – 974 μm arasında değişen hidrolik çaptaki dikdörtgen kesitli mikro kanallarla yaptıkları deneyde geçişin Re = 2000'de olduğunu saptamışlardır.

2.4.5. Mikro kanallarda laminer ve türbülanslı akışta Nusselt sayısı

2.4.5.1. Laminer akış

Tam gelişmiş laminer akıştaki Nusselt sayısının klasik teoride de öngörüldüğü gibi sabit olması beklenir. Ancak kaynaklarda Nusselt sayısının Re sayısı ile artış eğiliminde olduğunu da gösteren birçok çalışma vardır.

Dikdörtgen kesitli bir kanalda Nu sayısı kanalın kenar oranına ($\alpha_c = a/b$) ve cidarlardaki sınır şartına bağlı olarak değişir. Kaynaklarda tanımlanan sınır şartlarına göre Nu hesabında kullanılan denklemler,

- Cidarda sabit sıcaklık koşulunda,

$$Nu_T = 7.541(1 - 2.610\alpha_c + 4.970\alpha_c^2 - 5.119\alpha_c^3 + 2.702\alpha_c^4 - 0.548\alpha_c^5) \quad (2.67)$$

- Sabit çevresel cidar sıcaklığı, üniform aksel ısı akısı koşulunda,

$$Nu_{H1} = 8.235(1 - 2.0421\alpha_c + 3.0853\alpha_c^2 - 2.4765\alpha_c^3 + 1.0578\alpha_c^4 - 0.1861\alpha_c^5) \quad (2.68)$$

- Cidarda sabit ısı akısı koşulunda,

$$Nu_{H2} = 8.235(1 - 10.6644\alpha_c + 61.1755\alpha_c^2 + 155.1803\alpha_c^3 + 176.9203\alpha_c^4 - 72.9236\alpha_c^5) \quad (2.69)$$

olarak tanımlanır.

Kanallarda ısı olarak gelişen akış için ısı giriş uzunluğu,

$$L_T = cd_h \text{ Re Pr} \quad (2.70)$$

olarak tanımlanmıştır. Düz borularda c sayısı 0.05 olarak bulunmuş; dikdörtgen kesitli kanallarda da Phillips (1987) tarafından yapılan çizimlerden yararlanılarak $c = 0.1$ değeri kullanılmıştır.

Düz boruda gelişen bölgedeki yerel ısı geçişi Shah ve London (1978) tarafından,

$$Nu = 4.363 + 8.68(10^3 x^+)^{-0.506} e^{-41x^+}, \quad x_T^+ = \frac{x}{d_h \text{RePr}} \quad (2.71)$$

olarak tanımlanmıştır. Garimella and Singhal (2004) tam gelişmiş hidrodinamik şartlar ve ısıl olarak gelişen şartlar için beklenen değerlerin mikro kanallar için elde ettikleri değerlerle uyduğunu belirtmişlerdir.

2.4.5.2. Türbülanslı akış

Phillips (1990), gelişmekte olan türbülanslı bölge için aşağıdaki denklemleri sunmuştur. x^+ 'in daha büyük değerleri için, $(1 + (d_h / x)^{2/3})$ terimi asimptotik olarak bire yaklaşır.

$$Nu = 0.021(1 + (d_h / x)^{2/3})(\text{Re}^{0.8} - 100) \text{Pr}^{0.4} \quad 0.5 < \text{Pr} < 1.5 \quad (2.72)$$

$$Nu = 0.012(1 + (d_h / x)^{2/3})(\text{Re}^{0.87} - 280) \text{Pr}^{0.4} \quad 1.5 < \text{Pr} < 500 \quad (2.73)$$

Adams et al. (1997) 0.76 ve 0.109 mm çapındaki düz kanalda türbülanslı düzendeki akışı incelemişlerdir. Verilerine dayanarak, Yu et al. (1995)'nin verilerine \pm % 18.6 ile uyuşan aşağıdaki denklemleri sunmuşlardır.

$$Nu = Nu_{GN} (1 + F) \quad (2.74)$$

$$Nu_{GN} = \frac{(f/8)(\text{Re} - 1000) \text{Pr}}{1 + 12.7(f/8)^{1/2} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (2.75)$$

$$f = (1.82 \log \text{Re} - 1.64)^{-2} \quad (2.76)$$

$$F = c \text{Re} \left(1 - (d_h / D_0)^2 \right) \quad (2.77)$$

Burada Nu_{GN} Gnielinski (1976) tarafından sunulan Nusselt sayısıdır. Adams et al. (1997)'nin verilerine uygulanan en küçük kareler yöntemi, c ve D_0 için sırasıyla 7.6×10^{-5} ve 1.164 mm değerlerini vermiştir.

BÖLÜM 3

SAYISAL MODELLEME

Sayısal modellemede, kurulan deney tesisatındaki boyutlar esas alınmıştır. Sayısal modellemede amaç, laminar ve türbülanslı akışlarda düz, halka kesitli ve helisel kanallı boru için ısı geçişini ve akışı inceleyerek ısı taşınım ve sürtünme katsayılarının Re sayısına bağlı olarak değişimini belirlemektir. Bu amaçla geometrilerin oluşturulması, ağ yapısının ve sınır Şartlarının tanımlanması Gambit programında, sayısal çözümler ise Fluent programında gerçekleştirilmiştir. Çözümlere başlanırken yapılan kabuller;

- Sürekli rejim,
- Sıkıştırılmaz akış (akışkan olarak su alınmıştır),
- Sabit termofiziksel özellikler,
- Sabit ısı iletim katsayılı bakır boru,
- Dış ortam için boru dış yüzey sıcaklığına bağlı ısı taşınım katsayısı

olarak alınmıştır.

Bu bölümde üç farklı geometri için boyutlar, sayısal çözümler için gerekli ağ yapısı, sınır Şartları ve sayısal çözümlerde kullanılan denklemlere değinilmiştir.

3.1. Düz Boru

3.1.1. Geometri

Düz boru incelemesi, hem 20/18 mm dış/iç çaplarına sahip makro boyutlu boru için, hem de 6/4 , 4/2 , 3/1 , 2.5/0.5 ve 2.25/0.25 mm dış/iç çap değerlerine sahip mini ve mikro boyutlu borular için yapılmıştır. Bu boyutlara göre, tüm boruların et kalınlıkları 1 mm' dir. Boru uzunlukları 300 mm olarak alınmıştır. Makro boyutlu boru çözümleri, hem deneysel ve teorik geleneksel bağıntılar ile karşılaştırma yaparak, çözümlerin kaynaklardaki verilerle uyumunu test etmek, hem de, makro-mini-mikro boyut karşılaştırmasını yapmak için gerçekleştirilmiştir.

3.1.2. Ağ yapısı

Geometrideki simetriden dolayı Gambit çizim programında, boru kesitinin dörtte birlik kısmı esas alınmıştır. Böylece, aynı ağ sıklığında, tüm kesitin alınması durumundakinin dörtte biri kadar düğüm noktası ile çözümleme yapılabilmektedir.

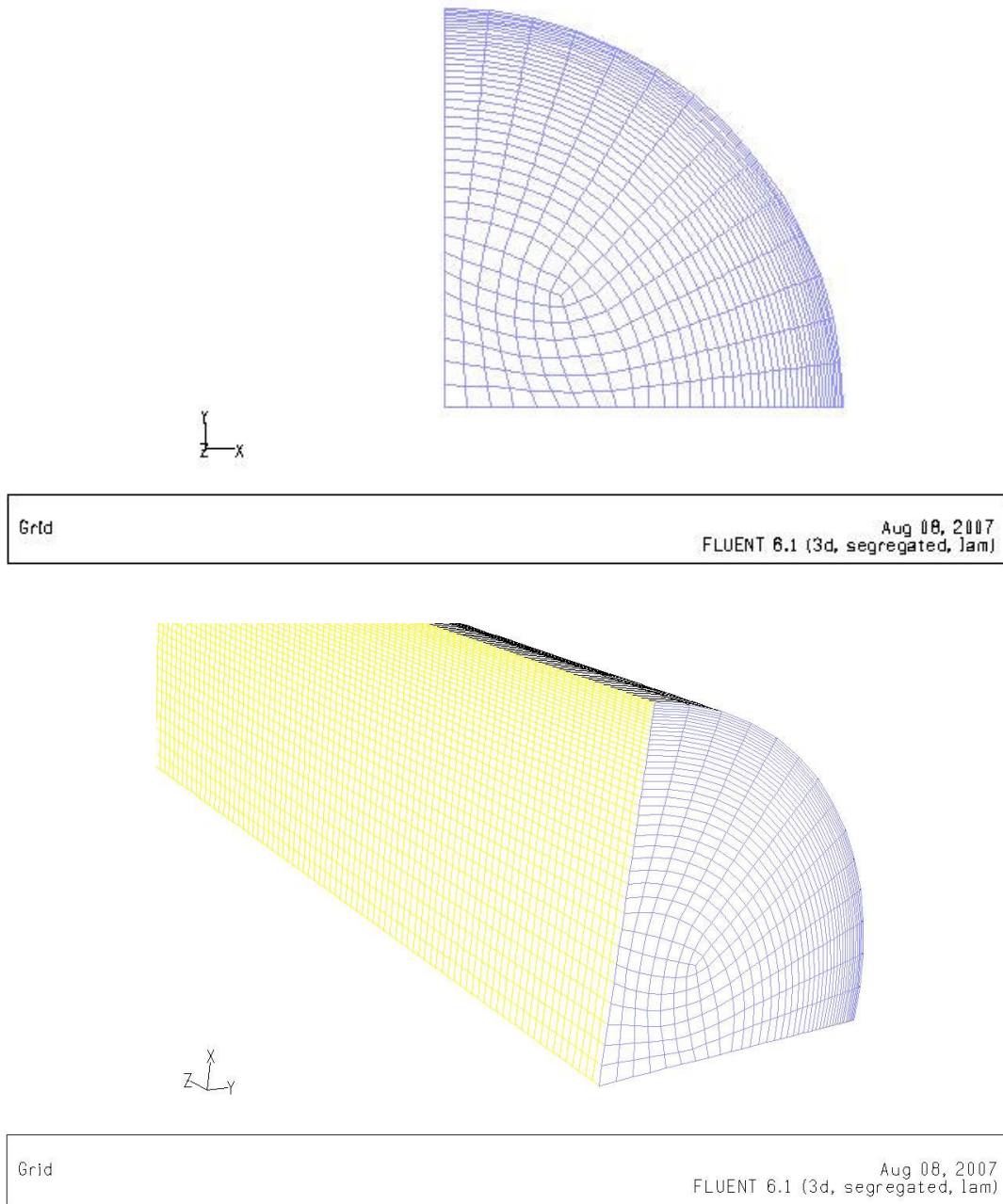
Ağ yapısı oluşturulurken boru cidarına yakın bölgede sınır tabakanın öneminden dolayı sık ağ kullanılmış, boru merkezine doğru gidildikçe ağ seyrekleştirilmiştir. Boru eksenini boyunca da ağ sıklığı boru girişinden çıkışına doğru azaltılmış olup, çözümler için düğüm noktası sayıları Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Mini ve mikro boyutlarda, yakınsama sağlanabilmesi, küçülen çapla birlikte düğüm noktası sayısının artırılması ile mümkün olabilmektedir. Bunun nedeni küçülen çapla birlikte oluşturulan diferansiyel hacim elemanlarının kenar oranlarının 5’ten büyük olmamasının sağlanması için radyal doğrultuda daha fazla düğüm noktasına ihtiyaç duyulmasıdır.

Çizelge 3.1. Düz boruda çözüm yapılan nokta sayıları.

Çap, mm	Nokta sayısı
18	163744
4	267083
2	313650
1	374540
0.5	393503
0.25	425267

Ağ yapısı, dikdörtgen prizma şeklindeki diferansiyel hacim elemanlarıyla oluşturulmuştur (Şekil 3.1). Ağ yapısına kabaca başlanmış daha sonra sıklaştırılarak oluşturulan ağ yapısından bağımsız çözümler elde edilmiştir. Buna göre $d_1 = 18$ mm’lik düz boru için yapılan dört farklı ağ yapısına göre sayısal sonuçlar Çizelge 3.2’de verilmiştir.



Şekil 3.1. Düz boru için ağ yapısı.

Çizelge 3.2. $d_1 = 18$ mm'lik düz boru için ağ analizi (Re=1000 için).

Düğüm sayısı	f	Nu
55 344	0.0578	8.673
126 285	0.0769	9.578
163 744	0.0876	9.752
234 000	0.0877	9.753

Çizelge 3.2' den görüldüğü gibi son iki ağ yapısıyla elde edilmiş çözümler arasındaki hata oranı %0.01 mertebesinde olduğundan 18 mm'lik düz boru için 163 744 düğüm noktası yeterli görülmüştür.

3.1.3. Sınır şartları

Boru girişinde sınır şartı olarak sabit hız verilmiştir. Girişteki ortalama hız, 1000, 2000, 5000, 10 000 ve 20 000 olmak üzere beş farklı Re sayısına karşılık gelen debi değerlerinden elde edilmiştir.

$$V(x, y, z)|_{z=0} = \text{sabit} \quad (3.1)$$

Boru iç yüzeyinde kaymama koşulu olup,

$$V|_{r_1} = 0 \quad (3.2)$$

Akışkan olarak su kullanılmış olup, suyun boruya giriş sıcaklığı 349 K alınmıştır.

$$T(x, y, z)|_{z=0} = 349K \quad (3.3)$$

Boru çıkışında basınç sınır şartı verilmiştir.

$$P(x, y, z)|_{z=300} = 0Pa \quad (3.4)$$

Boru dış yüzeyine taşınım sınır şartı verilmiş olup, ortam sıcaklığı 309 K alınmıştır. Bu değer, deneylerde ortam akışkanı olarak kullanılan n-Pentan'ın atmosferik basınçtaki kaynama sıcaklığıdır. Boru dış yüzeyindeki taşınım sınır şartı

$$h_{\infty}(T_{y,d} - T_{\infty}) = -k \left. \frac{dT}{dn} \right|_{r_2} \quad (3.5)$$

olarak ifade edilir. Boru dış yüzeyindeki taşınım katsayısı h_d sabit olmayıp, havuz kaynaması için dış yüzey sıcaklığına bağlı ikinci dereceden bir fonksiyon olarak kabul edilmiş (Ek Açıklamalar - A), C dilinde kullanıcı tanımlı bir fonksiyon (user defined function) yazılarak Fluent programına okutulmuş (Ek Açıklamalar - C) ve dış yüzey sıcaklığına bağlı olarak taşınım katsayısı hesaplatılmıştır (Denklem 3.6). Fluent programında boru dış yüzeyine sınır şartı verilirken, boru malzemesi bakır ve et kalınlığı 1 mm olarak belirtilmiştir.

$$h_d = f(T_{y,d}) = 131.006 * (T_{y,d} - 309)^2 \quad (3.6)$$

Simetriden dolayı borunun dörtte birlik kısmının ele alınmasıyla oluşturulan iki adet simetri yüzeyine de simetri sınır şartı verilmiş olup

$$\text{xz- düzlemi için} \quad \left. \frac{dT}{dn} \right|_{(x,z)} = 0 \quad (3.7)$$

$$\text{yz-düzlemi için} \quad \left. \frac{dT}{dn} \right|_{(y,z)} = 0 \quad (3.8)$$

yazılabilir.

3.2. Halka Kesitli Boru

3.2.1. Geometri

Dış çapı 20 mm (d_2) iç çapı 18 mm (d_1) olan 1 mm et kalınlığına sahip 300 mm boyunda bakır bir borunun içine, dolu bir çubuğun ($d_0=10, 14, 16, 17$ ve 17.5 mm) eş eksenli olarak yerleştirilmesiyle beş adet halka kesitli boru elde edilmiştir. Simetriden dolayı borunun dörtte birlik kısmı ele alınmıştır.

3.2.2. Ağ yapısı

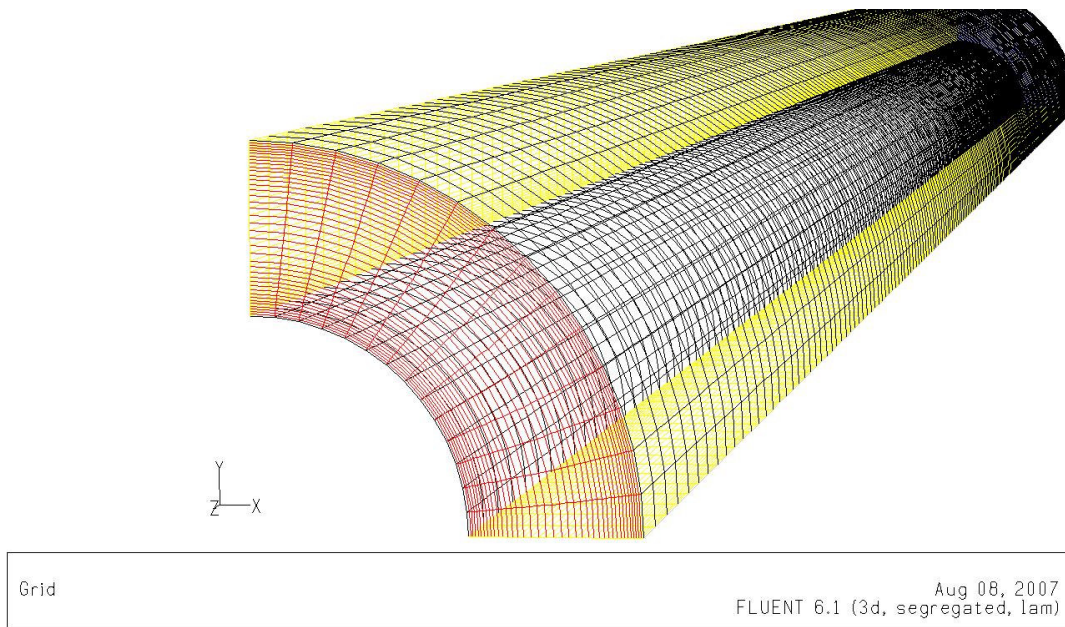
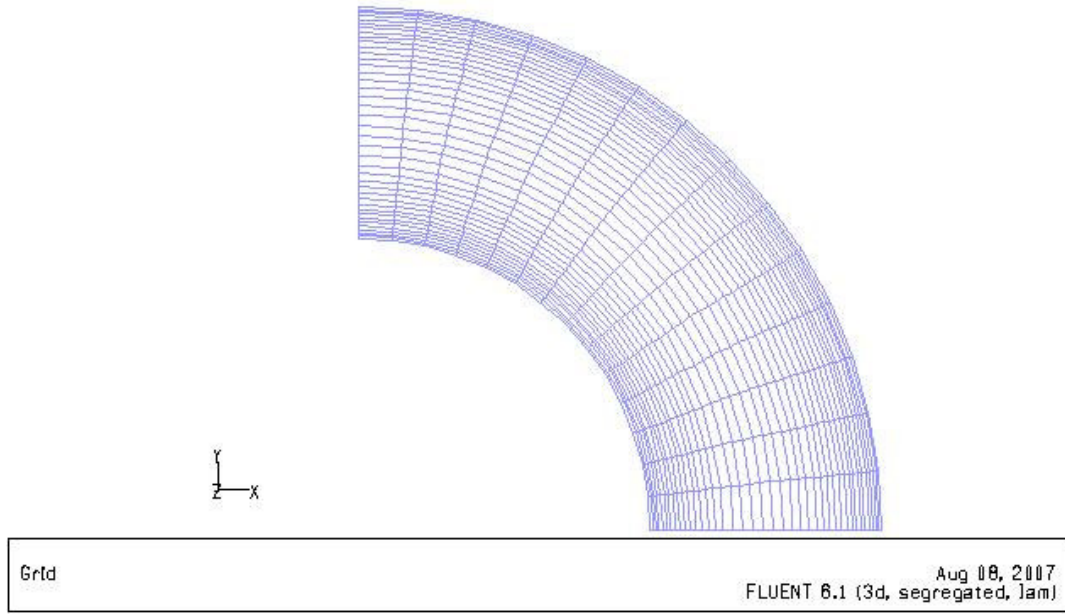
İç ve dış boru yüzeyi yakınlarında sık olmak üzere bu yüzeyler arasında esneyen ve boru girişinden çıkışına doğru seyrekleşen bir ağ yapısı oluşturulmuştur. 180 600 düğüm noktası ile çalışılmıştır (Şekil 3.2).

3.2.3. Sınır şartları

Halka kesitli boru çözümlerindeki sınır şartları düz borudaki sınır şartlarının aynısıdır. Girişteki ortalama hız için düz boruda kabul edilen beş farklı Re sayısına karşılık gelen kütleli debiler esas alınmış ve bu debilere karşılık gelen hızlar verilmiştir. Bir başka deyişle hem düz hem de halka kesitli boruda aynı debilerle çalışılmıştır. Bunun dışında özellikle $Re=1000$ ve 2000 değerine karşılık gelen hızlarda iki çözüm daha yapılmıştır. Suyun giriş sıcaklığı düz boru için de kabul edilen 349 K' dir. Çıkışta basınç sınır şartı verilmiştir. Düz boruda olduğu gibi halka kesitli boruda da simetri yüzeylerine simetri sınır şartı verilmiştir.

Düz boru için verilen sınır şartlarına ek olarak halka kesitli boruda dolu çubuğun yüzeyinde yalıtım sınır şartı verilmiştir.

$$\left. \frac{dT}{dn} \right|_{r_0} = 0 \quad (3.9)$$



Şekil 3.2. Halka kesitli boru için ağ yapısı

3.3. Helisel Kanallı Boru

3.3.1. Geometri

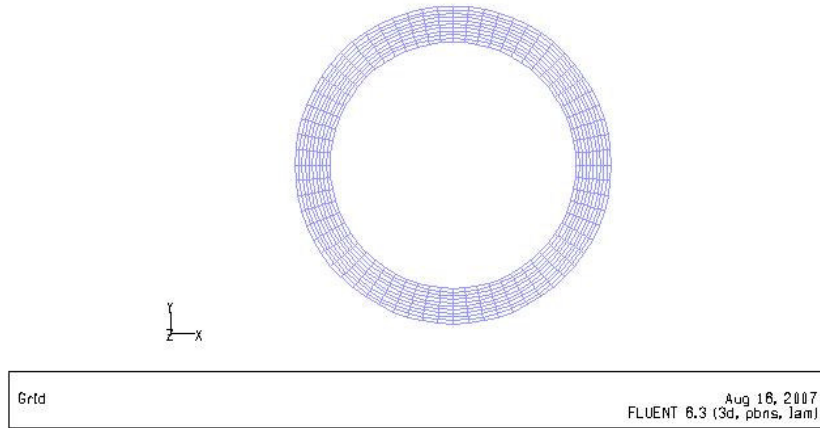
Helisel akışı oluşturmak için halka kesitli boru geometrisine ilave olarak halkanın içine, boru boyunca helisel kanat yerleştirilmiştir. Bu çalışmada helisel akışın geometrisini, halka kesitin genişliği ($r_1 - r_0$) ve sarım sayısı belirlemektedir.

Helisel kanallı boru, d_0 çapında (10, 14, 16, 17 ve 17.5 mm) dolu bir çubuğa, helisel bakır kanat ekleyerek oluşturulan helisel kanatlı çubuğun, d_2 çaplı (20 mm) 1 mm et kalınlıklı borunun içine yerleştirilmesiyle Gambit programında oluşturulmuştur.

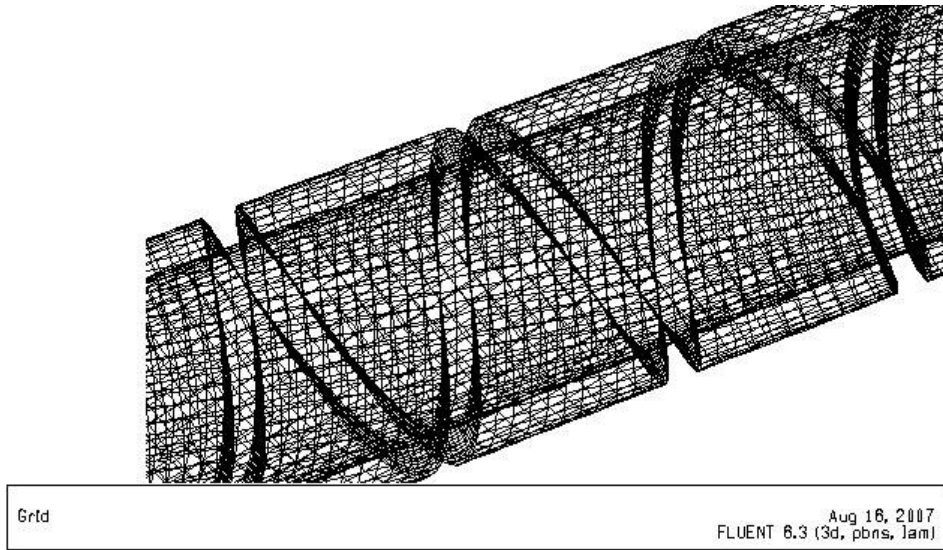
Akış kesiti dikdörtgen olup, hidrolik çapın hesabı için, kesitin boyutlarının bilinmesi gereklidir. Akış kesitinin bir kenarı halka kesitin genişliği olup, bu değerler ($r_1 - r_0 = 0.25, 0.5, 1, 2$ mm) bilinmektedir. Kesitin diğer kenarı ise sarım sayısı (5, 10 ve 20), borunun iç yüzey çapı ($d_1 = 18$ mm), boru boyu (300 mm) ve kanat kalınlığı (2 mm) değerleri kullanılarak geometrik bağıntılar ile hesaplanmıştır (Ek Açıklamalar - B).

3.3.2. Ağ yapısı

Akış alanı dikdörtgen prizma şeklindeki hücrelere bölünerek sayısal olarak çözülmüştür. Helisel kanallı borunun giriş ve çıkış kesitleri aynı debilerde çalışabilmesi için halka kesitli boru girişi ve çıkışı ile aynı formda yapılmıştır (Şekil 3.3). Helisel kanallı boru için 297 130 düğüm noktası ile çalışılmıştır. Helisel kanallı boru için oluşturulan ağ yapısı Şekil 3.4'de gösterilmiştir.



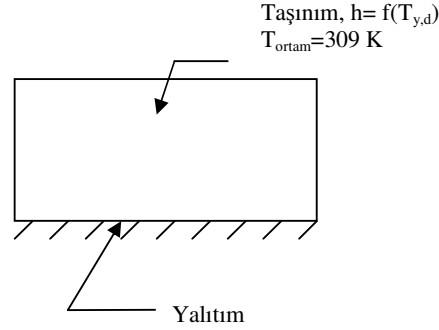
Şekil 3.3. Helisel kanallı boru girişi ve çıkışındaki ağ yapısı.



Şekil 3.4. Helisel kanallı boru için oluşturulan ağ yapısı.

3.3.3. Sınır şartları

Dikdörtgen kesitli helisel kanal; dolu çubuk ile olan ara yüzeyinde yalıtım, dış boru ile olan ara yüzeyinde ise taşımına maruzdur (Şekil 3.5). Helisel kanallı boru girişinde ise, düz boru ve halka kesitli boru akışlarında verilen beş farklı kütleleli debiye karşılık gelen giriş hızı ve sabit su sıcaklığı (349 K) sınır şart olarak verilmiştir.



Şekil 3.5. Dikdörtgen kesitli helisel kanal için sınır şartları.

Düz ve halka kesitli boru çalışmalarında da kullanılan kullanıcı tanımlı fonksiyon kullanılarak dış borunun yüzeyindeki ısı taşınım katsayısı, Fluent programında hesaplatılmış ve dış ortam sıcaklığı sabit (309 K) olarak verilmiştir.

3.4. Sayısal Çözüm İçin Kullanılan Yöntem ve Korunum Denklemleri

Sayısal çözümde süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini ardı ardına çözen Segregated Çözüm yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem sıkıştırılamaz akışlar için kullanıldığından tercih edilmiştir. Dolayısıyla ayrıklaştırma yöntemi olarak Implicit kullanılmıştır. Çözümler Simple algoritmasına göre yapılmıştır. Second Order İnterpolasyon Yöntemi seçilmiştir. Türbülanslı akış çözümlerinde düz ve halka kesitli borular için RSM (Reynolds Stress Model), helisel kanallı borularda ise Realizable k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır.

3.4.1. Süreklilik ve momentum denklemleri

Kütlenin korunumu ya da süreklilik denklemi

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.10)$$

olarak bilinmektedir. ρ akışkan yoğunluğu, \vec{V} hız vektörüdür.

Momentum korunumu denklemi ise

$$\frac{\partial(\rho\vec{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{V}\vec{V}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho\bar{g} + \vec{F} \quad (3.11)$$

Burada P statik basınç, \bar{g} yerçekimi ivmesi, $\bar{\tau}$ gerilme tensörü, \vec{F} ise gövde kuvvetleridir. Türbülanslı akışlarda Denklem 3.11' deki hız ve basınç terimlerinin ortalama ve değişken bileşenlerine ayrılmasıyla Reynolds gerilme terimleri oluşur ve momentum korunumu türbülanslı akışlar için

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_i \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho u'_i u'_j) \quad (3.12)$$

şeklini alır. Denklem 3.12'deki son terim Reynolds gerilmesi olarak adlandırılır ve modellenmesi gerekir. Düz boru ve halka kesitli boru için RSM modeli, helisel kanallı boru için Realizable k- ε modeli kullanılmıştır.

3.4.2. Enerji Denklemi

Enerjinin korunumu sürekli rejimde basınç ve yayılım enerjisi ihmal edilerek düzenlenirse

$$\rho C_p \left[u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right] = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3.13)$$

olarak yazılır. Türbülanslı akışta sıcaklığın ortalama ve dalgalanma sıcaklığı bileşenlerinden dolayı enerji denklemi

$$\begin{aligned} \rho C_p \left[\bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} \right] &= k \left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2} \right) \\ - \rho C_p \left(\frac{\partial T' u'}{\partial x} + \frac{\partial T' v'}{\partial y} + \frac{\partial T' w'}{\partial z} \right) & \end{aligned} \quad (3.14)$$

olarak ifade edilir.

3.4.3. Duvar fonksiyonları

Çoğu türbülans modeli duvar yakınındaki davranışı doğru olarak tahmin edemediğinden duvar cidarında özel bir yaklaşıma ihtiyaç vardır. Bunlar standart duvar fonksiyonları, non-equilibrium duvar fonksiyonları ve enhanced wall treatment şeklinde verilir. Yüksek hızlı akışlarda standart duvar fonksiyonu iyi sonuç verirken düşük Reynolds sayılarında enhanced wall treatment yaklaşımı iyi sonuç vermektedir, ters basınç gradyanlarının olduğu durumlarda ise non-equilibrium duvar fonksiyonu tercih edilir. Bu çalışmada enhanced wall treatment yaklaşımı kabul edilmiştir. Enhanced wall treatment için boyutsuz hız ifadesi Kader(1993) tarafından

$$u^+ = e^{\Gamma} u_{lam}^+ + e^{1/\Gamma} u_{urb}^+ \quad (3.15)$$

olarak verilir, burada

$$\Gamma = -\frac{a(y^+)^4}{1+by^+}, \quad a = 0.01c, \quad c = \exp\left(\frac{E}{E''} - 1.0\right), \quad b = \frac{5}{c} \quad \text{olarak hesaplanır. } E=9.793 \text{ ve}$$

$E'' = E/f_r$, f_r pürüzlülük fonksiyonudur. Benzer olarak türev ifadesi

$$\frac{du^+}{dy^+} = e^{\Gamma} \frac{du_{lam}^+}{dy^+} + e^{1/\Gamma} \frac{du_{urb}^+}{dy^+} \quad (3.16)$$

White and Cristoph (1971)ve Huang et al. (1993) tarafından

$$\frac{du_{urb}^+}{dy^+} = \frac{1}{\kappa y^+} \left[S'(1 - \beta u^+ - \gamma (u^+)^2) \right]^{1/2} \quad (3.17)$$

olarak ifade edilmiştir. Burada

$$S' = \begin{cases} 1 + \alpha y^+, & y^+ < y_s^+ \text{ için} \\ 1 + \alpha y_s^+, & y^+ \geq y_s^+ \text{ için} \end{cases}$$

$$\alpha \equiv \frac{\mu}{\rho^2 (u^*)^3} \frac{dP}{dx}, \quad \beta \equiv \frac{\sigma_t q_w}{\rho C_p u^* T_w}, \quad \gamma \equiv \frac{\sigma_t (u^*)^2}{2C_p T_w}, \quad y_s^+ = 60 \quad (3.18)$$

α katsayısı basıç gradyeninin etkisini gösterirken β ve γ termal etkileri gösteren bir katsayıdır. Laminer duvar kanunu ise

$$\frac{du_{lam}^+}{dy^+} = 1 + \alpha y^+ \quad (3.19)$$

olarak ifade edilir, integre edilirse

$$u_{lam}^+ = y^+ \left(1 + \frac{\alpha}{2} y^+ \right) \quad (3.20)$$

olarak bulunur. Enhanced termal wall function ise

$$T^+ = e^{\Gamma} T_{lam}^+ + e^{1/\Gamma} T_{turb}^+, \quad \Gamma = -\frac{a(\text{Pr } y^+)^4}{1 + b \text{Pr}^3 y^+} \quad (3.21)$$

Burada Pr moleküler Prandtl sayıdır.

BÖLÜM 4

DENEYSEL ÇALIŞMA

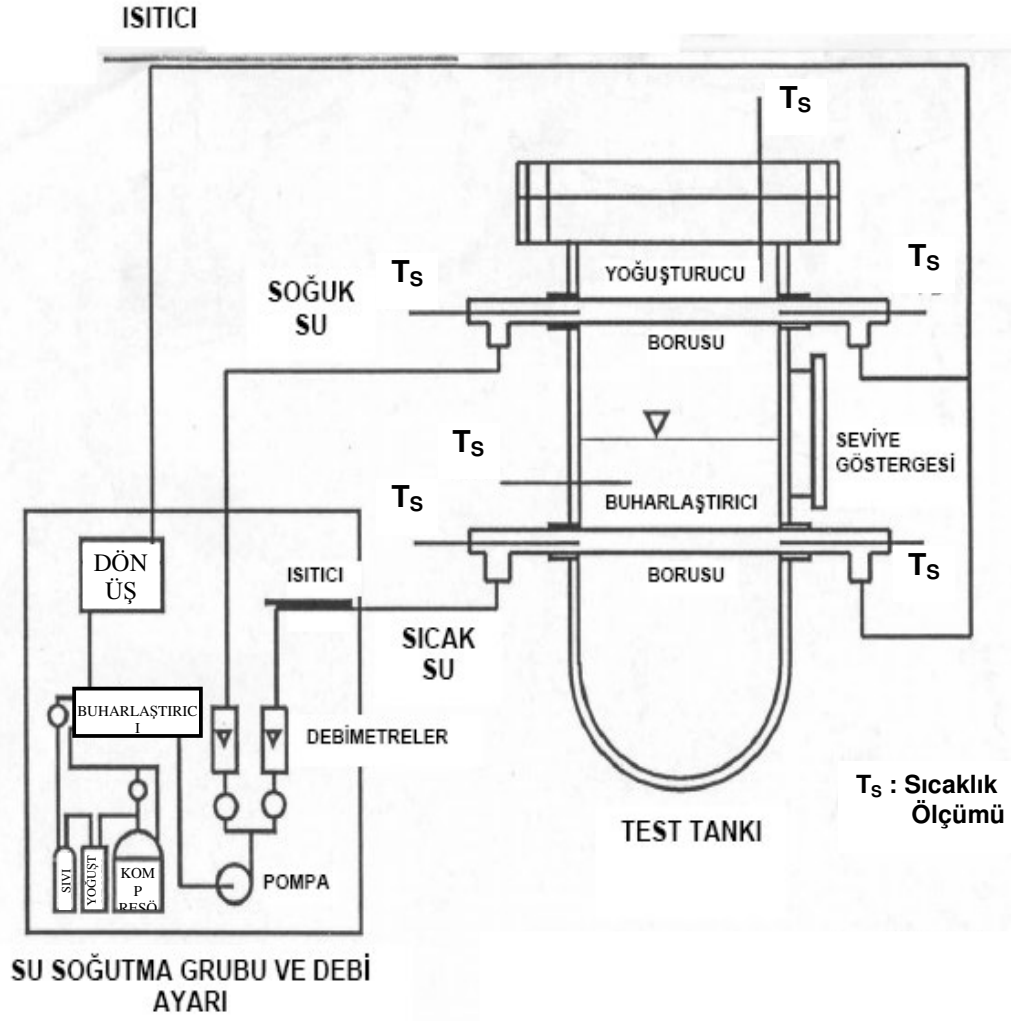
Deneysel çalışmada sayısal modellemeye konu olan boru geometrilerinin bir kısmı deneysel olarak incelenmiş olup elde edilen akış ve ısı geçişi verileri sayısal çözümlene sonuçları ve makro boyutlu borular için kaynaklarda mevcut olan geleneksel bağıntılar ile karşılaştırılmıştır.

4.1. Boru Testleri

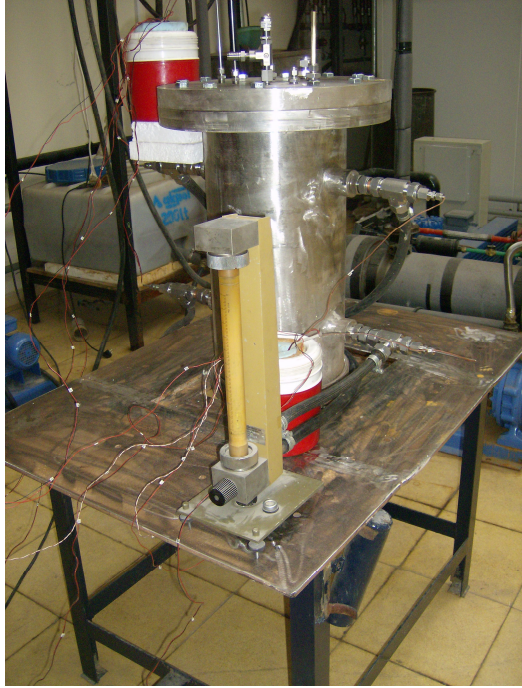
Sayısal modellemeye konu olan geometrilerdeki boruların ısı geçişi ve basınç kaybı testleri için, Şekil 4.1’ de genel görünüm fotoğrafı, Şekil 4.2’de ise şematik olarak ilke resmi verilen deney tesisatı kurulmuştur. Şekil 4.3’de, deney tesisatı kısımlarının yakın görünüm fotoğrafları verilmiştir. Şekil 4.4’ de ise paslanmaz çelik test tankının teknik resmi görülmektedir



Şekil 4.1. Boru testi deney tesisatının genel görünümü.



Şekil 4.2. Boru testi deney tesisatının ilke resmi.



(a)



(b)

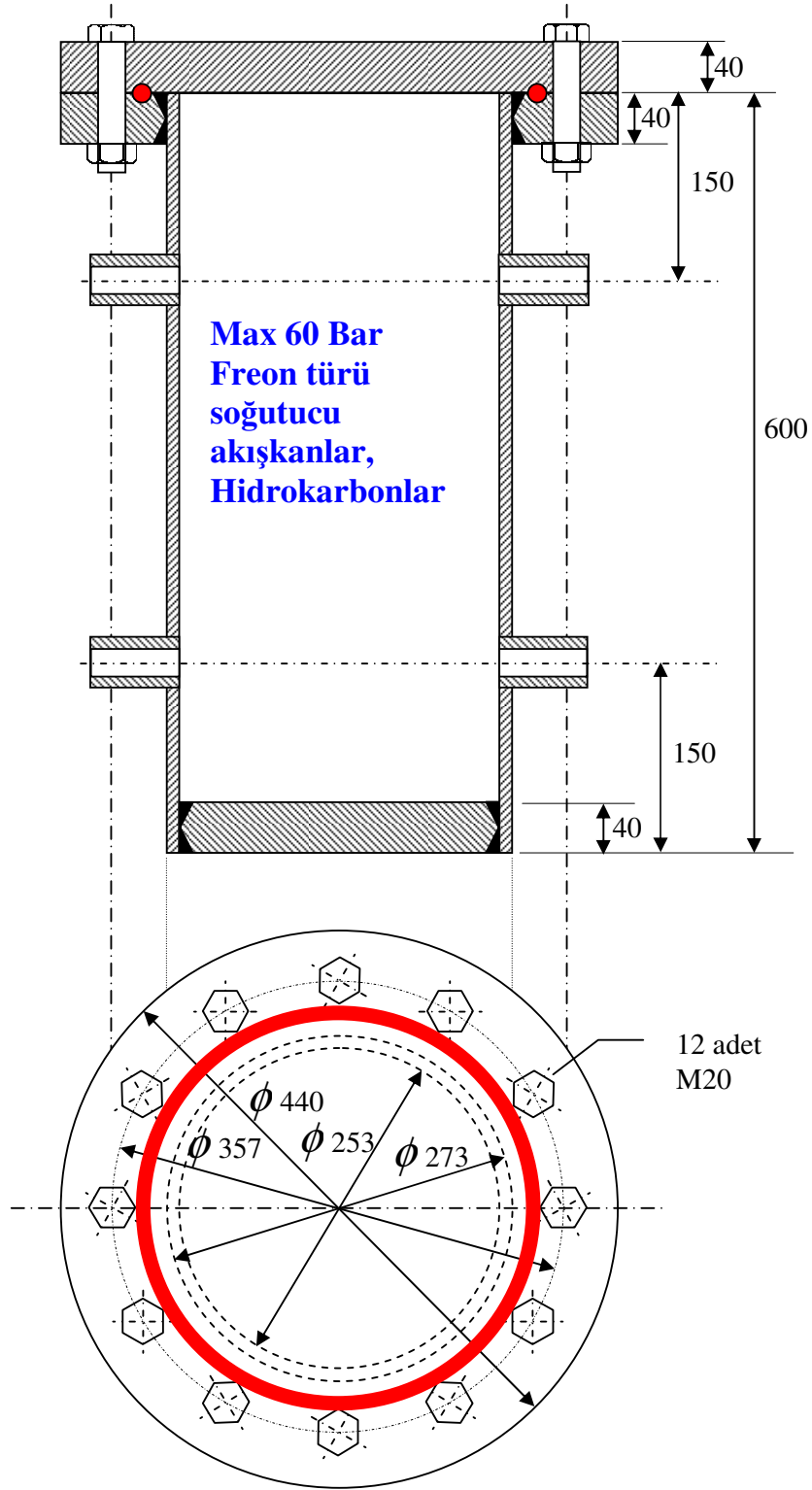


(c)



(d)

Şekil 4.3. Boru testi deney tesisatından görünümler.(a) Test tankı, (b) Genel görünüm, (c) Su soğutma grubu, (d) Su soğutma ve pompa grubu.



Şekil 4.4. Paslanmaz çelik (AISI 321) test tankı.

4.1.1. Deneylerin yapılışı

Test tankının içinden radyal doğrultuda iki adet boru geçmektedir. Bunlardan altta olan buharlaştırıcı borusu, tankın içerisinde yaklaşık 200 mm derinliği olan sıvı n-Pentan içerisine dalmış durumdadır. Üstteki yoğuşturucu borusu ise, deneyler esnasında, kaynama halinde olan n-Pentan'ın doymuş buharı içerisinde bulunmaktadır. Tüm deneylerde, n-Pentan atmosferik basınçta ve 309 K sıcaklıkta kaynatılmıştır.

Su soğutma grubunda, 280 ila 300 K arasında sabit bir sıcaklığa getirilen su, pompa ile, debimetreler üzerinden borulara basılmaktadır. Debimetrelerin üzerindeki hassas vanalar ile, su debileri ayarlanabilmektedir. Yoğuşturucu borusuna su, bu sıcaklıkta girerken, buharlaştırıcıya sevk edilen su, boruya girmeden önce 349 K sıcaklığa ısıtılmaktadır. Böylece, 309 K sıcaklıktaki doymuş sıvı n-Pentan, buharlaştırıcı borusunun dış yüzeyinde kaynarken, aynı sıcaklıktaki doymuş n-Pentan buharı ise, yoğuşturucu borusunun dış yüzeyinde yoğuşmaktadır.

Deneylerde test borusu olarak, buharlaştırıcı boru kullanılmıştır. Bu borudan geçen su debisi ve sıcaklığı istenilen değerlere sabitlendikten sonra, sistemin ısıl dengede kalması, yoğuşturucu borudan geçen suyun debisi ayarlanarak sağlanmıştır. Sistem, denge halinde, sürekli hal şartlarının oluştuğundan emin olana değin çalıştıktan sonra, ölçülen değerler kaydedilmiştir.

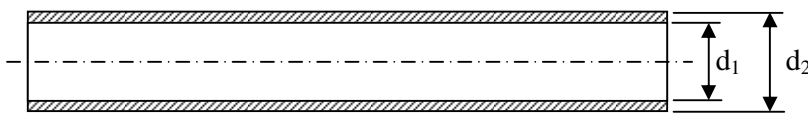
Deneylerde, borulardan geçen su debileri, boruların her ikisine su giriş ve çıkış sıcaklıkları, sıvı ve buhar n-Pentan'ın sıcaklıkları, buharlaştırıcı borusunun giriş-çıkış basınç farkı ölçülmüştür. Ölçülen değerler kullanılarak Re sayısı, f sürtünme faktörü ve Nu sayısı hesaplanmıştır.


Boruların her ikisinden çıkan su karıştırılıp, su soğutma grubunda dönüş kabına alınmıştır. Buradan, su soğutma grubu buharlaştırıcısında (çiller ısı değiştiricisinde) soğutulan su, pompa ile sistemde sirküle ettirilmiştir.

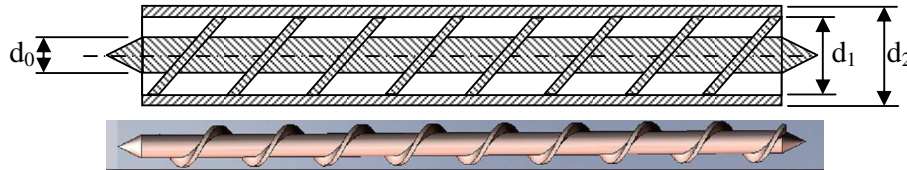
4.1.2. Test edilen borular

DeneySEL çalışmanın amacı esas olarak, geleneksel i akış bağıntılarının ve sayısal çözümlemede kullanılan teorik modellerin, mini-mikro boyutlarda geçerliliğini test etmek olduğu için, deneylerin uzun zaman alması da göz önünde bulundurularak, sayısal hesaplamaya konu olan tüm geometrileri test etmek yerine, bu amacı sağlamak için yeterli miktarda geometri üzerinde testler yapılmıştır. Buna göre, test edilen boru geometrileri izelge 4.1’de özetlenmiştir.

Çizelge 4.1. Test edilen boru geometrileri.

DAİRE KESİTLİ DÜZ BORU (L = 250 mm)												
												
d ₂ , mm	20	6	4	3	2.5	2.25						
d ₁ , mm	18	4	2	1	0.5	0.25						

HALKA KESİTLİ BORU (d ₂ = 20 mm, d ₁ = 18 mm, L = 250 mm)												
												
d ₀ , mm	10		16			17.5						

HELİSEL KANALLI BORU (d ₂ = 20 mm, d ₁ = 18 mm, L = 250 mm)												
												
d ₀ , mm	14		16			17			17.5			
Sarım Sayısı	5	10	20	5	10	20	5	10	-	5	-	-

4.1.3. Ölçüm cihazları

Deneylerde debi, basınç ve sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Kullanılan ölçüm cihazları ile ilgili ayrıntılı bilgi Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Ölçüm cihazlarının özellikleri

ÖLÇÜLEN BÜYÜKLÜK	CİHAZ MARKASI VE MODELİ	ÖLÇME ARALIĞI	DOĞRULUĞU
Mutlak Basınç	OMEGA PX137-015AV 	0 ila 15 psi (~0 ila 1.0 bar)	
Basınç Farkı	OMEGA PX1006L1-500DV 	0 ila 34.5 bar	$\pm \% 0.25$
Debi	VEBMLW PRÜFGERATE-WERK Rotametre Takımı 	0 ila 10 l/h 0 ila 100 l/h 0 ila 1000 l/h	100 taksimatlı kadran
Sıcaklık	OMEGA HH-K-30 PFA NiCr-NiAl Termoeleman Çifti 	-267 ila 260 °C	$\sim 40 \mu V/^{\circ}C$
Veri Toplama Sistemi	KEITHLEY 2700 DMM Data Acquisition KEITHLEY 7700 Differential Multiplexer Module 	0 ila 300 V Max otomatik ayarlanabilir ölçme aralığı	Gerçek 6½ dijital 22 bit çözünürlük

BÖLÜM 5

SONUÇLAR

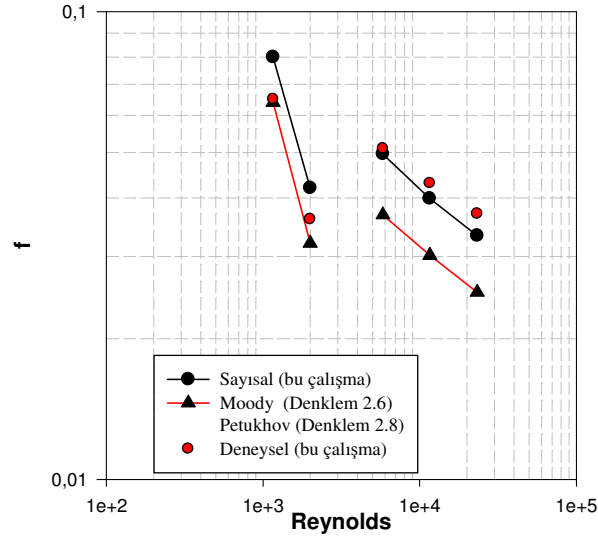
Bu bölümde Fluent yazılımı ile yapılan sayısal çözümlerden elde edilen sonuçlar, deneysel çalışma sonuçları ve açık kaynaklardaki bağıntılarla elde edilen veriler karşılaştırmalı olarak grafiklerle sunulmuştur.

5.1. Düz Boru

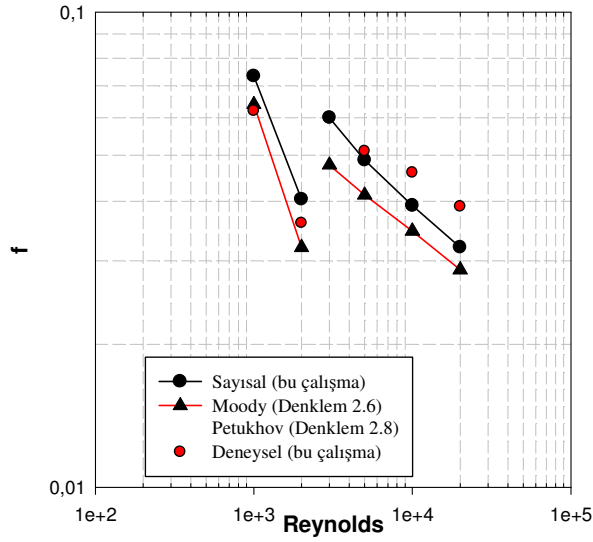
5.1.1. Sürtünme Faktörü

Şekil 5.1-5.6'da, bu çalışma kapsamında sayısal çözümler ve deneysel inceleme ile elde edilmiş olan sürtünme faktörü değerleri, kaynaklara geçmiş geleneksel makro boyutlu kanal bağıntıları ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Bu grafiklerden,

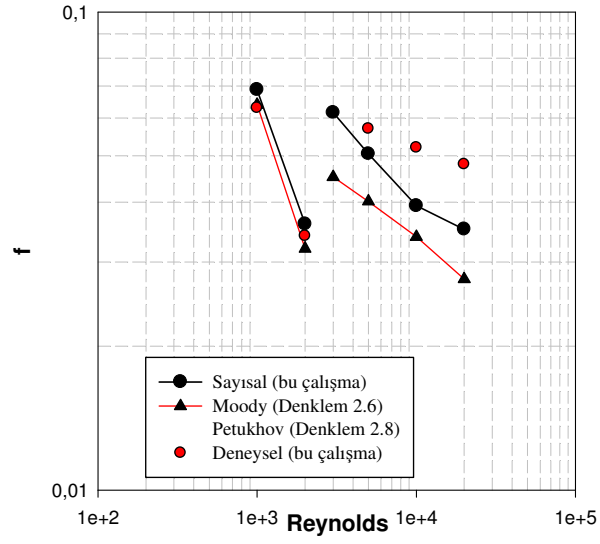
- **laminer bölgede**, deneysel sonuçların, makro kanal için geleneksel bağıntılar ile tam uyum içinde olduğu; sayısal çözümler sonuçlarının ise, büyük çaplarda, diğer verilerden biraz daha büyük olduğu, çap küçüldükçe, aradaki farkın azaldığı ve 1 mm'nin altındaki çaplarda tamamen eşitlendiği görülmektedir.
- **türbülanslı bölgede** ise, sayısal çözümler sonuçlarının, geleneksel bağıntılardan daha büyük değerler verdiği; deneysel verilerin de, makro kanalda, sayısal çözümler sonuçlarından biraz daha büyük iken, çap küçüldükçe aradaki farkın giderek arttığı görülmektedir. Bu fark, Re sayısı ile de değişmekte ve artan Re sayısı ile hızla artış göstermektedir.



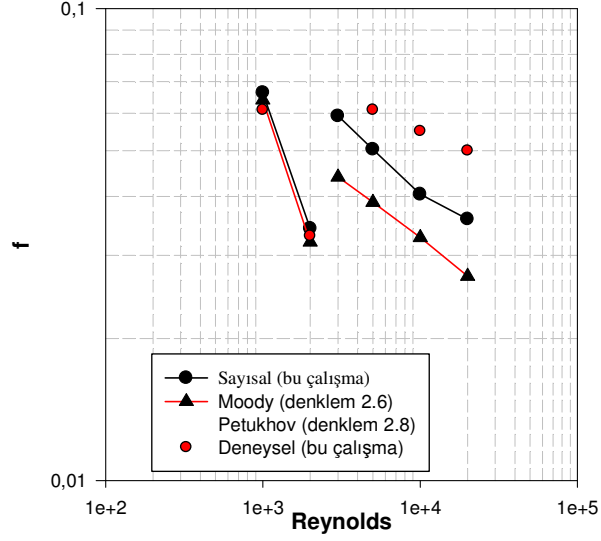
Şekil 5.1. 18 mm iç çaplı düz boru için f -Re ilişkisi.



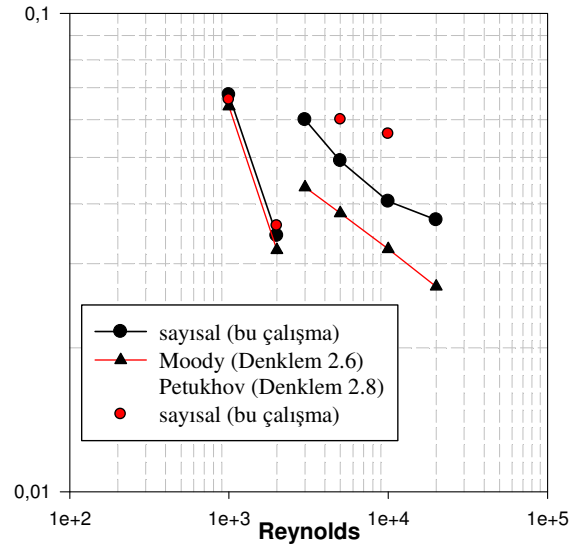
Şekil 5.2. 4 mm iç çaplı düz boru için f -Re ilişkisi.



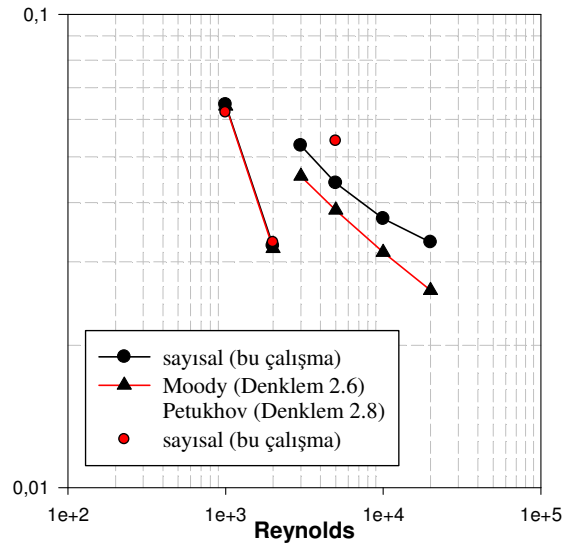
Şekil 5.3. 2 mm iç çaplı düz boru için f -Re ilişkisi.



Şekil 5.4. 1 mm iç çaplı düz boru için f -Re ilişkisi.

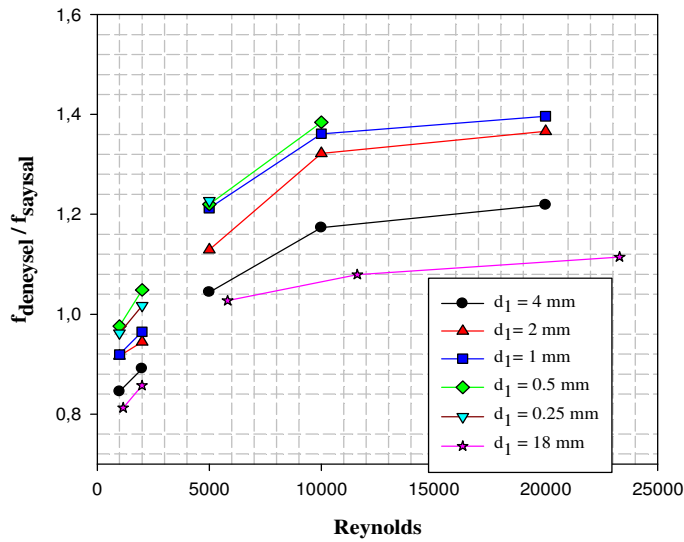


Şekil 5.5. 0.5 mm iç çaplı düz boru için f-Re ilişkisi.



Şekil 5.6. 0.25 mm iç çaplı düz boru için f-Re ilişkisi.

Şekil 5.7’de, bu çalışma kapsamında elde edilmiş olan deneysel sürtünme faktörü değerlerinin, aynı Re sayıları için sayısal çözümlerle hesaplanmış olan değerlere oranı verilmiştir. Bu oran laminar bölgede 0.8 -1.1, türbülanslı bölgede ise, 1.0 - 1.4 aralığında değişmekte ve küçülen çap ve büyüyen Re sayısı ile artmaktadır. Çapın 2 mm’nin altına inmesi ile, bu orandaki artışın azaldığı görülmektedir. Ayrıca, türbülanslı bölgedeki artışın, $Re > 10000$ için yavaşladığı ve oranın, sabit bir değere doğru yaklaştığı görülmektedir. Burada $d_1 = 0.5$ mm ve 0.25 mm için verilerin eksik olması, küçük çap ve yüksek debilerde, deney tesisatındaki pompanın karşılayamadığı çok yüksek basınç farklarının gerekli olmasından kaynaklanmaktadır.

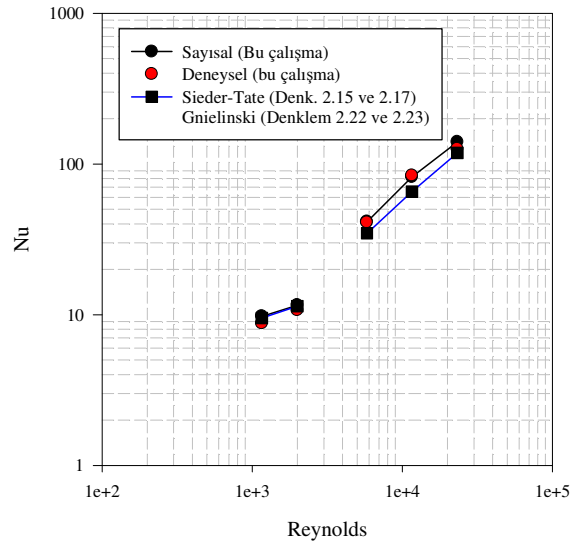


Şekil 5.7. Düz boru için, deneysel olarak bulunan ve sayısal olarak hesaplanan sürtünme çarpanı değerlerinin oranı.

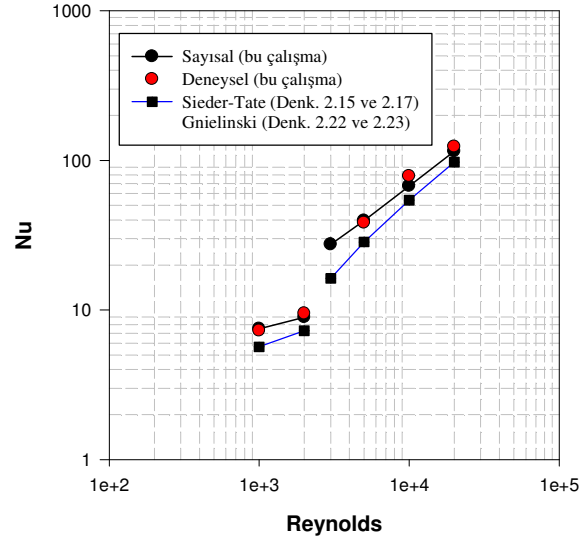
5.1.2. Nusselt sayısı

Şekil 5.8-5.13’de, sayısal çözümlerle ve deneysel inceleme ile elde edilen ısı taşınım verileri, makro boyutlu borular için kaynaklarda mevcut olan geleneksel bağıntılar ile, $Nu-Re$ grafikleri üzerinde karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Bu grafiklerden,

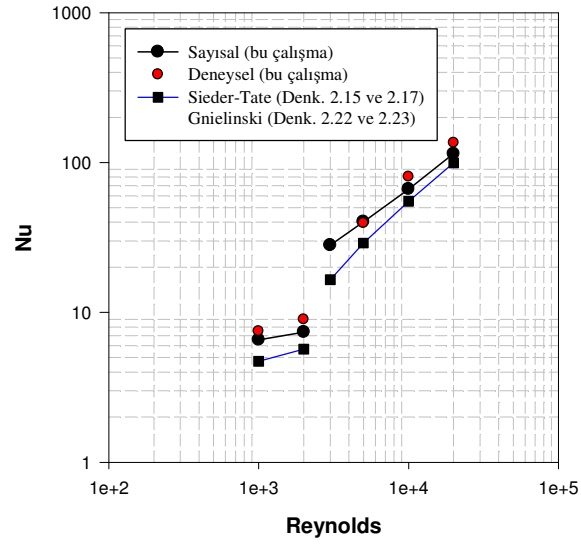
- **laminer bölgede**, makro boyutlu ($d_1 = 18$ mm) boru için sayısal, deneysel ve geleneksel bağıntı değerlerinin tamamen uyum içinde olduğu; ancak, mini ve mikro boyutlara doğru gidilince, geleneksel bağıntıların verdiği değerlerin küçük kaldığı; deneysel veriler, sayısal çözümleme sonuçlarından biraz büyük olsa da, bu iki grup veri arasındaki uyumun, küçük çaplarda da korunduğu görülmektedir.
- **türbülanslı bölgede**, makro boyutlu boruda, sayısal çözümleme sonuçları ve deneysel verilerin tam uyum içinde olduğu, geleneksel bağıntıların ise % 10 ila 20 daha küçük değerler verdiği; deneysel verilerin de, çap küçüldükçe, özellikle $d < 1$ mm ve $Re > 10\ 000$ için, sayısal sonuçlardan saparak, daha yüksek değerler aldığı görülmektedir. Bu durum, Adams et al.(1997)'nin, Denklem 2.74 - 2.77 ile ifade edilen deneysel bulguları ile uyumlu görülmektedir.



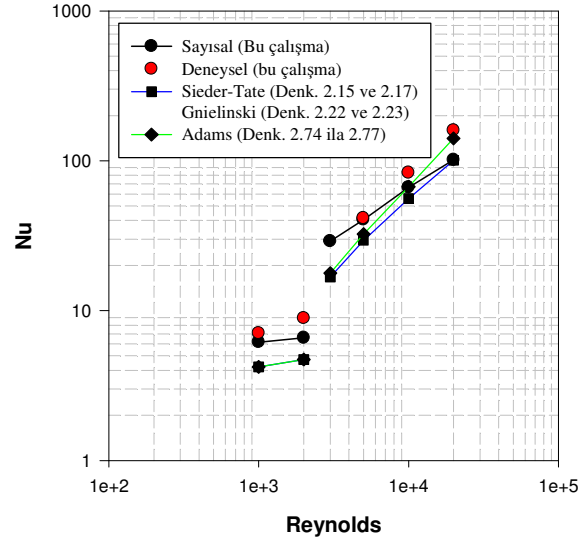
Şekil 5.8. 18 mm iç çaplı düz boru için Nu-Re ilişkisi.



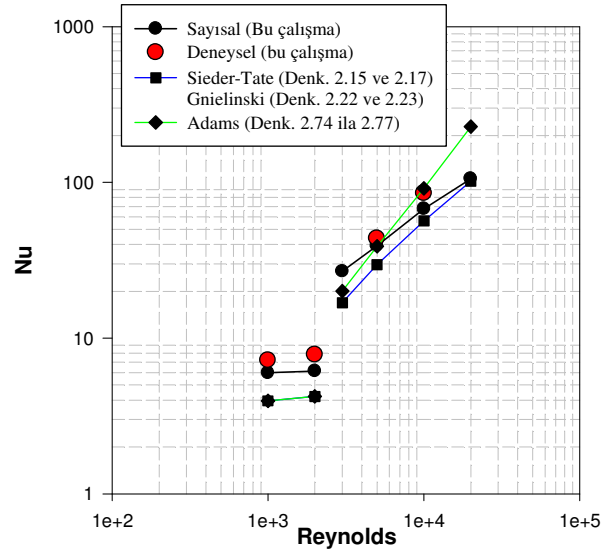
Şekil 5.9. 4 mm iç çaplı düz boru için Nu-Re ilişkisi.



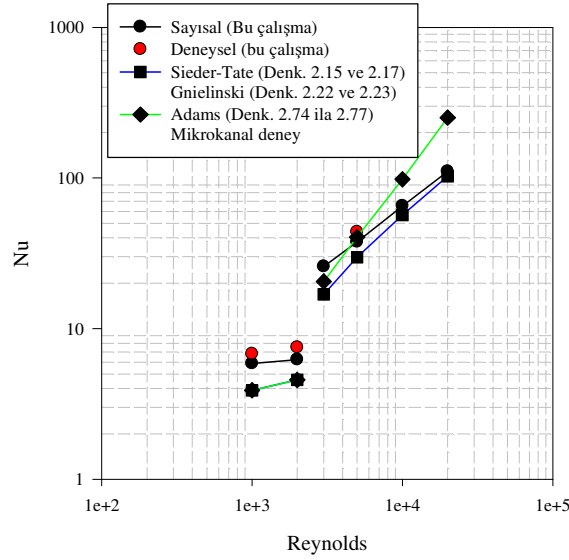
Şekil 5.10. 2 mm iç çaplı düz boru için Nu-Re ilişkisi.



Şekil 5.11. 1 mm iç çaplı düz boru için Nu-Re ilişkisi.

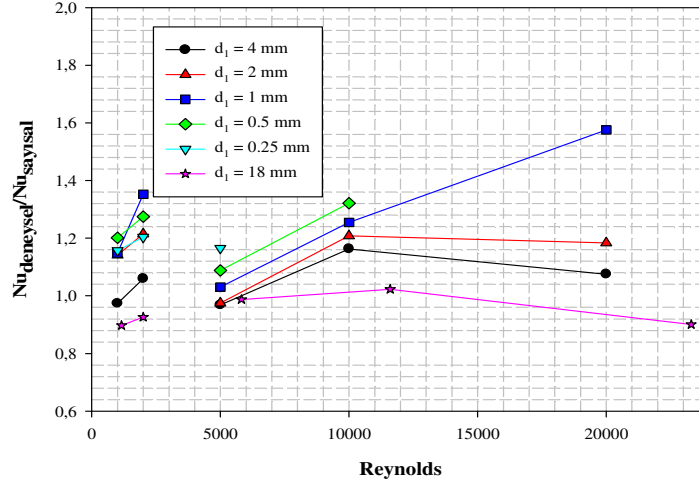


Şekil 5.12. 0.5 mm iç çaplı düz boru için Nu-Re ilişkisi.



Şekil 5.13. 0.25 mm iç çaplı düz boru için Nu-Re ilişkisi.

Deneysel Nu sayılarının sayısal çözümleme ile elde edilen değerlere oranı, Şekil 5.14'de görülmektedir. Bu oran, laminer bölgede 0.9-1.4 arasında değişirken, türbülanslı bölgede yapılan deneylerde, 0.9-1.6 arasında değerler almıştır. Daha önce açıklanan nedenle, küçük çap ve yüksek Re sayısı deneysel verilerinin eksik olması nedeniyle, bu oranın olası daha büyük değerleri görülememektedir. 1 mm'den büyük çaplarda bu oran, türbülanslı bölgede, $Re \cong 10\ 000$ 'e kadar artmakta, daha sonra Re sayısı artarken küçük bir eğimle azalmaktadır. 1 mm çaplı boruda ise, Re sayısının 10 000'den büyük değerleri için artışına devam etmektedir. Yani, çapın 1 mm değerine düşmesi ile, sayısal çözümleme ile elde edilen Nu sayılarının deneysel değerlerle uyum karakterinde bir değişiklik olmaktadır ve deneysel değerler, Re sayısı ile artan bir oranda, sayısal değerlerden daha büyük olmaktadır. Dolayısıyla, özellikle 1 mm ve altındaki çaplarda, türbülanslı ısı geçişi için, makro borularda geçerli olan korunum denklemlerini kullanan sayısal çözümlemenin (bu çalışmada FLUENT sonuçlarının), küçülen çapla artan bir hata ile, deneysel değerlerden % 40 ve daha yüksek oranda küçük değerler verdiği söylenebilir. Bu çıkarımlar, küçük hidrolik çaplar için daha çok deneysel sonuç elde edilen halka kesitli ve helisel kanallı boru sonuçlarında daha açık görülmektedir ve sonraki bölümlerde tartışılacaktır.



Şekil 5.14. Düz boru için, deneysel olarak bulunan ve sayısal olarak hesaplanan Nu değerlerinin oranı.

5.2. Halka Kesitli Boru

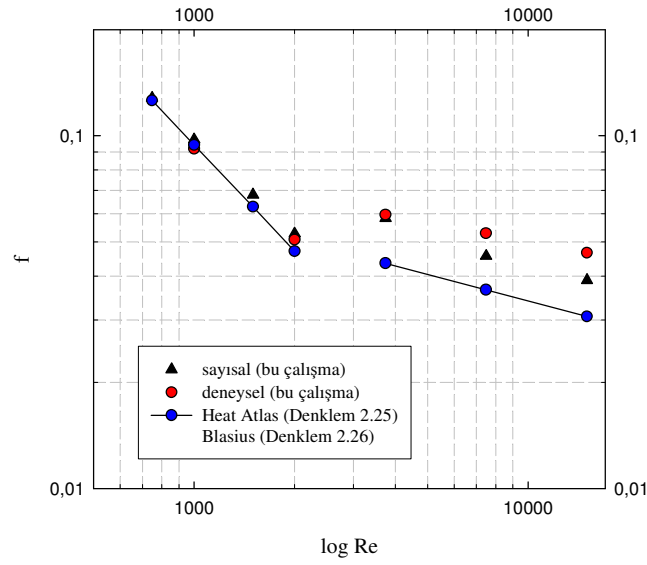
Halka kesitli boru geometrisinde, d_1 dış borunun iç çapı olup 18 mm' dir. d_0 ise, içteki dolu çubuğun çapı olup 10, 14, 16, 17 ve 17.5 mm' dir. Dolayısıyla bu geometrilere karşı gelen hidrolik çaplar da sırasıyla, 8, 4, 2, 1 ve 0.5 mm'dir. Şekil açıklamaları hidrolik çaplara göre yapılmıştır.

5.2.1. Sürtünme faktörü

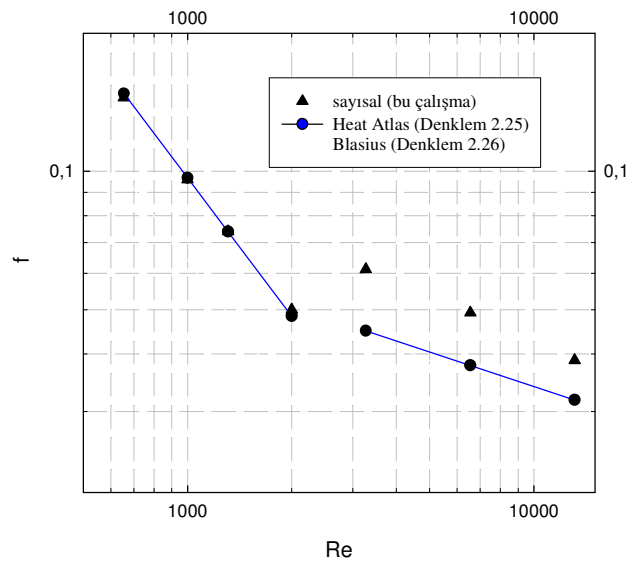
Şekil 5.15-5.19'da, bu çalışma kapsamında sayısal çözümleme ve deneysel inceleme ile elde edilmiş olan sürtünme faktörü değerleri, kaynaklara geçmiş geleneksel makro boyutlu halka kanal bağıntıları ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Bu grafiklerden,

- **laminer bölgede**, gerçekleştirilebilen deneysel sonuçların, makro kanal için geleneksel bağıntılarla ve sayısal çözümleme sonuçlarıyla tam uyum içinde olduğu;
- **türbülanslı bölgede** ise, sayısal çözümleme sonuçlarının, geleneksel bağıntılardan daha büyük değerler verdiği; deneysel verilerin de, makro

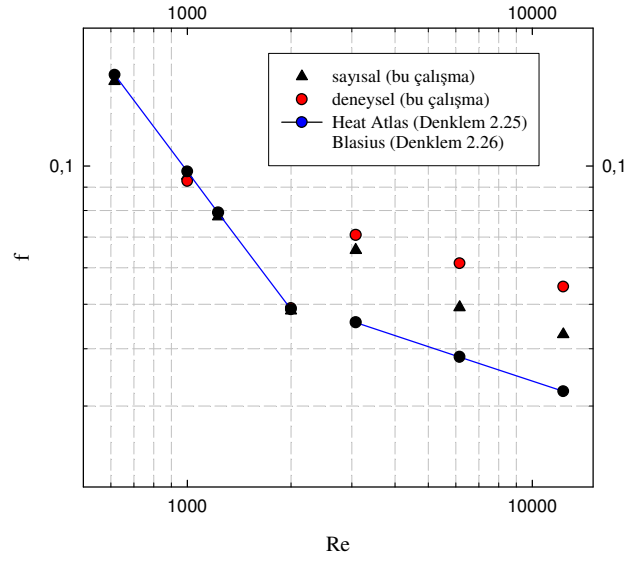
kanalda, sayısal çözümlere sonuçlarından biraz daha büyük iken, çap küçüldükçe aradaki farkın giderek arttığı görülmektedir. Bu fark, Re sayısı ile de değişmekte ve artan Re sayısı ile hızla artış göstermektedir. Yani sonuçlar, düz boru için elde edilenler ile hemen hemen aynı davranış göstermektedir.



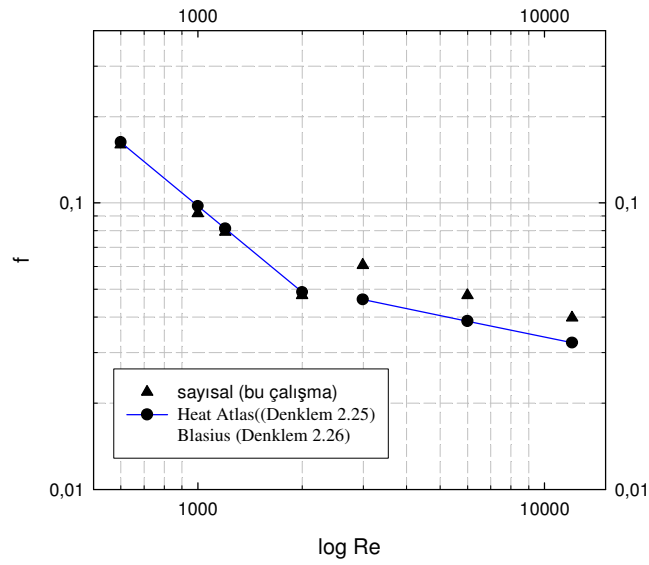
Şekil 5.15. $d_h=8$ mm için f -Re ilişkisi.



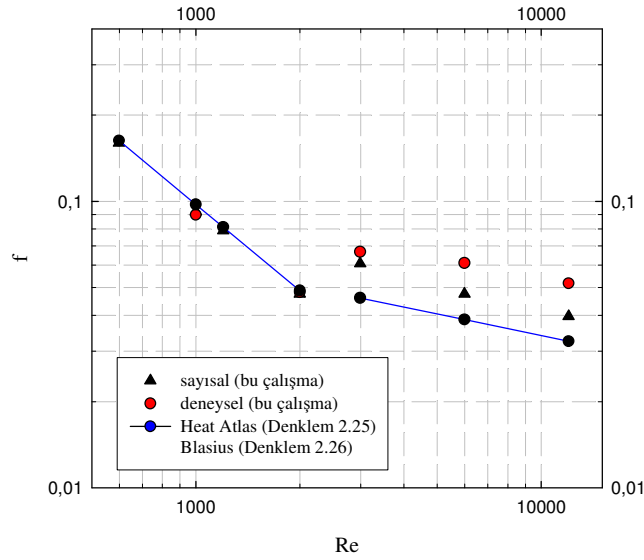
Şekil 5.16. $d_h=4$ mm için f - Re ilişkisi



Şekil 5.17. $d_h = 2$ mm için f - Re ilişkisi



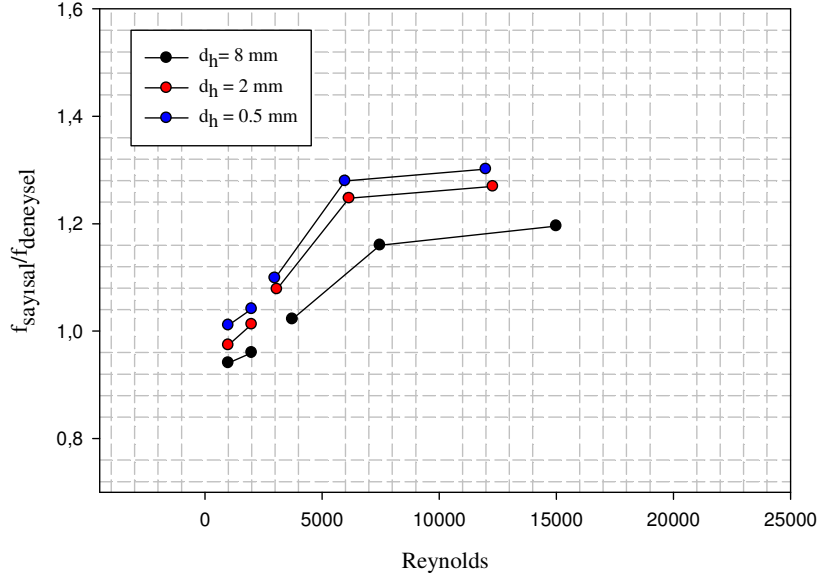
Şekil 5.18. $d_h = 1$ mm için f - Re ilişkisi.



Şekil 5.19. $d_h = 0.5$ mm için f - Re ilişkisi

Şekil 5.20'de, bu çalışma kapsamında elde edilmiş olan deneysel sürtünme faktörü değerlerinin, aynı Re sayıları için sayısal çözümleme ile hesaplanmış olan değerlere oranı verilmiştir. Bu oran laminar bölgede 0.9 -1.1, türbülanslı bölgede ise, 1.0 - 1.3 aralığında değişmekte ve küçülen çap ve büyüyen Re sayısı ile artmaktadır. Çapın 2 mm'nin altına inmesi ile, bu orandaki artışın azaldığı görülmektedir. Ayrıca, türbülanslı bölgedeki artışın, $Re > 6000$ için yavaşladığı ve oranın, sabit bir değere doğru yaklaştığı görülmektedir. Şekil 5.20 ve Şekil 5.7 karşılaştırıldığında, düz boru ve halka kesitli boru içindeki akışta, sürtünme karakterinin çok benzer olduğu görülmektedir.

Halka kesitli boru incelemesinde, deneylerin $d_h = 8$ mm, 2 mm ve 0.5 mm için yapılması ile, bu çalışmada konu edinilen hidrolik çap aralığının tamamının kapsanması ve diğer çaplar için davranışın buradan görülebilmesi nedeniyle, 4 mm ve 1 mm hidrolik çaplarda deneyler yapılmamıştır.



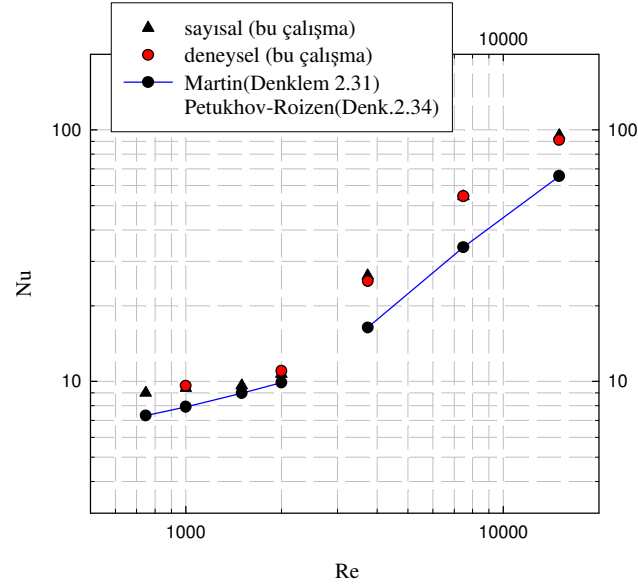
Şekil 5.20. Halka kesitli boru için, deneysel olarak bulunan ve sayısal olarak hesaplanan sürtünme faktörü değerlerinin oranı.

5.2.2. Nusselt sayısı

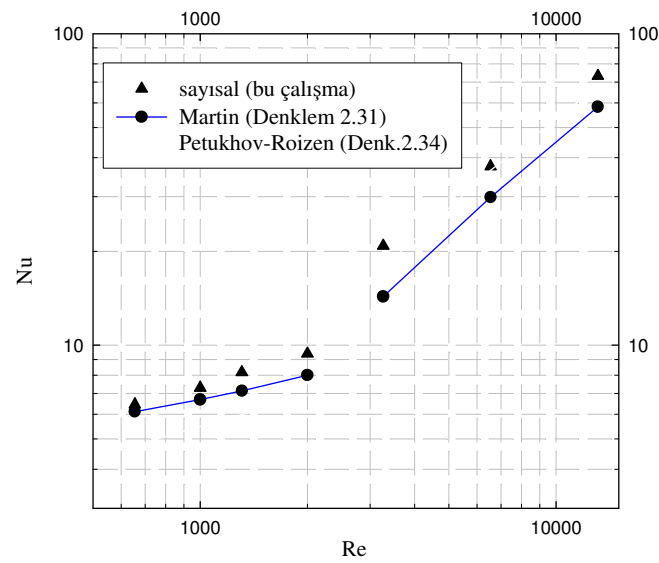
Şekil 5.21-5.25'de, sayısal çözümlene ve deneysel inceleme ile elde edilen ısı taşınım verileri, makro boyutlu halka kesitli borular için kaynaklarda mevcut olan geleneksel bağıntılar ile, Nu-Re grafikleri üzerinde karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Bu grafiklerden,

- **laminer bölgede**, makro boyutlu borular için sayısal, deneysel ve geleneksel bağıntı değerlerinin tamamen uyum içinde olduğu; ancak, mini ve mikro boyutlara doğru gidilince, geleneksel bağıntıların verdiği değerlerin küçük kaldığı, deneysel veriler, sayısal çözümlene sonuçlarından biraz büyük olsa da, bu iki grup veri arasındaki uyumun, küçük çaplarda da korunduğu görülmektedir.
- **türbülanslı bölgede**, makro boyutlu boruda, sayısal çözümlene sonuçları ve deneysel verilerin tam uyum içinde olduğu, geleneksel bağıntıların ise

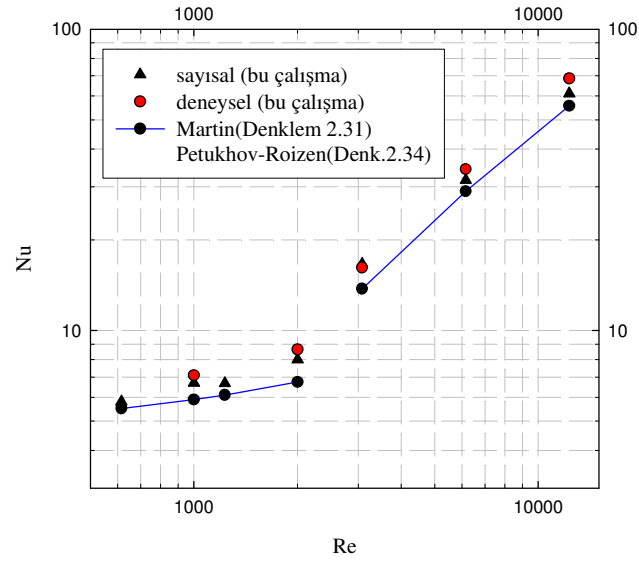
% 10 ila 20 daha küçük değerler verdiği; deneysel verilerin de, çap küçüldükçe, özellikle $d_h \leq 2$ mm ve $Re > 10\,000$ için, sayısal sonuçlardan saparak, biraz daha yüksek değerler aldığı görülmektedir. Yani sonuçlar, düz boru için elde edilenler ile hemen hemen aynı davranış göstermektedir.



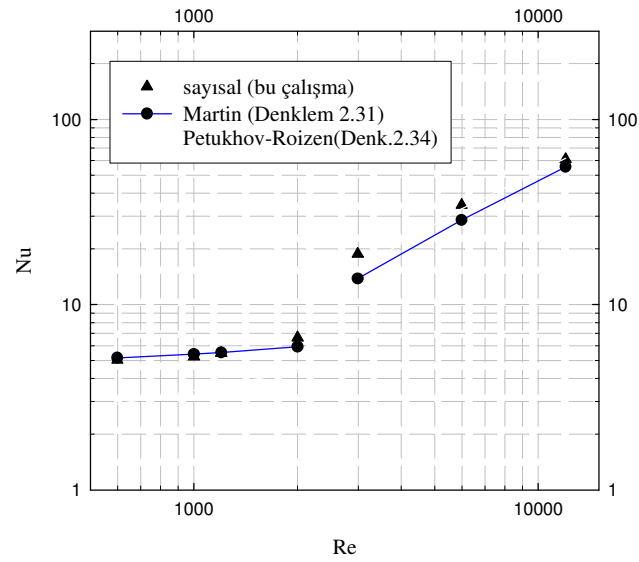
Şekil 5.21. $d_h=8$ mm için Nu-Re ilişkisi.



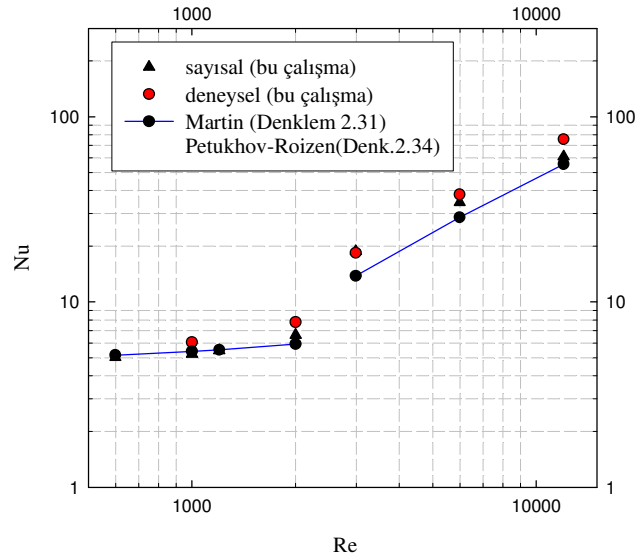
Şekil 5.22. $d_h=4$ mm için Nu-Re ilişkisi.



Şekil 5.23. $d_h = 2$ mm için Nu-Re ilişkisi.

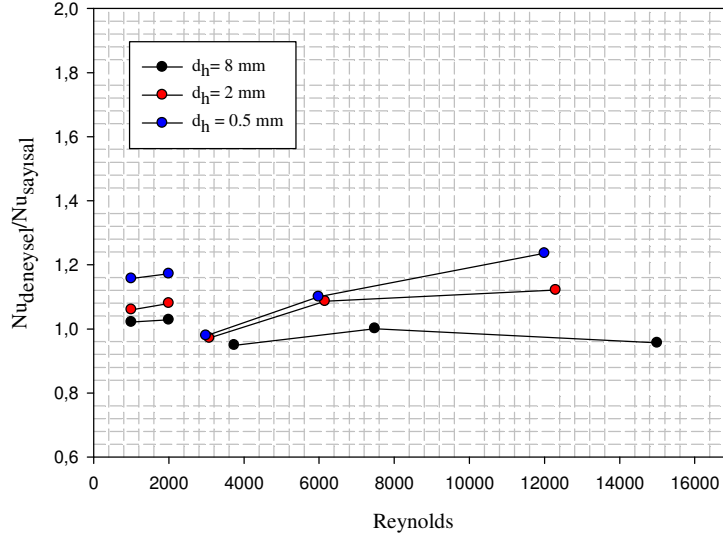


Şekil 5.24. $d_h = 1$ mm için Nu-Re ilişkisi.



Şekil 5.25. $d_h = 0.5$ mm için Nu-Re ilişkisi.

Deneysel Nu sayılarının sayısal çözümlerle elde edilen değerlere oranı, Şekil 5.26'da görülmektedir. Bu oran, laminar bölgede 1-1.2 arasında değişirken, türbülanslı bölgede yapılan deneylerde, 0.9-1.3 arasında değerler almıştır. Tıpkı düz boruda olduğu gibi, halka kesitli borularda da, makro boyutta ($d_h = 8$ mm), bu oranın 1 civarında olduğu, türbülanslı bölgede önce biraz artıp, $Re > 10\ 000$ için yavaşça azaldığı; mini boyutlara geçilince ($d_h = 2$ mm), $Re > 10\ 000$ için bu oranın hemen hemen sabitlendiği ve daha küçük hidrolik çaplarda ($d_h = 0.5$ mm), Re sayısının 10 000'den büyük değerlerinde hızla arttığı görülmektedir. Bu karakter, özellikle 1 mm'nin altındaki çaplarda türbülanslı ısı geçişi için, makro borularda geçerli olan korunum denklemlerini kullanan sayısal çözümlemenin (bu çalışmada FLUENT sonuçlarının), küçülen çapla artan bir hata ile, deneysel değerlerden daha küçük değerler verdiğini göstermektedir.



Şekil 5.26. Halka kesitli boru için, deneysel olarak bulunan ve sayısal olarak hesaplanan Nu değerlerinin oranı.

5.3. Helisel Kanallı Boru

Dikdörtgen kesitli helisel kanallı boru için akış ve ısı geçişi sonuçları, kanal yüksekliği, sarım sayısı ve hidrolik çap temel alınarak verilmiştir. Daha önce açıklandığı gibi, içine 2 mm genişliği olan helisel kanat yerleştirilen halka kesit yükseklikleri 2, 1, 0.5 ve 0.25 mm (halka kesit hidrolik çapı, 4, 2, 1 ve 0.5 mm) olup, helis sarım sayısı da 5, 10 ve 20 olarak alınmıştır. Bu durumda, dikdörtgen kesitli helisel kanalın hidrolik çapı da, sarım sayısı ile küçük bir oranda azalma gösterse de, mertebe olarak halka kesit hidrolik çapına eşit olmaktadır.

Helisel kanalın dikdörtgen akış kesitinin boyutları ve hidrolik çap değeri her bir durum için hesaplanmış olup (Ek Açıklamalar-B), aşağıda verilen helisel kanallı boru için akış ve ısı geçişi sonuçları, bu hidrolik çaplara göre düzenlenmiştir.

Helisel kanalda, laminar akıştan türbülanslı karaktere geçişi belirleyen kritik Re sayısı, Re_{cr} , Ito (1959) tarafından verilmiş olan Denklem 2.39 ile hesaplanmıştır.

Çalışmaya konu olan tüm geometriler için bu değer, 6 000 ila 12 000 arasında değişmekte olup, burada 10 000 değeri esas alınmıştır.

5.3.1. Sürtünme Faktörü

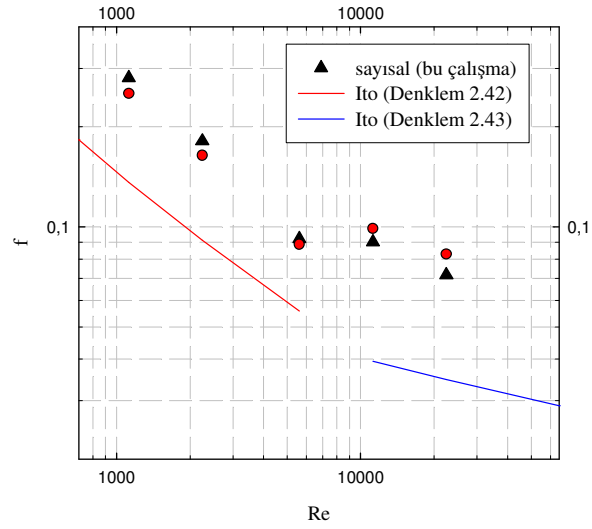
Bu çalışma kapsamında sayısal çözümleme ve deneysel inceleme ile elde edilmiş olan sürtünme faktörü değerleri, kaynaklara geçmiş makro boyutlu helisel kanal bağlantıları ile karşılaştırmalı olarak, Şekil 5.27 ila 5.42'de verilmiştir. Bu grafiklerden,

- **laminer bölgede**, bu çalışmada elde edilen deneysel ve sayısal sonuçlarla, Ito (1959)'nun Denklem 2.42 ile verilen bağıntısı arasında büyük bir farkın olduğu ve Ito'nun değerlerinin çok küçük kaldığı; diğer taraftan, sayısal çözümleme sonuçlarının, büyük çaplarda deneysel verilerle tam uyum içinde olduğu, çap küçüldükçe özellikle $d_h \leq 0.98$ mm için deneysel verilerin sayısal çözümleme sonuçlarının üzerine çıktığı görülmektedir.
- **türbülanslı bölgede** de, verilerin uyumluluğu laminar bölgedekine benzer karakterdedir. Bu çalışma sonuçlarıyla, Ito (1959)' nun Denklem 2.43 ile verdiği bağıntı arasında çok büyük farkın olduğu, deneysel verilerin de, büyük çaplı kanalda, sayısal çözümleme sonuçları ile uyumlu iken, çap küçüldükçe aradaki farkın giderek arttığı görülmektedir.

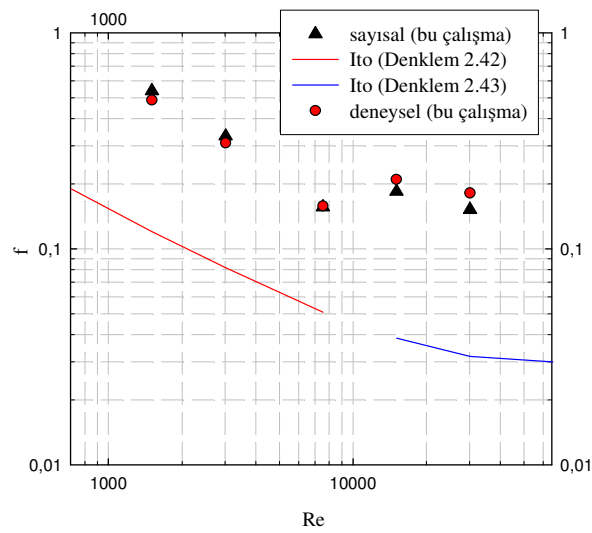
Halka kesit genişliği 2 mm ($d_1/d_0=1.29$ ve halka kesit hidrolik çapı 4 mm) alınarak 5, 10 ve 20 sarımla oluşturulan helisel kanallı borularda, dikdörtgen kesitli helisel kanalın hidrolik çapı, sırasıyla 3.72, 3.63 ve 3.40 mm olup, sürtünme faktörünün Re sayısına göre değişimleri, yine sırasıyla Şekil 5.27 ila 5.29'da verilmiştir. Bu grafiklerde, sayısal ve deneysel sonuçlar ile Ito (1959)' nun laminar ve türbülanslı bölge için önerdiği Denklem 2.42 ve 2.43 karşılaştırılmıştır.

5, 10 ve 20 sarımla oluşturulan helisel kanallı borular için, Ito (1959)'nun bağıntılarına ve bu çalışmada gerçekleştirilen sayısal çözümlemeye göre sürtünme faktörü değerlerinin Re sayısı ile değişimi Şekil 5.30' da topluca verilmiştir. Burada çok açık olarak görülen husus, Ito(1959)'nun bağıntısının sarım sayısına çok az duyarlı

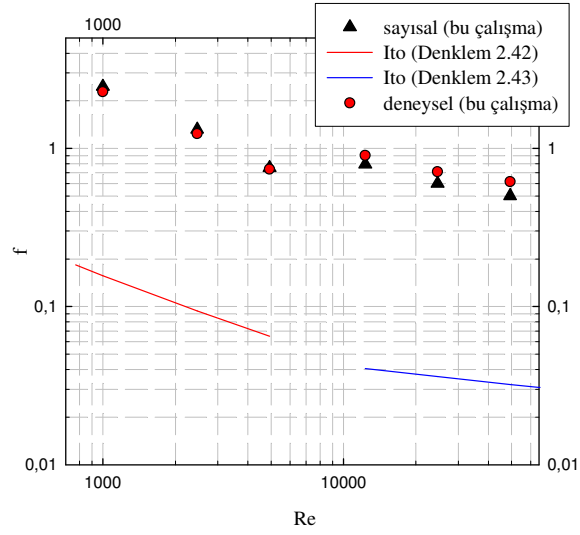
olduğu, yani bu bağıntıya göre, sürtünme faktörünün sarım sayısından hemen hiç etkilenmediği; buna karşın, bu çalışmada elde edilen sonuçlara göre, sürtünme faktörünün sarım sayısına kuvvetle bağlı olduğudur. Elde edilen deneysel veriler de, sayısal sonuçları doğrulamaktadır.



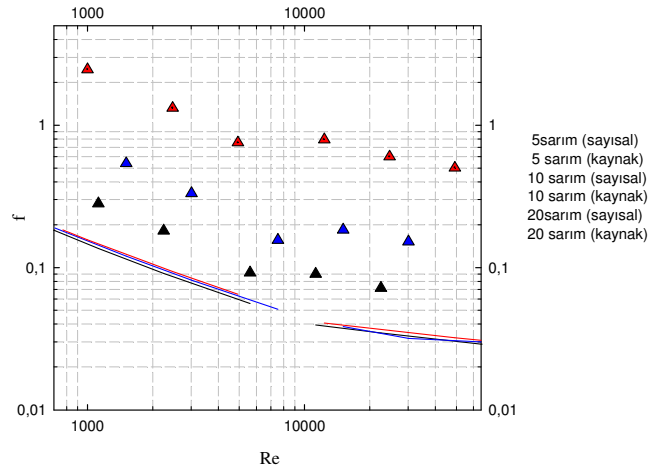
Şekil 5.27. $d_h = 3.72$ mm ve 5 sarım için f - Re ilişkisi.



Şekil 5.28. $d_h = 3.63$ mm ve 10 sarım için f - Re ilişkisi



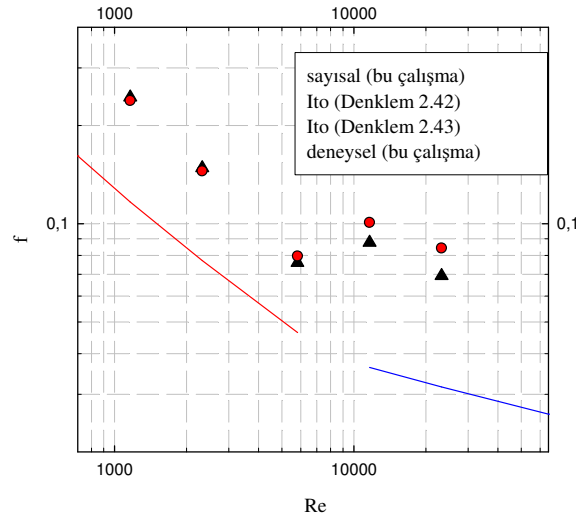
Şekil 5.29. $d_h = 3.4$ mm ve 20 sarım için f - Re ilişkisi.



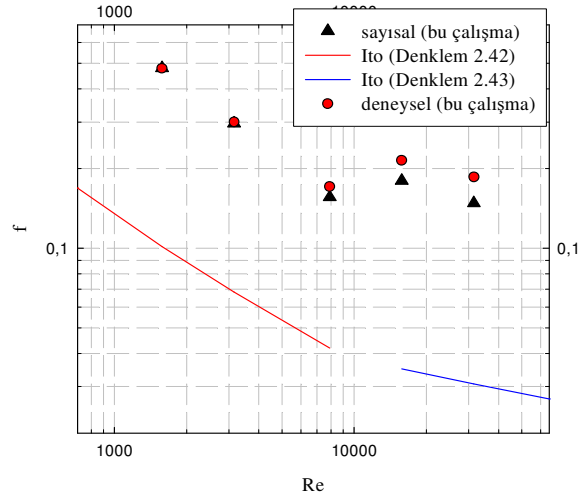
Şekil 5.30. $d_1/d_0=1.29$ çap oranında 5, 10 ve 20 sarım için sürtünme faktörünün sayısal ve kaynak (Ito, Denklem 2.42 ve 2.43) sonuçlarının karşılaştırılması.

Halka kesit genişliği 1 mm ($d_1/d_0=1.13$ ve halka kesit hidrolik çapı 2 mm) alınarak 5, 10 ve 20 sarımla oluşturulan helisel kanallı borularda, dikdörtgen kesitli helisel kanalın hidrolik çapı, sırasıyla 1.93, 1.90 ve 1.83 mm olup, sürtünme faktörünün Re sayısına göre değişimleri, yine sırasıyla Şekil 5.31 ila 5.33'de verilmiştir. Bu grafiklerde, sayısal ve deneysel sonuçlar ile Ito (1959)' nun laminer ve türbülanslı bölge için önerdiği Denklem 2.42 ve 2.43 karşılaştırılmıştır.

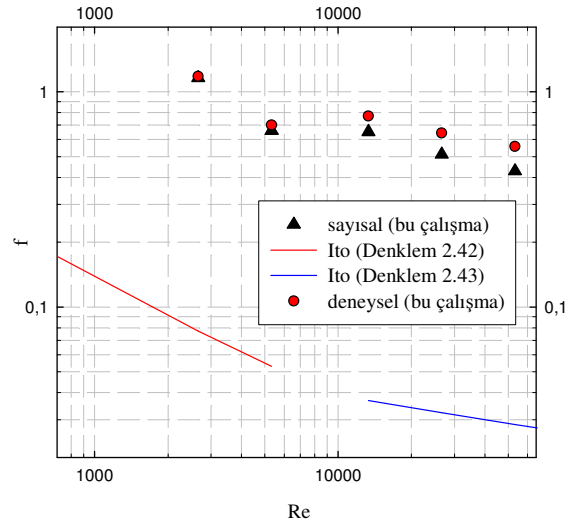
5, 10 ve 20 sarımla oluşturulan helisel kanallı borular için, Ito (1959)'nun bağıntılarına ve bu çalışmada gerçekleştirilen sayısal çözümlere göre sürtünme faktörü değerlerinin Re sayısı ile değişimi Şekil 5.34' da topluca verilmiştir. Burada da, $d_1/d_0=1.29$ çap oranı için elde edilmiş olana benzer karakterde olarak, Ito (1959)'nun bağıntısının sarım sayısına çok az duyarlı olduğu, yani bu bağıntıya göre, sürtünme faktörünün sarım sayısından hemen hiç etkilenmediği; buna karşın, bu çalışmada elde edilen sonuçlara göre, sürtünme katsayısının sarım sayısına kuvvetle bağlı olduğu görülmektedir. Elde edilen deneysel veriler de, sayısal sonuçları doğrulamaktadır.



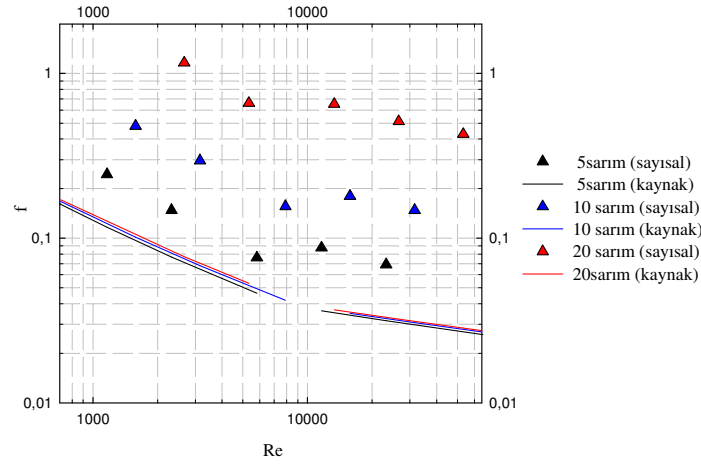
Şekil 5.31. $d_h=1.93$ mm ve 5 sarım için f-Re ilişkisi.



Şekil 5.32. $d_h=1.90$ mm ve 10 sarım için f - Re ilişkisi.



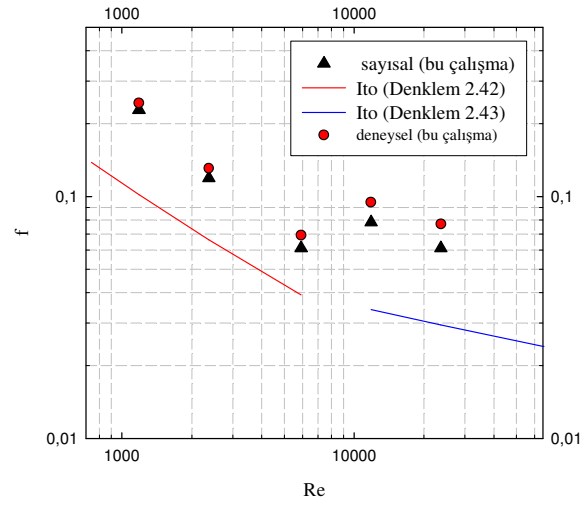
Şekil 5.33. $d_h=1.83$ mm ve 20 sarım için f - Re ilişkisi



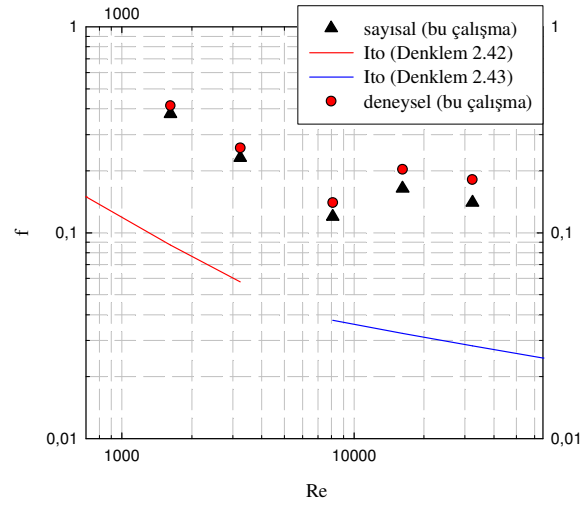
Şekil 5.34. $d_1/d_0=1.13$ çap oranında 5, 10 ve 20 sarım için sürtünme faktörünün sayısal ve kaynak (Ito, Denklem 2.42 ve 2.43) sonuçlarının karşılaştırılması.

Halka kesit genişliği 0.5 mm ($d_1/d_0=1.06$ ve halka kesit hidrolik çapı 1 mm) alınarak 5, 10 ve 20 sarımla oluşturulan helisel kanallı borularda, dikdörtgen kesitli helisel kanalın hidrolik çapı, sırasıyla 0.98, 0.97 ve 0.96 mm olup, sürtünme faktörünün Re sayısına göre değişimleri, yine sırasıyla Şekil 5.35 ila 5.37’de verilmiştir. Bu grafiklerde, sayısal ve deneysel sonuçlar ile Ito (1959)’ nun laminar ve türbülanslı bölge için önerdiği Denklem 2.42 ve 2.43 karşılaştırılmıştır.

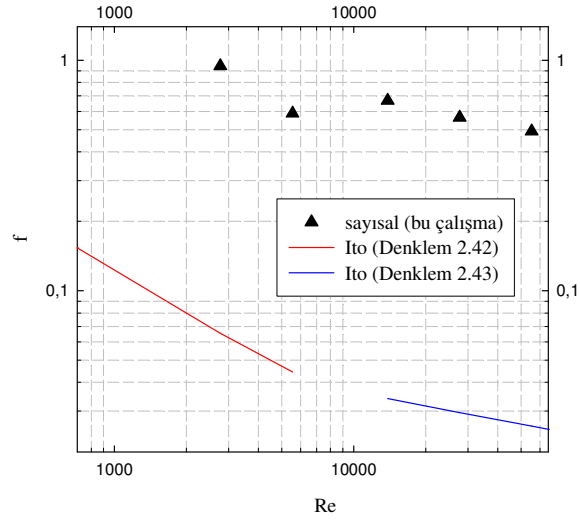
5, 10 ve 20 sarımla oluşturulan helisel kanallı borular için, Ito (1959)’nun bağıntılarına ve bu çalışmada gerçekleştirilen sayısal çözümlere göre sürtünme faktörü değerlerinin Re sayısı ile değişimi Şekil 5.38’ de topluca verilmiştir. Burada da, $d_1/d_0=1.29$ ve 1.13 çap oranları için elde edilmiş olana benzer karakterde olarak, Ito (1959) ’nun bağıntısının sarım sayısına çok az duyarlı olduğu, yani bu bağıntıya göre, sürtünme faktörünün sarım sayısından hemen hiç etkilenmediği; buna karşın, bu çalışmada elde edilen sonuçlara göre, sürtünme katsayısının sarım sayısına kuvvetle bağlı olduğu görülmektedir. Elde edilen deneysel veriler de, sayısal sonuçları doğrulamaktadır.



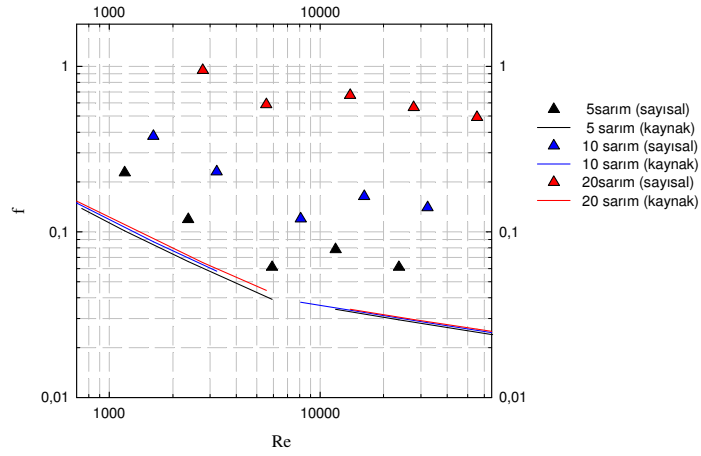
Şekil 5.35. $d_h=0.98$ mm ve 5 sarım için f - Re ilişkisi.



Şekil 5.36. $d_h=0.97$ mm ve 10 sarım için f - Re ilişkisi



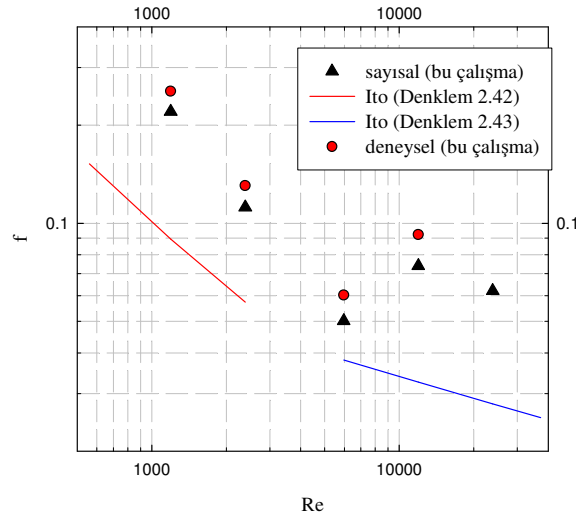
Şekil 5.37. $d_h=0.96$ mm ve 20 sarım için f - Re ilişkisi



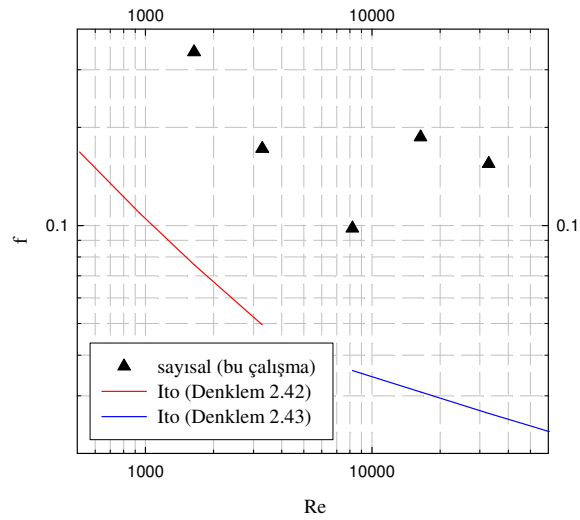
Şekil 5.38. $d_1/d_0=1.06$ çap oranında 5, 10 ve 20 sarım için sürtünme faktörünün sayısal ve kaynak (Ito, Denklemler 2.42 ve 2.43) sonuçlarının karşılaştırılması.

Halka kesit genişliği 0.25 mm ($d_1/d_0=1.02$ ve halka kesit hidrolik çapı 0.5 mm) alınarak 5, 10 ve 20 sarımla oluşturulan helisel kanallı borularda, dikdörtgen kesitli helisel kanalın hidrolik çapı, sırasıyla 0.495, 0.493 ve 0.489 mm olup, sürtünme faktörünün Re sayısına göre değişimleri, yine sırasıyla Şekil 5.39 ila 5.41’de verilmiştir. Bu grafiklerde, sayısal ve deneysel sonuçlar ile Ito (1959)’ nun laminar ve türbülanslı bölge için önerdiği Denklem 2.42 ve 2.43 karşılaştırılmıştır.

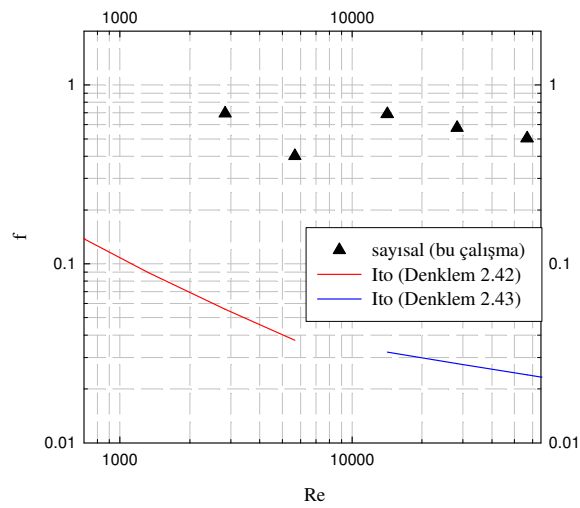
5, 10 ve 20 sarımla oluşturulan helisel kanallı borular için, Ito (1959)’nun bağıntılarına ve bu çalışmada gerçekleştirilen sayısal çözümlere göre sürtünme faktörü değerlerinin Re sayısı ile değişimi Şekil 5.42’ de topluca verilmiştir. Burada da, $d_1/d_0=1.29$, 1.13 ve 1.06 çap oranları için elde edilmiş olana benzer karakterde olarak, Ito (1959)’nun bağıntısının sarım sayısına çok az duyarlı olduğu, yani bu bağıntıya göre, sürtünme faktörünün sarım sayısından hemen hiç etkilenmediği; buna karşın, bu çalışmada elde edilen sonuçlara göre, sürtünme katsayısının sarım sayısına kuvvetle bağlı olduğu görülmektedir. Elde edilen deneysel veriler de, sayısal sonuçları doğrulamaktadır.



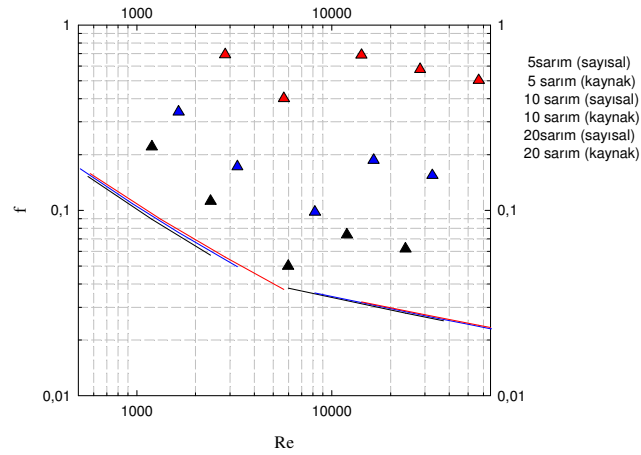
Şekil 5.39. $d_h=0.495$ mm ve 5 sarım için f-Re ilişkisi.



Şekil 5.40. $d_h=0.493$ mm ve 10 sarım için f - Re ilişkisi.

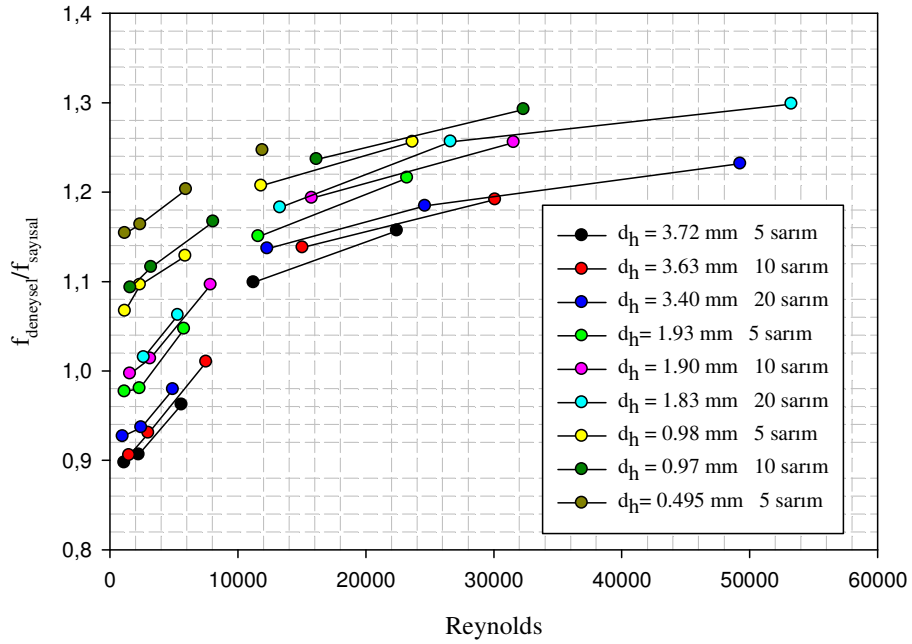


Şekil 5.41. $d_h=0.489$ mm ve 20 sarım için f - Re ilişkisi.



Şekil 5.42. $d_1/d_0=1.02$ çap oranında 5, 10 ve 20 sarım için sürtünme faktörünün sayısal ve kaynak sonuçlarının karşılaştırılması.

Şekil 5.43'de, bu çalışma kapsamında helisel kanallı borulardaki sürtünme katsayısı için elde edilmiş olan deneysel değerlerin, aynı koşullarda sayısal çözümleme ile hesaplanan değerlere oranı verilmiştir. Bu oranın sayısal değeri, düz boru ve halka kesitli boruya benzer olarak, laminer bölgede 0.9-1.2, türbülanslı bölgede ise, 1.1 - 1.3 aralığında değişmekte ve küçülen çap ve büyüyen Re sayısı ile artmaktadır. Türbülanslı bölgede üçer adet veri noktası elde edilmiş olan $d_h = 3.40$ mm (20 sarım) ve $d_h = 1.83$ mm (20 sarım) eğrilerine bakılınca türbülanslı bölgedeki artış eğiminin, yine düz boru ve halka kesitli borudakine benzer şekilde, belirli bir Re sayısından sonra (burada yaklaşık olarak $Re > 20\ 000$ için) azaldığı ve oranın, sabit bir değere doğru yaklaştığı görülmektedir.



Şekil 5.43. Helisel kanallı boru için, deneysel olarak bulunan ve sayısal olarak hesaplanan sürtünme faktörü değerlerinin oranı.

5.3.2. Nusselt sayısı

Bu çalışma kapsamında sayısal çözümleme ve deneysel inceleme ile elde edilmiş olan Nu değerleri, kaynaklara geçmiş makro boyutlu helisel kanal bağıntıları ile karşılaştırmalı olarak, Şekil 5.44 ila 5.59’da verilmiştir. Burada karşılaştırma amacıyla, Manlapaz ve Churchill (1981)’in laminer bölge için önerdiği Denklem 2.46 ve Rogers ve Mayhew (1964)’in türbülanslı bölge için önerdiği Denklem 2.54 kullanılmıştır. Bu grafiklerden,

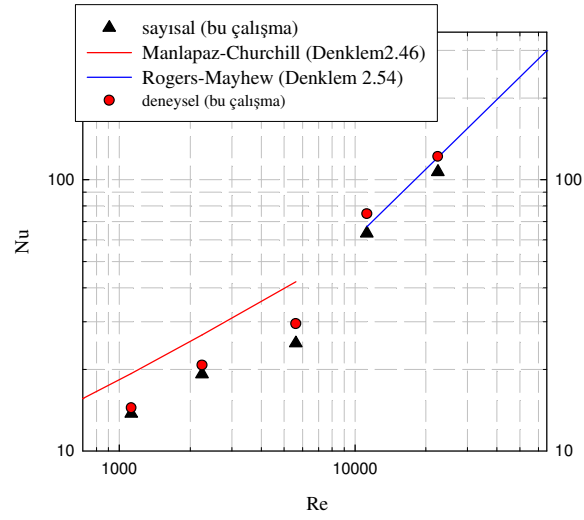
- **laminer bölgede**, büyük hidrolik çaplı helisel kanallı borular için sayısal ve deneysel değerlerin tamamen uyum içinde olduğu; ancak, sarım sayısı ve Reynolds sayısı arttıkça deneysel değerlerin sayısal değerlere göre biraz yükseldiği görülmektedir. Manlapaz and Churchill (1981)’in bağıntısı ile hesaplanan Nu değerleri, genel olarak, bu çalışmada sayısal ve deneysel

yöntemlerle belirlenen değerlerden büyük çıkmakta, aradaki fark, azalan hidrolik çapla ve azalan sarım sayısı ile artmaktadır. Re sayısının yüksek değerlerinde aradaki fark daha büyüktür.

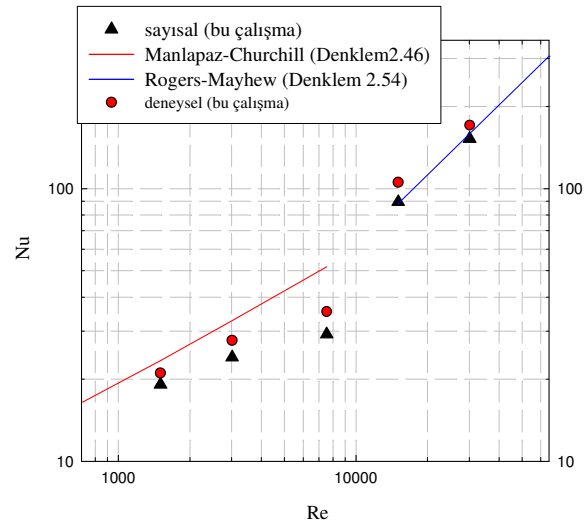
- **türbülanslı bölgede ise**, genel olarak, deneysel ve sayısal verilerin, Rogers ve Mayhew'(1964) in bağıntısından elde edilen sonuçlarla oldukça uyum içinde olduğu görülmektedir. Tüm hidrolik çaplar ve sarım sayıları için, deneysel verilerin sayısal sonuçlardan biraz daha yüksek değerler aldığı görülmektedir.

Halka kesit genişliği 2 mm ($d_1/d_0=1.29$ ve halka kesit hidrolik çapı 4 mm) alınarak 5, 10 ve 20 sarımla oluşturulan helisel kanallı borularda, dikdörtgen kesitli helisel kanalın hidrolik çapı, sırasıyla 3.72, 3.63 ve 3.40 mm olup, Nu sayısının Re sayısına göre değişimleri, yine sırasıyla Şekil 5.44 ila 5.46'da verilmiştir. Bu grafiklerde, sayısal ve deneysel sonuçlar ile Manlapaz and Churchill (1981)'in laminer ve Rogers and Mayhew'(1964) in türbülanslı bölge için önerdiği Denklem 2.46 ve 2.54 karşılaştırılmıştır.

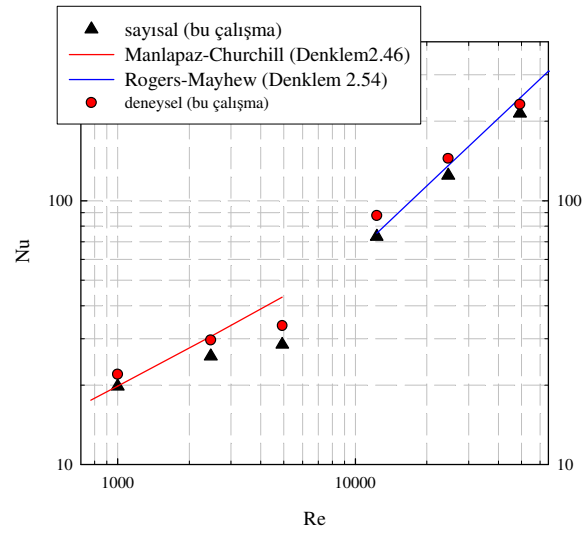
5, 10 ve 20 sarımla oluşturulan helisel kanallı borular için, Denklem 2.46 ve 2.54 bağıntılarına ve bu çalışmada gerçekleştirilen sayısal çözülemeye göre Nu sayısı değerlerinin Re sayısı ile değişimi Şekil 5.47' de topluca verilmiştir. Burada, her iki denklemin de sarım sayısına çok az duyarlı olduğu, yani bu bağıntılara göre, Nu sayısının sarım sayısından hemen hiç etkilenmediği; diğer taraftan, bu çalışmada elde edilen sonuçlara göre, türbülanslı bölgede sonuçların benzer olduğu, laminer bölgede ise, Nu sayısının sarım sayısına biraz daha bağlı olduğu görülmektedir. Elde edilen deneysel veriler de, sayısal sonuçları doğrulamaktadır.



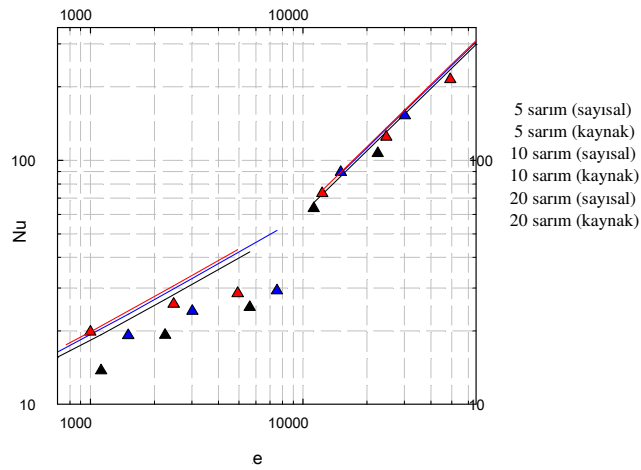
Şekil 5.44. $d_h = 3.72$ mm ve 5 sarım için Nu-Re ilişkisi.



Şekil 5.45. $d_h = 3.63$ mm ve 10 sarım için Nu- Re ilişkisi.



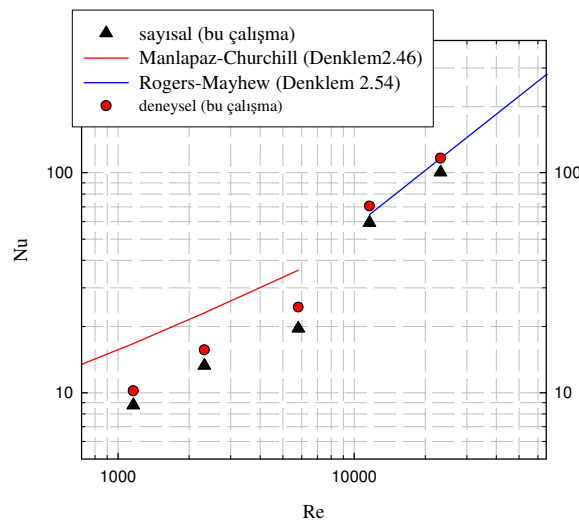
Şekil 5.46. $d_h = 3.4$ mm ve 20 sarım için Nu- Re ilişkisi.



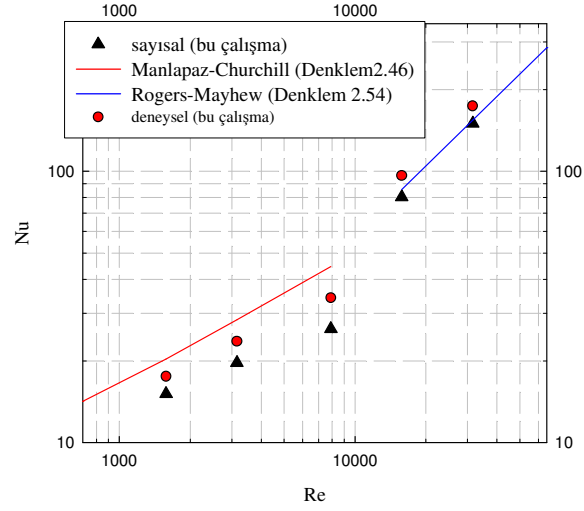
Şekil 5.47. $d_1/d_0=1.29$ çap oranında 5, 10 ve 20 sarım için Nusselt sayısının sayısal ve kaynak (Manlapaz – Churchill, Denklem 2.46) ve Rogers- Mayhew, Denklem 2.54) sonuçlarının karşılaştırılması.

Halka kesit genişliği 1 mm ($d_1/d_0=1.13$ ve halka kesit hidrolik çapı 2 mm) alınarak 5, 10 ve 20 sarımla oluşturulan helisel kanallı borularda, dikdörtgen kesitli helisel kanalın hidrolik çapı, sırasıyla 1.93, 1.90 ve 1.83 mm olup, Nu sayısının Re sayısına göre değişimleri, yine sırasıyla Şekil 5.48 ila 5.50’de verilmiştir. Bu grafiklerde, sayısal ve deneysel sonuçlar ile Manlapaz and Churchill (1981)’in laminer ve Rogers and Mayhew’(1964) in türbülanslı bölge için önerdiği Denklem 2.46 ve 2.54 karşılaştırılmıştır.

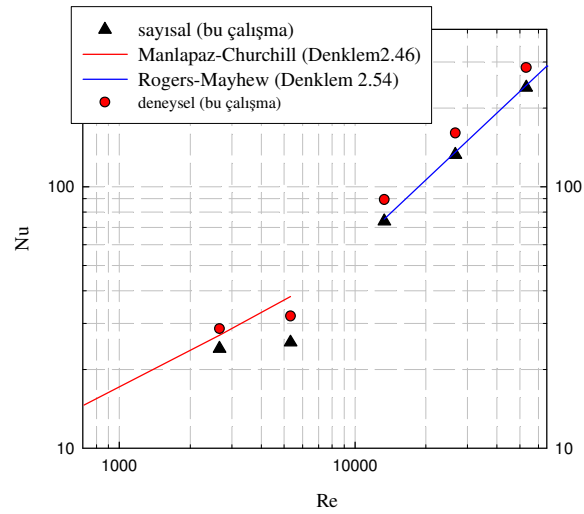
5, 10 ve 20 sarımla oluşturulan helisel kanallı borular için, Denklem 2.46 ve 2.54 bağıntılarına ve bu çalışmada gerçekleştirilen sayısal çözülemeye göre Nu sayısı değerlerinin Re sayısı ile değişimi Şekil 5.51’ de topluca verilmiştir. Burada da, $d_1/d_0=1.29$ çap oranı için elde edilmiş olana benzer karakterde olarak, her iki denklemin de sarım sayısına çok az duyarlı olduğu, yani bu bağıntılara göre, Nu sayısının sarım sayısından hemen hiç etkilenmediği; diğer taraftan, bu çalışmada elde edilen sonuçlara göre, türbülanslı bölgede sonuçların benzer olduğu, laminer bölgede ise, Nu sayısının sarım sayısına biraz daha bağlı olduğu görülmektedir. Elde edilen deneysel veriler de, sayısal sonuçları doğrulamaktadır.



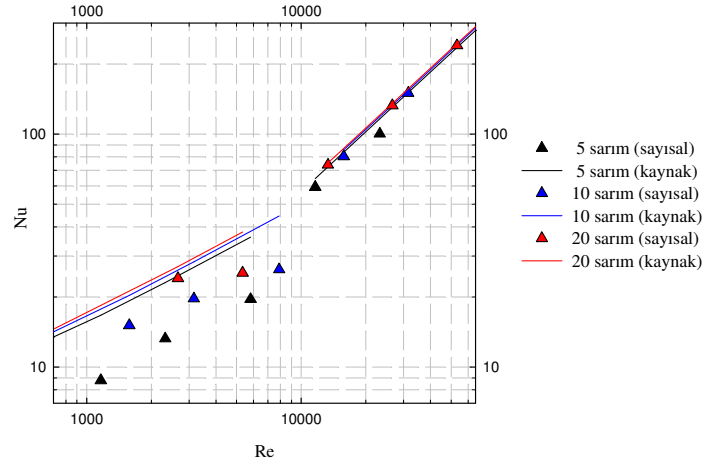
Şekil 5.48. $d_h=1.93$ mm ve 5 sarım için Nu-Re ilişkisi.



Şekil 5.49. $d_h=1.90$ mm ve 10 sarım için Nu-Re ilişkisi.



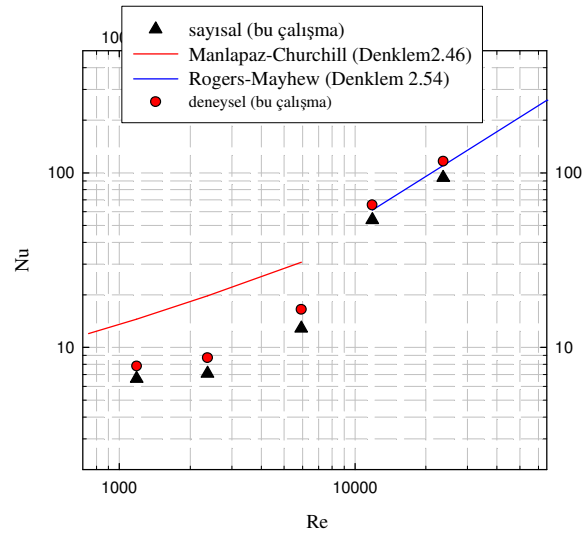
Şekil 5.50. $d_h=1.83$ mm ve 20 sarım için Nu-Re ilişkisi.



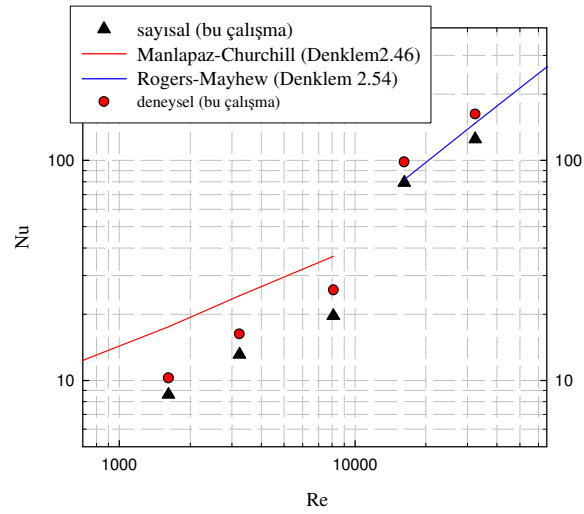
Şekil 5.51. $d_1/d_0=1.13$ çap oranında 5, 10 ve 20 sarım için Nusselt sayısının sayısal ve kaynak (Manlapaz – Churchill ,Denklem 2.46) ve Rogers- Mayhew, Denklem 2.54) sonuçlarının karşılaştırılması.

Halka kesit genişliği 0.5 mm ($d_1/d_0=1.06$ ve halka kesit hidrolik çapı 1 mm) alınarak 5, 10 ve 20 sarımla oluşturulan helisel kanallı borularda, dikdörtgen kesitli helisel kanalın hidrolik çapı, sırasıyla 0.98, 0.97 ve 0.96 mm olup, Nu sayısının Re sayısına göre değişimleri, yine sırasıyla Şekil 5.52 ila 5.54’de verilmiştir. Bu grafiklerde, sayısal ve deneysel sonuçlar ile Manlapaz and Churchill (1981)’in laminar ve Rogers and Mayhew’(1964) in türbülanslı bölge için önerdiği Denklem 2.46 ve 2.54 karşılaştırılmıştır.

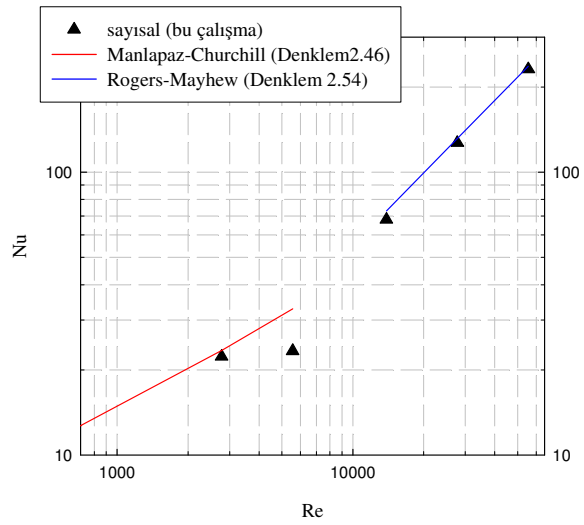
5, 10 ve 20 sarımla oluşturulan helisel kanallı borular için, Denklem 2.46 ve 2.54 bağıntılarına ve bu çalışmada gerçekleştirilen sayısal çözülemeye göre Nu sayısı değerlerinin Re sayısı ile değişimi Şekil 5.55’ de topluca verilmiştir. Burada da, $d_1/d_0=1.29$ ve 1.13 çap oranları için elde edilmiş olana benzer karakterde olarak, her iki denklemin de sarım sayısına çok az duyarlı olduğu, yani bu bağıntılara göre, Nu sayısının sarım sayısından hemen hiç etkilenmediği; diğer taraftan, bu çalışmada elde edilen sonuçlara göre, türbülanslı bölgede sonuçların benzer olduğu, laminar bölgede ise, Nu sayısının sarım sayısına biraz daha bağlı olduğu görülmektedir. Elde edilen deneysel veriler de, sayısal sonuçları doğrulamaktadır.



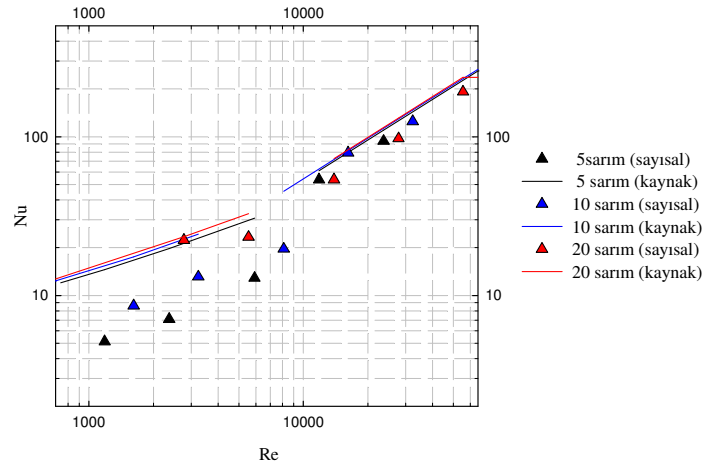
Şekil 5.52. $d_h=0.98$ mm ve 5 sarım için Nu-Re ilişkisi.



Şekil 5.53. $d_h=0.97$ mm ve 10 sarım için Nu-Re ilişkisi.



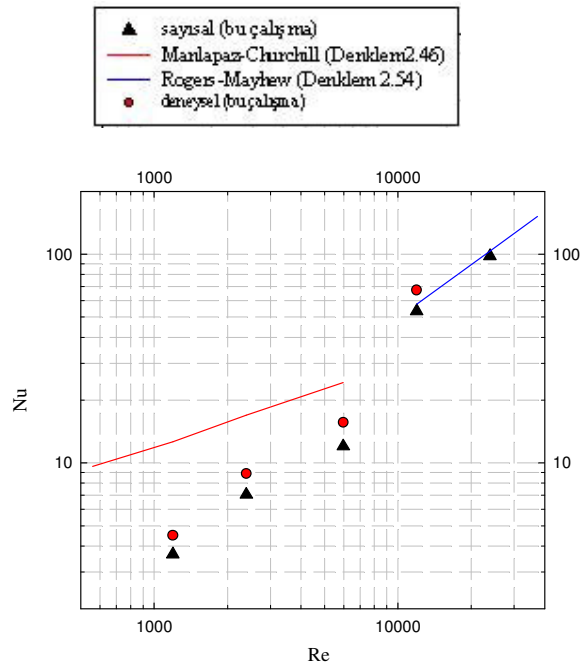
Şekil 5.54. $d_i=0.96$ mm ve 20 sarım için Nu-Re ilişkisi.



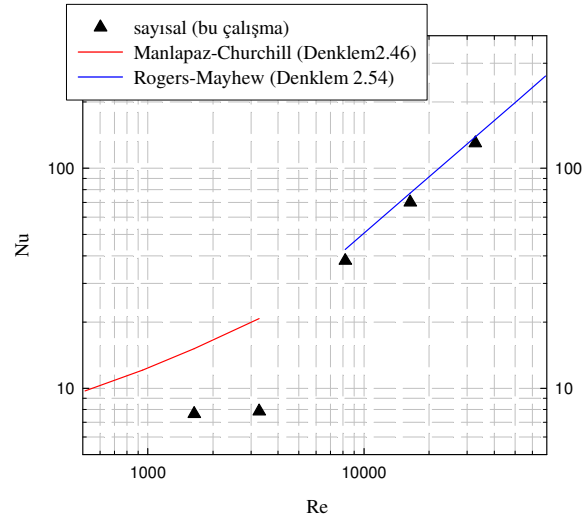
Şekil 5.55. $d_i/d_0=1.06$ çap oranında 5, 10 ve 20 sarım için Nusselt sayısının sayısal ve kaynak (Manlapaz – Churchill, Denklem 2.46 ve Rogers- Mayhew, Denklem 2.54) sonuçlarının karşılaştırılması

Halka kesit genişliği 0.25 mm ($d_1/d_0=1.02$ ve halka kesit hidrolik çapı 0.5 mm) alınarak 5, 10 ve 20 sarımla oluşturulan helisel kanallı borularda, dikdörtgen kesitli helisel kanalın hidrolik çapı, sırasıyla 0.495, 0.493 ve 0.489 mm olup, Nu sayısının Re sayısına göre değişimleri, yine sırasıyla Şekil 5.56 ila 5.58’de verilmiştir. Bu grafiklerde, sayısal ve deneysel sonuçlar ile Manlapaz and Churchill (1981)’in laminer ve Rogers and Mayhew’(1964) in türbülanslı bölge için önerdiği Denklem 2.46 ve 2.54 karşılaştırılmıştır.

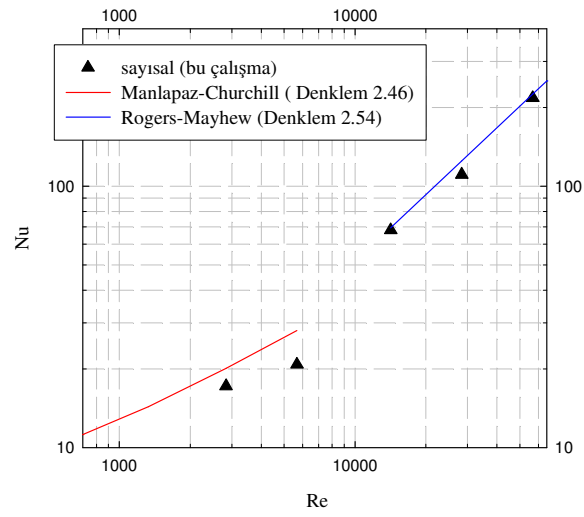
5, 10 ve 20 sarımla oluşturulan helisel kanallı borular için, Denklem 2.46 ve 2.54 bağıntılarına ve bu çalışmada gerçekleştirilen sayısal çözülemeye göre Nu sayısı değerlerinin Re sayısı ile değişimi Şekil 5.59’ da topluca verilmiştir. Burada da, $d_1/d_0=1.29$, 1.13 ve 1.06 çap oranları için elde edilmiş olana benzer karakterde olarak, her iki denklemin de sarım sayısına çok az duyarlı olduğu, yani bu bağıntılara göre, Nu sayısının sarım sayısından hemen hiç etkilenmediği; diğer taraftan, bu çalışmada elde edilen sonuçlara göre, türbülanslı bölgede sonuçların benzer olduğu, laminer bölgede ise, Nu sayısının sarım sayısına biraz daha bağlı olduğu görülmektedir. Elde edilen deneysel veriler de, sayısal sonuçları doğrulamaktadır.



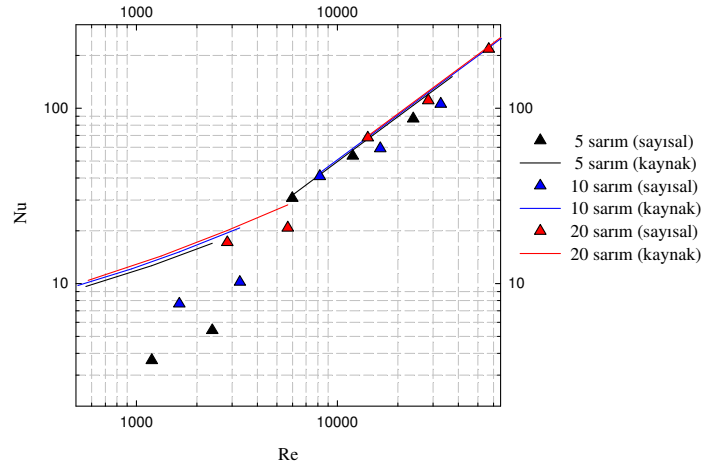
Şekil 5.56. $d_h=0.495$ mm ve 5 sarım için Nu-Re ilişkisi.



Şekil 5.57. $d_h=0.493$ mm ve 10 sarım için Nu-Re ilişkisi.

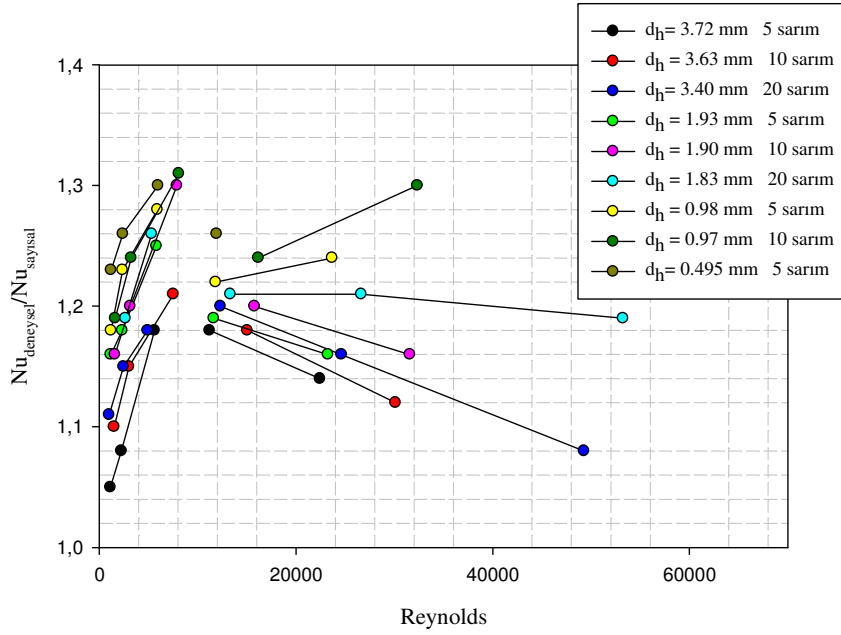


Şekil 5.58. $d_h=0.489$ mm ve 20 sarım için Nu-Re ilişkisi.



Şekil 5.59. $d_1/d_0=1.02$ çap oranında 5, 10 ve 20 sarım için Nusselt sayısının sayısal ve kaynak (Manlapaz-Churchill, Denklem 2.46 ve Rogers-Mayhew, Denklem 2.54) sonuçlarının karşılaştırılması.

Şekil 5.60'da, bu çalışma kapsamında helisel kanallı borulardaki Nu sayısı için elde edilmiş olan deneysel değerlerin, aynı koşullarda sayısal çözümlerle hesaplanan değerlere oranı verilmiştir. Bu oranın sayısal değeri, düz boru ve halka kesitli boruya benzer olarak, laminar bölgede 1.0-1.3, türbülanslı bölgede ise, 1.05 - 1.3 aralığında değişmektedir ve küçülen çap ve büyüyen Re sayısı ile artmaktadır. Tıpkı düz boruda ve halka kesitli boruda olduğu gibi, helisel kanallı borularda da, büyük çaplarda, bu oranın 1 değerine daha yakın olduğu, türbülanslı bölgede, $Re > 10\ 000$ için yavaşça azaldığı; mini boyutlara geçilince ($d_h = 2\text{ mm}$), $Re > 10\ 000$ için bu oranın hemen hemen sabitlendiği ve daha küçük hidrolik çaplarda ($d_h = 1.0$ ve 0.5 mm), Re sayısının $10\ 000$ 'den büyük değerlerinde hızla arttığı görülmektedir. Bu karakter, özellikle 1 mm 'nin altındaki hidrolik çaplarda türbülanslı ısı geçişi için, helisel kanallı borular için de, makro borularda geçerli olan korunum denklemlerini kullanan sayısal çözümlerin (bu çalışmada FLUENT sonuçlarının), küçülen çapla artan bir hata ile, deneysel değerlerden daha küçük değerler verdiğini göstermektedir.



Şekil 5.60. Helisel kanallı borular için, deneysel olarak bulunan ve sayısal olarak hesaplanan Nu değerlerinin oranı.

5.4. Son Değerlendirme

Gerçekleştirilmiş olan bu çalışmada elde edilen sonuçlardan hareket ederek, özetle, aşağıdaki değerlendirmeler yapılmıştır:

1. Düz boru ve halka kesitli boru için yapılan sayısal çözümleme ve deneysel inceleme sonuçlarına göre,
 - a. Laminer akışta, makro boyutlar için geleneksel bağıntıların, ve makro boyut için korunum denklemlerini esas alan sayısal yöntemlerin, bu çalışmaya konu olan geometrik koşullar için de, oldukça iyi bir doğrulukla kullanılmasının mümkün olduğu görülmüştür.

Türbülanslı akışta ise, deneysel bulgulara göre, makro boyutlar için geleneksel bağıntıların verdiği sürtünme faktörü değerleri, bu çalışmaya konu olan çaplarda kabul edilemez oranda hata ile küçük değerler verirken; makro boyut için korunum denklemlerini esas alan sayısal yöntem

verilerinin, büyük hidrolik çaplar ve küçük Re sayıları için deneysel değerlere yakın olduğu, ancak küçülen hidrolik çap ve artan Re sayısı ise, sayısal yöntem sonuçlarının, deneysel değerlerden %40'a varan oranlarda daha küçük kaldığı gözlenmiştir.

- b. Laminer akış için Nu sayıları karşılaştırıldığında, bu çalışmada elde edilen sayısal değerlerin, özellikle büyük çaplarda deneysel değerler ile uyumlu olduğu, ancak küçük çaplarda ($d_h < 2$ mm) sayısal değerlerin % 20-30 mertebesinde daha küçük kaldığı ve küçülen hidrolik çap ile aradaki farkın arttığı görülmüştür. Kaynaklarda mevcut olan bağıntılar ise, özellikle küçük çaplarda, % 50'ye varan oranda daha küçük Nu sayısı değerleri vermiştir.

Türbülanslı akışta ise, hidrolik çapın 1 mm'den büyük olması durumunda, deneysel değerlere göre, makro boyutlar için geleneksel bağıntılardan elde edilen Nu sayıları % 40'a varan oranlarda daha küçük değerler verirken, sayısal çözüm sonuçları, deneysel veriler ile oldukça iyi uyum göstermektedir. 1 mm'nin altındaki hidrolik çaplarda ve yüksek Re sayılarında, sayısal çözüm değerlerinin küçük kaldığı ve aradaki farkın, küçülen hidrolik çap ve artan Re sayısı ile arttığı görülmektedir.

2. Dikdörtgen kesitli helisel kanallı boru için yapılan çalışmada elde edilen sonuçlara göre de:

- a. Gerek laminer, gerekse türbülanslı akışta, bu çalışmada elde edilen sayısal ve deneysel sürtünme faktörü değerlerinin, makro boyutlar için kaynaklarda verilen bağıntılar ile hesaplanan değerlere kıyasla 10 kata varan oranlarda büyük olduğu görülmüştür. Bu büyük farktaki en önemli neden, karşılaştırma için esas alınmış olan bağıntıların, sarım sayısına duyarlıklarının zayıf olması olarak gözlenmiştir. 5, 10 ve 20 sarım için yapılan incelemelerde, kaynaklardaki bağıntıların sarım sayısındaki değişmeye cevabı % 5-10 mertebelerinde kalırken; bu çalışmada elde edilen gerek sayısal gerekse deneysel bulgular, sarım sayısının 5'ten 20'ye çıkması ile sürtünme faktöründe, 8-9 kata varan artışlar olduğunu göstermiştir.

Diğer taraftan, elde edilmiş olan deneysel ve sayısal değerler arasında laminer bölgede oldukça iyi uyum gözlenirken, türbülanslı bölgede, deneysel değerlerin % 25-30'a varan oranlarda daha yüksek olduğu ve aradaki farkın, küçülen hidrolik çap ve artan sarım sayısı ile arttığı gözlenmiştir.

Dolayısıyla, kaynaklarda verilmiş olan bağıntılardaki, sarım sayısına duyarlılık, bu bağıntıları, bu çalışmaya konu olan koşullar için kullanılamaz kılmaktadır. Makro boyutlar için teoriyi esas alan sayısal çözümlene yöntemleri ise, yüksek sarım sayılarında ve küçük hidrolik çaplarda (özellikle $d_h < 1.0$ mm) kullanılabilirliklerini yitirmektedir.

- b. Laminer akış şartlarında, makro boyutlu helisel kanal içindeki Nu sayısını veren bağıntılardan elde edilen değerler, deneysel değerlerden % 50'ye varan oranda daha büyük değerler vermektedir. Sayısal çözümlene sonuçları ise, daha küçük değerler vermesine karşın, aradaki fark % 5-30 aralığında kalmaktadır. Küçülen hidrolik çap ve artan sarım sayısı ile, aradaki fark da artmaktadır. Makro boyutlu helisel kanal bağıntılarına göre Nu sayısı, sarım sayısı ile çok az değişirken; deneysel veriler ve sayısal çözümlene sonuçları, bu bağımlılığın daha kuvvetli olduğunu ve özellikle küçülen hidrolik çapla aradaki farkın % 30'un üstüne çıktığını göstermektedir.

Türbülanslı akışta ise, 1 mm'nin üstündeki hidrolik çaplar için, gerek makro boyutlu helisel kanal içindeki Nu sayısını veren bağıntıların, gerekse de sayısal çözümlenenin, deneysel değerlerle oldukça iyi uyum içinde olduğu; ancak, daha küçük hidrolik çaplarda, bağıntılar ve sayısal çözümlene ile hesaplanan değerlerin, deneysel değerlerden küçük kaldığı, aradaki farkın, bu çalışmadaki koşullarda % 40' çıktığı ve küçülen hidrolik çap, artan sarım sayısı ve artan Re sayısı ile arttığı belirlenmiştir.

3. Yukarıda özetlenen sonuçlar ışığında, genel bir değerlendirme olarak, 4 mm'nin altındaki hidrolik çaplarda, deneysel verilerin, makro boyutlu kanallar için

kaynaklarda mevcut olan bağıntılarla ve makro boyut için geçerli olan teoriyi esas alan sayısal çözümleme yöntemleri ile hesaplanan değerlerden daha yüksek sürtünme faktörleri ve Nu sayıları verdiği; hidrolik çapın 1 mm değerinin altına inmesi ile aradaki farkın, küçülen hidrolik çap ile hızla arttığı ve kabul edilemez oranlara yükseldiği; dolayısıyla akış ve ısı taşınım karakterinin, makro kanaldan mikro kanala doğru geçiş yaptığı söylenebilir.

5.5. Öneriler

Elde edilmiş olan sonuçlar ve yapılan değerlendirmeler ışığında, daha sonra yapılacak çalışmalar için aşağıdaki önerilerde bulunmak mümkündür:

- Düz boru, halka kesitli boru ve helisel kanallı boru içindeki akış ve ısı taşınım olaylarının deneysel incelenmesi için, bu çalışma kapsamı dışında kalmış olan küçük hidrolik çap ve büyük Re sayısı koşullarında deneylerin tamamlanması, burada elde edilmiş olan sonuçları ve varılan yargıları güçlendirir.
- Hidrolik çap aralığının, daha küçük çaplara doğru genişletilmesi ile mikro kanallar içindeki akış ve ısı taşınım için, tasarıma yönelik daha güvenilir niceliksel sonuçlar elde edilebilir.
- Makro-mini-mikro kanal karakterleri arasındaki geçişleri modellemek amacıyla, elde edilen deneysel verilerden faydalanmak suretiyle, FLUENT yazılımına yarı ampirik kodlar ekleyerek, makro boyutlu kanallar içindeki akış ve ısı taşınım için üretilmiş olan bu CFD paketinin, mini ve mikro kanallar için de daha güvenli olarak kullanımı sağlanabilir.

Mini Kanallar İçerisinde Tek Fazlı Akış ve Isı Taşınımının Sayısal ve Deneysel Olarak
İncelenmesi

Nihal Uğurlubilek

EK AÇIKLAMALAR

Ek Açıklamalar-A. Dış Yüzey Isı Taşınım Katsayısı Bağıntısı

Ek Açıklamalar-B. Helisel Kanallı Borunun Akış Kesiti Boyutlarının Elde Edilmesi

Ek Açıklamalar-C. Dış Yüzey Isı Taşınım Katsayısını Hesaplayan Program

Danışman: Yrd. Doç Dr. İ. Yalçın Uralcan

Ekim, 2007

Ek Açıklamalar - A

DIŞ YÜZEY ISI TAŞINIM KATSAYISI BAĞINTISI

Buharlaştırıcı boru dış yüzeyinde oluşan ısı geçişinde Rohsenow'un havuz kaynaması olayı için ısı geçişi bağıntısı, Newton'un taşınımıyla ısı geçişi bağıntısına eşitlenirse,

$$q'' = \underbrace{\mu_l h_{fg} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left(\frac{C_{p,l}}{C_{s,f} h_{f,g} Pr_l^n} \right)^3}_{c_1} (\Delta T_e)^3 = h_o \Delta T_e \quad (\text{A.1})$$

$$h_o = c_1 (\Delta T_e)^2 \quad (\text{A.2})$$

olarak yazılabilir. n-pentan—bakır yüzey çifti için $C_{s,f} = 0.0049$, $n = 1.7$ (Incropera, de Witt) alınmıştır. Burada

$$\Delta T_e = T_{y,d} - T_{sat} \quad (\text{A.3})$$

ve $T_{y,d}$ borunun dış yüzey sıcaklığı, T_{sat} n-pentanın doyma sıcaklığı anlamındadır.

n-pentan(C_5H_{12}) termofiziksel özellikleri ise, Fluent programının malzeme verilerinden alınmıştır:

$$\mu_l = 0.000229 \text{ kg / ms}$$

$$h_{fg} = 357486 \text{ J / kg}$$

$$\rho_l = 626 \text{ kg / m}^3$$

$$\rho_v = 3.05 \text{ kg / m}^3$$

$$\sigma = 0.0155075 \text{ N / m}$$

$$C_{p,l} = 2177 \text{ J / kgK}$$

$$Pr_l = 3.665$$

$$k = 0.136 \text{ W / mK}$$

$$T_{sat} = 309 \text{ K}$$

Bu değerler yerine koyulursa

$$c_1 = 131.006 \approx 131$$

bulunur. Böylece Denklem A.2

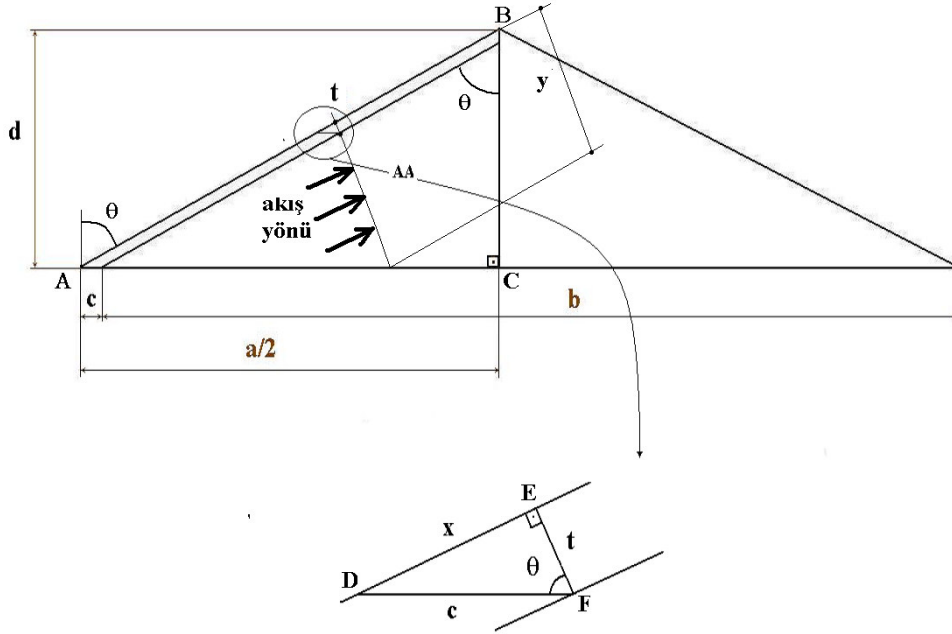
$$h_o = 131(\Delta T_e)^2 = 131(T_d - 309)^2 \quad (\text{A.4})$$

olarak elde edilir.

Ek Açıklamalar - B

HELİSEL KANALLI BORUNUN AKIŞ KESİTİ BOYUTLARININ ELDE EDİLMESİ

- a:** helis adımı
- b:** adımın akışkan kısmı
- c:** adımın kanat kısmı
- t:** kanat kalınlığı (2mm)
- d:** dış borunun iç çapı (18 mm)
- n:** adım sayısı (5, 10, 20)
- L:** boru uzunluğu (300 mm)
- y:** dikdörtgen akış kesitinin uzun kenarı



Şekil B.1. Helisel akış kesitinin şematik resmi.

ABC üçgeninde

$$a = \frac{L}{(n+1)} \quad (\text{B.1})$$

L=300 mm olduğu için, Denklem B.1

$$a = \frac{300}{(n+1)} \quad (\text{B.2})$$

şeklinde de yazılabilir.

$$a = b + c \quad (\text{B.3})$$

ve ABC ve DEF üçgenlerinin benzerliğinden

$$\frac{d}{(a/2)} = \frac{2}{x} \quad (\text{B.4})$$

d=18 mm ise, Denklem B.3

$$x = \frac{a}{18} \quad (\text{B.5})$$

şeklini alır. DEF dik üçgeninde

$$c = \sqrt{x^2 + t^2} \quad (\text{B.6})$$

t = 2mm olduğu için, Denklem B.5

$$c = \sqrt{x^2 + 2^2} \quad (\text{B.7})$$

olur.

$$a' = a + \frac{c}{n+2} \quad (\text{B.8})$$

$$x' = \frac{a'}{18} \quad (\text{B.9})$$

$$c' = \sqrt{(x')^2 + 2^2} \quad (\text{B.10})$$

$$b' = a' - c' \quad (\text{B.11})$$

ABC üçgeninde

$$\tan \theta = \frac{(a'/2)}{18} \quad (\text{B.12})$$

$$\theta = \arctan\left(\frac{(a'/2)}{18}\right) \quad (\text{B.13})$$

Akış kesitinin uzun kenarı

$$y' = y - t = y - 2 \quad (\text{B.14})$$

olarak bulunur.

Ek Açıklamalar-C**DIŞ YÜZEY ISI TAŞINIM KATSAYISINI HESAPLAYAN PROGRAM**

C dilinde yazılmış program aşağıdaki gibidir.

```
#include "udf.h"

DEFINE_PROFILE(hcoef,thread,position)
{
    real temp0;

    face_t f;

    begin_f_loop (f,thread)
    {
        temp0 = F_T (f,thread);

        F_PROFILE(f,thread,position) = 131.006*(temp0-309.0)*(temp0-309.0);
    }

    end_f_loop(f,thread)
}
```

BÖLÜM 6

KAYNAKLAR DİZİNİ

Adams, T. M., Abdel-Khalik, S. I., Jeter, S. M. and Qureshi, Z. H., 1997. An Experimental Investigation of Single-Phase Forced Convection in Microchannels, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 41 (6-7),851-857.

Bird, R. B., Stewart, W. E., and Ligtfoot, E. N., 1966, *Transport Phenomena*, Wiley.

Brighton J. A., and Jones, J. B., 1964), *J. Bas. Engr.*, *Trans Asme*, 86:835.

Butuzov, A., Bezrodnny, M. K. And Pustovit, M. M., 1975, Hydraulic resistance and heat transfer in forced flow in rectangular coiled tubes, *Heat Transfer Sov. Res.*, 7(4),84-88.

Cheng, K. C., Lin, R. C. And Ou, J. W., 1976, Fully developed laminar flow in curved rectangular channels, *Journal of fluids Eng.*, 98, ,41-48.

Colburn, A. P., 1933,*Trans. AIChE*, 29,174 p.

Compbell, L. A. and Kandlikar, S. G. 2002. Effects of Entrance Condition of Frictional Losses and Transition to Turbulance, *Proceedings of IMECE'02*, New Orleans, LA.

Dittus, F. W., and Boelter, L. M. K., 1930, *Universty of California, Berkeley, Publication on Engineering*, 2, 443 p.

Fluent User's Guide, 1998, *Fluent Incorporated Centerra Resource Park, Lebanon*.

Garimella S. V. and Singhal, V., 2004. Single-Phase Flow and Heat Transport and Pumping Considerations in Microchannel Heat Sinks, *Heat Trans. Eng.*, 25/1: 15-25.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Gnielinski, V., *Int. Chem. Eng.*, 1976, 359 p.

Hausen, H., 1943, *Z. VDI Beith. Verfahrenstech.* 4, 91 p.

Harms, T. M., Kozmierczak, M., Gerner, F. M., Hölke, A., Henderson, H. T., Pilchowski, J. and Baker, K., 1997. Experimental Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop through Deep Microchannels in a (110) Silicon Substrate, *HTD- Vol.351*, 347–357 p, *ASME*, New York.

Huang, P., Bradshaw, P. and Coakley, T., 1993, Skin Friction and Velocity Profile Family for Compressible Turbulent Boundary Layers, *AIAA Journal*, 31(9), 1600-1604.

Ito, H., 1959, Friction factors for turbulent flow in curved pipes, *J. Basic Eng.*, 81,123-134.

Kadambi, V., 1983, Heat transfer and pressure drop in a helically coiled rectangular duct, *ASME* ,83-WA/HT-1.

Kader, B., 1993, Temperature and Concentration Profiles in Fully Turbulent Boundary Layers, *Int. Heat Mass Transfer*, 24 (9), 1541-1544.

Kays, W. M., 1955, *Trans. ASME*, 77, 1265 p.

Kays, W. M. And M. E. Crawford, 1980, *Convective Heat and Mass Transfer*, Mc Graw Hill, Newyork.

Langhaar, H. L., 1942, *J. Appl. Mech.*, 64,A-55.

Liu, D. and Garimella, S., 2002, Investigation of Liquid Flow in Microchannels, *AIAA Paper*, 2002-2776, *AIAA*, New York.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Manlapaz R. L., and Churchill, S.W, 1981, "Fully Developed Laminar Convection from a Helical Coil", Chem. Eng. Commun., 9, 185-200.
- Martin, H., 1990, Heat Transfer II, University of Karlsruhe,(TH).
- Meter, D. M., and Bird, R. B., 1961, AIChE Journal, 7:41.
- Molki, M., and Sparrow, E. M., 1986, Journal Heat Transfer, 108, 482 p.
- Moody, 1944, L. F., Trans. ASME, 66, 671 p.
- Mori, Y., Uchida, Y., Ukon, T., 1971, Forced convective heat transfer in a curved channel with a square cross section, International Journal of Heat and Mass Transfer, 14, 1787-17805.
- Orlov, V.K., and Tselishchev, P.A., 1964, "Heat Exchange in a Spiral Coil with Turbulent Flow of Water", Thermal Eng. (translated from Teploenergetika), (11/12), 97-99.
- Petukhov, B. S., 1970, Advances Heat Transfer, 6.
- Petukhov, B.S., and Roizen, L. I., 1968, High Temperature 2, 65/68.
- Pfund, D., Rector, D. and Shekarriz, A., 2000. Pressure Drop Measurements in a Microchannel, AIChE J., Vol.46, No.8, pp 1496-1507.
- Phillips, R. J., 1987, Forced Convection, Liquid Cooled, Microchannel Heat Sinks, *MS Thesis*, Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA.
- Phillips, R. J., 1990, Microchannel Heat Sinks, Advantages in Thermal Modeling of Electronic Components and Systems, New York, NY: Hemisphere Publishing Corporation, Chapter 3.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Pratt, N. H., 1947, The Heat Transfer in a Reaction Tank Cooled by means of a Coil, Trans. Inst. Chem. Eng., 25, 163-180.
- Rhie, C. M, and Chow, W.L., (1983), Numerical study of the turbulent flow past an air foil with trailing edge separation, AIAA Journal, 21(11), 1525-1532.
- Rogers, G. F. C. and Mayhew, Y. R., 1964, "Heat Transfer and Pressure Loss in Helically Coiled Tubes with Turbulent Flow, Int. J. Heat Mass Transfer, 7:1207-1216.
- Rohsenow, W., M., 1952, "A Method of Correlating Heat Transfer Data for surface Boiling Liquids," Trans. ASME, 74, 969.
- Schmidt, E. F., 1967, "Wärmeübergang und Druckverlust in Rohrschlangen," Chem. Ing. Tech., 39, 781-789.
- Seban, R. A., and McLaughlin, E. F., 1963, Int. J. Heat Mass Transfer, 6, 387.
- Shah, R. K. and London, A. L., 1978, Laminar Flow Forced Convection in Ducts, Supplement 1 to Advances in Heat Transfer, ed. Irvine, T. F. and Hartnett, J. P., Academic Pres, Newyork.
- Sharp, K.V. and Adrian, R.J., 2003. Transition from Laminar to Turbulent Flow in Liquid Filled Microtubes, TAM Reports 1030, University of Illinois at Urbana-Champaign, Collage of Engineering.
- Sieder, E. N., and Tate, G. E., 1936, Ind. Eng. Chem., 28, 1429 p.
- Srinivasan,, P. S., Nandapurkar, S. S., and Haolland, S. S., 1970, Friction Factors for coils, Trans. Inst. Chem. Eng. 48, T156-T161.
- Stephan, K., 1962, Chem.-Ing.-Tecn., 34, 207/12.
- VDI Heat Atlas, 1993, 1st. English Ed.n, Springer Verlag, Lb7.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Walker, J. E., Whan, G. A., and Rothfus, R. R., 1957, AICHE Journal, 3:485.

Wark, K., 1983, Thermodynamics, McGraw-Hill.

White, F. and Christoph, G., 1971, A Simple New Analysis of Compressible Turbulent Skin Friction Under Arbitrary Conditions, Technical Report AFFDL-TR, 70-133.

Xu, B., Ooi, K. T., Wang, N. T. and Choi, W. K., 2000. Experimental Investigation of Flow Friction for Liquid Flow in Microchannels, Int. Commun. Heat Mass Transfer, 27: 1165–1176.

Yang, G., and Ebadian, M.A., 1996, Turbulence Forced Convection in a Helicoidal Pipe with Substantial Pitch," Int. J. Heat Mass Transfer, 39, 2015-2022.

ÖZGEÇMİŞ

Nihal Uğurlubilek Türkiye Cumhuriyeti vatandaşı olup 20.10.1971 tarihinde Balıkesir'in Bandırma ilçesinde doğmuştur. İlk ve orta öğrenimini Eskişehir'de tamamlamış olup, lisansını Eskişehir Anadolu Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde 1992'de bitirmiştir. Yüksek Lisansını 1997'de Eskişehir Osmangazi Üniversitesi'nde tamamlamıştır. Yüksek lisans tezinde halka kesitli borularda laminar akışın sayısal analizini yapmaya çalışmıştır. 2001'de aynı üniversitede doktora çalışmasına başlamıştır. Evli ve iki çocuk annesidir.