Modifiye Grafit Köpük İle Hava Arasındaki Ortalama Hacimsel Isı Taşınım Katsayısının Tayini

Gürşah GÜRÜF
Arş. Gör., Karabük Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi, Karabük
gursahguruf@gmail.com
orcid: 0000-0003-3602-8710

İsmail SOLMUŞ
Doç. Dr., Atütürk Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi, Erzurum
er24dem@gmail.com
orcid: 0000-0002-3020-4798

Cihan YILDIRIM
Doç. Dr., Adana Bilim ve Teknoloji Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi, Adana
ycihan@adanabtu.edu.tr
orcid: 0000-0002-2263-064X

Kadir BİLEN
Prof. Dr.
Atatürk Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi, Erzurum
kbilen@atauni.edu.tr
orcid: 0000-0001-7701-8573

ÖZ

Bu çalışmada, zamana bağlı tek akım yöntemi vasıtasıyla akış yönünde 2 mm çapında kanalların açıldığı modifiye grafit köpük malzeme ile hava arasındaki ortalama hacimsel ısı taşınım katsayısı, Reynolds sayısının (Re) ve malzeme uzunluğu/genişliği oranının (L/W) fonksiyonu olarak formunda ampirik bir korelasyon denklemi ile ifade edilmiştir. Modifiye grafit malzemenin yüksekliği (H), genişliği (W) ve gözeneklilik değeri (ε) sırasıyla 27 mm, 52 mm ve 0.113 olup akışın tamamen kanallar içerisinden gerçekleştiği varsayılmıştır. Zamana bağlı tek akım yöntemi hem deneysel hem de teorik çalışma içermektedir. Deneysel çalışma geniş bir Reynolds sayısı aralığında (1000-10000) ve 3 farklı malzeme uzunluğu/genişliği değerinde (0,52, 1, 1,46) yapılmış olup teorik çalışma ise deneylerin ardından elde edilen veriler çerçevesinde MatLab ortamında geliştirilen bilgisayar simülasyon programı vasıtasıyla yürütülmüştür.

Anahtar Kelimeler
Gözenekli Malzeme, Grafit, Hacimsel Isı Taşınım Katsayısı.

Determination of Average Volmetric Heat Transfer Coefficient Between Modified Graphite Foam and the Air

ABSTRACT

In this study, the relation which gives the volumetric heat transfer coefficient between the modified graphite foam material and the air is expressed as a function of Re number Material length / width (L/W) ratio with the empirical correlation equation in the form of using transient single blow technique. The graphite foam is modified by machining 2 mm cylindrical air passages in the axial direction. The height (H), width (W) and porosity (ε) of the modified graphite material are 27 mm, 52 mm and 0,113 respectively and it is assumed that the flow is entirely carried out through the air passages. Transient single blow technique includes both experimental and theoretical work. The experimental study is carried out for a wide range of Re number (1000-10000) and 3 different material length / width value and then, theoretical study based on the data obtained in the experiments is conducted by means of a computer simulation program developed in the MatLab environment.

Keywords
Porous Material, Graphite, Volumetric Heat Transfer Coefficient.

Geliş Tarihi : 19.10.2018
Kabul Tarihi : 18.01.2019

Gürüf, G., Solmuş, İ., Yıldırım, C., Bilen, K., Modifiye Grafit Köpük İle Hava Arasındaki Ortalama Hacimsel Isı Taşınım Katsayısının Tayini, 14. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Bildiriler Kitabı, sf. 1247-1261, 17-20 Nisan 2019.

1. GİRİŞ

Elektronik bileşenlerin ısıl kontrolü endüstri açısından büyük önem arz etmektedir. Elektronik sistemlerin çalışması esnasında bileşenler tarafından üretilen ısı bileşen üzerinden uzaklaştırılmadığı takdirde aşırı ısınma neticesinde bileşenler hasara uğramaktadır. Doğal ve zorlanmış taşınıma dayalı geleneksel soğutma teknikleri söz konusu ısıyı bileşenler üzerinden aracı akışkana transfer etmek için sıklıkla kullanılmaktadır. Ancak bu teknikler birçok durumda özelliklede elektronik sistemlerin boyutlarının küçülmesi ve güçlerinin artması ile birlikte gerekli miktarda ısıyı uzaklaştırmakta yetersiz kalmaktadır. Son yıllarda bileşenler üzerinden taşınım ile ısı transferini iyileştirmek amacıyla gözenekli malzemelerden üretilen ısı kuyuları yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Gözenekli ısı kuyuları geleneksel tiplere nazaran daha yüksek temas yüzey alanı/hacim oranına ve toplam ısı geçiş katsayısına sahiptirler. [1-2]

Son yıllarda açık hücreli metal köpükler (özellikle alüminyum) üzerinde ısı transferi ve akış davranışları farklı konfigürasyonlar, aracı akışkanlar için birçok deneysel ve teorik çalışmalar yapılmıştır [3-8]. Fakat gözenekli grafit ısı kuyularının termal performansı ve akış davranışlarının farklı parametreler altından incelenmesi konusunda literatürde sınırlı sayıda çalışma mevcuttur. Grafit tabanlı gözenekli ısı kuyuları yüksek ısıl iletkenlik ve temas yüzey alanına sahip olmaları nedeni ile metal örneklerine nazaran ısıl performans açısından daha iyi sonuç vermektedirler. Ancak son derece düşük geçirgenlik özelliklerinden dolayı bir kanal içerisinde yığın olarak kullanılmaları durumunda akış yönünde büyük basınç düşümüne sebebiyet vermektedirler. [2,9-11]

Gözenekli ısı kuyuları içerisinde sıcaklık dağılımını deneysel olarak hassas bir şekilde elde etmek mümkün değildir. Bu nedenden dolayı bu alanda yapılacak teorik çalışmalar büyük önem arz etmektedir. Teorik çalışmalarda ısı kuyusu içerisindeki sıcaklık dağılımı, katı ve akışkan fazları için ayrı ayrı geliştirilen iki farklı enerji denklemi veya her iki fazı da kapsayan tek bir enerji denklemi ile elde edilmektedir. Teorik modelde enerji denkleminin, her iki fazı da kapsayan tek bir denklem ile ifade edilmesi durumunda fazlar arasında lokal olarak ısıl dengenin söz konusu olduğu varsayılır. Diğer bir ifade ile bu yaklaşımda fazlar arasında kayda değer bir sıcaklık farklı yoktur ve tek bir enerji denklemi kuyu içerisindeki sıcaklık dağılımını elde etmek için yeterlidir. Ancak özellikle yüksek akışkan hızları ve fazların ısıl iletkenlik katsayıları arasındaki farkın büyük olması durumunda tek enerji denklemine dayalı teorik çözümden elde edilen sonuçlar gerçek durumu yansıtmayabilir. Özellikle hava ile soğutulan grafit tabanlı ısı kuyularının tek enerji denklemi ile modellenmesi fazların ısıl iletkenlik katsayıları arasındaki farkın büyük olması nedeniyle gerçekçi olmayan sonuçların elde edilmesine yol açmaktadır. Tek enerji denklemine dayalı teorik model fazlar arasındaki ısı geçişini dikkate almadığı için bu modelin kullanımına bağlı olarak ortaya çıkabilecek hatalar her bir faz için ayrı ayrı enerji denklemlerinin geliştirilmesi ile ortadan kaldırılabilir. Ancak her bir faz için ayrı enerji denkleminin geliştirilmesi durumunda fazlar arasında gerçekleşen ısı transferinin bu denklemlerde ifade edilmesi gerekmektedir. Diğer bir ifade ile fazlar arasındaki hacimsel taşınım katsayısının bilinmesi gerekmektedir. Hacimsel ısı taşınım katsayısı teorik veya deneysel-teorik çalışmalar neticesinde elde edilmektedir. Aşağıda çeşitli köpük malzeme-aracı akışkan çiftleri için fazlar arasındaki hacimsel ısı taşınım katsayısının tayinine yönelik literatürde yapılmış çalışmalar özetlenmiştir. Bu çalışmalarda fazlar arasındaki hacimsel ısı taşınım katsayısı boyutsuz parametrelerin fonksiyonu olarak çeşitli bağıntılar ile ifade edilmiştir.

Fu vd.[12], farklı gözeneklilik değerlerine sahip seramik malzeme ile hava arasındaki hacimsel ısı taşınım katsayısının (hv) zamana bağlı tek akım yöntemi vasıtasıyla Nuv = CRem formunda ifade etmişlerdir. Bu çalışmada ayrıca ampirik korelasyon denkleminin malzemenin, birim santimetredeki gözenek sayısının ve numune kalınlığının fonksiyonu olduğu rapor edilmiştir. Hwang vd.[13], bir dikdörtgen kanal içerisine yerleştirilmiş gözenekli alüminyum malzeme ile hava arasındaki hacimsel ısı taşınım katsayısını zaman bağlı tek akım yöntemi vasıtasıyla Reynolds sayısının (1900-7800) ve malzeme gözenekliliğinin (ε=0.7, 0.8 ve 0.95) bir fonksiyonu olarak elde etmişlerdir. Ando vd.[14], zamana bağlı tek akım yöntemini kullanarak farklı gözeneklilik değerlerine sahip seramik malzeme ile hava arasındaki hacimsel ısı taşınım katsayısını Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak ifade etmişlerdir.

Yukarıdaki literatür taraması gözenekli katı mal-

zemeler ile hava arasındaki hacimsel ısı taşınım katsayısının tayinine yönelik çalışmaların sınırlı sayıda olduğunu ve literatürde gözenekli grafit malzeme ile hava arasındaki hacimsel ısı taşınım katsayısının tayininde kullanılabilecek herhangi bir bağıntının olmadığını ortaya koymaktadır. Literatürde gözenekli grafit malzeme ile hava arasındaki hacimsel ısı taşınım katsayısının tayininde kullanılabilecek bir bağıntının olmaması bu alanda yapılan teorik çalışmaların çoğunlukla tek enerji denklemine dayalı olmasına veya yapılan çalışmalarda farklı çiftler için önerilen bağıntıların kullanılmasına yol açmaktadır. Sonuç olarak bu çalışmalar neticesinde elde edilen çıktıların (deneysel veriler ile doğrulanmadıkları sürece) geçerlilikleri ciddi bir şekilde sorgulanmaktadır.

Dolayısıyla bu çalışma kapsamında literatürdeki bahse konu boşluğu doldurmak adına gözenekli grafit malzeme ile aracı akışkan hava arasındaki hacimsel ısı taşınım katsayısı, boyutsuz Reynolds sayısı (Re=1000-10000) ve malzeme uzunluğunun (L = 27- 76 mm) fonksiyonu olarak zamana bağlı tek akım yöntemi (transient single-blow technique) vasıtasıyla elde edilmesi hedeflenmiştir.

2. YÖNTEM

İki enerji denklemine dayalı teorik modelde fazlar arasında taşınım ile gerçekleşen ısı transferini hesaba katmak için fazlar arasındaki ortalama hacimsel ısı taşınım katsayısının (h_v,W/m^{3}K) bilinmesi gerekmektedir. Bu çalışmada, zamana bağlı tek akım yöntemi (transient single blow technique) vasıtasıyla POCO firması tarafından üretilen gözenekli grafit malzeme (POCOFoam) ile hava arasındaki hacimsel ısı taşınım katsayısının tayininde kullanılacak aşağıdaki formda ampirik bir korelasyon denklemi elde edilmesi amaçlanmıştır. Çalışmada kullanılacak gözenekli grafit malzemenin termal ve fiziksel özelikleri Tablo 1'de görseli ise Şekil 1'de verilmiştir.

$$Nu_{fs} = aRe^{b}(L/W)^{c} \quad (1)$$

Nu_{fs} ve Re sırasıyla malzemenin akış yönündeki uzunluğuna bağlı olarak ifade edilmiş Nusselt ve Reynolds sayılarıdır. L/W ise malzeme uzunluğunun genişliğine oranını ifade etmektedir.



Şekil 1. Gözenekli grafit malzeme [15]

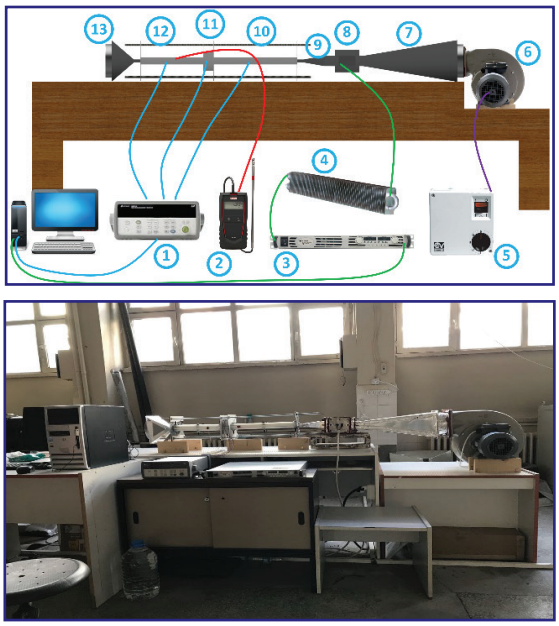
Zamana bağlı tek akım yöntemi hem deneysel hem de teorik çalışma içermektedir.

2.1. Deneysel Çalışma

Deneysel çalışmanın yürütüldüğü düzeneğin şematik gösterimi ve bu düzeneğe ait bir fotoğraf sırasıyla Şekil 2a ve 2b'de verilmiştir. Deney düzeneğinin test bölümü olarak adlandırılan bölgesinde teflon kanal içerisine yerleştirilmiş gözenekli blok grafit malzeme bulunmaktadır (Şekil 3). Deneysel çalışmanın başlangıcında gözenekli malzeme ve hava ortam sıcaklığında bulunmaktadır. Sonrasında kanal girişinde bulunan radyal fan vasıtasıyla dış ortam koşullarında ve U_i ortalama hızında temin edilen hava, elektrikli ısıtıcı ile ısıtıldıktan sonra dağıtıcı-karıştırıcı ile temasa getirilip $T_i(t)$ ortalama sıcaklığında test bölümü içerisine yerleştirilen gözenekli grafit malzeme içerisinden geçirilerek dış ortama atılır. Bu ısıtma işlemi, gözenekli malzeme girişinde ortalama hava sıcaklığının zamanla değişmediği bir T_{son} sıcaklığına dek sürer. Gözenekli malzemenin sıcak hava ile ısıtılması esnasında havanın test bölümü giriş ve test bölümü çıkıştaki ortalama sıcaklıkları zamana bağlı olarak kaydedilir. Aynı zamanda gözenekli grafit malzemenin sıcaklığı akış yönünde belirli mesafelerde zamana bağlı olarak okunup kayıt altına alınır.

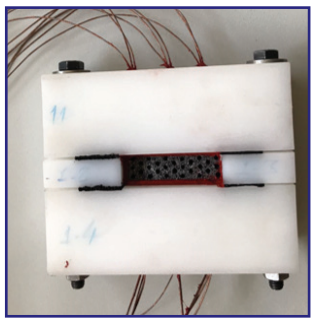
Tablo 1. Gözenekli Grafit Malzemenin Termal ve Fiziksel Özellikleri [15]

	k_{se} (W/mK)	C_p (J/gK)	ρ (g/cm^3)	α (cm^2/s)	d_p (mm)	ε (%)
Grafit Köpük	135	0.7	0.55	3.59	0.4	75



Şekil 2. a) Deney düzeneği şematik gösterimi 1-Veri toplayıcı 2-Hava hız ölçüm cihazı 3-Güç sabitleyici 4-Yaprak rezistans 5-Fan hız kontrol cihazı 6-Radyal Fan 7-Fan kanal arası bağlantı 8-Yaprak rezistansın bulunduğu kanal 9-Kanal kesit alanı düşürücü 10-Test bölümü giriş 11-Test bölümü 12-Test bölümü çıkış 13-Kanal kesit alanı yükseltici b) Deney düzeneğine ait bir fotoğraf

Şekil 2.a'da şematik gösterimi verilen deney düzeneğinde havanın giriş, çıkış ve parçanın belirlenen noktalardan sıcaklıkları K tipi ısıl çiftler ve veri kayıt cihazı vasıtasıyla okunup her 30 saniyede bir bilgisayar ortamında kayıt edilmektedir. Bahse konu ısıl çiftlerin parça üzerindeki yerleri Şekil 4'de gösterilmiştir. Havanın hızı Şekil 2.a'da 2 numara ile gösterilen hava hız ölçüm cihazı (anemometre) ile deney boyunca belirli aralıklarla okunarak ortalaması alınıp bulunmuştur. Reynolds sayısı hava hızına göre belirlenmiştir. Bahse konu hava hız ölçüm cihazı test bölümünün çıkışına yerleştirilmiştir.



Şekil 3. Test bölümü

Şekil 4'de görüldüğü gibi malzemenin üst yüzeyinde ve alt yüzeyinde toplamda 18 tane ısıl çift bulunmaktadır.

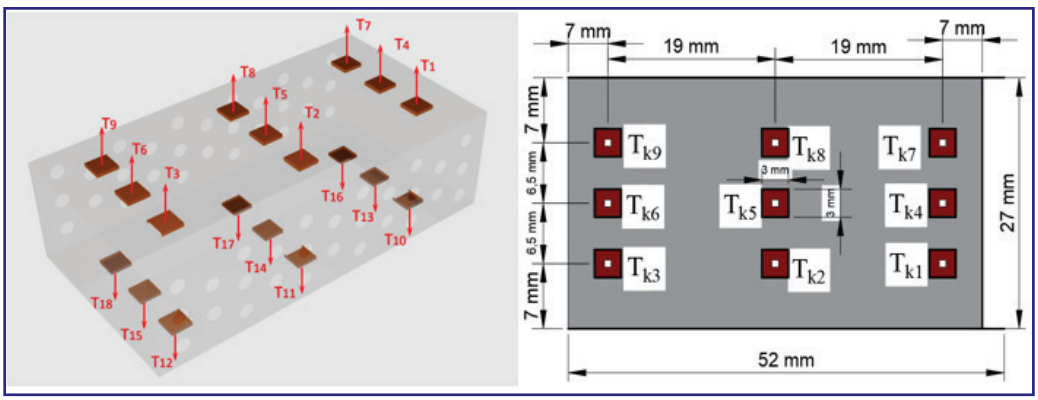
Tablo 2'de bu çalışmada kullanılan numunelerin boyutları verilmiştir.

Tablo 2. Deneylerde Kullanılan Numunelerin Boyutları

	Genişlik (mm)	Yükseklik (mm)	Uzunluk (mm)	L/W
1.Numune	52	27	27	0.52
2.Numune	52	27	52	1
3.Numune	52	27	76	1.46

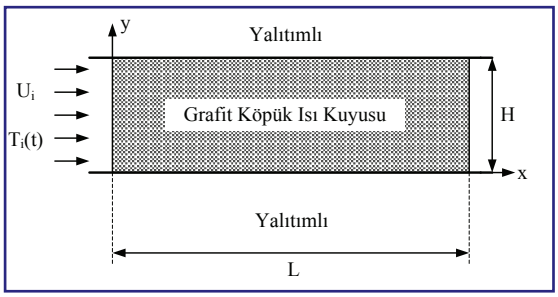
2.2. Sayısal Çalışma

Teorik çalışmanın yürütüleceği geometrinin şematik gösterimi Şekil 5'de verilmiştir. Açık hücreli gözenekli grafit malzeme yalıtım amacıyla teflon malzemeden üretilmiş dikdörtgen bir kanal içerisine yerleştirilmiştir. Çalışılacak köpük malzeme



Şekil 4. Isıl çiftlerin grafit numune üzerindeki yerleri

çevresinin ısı geçişine karşı iyi bir şekilde yalıtıldığı varsayımıyla zamana bağlı bir boyutlu ısı transferi yaklaşımı kullanılmıştır.



Şekil 5. Teorik çalışmanın yürütüleceği geometrinin şematik gösterimi

Önerilmekte olan matematiksel model literatürde yaygın bir şekilde kullanılmakta olan ve aşağıda sırasıyla verilen varsayımlar ve basitleştirmeler çerçevesinde oluşturulmuştur.

1. Gözenekli malzemenin yapısı homojen ve izotropiktir.
2. Girişteki akışkan sıcaklığı ve hızı düzgün dağılımlıdır.
3. Kanal boyunca grafit köpük malzemenin ve havanın sıcaklıkları yalnızca akış yönünde ve zamanla değişmektedir. Dolayısıyla problem bir boyutlu ve zamana bağlıdır.
4. Akış laminar ve sıkıştırılamazdır.
5. Gözenekli malzemenin ve havanın termal ve fiziksel özellikleri değişken değildir.
6. Fazlar arasında (katı ve akışkan) ısıl denge söz konusu değildir.
7. Işınım ve doğal taşınımla ısı transferi göz ardı edilmiştir.

Her bir faz (grafit ve hava) için enerji korunum denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

Katı faz (grafit):

$$(1-\varepsilon)(\rho c_p)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = h_v(T_f - T_s) + k_{se}\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} \quad (2)$$

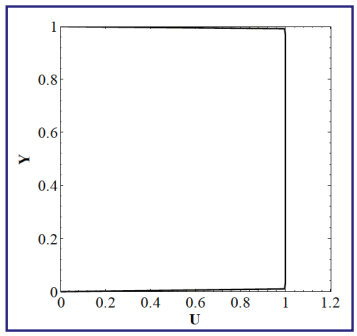
Akışkan faz (hava):

$$\varepsilon(\rho c_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\rho c_p)_f u_D \frac{\partial T_f}{\partial x} = h_v(T_s - T_f) + (k_{fe} + k_d)\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} \quad (3)$$

(2) eşitliğinde gözenekliliği, ρ (kg/m^3) malzemenin yoğunluğunu, c_p (J/kg°C) malzemenin sabit basınçta özgül ısısını, T_s (°C) malzemenin sıcaklığını, h_v (W/m^{2}K) katı ve gaz fazları arasındaki ısı transferi katsayısını, T_f (°C) akışkanın sıcaklığını, t (sn) zamanı, x (m) kartezyen koordinatı ve k_{se} (W/mK) katı etkisindeki termal iletkenliği ifade etmektedir. (3) eşitliğinde ise ρ (kg/m^3) akışkanın yoğunluğunu, c_p (J/kg°C) akışkanın sabit basınçta özgül ısısını, u_D (m/s) Darcy hızı, k_{fe} (W/mK) akışkan etkisindeki termal iletkenliği, k_d (W/mK) ısıl dağılımın termal iletkenliğini ifade etmektedir.

Solmuş [16], geniş bir Reynolds sayısı aralığı (Re=813-10582) için bir kanal içerisine yerleştirilmiş blok grafit köpük malzeme boyunca akışın plug akış olarak modellenebileceğini göstermiştir. Şekil 6'da kanal yüksekliği boyunca, üst ve alt kanal yüzeylerine yakın bölge (no-slip sınır koşulundan dolayı basamak hız gradyanı mevcut) dışında boyutsuz hızın yaklaşık olarak sabit kaldığı gösterilmiştir (uD/Ui ≈1). Elde edilen bu sonuç Xu vd. [17], Feng vd. [18], Lua vd. [19] ve Yang ve Hwang [20] çalışmalarından elde edilen sonuçlar ile uyumludur. Dolayısıyla 3 numaralı denklemdeki Darcy hızı yaklaşık olarak kanaldaki akışkanın ortalama hızına eşit alınabilir.

$$u_D \approx U_i \quad (4)$$



Şekil 6. Grafit köpük malzeme içerisindeki boyutsuz hız profili, x/H=0.02 ve Re=104 [16]

$$T_s(0,x) = T_f(0,x) = T_h \quad (5)$$

$$k_{se}\frac{\partial T_s}{\partial x}(t,0) = h_v L(T_i(t) - T_s(t,0)) \quad (6)$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial x}(t,L) = 0 \quad (7)$$

$$T_f(t,0) = T_i(t) \quad (8)$$

$$\frac{\partial T_f}{\partial x}(t,L) = 0 \quad (9)$$

1 ve 2 numaralı denklemlerin çözümü için gerekli başlangıç ve sınır koşulları aşağıda verilmiştir. Bu koşullar deneysel çalışma neticesinde elde edilmiştir.

(6) eşitliğinde L (m) malzeme uzunluğunu ifade etmektedir.

2 ve 3 numaralı enerji denklemleri ile başlangıç ve sınır koşulları aşağıdaki boyutsuz parametreler kullanılarak boyutsuzlaştırılmışlardır.

$$\theta = \frac{T - T_h}{T_{son} - T_h} \qquad X = \frac{x}{L} \qquad \tau = \frac{t}{L/U_i}$$

$$C_3 = \frac{k_{fe} + k_d}{\varepsilon k_f} \qquad C_4 = \frac{k_{fe}}{k_{se}} \qquad Pr = \frac{\mu (c_p)_f}{k_f}$$

$$C_1 = \frac{(\rho c_p)_f}{(1-\varepsilon)(\rho c_p)_s} \qquad C_2 = \frac{(\rho c_p)_f k_{se}}{(1-\varepsilon)(\rho c_p)_s k_f}$$

$$Re = \frac{\rho_f U_i L}{\mu} \qquad Nu_{fs} = \frac{h_v L^2}{k_f}$$

Katı faz (grafit) için boyutsuz enerji denklemi:

Akışkan faz (hava) için boyutsuz enerji denklemi:

$$\frac{\partial \theta_s}{\partial \tau} = \frac{C_1 Nu_{fs}}{RePr}(\theta_f - \theta_s) + \frac{C_2}{RePr}\frac{\partial^2 \theta_s}{\partial X^2}$$

Boyutsuz başlangıç ve sınır koşulları:

$$\frac{\partial \theta_f}{\partial \tau} + \frac{1}{\varepsilon}\frac{\partial \theta_f}{\partial X} = \frac{Nu_{fs}}{\varepsilon RePr}(\theta_s - \theta_f) + \frac{C_3}{RePr}\frac{\partial^2 \theta_f}{\partial X^2}$$

$$\theta_s(0, X) = \theta_f(0, X) = 0 \tag{10}$$

$$\frac{\partial \theta_s}{\partial X}(\tau, 0) = C_4 Nu_{fs}(\theta_i(\tau) - \theta_s(\tau, 0)) \tag{11}$$

$$\frac{\partial \theta_s}{\partial X}(\tau, 1) = 0 \tag{12}$$

$$\theta_f(\tau, 0) = \theta_i(\tau) \tag{13}$$

$$\frac{\partial \theta_f}{\partial X}(\tau, 1) = 0 \tag{14}$$

3 numaralı denklemdeki ısıl dağılımın termal iletkenlik katsayısı fazların ısıl iletkenlik katsayıları arasındaki farkın kayda değer olması nedeniyle göz ardı edilmiştir. [21]

Grafit köpük malzeme ile havanın efektif ısıl iletkenlik katsayıları aşağıda verilen denklemler vasıtasıyla hesaplanmıştır.

$$k_{se} = k_s(1 - \varepsilon) \tag{17}$$

$$k_{fe} = k_f \varepsilon \tag{18}$$

Yukarıda dikkate alınan kısmi diferansiyel denklemler sınır koşulları ile birlikte sonlu farklar yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Düzgün dağılı ağ yapısı kullanılmış olup söz konusu denklemlerdeki ikinci mertebeden türevler, konvektiv terim ve zamana bağlı türev yaklaşık olarak sırasıyla üç noktalı merkezi fark formülü, upwind ve Crank-Nicolson yöntemleri ile ifade edilerek diferansiyel denklemler doğrusal cebirsel denklemlere dönüştürülmüştür. Elde edilen doğrusal cebirsel denklem takımları eş zamanlı olarak Thomas algoritması vasıtasıyla çözülmüştür.

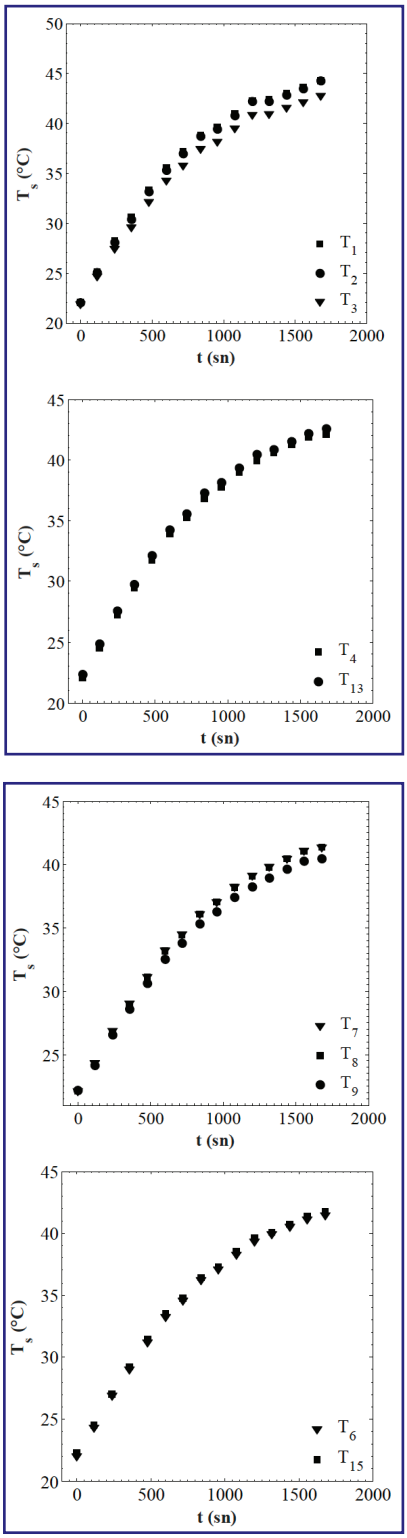
3. BULGULAR ve TARTIŞMA

3.1. Ortalama Hacimsel Isı Taşınım Katsayısının Tayini

Deneysel çalışma tamamlandıktan sonra ortalama hacimsel ısı taşınım katsayısı, belirli bir örnek ve Reynolds sayı değerinde bir önceki bölüm de ifade edilen sayısal çözüm tekniğine dayalı olarak geliştirilen simülasyon programının aşağıdaki prosedür çerçevesinde çalıştırılmasıyla tayin edilmiştir.

1. Excel formatında kayıt altına alınan deneysel veriler MatLab ortamında geliştirilen simülasyon programına aktarılır.
2. Zamana bağlı bir boyutlu sayısal model yaklaşımı kullanılacak olması sebebiyle (katı ve gaz fazına ait sıcaklıkların sadece akış yönünde değiştiği varsayılmıştır) öncelikle bu modelin geçerliliğinin ortaya konması gerekmektedir. Bu amaçla malzeme üzerinde farklı noktalarda zamana bağlı olarak okunan sıcaklıklar kullanılmak suretiyle bir boyutlu matematiksel modelin fiziksel problemi temsil edip etmediği çalışılmıştır. Şekil 4'de yerleri verilen T_1, T_2, T_3, T_7, T_8 ve T_9 numaralı termal elemanlar kullanılarak öncelikle zamana bağlı olarak y yönünde (Şekil 7) ve sonrasında ise T_4, T_6, T_{13} ve T_{15} numaralı termal elemanlar kullanılarak z yönünde (Şekil 7) kayda değer bir sıcaklık gradyanının olup olmadığı kontrol edilmiştir. Şekil 7'den her iki yönde de maksimum sıcaklık farkının yaklaşık 2 °C'den az olduğu görülmektedir. Sonuç olarak y ve z yönünde okunan maksimum sıcaklık farkları bu yönlerdeki sıcaklık gradyanlarının ihmal edilebileceğini göstermiş olup önerilen bir bo-

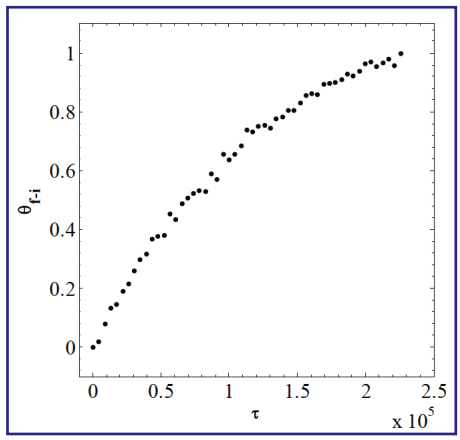
yutlu sayısal modelin fiziksel problemi kabul edilebilir hata sınırları içerisinde temsil ettiği ortaya konmuştur.



Şekil 7. Bir boyutlu sayısal modelin doğrulanması

3. Modifiye grafit köpük malzeme girişinde zamana bağlı olarak farklı noktalarda okunan hava sıcaklıklarının ortalaması alınmak suretiyle ortalama hava giriş sıcaklığı aşağıdaki denklem vasıtasıyla boyutsuzlaştırılır. Boyutsuz giriş sıcaklığı boyutsuz zamanın fonksiyonu olarak Şekil 8'de verildiği gibi MatLab ortamında çizdirilir.

$$\theta = \frac{T - T_h}{T_{son} - T_h} \qquad \tau = \frac{t}{L/U_i} \tag{19}$$



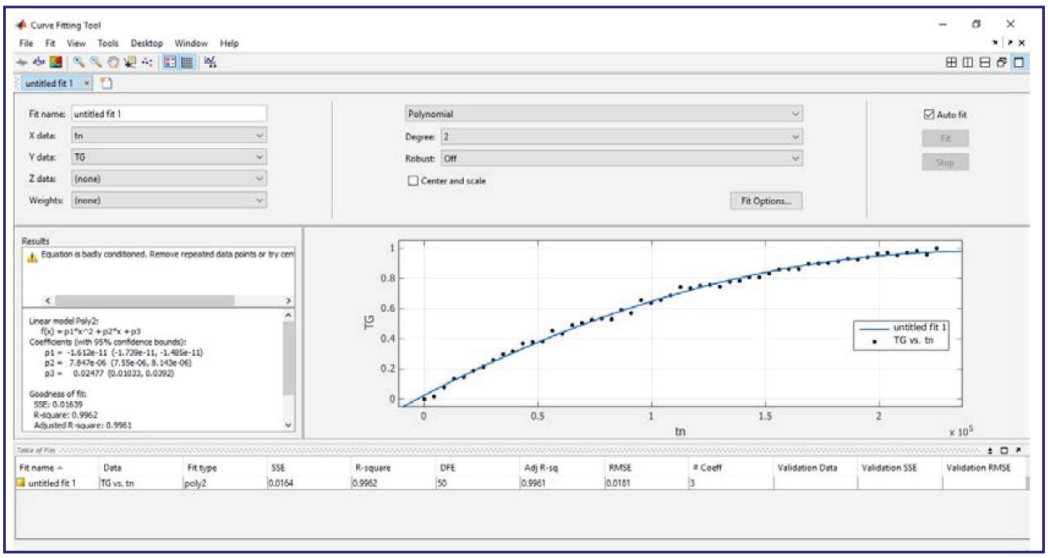
Şekil 8. Boyutsuz ortalama hava giriş sıcaklığının boyutsuz zamanın fonksiyonu olarak gösterimi

4. Akışkanın zamana bağlı giriş sıcaklığı, sınır koşulu olduğu için eğri uydurma yöntemi (MatLab Curve Fitting Tool, Şekil 9) vasıtasıyla zamanın fonksiyonu olarak ikinci dereceden polinom (Eş. 20) veya iki terimli eksponansiyel fonksiyon (Eş. 21) ile ifade edilir. Hangisinin kullanılacağına eğri uydurulduktan sonra elde edilen korelasyon katsayısının değerine bakılarak karar verilir.

$$\theta_{f_i} = a * \tau^2 + b * \tau + c \tag{20}$$

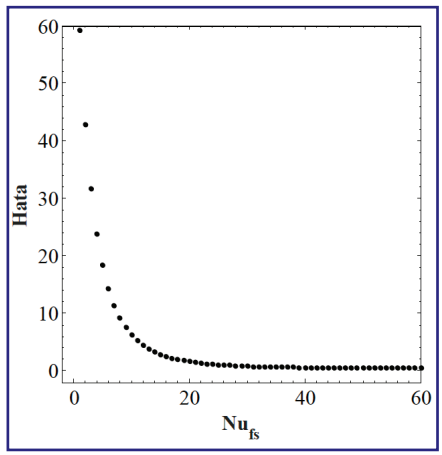
$$\theta_{f_i} = a * exp(b * \tau) + c * exp(d * \tau) \tag{21}$$

5. Deneysel çalışma neticesinde yukarıda boyutsuz zamanın fonksiyonu olarak ifade edilen hava giriş sıcaklığı, tahmini Nu_{fs} değeri, ortalama akış hızı (Reynolds sayısı), ortalama akışkan özelikleri, malzeme özelikleri, X yönündeki aralık sayısı ve zaman adımı geliştirilen bilgisayar simülasyon programına girilir.
6. Teorik çalışma neticesinde ortalama hacimsel ısı taşınım katsayısının tahmin edilen bir değeri için test bölümü çıkışında havanın zama-



Şekil 9. 19 veya 20 numaralı denklemin katsayılarının tayini

na bağlı olarak elde edilen sıcaklık değeri ile yine zamana bağlı olarak katı malzemenin giriş (T_2), orta nokta (T_5) ve çıkıştaki (T_8) sıcaklık değerleri deney verileriyle karşılaştırılmak suretiyle hata hesaplaması yapılır. Sonuç olarak, yukarıdaki prosedür çerçevesinde farklı h_v veya Nu_{fs} değerleri için program çalıştırılmak suretiyle hata hesaplaması yaptırılır ve h_v ile hata arasındaki ilişki eğri uydurma yöntemi ile bir fonksiyon şeklinde ifade edilir (Hata = f(Nu_{fs}), Şekil 10). Bu fonksiyonun Nu_{fs}'ye göre türevinin (d(Hata)/d(Nu_{fs}) = eğim) 0.005'den küçük olduğu değere karşılık gelen Nufs değeri bahse konu örnek ve Reynolds değeri için tayin edilmiş ortalama hacimsel ısı taşınım katsayısı değeri olmaktadır.



Şekil 10. Hatanın Nu_{fs} ile değişimi

7. Belirli bir örnek ve Re değeri için Nu_{fs} tayin edildikten sonra elde edilen sonucun X yönündeki aralık sayısı ve zaman adımından bağımsız olup olmadığı kontrol edilir. Nu_{fs} = 30 değeri ΔX = 0.01 ve Δτ = 2253.3 için elde edilmiştir. Aşağıda Tablo 3'de Re = 5277 olduğu durumda Nu_{fs} = 30 değerinin ağ sayısı ve zaman adımından bağımsız olduğu gösterilmiştir.

Yukarıdaki tabloda ΔX = 0.01 ve Δτ = 2253.3 için Nu_{fs} = 30 tahmini değeri ile çalıştırılan simülasyon

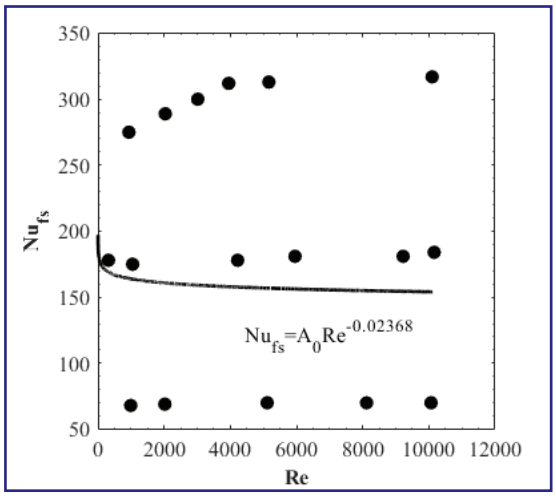
Tablo 3. Re = 5277 ve Nu_{fs} = 30 İçin Ağ Sayısı ve Zaman Adımından Bağımsızlık Çalışması

	Δτ = 4506.7			Δτ = 2253.3			Δτ = 1126.7		
	ΔX=0.02	ΔX=0.01	ΔX=0.005	ΔX=0.02	ΔX=0.01	ΔX=0.005	ΔX=0.02	ΔX=0.01	ΔX=0.005
θ_{f_C}	0.9743	0.9743	0.9743	0.9743	0.9743	0.9743	0.9743	0.9743	0.9743
$\theta_{s,2}$	0.9531	0.9531	0.9531	0.9531	0.9531	0.9531	0.9531	0.9531	0.9531
$\theta_{s,5}$	0.9531	0.9531	0.9531	0.9531	0.9531	0.9531	0.9531	0.9531	0.9531
$\theta_{s,8}$	0.9531	0.9531	0.9531	0.9531	0.9531	0.9531	0.9531	0.9531	0.9531

programının ağ sayısı ve zaman adımından bağımsız olduğu gösterilmiştir. Sonuçlar beş anlamlı rakama kadar aynı olup virgülden sonra altıncı basamaktan itibaren değişmektedir.

3.2. Korelasyon Denklemi

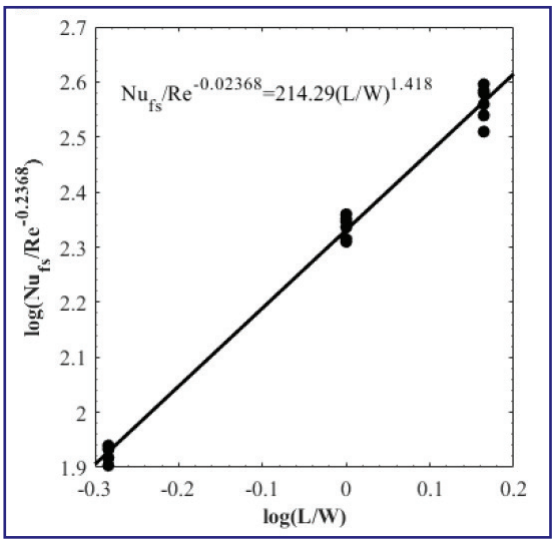
Bu çalışmada aynı yükseklik ve genişlikte, üç farklı uzunlukta ve 1000-10000 arasındaki Reynolds sayısında deneyler yapılmış ve bu deneyler sonucunda MatLab programı ile Nu_{fs} değerleri bulunmuştur. Bulunan sonuçlar $Nu_{fs}=aRe^{b}(L/W)^{c}$ formunda ampirik bir denklem ile ifade edilmiştir. Ampirik denklemlerin türetilmesi sırasında izlenen yol aşağıda ayrıntılı bir şekilde verilmiştir. Öncelikle a, b ve c katsayılarının bulunması için denklem iki parçaya ayrılmıştır. Denklemin ilk parçası $Nu_{fs} = A_0Re^{b}$ formunda ampirik bir denklem olarak ifade edilmiş ve $\log(Nu_{fs}) = \log(A_0)+b\cdot\log(Re)$ formuna getirilerek MatLab Curve Fitting Toolbox vasıtasıyla b katsayısı tayin edilmiştir. (Şekil 11)



Şekil 11. Nu_{fs} sayısının Re ile değişimi

$$Nu_{fs} = A_0Re^{-0.02368} \quad (22)$$

$Nu_{fs}=aRe^{b}(L/W)^{c}$ ampirik denkleminin ikinci parçası, 22 numaralı denklemin her iki tarafını Re^{b} ifadesine bölünerek $A_0 = Re^{b}/Nu_{fs} = a\,(L/W)^{c}$ eşitliği ile ifade edilir. Sonrasında bu eşitlikte var olan a ve c sabitlerinin değerini tayin etmek için doğrusal olmayan eşitlik, her iki tarafının logaritması alınmak suretiyle doğrusallaştırılır. $\log(Nu_{fs}/ Re^{b}) = \log(a)+c\cdot\log(L/W)$ ve Şekil 12'de verildiği gibi $\log(Nu_{fs}/ Re^{b})$ değerinin log(L/W) ile değişimi çizdirilir. Son olarak MatLab Curve Fitting Toolbox vasıtasıyla bahse konu verilere birinci dereceden polinom uydurmak suretiyle a ve c sabitlerinin değerleri belirlenir. Sonuç olarak aynı yükseklik değerinde üç farklı L/W oranı için yaklaşık Re=1000-10000 aralığında geçerli olan 0,113 gözeneklilik değerine sahip modifiye grafit malzeme ile hava arasındaki ortalama hacimsel ısı taşınım katsayısının tayininde kullanılabilecek aşağıda verilen korelasyon denklem türetilmiştir.



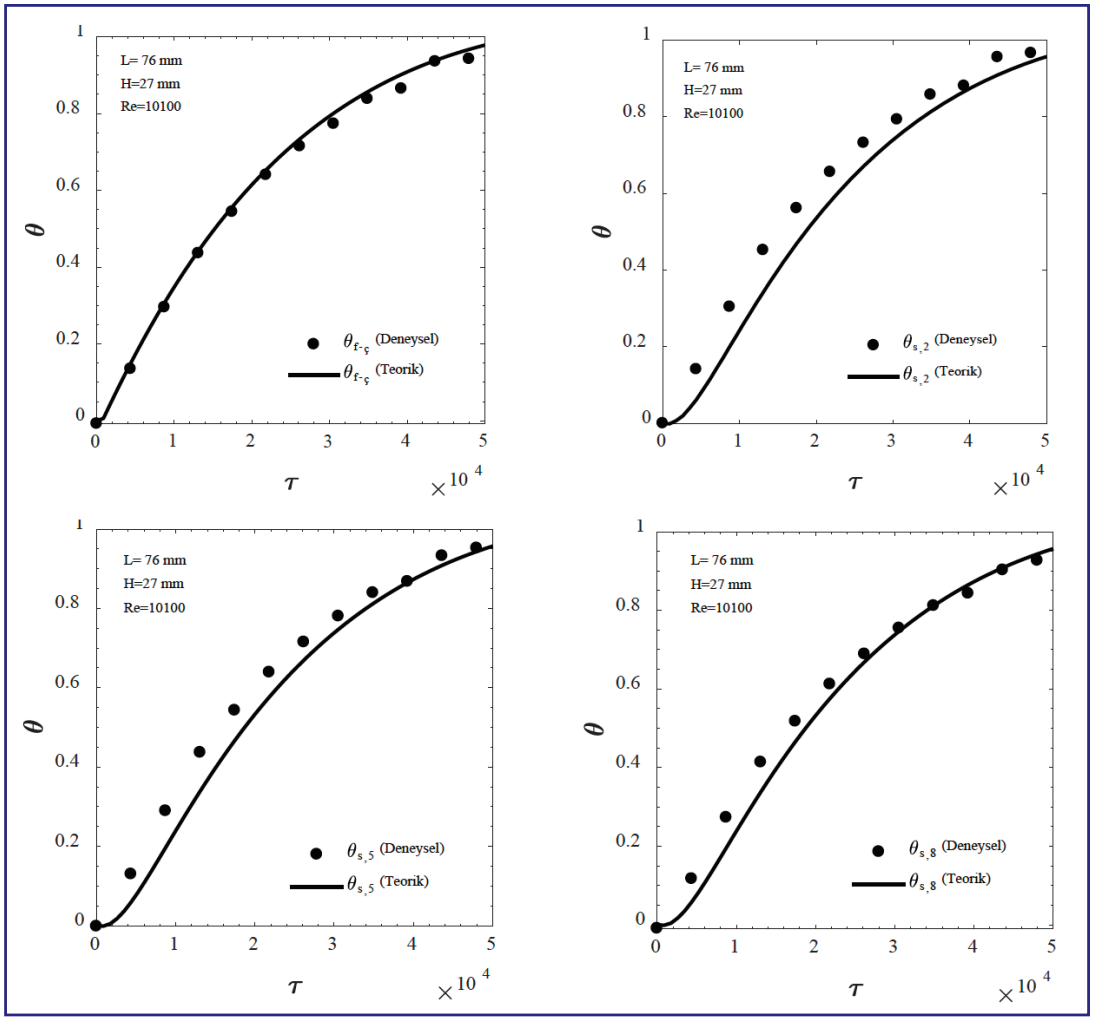
Şekil 12. $log(Nu_{fs}/Re^{b})$ değerinin log(L/W) ile değişimi

$$Nu_{sf} = 214{,}29Re^{-0.02368}(L/W)^{1{,}418} \quad (R^2 = 0{,}99) \quad (23)$$

Şekil 13'den görüldüğü üzere Nu_{fs}'nin tahmin edilen bir değeri (Nu_{fs}=317) için sayısal çalışma neticesinde zamana bağlı olarak elde edilen çıkış hava sıcaklığı ile grafit köpük malzemenin giriş (T_2), orta nokta (T_5) ve çıkıştaki (T_8) sıcaklık değerleri deneysel olarak ölçülen değerler ile iyi bir uyum içerisindedir. Dolayısıyla tayin edilen ortalama hacimsel ısı taşınım katsayısı tam olarak katı ile gaz fazı arasındaki taşınım ile ısı geçişini korele etmektedir.

3.3. Deneysel Hata Hesaplama

Bu çalışmada ölçülen her bir büyüklüğün sahip olduğu belirsizliğe bağlı olarak ortaya çıkan deneysel hatalar aşağıda verilen denklem vasıtasıyla tahmin edilmiştir. Bu denklem aynı zamanda Gauss hata yayılım yasası (Gauss error propagation law) olarak da bilinmektedir. Bu denklemde R, ölçülen x_1, x_2, x_3……x_n nin fonksiyonu olan bir değerdir. Diğer bir ifade ile $R=f(x_1, x_2, x_3……x_n)$ şeklinde yazmak mümkündür. w_n ise n inci ölçülen büyüklüğe ait belirsizlik değerini ifade etmektedir. Bu durumda w_R R'nin tahmin edilen belirsizlik değeridir.



Şekil 13. Re = 10100 ve Nu_{fs} = 317 için teorik ve deneysel akışkan çıkış sıcaklıklarının ve akış yönünde katı sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi

$$w_R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1{}^2\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2{}^2\right)^2 + \cdots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n{}^2\right)^2} \quad (24)$$

Doğrudan ölçülen sıcaklık ve hız için deneysel belirsizlikler söz konusu büyüklükleri ölçmek için kullanılan cihazların üreticileri tarafından sağlanan değerlere dayanmaktadır. Örneğin bu değerler sıcaklık ve hız için sırasıyla ±1°C ve ±0,05 m/s (hız 0,15-3 m/s arasında değişiyor ise) veya ±0,2 m/s (hız 3,1-30 m/s arasında değişiyor ise) olarak verilmiştir. Ölçülen bu değerleri kullanarak hesaplanan Re ve dolayısıyla Nu_{fs} için deneysel belirsizliklerin çalışma aralığında Eş. 24 çerçevesinde sırasıyla %1,3 ve %3,6'dan daha az olduğu değerlendirilmiştir.

SONUÇ

Bu çalışmada, modifiye gözenekli grafit malzeme ile hava arasındaki ortalama hacimsel ısı taşınım katsayısı (h_v) veya Nusselt (Nu_{fs}) sayısı, zamana bağlı tek akım yöntemi (transient single-blow technique) vasıtasıyla Reynolds sayısı ve malzeme uzunluğu/genişliği (L/W) oranının fonksiyonu olarak $Nu_{fs}=aRe^b(L/W)^c$ formunda ampirik bir bağıntı ile ifade edilmiştir. Önerilen korelasyon denklemi yaklaşık olarak 1000-10000 Reynolds sayısı aralığında geçerlidir. Gözenekli grafit malzeme üzerinde oluşan yüksek basınç düşümünden dolayı örneklere akış yönünde şaşırtılmış bir şekilde 2 mm çapında kanallar açılmıştır. Böylelikle modifiye grafit köpük olarak adlandırılan ve gözeneklilik

değeri 0,113 olan malzeme mühendislik uygulamalarına uygun hale getirilmiştir.

Modifiye grafit tabanlı ısı kuyuları içerisinde fazların (grafit ve hava) sıcaklık dağılımlarını deneysel olarak hassas bir şekilde elde etmek mümkün değildir. Deneysel çalışmanın zorluğundan, elde edilen sonuçların tatmin edici olmamasından ve deneysel çalışmanın getirmiş olduğu mali yükten dolayı araştırmacılar bu alanda daha çok teorik çalışmalara yönelmişlerdir. Teorik çalışmada fazlar arasında (grafit köpük-hava) ısıl denge varsayımının diğer bir ifade ile lokal olarak her iki fazında aynı sıcaklıkta olduğu kabulüne başvurulmadığı durumda her iki fazı da kapsayan tek bir enerji denklemi yerine her bir faz için ayrı enerji denkleminin kullanılması gerekmektedir. Diğer taraftan iki enerji denklemine dayalı teorik modelde fazlar arasındaki hacimsel ısı taşınım katsayısının bilinmesi gerekmektedir. Ancak literatürde modifiye gözenekli grafit malzeme ile hava arasındaki hacimsel ısı taşınım katsayısının tayininde kullanılabilecek herhangi bir bağıntı bulunmadığından bu çalışma ile literatürdeki mevcut boşluk doldurulmuştur. Sonuç olarak, önerilen korelasyon denklemi vasıtasıyla modifiye gözenekli grafit malzeme kullanılan yeni nesil elektronik cihazların tasarımının hızlı ve güvenilir bir şekilde yapılması mümkün olacaktır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmayı 315M136 nolu proje kapsamında mali açıdan destek veren Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu'na (TÜBİTAK) yazarlar olarak teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR

1. Jeng, T.M., Tzeng, S.C., Hung, Y.H. 2006. "An analytical study of local thermal equilibrium in porous heat sinks using fin theory", International Journal of Heat and Mass Transfer, 49, 1907-1914.
2. Gallego, N.C., Klett, J.W. 2003. "Carbon foams for thermal management", Carbon, 41, 1461-1466.
3. Dukhan, N., Chen, K.C. 2007. "Heat transfer measurements in metal foam subjected to constant heat flux", Experimental Thermal and Fluid Science, 32, 624-631.
4. Jeng,T.M., Tzeng, S.C. 2005. "Numerical study of confined slot jet impinging on porous metallic foam heat sink", International Journal of Heat and Mass Transfer, 48, 4685-4694.
5. Ejlali A., Ejlali, A., Hooman, K., Gurgenci, H. 2009. "Application of high porosity metal foams as air-cooled heat exchangers to high heat load removal systems", International Communications in Heat and Mass Transfer, 36, 674-679.
6. Leong, K.C., Jin, L.W. 2006. "Effect of oscillatory frequency on heat transfer in metal foam heat sinks of various pore densities", International Journal of Heat and Mass Transfer, 49, 671-681.
7. Kurtbas, I., Celik, N. 2009. "Experimental investigation of forced and mixed convection heat transfer in a foam-filled horizontal rectangular channel", International Journal of Heat and Mass Transfer, 52, 1313-1325.
8. Mahjoob,S., Vafai, K. 2008. "A synthesis of fluid and thermal transport models for metal foam heat exchangers", International Journal of Heat and Mass Transfer, 51, 3701-3711.
9. Leong, K., Li, H., Jin, L. and Chai, J. 2010. "Numerical and experimental study of forced convection in graphite foams of different configurations", Applied Thermal Engineering, 30(5), 520-532.
10. Lin, W., Sundén, B., Yuan, J. 2013. "A performance analysis of porous graphite foam heat exchangers in vehicles", Applied Thermal Engineering, 50,1201-1210.
11. Garrity, P., Klausner, J. and Mei, R. 2010. "Performance of Aluminum and Carbon Foams for Air Side Heat Transfer Augmentation", Journal of Heat Transfer, 132(12), 121901.
12. Fu, X., Viskanta, R., Gore, J.P. 1998. "Measurement and correlation of volumetric heat transfer coefficients of cellular ceramics", Experimental Thermal and Fluid Science, 17, 285-293.
13. Hwang, J.J., Hwang, G.J., Yeh, R.H., Chao, C.H. 2002. "Measurment of interstitial convective heat transfer and frictional drag for flow across metal foams", Journal of Heat Transfer, 124, 120-129.
14. Ando, K., Hirai, H., Sano, Y. 2013. "An accurate experimental determination of interstitial heat transfer coefficients of ceramic foams using the single blow method", The Open Transport Phenomena Journal, 5, 7-12.
15. Poco Graphite Inc. "POCOFoam@ Material

Properties". http://www.poco.com/portals/0/literature/semiconductor/78962v2pocofoam-flyer.pdf, Son erişim tarihi:04 Temmuz 2015.

16. Solmuş, İ. 2015. "Numerical investigation of heat transfer and fluid flow behaviors of a block type graphite foam heat sink inserted in a rectangular channel ", Applied Thermal Engineering, 78, 605-615.
17. Xu, H., Gong, L., Huang, S., Xu, M. 2014. "Non-equilibrium heat transfer in metal-foam solar collector with no-slip boundary condition", International Journal of Heat and Mass Transfer, 76, 357-365.
18. Feng, S.S., Kuang, J.J., Wen, T., Lu, T.J., Ichimiya, K. 2014. "An experimental and numerical study of finned metal foam heat sinks under impinging air jet cooling", International Journal of Heat and Mass Transfer, 77, 1063-1074.
19. Lua, W., Zhao, C.Y., Tassou, S.A. 2006. "Thermal analysis on metal-foam filled heat exchangers. Part I: Metal-foam filled pipes", International Journal of Heat and Mass Transfer, 49, 2751-2761.
20. Yang, Y.T., Hwang, M.L. 2009. "Numerical simulation of turbulent fluid flow and heat transfer characteristics in heat exchangers fitted with porous media", International Journal of Heat and Mass Transfer, 52, 2956-2965.
21. Calmidi, V.V., Mahajan, R.L. 2000. "Forced convection in high porosity metal foams", ASME Journal of Heat Transfer, 122 (3), 557-565.