



**Bu bir MMO
yayıdır**

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

ALÜMİNYUM KÖPÜK ISI KUYUSUNUN ISIL VE AKIŞ DAVRANIŞLARININ FARKLI GÖZENEKLİLİK DEĞERLERİ İÇİN ANALİZİ

İSMAIL SOLMUŞ
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ

GÜRŞAH GÜRÜF
GÜMÜŞHANE ÜNİVERSİTESİ

CİHAN YILDIRIM
ADANA BİLİM VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ

ALÜMİNYUM KÖPÜK ISI KUYUSUNUN ISIL VE AKIŞ DAVRANIŞLARININ FARKLI GÖZENEKLİLİK DEĞERLERİ İÇİN ANALİZİ

Analysis of Thermal and Fluid Flow Behaviours of an Aluminium Foam Heat Sink Having Different Pore Densities

İsmail SOLMUŞ
Gürşah GÜRÜF
Cihan YILDIRIM

ÖZET

Bu çalışmada dikdörtgen kanal içerisine yerleştirilen farklı gözeneklilik değerlerine sahip hava soğutmalı blok tip alüminyum köpük ısı kuyularının ısı ve akış performansları sayısal olarak incelenmiştir. Kanalın üst duvarı ısı olarak yalıtılmış iken alt duvar sabit sıcaklıkta tutulmaktadır. İki enerji denklemi ile beraber Brinkman-Forchheimer momentum denklemine dayalı matematiksel model geliştirilmiştir. Korunum denklemleri eş zamanlı olarak sonlu hacimler tekniği ile çözülmüştür. Sayısal simülasyonlar 10, 20 ve 40 PPI gibi farklı gözeneklilik değerlerine sahip hava soğutmalı açık hücreli alüminyum köpükler ile gerçekleştirilmiştir. Sabit sıcaklıkta tutulan duvarda yerel ve ortalama Nusselt sayıları ile her bir örnek için akış doğrultusunda oluşan basınç düşümleri Reynolds sayısının ($Re=500-9500$) geniş bir aralıktaki değerleri için elde edilmiştir. İncelenen alüminyum köpük ısı kuyularının ısı performansının inç başına düşen gözeneklilik (PPI) miktarından yaklaşık olarak bağımsız olduğu bulunmuştur. Tam aksine, inç başına düşen gözeneklilik miktarının akış performansı üzerinde etkisi kayda değerdir.

Anahtar Kelimeler: Gözenekli ortam, Alüminyum köpük, Isı uzaklaştırma, Basınç düşümü

ABSTRACT

This study numerically investigates the thermal and flow performances of air cooled block type aluminum foam heat sinks of different pore densities inserted in a rectangular channel. The upper wall of the channel is thermally insulated while the lower wall is maintained at a constant temperature. A two energy equation model with the Brinkman-Forchheimer extended Darcy model is employed. The governing conservation equations are simultaneously solved with the finite volume technique. Numerical simulations are performed with air-cooled open cell aluminum foams of different pore densities such as 10, 20 and 40 PPI. The local and average Nusselt numbers at the constant temperature wall and pressure drop along the flow direction for each sample are presented for a wide range of Reynolds number ($Re) =500-9500$. It is found that thermal performance of heat sink material investigated is almost independent of the amount of pores per inch. Conversely, its effect on the fluid flow performance is significant.

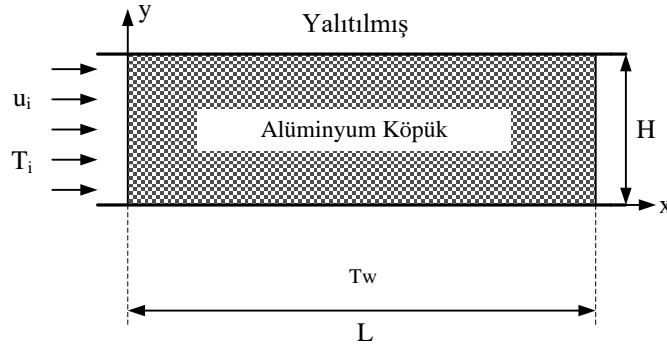
Key words: Porous media, Aluminum foam, Heat removal, Pressure drop

1. GİRİŞ

Elektronik bileşenlerin aşırı ısınması üreticiler için hala önemli bir problemdir. Geleneksel soğutma yöntemleri örneğin hava soğutmalı metal kanatçıklı ısı kuyuları söz konusu bileşenlerden yayılan ısıyı uzaklaştırmak için yetersiz kalmaktadırlar. Açık hücreli metal köpük ısı kuyuları, yüksek yüzey alanı/hacim oranına sahip olmaları ve güçlü akış karıştırma yeteneklerinden dolayı elektronik bileşenlerin aşırı ısınmasının üstesinden gelebilecek cazip bir çözüm olarak görülmektedirler. Son yıllarda açık hücreli metal köpükler üzerinde bir çok deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmıştır. Li *vd.* [1] bir kanal içerisinde şaşırtılmış olarak yerleştirilmiş gözenekli blokların akış ve ısı transferi karakteristiklerini sayısal olarak çalışmışlardır. Solmuş [2], Solmuş ve Yıldırım [3], dikdörtgen kanal içinde blok tip grafit ve alüminyum köpük ısı kuyularının ısı ve akış performanslarını sayısal olarak incelemişlerdir. Yang ve Hwang [4] gözenekli malzeme ile doldurulmuş boruda türbülanslı akış koşullarında ısı transferini sayısal olarak çalışmışlardır. Dukhan ve Chen [5], açık hücreli alüminyum köpük dikdörtgen bloklarda ısı transferi ile ilgili deneysel veriler ortaya koymuşlardır. Leong ve Jin [6] salınımlı akışa maruz bırakılmış farklı gözeneklilik değerlerine sahip alüminyum köpük ısı kuyularının ısı transferi performanslarını incelemek üzere deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Feng *vd.* [7] farklı köpük yükseklikleri ve Reynolds sayıları için hava jeti soğutmalı kanatlı ve kanatsız alüminyum köpük ısı kuyuları üzerinde deneysel ve sayısal çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışmada, dikdörtgen kanal içerisinde yerleştirilmiş farklı gözeneklilik değerlerine sahip hava soğutmalı blok tip alüminyum köpük ısı kuyularının ısı ve akış performansları $Re=500-9500$ gibi geniş bir aralıkta sayısal olarak incelenmiştir.

2. PROBLEM TANIMI

Bu çalışmada incelenen problemin şematik gösterimi Şekil 1’de verilmiştir. Dikdörtgen kanal içerisinde açık hücreli alüminyum köpük blok yerleştirilmiş olup üst kanal ısı olarak yalıtılmış iken alt duvar sabit sıcaklıkta tutulmaktadır. Kanala düzgün dağılı bir hız ve sıcaklıkta giren hava köpük blok içerisinde akarak kanalı terk etmektedir. Isı kuyusunun yüksekliği ve uzunluğu sırasıyla 25 ve 50 mm olarak sabitlenmiştir.



Şekil 1. Hesaplama alanı

3. MATEMATİKSEL MODEL

Yerel hacimsel ortalama yöntemi kullanılmak suretiyle makroskopik korunum denklemleri mikroskopik denklemlerden türetilmiştir. Yöntemin detayları Nield ve Bejan [18] tarafından ayrıntılı bir şekilde verilmiştir. Bu çalışmada sınır koşulları ile birlikte ortaya konan matematiksel model başlıca aşağıdaki varsayımlara ve sadeleştirmelere dayanmaktadır:

- Köpük gözenekliliği boyutsal olarak üniform ve sabittir.
- Akış kararlı ve sıkıştırılamazdır.

- Darcy rejimine dayalı modellerde atalet kuvvetleri ihmal edilebilir düzeyde olup akış laminar olarak kabul edilmektedir. Bu çalışmada Darcy rejimine uymayan akışlar için geçerli olan diğer bir ifade ile sürtünme kuvvetleri ile birlikte atalet kuvvetlerini de dikkate alan ve genişletilmiş Darcy modeli olarak adlandırılan Brinkman-Forchheimer momentum denklemi kullanılmıştır.
- Katı ve sıvı fazların termo-fiziksel özellikleri sabit kabul edilmiştir.
- Köpük malzeme ile kanal duvarları arasında boşluk yoktur.
- Üst ve alt kanal duvarlarının kalınlıkları çok ince kabul edilmiştir. Bu nedenle ısı dirençleri dikkate alınmamıştır.
- Ara yüzeylerdeki ısı temas direnci göz ardı edilmiştir.
- Kanal yan duvarları iyi şekilde yalıtılmış kabul edilmiştir. Bu nedenle iki boyutlu yaklaşım kullanılmıştır.
- Fazlar arasında yerel ısı dengenin olmadığı kabul edilmiştir.

3.1. Ana Denklemler

Yukarıdaki varsayımlar ve sadeleştirmeler çerçevesinde, sürekli rejimde iki boyutlu makroskopik korunum denklemleri katı ve sıvı fazları için aşağıda verilmiştir.

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

(1) eşitliğinde u (m/s) x-yönündeki hız bileşenini, v (m/s) y-yönündeki hız bileşenini ve x, y (m) kartezyen koordinatları ifade etmektedir.

Momentum denklemleri:

Darcy ve Darcy rejimine uymayan akışlar için geçerli olan ve genişletilmiş Darcy modeli olarak adlandırılan Brinkman-Forchheimer momentum denklemi, gözenekli malzeme içindeki hız dağılımını elde etmek için kullanılmıştır ve aşağıda verildiği gibidir;

x-momentum denklemi:

$$\frac{\rho_f}{\varepsilon^2} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\mu u}{K} - \frac{\rho_f C_F}{\sqrt{K}} |\vec{V}| u + \frac{\mu}{\varepsilon} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

(2) eşitliğinde ρ_f (kg/m³) akışkan yoğunluğunu, ε gözenekliliği, p (Pa) basıncı, μ (kg/ms) dinamik viskoziteyi, K (m²) geçirgenliği ve C_F atalet katsayısını ifade etmektedir.

y-momentum denklemi:

$$\frac{\rho_f}{\varepsilon^2} \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} - \frac{\mu v}{K} - \frac{\rho_f C_F}{\sqrt{K}} |\vec{V}| v + \frac{\mu}{\varepsilon} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

Enerji korunum denklemleri:

Fazlar arasında yerel olarak ısı denge söz konusu değildir. Bu nedenle, iki farklı faz için enerji korunum denklemi ayrı ayrı yazılmıştır.

Gaz fazı için enerji korunum denklemi:

$$(\rho C_p)_f \left(u \frac{\partial T_f}{\partial x} + v \frac{\partial T_f}{\partial y} \right) = h_v a_{sf} (T_s - T_f) + (k_{fe} + k_d) \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + (k_{fe} + k_d) \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} \quad (4)$$

(4) eşitliğinde C_p (J/kg²C) sabit basınçta özgül ısıyı, T_f (°C) akışkan sıcaklığını, h_v (W/m²K) katı ve gaz fazları arasındaki ısı transfer katsayısını, a_{sf} (m⁻¹) özgül yüzey alanını, T_s (°C) katı sıcaklığını, k_{fe} (W/mK) akışkanın efektif termal iletkenliğini ve k_d (W/mK) ısı dispersiyon katsayısını ifade etmektedir.

Katı faz için enerji korunum denklemi:

$$0 = h_v \alpha_{sf} (T_f - T_s) + k_{se} \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + k_{se} \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} \quad (5)$$

(5) eşitliğinde k_{se} (W/mK) katı fazın efektif termal iletkenliğini ifade etmektedir.

Yukarıdaki denklemler, aşağıdaki boyutsuz parametrelere göre boyutsuz hale getirilmiştir;

$$X = \frac{x}{H} \quad Y = \frac{y}{H} \quad U = \frac{u}{u_i} \quad V = \frac{v}{u_i} \quad P = \frac{p}{\rho_f u_i^2} \quad Da = \frac{K}{H^2}$$

X, Y boyutsuz kartezyen koordinatları, H (m) gözenekli parçanın yüksekliğini, U x-yönündeki boyutsuz hız bileşenini, V y-yönündeki boyutsuz hız bileşenini, u_i (m/s) kanal girişindeki akışkan hızını, P boyutsuz basıncı ve Da Darcy sayısını ifade etmektedir.

$$Re = \frac{\rho_f u_i H}{\mu} \quad U_M = \frac{\sqrt{u^2 + v^2}}{u_i} \quad Nu_{fs} = \frac{h_v \alpha_{sf} H^2}{k_f} \quad \theta = \frac{T - T_i}{T_w - T_i}$$

Re

Reynolds sayısını, U_M boyutsuz hız bileşenini, Nu_{fs} fazlar arasındaki Nusselt sayısını, θ boyutsuz sıcaklığı ve T_w duvar sıcaklığını ifade etmektedir.

Boyutsuz süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (6)$$

Boyutsuz momentum denklemleri

Boyutsuz x-momentum denklemi:

$$\left(U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} \right) = -\varepsilon^2 \frac{\partial P}{\partial X} - \frac{\varepsilon^2}{Re Da} U - \frac{\varepsilon^2 C_F U_M}{\sqrt{Da}} U + \frac{\varepsilon}{Re} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (7)$$

Boyutsuz y-momentum denklemi:

$$\left(U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} \right) = -\varepsilon^2 \frac{\partial P}{\partial Y} - \frac{\varepsilon^2}{Re Da} V - \frac{\varepsilon^2 C_F U_M}{\sqrt{Da}} V + \frac{\varepsilon}{Re} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) \quad (8)$$

Boyutsuz enerji korunum denklemleri:

Gaz faz için boyutsuz enerji korunum denklemi:

$$U \frac{\partial \theta_f}{\partial X} + V \frac{\partial \theta_f}{\partial Y} = \frac{Nu_{fs}}{Re Pr} (\theta_s - \theta_f) + \frac{1}{Re Pr} \left(\frac{k_{fe} + k_d}{k_f} \right) \left(\frac{\partial^2 \theta_f}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta_f}{\partial Y^2} \right) \quad (9)$$

(9) eşitliğinde θ_f boyutsuz akışkan sıcaklığını, θ_s boyutsuz katı sıcaklığını ve Pr (ν/α) Prandtl sayısını ifade etmektedir.

Katı faz için boyutsuz enerji korunum denklemi

$$0 = Nu_{fs} (\theta_f - \theta_s) + \frac{k_{se}}{k_f} \left(\frac{\partial^2 \theta_s}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial Y^2} \right) \quad (10)$$

Isıl dispersiyon iletkenliği aşağıdaki gibidir [7];

$$k_d = 0.025 (\rho c_p)_f \sqrt{K} u_i \quad (11)$$

Calmidi ve Mahajan'a göre [9] efektif ısı iletkenlikler aşağıda önerilen formüller ile değerlendirilir;

$$k_{fe} = \varepsilon k_f \quad (12)$$

$$k_{se} = 0.181 (1 - \varepsilon)^{0.763} k_s \quad (13)$$

Alüminyum köpüğün iç yüzey alanı/hacim oranı aşağıdaki gibi hesaplanır [10]:

$$a_{sf} = \frac{3\pi d_f (1 - e^{-((1-\varepsilon)/0.04)})}{(0.59d_p)^2} \quad (14)$$

(14) eşitliğinde d_f (m) fiber çapını, d_p (m) gözeneklilik çapını ifade etmektedir. Burada,

$$\frac{d_f}{d_p} = 1.18 \sqrt{\frac{1-\varepsilon}{3\pi}} \left(\frac{1}{1 - e^{-((1-\varepsilon)/0.04)}} \right) \quad (15)$$

Yerel ve ortalama Nusselt Sayıları, sırasıyla aşağıdaki gibi tanımlanır;

$$Nu = \frac{hH}{k_f} = -\frac{k_{se} \left(\frac{\partial \theta_s}{\partial Y} \right)_{Y=0}}{k_f} - \frac{k_{fe} \left(\frac{\partial \theta_f}{\partial Y} \right)_{Y=0}}{k_f} \quad (16)$$

$$\bar{Nu} = \frac{\bar{h}H}{k_f} = \frac{H}{L} \int_0^{L/H} Nu dX \quad (17)$$

(16) eşitliğinde Nu yerel Nusselt sayısını, (17) eşitliğinde \bar{Nu} ortalama Nusselt sayısını ve L (m) gözenekli parçanın uzunluğunu ifade etmektedir.

Farklı gözeneklilik değerlerine sahip alüminyum köpük ısı kuyularının termo-fiziksel özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Alüminyum köpüğün termo-fiziksel özellikleri [11].

	ε	PPI	d_f (mm)	K (m ²)	C_F	Nu_{fs}
A	0.93	10	0.4	$7.838 \cdot 10^{-8}$	0.019	$0.0077 Re_d^{1.277}$
B	0.93	20	0.21	$5.308 \cdot 10^{-8}$	0.02	$0.00249 Re_d^{1.277}$
C	0.93	40	0.11	$2.717 \cdot 10^{-8}$	0.02	$0.00622 Re_d^{1.277}$

3.2. Sınır Şartları

Korunum denklemleri için sınır şartları ve sınır şartlarının boyutsuz formları sırasıyla Tablo 2 ve Tablo 3'de verilmiştir.

Tablo 2. Sınır şartları.

	u	v	T_f	T_s	$\frac{\partial u}{\partial x}$	$\frac{\partial v}{\partial x}$	$\frac{\partial T_f}{\partial x}$	$\frac{\partial T_s}{\partial x}$	$\frac{\partial T_f}{\partial y}$	$\frac{\partial T_s}{\partial y}$
$x = 0$	u_i	0	T_i						0	
$x = L$					0	0	0	0		
$y = 0$	0	0	T_w	T_w						
$y = H$	0	0							0	0

Tablo 3. Sınır şartlarının boyutsuz formları.

	U	V	θ_f	θ_s	$\frac{\partial U}{\partial X}$	$\frac{\partial V}{\partial X}$	$\frac{\partial \theta_f}{\partial X}$	$\frac{\partial \theta_s}{\partial X}$	$\frac{\partial \theta_f}{\partial Y}$	$\frac{\partial \theta_s}{\partial Y}$
$X = 0$	1	0	0					0		
$X = L/H$					0	0	0	0		
$Y = 0$	0	0	1	1						
$Y = 1$	0	0							0	0

4.SAYISAL PROSEDÜR

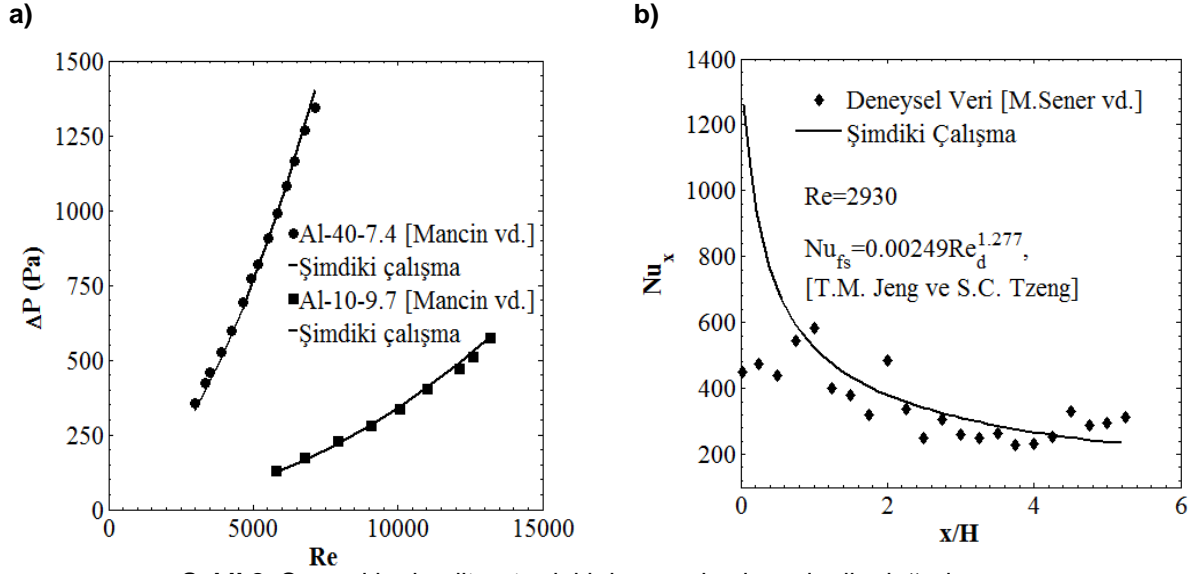
Yukarıda dikkate alınan kısmi diferansiyel denklemler Patankar [12] tarafından önerilen sonlu hacimler tekniği kullanılarak çözülmüştür. Bu yöntemde kaydırılmış uniform çözüm ağı düzenlemesi ile birlikte skaler değişkenler hücre merkezlerinde, vektörel değişkenler ise hücre yüzeylerinde tanımlanmıştır. Birleşik konveksiyon-difüzyon etkisi power-law yöntemi kullanılarak ele alınmıştır. Basınç hız birlikteliği SIMPLER algoritması ile yönetilmiştir. Lineer olmayan cebirsel denklem takımları iterativ olarak line by line yöntemi ve Thomas algoritmasının birlikte kullanımı ile çözülmüştür. Simülasyon programında, aşağıdaki koşul ϕ değişkeni tarafından karşılandığında iterasyon sonlandırılmıştır:

$$R_{\phi,P} = \frac{|a_P \phi_P - \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} - b|}{|a_P \phi_P|} < 10^{-6} \quad (18)$$

Burada, ϕ ve nb sırasıyla, hücre P 'nin herhangi bir bağımlı değişkenini ve hücre komşularını temsil etmektedir. Sayısal sonuçların güvenilirliğini teminat altına almak için ağ bağımsızlık testi yapılmıştır. 60*80 ağ büyüklüğünün sayısal doğruluk için yeterli olduğu bulunmuştur.

5. SAYISAL KODUN DOĞRULANMASI

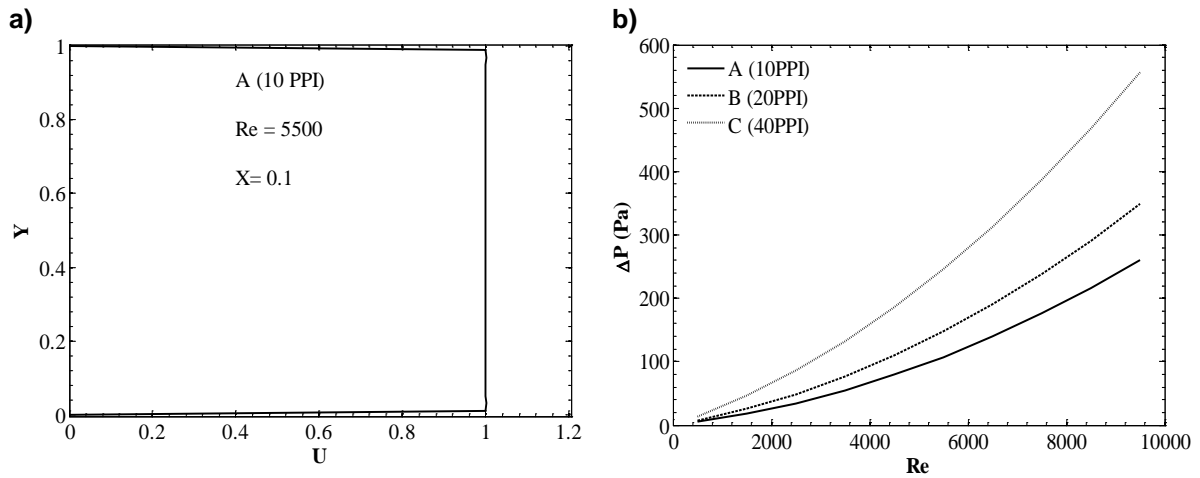
Literatürde gözenekli malzeme içinde fazların sıcaklık dağılımını deneysel olarak elde etmek için sınırlı sayıda çalışma yapılmıştır. Bunun temel nedeni çok küçük bir hacimde hem katı hem de gaz fazının sıcaklık dağılımlarını hassas bir şekilde ölçmede yaşanan deneysel zorluklardır. Bu çalışmada geliştirilen sayısal kod Mancin vd. [13] ve Sener vd. [14] tarafından ortaya konan deneysel sonuçlar ile doğrulanmıştır. Şekil 2a' da Reynolds sayısının fonksiyonu olarak 10 PPI ve 40 PPI gibi iki farklı gözeneklilik değerine sahip açık hücreli blok alüminyum köpük ısı kuyusunda akış boyunca oluşan basınç düşümü Mancin vd. [13] tarafından sunulan deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Genel olarak her iki çalışmadan elde edilen sonuçlar arasında oldukça iyi bir uyum söz konusudur. Şekil 2b' de Sener vd. [14] tarafından Reynolds sayısının 2930 olduğu değerinde deneysel olarak elde edilen ve boyutsuz kanal uzunluğunun fonksiyonu olarak verilen yerel Nusselt sayısı, sayısal çözümden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Kanal girişinde her iki çalışma neticesinde elde edilen sonuçlar arasında kayda değer bir fark var iken söz konusu fark yaklaşık olarak $x/H > 1$ den sonra önemini yitirmektedir. Kanal girişinde her iki çalışma arasında oluşan sapma ısı çift yerlerinin, hava hızı ve sıcaklık ölçümlerindeki deneysel hatalardan kaynaklanabilir.



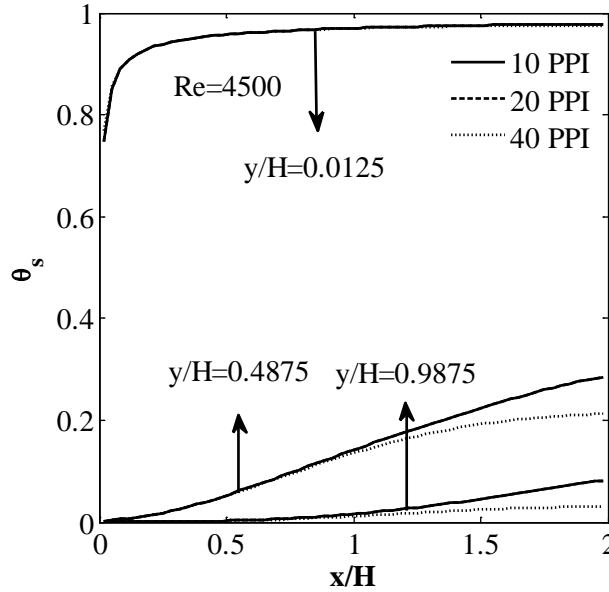
Şekil 2. Sayısal kodun literatürdeki deneysel çalışmalar ile doğrulanması.

6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, 10, 20 ve 40 PPI gibi farklı gözeneklilik yoğunluklarına sahip hava soğutmalı açık hücreli alüminyum köpüklerin ısı ve akış karakteristikleri araştırılmıştır. Her bir numune için basınç düşümü ve sabit sıcaklıkta tutulan yüzeydeki yerel ve ortalama Nusselt sayıları Reynolds sayısının ($Re=500-9500$) fonksiyonu olarak sunulmuştur. Şekil 3a' da 10 PPI alüminyum köpük ısı kuyusu içerisindeki boyutsuz hız profili verilmiştir. Parametrik çalışmadan, her bir numune için incelenen koşullar altında boyutsuz hız profilinin akış yönünde kanal kesiti boyunca hemen hemen düzgün dağılım sergilediği dolayısıyla plug akış varsayımının geçerli olduğu bulunmuştur. Benzer sonuca Yang ve Hwang [16] kendi çalışmalarında ulaşmıştır. 10, 20 ve 40 PPI numuneleri için Reynolds sayısı ile akış yönündeki basınç düşümü Şekil 3b' de gösterilmiştir. Akış yönündeki basınç düşümünün artan Reynolds sayısı ile birlikte artış gösterdiği ve bu durumun tüm numuneler için geçerli olduğu Şekil 3b' de açık bir şekilde verilmiştir. 40 PPI alüminyum köpük, geçirgenlik değerinin fazlasıyla düşük olması nedeniyle akış yönündeki akıma en yüksek direnci göstermektedir.



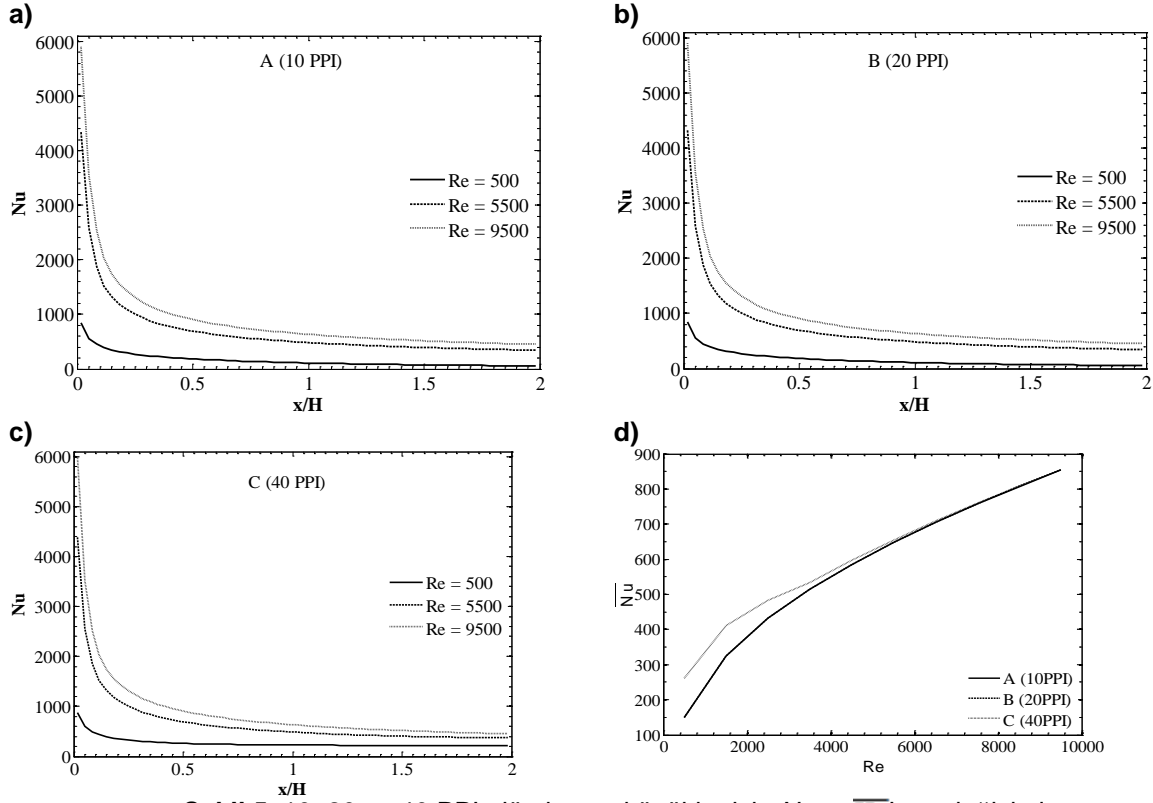
Şekil 3. a) 10 PPI alüminyum köpük içerisindeki boyutsuz hız profili b) 10, 20 ve 40 PPI alüminyum köpükler için Reynolds sayısı ile basınç düşümünün değişimi



Şekil 4. 10, 20 ve 40 PPI alüminyum köpükler için katı faza ait boyutsuz sıcaklık dağılımı

10, 20 ve 40 PPI gözeneklilik yoğunluklarına sahip alüminyum köpükler için incelenen koşullar altında genel olarak fazlar arasında sıcaklık farkının olmadığı bulunmuştur. Diğer bir ifade ile fazlar arasında yerel ısıl denge söz konusudur. Katı faza ait boyutsuz sıcaklık dağılımı 10, 20 ve 40 PPI gözeneklilik değerlerine sahip alüminyum köpükler için Reynolds sayısının 4500 olduğu durumda Şekil 4’de verilmiştir. Gözenekli köpük girişinde alt yüzeye yakın bölgede sıcaklık yüzey sıcaklığından göreceli olarak daha düşük iken akış yönünde yüzey sıcaklığına yaklaşmaktadır. Diğer bir ifade ile ısıl gradyan akış yönünde azalmaktadır. Sabit sıcaklıkta tutulan yüzeyden yalıtımlı yüzeye doğru boyutsuz sıcaklık azalmaktadır. Ancak boyutsuz sıcaklık her bir numune için akış yönünde artmaktadır. Sıcaklık dağılımı 10 ve 20 PPI değerine sahip gözenekli malzemeler için benzer iken özellikle yalıtımlı yüzeye yakın bölgede akış doğrultusunda 40 PPI değerine sahip malzemede farklılık arz etmektedir.

10, 20 ve 40 PPI gözeneklilik yoğunluklarına sahip alüminyum köpük numuneler için yerel Nusselt sayısının akış doğrultusundaki değişimi sırasıyla Şekil 5a-c’ de gösterilmiştir. Tüm numuneler için kanal girişindeki yerel Nusselt sayısı kanalın geri kalan kısmına göre nispeten daha yüksektir. Yerel Nusselt sayısı x/H oranı yaklaşık olarak 0.25 iken keskin bir düşüş gösterir ve sonrasında kanal çıkışına kadar önemli bir değişiklik göstermez. Yerel Nusselt sayısının her bir numune için artan Reynolds sayısı ile artış gösterdiği ve inç başına düşen gözenek miktarından neredeyse bağımsız olduğu bulunmuştur. 10, 20 ve 40 PPI alüminyum köpükler için ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5d’ de verilmiştir. Şekil 5d’ de açık bir şekilde görüldüğü üzere Reynolds sayısındaki artış incelenen numunelerin toplam ısı uzaklaştırma performansı üzerinde bir iyileşmeye yol açmaktadır. Bunun temel nedeni, sabit sıcaklıkta tutulan duvardan konveksiyon ile transfer edilen ısı miktarının artan Reynolds sayısı ile artış göstermesidir. Fakat, Reynolds sayısındaki artışın fan gücü (basınç düşümünün artması) üzerinde olumsuz bir etki yaratmasından dolayı özel bir dikkat gösterilmelidir. İnç başına düşen gözenek miktarının incelenen ısı kuyularının toplam ısı uzaklaştırma performanslarına etkisi 40 PPI numune için düşük Reynolds sayıları haricinde hemen hemen önemsizdir. Bu bulgu Tzeng ve Jeng [17]’ in sonuçları ile uyumludur. Reynolds sayısı yaklaşık olarak 4000’den az olduğu durumda C numunesinin toplam ısı uzaklaştırma performansı diğer numunelere göre daha iyidir. Bunun temel nedeni, ısı transfer alanının inç başına düşen gözenek miktarı ile artış göstermesi ve bunda özellikle Reynolds sayısının düşük değerlerinde konveksiyonla ısı transferinde iyileşmeye yol açmasıdır.



Şekil 5. 10, 20 ve 40 PPI alüminyum köpükler için Nu ve Re 'nin değişimi

6. SONUÇ

Bu çalışmada, dikdörtgen bir kanal içerisine yerleştirilmiş hava soğutmalı blok tip 10, 20 ve 40 PPI alüminyum köpük ısı kuyularının akış ve ısıl karakteristikleri, Reynolds sayısının farklı değerleri için sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal sonuçlar, farklı gözeneklilik değerlerine sahip alüminyum köpük ısı kuyuları içerisinde plug akış koşullarının geçerli olduğunu göstermiştir. Reynolds sayısındaki artış ortalama Nusselt sayısı ve akış yönündeki basınç düşümü üzerinde bir artışa yol açmıştır. İnç başına düşen gözenek miktarının ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi C numunesi için Reynolds sayısının 4000'den az olduğu durum haricinde ihmal edilebilir düzeydedir. Ancak, inç başına düşen gözenek miktarının basınç düşümü üzerinde önemli bir etkisi vardır.

KAYNAKLAR

- [1] Li H.Y., Leong K.C., Jin L.W., Chai J.C. Analysis of fluid flow and heat transfer in a channel with staggered porous blocks. International Journal of Thermal Sciences 2010;49:950-962.
- [2] Solmuş İ. Numerical investigation of heat transfer and fluid flow behaviors of block type graphite foam heat sink inserted in a rectangular channel. Applied Thermal Engineering 2015;78: 605-615.
- [3] Solmuş İ., Yıldırım C. Performance analysis of air cooled block type aluminum foam heat sinks of different pore densities. 3rd International Symposium on Innovative Technologies in Engineering and Science, Universidad Politécnic de Valencia, Spain, 3-5 June 2015.
- [4] Yang Y.T., Hwang M.L. Numerical simulation of turbulent fluid flow and heat transfer characteristics in heat exchangers fitted with porous media. International Journal of Heat and Mass Transfer 2009;52:2956-2965.

- [5] Dukhan N., Chen K. Heat transfer measurements in metal foam subjected to constant heat flux. *Experimental Thermal and Fluid Science* 2007:32:624-631.
- [6] Leong K.C., Jin L.W. Effect of oscillatory frequency on heat transfer in metal foam heat sinks of various pore densities. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2006:49: 671–681.
- [7] Feng S.S., Kuang J.J., Wen T., Lu T.J., Ichimiya K. An experimental and numerical study of finned metal foam heat sinks under impinging air jet cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2014:77:1063–1074.
- [8] Hunt M. L., Tien C. L. Effects of thermal dispersion on forced convection in fibrous media. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1988:31:301–309.
- [9] Calmidi V.V., Mahajan R.L. The effective thermal conductivity of high porosity fibrous metal foams. *ASME Journal of Heat Transfer* 1999:121:466–471.
- [10] Calmidi V.V., Mahajan R.L. Forced convection in high porosity metal foams. *ASME Journal of Heat Transfer* 2000:122:557-565.
- [11] Jeng T.M., Tzeng S.C. Numerical study of confined slot jet impinging on porous metallic foam heat sink. *International Journal of Heat and Mass* 2005:48:4685-4694.
- [12] Patankar S.V. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. McGraw Hill-Hemisphere, New York, 1980.
- [13] Mancin S., Zilio C., Diani A., Rossetto L. Air forced convection through metal foams: Experimental results and modeling. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2013:62: 112–123.
- [14] Sener M., Yatağanbaba A., Kurtbas I. Forchheimer forced convection in a rectangular channel partially filled with aluminum foam. *Experimental Thermal and Fluid Science* 2016:75:162-172.
- [15] Jeng T.M., Tzeng S.C. Numerical study of confined slot jet impinging on porous metallic foam heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2005:48:4685-4694.
- [16] Yang Y.T., Hwang M.L. Numerical simulation of turbulent fluid flow and heat transfer characteristics in heat exchangers fitted with porous media. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2009:52:2956-2965.
- [17] Tzeng S.C., Jeng T.M. Convective heat transfer in porous channels with 90-deg turned flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2006:49:1452-146.
- [18] D.A. Nield, A. Bejan, *Convection in Porous Media*, Springer, 1999.

ÖZGEÇMİŞ

İsmail SOLMUŞ

1980 Erzincan doğumludur. 2002 yılında Dumlupınar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden Lisans derecesi ile mezun olmuştur. 2006 yılında ODTÜ Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünden Yüksek Lisans, 2011 yılında yine aynı Üniversiteden Doktora derecesi almıştır. 2010-2011 yılları arasında bir yıl süreyle İngiltere’de Bath Üniversitesinde Doktora tez konusu ile ilgili çalışmalarda bulunmuştur. 2016 yılı Nisan ayından beri Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü Enerji Anabilim Dalında Doç.Dr. olarak görev yapmaktadır. Adsorpsiyonlu soğutma, Güneş enerjisi ve uygulamaları, Gözenekli malzemede ısı ve kütle transferi konularında çalışmaktadır.

Cihan YILDIRIM

1981 Ankara doğumludur. 2002 yılında Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirdikten sonra aynı yıl Orta Doğu Teknik Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Bölümünde araştırma görevlisi olarak bütünlük doktora programına başlamıştır. 2011 yılında doktorasını tamamlamıştır. 2011-2014 yılları arasında Akdeniz Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi Doktor olarak çalışmıştır. 2014 yılından beri Adana Bilim ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde Yardımcı Doçent Doktor olarak görev yapmaktadır. Başlıca çalışma alanları; Doğal konveksiyon, Güneş enerjisi ve uygulamaları, Tuzsuzlaştırma ve damıtma sistemleri, Adsorpsiyonlu soğutma ve Enerji çevrim sistemleridir.



Gürşah GÜRÜF

1993 İstanbul doğumludur. 2016 yılında Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden Lisans derecesi ile mezun olmuştur. Aynı yıl Gümüşhane Üniversitesi Biyoteknoloji Anabilim Dalında Yüksek Lisans programına başlamıştır.