



**Bu bir MMO  
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

## **MİNİBORUDA ISI GEÇİŞİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ**

**ZEYNEP KÜÇÜKAKÇA  
NEZAKET PARLAK  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ**





# MINİBORUDA ISI GEÇİŞİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Zeynep KÜÇÜKAKÇA  
Nezaket PARLAK

## ÖZET

Bu çalışmada mini ölçekte tek fazlı akışın ısı geçişi özellikleri deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel geçiş bölgesini kapsayacak şekilde Reynolds sayısının 40 ile 5000 olduğu aralıkta 762 µm çapında paslanmaz çelikten yapılmış uzunlukları 10, 20 ve 30 cm olan üç farklı boruda su akışı gerçekleştirilerek yapılmıştır. Isı geçişi miniboruyu çevreleyen sıcaklık banyosuyla gerçekleştirilmiştir. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMTD) metodunun uygulanabilirliği araştırılmış, ısı transferi katsayısı deneysel olarak hesaplanmıştır. Elde edilen deney sonuçları literatürdeki mevcut bağıntılarla karşılaştırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Miniboru, Laminer ve türbülanslı akış, Isı transferi, LMTD metodu

## ABSTRACT

In this study, the single phase heat transfer characteristics in mini-scale were experimentally investigated. The experiments were conducted to cover transition zone for the Reynolds numbers ranging from 40 to 5000 by stainless steel minitubes which have diameters of 762µm and length of 10, 20 and 30 cm. Heat transfer is supplied by a water jacket surrounding the minitubes and heat transfer coefficients are obtained by LMTD method. The experimental results were compared with the existing correlations in the literature.

**Key words:** Microtube, Laminar and turbulent flow, Heat transfer, LMTD method

## 1. GİRİŞ

Gelişen teknolojiyle cihazlar minyatürleştirilmiş ve küçük hacim alanlarında yüksek güç ve ısı transferi gereksinimleri artmıştır. (Celata vd. 2006; Celata vd. 2008) Minikanallar düşük hidrolik parametreleri sayesinde yüksek ısı transfer katsayıları sağlamanın yanında küçük boyutlar ve ağırlıklar, çalışma akışkanı miktarının az olması, taşınabilir olmaları gibi büyük avantajlar sağlamaktadır. Özellikle haberleşme, bilgisayar, elektronik, havacılık ve uzay çalışmaları, biyoteknoloji ve endüstri alanlarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Temel teorilerin hidrolik çapın küçüldüğü durumlarda hala geçerliliğini koruyup korumadığı günümüzün önemli araştırma konularından birini oluşturmaktadır. Bu yüzden son yıllarda, mikro ve minikanallarda çok sayıda deneysel ve sayısal çalışma yapılmıştır. Deneysel olarak dairesel (Adams vd.1998; Yu vd. 1995; Celata vd. 2002; Tso ve Mahulikar,1998; Lelea vd. 2004; Celata vd. 2006; Li vd. 2007; Zhigang vd. 2009), dikdörtgen (Peng vd. 1994; Wang ve Peng, 1996; Peng ve Peterson, 1996; Hars vd. 1999; Gato vd. 2002; Fernanda vd. 2008; Lee vd. 2005), trapez(Su vd.,2000; Su ve Cenge, 2003) ve üçgen(Tinsel vd. 2004) bunlara ek olarak birçok yazar mikro ve mini kanallarda çalışmalar yapmıştır. Mikron mertebelerine inildiğinde “ölçek etkisi” veya “mikro etkiler” olarak adlandırılan etkilerin ortaya çıktığı yapılan çalışmalar neticesinde belirlenmiştir. Mori’ni (2004) mikro kanallarda tek fazlı ısı geçişi için yapılmış mevcut deneysel çalışmaların

mikrokanallardaki ısı transferi için kullanılabilirliğini araştırmıştır. Mikrokanallar hesaplamalarındaki farklılıkların sıkıştırılabilme, viskoz dağılım, elektro-ozmotik, kanal yüzey durumu ve deneysel belirsizlikler gibi etkilerin neden olduğu analiz etmiştir. Celata vd. (2006) tarafından farklı kanallar için ısı girişi, akışkan tipi, kenar oranı, kanal çapı ve eğim parametreleri ele alınarak deneysel bir çalışma yapılmıştır. Çalışmalar üç ayrı enstitüde yapılmış ve elde edilen sonuçlar klasik bağıntılarla karşılaştırılmıştır. Akışkan olarak demineralize su ve soğutucu akışkan R134a kullanılmıştır. Deneylerde kullanılan boruların çapları 0.259 – 1.699 mm arasında değişmektedir ve tamamı pürüzsüzdür. Sonuçlar Poiseuille ve Blasius denklemlerinin akışkan, kesit alanı ve eğim gözetmeksizin geçerli olduğunu göstermiştir. Adams vd. (1997) yaptıkları çalışmada akışkan olarak su kullanmış ve 0.76 – 1.09 mm çapındaki mikro kanallarda tek fazlı türbülanslı akıştaki zorlanmış taşınımı incelemiştir. 2600 – 23000 Reynolds ve 0.102 – 1.09 mm çap aralığında yapılan eski sonuçlar bu çalışmayla karşılaştırılmış ve Nu sayısı için deneysel ve öngörülen değerlerin  $\pm$  % 18.6 farkla uyduğu belirlenmiştir. Yukarıda yalnızca bir kısmından bahsedebildiğimiz birçok bilim insanı mikro ve minikanalar üzerinde çalışmalar yapmıştır. Bu deneysel çalışmaların bir özeti Tablo 1 'de verilmiştir. Bu tablo aynı zamanda çalışmamızda bulduğumuz Nu sayıları ile teoride geleneksel kanallar için önerilen Nu sayıları arasında karşılaştırma yapmamızı sağlar. Tablo 1'de görüldüğü üzere mikro ve minikanallarda tek fazlı ısı transferi için yayınlanmış sonuçlar arasında tutarsızlıklar olduğu gibi kabul edilip benimsenecek tek bir model yoktur. Bu nedenle mikro ve mini akış ve ısı geçişini değerlendirebilmek için deneysel olarak desteklenmiş doğru sayısal ve analitik modellere ihtiyaç vardır. Bunlara ek olarak farklı deneysel durum koşullarını ve sınırları ortaya çıkarmak için LMTD metodu yaygın olarak kullanılmalıdır. Bu çalışmada bir sıcaklık banyosu içine yerleştirilmiş olan miniborudaki akış için ısı transfer katsayısı deneysel olarak hesaplanmıştır. Isı transferi deneyleri aynı çapta farklı uzunluklardaki miniborular üzerinde LMTD metodununun uygunluğunu araştırmak üzere yapılmıştır.

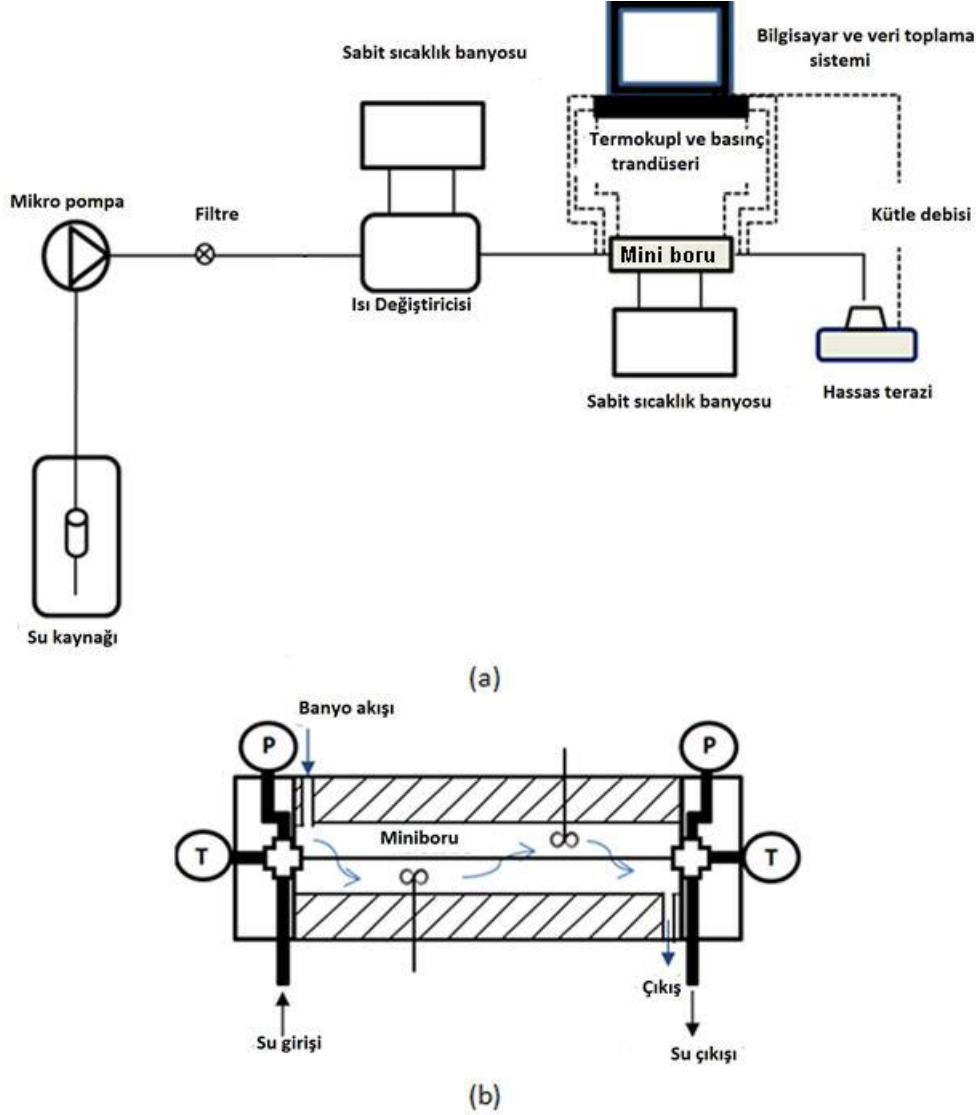
## 2. DENEY DÜZENEGİ

Şekil1.a' da detaylı olarak verilen deney tesisatı; mikropompa, filtre, su haznesi, ısı değiştiricisi, sabit sıcaklık banyosu, bilgisayar, veri toplama cihazı ve mini boru test düzeneğinden meydana gelmiştir.

Deneylerde akışkan olarak saf su kullanılmıştır ve mini borudaki akış 0.1 ml/d-200 ml/d hacimsel debi aralığında Gilson marka WSC model tek pistonlu mikro pompa ile sağlanmıştır. Deneyler 5 ml/d-100 ml/d arasında 20 farklı hacimsel debi için yapılmıştır. Deneylerde akışkan kütleli debisi pompanın gösterdiği hacimsel debi ile saptandığı gibi test süresince mini boru çıkışına konulan bir kaptaki toplanan su hassasiyeti %0.1 olan AND GX-600 marka hassas terazi ile ölçülerek de belirlenmiştir. Pompanın hacimsel debisi akışkanın ortalama sıcaklığına göre belirlenen yoğunluk değeri ile kütleli debiye dönüştürülmüş, terazi ile belirlenen kütleli debi ile de karşılaştırılmış, birbiri ile uyum sağladığı gözlenmiştir. Deneysel hataları en aza indirmek amacıyla ile deneyler 3 defa tekrarlanmıştır. Suyun hesaplamalarda kullanılan fiziksel özellikleri oluşturulan excel çalışma alanında, akışkanın ortalama sıcaklığına göre hesaplanarak elde edilmiştir. Aynı koşullardaki 20 farklı hacimsel debideki deneylerde, mini boru giriş sıcaklığı 24 °C'de, banyo sıcaklığı ise 99 °C' de deney süresince sabit tutulmuştur.

Şekil 1.b' de miniborunun bağlantı şekli görülmektedir. Bu bağlantı boruları paslanmaz çelikten özel olarak üretilmiştir. Miniboru düşük termal iletkenliği olan polimer bir malzemeden yapılmış olan sıcaklık banyosu içine yerleştirilmiştir. Test bölümü dışından 2-3 mm hava boşluğu bırakılarak cam yünü ile izole edilmiştir. Banyo sıvısının sıcaklığı programlanabilir sabit sıcaklık banyosu(Cole-Palmer 12108-25) kullanılarak ayarlanmıştır. Miniborunun bağlantı borularına yerleştirilen basınç detektörleriyle miniborunun giriş basıncı ve toplam basınç farkı ölçülmüştür. (Keller PA-33X 0–200 bar and 0–16 bar) Elektronik dedektörlerin kalibrasyonu test öncesi ve sonrasında kontrol edilmiştir. Akış sıcaklığı miniboru test bölümünün giriş ve çıkışında K tipi termokupul yerleştirilerek ölçülmüştür. Tüm testler sıcaklık odasında hassas olarak kontrol edilerek yapılmıştır. Ölçülen değerler veri toplama cihazı (Iotech Personal-Daq3000) ile bilgisayara aktarılmıştır. Muhtemel deneysel hataları önlemek için her deney aynı koşullarda 3 defa tekrarlanmıştır. Temel problem miniborunun ortalama iç çapını belirlemektir. Ortalama iç çap miniborunun kütlesi ölçülerek belirlenebilir. Kullanılan miniboru

malzemesinin yoğunluğu biliniyorsa hacmi bulunarak miniboru ortalama iç çapı hesaplanabilir. Bu dolaylı yöntemin yerine biz çalışmamızda taramalı elektron mikroskobu kullanarak (SEM, Vega Tescan) ile ölçekli miniboru en-kesit resimleri alınarak çizim program yardımıyla ortalama çap hesaplanmıştır.



Şekil 1. Deney tesisatı

### 3. ISI GEÇİŞİ

Enerji korunumuna göre; bir boru içerisinde sürekli koşullarda zorlanmış tek fazlı akışta sistem sınırlarından giren ısı enerjisinin sistemin toplam enerjisindeki değişime eşit olması gerekmektedir. Buna göre;

$$m c_p (T_g - T_c) = U A T_m \quad (1)$$

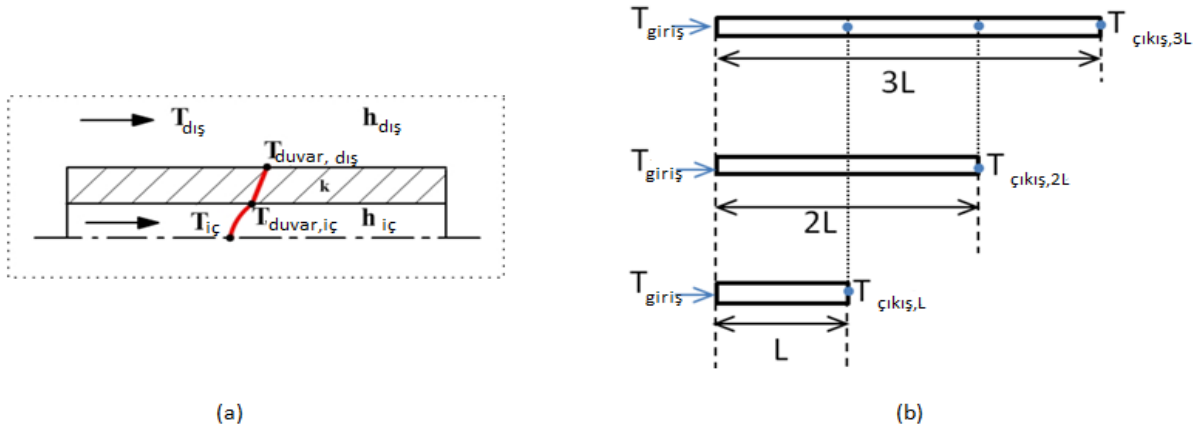
yazılabilir. Burada A ısı geçişinin olduğu yüzey alanını ( $A=\pi DL$ ) ve U toplam ısı geçiş katsayısını ifade etmektedir. Toplam ısıl direnç olarak bilinen  $1/UA$  terimi; her iki duvar (sıcak ve soğuk) tarafındaki ısıl dirençler ile boru direncinin toplamına eşittir ve aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{1}{UA} = \frac{\Delta T_m}{mc_p(T_g - T_c)} = \frac{1}{h_{iç}A_{iç}} + \frac{\ln(D_{dış}/D_{iç})}{2nkL} + \frac{1}{h_{dış}A_{dış}} \quad (2)$$

Burada  $T_c$ ,  $T_g$  sırasıyla akışkanın çıkış ve giriş sıcaklıklarıdır.  $\Delta T_m$  ise iki akışkan arasındaki logaritmik ortalama sıcaklık farkı olarak bilinir ve

$$\Delta T_m \equiv \frac{(T_{dış,c} - T_g) - (T_{dış,g} - T_c)}{\ln \frac{(T_{dış,c} - T_g)}{(T_{dış,g} - T_c)}} \quad (3)$$

şeklinde ifade edilir. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı; her kesitte sıcaklık farkının değişken olması nedeniyle akışkanların ısı değiştiricisine giriş ve çıkış sıcaklıkları cinsinden ifade edilebilen ortalama bir sıcaklık farkı tanımıdır. Geleneksel ısı değiştiricisi problemlerinde soğuk ve sıcak akışkan arasındaki sıcaklık farkının tam bir gösterimi olarak bilinmektedir (Cengel, 2003, Halıcı, 2006). Mini ve mikro boyutlara inildiğinde de logaritmik ortalama sıcaklık farkının kullanılıp kullanılmamasına ilişkin herhangi bir çalışma bulunmamaktadır. Bu çalışmada logaritmik ortalama sıcaklık farkının sabit duvar sıcaklığında uygulanabilirliği deneysel olarak araştırılmıştır. Şekil 2.a' da verilen boru içerisindeki akışta ısı geçişi probleminin gerçek çözümünde iç ve dış akışkan sıcaklıkları ile duvar sıcaklıklarının bilinmesine ihtiyaç vardır. Deneysel yöntemimizde Şekil 2.b' de gösterildiği gibi, aynı iç çapa sahip farklı uzunluklarda üç adet mini boru kullanılmıştır. Burada amaç, uzun borudaki sıcaklık dağılımını deneysel olarak belirlemektir. Deneyler aynı şartlarda (aynı kütledebilerde, aynı giriş ve yüzey sıcaklıklarında) gerçekleştirilmiştir. Borularda çıkan akışkan sıcaklıkları ölçülmüş ve kısa borulardaki akışkanın çıkış sıcaklıkları, uzun borunun aynı mesafedeki yerel iç sıcaklığı olarak kabul edilmiştir. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı kullanılarak giren akışkanın boru boyunca sıcaklık değişimi hesaplanmıştır. Böylelikle ölçülen sıcaklık değerleri ile hesaplanan değerler birbirleri ile karşılaştırılmıştır.



**Şekil 2.a** Miniboru kesitindeki sıcaklıklar, **Şekil 2.b** Uzun boru boyunca sıcaklık dağılımı için aynı çaplı farklı uzunluklu üç adet miniboru

Ayrıca boru içerisindeki deneysel ısı taşınım katsayılarını belirlemek için duvar sıcaklıkları ( $T_{duvar,iç}$ ) aşağıdaki gibi ısı iletim denklemi ile tespit edilebilir;

$$T_{duvar,iç} = T_{duvar,dış} - \frac{Q_x \ln(r_2/r_1)}{2nkL_x} \quad (4)$$

Burada  $L_x$  mini boru girişinden yerel sıcaklığının ölçüldüğü noktadaki uzunluk ile  $Q_x$  ısı geçişini temsil etmektedir. Sonuç olarak, deneysel ısı taşınım katsayısı aşağıdaki gibi yazılabilir;



$$h_{iç} = \frac{\dot{m}c_p(T_g - T_c)}{\pi DL(T_{duvar,iç} - T_{iç})} \quad (5)$$

Burada  $T_{iç}$ , bu yöntemle belirlenen yerel iç sıcaklıkları ifade etmektedir. Sonuç olarak Nusselt sayısı

$$Nu = \frac{h_{iç}D}{k_f} \quad (6)$$

şeklinde elde edilir. Burada  $k_f$  ortalama akış sıcaklığı için hesaplanan suyun ısı iletimidir.

### 3.1 Makrokanallar için Nu Bağlıları

Teoride termal olarak tam gelişmiş laminar akıştaki ısı transferi için Nu sayısı sadece kanalın kısmi kesitine bağlıdır. Shah ve London (1978) tam gelişmiş laminar dairesel boru akışı için sabit sıcaklık ve sabit ısı akısı sınır koşullarında Nu sayısını 3.66 ve 4.36 arasında olduğunu belirtmişlerdir. Diğer bir bağlantı Sieder-Tate (1978) tarafından dairesel borularda gelişen laminar akış için ( $Re < 2300$ ) olduğu aralıkta ortalama Nu sayısını aşağıdaki denklemle tanımlanmıştır.

$$Nu = 1,86 \left( \frac{RePrD}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_m}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (7)$$

Buradaki  $\mu_s$ , yüzey sıcaklığındaki akışkan viskozitesi olup diğerleri ortalama sıcaklıktaki değerlerdir. Diğer bağlantı Gnielinski (1976) tarafından laminardan türbülansa geçiş bölgesi için  $3000 < Re < 5 \cdot 10^6$  aşağıdaki gibi belirtilmiştir;

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

Burada,

$$f = \frac{1}{(1,58 \ln Re - 3,28)^2} \quad (9)$$

olmaktadır.

### 3.2 Mini Ve Mikrokanallar için Nu Bağlıları

Yapılan literatür çalışması sonucunda mini ve mikrokanallar için mevcut Nu bağlantılarından bazıları Tablo 1' de verilmiştir. Tabloda yer alan bazı denklemlerden elde edilen veriler bu çalışmada deneysel olarak elde edilmiş Nu sayıları ile karşılaştırılmıştır.

**Tablo 1.** Mini ve mikrokanallarda yapılan çalışmalar sonucu bulunan bağıntıların özeti

Referans	Parametreler D <sub>h</sub> (µm)	W, H	Çalışma Sıvısı	Re	Bağıntı
Wang ve Peng, (1994)	Paslanmaz dikdörtgen H=700 W=200-800	çelik,	Su, Metanol	Re>1600	$Nu = 0,0085Re^{0,8}Pr^{1/3}$
Peng ve Peterson (1996)	Paslanmaz dikdörtgen D <sub>h</sub> =133-367 Z=0.333-0.5 W=100-400 H=200-300	çelik,	Su	Re<4000	$Nu_L = 0,1165 \left(\frac{D}{W}\right)^{0,821} \left(\frac{H}{W}\right)^{0,779} Re^{0,82} Pr^{1/2}$ $Nu_T = 0,072 \left(\frac{D}{W}\right)^{1,12} (1 - 2,421(Z - 0,5)^2) Re^{0,82} Pr^{1/2}$
Tso ve Mahulikar (1998)			Su	Re<700	$Nu = ARe^{0,82} Pr^{1/2} BPr^{0,182}$
Adams vd.(1998)	Bakır, dairesel D=76, 102,1090		Su	2600<Re<23000	$Nu_{Gz} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}(Pr^{1/2} - 1)} Nu = Nu_{Gz}(1 + F)$
Wu ve Cheng (2003)	Silikon, trapez Wb=158-1473 Wt=62-1375 H=56-110		Su	Re<100 100<Re<1500	$u = c_1 Re^{0,748} Pr^{0,422} \left(-\frac{W_b}{W_t}\right)^{2,547} \left(\frac{W_t}{H}\right)^{2,577} \left(\frac{k}{D_h}\right)^{0,041} \left(\frac{D_h}{L}\right)^{1,289}$ $Nu = c_2 Re^{0,148} Pr^{0,182} \left(-\frac{W_b}{W_t}\right)^{0,902} \left(\frac{W_t}{H}\right)^{1,001} \left(\frac{k}{D_h}\right)^{0,022} \left(\frac{D_h}{L}\right)^{0,792}$
Fernando vd. (2008)	Alüminyum, dikdörtgen, D <sub>h</sub> =1.44		Su	170<Re<6000	$Nu = 4,526 \cdot 10^{-4} Re^{1,22} Pr^{0,4} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14}$ for 2300 < Re < 6000

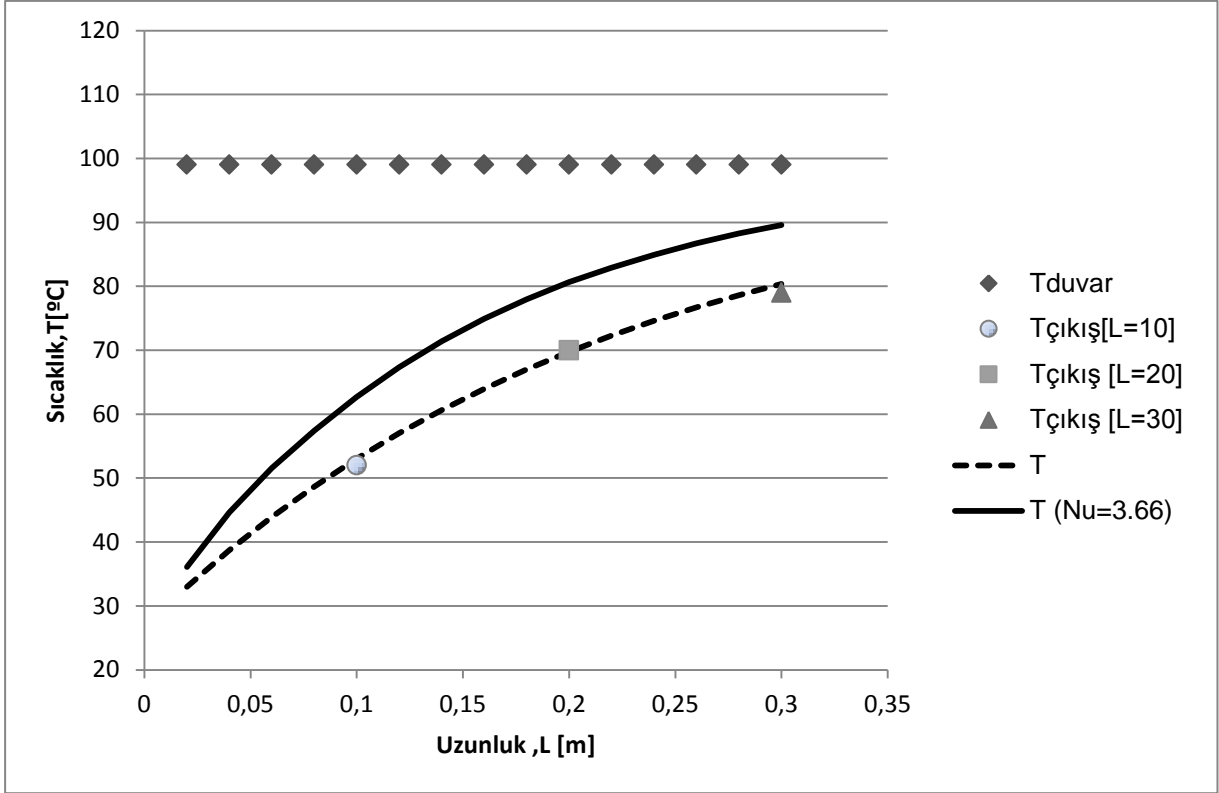
#### 4. SONUÇLAR

Bu çalışmada boru dışındaki sıcaklık sabit kabul edilip, Denklem (4) yardımıyla iç duvar sıcaklığı hesaplanmıştır. Kısa borulardan çıkışta ölçülen akışkan sıcaklıklarını teorik değerler ile karşılaştırmak için sabit yüzey sıcaklığı koşulları için geliştirilen aşağıdaki denklem 10 kullanılmıştır.

$$T_{\text{çıkış}} = T_{\text{duvar,iç}} - (T_{\text{duvar,iç}} - T_{\text{iç}}) \exp\left(-\frac{(\pi D)L_x}{\dot{m}c_p} h_{\text{iç}}\right) \quad (10)$$

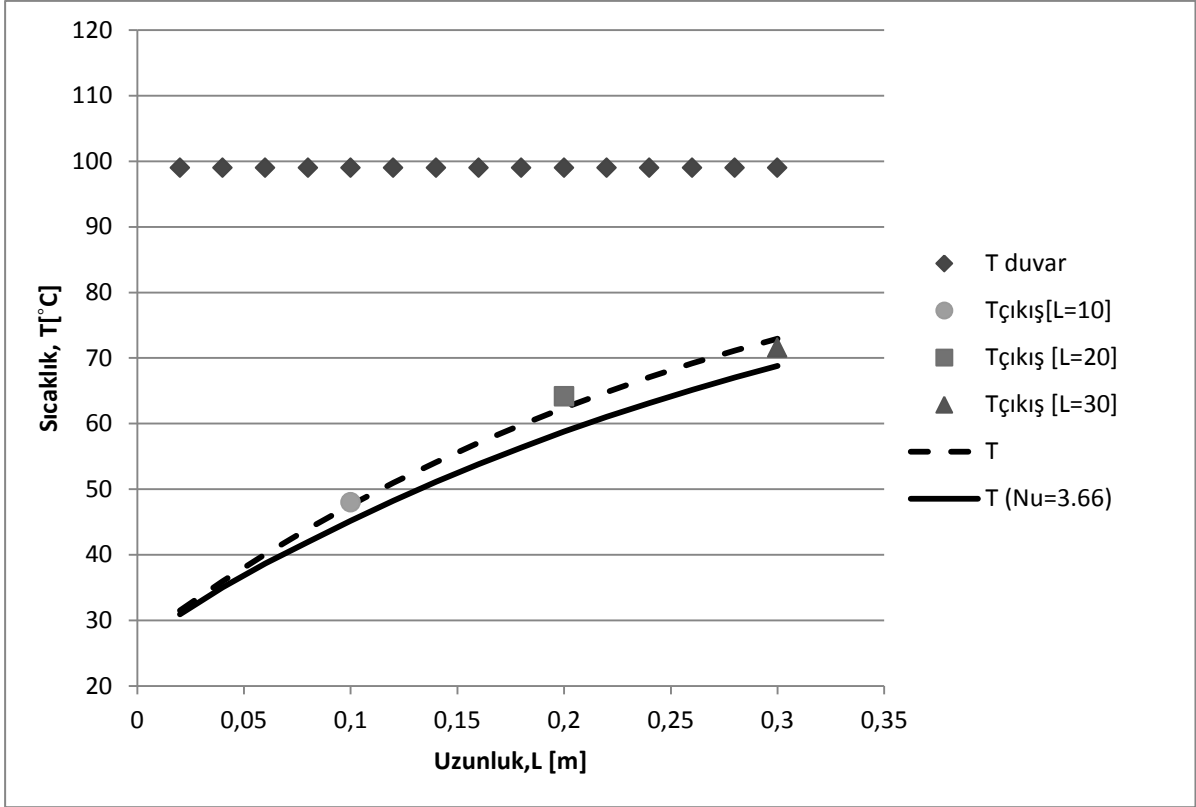
Denklem 10'da görüldüğü gibi teorik çıkış sıcaklıklarını belirleyebilmek için taşınım katsayısına ihtiyaç vardır. Teorik taşınım katsayısı Nu=3.66 alınarak hesaplanmış, buradan da teorik çıkış sıcaklıkları belirlenmiştir. Bu işlem her bir kütleli debi için yapılmış ve teorik değerler ile deneysel değerler grafiklerde karşılaştırılmıştır. Şekil 3.a'da 15ml/d hacimsel debi, şekil 3.b'de 35ml/d hacimsel debi, şekil 3.c'de ise 75ml/d hacimsel debi için yapılan deneylerde ölçülen verilerin, teorik olanlar ile karşılaştırılması görülmektedir. Grafiklerde düz çizgi ile gösterilen Nu=3,66' ya göre hesaplanan mini boru boyunca olan teorik sıcaklık artışını ifade etmektedir. Yine düz kesikli çizgi ile ifade edilen veriler deneysel taşınım katsayısı ile hesaplanmış boru boyunca olan sıcaklık verileridir.





**Şekil 3.a.** 15ml/d hacimsel debide teorik ve deneysel çıkış sıcaklıklarının miniboru uzunluğuna göre değişimi

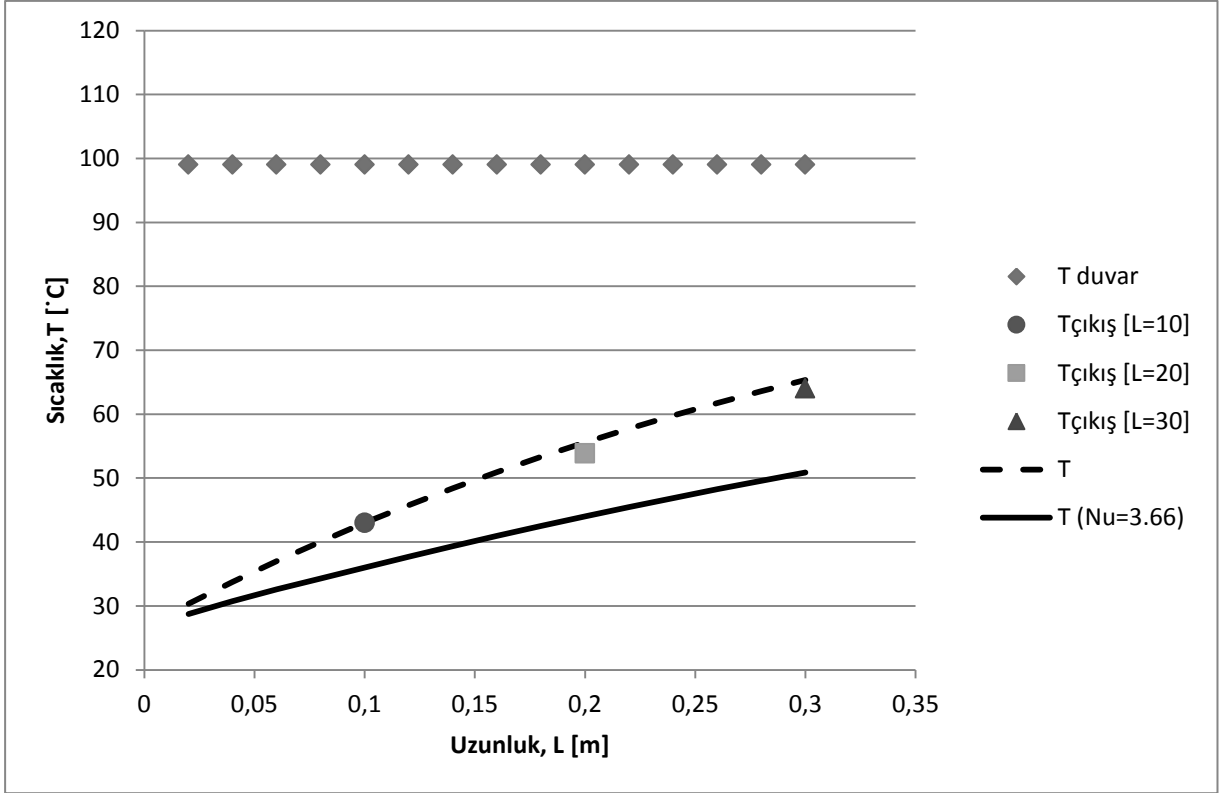
Şekil 3.a'da 10 cm, 20 cm ve 30 cm borudan çıkan akışkanın ölçülen sıcaklık değerleri noktalar halinde verilmiştir. Ölçülen değerlere bakıldığında olması gereken teorik verilerden daha düşük olduğu gözlenmiştir. Bu durum boru boyunca olan ısı kayıplarının düşük debide etkisinin yüksek olduğu şeklinde yorumlanmıştır. Ayrıca çıkış sıcaklıklarının 10, 20 ve 30 cm'deki borularda boru uzunluğu arttıkça akışkanın sabit sıcaklık banyosunda kalma süresi arttığı için çıkış sıcaklıklarında artış olduğu görülmüştür. Ayrıca ölçülen sıcaklıklar ile kesikli çizgi karşılaştırıldığında ölçülen sıcaklıkların logaritmik davranış sergilediği de gözlenmiştir.



**Şekil 3.b.** 35ml/d hacimsel debide teorik ve deneysel çıkış sıcaklıklarının mini boru uzunluğuna göre değişimi

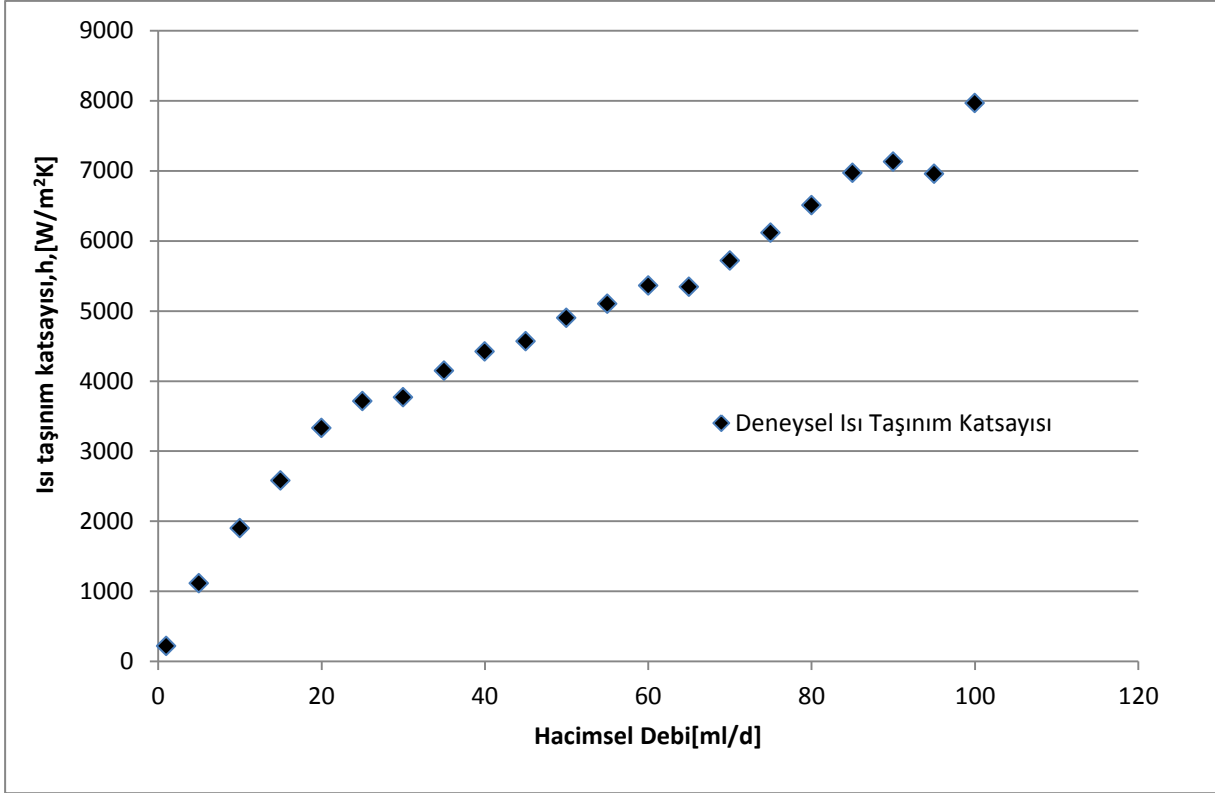
Şekil 3.b'de ölçülen sıcaklık değerleri teorik olanlardan daha büyük olduğu gözlenmiştir. Burada artan kütle debisi ile ısı taşınımının arttığı, yine ölçülen sıcaklıkların logaritmik davranış sergiledikleri gözlenmiştir.

75 ml/d hacimsel debi için yapılan deneylerde edilen sonuçlar Şekil 3.c' de görülmektedir. Yine ölçülen sıcaklık değerlerinin beklenenlerden daha yüksek olduğu gözlenmiştir. Ayrıca kütleli debinin artması ile logaritmik eğrinin giderek düzleştiği görülmektedir. Aynı şekilde ölçülen sıcaklıklar da farklı bir davranış göstermemiştir.



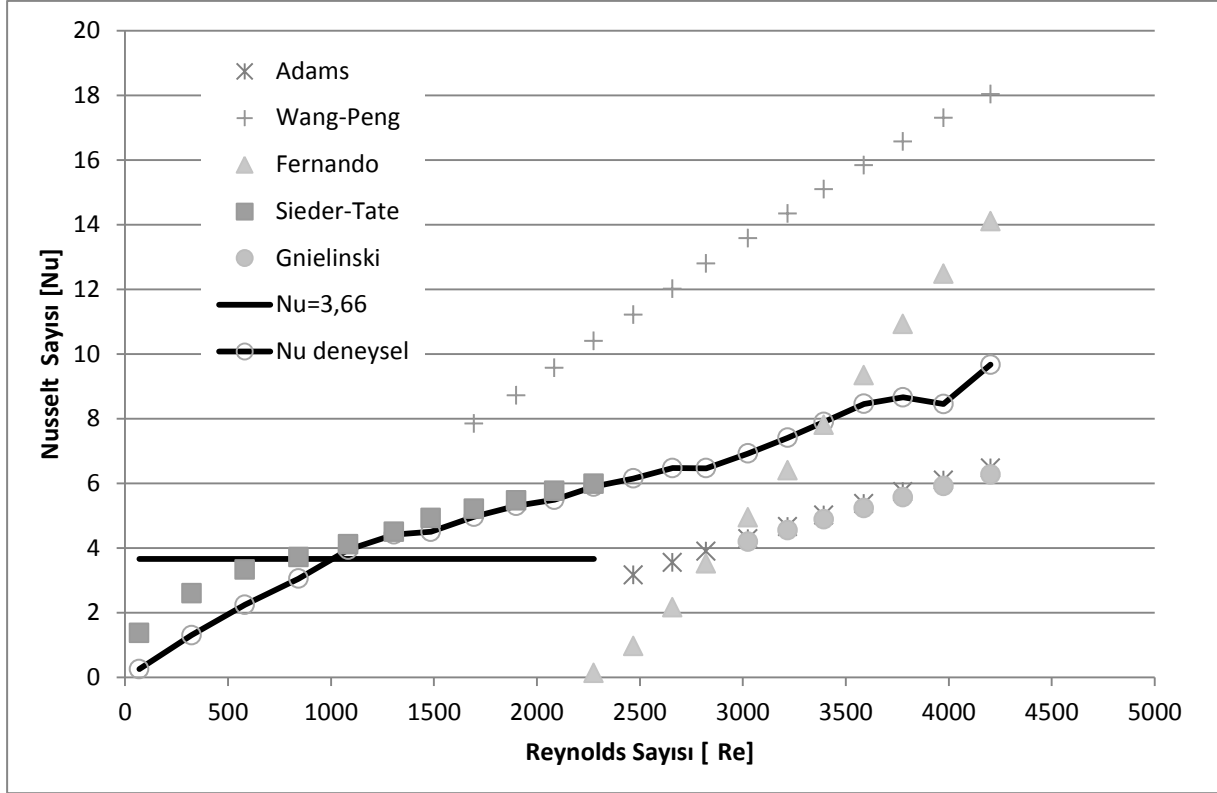
**Şekil 3.c.** 75ml/dk hacimsel debide Teorik ve deneysel çıkış sıcaklıklarının mini boru uzunluğuna göre değişimi

Yapılan deneyler genel itibari ile ölçülen değerlerin teori ile hesaplananlardan daha yüksek olduğunu göstermiştir. Buna rağmen ölçümler mini boru akışında sabit yüzey sıcaklığı koşullarında logaritmik davranışın geçerli olduğunu kanıtlamıştır. Şekil 4.'te uzun boru için yapılan deneyler sonucunda elde edilen ısı taşınım katsayılarının hacimsel debi ile değişimi verilmiştir. Isı taşınım katsayılarının hacimsel debi artışıyla arttığı görülmüştür.



**Şekil 4.** Isı taşınım katsayısının hacimsel debi ile değişimi

Şekil 5.'te Reynolds sayısının 100 ila 4500 olduğu aralıkta paslanmaz çelik mini boruda sabit yüzey sıcaklığı koşullarında yapılan ısı geçişi deneylerinde elde edilen Nu sayıları verilmiştir. Ayrıca grafikte bu veriler literatürde mevcut olan mini ve mikrokanal ısı geçişi bağıntılarıyla elde edilenler ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 5. Deneysel Nu sayılarının mevcut bağıntılarla karşılaştırılması

Re sayısının 70 ila 2300 olduğu laminer akış bölgesinde elde edilen deneysel Nu sayılarının Sieder-Tate bağıntısı ile elde edilenlerle uyumlu olduğu gözlenmiştir. Türbülans bölgesinde ise Wang-Peng [1994] ile elde edilenlerden daha düşük, Adams [1998] ve Gnielinski [1976] bağıntılarından elde edilenlere oranla daha yüksek olduğu görülmüştür. Fernando vd. [2008] tarafından rapor edilen bağıntı ile hesaplananların birkaç nokta için uyum göstermiş olsa bile kullanılamayacağı sonucuna varılmıştır.

## SONUÇ

Bu çalışmada iç çapı 762  $\mu\text{m}$  olan paslanmaz çelikten yapılmış, uzunlukları, 10, 20 ve 30 cm olan üç adet mini boruda sabit yüzey sıcaklığı koşullarında ısı geçişi deneyleri yapılmıştır. Yapılan sıcaklık ölçümleri ile mini boru akışında sabit yüzey sıcaklığı koşullarında logaritmik davranışın geçerli olduğunu kanıtlamıştır. Deneysel olarak Nusselt sayıları hesaplanmış, Nusselt sayılarının artan Reynolds sayısı ile artış gösterdiği gözlenmiştir. Elde edilen veriler laminer akış bölgesinde literatürdeki bağıntılarla uyum sağlarken türbülans bölgesinde literatürdeki bağıntılarla uyum sağlamadığı görülmüştür.

## KAYNAKLAR

- [1] Adams, T. M., Abdel-Khalik, S. I., Jeter, S. M., Qureshi, Z. H., 1998. An experimental investigation of single-phase forced convection in microchannels. *Int. J. Heat Mass Transfer* 41, 6–7, 851–857.
- [2] Celata, G.P., Cumo, M., Guglielmi, M., Zummo, G., 2002. Experimental investigation of hydraulic and single phase heat transfer in 0.130  $\mu\text{m}$  capillary tube. *Microscale Thermophys. Eng.* 6, 85–97.



- [3] Cengel, Y.A., 2003. Heat Transfer: A Practical Approach. McGrawHill, New York.
- [4] Edwards, D.K., Denny, V.E., Mills, A.F., 1979. Transfer Processes. Washington, DC: Hemisphere.
- [5] Celata, G.P., Cumo, M., Marconi, V., McPhail, S.J., Zummo, G., 2006. Microtube liquid single-phase heat transfer in laminar flow. *Int. J. Heat Mass Transfer* 49, 3538–3546.
- [6] Celata, G.P., Morini, G.L., Marconi, V., McPhail, S.J., Zummo, G., 2006b. Using viscous heating to determine the friction factor in microchannels – An experimental validation. *Experimental Thermal and Fluid Science* 30, 725–731.
- [7] Celata, G.P., 2008. Single- and two-phase flow heat transfer in micropipes. 5th European Thermal-Sciences Conference, The Netherlands.
- [8] Choi, S.B., Barron, R.F., Warrington, R.O., 1991. Fluid flow and heat transfer in microtubes, *Micromech. Sensors Actuat. Syst. ASME DSC* 32, 123–134.
- [9] Dittus, F.W., Boelter, L.M.K., 1930. Heat Transfer in Turbulent Pipe and Channel
- [10] Flow. University of California Publications on Engineering. 2/13, 433-461.
- [11] Fernando, P., Palm, P., Ameel, T., Lundqvist, P., Granryd, E., 2008. A minichannel aluminium tube heat exchanger – Part I: Evaluation of single-phase heat transfer coefficients by the Wilson plot method. *Int. J. of Refrigeration* 31, 669-680.
- [12] Gao, P., Le Person, S., Favre-Marinet, M., 2002. Scale effect on hydrodynamics and heat transfer in two-dimensional mini and microchannels. *Int. J. Thermal Sciences* 41, 1017-1027.
- [13] Gnielinski, V., 1976. New equations for heat transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int. Chem. Eng.* 16, 359–368.
- [14] Kandlikar, S.G., Joshi, S., Tian, S., 2003. Effect of surface roughness on heat transfer and fluid flow characteristics at low Reynolds numbers in small diameter tubes. *Heat Transfer Engineering*, 24, 4-16.,
- [15] Kandlikar, S.G., 2005. Roughness effects at microscale – reassessing Nikuradse’s experiments on liquid flow in rough tubes. *Bull. Pol. Acad. Technol.* 53, 343–349.
- [16] Lee, P.S., Garimella, S.V., Liu, D., 2005. Investigation of heat transfer in rectangular microchannels. *Int. J. HeatMassTransfer* 48, 1688-1704.
- [17] Lelea, D., Nishio, S., Takano, K., 2004. The experimental research on microtube heat transfer and fluid flow of distilled water. *Int. J. Heat Mass Transfer* 47, 2817–2830.
- [18] Morini, G.L., 2004. Single-phase convective heat transfer in microchannels: A review of experimental results. *Int. J. Thermal Sci.* 43, 631–651.
- [19] Morini, G.L., 2005. Viscous heating in liquid flows in micro-channels. *International J. of Heat and Mass Transfer*, 48, 3637-3647.
- [20] Morini, G.L., 2006. Scaling effects for liquid flows in microchannels. *Heat Transfer Engineering*, 27, 64–73.
- [21] Morini, G. L., Lorenzini, M., Salvisini, S., Celata, G. P., 2010. Experimental analysis of microconvective heat transfer in the laminar and transitional regions. *Experimental Heat Transfer* 23, 73–93.
- [22] Parlak, N., Gür, M., Arı, V., Küçük, H., Engin, T., 2010. Second law analysis of water flow through smooth microtubes under adiabatic conditions. *Experimental Thermal and Fluid Science* 35, 60-67.
- [23] Peng, X.F., Peterson, G.P., Wang, B.X., 1994. Heat transfer characteristics of water flowing through microchannels. *Exp. Heat Transfer* 7, 265–283.
- [24] Peng, X.F., Peterson, G.P., 1996. Convective heat transfer and friction for water flow in micro-channel structures. *Int. J. Heat Mass Transfer* 39, 2599–2608.
- [25] Qu, W., Mala, M., Li, D., 2000. Heat transfer for water flow in trapezoidal silicon microchannels. *Int. J. HeatMass Transfer* 43, 3925-3936.
- [26] Shah, R., London, A., 1978. Laminar Flow Forced Convection in Ducts. Academic Press, New York.



- [27] 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, 1311-1325.
- [28] Sieder, E.N., Tate, G.E., 1936. Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes, *Industrial Engineering Chemistry* 28, 1429-1435.
- [29] Tiselj, I., Hetsroni, G., Mavko, B., Mosyak, A., Pogrebnyak, E., Segal, Z., Effect of axial conduction on the heat transfer in micro-channels. *Int.J. Heat Mass Transfer* 47, 2551–2565.
- [30] Tso, C.P., Mahulikar, S. P., 1998. The use of Brinkman number for single phase forced convective heat transfer in microchannels. *Int. J. Heat Mass Transf.* 41, 1759-1769.
- [31] Wang, B., Peng, X., 1994. Experimental investigation on liquid forced-convection heat transfer through microchannels. *Int. J. of Heat Mass Transfer* 31, 73-82.
- [32] Wu, H.Y., Cheng, P., 2003. An experimental study of convective heat transfer in silicon microchannels with different surface conditions. *Int. J. Mass Transfer* 46, 2547–2556.
- [33] Yu, D., Warrington, R., Barron, R., Ameel, T., 1995. An experimental investigation of fluid flow and heat transfer in microtubes. *Proceedings of the ASME/JSME Thermal Engineering Conference*, Vol. 1. American Society of Mechanical Engineers, , pp. 523-530.
- [34] 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, 178-197.

## ÖZGEÇMİŞ

### Zeynep KÜÇÜKAKÇA

Zeynep Küçükakça, 20.02.1989 da Konya’ da doğdu. 2011 yılında Sakarya üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirdi. Yine aynı yıl Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Ana Bilim dalında yüksek lisansa başladı ve 2014 yılında mezun oldu. 2011-2014 yılları arasında TÜVASAŞ da Bakım Mühendisi olarak çalıştı. Bu süre içerisinde şirketin tüm ekipman bakımı ve planlaması, kalite yönetimi konularında aktif rol aldı. Şu anda Sakarya Üniversitesinde Metalurji ve Malzeme Mühendisliği Bölümünde Uzman olarak görev yapmaktadır ve Sakarya Üniversitesi Enerji Ana Bilim dalında doktora öğrencisidir.

### Nezaket PARLAK

Nezaket Parlak 1978 yılında Almanya’da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Sakarya’da tamamladıktan sonra, 2000 yılında Trakya Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun oldu. Aynı yıl Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünde Yüksek Lisansa ve Sakarya Üniversitesi Enformatik Bölüm Başkanlığında, Uzaktan Eğitim projesinde Arş. Gör. olarak çalışmaya başladı. 2003 yılında Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Bölümünde Yüksek Lisans çalışmasını tamamlayarak Makine Mühendisliği Termodinamik ve Isı tekniği Anabilim Dalı’na Arş. Gör. olarak atandı. 2010 yılında da Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Bölümü’nde Doktora çalışmasını tamamladı. Uzaktan eğitimde temel bilgisayar teknolojileri kullanımı ve termodinamik ders notları ile mikrokanaallarda akış ve ısı geçişi, kurutma tekniği, stirling motor, konularında yurt içi ve yurt dışı yayınları bulunmaktadır. 2011 yılından beri SAÜ Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Yrd. Doç. Dr. Olarak görev yapmaktadır.

