

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

**MİKROKANALLARDA AKIŞ VE ISI GEÇİŞİNİN
DENEYSEL VE TEORİK İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ

Mak.Yük.Müh. Nezaket PARLAK

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ
Tez Danışmanı : Prof. Dr. Mesut GÜR

Ocak 2010

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MİKROKANALLARDA AKIŞ VE ISI GEÇİŞİNİN
DENEYSEL VE TEORİK İNCELENMESİ

DOKTORA TEZİ

Mak. Yük. Müh. Nezaket PARLAK

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

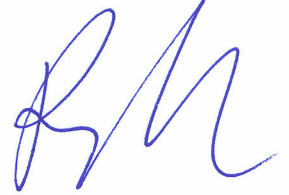
Bu tez 25/02/2010 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.



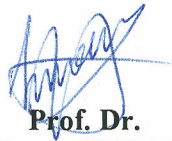
Prof. Dr.
Mesut GÜR
Jüri Başkanı



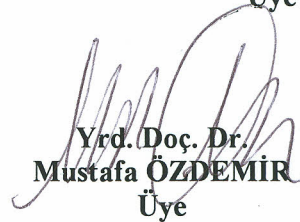
Prof. Dr.
Cem PARMAKSIZOĞLU
Üye



Prof. Dr.
Recep YAMANKARADENİZ
Üye



Prof. Dr.
Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU
Üye



Yrd. Doç. Dr.
Mustafa ÖZDEMİR
Üye

TEŞEKKÜR

Öncelikle bilimsel fikir ve tecrübelerinden yararlandığım, neşesi ve sabrı ile beni çalışmaya sevk eden danışman hocam Prof.Dr. Mesut Gür'e, tüm titizliği ile çalışmalarımı takip eden deneysel tecrübesinden yararlandığım eş danışmanım Yrd.Doç.Dr. Hasan Küçük'e , bu konuya beni sevk eden yürütücüsü olduğu DPT projesinde bana yer veren hocam Doç.Dr. Tahsin Engin'e, tez izleme jürisinde bulunan yeni fikirleri ile ufkumu açan hocam Yrd.Doç.Dr. Mustafa Özdemir'e, ve yaptığımız çalışmayı beğenerek bizi cesaretlendiren sayın Prof.Dr. Cem Parmaksızoğlu'na (İTÜ, Makine Fakültesi), yaptığım çalışmada mikroboruların iç çap ve yüzey pürüzlülüklerinin belirlenmesinde laboratuvar olanaklarını ve bilimsel tecrübelerini bizimle paylaşan Sakarya Üniversitesi Metalürji Mühendisliği Bölümü öğretim üyesi Doç.Dr. Fatih Üstel' e, deney tesisatının kurulması aşamasında yardımcı olan Öğr.Gör.Adem Çalışkan'a, mesai arkadaşım Arş.Gör.Sedat İriç ve bölüm laboratuvarı teknisyeni Metin Günay'a, manevi desteklerini esirgemeyen tüm mesai arkadaşlarıma, 2003.K.120.970 numaralı proje kapsamında vermiş olduğu maddi destekten dolayı DPT' na, lisans üstü tez projeleri kapsamında (Proje no: 2006.50.02.063) yine maddi destek sağlayan Sakarya Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Komisyonu Başkanlığına, çalışma süresince maddi, manevi ve bilimsel desteğini esirgemeyen eşim Zekeriya Parlak'a ve sabırla vakit ayırmamı bekleyen biricik kızım Betül' e teşekkür ederim.

Nezaket Parlak

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	ix
TABLolar LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xiv
SUMMARY.....	xv
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
1.1. Amaç ve Yöntem.....	2
BÖLÜM 2.	
TEORİ.....	3
2.1. Temel Denklemler.....	3
2.1.1. Kütleinin korunumu.....	3
2.1.2. Momentum korunumu.....	4
2.1.3. Enerjinin korunumu.....	6
2.1.4. Termodinamik'in II.Yasası.....	7
2.2. Makro Ölçekli Borularda Akış.....	8
2.2.1. Basınç ve kayma gerilmesi.....	10
2.2.2. Hacimsel debi.....	11
2.2.3. Sürtünme faktörü.....	12
2.3. Mikro Ölçekli Borularda Akış.....	13
2.3.1. Kayma akışı	14
2.3.2. Yüzey pürüzlülüğü	15

2.3.3. Giriş etkileri	18
2.4. Makro Ölçekli Borularda Isı Geçişi.....	18
2.4.1. Sabit ısı akısı koşullarında ısı geçişi	20
2.4.2. Sabit yüzey sıcaklığı koşullarında ısı geçişi	21
2.5. Mikro Ölçekli Borularda Isı Geçişi.....	21
2.5.1. Viskoz ısınma.....	23
2.5.1. Eksenel ısı iletimi.....	25
2.5.1. Isıl giriş uzunluğu.....	26
BÖLÜM 3.	
LİTERATÜR	28
3.1 Mikrokanallarda Tek Fazlı Zorlanmış Akışkan Akışı.....	28
3.2 Mikrokanallarda Tek Fazlı Zorlanmış Taşınım İle Isı Geçişi.....	35
BÖLÜM 4.	
DENEYSEL ÇALIŞMA.....	46
4.1. Deney Düzenegi.....	46
4.2. Kullanılan Mikroborular	48
4.2.1. Hidrolik çapın belirlenmesi.....	49
4.2.2. Yüzey pürüzlülüğünün belirlenmesi.....	50
4.2.3. Deneysel ölçülen büyüklükler ve sürekli rejim hali.....	52
4.2.4. Deneysel sürtünme faktörünün belirlenmesi	54
4.2.5. Viskoz ısınma nedeniyle oluşan sıcaklık artışının belirlenmesi.....	55
4.2.6. Deneysel ısı taşınım katsayısının belirlenmesi.....	55
4.3. Belirsizlik Analizi.....	56
4.4. Deneysel Sınıflandırılması.....	58
4.4.1. Mikroboru akış deneyleri.....	58
4.4.2. Viskoz ısınma deneyleri.....	59
4.4.3. Isı geçişi deneyleri.....	59
BÖLÜM 5.	
MİKROBORUDA AKIŞIN NÜMERİK SİMÜLASYONU.....	61

BÖLÜM 6.	
MİKROBORUDA AKIŞIN II. YASA ANALİZİ.....	63
BÖLÜM 7.	
DENEYSEL SONUÇLAR VE KARŞILAŞTIRMA.....	67
7.1. Basınç Düşüşü ve Sürtünme Faktörü.....	67
7.2. Adyabatik Akışta Viskoz Isınma	71
7.3. Adyabatik Şartlarda Yapılan Akış Deneylerinin II.Yasa Analizi ...	79
7.4. Sabit Yüzey Sıcaklığı Koşullarında Isı Geçişi Deney Sonuçları	84
7.4.1. Isıl giriş uzunluğunun etkisi.....	87
7.4.2. Viskoz ısınmanın ısı geçişine etkisi	89
7.4.3. Wilson-Plot metodu ile elde edilen Nu sayıları ve Nu bağıntısı	90
7.4.4. Isı geçişi deneylerinde Br sayısı	93
7.4.5. Isı geçişi deney sonuçlarının literatürdeki mevcut bağıntılar ile karşılaştırılması	95
BÖLÜM 8.	
SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	96
KAYNAKLAR.....	99
EK A	104
EK B	110
EK C	112
ÖZGEÇMİŞ.....	113

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

A	: Alan (m^2)
a	: İvme ($m \cdot s^{-2}$)
Bi	: Biot sayısı
Br	: Brinkman sayısı
c_p	: Özgül ısı ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
D	: İç çap (m)
D_h	: Hidrolik çap (m)
E	: Enerji ($kJ \cdot s^{-1}$)
e	: Birim kütle enerjisi ($kJ \cdot kg^{-1}$)
E_c	: Eckert sayısı
F	: Kuvvet (N)
f	: Darcy sürtünme faktörü
f_v	: Sıcaklık farkı yaklaşımı ile sürtünme faktörü
g	: Yerçekimi ivmesi ($m \cdot s^{-2}$)
Gr	: Graetz sayısı
H	: Mikrokanal yüksekliği (m)
h	: Entalpi ($kJ \cdot kg^{-1}$)
h	: Isı taşınım katsayısı ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
K	: Toplam ısı geçiş katsayısı ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
K_D	: Daralma kayıp katsayısı
K_G	: Genişleme kayıp katsayısı
k	: Isı iletim katsayısı ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)
Kn	: Knudsen sayısı
L	: Mikroboru uzunluğu (m)
l	: Uzunluk (m)
M	: Eksenel ısı iletimi sayısı

\dot{m}	: Kütle debisi (kg/s)
n	: Normal vektör
P	: Basınç (Pa)
Pe	: Peclet sayısı
Po	: Poiseuilli sayısı
Pr	: Prandtl sayısı
R	: Isıl direnç
r	: Radyal koordinat (m)
r	: Yarıçap (m)
Re	: Reynolds sayısı
s	: Entropi
T	: Sıcaklık (K)
t	: Zaman (s)
ΔT_v	: Viskoz ısınmadan kaynaklanan sıcaklık artışı (K)
ΔT_{ref}	: Referans sıcaklığı (K)
u	: Akışkan hızı (m.s ⁻¹)
U	: Akışkanın ortalama hızı (m.s ⁻¹)
U_R	: Ölçüm hatası
V	: Hız vektörü
Vi	: Viskoz ısınma sayısı
z	: Uzunluk (m)

Greek sembolleri

θ	: Açısal koordinat (m)
μ	: Dinamik viskozite (N.s.m ⁻²)
Φ	: Viskoz fonksiyon
ρ	: Yoğunluk (kg. m ⁻³)
Q	: Hacimsel debi (m ³ .s ⁻¹)
\dot{Q}	: Isı enerjisi (kj.s ⁻¹)
\dot{q}	: Isı enerjisi (kj. s ⁻¹ .m ⁻²)
σ_{ij}	: Yüzey gerilme tensörü
τ	: Kayma gerilmesi (Pa)
W	: Mikrokanal genişliği (m)

δ	: Kaymama sabiti
κ	: Eksenel ısı iletimi sayısı
\forall	: Hacim (m ³)
ϵ	: Ortalama pürüzlülük yüksekliği (m)
ζ	: Kanal et kalınlığının boya oranı

Alt simgeler

$\ç$: Çıkan
f	: Akışkan
g	: Giren
H	: Hidrodinamik
KH	: Kontrol hacmi
kr	: Kritik
KY	: Kontrol yüzeyi
lm	: Logaritmik
m	: Ortalama
ref	: Referans
s	: Yüzey
T	: Termal
ü	: Üretim
x,y,z	: Kartezyen koordinatlar (m)

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1.	Silindirik bir kanalda akış.....	8
Şekil 2.2.	Yatay boruda basınç dağılımı	10
Şekil 2.3.	Moody diyagramı	18
Şekil 2.4.	Hidrodinamik giriş uzunluğu.....	18
Şekil 2.5.	Silindirik kanalda ısı geçişi.....	19
Şekil 2.6.	Br sayısının Nu sayısına etkisi.....	24
Şekil 2.7.	Isıl giriş uzunluğu.....	27
Şekil 3.1.	Laminer akış bölgesinde deneysel Nu sayıları	41
Şekil 3.2.	Türbülans akış bölgesinde deneysel Nu sayıları	42
Şekil 4.1.a	Deney tesisatı şeması	47
Şekil 4.1.b	Deney tesisatı	47
Şekil 4.2.a	Mikroboru test ünitesi	48
Şekil 4.2.b	Sabit sıcaklık banyosu	48
Şekil 4.3.a	Ergimiş silis boru kesiti: 150 mikron	48
Şekil 4.3.b	Ergimiş silis boru kesiti: 20 mikron	48
Şekil 4.4.a	Ergimiş silis mikroboru	49
Şekil 4.4.b	Paslanmaz çelik mikroboru	49
Şekil 4.5.	Paslanmaz çelik mikroboru kesiti	50
Şekil 4.6.	Şematik mikroboru kesiti-Pürüzlülüğün belirlenmesi	51
Şekil 4.7.	Sürekli rejime geçişte ölçülen sıcaklıklar	53
Şekil 4.8.	Sürekli rejimde ölçülen sıcaklıklar	56
Şekil 4.9.	Sürekli rejim koşullarında basınç düşüşünün zamanla değişimi ...	56
Şekil 5.1.	Mikroboru çözüm ağı	61
Şekil 5.2.	Şematik mikroboru ve sınır şartları	62
Şekil 6.1.	Kontrol hacmi	63

Şekil 7.1.	Basınç düşüşünün (farkı) hacimsel debi ile değişimi: P[50], P[50]	67
Şekil 7.2.	Sürtünme faktörü değerlerinin Re ile değişimi: S[150], P[150] ...	68
Şekil 7.3.	Po sayısının Re ile değişimi: S[150], P[150]	69
Şekil 7.4.	Geçiş bölgesinde sürtünme faktörü değerleri: S[150]	69
Şekil 7.5.	Pürüzlü boruda sürtünme faktörü değerlerinin Re ile değişimi PÇ[179]	70
Şekil 7.6.	Pürüzlü boruda Po değerlerinin Re ile değişimi: PÇ[179]	70
Şekil 7.7.	Pürüzlü boruda geçiş bölgesinde sürtünme faktörü değerleri: PÇ[179]	71
Şekil 7.8.	Pürüzsüz boruda ölçülen sıcaklık artışlarının karşılaştırılması: S[101], S[101]-Celata vd. (2006)	72
Şekil 7.9.	Pürüzsüz borularda sıcaklık artışları: S[50], S[76], S[101], S[150]	72
Şekil 7.10.	Basınç düşüşünün Re ile değişimi: S[50], P[50].	73
Şekil 7.11.	Pürüzlü borularda sıcaklık artışları: S[50], S[76], S[101], S[150]	74
Şekil 7.12.	Pürüzsüz borularda sürtünme faktörleri: S[50], S[76], S[101], S[150]	75
Şekil 7.13.	Pürüzsüz borularda sıcaklık artışı ile hesaplanan sürtünme faktörleri: S[50], S[76], S[101], S[150]	75
Şekil 7.14.	Pürüzlü borularda sürtünme faktörleri: PÇ[103], PÇ[139], PÇ[179]	76
Şekil 7.15.	Pürüzlü borularda sıcaklık artışı ile hesaplanan sürtünme faktörleri: PÇ[103], PÇ[139], PÇ[179]	76
Şekil 7.16.	Pürüzlü ve pürüzsüz borularda basınç düşüşünün HAD sonuçları ile karşılaştırılması	77
Şekil 7.17.	Farklı Re sayılarında mikroboru boyunca akışkanın merkez sıcaklıkları	78
Şekil 7.18.	Farklı Re sayılarında akışkanın radyal yöndeki sıcaklıkları	78
Şekil 7.19.	DeneySEL ve hesaplanan sıcaklık artışlarının karşılaştırılması	79
Şekil 7.20.	Pürüzsüz boruda entropi artışı: S[101]	80
Şekil 7.21.	Pürüzsüz boruda kayıp iş değerleri: S[50], S[76], S[101], S[150].	80
Şekil 7.22.	Entropi artışının boru boyu ile değişimi: S[150][11], S[150][30]..	81
Şekil 7.23.	Q=2 ml/d hacimsel debide farklı iç çaplardaki mikroborularda	

	entropi artış değerleri	82
Şekil 7.24.	Pürüzsüz borularda sıcaklık artış oranı: S[50], S[76], S[101], S[150]	82
Şekil 7.25.	Entropi yaklaşımı ile elde edilen verilerin deneysel sıcaklık artışları ile karşılaştırılması	83
Şekil 7.26.	Sunulan modelin ve Morini' nin (2005) önerdiği model ile karşılaştırılması	83
Şekil 7.27.	Farklı banyo sıcaklıklarında deneysel Nu sayılarının Re ile değişimi: PÇ[180][10].....	85
Şekil 7.28.	Farklı banyo sıcaklıklarında deneysel Nu sayılarının Re ile değişimi: PÇ[180][20].....	85
Şekil 7.29.	Farklı banyo sıcaklıklarında deneysel Nu sayılarının Re ile değişimi: PÇ[180][30].....	86
Şekil 7.30.	Q=10 ml/d hacimsel debi için mikroboru çıkışında ölçülen sıcaklıkların logaritmik sıcaklık değişimi ile karşılaştırılması	86
Şekil 7.31.	T=54 °C banyo sıcaklığında deneysel Nu sayılarının Re ile değişimi: PÇ[180][30].....	87
Şekil 7.32.	Farklı uzunluktaki mikroborularda Nu sayılarının Re ile değişimi	88
Şekil 7.33.	Ölçülen toplam sıcaklık artışı ile viskoz sıcaklık artışının karşılaştırılması	89
Şekil 7.34.	Viskoz sıcaklık artışlarının karşılaştırılması.....	90
Şekil 7.35.	Laminer akış bölgesinde $1/K'$ nın $1/Q^{0.67}$ ile değişimi	91
Şekil 7.36.	Laminer akış bölgesinde hesaplanan Nu sayıları ile geliştirilen Nu bağıntısı	91
Şekil 7.37.	Geçiş ve türbülanslı akış bölgesinde $1/K'$ nın $1/Q^{0.87}$ ile değişimi	92
Şekil 7.38.	Türbülansa geçiş ve türbülanslı akış bölgesinde deneysel Nu sayıları ile geliştirilen Nu bağıntısı	93
Şekil 7.39.	Br sayısının Re sayısı ile değişimi	94
Şekil 7.40.	Br sayısının $Nu/Re^m Pr^n$ ile değişimi	94
Şekil 7.41.	Deneysel Nu sayılarının mevcut bağıntılarla karşılaştırılması: PÇ[180][20][T=44]	95
Şekil A.1.	Kontrol hacmi	101
Şekil A.2.	Sabit sıcaklık banyosu ve boru boyunca sıcaklıkların dağılımı ...	103

Şekil A.3.	Kılcal boru kesiti	105
Şekil B.1.	$1/K$ 'nın $1/Q^n$ ile değişimi	108

TABLolar LİSTESİ

Tablo 3.1.	Mikrokanallarda zorlanmış sıvı akışları üzerine yapılan çalışmaların özeti	34
Tablo 3.2	Mikrokanallarda zorlanmış sıvı akışlarında ısı geçişi üzerine yapılan çalışmaların özeti	44
Tablo 4.1	İç çapın belirlenmesi	50
Tablo 4.2	Yüzey pürüzlülüğünün hesaplanması	52
Tablo 4.3	Hata oluşturan parametreler ve toplam hatalar	57
Tablo 4.4	Deneysel parametrelerde hesaplanan toplam belirsizlik	58
Tablo 4.5	Akış deneyleri	58
Tablo 4.6	Viskoz ısınma deneyleri	59
Tablo 4.7	Sabit yüzey sıcaklığı koşullarında ısı geçişi deneyleri	60
Tablo 4.8.	Başlıca termal giriş uzunlukları ile eksenel ısı iletim katsayıları..	60
Tablo 7.1	Farklı uzunlukta aynı iç çaplardaki mikroborularda Gz sayıları...	88
Tablo C.1	Makro ölçekli kanallarda kullanılan ısı geçişi bağıntıları	112

ÖZET

Anahtar kelimeler: Mikrokanal, Viskoz Isınma, Mikro Akışkan Akışı, Mikro Isı Geçişi

Mikrocihazlar 80'li yılların başından itibaren biyoteknoloji, bilgisayar, uzay, taşıt, tıp, elektronik ve haberleşme gibi birçok endüstri alanında yerini almıştır. Bu cihazların geliştirilebilmesi mikron boyutundaki kanallardaki akışkan akışının sağlanması ve ısı geçişi analizlerinin yapılabilmesine bağlıdır. Tek fazlı akışkan akışı gerek elektronik aygıtların soğutulmasında gerekse mikro pompa, vana, karıştırıcılar ve akış sensörleri gibi mikro akışkan cihazlarında karşımıza çıkmaktadır. Mikrokanal boyutlarının, iç yüzey özelliklerinin, malzeme ve akışkan tipinin, akış ve ısı geçişine etkisi hala güncel bir konu olup deneysel ve nümerik çalışmalar gerçekleştirilmektedir.

Bu çalışmada mikroborularda laminer akış ve ısı geçişi özelliklerinin ortaya çıkarılması amacıyla farklı malzemelerden yapılmış pürüzlü ve pürüzsüz mikro borularla deneysel çalışmalar yapılmıştır. Deneyler ortam sıcaklığında ve adyabatik şartlarda akış deneyleri ile sabit yüzey sıcaklığı koşullarında ısı geçişi deneylerinden oluşmaktadır.

Ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı Ansys CFX.12 yardımıyla adyabatik mikroboruda viskoz ısınma etkisi göz önünde bulundurularak akışın nümerik çözümü gerçekleştirilmiştir. Elde edilen veriler hem deneysel sonuçlar ile hem de mevcut analitik modeller ile karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

Isı geçişi sabit yüzey sıcaklığı koşulunda mevcut bağıntılar yardımıyla incelenmiştir. Yüzey sıcaklığı ve boru boyu parametre seçilerek deneyler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen deneysel veriler mevcut bağıntılar yardımıyla elde edilenler ile karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

EXPERIMENTAL AND THEORETICAL ANALYSIS OF FLOW AND HEAT TRANSFER AT MICROCHANNELS

SUMMARY

Key Words: Microchannel, Viscous Heating, Microflow, Heat Transfer.

Micro devices have been involved in a lot of industries as bio-technology, computer, space, vehicle, medicine, electronic and communication, since 80th. Development of the devices depends on providing fluid flow and heat transfer in micron size channels. Single phase fluid flow hold a place in micro flow devices as micro pumps, valves, mixers and flow sensors and cooling electronic devices. Micro channel dimensions, internal surface properties, type of material and fluid, effect of heat and flow are already current issue and numeric and experimental studies have been conducted.

In this study, experimental studies have been conducted using the rough and smooth micro-pipes to reveal laminar flow and heat transfer characteristics of microtubes made of different materials. Flow and heat transfer experiments were performed under adiabatic conditions and ambient temperature and at constant surface temperature. Numeric analysis of flow through the adiabatic microtubes was performed by taking into account viscous heating effects using by Computational fluid dynamic (CFD) code ANSYS CFX 12.0. CFD results were compared both experimental and analytical model results.

Heat transfer was investigated under constant surface temperature conditions. Surface temperature and length were specified as parameters during experiments. The experimental results were compared with predicted data obtained by available correlations in the literature.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Günümüzde imalat teknolojilerinin hızla gelişmesi mevcut cihazların giderek küçülmesine ve yeni teknolojik sistemlerin icat edilmesine sebep olmaktadır. Mikro-Elektro-Mekanik Sistemler (MEMS) olarak da bilinen yeni sistemler, içerisinde akışkanın dolaştığı farklı birimleri birbirine bağlayan mikrokanallar içermektedir. Mikrokanallarda akış: biyoteknoloji, bilgisayar, uzay, taşıt, tıp ve haberleşme gibi birçok endüstrinin ilgi alanına girmektedir. (Papautsky 2001, Herwig 2002, Kandlikar 2002, Morini 2005) Mikrokanallarda tek fazlı zorlanmış akış etkin bir soğutma mekanizması olarak elektronik cihazlardan reaktör soğutma sistemlerine kadar çok geniş uygulama alanına sahiptir.

Özellikle 90'lı yıllarda başlayıp günümüze kadar olan süreçte, mikro ölçekli ısı pompalarının, ısı makinelere, yakma sistemlerinin ve yakıt işleme sistemlerinin geliştirilmesi amacıyla deneysel ve teorik birçok çalışma yapılmıştır. Akış ya da ısı geçişi problemlerinin çözümünde; kanalın hidrolik çapı dikkate alınmadan akışın kararlılığı ya da akışkanın ısı özelliklerinin sabit kalması gibi kabuller yapılmaktadır. Bu teorik yaklaşımların hidrolik çapın çok küçüldüğü durumlarda da geçerliliğini koruyup korumadığı günümüzün önemli araştırma konularından birini oluşturmaktadır.

Deneysel ve sayısal çalışmalar, mikrokanal akışlarında; yüzey pürüzlülüğü, giriş etkileri, kayma akışı, viskoz ısınma ve eksenel ısı iletimi gibi parametrelerin önem kazandığını göstermektedir (Guo ve Li 2003, Morini 2004, Zhigang 2009). Bu nedenle; mikro cihazların geometrilerinin belirlenmesine, mikro kanallardaki akışkan akışının sağlanmasına, kütle ve ısı geçişi analizlerinin yapılabilmesine olanak sağlayan yeni yöntemlerin geliştirilmesi ve var olan modellerin deneysel çalışmalar ile doğrulanması büyük önem taşımaktadır.

1.1. Amaç ve Yöntem

Mikro akışkan cihazlarının (Micro Fluidic Devices) geliştirilmesi mikro ölçekteki ısı geçişi ve akışının aydınlatılmasına bağlıdır. Bu amaçla özellikle 80'lerin ortalarından itibaren mikrokanallarda akış ve ısı geçişi geçişinin deneysel ve teorik olarak incelendiği çok sayıda çalışma gerçekleştirilmiştir. Mikrokanallarda tek fazlı laminer sıvı akışı konusunda yapılan çalışmalar incelendiğinde; pürüzlü kanallarla viskoz ısınma etkisinin de göz önünde bulundurulduğu deneysel çalışmaların yetersizliği dikkat çekmektedir. Isı geçişinin incelendiği çalışmalar ise genellikle sabit ısı akısı koşullarında gerçekleştirilmiş olup, sonuçlar hem kendi aralarında hem de geleneksel bağıntılardan elde edilenlerle uyumsuzdur.

Bu çalışmada mikrokanallarda laminer akış ve ısı geçişi özelliklerinin ortaya çıkarılması amacıyla farklı malzemelerden yapılmış pürüzlü ve pürüzsüz mikro borularla deneysel çalışmalar yapılmıştır. Akış analizi bölümünde makro ölçekte genellikle ihmal edilen viskoz ısınma ve pürüzlülük etkileri göz önünde bulundurularak deneysel veriler irdelenmiştir. Analizler bir ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı olan Ansys CFX.12 ile gerçekleştirilmiştir. Elde edilen veriler mikrokanallar ile ilgili mevcut analitik modeller ile karşılaştırmalı olarak sunulmaktadır. Isı geçişi ile ilgili deneysel çalışmalar sabit yüzey sıcaklığı koşulunda yapılmış olup, deneysel veriler Wison-Plot metodu yardımıyla modellenmiş, sonuçlar mevcut bağıntılar kullanılarak elde edilen veriler ile karşılaştırılmıştır.

BÖLÜM 2. TEORİ

Bu bölümde akış ve ısı geçişinin incelenmesinde kullanılan temel bağıntılara yer verilmiştir. Bölüm 2.1’ de verilen temel denklemler mikrobörularda akış ve ısı geçişinin ortaya çıkarılması için kullanılmıştır.

2.1. Temel Denklemler

2.1.1. Kütleinin korunumu

Belirli bir zaman aralığında sistemin toplam kütleindeki değişim, sistem sınırlarından giren kütle ile sistemi terk eden kütleinin farkına eşit olmalıdır. Buna göre kütleinin korunumu;

$$\frac{\partial m_{KH}}{\partial t} = \sum_{Giren} \dot{m} - \sum_{Çıkan} \dot{m} \quad (2.1)$$

şeklinde ifade edilebilir (Çengel, 2006). Kontrol hacmi içerisindeki kütleinin zamanla değişim hızı $\frac{\partial m_{KH}}{\partial t} = \frac{d}{dt} \int_{KH} \rho dV$ ile ifade edilir. Kontrol hacminden tüm kontrol yüzeyleri boyunca net kütleisel debi tüm kontrol yüzeyleri boyunca integral alınarak bulunabilir. Buna göre net kütleisel debi; $\sum_{Giren} \dot{m} - \sum_{Çıkan} \dot{m} = \int_{KY} \rho(\vec{V} \cdot \vec{n}) dA$ şeklinde yazılır. Böylece kütleinin korunumu genel olarak;

$$\frac{d}{dt} \int_{KH} \rho dV + \int_{KY} \rho(\vec{V} \cdot \vec{n}) dA = 0 \quad (2.2)$$

halinde ifade edilir. Kartezyen koordinatlarda 3 boyutlu bir kontrol hacmi için;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_x}{\partial x} + \frac{\partial \rho u_y}{\partial y} + \frac{\partial \rho u_z}{\partial z} = \frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \vec{V} \quad (2.3)$$

yazılır. Burada D/Dt maddesel türevi, u ise hız vektörünü (u_x, u_y, u_z) ifade etmektedir. Zamanla değişimi olmayan, sıkıştırılamaz bir akış için süreklilik denklemi;

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (2.4)$$

halini alır. Silindirik koordinatlarda 3 boyutlu (r, θ ve z) süreklilik denklemi;

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(ru_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(u_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(ru_x)}{\partial x} = 0 \quad (2.5)$$

şeklinde yazılır.

2.1.2. Momentum korunumu

Bir cismin (kontrol hacminin) kütesinin hızı ile vektörel çarpımı momentum, $m\vec{V}$, olarak ifade edilir. Newton'un ikinci yasasına göre bir cismin ivmesi cisme etki eden net kuvvet ile doğru orantılı olup, cismin kütlesi ile ters orantılıdır ve cismin momentum değişim hızı cisme etkiyen net kuvvete eşittir.

$$\vec{F} = m\vec{a} = \frac{d(m\vec{V})}{dt} \quad (2.6)$$

Kontrol hacmine etkiye toplam kuvvet yerçekimi, elektrik ve manyetik alan kuvvetleri gibi kütle kuvvetleri ile kontrol hacminin yüzeyine etkiyen basınç, viskoz ve temas kuvvetleri gibi yüzey kuvvetlerinin toplamıdır.

$$\sum \vec{F} = \sum \vec{F}_{K\ddot{u}t\ddot{u}l\ddot{e}} + \sum \vec{F}_{Y\ddot{u}z\ddot{e}y} \quad (2.7)$$

Momentum denkleminin genel ifadesi yüzey ve hacim integrali yoluyla;

$$\sum \vec{F} = \int_{KH} (\rho \vec{g}) dV + \int_{KY} \sigma_{ij} \vec{n} dA = \int_{KH} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) dV + \int_{KY} (\rho \vec{V} \vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (2.8)$$

şeklindedir. Buradaki σ_{ij} , yüzey gerilme tensörüdür. Akışkan durgun haldeyken, σ_{ij} hidrostatik basıncın neden olduğu basınç gerilmelerine eşit olmaktadır. Akışkanın hareketli olduğu durumda ise basınç gerilmelerinin yanında viskoz gerilmeler de olacaktır. Sonuç olarak bir vektör denkleminde tüm bileşenleri toplarsak Navier-Stokes denklemi olarak bilinen momentum korunum denklemini elde etmiş oluruz. Sabit fiziksel özelliklere sahip Newton tipi sıkıştırılmaz bir akış için Navier-Stokes denklemi:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\vec{\nabla}P + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (2.9)$$

halini alacaktır. Silindirik koordinatlarda sırasıyla r, θ, x bileşenleri için momentum denklemleri;

$$\begin{aligned} \rho \left(u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_x \frac{\partial u_r}{\partial x} \right) \\ = -\frac{\partial p}{\partial r} + \rho g_r + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) - \frac{u_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial x^2} \right) \end{aligned} \quad (2.10)$$

$$\begin{aligned} \rho \left(u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} - \frac{u_r u_\theta}{r} + u_x \frac{\partial u_\theta}{\partial x} \right) \\ = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \rho g_\theta \\ + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right) - \frac{u_\theta}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial x^2} \right) \end{aligned} \quad (2.11)$$

$$\begin{aligned} \rho \left(u_r \frac{\partial u_x}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_x}{\partial \theta} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} \right) \\ = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_x}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_x}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} \right) \end{aligned} \quad (2.12)$$

şeklinde yazılır.

2.1.3. Enerji korunumu

Termodinamiğin I.Yasasına göre enerji yoktan var, vardan da yok olamaz sadece şekil değiştirir. En genel halde Termodinamiğin I.Yasası sistem sınırları içindeki enerji değişiminin, sistemde üretilen enerji ile sisteme giren ve çıkan arasındaki enerji farkına eşit olacağını ifade eder. Bir kontrol hacminin enerjisi, kontrol hacmi sınırlarından giren, çıkan ısı enerjisi, iş ve de kütle ile değişebilmektedir. Buna göre genel olarak kontrol hacminin enerji korunumu;

$$\frac{dE_{KH}}{dt} = \dot{E}_g - \dot{E}_\zeta + \dot{E}_{\text{üretim}} \quad (2.13)$$

şeklinde ifade edilebilir. Daha ayrıntılı biçimde ifade edersek; kontrol hacmi içerisinde birim zamandaki iç enerji değişimi (1) ; giren, çıkan akışkan akışı ile transfer edilen net enerji (2), iletimle taşınan net ısı geçişi (3), birim zamanda üretilen ısı üretimi (4) ile kontrol hacminden çevreye yapılan net iş 'in (5) toplamına eşit olmalıdır. Buna göre enerjinin korunumu denklemi 2.13 ;

$$\left\{ \rho \frac{De}{Dt} \right\}_{(1)} + \left\{ e \left(\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot u \right) \right\}_{(2)} = \{ -\nabla \cdot q'' \}_{(3)} + \{ q''' \}_{(4)} - \{ P \nabla \cdot \vec{V} - \mu \Phi \}_{(5)} \quad (2.14)$$

halini alır (Bejan, 1995). Denklem 2.14'den de görüldüğü gibi (5) no' lu iş terimi, bir önceki bölümde de değinilen yüzey gerilme tensörü σ_{ij} yardımıyla elde edilir. Burada Φ , viskoz ısınmayı temsil eden fonksiyondur. Entalpi'nin tanımı $h = e + \left(\frac{1}{\rho} \right) P$ ve Fourier ısı iletimi kanunu $q'' = -k \nabla T$, yardımıyla denklem 2.14 sıkıştırılmaz bir akış için tekrar düzenlenirse;

$$\rho c \frac{DT}{Dt} = \nabla \cdot (k \nabla T) + q''' + \mu \Phi \quad (2.15)$$

halini alır. Enerji denklemi, taşınımın, radyal ve aksel iletimin dengesini ifade etmektedir. Denklemi iki boyutlu (r,x) kararlı ısı üretiminin bulunmadığı Newton tipi sıkıştırılmaz bir akış için sabit fiziksel özellikler kabulüyle silindirik koordinatlarda yazarsak;

$$\begin{aligned} \rho c_p \left(u_r \frac{\partial T_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial T_\theta}{\partial \theta} + u_x \frac{\partial T_x}{\partial x} \right) \\ = k \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_r}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T_x}{\partial x^2} \right] + \mu \Phi \end{aligned} \quad (2.16)$$

elde edilir. Burada, Φ , viskoz ısınma (kayıplar) etkisiyle oluşan kayıp fonksiyonunu ifade eder ve; aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\begin{aligned} \Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial u_r}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_r}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial r} - \frac{u_\theta}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right)^2 \right. \\ \left. + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_x}{\partial \theta} + \frac{\partial u_\theta}{\partial x} \right) + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_r}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial r} \right)^2 - \frac{1}{3} (\nabla \cdot \vec{V})^2 \right] \end{aligned} \quad (2.17)$$

2.1.4. Termodinamik'in II. Yasası

Isı geçişi problemlerinde Termodinamik' in II. Yasası akış ya da sıcaklık dağılımlarının belirlenmesinde önemli rol oynamaktadır. Bir sistemde akış ve ısı geçişinin neden olduğu tersinmezliklerin belirlenmesi, kullanılabilir enerji (Ekserji) kaybının en aza indirilerek sistem veriminin artırılması gerekir. Bu noktada II. Yasa analizi büyük önem taşır. Tersinmez gerçek bir süreç için Termodinamik'in II. Yasası ;

$$\dot{S}_u = \frac{\partial S_{KH}}{\partial t} - \sum \frac{\dot{q}}{T} - \sum_{Giren} \dot{m} s + \sum_{Çıkan} \dot{m} s \geq 0 \quad (2.18)$$

şeklindedir. Bir sistemde kaybolan iş, doğrudan entropi üretimine bağlıdır ve

$$W_{Kayıp} = T \cdot S_{\dot{u}} \quad (2.19)$$

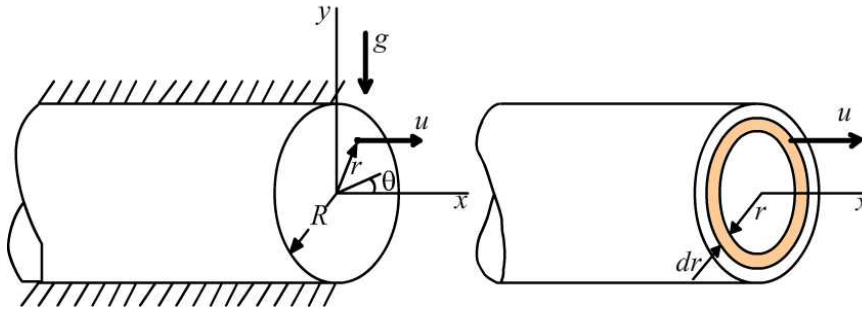
ile hesaplanabilir (Bejan, 1996). Buradaki T , kaynağın sıcaklığıdır ve sabittir. Birim zamanda birim hacimde üretilen entropi için;

$$S_{\dot{u}}''' = \frac{k}{T^2} (\nabla T)^2 + \frac{\mu}{T} \Phi \geq 0 \quad (2.20)$$

yazılır. Denklem 2.19 ile 2.20, özellikle ısı taşınımı ve uygulamalı Termodinamik alanları arasında köprü görevi görmektedir.

2.2. Makro Ölçekli Borularda Akış

Şekil 2.1' de görüldüğü gibi kesiti sabit, silindirik bir kanal içerisinde daimi ve laminer akış göz önüne alınsın.



Şekil 2.1. Silindirik bir kanalda akış

x - doğrultusunda sonsuz uzunluktaki silindirik kanalda; akışın daimi, Newton tipi, sıkıştırılamaz ve simetrik ($u_r = 0$) olduğu, akış alanında dönme olmadığı ($u_\theta = 0$), yerçekimi etkisinin ihmal edildiği ve sabit basınç dağılımının söz konusu olduğu kabul edilerek süreklilik denklemi Denklem 2.5'den;

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} = 0 \Rightarrow u = u(r) \quad (2.21)$$

şeklinde elde edilir. Buradan hızın x 'in bir fonksiyonu olmadığı görülür. Denklem 2.10-12 yardımıyla x - r ve θ momentum denklemleri aşağıdaki gibi yazılır;

x-momentum:

$$\frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{du}{dr} \right) \quad (2.22)$$

ve r - momentum denkleminde:

$$\frac{\partial P}{\partial r} = 0 \Rightarrow P = P(x) \quad (2.23)$$

elde edilir ve basıncın sadece x ' e bağlı olduğu görülmektedir. Aynı şekilde , θ - momentum denklemi yazılırsa 0 elde edilir. Sonuç olarak silindirik bir kanalda akış hızı, denklem 2.22'nin integrali alınarak;

$$u = \frac{r^2}{4\mu} \frac{dP}{dx} + c_1 \ln r + c_2 \quad (2.24)$$

elde edilir. Sınır şartları;

$$\begin{aligned} r = 0' \text{ da } \quad \frac{du}{dr} &= 0 \quad \Rightarrow \quad c_1 = 0 \\ r = R' \text{ de } \quad 0 &= \frac{R^2}{4\mu} \frac{dP}{dx} + c_2 \quad \Rightarrow \quad c_2 = -\frac{R^2}{4\mu} \frac{dP}{dx} \end{aligned}$$

yardımıyla sabitler bulunur ve denklem 2.24'den boru içindeki akış hızı;

$$u = -\frac{R^2}{4\mu} \frac{dP}{dx} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] \quad (2.25)$$

bulunur. Merkezde $r = 0$, $U = -\frac{R^2}{4\mu} \frac{dP}{dx}$ olacağından hız profili;

$$\frac{u}{U} = 1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2 \quad (2.26)$$

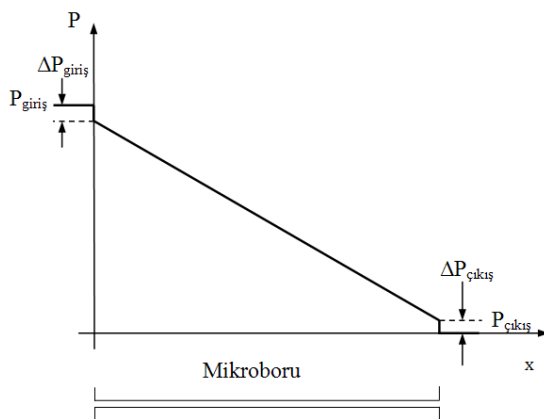
elde edilir. Burada U , ortalama hız olarak tanımlanmıştır.

2.2.1. Basınç ve kayma gerilmesi

Mikroboru içerisinde akışın sürdürülebilmesi için gerekli basınç farkının (ΔP) belirlenmesi gerekmektedir. Viskoz gerilmeler akışa direnç gösteren bir kuvvet oluşturmaktadır. Tam gelişmiş akış bölgelerinde akışkan hızlanmakta ya da yavaşlamakta ve hız profili tam gelişmiş akış profiline dönüşmektedir. Böylece, basınç, viskoz ve atalet kuvvetleri arasında bir denge oluşmakta ve Şekil 2.2' de görüldüğü gibi boru boyunca bir basınç değişimi oluşmaktadır. Basınç düşümü boru girişinde daha büyüktür. Tam gelişmiş bölge için basınç düşümü $\frac{dP}{dx}$, sabittir tam gelişmiş akış bölgesi için;

$$\frac{dP}{dx} = \frac{P_3 - P_2}{x_3 - x_2} = \frac{\Delta P}{l} \quad (2.27)$$

elde edilir.



Şekil 2.2. Yatay boruda basınç dağılımı

Yatay bir boru boyunca basınç düşümünün 0'a eşit olmaması viskoz etkilerden dolayıdır. Akışın sürdürülebilmesi için basınç kuvvetinin viskoz kuvvetleri yenecek büyüklükte olması gerekmektedir. Bir boru akışının davranışı akışın laminar ya da türbülanslı oluşuna göre değişmektedir. Bunun asıl nedeni, kayma gerilmesinin laminar akışta farklı, türbülanslı akışta farklı olmasıdır. Dinamik viskozite μ , olmak üzere laminar akışta kayma gerilmesi,

$$\tau = -\mu \left. \frac{du}{dr} \right|_{r=R} = \frac{8\mu U}{D} \quad (2.28)$$

bağıntısıyla bulunabilir. Kayma gerilmesi τ , akışkanın boru çeperi ile temasta olduğu silindirik yüzeyinde etkilidir ve boru çapının bir fonksiyonu olarak değişir, $\tau = \tau(r)$. Kayma gerilmesi duvarda maksimum değerini alır ve τ_w ile gösterilir.

2.2.2. Hacimsel debi

Hidrolik çapı sabit silindirik bir kanaldaki laminar akışın hacimsel debisi;

$$Q = \int_A \vec{V} dA = \int_0^R u 2\pi r dr = \int_0^R \left(\frac{r^2}{4\mu} \frac{dP}{dx} (r^2 - R^2) \right) 2\pi r dr \quad (2.29)$$

$$Q = -\frac{\pi R^4}{8\mu} \left(\frac{dP}{dx} \right) = \frac{\pi R^4}{8\mu} \left(\frac{\Delta P}{L} \right) \quad (2.30)$$

bulunur ya da $R = \frac{D}{2}$ yerine konularak hacimsel debi;

$$Q = \frac{\pi D^4}{128\mu} \left(\frac{\Delta P}{L} \right) \quad (2.31)$$

şeklinde ifade edilir. Bu denklem G. Hagen (1797-1884) ve J. Poiseuille (1799-1869) tarafından yapılan çalışmalara istinaden Hagen-Poiseuille denklemi olarak adlandırılır. Verilen bir debi için basınç düşüşü nedeniyle gerekli olan pompalama gücü, borunun uzunluğu ve viskozitesi ile doğru orantılı, boru yarıçapının (veya

çapının) dördüncü kuvveti ile ters orantılıdır. Bir sistemde boru çapının yarıya düşmesi, gerekli pompalama gücünün 16/1 oranında artması anlamına gelmektedir.

2.2.3. Sürtünme faktörü

Basınç farkı Denklem 2.34 yardımıyla;

$$\Delta P = \frac{128\mu L Q}{\pi D^4} = \frac{128\mu L U \left(\frac{\pi D^2}{4}\right)}{\pi D^4} = 32 \frac{L \mu U}{D^3} \quad (2.32)$$

şeklinde bulunur ve denklemde Reynolds sayısı, $Re = \rho U D / \mu$ yerine yazılırsa basınç düşüşü,

$$\Delta P = \frac{64 L \rho U^2}{Re D} = f \frac{L \rho U^2}{D} \quad (2.33)$$

bağıntısı ile hesaplanabilir. Burada f sürtünme faktörüdür ve Darcy sürtünme faktörü diye de bilinir. Silindirik kanallarda tam gelişmiş laminer akışta Darcy sürtünme faktörü Hagen-Poiseuille denkleminden;

$$Re < Re_{kr} \quad f = \frac{64}{Re} \quad (2.34)$$

şeklinde elde edilmektedir. Burada Re_{kr} , kritik Reynolds sayısıdır ve akışın laminerden türbülansa geçişini temsil eder. Laminer akış durumunda sürtünme faktörü sadece Reynolds sayısına bağlıdır ve yüzey pürüzlülüğü ya da geometrik parametrelerden bağımsızdır. Türbülanslı ya da sıkıştırılabilir akışta sürtünme faktörü için analitik bir bağıntı mevcut değildir fakat literatürde deneysel bağıntılar mevcuttur. Akış direnci, Poiseuille sayısı Po , ile ifade edilmektedir. Laminer akışta denklem 2.34'den de görüldüğü gibi Po sayısı 64'e eşittir ve aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$Po = f \cdot Re = \frac{\pi D^4 \Delta p}{2\mu L Q} \quad (2.35)$$

2.3. Mikro Ölçekli Borularda Akış

Literatürde kanalın hidrolik çapında herhangi bir kısıtlama olmaksızın, ısı geçişinin de gerçekleştiği bir akış probleminin çözümünde; akışın kararlı oluşu ya da akışkanın ısıl özelliklerinin sabit kalması gibi kabuller yapılmaktadır. Temel teorilerin hidrolik çapın küçüldüğü durumlarda hala geçerliliğini koruyup korumadığı günümüzün önemli araştırma konularından birini oluşturmaktadır. Mikron mertebelerine inildiğinde “ölçek etkisi” veya “mikro etkiler” olarak adlandırılan etkilerin ortaya çıktığı yapılan çalışmalar neticesinde belirlenmiştir. Gaz akışlarında ortaya çıkan seyrelme ya da elektrik çift katman etkisi (Electrical Double Layer) gibi süreklilik koşulunun söz konusu olmadığı, Navier-Stokes denklemlerinin kullanılamayacağı ya da sınır koşullarıyla birlikte denklemlerin yeniden düzenlenmesini gerektiren etkiler mikro etkiler olarak adlandırılmaktadır. Akışın sürekli olduğu durumda makro ölçekte ihmal edilebilen fakat mikron boyutlarında önem kazanan faktörler ise ölçek etkileri olarak adlandırılmaktadır. 90’lı yılların başından itibaren yayınlanmış ilk çalışmalar (Tuckerman ve Pease, 1981, Choi, 1991, Peng ve Peterson, 1994, Yu, 1995), sıvı ve gaz akışkanların mikro ölçekte akış ve ısı geçişi özelliklerinin ortaya çıkarılmasını hedefleyen çalışmalardır. Elde edilen deneysel sonuçlar Navier-Stokes denklemlerinden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırıldığında önemli bir sapma olduğu görülmüştür. Literatürde yayınlanan çalışmaların detaylı özeti bir sonraki bölümde verilmiş olup, mevcut teorilerin geçerliliği sorgulanmadan önce makro ölçekli akışlarda genellikle ihmal edilen terimlerin üzerinde durulması gerekmektedir.

Makro ölçekli kanallarda akış ve ısı geçişi hesaplamalarında akışkanın sürekli rejimde olduğu varsayılmaktadır. Ancak, akışkanın geçtiği kanalın hidrolik çapı küçüldükçe, sürekli rejim varsayımı da geçerliliğini yitirmeye başlar. Akışın süreklilik koşulunu sağlayıp sağlamadığını belirlemek için literatürde Knudsen sayısı kullanılmaktadır.

Knudsen sayısı akışkan moleküllerinin birbirlerine çarpmaları sonucu aldıkları ortalama serbest yolun (mean-free-path) karakteristik uzunluğa oranı, $Kn = \frac{\lambda}{L}$, şeklinde tanımlanır. Kanalın hidrolik çapının küçülmesiyle Knudsen sayısı büyümekte ve sürekli ortam yaklaşımına dayalı modeller kullanılarak elde edilen sonuçlarla gerçek akış değerleri arasındaki fark, artan kayma-hızı, sıcaklık-sıçraması, ısıl-sürünme, seyrelme ve viskoz kayıplara bağlı olarak artmaktadır. Akışın sürekli olarak tanımlanabilmesi için $Kn < 10^{-3}$ olması gerekir. $Kn < 10^{-3}$ için akış duvarda hızın sıfır olduğu klasik kaymama koşullarında Navier-Stokes eşitlikleriyle modellenebilir. $10^{-3} < Kn < 10^{-1}$ için akış kayma akışı olarak adlandırılır ve Navier-Stokes denklemleri ancak duvarda kayma hızı ve sıcaklık atlama koşulu ile kullanılabilir. $10^{-1} < Kn < 10$ ve $Kn > 10$ değerleri için akış, “geçiş akışı” veya “serbest akış” olarak adlandırılır ve Navier-Stokes denklemleri artık geçerliliğini yitirmiştir (Morini, 2004).

Knudsen (Kn) sayısı, sıvılardan ziyade, özellikle gazlar için önemlidir. Örneğin ortam şartlarında suyun ve havanın ortalama serbest yolları sırasıyla 0.25 nm ile 61.1 nm'dir. Her iki akışkanın 1 µm hidrolik iç çaplı kanallarda aktığı düşünülürse, hava akışının Kn sayısı su akışının Kn sayısından yaklaşık 244 kat büyük olacaktır. Bu çalışmada akışkan olarak su kullanılmış ve Kn sayısının 10^{-3} 'den küçük olması sebebiyle akışın sürekli olduğu varsayılmıştır.

2.3.1. Kayma akışı

Borularda akış analizinde yapılan varsayımlardan biri de duvarda akışkan hızının sıfır kabul edildiği kaymama koşuludur ($10^{-3} < Kn < 10^{-1}$). Gaz akışları için silindirik koordinatlarda kayma akışı sınır şartı (Çetin, 2005):

$$U_k = -\frac{2 - F_M}{F_M} \lambda \left(\frac{du}{dr} \right)_{r=R} + 3 \sqrt{\frac{RT}{8\pi T}} \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{r=R} \quad (2.36)$$

şeklinde ifade edilir. Burada R gaz sabiti, F_M momentum düzeltme (accommodation) faktörüdür. Yüzey özellikleri ve akışkan tipine göre 0.5 ila 1 arasında farklı değerler

alabilir. Pürüzsüz yüzeylerde sifıra eşit olurken, 1 olduğunda duvarda açısız momentum kaybının olduğunu ifade eder.

Sıvı akışlarında kayma akışı; duvara yakın kayma gerilmesinin, duvara bitişik sıvı moleküllerini tutan kuvveti aşması durumunda ortaya çıkabilir. Kayma gerilmesinin ya oldukça büyük olması ya da akışkan ile duvar arasındaki bağın çok zayıf olması gerekmektedir. Bu iki durum; yüksek viskozitenin ve yüksek hızların söz konusu olduğu ya da duvarın hidrofobik (su itici) bir yüzey olmasından ötürü ortaya çıkabilir.

$$u_R = \delta \left. \frac{\partial u}{\partial r} \right|_{r=R} \quad (2.37)$$

Buradaki δ , kayma sabitidir duvar yüzeyinden hızın sıfır olduğu noktaya kadar olan mesafeyi ifade eder (Morini, 2005). Eğer $\delta = 0$ ise kaymama koşulu geçerlidir (denklem (2.27)). Tam gelişmiş laminer akış koşullarında kayma akışı hız gradyanı;

$$u = -\frac{R^2}{4\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 + \frac{2\delta}{R} \right] \quad (2.38)$$

olacaktır. Hız profilinde de anlaşılacağı gibi belirli bir hacimsel debide akışın sağlanması için gerekli basınç farkından daha düşük basınç farkı söz konusu ise kayma akışından söz etmek mümkün olacaktır.

2.3.2. Yüzey pürüzlülüğü

Makro ölçekli kanallarda akışın karakteristiği boyutsuz Reynolds sayısı ile belirlenmektedir. Reynolds sayısı, akışkana etkiyen atalet kuvvetlerinin viskoz etkilere oranı olarak tanımlanır. Buna göre Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (2.39)$$

Boru içindeki akışta türbülansın başladığı nokta kritik Reynolds sayısı olarak tanımlanır ki bu da yaklaşık $Re_{kr} \cong 2300$ 'dür. Laminer akıştan tam gelişmiş türbülanslı akışa kadar olan bölge geçiş akışı olarak adlandırılır ($2300 \leq Re \leq 4000$). Tam gelişmiş türbülanslı akış için $Re \geq 4000$, yazılabilir. Laminer akışta sürtünme faktörü yüzey pürüzlülüğünden bağımsız ve sadece Re sayısına bağlıdır (denklem 2.34). Türbülanslı akışta laminer akıştan farklı olarak, türbülans, örtüşme, tampon ve viskoz alt tabaka olmak üzere 4 ana bölge söz konusudur. Türbülanslı akışta çepere en yakın viskoz kuvvetlerin baskın olduğu bölge viskoz alt tabaka bölgesi olarak adlandırılır ve girdap hareketlerini çeper sönmlediğinden bu bölgedeki akış esasına laminer akış karakterine sahiptir. Hız gradyeni $\left(\frac{du}{dy} = \frac{u}{y}\right)$ sabittir ve sürtünme hızı adını alır. Sürtünme hızı laminer kayma gerilmesi yardımıyla;

$$u_* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (2.40)$$

şeklinde ifade edilir. Viskoz alt tabakadaki boyutsuz hız profili aşağıdaki gibi;

$$\frac{u}{u_*} = \frac{yu_*}{\nu} \quad (2.41)$$

elde edilir. Bu ifade çeper yasası olarak da bilinir ve pürüzsüz yüzeylerde;

$$0 \leq \frac{yu_*}{\nu} \leq 5 \quad (2.42)$$

olduğu ve deneysel verilerle uyum sağladığı görülmüştür. Çeperdeki pürüz tepelerinin yüksekliği viskoz alt tabakayı geçerse yüzey “pürüzlü” olarak kabul edilir. Bağıntılarda yüzey pürüzlülüğü ortalama pürüzlülük yüksekliği, ϵ , ya da bağıl pürüzlülük ϵ/D şeklinde belirtilir. Bu eşitsizliğin üst limitinden yola çıkılarak (çeperden uzaklık yerine pürüzlülük yüksekliği yazılarak, $(y \rightarrow \epsilon)$, laminer akışın sürdüğü maksimum hız değeri ile yüzeyin pürüzlülük yüksekliği belirlenebilir (Çengel, 2006).

$$\frac{\epsilon}{R} = 2 \frac{\epsilon}{D} = \frac{5}{1.41\sqrt{Re}} \quad (2.43)$$

Denklem 2.43 yardımıyla kritik Reynolds sayısı $Re_{kr} \cong 2300$ için $\frac{\epsilon}{D} \approx \%4$ olarak bulunur. Bu değerin altındaki yüzeyler pürüzsüz olarak kabul edilebilir. Viskoz alt tabakanın kalınlığının az olmasına karşın (boru çapının %1'in den daha az) bu tabakadaki akışın karakteristiği çok önemlidir. Çünkü borunun geri kalanındaki akışı bu tabaka tayin eder. Yüzeydeki herhangi bir düzensizlik ya da pürüzlülük bu tabakayı alt üst ederek akışı etkiler. Bu nedenle laminer akıştan farklı olarak türbülanslı akışta sürtünme faktörü yüzey pürüzlülüğünün kuvvetli bir fonksiyonudur. Türbülanslı akışta pürüzsüz borular için sürtünme faktörü Blasius denklemi ile verilmektedir.

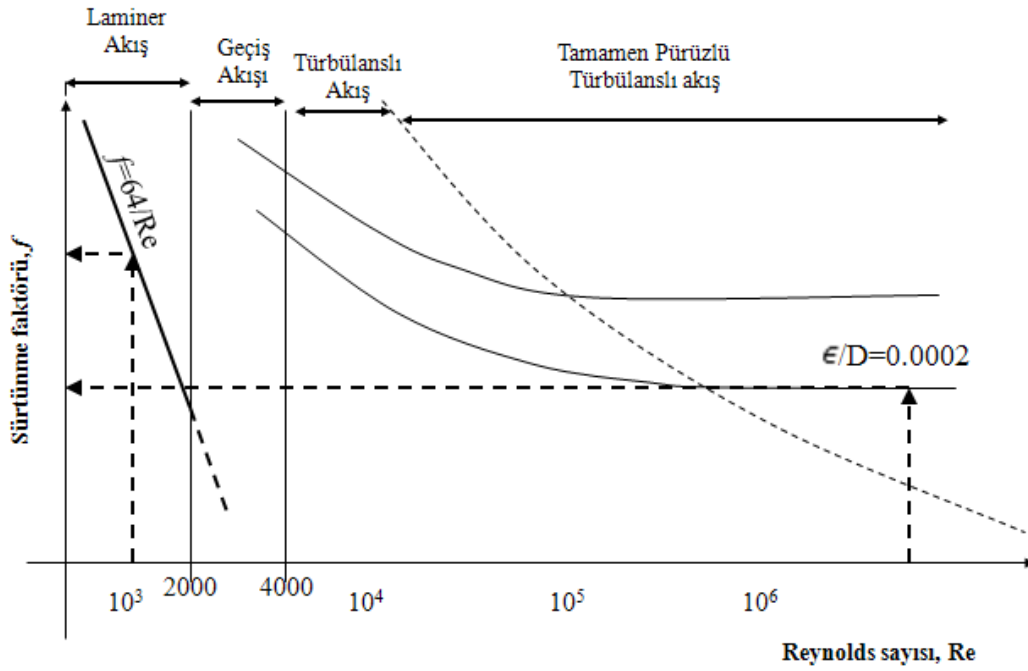
$$f = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (2.44)$$

Pürüzlü borular için ortalama pürüzlülük yüksekliği ϵ olmak üzere sürtünme faktörü Colebrook denklemi ile hesaplanabilir.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (2.45)$$

Şekil 2.3' de görülen Moody diyagramında Darcy sürtünme faktörü, Reynolds sayısı ve bağıl pürüzlülüğün ϵ/D , fonksiyonu olarak verilmektedir.

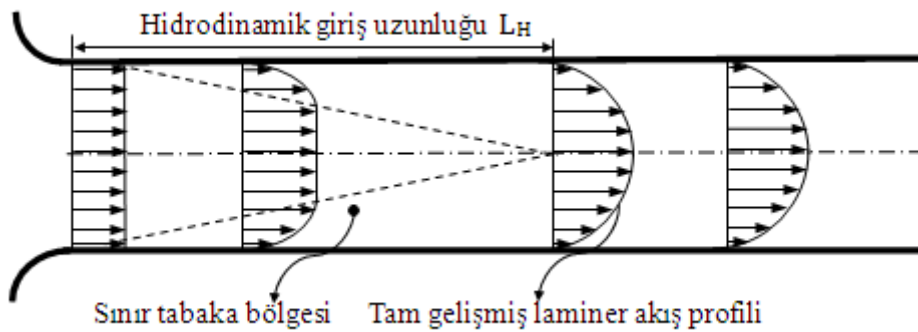
Mikro ölçekli kanallarda, laminer akış koşullarında sürtünme faktörünün sadece Re sayısı ile değil, yüzey pürüzlülüğü ile değiştiğini gösteren çalışmalar mevcuttur (Bölüm 3). Yüzey pürüzlülüğünün sürtünme direncini artırdığı ve akışın erken türbülansa geçtiği birçok çalışmada gösterilmiştir. Fakat hangi pürüzlülük yüksekliğinde akış karakteristiğinin ne kadar değiştiği hala araştırma konularından birini oluşturmaktadır.



Şekil 2.3. Moody diyagramı

2.3.3. Giriş etkileri

Şekil 2.4' deki gibi dairesel bir boruya sabit bir hızla giren akışkan düşünülürse, çeperde kaymama koşulundan ötürü, boru yüzeyi ile temasta olan tabakadaki akışkan parçacıkları tamamen durmaktadır. Bu tabaka sürtünmeden dolayı bitişik tabakadaki akışkan parçacıklarının azar azar yavaşlamasına yol açar. Boru içindeki kütleli debiyi sabit tutmak amacıyla borunun orta kısmındaki akışkan hızı giderek artarak boru boyunca hız gradyeni gelişir.



Şekil 2.4. Hidrodinamik giriş uzunluğu

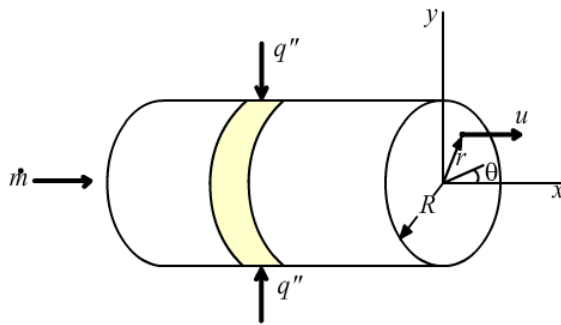
Akışkan viskozitesinin neden olduğu viskoz kayma kuvvetlerinin etkisinin hissedildiği akış bölgesi sınır tabaka olarak adlandırılmaktadır. Sınır tabaka kalınlığının ince olduğu boru girişinde çeper kayma gerilmesi en büyük değerdedir. Bu nedenle basınç düşüşü tam gelişmiş akış koşullarında olduğundan daha fazla olmakta bu da sürtünme faktörü değerlerinin artmasına neden olmaktadır. Mikro ölçekli kanallarda yüksek basınç düşüşleri nedeniyle kanal boyları kısa tutulmakta ve giriş uzunluğunun etkisi makro ölçekli kanallara oranla daha da önem kazanmaktadır. Hidrodinamik giriş uzunluğu, çeper kayma gerilmesinin tam gelişmiş akış koşullarındaki kayma gerilmesi değerine yüzde 2 dolaylarında yaklaştığı uzaklık olarak tanımlanır (Çengel, 2006). Laminer akışta hidrodinamik giriş uzunluğu;

$$L_H = 0.05 Re D \quad (2.46)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

2.4. Makro Ölçekli Borularda Isı Geçişi

Akışın sürekli, Newton tipi, sıkıştırılmaz olduğu, akış alanında dönme ve yerçekimi etkisinin olmadığı, akışkan özelliklerinin sabit ve enerji üretiminin olmadığı, viskoz ısınma ve eksenel iletimin ihmal edildiği sonsuz uzunluktaki bir silindirik kanaldaki akış için enerji denklemi Denklem 2.16'dan;



Şekil 2.5. Silindirik kanalda ısı geçişi

$$\rho u c_p \frac{\partial T}{\partial x} = k \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right] \quad (2.47)$$

elde edilir. Bu denklem enerji denkleminin makro ölçekli kanallar için kullanılan en temel halini ifade etmektedir.

2.4.1. Sabit ısı akısı koşullarında ısı geçişi ($\dot{q}_s = \text{sabit}$)

Yüzeyde sabit ısı akısının söz konusu olduğu koşullarda tam gelişmiş akış bölgesi için sıcaklık gradyeni;

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{dT_m}{dx} = \frac{2\dot{q}_s}{\rho U c_p r} = \text{sabit} \quad (2.48)$$

elde edilir. Tam gelişmiş laminer hız ve sıcaklık profilleri yardımıyla enerji denklemini çözüldüğünde, akışkanın yerel ortalama sıcaklığı;

$$T_m = T_s - \frac{11 \dot{q}_s r}{24 k} \quad (2.49)$$

bulunur. Burada \dot{q}_s sabit ısı akısı olup, sistem sınırlarından akışkana taşınım yoluyla geçen ısı enerjisidir. Taşınım ile geçen ısı miktarı Newton'un Soğuma kanununa göre;

$$\dot{q} = h(T_s - T_m) \quad (2.50)$$

şeklinde yazılır. Burada h , ısı taşınım katsayısıdır. Denklem 2.49 ile Denklem 2.50 birleştirildiğinde ısı taşınım katsayısı, h ;

$$h = \frac{24 k}{11 R} = \frac{48 k}{11 D} = 4.36 \frac{k}{D} \quad (2.51)$$

ve Nusselt sayısı;

$$Nu = \frac{hD}{k} = 4.36 \quad (2.52)$$

Dairesel kesitli kanalda tam gelişmiş laminer akış ve yüzeyde sabit ısı akısıyla ısı geçişinin söz konusu olduğu koşullarda Nu sayısı sabittir.

2.4.2. Sabit yüzey sıcaklığı koşulunda ısı geçişi ($dT_s/dx = 0$)

Tam gelişmiş akış bölgesinde sabit yüzey sıcaklığı koşulunda sıcaklık gradyeni;

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{(T_s - T)}{(T_s - T_m)} \frac{dT_m}{dx} \quad (2.53)$$

şekindedir. Sabit yüzey sıcaklığı şartında çözüm oldukça karmaşık ve iterasyon gerektirir. Dairesel kesitli kanalda tam gelişmiş akış ve sabit yüzey sıcaklığı koşullarında Nu sayısı;

$$Nu = \frac{hD}{k} = 3.66 \quad (2.54)$$

olarak bulunur.

2.5. Mikro Ölçekli Borularda Isı Geçişi

Mikro ölçekli kanallarda, enerji denklemindeki (Denklem 2.16), makro ölçekte genellikle ihmal edilen viskoz ısınma ve eksenel ısı iletimi terimleri önem kazanmaktadır. Sürekli ve tam gelişmiş laminer akış koşullarında; viskoz ısınma ve eksenel ısı iletiminin göz önünde bulundurulduğu enerji denklemi;

$$\rho c_p u \frac{\partial T}{\partial x} = k \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right] + \mu \left(\frac{du}{dr} \right)^2 \quad (2.55)$$

şeklinde elde edilir. Bu denklem aşağıdaki boyutsuz parametreler kullanılarak boyutsuzlaştırıldığında;

$$u^* = \frac{u}{U}; x^* = \frac{x}{L}; T^* = \frac{(T - T_g)}{\Delta T}; r^* = \frac{r}{L};$$

$$Re = \frac{\rho UD}{\mu}; Pr = \frac{\mu c_p}{k}; Pe = Re \cdot Pr; Br = \frac{\mu U^2}{k \Delta T}; Ec = \frac{U^2}{c_p \Delta T}$$

$$u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} = \frac{1}{Pe} \left[\frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} \left(r^* \frac{\partial T^*}{\partial r^*} \right) + \frac{\partial^2 T^*}{\partial x^{*2}} \right] + \frac{Br}{Pe} \left(\frac{du^*}{dr^*} \right)^2 \quad (2.56a)$$

$$u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} = \frac{1}{Pe} \left[\frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} \left(r^* \frac{\partial T^*}{\partial r^*} \right) + \frac{\partial^2 T^*}{\partial x^{*2}} \right] + \frac{Ec}{Re} \left(\frac{du^*}{dr^*} \right)^2 \quad (2.56b)$$

elde edilir. Burada Re, Pr, Pe, Br ve Ec ifadeleri sırasıyla boyutsuz Reynolds, Prandtl, Peclect, Brinkman, Eckert sayılarını temsil etmektedir. Mikroboruda ısı geçişinin yalnızca Pe sayısına değil aynı zamanda Br (ve ya Ec) sayısına bağlı olduğu görülmektedir.

Prandtl sayısı kinematik viskozitenin ν , ısı yayılımına oranı α , olarak ifade edilir ve Pr sayısının değeri özellikle sınır tabaka bölgesinde büyük önem taşır. Pr sayısı aşağıdaki tanımlanır.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.57)$$

Peclect sayısı genellikle Re sayısı ile Pr sayısının çarpımı olarak bilinir ve aşağıdaki gibi tanımlanır;

$$Pe = Re \cdot Pr = \frac{UD}{\alpha} \quad (2.58)$$

Pe sayısının değeri hem makro hem de mikro ölçekli kanallardaki ısı geçişinde büyük önem taşır. Denklem 2.56 a ve b' deki $\frac{\partial^2 T^*}{\partial x^{*2}}$, terim akışkanın aksenal yöndeki ısı geçişini temsil eder. Düşük Pe, sayılarında ($Pe \leq 50$) genellikle bu terim ihmal edilir.

Viskoz ısınmanın büyüklüğünü temsil eden Br sayısı aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$Br = \frac{\mu U^2}{k \Delta T} \quad (2.59)$$

Brinkman sayısı denklemden de görüldüğü gibi viskoz ısınmanın ısı iletimine oranıdır. Düşük viskoziteli ve kısa kanallarda, düşük akış hızlarında Br sayısı çok küçük değerlere sahip olduğundan viskoz ısınma genellikle ihmal edilir. Hidrolik iç çapları küçük, L/D değerinin yaklaşık olarak 100 ve üstünde olduğu kanallarda, akışkan viskozitesinin yüksek olduğu akışlarda, viskoz ısınma terimi önem kazanır ve göz ardı edilemez.

Denklem 2.56 b 'de Ec , viskoz ısınmanın büyüklüğünü ifade eden Eckert sayısıdır. Eckert sayısı dinamik sıcaklığın toplam sıcaklık artışına oranı olup aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$Ec = \frac{U^2}{c_p \Delta T} \quad (2.60)$$

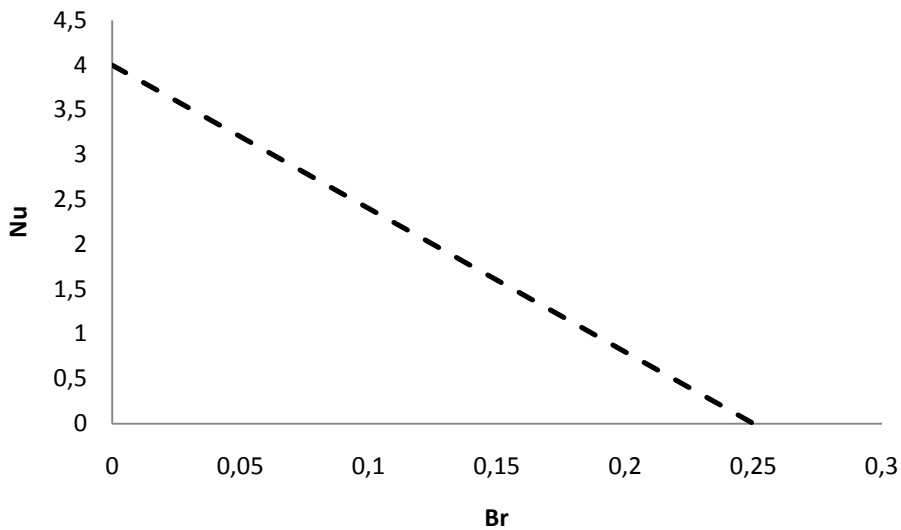
Eckert sayısı literatürde genellikle ısı geçişinin olmadığı viskozitenin yüksek olduğu akışlarda kullanılmaktadır. Br sayısında olduğu gibi ısı geçişi nedeniyle sıcaklık artışlarının büyük olduğu akışlarda, küçük değerler alır, bu nedenle hesaplamalarda viskoz ısınma terimi ihmal edilir.

2.5.1. Viskoz ısınma

Mikrokanal akışında hidrolik çapın çok küçük olması sebebiyle, akış için daha fazla basınç düşümüne ihtiyaç vardır. Denklem 2.31' den görüldüğü gibi, basınç düşüşü iç çapın 4. kuvvetiyle ters orantılı olup, çap küçüldükçe basınç düşüşü artmakta ve kanal içindeki akışkanın hızı oldukça yükselmektedir. Bu nedenle viskoz akış deformasyonu makro boyutlu kanallarda olduğundan daha yüksek olmakta ve akışkan sıcaklığı artmaktadır. Viskoz ısınmanın sebep olduğu sıcaklık artışı, özellikle viskozite gibi akışkanın fiziksel özelliklerinin değişmesine yol açmaktadır. Örneğin viskoz ısınma nedeniyle, su sıcaklığının 300 K' den 310 K' ne çıktığı düşünülürse, akışkanın viskozitesinde %20 oranında bir düşüş olacak ve Reynolds sayısı %25

artacaktır. Bu nedenle mikrokanallarda viskoz ısınma fonksiyonu hem akış hem de ısı geçişinin söz konusu olduğu süreçlerde araştırılması gereken çok önemli bir terimdir ve Denklem 2.56 a ve b' deki Br ve Ec boyutsuz sayıları önem kazanır.

Tso ve Mahulikar (1998), laminer akış koşullarında Br sayısının aksel yöndeki değişiminin, Nu sayılarında düşüşe neden olduğunu, özellikle soğutma uygulamalarında Br sayısının önem kazandığı ve bir boyutlu analizde dikdörtgen kesitli mikrokanallar için Nu sayısının $Nu = 4(1 - 4 Br)$ şeklinde ifade edilebileceğini rapor etmişlerdir. Bu ifadeye göre, Br sayısının kanal içindeki ısı taşınım katsayısını azalttığı, Br sayısının 0.25 değerini aldığı anda duvar sıcaklığının ısı taşınımına bir etkisi olmadığı söylenebilir (Şekil 2.6).



Şekil 2.6. Br sayısının Nu sayısına etkisi (Tso ve Mahulikar, 1998)

Adyabatik koşullarda bir mikrokanal akışındaki viskoz ısınmayı belirlemek amacıyla Morini (2005) ve Xu (2003) boyut analizi yardımıyla yaptıkları çalışma sonucunda aşağıda verilen bağıntıları geliştirmişlerdir.

$$\Delta T_v = \frac{Ec}{Re} [fReL] \frac{\Delta T_{ref}}{D} \quad (2.61)$$

$$\Delta T_v = \frac{93.419 Vi Pr^{-0.1}}{5.2086 + Vi Pr^{-0.1}} \Delta T_{ref} \quad (2.62)$$

Burada, ΔT_{ref} referans sıcaklığı ifade eder ve su için 1 K alınması önerilmiştir. Denklem 2.62' deki Vi viskoz ısınma sayısı $\left(Vi = \frac{\mu U_m^2 L}{\rho U_m c_p \Delta T_{ref} D^2} \right)$ olarak tanımlanmaktadır. Adyabatik koşullarda viskoz ısınma nedeniyle oluşan sıcaklık artışını kullanarak (denklem 2.61) sürtünme faktörü aşağıdaki denklem ile hesaplanabilir (Morini 2005).

$$f_v = \frac{\Delta T}{\Delta T_{ref}} \left[\frac{D}{Ec L} \right] \quad (2.63)$$

Sürtünme faktörünün sıcaklık artışı ve çap ile doğru orantılı, Ec sayısı ve boru boyu ile ters orantılı olduğu görülmektedir.

2.5.2. Eksenel ısı iletimi

Mikro ölçekte ısı taşınım katsayısının düşmesine neden olan önemli bir faktörde kanal boyunca boru malzemesi üzerinden iletimle eksenel ısı geçiştir. Makro boyutlu kanallarda kanalın et kalınlığı iç çap ile karşılaştırıldığında küçük kalmakta ve eksenel ısı iletimi genellikle ihmal edilmektedir. Mikro ölçek ısı geçişi problemlerinde, sabit ısı akısı sınır şartlarında duvardaki sıcaklık dağılımının doğrusal olarak arttığı, ya da sabit yüzey sıcaklığı koşullarında duvar sıcaklığının sabit kaldığı varsayımları yapılır. Duvarın iç yüzey sıcaklığını günümüz şartlarında deneysel olarak belirlemek imkânsız olduğundan, duvar sıcaklığının bu kabullere uyup uymadığı tespit etmek oldukça zordur. Chiou (1980) kanal duvarında eksenel ısı iletiminin ısı taşınımı üzerine etkisini incelemişler ve aşağıdaki eksenel ısı iletimi katsayısını önermişlerdir.

$$\kappa = \frac{k_s A_s}{L \dot{m} c_p} = \frac{A_s D_h k_s}{A_f L k_f} \frac{1}{Re Pr} \quad (2.64)$$

Burada A_f ve A_s sırasıyla akışkanın ve duvarın en-kesit alanını k_f ve k_s akışkan ve duvarın ısı iletim katsayılarını ifade etmektedir. Denklemden de görüldüğü gibi, eksenel iletim katsayısı, Reynolds ile Prandtl sayılarına, akışkanın ve boru

malzemesinin ısı iletim katsayılarına, kanal kalınlığının iç çapa oranına bağlıdır. Düşük Pe sayılarında ve büyük A_s/A_f , oranlarında aksel ısı iletimi önem kazanmaktadır (Maranzara vd., 2004, Rosengarten vd., 2006). Aksel iletim katsayısı 0.005'ten küçük olduğu durumda aksel ısı iletimi etkisinin ihmal edilebileceğini rapor etmişlerdir.

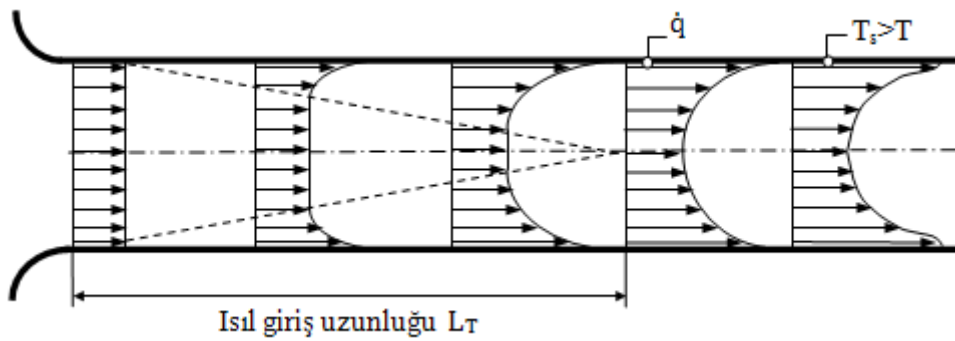
Maranzara vd. (2004) iki paralel levha arasındaki mikrokanal akışını modelleyerek, zıt akışlı ısı değiştiricisi için yeni bir aksel iletim sayısı önermişlerdir. Yapılan çalışmada aşağıdaki aksel iletim sayısını önermişlerdir;

$$M = \frac{\phi_{iletim}}{\phi_{taşınım}} = \frac{\zeta^2 NTU}{Bi} \quad (2.65)$$

şeklindedir. Burada ζ , kanal et kalınlığının kanal boyuna oranı, Bi, Biot sayısı ve NTU transfer sayısını ifade eder. Yine yayında aksel iletimin düşük Reynolds sayılarında önem kazandığı vurgulanmış, aksel iletim sayısının 0.01' den düşük olduğu durumda aksel iletimin ihmal edileceği rapor edilmiştir.

2.5.3. Isıl giriş uzunluğu

Geleneksel teoride kanalın yüzeyi ister sabit sıcaklıkta ister sabit ısı akısı koşullarında olsun hidrodinamik açıdan olduğu gibi ısısal açıdan da tam gelişmiş koşullara ulaşır. Tam gelişmiş sıcaklık profili sınır koşuluna göre farklılık gösterir. Her iki sınır koşulu için de akışkanın sıcaklığı boru boyunca artmaktadır (Şekil 2.7).



Şekil 2.7. Isıl giriş uzunluğu

Laminer akış koşullarında ısı giriş uzunluğu;

$$\frac{L_T}{D} = 0.056 Re Pr \quad (2.66)$$

ile hesaplanabilir. Hidrodinamik sınır tabaka uzunluğu ile ısı sınır tabaka uzunluğu denklemleri karşılaştırıldığında, hidrodinamik sınır tabakanın daha hızlı geliştiği görülmektedir ($L_H < L_T$). $Pr < 1$ olduğu durumda ise tersinin doğru olacağı görülmektedir. Yağlar gibi ($Pr > 100$) Prandtl sayısı çok büyük olan akışkanlar için $L_H > L_T$ ve ısı giriş bölgesinin her yerinde tam gelişmiş hız profilinin olduğunu varsayılmaktadır. Buna karşın türbülanslı akış koşullarında ısı giriş uzunluğu Prandtl sayısından bağımsızdır ve yaklaşık olarak $L_T \cong 10 D$ alınabilir. Hidrodinamik bakımdan tam gelişmiş, ısı bakımından tam gelişmemiş akış koşullarında kanal girişinde ısı sınır tabaka kalınlığı çok küçük olduğundan taşınım katsayısı çok büyüktür. Ortalama Nu sayısının $(L/D)/(Re.Pr)$ boyutsuz teriminin artması ile giderek azalır ve sabit değere ulaşır. Bu boyutsuz sayının tersi Graetz (Gz) sayısı olarak adlandırılır. Gz sayısı;

$$Gz = Re Pr \frac{D}{L} \quad (2.67)$$

şeklinde ifade edilir ve $Gz > 10$ için akışın ısı giriş bölgesinde olduğu kabul edilir. Isı giriş mesafesinin uzaması ısı taşınım katsayısını artırıcı yönde etkilidir. Bu nedenle özellikle kısa kanallarda giriş uzunlukları dikkate alınmalıdır.

BÖLÜM 3. LİTERATÜR

Literatürde hidrolik çapları 3 mm'den büyük kanallar makro ya da geniş, 3 mm ile 200 µm arasındakiler mini kanallar ve 1 µm ile 200 µm arasında olanlar mikrokanallar olarak sınıflandırılmaktadır (Kandlikar, 2002, Onbaşıoğlu, 2002). Bu bölümde 80'li yıllardan itibaren mikrokanallarda tek fazlı akış ve ısı geçişinin araştırıldığı özellikle deneysel çalışmalar kapsamlı bir şekilde incelenmiştir.

3.1. Mikrokanallarda Tek Fazlı Zorlanmış Akış

Literatürde tek fazlı zorlanmış laminer akış ve geçiş bölgesi için sayısız deneysel ve teorik çalışma mevcuttur. Günümüze kadar olan süreçte: hidrolik çapın, yüzey pürüzlülüğünün, kesit geometrisinin, akışkan tipinin, deneysel ölçme belirsizliklerinin mikrokanal akışlarına ait verilere etkisi deneysel ve teorik olarak araştırılmıştır. Teorik modellemelerin çoğu; Navier-Stokes denklemlerinin çözümüne dayanmaktadır.

Phaffler vd. (1990) , kesit alanı 7200 ila 80 µm² olan dikdörtgen kesitli silikon kanallarda Re sayısının 50 ila 300 olduğu aralıkta deneyler yapmışlar ve deneysel sonuçlar ile Navier-Stokes denklemlerinden elde edilen sonuçlar arasında önemli bir fark olduğunu göstermişlerdir.

Choi vd. (1991) çapları 3 µm ila 81 µm olan mikrotüpler ile sürtünme faktörü ve duvar pürüzlülüğü üzerine deneysel çalışmalar yapmışlardır. Akışkan olarak azot kullanmışlardır. Deneysel bulgular geleneksel teoriden sapmaların olduğunu göstermiştir. Laminer akış bölgesi için sürtünme faktörünün $64/Re$ yerine, $53/Re$ olduğu ve yine türbülanslı akış için % 10 ila 30 arasında daha düşük değerler aldığını göstermişlerdir.

Peng ve Peterson (1994), hidrolik çapı 133-367 μm ve en-boy oranı $0,333 < H/W < 1$ arasındaki dikdörtgen kesitli paralel kanallarda $Re=50-4000$ aralığında deneyler yapmışlardır. Laminer akıştan türbülansa geçişte hidrolik çapın etkisinin olduğunu ve kritik Reynolds sayısının $200 < Re_{kr} < 700$ arasında değiştiğini göstermişlerdir. Deneysel olarak bulunan sürtünme faktörü değerlerinin laminer akışta $Re^{-1,98}$ ile türbülanslı akışta ise $Re^{-1,72}$ ile orantılı olduğunu rapor etmişlerdir.

Yu vd. (1995) çapları 19,6 52,1 ve 102 μm arasında değişen pürüzsüz mikroborularda azot gazı ve su ile $250 < Re < 20000$ aralığında deneyler yapmışlardır. Sürtünme faktörü değerlerini hem laminer akış hem de türbülanslı akış için daha düşük bulmuşlar ve Re_{kr} sayısını yaklaşık olarak 2000 olarak rapor etmişlerdir. Su akışı 52,1 ve 102 μm olan iki mikroboruda incelenmiştir. Tablo 3.1' de görüldüğü gibi, laminer akış için 52,1 μm iç çaplı boru, $Re=284-2018$ aralığında, türbülanslı akış için 102 μm iç çaplı boru kullanılarak $Re=7210-19423$ aralığında deneyler gerçekleştirilmiştir. Laminer akış $Re < 2000$ için sürtünme faktörünü $f=50,13/Re$, türbülanslı akış $6000 < Re < 20000$ için $f=0,302/Re^{0,25}$ olduğunu rapor etmişlerdir.

Pfund vd. (1998), en-boy oranı $W/H=20/1$ 'den büyük, kanal derinliği 100 ile 500 μm olan kanallardaki tek fazlı su akışını incelemişlerdir. $Re=40-4000$ aralığında yapılan deneylerde geometrik özelliklerin ve yüzey pürüzlülüğünün sürtünme faktörüne etkisi incelenmiştir. Kanal derinliği 508 μm 'den 127 μm 'e indiğinde sürtünme faktöründe önemli bir değişme olmadığını ve sonuçların Kays ve Crawford bağıntısı $f=96/Re$ ile uyumlu olduğunu göstermişlerdir. Yüzey pürüzlülüğü $0,13 \pm 0,09$ μm olan Polyamid yüzeyli ve yüzey pürüzlülüğü $0,45 \pm 0,33$ olan pirinç (bakır-çinko alaşımı) yüzeyli 508 μm 'lik 2 farklı kanalda yapılan deneylerde ise sürtünme faktörünün arttığı rapor edilmiştir. Ayrıca hidrolik çapı 254 μm olan mikrokanal için kritik Reynolds sayısının $Re_{kr}=1450$ olduğunu ve tam gelişmiş türbülanslı akış koşullarına ise $Re=2000$ civarında erişildiğini göstermişlerdir.

Flockhart ve Dhariwal (1998), hidrolik çapları 50 ile 120 μm arasında değişen yamuk kesitli mikrokanallarda tek fazlı su akışını incelemişlerdir. Kanalların yüzey pürüzlülüğünün belirtilmediği çalışmada, laminer akış bölgesinin $Re < 600$ olduğu bölgede sürtünme faktörünün geleneksel teori ile uyumlu olduğu gösterilmiştir.

Mala vd. (1999), ortalama pürüzlülük yüksekliği $\pm 1.75 \mu\text{m}$ olan çapları 50 ila 254 μm arasında değişen paslanmaz çelik ve ergimiş silisten (Fused Silica) yapılmış mikroborular ile akış karakteristiği üzerine çalışmalar yapmışlardır. Akışkan olarak su kullanmışlardır. Sabit hacimsel debide yapılan deneysel çalışmalarda Hagen-Poiseulli akış teorisine göre daha yüksek basınç düşüşüne ihtiyaç olduğunu gözlemlemişlerdir. Küçük Reynolds sayıları $Re < 500$ için deneysel verilerin geleneksel teoriyle uyumlu olduğunu ve Reynolds sayısının artışıyla sürtünme faktörü değerlerinin beklenenden daha hızlı arttığını göstermişlerdir. Türbülanslı akışa geçişin daha erken başladığını ve sürtünme faktörü değerlerindeki sapmaların yüzey pürüzlülüğüne bağlı olduğunu ileri sürmüşlerdir.

Harms vd. (1999), her biri 0,251 mm genişliğinde, 1 mm derinliğinde ve uzunlukları 25 mm olan birbirine paralel 68 adet dikdörtgen kesitli mikrokanalet ile $173 < Re < 12900$ aralığında deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Hem laminer hem de türbülanslı akış bölgesi için sürtünme faktörü değerlerini teori ile uyumlu bulmuşlardır. Laminer akışta ısıl direncin basınç düşüşünden bağımsız olduğunu, derin kanallar için ısıl direncin düşük olduğunu rapor etmişlerdir. Türbülanslı akışa geçişin erken yaşandığını ($Re_{kr} = 1500$) gözlemlemişlerdir. Deneysel Nu sayıları, klasik teoriye göre laminer akışta düşük, türbülanslı akışta ise yüksek bulunmuştur.

Qu vd. (2000), hidrolik çapı 62-169 μm arasında değişen, 30 mm uzunluğunda, yamuk kesitli paralel silikon kanallarda, $Re = 100-1400$ aralığında su akışını incelemişlerdir. Silikon kanalların yüzey pürüzlülükleri hidrolik çapı düşük olanlar için 0,8 büyük olanlar için ise 2,0 μm olarak ölçülmüştür. Çalışmada geliştirilen pürüzlülük viskozitesi modeli kullanarak elde edilen veriler, deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Verilerin model ile uyum sağladığı rapor edilmiştir.

Judy vd. (2000) ergimiş silika mikroboruları kullanarak su, hexane, ve izopropanol akışını incelemişlerdir. Akış polaritesi ve viskozitesinin sürtünme faktörüne olan etkisini incelemek için üç farklı akışkan (su, metanol, izo-propanol) kullanmışlardır. Boru çapları 20 μm ila 150 μm ve $Re = 20-2000$ aralığında değişmektedir. Çapı 75 μm olan mikroboru için sürtünme faktörünün geleneksel teoriden saptığını, bu sapmaların da Re sayısından bağımsız ancak boru çapına bağlı olduğunu

savunulmuştur. Bunun yanında ölçüm hatalarının $f \cdot Re$ çarpımı üzerindeki kümülatif (yığılı) etkisinin % 4-11 olduğunu rapor etmişlerdir.

Xu vd. (2000), hidrolik çapı 29,6 ile 344,3 μm arasında değişen dikdörtgen kesitli silikon mikrokanallar içerisindeki sıvı akışını Re sayısının 20 ile 4000 olduğu aralıkta incelemişlerdir. Yayında doğru ölçüm almak için deney tesisatının önemi vurgulanmış ve yapılabilecek hata ve sonuçlara etkisi tartışılmıştır. Deneysel çalışmada elde edilen sonuçlar, mikrokanal içerisindeki akış karakteristiklerinin, Navier-Stokes denklemlerinin çözümü ile uyuştuğunu göstermiştir.

Maynes ve Webb (2002), μMTV (micro molecular tagging velocimetry) tekniğini kullanarak, 705 μm çapın da ve 141,9 mm uzunluğundaki ergimiş silis (FS) mikroboru için hız profillerini elde etmişlerdir. Reynolds sayısının 500 ile 1600 arasındaki değerleri için yaptıkları deneylerin laminer teori ile uyuştuğunu, Reynolds sayısının 2100 değerini geçtiği durumlarda geçiş akışının görüldüğünü rapor etmişlerdir. Ayrıca Reynolds sayısının 550 ila 2100 olduğu aralıkta Poiseuille sayısının 64'e eşit olduğunu göstermişlerdir.

Hegab vd. (2002), tek fazlı R-134a akışı ve ısı geçişi üzerine deneysel çalışmalar yapmışlardır. Çalışmada hidrolik çapları 112-210 μm ve en-boy oranı 1,0-1,5 arasında değişen dikdörtgen kesitli alüminyum mikrokanallar kullanılmıştır. Reynolds sayısının, bağıl pürüzlülüğün ve kanal en-boy oranının sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı üzerine etkisi incelenmiştir. Deneysel veriler, laminer akışın $Re < 2000$ şartlarında gerçekleştiğini, bağıl pürüzlülüğün ve en-boy oranının sürtünme faktörüne etkisinin olmadığını göstermiştir. Türbülansa geçişin $2000 < Re < 4000$ aralığında başladığı rapor edilmiştir.

Li vd. (2003), çapları 79.9–166.3 μm , 100.25–205.3 μm ve 128.76–179.8 μm olan pürüzsüz cam, silikon ve bağıl pürüzlülüğü %3 ile %4 arasında olan paslanmaz çelikten yapılmış mikrokanallar kullanarak, su akışında sürtünme direncini çalışmışlardır. Pürüzsüz mikroborularda $f \cdot Re$ çarpımının makroborularda olduğu gibi yaklaşık olarak 64'de kaldığını ve laminer akıştan türbülansa geçişin $Re = 2000-2300$ arasında gerçekleştiğini göstermişlerdir. Pürüzlü paslanmaz çelik mikroborular için

ise $f \cdot Re > 64$ olduğunu ve türbülansa geçişin $Re=1700-1900$ aralığında gerçekleştiği rapor edilmiştir. Çalışmada kullanılan boru çapları için erken türbülansa geçişin gözlenmediği de vurgulanmıştır.

Wu ve Cheng (2003) hidrolik çapları 26–291.0 μm arasında 13 farklı yamuk kesitli silikon mikrokanallar ile su akışını deneysel olarak incelemişlerdir. Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün; geometrik parametrelere, yüzey pürüzlülüğüne ve malzemeye bağlı olduğunu göstermişlerdir.

Celata vd. (2002) R-114 ile yaptıkları çalışmada, çapı 130 μm olan mikroboru kullanmışlardır. Reynolds sayısının 600-8000 olduğu aralıkta sürtünme katsayısı değerlerini ölçmüşlerdir. $Re < 550$ değerleri için Hagen–Poiseuille teorisi ile uyumlu sonuçlar bulmuşlardır. Daha yüksek Reynolds sayılarında sürtünme faktörü değerlerini teoriden yüksek bulmuşlardır. Türbülansa geçişin 1880 ila 2480 arasında olduğunu rapor etmişlerdir.

Yine Celata vd. (2004), $Re=600-800$ 'ün altındaki mikrokanal akışlarında ($D_h=130$ ve 290 μm) basınç kaybının Hagen-Poiseuille teorisine uygun, daha yüksek Re sayılarında ise basınç kaybının artması yönünde sapmalar olduğu bildirilmiştir. Büyük çaplı borulardaki laminar ve türbülanslı akışlar için geliştirilen ısı geçişi bağıntılarının mikro kanallar için kullanılamayacağı sonucuna varılmıştır.

Celeta vd. (2005) , çapları 31 μm ile 300 μm arasındaki pürüzsüz cam/ergimiş silika ve teflon mikroborular ile su akışını incelemişlerdir. İç çapı 100 μm 'nin altında olan kanallardaki akışta kayma akışı belirtilerine rastlanmadığını ve pürüzsüz kanallarda sürtünme faktörü değerlerinin teorik sürtünme faktörü değerleriyle $\pm\%10$ aralığı içerisinde uyumlu olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca bağıl pürüzlülüğün sürtünme faktörüne olan etkisini de göstermişlerdir.

Li vd. (2007), çapları 50-100 μm ve 373-1570 μm olan ergimiş silika ve paslanmaz çelik borularla akış karakteristiği üzerine çalışmalar yapmışlardır. Paslanmaz çelik mikroboruların bağıl pürüzlülükleri $\%2.4$, $\%1.4$, $\%0.95$ ' dir. Akışkan olarak su kullanılmış ve deneyler $Re=20-2400$ aralığında gerçekleştirilmiştir. Ergimiş silika

borularla elde edilen sürtünme faktörü değerleri geleneksel teori ile uyumlu, pürüzlü borulardan elde edilen değerler ise geleneksel teoriye göre büyüktür. Ayrıca çalışmada bağıl pürüzlülüğün etkisi de incelenmiştir. Deneyler bağıl pürüzlülük %1,5 arttığında sürtünme faktörünün %10 civarında arttığını göstermiştir.

Hao vd. (2007) tarafından $230 \pm 2 \mu\text{m}$ çap ve ortalama pürüzlülüğü $1,71 \mu\text{m}$ olan cam mikrotüplerde su akışı parçacık görüntülü hız ölçümü (mikro-PIV) sistemi kullanılarak incelenmiştir. Reynolds sayısının 1540 ila 2960 olduğu aralıkta akım çizgileri, ortalama hız profilleri ve türbülans yoğunluğu ölçülmüştür. Yapılan deneysel çalışmalar laminer akıştan türbülansa geçişin $Re=1700-1900$ aralığında gerçekleştiğini göstermişlerdir. Tam gelişmiş türbülanslı akış $Re>2500$ ve geçiş akışı $1800<Re<2100$ aralığında gözlenmiştir. Çalışmaların sonucunda deneysel bulguların geleneksel teori ile uyumlu olduğunu belirtilmiştir.

Hrnjak vd. (2007) hidrolik çapları $69,5$ ila $304,7 \mu\text{m}$ ve en-boy oranları $0,09$ ila $0,24$ arasında değişen dikdörtgen kesitli mikrokanallarda tam gelişmiş tek fazlı sıvı ve buhar akışını incelemişlerdir. Akışkan olarak R-134 a kullanmış, $112<Re<9180$ aralığında hem sıvı hem de buhar fazı için deneyler yapılmıştır. Laminer, geçiş ve türbülans akış bölgeleri için sürtünme faktörü basınç düşüşü yardımıyla hesaplanmıştır. Kanal pürüzlülüğünün çok düşük olduğu mikroborularda laminer sürtünme faktörünün ve kritik Reynolds sayısının geleneksel teoriyle uyum sağladığı, türbülanslı akış bölgesinde sürtünme faktörünün pürüzsüz borulara göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Kritik Reynolds değerinin $2150-2290$ aralığında olduğunu gözlenmiştir. Dikdörtgen kesitli kanallarda Navier-Stokes denklemlerinden herhangi bir sapma olmadığı, erken türbülansa geçişin kanal pürüzlülüğünden kaynaklanabileceği sonucuna varılmıştır.

Szewczyk (2008), çapları $0,281$ ila 1269 mm arasındaki cam mikroborular ile $Re=200-3000$ aralığında su akışının sürtünme karakteristiğini deneysel olarak incelemiştir. Elde ettiği verilere dayanarak laminer akışın Hagen-Poiseuille yasasına uygun olduğunu geçiş bölgesi için daha fazla veriye ihtiyaç olduğunu rapor etmiştir.

Yapılan literatür araştırmasının kısa bir özeti Tablo 3.1' de verilmiştir.

Tablo 3.1. Mikrokanallarda zorlanmış akış üzerine yapılan çalışmaların özeti

Referans	Geometri	D (μm)	ϵ/D (%)	Akışkan	Re	Re _{kr}	Po/Po _{teorik}
Choi vd., (1991)	Dairesel	3-81	Pürüzsüz	N ₂	30-20000	2000 D>50 μm 500 D<10 μm	<1
Peng ve Peterson,(1994)	Dikdörtgen	133-367	Pürüzlü	Su	50-4000	200-700	>1
Yu vd., (1995)	Dairesel	19,6-102	Pürüzsüz	Su	250-20000	2000-6000	<1
Mayness ve Webb,(1996)	Dairesel		Pürüzsüz	Su	500-5000	>2000	1
Pfund vd., (1998)	Dikdörtgen	100-500	Pürüzlü	Su	40-4000	1450	>1
Mala ve Li, (1999)	Dairesel	50-254	1,7-7	Su	100-2100	<1000	>1
Xu vd.,(2000)	Dikdörtgen	29,6-344,6	Pürüzsüz	Su	20-4000	1500	1
Qu vd., (2000)	Yamuk	62-169	Pürüzlü	Su	100-1400	-	-
Judy vd. ,(2000)	Dairesel	20-150	Pürüzsüz	Su,CH ₃ OH	20-2000	-	-
Mayness ve Webb,(2002)	Dairesel	705	Pürüzsüz	Su	500 -1600	>2100	1
Hegab, (2002)	Dikdörtgen	112-210	0,1-0,7	R-134a	1280-13000	>2000	1
Celata vd., (2002)	Dairesel	130	2,65	R114	100-8000	1900-2500	Re<900 için 1 Re>900 için >1
Li vd., (2003)	Dairesel	80-205 129-180	Pürüzsüz 3-4	Su	350-2300	1700-1900	~1
Celata vd., (2006)	Dairesel	259-1699	Pürüzsüz	Su,R134a	100-4000	1800-3000	1
Li vd., (2007)	Dairesel	50-100 373-1510	Pürüzsüz 0,95-2,4	Su	20-2400	-	1
Hao vd., (2007)	Dairesel	230	0,7	Su	1540-2960	1700-1900	1
Hrnjak vd., (2007)	Dikdörtgen	69,5-304,7	-	R-134a	112-9180	2150-2290	1
Szewczyk, (2008)	Dairesel	281-1269	Pürüzsüz	Su	200-3000	>1900	1

3.2. Mikrokanallarda Tek Fazlı Zorlanmış Taşınım İle Isı Geçişi

Günümüzde elektronik cihazların daha küçük, daha hızlı ve taşınabilir olması yönündeki çalışmalar mikrokanal üzerine araştırmaların artmasına neden olmuştur. Elektronik ağların daha hızlı olması, daha fazla ısının üretilmesine ve izin verilebilecek sıcaklık değerlerinin aşılmasına yol açmaktadır. Bu problemin aşılması mikro-soğutucular ile sağlanmaktadır. Su soğutmalı mikro-soğutucu İlk olarak 1981'de Tuckerman ve Pease tarafından, 50µm genişliğinde 300 µm derinliğinde kanal boyutlarında silikona açılmış olarak geliştirilmiştir. Elektronik çiplerde üretilen ısı, hemen altına yerleştirilmiş mikrokanallardan geçen soğutkan tarafından uzaklaştırılmaktadır. Mikron boyutlarındaki bu kanallar ısıl sınır tabakanın azalmasını ve böylece yüksek soğutma kapasitelerine çıkılmasını sağlamaktadır. Toplam ısıl direncin kütle akışına bağlı olduğunu ve akışın geleneksel laminer teoriden farklı olduğunu bulmuşlardır. Aynı zamanda en iyi ısı geçişini sağlayabilmek için en iyi en-boy oranının tayini için bir optimizasyon çalışması yapmışlardır.

Bir diğer önemli çalışma Wu ve Little (1983) tarafından yapılan; hidrolik çapları 50 ila 80 µm arasında değişen dikdörtgen kanallara sahip minyatür Joule-Thompson buzdolabıdır. Deneysel çalışmada sürtünme faktörü değerleri klasik teoriden daha yüksek ölçülmüştür. Yine Wu ve Little 1984 yılında hidrolik çapı 150 µm olan dikdörtgen kesitli kanallarda azot gazı kullanarak deneysel çalışma yapmışlardır. Deneysel çalışma sonucunda laminer akışın $Re < 900$, geçiş akışının $900 < Re < 3000$ ve türbülanslı akışın $Re > 3000$ aralığında görüldüğünü belirlemişlerdir. Bunun farkın pürüzlülükten kaynaklanabileceği öne sürülmüştür. Türbülanslı akışta geleneksel bağıntılara oranla daha yüksek ısı taşınım katsayıları, laminer akışta ise düşük Re sayılarında daha düşük Nu sayıları rapor etmişlerdir. Nu sayısının Re sayısı ile üssel olarak değiştiğini belirtmişlerdir. Türbülanslı akış için Nusselt sayısını;

$$Nu = 0,00222Re^{1,09}Pr^{0,4} \quad (3.1)$$

olarak önermişlerdir.

Choi vd. (1991) azot kullanarak, iç çapları 3 ila 102 mikron olan mikrokanallar ile sürtünme faktörü, taşınım ısı geçişi ve duvar pürüzlülüğü üzerine deneysel çalışmalar yapmışlardır. Laminer ve türbülanslı akışta ısı geçişi deneylerinde geleneksel bağıntılara göre daha yüksek sonuçlar elde etmişlerdir. Nusselt sayısı için aşağıdaki bağıntıları önermişlerdir.

$$Nu = \begin{cases} 0,000972Re^{1,17}Pr^{\frac{1}{3}}, Re < 2000 \\ 3,82 \cdot 10^{-6}Re^{1,96}Pr^{\frac{1}{3}}, 2500 < Re < 20000 \end{cases} \quad (3.2)$$

Peng ve Peterson (1994) hidrolik çapları 0.133-0.367 mm arasında değişen farklı geometrik özelliklere sahip, paslanmaz çelik mikrokanallarda $Re=50-4000$ aralığında akış ve ısı geçişi deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Isı geçişinin Reynolds sayısına, Prandtl sayısına bağlı olduğu kadar kanalın geometrik özelliklerine de bağlı olduğunu ileri sürmüşlerdir. Laminer akış ve tam gelişmiş türbülanslı akış bölgesi için aşağıdaki ısı geçişi bağıntılarını önermişlerdir:

$$Nu_{Laminer} = 0,1165 \left(\frac{D}{W}\right)^{0,81} \left(\frac{H}{W}\right)^{0,79} Re^{0,62} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (3.3)$$

$$Nu_{Türbülans} = 0,072 \left(\frac{D}{W}\right)^{1,15} (1 - 2,421(Z - 0,5)^2) Re^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (3.4)$$

Wang ve Peng (1994), dikdörtgen kesitli, 0,7 mm derinliğinde ve 0,2 ile 0,8 mm arasında değişen genişliklere sahip paslanmaz çelik mikrokanallarda su ve metanol ile deneysel çalışmalar yapmışlardır. Türbülanslı akışa geçişin 1000 ila 1500 Reynolds aralığında olduğunu ve akışkan sıcaklığından, hızından ve kanal boyutundan etkilendiğini göstermişlerdir. Düşük akışkan sıcaklığında ve yüksek hızlarda yüksek ısı taşınım katsayıları rapor etmişlerdir.

Yu vd. (1995) makalede mikrokanallardaki akış ve ısı geçişini aydınlatmak üzere çapları 19, 52 ve 102 μm olan mikroborular ile $250 < Re < 20000$ aralığında azot ve su kullanarak deneysel çalışmalar sunmuşlardır. Laminer bölgede $Re < 2000$, sürtünme

faktörü değerlerini $64/Re$ yerine $50.13/Re$, türbülanslı bölgede ($6000 < Re < 20000$) ise $0,302/Re^{0,25}$ bulmuşlardır. Türbülansa geçişi 2000 ila 6000 Reynolds civarında olduğunu rapor etmişlerdir. Yapılan ısı geçişi deneyleri sonucunda türbülanslı akış bölgesi için aşağıdaki bağıntıyı önermişlerdir.

$$Nu = 0,007Re^{1,2}Pr^{0,2} \quad (3.5)$$

Peng ve Peterson (1995) , akışkanın ısıl özelliklerinin ve geometrik parametrelerinin taşınım ile ısı geçişine etkisini incelemişlerdir. Türbülansa geçişin daha düşük Reynolds sayılarında gerçekleştiğini ve ısı geçişi karakteristiklerinin sadece Reynolds sayısı ile değil, akışkan sıcaklığı, hızı ve kanal boyutlarından da etkilendiği sonucuna varmışlardır. Yine Peng-Peterson (1996) hidrolik çapları 0,15-0,34 mm olan dikdörtgen kesitli kanallar ile $50 < Re < 4000$ aralığında deneysel çalışmalar yapmışlardır. Nu sayılarının hem Re ve Pr ile hem de geometrik parametrelere bağlı olarak değiştiğini göstermişler, laminer akış için aşağıdaki bağıntıyı önermişlerdir.

$$Nu = 0,1165 \left(\frac{D}{W} \right)^{0,81} \left(\frac{H}{W} \right)^{0,79} RePr^{1/3} \quad (3.6)$$

Nguyen vd. (1996) 500 μm derinliğinde, 1707 μm genişliğinde yamuk kesitli silikon mikrokanallar ile zorlanmış taşınım ve akış üzerine deneysel çalışmalar yapmışlardır. Laminer ve türbülanslı akış bölgesi için nümerik simülasyon ile analitik model çalışması da sunmuşlar ve laminer ve türbülanslı akış bölgesi için aşağıdaki bağıntıları önermişlerdir.

$$Nu_{Laminer} = 8,39 Re^{1/2} - 1,33 Re^{2/3} \quad (3.7)$$

$$Nu_{Türbülans} = 4,73 Re^{1/2} - 0,22 Re^{2/3} \quad (3.8)$$

Adams vd. (1998) çapları 0.76, 0.102 ve 1.09 mm olan dairesel kesitli kanallarda su kullanarak tek fazlı zorlanmış türbülanslı akış ve ısı geçişini $2600 < Re < 23000$ aralığında deneysel olarak incelemişlerdir Türbülanslı bölgede ısı geçişi için elde

ettikleri Nusselt sayılarının mevcut bağıntılar ile elde edilenlere oranla daha yüksek olduğunu rapor etmişlerdir. Gnielinski bağıntısından yola çıkarak ısı geçişi için aşağıdaki bağıntıyı önermişlerdir.

$$Nu = Nu_{Gn} (1 + F) \quad (3.9)$$

$$Nu_{Gn} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{1/3} - 1)} \quad (3.10)$$

Harms vd. (1999), her biri 0,251 mm genişliğinde 1 mm derinliğinde uzunlukları 25 mm olan birbirine paralel 68 adet dikdörtgen kesitli mikrokanal ile $173 < Re < 12900$ aralığında deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Laminer akışta ısıl direncin basınç düşüşünden bağımsız olduğunu, derin kanallar için ısıl direncin daha düşük olduğunu rapor etmişlerdir. Türbülanslı akışa geçişin erken başladığını ($Re_{kr}=1500$) rapor etmişlerdir. Deneysel Nu sayılarını laminer akışta düşük, türbülanslı akışta yüksek bulmuşlardır.

Qu vd. (2000) hidrolik çapları 62 ila 169 mm aralığında değişen yamuk kesitli silikon mikrokanallardaki su akışını incelemişlerdir. Laminer akış bölgesi için elde edilen deneysel veriler, geleneksel teori ile karşılaştırılmış, teoriye oranla daha düşük Nusselt değerleri rapor edilmiştir. Düşük Nusselt sayılarının yüzey pürüzlülüğünden kaynaklandığını ileri sürerek, pürüzlülük ve viskozite modeline dayalı sayısal bir çalışmada yapmışlardır. Elde ettikleri model verilerinin deneysel Nusselt sayıları ile daha uyumlu olduğunu göstermişlerdir.

Celata vd. (2002) R-114 ile çapı 130 μm , bağıl pürüzlülüğü $\epsilon/D=0,0265$ olan paslanmaz çelik mikroboru ile yaptıkları deneysel çalışmalarını sunmuşlardır. Deneysel $100 < Re < 8000$ aralığında ve sabit yüzey sıcaklığı koşullarında gerçekleştirilmiştir. Elde edilen deneysel Nusselt sayıları laminer bölge için Hausen bağıntısı ile; türbülanslı bölge için ise Dittus-Boelter, Gnielinski, ve Adams bağıntıları ile

karşılaştırılmıştır. Deneysel verilerin mevcut bağıntılara oranla daha farklı olduğunu rapor etmişlerdir.

Gao vd. (2002), en-boy oranı $25 < W/H < 250$ aralığında iki boyutlu mikrokanallarda su kullanarak deneysel çalışmalar yapmışlardır. Kanal yüksekliğini 0,1 ila 1 mm arasında değiştirerek kanal yüksekliğinin akış ve ısı geçişine etkisini incelemişlerdir. Sürtünme faktörü değerlerinin klasik teori ile uyumlu, Nusselt sayılarının ise teoriye oranla çok düşük olduğunu rapor etmişlerdir.

Wu ve Cheng (2003), 13 farklı yamuk kesitli silikon mikrokanal ile akış ve ısı geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün geometrik parametreler, yüzey pürüzlülüğü ve malzemesinin özelliğine bağlı olduğunu belirtmişlerdir. Yüzey pürüzlülüğünün artmasıyla sürtünme faktörü ve Nusselt değerlerinin arttığını, yüksek Re sayılarında bu artışın daha belirgin olduğunu rapor etmişlerdir. $Re < 100$ durumunda Nu sayılarında lineer bir artış olduğunu, $Re > 100$ durumunda ise artışın daha yavaş gerçekleştiğini gözlemlemişlerdir. Laminer akışta ısı taşınım katsayısı için 2 farklı bağıntı önermişlerdir.

$$Re < 100$$

$$Nu = c_1 Re^{0,946} Pr^{0,488} \left(1 - \frac{W_b}{W_t}\right)^{3,547} \left(\frac{W_t}{H}\right)^{3,577} \left(\frac{k}{D_h}\right)^{0,041} \left(\frac{D_h}{L}\right)^{1,369} \quad (3.11)$$

$$100 < Re < 1500$$

$$Nu = c_2 Re^{0,148} Pr^{0,163} \left(1 - \frac{W_b}{W_t}\right)^{0,908} \left(\frac{W_t}{H}\right)^{1,001} \left(\frac{k}{D_h}\right)^{0,033} \left(\frac{D_h}{L}\right)^{0,798} \quad (3.12)$$

Bu iki denklemdeki c_1 ve c_2 katsayıları sırasıyla Si için $c_1 = 6,7$ ve $c_2 = 47,8$ SiO_2 için $c_1 = 6,6$ ve $c_2 = 54,4$ olduğu rapor edilmiştir.

Morini (2004) gaz ve sıvı akışkanlarla mikrokanallarda yapılmış ısı geçişi ve basınç düşümünün incelendiği üzerine literatürdeki deneysel bulguların bir analizini sunmuştur. Deneysel bulguları, laminar akış bölgesinde Hausen bağıntısı ile türbülanslı akış bölgesinde, Dittus-Boelter, Gnielinski bağıntıları ile karşılaştırmış, mikrokanallardaki akış ve ısı geçişini doğru tahmin edebilmek için geleneksel teorinin gözden geçirilmesi gerektiğini göstermiştir.

Maynes ve Webb (2003,2004); hem dairesel kesitli mikrokanallarda sabit yüzey sıcaklığı ve sabit ısı akısı şartlarındaki hem de paralel mikrokanallarda tam gelişmiş, elektro-ozmotik yöntemle zorlanmış akışı teorik olarak incelemişlerdir. Modelde sıcaklık dağılımını ve Nusselt sayısını elde etmek için sayısal olarak çözülen enerji denkleminde, tam gelişmiş elektro-ozmotik zorlanmış akış için hız dağılımı kullanılmıştır. Pratik elektro-ozmotik zorlanmış akış uygulamalarının çoğunda ihmal edilen elektrik çift tabaka etkisinin önemli olduğu sonucuna varılmıştır.

Garimella ve Singhal (2004), mikrokanallardaki sıvı akışı ve ısı geçişinin araştırılması, pompa gücü ve ihtiyacının belirlenmesi amacıyla literatürdeki mevcut deneysel bulguların ve geleneksel bağıntıların analizini yapmışlardır. Deneysel veriler, geleneksel bağıntıların, hidrolik çapı 250 μm 'nin üzerinde olan kanallardaki akış ve ısı geçişi performansının tahmin edilmesinde kullanılabileceklerini göstermiştir.

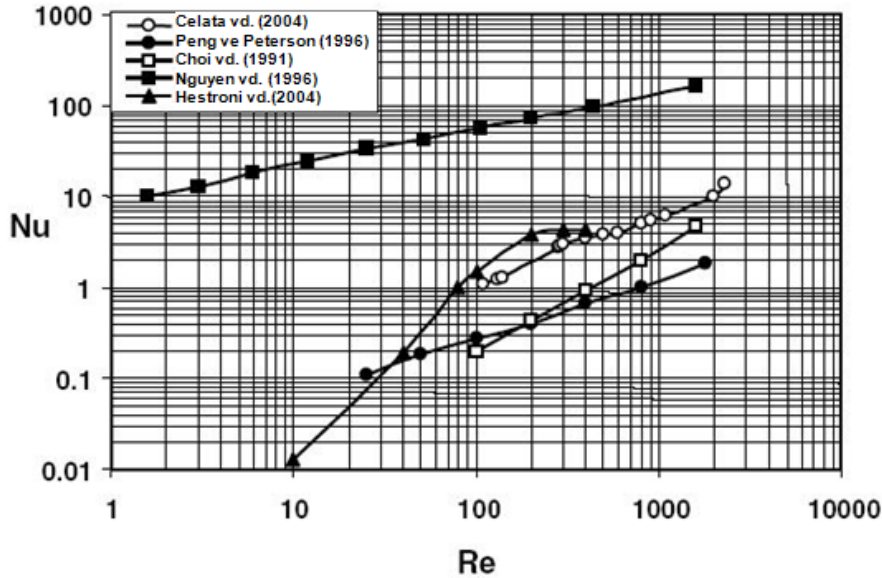
Lelea vd. (2004), çapları 125.4 ila 700 μm arasında değişen paslanmaz çelik mikroborularda gelişmekte olan laminar su akışını ve ısı geçişini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Deneysel ısı geçişi ve akış özellikleri ile geleneksel borular için sayısal ve analitik sonuçların karşılaştırılması sunulmuştur. Giriş etkilerinin gereken şekilde dahil edilmesi koşuluyla, klasik ve geleneksel teorilerin mikrokanallarda su akışı için uygulanabilir olduğu sonucuna varılmıştır.

Steinke ve Kandlikar (2004), hidrolik çapı 207 mm olan ikizkenar yamuk şeklindeki mikrokanallarda kaynar suyun akışı sırasında laminar tek-fazlı ve iki-fazlı akış üzerine deneysel çalışmalarını sunmuşlardır. Adyabatik koşullar altında tek-fazlı laminar akışta sürtünme faktörünün geleneksel ilişkiler kullanılarak doğru şekilde

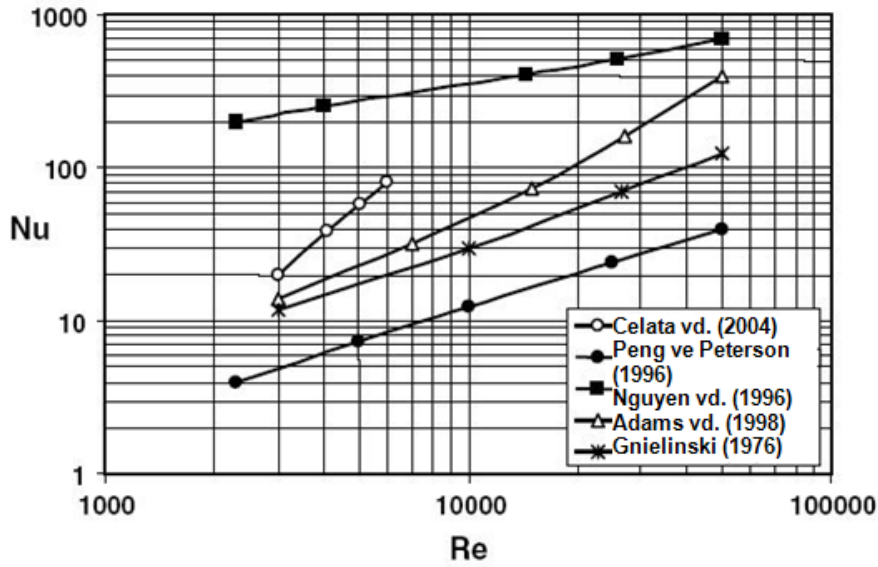
tahmin edilebileceği görülmektedir. Yukarıda verilen referansların çoğu, mikrokanaalların analizleri için geleneksel ilişkilerin kullanımını savunan kanıtları sunmasına rağmen, basılmış eserlerde belli koşullar altında geleneksel teoriden belirli sapmalar gösteren bir dizi çalışma da bildirilmiştir.

Hetsroni vd. (2004), iç çapı 1.07 mm olan paslanmaz çelik mikrokanal kullanarak tam gelişmiş laminer akış ve ısı geçişi üzerine çalışmalar yapmışlardır. Mevcut teoremin mikrokanaallarda akış için kullanılabileceğini, ısı geçişinin duvardaki ısı iletimine bağlı olduğu, elde edilen Nu sayılarının düşük Re sayılarında düşük olduğunu göstermişlerdir.

Yine Hetsroni vd. (2005) mikrokanaallar ile akış ve ısı geçişi üzerine daha önce yapılmış çalışmaları değerlendirmişlerdir. Yayınlanmış literatürde verilen deneysel sonuçlar ile bağıntıların bir karşılaştırmasını sunmuşlardır. Şekil 3.1'de laminer akışta deneysel olarak elde edilen Nu sayılarının Re ile değişimi ve şekil 3.2' de türbülanslı akıştaki deneysel Nu sayılarının Re ile değişimi görülmektedir.



Şekil 3.1 Laminer akış bölgesinde deneysel Nu sayıları, (Hetsroni,2005)



Şekil 3.2 Türbülanslı akış bölgesinde deneysel Nu sayıları, (Hetsroni,2005)

Lee vd. (2005), makalede hidrolik çapları 318 ile 903 μm arasında değişen en-boy oranları yaklaşık 5 olan dikdörtgen kesitli bakır mikrokanallar ile tek fazlı zorlanmış laminer ısı geçişi çalışmaları yapmışlardır. $300 < \text{Re} < 3500$ aralığında yapılan deneylerde akışkan olarak saf su kullanılmıştır. Fluent yazılımını kullanarak elde edilen nümerik veriler deneysel sonuçlar ve mevcut bağıntılar ile karşılaştırılmıştır. Laminer akış bölgesi için deneysel sonuçlar nümerik veriler ile uyumlu bulunmuştur. Sayısal yöntemlerin akış ve ısı geçişi özelliklerinin tahmin edilmesinde kullanılabileceğini özellikle geçiş ve türbülanslı akış bölgesi için çalışmaların sürdürülmesi gerektiği rapor edilmiştir.

Shen vd. (2006), tek fazlı zorlanmış akış ve ısı geçişini incelemek üzere kompakt ısı değiştiricisi ile deneysel çalışmalar yapmışlardır. Isı değiştiricisi genişliği 300 μm , derinliği 800 μm olan 26 kanaldan meydana gelmektedir. Bağıl pürüzlülük oranı %4-6 olarak belirlenmiştir. Su kullanılarak 162 ila 1257 Reynolds aralığında deneyler gerçekleştirilmiştir. Çalışmada yüzey pürüzlülüğünden dolayı geleneksel teoriden çok daha farklı sonuçlar elde edilmiştir.

Li vd. (2007) mikroborulardaki laminer akış bölgesi için hem nümerik hem de deneysel çalışmalar yapmışlardır. Deneysel çalışmalarda çapları 50 ila 1570 μm arasında değişen pürüzsüz Ergimiş silika (FS) borular ile pürüzlü paslanmaz çelik borular kullanılmıştır. Saf su ile Reynolds sayısının 20 ila 2400 olduğu aralıkta

deneysel olarak hesaplanan yerel Nusselt sayılarının teoriyle uyum sağlamadığı görülmüştür. Ayrıca çalışmada mikroboru duvarındaki aksel ısı iletimi de incelenmiştir. Aksel iletimin Reynolds sayısının artmasıyla azaldığı ve duvar kalınlığının artması ile ise önemli bir ölçüde arttığı rapor edilmiştir.

Caney vd. (2007) geleneksel teorinin mini kanallar için geçerli olup olmadığını araştırmak için 1 mm kenar uzunluğuna sahip kare kesitli kanalda basınç düşümü ve ısı geçişi deneyleri yapmışlardır. Reynolds sayısının $310 < Re < 7780$ olduğu aralıkta, ısı akısını 1 kW/m^2 'den 8 kW/m^2 'ye değiştirerek deneyler gerçekleştirmişlerdir. Deneysel basınç kaybı verileri geleneksel teorinin uygulanabileceğini göstermiştir. Kanal boyunca sıcaklık ölçümleri sıcaklık dağılımının lineer davranıştan daha farklı olduğunu göstermiştir. Bunun muhtemel sebebinin kanal duvarındaki aksel ısı iletimi olduğu belirtilmiştir. Sonuç olarak, hem ısı geçişinin hem de basınç kayıplarının geleneksel teori ile uyum sağladığı, var olan sapmaların ölçme zorluklarından kaynaklandığı sonucuna varılmıştır.

Fernando vd. (2008) sıvı soğutucu alüminyum bir ısı değiştiricisinde su kullanılarak $Re=170-6000$ aralığında tek fazlı zorlanmış ısı geçişini incelemiştir. Isı değiştiricisinin iç ve dış yüzey alanı sırasıyla 0.72 m^2 0.82 m^2 'dir. Laminer akışta deneysel Nu sayılarının $Re=1200$ 'e kadar, $2,1$ 'den $3,7$ değerine kadar arttığını, $Re=2300-6000$ aralığında Gnielinski bağıntısıyla uyum sağladığını rapor etmişlerdir.

Zhigang vd. (2009) çapı $19,6 \mu\text{m}$ boyu $23,53 \text{ mm}$ olan dairesel kesitli bir cam mikrokanal kullanarak akış ve ısı geçişini çalışmışlardır. Deneyler su kullanılarak, $10 < Re < 500$ aralığında gerçekleştirilmiştir. Deneylerde akışkanın kanala giriş sıcaklığı $21,7 \text{ }^\circ\text{C}$, çıkış sıcaklıkları $60, 70, 80, 90, 100 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak ayarlanmış ve sabit yüzey sıcaklığı koşulunda ısı geçişi incelenmiştir. Laminer zorlanmış akışta Nusselt sayısının Reynolds ile değişimi verilmiş, Nu sayıları geleneksel teoriye göre küçük bulunmuştur.

Tablo 3.2' de mikrokanallarda ısı geçişi üzerine yapılmış çalışmaların bir özeti bulunmaktadır.

Tablo 3.2 Mikrokanallarda zorlanmış sıvı akışlarında ısı geçişi üzerine yapılan çalışmaların özeti

Referans	Malzeme-Geometri	W, H, D _h (μm)	e/D %	Akışkan	Re	Bulgular	Önerilen Bağntı
Peng ve Peterson, (1994)	Paslanmaz çelik-Dikdörtgen	D _h =133-367 Z=0.333-0.5 W=100-400 H=200-300	...	Su	Re<4000	Nu _L >Nu _{Teorik} Nu _T >Nu _{Teorik}	$Nu_L = 0,1165 \left(\frac{D}{W}\right)^{0,81} \left(\frac{H}{W}\right)^{0,79} Re^{0,62} Pr^{\frac{1}{3}}$ $Nu_T = 0,072 \left(\frac{D}{W}\right)^{1,15} (1 - 2,421(Z - 0,5)^2) Re^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}}$
Wang ve Peng, (1994)	Paslanmaz çelik-Dikdörtgen	H=700 W=200-800	...	Su, Metanol	Re>1600	Nu _L <Nu _{Teorik} Nu _T >Nu _{Teorik}	$Nu = 0,0085 Re^{0,8} Pr^{1/3}$
Yu vd., (1995)	Dairesel	D =19, 52, 102	...	Azot Su	250<Re<20000	6000<Re<20000 için $Nu = 0,007 Re^{1,2} Pr^{0,2}$
Peng ve Peterson, (1996)	Dikdörtgen	D _h =150-340	...	Su	50<Re<4000	$Nu_L = 0,1165 \left(\frac{D}{W}\right)^{0,81} \left(\frac{H}{W}\right)^{0,79} Re Pr^{1/3}$
Nguyen vd., (1996)	Silikon, Yamuk	H=500 W=1707	...	Azot	Re<1500 Re>1500	$Nu_L = 8,39 Re^{1/2} - 1,33 Re^{2/3}$ $Nu_T = 4,73 Re^{1/2} - 0,22 Re^{2/3}$
Adams vd., (1998)	Bakır Dairesel	D= 76, 102,1090	...	Su	2600<Re<23000	Nu _T >Nu _{Teorik}	$Nu_{Gn} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{1/3} - 1)}$ $Nu = Nu_{Gn} (1 + F)$
Harms vd. , (1999)	Dikdörtgen	H=1000 W=251 L=25mm	...	Su	173<Re<12900	Nu _L <Nu _{Teorik} Nu _T >Nu _{Teorik}
Qu vd., (2000)	Silikon,	D= 62, 169	Su	Re>2000	Nu _L <Nu _{Teorik}

	Yamuk						
Celata vd., (2002)	Paslanmaz Çelik Dairesel	D= 130	0,0265	R-114	100<Re<8000	$Nu_L < Nu_{Teorik}$
Gao vd., (2002)	Silikon Dikdörtgen	25<W/H<250	e<0,1µm	Su	100<Re<8000	$Nu_L < Nu_{Teorik}$
Wu ve Cheng , (2003)	Silikon, Yamuk	Wb=158- 1473 Wt=62-1375 H=56-110		Su	Re<100 100<Re<1500		$Nu = c_1 Re^{0,946} Pr^{0,488} \left(1 - \frac{W_b}{W_t}\right)^{3,547} \left(\frac{W_t}{H}\right)^{3,577} \left(\frac{k}{D_h}\right)^{0,041} \left(\frac{D_h}{L}\right)^{1,369}$ $Nu = c_2 Re^{0,148} Pr^{0,163} \left(1 - \frac{W_b}{W_t}\right)^{0,908} \left(\frac{W_t}{H}\right)^{1,001} \left(\frac{k}{D_h}\right)^{0,033} \left(\frac{D_h}{L}\right)^{0,798}$
Lee vd., (2005)	Dikdörtgen, Bakır	Dh =318 , 903	Su	300<Re<3500	$Nu = Nu_{Fluent}$
Lelea vd., (2004)	Paslanmaz çelik, Dairesel	D =100-500	Su	20<Re<700	$Nu = Nu_{Teori}$
Celata vd., (2006)	Paslanmaz çelik Dairesel	D =50-120- 259-329-528 L=66-79mm	Su	1000<Re<3000	$Nu = Nu_{Teori}$
Shen vd., (2006)	Bakır Dikdörtgen	W=300 H=800	%4-6	Su	162<Re<1257	$Nu_L < Nu_{Teorik}$
Fernando vd. (2008)	Alüminyum Dikdörtgen	D _h =1.44	Su	170<Re<6000	$Nu_L < Nu_{Teorik}$ $Nu_T > Nu_{Teorik}$	$Re > 2300$ $Nu = 4,526 \cdot 10^{-4} Re^{1,25} Pr^{0,4} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14}$
Zhigang vd., (2009)	Pirinç Dairesel	D =19,6	Su	10<Re<500	$Nu_L < Nu_{Teorik}$

BÖLÜM 4. DENEYSEL ÇALIŞMA

4.1. Deney Düzenegi

Şekil 4.1.a ve b' de detaylı olarak verilen deney tesisatı; mikropompa, filtre, su haznesi, ısı değiştiricisi, sabit sıcaklık banyosu, bilgisayar, veri toplama cihazı ve mikroboru test düzeneginden meydana gelmektedir. Deneylerde akışkan olarak deiyonize su kullanılmıştır ve mikroborudaki akış 0.01 ml/d-10 ml/d hacimsel debi aralığında %0.1 hassasiyetli mikropompa ile daha yüksek hacimsel debilerde ise azot ile basınçlandırılmış tank vasıtasıyla sağlanmıştır. Deneylerde akışkan kütlesi pompanın gösterdiği hacimsel debi ile saptandığı gibi test süresince mikroboru çıkışına konulan bir kaptan toplanan su hassasiyeti %0.1 olan AND GX-600 marka hassas terazi ile ölçülerek de belirlenmiştir. Mikroborunun giriş ve çıkışında akışkanın hem sıcaklığı hem de basıncı ölçülmüştür. Suyun hesaplamalarda kullanılan fiziksel özellikleri, akışkanın ortalama sıcaklığına göre tablolardan okunarak elde edilmiştir. Ölçülen değerler veri toplama cihazı (Personal-Daq3000) ile bilgisayara aktarılmıştır. Muhtemel deneysel hataları önlemek için her deney aynı koşullarda 3 defa tekrarlanmıştır.

Bu çalışmada mikroborulardaki akış ve ısı geçişi, adyabatik ve sabit yüzey sıcaklığı koşullarında olmak üzere 2 farklı koşulda incelenmiştir. Viskoz ısınma etkisini ortaya çıkarmak için deneyler Şekil 4.2.a' da görülen izole edilmiş test ünitesinde; giriş ve çıkış sıcaklıkları ile basınç düşüşü ölçülerek gerçekleştirilmiştir. Adyabatik koşulların güvenilirliğini sağlamak açısından akışkan ortam sıcaklığında mikroboruya sürülmüştür. Ölçülen basınç düşüşleri ve sıcaklık artışları yardımıyla mikroborulardaki akış karakteristiği incelenmiştir.



Şekil 4.2.a Mikroboru test ünitesi



Şekil 4.2.b Sabit sıcaklık banyosu

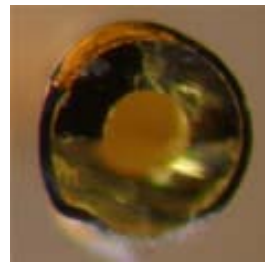
Bu sabit sıcaklık banyolarının girişine ve çıkışına izoleli termokupllar yerleştirilerek, sıcaklıklar deney süresinde kontrol edilmiş ve en yüksek akışkan debisinde sıcaklık artışının $0.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' yi geçmediği görülmüş ve mikroboru yüzeyindeki sıcaklığın sabit kaldığı kabul edilmiştir.

4.2. Kullanılan Mikroborular

Deneylerde dairesel kesitli, paslanmaz çelik, ergimiş silis ve polimer malzemeden yapılmış Upchurch (ABD) firmasından temin edilen mikroborular kullanılmıştır. Testlerde kullanılan polimer ve paslanmaz çelik mikroborular özel yöntemlerle istenilen uzunluklarda kesilmiş olarak satın alınmıştır. Ergimiş silis borular ise özel kesme aleti kullanılarak kesilmiştir. Şekil 4.3 a ve b' de 20 mikron ve 150 mikron çapında ergimiş silis boruya ait 2 kesit fotoğrafı Olympus SZ61 marka mikroskop ile görüntülenmiştir. Fotoğraflarda da görüldüğü gibi kesme aleti ile kesilen ergimiş silis kesiti daha düzgündür. İkincisinde ise kesit zarar görmüştür.



Şekil 4.3.a Ergimiş silis boru kesiti: 20 µm

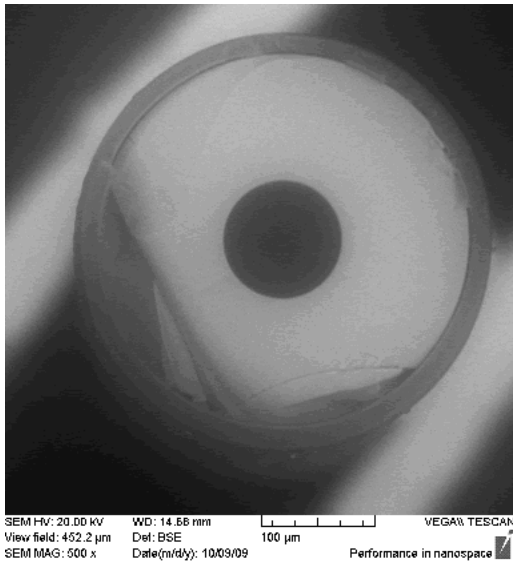


Şekil 4.3.b Ergimiş silis boru kesiti: 150 µm

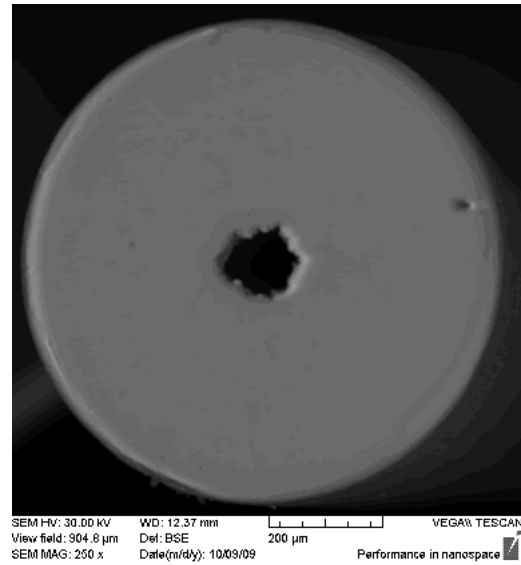
Deneysel çalışmada kullanılan mikroborulara ait ayrıntılı bilgi deneylerin sınıflandırılması bölümündeki tablolarda (Tablo 4.5-8) verilmiştir.

4.2.1. Hidrolik çapın belirlenmesi

Deneysel çalışmada kullanılan mikroboruların iç çapları Sakarya üniversitesi Metalürji Mühendisliği Bölümü laboratuvarında bulunan elektron mikroskobu (SEM, Vega Tescan) ile ölçekli mikroboru en-kesit resimleri alınarak, 1 µm ölçek hatasıyla belirlenmiştir. Şekil 4.4.a-b' da yaklaşık 100 µm iç çaplı ergimiş silis mikroboru ile 180 µm iç çaplı paslanmaz çelik mikroboru en-kesit fotoğrafları görülmektedir.



Şekil 4.4.a Ergimiş silis mikroboru

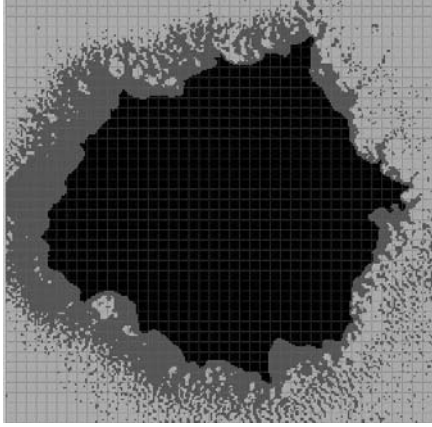


Şekil 4.4.b Paslanmaz çelik mikroboru

Pürüzsüz mikroborunun akış en-kesiti resimden de görüldüğü gibi tam olarak daire şeklindedir. İç çap hem girişten hem de çıkıştan alınan fotoğraflar kullanılarak belirlenmiş, hesaplamalarda iki çap değerinin ortalaması alınmıştır. Paslanmaz çelik mikroboruların fotoğraflarından akış en-kesitinin tam bir daire olmadığı görülmektedir.

İç çapları belirlemek için iki yol takip edilmiştir. i) SEM resimleri bir çizim programı yardımıyla karelere bölünmüş, kareler yardımıyla akış en-kesitini alanı belirlenmiştir. Bir ip yardımıyla kesitin çevresi ölçülmüş ve hidrolik çap, $(D_h = \frac{4A}{ç})$

belirlenmiştir. Bu işlem 3 defa tekrarlanmış ve birbirinden farklı hidrolik çaplar tespit edilmiştir (şekil 4.5).



Şekil 4.5. Paslanmaz çelik mikroboru kesiti

ii) Daha sonra yine çizim programı yardımıyla fotoğraflar üzerine iç çapı içine alacak şekilde çemberler çizilmiştir. Ölçek yardımıyla çaplar belirlenmiş ve aritmetik ortalama değeri alınmıştır. Tablo 4.1’ de yaklaşık olarak 100 μm iç çapa sahip mikroboru için yapılan çalışmanın örneği görülmektedir.

Tablo 4.1. İç çapın belirlenmesi

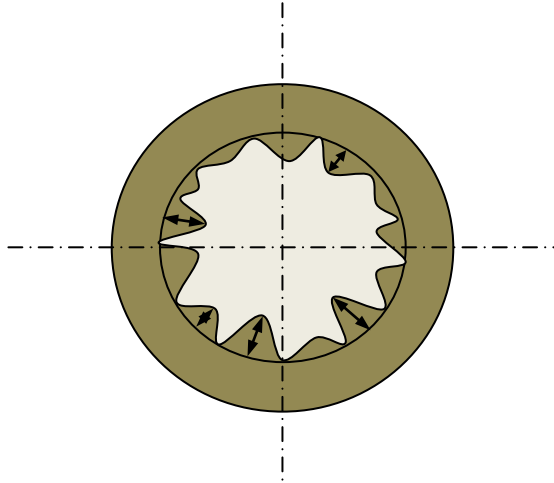
Üretici firmanın verdiği mikroboru iç çap değeri: $D_{iç} = 100 \pm 25.4$			
Okuma sayısı	Okunan çap (mm)	Ölçek 50 μm =55 mm	Ölçek 50 μm =56 mm
1. Okuma	110	100.00	98.21
2.Okuma	95	86.36	84.82
3.Okuma	119	108.18	106.25
4.Okuma	128	116.36	114.28
5.Okuma	125	113.63	111.60
Ortalama değer(μm)		103.972	

4.2.2. Yüzey pürüzlülüğünün belirlenmesi

Günümüz teknolojisinde beş tip yüzey topografisi ölçme yöntemi vardır. Bunlar sırasıyla; stylus tipi yüzey profilometresi, optik (white-light interference) ölçme yöntemi, elektron tarama mikroskobu (SEM), atomik kuvvet mikroskobu, tünel

tarama mikroskobu (STM) şeklindedir (Liu ve Wang (1999)). Bunların arasında ilk iki yöntem genellikle makro boyutlu kanallar, diğerleri ise mikro ve nano boyutlu kanallar için kullanılmaktadır. Yüzey pürüzlülüğü yaygın olarak yüzeydeki pürüz tepelerinin aritmetik ortalaması şeklinde ifade edilmektedir.

Bu çalışmada, ergimiş silis ve polimer esaslı mikroborular pürüzsüz kabul edilmiştir. Paslanmaz çelik mikroboruların iç yüzey pürüzlülüğü ise SEM resimlerinin bir çizim programı yardımıyla ölçülendirilmesi ile belirlenmiştir. Paslanmaz çelik boruların radyal yöndeki pürüzlülüğü, aksenal yöndeki pürüzlülüğe oranla daha fazla olduğu görülmüştür. Pürüzlülüğü belirlemek için şekil 4.6' da görüldüğü gibi boru kesitine pürüz yüksekliklerini içine alacak bir çember çizilmiştir.



Şekil 4.6. Şematik mikroboru kesiti-Pürüzlülüğün belirlenmesi

Boru kesiti 4 ölçüm bölgesine ayrılmıştır. Çember referans kabul edilerek her bir ölçüm bölgesinde 5 adet maksimum yükseklikte 5 adet minimum yükseklikte toplam 10 adet pürüzlülük yüksekliği tespit edilmiş dört bölgedeki ölçümlerin aritmetik ortalaması alınarak ortalama pürüzlülük belirlenmiştir. Okunan değerler tablo 4.2' de verilmiştir.

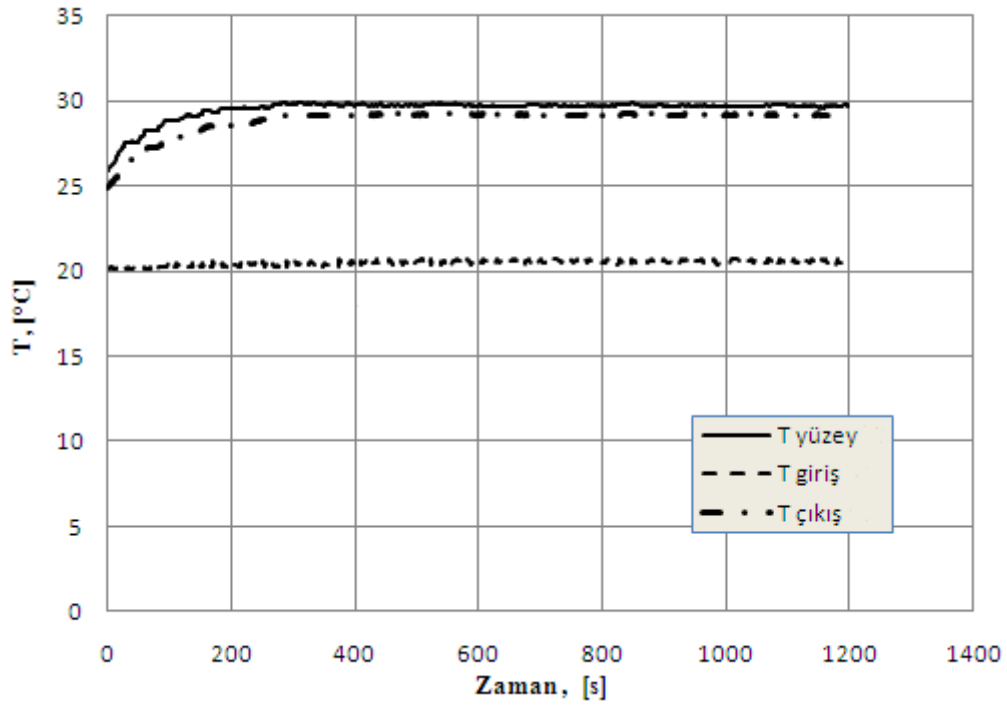
Tablo 4.2. Yüzey pürüzlülüğünün hesaplanması

Boru iç çapı $D \cong 100 \mu m$			
Okunan pürüz tepelerinin yükseklikleri, μm			
1. bölge	2. bölge	3. bölge	4. bölge
5	4	6	7
9	4	8	9
6	5	7	5
8	6	6	6
4	9	12	8
2	1	1	1
3	2	2	2
2	1	1	1
1	2	2	2
1	3	3	2
Okunan değerlerin aritmetik ortalaması			4.23 μm

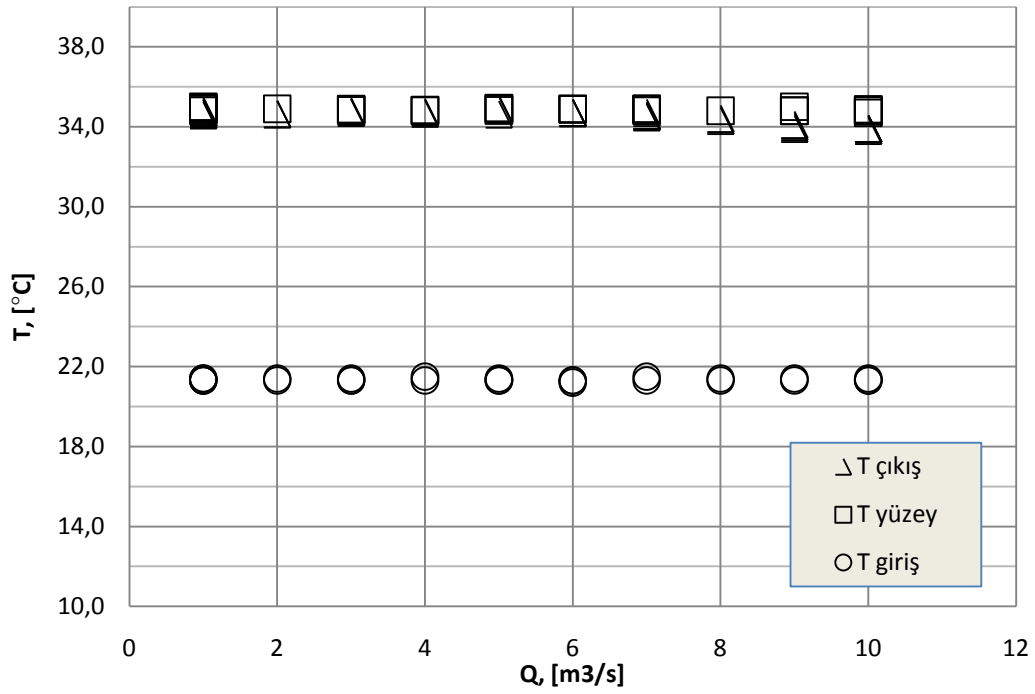
4.2.3. Deneylerde ölçülen büyüklükler ve sürekli rejim hali

Her bir deney esnasında; mikroboru girişinde ve çıkışındaki su sıcaklıkları ile girişteki basınç, banyo sıcaklığı ve kütesel debi ölçülmüştür. Sıcaklık ölçümleri Anbetherm firmasından alınan hassas (20-200 μm tel çapı) K tipi (kromel-alumel) termoelemanlar ile Elimko firmasından alınan izoleli (1.5 mm ve 3 mm paslanmaz çelik kılıf çaplı) termokupllar sayesinde gerçekleştirilmiştir. Deneylerde kullanılan termokupllar ile buzlu su (0 °C) ve kaynayan su (99.6 °C) içerisinde ölçümler gerçekleştirilerek kendinden kalibreli veri toplama cihazı test edilmiş, yapılacak ölçüm hatalarının önüne geçilmiştir.

Deneylerde mikroboru giriş basıncı % 0.1 hassasiyetli 0-200 bar arasında kalibre edilmiş Keller (PA-33X) marka basınç dönüştürücüsü ile belirlenmiştir. Hesaplamalarda kullanılacak parametreler sistem sürekli rejime geçtikten sonra kaydedilip bilgisayara aktarılmıştır. Sürekli rejime geçiş için deney tesisatı 20 dakika boyunca çalıştırılmıştır. Sürekli rejim oluncaya kadar ölçülen sıcaklık değerleri şekil 4.7' de görülmektedir.

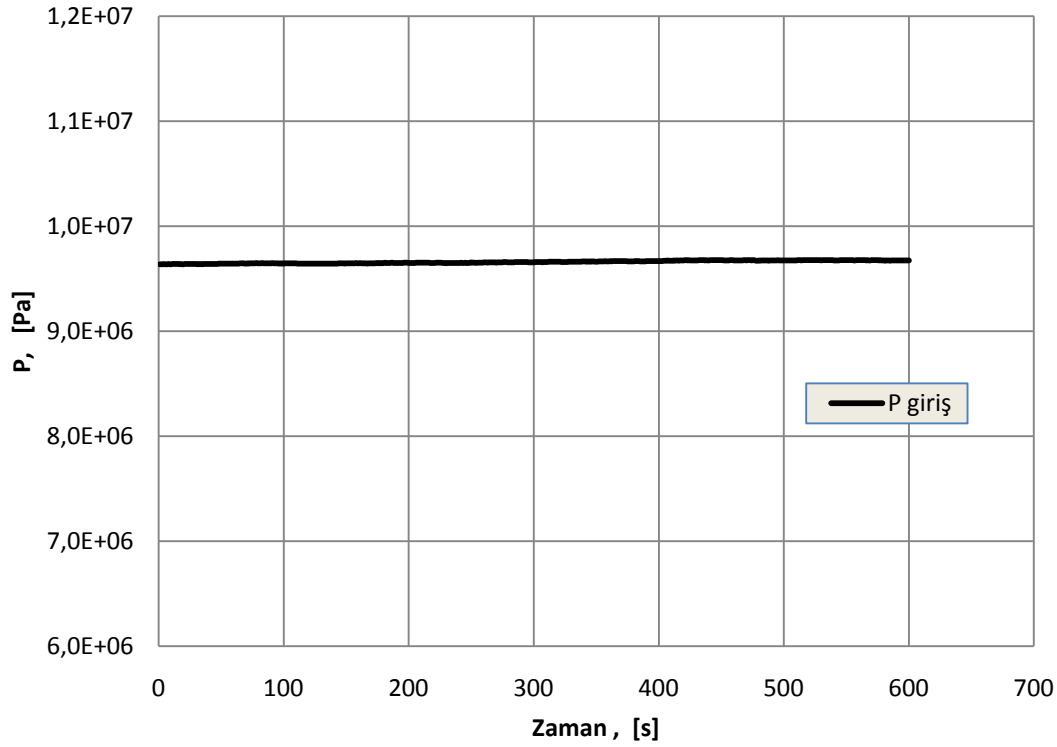


Şekil 4.7. Sürekli rejime geçişte ölçülen sıcaklıklar.



Şekil 4.8. Sürekli rejimde ölçülen sıcaklıklar.

Sürekli rejimde mikroboru giriş ve çıkışında ölçülen akışkan sıcaklıkları ile mikroboru dış yüzeyindeki akışkan sıcaklığı şekil 4.8’ da ve deney süresince giriş basıncının değişimi şekil 4.9’da görülmektedir.



Şekil 4.9. Sürekli rejim koşullarında basınç düşüşünün zamanla değişimi.

4.2.4. Deneysel sürtünme faktörünün belirlenmesi

Deneysel sürtünme faktörünün belirlenebilmesi için sürtünmeden kaynaklanan basınç düşüşünün belirlenmesi gerekmektedir. Deneyselerde mikroboru girişinde basınç dönüştürücü yardımıyla giriş basıncı ölçülmekte, çıkışta ise basınç atmosfer basıncına eşittir. Sürtünmeden kaynaklanan basınç düşüşü;

$$\Delta P = \Delta P_{g-\zeta} - \left[K_D \frac{\rho U_m^2}{2} + K_G \frac{\rho U_m^2}{2} \right] \quad (4.1)$$

ile hesaplanır. Burada K_D , girişte daralma kayıp katsayısı, K_G genişleme katsayısı, $\Delta P_{g-\zeta}$, ölçülen basınç farkını ifade etmektedir. Deneyselerde, K_D , K_G ,

sırasıyla 0.8 ile 1.0 alınmıştır (Maynes ve Webb, 2002; Hegab vd., 2002; Lelea vd., 2004). Basınç düşüşü belirlendikten sonra sürtünme faktörü değerleri denklem 2.39 yardımıyla aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$f = \Delta P \frac{D}{L} \frac{2}{\rho U^2} \quad (4.2)$$

4.2.5. Viskoz ısınma nedeniyle oluşan sıcaklık artışının belirlenmesi

Adyabatik şartlarda zorlanmış tek fazlı sıvı akışlarında viskoz kuvvetlerin neden olduğu sıcaklık artışı, deneylerde giriş ve çıkış sıcaklıklarının hassas bir şekilde ölçülmesi ile belirlenebilir. Giriş ve çıkış arasında ölçülen sıcaklıkların farkı viskoz ısınma nedeniyle olan sıcaklık artışını verir;

$$\frac{\Delta T}{L} = \frac{T_{\zeta} - T_g}{L} \quad (4.3)$$

4.2.6. Deneysel ısı taşınım katsayısının belirlenmesi

Isı geçişi hesaplamaları (Ek A) sabit yüzey sıcaklığı koşullarına göre yapılmıştır. Mikroboruda akışkana geçen ısı miktarı;

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_{\zeta} - T_g) \quad (4.4)$$

ve logaritmik sıcaklık farkı;

$$\Delta T_{lm} \equiv \frac{\Delta T_g - \Delta T_{\zeta}}{\ln\left(\frac{\Delta T_g}{\Delta T_{\zeta}}\right)} \quad (4.5)$$

hesaplanır. Buradan, toplam ısıl direnç aşağıdaki denklem yardımıyla belirlenir.

$$\frac{1}{KA} = \frac{\Delta T_{lm}}{\dot{Q}} = \frac{1}{h_{i\zeta} A_{i\zeta}} + R_{duvar} + \frac{1}{h_{dış} A_{dış}} \quad (4.6)$$

Duvar direncinin etkisini hesaba katarak ve dışarıdaki akışkanın ısı taşınım katsayısının çok büyük olduğu durumda ısı taşınım katsayısı ve Nu sayısı;

$$h_{i\zeta} = \frac{1}{\left(\frac{\Delta T_{lm}}{\dot{Q}} - R_{duvar} \right) A_{i\zeta}} \quad (4.7)$$

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (4.8)$$

şeklinde hesaplanır.

Ayrıca ısı geçişinde dıştaki akışkanın ısı taşınım katsayısının etkisini de hesaba katmak amacıyla Wilson-Plot metodu uygulanmıştır (Ek B.). Mikroboru içindeki akışkanın ısı taşınım katsayıları belirlenmiş ve Nu sayıları hesaplanmıştır.

4.3. Belirsizlik Analizi

Yapılan çalışmada son yıllarda hata oranlarının tespitinde araştırmacılar tarafından çokça tercih edilen Kline ve McClintock belirsizlik analizi (Holman, 1994) yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemde sistemde ölçülmesi gereken büyüklük R ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler x_1, x_2, \dots, x_n şeklinde ifade edilmektedir. Bu durumda ölçülecek büyüklük $R = R(x_1, x_2, \dots, x_n)$ olmaktadır. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $U_{x_1}, U_{x_2}, \dots, U_{x_n}$ ve R büyüklüğünün toplam ölçüm hatası;

$$U_R^2 = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} U_{x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} U_{x_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} U_{x_n} \right)^2 \right] \quad (4.9)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Yukarıdaki ifade ölçülen büyüklüğe, R, bölüdüğü zaman;

$$\left(\frac{U_R}{R}\right)^2 = \left[\left(\frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial x_1} U_{x_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial x_2} U_{x_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial x_n} U_{x_n}\right)^2\right] \quad (4.10)$$

şeklini alır. Bu çalışmada da deneysel parametrelerin belirsizlikleri genişletilmiş belirsizlik denklemi (4.10) kullanılarak bulunmuştur. Hataya yol açan büyüklüklerin hata oranları hesaplanmış ve Tablo 4.3' de verilmiştir.

Tablo 4.3. Hata oluşturan parametreler ve toplam hatalar

Hata oluşturan parametreler	Birim	Toplam Hata
Basınç düşüşü ΔP	%	± 2.3
Giriş ve Çıkış sıcaklığı	$^{\circ}C$	± 0.2
Fiziksel değerlerin okunmasında yapılan hata	%	± 0.1
Boru iç çapı	μm	± 2
Boru dış çapı	%	± 3
Boru uzunluğu	%	1
Zaman ölçer	dakika	± 0.0003
Hassas terazi	gr	± 0.001
Okuma hatası	%	± 0.1

Deneyler süresince hacimsel ve kütleli debi, kanala giriş ve çıkış basınçları ve sıcaklıkları ölçülmüştür. Sıcaklık ve basınç ölçümünde veri toplama cihazından kaynaklanan hatalar esas olmakla beraber basınç ölçümünde basınç dönüştürücüsünden kaynaklanan ilave hata da alınmıştır. Alınan bu değerlerin standart sapmaları da hesaplanarak toplam belirsizliğe eklenmiştir.

Deneylerde saniyede 4 ölçüm alınmış, test süresi boyunca toplanan ölçümlerin ortalama değerleri alınmıştır. Elde edilen sonuçların standart sapması hesaplanıp %95 güven seviyesi için 1,95 ile çarpılarak rastgele hata belirlenmiştir. Diğer taraftan deney düzeneğinde kullanılan ve ölçümleri etkileyen elemanların üretici firma tarafından belirlenen hata oranları da sistematik hata olarak alınmış ve yapılan toplam hata belirlenmiştir. Deneylerde ölçülen giriş ve çıkıştaki basınç ve sıcaklık

verileri sayesinde basınç düşüşü ile sıcaklık artışları belirlenmiş, akışkanın viskozite, yoğunluk gibi termal özellikleri akışkanın ortalama sıcaklığında alınmıştır.

Deneylerde kütleli debi iki yolla belirlenmiştir. Pompadan hacimsel debi okunarak ve deney süresince boru çıkışında belirli zaman aralıklarında kütle miktarı toplanıp hassas terazide ağırlık ölçülerek tespit edilmiştir. Her iki yöntemde de yapılan belirsizlik hesaplanmış büyük olanı alınmıştır. Deneysel parametrelerin laminar akış bölgesinde ortalama toplam belirsizliği tablo 4.4' de verilmiştir.

Tablo 4.4. Deneysel parametrelerde hesaplanan toplam belirsizlik

Ölçülen parametreler	Belirsizlik ,%	
	Min.	Maks.
Kütleli debi	2.85	6.29
Hacimsel debi	2.67	6.21
Reynolds Sayısı, Re	3.03	6.52
Darcy sürtünme faktörü, f	3.71	7.50
Viskoz model yardımıyla, f_v	19,3	26,0
Total Entropi Üretimi, \dot{S}_i	6.92	21.03
Isı taşınım katsayısı, h	5.52	12.82

4.4. Deneylerin Sınıflandırılması

4.4.1. Mikroboru akış deneyleri

Deneylerde akışkan giriş sıcaklığı ortam sıcaklığında olup, test edilen mikroborular ile deney parametreleri tablo 4.5' de verilmiştir.

Tablo 4.5. Akış deneyleri

Malzeme	İç çap (μm)	Belirsizlik ($\pm\mu\text{m}$)	Boru boyu L (cm)	Bağıl Pürüzlülük % ϵ/D	Reynolds Aralığı	Mikroboru kod Malzeme[Çap]
Polimer	50	2.4	5	0	20-1000	P[50]
	150	1.8	10	0	20-3200	P[150]
Ergimiş Silika	50	2.4	5	0	20-1000	S[50]
	150	1.8	10	0	20-3200	S[150]
Paslanmaz çelik	179.7	6.2	20	0.2-0.3	20-3000	PÇ[179]

4.4.2. Viskoz ısınma deneyleri

Deneyleerde akışkan sıcaklığı ortam sıcaklığında olup, testler adyabatik şartlarda gerçekleştirilmiştir. Test edilen mikroborular ve deney parametreleri tablo 4.6' da verilmiştir.

Tablo 4.6. Viskoz ısınma deneyleri

Malzeme	İç çap ID (µm)	Belirsizlik (µm)	Boy, L (cm)	Bağlı pürüzlülük % ϵ/D	Reynolds Aralığı	Mikroboru Kod Malzeme[Çap]
316 Paslanmaz çelik	179.7	6.2	10 30	2.0-3.0	20-3000	PÇ[179]
316 Paslanmaz çelik	139.4	8.6	10 20	5	20-2200	PÇ[139]
316 Paslanmaz çelik	103.9	10.7	10	0.5-0.6	20-2200	PÇ[103]
Ergimiş silika	150	1.8	10 30	0	20-3000	S[150]
Ergimiş silika	101.4	2.0	10 12 20	0	20-3000	S[101]
Ergimiş silika	76.0	2.2	10 12	0	80-2100	S[76]
Ergimiş silika	50.7	2.4	8 11	0	80-1000	S[50]

4.4.3. Isı geçişi deneyleri

Deneyleerde akışkan sıcaklığı ortam sıcaklığında (21.0- 21.4°C) tutulmuş, boru dış yüzeyindeki akışkan sıcaklığı ise üç farklı sıcaklığa (34, 44 ve 54°C) ayarlanmıştır. Sabit yüzey sıcaklığında gerçekleştirilen deneyler ve kullanılan mikroborular tablo 4.7' de verilmiştir.

Yapılan ısı geçişi deneylerinde ısı giriş uzunlukları hesaplanıp akışın tam gelişmiş akış koşullarının sağlanıp sağlanmayacağı tespit edilmiştir. Ayrıca eksenel ısı iletimi katsayıları, κ hesaplanmış, kritik değerden, 0.05, (Bölüm 2) küçük olduğu görülmüştür. Bu nedenle çalışmada eksenel ısı iletimi ihmal edilmiştir. Tablo 4.8' de başlıca Reynolds sayılarına denk gelen ısı giriş uzunlukları ve hesaplanan eksenel ısı iletimi katsayıları verilmiştir. Yapılan hesaplamalar sonucunda en kısa boru da dahil olmak üzere tüm borularda akışın laminar bölgede tam gelişmiş olduğu görülmüştür.

Tablo 4.7. Sabit yüzey sıcaklığı koşullarında ısı geçişi deneyleri

Malzeme	İç çap ID (μm)	Belirsizlik (μm)	Boy, L (cm)	Bağıl pürüzlülük % ϵ/D	Reynolds Aralığı	Mikroboru Kod Malz.[Çap][Boy] [Banyo sıcaklığı]	Yüzey sıcaklığı $^{\circ}\text{C}$
316 Paslanmaz çelik	180	6.2	10	0.2-0.3	100-4800	PÇ[180][10][T=34]	34.2-34.4
316 Paslanmaz çelik	180	6.2	20	0.2-0.3	100-4800	PÇ[180][20][T=34]	34.2-34.4
316 Paslanmaz çelik	180	6.2	30	0.2-0.3	100-1600	PÇ[180][30][T=34]	34.2-34.4
316 Paslanmaz çelik	180	6.2	20	0.2-0.3	100-1600	PÇ[180][20][T=44]	44.2-44.5
316 Paslanmaz çelik	180	6.2	20	0.2-0.3	100-1600	PÇ[180][20][T=54]	54.2-54.5
316 Paslanmaz çelik	180	6.2	30	0.2-0.3	100-1600	PÇ[180][30][T=44]	44.2-44.5
316 Paslanmaz çelik	180	6.2	30	0.2-0.3	100-1600	PÇ[180][30][T=54]	54.2-54.6
316 Paslanmaz çelik	103	10.7	10	4.0-6.0	290-2600	PÇ[100][10][T=54]	54.0-54.4
Ergimiş silika	100	2.0	10	0.0	220-2400	S[100][10][T=54]	54.0-54.6

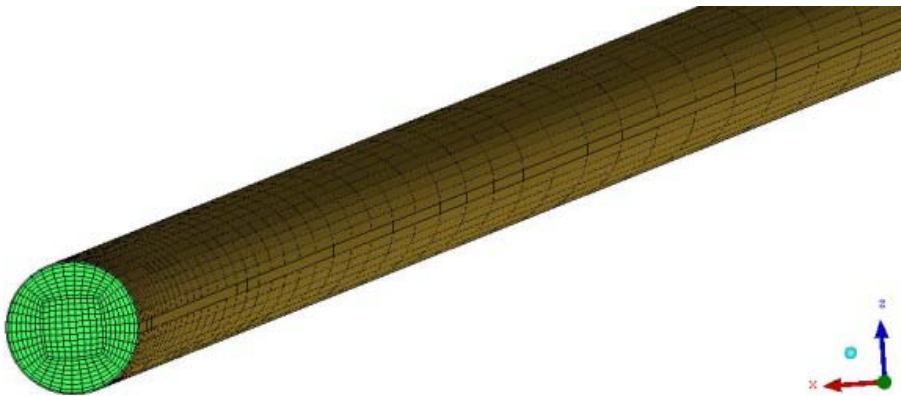
Tablo 4.8. Başlıca ısı giriş uzunlukları ile eksenel ısı iletim katsayıları

Mikroboru Kod	Reynolds Aralığı	$L_T = 0.05Re Pr D$ (m)	κ	Yüzey sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
PÇ[180][10][T=34]	138	0.00625	0.0037<0.005	34.2-34.4
	670	0.03136	-	
	1306	0.06297	-	
PÇ[180][20][T=34]	138	0.00625	0.0019<0.005	34.2-34.4
	685	0.03123	-	
	1354	0.0625	-	
PÇ[180][30][T=34]	140	0.00624	0.0012<0.005	34.2-34.4
	698	0.03100	-	
	1394	0.06075	-	
PÇ[103][10][T=54]	199	0.004899	8.10^{-5} <0.005	54.0-54.4
	1094	0.029743	-	
	1785	0.049716	-	
S[100][10][T=54]	184	0.004749	4.10^{-6} <0.005	54.0-54.6
	1121	0.033889	-	
	1580	0.048502	-	

BÖLÜM 5. MİKROBORUDA AKIŞ VE ISI GEÇİŞİNİN SAYISAL ÇÖZÜMÜ

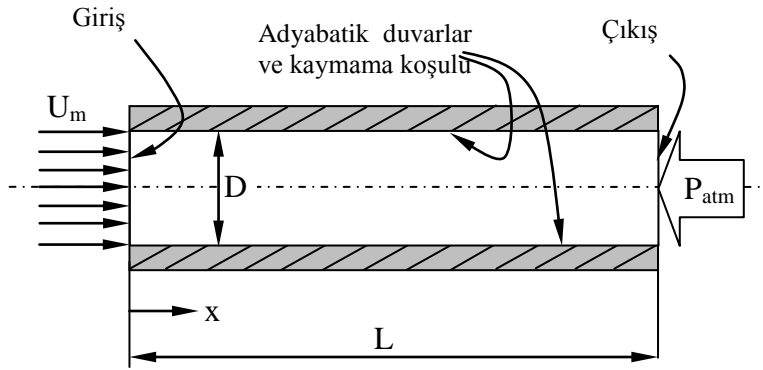
Mikroboruda akışın sayısal modellemesi ANSYS-CFX 12 programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu program sonlu hacimler yöntemini kullanarak Navier-Stokes denklemlerini çözen ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) paket programıdır. Sayısal hesaplamalar akış kararlı, laminar ve üç boyutlu olarak tanımlanmış ve çözümler ısı enerji modeli kullanılarak yapılmıştır. Sayısal model 100 µm iç çapında, 100 mm uzunluğundaki bir boru için gerçekleştirilmiştir.

Mikroborunun akış hacminin tamamı hesaplama bölgesi olarak tanımlanmıştır. Bu alan 45200 adet düğüm ve 42768 adet altı yüzepli (hexahedral) hacim elemanlarına bölünmüştür. Oluşturulan çözüm ağı Şekil 5.1’ de görüldüğü gibi boru duvarına ve girişe yakın yerlerde daha sık, akış eksenine yaklaştıkça seyrekleşen bir yapıda oluşturulmuştur. Çözümleme iterasyon sayısı 400, ya da artık değer (residual) 10^{-5} değerinin altına düşene kadar sürdürülmüştür.



Şekil 5.1. Mikroboru akış hacminde oluşturulan çözüm ağı

Şekil 5.2’ de görüldüğü gibi sayısal çözümlemelerde kullanılan deneysel çalışmadaki sınır şartları kullanılarak yapılmıştır. Hesaplamalarda verilen sınır şartları aşağıda belirtilmiştir.



Şekil 5.2 Şematik mikroboru ve sınır şartları

Giriş: Akış Hızları; $u_{m,giriş}(r) = 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20$ m/s ve giriş sıcaklığı $T_{giriş}(r) = 295$ K.

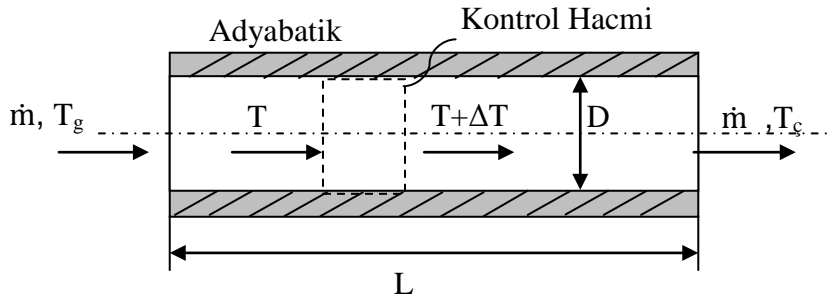
Çıkış: Çıkış basıncı; atmosferik basınç $P_{çıkış} = 101310,5$ Pa ve $u_{çıkış}(r) = 0$.

Duvar: Adyabatik duvar ve duvarda hız sıfıra eşit; $u_{duvar}(r), u_{duvar}(z) = 0$.

Yapılan analizde verilen her bir akış hızı için basınç düşüşü ve boru boyunca sıcaklık artışları $Re = 240-2240$ aralığında hesaplanmış, elde edilen sonuçlar Bölüm 7’ de deneysel veriler ve literatürdeki analitik modellerin sonuçları ile karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

BÖLÜM 6. MİKROBORUDA AKIŞIN II. YASA ANALİZİ

Şekil 6.1’ de gösterildiği gibi adyabatik koşullarda iç çapı D olan bir mikroborudaki akış ele alınsın. Su, mikroboruya \dot{m} , kütleli debisi ve T_g , sıcaklığı ile girmekte, mikroborudan T_c , sıcaklığı ile çıkmaktadır. Akışkanın fiziksel özelliklerinin akış boyunca değişmeyip sabit kaldığı varsayılınsın.



Şekil 6.1 Kontrol hacmi

Akış süreklidir ve kütle korunumu, denklem 2.1 yardımıyla

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_c = \dot{m} \quad (6.1)$$

ifade edilir.

Sistem sınırları içerisinde enerji üretimi, ısı geçişi ve iş terimlerinin olmadığı, kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinin ihmal edildiği kontrol hacmi için enerji korunumu;

$$h_g = h_c \quad (6.2)$$

şeklinde yazılabilir. Bir diğer önemli yasa, momentum ve korunum denklemleri arasında köprü görevi gören termodinamiğin II. yasasıdır (denklem 2.18). Şekil 6.1' de gösterilen adyabatik şartlardaki kontrol hacmi için denklem 2.18 ;

$$\dot{S}_{ii} = \dot{m}(s_g - s_{\zeta}) \quad (6.3)$$

haline dönüşür. Termodinamiğin I. ve II. Yasasının kombinasyonu $dh = Tds + vdP$ mikroboru girişinden çıkışına yazıldığında;

$$h_{\zeta} - h_g = T(s_{\zeta} - s_g) + \frac{1}{\rho}(P_{\zeta} - P_g) \quad (6.4)$$

elde edilir. Enerji korunumu denkleminde , $h_g = h_{\zeta}$;

$$0 = T(s_{\zeta} - s_g) + \frac{1}{\rho}(P_{\zeta} - P_g) \quad (6.5)$$

ve entropi farkı;

$$(s_{\zeta} - s_g) = \frac{1}{T} \left[\frac{1}{\rho}(P_g - P_{\zeta}) \right] \quad (6.6)$$

elde edilir. Sıkıştırılmaz akışkanlar için; $dv \cong 0$, $c_p=c_v = c$ ve $du = cdT$ olup;

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{Pdv}{T} \quad (6.7)$$

entropi sadece sıcaklığın fonksiyonu olarak yazılabilir.

$$ds = \frac{cdT}{T} \quad (6.8)$$

Denklemin integrali alınır;

$$s_{\xi} - s_g = \int_g^{\xi} c(T) \frac{dT}{T} \quad (6.9)$$

$$s_{\xi} - s_g = c \ln \frac{T_{\xi}}{T_g} \quad (6.10)$$

Entropi üretimi;

$$\dot{S}_{ii} = \dot{m} c \ln \frac{T_{\xi}}{T_g} \quad (6.11)$$

şeklinde yazılabilir. Denklem 6.3 ile denklem 6.6 birleştirilirse;

$$\dot{S}_{ii} = \dot{m} \frac{1}{\rho T} [\Delta P] \quad (6.12)$$

Mikroboruda akışın sağlanması için gerekli iş;

$$\dot{W} = \dot{m} \frac{1}{\rho} [\Delta P] \quad (6.13)$$

ve entropi üretimi için;

$$\dot{S}_{ii} = \frac{\dot{W}}{T} \quad (6.14)$$

yazılabilir. Denklem 6.13' den görüldüğü gibi, entropi üretimi, akışkanı boruya sürmek için yapılan mekanik iş ile doğru orantılıdır. Mekanik iş terimi de akışkanı boruya sürmek için gerekli basınç farkı ile doğru orantılıdır. Benzer şekilde basınç düşüşü de akıştaki kayma gerilmeleriyle orantılıdır. Denklem 6.12' yi Hagen-Poiseuille denklemi (denklem 2.37) yardımıyla tekrar düzenlersek adyabatik bir boruda akış esnasında entropi üretimi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{S}_{ii} = \beta Re^2 \quad (6.15)$$

Burada β , sabittir. Boruya giriş sıcaklığının ve akışkan viskozitesinin değişmediği varsayılmaktadır.

$$\beta = \left[\frac{8 \mu^3 L}{\rho^2 D^2 T} \right] \quad (6.16)$$

Akıştaki tersinmezliklerden dolayı akışkanın sıcaklığı artacaktır. Akış özelliklerinin tam olarak belirlenebilmesi için akışkan sıcaklığındaki değişimlerin bilinmesi gerekir. Eğer kontrol hacminde meydana gelen entropi üretimi bilinirse sıcaklık artışı da hesaplanabilir. Entropi üretimi yardımıyla akışkan çıkış sıcaklığı denklem 6.11 yardımıyla aşağıdaki gibi bulunur.

$$T_{\zeta} = T_g e^{N_s} \quad (6.17)$$

Burada N_s , sıcaklık artış oranını ifade etmekte olup;

$$N_s = \frac{\dot{S}_{\ddot{u}}}{\dot{m}c} \quad (6.18)$$

Şeklinde tanımlanır. Böylece boruda meydana gelen sıcaklık artışı;

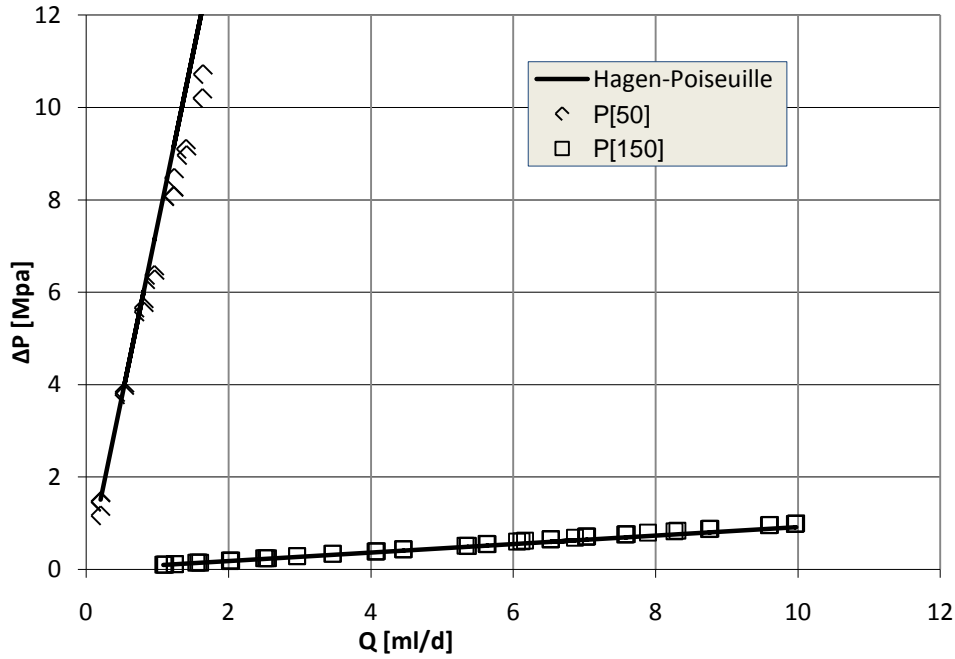
$$T_{\zeta} - T_g = \Delta T_v = T_g [e^{N_s} - 1] \quad (6.19)$$

ile hesaplanır. Bu denklem adyabatik koşullarda gerçekleşen akışlarda, hidrodinamik yük yardımıyla kanalda meydana gelecek sıcaklık artışının önceden belirlenmesini sağlamaktadır.

BÖLÜM 7. DENEYSEL SONUÇLAR VE KARŞILAŞTIRMA

7.1. Basınç Düşüşü ve Sürtünme Faktörü

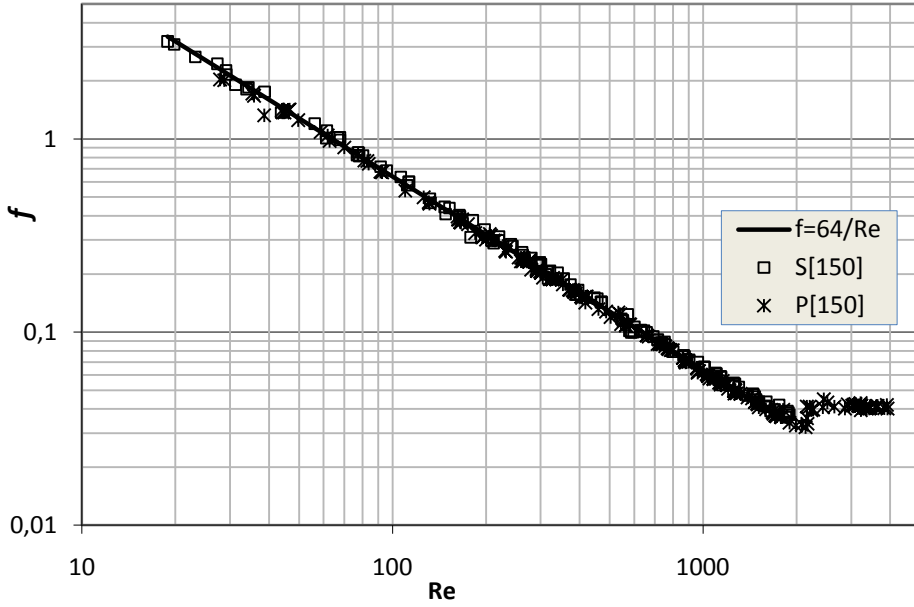
İç çapı 50 ve 150 μm olan polimer borularla yapılan deneylerde akışın sağlanması için gerekli basınç farkı ölçülmüş, sonuçlar denklem (2.31) (Hagen-Poiseuille) yardımıyla hesaplanan teorik basınç farkı ile karşılaştırılmıştır. Şekil 7.1’ de elde edilen deneysel ve teorik sonuçların hacimsel debi ile değişimi görülmektedir.



Şekil 7.1. Akış için gerekli basınç farkının hacimsel debi ile değişimi.

Denklem 2.31’de de görüldüğü gibi gerekli basınç farkı çapın 4. kuvveti ile orantılıdır. Çapın küçülmesi ile basınç farkının arttığı şekil 7.1’ de açıkça görülmektedir. Ölçülen verilerin teori ile uyumlu olduğu ancak 50 μm çaplı boruda debinin artması ile Hagen-Poiseuille bağıntısı ile hesaplanan basınç farkından yaklaşık %7 daha düşük sonuçlar ölçülmüştür. Aynı iç çapa ve boya sahip farklı malzemelerden yapılmış iki borunun sürtünme faktörü değerleri şekil 7.2’ de

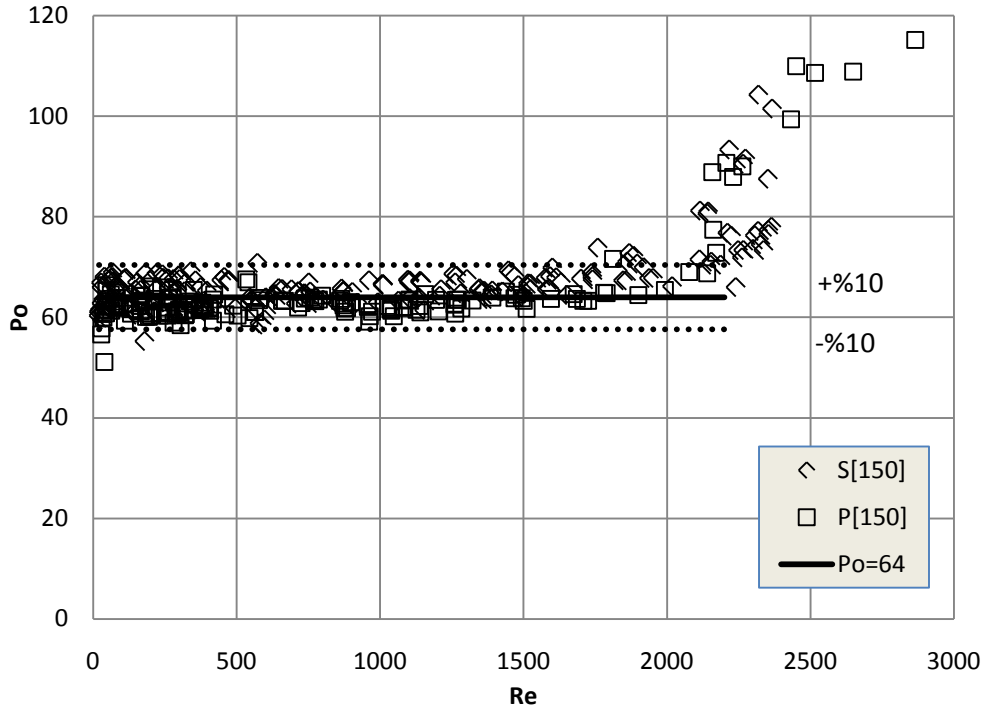
görülmektedir. Ayrıca deneysel sürtünme faktörleri yardımıyla Po sayısı hesaplanarak (denklem 2.35), %10 hata aralığında şekil 7.3' de gösterilmiştir



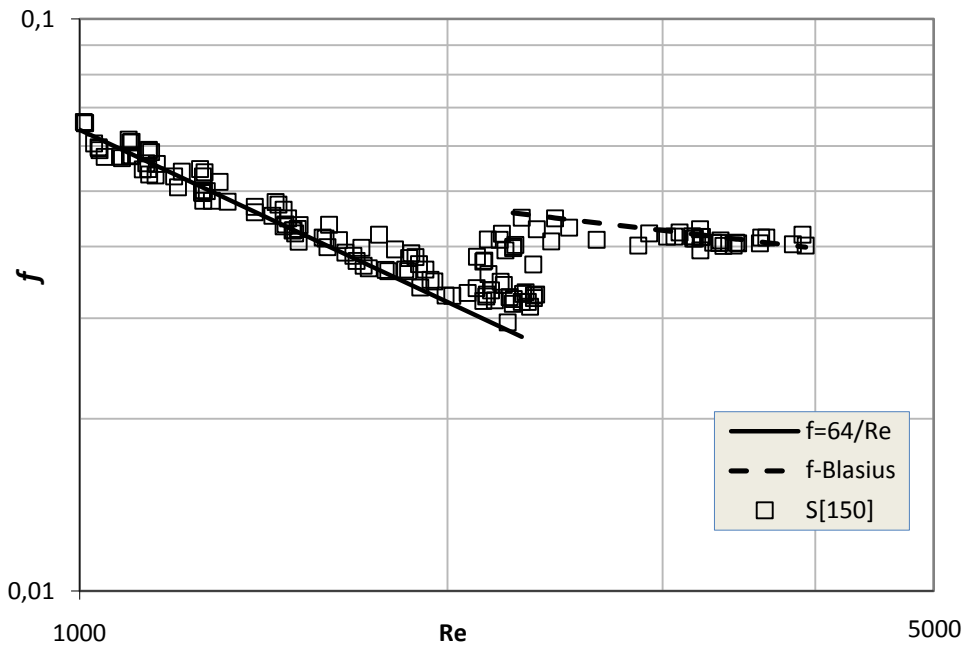
Şekil 7.2. Sürtünme faktörünün Re sayısı ile değişimi: S[150], P[150].

Deneysel verilerin laminar akış bölgesinde teorik $64/Re$ ile uyumlu olduğu, pürüzsüz borularda $Re < 2000$ ' den önce erken türbülansa geçişi gösteren herhangi bir veri olmadığı görülmüştür.

Şekil 7.4'de $1000 < Re < 4000$ aralığında pürüzsüz S[150] borularla yapılan deneylerde elde edilen sürtünme faktörü değerleri görülmektedir. Deneysel sonuçların, laminar bölgede Hagen-Poiseuille ve türbülanslı bölgede Blasius denklemleri (denklem 2.44) ile uyumlu olduğu görülmektedir.

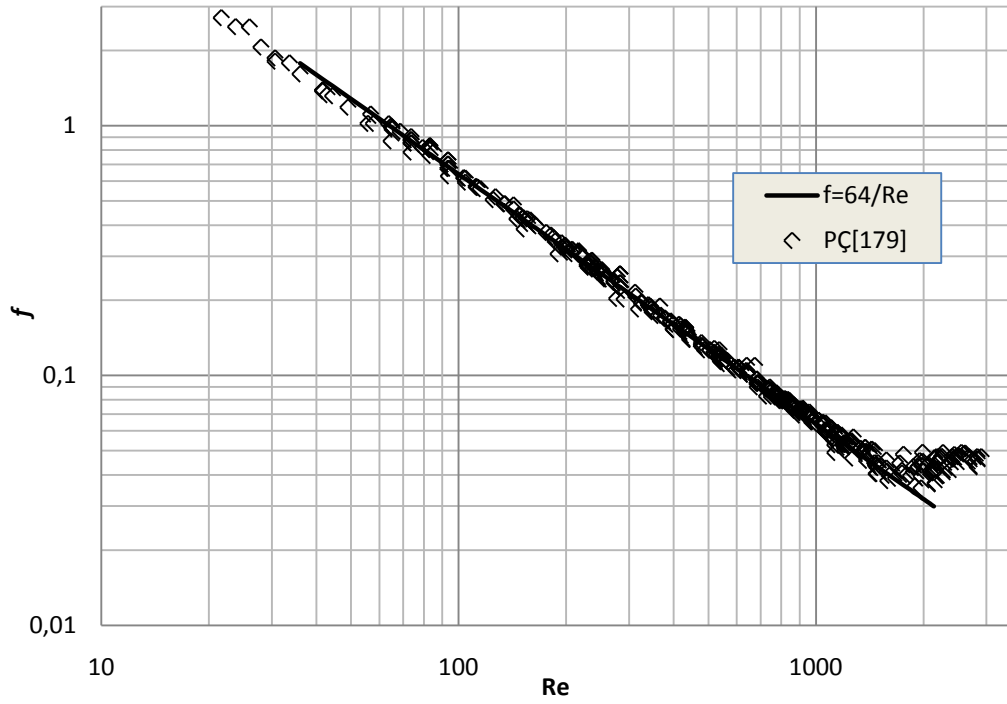


Şekil 7.3. Po sayısının Re Sayısı ile değişimi: S[150], P[150].

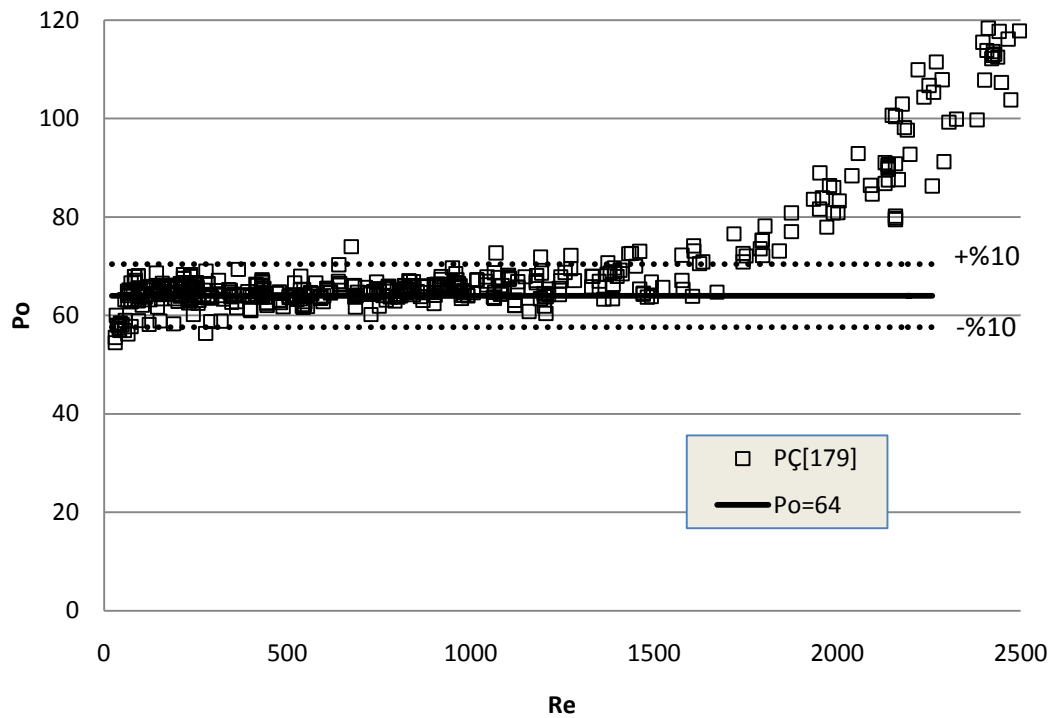


Şekil 7.4. Geçiş bölgesinde sürtünme faktörünün Re sayısı ile değişimi: S[150].

Şekil 7.5' de paslanmaz çelik boruya ait sürtünme faktörü değerleri, şekil 7.6' da Po sayılarının Re ile değişimi görülmektedir.



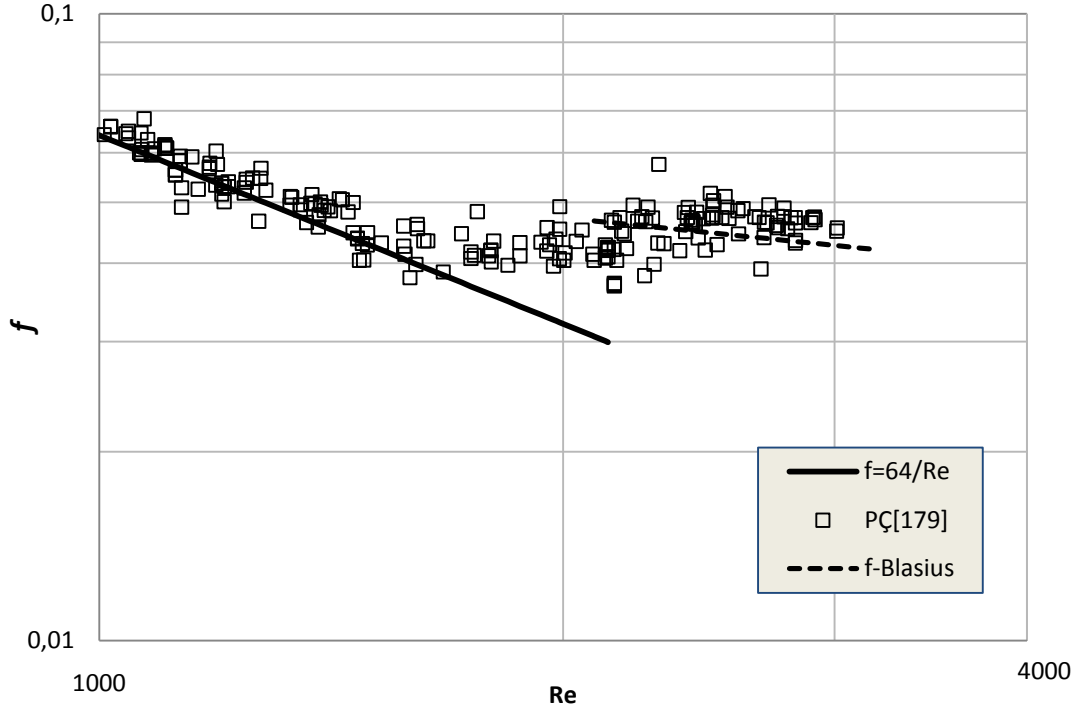
Şekil 7.5. Pürüzlü boruda sürtünme faktörü değerlerinin Re ile değişimi: PÇ[179].



Şekil 7.6. Pürüzlü boruda Po değerlerinin Re ile değişimi: PÇ[179].

Sürtünme faktörü değerleri, paslanmaz çelik mikroboruda, pürüzsüz borulara göre daha yüksek sonuçlar vermiştir. $Re=1500$ ' den itibaren laminer akış koşullarından

sapmaların başladığı anlaşılmaktadır. Değerlerin üst %10 hata çizgisini aştığı görülmüştür.

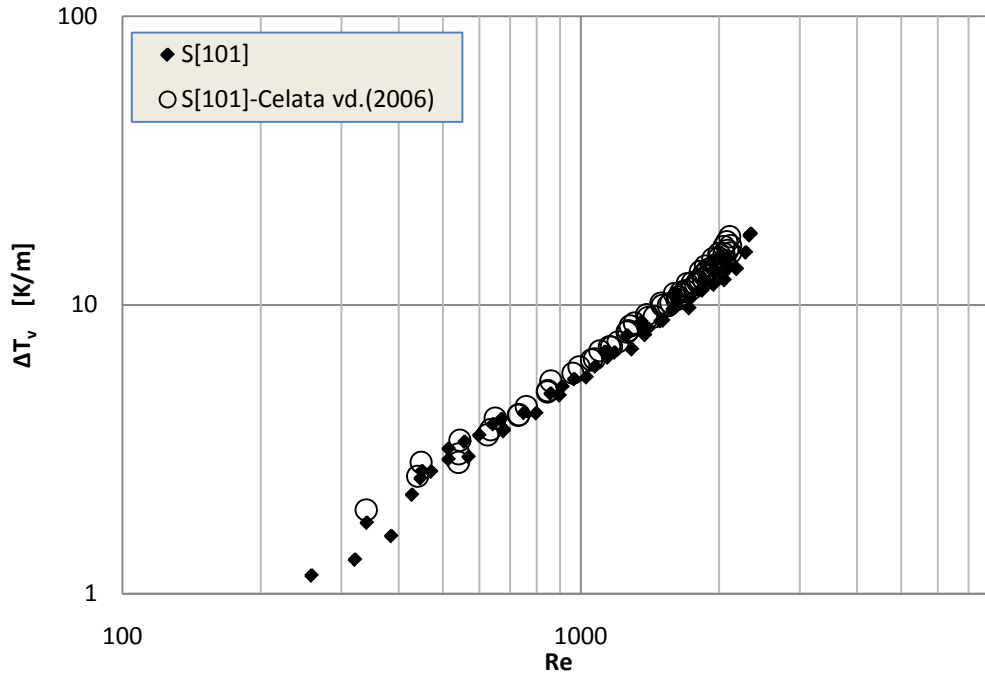


Şekil 7.7. Pürüzlü boruda geçiş bölgesinde sürtünme faktörü değerleri: PÇ[179].

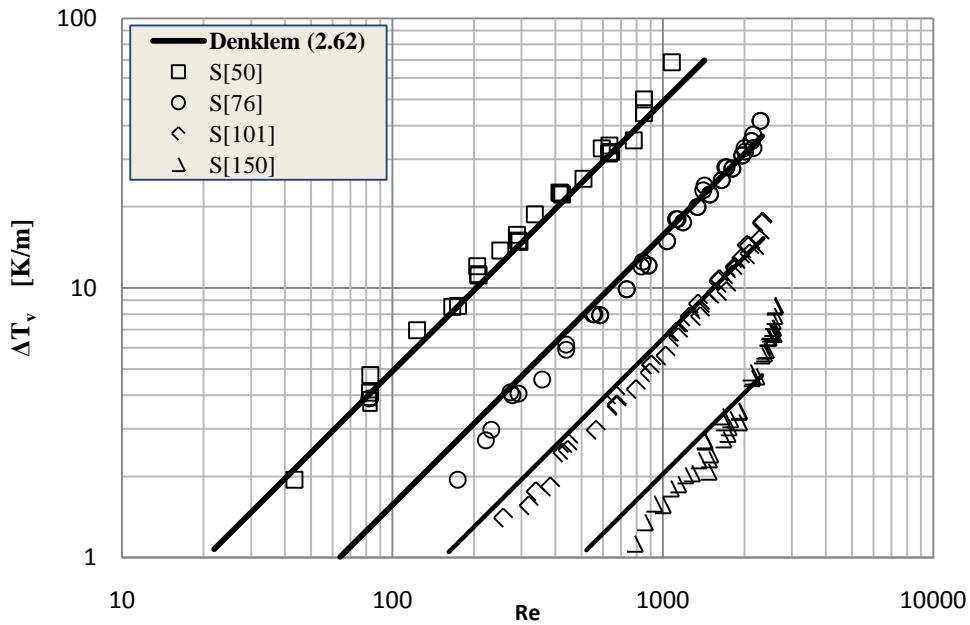
Şekil 7.7' de geçiş bölgesindeki sürtünme faktörü değerleri görülmektedir. Geçiş bölgesindeki deneysel sonuçların Blasius denklemine göre %12 daha yüksek olduğu görülmüştür.

7.2. Adyabatik Akışta Viskoz Isınma

Adyabatik şartlarda gerçekleştirilen akış deneylerinde akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları ölçülerek sürtünmeden kaynaklanan sıcaklık artışları hesaplanmıştır. Ölçülen sıcaklık artışları literatürde bulunan pürüzsüz borulara ait deneysel bulgular ve mevcut bağıntılarla elde edilen veriler ile karşılaştırılmıştır. Deneysel sıcaklık artışı değerleri HAD analizinden elde edilen sonuçlar ile de karşılaştırılmıştır. Pürüzsüz boruda ölçülen sıcaklık artışları ilk önce Celata vd. (2006) tarafından aynı şartlarda yapılmış deneylerden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmış (Şekil 7.8), verilerin birbirleri ile uyumlu olduğu gözlenmiştir.



Şekil 7.8. Adyabatik pürüzsüz boruda ölçülen viskoz sıcaklık artışlarının karşılaştırılması: S[101] ile S[101] (Celata vd. (2006)).

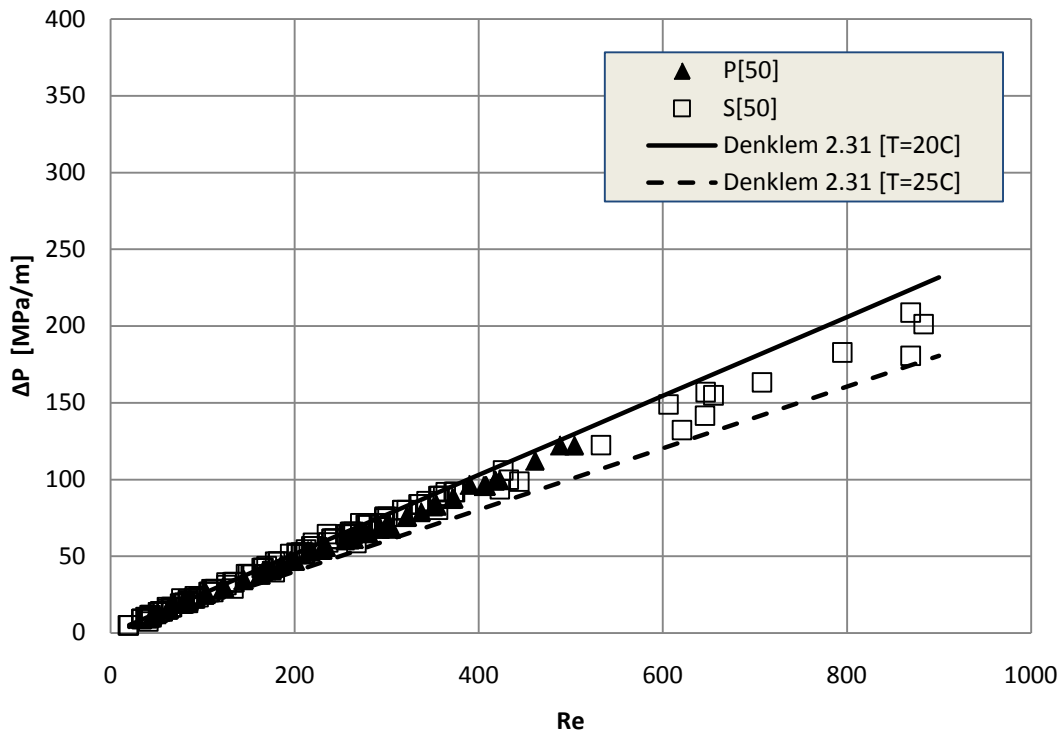


Şekil 7.9. Pürüzsüz borularda viskoz sıcaklık artışları: S[50], S[76], S[101], S[150].

Şekil 7.9'da pürüzsüz, Şekil 7.11' de ise pürüzlü borularda ölçülen sıcaklık artışlarının denklem 2.61 (Morini, (2005)) kullanılarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Laminer akış bölgesinde iç çapı 50 μm olan pürüzsüz boruda

ölçülen sıcaklık artışlarının denklem 2.61 ile elde edilen sonuçlardan daha büyük değerlere sahip olduğu görülmektedir. Buru çapları büyüdükçe deneysel veriler denklem 2.61'den daha düşük değerler almıştır. Ancak deneysel veriler denklem 2.61 ile aynı eğilime sahiptir.

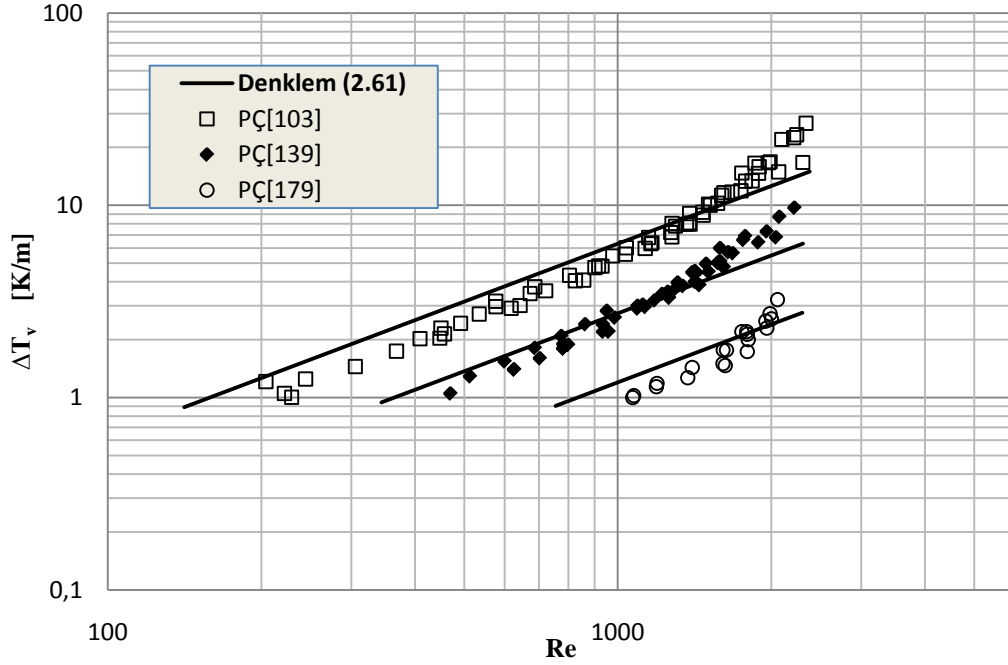
Deneylerde en büyük sıcaklık artışı iç çapı en küçük olan (50 μm) boruda ölçülmüştür. $Re=800$ civarında 5 $^{\circ}\text{C}$ sıcaklık artışı olduğu görülmüştür. Akışkan sıcaklığının 5 $^{\circ}\text{C}$ artması, yerel olarak Re değerinin artmasına, bir başka deyişle aynı Re değerleri için basınç düşüşünün yaklaşık %5 azalmasına sebep olmaktadır. Viskoz ısınmanın basınç düşüşüne olan etkisini görmek amacıyla, akışkanın mikroboruya giriş sıcaklığı ve mikroborudan çıkış sıcaklığına göre teorik basınç düşüşleri denklem 2.37 yardımıyla belirlenmiş deneysel verilerle Şekil 7.10' da karşılaştırılmıştır.



Şekil 7.10. Basınç düşüşünün Re ile değişimi: S[50], P[50].

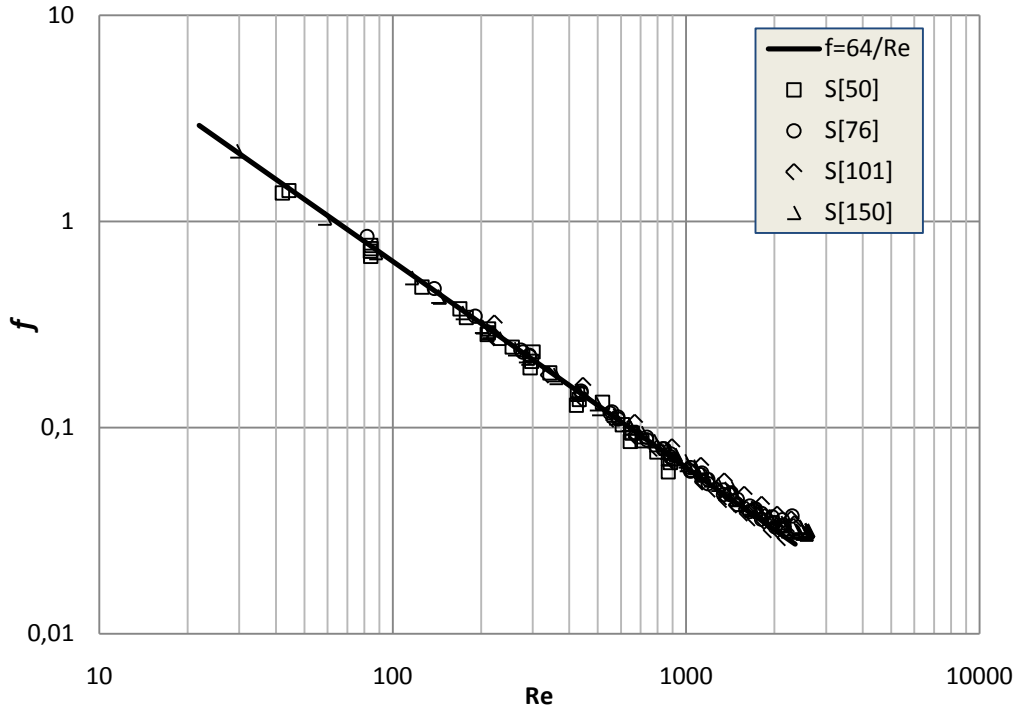
Özellikle $Re=400-900$ aralığında ölçülen basınç düşüşlerinin giriş sıcaklığına göre hesaplanan teorik değerlerden daha düşük olduğu görülmektedir.

Pürüzlü borularda sıcaklık artışları laminer akış bölgesinde yine doğrunun altında kalmış, türbülanslı bölgeye geçişte artarak doğrunun üzerine çıkmıştır (Şekil 7.11).

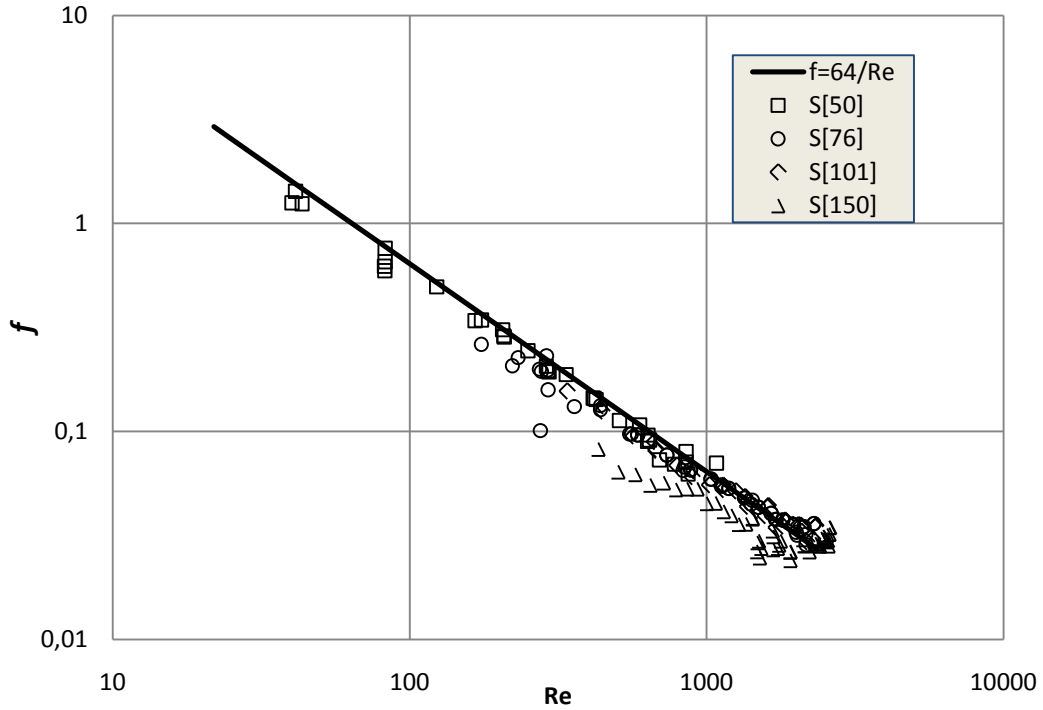


Şekil 7.11. Pürüzlü borularda sıcaklık artışları: S[50], S[76], S[101], S[150].

Adyabatik şartlarda gerçekleştirilen deneylerde sürtünme faktörü değerleri hem basınç farkı yardımıyla (denklem 4.2), hem de sıcaklık farkı yardımıyla (denklem 2.63) hesaplanmıştır. Şekil 7.12' de pürüzsüz borulara ait Darcy sürtünme faktörü değerleri ile şekil 7.13' de sıcaklık artışı yardımıyla hesaplanan sürtünme faktörü değerleri görülmektedir. Basınç farkı ile hesaplanan sürtünme faktörü değerlerinin teori ile mükemmel uyum sağladığı görülürken, sıcaklık farkı yardımıyla hesaplanan sürtünme faktörlerinin iç çapı 50 μm olan boru haricinde teorik $64/Re$ verilerinin altında kaldığı görüldü.

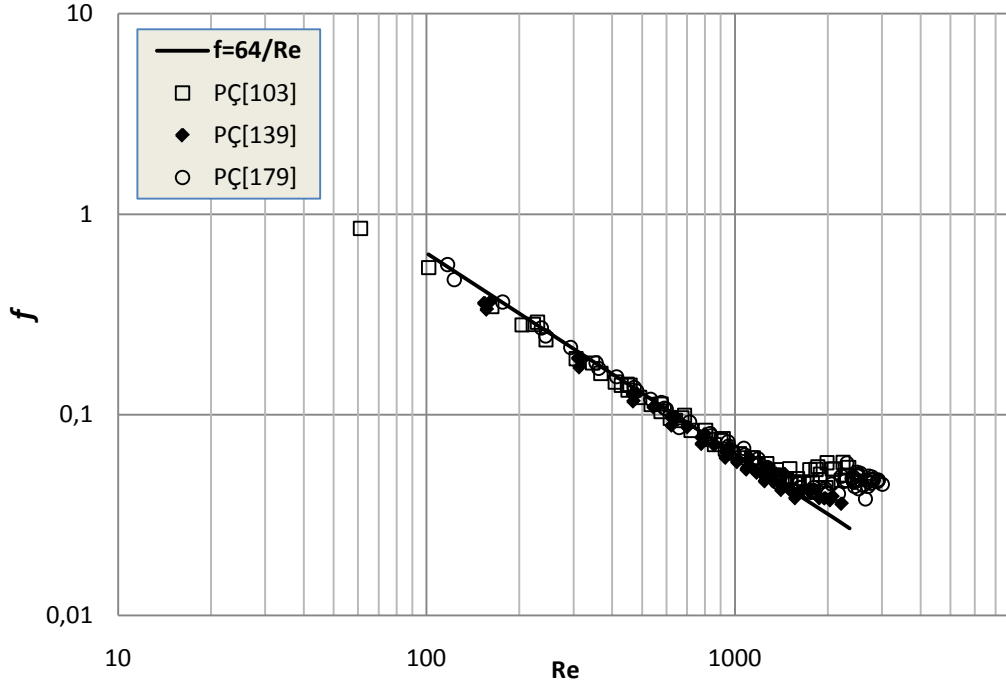


Şekil 7.12. Pürüzsüz borularda sürtünme faktörleri: S[50], S[76], S[101], S[150].

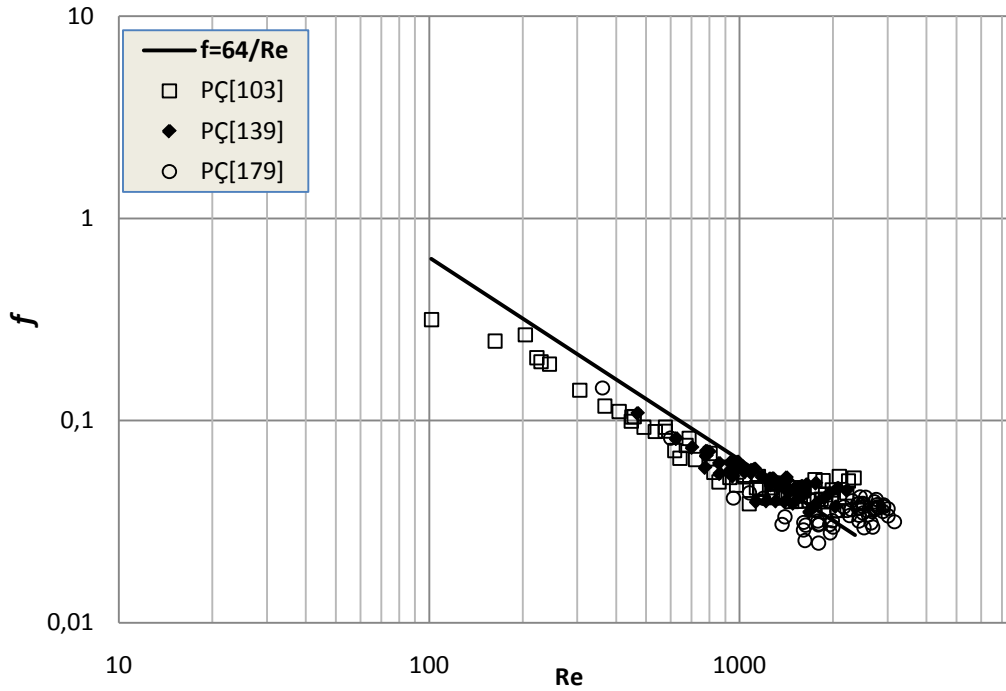


Şekil 7.13. Pürüzsüz borularda sıcaklık artışı ile hesaplanan sürtünme faktörleri: S[50], S[76], S[101], S[150].

Yine aynı çalışma pürüzlü borular için yapılarak, şekil 7.14 ve 7.15’ de sürtünme faktörü değerlerinin Re ile değişimi verilmiştir.

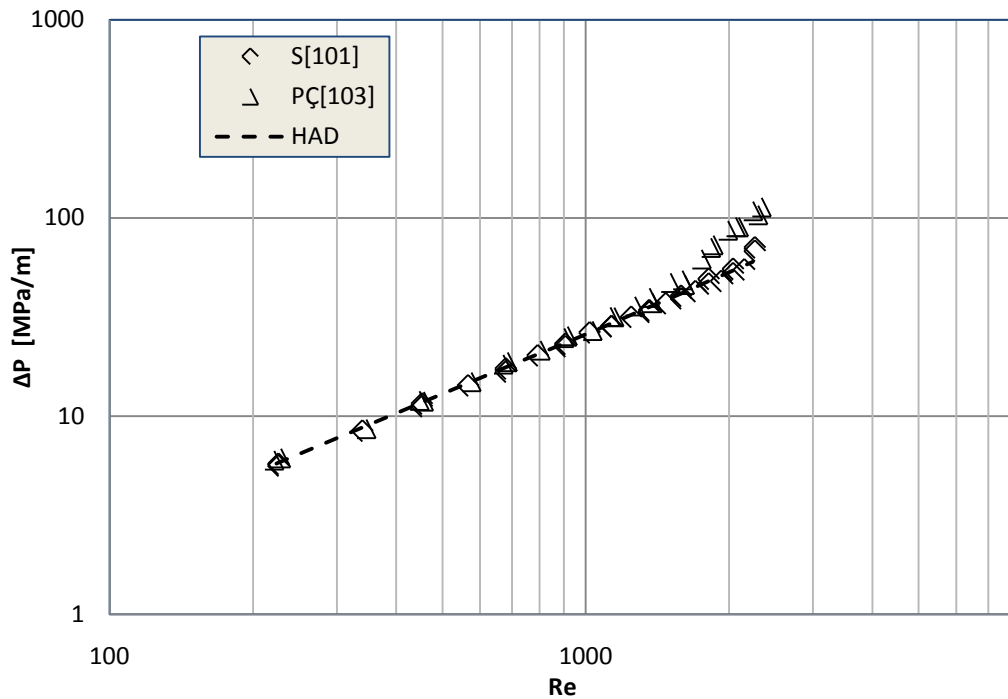


Şekil 7.14. Pürüzlü borularda sürtünme faktörleri: PÇ[103], PÇ[139], PÇ[179].



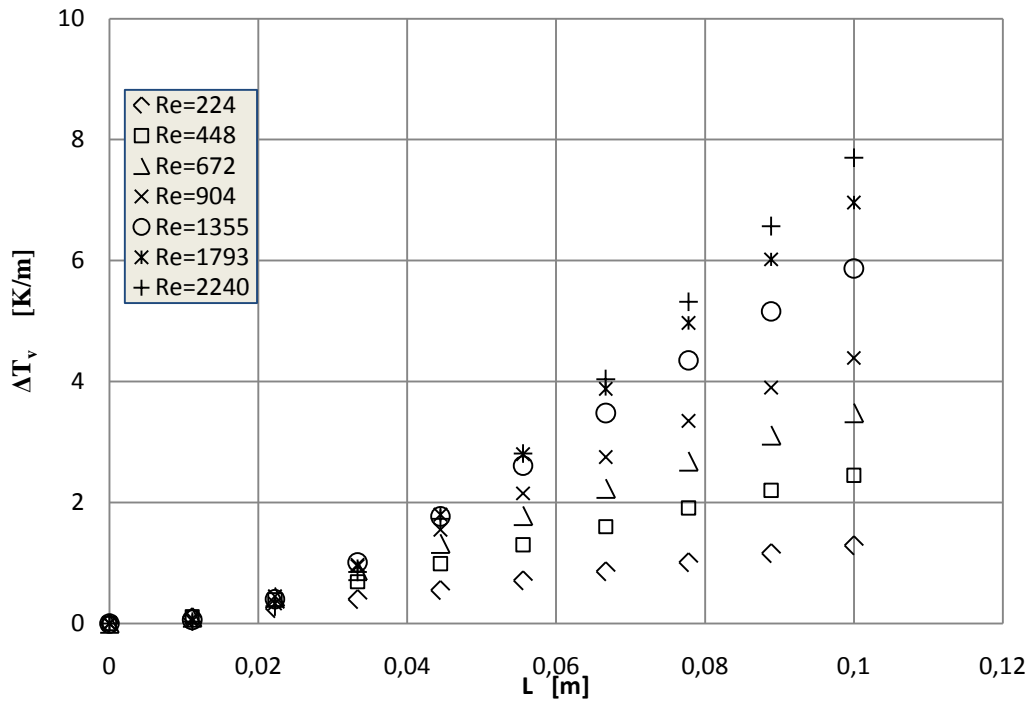
Şekil 7.15. Pürüzlü borularda sıcaklık artışı ile hesaplanan sürtünme faktörleri: PÇ[103], PÇ[139], PÇ[179].

Deneysel basınç farkları ile hesaplanan (Darcy sürtünme faktörü) sürtünme faktörü değerlerinin laminer bölgede teorik değerlerle uyum sağladığı, türbülansa geçişin $Re=2300$ yerine daha düşük Reynolds sayılarında gerçekleştiği görülmüştür. Çapları 179 ve 139 μm olan mikroborularda kritik Reynolds sayısının 1600-1700 aralığında olduğu, çapı daha küçük olan ($D=103 \mu m$) mikroboruda ise 1400-1600 aralığında olduğu deneysel olarak saptanmıştır. Aynı bulgulara sıcaklık yaklaşımı ile hesaplanan sürtünme faktörü değerlerinde de rastlanmıştır. Çapları 103 ve 139 μm olan mikroboruların sürtünme faktörü değerleri laminer bölgede $64/Re$ değerlerinin altında kalırken, türbülansa geçiş bölgesinde bu değerlerin arttığı gözlenmiştir. Şekil 7.16' de çapları birbirine yakın biri pürüzlü diğeri pürüzsüz iki boruda ölçülen basınç farkı ile HAD analizi ile bulunan basınç farkı değerleri görülmektedir. Laminer akış bölgesinde verilerin birbirleri ile uyumlu olduğu, pürüzlü borularda Reynolds 1400'den sonra değerlerde artış olduğu görülmüştür.

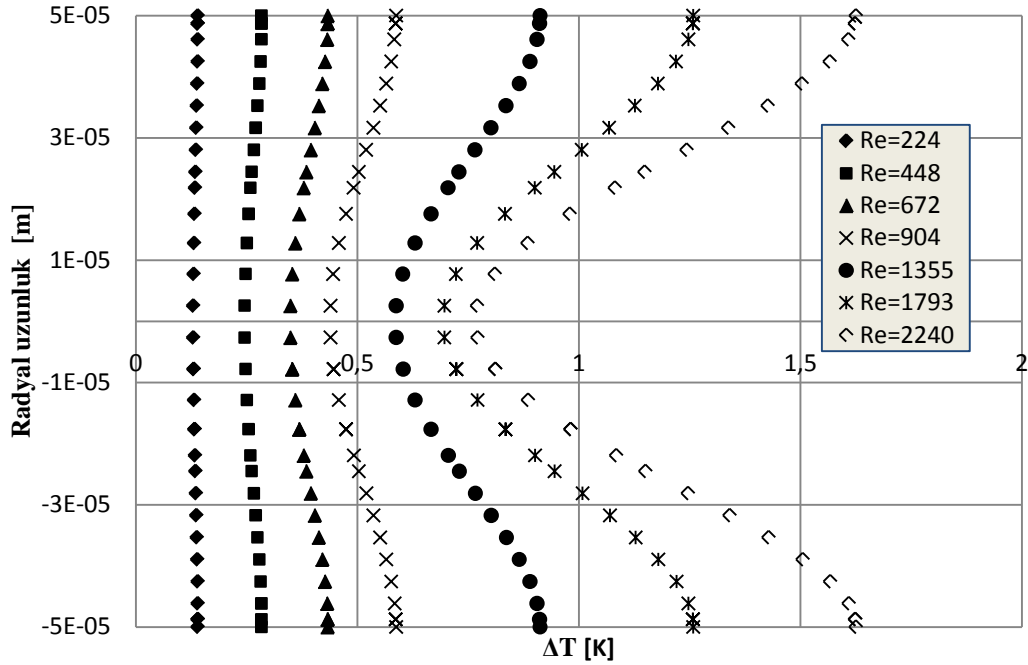


Şekil 7.16. Pürüzlü ve pürüzsüz borularda basınç düşüşünün HAD sonuçları ile karşılaştırılması.

100 μm iç çaplı 100 mm boydaki bir boru için yapılan üç boyutlu HAD analizi sonucunda akışkanın sıcaklık değişimleri bulunmuştur. Şekil 7.17 ve 7.18' de sırasıyla boru çıkışında akışkanın merkez sıcaklıklarındaki değişim ile radyal yöndeki sıcaklıklarının değişimleri verilmiştir.



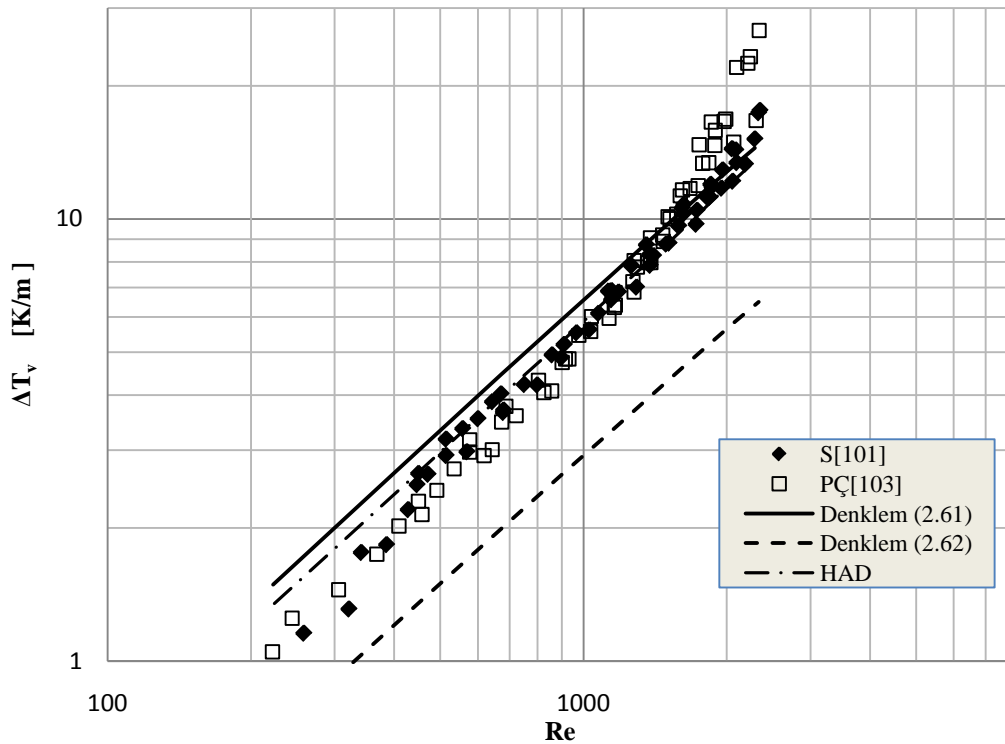
Şekil 7.17. Farklı Re sayılarında mikrorobu boyunca akışkanın merkez sıcaklıkları



Şekil 7.18. Farklı Re sayılarında akışkanın radyal yöndeki sıcaklıkları

Akışkan sıcaklığının Re sayısının ve boru boyunun artması ile arttığı, duvara yakın bölgede daha yüksek, boru ekseninde daha düşük olduğu yapılan HAD analizi ile

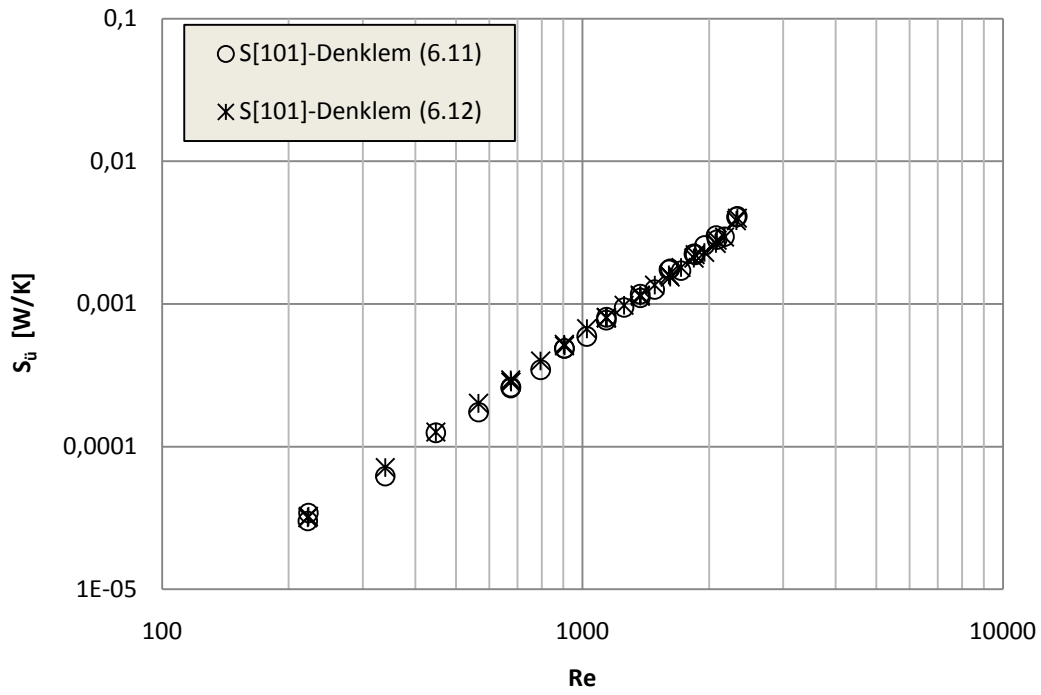
gösterilmiştir. Analiz sonucunda elde edilen sıcaklık artışları deneysel veriler ve analitik bağıntılar ile karşılaştırılmıştır (Şekil 7.19). HAD sonuçlarının laminer bölgede daha düşük olduğu dolayısıyla deneysel veriler ile daha iyi uyum sağladığı görülürken, yüksek Re sayılarında deneysel veriler ile denklem 2.61 ile hesaplanan verilerden daha düşük olduğu saptanmıştır. Denklem 2.62 ile hesaplanan verilerin ise hem deneysel verilerden hem de HAD analizinden çok daha düşük olduğu gözlenmiştir.



Şekil 7.19. Deneysel ve hesaplanan sıcaklık artışlarının karşılaştırılması

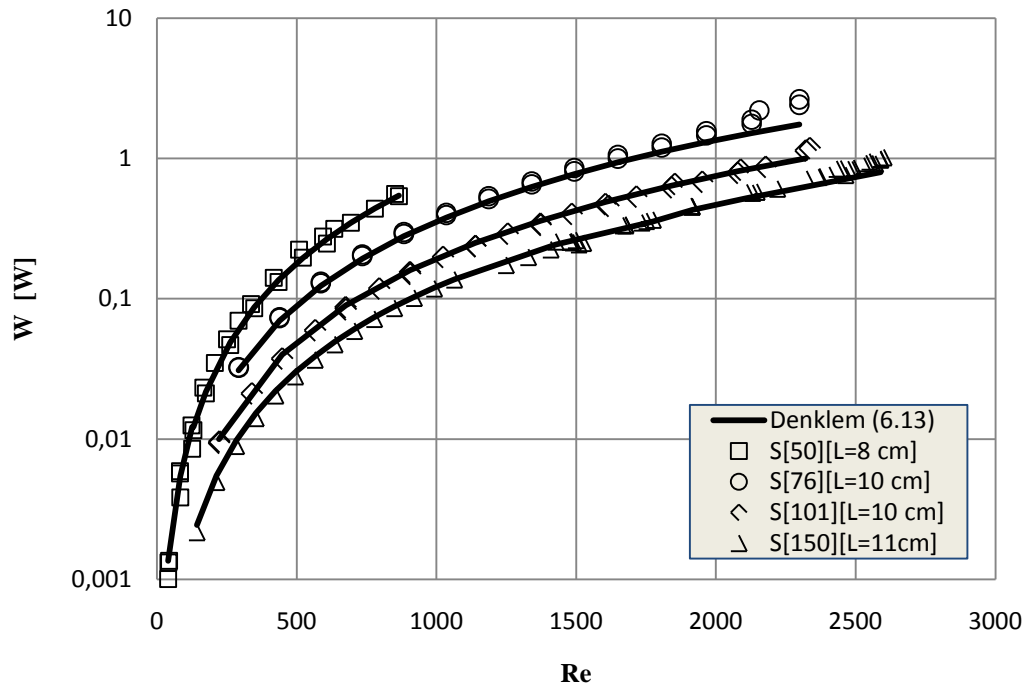
7.3. Adyabatik Şartlarda Yapılan Akış Deneylerinin II.Yasa Analizi

Bir önceki bölümde hem sıcaklık hem de basınç artışları grafikler halinde verilen iç çapı 101 μm olan pürüzsüz boruda, entropi artışı basınç ve sıcaklık yaklaşımı ile hesaplandı. Her iki denklem (denklem 6.11 ve 6.12) ile hesaplanan entropi değerlerinin Re sayısı ile arttığı ve birbirleri ile uyumlu olduğu gözlendi (Şekil 7.20).



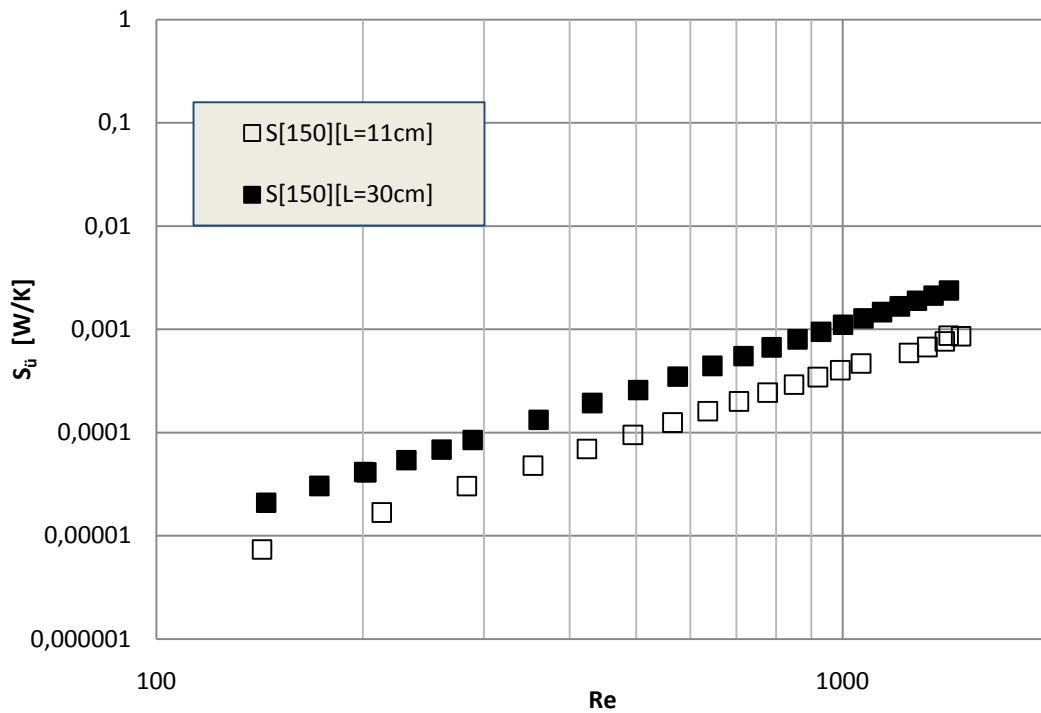
Şekil 7.20. Pürüzsüz boruda entropi artışı: S[101]

Ölçülen basınç düşüşleri ve Hagen-Poiseuille denklemi yardımıyla pürüzsüz borularda deneysel ve teorik kayıp iş (Denklem 6.13) değerleri hesaplandı.



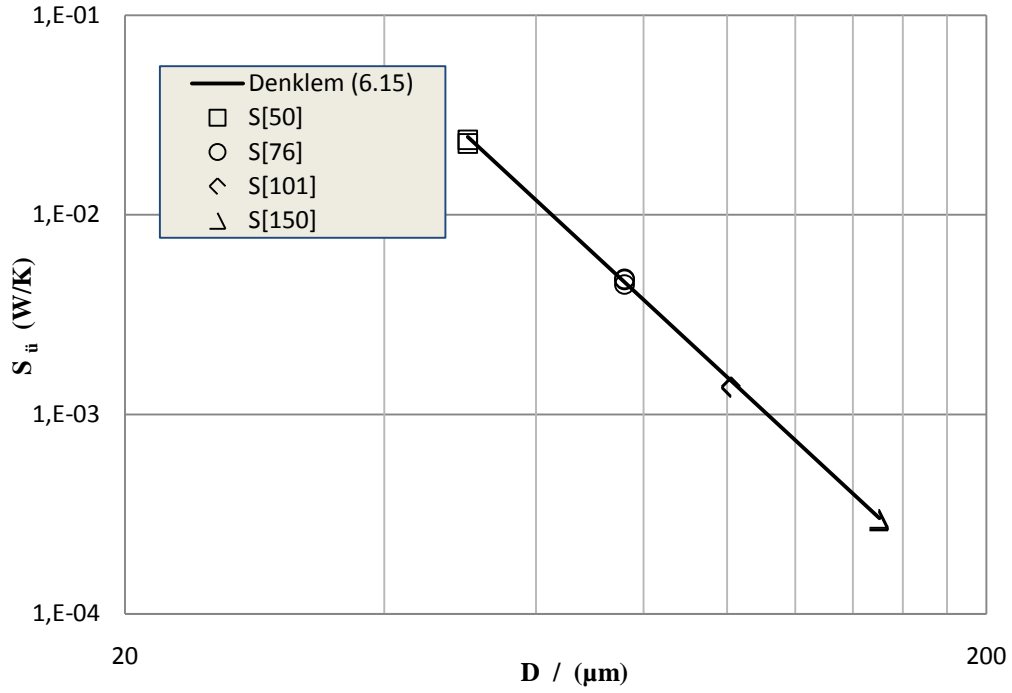
Şekil 7.21. Pürüzsüz boruda kayıp iş değerleri: S[50], S[76], S[101], S[150].

Şekil 7.21’de akış esnasında harcanan kayıp iş değerleri teorik verilerle karşılaştırılmıştır. Kayıp işin Re sayısı ve boru çapı ile arttığı, görülmüştür. Ayrıca entropi artışının boru boyu ile olan ilişkisi de incelenmiştir. Aynı iç çaplı farklı iki boruda yapılmış ölçümler neticesinde entropi artışları hesaplanmış ve şekil 7.22’ de Re ile değişimi verilmiştir. Boru boyu daha uzun olan boruda entropi artışının da fazla olduğu görülmüştür.

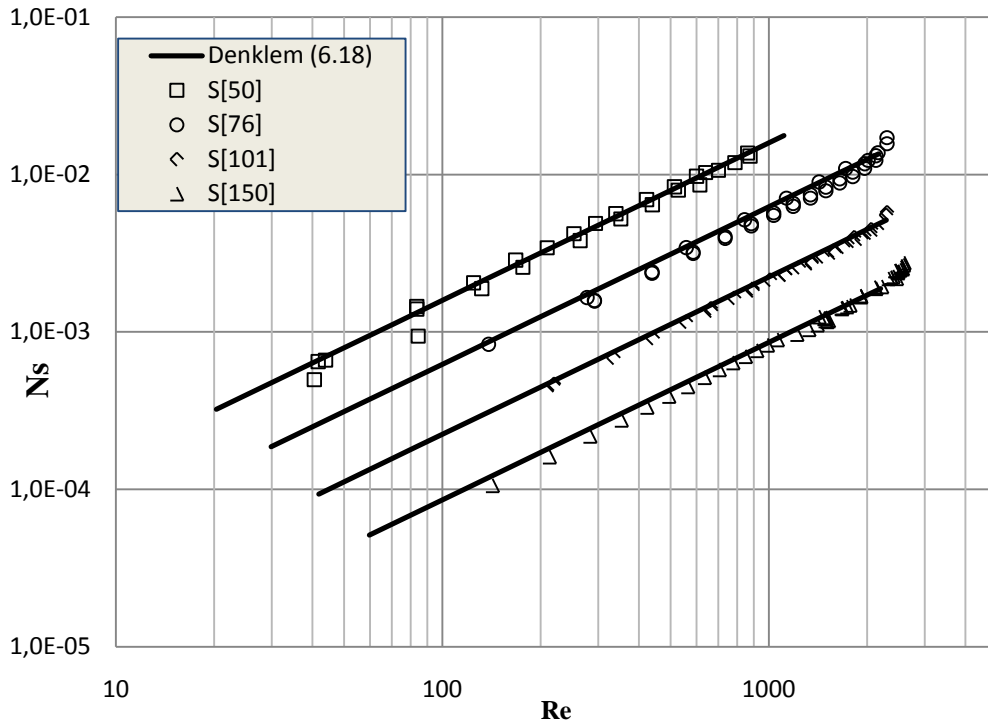


Şekil 7.22. Entropi artışının boru boyu ile değişimi: S[150][11], S[150][30].

Boru çapı azaldıkça basınç düşüşü de artmakta, buna bağlı olarak tersinmezlikler artmaktadır. Aynı hacimsel debide farklı çaplardaki pürüzsüz mikrobörlümlerle yapılan deneylerle entropi artışının çap ile ilişkisi ortaya konuldu. Şekil 7.23’ de 2 ml/dak hacimsel debide deneysel olarak hesaplanan entropi değerleri görülmektedir. Şekil 7.24’ de pürüzsüz boruların boyutsuz entropi değişimleri görülmektedir. Sonuçların teorik değerler ile uyumlu olduğu görülmüştür.



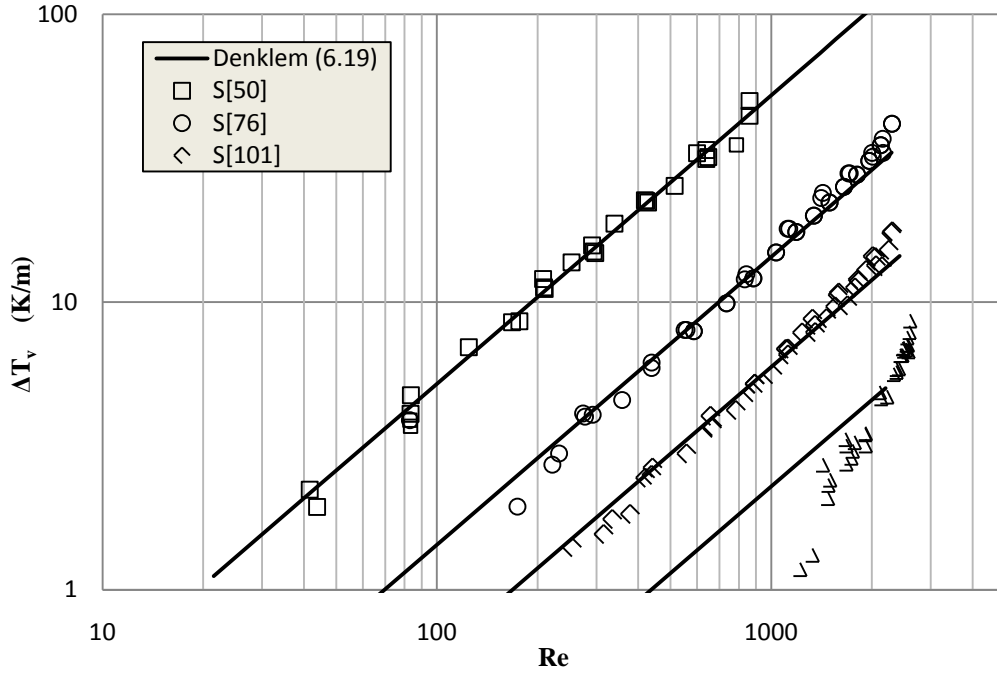
Şekil 7.23. $Q=2$ ml/d hacimsel debi için iç çapın entropi artışına etkisi



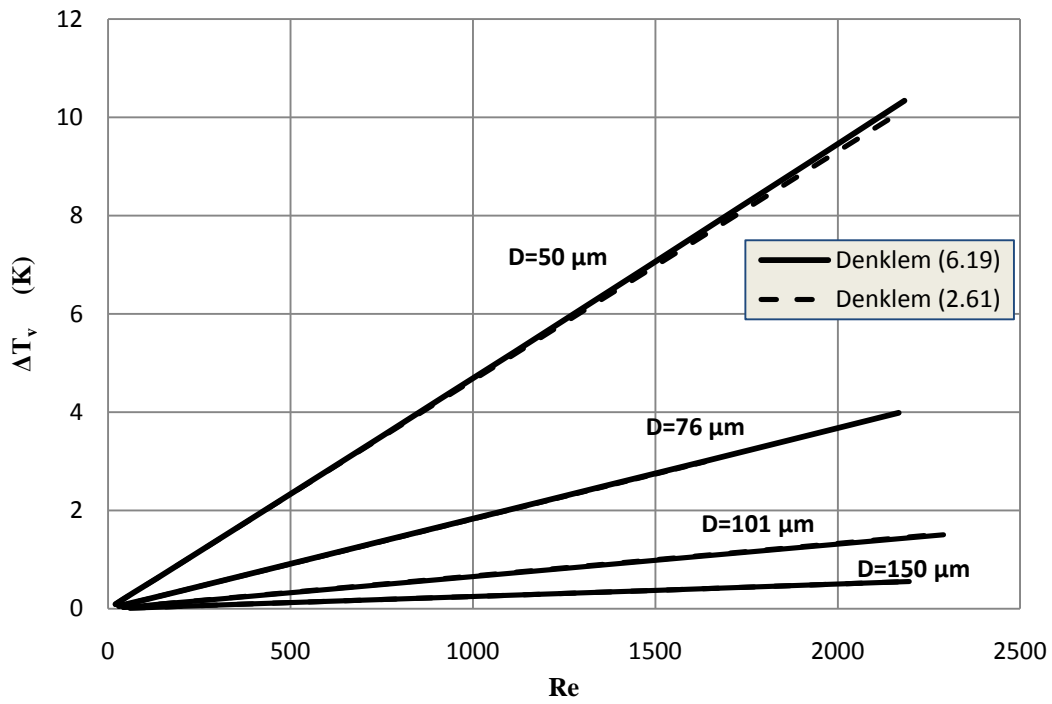
Şekil 7.24. Pürüzsüz borularda sıcaklık artış oranı: S[50], S[76], S[101], S[150].

Mikroborudaki viskoz sıcaklık artışları, 6. Bölümde ayrıntıları verilen ve entropi artışı için geliştirilen model ile (denklem (6.19)) hesaplanmıştır. Şekil 7.25' de pürüzsüz borularda ölçülen deneysel sıcaklık artışları ile model verileri

karşılaştırılmıştır. Model verilerinin deneysel sonuçları ile uyumlu olduğu görülmüştür.



Şekil 7.25. Entropi yaklaşımı (denklem 6.19) ile elde edilen verilerin deneysel sıcaklık artışları ile karşılaştırılması



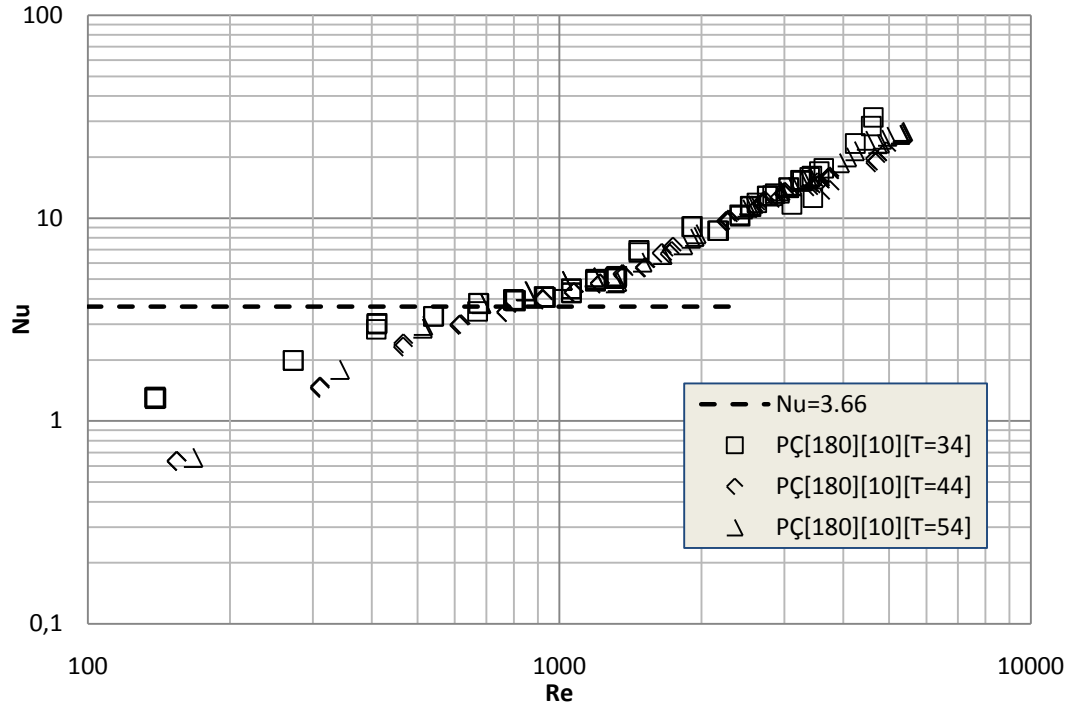
Şekil 7.26. Sunulan modelin ve Morini'nin (2005) önerdiği model (Denklem 2.61) ile karşılaştırılması

Şekil 7.26' da entropi yaklaşımı ile geliştirilen model verileri, literatürde Morini (2005) tarafından yayınlanan model verileri ile karşılaştırılmıştır. Model ile hesaplanan sıcaklık artışlarının küçük Re sayılarında neredeyse aynı olduğu büyük Re sayılarında ise 1.5 K kadar bir fark olduğu gözlenmiştir.

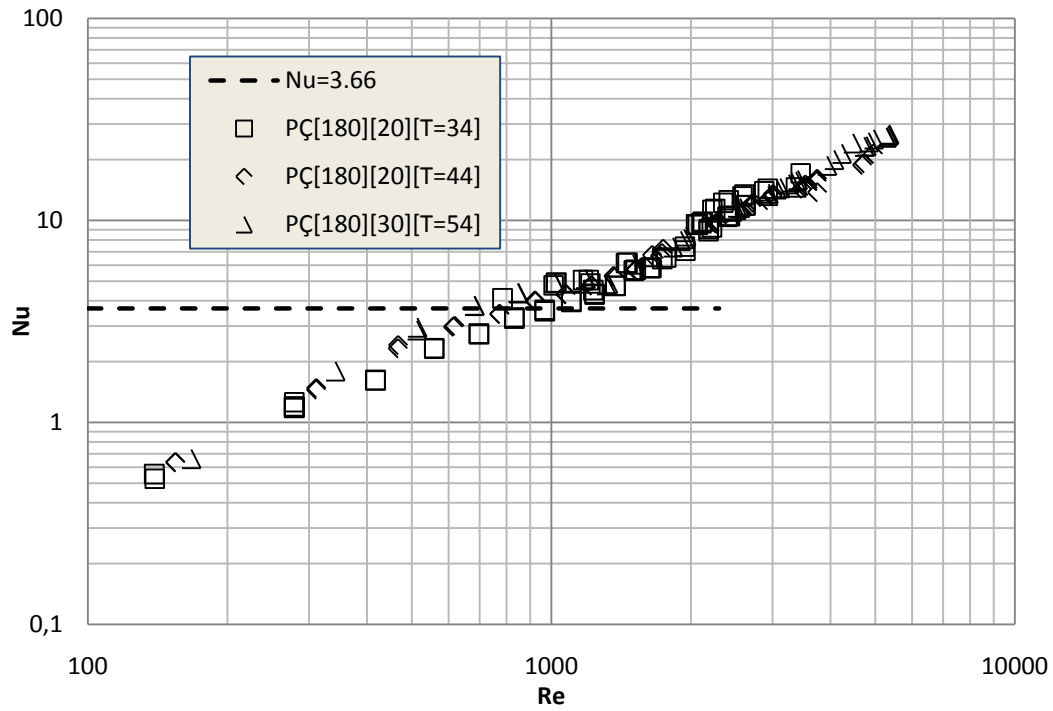
7.4. Sabit Yüzey Sıcaklığı Koşullarında Isı Geçişi Deney Sonuçları

Birbirinden farklı iç çap ve boylardaki mikroböruler (Tablo 4.7) ile farklı sabit yüzey sıcaklığı koşullarında ısı geçişi deneyleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan ölçmeler kullanılarak mikrobörü içindeki akışın Nu sayıları hesaplanmıştır. Şekil 7.27-29' da yaklaşık aynı iç çapa sahip 10, 20 ve 30 cm uzunluklarındaki paslanmaz çelik mikrobörulerde deneysel olarak belirlenmiş Nu sayılarının (denklem(4.8)) Re ile değişimi görülmektedir. Nu değerlerinin teorik $Nu=3.66$ değerinden daha düşük olduğu ve Nu sayısının $Re<700$ değerine kadar doğrusal olarak arttığı görülmüştür. $Re=700-1300$ aralığında Nu sayılarının yaklaşık olarak ($\pm\%10$) 3.66 değerine eşit olduğu gözlenmiş, daha yüksek Re değerlerinde ise 3.66 değerinden daha büyük Nu değerleri hesaplanmıştır.

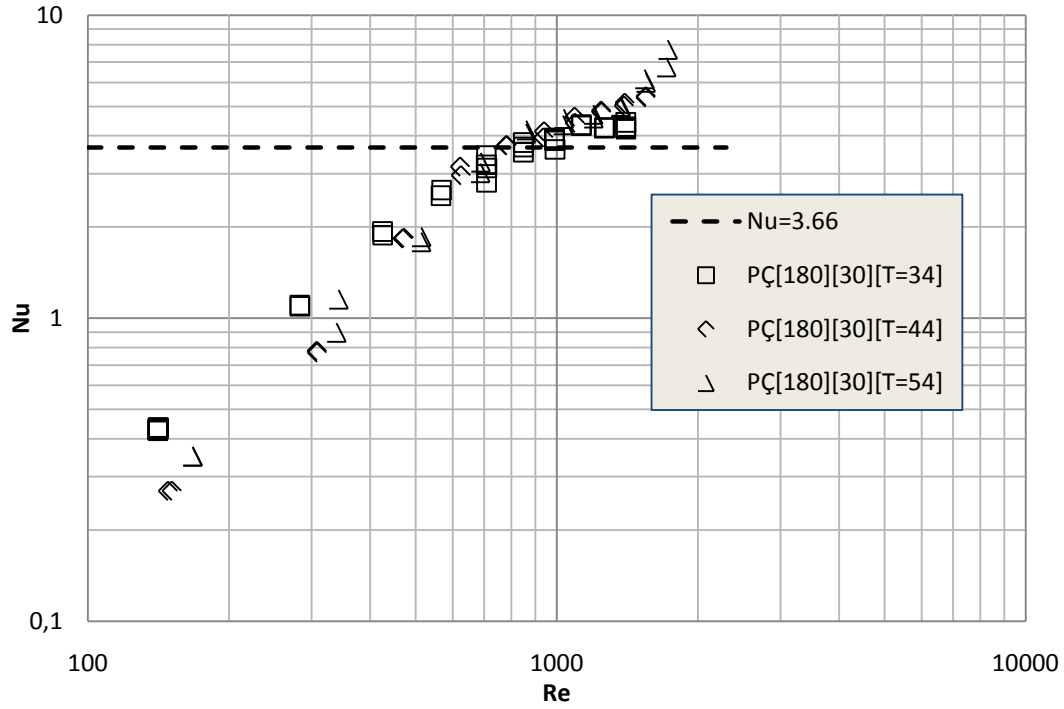
Şekil 7.30'da deney şartlarındaki yüzey sıcaklığı ve giriş sıcaklığı kullanılarak logaritmik sıcaklık diyagramı çizilmiş, 10 ml/d hacimsel debide yapılan deneylerde ölçülen çıkış sıcaklıkları diyagram üzerine konulmuştur. Ölçüm verilerinin logaritmik eğri ile uyumlu olduğu görülmüştür.



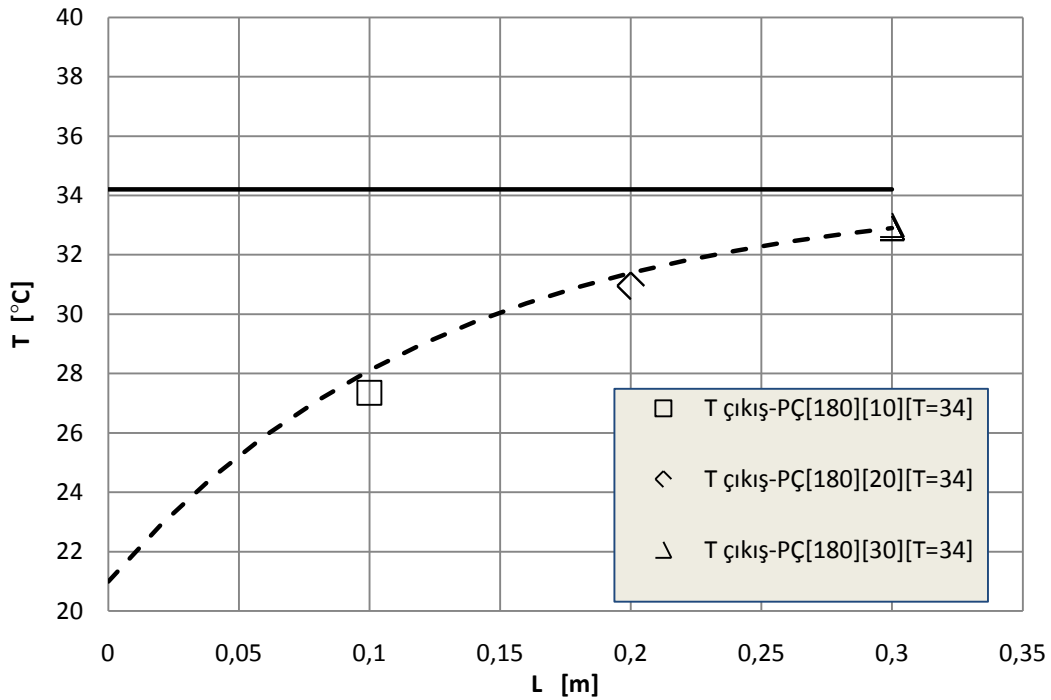
Şekil 7.27. Farklı banyo sıcaklıklarında deneysel Nu sayılarının Re ile değişimi: PÇ[180][10].



Şekil 7.28. Farklı banyo sıcaklıklarında deneysel Nu sayılarının Re ile değişimi: PÇ[180][20].

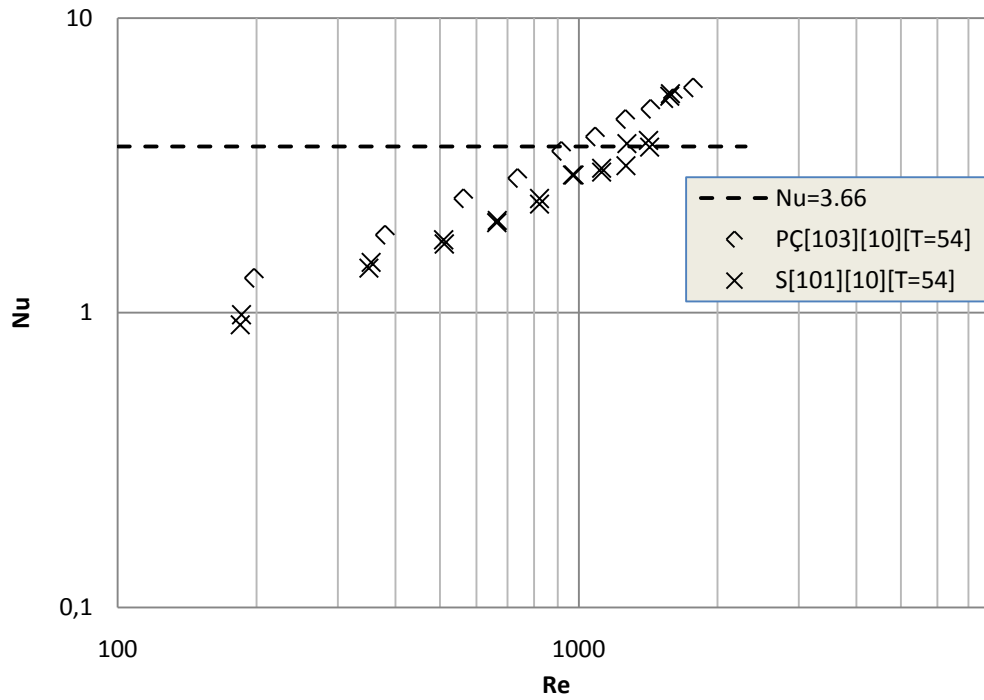


Şekil 7.29. Farklı banyo sıcaklıklarında deneysel Nu sayılarının Re ile değişimi: PÇ[180][30].



Şekil 7.30. $Q=10$ ml/d, ($Re=1360$) hacimsel debi için mikroboru çıkışında ölçülen sıcaklıkların logaritmik sıcaklık değişimi ile karşılaştırılması.

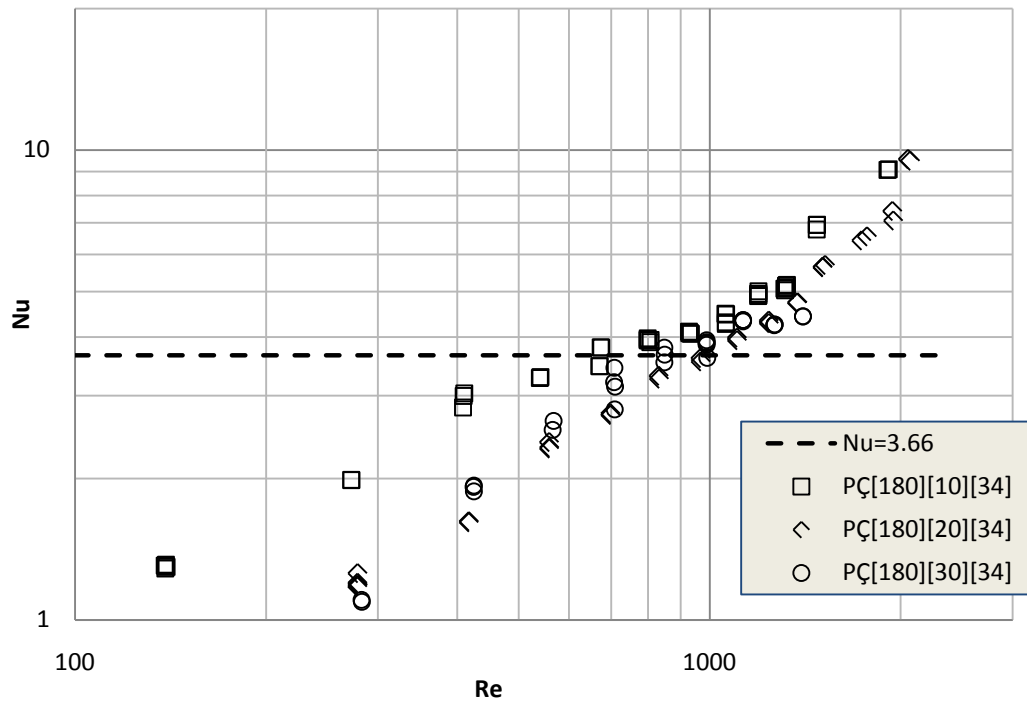
Şekil 7.31’de aynı banyo sıcaklığında iç çapları yaklaşık aynı iki farklı malzemeden yapılmış mikroborularda deneysel Nu sayıları görülmektedir. Laminer akış bölgesinde Nu değerlerinin yine doğrusal olarak artarak $Nu=3.66$ değerine yaklaştığı, $Re>1200$ ’ den sonra ise yine teorik değeri aştığı gözlenmiştir. Paslanmaz çelik mikroborudaki Nu sayılarının ergimiş silika mikroborudaki Nu değerlerinden daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 7.31. T=54 °C banyo sıcaklığında deneysel Nu sayılarının Re ile değişimi: PÇ[180][30].

7.4. 1 Isıl giriş uzunluğunun etkisi

Farklı boylardaki mikroborularla yapılan deneyler sonucunda boyu en kısa olan borudaki Nu sayılarının diğerlerine göre ortalama %30 oranında daha büyük olduğu görülmüştür (Şekil 7.32). Bunun sebebi giriş etkisinin boyu en kısa olan boruda daha fazla görülmesidir. Isıl giriş uzunluğu (Tablo 4.8) toplam boru boyuna oranlandığında en yüksek oran boyu 10 cm olan mikroboruda söz konusudur ($\approx\%60$). Tablo 7.1’ de laminer akış bölgesindeki ısı geçişi deneylerinde 3 farklı boydaki mikroboruda hesaplanan Gz sayıları verilmiştir.



Şekil 7.32. Farklı uzunluktaki mikroborlarda Nu sayılarının Re ile değişimi

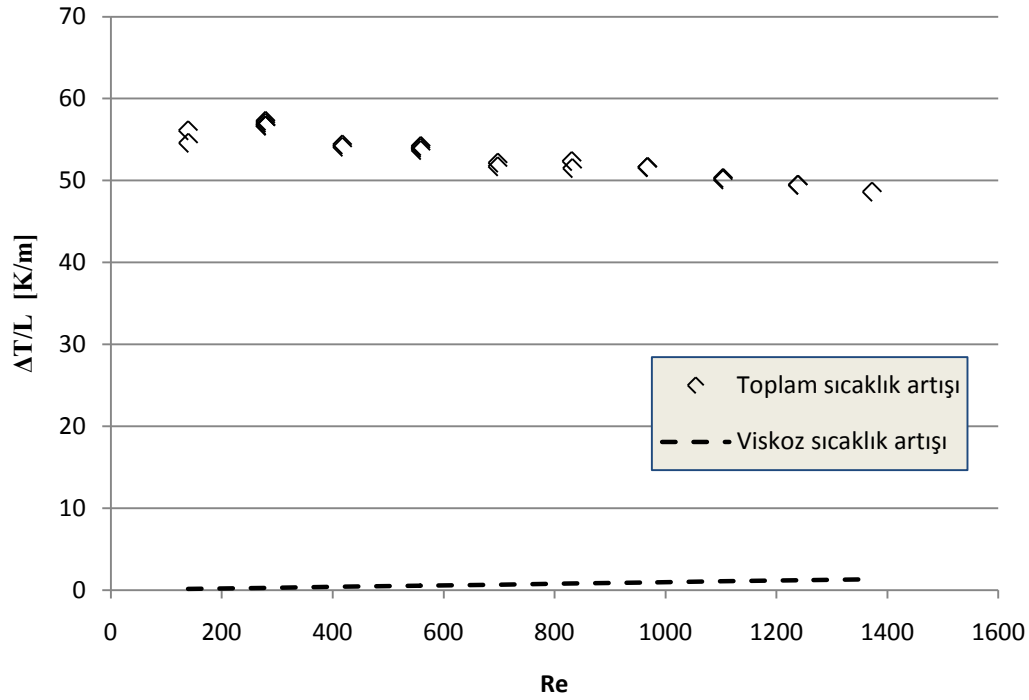
Gz sayılarının boyu 10 cm olan mikroboruda diğerlerine oranla daha yüksektir ve mikroboru ısı giriş etkisinin Nu sayılarının artmasına neden olduğu sonucuna varılmıştır.

Tablo 7.1 Farklı uzunlukta aynı iç çaplardaki mikroborularda Gz sayıları

PÇ[180][10]			PÇ[180][20]			PÇ[180][30]		
Re	Nu	Gz	Re	Nu	Gz	Re	Nu	Gz
304	2.70	2.87	311	1.48	1.43	308	0.78	0.95
592	3.78	5.75	613	2.97	2.86	469	1.83	1.43
866	4.29	8.66	921	4.01	4.29	782	3.72	2.38
1133	4.73	11.57	1072	4.30	5.01	939	4.14	2.85
1399	5.34	14.49	1368	5.21	6.45	1092	4.41	3.33
1474	6.77	16.37	1523	5.72	7.16	1390	5.03	4.29
1906	9.07	21.11	1715	6.67	8.14	1546	5.36	4.76
2163	8.67	23.98	2297	9.77	10.94	1725	7.70	4.69

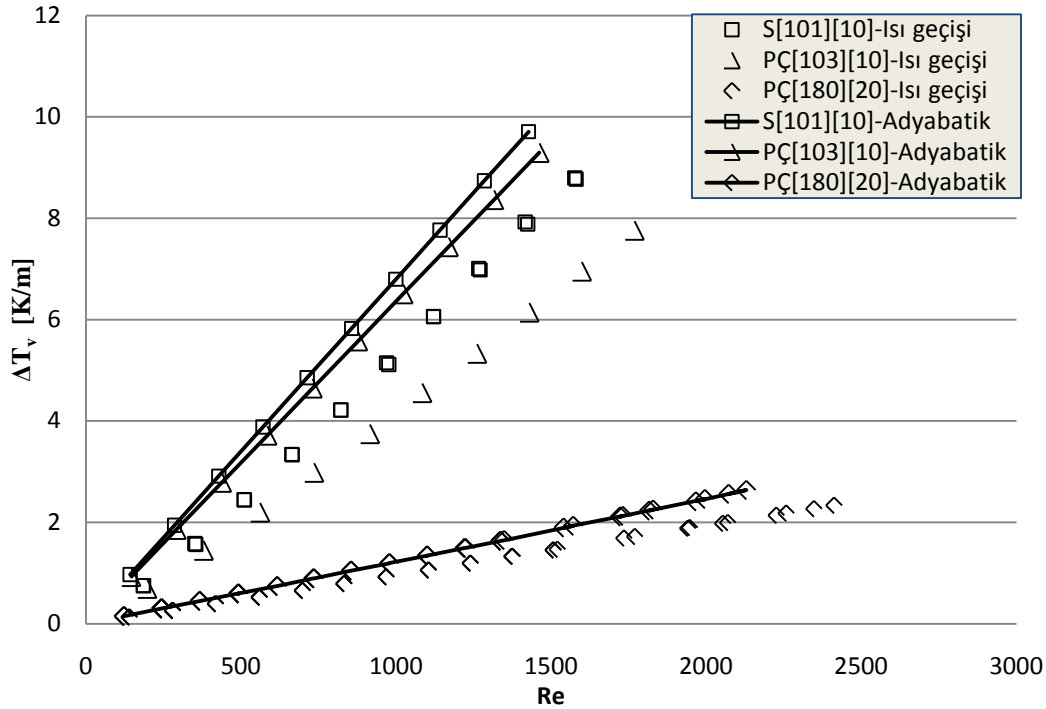
7.4.2. Viskoz ısınmanın ısı geçişine etkisi

Viskoz ısınmanın sıcaklık artışını hızlandırarak ısı geçişini etkilediği, Nu sayısının düşmesine sebep olduğu bilinmektedir. Bu çalışmada ölçülen ve beklenen sıcaklık artışları karşılaştırılarak viskoz ısınmanın etkisi ortaya konulmuştur.



Şekil 7.33. Ölçülen toplam sıcaklık artışı ile viskoz sıcaklık artışının karşılaştırılması

Şekil 7.33' de deneylerde ölçülen toplam sıcaklık artışları ile viskoz ısınma sebebiyle beklenen sıcaklık artışları görülmektedir. Deneylerde ölçülen toplam sıcaklık artışı hem ısı geçişi sebebiyle hem de viskoz ısınma nedeniyle oluşan sıcaklık artışını ifade etmektedir. Düşük akış hızlarında bu artış önemsiz kalırken yüksek akış hızlarında önemli hale geldiği görülmüştür. Akışkan sıcaklığının 21 °C' den 32°C' ye artmasıyla, dinamik viskozitenin %12 civarında, akışkan yoğunluğu, özgül ısı, ısı iletim katsayısı gibi diğer akışkan özelliklerinin ise %1 oranlarında düştüğü görülmüştür. Akışkan viskozitesindeki bu düşüşün viskoz sıcaklık artışının beklenenden daha düşük olmasına yol açtığı şekil 7.34' de gösterilmiştir.

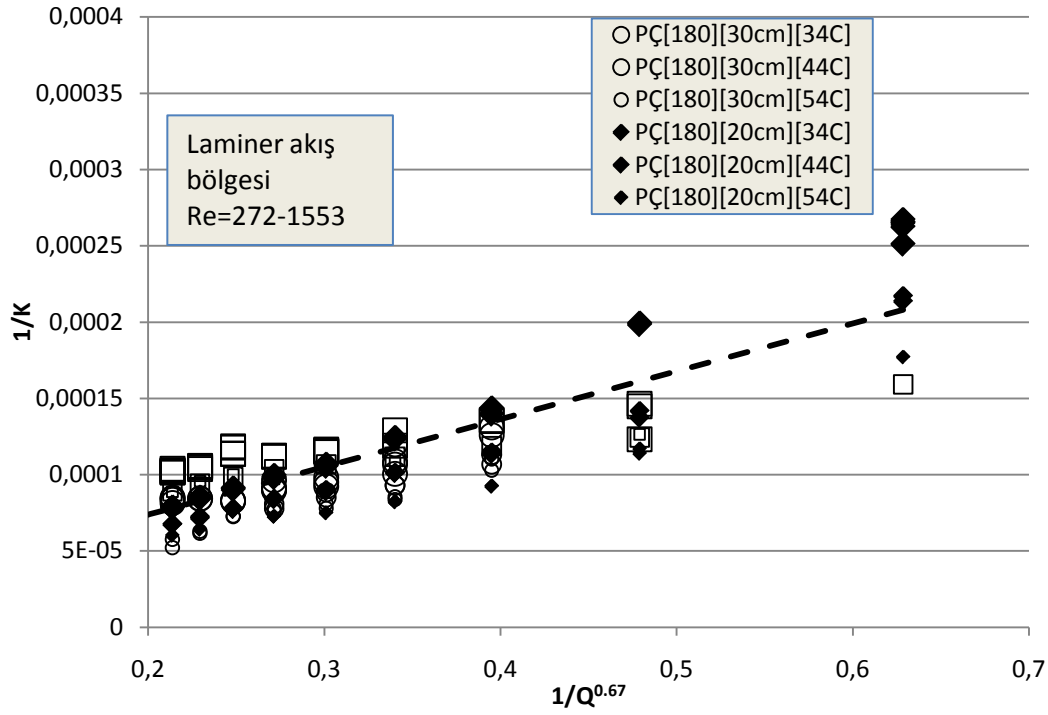


Şekil 7.34. Viskoz sıcaklık artışlarının karşılaştırılması

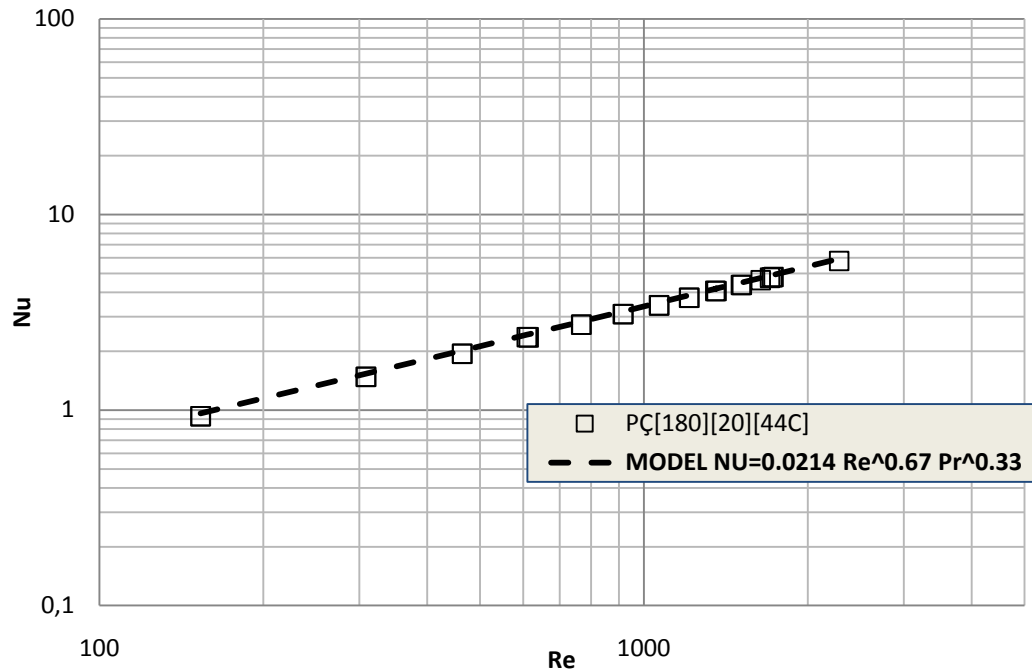
Şekil 7.34' de 3 farklı mikroroburda viskoz ısınma nedeniyle oluşan sıcaklık artışları hem ısı geçişi deneylerinden elde edilen veriler ile hem de akışkanın giriş sıcaklığına göre (ısı geçişinin olmadığı) hesaplanarak karşılaştırılmıştır. İç çapı 180 μm olan mikroroburda viskoz ısınma nedeniyle oluşan sıcaklık artışlarının iç çapları küçük olanlara kıyasla daha düşük olduğu, ısı geçişi ile viskoz ısınma etkisinin azaldığı görülmüştür.

7.4.3. Wilson-Plot metodu ile elde edilen Nu sayıları ve Nu Bağıntısı

Wilson Plot metodu (EK B) hem laminer akış bölgesi için hem de türbülanslı akış bölgesi için uygulanmıştır. Şekil 7.35' de görüldüğü gibi laminer akış bölgesinde farklı boylardaki mikroroburlarda aynı şartlarda yapılan deneylerde; $1/K$ değerlerinin $1/Q^{0.67}$ değerleri için bir doğru ile ifade edilebildiği ve fakat doğru eğimlerinin birbirinden farklı olduğu görülmüştür. Bu nedenle veriler aynı grafikte toplanarak tüm deneysel verilere uyacak en yakın doğru denklemi elde edilmiş ve laminer bölgedeki Nu sayıları denklem yardımıyla hesaplanmıştır.



Şekil 7.35. Laminer akış bölgesinde $1/K$ 'nın $1/Q^{0.67}$ ile değişimi (Doğrunun denklemi $y = 2,43 \cdot 10^{-4} \cdot x + 5,07 \cdot 10^{-6}$)

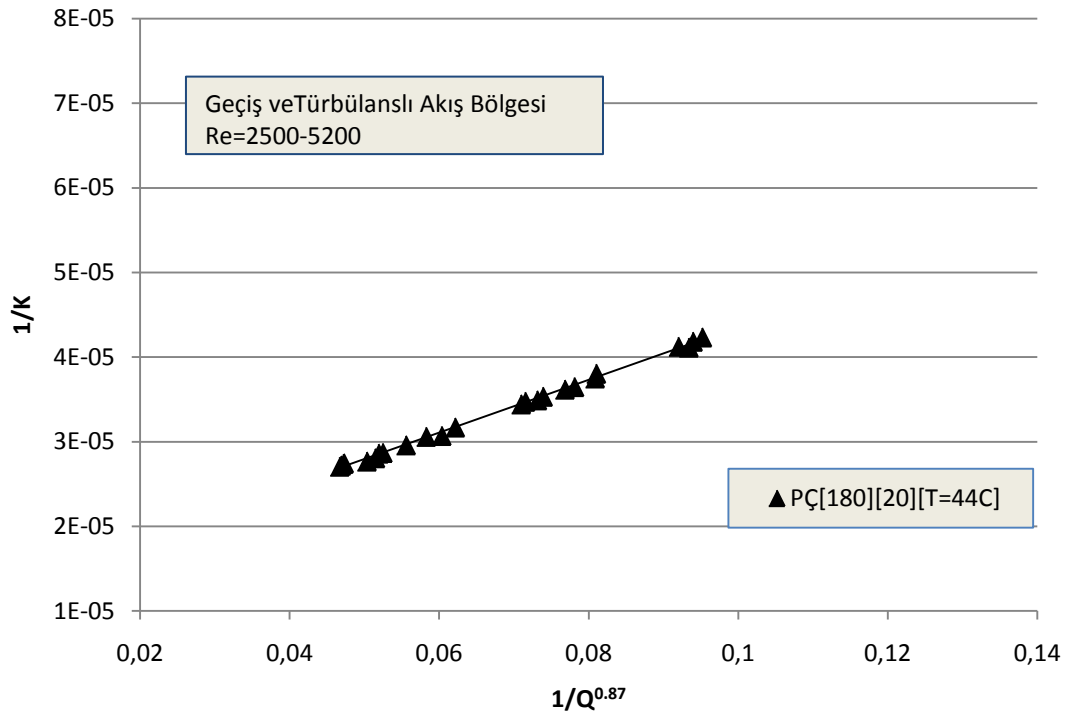


Şekil 7.36. Laminer akış bölgesinde hesaplanan Nu sayıları ile geliştirilen Nu bağıntısı

Pr sayısının üssü 0.33 seçilerek Nu denkleminin önündeki sabit sayı belirlenmiş ve Re=250-1600 aralığı için Nu bağıntısı ($Nu = 0.0214 Re^{0.67} Pr^{0.33}$) elde edilmiştir. Şekil

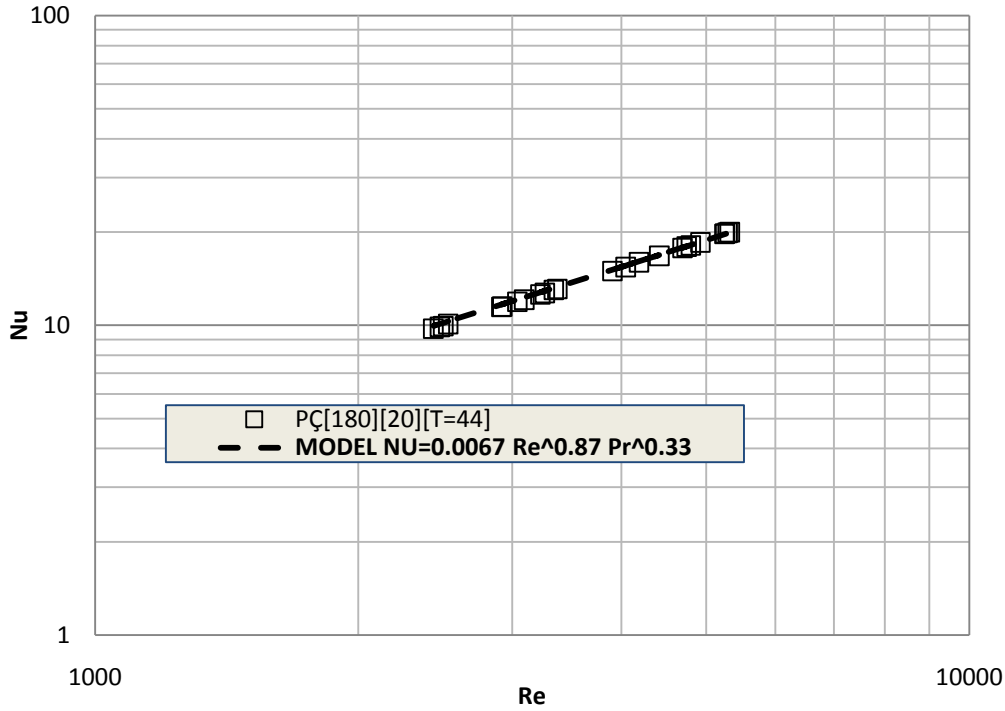
7.36' da Wilson-Plot yöntemi ile elde edilen Nu sayıları ile laminer bölge için geliştirilen Nu bağıntısı görülmektedir. Bu bağıntının iç çapları 100 ve 180 μm olan mikroborularda, $Pr=4.5-6.2$ aralığında yapılmış ısı geçişi deneylerinden elde edilen verilerle uyumlu olduğu gözlenmiştir.

Türbülanslı akış bölgesinde ise $1/K$ deneysel verileri $1/Q^{0.87}$ olduğunda bir doğru ile ifade edilebilmiştir (Şekil 7.37). Verilerin düz bir doğru üzerinde olduğu $Re=1600-5200$ aralığı için Nu sayıları doğru denklemi (Şekil 7.37) yardımıyla hesaplanmış, ve şekil 7.38' de görüldüğü gibi Re ile değişimi verilmiştir. Deneysel verilerin üzerinden geçen Nu bağıntısı $Nu= 0.0067 Re^{0.87} Pr^{0.33}$ şeklinde bulunmuştur.



Şekil 7.37. Geçiş ve türbülanslı akış bölgesinde $1/K$ 'nın $1/Q^{0.87}$ ile değişimi (Doğrunun denklemi: $y= 3,2 \cdot 10^{-4} \cdot x + 1,2 \cdot 10^{-5}$)

Nu bağıntısının $Pr=4.6-5.9$ ve $2300 < Re < 5000$ aralığında iç çapı 180 μm olan paslanmaz çelik mikroborularda deneysel verilerle uyumlu olduğu gözlenmiştir.

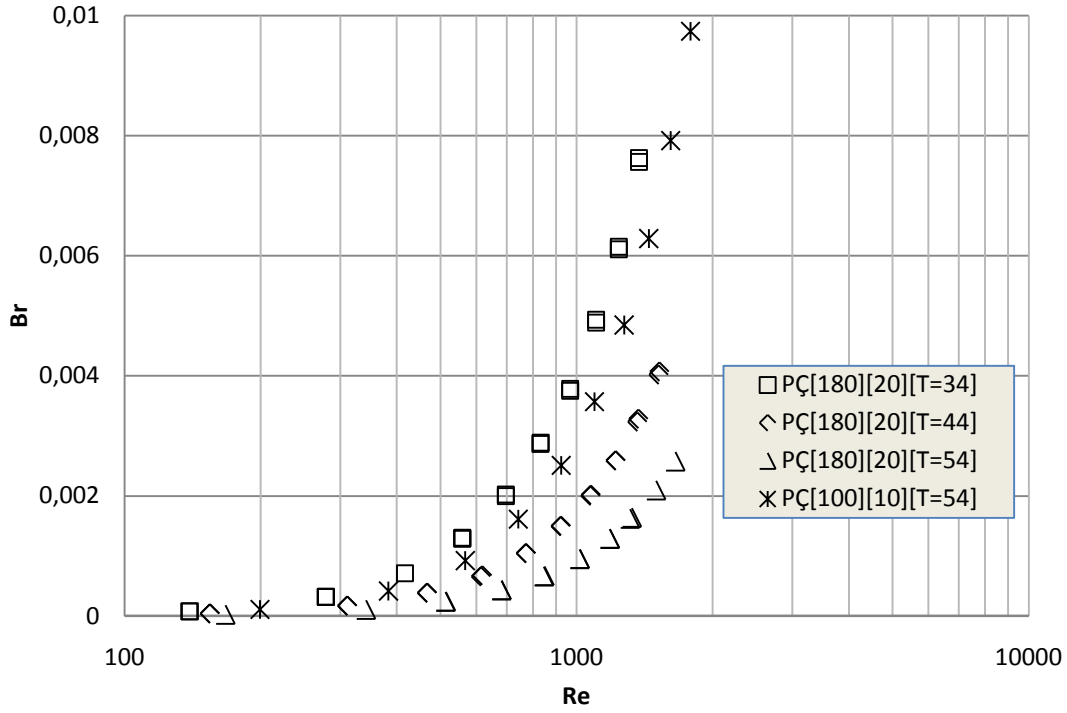


Şekil 7.38. Türbülansa geçiş ve türbülanslı akış bölgesinde deneysel Nu sayıları ile geliştirilen Nu bağıntısı

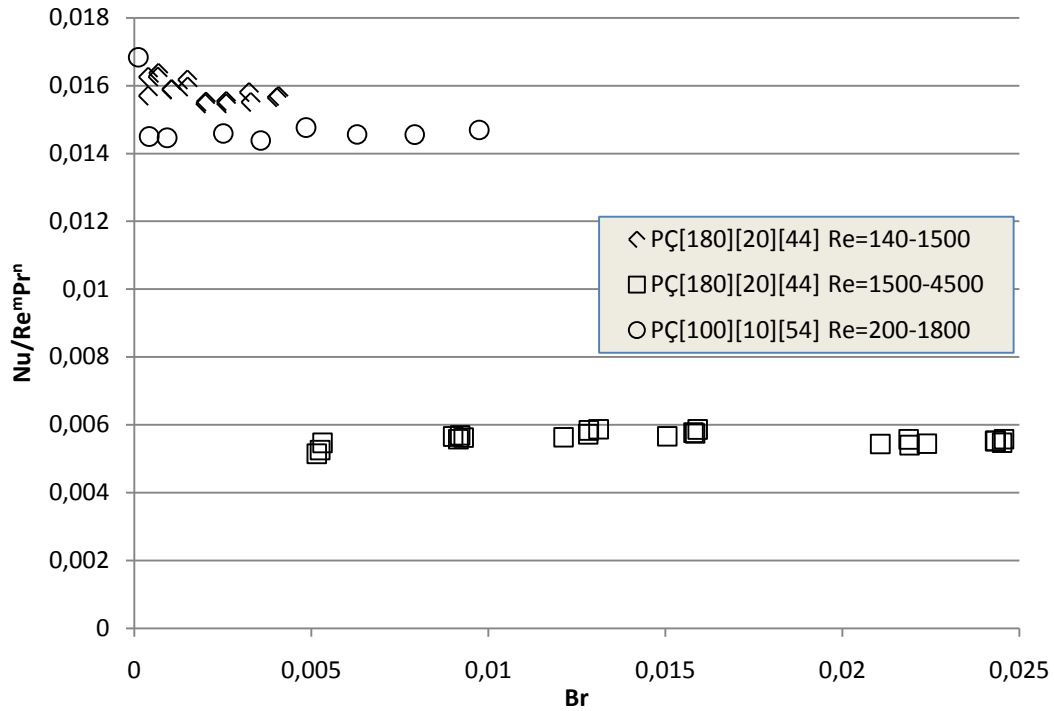
7.4.4. Isı geçişi deneylerinde Br sayısı

Şekil 7.39' da iki farklı mikrobörü ile 3 farklı banyo sıcaklığında yapılan ısı geçişi deneylerine ait Br sayısının Re sayısı ile değişimi sunulmuştur. Laminer akışta genel olarak Br sayılarının düşük olduğu $Br < 0.01$ görülmüştür. Deneylerde en büyük Br sayıları en küçük iç çaplı mikroborda ($100\mu m$) hesaplanmış ve Br sayısının düşük banyo sıcaklıklarında ve iç çapı küçük olan mikrobörü akışında arttığı görülmüştür.

$Nu = 4(1 - 4Br)$ denklemi (Bölüm 2) laminer akışta $Br = 0.01$ olduğu durumda toplam ısı geçişinin % 4' ünün viskoz ısınmadan kaynaklandığını söylemektedir. Oysaki bu çalışmada laminer akış bölgesindeki ısı geçişi deneylerinde elde edilen Nu sayıları sabit kalmak yerine Re sayısı ile artmaktadır. Deneylerde hesaplanan Br sayıları çok küçük olduğundan $Br < 0.01$ (Şekil 7.39), Nu sayılarındaki artışın sadece viskoz ısınmadan kaynaklandığını söylemek mümkün değildir.



Şekil 7.39. Br sayısının Re sayısı ile değişimi



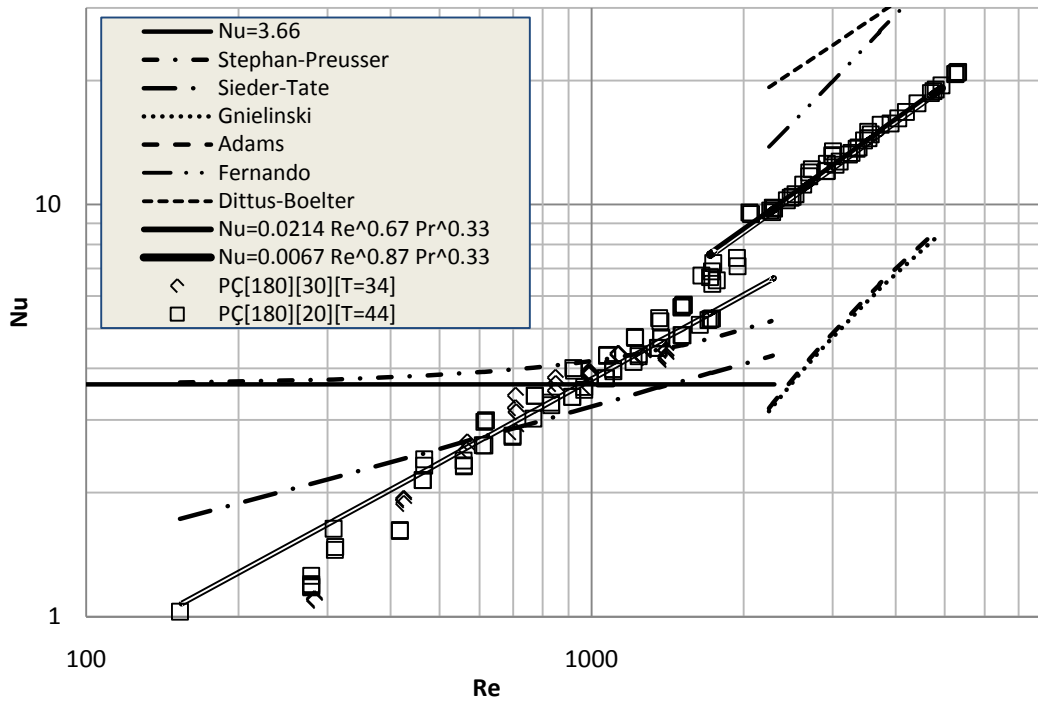
Şekil 7.40. Br sayısının Nu/Re^mPr^n ile değişimi

Şekil 7.40' da farklı iç çaplardaki ve farklı banyo sıcaklıklarındaki Br sayılarının Nu/Re^mPr^n ile değişimi verilmiştir (m ve n değerleri Bölüm 7.4.3' te verilmiştir).

PÇ[180][20][T=44] deneylerinde Nu sayısının $Re=150-400$ aralığında Br ile hızlıca arttığı görülmüş, $Re>400$ ' den itibaren belirgin bir değişiklik gözlenmemiştir. PÇ[103][10][T=54] deneylerinde ise Nu sayısının iç çapı $180 \mu m$ olan boruya oranla daha düşük olduğu ve Nu sayısında belirgin bir değişiklik olmadığı görülmüştür. Bu nedenle bu iç çaplı mikroborularda Br sayısının etkisi göz ardı edilmiştir.

7.4.5. Isı geçişi deney sonuçlarının literatürdeki mevcut bağıntılar ile karşılaştırılması

Laminer ve geçiş bölgesi için elde edilen Nu sayıları EK.C' de tablo halinde verilen bazı mevcut bağıntılar ile karşılaştırılmıştır (Şekil 7.41). Laminer bölgede elde edilen Nu sayılarının mevcut bağıntılarla elde edilenlerden daha küçük olduğu ve Re sayısı ile arttığı, ayrıca Sieder-Tate bağıntısı ile elde edilen verilere daha yakın olduğu gözlenmiştir. Türbülanslı akış bölgesinde ise elde edilen verilerin Gnielinski ve Adams bağıntıları ile elde edilenlerle oranla daha yüksek olduğu, Fernando bağıntısından elde edilenlere oranla daha düşük olduğu gözlenmiştir.



Şekil 7.41. Deneyel Nu sayılarının mevcut bağıntılarla karşılaştırılması: PÇ[180][20][T=44].

BÖLÜM 8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada mikrokanallarda laminer akış ve ısı geçişi özelliklerinin ortaya çıkarılması amacıyla farklı malzemelerden yapılmış, iç çapları 50 ila 180 µm arasında değişen mikroborularla deneysel çalışmalar yapılmıştır. Deneysel çalışmalarda ısı geçişi ve akışa etki eden, mikroboru iç çapı, boyu, iç yüzey pürüzlülüğü, makro ölçekte genellikle ihmal edilen viskoz ısınma, giriş etkisi gibi faktörler göz önünde bulundurulmuştur. Mikroboruda adyabatik akışın analizi, ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı olan Ansys CFX.12 ile gerçekleştirilmiştir. Ayrıca Termodinamik'in II. Yasası yardımıyla adyabatik akıştaki kayıplar belirlenerek viskoz ısınma etkisi incelenmiştir. Isı geçişi deneyleri farklı mikroborular kullanılarak sabit yüzey sıcaklığı koşulunda gerçekleştirilmiş, Nu sayıları belirlenmiştir. Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda ayrıntılı olarak verilmiştir.

Pürüzlü ve pürüzsüz mikroborularla laminer akış bölgesinde yapılan deneyler sonucunda, makro ölçekteki borular için mevcut bağıntıların basınç ve sürtünme faktörü değerlerini belirlemede kullanılabileceği sonucuna varılmıştır. Pürüzsüz mikroborularda kritik Reynolds sayısı 2000 değerinden daha büyük olup herhangi bir erken türbülansa geçiş belirtisine rastlanmamıştır.

Pürüzlü borularla yapılan akış deneyleri sonucunda ise bağıl pürüzlülüğü % 4-6 arasında olan paslanmaz çelik boruda, kritik Reynolds sayısının 1400 ila 1600 arasında olduğu, bağıl pürüzlülüğü %2-4 arasında olan borularda ise 1600-1700 arasında olup, pürüzlü borulardaki akışın teoriye oranla laminerden türbülanslı akışa daha erken geçtiği görülmüştür.

Pürüzlü ve pürüzsüz borularda adyabatik şartlarda gerçekleştirilen deneylerde viskoz ısınma nedeniyle 0.2 ila 5.5 °C aralığında sıcaklık artışları ölçülmüştür. Bu sıcaklık

artışlarının boru iç çapının küçülmesiyle, boru boyu ve Re sayısının artmasıyla büyüdüğü gözlenmiştir. Sıcaklık artışı nedeniyle özellikle 50 µm iç çaplı boruda aynı Re sayıları için basınç düşüşünde azalma olduğu tespit edilmiştir. Viskoz ısınma etkisinin özellikle iç çapı 100 µm' den daha küçük borularda mutlaka hesaba katılması gerektiği sonucuna varılmıştır.

Pürüzlü borularla adyabatik şartlarda yapılan deneylerde aynı çaplardaki pürüzsüz borulara oranla daha yüksek sıcaklık artışları ölçülmüştür. Sıcaklık artışlarının özellikle türbülansa geçiş bölgesinde arttığı gözlenmiş ve pürüzlülüğün etkisi bir kez daha görülmüştür.

Adyabatik şartlarda gerçekleştirilen akış deneyleri Termodinamik' in II. Yasası yardımı ile analiz edilmiştir. Entropi artışı ile laminer akışta viskoz sıcaklık artışlarını belirleyen aşağıdaki bağıntı (Bölüm 6) önerilmiştir.

$$\Delta T_v = T_g [e^{N_s} - 1]$$

Deney sonuçları, bu model verileri ile karşılaştırılmıştır. Model verilerinin deneysel verilerle uyumlu olduğu görülmüştür.

100<Re<5200 aralığında sabit yüzey sıcaklığı koşullarında ısı geçişi deneyleri yapılmıştır. Laminer akış bölgesinde elde edilen deneysel Nu sayılarının mevcut teoriye oranla oldukça düşük olduğu, Re sayısı ile arttığı görülmüştür. Deneysel Nu sayılarının yaklaşık Re=700 olduğu durumda teorik değere yaklaştığı, 700<Re<1200 aralığında teori ile uyumlu olduğu, R>1200' den itibaren artmaya devam ettiği görülmüştür. Ayrıca iç çapları aynı, farklı uzunluktaki mikrobörlularla yapılan deneyler sonucunda boyu kısa olan boruda diğerlerine oranla daha yüksek Nu sayıları elde edilmiştir. Kısa boruda Gz sayılarının daha yüksek olduğu, ısıl giriş uzunluğunun Nu sayılarının artmasına neden olduğu (Tablo 7.1) görülmüştür

Viskoz ısınma etkisini incelemek amacıyla, ısı geçişi ölçümlerindeki toplam sıcaklık artışları ile teorik olarak hesaplanan viskoz sıcaklık artışları karşılaştırılmıştır. Viskoz sıcaklık artışlarının iç çapın küçülmesiyle ve boru boyunun artmasıyla

büyüdüğü, artan akışkan sıcaklığı ile düştüğü gözlenmiştir. Deneysel çalışmada laminer akış bölgesinde Br sayılarının düşük olduğu görülmüştür. En küçük iç çaplı boruda ($D=100\mu\text{m}$), viskoz ısınmanın ısı geçişine olan etkisinin ölçüm belirsizliğinin altında kaldığı belirlenmiş ve çalışmada göz ardı edilmiştir.

Deneysel çalışmada aksel ısı iletimi katsayıları literatürdeki mevcut bir bağıntı yardımıyla hesaplanmış, kritik değerden (0.005) küçük olduğu, $Re<5'$ den daha küçük Re sayılarında önem kazandığı görülmüştür. Bu nedenle aksel ısı iletimi etkisi çalışmada ihmal edilmiştir.

$100<Re<5200$ aralığında deneysel Nu sayılarını belirlemek için Wilson-Plot yöntemi uygulanmış ve hidrolik iç çapı $D=100-180\mu\text{m}$ aralığındaki mikroborularda tek fazlı zorlanmış su akışı için aşağıdaki iki yeni bağıntı önerilmiştir (Bölüm 7).

300<Re<1600 için;

$$Nu = 0.0214Re^{0.67}Pr^{0.33}$$

2500<Re<5200 için;

$$Nu = 0.0067Re^{0.87}Pr^{0.33}$$

Bu çalışma ile pürüzlülüğün ve viskoz ısınmanın mikroborulardaki akış ve ısı geçişine etkisi deneysel olarak gösterilmiş olup, laminer ve türbülanslı akış bölgesi için rapor edilmiş mevcut bağıntıları destekleyen deneysel verilere ihtiyaç olduğu görülmektedir. Özellikle türbülanslı akış bölgesi için, küçük çaplı mikrokanallarla ($D<100\mu\text{m}$) kayma etkisinin, iç yüzey pürüzlülüğünün ve viskoz ısınmanın akış ve ısı geçişine olan etkisi hala güncel araştırma konularıdır.

KAYNAKLAR

ADAMS, T.M., ABDEL-KHALIK, S.I., JETER, S.M., QURESHI, Z.H., An experimental investigation of single-phase forced convection in microchannels. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 41:851- 857,1998.

BEJAN, A., *Entropy Generation Minimization*, CRC Press,pg78, 1996.

BEJAN, A., *Convection Heat Transfer*, second edition,Wiley, New York, 1995.

CANEY, N. MARTY, P., BIGOT, J., Friction losses and heat transfer of single-phase flow in a mini-channel. *Applied Thermal Engineering*, 27:1715–1721,2007.

CELATA, G.P., CUMO, M., GUGLIELMI, M., ZUMMO, G., Experimental investigation of hydraulic & single-phase heat transfer in 0.13 mm capillary tube. *Microscale Thermophysical Engineering*, 6: 85-97,2002.

CELATA, G. P., CUMO, M., ZUMMO, G., Thermal-hydraulic characteristics of single-phase flow in capillary pipes, *Experimental Thermal and Fluid Science* , 28:87-95, 2004.

CELATA, G.P., CUMO, M., MARCONI, V., MCPHAIL, S.J., ZUMMO, G., Microtube liquid single-phase heat transfer in laminar flow. *Int. J. Heat Mass Transfer*,49:3538-3546,2006.

CELATA, G.P., CUMO, M. MCPHAIL, S. ZUMMO, G., Characterization of fluid dynamic behaviour and channel wall effects in microtube. *Int. J. Heat and Fluid Flow* , 27: 135–143,2006.

CENGEL Y.,TURNER W., *Fundamentals of Thermal Fluid Sciences*, McGraw-Hill, 2004.

CHIOU, J.P., The advancement of compact heat exchanger theory considering the effects of longitudinal heat conduction and flow non-uniformity. *Symposium on Compact Heat Exchangers*, ASME HTD, 10:101-121, 1980.

CHOI, S.B., BARRON, R.F., WARRINGTON, R.O., Fluid flow & heat transfer in microtubes. *Micromechanical Sensors, Actuators & Systems*, 32:123-134,1991.

ÇETİN, B., Analysis of single phase convective heat transfer in microtubes and microchannels, *Y.lisans tezi,ODTÜ*,2005.

FERNANDO, P., PALM P., AMEEL, T., LUNDQVIST, P., GRANRYD, E., A minichannel aluminium tube heat exchanger – Part I: Evaluation of single-phase heat transfer coefficients by the Wilson plot method, *Int. J. of Refrigeration*, 31: 669-680, 2008.

FLOCKHART, S.M., DHARIWAL, R.S., Experimental and numerical investigation into the flow characteristics of channels etched in silicon. *Journal of Fluids Engineering*, 120:291–295, 1980.

GAO, P., LE PERSON, S., FAVRE-MARINET M., Scale effect on hydrodynamics and heat transfer in two-dimensional mini and microchannels. *Int. J. Thermal Sciences*, 41:1017-1027, 2000.

GARIMELLA, S.V., SINGHAL V., Single-Phase Flow and Heat Transport and Pumping Considerations in Microchannel Heat Sinks, *Heat Transfer Engineering*, 25: 15-25, 2004.

GUO, Z.Y., LI, Z.X., Size effect on microscale single-phase flow and heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46 (1); 149–159, 2003.

HARMS, T.M., KASMIERCZAK, M.J., GERNER, F.M., Developing convective heat transfer in deep rectangular microchannels. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 20:149-157, 1999.

HAO, P.F., HE F., ZHU, K.Q., Experimental Investigation of Water Flow in Smooth and Rough Microchannel, *J. Micromechanics and Microengineering*, 16:1397-1402, 2006.

HEGAB, H.E, BARI, A. ,AMEEL, T., Friction and Convection Studies of R-134a in Microchannels Within the Transition and Turbulent Flow Regimes, *Experimental Heat Transfer*, 15: 124-259, 2002.

HETSRONI, G., MOSYAK, A., POGREBNYAK, E., YARIN, L.P., Heat transfer in micro-channels: Comparison of experiments with theory and numerical results. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48:5580–5601, 2005.

HERWIG, H., Flow and heat transfer in micro systems: is everything different or just smaller? 79th GAMM Conference, Switzerland, February 12—15, 2001.

HOLMAN, J. P. *Experimental Methods for Engineers*, McGraw-Hill, Sixth Edition, 1994.

HRNJAK, P., TU, X., Single phase pressure drop in microchannels. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28:2–14, 2007.

INCROPERA, F.P., DEWITT D. P., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, fifth edition, Wiley, 2001.

JUDY, J., MAYNES, D., WEBB, B.W., Characterization of frictional pressure drop

for liquid flows through microchannels. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 45:3477-3489, 2002.

KANDLIKAR, S.G., Fundamental Issues Related to Flow Boiling in Minichannels and Microchannels – *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26 (2):389-407, 2002.

LEE P.S., GARIMELLA S.V., LIU D., Investigation of Heat Transfer in Rectangular Microchannels, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 48: 1688-1704, 2005.

LELEA, D., NISHIO, S., TAKANO, K., The Experimental Research on Microtube Heat Transfer and Fluid Flow of Distilled Water. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 47: 2817-2830, 2004.

LI, Z.X. DU, D.X. GUO, Z.Y., Experimental study on flow characteristics of liquid in circular micro-tubes. *Microscale Thermophys. Eng.*, 7:253–265, 2003.

LI, Z. HE, Y.L. TANG, G.H. TAO, W.Q., Experimental and numerical studies of liquid flow and heat transfer in microtubes. *International Journal of Heat and Mass Trans.*, 50:3447–3460, 2007.

MALA, G.M., LI, D., Flow characteristics of water in microtubes. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 1999:20;142-148

MARANZANA, G., PERRY, I., MAILLET, D., Mini- and micro-channels: influence of axial conduction in the walls. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 47:3993-4004, 2004.

MAYNES, D., WEBB, A.R., Velocity profile characterization in sub-diameter microtubes using molecular tagging velocimetry. *Experiments in Fluids*, 32:3-15, 2002.

MAYNES, D., WEBB, B.W., Fully developed electro-osmotic heat transfer in microchannels, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 46:1359–1369, 2003.

MORINI, G.L., A criterion for experimental validation of slip-flow models for incompressible rarefied gases through microchannels. *Microfluidics and Nanofluidics*, 1 (2): 190-196, 2005.

MORINI, G.L., Viscous heating in liquid flows in microchannels. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 48:3637-3647, 2005.

MORINI, G.L., Scaling effects for liquid flows in microchannels. *Heat Transfer Engineering*. 27:64–73, 2006.

NGUYEN, N.T., BOCHNIA, D., KIEHNSCHERRF, R., DOZEL, W., Investigation of Forced Convection in Micro-Fluid Systems, *Sensors Actuators*, 55:49–55, 1996

OBOT, N.T., Toward a better understanding of friction and heat/mass transfer in microchannels—a literature review, International Conference on Heat Transfer and Transport Phenomena in Microscale, Banff, Canada, October 15–20, 2000.

ONBASIOGLU, S. U. , Mikro ve meso ölçekli kanalların soğutucu üretiminde uygulanması, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 68, 2002.

PANTON, R.L., Incompressible flow. Second Edition, J.Wiley&sons Inc. 1996.

PAPAUTSKY, I., AMEEL, T., FRAZIER, A.B., A review of laminar single-phase flow in microchannels. Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition November 11-16, 2001 New York.

PENG, X.F., PETERSON, G.P., WANG, B.X., Frictional flow characteristics of water flowing through microchannels. Experimental Heat Transfer, 1994;7:249-264

PENG, X.F., PETERSON, G.P., Convective heat transfer & friction for water flow in micro-channel structures. Int. J. Heat Mass Transfer, 1996; 39:2599-2608.

PFAHLER, J., HARLEY, J., BAU, H., Gas and liquid flow in small channels. ASME, Micromechanical Sensors, Actuators, and Systems, Vol. DSC-32, pp. 49-60, 1991.

QU, W.L. MALA, G.M. LI, D.Q., Pressure-driven water flows in trapezoidal silicon microchannels. Int. J. Heat Mass Transfer, 43:353–364, 2000.

QU, W. , MALA M, LI D., Heat transfer for water flow in trapezoidal silicon microchannels, Int. J. of Heat and Mass Transfer, 43:3925-3936, 2000.

ROSENGARTEN, G., COOPER-WHITE, J., METCALFE, G., Experimental and analytical study of the effect of contact angle on liquid convective heat transfer in microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer, 49;4161–4170, 2006.

STEINKE, M. E., KANDLIKAR S.G., Single-phase heat transfer enhancement techniques in microchannel and minichannel flows. Microchannels and Minichannels, June 17-19, New York, 2004

SHEN, S. XU, J.L. ZHOU, J.J. CHEN, Y., Flow and heat transfer in microchannels with rough wall surface. Energy Conversion and Management. 47:1311-1325, 2006.

SZEWCZYK, H., Liquid flow in smooth capillary pipes. Chemical and Process Engineering, 29:403–424, 2008.

TSO, C.P., MAHULIKAR, S.P., The use of the Brinkman number for single phase forced convective heat transfer in microchannels. Int. J. Heat and Mass Transfer. 41:(12) 1759-1769, 1998.

TUCKERMAN, D.B., PEASE, R.F.W., High-performance heat sinking for VLSI.

IEEE Electron Dev. Lett. 2,126–129, 1981.

WANG, B.X. , PENG, X.F., Experimental investigation on liquid forced convection heat transfer through microchannels. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 37, 1994.

WU,P., LITTLE, W.A., Measurement of friction factors for the flow of gases in very fine channels used for microminiature joule-thompson refrigerators. *Cryogenics*, 23:273- 277, 1983.

WU,P., LITTLE, W.A., Measurement of the heat transfer characteristics of gas flow in fine channel heat exchangers used for microminiature refrigerators. *Cryogenics*, 24:415- 420, 1984.

WU, H.Y., CHENG, P., Friction factors in smooth trapezoidal silicon microchannels with different aspect ratios. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 46: 2519-2525, 2003.

XU, B., OOI, K.T., WONG, T.N., CHOI, W.K., Experimental investigation of flow friction for liquid flow in microchannels. *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 27 (8); 1165-1176, 2000.

YU, D. WARRINGTON, R., BARRON, R., AMEEL, T., Experimental and theoretical investigation of friction factor and heat transfer in microtubes. *ASME/JSME Thermal Engineering Conf.* 523-553 Hawaii, 1995.

ZHIGANG, L., NING, G., CHENGWU, Z., XIAOBAO Z., Experimental study on flow and heat transfer in a 19.6 μm microtube, *Experimental Heat Transfer*, 22:178-197, 2009.

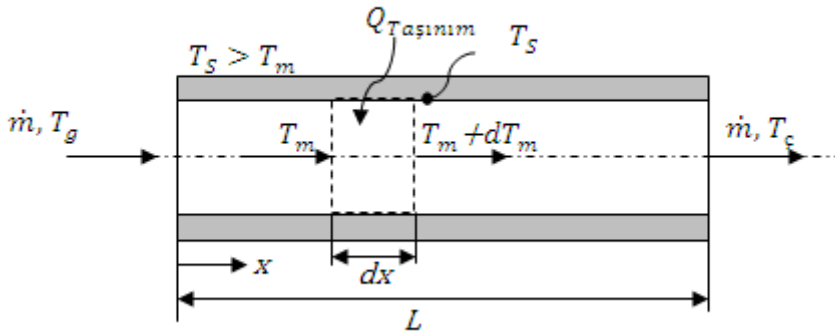
EKLER

EK A. Sabit Yüzey Sıcaklığı Koşulunda Isı taşınım Katsayısının Belirlenmesi

Şekil A.1' de görüldüğü gibi mikroboru içerisinde kontrol hacmi ele alınsın. Akış sürekli olup sistem sınırları içerisine giren değişmeden sistem sınırlarını terk eder (Incropera ve DeWitt, 2001, Kakaç ve Liu, 2002). Buna göre kütle korunumu denklem 2.1' den;

$$\sum_{Giren} \dot{m} = \sum_{Çıkan} \dot{m} = \dot{m} \quad (A.1)$$

yazılabilir.



Şekil A.1. Kontrol hacmi

Sistem sınırları içerisinde ısı üretiminin olmadığı, potansiyel ve kinetik enerji değişimlerinin ihmal edildiği sistem için enerji korunumu denklem 2.13 ile ifade edildiğinde sistem sınırları içerisine giren ısı enerjisinin, sistemin toplam enerjisindeki değişime eşit olması gerekir. Buna göre enerji korunumu;

$$\dot{Q} = \dot{q}_t dA = \dot{m} c_p dT_m \quad (\text{A.2})$$

için yazılabilir. Ortalama hız U , boru yarıçapı r olmak üzere kütle debisi $\dot{m} = \rho \pi r^2 U$ olmakta ve denklem A.2 ;

$$\dot{q}_t 2\pi r dx = \dot{m} c_p dT_m \quad (\text{A.3})$$

halini almaktadır. Akışkan ile yüzey arasındaki sıcaklık farkı $\Delta T = (T_s - T_m)$ olarak ifade edildiğinde, sabit yüzey sıcaklığı şartında ortalama sıcaklık dağılımı:

$$\frac{dT_m}{dx} = -\frac{d(\Delta T)}{dx} = \frac{P}{\dot{m} c_p} h \Delta T \quad (\text{A.4})$$

şeklinde bulunur.

Şekil A.2' de mikroboru yüzeyinde sabit sıcaklık şartının sağlandığı sabit sıcaklık banyosu ile boru boyunca sıcaklık dağılımları görülmektedir. Şekildeki \dot{m}_B ve \dot{m} sırasıyla sabit sıcaklık banyosuna ve mikrobora giren çıkan kütle debilerini, T_s , sabit boru yüzey sıcaklığı, T_g , boru girişindeki akışkan sıcaklığı, T_ζ , boru çıkışındaki akışkan sıcaklığını ifade etmektedir. Akışkanın ortalama sıcaklığı ile yüzey sıcaklığı arasındaki farkın $(T_s - T_m)$, boru boyu arttıkça üssel olarak azaldığını göstermektedir.

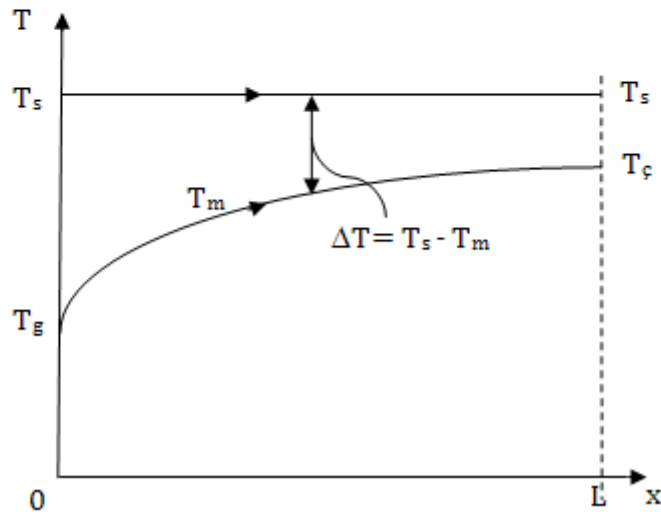
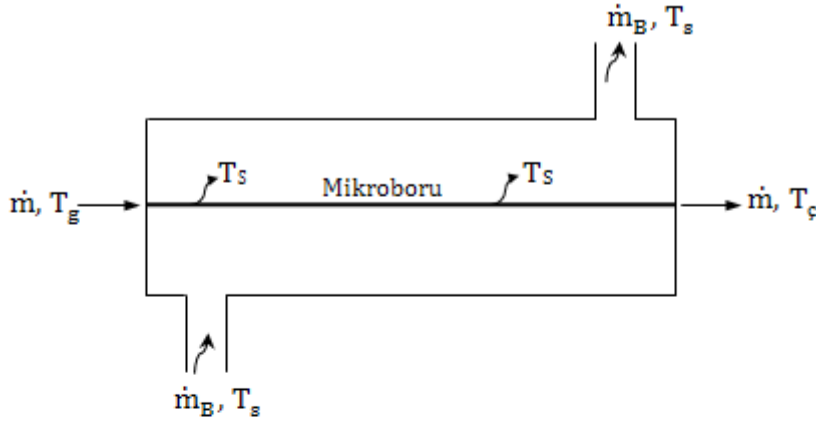
Denklem A.4 değişkenlerine ayrılır, borunun girişinden çıkışına integrali alınırsa:

$$\int_{\Delta T_g}^{\Delta T_\zeta} \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = - \int_0^L \frac{(\pi D)}{\dot{m} c_p} h dx \quad (\text{A.5})$$

$$\ln \frac{\Delta T_\zeta}{\Delta T_g} = - \frac{(\pi D)L}{\dot{m} c_p} \int_0^L \frac{1}{L} h dx \quad (\text{A.6})$$

$$\ln \frac{\Delta T_c}{\Delta T_g} = -\frac{(\pi D)L}{\dot{m}c_p} \bar{h}_L \quad (\text{A.7})$$

elde edilir. Buradaki \bar{h}_L ; boru boyunca ortalama ısı taşınım katsayısıdır.



Şekil A.2. Sabit sıcaklık banyosu ve boru boyunca sıcaklıkların dağılımı

Denklem A.7 düzenlenirse, sabit yüzey sıcaklığı şartı için;

$$\frac{\Delta T_c}{\Delta T_g} = \frac{T_s - T_c}{T_s - T_g} = \exp\left(-\frac{(\pi D)L}{\dot{m}c_p} \bar{h}_L\right) \quad (\text{A.8})$$

elde edilir ve akışkanın borudan çıkış sıcaklığı;

$$T_{\zeta} = T_s - (T_s - T_g) \exp\left(-\frac{(\pi D)L}{\dot{m}c_p} \bar{h}_L\right) \quad (\text{A.9})$$

Toplam ısı geçiş oranı sıcaklık farkının bir fonksiyonudur. Denklem A.2 tekrar yazılırsa;

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p [(T_s - T_{o,g}) - (T_s - T_{o,\zeta})] = \dot{m}c_p (\Delta T_g - \Delta T_{\zeta}) \quad (\text{A.10})$$

bulunur ve son olarak taşınım ile akışkana geçen ısı enerjisi;

$$\dot{Q}_t = \bar{h}A_s \Delta T_{lm} \quad (\text{A.11})$$

ile hesaplanabilir. Burada ΔT_{lm} , logaritmik sıcaklık farkıdır ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

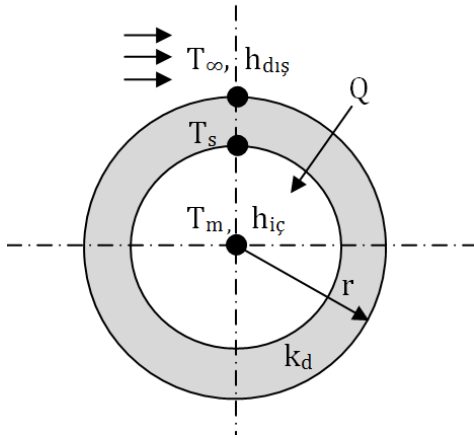
$$\Delta T_{lm} \equiv \frac{\Delta T_g - \Delta T_{\zeta}}{\ln\left(\frac{\Delta T_g}{\Delta T_{\zeta}}\right)} \quad (\text{A.12})$$

Ortalama ısı taşınım katsayısı;

$$\bar{h}A_s \Delta T_{lm} = \dot{m}c_p (\Delta T_g - \Delta T_{\zeta}) \quad (\text{A.13})$$

$$\bar{h} = \frac{\dot{m}c_p (\Delta T_g - \Delta T_{\zeta})}{A_s \Delta T_{lm}} \quad (\text{A.14})$$

elde edilir.



Şekil A.3. Kılcal boru kesiti

Uygulamaların çoğunda Şekil A.3' deki gibi boru dışında sıcaklığı değişmeyen bir akışkan olmakta ve boru iç yüzey sıcaklığı yerine akışkan sıcaklığı (T_∞) bilinmektedir. Bu nedenle Denklem A.8 ile Denklem A.11 aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\frac{\Delta T_\zeta}{\Delta T_g} = \frac{T_\infty - T_\zeta}{T_\infty - T_g} = \exp\left[-\frac{(\pi D)L}{mc_p} U\right] \quad (\text{A.14})$$

$$\dot{Q}_t = KA_s \Delta T_{lm} \quad (\text{A.15})$$

$$\frac{1}{KA_s} = \frac{\Delta T_{lm}}{\dot{Q}_t} = R_{toplaml} \quad (\text{A.16})$$

Burada K , toplam ısı geçiş katsayısı, $R_{toplaml}$ ise $R_{toplaml} = \frac{1}{KA}$, toplam ısıl direnç olup her iki duvar (sıcak ve soğuk) tarafındaki ısıl dirençler ile boru direncinin toplamına eşittir.

$$\frac{\Delta T_{lm}}{\dot{Q}_t} = \frac{1}{h_{i\zeta} A_{i\zeta}} + R_{duvar} + \frac{1}{h_{d\zeta} A_{d\zeta}} \quad (\text{A.17})$$

Burada; h , ısı taşınım katsayısı, A , yüzey alanıdır. Duvar direnci ve boru dışındaki ısı taşınım katsayısı yardımıyla boru içindeki ısı taşınım katsayısı $h_{iç}$, hesaplanır. Son olarak Nusselt sayısı:

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} \quad (A.18)$$

şeklinde hesaplanabilir.

EK B. Wilson-Plot Metodu

Wilson-Plot metodu farklı akışkan debilerinde toplam ısı geçiş katsayısını belirleyerek hem iç, hem dış taraftaki ısı taşınım katsayısını hesaplama yöntemidir. Bu yöntemle göre; denklem A.17' deki sıcak ve soğuk akışkanın bulunduğu tarafta ısı taşınım katsayıları bilinmez ve boru içindeki ve dışındaki ısı taşınım katsayıları $h_{iç}$, $h_{dış}$, deneysel olarak bulunur. Zorlanmış akışta ısı taşınım katsayısı aşağıda ifade edilen boyutsuz Nu bağıntısı ile ifade edilebilir.

$$Nu = C . Re^n Pr^m = \frac{h_{iç} D}{k} \quad (B.1)$$

Burada; Re , Reynolds sayısı, ve Pr , Prandtl sayısı, $Pr = \frac{\mu c_p}{k}$ 'dır. Akışkan özelliklerinin değişmediği kabul edilir ve Nu bağıntısında Reynolds ve Prandtl boyutsuz sayıları yerine yazıldığında boru içindeki ısı taşınım katsayısı;

$$h_{iç} = c . Q^n \quad (B.2)$$

elde edilir. Burada, Q , hacimsel debidir. Toplam ısıl direnç ifadesinden (denklem A.17) ;

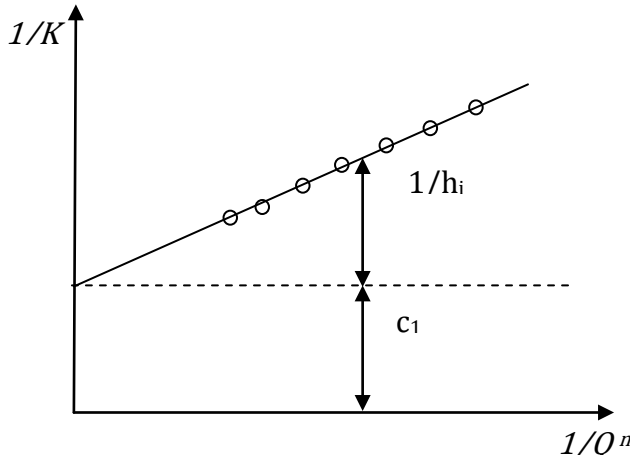
$$\frac{1}{K} = \frac{1}{c . Q^n} + A_i \left[\frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_{dış} A_{dış}} \right] \quad (B.3)$$

yazılabilir ve sabitler bir araya toplandığında;

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{c . Q^n} + c_1 \quad (B.4)$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{c \cdot Q^n} + c_1 = \frac{1}{h_{i\zeta}} + c_1 \quad (\text{B.5})$$

elde edilir. Böylece elde edilen denklem doğrusal bir denklem ($y = m \cdot x + b$) haline dönüşmüş olur. Denklemdaki c_1 sabiti, kılcal boru dışındaki akışkanın ısı taşınımı ile boru direncinin toplamını ifade etmektedir. Kılcal boru dışındaki akışkanın hacimsel debisi sabit, boru içinden geçen akışkanın debisi değiştirildiğinde toplam ısı geçiş katsayısının tersinin $\frac{1}{K}$, hacimsel debi ile $\frac{1}{Q^n}$ ile değiştiği görülmektedir. Önce n üssü 0.8 seçilir ve deneysel verilerle grafik çizilir. Noktalar düz bir eğri üzerine denk gelmelidir (Şekil B.1). Elde edilen eğrinin eğimi hesaplanır ve böylece mikroboru içerisindeki akışkanın ısı taşınım katsayısı h_i hesap edilir. $\frac{1}{Q^n} = 0$ olduğu $1/K$ eksenine ile kesiştiği yer c_1 sabitini verir.



Şekil B.1. $\frac{1}{K}$ 'nin $\frac{1}{Q^n}$ ile değişimi

$$c_1 = A_i \left[\frac{\ln\left(\frac{r_d}{r_i}\right)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_{dış} A_{dış}} \right] \quad (\text{B.6})$$

Buradan boru dışındaki ısı taşınım katsayısı, $h_{dış}$, hesaplanabilir.

EK C. Makro Ölçekli Kanallarda Kullanılan Başlıca Isı Geçişi Bağlıntıları

Bölüm 7' de deneysel veriler ile karşılaştırmak için kullanılan makro ölçekli kanallarda geçerli başlıca ısı geçişi bağıntıları aşağıda Tablo C.1' de verilmiştir.

Tablo C.1 Makro ölçekli kanallarda kullanılan ısı geçişi bağıntıları

Referans	Açıklama	Bağıntı
(Incropera ve DeWitt, 2001)		
Stephan-Preusser bağıntısı	Dairesel kanallar Tam gelişmiş laminer akış koşulları için $Re < 2200$	$Nu = 3,657 + \frac{0,0677Gz^{1,33}}{1 + 0,1Pr \frac{Gz^{0,3}}{Pr}}$
Sieder Tate bağıntısı	Dairesel kanallar Laminer akış ve sabit yüzey sıcaklığı koşullarında giriş bölgesi için $Re < 2200$	$Nu = 1,86 \left(\frac{RePrD}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_d} \right)^{0,14}$
Gnielinski bağıntısı	Dairesel kanallar Geçiş ve türbülanslı akış koşulları için $2300 < Re < 5.106$	$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7(f/2)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)}$ $f = \frac{1}{(1,58 \ln Re - 3,28)^2}$
Dittus-Boelter bağıntısı	Dairesel kanallar Tam gelişmiş türbülanslı akış koşulları için $Re > 5000$	$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3}$
	Akışkan özelliklerinin değiştiği durum için, $\mu =$ ortalama sıcaklıktaki akışkanın viskozitesi $\mu_s =$ duvar sıcaklığındaki akışkan viskozitesi	$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14}$

ÖZGEÇMİŞ

Nezaket Parlak 1978 yılında Almanya’da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Sakarya’nın Kaynarca ilçesinde tamamladı. 2000 yılında T.Ü. Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun oldu ve aynı yıl Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünde yüksek lisans ve Sakarya Üniversitesi Enformatik Bölüm Başkanlığında, Uzaktan Eğitim Projesinde araştırma görevlisi olarak çalışmaya başladı. 2003 yılında yüksek lisans eğitimini tamamlayarak, Makine Mühendisliği bölümünde doktora öğretimine başladı. Aynı sene Makine Mühendisliği Termodinamik ve Isı tekniği Anabilim dalına atandı ve halen bu görevini sürdürmektedir. Evli ve 1 kız çocuk annesidir.