



## DÜŞEY HALKASAL BİR BORUDA SALINIMLI AKIŞTA ISI GEÇİŞİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Ünal AKDAĞ

Aksaray Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Bölümü, 68100, Aksaray  
Tel: 0(382)2150953 e-posta: uakdag@gmail.com

(Geliş Tarihi: 09. 07. 2008, Kabul Tarihi: 21. 08. 2008)

**Özet:** Bu çalışmada, bir ucu atmosfere açık olan düşey halkasal bir boruda salınımlı akışta ısı geçişi, deneysel olarak incelenmektedir. Halkasal kesit içinde akışkan bir piston-silindir düzeneği ile hareket ettirilmektedir. Deneyler farklı ısı akıları, genlik ve frekanslar için yapılmaktadır. Bu parametrelere karşılık gelen Nusselt sayıları kontrol hacmi yaklaşımıyla hesaplanmaktadır. Elde edilen değerler için boyutsuz sayılara bağlı ampirik bir bağıntı önerilmektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Salınımlı akış, Düşey halkasal boru, Ampirik bağıntı.

### EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER FOR OSCILLATING FLOW IN A VERTICAL ANNULAR PIPE

**Abstract:** In this study, the heat transfer subjected to oscillating flow in an open ended vertical annular pipe is investigated experimentally. The oscillating flow within the annular column is created by a piston cylinder mechanism. The experiments are carried out for different frequencies, amplitudes and heat fluxes. The Nusselt numbers correspond to these parameters are calculated by the control volume approach. An empirical correlation which relates the dimensionless numbers of the problem is proposed for the obtained experimental data.

**Keywords:** Oscillating flow; Vertical annular pipe, Empirical correlation.

#### SEMBOLLER

$A$	sıvı kolonu kesit alanı [m <sup>2</sup> ]
$A_o$	boyutsuz genlik ( $x_m/D$ )
$c, c_p, c_v$	özgül ısı [kJ/kg-K]
$D$	hidrolik çap [ $2(r_2-r_1)$ ] [m]
$g$	yerçekimi ivmesi [m/s <sup>2</sup> ]
$h$	ortalama ısı taşınım katsayısı [W/m <sup>2</sup> -K]
$H_1, H_2$	çevrim ortalama entalpileri [J]
$k$	ısı iletim katsayısı [W/m-K]
$L$	ısıtıcı uzunluğu [m]
$l_o$	probdan ısıtıcıya olan mesafe [m]
$Pr$	Prandtl sayısı
$Q_k$	bir çevrimde çevreye kaybolan ısı [J]
$Q_l$	bir çevrimde ısıtıcıdan suya geçen ısı [J]
$Re_\omega$	kinetik Reynolds sayısı ( $Re_\omega = \omega D^2/\nu$ )
$r_1$	halkasal kesit iç yarıçapı [m]
$r_2$	halkasal kesit dış yarıçapı [m]
$x_m$	genlik [m]
$T$	sıcaklık [°C]
$T_b$	yığın sıcaklık
$T_o$	ortalama akışkan sıcaklığı
$T_{wo}$	ortalama ısıtıcı yüzey sıcaklığı
$u$	ortalama hız
$Y$	kontrol hacmi toplam uzunluğu [m]
$y$	düşey koordinat
$z$	arayüzeyin pozisyonu [m]
$z_o$	titreşim eksen / doldurma yüksekliği [m]

$\alpha$	ısı yayılım katsayısı [m <sup>2</sup> /s]
$\delta$	Salınımlı akış sınır tabaka kalınlığı [m]
$\rho$	yoğunluk [kg/m <sup>3</sup> ]
$\omega$	açısal frekans [rad/s]
$\nu$	kinematik viskozite [m <sup>2</sup> /s]

#### İndisler

$a$	hava
$b$	buhar
$g$	giren
$\zeta$	çıkan
$l$	sıvı

#### GİRİŞ

Mühendislik uygulamalarında pek çok yerde yönü periyodik olarak değişen akışa yâda akış içerisinde periyodik titreşimler içeren durumlara rastlanmaktadır. Isı boruları, ısı değiştiricileri, içten yanmalı motorlarda pistonun hareketi, Stirling çevrimli makineler, Kriyojenik soğutucular, nükleer reaktörlerde soğutma, vb. durumlar bu akışa verilebilecek örneklerdir. Akış titreşimlerinin kendiliğinden olduğu durumlara akış kaynaklı titreşimler denilmektedir. Bu problemde titreşim ya da salınım dışarıdan bir piston-silindir düzeneği vasıtasıyla oluşturulmaktadır. Son yıllarda

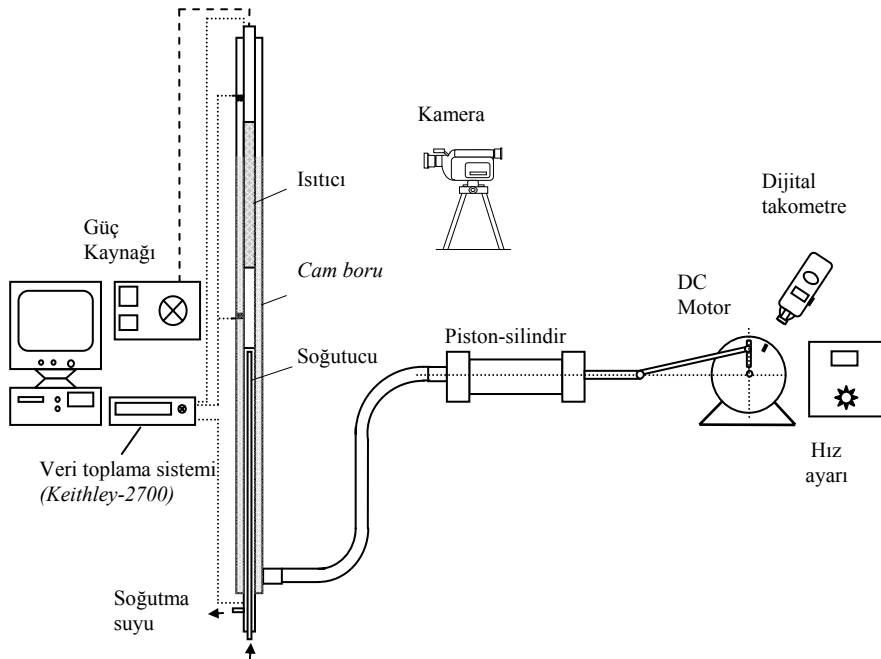
enerji maliyetlerinin artması araştırmacıları daha efektif ısı geçişi sağlayan kompakt cihazlar tasarlamaya ynelmiştir. Isı geçişini iyileştirmek için uygulanan metotlardan bir tanesi de yzeyin ya da akışkanın titreştirilmesiyle oluşturulan titreşimli akışta ısı geçişi olayıdır. Titreşimli akışta ısı geçişinde akış titreşimleri salınımlı (oscillating) veya pulsatif (pulsating) olmak üzere iki farklı şekilde sınıflandırılmaktadır. Her iki durumda da yzeyden ısı geçişi temel olarak frekans ve genliğe bağlı olarak değişmektedir (Zhao ve Cheng, 1998a, arpınlioğlu ve Gündoğdu, 2001).

Salınımlı akış kullanılarak ısı geçişini iyileştirmeye ynelik çalışmalardan en onemlisi Kurzweg vd. (1984a, 1984b, 1990), tarafından ortaya atılan ve daha sonra araştırmacılar tarafından adına “rüya boru” denilen mekanizmadır. Bu çalışmalarda sıcak ve soğuk iki rezervuar arasına kılcal boru demetleri yerleştirilerek akış bir titreştirici vasıtasıyla belirli frekanslarda titreştirilmiştir. Yapılan çalışmalarda salınımlı akışın aksenal iletimi artırdığı, daimi akışa göre ısı geçişinin çok daha fazla olduğu belirtilmiştir. Daha sonra rüya boru mekanizması ile ilgili diğer araştırmacılar tarafından çok sayıda inceleme yapılmış ve ısı geçişi mekanizması açıklanmıştır (Nishio vd., 1995). Araştırmacılar bu durumu taşınımla ısı geçişi problemlerine uygulamışlar, dşuk frekans ve ysek genlikler için nümerik ve deneysel çalışmalar yaparak salınımlı akışın konvektif etkisini incelemişlerdir (Zhao ve Cheng, 1995, Simon ve Seume, 1988). Salınımların taşınımla ısı geçişini artırdığı deneylerle doğrulanmıştır (Zhao ve Cheng, 1996, 1998a, Bouvier vd., 2005). Daha sonra bu durum farklı alanlara uygulanmıştır. Örneğin son yıllarda salınımlı akış kullanılarak özellikle elektronik donanımların efektif olarak soğutulması konusunda çeşitli araştırmalar yapılmaktadır (Cooper vd. 1994, Li ve Yang, 2000). Salınımlı akış kullanılarak

yapılan soğutma işlemlerinde diğer konvansiyonel sistemlere göre en az %40 oranında bir iyileştirme olduğu araştırmacılar tarafından belirtilmektedir (Walsh vd. 1993). Bazı araştırmacılar gözenekli ortamlara salınımlı akışı uygulayarak ısı geçişini iyileştirmeye ynelik çalışmalara devam etmektedir (Fu vd. 2001, Leong ve Jin, 2005).

Salınımlı akış ile ilgili literatürde bazı çalışmalar olmasına rağmen, henüz yeterli sayıda ve geçerliliği tam olarak sağlanmış bağıntılar olmadığından, Stirling evrimli makinelerin ısı değiştiricilerinin tasarımında daimi akışa ait bağıntılar kullanılmaktadır (Zhao ve Cheng, 1998b). Bu da periyodik salınımlar içeren cihazların tasarımını zorlaştırmaktadır. Bu tip efektif cihazların tasarımında kullanılmak üzere yeni çalışmalara ve elde edilebilecek bağıntılara ihtiyaç duyulmaktadır. Ayrıca salınımlı akışta frekans ve genlik değiştirilerek kontrollü ısı çekmekte mümkün olduğundan bu özellik yeni tip ısı değiştiricilerinin tasarımında onemli bir avantaj sağlamaktadır (Ozawa ve Kawamoto, 1991).

Bu çalışmada salınımlı akışa sahip cihazların ve özellikle periyodik akışlı ısı değiştiricilerinin tasarımında kullanılmak üzere boyutsuz sayılara bağlı bir bağıntı önerilmektedir. Literatürde daha çok dşuk frekanslar ve yalnızca iç yapan akışkan olarak havanın kullanıldığı deneysel çalışmalara rastlanmaktadır (Zhao ve Cheng, 1998a). Bu çalışmada ise iç yapan akışkan olarak su kullanılmakta ve geniş bir kinetik Reynolds sayısı aralığı için deneyler yapılmaktadır. Deney sonuçları kontrol hacmi yaklaşımıyla değerlendirilerek Nusselt sayıları hesaplanmaktadır. Isı geçişini etkileyen boyutsuz parametrelerin etkileri tartışılmaktadır.



Şekil 1. Deney düzeneği.

## DENEYSEL ÇALIŞMA

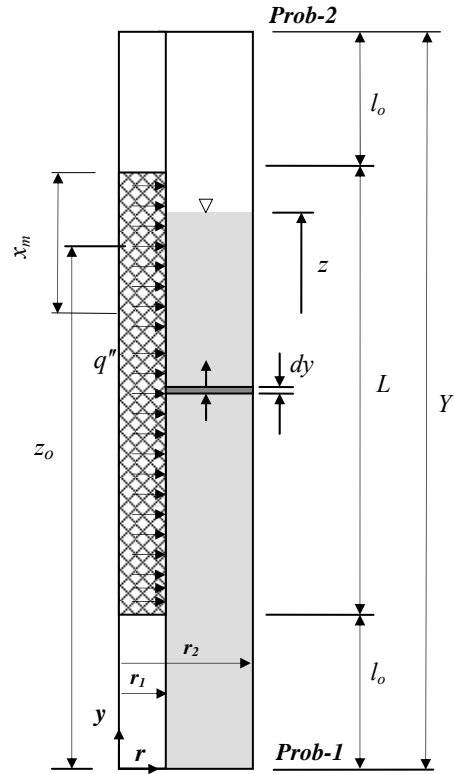
Salınımlı akış deney düzeneği Şekil.1 de şematik olarak verilmiştir. Test düzeneği düşey olarak yerleştirilmiş aynı merkezli iç içe iki borudan meydana gelmektedir. Dıştaki boru dış çapı 42 mm, iç çapı 37,4 mm ve uzunluğu 2 m olan üst kısmı atmosfere açık cam borudur. Cam borunun merkezinde bulunan iç boru 18 mm dış çapında olup soğutucu, adyabatik bölge ve ısıtıcı kısımlardan meydana gelmektedir. 600 mm uzunluğundaki ısıtıcı ve 760 mm uzunluğundaki soğutucu, bakır malzemeden olup aralarına 300 mm uzunluğunda teflon malzemeden adyabatik bir kısım eklenmiştir. Aynı çaplı bu üç kısım vidalı bir sistemle birbirine bağlanmış olup bağlantı yerleri mümkün olduğu kadar akışı bozmayacak şekilde yapılmıştır. Isıtıcı olan bakır boru içindeki elektrik direnci, ayarlanabilir bir güç kaynağı ile beslenmektedir. Soğutucu bakır boru ise iç içe iki boru şeklinde olup içteki borudan giren soğutma suyu dıştaki borudan dışarı çıkmaktadır. Böylece cam boru içindeki su ile soğutma suyu karışmamaktadır.

Sıcaklık ölçmeleri bir Veri Toplama Sistemi ve sıcaklık kartı (Keithley-2700) yardımıyla yapılmakta ve zamana bağlı anlık sonuçlar kaydedilmektedir. Belirli bir seviyeye kadar doldurulan su kolunu çift etkili bir piston silindir düzeneği vasıtasıyla, hızı ayarlanabilir 1 kW'lık DC bir motor ile tahrik edilmektedir. Motor üzerindeki volan üzerine açılan yiv sayesinde sistemin genliği değiştirilebilmektedir. Motor devir sayısı foto tip dijital takometre cihazıyla ölçülmektedir. Arayüzeyin hareketi bir dijital kamera ile kaydedilmektedir.

Deneylede salınımlı akışta ısı geçişini hesaplayabilmek için 32 ayrı noktadan sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Bir kesitten geçen entalpinin bulunabilmesi için kontrol hacmi girişi ve çıkışına dörder termoelemanlı birer prob yerleştirilmiş ve bu problemler vasıtasıyla radyal yöndeki anlık sıcaklıklar ölçülebilmektedir. Yapılan sıcaklık ölçümleri sonucu sıvı kolonunda en yüksek akışkan (su) sıcaklığının ara yüzeyde meydana geldiği sonucuna varılmıştır. Ancak atmosferik şartlarda su, buharlaşması için gerekli doyma sıcaklığına ulaşamadığı için bu çalışmada buharlaşma ihmal edilmektedir (Akdağ, 2005, Akdağ vd. 2006, 2008).

## ISI GEÇİŞİNİN HESAPLANMASI

Bir çevrimde suya geçen ısıyı hesaplayabilmek için Şekil 2'de boyutları verilen iki prob arasındaki alan kontrol hacmi olarak seçilmektedir. Hesaplamalar bir çevrim boyunca kontrol hacmi için termal enerji dengesi göz önüne alınarak yapılmaktadır. Salınımlı akışta sınır tabaka akışın merkezini takip edemediği için akışın merkezi ile sınır tabaka arasında bir faz farkı meydana gelmektedir. Bu faz farkının meydana geldiği derinlik, duvardan uzaklaştıkça momentum yayılımı hızla azaldığı için oldukça düşüktür.



Şekil 2. Deneysel hesaplamalar için seçilen kontrol hacmi ve boyutları.

Salınımlı akışta duvar etkisinin etkili olduğu derinlik yaklaşık,

$$\delta \approx 3\sqrt{2\nu/\omega} \quad (1)$$

olup su için bu derinlik, bu çalışmadaki frekanslar için 1 mm'nin altında kalmaktadır. Bu sebeple, halkasal kanal içinde hız profili üniform kabul edilmektedir. Viskoz yayılım, iç enerji üretimi ve akış doğrultusunda ısı iletiminin ihmal edildiği durum için ısıl enerji denklemi,

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (2)$$

olacaktır. Bu denklemi kesit alanı boyunca integre edersek,

$$\frac{\partial T_b}{\partial t} + u \frac{\partial T_b}{\partial z} = \frac{2}{\rho c (r_2^2 - r_1^2)} (r_1 q_1'' - r_2 q_2'') \quad (3)$$

denklemi elde edilir. Burada yığın sıcaklık  $T_b = \frac{1}{A} \int T dA$  şeklinde belirlenmiştir.  $q_1''$ ,  $q_2''$  de

sırasıyla ısıtıcı ve dış camın birim yüzeyinden birim zamanda geçen ısı akılarıdır. İncelenen problem su ve havadan oluşan bileşik bir ısı geçişi problemidir. Su-hava arayüzeyini gösteren  $z$ , arayüzeyin yaklaşık

konumunu gösterdiği için sıcak yüzey ile su arayüzeyini de kısmen belirtmektedir. Su-hava arayüzeyi hem kılcalığa hem de harekete bağlı olarak düzlem bir yüzey olmayacaktır. Suyun sıcak yüzeyi ıslattığı süreç yalnız  $z$  konumu ile belirlenemez. (2) denklemi ile yazılan ısı enerji korunumu ifadesi de hava-su arayüzeyinde, arayüzey geometrisi ve hızı bilinmediğinden su ve hava için ayrı ayrı yazılması pratik sonuç vermez. Ancak enerji denklemini su ve hava sistemi için integral formda yazıp bir çevrim boyunca integre edersek,

$$\begin{aligned} H_2 - H_1 &= \oint uA[\rho_a c_a T_{ba}(Y, t) - \rho_l c_l T_{bl}(0, t)] \\ &= q_1'' 2\pi r_1 L \left( \frac{2\pi}{\omega} \right) - \oint_0^y 2\pi r_2 q_2'' dydt \end{aligned} \quad (4)$$

denklemi elde edilir. Bu ifade bir çevrim boyunca entalpi giriş çıkışlarının ısı alışverişine eşit olduğunu göstermektedir. Isıl enerji denklemini su için integral formda yazıp çevrim boyunca integre edersek,

$$H_1 = \oint_0^z 2\pi r_2 q_2'' dydt - \oint_{l_0}^{y^*} 2\pi r_1 q_1'' dydt \quad (5)$$

denklemi elde edilir. (Burada  $y^*$  girişten menüsküye kadar olan mesafeyi göstermektedir) Bu denklemde sağ taraftaki ilk terim su ile dolu kısımdaki cam yüzeyden ortama olan ısı kaybını göstermektedir. İkinci terim ise ısıtıcı yüzeyinden suya geçen ısıyı göstermektedir. Denklemi düzenlersek,

$$Q_l = \oint_{l_0}^{y^*} 2\pi r_1 q_1'' dydt = Q_{kl} - H_1 \quad (6)$$

suya bir çevrim boyunca geçen ısı bulunur. Bir çevrim boyunca suya geçen toplam ısı miktarı  $Q_l$ , ile ortalama ısıtıcı yüzey sıcaklığı ve suyun giriş ortalama sıcaklığı arasında,

$$Q_l = 2\pi r_1 L h(T_{w0} - T_0)(2\pi / \omega) \quad (7)$$

ilişisini yazarsak Nusselt sayısı;

$$Nu = \frac{hL}{k} = \frac{L}{k} \frac{Q_l}{2\pi r_1 L(T_{w0} - T_0)(2\pi / \omega)} \quad (8)$$

olarak tariflenebilir. Burada ortalama su sıcaklığı,

$$T_0 = \frac{T_{10} + T_{20}}{2} \quad (9)$$

olarak tarif edilmiştir.  $T_{10}$  ve  $T_{20}$  da sırayla birinci ve ikinci prob sıcaklıklarıdır. Prob sıcaklıkları her bir prob

içerisine yerleştirilen dört adet termoelemanın alan ağırlıklı ortalaması alınarak tespit edilmiştir. Bu sıcaklıklar vasıtasıyla kesitten geçen anlık entalpi akışını bulmak mümkündür.

Eşitlik (8) kullanılarak deneylerden elde edilen sonuçlar için Nusselt sayıları hesaplanmış ve boyutsuz parametrelere bağlı olarak Şekil 3'de verilmiştir. Bu tür bir akışta Nusselt sayısının bağlı olduğu parametreler daha önce belirtildiği gibi,

$$Nu = f(Re_\omega, A_o, Pr, L/D)$$

dir. Burada  $Re_\omega (= \omega D^2 / \nu)$  kinetik Reynolds sayısını ve  $A_o (= x_m / D)$  boyutsuz genliği ifade etmektedir. Bu çalışmada Prandtl sayısı ( $Pr=3.5$ ) ve ( $L/D=30$ ) geometrik parametre sabit tutularak frekans, genlik ve ısı akışı değiştirilmiştir. Seçilen genlikler  $A_o=7.73$ ,  $A_o=10.3$ ,  $A_o=12.886$ , frekanslar  $\omega_1=1.435$  rad/s,  $\omega_2=1.435$  rad/s,  $\omega_3=3.958$  rad/s,  $\omega_4=5.131$  rad/s, ve ısı akıları da  $q_1=50$  W,  $q_2=100$  W,  $q_3=150$  W dir. Deney sonuçları ile ilgili yapılan değerlendirmede yüzey sıcaklığı ve akışkanın yığın sıcaklığı arasındaki ilişkiden ısı akısının bir parametre olmadığı anlaşılmıştır.

Bu hesaplamalar sonucu Nusselt sayıları için elde edilen ampirik bağıntı aşağıda verilmiştir.

$$Nu = 1.32 Re_\omega^{0.248} A_o^{0.85} \quad (10)$$

Bu eşitliğin geçerli olduğu aralık,

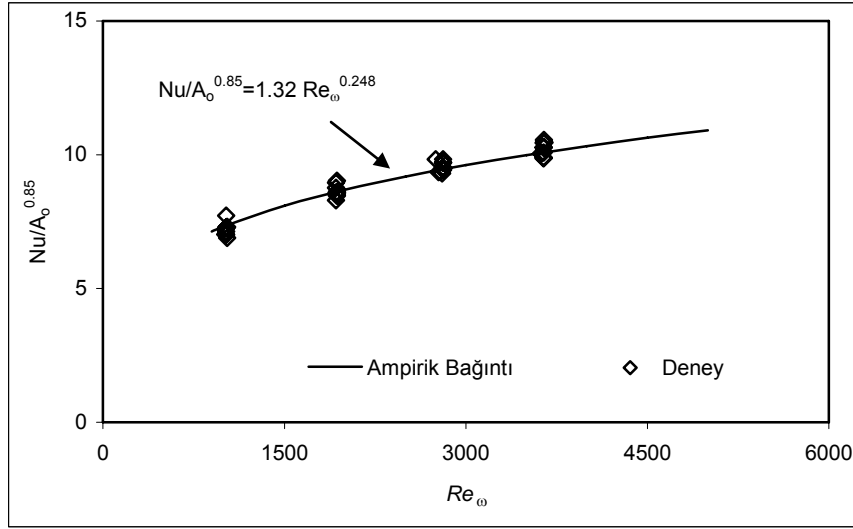
$$1000 < Re_\omega < 4000 \quad \text{ve} \quad 7.73 < A_o < 12.886$$

dir. Eşitlik (10) ile deneysel verilerin karşılaştırması Şekil 3'de verilmiştir. Nusselt sayısı frekansla ve genlikle birlikte artmaktadır. Frekansın artmasıyla birlikte eğrinin eğimi azalmaktadır. Ampirik bağıntıdan ısı geçişinde etkin parametrenin genlik olduğu anlaşılmaktadır. Çünkü eşitlikte görüldüğü gibi  $A_o$  ile ifade edilen boyutsuz parametrenin üstü diğer parametrenin üstünden daha büyüktür.

#### Hata Analizi:

Yapılan deneyler için hata kaynaklarının giriş ısı akısı, ısıtıcı yüzey sıcaklığı ve akışkanın yığın sıcaklığı ölçümlerinden kaynaklandığı belirlenmiştir. Holman (2001) tarafından verilen belirsizlik analizine göre her bir bağımsız değişkene ait hata oranları  $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$  ile ifade edilirse,  $R$  büyüklüğünün hata oranı  $w_R$ ,

$$w_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (11)$$



Şekil 3. Nusselt sayısının boyutsuz parametrelere bağlı olarak değişimi.

şeklinde bulunmaktadır. Bu çalışmada hataya sebep olan büyüklükler, giriş gücü  $Q_l$ , yüzey sıcaklığı  $T_{wo}$ , ve akışkan sıcaklığı  $T_o$ , dır. Burada bir terim için anlık değerlerden kaynaklanan belirsizlikler hesaplanmakta ve her bir terim için ortalama belirsizlikler bulunmaktadır. Daha sonra aynı yöntemle eşitlik (8) de verilen Nu sayılarının belirsizliği aşağıdaki şekilde bulunmaktadır.

$$w_{Nu} = \left[ \left( \frac{\partial Nu}{\partial Q_l} w_{Q_l} \right)^2 + \left( \frac{\partial Nu}{\partial T_{wo}} w_{T_{wo}} \right)^2 + \left( \frac{\partial Nu}{\partial T_m} w_{T_m} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (12)$$

Bu analiz sonucunda Nu sayıları için ortalama belirsizliğin yaklaşık %6.45 olduğu hesaplanmaktadır.

## SONUÇ

Bu çalışmada, düşey halkasal bir boru içerisinde periyodik salınımlara sahip bir akışta ısı geçişi deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler geniş kinetik Reynolds sayısı aralıkları için yapılmış olup, yapılan değerlendirmede frekans ve genlik arttıkça ısı geçişinin de arttığı görülmüştür. Kontrol hacmi yaklaşımıyla Nusselt sayıları hesaplanarak, boyutsuz parametrelere bağlı ampirik bir bağıntı önerilmiştir. Bu bağıntı Stirling çevrimine göre çalışan ısı makinelerinin, kriyojenik soğutucuların ve periyodik akışlı özel tip cihazların ısı değiştiricilerinin tasarımında kullanılabilir. Bu çalışmanın, içerisinde periyodik salınımlar bulunan boru akışında ısı geçişinin anlaşılmasına katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

## KAYNAKLAR

Akdağ, Ü., Hareketli Sıvı Kolonunda Isı Geçişinin İncelenmesi, Doktora Tezi, İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul. 2005.

Akdağ, Ü., and Özdemir, M., Heat transfer in an oscillating vertical annular liquid column open to atmosphere, *Heat Mass Trans* 42(7):617-624, 2006.

Akdağ, Ü., Özdemir, M., and Özgüç, A.F., Heat removal from oscillating flow in a vertical annular channel, *Heat and Mass Transfer*, Springer, 44(4): 393-400, 2008

Bouvier, P., Stouffs, P., Bardon, J-P. Experimental study of heat transfer in oscillating flow. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 48: 2473-2482, 2005.

Cooper, W. L., Nee, V.W. and Yang, K.T., An experimental investigation of convective heat transfer from the heated floor of a rectangular duct to a low frequency, large tidal displacement oscillatory flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 37(4): 581-592. 1994.

Çarpınlioğlu M. ve Gündoğdu, M.Y., A critical review on pulsatile pipe flow studies directing towards future research topics, *Flow Measurement and Instrumentation*, 12(3):163-174. 2001.

Fu, H.L., Leong, K.C., Huang X.Y. and Liu C.Y., An Experimental Study of Heat Transfer of a Porous Channel Subjected to Oscillating Flow. *Journal of Heat Transfer*. 123:162-170. 2001.

Holman, J.P., *Experimental Methods for Engineers*, McGraw-Hill. New York, 2001.

Kurzweg, U. H., Howell, G., and Jaeger, M. J., Enhanced Dispersion in Oscillatory Flows, *Physics of Fluids*, Vol. 27, No. 5, pp. 1046-1048, 1984a.

Kurzweg, U. H. and Zhao, L. D. Heat Transfer by High-Frequency Oscillations: A New Hydrodynamic Technique for Achieving Large Effective Thermal Conductivities, *Physics of Fluids*, Vol. 27, No. 11, pp. 2624-2627, 1984b.

Kurzweg, U.H. and Zhang, J.G., Numerical Simulation of time-dependent Heat Transfer in Oscillating Pipe Flow, *Journal of Thermophysics*, 5:401-406. 1990.

Leong, K.C. and Jin, L.W. An experimental study of heat transfer in oscillating flow through a channel filled with an aluminum foam *Int. J. Heat Mass Transfer* 48: 243–253. 2005

Li, P., and Yang, K., T., Mechanisms for the heat transfer enhancement in zero-mean oscillatory flows in short channels, *Int. J. Heat Mass Transfer* 43(19): 3551–3566, 2000.

Nishio, S. Shi, X.H. and Zhang, W.M. Oscillation-induced heat transport: heat transport characteristics along liquid-columns of oscillation-controlled heat transport tubes. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 38(13): 2457-2470. 1995.

Ozawa, M. and Kawamoto, A., Lumped-Parameter Modelling of Heat Transfer Enhanced by Sinusoidal Motion of Fluid, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 34(12):3083–3095. 1991.

Simon, T. W. and Seume J. R., A Survey of Oscillating Flow in Stirling Engine Heat Exchanger, *NASA Contract Report* 182108, 1988.

Walsh, T.E., Yang, K.T., Nee V.W. and Q.D. Liao, Forced convection cooling in microelectronic cabinets via oscillatory flow techniques, *Proceedings of 3rd world conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics* pp.641-648, Nov.1993.

Zhao, T.S. and Cheng, P., Heat Transfer in Oscillatory Flow, Annual Review of Heat Transfer, Volume IX, (Chpt.7), The Hong Kong University of Science&Technology, Clear Water Bay, Kowloon, Hong Kong, 1998a.

Zhao, T.S. and Cheng, P., A numerical solution of laminar forced convection in a heated pipe subjected to a reciprocating flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 38 (16):3011–3022. 1995.

Zhao T.S. and Cheng, P., Oscillatory heat transfer in a pipe subjected a periodically reversing flow, *ASME J. Heat Transfer*, 118:592-598. 1996.

Zhao, T.S. and Cheng, P., A numerical study of laminar reciprocating flow in a pipe of finite length, *Applied Scientific Research*, 59:11-25, 1998b.



**Ünal AKDAĞ**, 1970 yılında Aksaray’da doğdu. 1992 yılında Erciyes Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirdi. 1995 yılında Niğde Üniversitesi Aksaray Mühendislik Fakültesine Araştırma Görevlisi olarak girdi. 1997 yılında Niğde Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde Yüksek Lisansını, ve 2005 yılında İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği, Enerji programında Doktorasını tamamladı. 2006 yılında Texas A&M University (ABD) de burslu araştırmacı olarak bulundu. 2007 yılından beri Aksaray Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümünde Yrd.Doç.Dr., olarak görev yapmaktadır. Isı ve kütle geçişi, titreşimli akışta ısı geçişi, hesaplamalı akışkanlar mekaniği ve mikro akış konularında çalışmaktadır. Evli ve bir çocuk babasıdır.