

T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜZEY PÜRÜZLÜLÜĞÜNÜ ETKİLEYEN PARAMETRELERİN  
OPTİMİZASYONU VE PÜRÜZLÜ MİKROKANAL AKIŞININ  
DENEYSEL İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Umut KÜÇÜKOĞLU

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

NİSAN 2024



T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜZEY PÜRÜZLÜLÜĞÜNÜ ETKİLEYEN PARAMETRELERİN  
OPTİMİZASYONU VE PÜRÜZLÜ MİKROKANAL AKIŞININ  
DENEYSEL İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Umut KÜÇÜKOĞLU

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Nezaket PARLAK

NİSAN 2024



Umut KÜÇÜKOĞLU tarafından hazırlanan “YÜZEY PÜRÜZLÜLÜĞÜNE ETKİLEYEN PARAMETRELERİN OPTİMİZASYONU VE PÜRÜZLÜ MİKROKANAL AKIŞININ DENEYSEL İNCELENMESİ” adlı tez çalışması 30.04.2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Bilim Dalı’nda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

### Tez Jürisi

- Jüri Başkanı :** **Prof.Dr. Nezaket PARLAK (Danışman)** .....  
Sakarya Üniversitesi
- Jüri Üyesi :** **Prof.Dr. Hüseyin PEHLİVAN** .....  
Sakarya Üniversitesi
- Jüri Üyesi :** **Dr. Öğr. Üyesi Emel ÇELİK** .....  
Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi



## **ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ**

Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Eğitim-Öğretim Yönetmeliğine ve Yükseköğretim Kurumları Bilimsel Araştırma ve Yayın Etiği Yönergesine uygun olarak hazırlamış olduğum “YÜZEY PÜRÜZLÜLÜĞÜNÜ ETKİLEYEN PARAMETRELERİN OPTİMİZASYONU VE PÜRÜZLÜ MİKROKANAL AKIŞININ DENEYSEL İNCELENMESİ” başlıklı tezin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu; çalışmamın tüm aşamalarında yukarıda belirtilen yönetmelik ve yönergeye uygun davrandığımı, tezin içerdiği yenilik ve sonuçları başka bir yerden almadığımı, tezde kullandığım eserleri usulüne göre kaynak olarak gösterdiğimi, bu tezi başka bir bilim kuruluna akademik amaç ve unvan almak amacıyla vermediğimi ve 20.04.2016 tarihli Resmi Gazete’de yayımlanan Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin 9/2 ve 22/2 maddeleri gereğince Sakarya Üniversitesi’nin abonesi olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Enstitü tarafından belirlenmiş ölçütlere uygun rapor alındığımı, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun ortaya çıkması halinde doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi beyan ederim.

(...../...../20.....).

Umut KÜÇÜKOĞLU





*Eşime ve çocuklarıma*



## **TEŞEKKÜR**

Yüksek Lisans eğitimim boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, her konuda bilgi ve desteğini almaktan çekinmediğim, araştırmanın planlamasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında yardımlarını esirgemeyen, teşvik eden aynı titizlikle beni yönlendiren değerli hocalarım Prof. Dr. Nezaket Parlak'a ve Öğr.Gör.Dr Zeynep Küçükakça Meral'a teşekkürlerimi sunarım.

İş hayatı ve tez çalışmalarımnda başarımın kaynağı olan beni yetiştiren bu günlere gelmemde büyük bir emeğı olan aileme ve sevgili eşime teşekkür ederim.

Ayrıca bu çalışmanın maddi açıdan desteklenmesine olanak sağlayan Sakarya Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP) Komisyon Başkanlığına (Proje No: 2018-2-9-50) teşekkür ederim.

Umut KÜÇÜKOĞLU



## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ .....	v
TEŞEKKÜR .....	ix
İÇİNDEKİLER .....	xi
KISALTMALAR .....	xiii
SİMGELER .....	xv
TABLO LİSTESİ .....	xvii
ŞEKİL LİSTESİ .....	xix
ÖZET .....	xxi
SUMMARY .....	xxv
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
1.1. Tezin Kapsamı .....	1
1.2. Tezin Amacı .....	2
<b>2. LİTERATÜR TARAMASI .....</b>	<b>3</b>
<b>3. MİKROKANALLI ISI ALICILARINDA AKIŞ VE ISI GEÇİŞİ .....</b>	<b>9</b>
3.1. Temel Denklemler .....	10
3.1.1. Kütle Korunumu .....	10
3.1.2. Momentum Korunumu .....	11
3.1.3. Enerji Korunumu .....	11
3.2. Isı Transferi ve Basınç Düşümü .....	12
3.3. Mikrokanallarda Tek Fazlı Sıvı Akışı .....	14
3.4. Tek Fazlı Akış'ta Basınç Düşümü .....	17
3.4.1. Temel basınç düşümü ilkeleri .....	17
3.4.2. Tam gelişmiş laminer akış .....	18
3.5. Tam Gelişmiş Laminer Isı Transferi .....	20
3.5.1. Laminer akışta ısı transferi .....	21
3.6. Pürüzlülük Etkileri .....	23
3.6.1. Yüzey Pürüzlülüğü .....	23
3.6.2. Sürtünme faktörü üzerindeki pürüzlülük etkisi .....	25
<b>4. DENEYSEL ÇALIŞMA .....</b>	<b>29</b>
4.1. Deney Tasarımı .....	29
4.2. Taguchi Deney Tasarımı .....	30
4.3. Varyans (Anova) .....	33
4.4. Regresyon .....	35
4.5. Mikro Kanallı Isı Alıcıları .....	36
4.6. Deney Numunelerinin SEM Görüntüleri .....	37
4.7. Deney Düzenegi .....	39
4.8. Deneysel Belirsizlik .....	41
<b>5. AKIŞ VE ISI GEÇİŞİ TEST SONUÇLARI .....</b>	<b>43</b>
5.1.1. Basınç düşümünün kütle debisi ile değişimi .....	44
5.1.2. Sürtünme faktörünün ( $f$ ) Reynolds sayısı ile değişimi .....	47
5.1.3. Isı Taşınım katsayısının kütle akışı ile değişimi .....	50

<b>6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME .....</b>	<b>55</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>57</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>61</b>

## KISALTMALAR

<b>A</b>	: Alan ( $m^2$ )
<b>a</b>	: İvme ( $m.s^{-2}$ )
<b>Br</b>	: Brinkman sayısı
<b><math>c_p</math></b>	: Özgül ısı ( $J.kg^{-1}.K^{-1}$ )
<b>D</b>	: İç çap (m)
<b><math>D_h</math></b>	: Hidrolik çap
<b>E</b>	: Enerji ( $kj.s^{-1}$ )
<b>e</b>	: Birim kütle enerjisi ( $kj.kg^{-1}$ )
<b>F</b>	: Kuvvet (N)
<b><math>f</math></b>	: Darcy sürtünme faktörü
<b>g</b>	: Yerçekimi ivmesi ( $m.s^{-2}$ )
<b>h</b>	: Entalpi ( $kj.kg^{-1}$ )
<b><math>h</math></b>	: Isı taşınım katsayısı ( $W/m^2K$ )
<b>K</b>	: Toplam ısı geçiş katsayısı ( $W/m^2K$ )
<b>k</b>	: Isı iletim katsayısı ( $W/mK$ )
<b>L</b>	: Kanal uzunluğu (m)
<b><math>\dot{m}</math></b>	: Kütle debisi ( $kg/s$ )
<b>P</b>	: Basınç (Pa)
<b>Pr</b>	: Prandtl sayısı
<b>Re</b>	: Reynolds Sayısı
<b>T</b>	: Sıcaklık (K)
<b>u</b>	: Ortalama hız (m/s)
<b><math>V</math></b>	: Hacimsel debi ( $m^3/s$ )
<b><math>\mu</math></b>	: Dinamik viskozite ( $N.s.m^{-s}$ )
<b><math>\rho</math></b>	: Yoğunluk ( $kg/m^3$ )
<b>Q</b>	: Isı enerjisi ( $kj/s$ )
<b><math>\epsilon</math></b>	: Ortalama pürüzlülük yüksekliği (m)
<b>t</b>	: Zaman (s)
<b>Ra</b>	: Pürüzlülük değeri ( $\mu m$ )
<b>PDF</b>	: Olasılık yoğunluk fonksiyonları





## SİMGELER

g	: Giriş
ç	: Çıkış
H	: Hidrodinamik
KY	: Kontrol yüzeyi
lm	: Logaritmik
m	: ortalama
ref	: Referans
s	: Yüzey
T	: Termal
ü	: Üretim
x,y,z	: Kartezyen koordinatlar (m)



## TABLO LİSTESİ

### Sayfa

<b>Tablo 3.1.</b> Kanallarda tam gelişmiş laminer akış için fanning sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı, Kakac vd. (1987).....	20
<b>Tablo 3.2.</b> Tam gelişmiş laminer akış Nusselt sayıları.....	21
<b>Tablo 3.3.</b> Tam gelişmiş laminer akış için deneysel bağıntılar .....	23
<b>Tablo 4.1.</b> Deney numunelerinin detayları .....	29
<b>Tablo 4.2.</b> Taguchi L <sub>18</sub> ortogonal düzeni.....	31
<b>Tablo 4.3.</b> Sinyal-Gürültü Oranlarına İlişkin Yanıt Tablosu.....	32
<b>Tablo 4.4.</b> Faktör Bilgileri .....	34
<b>Tablo 4.5.</b> Varyans Analizi.....	34
<b>Tablo 4.6.</b> Model Özeti.....	34
<b>Tablo 4.7.</b> Regresyon Denklemi .....	35
<b>Tablo 4.8.</b> Testlerde kullanılan soğutucuların geometrik parametreleri.....	37
<b>Tablo 4.9.</b> Hata oluşturan parametreler ve toplam hataları .....	41
<b>Tablo 4.10.</b> Deneysel belirsizlik .....	42



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 3.1. Farklı uygulamalarda kullanılan kanal çapları, Kandlikar ve Steinke (2003) .....	9
Şekil 3.2. Tam gelişmiş laminer hava ve su akışı için ısı transfer katsayısının kanal boyutu ile değişimi, Kandlikar (2005). .....	13
Şekil 3.3. Tam gelişmiş laminer hava ve su akışı için ısı transfer katsayısının kanal boyutu ile değişimi, Kandlikar (2005). .....	14
Şekil 3.4. Mikrokanal ısı alıcıları, soğuk plakalar ve bina HVAC sisteminden ikincil bir soğutulmuş su döngüsü ile entegre edilmiş lokalize hava soğutması ile soğutulan yüksek ısı akısı yongalarına sahip bir sunucu kümesinin şeması, Kandlikar (2005). .....	15
Şekil 3.5. Başlık çubukları tarafından oluşturulan alternatif besleme ve dönüş manifoldlarına sahip bir çip veya bir ısı emici üzerindeki bir mikrokanal soğutma düzenlemesinin şeması, orijinal olarak Tuckerman (1984) tarafından önerilen tasarım. ....	16
Şekil 3.6. Maksimum profil tepe yüksekliği ( $R_p$ ), Profil düzensizliklerinin ortalama aralığı ( $R_{Sm}$ ) ve Ortalama çizgiye taban mesafesi ( $F_p$ ) .....	24
Şekil 3.7. Darcy sürtünme faktörü grafiği, daraltılmış bir akış çapına dayalı, Kandlikar vd. (2005) .....	26
Şekil 4.1 Isı alıcıları .....	29
Şekil 4.2. S/N oranları için ana etki grafiği .....	33
Şekil 4.3. S/N oranları Etkileşim grafiği.....	33
Şekil 4.4. Normal olasılık grafiği.....	35
Şekil 4.5. Karşı uyum grafiği.....	36
Şekil 4. 6. Cu [446] [2,5] ve Al [421] [2,5] SEM ölçüm görseli .....	38
Şekil 4.7. Cu [502] [0,4] ve Al [502] [0,4] SEM ölçüm görseli .....	38
Şekil 4.8. Cu [407] [1]ve Al [407] [1] SEM ölçüm görseli .....	38
Şekil 4.9. Cu [446] [2,5] ve Al [421] [2,5] Pürüzlülük ölçüm görseli.....	39
Şekil 4.10. Cu [502] [0,4] ve Al [502] [0,4] pürüzlülük ölçüm görseli.....	39
Şekil 4.11. Cu [407] [1]ve Al [407] [1] pürüzlülük ölçüm görseli .....	39
Şekil 4.12. Deney düzeneği .....	40
Şekil 4.13. Mikrokanal Isı değiştirici test bölümünün teknik çizimi.....	40
Şekil 5.1. $G=412 \text{ kg/m}^2\text{s}$ için $x=3, 10$ ve $17 \text{ mm}$ 'de eksenel yönde Cu[502][0,4] duvar sıcaklıkları. ....	43
Şekil 5.2. Basınç düşüşünün zamanla değişimi .....	44
Şekil 5.3. Pürüzlülük etkisinde, $\Delta P$ 'in kütle debisi ile değişimi.....	45
Şekil 5.4. Malzeme etkisinde, $\Delta P$ 'in kütle debisi ile değişimi .....	46
Şekil 5.5. En-boy oranı etkisinde, $\Delta P$ 'in kütle debisi ile değişimi .....	46
Şekil 5.6. Hidrolik çap etkisinde, $\Delta P$ 'in kütle debisi ile değişimi .....	47
Şekil 5.7. Teori ve deneysel ısı alıcıların $f$ - Reynolds değişimi .....	48
Şekil 5.8. Pürüzlülüğün ısı alıcılarına etkisinin $f$ - Reynolds değişimi.....	48
Şekil 5.9. Malzemenin ısı alıcılarında etkisinin $f$ - Reynolds değişimi .....	49

<b>Şekil 5.10.</b> En/boy oranının ısı alıcılarında etkisinin $f$ - Reynolds değişimi.....	49
<b>Şekil 5.11.</b> Hidrolik çapın ısı alıcılarında etkisinin $f$ - Reynolds değişimi .....	50
<b>Şekil 5.12.</b> Pürüzlülük etkisinde, ısı taşınım katsayısının kütle akısı ile değişimi ....	51
<b>Şekil 5.13.</b> Malzeme etkisinde, ısı taşınım katsayısının kütle akısı ile değişimi .....	52
<b>Şekil 5.14.</b> En-boy oranı etkisinde, ısı taşınım katsayısının kütle akısı ile değişimi .	52
<b>Şekil 5.15.</b> Hidrolik çap etkisinde, ısı taşınım katsayısının kütle akısı ile değişimi ..	53
<b>Şekil 5.16.</b> Deneysel Nu'nun mevcut korelasyonlardan elde edilen verilerle karşılaştırılması .....	54

# YÜZEY PÜRÜZLÜLÜĞÜNÜ ETKİLEYEN PARAMETRELERİN OPTİMİZASYONU VE PÜRÜZLÜ MİKROKANAL AKIŞININ DENEYSEL İNCELENMESİ

## ÖZET

Yapılan çalışmada pürüzlü mikrokanallı ısı alıcıları üretilerek, üretim parametrelerinin pürüzlülüğe etkisi incelenmiştir. İşleme tekrarı, pürüzlülük, hidrolik çap ve en-boy oranındaki değişimlerin mikrokanallı ısı alıcıları üzerinde, kanat yapısı, akış karakteristiği ve ısı transferi gibi konulara etkilerin optimizasyonunu sağlamaktadır. Deneysel bulguları geleneksel bağıntılarla karşılaştırılmış olup benzer problem ile karşılaşacak araştırmacılara ışık tutacak bir altyapı oluşturmakta ve konuyla ilgili çalışacak sanayi kollarına bir referans teşkil edebilmektedir. Mikrokanallı bir ısı alıcıda sistem performansına etki eden pürüzlülük parametresini optimize etmektir.

Mikrokanal ısı alıcıları, Sakarya Üniversitesi Geliştirme ve Uygulama Merkezi (SARGEM) Mikrokanal Isı Transferi Laboratuvarı'nda üretilmiş ve test edilmiştir. Testlerde kullanılan ısı alıcıları alüminyum ve bakır malzemelerden yapılmıştır. Her bir ısı alıcısında 15 adet paralel kanal bulunmakta olup, kanallar tel erezyon yöntemi ile imal edilmiştir. İşleme ve ilerleme hızları sabit tutularak işleme tekrarı değiştirilerek farklı pürüzlülük özelliklerine sahip kanallar üretilmiştir. Isı alıcıların kanal boyutları taramalı elektron mikroskobu (SEM, Jeol JSM 6060 LV) ile belirlendi. En az 3 farklı kanalda kanal genişliği ve uzunluğu ölçülerek ortalama değerler ve hidrolik çap hesaplanmıştır. Kanal pürüzlülük ölçümleri KLA Tencor P6 standart profilometre cihazı ile yapılmıştır. Pürüzlülük değerleri ( $R_a$ ) incelendiğinde en yüksek pürüzlülük değeri  $7,35 \mu\text{m}$ , en düşük pürüzlülük değeri  $0,5 \mu\text{m}$  olarak ölçülmüş ve genel olarak verilerin  $3 \mu\text{m}$ 'nin altında olduğu görülmüştür. Bütün deneylerin ortalama pürüzlülük değeri ise  $3,71 \mu\text{m}$  olmuştur. Her biri ( $20 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$ ) dış ölçülere sahip, kanalların farklı en-boy oranlarına ve pürüzlülük değerlerine sahip toplam 18 farklı soğutucu numunesi hazırlanmıştır. Hesaplamalarda kullanılan hidrolik çaplar SEM görüntülerinden elde edilmiştir.

Bu çalışmada Taguchi deney tasarımı yöntemi kullanıldı. Al ve Cu malzemenin hidrolik çapları  $400 \mu\text{m}$  ile  $500 \mu\text{m}$  arasında değişen 18 adet ısı alıcısı üretilmiştir. Bu ısı alıcıların dikdörtgen kesitli paralel mikrokanallardan sahiptir. Bu mikro kanalların ortalama pürüzlülük değerleri ( $R_a$ )  $0,5$  ila  $7,5$  mikrometre, en boy oranları da  $0,4$  ila  $2,5$  arasında değişmektedir.

Mikrokanallı bir ısı alıcıda sistem performansına etki eden pürüzlülük parametresini Taguchi yöntemi ile optimize edildi. Optimizasyonda malzeme cinsi, tasarım ve işleme faktörü için optimum, sinyal-gürültü oranları kullanılmıştır. Benzer hidrolik çapa sahip mikro kanallı çalışmalarda için pürüzlülük değerinin bulunmasında referans olacak formülasyon elde edildi.

Elde edilen geleneksel teorik hesaplar ile deney sonuçlarında basınç ve sıcaklık değerlerinin tutarlı olduğu, sürtünme faktöründe farklar olduğu görülmüştür.

Çalışmada deney tasarımının gereği olarak 18 deney yapılmış ve toplam olarak 18

gözlem alınmıştır. Yüzey pürüzlülük ölçümü Ra değeri cinsinden her numune için 3 kez tekrarlanmış olup ortalaması alınmıştır. Toplanan veriler Minitab programının Taguchi analiz kısmında “en küçük en iyi” kriterine göre çözümlenerek gerekli veri ve grafikler elde edilmiştir.

Taguchi deney tasarım metodu uygulamasında siyah görüntü oranları için malzeme cinsi olarak Bakır , Tasarım da A tipi İşleme tekrarı 3 kesim olan en ideal parametre çıkmaktadır. Anova metodunda en fazla etki eden parametre sırasıyla %49,20 ile Tasarım %27,4 ile İşleme tekrarı %12,87 ile malzeme cinsi parametreleridir. Anova modelimizin güvenilirliği %89,62 çıkmıştır. Literatürde genel kabul olarak görülen uygunluk değeri %85 üzeri için kabul görmüştür. Bu çalışma için model uygulanabilir soncuna ulaşabiliriz. Polinom regresyon analizinde 2 farklı malzemeden biri ile farklı tasarımdaki ürünler ile deney yaparsanız farklı işleme tekrarları ile verilen formül ile deney yapmadan pürüzlülük değerlerine Regresyon denkleminde ulaşılabildiği gösterildi. Yüzey Pürüzlülüğü (  $\mu\text{m}$  ) = - 0,1154 + 1,070 Tahmini Yüzey Pürüzlülüğü (  $\mu\text{m}$  ) - 0,00876 Tahmini Yüzey Pürüzlülüğü (  $\mu\text{m}$  )<sup>2</sup>

Deney düzeneğinin ana unsurları su deposu, pompa, filtre, chiller deney bölümü, ısı eşanjörü, su banyosu, vanalar, güç kaynağı, ölçme ve veri toplama elemanıdır. Akışın görüntüsünü elde etmek için üstte bir cam plaka kullanılır ve sızdırmazlığı sağlamak için saplama somun setleri ile paslanmaz çelik plakaya sabitlenir. Akış deneylerinde çalışma sıvısı olarak deiyonize su kullanılmıştır. Isı alıcıları sabit ısı akışı koşullarında test edilmişlerdir. Tek fazlı deneylerde, akışkanın giriş sıcaklığı sabit sıcaklık banyosu ile 20°C'ye ayarlanmıştır. Giriş ve çıkış akışkan sıcaklıkları ve duvar sıcaklıkları K tipi termokupllar ile ölçülmüştür. Basınç düşümü, girişe yerleştirilen 0-1 bar aralığındaki yüksek hassasiyetli Keller basınç transmitteri ile ölçülmüştür. Toplam ısıtma gücünün 123 W'a ulaşabildiği kartuş ısıtıcılar kullanıldı ve ısıtma gücü bir güç kaynağı ve dijital watt metre ile tam giriş gücü ile düzenli olarak kontrol edildi. Isı kayıpları literatürde kullanılan bir yöntemle belirlenmiştir . Isı kayıplarını belirlemek için güç kaynağı sabit bir termal güç değerine ayarlandı ve sıcaklıklar ölçüldü. Sıcaklıklar farklı termal güç ayarlarında tekrar ölçüldü. Isı kaybı kalibrasyon eğrisi, ölçülen sıcaklıklar vasıtasıyla elde edildi. Akış deneylerinde testler aynı koşullar altında en az üç kez tekrarlanmış ve veri toplayıcı aracılığıyla anlık olarak bilgisayara kaydedilmiştir.

Tek fazlı akış koşullarında gerçekleşen deneyler 155 <Re<465 aralığında olup 407 ile 598  $\mu\text{m}$  hidrolik çapları arasındaki ısı mikro kanallı ısı alıcılarının akış karakteristiği ve ısı geçişine etkileri incelenmiştir. Bakır ve alüminyumdan yapılmış altı farklı ısı alıcıların deneysel verileri sunulmuştur. Kanalların hidrolik çapları ve en-boy oranları birbirinden farklıdır. Soğutucu akışkan olarak deiyonize su kullanılmıştır. Malzeme ve en-boy oranının akış ve ısı transferi üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Tek fazlı akış ve ısı transferi deneyleri, basınç düşüşünün kütle akışı ile kademeli olarak arttığını gösterdi. Isı transfer katsayılarının da artış eğiliminde olduğu bulunmuştur. Tek fazlı laminer akışın deneysel Nu verileri, Sieder ve Tate denkleminde elde edilen verilerle neredeyse örtüşmektedir.

Kütle akışı arttıkça basınç düşüşlerinin görüldüğü ve alüminyum ısı alıcısının basınç düşüşü değerlerinin bakırdan daha yüksek olduğu da açıktır. Alüminyum yumuşak bir malzeme olduğu için aynı üretim prosesi ile üretilse bile kanalın yüzey özellikleri bakır ile aynı değildir. Burada, kanalın iç yüzeyinde oluşan girinti ve çıkıntıların basınç düşümü için artırıcı bir etkiye eğilim gösterdiği sonucuna varılmıştır.



Sürtünme faktörünün 0,08 ile 0,8 arasında değiştigi çalışmada Re sayısı artışı ile sürtünme faktörünün düştüğünü akışa etkiyen parametrelerin sırası ile hidrolik çap, malzeme, en-boy oranı ve pürüzlülük olduğu tespit edildi. Geleneksel bağıntılı ile deneysel sürtünme faktörü karşılaştırılarak  $\pm\%10$  yaklaşımın içerisinde kalıp kabul edilebilir seviyede olduğu sonucuna varıldı.

Deneysel çalışmamızda ısı taşınım katsayıları 2000 ile 2800 W/m<sup>2</sup>K arasında gerçekleşmiştir. Kütle akısının artması ile ısı taşınım katsayısının düştüğünü Al ısı alıcısının Cu'a göre daha yüksek ısı taşınım katsayılarına sahip olduğu sonucuna varıldı. Isı alıcının ısı taşınım katsayısını belirleyen etkinlik sırasına göre; malzeme cinsi hidrolik çap, en/boy oranı ve pürüzlülüktür. Geleneksel teoriyede uyumlu olduğu, ısı transferinde hidrolik çapın artarak kanal içi hızın düşmesi ile suya aktarılacak enerjinin arttığı, en-boy oranının artması ile ısı yüzey alanının genişlemesi ile suya aktarılan enerjinin artacağı, kanal yüzey pürüzlüğün artarak akışkan ile temas eden yüzey alanın arttığı deneysel çalışmamızda da kanıtlanmıştır.

Bu çalışmada nicel ve nitel araştırma yöntemleri beraber kullanılmıştır. Çalışma kapsamında yürütülen deneyler sonucunda, yüzey pürüzlülüğünün ısı transferi performansına etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Çalışma kapsamında, farklı pürüzlülük tipleri, pürüzlülük boyutları ve pürüzlülük geometrileri kullanılarak deneyler yapılmıştır. Deneyler sonucunda pürüzlülük, ısı transferi katsayısını arttıracığı görülmüştür. Pürüzlülüğün ısı transferi kat sayısına etkisi, akışkanın türüne ve debisine bağı olduğu ve düşük debilerde, pürüzlülüğün etkisinin daha belirgin olduğu belirlenmiştir. Son olarak ısı transfer kat sayısı pürüzlülüğün tipine, boyutuna ve geometrisine de bağı olduğu belirlenmiştir. Çalışmanın sonuçları, pürüzlü mikrokanalların ısı transferi performansını iyileştirmek için kullanılabileceğini ortaya koymuştur. Yüzey pürüzlülüğün etkisini daha iyi anlayabilmek için kapsamlı çalışmalar yapılması gerekmektedir.



# **OPTIMIZATION OF PARAMETERS AFFECTING SURFACE ROUGHNESS AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF ROUGH MICROCHANNEL FLOW**

## **SUMMARY**

In the study, rough microchannel heat sinks were produced and the effect of production parameters on roughness was investigated. It provides optimization of the effects of changes in processing repetition, roughness, hydraulic diameter and aspect ratio on microchannel heat sinks on issues such as wing structure, flow characteristics and heat transfer. The experimental findings have been compared with traditional correlations and create an infrastructure that will shed light on researchers who will encounter similar problems and may serve as a reference to the branches of industry that will work on the subject. To optimize the roughness parameter affecting the system performance in a microchannel heat sink.

Microchannel heat sinks were produced and tested at Sakarya University Development and Application Center (SARGEM) Microchannel Heat Transfer Laboratory. The heat sinks used in the tests were made of aluminum and copper materials. There are 15 parallel channels in each heat sink, and the channels are manufactured by the wire erosion method. Channels with different roughness properties were produced by keeping the processing and feed speeds constant and changing the processing repetition. The channel dimensions of the heat sinks were determined by scanning electron microscopy (SEM, Jeol JSM 6060 LV). Average values and hydraulic diameter were calculated by measuring the channel width and length in at least 3 different channels. Channel roughness measurements were made with a KLA Tencor P6 standard profilometer device. When the roughness values ( $R_a$ ) were examined, the highest roughness value was measured as  $7.35\ \mu\text{m}$ , the lowest roughness value was measured as  $0.5\ \mu\text{m}$ , and it was generally seen that the data was below  $3\ \mu\text{m}$ . The average roughness value of all experiments was  $3.71\ \mu\text{m}$ . A total of 18 different cooler samples were prepared, each with external dimensions ( $20\ \text{mm} \times 20\ \text{mm}$ ), different aspect ratios and roughness values of the channels. Hydraulic diameters used in calculations were obtained from SEM images.

Taguchi experimental design method was used in this study. 18 heat sinks with hydraulic diameters ranging from  $400$  to  $500\ \mu\text{m}$  were produced from Al and Cu materials. These thermocouples have parallel microchannels with rectangular cross-sections. The average roughness values ( $R_a$ ) of these micro channels vary between  $0.5$  and  $7.5$  micrometers, and their aspect ratios vary between  $0.4$  and  $2.5$ .

The roughness parameter affecting the system performance in a microchannel heat sink was optimized with the Taguchi method. In optimization, optimum signal-to-noise ratios for material type, design and processing factor were used. A formulation that will be a reference in finding the roughness value for microchannel studies with similar hydraulic diameters was obtained.

It was observed that the pressure and temperature values were consistent with the traditional theoretical calculations and the experimental results, but there were differences in the friction factor.

In the study, 18 experiments were conducted as required by the experimental design and a total of 18 observation was taken. Surface roughness measurement in terms of Ra value was repeated 3 times for each sample and the average was taken. The collected data were analyzed according to the "smallest is best" criterion in the Taguchi analysis section of the Minitab program and the necessary data and graphics were obtained.

In the application of Taguchi experimental design method, the most ideal parameter for black image ratios is Copper as the material type and 3 cuts in the A type Processing repetition in the Design. The most influential parameter in the Anova method is Design with %49.20, %27.4 and Processing repetition with 12.87%, respectively, material type parameters. The reliability of our Anova model was %89.62. The fitness value, which is generally accepted in the literature, is above %85. For this study, we can reach the conclusion that the model can be applied. In polynomial regression analysis, it has been shown that if you experiment with products of different designs with one of 2 different materials, the roughness values and regression equation can be reached without experimenting with the given formula with different processing repetitions. Surface Roughness ( $\mu\text{m}$ ) = - 0.1154 + 1.070 Estimated Surface Roughness ( $\mu\text{m}$ ) - 0.00876 Estimated Surface Roughness ( $\mu\text{m}$ )<sup>2</sup>

The main elements of the experimental setup are water tank, pump, filter, chiller experimental section, heat exchanger, water bath, valves, power supply, measurement and data collection element. A glass plate is used on top to obtain an image of the flow and is fixed to the stainless steel plate with stud nut sets to ensure tightness. Deionized water was used as the working fluid in flow experiments. The heat sinks were tested under constant heat flux conditions. In single-phase experiments, the inlet temperature of the fluid was set at 20°C with a constant temperature bath. Inlet and outlet fluid temperatures and wall temperatures were measured with K type thermocouples. Pressure drop was measured with a high-precision Keller pressure transmitter in the range of 0-1 bar placed at the inlet. Cartridge heaters were used, where the total heating power could reach 123 W, and the heating power was regularly checked with a power supply and digital watt meter at full input power. Heat losses were determined by a method used in the literature. To determine heat losses, the power supply was set to a constant thermal power value and temperatures were measured. Temperatures were measured again at different thermal power settings. The heat loss calibration curve was obtained through measured temperatures. In flow experiments, the tests were repeated at least three times under the same conditions and were instantly recorded to the computer via the data collector.

The experiments carried out under single-phase flow conditions were in the range of  $155 < \text{Re} < 465$  and the flow characteristics and heat transfer effects of micro-channel heat sinks with hydraulic diameters between 407 and 598  $\mu\text{m}$  were examined. Experimental data of six different heat sinks made of copper and aluminum are presented. The hydraulic diameters and aspect ratios of the channels are different from each other. Deionized water was used as the refrigerant. The effect of material and aspect ratio on flow and heat transfer is demonstrated. Single-phase flow and heat transfer experiments showed that the pressure drop gradually increased with mass flux. It has been found that heat transfer coefficients also tend to increase. The experimental

Nu data of single-phase laminar flow almost coincide with the data obtained from the Sieder and Tate equation.

It is also clear that pressure drops are observed as the mass flux increases, and the pressure drop values of the aluminum heat sink are higher than those of copper. Since aluminum is a soft material, the surface properties of the channel are not the same as copper, even if it is produced with the same production process. Here, it is concluded that the indentations and protrusions formed on the inner surface of the channel tend to have an increasing effect on the pressure drop.

In the study where the friction factor varied between 0.08 and 0.8, it was determined that the friction factor decreased as the Re number increased, and the parameters affecting the flow were hydraulic diameter, material, aspect ratio and roughness, respectively. By comparing the traditional relative and experimental friction factor, it was concluded that it remained within  $\pm 10\%$  and was at an acceptable level.

In our experimental study, heat transfer coefficients were between 2000 and 2800 W/m<sup>2</sup>K. It was concluded that the heat transfer coefficient decreased with the increase in mass flux and that the Al heat sink had higher heat transfer coefficients than Cu. According to the order of effectiveness that determines the heat transfer coefficient of the heat sink; material type, hydraulic diameter, aspect ratio and roughness. In our experimental study, it is also compatible with traditional theory, the energy transferred to water increases as the hydraulic diameter increases in heat transfer and the velocity inside the channel decreases, the energy transferred to water increases as the heat surface area increases with the increase in aspect ratio, and the surface area in contact with the fluid increases by increasing the channel surface roughness. has been proven.

In this study, quantitative and qualitative research methods were used together. As a result of the experiments carried out within the scope of the study, the effect of surface roughness on heat transfer performance was examined experimentally. Within the scope of the study, experiments were carried out using different roughness types, roughness sizes and roughness geometries. As a result of the experiments, it was seen that roughness would increase the heat transfer coefficient. It has been determined that the effect of roughness on the heat transfer coefficient depends on the type and flow rate of the fluid, and the effect of roughness is more pronounced at low flow rates. Finally, it was determined that the heat transfer coefficient also depends on the type, size and geometry of the roughness. The results of the study revealed that rough microchannels can be used to improve heat transfer performance. Comprehensive studies are required to better understand the effect of surface roughness.



# 1. GİRİŞ

## 1.1. Tezin Kapsamı

Son senelerde teknolojinin ilerlemesine paralel olarak mikro boyutta ki cihazlar ile ilgili çalışmalar artmıştır. Bu cihazların uygulama alanlarından biri de mikrokanallı ısı değiştiricileridir. Genel olarak, elektronik, bilgisayar, haberleşme, uzay ve havacılık çalışmaları, endüstri ve biyoteknoloji alanlarında kullanılmaktadır. Ülkemizde bu konuya eğilimde artış olsada tüketici piyasasında mikro ısı değiştiricileri henüz popüler olamamıştır. Tipik bir ısı değiştiricisinin mikrokanalları birkaç 100 µm genişlik ve yükseklikten oluşur. Düşük hidrolik çapları neticesinde mikrokanallar yüksek ısı transfer katsayıları sağlarken küçük boyutu, hafif oluşu ve akışkan miktarının az olması, taşınabilir olmaları gibi büyük avantajlar da sağlamaktadır. Mikro kanal sistemleri, bir dizi uygulama alanında benzersiz avantajlar sunan yenilikçi bir teknolojidir. Biyomedikal alandan enerji depolama sistemlerine, elektronik ve mikroelektronik uygulamalara kadar geniş bir yelpazede kullanılmaktadır. Bu sistemler, daha etkili, verimli ve çevre dostu teknolojilerin geliştirilmesinde önemli rol oynamakta bu da günümüzün karmaşık mühendislik sorunlarına çözüm sağlar. Bu tezin kapsamında; a) pürüzlü kanallı ısı alıcısı üretimine etki eden parametreleri ortaya çıkarmak için Taguchi deney tasarımı yöntemi kullanılmıştır ve b) mikrokanallı ısı alıcıları sabit ısı akısı koşullarında deneysel olarak incelenmiştir. Taguchi deney tasarımı yönteminde ; malzeme, işleme tekrarı ve tasarım parametrelerinin pürüzlülük değerine etkisi incelenmiştir. 18 adet mikrokanallı ısı alıcısında geçen akışkanın kütle ve ısı geçişi özellikleri incelenmiştir.

Mikro kanallarda kütle ve ısı geçisine etki eden parametrelerin optimizasyonunda araştırma konusu olmuştur. İmalat şekilleri, kesme ve ilerleme hızları, hidrolik çap, en-boy oranı, akışkan sıcaklığı ve debisi gibi değişkenler ile ilgili çalışmalar yapılmıştır.

## 1.2. Tezin Amacı

Ülkemizde mikro boyuttaki sistemler için yatırım yapabilecek büyük sanayi kuruluşlarına sahiptir ve geline nokta itibariyle de bu konudaki ihtiyaçlar kendisini hissettirmektedir. Bu amaç doğrultusunda 1980 yıllarında başlayan mikrokanallarda ısı transferi ve akışın deneysel ve sayısal bir çok çalışma gerçekleştirilmiştir. Mikro teknolojilerin geliştirilmesiyle ithalat ihtiyacını azaltarak teknolojik malzeme ihracatı yapılarak ekonomi içinde büyük destek sağlanacaktır. Tek fazlı laminer akış konusunda çalışmaların yetersizliği literatürde dikkat çekmektedir. Isı transferi çalışmalarındaki bulgular geleneksel teori ile elde edilen sonuçlar ile karşılaştırıldığında örtüşmemektedir.

Bu çalışmada mikrokanal içi pürüzlülüğüne etki eden üretim parametrelerinin etkisini ortaya çıkarmak ve Taguchi yöntemi ile pürüzlülük değerlerini tahmin edecek regresyon formülünü ortaya koymaktır. İmal edilen mikro ısı alıcılarında pürüzlülüğün akışa ve ısı transferine etkisini deneysel ve sayısal çalışma ile karşılaştırmalı olarak incelemektir.

Çalışmanın işleme tekrarı, pürüzlülük, hidrolik çap ve en-boy oranındaki değişimlerin mikro kanallı ısı değiştiricileri üzerinde, kanat yapısı, akış karakteristiği ve ısı transferi gibi konulara etkilerin optimizasyonunu sağlamaktır. Deney bulguları geleneksel bağıntılarla karşılaştırılarak benzer problem ile karşılaşacak araştırmacılara ışık tutacak bir altyapı oluşturmak ve konuyla ilgili çalışacak sanayi kollarına bir referans teşkil edebilmektir.

Sunulan çalışma ile mikro ısı değiştiricileri konusunda bir veri tabanı oluşturulabilecek deneysel ve teorik birikim ile endüstrinin karşılaşılabileceği sorunların çözümüne ışık tutulabilecektir.



## 2. LİTERATÜR TARAMASI

Mikrokanallı ısı değiştiriciler, li-ion pillerden güneş enerjisine kadar yüksek ısı akılarına sahip elektronik sistemlerin termal kontrolünde uygulamalara sahiptir. Literatürde mikrokanallar ile yapılan öncü çalışmalar tek fazlı gaz ve sıvı debili soğutma uygulamaları olup hidrolik çapları 1µm ile 200 µm arasında olan 1980’li yıllardan bugüne gelen tek fazlı akış ve ısı geçişinin araştırıldığı teorik ve deneysel çalışmalar bu bölümde incelenmiştir.

Pfahler vd. (1990), hidrolik kesit alanının 7200 ile 80 µm<sup>2</sup> olan dikdörtgen kesitli silikon kanallar için Re sayısının 50 ile 300 aralık değerlerinde deneyler yapmış ve deneysel bulgular ile Navier-Stokes denklemi ile elde edilen bulgular arasında önemli bir fark olduğunu göstermişlerdir.

Choi vd. (1991), hidrolik çapları 3 µm ile 81 µm olan mikrotüpler ile sürtünme faktörü (*f*) ve akış sınır pürüzlülüğü üzerine azot akışkanını kullanarak deneysel çalışmalar yapmışlardır. Deneysel sonuçlar literatürde ki geleneksel teoriden ayrıldığını göstermiştir. Laminer akış rejimi için sürtünme faktörünün 64/Re yerine, 53/Re olduğu göstermişlerdir.

Flockhart ve Dhariwal (1998), hidrolik çapları 50 ile 120 µm arasında değişken dörtgen kesitli mikrokanallarda tek fazlı deiyonize su akışını incelemişlerdir. Kanallar içerisinde akışa etki eden pürüzlülük değerinin verilmediği çalışmada, Re<600 olduğu laminer akış bölgesinde sürtünme faktörü değerinin literatürde kabul edilen bağıntı ile uyumlu olduğu gösterilmiştir.

Mala vd. (1999), pürüzlülük değeri ortalama ±1,75 µm olan hidrolik çapları 50 ila 254 µm arasında değişmekte olan ergimiş silisten ve paslanmaz elik ile yapılmış mikroborularda su kullanılarak akış rejimi üzerine çalışmalar yapmışlardır. Hagen-Poiseulli akış teorisine göre yapılan deneysel çalışmalarda hacimsel debinin sabit tutulduğunda yüksek basınç düşümüne ihtiyaç olunduğunu gözlemlemişlerdir. Re<500 için yapılan deneysel sonuç verilerin geleneksel teori ile uyum gösterdiği ve Reynolds’un artış göstermesinin sürtünme faktörü değerlerinin daha hızlı oranda arttığını göstermişlerdir.

Harms vd. (1999), 68 adet dikdörtgen kesitli mikrokanallar 1 mm derinliğinde 0,251 mm genişliğinde ve uzunlukları 25 mm'dir. Akış karakteristiği  $173 < Re < 12900$  aralığında deneysel çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Laminer akış bölgesinde ısı direncin derin kanallar için daha düşük olduğunu ve basınç düşüşünden bağımsız olduğunu rapor etmişlerdir.

Gao vd. (2002), iki boyutlu en-boy oranı  $25 < W/H < 250$  aralığındaki mikrokanallarda akışkan su kullanarak deneysel çalışmalar yapmışlardır. Kanal yüksekliğini 0,1 mm ile 1 mm arasında değiştirerek akış ve ısı geçişine etkisini incelemişlerdir. Nusselt sayılarının ise geleneksel teoriye göre düşük, sürtünme faktörü değerlerinin geleneksel bağıntı ile uyumlu, olduğunu rapor etmişlerdir.

Celeta vd. (2005), hidrolik çapları 31  $\mu\text{m}$  ile 300  $\mu\text{m}$  arasındaki teflon ve pürüzsüz cam/ergimiş silika mikroborular ile su akışını incelemişlerdir. Hidrolik çapı 100  $\mu\text{m}$ 'nin altında olan kanallardaki kayma akışı belirtilerine rastlanmadığını ve pürüzsüz kanallarda sürtünme faktörünün, teorik sürtünme faktörü değerleriyle  $\pm\%10$  fark olduğunu göstermişlerdir. Bağlı pürüzlülüğünde sürtünme faktörüne olan etkisini göstermişlerdir.

Shen vd. (2006), genişliği 300  $\mu\text{m}$ , derinliği 800  $\mu\text{m}$  olan 26 kanaldan oluşan kompakt ısı değiştiricilerinde tek fazlı zorlanmış akış ve ısı geçişini incelemek üzere deneysel çalışmalar yapmışlardır. Akışkan su kullanılarak 162 ila 1257 Reynolds aralığında gerçekleşen deneylerde ısı değiştiricilerinin bağlı pürüzlülük oranı  $\%4-6$  olarak belirlenmiştir. Yüzey pürüzlülüğünden dolayı oluşan sonuçlarda geleneksel teoriden çok daha farklı sonuçlar elde edilmiştir.

Li vd. (2007), hidrolik çapları 50-100  $\mu\text{m}$  ve 373-1570  $\mu\text{m}$  olan paslanmaz çelik ve ergimiş silika borularla akışkan su kullanılarak  $Re=20-2400$  aralığında çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Paslanmaz çelik mikroborularda bağlı pürüzlülükleri  $\%2.4$ ,  $\%1.4$ ,  $\%0.95$ 'dir. Ergimiş silika borulardaki bulgular sürtünme faktörü değerlerin geleneksel bağıntılar ile uyumlu, pürüzlü borulardaki bulguların geleneksel teoriye göre büyük olduğu gösterilmiştir. Deneylerde bağlı pürüzlülük  $\%1,5$  arttığında sürtünme faktörünün  $\%10$  civarında arttığını göstermiştir.

Li vd. (2007), mikroborulardaki laminer akış bölgesi için deneysel çalışmalarda hidrolik çapları 50 ila 1570  $\mu\text{m}$  arasında değişen pürüzlü paslanmaz çelik borular ile pürüzsüz Ergimiş silika (FS) borular kullanılmıştır. Deiyonize su ile Reynolds

sayısının 20 ile 2400 olduğu aralıkta yapılan 43 deney bulgularında duvar kalınlığının fazla olduğu düşük Reynolds sayılarında deneysel olarak hesaplanan yerel Nusselt sayılarının teoriyle uyumlu olmadığı görülmüştür. Mikroboru duvarındaki aksel ısı iletimin duvar kalınlığının artması ile arttığı ve Reynolds sayısının artmasıyla azaldığı rapor edilmiştir.

Szewczyk (2008), hidrolik çapları 0,281 ile 1269 mm aralığında ki cam mikroborular ile  $Re=200-3000$  değerleri aralığında su akışının sürtünme karakteristiğini deneysel olarak incelemiştir. Bulduğu sonuçlara dayanarak laminer akışın Hagen-Poiseuille yasasına uygun olduğunu geçiş bölgesi için daha fazla veri gerektiğini rapor etmiştir.

Valdés vd. (2008),  $\Delta P_t = K \cdot Q$  çalışmada sunulan hesaplama yönteminde  $\Delta P_t$  kanal giriş çıkış arasındaki fark basıncı,  $Q$  hacimsel akış hızını ve  $K$  akış direnç katsayısını belirtmektedir. Yöntemin bir uzunluk düzeltme faktörünün eklenebilmesi ve mikrokanallardan sıvı akışının hesaplanmasında çok yüksek pürüzlülüğün etkilerini incelemek için bir yöntem sunulmuştur. Geliştirilen yöntemin CFD sonuçları ile korelasyonu çok iyi olup, %15'e kadar bağıl pürüzlülük değerlerine ve 120.000 tepe/mm<sup>2</sup>'ye kadar tepe yoğunluklarına sahip kanallar için geçerliliğini gösterdiği bildirildi.

Zhigang vd. (2009),  $10 < Re < 500$  aralığında yapılan deneylerde hidrolik çapı 19,6  $\mu m$  boyu 23,53 mm olan dairesel kesitli bir cam mikrokanaldan akışkan su kullanılarak, çalışma yapılmıştır. Akışkanın kanala giriş sıcaklığı 21,7 °C, çıkış sıcaklıkları 60, 70, 80, 90, 100 °C olarak tutulmuş ve sabit yüzey sıcaklığı koşulunda ısı geçişi incelenmiştir. Laminer zorlanmış akışta Nusselt sayısının Reynolds ile değişimi incelenmiş, Nu sayıları literatüdeki kabullere göre küçük bulunmuştur.

Karayiannis vd. (2012), iç çapı 1,1 mm olan dikey paslanmaz çelik borularda R134a akışkanının kaynamasını araştırmış ve yüzey mikroyapısındaki farklılık nedeniyle farklı ısı transfer sonuçları bildirmiştir. Borular dikişsiz soğuk çekilmiş ve kaynaklı borulardır. SEM görüntüleri, kaynaklı borunun yüzeyinin soğuk çekilmiş boruya kıyasla son derece pürüzsüz olduğunu göstermiştir. Kaynaklı boru, yerel ısı transfer katsayısının boru hizasında önemli ölçüde değiştiğini ve ısı akışında beklenen bir artış eğilimi olmadığını gösterdi. Buna karşılık, soğuk çekilmiş tüp, bu tüp boyunca küçük bir değişiklikle ısı akışı ile ısı transfer katsayısında bir artış gösterdi.

Hecht vd. (2013), yüzey pürüzlülüğünün etkisi işlenmiş mikrokanallarda, gaz/sıvı akışındaki sınır koşulunu karakterize eden bir parametre olan temas açısı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Frezelenmiş yüzeylerdeki temas açılarının cilalı yüzeylerinkiyle hemen hemen aynı olduğu görülmektedir. Temas açısını sıvı yüzey gerilimi, yüzey pürüzlülüğü ve damla hacmi ile ilişkilendiren doğrusal regresyona dayalı bir korelasyon geliştirilmiştir. Düşük yüzey gerilimlerine sahip organik sıvılar (etanol, metanol ve izopropanol) için model, bu sıvıların düşük temas açısına iyi ıslanabilirliğe sahip olduğunu belirlemek için hızlı bir şekilde kullanılabilirliğini ve bu durumda daha fazla temas açısı ölçümü gerekli olmadığını bildirdi.

Rovenskaya (2013), %0 ila %5 arasında değişen bağıl pürüzlülüğe sahip kaba bir mikrokanaldaki akış alanının sayısal analizi, katı duvarda Maxwell dağınık yansıtıcı sınır koşulu ile kinetik S-model denklemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bağıl yüzey pürüzlülüğü, sıkıştırılabilirlik ve gaz seyrekleşmesinin mikrokanaldaki gaz akışı üzerindeki etkisi incelenmiş ve sabit bir basınç oranı ve seyrekleşme seviyesinde, pürüzlülükteki artış, Poiseuille sayısında önemli olabilecek bir artış sağladığı gösterilmiştir. Bağıl pürüzlülük,  $Kn$ 'nin tüm değerleri için değeri %1.25'ten az olduğunda ihmal edilebilir. Sıkıştırılabilirlik, hem pürüzlü hem de pürüzsüz yüzeyler için Poiseuille sayısının değerini artıran baskın etki olduğunu bildirdi.

Sreehari ve Sharma (2018), Çalışmada, yüzey pürüzlülüğü, aşırı ve sarhoş kesim gibi istenmeyen tepki parametrelerini en aza indirerek hassas ve kaliteli silikon mikrokanal üretilmesi amaçlanmıştır. Ultrasonik mikro işleme çıktıları, orta viskozite gibi karmaşa ile ilgili faktörlerden önemli ölçüde etkilendiği bildirildi. Yüksek viskozite, aşındırıcılara kısıtlı hareket sunarak yüzey kalitesini bozma eğilimindeyken, düşük viskozite, aşındırıcıların daha serbestçe dolaşmasına izin vererek sarhoş kesim ve aşırı kesimde artışa neden olduğu bildirildi.

Al-Zaidi vd. (2020), bir soğutucu akışkan kullanarak bakır ve alüminyum malzemelerden yapılmış mikrokanallarda farklı kütle akış hızlarında ve ısı akışlarında deneysel çalışmalar gerçekleştirmiştir. Düşük ısı akısında ( $<60 \text{ kW/m}^2$ ) yüzey malzemesinin ısı iletim katsayısına etkisinin düşük olduğu, yüksek ısı akısında ise alüminyum yüzeyin bakır yüzeye göre ortalama %12 daha yüksek ısı transferi sağladığı bildirilmiştir. Bunun sebebi olarak; Alüminyum yüzeyde boşluklar olduğu ve yüzey işlem sürecinde oluşan pürüzler vurgulanmaktadır.

He vd. (2020), çalışmalarında gözenekli ve gözeneksiz yüzeylerin akış ve ısı transfer performansını deneysel olarak incelemiştir. Gözenekli yüzeylerin yüksek ısı transfer performansına gösterdiğini ve nispeten kararlı çalışma koşulu sunduğunu ve yüksek ısı akışı uygulaması için termal sorunu çözmeyi önerdiler.

Lu vd. (2020), Fourier serisi yöntemi ile kare kanal, dalgalı kanal ve çukurlu kanalın alt yüzlerinde pürüzlülük oluşturulur. Bağlı pürüzlülük %0 ile yaklaşık %2 arasında değişir. Pürüzlülüğün ısı transferi ve akış üzerindeki etkisi, Reynolds sayısı 500'de sayısal olarak incelenmiştir. Bağlı pürüzlülük yaklaşık %2 iken, basınç düşümü kare kanalda %3, dalgalı kanalda %5.3, %5.9, Nusselt sayısı sırasıyla %10, %6.5, %19.8 arttırmıştır. Üç çeşit mikrokanallı ısı emicinin  $PF$ 'si 1.2'den azken, bağlı pürüzlülük %2 civarındadır. Dalgalı kanal ısı alıcı ve çukurlu kanal ısı alıcıda, pürüzlülük her zaman genel performans için faydalıdır. Ancak kare kanalda  $PF$  ilk başta 1'den küçük ve pürüzlülük yeterince büyük olduğunda artmaya başladığı bildirildi.

Sterr vd. (2021), Kısmen pürüzlü bir sıvı-katı arayüzüne ve belirsiz bağlı pürüzlülüğe sahip bir mikrokanallı ısı alıcısındaki akış ve ısı transferi araştırıldı. Pürüzlü yüzey, otokorelasyon fonksiyonu önceden belirlenmiş bir şekle sahip olacak şekilde oluşturuldu ve maksimum bağlı pürüzlülük büyüklüğü, belirtilen belirsizliğe sahip bir Gauss rastgele değişkeni olarak ele alındı. Yerel ve spanwise ortalama Nusselt sayısının tahmini PDF'lerinin çarpıklığına ve basıklığına göre, belirsiz Gauss girdisi simülasyon boyunca doğrusal olmayan bir şekilde yayılır ve yerel ve spanwise Nusselt sayısının PDF'lerinin Gauss olduğu varsayılmaz. Buna karşılık, global değişkenlerin tahmini PDF'lerinin (pürüzlü alt yüzey üzerindeki ortalama Nusselt sayısı, pürüzlü kanal üzerindeki basınç düşüşü ve pürüzlü alt yüzeyin performans faktörü) iyi bir yaklaşım olarak Gauss olduğu ifade etmişlerdir.

Vontas vd. (2022), paslanmaz çelik, bakır, pirinç, alüminyum ve gümüş olmak üzere beş farklı ısı emici katı yüzey malzemesi üzerinde sayısal bir çalışma gerçekleştirmiştir. Gümüş, alüminyum ve bakır gibi yüksek ısı iletkenlik değerine sahip malzemeler, simülasyonların tek fazlı aşamasına kıyasla %35'ten fazla artışla zaman ortalama ısı transfer katsayısının en yüksek değerlerini sergilerken, artışın pirinç ve gümüş kanallar için daha düşük olduğu bildirildi (%<30 artış).

Rana vd. (2022), kompleks dalgalı pürüzlülüğün elektromanyetik hidrodinamik (EMHD) akışın, gözenekli bir mikrokanal boyunca termal özellikler üzerindeki etkisi

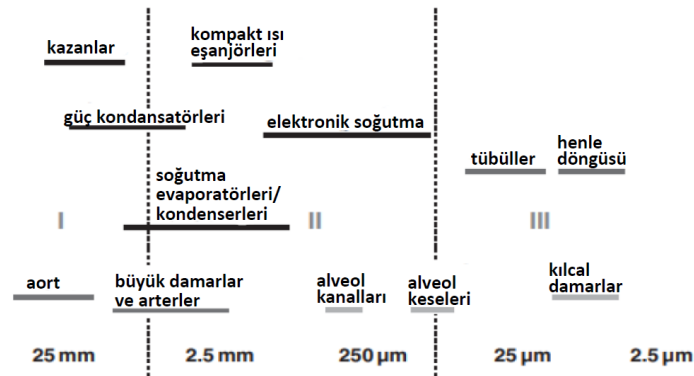
araştırılmıştır. Pürüzlülüğün ısı transfer hızı üzerindeki etkisi mikrokanaldaki akış ve ısı transferinde bozulmaya sebep olduğu gösterilmiştir. Uygulanan manyetik alanın artırılması ile, hız profillerinin arttığı ve enine bir elektrik alanının etkisi altında tamamen geliştiği bildirilmiştir. Gözenekli ortamın yüksek geçirgenliği, parabolik hız profillerini oluşturduğu, hacimsel akış hızının, pürüzlülüğün artırıcı doğası ile azaldığı gösterildi. Kompleks dalgali yüzeyin pürüzlülüğü, mikrokanalın hacimsel akış hızına direnç gösterdiği ve Nusselt sayısını arttırdığı bildirildi. Sıcaklık profillerinin  $Da < 1$  için her zaman için parabolik olduğu gösterildi.

Wang vd. (2022), zikzaklı mikrokanallarda duvar pürüzlülüğünün karıştırma performansı üzerindeki etkilerini araştırmak için sayısal çalışma yapılmıştır. %0,225 ila %1,623 arasında bağıl pürüzlülüğe sahip beş gerçek duvar profili üretildi. Yan duvar pürüzlülüğünün  $Re \geq 50$  olduğunda karıştırma performansı üzerinde ciddi etkileri olduğu, fakat  $0.1 < Re < 50$  olduğunda etkilerin ihmal edilebilir olduğu bulundu. Yan duvar pürüzlülüğü elemanları, yakın duvar akan bölgeleri bozmuş, bu da daha yüksek akış direncine sebep olarak karakteristik uzunluk kısalması etkisini ortaya çıkarmıştır. %0.225, %0.539 ve %0.822 duvar pürüzlülüğü ile akış direncinin artması akış hızının düşmesine neden olmuştur. Bu nedenle, kaotik adveksiyon zayıfladı ve karıştırma performansı düştü. Öte yandan, karakteristik uzunluk kısalmasının önemli etkileri nedeniyle, yanak pürüzlülüğü %1.208 ve %1.623 olan mikrokanallardaki merkezi akışkanlar daha yüksek akış hızı elde edebileceği bildirildi.

Guo vd. (2023), Bu çalışmada, rastgele yüzey pürüzlülüğü Fourier serisi yöntemi ile oluşturulmuştur ve pürüzlü yüzey ile mikrokanalda akış kaynatma işlemi VOF modeli ve Lee modeli ile sayısal olarak simüle edilmiştir. Yüzey pürüzlülüğü ile mikrokanalda kaynayan akış, pürüzsüz yüzeyli mikrokanaldakinden daha iyi termal-hidrolik performans sağlayabilir. Pürüzlü bir yüzeye sahip her türlü mikrokanalın  $PF$ 'si 1.0'dan büyüktür ve en iyi  $PF$   $\epsilon = 0.304$ 'te elde edilebilir. Yüzey pürüzlülüğü vadileri kabarcık çekirdeklenmesini teşvik edebilir, çünkü yerel konvektif ısı transferinin düşük akış hızıyla zayıfladığı vadede büyük ısı biriktirir.  $RSm$  artışı ile  $fRe$  monoton bir şekilde artar ve  $Nu$ 'nun büyüme hızı yavaşlar. En iyi  $PF$ ,  $181.5 \mu m$ 'de  $RSm$  ile elde edilebildiği ve giriş akış hızı artması sonucunda konvektif ısı transfer katsayısı ve basınç düşümünün arttığı, basınç düşümünün dalgalanmasının azaldığı bildirildi.

### 3. MİKROKANALLI ISI ALICILARINDA AKIŞ VE ISI GEÇİŞİ

Mikrokanal içindeki sıvı akışı, birçok doğal ve canlı sistemlerin merkezinde yer alır. Akciğerler, böbrekler, beyin, bağırsaklar, kan damarları vb. gibi biyolojik sistemlerde ve ayrıca ısı değiştiricileri, nükleer reaktörler, tuzdan arındırma üniteleri, hava ayırma üniteleri gibi birçok insan yapımı sistemde kanal duvarları boyunca ısı ve kütle transferi gerçekleştirilir. Genel olarak, taşıma işlemleri kanal duvarları boyunca gerçekleşirken, toplu akış kanalın kesit alanı boyunca gerçekleşir. Böylece kanal kesiti, akışkanı kanal duvarlarına ve kanal duvarlarından uzaklaştırmak için bir kanal görevi görür. Bir kanal iki amacı gerçekleştirmeye hizmet eder: (i) bir akışkanı kanal duvarlarıyla yakın temasa sokmak ve (ii) duvarlara taze sıvı getirmek ve taşıma işlemi tamamlanırken akışkanı duvarlardan uzaklaştırmak. Taşıma işleminin hızı, dairesel bir boru için  $D$  çapına göre değişen yüzey alanına bağlıdır, akış hızı ise  $D^2$  ile doğrusal olarak değişen kesit alanına bağlıdır. Bu nedenle, tüp yüzey alanı / hacim oranı  $1 / D$  olarak değişir. Açıkçası, çap küçüldükçe yüzey alanı / hacim oranı artar. Canlı vücudunda, en verimli ısı ve kütle transfer işlemlerinden ikisi, akciğer ve böbreğin içinde meydana gelir ve akış kanalları yaklaşık  $4 \mu\text{m}$ 'lik kılcal boyutlara yaklaşır. Şekil 3.1, birçok sistemlerde kullanılan kanal boyutlarının aralıklarını göstermektedir. İlginç bir şekilde, kütle taşıma işlemlerine sahip biyolojik sistemler çok daha küçük boyutlar kullanırken, sıvı taşımacılığı için daha büyük kanallar kullanılır. Mühendislik bakış açısından bakıldığında, 10-20 mm mertebesinde daha büyük çaplardan daha küçük çaplara sürekli bir kayma olmuştur.



Şekil 3.1. Farklı uygulamalarda kullanılan kanal çapları, Kandlikar ve Steinke (2003)

Kanal boyutu küçüldükçe, (toplu) sıvı, enerji ve kütle taşınımı için bazı geleneksel teorilerin doğrulama için tekrar gözden geçirilmesi gerekir. Mikro ölçekte "geleneksel" teorilerden ayrılmanın iki temel unsuru vardır. Örneğin, küçük çaplı kanallarda sıvı akışının modellenmesindeki farklılıklar aşağıdakilerin bir sonucu olarak görülebilir:

(a) Borulardaki sıvı akışı için giriş ve çıkış kaybı katsayıları vb. gibi daha büyük ölçeklerde yapılan deneylerden elde edilen ampirik faktörlerin uygulanabilirliğine ilişkin belirsizlik veya

(b) Geometrik boyutlar ve çalışma parametreleri dahil olmak üzere mikro ölçekte ölçümlerdeki belirsizlik.

### 3.1. Temel Denklemler

#### 3.1.1. Kütle Korunumu

Bilinen bir zaman aralığı içinde sistemin toplam kütlede ki değişim, sistemin sınırları içerisine giren kütle ile sistem dışına çıkan kütle farkına eşit olmalıdır. Buna göre kütle korunumu;

$$\frac{\partial m_{KH}}{\partial t} = \sum_{Giren} \dot{m} - \sum_{Çıkan} \dot{m} \quad (3.1)$$

şeklinde ifade edilir (Çengel,2006). Kontrol hacmi sınırları içerisinde ki kütle hızının zamana bağlı değişimi  $\frac{\partial m_{KH}}{\partial t} = \frac{d}{dt} \int_{KH} \rho dV$  ile ifade edilir. Tüm kontrol yüzeylerinde net kütleli debi kontrol yüzeylerince integrali alınıp bulabilir. Buna göre net kütleli debi;  $\sum_{Giren} \dot{m} - \sum_{Çıkan} \dot{m} = \int_{KY} \rho(\vec{V} \cdot \vec{n}) dA$  şeklinde yazılır. Kütle korunumu genel olarak;

$$\frac{d}{dt} \int_{KH} \rho dV + \int_{KY} \rho(\vec{V} \cdot \vec{n}) dA = 0 \quad (3.2)$$

şeklinde ifade edilir. 3 boyutlu kontrol hacmi için kartezyen kontrol sisteminde;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_x}{\partial x} + \frac{\partial \rho u_y}{\partial y} + \frac{\partial \rho u_z}{\partial z} + = \frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \vec{V} \quad (3.3)$$

ifade edilir. Burada  $D/Dt$  maddesel türevi, u ise hız vektörünü  $(u_x, u_y, u_z)$  ifade etmektedir. Zaman ile değişim göstermeyen , sıkıştırılmayan bir akış için süreklilik denklemi;



$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (3.4)$$

ifade eder. Silindirik 3 boyutlu ( $r$ ,  $\theta$  ve  $z$ ) süreklilik denklemi;

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(ru_r)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(u_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(ru_\theta)}{\partial x} = 0 \quad (3.5)$$

ifade edilir.

### 3.1.2. Momentum Korunumu

Bir cismin kontrol hacmi kütle hızı ile vektörel çarpımı momentum,  $m\vec{V}$  olarak ifade edilir. Newton'un ikinci yasasında bir cismin ivmesi, etki eden net kuvvet ile doğru kütle ile ters orantılı olup momentum değişim hızı cisme etkiyen net kuvvete eşittir.

$$\vec{F} = m\vec{a} = \frac{d(m\vec{V})}{dt} \quad (3.6)$$

Kontrol hacmine etki eden toplam yerçekimi kuvveti, elektrik ve manyetik alan kuvvetleri gibi kütle kuvvetlerinin kontrol hacminin yüzeyine etkiyen basınç, temas ve vizkos kuvvetleri gibi yüzey kuvvetlerinin toplamıdır.

$$\sum \vec{F} = \sum \vec{F}_{küttele} + \sum \vec{F}_{yüzey} \quad (3.7)$$

Yüzey ve hacim integrali yolu ile momentum denkleminin genel ifadesi;

$$\sum \vec{F} = \int_{KH} (\rho \vec{g}) dV + \int_{KY} \sigma_{ij} \vec{n} dA = \int_{KH} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) dV + \int_{KY} (\rho \vec{V} \vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (3.8)$$

ifade edilir. Burada  $\sigma_{ij}$ , yüzey gerilme tensörüdür. Akışkan durgun haldeyken,  $\sigma_{ij}$  hidrostatik basıncın sebep olduğu basınç gerilmelerine eşit olmaktadır. Akışkan hareketli iken basınç gerilmeleri ile birlikte viskoz gerilmelerde görülecektir. Genel olarak bir vektör denklemi içerisinde tüm bileşenler ile birlikte momentum korunumu denkeli olarak bilinen Navier-Stokes denklemi elde edilmiş oluruz. Sabit fiziksel özelliklere sahip Newton tipi sıkıştırılamayan akışlar için momentum korunum denklemi;

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\vec{\nabla}P + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (3.9)$$

### 3.1.3. Enerji Korunumu

Termodinamiğin I.Yasasına göre enerji yoktan var, vardan da yok edilemez sadece şekil değiştirebilir. Genel olarak sistem sınırları içerisinde kinetik enerji değişiminin

sistemde üretilen enerji ile sisteme giren ve çıkan enerji arasındaki farka eşit olacağını ifade eder. Kontrol hacminin sınırlarından giren çıkan ısı enerjisi, iş ve kütle ile değişebilmektedir. Genel olarak kontrol hacmi içerisinde enerji korunumu;

$$\frac{dE_{KH}}{dt} = \dot{E}_g - \dot{E}_ç + \dot{E}_{\text{üretim}} \quad (3.10)$$

ifade edilir. Kontrol hacminde birim zamandaki iç enerji değişimi (1) ; giren, çıkan akışkan akışı ile transfer edilen net enerji (2), iletile 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,

$$\left\{ \rho \frac{De}{Dt} \right\}_{(1)} + \left\{ e \left( \frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot u \right) \right\}_{(2)} = \{ -\nabla \cdot q'' \}_{(3)} + \{ q''' \}_{(4)} - \{ P \nabla \cdot \vec{V} - \mu \varphi \}_{(5)} \quad (3.11)$$

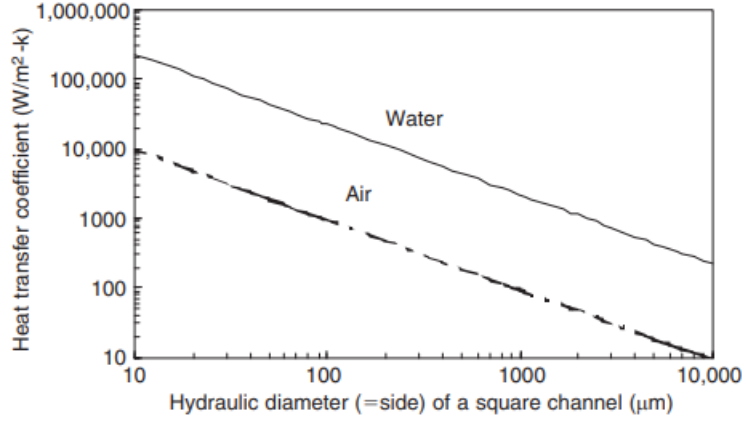
halini alır (Bejan, 1995). Denklem 3.11'de görüldüğü gibi (5) no'lu iş terimi, yüzey gerilme tensörü  $\sigma_{ij}$  yardımı ile elde edilir. Burada  $\varphi$ , vizkoz ısınmayı temsil eden fonksiyonudur. Entalpi'nin tanımı  $h = e + \left( \frac{1}{\rho} \right) P$  ve Fourier ısı iletimi kanunu  $q'' = -k \nabla T$ , yardımı ile denklem 3.12 sıkıştırılmaz akış akış için düzenlenir ise;

$$\rho c \frac{DT}{Dt} = \nabla \cdot (k \nabla T) + q''' + \mu \varphi \quad (3.12)$$

halini alır.

### 3.2. Isı Transferi ve Basınç Düşümü

Hidrolik çapın ısı transferi ve basınç düşüşü üzerindeki etkisi, sabit ısı akışı ve tam gelişmiş laminer akış koşulları altında kare bir kanalda akan su ve hava için Şekil 3.2 ve 3.3'te gösterilmektedir.



**Şekil 3.2.** Tam gelişmiş laminer hava ve su akışı için ısı transfer katsayısının kanal boyutu ile değişimi, Kandlikar (2005).

Isı transfer katsayısı  $h$ , tam gelişmiş laminer bölgedeki Reynolds sayısından etkilenmez.

$$h = Nu \frac{k}{D_h} \quad (3.13)$$

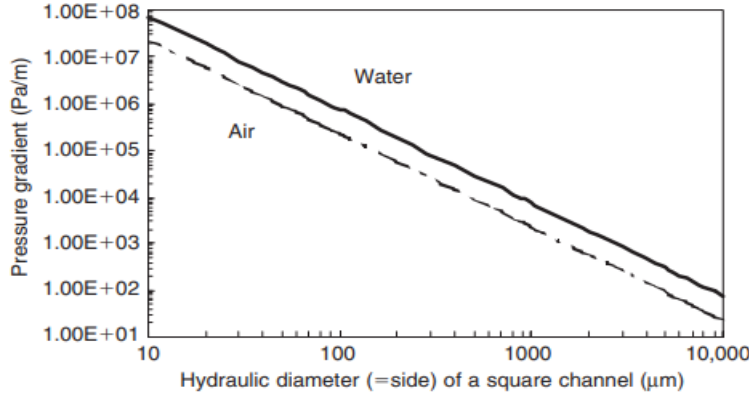
burada  $k$ , sıvının termal iletkenliği ve  $D_h$ , kanalın hidrolik çapıdır. Kare bir kanalda tam gelişmiş laminer akış için Nusselt sayısı ( $Nu$ ) sabit ısı akısı koşulları altında 3,61'dir. Şekil 3.2'de bu koşullar altında kanal hidrolik çapı ile su ve hava akışı için  $h$ 'nin değişimini göstermektedir. Kanal boyutunda bir azalma ile  $h$ 'deki dramatik artış açıkça gösterilmiştir. Öte yandan, sürtünme faktörü  $f$ ,  $Re$  ile ters orantılı olarak değişir, çünkü ürün  $f \cdot Re$ , tam gelişmiş laminer akış sırasında sabit kalır. Sıkıştırılmaz bir sıvının akışı için birim uzunluk başına sürtünme basıncı düşüşü şu şekilde verilir:

$$\frac{\Delta p_f}{L} = \frac{2fG^2}{\rho D} \quad (3.14)$$

burada  $p_f/L$  sürtünme basıncı gradyanı,  $f$  Fanning sürtünme faktörü,  $G$  kütle akısı ve  $\rho$  sıvı yoğunluğudur. Tam gelişmiş laminer akış için şunu yazabiliriz:

$$f \cdot Re = C \quad (3.15)$$

burada  $Re$ , Reynolds sayısıdır,  $C$  bir sabittir, kare kanal için  $C = 14.23$ . Şekil 3.3,  $G = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 'lik kare bir kanal için ve sıkıştırılmaz akış koşulları varsayılarak hava ve su için kanal boyutu ile basınç gradyanının değişimini göstermektedir.



**Şekil 3.3.** Tam gelişmiş laminer hava ve su akışı için ısı transfer katsayısının kanal boyutu ile değişimi, Kandlikar (2005).

Şekil 3.3'te, kanal boyutundaki bir azalma ile basınç gradyanının önemli ölçüde arttığı görülmektedir. Isı transfer hızı ve basınç düşüşü arasındaki denge, mikroişlemci çip soğutmasında karşılaşılan yüksek akı ısı giderimi için soğutucu akış geçişlerinin tasarlanmasında önemli bir konu haline gelir.

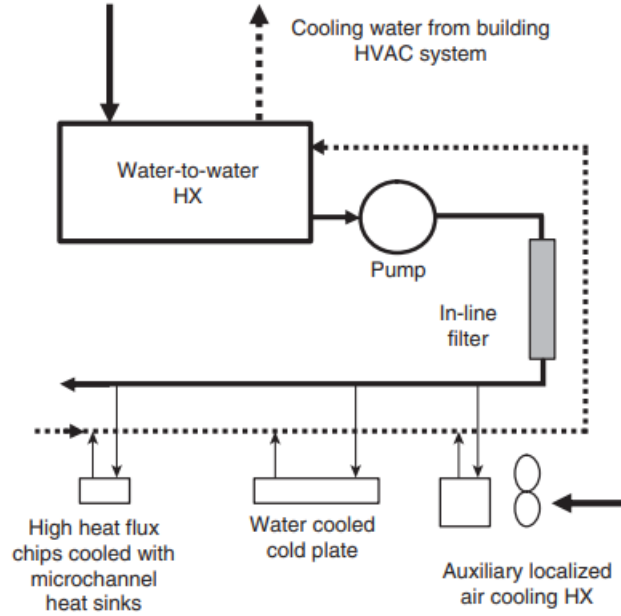
### 3.3. Mikrokanallarda Tek Fazlı Sıvı Akışı

Mikrokanallar, tek fazlı sıvı akışı içeren farklı bir çok cihazlarda kullanılır. İlk uygulamalar, mikro valfler, mikro pompalar ve mikrosensörler gibi mikro işlenmiş cihazları içeriyordu. Bunu, proteinler, DNA, hücreler, kimyasal reaktifler ve embriyolar gibi biyolojik materyalleri inceleme ihtiyacı ile biyolojik ve yaşam bilimlerinde bir itici güç izledi. Mikromikserler alanı, iki kimyasal türün bir reaksiyon odasına sokulmadan önce karıştırıldığı mikroreaktörlerdeki gelişmelerle daha da dikkat çekti. Yüksek hızlı mikroişlemcilerden gelen yüksek akı ısı dağılımı, mikrokanallarda ısı transferi üzerine çalışmalar için ivme sağladı. Mikroelektromekanik cihazlardaki gelişmeler doğal olarak eşit derecede küçük ısı giderme sistemleri gerektirmektedir. Yüksek güçlü lazer sistemlerinde kullanılan aynaların soğutulması, çok küçük ayak izlerini kaplayan soğutma sistemlerini içerir. Biyomedikal ve genetik mühendisliğindeki ilerlemeler, kontrollü sıvı taşınmasını ve birkaç mikrometre boyutundaki geçişlerde hassas termal kontrolünü gerektirir. Bu nedenle, bu mikro ölçekli sistemlerde sıvı akışı ve ısı transferinin doğru bir şekilde anlaşılması, tasarımları ve işletimleri için çok önemlidir.

Konvektif ısı transferi uygulamalarındaki akış geçiş boyutları, aşağıdaki üç ana nedenden dolayı daha küçük boyutlara doğru kaymaktadır:

- (a) Isı transferinin artırılması.
- (b) Mikroelektronik cihazlarda artan ısı akısı dağılımı.
- (c) Soğutma ihtiyacı mikro ölçekli cihazların ortaya çıkması.

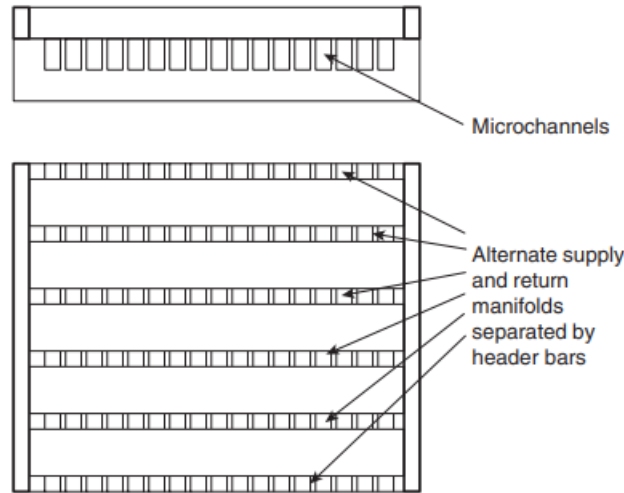
Daha küçük kanal boyutlarındaki ihtiyaç, birim uzunlukda yüksek bir basınç düşüşüne eşlik etmesine rağmen, daha yüksek ısı transfer performansı ile sonuçlanır. Daha yüksek hacimsel ısı transfer yoğunlukları, gelişmiş üretim teknikleri gerektirir ve daha karmaşık manifold tasarımlarına yol açar. Her uygulama için optimum denge, farklı kanal boyutlarına yol açar. Otomotiv alanında, evaporatörler ve radyatörler için geçiş boyutları, pompalama gücü, ısı transferi ve genel sistem tarafından uygulanan temizlik kısıtlamaları arasında bir denge olarak 1 mm'lik bir eşiğe yaklaşmıştır. PC'ler, sunucular, lazer diyotlar ve RF cihazları gibi çeşitli uygulamaları içeren mikroelektronik cihazlar, ısı akısı yoğunluğu gereksinimlerini sürekli olarak daha yüksek seviyelere itmektedir. 1993'te  $200\text{W}/\text{cm}^2$ 'lik inanılmaz derecede yüksek bir ısı dağılımı sınırı gibi görünen durum, şimdi uygulanabilir bir hedef olmuştur.



**Şekil 3.4.** Mikrokanal ısı alıcıları, soğuk plakalar ve bina HVAC sisteminden ikincil bir soğutulmuş su döngüsü ile entegre edilmiş lokalize hava soğutması ile soğutulan yüksek ısı akısı yongalarına sahip bir sunucu kümesinin şeması, Kandlikar (2005).

Önümüzdeki 10 yıl için yeni zorlu çalışmalar  $600\text{-}1000\text{W}/\text{cm}^2$  mertebesinde olacaktır. Mevcut sıcaklık farkları küçülüyor, bazı durumlarda harici bakır ısı emicilerle sadece birkaç °C'ye kadar düşüyor. Bu yüksek ısı dağılımı seviyeleri, sıvının ısı kaynağından

uzaklaşmasını kolaylaştırmak için uygun soğutma sıvısı döngü sistemleriyle eşleştirilen kanal boyutlarında önemli bir azalma gerektirir. Mikro ölçekli bir soğutma sistemi, 1-3 mm akış geçiş boyutlarına sahip daha geleneksel boyutlu kanallara kıyasla birkaç on mikrometrelik soğutma kanalları gerektirebilir. Şekil 3.4, bir sunucu uygulamasını soğutmak için bir mikro kanallı soğutma sistemi yapılandırmasının şemasını göstermektedir. Doğrudan çip üzerine veya çipe bağlı ısı emiciye monte edilen mikrokanallı ısı eşanjörleri, mini kanallı veya mikrokanal akış geçişli su soğutmalı soğuk plakalar ve yardımcı lokalize soğutma sistemlerinin kombinasyonu, yüksek gönderme sunucularının karmaşık soğutma ihtiyaçlarını karşılayabilecektir. Soğutma sistemi, Kandlikar (2005) tarafından tanımlandığı gibi bina HVAC sistemi ile entegre edilmiştir. Çok çipli bir modülün veya bir soğutucunun doğrudan sıvı soğutmasının bir şeması Şekil 3.5'de gösterilmiştir. Sıvı, bir alt tabaka kapağına tutturulmuş soğuk plakalardan akar. Gelişmiş tasarımlarda, talaşların doğrudan soğutulması, çip yüzeyinde üretilen mikro kanallardan su, bir su antifriz karışımı, yağ veya FC-72, FC-77 veya FC-87 gibi bir dielektrik sıvının sirküle edilmesiyle gerçekleştirilir. Entegre mikro kanallara ve mini kanallara sahip bakır ısı emicilerin, ısı emici uygulamalarına hakim olması bekleniyor.



**Şekil 3.5.** Başlık çubukları tarafından oluşturulan alternatif besleme ve dönüş manifoldlarına sahip bir çip veya bir ısı emici üzerindeki bir mikrokanal soğutma düzenlemesinin şeması, orijinal olarak Tuckerman (1984) tarafından önerilen tasarım.

### 3.4. Tek Fazlı Akış'da Basınç Düşümü

#### 3.4.1. Temel basınç düşümü ilkeleri

Çalışmada, paralel mikrokanallı ısı alıcılarının tek fazlı ısı transfer özellikleri incelenmiştir. Akışkan, giriş manifoldundan paralel mikro kanallara zorlanır. Kanallardan geçerek çıkış manifolduna gelen akışkan atmosferik şartlarda çıkışta toplanır. Deneylerde, basınç sadece girişte ölçüldü. Ölçülen basınç, toplam basıncı temsil eder ve aşağıdaki gibi sürtünme ve yerel kayıpları içerir.

$$\Delta P_{measured} = \Delta P_f + (\Delta P_c + \Delta P_e) \quad (3.16)$$

Burada  $[\Delta P]_f$  terimi, L kanalının uzunluğu boyunca sürtünme basıncı düşüşünü temsil eder.  $[\Delta P]_c$  ve  $[\Delta P]_e$  sembolleri sırasıyla kanal girişindeki ani daralma basıncı düşüşü ve kanal çıkışındaki ani genişleme basıncı düşüşüdür.

$[\Delta P]_c$  ve  $[\Delta P]_e$  aşağıdaki ifadelerle hesaplanır.

$$\Delta P_c = \frac{1}{2} G_{ch}^2 V [1 - \beta^2 + 0.5(1 - \beta)] \quad (3.17)$$

$$\Delta P_e = \frac{1}{2} G_{ch}^2 V \left[ \frac{1}{\beta^2} - 1 + (1 - \beta)^2 \right] \quad (3.18)$$

Burada  $G_{ch}$ , tek kanaldaki kütle akısıdır.  $\beta$  alan oranıdır,  $\beta = \frac{A_{min}}{A_{max}}$ . Kütle akısı eşitlik 4 ile hesaplandı. Burada  $\dot{V}$  hacimsel akış hızı ve  $\rho_L$  sıvı yoğunluğu, N kanal sayısı ve  $A_c$  kesit alanıdır.

$$G = \frac{\dot{V} \rho_L}{N A_c} \quad (3.19)$$

Sıkıştırılamaz bir akışkanın düz dairesel bir borudaki tek boyutlu akışı, iç akışlarda basınç düşüşü analizinin temelini oluşturur. Aşağıdaki denklemler, mini kanallarda ve mikro kanallarda Newton sıvı akışları için süreklilik varsayımına dayalı olarak kolayca türetilmiştir. D çaplı bir boruda dx uzunluğundaki bir akışkan elemanın dengesi göz önüne alındığında, dp basınç farkından kaynaklanan kuvvet, duvardaki kesme geriliminden  $\tau_w$  kaynaklanan sürtünme kuvveti ile dengelenir.

$$\left( \frac{\pi}{4} D^2 \right) dp = (\pi D dx) \tau_w \quad (3.20)$$

Basınç gradyanı ve duvar kesme gerilimi bu nedenle aşağıdaki denklemle ilişkilidir:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{4\tau_w}{D} \quad (3.21)$$

Newton akışkanları için, duvar kayma gerilimi  $\tau_w$ , duvardaki hız gradyanı cinsinden ifade edilir:

$$\tau_w = \int_w \mu \frac{du}{dy} \quad (3.22)$$

burada  $\mu$  dinamik viskozitedir. Fanning sürtünme faktörü  $f$ , sıvı akışının momentum transfer sürecini ısı ve kütle transfer süreci temsilleriyle tutarlı bir şekilde temsil etme kabiliyeti nedeniyle ısı transferi literatüründe kullanılır:

$$f = \frac{\tau_w}{(1/2)\rho u_m^2} \quad (3.23)$$

Denklem (3.23) 'deki Fanning sürtünme faktörü  $f$ , akış koşullarına, kanal duvarı geometrisine ve yüzey koşullarına bağlıdır:

- (a) laminer veya türbülanslı akış,
- (b) akış-kanal geometrisi,
- (c) tamamen gelişmiş veya gelişmekte olan akış,
- (d) pürüzsüz veya pürüzlü duvarlar.

Dairesel olmayan akış kanalları için, Denklem (3.24)'teki  $D$ , aşağıdaki denklemle temsil edilen hidrolik çap  $D_h$  ile değiştirilir.

$$D_h = \frac{4A_c}{P_w} \quad (3.24)$$

burada  $A_c$ , akış kanalı kesit alanıdır ve  $P_w$ , ıslak çevredir.  $a$  ve  $b$  kenarlarından oluşan dikdörtgen bir kanal için  $D_h$  şu şekilde verilir:

$$D_h = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{(a+b)} \quad (3.25)$$

### 3.4.2. Tam gelişmiş laminer akış

Mikro ölçekli kanallarda akışın karakteristik rejimi boyutsuz Reynolds sayısı ile belirlenmektedir. Reynolds sayısı, akışa etki eden atalet kuvvetlerinin viskoz etkilere oranı olarak tanımlanır. Buna göre Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (3.26)$$

Kanal içindeki akışta türbülansın başladığı nokta Kritik Reynolds sayısı olarak tanımlanır.  $Re_{kr} \cong 2300$ 'dür. Laminer akıştan tam gelişmiş türbülanslı akışa kadar olan bölge geçiş akışı olarak adlandırılır. ( $2300 \leq Re \leq 4000$ ). Tam gelişmiş türbülanslı akış için  $Re \geq 4000$  kabul edilebilir. Laminer akışta sürtünme faktörü yüzey pürüzlülüğünden bağımsız Reynolds sayısına bağlı olup türbülanslı akışta, örtüşme,



akış karakteristiği, , tampon ve viskoz alt tabaka olmak üzere 4 ana başlıkta incelenir. Türbülanslı akışta çepere en yakın viskoz kuvvetlerin yoğun olduğu bölge alt tabaka bölgesi kabul edilir. Çeperdeki pürüz tepelerinin yüksekliği viskoz alt tabakanın üzerinde ise pürüzlü yüzey olarak kabul edilir. Ortalama pürüzlülük yüksekliği,  $\epsilon$  bağıl pürüzlülük  $\epsilon/D$  olarak belirtilir. Pürüzlü kanal için ortalama pürüzlülük yüksekliği  $\epsilon$  olmak üzere sürtünme faktörü Colebrook denklemi ile elde edilebilir.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\epsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (3.27)$$

Şekil 3.7'de görülen Moody diyagramında Darcy sürtünme faktörü, Reynolds sayısı ve bağıl pürüzlülüğün  $\epsilon/D$  fonksiyonu olarak verilmektedir.

Kanal duvarındaki hız gradyanı, dairesel bir boruda tam gelişmiş laminar akış için iyi bilinen Hagen-Poiseuille parabolik hız profilinden kolayca hesaplanabilir. Bu hız profili kullanılarak,  $\tau_w$  ve  $f$ 'den elde edilir. (3.22) ve (3.23). Sürtünme faktörü  $f$  için sonuç aşağıdaki biçimde sunulmuştur:

$$f = \frac{Po}{Re} \quad (3.28)$$


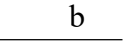
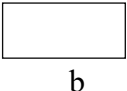

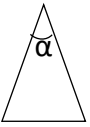
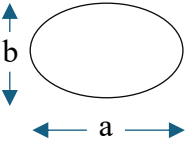
burada  $Po$ , akış kanalı geometrisine bağlı olan Poiseuille sayısıdır ( $Po = f Re$ ). Tablo 3.1, Kakac vd. (1987), Dairesel bir boru için,

$$Po = fRe = 16 \quad (3.29)$$

Shah ve London (1978), kısa kenarı  $a$  ve uzun kenarı  $b$  olan dikdörtgen bir kanal ve  $\alpha_c = a/b$  olarak tanımlanan bir kanal en boy oranı için aşağıdaki denklemi sağlar.

$$Po = fRe = 24(1 - 1.3553 \alpha_c + 1.9467 \alpha_c^2 - 1.7012 \alpha_c^3 + 0.9564 \alpha_c^4 - 0.2537 \alpha_c^5) \quad (3.30)$$

**Tablo 3.1.** Kanallarda tam gelişmiş laminer akış için fanning sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı, Kakac vd. (1987).

Kanal şekli			$Nu_H$	$Nu_T$	$Po = f Re$
	dairesel		4,36	3,66	16
	düz kanal		8,24	7,54	24
	dikdörtgen b/a =	1	3,61	2,98	14,23
		2	4,13	3,39	15,55
		3	4,79	3,96	17,09
		4	5,33	4,44	18,23
		6	6,05	5,14	19,70
		8	6,49	5,60	20,58
		$\infty$	8,24	7,54	24,00
	altıgen		4,00	3,34	15,05
	ikizkenar üçgen	10°	2,45	1,61	12,47
		30°	2,91	2,26	13,07
		60°	3,11	2,47	13,33
		90°	2,98	2,34	13,15
		120°	2,68	2,00	12,74
	elips a/b=	1	4,36	3,66	16,00
		2	4,56	3,74	16,82
		4	4,88	3,79	18,24
		8	5,09	3,72	19,15
		16	5,18	3,65	19,54

$Nu = hDh/k$ ;  $Re = \rho umDh/\mu$ ;  $Nu_H$  – Sabit bir ısı akısı sınır koşulu, sabit eksenel ısı akısı ve düzgün çevresel sıcaklık altında  $Nu$ ;  $Nu_T$  – Sabit duvar sıcaklığı sınır koşulu altında  $Nu$ ;  $F$  – Sürtünme faktörü

### 3.5. Tam Gelişmiş Laminer Isı Transferi

Tam gelişmiş laminer akıştaki Nusselt sayısının, klasik teorinin öngördüğü gibi sabit olması beklenir. Bununla birlikte, literatürde bu aralıkta Reynolds sayısı ile artan bir eğilim gösteren bir dizi araştırma bildirilmiştir.

Tam gelişmiş laminer akıştaki Nusselt sayısı sabittir ve kanal geometrisine ve duvar ısı transferi sınır durumuna bağlıdır. Tablo 3.2, sabit ısı akısı ve sabit duvar sıcaklığı sınır koşulları altında yaygın olarak kullanılan geometriler için Nusselt sayılarını göstermektedir.

Dikdörtgen bir kanal için Nusselt sayısı, kanal en boy oranı  $\alpha_c = a/b$ 'ye ve duvar sınır koşullarına bağlıdır. Literatürde üç sınır koşulu tanımlanmıştır ve her biri için Nusselt sayısı aşağıda verilmiştir. Sabit duvar sıcaklığı koşulu:

$$Nu_T = 7.541(1 - 2.610\alpha_c + 4.970\alpha_c^2 - 5.119\alpha_c^3 + 2.702\alpha_c^4 - 0.548\alpha_c^5) \quad (3.27)$$

Sabit düzgün aksenal ısı akısı, koşulu:

$$Nu_{H1} = 8.235(1 - 2.0421\alpha_c + 3.0853\alpha_c^2 - 2.4765\alpha_c^3 + 1.0578\alpha_c^4 - 0.1861\alpha_c^5) \quad (3.28)$$

$$Nu_{H2} = 8.235(1 - 10.6044\alpha_c + 61.1755\alpha_c^2 - 155.1803\alpha_c^3 + 176.9203\alpha_c^4 - 72.923\alpha_c^5) \quad (3.29)$$

**Tablo 3.2.** Tam gelişmiş laminar akış Nusselt sayıları.

$\alpha_c=a/b$	$Nu_{fd,3}$	$Nu_{fd,4}$
0	8,235	8,235
0,10	6,939	6,700
0,20	6,072	5,704
0,30	5,393	4,969
0,40	4,885	4,457
0,50	4,505	4,111
0,70	3,991	3,740
1,00	3,556	3,599
1,43	3,195	3,740
2,00	3,146	4,111
2,50	3,169	4,457
3,33	3,306	4,969
5,00	3,636	5,704
10,00	4,252	6,700
>10,00	5,385	8,235

Gerçekte, tüm pratik durumlar bu üç sınır koşulunun ortasında bir yere düşer. Bu, ayrık aralıklı ısı kaynakları ile doğru bir sınır koşulunun belirlenmesindeki zorluk ve taban ve kanatçıklardaki iki boyutlu etkiler nedeniyle mikrokanallar söz konusu olduğunda özellikle önemli bir konu haline gelir.

Mikrokanal geometrilerinde ısıtma genellikle üç taraftan gelir, çünkü akış geçitlerini oluşturmak için mikrokanalların üzerine bir cam kapak veya başka bir malzeme yapıştırılır.

### 3.5.1. Laminar akışta ısı transferi

Akışkana aktarılan etkin ısı akısı  $\dot{q}_{eff}$  aşağıdaki gibi hesaplanabilir, burada  $\dot{q}$  test düzeneğinde soğutucuların altına yerleştirilen ısıtıcı kartuştan gelen toplam enerjidir.

$q''_{kayıp}$  sistemdeki ısı kaybıdır ve  $A_p$  ısı emicinin düzlem alanıdır. Deneyler sırasında meydana gelen ısı kayıpları aşağıdaki denklem gibi ölçülmekte ve etkin ısı transferi hesaplanmaktadır.

$$q''_{efektif} = \frac{q'' - q''_{kayıp}}{A_p} \quad (3.30)$$

Duvar ısı akısı, denklem 3.31 yardımıyla hesaplanabilir. Burada  $A_t$ , kanalların toplam ısı alanını temsil eder.

$$q''_w = \frac{q'' - q''_{kayıp}}{A_t} \quad (3.31)$$

$$A_t = NL(2H_{ch} + W_{ch}) \quad (3.32)$$

Burada  $H_{ch}$ , ısı emicinin mikro kanalının yüksekliğini ve  $W_{ch}$  mikro kanal ısı emicinin genişliğini gösterir. L, kanal uzunluğunu temsil eder. Kanat kenarından ısı transferi ihmal edilebilir. Bu bağlamda, kanat kenarının adyabatik olduğu varsayılmaktadır. Fin verimliliği ( $\eta_f$ ) ve toplam yüzey verimliliği ( $\eta_t$ ) aşağıdaki denklemlerle hesaplanabilir,

$$\eta_f = \frac{\tanh mH_{ch}}{mH_{ch}} \quad (3.33)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{NA_f}{A_t} (1 - \eta_f) \quad (3.34)$$

Burada  $A_f$  kanat yüzey alanıdır. Denklem 3.34'de m, kanat parametresidir ve aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$m = \sqrt{\frac{h}{k_a W_k}} \quad (3.35)$$

Burada  $W_k$  kanat genişliğini temsil eder ve h ısı transfer katsayısıdır. Soğutucudaki yerel duvar yüzey sıcaklığını hesaplamak için, tek boyutlu ısı iletimi varsayılarak aşağıdaki denklem kullanılır. Soğutucu boyunca kanalın duvarındaki yerel sıcaklıklar aşağıdaki gibi hesaplanabilir;

$$T_{duvar(x),n} = T_{x,n} - q''_{efektif} \frac{l_y}{k} \quad (3.36)$$

Burada, k malzemenin ısı iletkenliğidir  $l_y$  soğutucunun tabanı ile kanalın tabanı arasındaki mesafedir,  $T_{x,n}$  ilgili termokupldan okunan sıcaklık değeridir. Yerel sıvı sıcaklığı Denklem (3.37) kullanılarak hesaplanır.

$$T_{akış(x),n} = T_{akış(x),n} - q_{efektif} \frac{w_b l_x}{\dot{m} c_{p,l}} \quad (3.37)$$

X kanalının aksel yönü ile yerel tek fazlı ısı transfer katsayısı aşağıdaki denklem ile hesaplanmıştır.

$$h_x = \frac{q''_w}{\eta_t(T_{duvar,x} - T_{akış,x})} \quad (3.38)$$

Ortalama ısı transfer katsayısı

$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^L h(x) dx \quad (3.39)$$

ve ortalama Nusselt sayısı aşağıdaki gibi hesaplandı. Burada k, sıvının ısı transfer katsayısını temsil eder.

$$\overline{Nu} = \frac{h D_h}{k} \quad (3.40)$$

Geleneksel ısı geçişi ve tam gelişmiş laminer akış için Nu sayısının deneysel bağıntıları Tablo 3.3'de verildi. Bu bağıntılar 5.bölümde test sonuçlarındaki veriler ile karşılaştırıldı.

**Tablo 3.3.** Tam gelişmiş laminer akış için deneysel bağıntılar

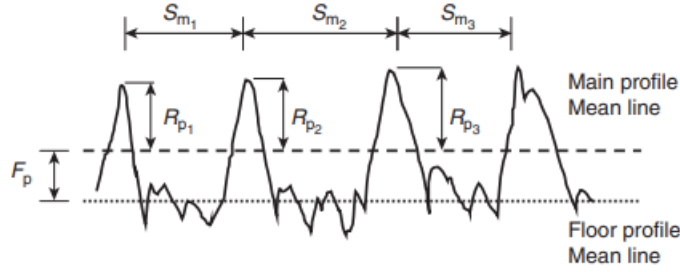
Stephan Preusser Bağıntısı	$Nu = 3,657 + \frac{0,0667 Gz^{1,33}}{1 + 0,1 Pr \frac{Gz^{0,3}}{Pr}} \quad (3.41)$
	(Gz=Re.Pr.D/L)
Sieder-Tate Bağıntısı	$Nu = 1,86 \left( \frac{Re \cdot Pr \cdot D}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (3.42)$
Peng ve Peterson Bağıntısı (1996)	$Nu = 0,1165 \left( \frac{D}{W} \right)^{0,81} \left( \frac{H}{W} \right)^{0,79} Re \cdot Pr^{1/3} \quad (3.43)$
Choi vd. (1991)	$Nu = 0,000972 Re^{1,17} Pr^{1/3} \quad (3.44)$
Ameel vd. (2008)	$Nu = 0,000453 Re^{1,25} Pr^{0,4} \left( \frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (3.45)$

### 3.6. Pürüzlülük Etkileri

#### 3.6.1. Yüzeysel Pürüzlülüğü

Darcy (1857), dökme demir, kurşun, ferforje ve asfalt kaplı dökme demirden yapılmış kaba borularda yüzeysel pürüzlülüğünün türbülanslı su akışı üzerindeki etkilerini araştırdı. Borular 12 ila 500 mm çapında ve 100 m uzunluğundaydı. Fanning (1886),

pürüzlülüğün bir fonksiyonu olarak basınç düşüşü için bir korelasyon önerdi. Mises (1914), başlangıçta mutlak pürüzlülüğün boru yarıçapına oranı olarak tanımlanan bağıl pürüzlülük terimini tanıtmayıyla tanınır.



**Şekil 3.6.** Maksimum profil tepe yüksekliği ( $R_p$ ), Profil düzensizliklerinin ortalama aralığı ( $R_{Sm}$ ) ve Ortalama çizgiye taban mesafesi ( $F_p$ )

Nikuradse (1933), oluklar gibi tekdüze pürüzlülük ve pürüzlülük yapılarını ve sürtünme faktörünü göreceli pürüzlülükle ilişkilendiren mevcut bazı korelasyonları kapsayan kapsamlı bir literatür incelemesi sundu. Ayrıca düzgün çaplar ve tanecikler uygulayarak sürtünme faktörü üzerine sistematik bir çalışma yaptı. Japon cilalı parçacıklar borunun iç yüzeyine gönderiliyor ve basınç düşüşü ölçülüyor. Kullanılan mevcut Moody diyagramının temelini oluşturan Sürtünme faktörü tahmini için üç bölgeyi belirledi.

Bağıl pürüzlülük terimi,  $\epsilon$ 'nin ortalama pürüzlülük olduğu  $\epsilon/Dh$  oranı için kullanılır. Nikuradse, pürüzlülüğü  $\epsilon$  temsil etmek için tek tip kum tanesi parçacıklarının çapını kullandı. Nikuradse'nin dairesel borular üzerinde yaptığı deneylerde bağıl pürüzlülük aralığı  $0.001 \leq \epsilon/D \leq 0.033$  idi. Ayrıca Nikuradse, direniş yasalarını tanımlamak için üç aralık belirledi. Aralık I'de, laminer akışa karşılık gelen düşük Reynolds sayıları için, sürtünme faktörü yüzey pürüzlülüğünden bağımsızdı ve dairesel borular için şu anda kurulmuş olan klasik denklem  $f = 16/Re$  ile verildi. Aralık II'de, türbülanslı akışta sürtünme faktörü üzerindeki pürüzlülük etkilerini  $f = 0.079/Re^{1/4}$  olarak tanımladı ve son olarak Aralık III'te, sürtünme faktörü Reynolds sayısından bağımsızdır ancak bağıl pürüzlülüğe bağlıdır,  $f = 0.25/[1.74 + 2 \log(2\epsilon/D)]^2$ . Nikuradse'nin orijinal denklemlerinin, onları Fanning sürtünme faktörü cinsinden ifade etmek için değiştirildiğine dikkat edin.

- Ortalama maksimum profil tepe yüksekliği ( $R_{pm}$ ): Profilin en yüksek noktalarının ortalaması ( $R_{p,i}$ ) ile değerlendirme uzunluğu içindeki ortalama

çizgi arasındaki mesafe. Ortalama çizgi, geleneksel ortalama pürüzlülük değerini ( $R_a$ ) temsil eder.

- Profil düzensizliklerinin ortalama aralığı ( $RS_m$ ): Değerlendirme uzunluğu içindeki profil düzensizlikleri arasındaki boşluğun ortalama değerinden oluşur. İlgilenilen düzensizlikler tepe noktasında olup bu alana eşdeğerdir.

$$RS_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{m_i} \quad (3.46)$$

- Ortalama çizgiye kat mesafesi ( $F_p$ ): Ana profil ortalama çizgisi ( $R_a$  ile belirlenir) ile zemin profili ortalama çizgisi arasındaki mesafeden oluşur. Zemin profili, ana profilin ana profil ortalama çizgisinin altında kalan kısmıdır.

Yukarıda açıklanan üç parametre, tepe yüksekliğinin, tepe aralığının ve zeminden ortalama çizgiye olan mesafenin karakterizasyonuna izin verir. Bu parametreler, akışkan akış hatlarının konumunu ve şeklini (Webb vd, 1971 ve Kandlikar vd. 2005), sonuç olarak pürüzlülük elemanları arasındaki devridaim akış bölgelerinin boyutunu etkileyen yüzey pürüzlülüğünün özelliklerini tanımlayacaktır. Yukarıdaki parametrelerden, eşdeğer pürüzlülük  $\varepsilon$  aşağıdaki ilişki ile tahmin edilebilir:

$$\varepsilon = R_{pm} = F_p \quad (3.47)$$

Nikuradse tarafından kullanılan kum tanesi pürüzlülüğü için, pürüzlülüğün yeni tanımı  $\varepsilon$  aynı değeri verir ve bu nedenle sürtünme faktörü korelasyonları ve çizelgelerinin hiçbiri için herhangi bir düzeltmeye gerek yoktur. Profil düzensizlikleri arasındaki ortalama aralığın kullanılmasının, yapılandırılmış pürüzlülük yüzeylerini temsil etmesi beklenir. Bu tür yüzeyler gelecekte spesifik basınç düşüşü ve ısı transferi performans özellikleri elde etmek için tasarlanabilir.

### 3.6.2. Sürtünme faktörü üzerindeki pürüzlülük etkisi

Mikrokanallar için bağıl pürüzlülük değerlerinin Moody diyagramında kullanılan 0,05 sınırından daha yüksek olması beklenir. Kandlikar vd. (2005), çıkıntılı pürüzlülük elemanlarından kaynaklanan kesit alanı azalmasının etkisini göz önünde bulundurmuş ve sürtünme faktörünün hesaplanmasında daraltılmış akış alanının kullanılmasını önermiştir. Daraltılmış bir çap  $D_{cf} = D - 2\varepsilon$  kullanılarak, Şekil 3.7' de gösterildiği gibi

değiştirilmiş bir Moody diyagramı sunuldu. Türbülanslı bölgede, böyle bir gösterimin  $\varepsilon/D_{cf} > 0.03$ 'ün üzerinde sabit bir sürtünme faktörü değeri verdiği bulundu.

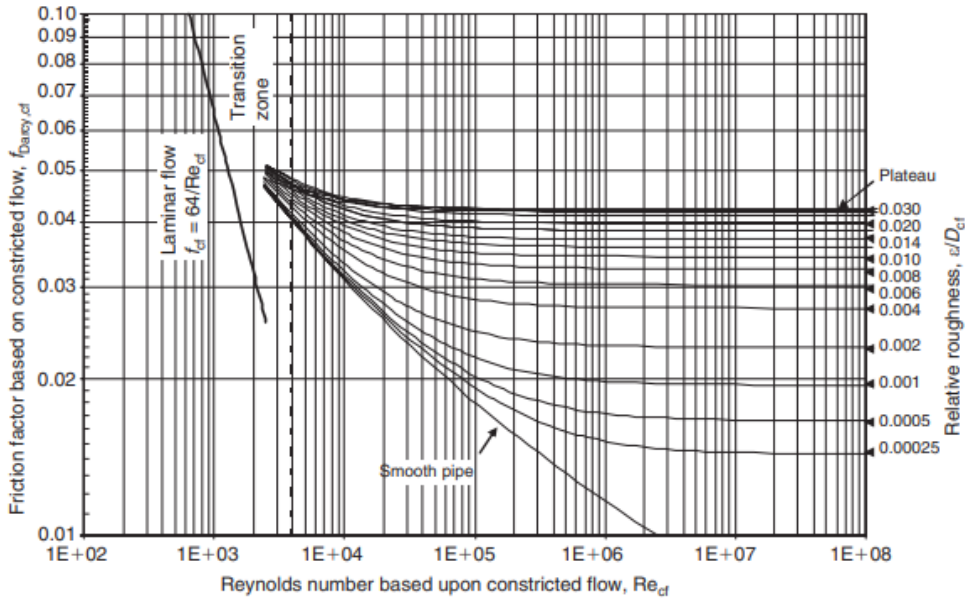
Türbülanslı tamamen pürüzlü bölgede,  $0.03 \leq \varepsilon/D_{cf} \leq 0.05$ , daraltılmış akış çapına dayalı sürtünme faktörü şu şekilde verilir:

$$f_{kayıp,cf} = 0.042 \quad (3.48a)$$

Fanning sürtünme faktörü açısından şunları elde ederiz:

$$f_{cf} = \frac{f_{Darcy,cf}}{4} = \frac{0.042}{4} = 0.0105 \quad (3.48b)$$

DeneySEL veriler  $\varepsilon/D_{cf} > 0.05$ 'in ötesinde mevcut olmadığından, 0.05'ten daha yüksek bağıl pürüzlülük değerleri için Eşitlik (3.48b) kullanılması önerilmez.



**Şekil 3.7.** Darcy sürtünme faktörü grafiği, daraltılmış bir akış çapına dayalı, Kandlikar vd. (2005)

Sürtünme faktörünün ve geometrik ve akış parametrelerinin verildiği gibi daraltılmış akış çapına dayandığına dikkat edin aşağıdaki denklemlerle:

$$D_{cf} = D - 2\varepsilon \quad (3.49)$$

$$\Delta p = \frac{2f_{cf}\rho u_{m,cf}^2 L}{D_{h,cf}} \quad (3.50)$$

$$u_{m,cf} = \dot{m}/A_{cf} \quad (3.51)$$



$$Re_{cf} = \frac{\rho u_{m,cf} D_{h,cf}}{\mu} \quad (3.52)$$

Tam gelişmiş laminar akış bölgesinde, daraltılmış sürtünme faktörü aşağıdaki denklemlerle verilir, Kandlikar ve ark. (2005): Laminar bölge,  $0 \leq \varepsilon/D_{h,cf} \leq 0.15$ ;

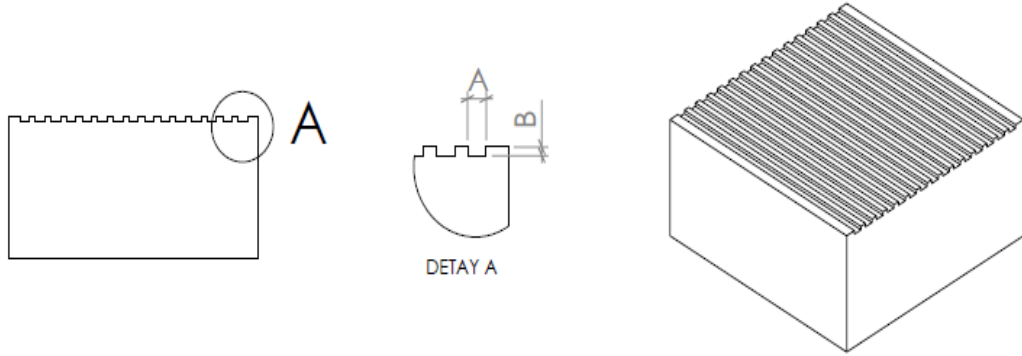
$$f_{cf} = \frac{Po}{Re_{cf}} \quad (3.53)$$



## 4. DENEYSEL ÇALIŞMA

### 4.1. Deney Tasarımı

Bu çalışma kapsamında ısı alıcısına ait malzeme ve işleme özelliklerinin farklılığının yüzey pürüzlülüğüne etkisini ortaya çıkarmak hedeflenmiştir. Taguchi deney tasarımı metodu kullanılarak, deney numuneleri hazırlanmıştır. Malzeme olarak bakır ve alüminyum (6061) seçilmiştir. Isı alıcı kanalları tel erozyon yöntemi ile açılmıştır. Isı alıcı boyutları 20x20 mm ölçülerindedir. Isı alıcıları farklı en boy oranlarına sahip 15 kanallı olarak imal edilmiştir. Kanal hidrolik çapları 0,4 mm olarak üretilmesi hedeflenmiştir. Isı alıcılarına ait Şekil 4.1’ de verilmiştir. A kanal genişliği, B derinliğini göstermektedir. A/B oranı en boy oranı olarak bilinir. Numunelere A ve B ölçüleri, tel erozyon işleme tekrarı ve malzeme bilgileri Tablo 4.1’de verilmiştir.



Şekil 4.1 Isı alıcıları

Deney numunelerine ait imalat bilgileri Tablo 4.1.’de detayları ile birlikte verilmiştir.

Tablo 4.1. Deney numunelerinin detayları

L <sub>18</sub>	1. Tip	2. Tip	3. Tip
Ürün Tasarımı (A)	A= 0,75mm B=0,3mm 15 adet kanal	A= 0,3mm B=0,75mm 15 adet kanal	A= 0,42mm B=0,42mm 15 adet kanal
İşleme Tekrarı (B)	3 Kesim 2 Kesim 1 Kesim	3 Kesim 2 Kesim 1 Kesim	3 Kesim 2 Kesim 1 Kesim
Malzeme Cinsi (C)	Alüminyum Bakır	Alüminyum Bakır	Alüminyum Bakır

Tel erozyon işleme yöntemi ile üretilen 3 farklı hidrolik çapa sahip 15 kanallı 12 farklı bakır ve 12 adet alüminyum numune üretilmiştir. Deney numunesi olarak alüminyum ve bakır kullanılmasının temel sebep farklı pürüzlülük değerleri sağlayabilmektir. Deney numunesinin dış ölçüleri 20 x 20 x 10 mm'dir.

#### **4.2. Taguchi Deney Tasarımı**

Gelişmekte olan teknoloji sayesinde endüstriyel yenilikler ortaya çıkmıştır. Sanayi sektöründe, ürün geliştirmede tasarım ve üretim için haracanan süre Taguchi yöntemi kullanılarak azaltılabilir ve maliyetler düşürülerek üreticinin gelir oranı artırılabilir. İmalat süresince, ürün işleme sırasında kullanılan parametrelerin etki değerlerini belirlemek için optimizasyon yöntemleri geliştirilmiştir.

Taguchi yöntemi geleneksel deney tasarımının önemsemediği kontroldışı faktörlerin meydana getirdiği değişkenlerin incelenmesine izin vermektedir. Taguchi, bu faktörlere karşı kontrol faktörlerinin seviyelerinin performans kimliklerini ölçmek için amaç fonksiyonu değerlerini sinyal/gürültü (S/N) oranına dönüştürür. S/N oranı, istenilmeyen rastgele gürültü değeri için istenilen sinyal oranı olarak tanımlanmakta olup, deneysel verilerin kalite karakteristiklerini göstermektedir (Kıvak, 2014).

Çalışmada kullanılan seviye ve parametrelere en uygun L18 Taguchi ortogonal deney tasarımı seçilmiştir. Yüzey pürüzlülüğünün ölçümü Ra cinsinden her numune için 3 kez tekrarlanıp ortalaması alınmıştır. Toplanan gözlem verileri Minitab programının Taguchi analiz kısmında “en küçük en iyi” kriterine göre çözümlenerek gerekli veri ve grafikler elde edilmiştir. Kullanılan parametreler ve seviyeleri Tablo 4.2’de gösterilmektedir.

**Tablo 4.2.** Taguchi L<sub>18</sub> ortogonal düzeni.

No	Faktör A	Faktör B	Faktör C
1	1	1	1
2	1	2	1
3	1	3	1
4	2	1	1
5	2	2	1
6	2	3	1
7	3	1	1
8	3	2	1
9	3	3	1
10	1	1	2
11	1	2	2
12	1	3	2
13	2	1	2
14	2	2	2
15	2	3	2
16	3	1	2
17	3	2	2
18	3	3	2

Tel erezyon işleme parametre deneyleri sonucunda mikro kanallı ısı değiştiricilerden ölçülen pürüzlülük değerleri Tablo 4.2'te gösterilmiştir. Pürüzlülük değerleri (Ra) incelendiğinde en büyük pürüzlülük değeri 7,35  $\mu\text{m}$ , en düşük pürüzlülük değeri 0.5  $\mu\text{m}$  olarak ölçülmüş ve genel olarak verilerin 3  $\mu\text{m}$ 'nin altında olduğu görülmüştür. Tüm deneylerin ortalama pürüzlülük değeri ise 3,71  $\mu\text{m}$  olmuştur. Bu değerlerin herhangi bir yüzey iyileştirme prosesine ihtiyaç duyulmayacak seviyelerde olduğu açıktır. Aşağıda deney tasarımımda 2 faktör için 3 parametre, 1 faktör için 2 parametre dizaynı yapılmıştır.

- Taguchi Tasarım
- Tasarım Özeti
- Taguchi Dizisi L18(2<sup>1</sup> 3<sup>2</sup>)
- Faktörler: 3
- Çalışmalar: 18
- Taguchi Analizi: Yüzey Pürüzlülüğü (  $\mu\text{m}$  )

Taguchi dönüşümlerine göre elde edilen bu Tablo 4.3'te verilen değerler, sinyal gürültü oranları ile hesaplanmaktadır. Bu tablo bize değişkenlerimizin önem sırasını göstermekte ve en iyi sonuç için değişkenlerimizin hangi seviyelerinin kullanılması gerektiğini göstermektedir. Delta, ilgili değişkenin azami ve asgari değerleri arasındaki farktır. Rank ise değişkenlerin önem sırasdır ve ranka göre sıralanır.

Çalışmamızda pürüzlü yüzey oluşturmak için kullanılan parametreler için yapılan Taguchi SN değeri en küçük olan seviye en uygun seviyedir. En küçük değer en ideal parametrelerin olduğu değeri göstermektedir. Bu deneyde malzeme cinsi olarak 2.seviyeyi , tasarım olarak 2.seviyeyi işleme tekrarı olarak da 1. seviyedeki değeri tercih ettirmektedir.

**Tablo 4.3.** Sinyal-Gürültü Oranlarına İlişkin Yanıt Tablosu

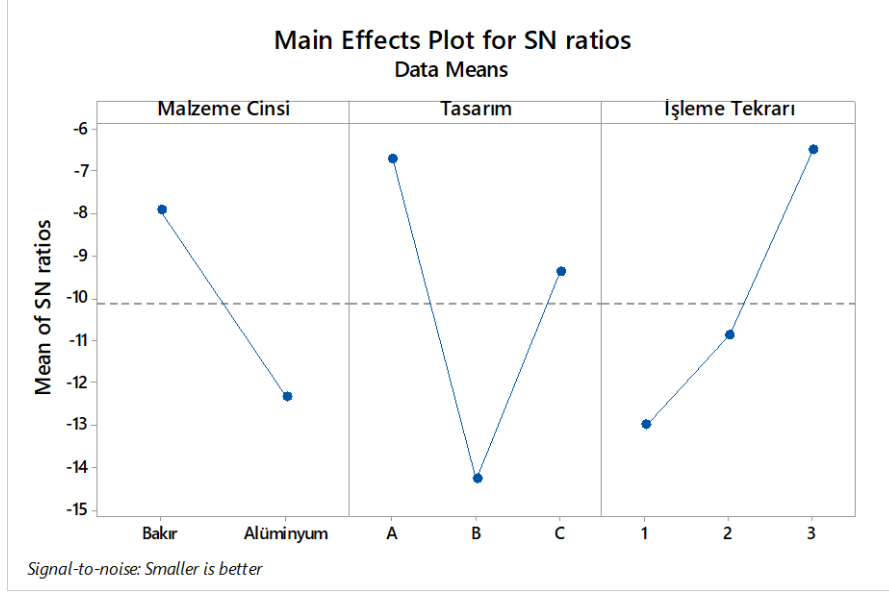
Seviye	Malzeme Cinsi	Tasarım	İşleme Tekrarı
1	- 7,932	-6,713	-13,012
2	-12,332	-14,290	-10,883
3		-9,393	-6,501
Maks-min	4,401	7,576	6,511
Önem Sırası	3	1	2

Yüzey pürüzlülüğünün düşük olması, maliyeti, ürün kalitesi ve ömrü açısından önemli değere sahiptir. Yüzey pürüzlülüğü için kontrol faktörlerinin tüm kombinasyonu deney tasarımında ölçülür, kontrol faktörlerinin optimizasyonunda S/N oranları kullanılır. (Shetty vd. 2013). S/N oranlarının hesaplanmasında; karakteristik tipine bağlı nominal en iyidir, en büyük en iyidir, en küçük en iyidir metotları kullanılır. Denklem 4.1’de “en büyük en iyidir”, Denklem 4.2’de ise “en küçük en iyidir” amaç fonksiyonu verilmiştir.

$$\text{En büyük en iyi} : \frac{S}{N} = -10 \log \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right) \quad (4.1)$$

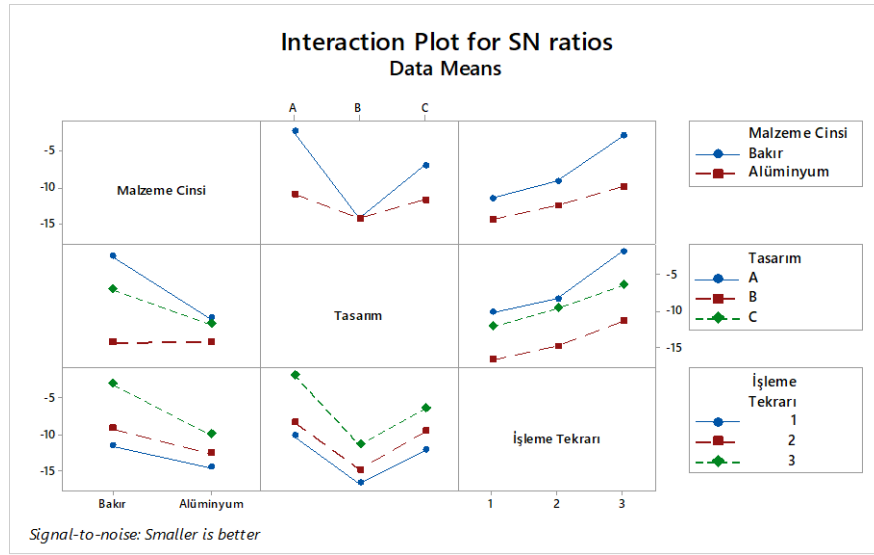
$$\text{En küçük en iyi} : \frac{S}{N} = -10 \log \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right) \quad (4.2)$$

Şekil 4.2’ de Siyah görüntü oranları için ana etki grafiğinde en aşağıda olan değer en ideal parametre olduğunu göstermektedir. Malzeme cinsi olarak Alüminyum , Tasarım da B tipi İşleme tekrarıda 1 kesim olan en ideal parametre çıkmaktadır.



Şekil 4.2. S/N oranları için ana etki grafiği

Şekil 4.3’de siyah görüntü oranlarının etkileşim grafiğinde en aşağıda olan değer en ideal parametrenin A tasarımlı Alüminyum ısı değiştiricisinin 1 kesimli olanıdır. En kötü parametre B Tasarımlı Alüminyum ısı değiştiricisinin 3 kesimli olanıdır.



Şekil 4.3. S/N oranları Etkileşim grafiği

### 4.3. Varyans (Anova)

ANOVA deneysel çalışmalarda kontrol faktörlerinin birbirleri ile etkileşimlerini değerlendirmek için kullanılan istatistiksel bir metottur. Bu çalışmada deney parametrelerinin yüzey pürüzlülüğünün etkileşimlerini incelemek için ANOVA

kullanılmıştır. Aynı zamanda ANOVA ve S/N oranı yardımıyla pürüzlülüğü oluşturan diğer etmenlerin optimum kombinasyonu belirlenmektedir (Yang vd. 2006).

Tablo 4.4' de deney faktörlerinin seviyeler karşısındaki değerleri verilmiştir.

Genel Doğrusal Model: Yüzey Pürüzlülüğü (  $\mu\text{m}$  )

**Tablo 4.4.** Faktör Bilgileri

Faktör	Tip	Seviyeler	Değerler
Malzeme Cinsi	Sabit	2	Bakır; Alüminyum
Tasarım	Sabit	3	A; B; C
İşleme Tekrarı	Sabit	3	1; 2; 3

Tablo 4.5' de en fazla etki eden parametre sırasıyla %49,20 ile Tasarım %27,4 ile İşleme tekrarı %12,87 ile malzeme cinsi parametreleridir.

P değeri 0,05 den küçük ise anlamlı büyük ise anlamsız olmaktadır.

**Tablo 4.5.** Varyans Analizi

Kaynak	DF	Sıra SS	Katkı	Ayar SS	Ayar MS	F-Değeri	P-Değeri
Malzeme Cinsi	1	6,750	12,87%	6,750	6,7497	14,88	0,00228
Tasarım	2	25,795	49,20%	25,795	12,8975	28,44	0,00003
İşleme Tekrarı	2	14,441	27,54%	14,441	7,2207	15,92	0,00042
Hata	12	5,443	10,38%	5,443	0,4535		
Toplam	17	52,429	100,00%				

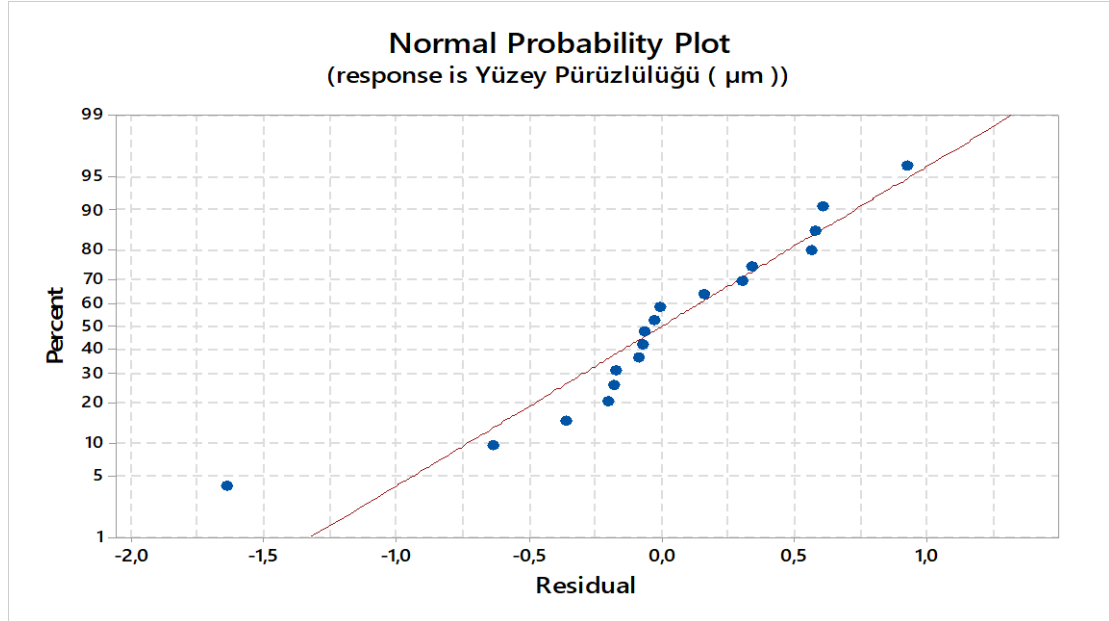
Tablo 4.6' da Anova modelimizin güvenilirliği %89,62 çıkmıştır. Genel kabul olarak %85 üzeri uygundur. Bu çalışma için model uygulanabilir sonucuna ulaşabiliriz.

**Tablo 4.6.** Model Özeti

S	R-kare	R-kare(sıfat)	BASMAK	R-kare(öngörü)
0,673458	89,62%	85,29%	12,2457	76,64%



Şekil 4.4’ de normal olasılık grafiğinde noktaların çizgiye yakınlığı Anova yaptığımız çalışmanın güvenilirliğini arttığını göstermektedir. Deneyimiz kabul edilebilir seviyededir.



Şekil 4.4. Normal olasılık grafiği

#### 4.4. Regresyon

Regresyon analizleri, bir bağımlı değişken ile bir veya birden fazla bağımsız değişken arasındaki etkileşim çeşitli değişkenlerin tasarımı ve analizi için gerçekleştirilir (Nas ve Gökkaya, 2017). Bu çalışmada yüzey pürüzlülüğünün parametre optimizasyonu üzerindeki tahminleri regresyon analizi ile hesaplanmıştır.

Tablo 4.7’de Regresyon eşitliğini görmekteyiz. 2 farklı malzemedan biri ile farklı tasarımdaki ürünler ile deney yaparsanız farklı işleme tekrarları ile verilen formül ile deney yapmadan pürüzlülük değerlerine ulaşabilirsiniz

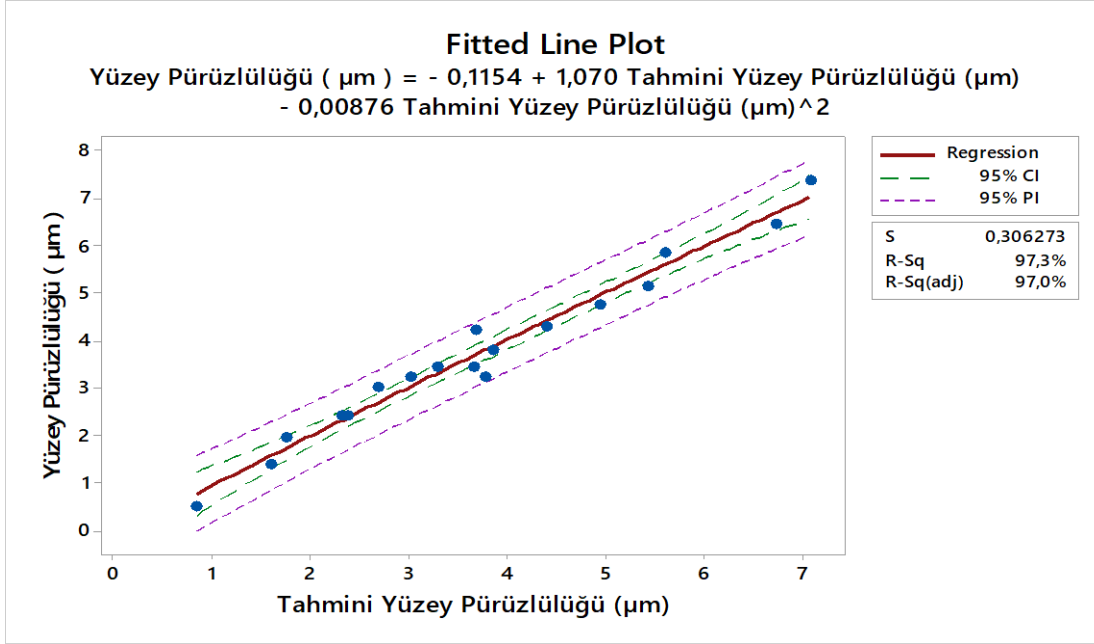
Tablo 4.7. Regresyon Denklemi

Malzeme Cinsi	Tasarım	
Bakır	A	Yüzey Pürüzlülüğü ( µm ) = 4,175 - 1,096 İşleme Tekrarı
Bakır	B	Yüzey Pürüzlülüğü ( µm ) = 6,951 - 1,096 İşleme Tekrarı
Bakır	C	Yüzey Pürüzlülüğü ( µm ) = 4,744 - 1,096 İşleme Tekrarı
Alüminyum	A	Yüzey Pürüzlülüğü ( µm ) = 5,400 - 1,096 İşleme Tekrarı
Alüminyum	B	Yüzey Pürüzlülüğü ( µm ) = 8,175 - 1,096 İşleme Tekrarı
Alüminyum	C	Yüzey Pürüzlülüğü ( µm ) = 5,969 - 1,096 İşleme Tekrarı

Regresyon denklemi

$$\text{Yüzey Pürüzlülüğü ( } \mu\text{m )} = - 0,1154 + 1,070 \text{ Tahmini Yüzey Pürüzlülüğü ( } \mu\text{m)} - 0,00876 \text{ Tahmini Yüzey Pürüzlülüğü ( } \mu\text{m)}^2$$

Şekil 4.5’de PI değeri tahmini değerlerin sınırı ,CI güven aralığının sınırıdır. Deney verileninin oluşturduğu mavi noktaların Regrasyon çizgisine yakınlığı  $R^2$  değerini yüksek çıkmasını buda güvenli bölgede olduğunu kanıtıdır.



Şekil 4.5. Karşı uyum grafiği

#### 4.5. Mikro Kanallı Isı Alıcıları

Mikrokanal soğutucular, Sakarya Üniversitesi Geliştirme ve Uygulama Merkezi (SARGEM) Mikrokanal Isı Transferi Laboratuvarı'nda üretildi ve test edildi. Testlerde kullanılan soğutucular alüminyum ve bakır malzemelerden yapılmıştır. Her bir soğutucuda 15 adet paralel kanal bulunmakta olup, kanallar tel erezyon yöntemi ile kesilmiştir. İşleme hızları değiştirilerek farklı pürüzlülük özelliklerine sahip kanallar üretilmiştir. Isı alıcıların kanal boyutları taramalı elektron mikroskobu (SEM, Jeol JSM 6060 LV) ile belirlendi. En az 3 farklı kanalda kanal genişliği ve uzunluğu ölçülerek ortalama değerler ve hidrolik çap hesaplanmıştır. Kanal pürüzlülük ölçümleri KLA Tencor P6 standart profilometre cihazı ile yapılmıştır. Her biri 20 mm x 20 mm dış ölçülere sahip, kanalların farklı en-boy oranlarına ve pürüzlülük değerlerine sahip toplam 18 farklı soğutucu numunesi hazırlanmıştır. Hesaplamalarda

kullanılan hidrolik çaplar SEM görüntülerinden elde edilmiştir. Isı alıcıların geometrik özellikleri Tab.4.1'de verilmiştir.

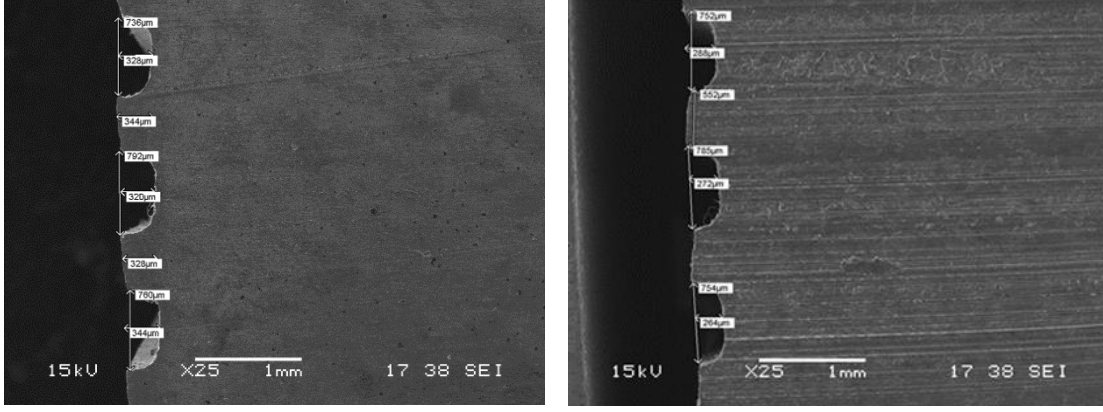
Üretilen Isı değiştiricileri farklı pürüzlülük değerleri ve farklı hidrolik çaplara sahip değerleri Tablo 4.8 de gösterilmiştir.

**Tablo 4.8.** Testlerde kullanılan soğutucuların geometrik parametreleri

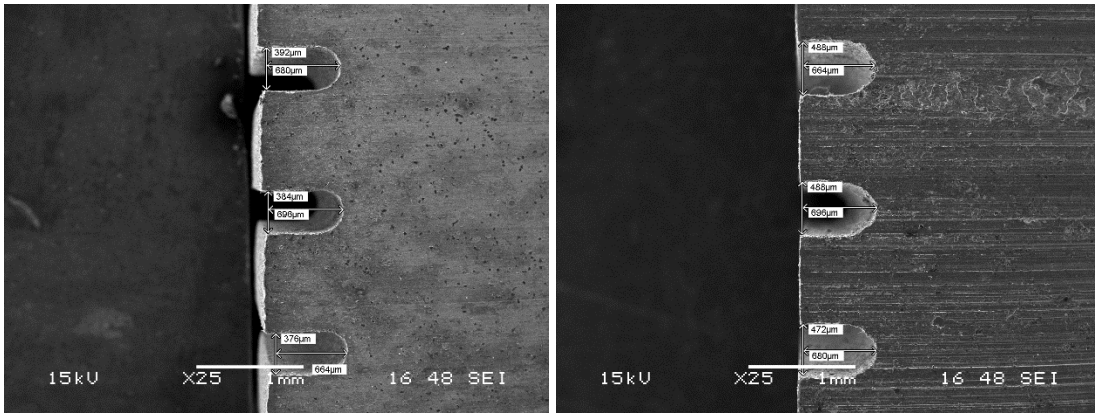
Test kodu Material [Dh][a/b][Ra]	Malzeme	Hidrolik Çap Dh [μm]	Ortalama pürüzlülük Ra [μm]	En boy oranı a/b [-]
Cu [446] [2,5] [2,42]	Bakır	446,2	2,42	2,5
Al [421] [2,5] [4,27]	Alüminyum	421,1	4,27	2,5
Cu [407] [1] [3,45]	Bakır	407,0	3,45	1
Al [407] [1] [4,75]	Alüminyum	407,1	4,75	1
Cu [502] [0,4] [6,43]	Bakır	502,2	6,43	0,4
Al [502] [0,4] [7,35]	Alüminyum	502,6	7,35	0,4
Cu [429] [2,5] [1,96]	Bakır	429,7	1,96	2,5
Al [421] [2,5] [3,42]	Alüminyum	421,4	3,42	2,5
Cu [435] [1] [2,40]	Bakır	435,1	2,40	1
Al [430] [1] [3,80]	Alüminyum	430,6	3,80	1
Cu [528] [0,4] [5,15]	Bakır	528,1	5,15	0,4
Al [551] [0,4] [5,86]	Alüminyum	551,7	5,86	0,4
Cu [445] [2,5] [0,50]	Bakır	445,1	0,50	2,5
Al [427] [2,5] [3]	Alüminyum	427,3	3,00	2,5
Cu [438] [1] [1,37]	Bakır	438,7	1,37	1
Al [431] [1] [3,22]	Alüminyum	431,3	3,22	1
Cu [572] [0,4] [4,22]	Bakır	572,5	4,22	0,4
Al [598] [0,4] [3,21]	Alüminyum	598,7	3,21	0,4

#### 4.6. Deney Numunelerinin SEM Görüntüleri

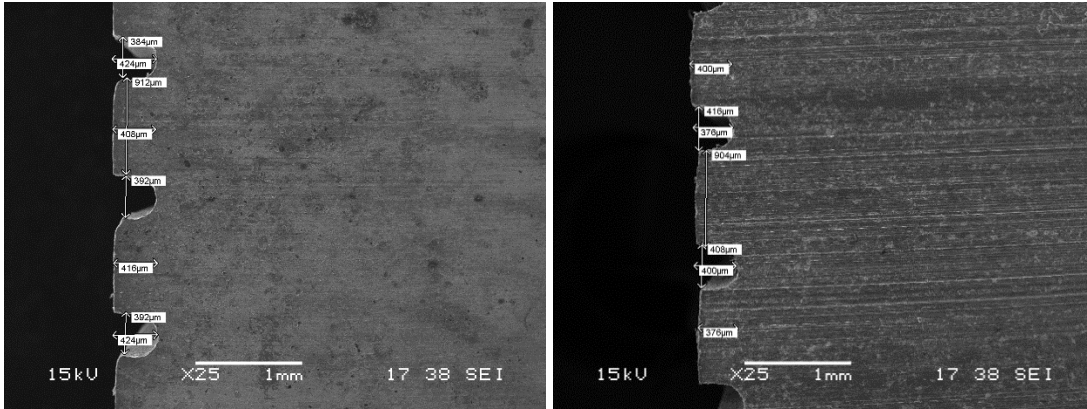
Tablo 4.8' de bulunan 18 farklı hidrolik çaplara sahip numunelerin SEM görüntü örnekleri Şekil 4.6, 7 ve 8'de verilmiştir. Her ısı alıcısında oluşturulan 15 kanal içerisinde 3 adet seçilerek kanal en ve boylarının ortalama değerleri alınarak hidrolik çapları belirlenmiştir.



Şekil 4. 6. Cu [446] [2,5] ve Al [421] [2,5] SEM ölçüm görseli

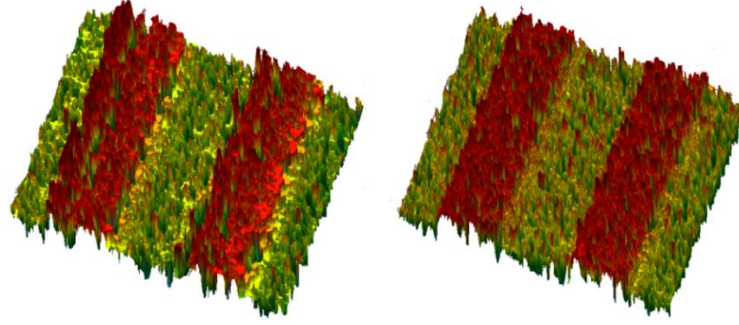
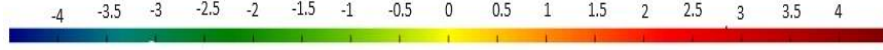


Şekil 4.7. Cu [502] [0,4] ve Al [502] [0,4] SEM ölçüm görseli

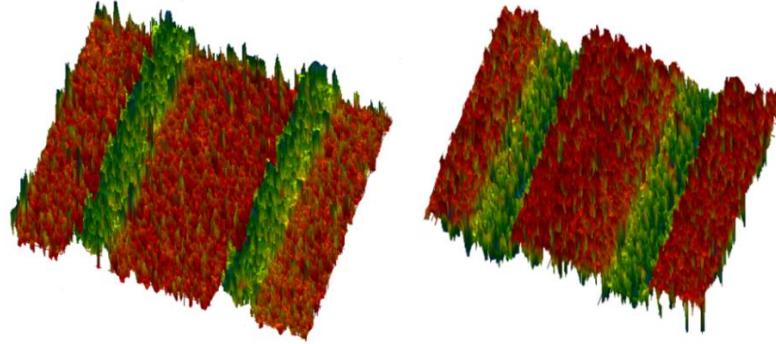


Şekil 4.8. Cu [407] [1]ve Al [407] [1] SEM ölçüm görseli

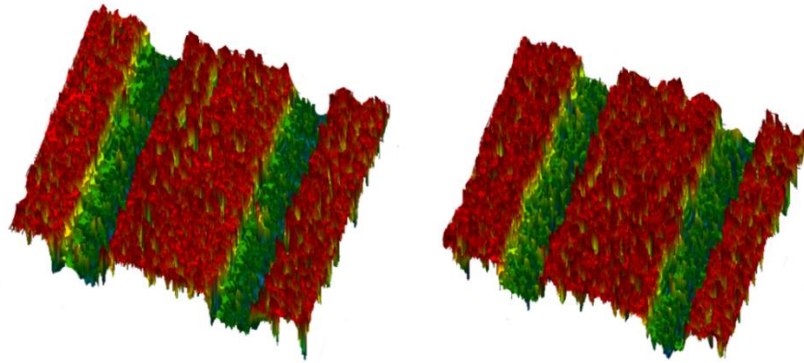
Şekil 4.9, 10 ve 11’de mikrokanallı ısı alıcılarında kanalların pürüzlülük ölçümü Düzce Üniversitesi Bilimsel ve Teknolojik Araştırmalar Uygulama ve Araştırma Merkezi (DÜ-BİT) tarafından yapıldı. Sonuçları Tablo 4.8’de verilmiştir. 3D tarayıcı ile yapılan ölçümlerde yüzey pürüzlülük değerleri renk sıkalası üzerinden µm birimi olarak gösterildi.



Şekil 4.9. Cu [446] [2,5] ve Al [421] [2,5] Pürüzlülük ölçüm görseli



Şekil 4.10. Cu [502] [0,4] ve Al [502] [0,4] pürüzlülük ölçüm görseli

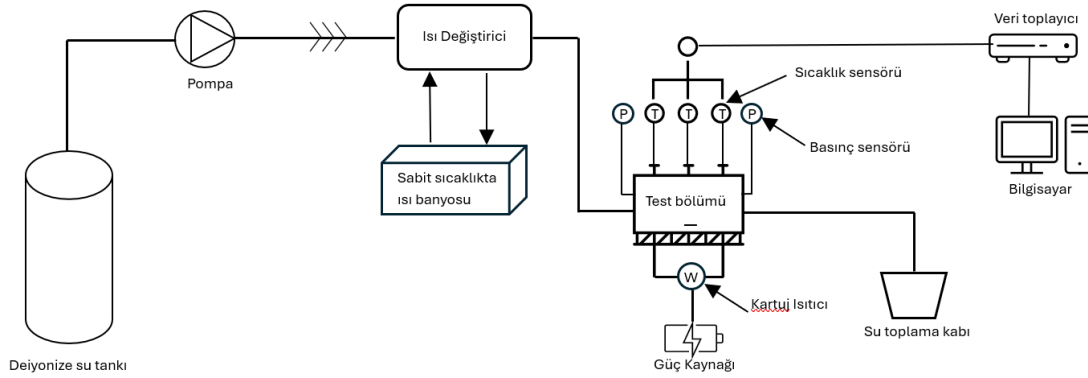


Şekil 4.11. Cu [407] [1] ve Al [407] [1] pürüzlülük ölçüm görseli

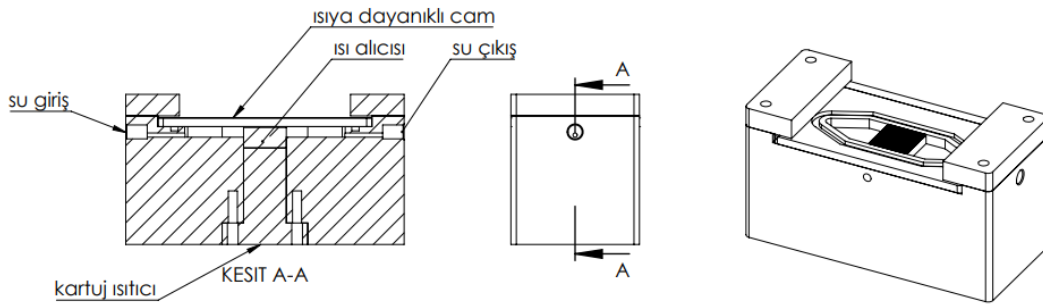
#### 4.7. Deney Düzenegi

Deney düzeneginin ana unsurları su deposu, pompa, filtre, chiller deney bölümü, ısı eşanjörü, su banyosu, vanalar, güç kaynağı, ölçme ve veri toplama sistemidir ve şematik olarak Şekil 2'de görülmektedir. Şekil 4.12.'de gösterilen test bölümü paslanmaz çelik malzemeden yapılmıştır. Akışın bir görüntüsünü elde etmek için üstte

bir cam plaka kullanılır ve sızdırmazlığı sağlamak için saplama somun setleri ile paslanmaz çelik plakaya sabitlenir. Akış deneylerinde çalışma sıvısı olarak deiyonize su kullanılmıştır. Tek fazlı deneylerde, akışkanın giriş sıcaklığı sabit sıcaklık banyosu ile 20°C'ye ayarlanmıştır. İki fazlı akış testlerinde giriş sıcaklığı 80 °C olarak ayarlanmıştır. Giriş ve çıkış akışkan sıcaklıkları ve duvar sıcaklıkları K tipi termokupllar ile ölçülmüştür. Basınç düşümü, girişe yerleştirilen 0-1 bar aralığındaki yüksek hassasiyetli Keller basınç transmitteri ile ölçülmüştür. Toplam ısıtma gücünün 400 W'a ulaşabildiği kartuş ısıtıcılar kullanıldı ve ısıtma gücü bir güç kaynağı ve dijital watt metre ile tam giriş gücü ile düzenli olarak kontrol edildi. Isı kayıpları literatürde kullanılan bir yöntemle belirlenmiştir . Isı kayıplarını belirlemek için güç kaynağı sabit bir termal güç değerine ayarlandı ve sıcaklıklar ölçüldü. Sıcaklıklar farklı termal güç ayarlarında tekrar ölçüldü. Isı kaybı kalibrasyon eğrisi, ölçülen sıcaklıklar vasıtasıyla elde edildi. Akış deneylerinde testler aynı koşullar altında en az üç kez tekrarlanmış ve veri toplayıcı aracılığıyla anlık olarak bilgisayara kaydedilmiştir. Deneysel çalışmadaki belirsizlikler Tab.4.13.'de verilmiştir.



Şekil 4.12. Deney düzeneği



Şekil 4.13. Mikrokanal Isı değiştirici test bölümünün teknik çizimi

#### 4.8. Deneysel Belirsizlik

Yapılan deney sonuçlarında elde edilen verilerin hata analizini Kline ve McClintock'a teoremine göre belirsizlik analizi denklem (4.1) deki gibi yazılır. Bu teoremden sistemde ölçülmesi gereken değer R, ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişken  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$  gösterilmiştir.  $W_1, W_2, W_3, \dots, W_n$  bağımsız değişkenler için hata oranı,  $W_R$  ise toplam hata oranını göstermektedir.

$$W_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.1)$$

Deney esnasında kütleli debi, kanal giriş çıkış basınçları, akışkan ve duvar yüzey sıcaklıkları ölçülmüştür. Sıcaklık ve basınç ölçünü sırasından veri alıcı cihazda ki hatalar ile basınç ölçümü sırasındaki dönüştürücü hatalarındaki değerlerin standart sapmaları alınarak toplam belirsizlikte belirtilmiştir. Yukarıdaki ifade ölçülen büyüklüğe, R, bölüdüğü zaman;

$$\left( \frac{W_R}{R} \right) = \left[ \left( \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.2)$$

şeklini alır.

Bu çalışmada da deneysel parametrelerin belirsizlikleri genişletilmiş belirsizlik denklemi (4.2) kullanılarak bulunmuştur. Hataya yol açan büyüklüklerin hata oranları hesaplanmış ve Tablo 4.9' da verilmiştir.

**Tablo 4.9.** Hata oluşturan parametreler ve toplam hataları

Hata oluşturan Parametre	Birim	Hata
Veri toplayıcı hata	%	±0,1
Basınç ölçer	%	±2,6
Giriş çıkış sıcaklığı	°C	±0,15
Kanal iç çapı	µm	±1,5
Zaman ölçer	dakika	±0,00025
Hassas terazi	gr	±0,001
Okuma hatası	%	±0,1

Deneyler 1 dk'lık süre içerisinde 3 tekrarlı toplam 100 veri alındı. Test süresince verilerin ortalama değerleri kabul edilmiştir. Elde edilen değerlerin standart sarpması hesaplanıp %93 güven seviyesi için 1.93 ile çarpılarak rastgale hata belirlenmiştir.

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 laminer akış bölgesinde ortalama toplam belirsizliği tablo 4.10'de verilmiştir.

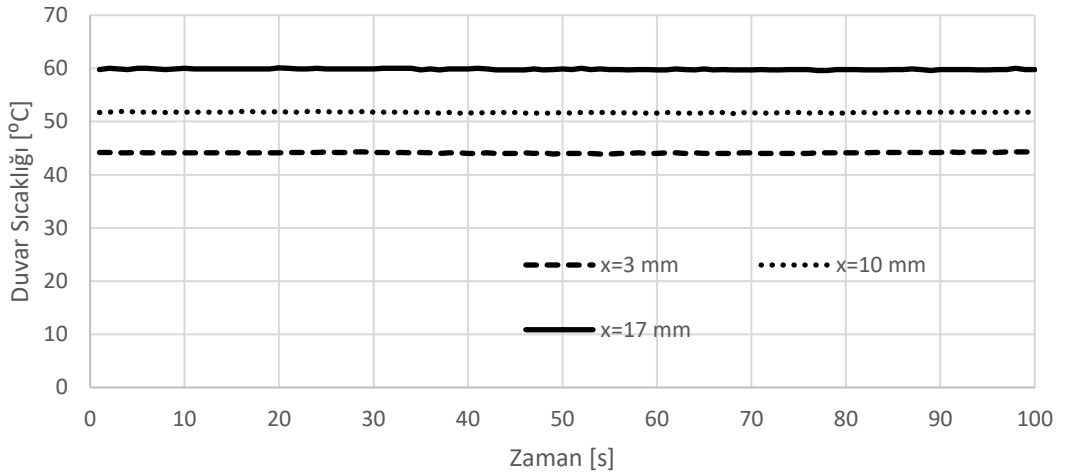
**Tablo 4.10.** Deneysel belirsizlik

Hesaplanan Parametre	Maks. Belirsizlik [%]
Kütleli debi, $\dot{m}$	6,5
Reynolds sayısı, $Re$	11,4
Sürtünme faktörü, $f$	7,1
Isı taşınım katsayısı, $h$	12,8



## 5. AKIŞ VE ISI GEÇİŞİ TEST SONUÇLARI

Çalışmada, alüminyum ve bakır malzemelerden üretilmiş altı farklı ısı alıcının akış ve ısı transferi testleri gerçekleştirilmiştir. Isı alıcılar paralel mikro kanallar ile üretilmiştir, kanalların genişlik ve yükseklik oranları birbirinden farklıdır. Testler sırasında basınç düşümü ve sıcaklık ölçümleri yapılmış, Bölüm 3' de kullanılan denklemler ile aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 5.1'de, aynı yatay eksen üzerinde farklı aksenal yönlerde duvar sıcaklığı ölçümlerinin zaman değişimi verilmiştir (Cu [502] [0.4]). Su, soğutucuya 20 °C'de girer ve çıkar. Akışkan girişte daha soğuk olduğu için duvar sıcaklığı daha düşüktür. Duvar sıcaklıklarının çıkışa doğru kademeli olarak arttığı tespit edildi.

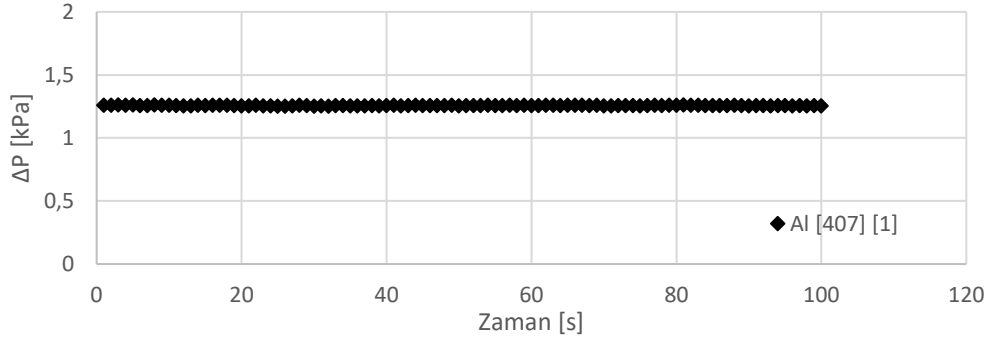


**Şekil 5.1.**  $G=412 \text{ kg/m}^2\text{s}$  için  $x=3, 10$  ve  $17 \text{ mm}$ 'de aksenal yönde Cu[502][0,4] duvar sıcaklıkları.

Hidrolik çapları 407 ila 598  $\mu\text{m}$  arasında olan ısı alıcıların tek fazlı laminar akışta  $155 < Re < 470$  aralığındaki çalışmalarda basınç düşümüne etkisi incelendi. Isı alıcıları 62,72,82,92,102,112 ml/dk debilerde 20°C deiyonize su kullanılarak mikrokanal içerisindeki hızları 0,2 ila 1 m/s hızlarda değişim göstermektedir. Yapılan çalışmada yüzey pürüzlülüğü, hidrolik çap, en-boy oranı ve malzeme etkisi incelenmiştir. Tüm parametreler Reynolds sayısının artması ile basınç düşümünün arttığını buna en fazla

etki eden parametrenin sırası ile en-boy oranı, hidrolik çap, pürüzlülük ve malzeme olmuştur.

Şekil 5.2,de Al[407][1] için zamana göre toplam basınç düşüşünün değişimini göstermektedir. Basınç ölçümü 412 kg/m<sup>2</sup>'s'lik bir kütle akısında gerçekleştirildi. Test sırasında herhangi bir dalgalanma yaşanmadığı gözlemlendi.



Şekil 5.2. Basınç düşüşünün zamanla değişimi

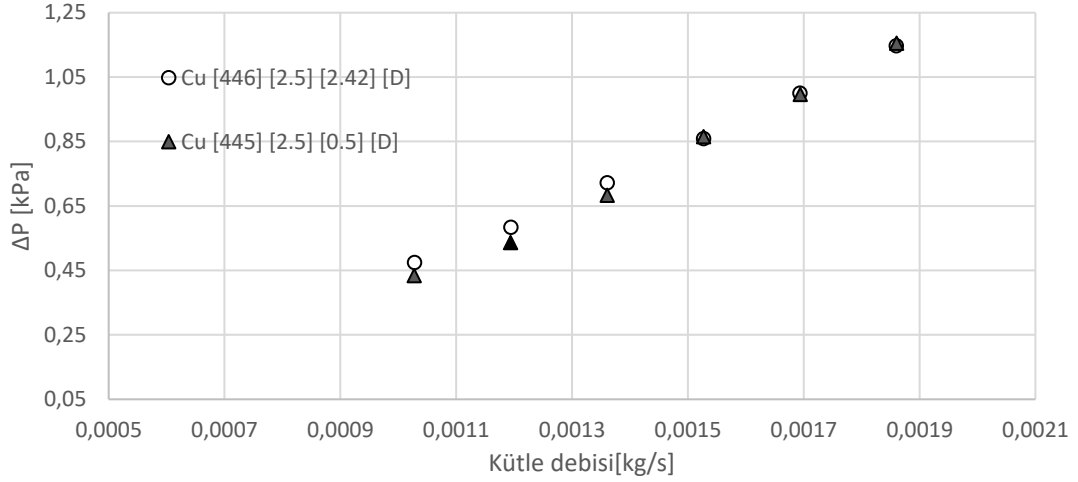
### 5.1.1. Basınç düşümünün kütle debisi ile değişimi

Çalışmada 20°C deiyonize su, ısı alıcısına 62,72,82,92,102,112 ml/dk hacimsel debi ile geçiş yaptı. Akışkanın kanal içerisindeki karakteristik durumu, giriş ve çıkışında oluşan basınç farkı verileri analiz edildi. Geneksel teoride beklenen debinin artması ile akışkanın daha hızlı hareket etmesinden kaynaklı akışkanın boru duvarlarına çarpma kuvvetini arttıracak ve bu kuvvet boru duvarlarında bir basınç düşümü oluşturacaktır. Kanal içindeki pürüzlülük, akışkanın boru duvarlarına çarpma kuvvetini daha da artıracak ve bu pürüzlü borularda basınç düşümü oluşmasına neden olacaktır. Bu nedenle, debi ve basınç arasındaki ilişki, pürüzlülük ile birlikte artar. Pürüzlülük arttıkça, debi ve basınç arasındaki ilişki daha da belirgin hale gelir.

Yapılan çalışmada pürüzlülük, malzeme, hidrolik çap ve en-boy oranı ayrı ayrı incelenmiştir. Sonucunda kütsel akının artması basınç düşümünün doğrusal olarak arttırdığı görülmekte bu artışa etki eden parametrenin sırası ile hidrolik çap, en-boy oranı, pürüzlülük ve malzeme olmuştur.

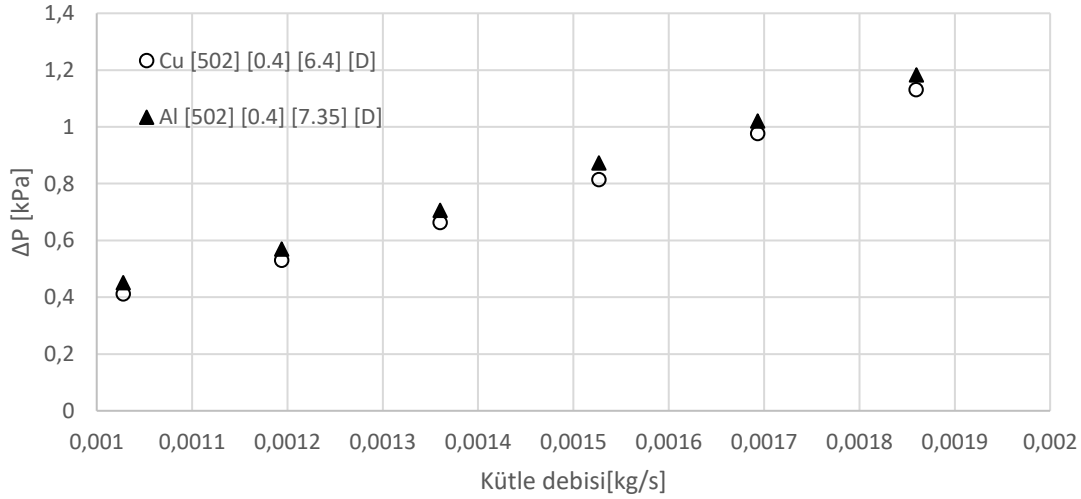
Şekil 5.3'de aynı hidrolik çap ve en boy oranına sahip Cu ısı alıcılarının kanal içi yüzey pürüzlülüklerindeki değişiminin basınç düşümüne etkisi incelendi. Kütle debisi arttıkça basınç düşüşlerinin arttığı gözlemlendi. Çalışmada pürüzlülüğün 3,8 kat artması kanal içindeki girintili çıkıntılı akışkan alanını arttırmakta akışkana karşı direnç oluşturmaktadır. Bu durum giriş çıkışındaki basınç düşümünün maks. %9,43 arttırdığı

debi arttıkça bu farkın %1'in altına düştüğü gözlemlendi. Bu durumda pürüzlülük etkisinin laminer akış bölgesinde etkin bir parametre olmadığı türbülanslı akışta önem kazanabileceği sonucuna varıldı.



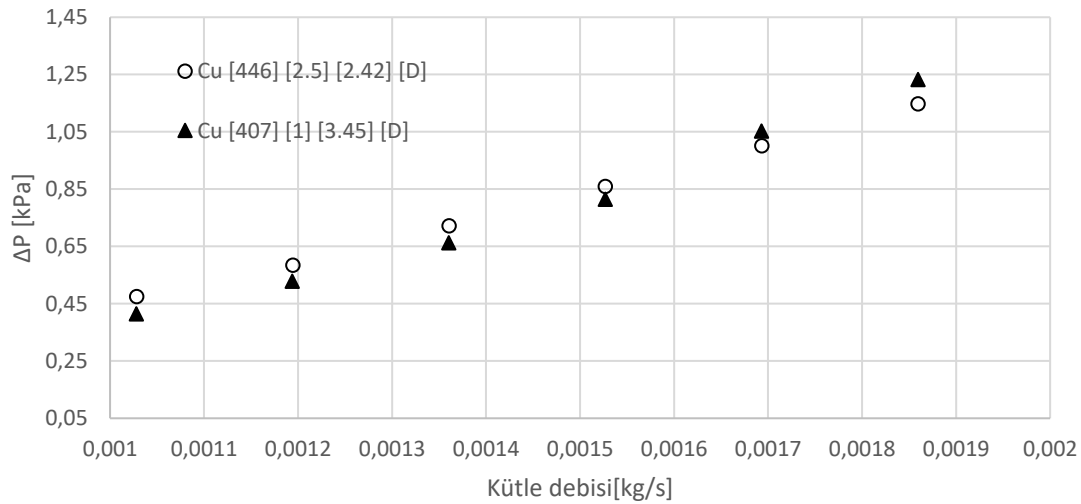
**Şekil 5.3.** Pürüzlülük etkisinde,  $\Delta P$ 'in kütle debisi ile değişimi

Şekil 5.4'de aynı hidrolik çap ve en boy oranına sahip Cu ve Al ısı alıcılarında malzeme etkisinin basınç düşümüne etkisi incelendi. Malzemenin ısı taşınım katsayısının farklı olması akışkanın yoğunluğunu değiştirmektedir. Cu ısı alıcısı birim alanda birim sıcaklıkta ısı transferi hızının Al ısı alıcısına göre daha iyi olması akışkanın giriş çıkıştaki ortalama sıcaklığını arttırmakta bu da yoğunluğu düşürmektedir. Yoğunluğun düşmesi basınç düşümünü doğrusal yönde etkilemekte maks. %7,4'lük bir artışa sebep olmuştur. Bu durumda malzeme etkisinin tek fazlı akışlarda çift faza göre daha geride kaldığı sıcaklığın arttıkça akışkan yoğunluğunun düşmesi ile basınç düşümü üzerinde pozitif etkisinin olabileceği sonucuna varıldı.



**Şekil 5.4.** Malzeme etkisinde,  $\Delta P$ 'in kütle debisi ile değişimi

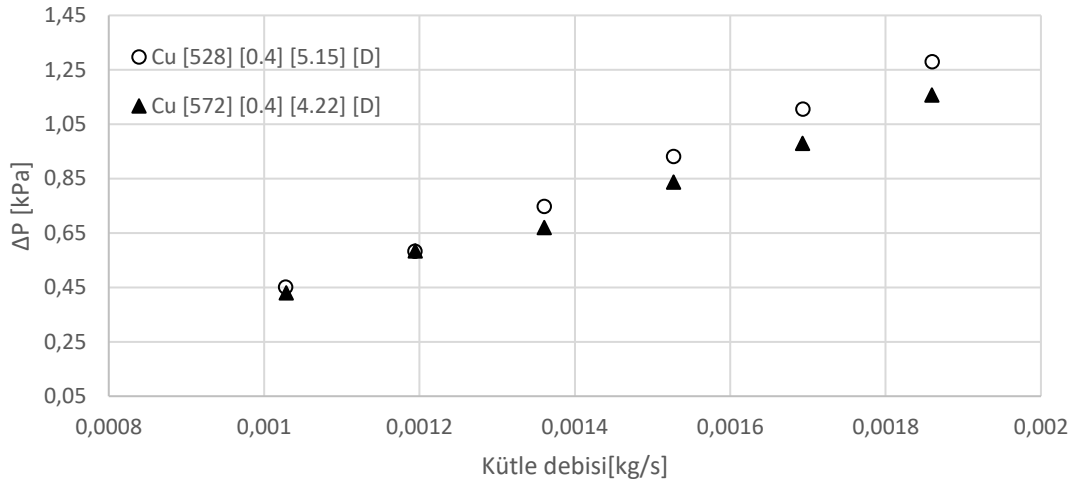
Şekil 5.5'de aynı hidrolik çaplara sahip Al ısı alıcılarında en/boy oranındaki değişiminin basınç düşümüne etkisi incelendi. En-boy oranının 1,5 kat artması, hidrolik çapın %8,7 azalmasına rağmen akışkanın 0.0017 kg/s debiye kadar basınç düşümünün arttırmadığı, en-boy oranı etkisinin maks. %9 arttığı sonrasında hidrolik çapın etkisinin akışkan hızı artması ile basınç düşümünün %8 arttığı tespit edildi. Bu durum  $230 < Re < 400$  için en-boy oranının etkinliğini  $Re > 400$  olduğunda hidrolik çapın basınç düşümü üzerindeki etkisinin olduğu sonucuna varıldı.



**Şekil 5.5.** En-boy oranı etkisinde,  $\Delta P$ 'in kütle debisi ile değişimi

Şekil 5.6'da en/boy oranları aynı olan Al ısı alıcıları için hidrolik çaplarının değişiminin basınç düşümüne etkisi incelendi. Hidrolik çapın %8 artması ile ortalama

basınç düşümünün maks. %9 azaldığı görüldü. Bu durumda hidrolik çap etkisinin yüzey pürüzlülüğüne göre daha etkin olduğu tespit edildi.



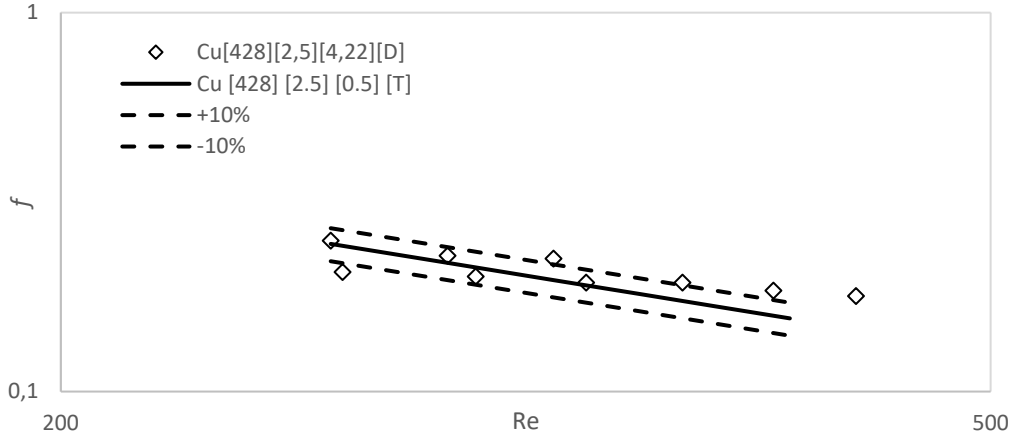
**Şekil 5.6.** Hidrolik çap etkisinde,  $\Delta P$ 'in kütle debisi ile değişimi

### 5.1.2. Sürtünme faktörünün ( $f$ ) Reynolds sayısı ile değişimi

Mikro kanallarda, laminer akış da sürtünme faktörünün sadece Re sayısı ile değil , yüzey pürüzlülüğü ile değiştiğini gösteren çalışmalara mevcuttur. Yüzey pürüzlülüğün sürtünme direncini arttırdığı ve akışın erken türbülansa yöneldiğini çalışmalarda gösterilmiştir. Fakat hangi pürüzlülük değerinde akış karakteristiğinin değişimi araştırma konularında biri olmaya devam etmektedir.

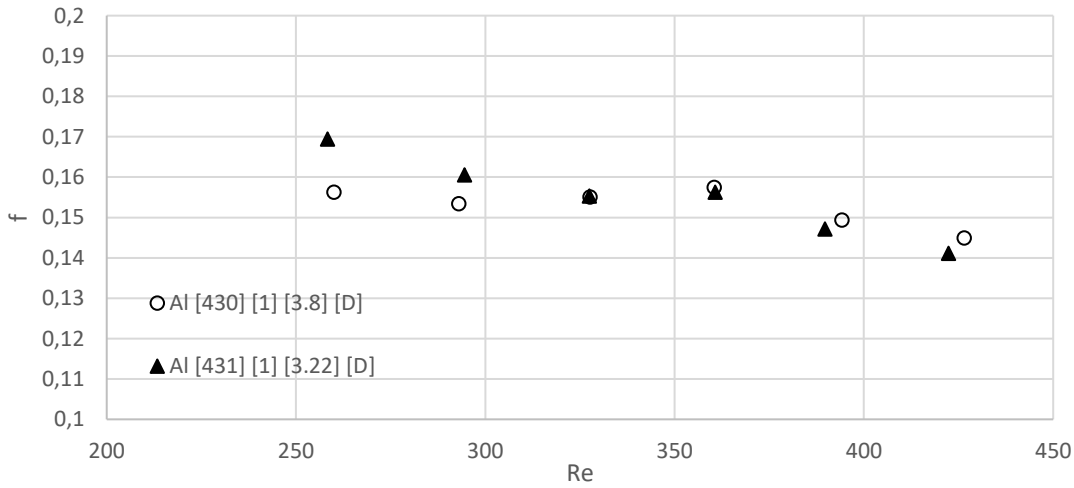
Yapılan çalışmada sürtünme faktörü 0,03 ile 0,6 arasında hidrolik çap, malzeme cinsi, en boy oranı ve kanal pürüzlülükleri parametreleri ile değişmektedir. Sürtünme faktörüne etkiyen parametreler sırası ile hidrolik çap, malzeme, en-boy oranı ve pürüzlülük olmuştur. Mikrokanallı ısı alıcıları için deneysel ve geleneksel teorik veriler  $f$ -Reynolds grafiği üzerinde incelendi. Darcy-Wiesbach deklemine göre elde edilen sürtünme faktörü reynolds sayısının artması ile sürtünme faktörünün düştüğü gözlemlendi. Isı alıcılarında kanal içi yüzey pürüzlülüklerinin oluşturduğu direnç akış üzerinde olumsuz etki yaratmaktadır. Kanal içi çapların yüksek akışkan hızları karşısında akış karakteristiğini etkilediği bilinmektedir. Değişken debi ile yapılan deneyde Re sayısının artması ile sürtünme faktörünün azaldığı görülmektedir.

Şekil 5.7' de geleneksel deneysel verilerin ortalama yaklaşımı teorik  $f$  değerine yakınlığı Cu[428][2.5][4,22] ısı alıcısında kabul edilebilir değer olan  $\pm\%10$  içerisinde yer almaktadır. Re'un değişimi ile sürtünme faktörünün %28'e kadar düştüğü görüldü.



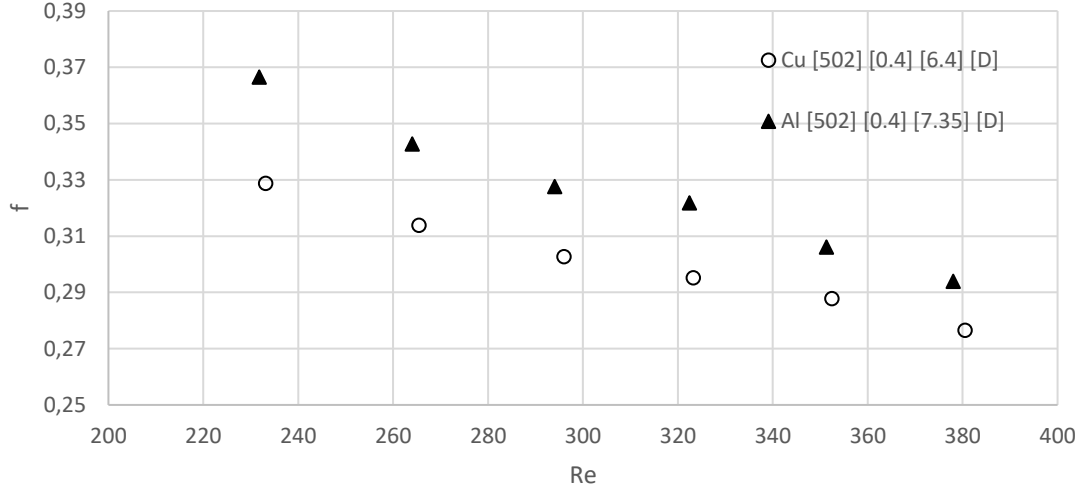
**Şekil 5.7.** Teori ve deneysel ısı alıcıların  $f$ - Reynolds değişimi

Şekil 5.8'de aynı hidrolik çap ve en boy oranına sahip Al ısı alıcılarında pürüzlülük değerinin %18 artması ile ortalama sürtünme faktörünün  $\pm\%6$  arttırdığı ancak verilerdeki dalgalanma pürüzlülük etkisinin hissedilmediği laminar akış için etkin olmadığı daha yüksek Re sayılarında etkin olabileceği sonucuna varıldı.



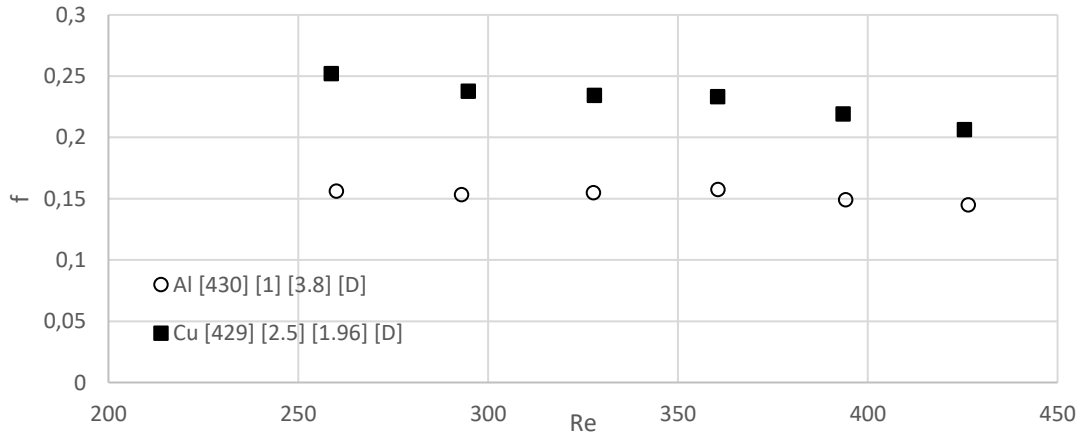
**Şekil 5.8.** Pürüzlülüğün ısı alıcılarına etkisinin  $f$ - Reynolds değişimi

Şekil 5.9'da Al ve Cu ısı alıcılarının aynı hidrolik çap ve en boy oranında mikrokanallarda akışın sürtünme faktörüne etkisi incelendi. Malzemenin ısı karakteristik farklılıktan oluşan akışkanın yoğunluk değişimi Al ısı alıcısında akışkan sıcaklığının düşük ve yoğunluğun daha fazla olması özgül ısı ve vizkozite değişimine sebep olmaktadır. Bu değişimin sürtünme faktöründe Re artışı ile düştüğü ve maks. %12,5 artışa sebep olduğu görüldü



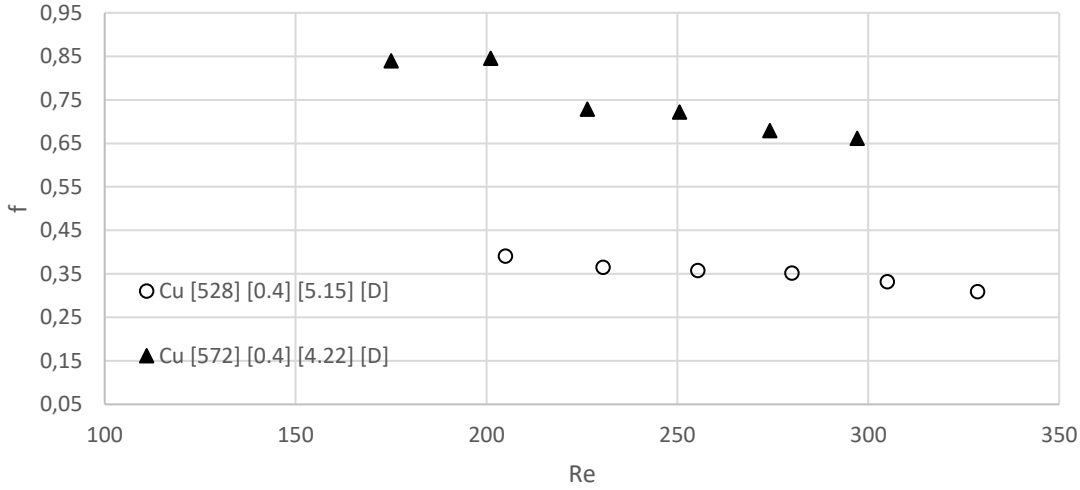
**Şekil 5.9.** Malzemenin ısı alıcılarında etkisinin  $f$ - Reynolds değişimi

Şekil 5.10'da aynı hidrolik çapa sahip Al ve Cu ısı alıcılarında en/boy oranındaki değişimin sürtünme faktörüne etkisi incelendi. En/boy oranının 1,5 kat artışı sürtünme faktörü maks. %40 arttığı görüldü.



**Şekil 5.10.** En/boy oranının ısı alıcılarında etkisinin  $f$ - Reynolds değişimi

Şekil 5.11' de aynı en-boy oranına sahip pürüzlülüğün ihmal edilebilir Cu ısı alıcılarında hidrolik çapın etkisi incelendi. Geleneksel teoriye göre aynı debilerde yapılan testlerde hidrolik çapın artışı ile kanal içi akışkan hızın düştüğü bilinmektedir. Çalışmada hidrolik çapın %8,3 artması ile ortalama sürtünme faktörünün maks. %112 arttığı görüldü.



**Şekil 5.11.** Hidrolik çapın ısı alıcılarında etkisinin  $f$ - Reynolds değişimi

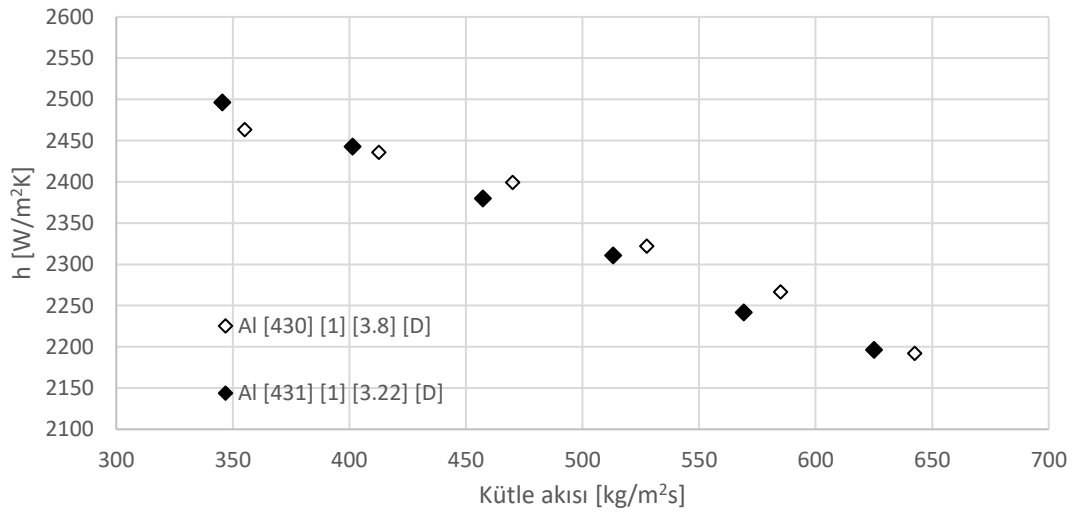
### 5.1.3. Isı Taşınım katsayısının kütle akısı ile değişimi

Mikrokanallı ısı alıcıların 20°C deiyonize giriş suyu ile 62,72,82,92,102,112 ml/dk debilerde uygulanan akışın birim zamandaki geçen miktarın artması ısı taşınım katsayısını arttırdığı görüldü. Isı taşınım katsayısına etki eden parametreler sırası ile malzeme, hidrolik çap, pürüzlülük ve en boy oranı olmuştur. Sabit bir Reynolds sayısında, kanal içi hidrolik çapının küçülmesi akışkanın zorlanmış akış yönündeki hızın artmasını ve sınır tabaka etkileşimlerini tetiklemektedir. Bu durum ısı transferindeki pozitif sebep olarak değerlendirilmiştir (Lee vd.2005; Chiu vd. 2011; Manay ve Sahin 2016).

18 ısı alıcısı için yapılan deneysel çalışmada akışkan olarak su giriş sıcaklığı 20°C olan 160 – 750 kg/m<sup>2</sup>s kütle akısında mikrokanallı ısı değiştirici plakaya uygulanan sabit 123 W ısının gösterdiği değişimler farklı parametreler (pürüzlülük değeri, hidrolik çap, malzeme ve en-boy oranı) bu bölümde incelenmiştir. Yapılan çalışmada kütle akısının artması ile ısı taşınım katsayısının düştüğünü, birim alandan birim sıcaklıkta ısı transferinin arttığı görüldü. Isı taşınım katsayısı değişimini etkileyecek En-boy oranı aynı olan Al ve Cu mikro kanallar için Cu'nun Al'ın ısı iletim katsayısına göre yaklaşık 2 kat fazla olması deneyde de iki malzeme arasındaki farklılığı incelendi. Kanal içi pürüzlülüklerin kanal yüzeyine yakın bölgelerde oluşturduğu yerel çalkantı ve girdaplar akışkanın karıştırma etkilerine sebep olarak sınır tabaka gelişimini etkileyecek, yüksek yüzey ve pürüzlülük değerlerinde düşük olan duruma göre daha etkili olacaktır (Niavarani ve Priezjev 2009; Yan 2011).

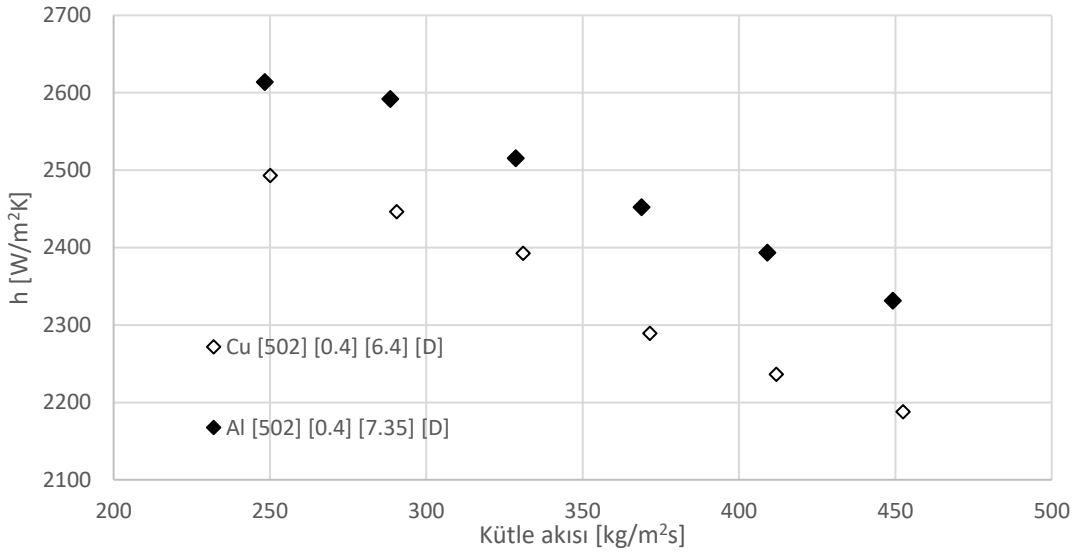


Şekil 5.12’ de eşit hidrolik çap ve en boy oranına sahip Al ısı alıcıları için pürüzlülük etkisinin, ısı taşınım katsayısı üzerinde etkisi incelendi. Pürüzlülüğün 1,18 kat artışı ile ortalama ısı taşınım katsayısında %1’in altında kalıp parametre etkinliği görülmedi. Pürüzlülüğün parabolik eğriden  $650 \leq G$  değerinde etkin olabileceği sonucuna varıldı. Kanallardaki pürüzlülük değerinin artması akışı türbülanslı akışa zorlayan etkenlerden biridir. 1,1  $\mu\text{m}$ , 1,8  $\mu\text{m}$  ve 3,0  $\mu\text{m}$  pürüzlülük değerine sahip kanallarda Reynolds sayısının artışıyla ortalama Nusselt sayısının arttığı buda zorlanmış taşınım etkinliğindeki artıştan kaynaklanmıştır (Emre, 2022).



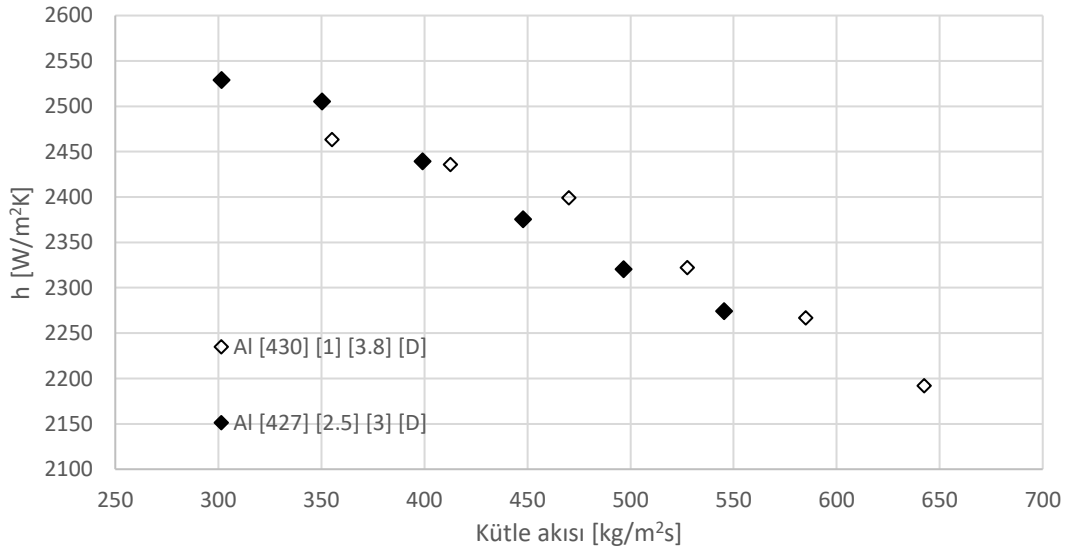
**Şekil 5.12.** Pürüzlülük etkisinde, ısı taşınım katsayısının kütle akısı ile değişimi

Şekil 5.13’ de eşit hidrolik çap ve en-boy oranına sahip Al ve Cu ısı alıcılarında malzeme etkisinin ısı taşınım katsayısı üzerindeki etkisi kütle akısı değişimiyle incelendi. Kütle akısı karşısında benzer eğilimde olan ısı alıcıların malzeme ısıl iletkenlik özelliklerinde oluşan farklılık %6 Al’un ısı taşınım katsayısının yüksek olduğu tespit edildi.



**Şekil 5.13.** Malzeme etkisinde, ısı taşınım katsayısının kütle akısı ile değişimi

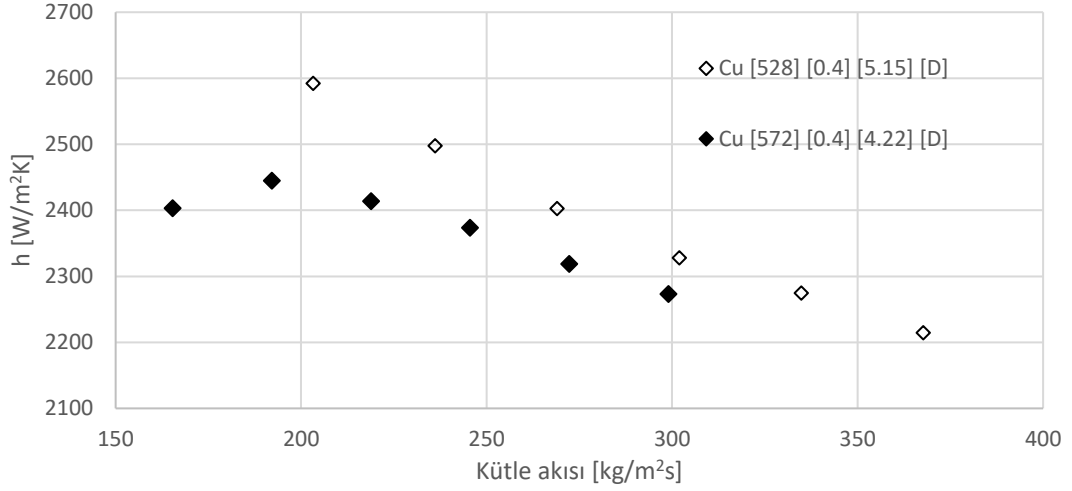
Şekil 5.14' de aynı hidrolik çapa sahip Al ısı alıcılarında en-boy oranının ısı taşınım katsayısına etkisini kütle akı değişimiyle incelendi. Kütle akısı karşısında benzer eğilim gösteren ısı alıcıları en-boy oranı 2,5 katı olan ortalama ısı taşınım katsayısı %2 fazla olduğu gösterildi fakat bulunan değerlerin yakınlığı en-boy oranı etkisinin ihmal edilebilir seviye olduğu sonucuna varıldı.



**Şekil 5.14.** En-boy oranı etkisinde, ısı taşınım katsayısının kütle akısı ile değişimi

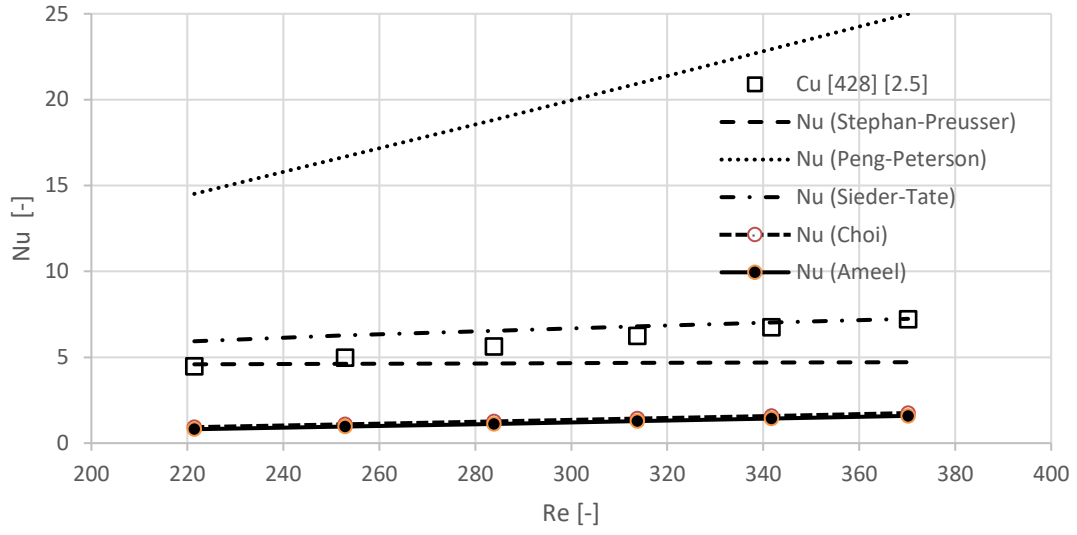
Şekil 5.15' de eşit en-boy oranına sahip Cu ısı alıcılarında hidrolik çaptaki değişimin ısı taşınım katsayısı üzerinde etkisinin kütle akısı değişimiyle incelendi. Hidrolik çapın % 8 artışı ile ortalama ısı taşınım katsayısının %1'in altında değişimi olduğu görüldü

bu değer önemsenmeyecek seviyede olup kütle akısı  $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$  iken en yüksek %6'lık fark açıldığı debi arttıkça yakınsamanın arttığı gösterildi.



**Şekil 5.15.** Hidrolik çap etkisinde, ısı taşınım katsayısının kütle akısı ile değişimi

Şekil 5.16' da, bakır alıcısının Nu değerlerinin Re ile değişimi verilmiştir. Deneysel Nu değerlerinin 6.6 ile 6.2 değerleri arasında artış eğilimi gösterdiği bulunmuştur. Karşılaştırma için literatürden beş farklı korelasyon kullanılmıştır. Deneysel Nu değerleri, düşük Re sayılarında Stephan-Preusser korelasyonundan elde edilen verilerle uyumlu iken, Re arttıkça fark giderek artmış, fark %30'a ulaşmıştır. Deneysel Nu sayılarının Sieder-Tate korelasyonundan elde edilen verilerle nispeten daha uyumlu olduğu bulunmuştur. Özellikle  $Re > 280$  için veriler örtüşüyor.  $Re < 280$  için fark %25'e ulaşıyor. Peng-Peterson korelasyonundan elde edilen veriler diğerlerine göre çok büyüktür.



Şekil 5.16. Deneysel Nu'nun mevcut korelasyonlardan elde edilen verilerle karşılaştırılması

## 6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada 20x20x10 mm bakır ve alüminyum malzemesi ile tel erezyonda üretilen mikrokanallı ısı alıcıları 0,2 mm sabit tel ve ilerleme hızında kanal işleme tekrar sayısında bağlı olarak 0,5 ile 7,35 µm arasında birbirinden farklı pürüzlülük değerlerine sahip olmuştur. Gerçekleşen deneyler 155 <math>Re</math>465 aralığında olup 407 ile 598 µm hidrolik çapları arasındaki ısı mikro kanallı ısı alıcılarının akış karakteristiği ve ısı geçişine etkileri incelenmiştir. Elde ettiğimiz ısı alıcılarında işleme tekrarının artması ile pürüzlülük değerinin düştüğü Al'un Cu'a göre daha yumuşak malzeme yapısından dolayı aynı şartlarda üretilse yüzey üzerindeki deformasyon Cu'a göre daha fazla çıktığı görüldü. Tek fazlı deneylerimizde 20°C deiyonize su kullanılarak peristaltik pompa ile 62,72,82,92,102,112 ml/dk farklı debilerde ısı alıcısına ısıtıcı kartuj ile sabit 123 W ısı enerjisi verilerek deneyler gerçekleştirildi.

Mikrokanallı bir ısı alıcıda sistem performansına etki eden pürüzlülük parametresini Taguchi yöntemi ile optimize edildi. Optimizasyonda malzeme cinsi, tasarım ve işleme faktörü için " en küçük en iyi " , sinyal-gürültü oranları kullanılmıştır. Benzer hidrolik çapa sahip mikro kanallı çalışmalarda için pürüzlülük değerinin bulunmasında referans olacak formülasyon elde edildi.

Isı alıcılarında ısı geçişi ve akış deneyleri yapılarak ısı taşınım katsayısına, basınç düşümüne ve sürtünme faktörüne etki eden parametreler incelenmiştir. Bunlar pürüzlülük, hidrolik çap, en-boy oranı ve malzeme cinsidir. Yapılan çalışmada 0,33 ile 1,37 kPa arasında gerçekleşen basınç düşümünün debi ile arasındaki ilişkisinde debi artışı ile basınç düşüşlerinin görüldüğü ve alüminyum ısı alıcısının basınç düşüşü değerlerinin bakırdan daha yüksek olduğu görüldü. Basınç düşümünün arttığı  $Re<400$  için en-boy oranının etkisi görülürken  $Re>400$  için hidrolik çap daha etkili olmaktadır..Laminer akışta gerçekleşen deneylerde basınç yüzey pürüzlülük etkisinin olmadığı türbülanslı akışta etkin bir parametre olabileceği sonucuna varıldı. Basınç düşümüne etki eden parametrelerin sırası ile hidrolik çap, en-boy oranı, malzeme ve pürüzlülük oldu. Burada, kanalın iç yüzeyinde oluşan girinti ve çıkıntıların basınç düşümü üzerinde artırıcı bir etkiye yarattığı gözlemlenmiştir.

Sürtünme faktörünün 0,08 ile 0,8 arasında değiştiği çalışmada Re sayısı artışı ile sürtünme faktörünün düştüğünü akışa etkileyen parametrelerin sırası ile hidrolik çap, malzeme, en-boy oranı ve pürüzlülük olduğu tespit edildi. Geleneksel bağıntılı ile deneysel sürtünme faktörü karşılaştırılarak  $\pm\%10$  yaklaşımın içerisinde kalıp kabul edilebilir seviyede olduğu sonucuna varıldı.

Deneysel Nu sayılarının literatürdeki 5 kolerasyon için karşılaştırıldığı ve Sieder-Tate korelasyonundan elde edilen verilerin  $Re>280$  için uyumlu olduğu  $Re<280$  için farkın  $\%25$ 'e ulaştığı sonucuna varılmıştır.

Deneysel alışmamızda ısı taşınım katsayıları 2000 ile 2800 W/m<sup>2</sup>K arasında gerçekleşmiştir. Kütle akısının artması ile ısı taşınım katsayısının düştüğünü Al ısı alıcısının Cu'a göre daha yüksek ısı taşınım katsayılarına sahip olduğu sonucuna varıldı. Isı alıcının ısı taşınım katsayısını belirleyen etkinlik sırasına göre; malzeme cinsi hidrolik çap, en/boy oranı ve pürüzlülüktür. Geleneksel teoriyede uyumlu olduğu, ısı transferinde hidrolik çapın artarak kanal içi hızın düşmesi ile suya aktarılacak enerjinin arttığı, en-boy oranının artması ile ısı yüzey alanının genişlemesi ile suya aktarılan enerjinin artacağı, kanal yüzey pürüzlüğün artarak akışkan ile temas eden yüzey alanın arttığı deneysel çalışmamızda da kanıtlanmıştır.

Yapılan alışma hızla ilerleyen teknoloji içerisinde küçülen elektronik cihazların ısıtma ve soğutma enerji ihtiyaçlarına referans olabilecek mikro ısı değiştiricilerin deneysel çalışma bulguları ile bir veri tabanı oluşturuldu. Benzer boyutlu mikrokanallı ısı değiştiricilerinde çalışacak araştırmacıların pompa seçimi, akışa etki eden parametrelerin optimizasyonu, kanat verimi ve ısıl verim problemlerine yardımcı olabilecek deneysel bulgular elde edilmiştir.

## KAYNAKLAR

- Al-Zaidi, A. H., Mahmoud, M. M., & Karayiannis, T. G. (2022). Flow boiling in copper and aluminium microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 194, 123101.
- Bejan, A. (2013). *Convection heat transfer*. John Wiley & Sons.
- Bejan, A. (1996). *Entropy generation minimization*. Boca Raton.
- Yunus, A., John, M., & Afshin, J. (2004). *THERMAL FLUID SCIENCES*. Second. Ny, Ny: McGraw Hill.
- Bergles, A. E., Lienhard V, J. H., Kendall, G. E., & Griffith, P. (2003). Boiling and evaporation in small diameter channels. *Heat transfer engineering*, 24(1), 18-40.
- Choi, S. B. (1991). Fluid flow and heat transfer in microtubes. *Micromechanical Sensors, Actuators, and Systems*, ASME, 123-134.
- Celata, G. P., Cumo, M., Marconi, V., McPhail, S. J., & Zummo, G. (2006). Microtube liquid single-phase heat transfer in laminar flow. *International journal of heat and mass transfer*, 49(19-20), 3538-3546.
- Darcy, H. (1857). *Recherches expérimentales relatives au mouvement de l'eau dans les tuyaux* (Vol. 2). Mallet-Bachelier.
- Fanning, J. T. (1899). *A practical treatise on hydraulic and water-supply engineering*. Рипол Классик.
- Flockhart, S. M., & Dhariwal, R. S. (1998). Experimental and numerical investigation into the flow characteristics of channels etched in (100) silicon.
- Gao, P., Le Person, S., & Favre-Marinet, M. (2002). Scale effects on hydrodynamics and heat transfer in two-dimensional mini and microchannels. *International journal of thermal sciences*, 41(11), 1017-1027.
- Guo, Y., Zhu, C. Y., Gong, L., & Zhang, Z. B. (2023). Numerical simulation of flow boiling heat transfer in microchannel with surface roughness. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 204, 123830.
- Harms, T. M., Kazmierczak, M. J., & Gerner, F. M. (1999). Developing convective heat transfer in deep rectangular microchannels. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 20(2), 149-157.
- Harpole, G. M., & Eninger, J. E. (1991, February). Micro-channel heat exchanger optimization. In *Proceeding of the 7th IEEE SEMI-THERM Symposium* (pp. 59-63).
- Hecht, K., Messerschmidt, F., Pfeifer, P., Dittmeyer, R., Kraushaar-Czarnetzki, B., & Hecht, S. (2013). Surface roughness of machined microchannels and its effect on multiphase boundary conditions. *chemical engineering journal*, 227, 2-12.

- He, B., Luo, X., Yu, F., Zhou, J., & Zhang, J. (2020). Flow boiling characteristics in bi-porous minichannel heat sink sintered with copper woven tape. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 158, 119988.
- Fanning, J. T. (1899). *A practical treatise on hydraulic and water-supply engineering*. Рипол Классик.
- Karayiannis, T. G., Mahmoud, M. M., & Kenning, D. B. (2011, January). A study of discrepancies in flow boiling results in small to micro diameter metallic tubes. In *International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels* (Vol. 44649, pp. 543-563).
- Kakac, S., Yener, Y., & Pramuanjaroenkij, A. (2013). *Convective heat transfer*. CRC press.
- Kandlikar, S. G., & Upadhye, H. R. (2005, March). Extending the heat flux limit with enhanced microchannels in direct single-phase cooling of computer chips. In *Semiconductor Thermal Measurement and Management IEEE Twenty First Annual IEEE Symposium, 2005*. (pp. 8-15). IEEE.
- Knight, R. W., Hall, D. J., Goodling, J. S., & Jaeger, R. C. (1992). Heat sink optimization with application to microchannels. *IEEE Transactions on Components, Hybrids, and Manufacturing Technology*, 15(5), 832-842.
- Kıvınc, T. (2014). Optimization of surface roughness and flank wear using the Taguchi method in milling of Hadfield steel with PVD and CVD coated inserts. *Measurement*, 50, 19-28.
- Li, Z., He, Y. L., Tang, G. H., & Tao, W. Q. (2007). Experimental and numerical studies of liquid flow and heat transfer in microtubes. *International journal of heat and mass transfer*, 50(17-18), 3447-3460.
- Lee, P. S., Garimella, S. V., & Liu, D. (2005). Investigation of heat transfer in rectangular microchannels. *International journal of heat and mass transfer*, 48(9), 1688-1704.
- Lu, H., Xu, M., Gong, L., Duan, X., & Chai, J. C. (2020). Effects of surface roughness in microchannel with passive heat transfer enhancement structures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 148, 119070.
- Mala, G. M., & Li, D. (1999). Flow characteristics of water in microtubes. *International journal of heat and fluid flow*, 20(2), 142-148.
- Manay, E., & Sahin, B. (2016). The effect of microchannel height on performance of nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 95, 307-320.
- Mandev, E., & Manay, E. (2022). Effects of surface roughness in multiple microchannels on mixed convective heat transfer. *Applied Thermal Engineering*, 217, 119102.
- Nas, E., & Gökkaya, H. (2017). Experimental and statistical study on machinability of the composite materials with metal matrix Al/B 4 C/graphite. *Metallurgical and Materials Transactions A*, 48, 5059-5067.
- Nikuradse, J. (1950). *Laws of flow in rough pipes*.
- Pfahler, J. (1991). Gas and Liquid Flow in small Channels, Micromechanical sensors, Actuators, and Ssystems. In *ASME* (Vol. 32, pp. 49-60).



- Phillips, R. J. (1987). Forced-convection, liquid-cooled, microchannel heat sinks (Doctoral dissertation, Massachusetts Institute of Technology).
- Rovenskaya, O. (2013). Kinetic analysis of surface roughness in a microchannel. *Computers & Fluids*, 77, 159-165.
- Ryu, J. H., Choi, D. H., & Kim, S. J. (2002). Numerical optimization of the thermal performance of a microchannel heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(13), 2823-2827.
- Szewczyk, H. (2008). Liquid flow in smooth capillary pipes. *Chemical and Process Engineering*, 29(2), 403-424.
- Shetty, N., Herbert, M. A., Shetty, D. S., Shetty, R., & Shivamurthy, B. (2013). Effect of process parameters on delamination, thrust force and torque in drilling of carbon fiber epoxy composite. *Research Journal of Recent Sciences*, 2(8), 47-51.
- Shen, S., Xu, J. L., Zhou, J. J., & Chen, Y. (2006). Flow and heat transfer in microchannels with rough wall surface. *energy conversion and management*, 47(11-12), 1311-1325.
- SREEHARI, Dungali; SHARMA, Apurbba Kumar. On form accuracy and surface roughness in micro-ultrasonic machining of silicon microchannels. *Precision Engineering*, 2018, 53: 300-309.
- Sterr, B., Mahravan, E., & Kim, D. (2021). Uncertainty quantification of heat transfer in a microchannel heat sink with random surface roughness. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 174, 121307.
- Tuckerman, D. B., & Pease, R. F. W. (1981). High-performance heat sinking for VLSI. *IEEE Electron device letters*, 2(5), 126-129.
- Valdés, J. R., Miana, M. J., Martínez, M., Gracia, L., & Pütz, T. (2008). Introduction of a length correction factor for the calculation of laminar flow through microchannels with high surface roughness. *International journal of heat and mass transfer*, 51(17-18), 4573-4582.
- Yang, Y. K., Shie, J. R., & Huang, C. H. (2006). Optimization of dry machining parameters for high-purity graphite in end-milling process. *Materials and Manufacturing Processes*, 21(8), 832-837.
- Zhigang, L., Ning, G., Chengwu, Z., & Xiaobao, Z. (2009). Experimental study on flow and heat transfer in a 19.6- $\mu\text{m}$  microtube. *Experimental heat transfer*, 22(3), 178-197.
- Wang, X., Liu, Z., Yang, Y., Cai, Y., Song, Q., & Wang, B. (2022). Effects of sidewall roughness on mixing performance of zigzag microchannels. *Chemical Engineering and Processing-Process Intensification*, 179, 109057.
- Webb, R. L., Eckert, E. R. G., & Goldstein, R. (1971). Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness. *International journal of heat and mass transfer*, 14(4), 601-617.



## ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : **UMUT KÜÇÜKOĞLU**

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2013, Sakarya Üniversitesi / Mühendislik Fakültesi / Makina Mühendisliği
- **Yüksek Lisans** : 2024, Sakarya Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü / Makina Mühendisliği

### MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

Proje Mühendisi (05.2021-Halen)

Escon Enerji Sistemleri ve Cihazları San. Tic. A.Ş

Arge Mühendisi (02.2021-05.2021)

CTT Endüstri San. ve Tic. Ltd. Şti.

Makine Mühendisi (08.2019-02.2021)

Şahinoks Paslanmaz Çelik Ürünleri Mak.İml.San ve Tic. Ltd. Şti

### TEZDEN TÜRETİLEN ESERLER:

### DİĞER ESERLER: