

ALÜMİNYUM KÖPÜK ISI ALICILARDAN TAŞINIMLA ISI TRANSFERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Ayla DOĞAN, Bahadır ÖNEY

Akdeniz Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine mühendisliği Bölümü, 07058 Kampüs, Antalya, TÜRKİYE

ayladogan@akdeniz.edu.tr

(Geliş/Received: 06.11.2012; Kabul/Accepted: 05.12.2013)

ÖZET

Bu çalışmada, yüzeyleri 10 PPI (Inch Başına Gözenek) lık alüminyum köpük ısı alıcılarla genişletilmiş ısı kaynakları bulunan yatay bir kanalda taşınımın gerçekleşen ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Çalışma akışkanı olarak hava kullanılmıştır. Elektronik eleman performansına etkilerini araştırmak için alüminyum köpük ısı alıcılar dikdörtgen kesitli kanal içerisinde bulunan bakır ısıtıcılar üzerine ayrık formda yerleştirilmiştir. Kanalın alt yüzeyine 8x2 diziliminde yerleştirilmiş alüminyum köpük ısı alıcılar sabit ısı akısına maruz bırakılmışlardır. Kanalın yan, alt ve üst duvarları yalıtılmıştır. Deneyler Reynolds sayısının $531 \leq Re_{Dh} \leq 4486$ (laminer ve türbülanslı akış için), düzeltilmiş Grashof sayısının $Gr_{Dh}^* = 4,2 \times 10^7 - 2,7 \times 10^8$ ve Richardson sayısının $Ri = 0,008 - 1,5$ aralığındaki değerleri için yapılmıştır. Deneylerden elde edilen ölçümlerden, Nusselt sayısı dağılımları farklı Reynolds ve farklı Grashof sayıları için elde edilmiştir. Düşük gözenek yoğunluğuna sahip olan alüminyum köpük ısı alıcılar, içerisinden yoğun hava geçirme özelliğinden dolayı ısı transferini önemli ölçüde artırmaktadır. Yapılan karşılaştırmalar sonucunda, kanal içerisinde 10 PPI alüminyum köpük ısı alıcıların kullanılması durumunda, köpük ısı alıcılar kullanılmadan elde edilen sonuçlara göre yaklaşık olarak %36 ila %70 daha fazla ısı transferi sağlanmıştır.

Anahtar kelimeler: Alüminyum köpük ısı alıcıları, elektronik soğutma, kanal akışı

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF CONVECTION HEAT TRANSFER FROM ALUMINUM FOAM HEAT SINKS

ABSTRACT

In the present study, convection heat transfer from arrays of heat sources extended by 10 PPI (Pore Per Inch) open-cell aluminum foam heat sinks inside a horizontal channel has been investigated experimentally. Air was used as the working fluid. Aluminum foams have been placed on discrete copper blocks in a rectangular channel in order to investigate the effect of aluminum foams on electronic equipments performance. The lower surface of the channel was equipped with 8x2 array of aluminum foam heat sinks subjected to uniform heat flux. Sidewalls, the lower and upper walls were insulated. The experimental study was made for Reynolds numbers $531 \leq Re_{Dh} \leq 4486$ (for laminar and turbulent flow), modified Grashof numbers $Gr_{Dh}^* = 4,2 \times 10^7$ to $2,7 \times 10^8$ and Richardson numbers $Ri = 0,008$ to $1,5$. From the experimental measurements, distributions of Nusselt number were calculated for different Reynolds and Grashof numbers. It is found that heat transfer rate is substantially increased by employing aluminum foam heat sinks with low pore density due to relatively intense air through the aluminum foam heat sinks. As a result of comparisons, using of 10 PPI aluminum foam heat sinks increases the heat transfer rate in the channel between approximately 36% and 70% compared to the rate obtained without the foam heat sinks in a channel.

Keywords: Aluminum-foam heat sink, electronic cooling, channel flow

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Elektronik sanayindeki hızlı teknolojik gelişmeler neticesinde, devre hızı ve yoğunluğu artmakta ve bu

nedenle elektronik yongaların soğutma ihtiyacı gittikçe önem kazanmaktadır.

Elektronik ve bilgisayar destekli uygulamalar, hava, uzay sanayi, haberleşme, bilgisayar ve deniz sanayi gibi birçok önemli mühendislik alanında kullanılır hale gelmiştir. Elektronik sistemlerde kullanılan elektrik enerjisinin büyük bir bölümü ısı enerjisine dönüşmektedir. Elektronik eleman teknolojisinin gelişmesi sonucu, bilgisayarlarda işlem hızı sürekli artarken, eleman boyutları küçülmektedir. Çok küçük bir eleman üzerindeki ısıl gerilme ve istenmeyen düzeyde bir elektrik akımı, bu elemanların zarar görmesine ve sistemin çalışmaz hale gelmesine sebep olabilmektedir. Elektronik sistemlerin soğutulmasında değişik metodlar ve değişik soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan olarak havanın da kullanıldığı sistemlerde doğal, zorlanmış ve karışık taşınım uygulamalarına rastlamak mümkündür. Çok yüksek sıcaklıklarda çalışabilecek sistemlerde (150-400°C) soğutucu akışkan olarak dielektrik akışkanlar kullanılmaktadır. Ucuz olması, tasarım ve bakım kolaylığı nedeniyle akışkan olarak havanın tercih edildiği soğutma sistemleri çok daha yaygın olarak kullanılmaktadır.

Bilindiği gibi ısınan bir yüzeyden, ısının kolay bir şekilde atılmasının yollarından biri de ısı transfer alanını genişletmektir. Bu tür çalışmalarda genellikle ısınan yüzeylerin alanları kanatçıklar (iğneli, plaka tip.) vasıtasıyla genişletilerek etkin ısı transferi sağlanmaya çalışılır.

Metal köpük malzemeler mükemmel fiziksel ve mekanik özellikleri nedeniyle son yıllarda elektronik soğutma sistemlerinde ve birçok mühendislik alanında yeni bir malzeme olarak görülmektedir. Özellikle bakır ve alüminyum köpük malzemeler yüksek güçteki elektronik sistemlerde zorlanmış taşınım etkisi altında mükemmel soğutma performansı göstermektedir [1-4].

Kim ve arkadaşları [5], bir kanal içerisine yerleştirdikleri farklı gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük ısı alıcılardan (heat sink) ısı transferini zorlanmış taşınım şartlarında incelemiştir. Elde ettikleri sonuçlarda ısıl performansın alüminyum köpük malzemelerin gözenek yoğunluğundan fazlasıyla etkilendiğini görmüşlerdir. Ayrıca geleneksel paralel plaka tipi kanatçıklarla, köpük malzemelerin ısıl performansını karşılaştırmaları sonucunda köpük malzemelerin %28 daha iyi ısı transferi sağladığını tespit etmişlerdir. Cui ve arkadaşları [6] gözenekli yapıyla kaplı bir kanalda, kanalın üst yüzeyine yerleştirilmiş ayrıık ısıtıcılardan ısı transferini zorlanmış taşınım şartlarında incelemiştir. Farklı ısı akılarında kanal içinde sıcaklık dağılımlarını inceleyerek, farklı Reynolds sayılarında kanal boyunca Nusselt sayısı dağılımlarını elde etmişlerdir. İçerisi tamamen köpük malzemeyle kaplanmış yatay bir kanalda zorlanmış ve karışık taşınım ile ısı transferi Kurtbaş ve arkadaşları

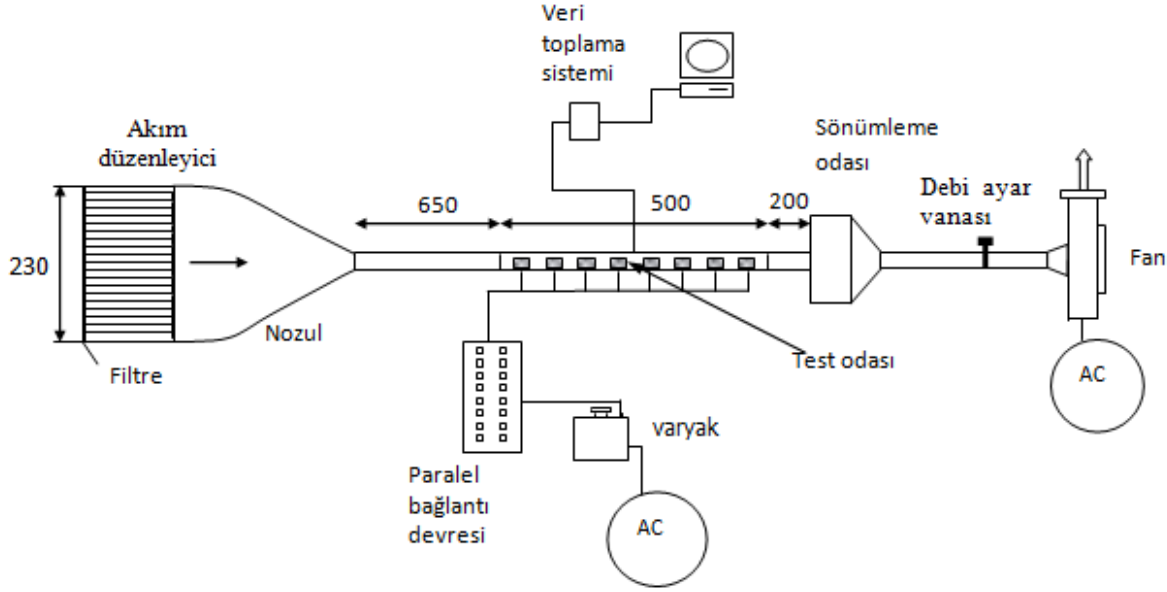
tarafından deneysel olarak incelenmiştir [7]. Çalışmalarında 10, 20 ve 30 PPI gözenek yoğunluğuna sahip metal köpük malzemeler kullanarak, bunların ısı transfer özelliklerini incelemiştir. Konuyla ilgili diğer bir çalışma ise, Jeng ve arkadaşları [8] tarafından gerçekleştirilmiştir. Yaptıkları çalışmada zorlanmış taşınım etkisi altında hava jeti kullanarak gözenekli bloklarda basınç düşüşünü incelemiştir. Peak ve arkadaşları [9] alüminyum köpük malzemelerin etkili ısıletkenlikleri ve geçirgenlikleri üzerinde deneyler yapmışlardır. Köpük malzemelerin geçirgenliklerini basınç düşümlerini ölçerek tespit etmişlerdir.

Ko ve Anand [10], kanal içerisine alüminyum köpük malzemelerden yapılmış engelleri kanalın alt ve üst duvarlarına çakışmayacak şekilde yerleştirerek kanal boyunca ısı transferini incelemiştir. Elde ettikleri sonuçlarda, köpük blok olmayan düz bir kanala göre, köpük bloklar yerleştirilmiş kanalda ısı transferinin %300 daha fazla olduğunu belirlemiştir. Doğan ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada yatay bir kanalın alt ve üst kısmına gömülü olarak yerleştirdikleri ayrıık ısıtıcılardan karışık taşınım ile gerçekleşen ısı transferini deneysel olarak incelemiştir [11]. Bae ve arkadaşları [12] içerisinde gözenekli bloklar olan bir kanalda karışık taşınım şartlarında ısı transferini sayısal olarak modellemiştir. Çalışmalarında farklı gözenek yoğunluğuna sahip gözenekli (5, 20 ve 40 PPI) ve katı blokların ısıl performanslarını, blok olmadan, sadece tamamen gömülü ısıtıcılar bulunan bir kanaldaki akış ile karşılaştırmışlardır. Isıtıcıların ilk sırasına sinuzoidal ısı akısı verilmiş olup diğer ısıtıcılar sabit ısı akısına maruz bırakılmıştır. Köpük blokların gözenek yoğunluğunun ve blok yüksekliğinin ısı transferine olan etkilerini detaylı olarak incelemiştir.

Yukarıda belirtilen literatür çalışmalarında genellikle köpük malzemeler kanal içerisini dolduracak şekilde çalışılmıştır. Kanal içerisinde ayrıık formda yerleştirilmiş köpük ısı alıcılardan (heat-sink) ısı transferi çok kısıtlı sayıda kalmıştır ve çalışmalar genellikle sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, kanal içerisinde 8x2 diziliminde 10 PPI gözenek yoğunluğuna sahip köpük ısı alıcılardan ısı transferi deneysel olarak incelenerek, elde edilen sonuçlar köpüksüz durumla (düz plaka) karşılaştırılmış ve 10 PPI lık köpük ısı alıcıların ısıl performansı incelenmiştir. Soğutucu akışkan olarak hava kullanılmıştır. Hava için ideal gaz kabulü yapılmıştır.

2.DENEY DÜZENEGİ (EXPERIMENTAL SET-UP)

Yapılan deneysel çalışmaya ait deney düzeneği Şekil 1'de verilmiştir.

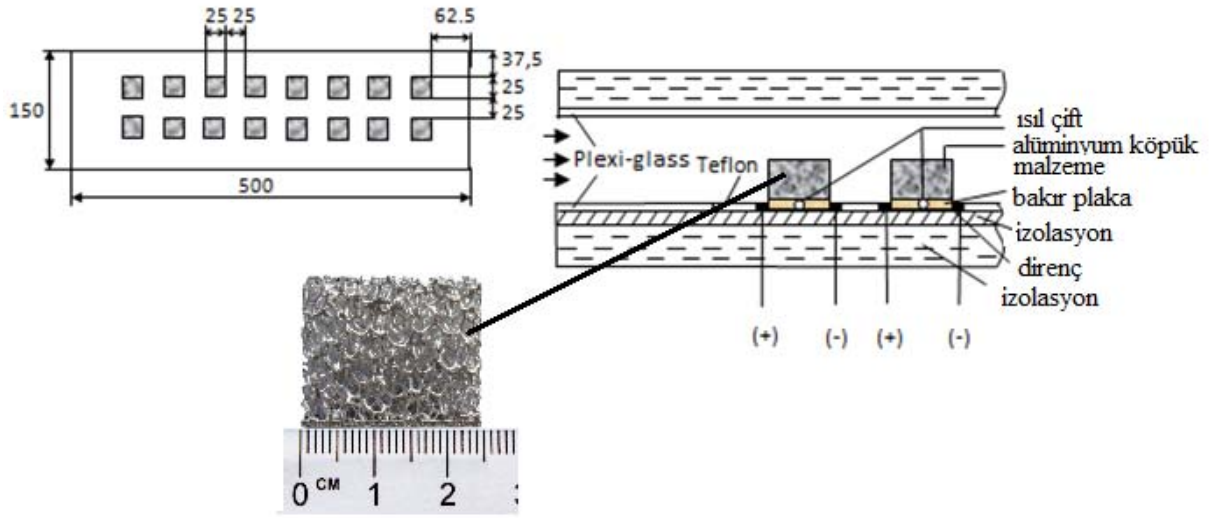


Şekil 1. Deneysel düzeneğin şematik görünümü (uzunluklar mm) (Schematic representation of the experimental rig (measures in mm)).

Şekilde görüldüğü gibi, deneysel düzeneği, 100 Watt gücünde 2000 d/dk hızında AC bir fan, akış düzeltici bir filtre ve lüenin bulunduğu bir akım düzenleyici, ısıtıcı elemanlar ve sıcaklık ölçümünde kullanılan çok sayıda ısı çiftinin bulunduğu test odası, test odasını fandan ayırmak için sönümlenme odası ve sıcaklıkların ölçülüp bilgisayar hafızasında depolanmasını sağlayan veri toplama sisteminden oluşmaktadır.

Deneysel düzeneğinde hız ölçümleri 0-20 m/s arasında ölçüm aralığı bulunan ve hata hassasiyeti $\pm\%5$ olan hot-wire (Testo-425) bir anemometre ile yapılmıştır. Kullanılan varyak vasıtasıyla farklı voltajlarda çalışma imkanı sağlanmıştır. Voltaj ölçümünde hata hassasiyeti $\pm\%0,5$ olan Goldstar multimetre kullanılmıştır. Deneylerde kullanılan direnç tellerinin hata hassasiyeti ise $\pm\%0,2$ dir. Havanın kanala giriş ve çıkış sıcaklığı ve her bir yonga için ayrı ayrı sıcaklık değerleri veri toplama kartı takılmış bir bilgisayar tarafından belli zaman aralıklarında kaydedilmiştir. Ayrıca tüm deney boyunca sistem sürekli hale geldiğinde, ölçülen sıcaklıklar bilgisayar hafızasında depolanmıştır. Kanalın eni 150 mm, yüksekliği 40 mm olup, toplam kanal boyu 1350 mm dir. Test odası, alüminyum köpük malzemeden imal edilmiş ısı alıcılar, elektrikli ısıtıcılar ve ısı çiftlerinin bulunduğu, gerekli hız ve sıcaklık ölçümlerinin veri depolama sistemiyle alındığı yerdir. Alüminyum köpük ısı alıcılar, 25x25x20 mm ebatlarında olup, kanalın alt kısmına ayrı ayrı yerleştirilmiştir. Sistemdeki tüm sıcaklık ölçümleri data veri toplama sistemi (logger) kullanılarak kaydedilmiştir. Alüminyum köpük malzemelerin hemen altına ısıl iletkenliği yüksek bakır plakalar yerleştirilmiştir (Bakınız Şekil 2). T tipi ısı çiftleri plaka yüzeyinin merkezine gelecek şekilde yerleştirilmiştir. Bakır plakalar yüksek sıcaklıklara dayanıklı saf teflon ($k=0,25W/mK$) malzeme üzerine tamamen gömülü olarak yerleştirilmiştir. Alüminyum

köpük ısı alıcılar Duocel®, ERG Materials and Aerospace Corporation firması tarafından imal edilmiştir. Isı alıcıların taban plakası 1mm kalınlığında olup, aynı ebatlardaki bakır plakalara ısıl iletkenliği yüksek termal macun kullanılarak birleştirilmiştir. Bütün deneyler her bir bakır plaka altına yerleştirilmiş eşit dirence sahip ısıtıcılara eşit gerilim uygulanarak yapılmıştır. Bakır plakalara verilen gerilim ayarlanarak, istenilen voltajlarda çalışmak mümkün olmuştur. Kanalın alt yüzeyinin bir kısmı (test odası), ısıtıcıların bulunduğu saf teflon malzemeden, diğer kısımları ise 5 mm kalınlığında plexiglass malzemeden yapılmıştır. Kanalın tüm yüzeyleri yalıtılmıştır. Şekil 2’de test odasında kullanılan malzemeler, alüminyum köpük ısı alıcıların boyutları, yerleşim şekli ve deneylerde kullanılan ölçeklendirilmiş köpük ısı alıcıların fotoğrafı verilmiştir. Kanal alt yüzeyine yerleştirilen ısıtıcıların sayıları ve yerleşim şekillerinin belirlenebilmesi için literatürdeki çalışmalar ve laboratuvar imkanları (cihazlar, imalat imkanları, vb.) göz önünde bulundurulmuştur. Alüminyum köpük ısı alıcıların taban alanı 25mmx25mm olup, gözenek yoğunluğu 10 PPI dir. Isı alıcılar arasında 25mm’lik boşluklar bırakılarak, teflon malzemeye 2x8’lik dizi halinde yerleştirilmiştir. Buradaki tüm ayrı ayrı ısıtıcılar elektronik sistemlerde bulunan elemanları (yonga) temsil etmekte, metal köpük malzeme ise, bu yüzeylerde oluşan ısıl yüklerin uzaklaştırılmasını sağlamak için kullanılan kanatçıkların yerini almaktadır. Deneyler yapılırken ilk önce ısıtıcıların (bakır plakalar) üzeri boş olarak sistem çalıştırılmış, daha sonra ısıtıcıların üzerine 10 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük ısı alıcılar yerleştirilerek ısı transferi açısından karşılaştırmaları yapılmıştır. Tablo 1’de 10 PPI alüminyum köpük ısı alıcının fiziksel özellikleri verilmiştir. Köpük ısı alıcının geçirgenlik değeri statik basınç farkıyla



Şekil 2. Test odası ve 10 PPI köpük ısı alıcıların görünümü (boyutlar mm) (The test chamber and the appearance of 10 PPI foam heat sinks (dimensions are in mm)).

Tablo 1. Alüminyum köpük ısı alıcının özellikleri (Specifications of aluminum foam heat sink)

Malzeme ^a	Gözeneklilik (ϵ) ^a	Gözenek yoğunluğu (PPI) ^a	Geçirgenlik(K)
(Al-6101)	0,912	10	$7,73 \times 10^{-8}$

^a Üretici firma tarafından verilmiştir (Duocel[®], ERG Materials and Aerospace Corporation)

yakından ilgilidir. Köpük ısı alıcıların hava geçirgenlik değerleri, ayrı bir kanal oluşturularak ve kanalı dolduracak şekilde yerleştirilmek suretiyle belirli hava hızında, test bölgesinin giriş ve çıkışında statik basınç farkı ölçülerek Darcy kanunundan hesaplanmıştır [5].

3. TEORİ (THEORY)

Deneyler yapılırken her bir sırada (2 adet) bulunan ısıtıcı plakaların yüzey sıcaklıkları hemen hemen birbirine yakın çıkmıştır ve sıra ortalama Nusselt sayısı ($Nu_{D_h, j}$) bir sıradaki yüzey sıcaklıklarının ortalamasına göre hesaplanmıştır. Bu nedenle, deneysel veriler ısı alıcılar için sıra ortalama Nusselt sayısı olarak değerlendirilmiştir. Sıra ortalama Nusselt sayısı aşağıdaki gibi tanımlanmıştır;

$$Nu_{D_h, j} = \frac{Q_{konvj} D_h}{A_{s, j} (\bar{T}_{s, j} - \bar{T}_b) k} \quad (1)$$

Burada, \bar{T}_b iki komşu ısı alıcı arasında akışkanın ortalama bulk (akışkan yığın) sıcaklığıdır ve şu şekilde hesaplanmıştır.

$$\bar{T}_b = \frac{T_{b, j} + T_{b, j+1}}{2} \quad (2)$$

Q_{konvj} ve $A_{s, j}$ sırasıyla bir sıradaki toplam taşınım ile transfer edilen ısı miktarı ve toplam ısı transfer alanını ifade etmektedir. Kanal hidrolik çapı karakteristik uzunluk olarak alınmıştır ve şu şekilde hesaplanmıştır:

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (3)$$

Burada, A_c kanal kesit alanı ve P ise kanal en-kesit çevre uzunluğudur. Bulk (yığın) sıcaklığı (T_b) ise enerji dengesi kullanılarak bulunan ortalama akışkan sıcaklığını göstermektedir. Havanın termofiziksel özellikleri bu yığın ortalama sıcaklığında hesaplanmıştır. j ise kanal boyunca ısıtıcı sıra numarasıdır ($j=1,2,3,\dots,8$).

Taşınım ile ısı transfer miktarını belirleyebilmek amacıyla, her bir ısıtıcı sırası için, kanal içinde akmakta olan soğutucu akışkana alüminyum köpük ısı alıcılardan taşınım ile olan ısı transferi:

$$Q_{konvj} = Q_{top, j} - Q_{kond, j} \quad (4)$$

eşitliğinden bulunmuştur.

Burada $Q_{kond, j}$ bir ısıtıcı sırasında iletimle olan ısı kaybıdır. Test odasının alt, üst ve yan yüzeylerinden iletimle olan ısı kayıplarını belirlemek için, yalıtım malzemesinin iç ve dış yüzeylerine ısı çiftleri yerleştirilmiştir. Alt, üst ve yan yalıtımların, iç yüzeylerinde 4 ve dış yüzeylerinde 4 olmak üzere 8'er

adet ısı çift kullanılmıştır. Isıl çiftlerden okunan, yalıtımların iç ve dış yüzeylerindeki sıcaklık değerlerinden, bu yüzeylerin diğer noktalarındaki sıcaklık değerleri, lineer sıcaklık değişimi kabul edilerek tahmin edilmiş ve bu değerler kullanılarak, her bir ısıtıcı sırasına tekabül eden yalıtım malzemesinin iç ve dış yüzey sıcaklıkları belirlenmiştir. Böylece her bir ısıtıcı sırası için alt, üst ve yan yalıtım malzemelerinden olan iletimle ısı transferi ayrı ayrı hesaplanmıştır. İletim kayıplarının sisteme verilen toplam enerjinin yaklaşık olarak %14'ünü geçmediği görülmüştür. Test bölgesinde köpük ısı alıcılar olmadan, bakır plaka yüzeylerinden radyasyonla olan ısı kayıpları Doğan ve arkadaşlarının [11] yapmış olduğu detaylı çalışmadaki yöntemle hesaplanmıştır. Bu durumda, radyasyon kayıplarının sisteme verilen toplam ısının %5 ini geçmediği görülmüştür. Bakır plakalar üzerine 10PPI köpük ısı alıcılar yerleştirildiğinde ölçülen sıcaklık değerleri, köpük ısı alıcı olmadan yapılan deneylerde elde edilen sıcaklık değerlerinin çok altına düştüğü tespit edilmiştir (Bakınız Şekil 6). Dolayısıyla 10PPI köpük ısı alıcılardan radyasyon kayıplarının %5'inin altına düşeceği tahmin edilerek hesaplamalarda ihmal edilmiştir.

Bir ısıtıcı sırasında 2 adet ısıtıcıya verilen toplam ısı akımı:

$$Q_{topj} = 2 \frac{V^2}{R} \quad (5)$$

eşitliğinden hesaplanmıştır.

Hesaplamalarda kullanılan boyutsuz sayılar aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

Reynolds sayısı:

$$Re_{Dh} = \frac{U_0 D_h}{\nu} \quad (6)$$

Grashof sayısı:

$$Gr_{Dh} = \frac{g\beta(T_s - T_0)D_h^3}{\nu^2} \quad (7)$$

Richardson sayısı:

$$Ri = \frac{Gr}{Re_{Dh}^2} \quad (8)$$

Ölçümlerdeki ve kullanılan akışkan özellikleri değerinin, hesaplanan son değer üzerindeki hata etkisini belirlemek için, hata analizi yapılmıştır. Eğer "f" bir bağımlı değişken, x ve y ise bağımsız iki değişken ise,

$$F=f(x,y) \quad (9)$$

yazılır ve x, y'nin mutlak belirsizliği ω_x , ω_y olarak verildiğinde, f'in belirsizliği ω_f olarak aşağıdaki gibi hesaplanmıştır [13].

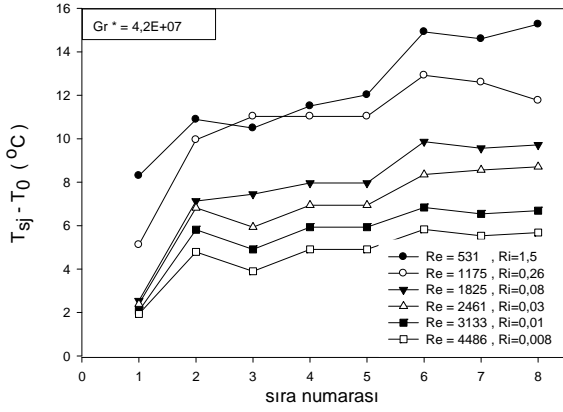
$$\omega_f = \left[\left(\frac{\partial f}{\partial x} \omega_x \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial y} \omega_y \right)^2 + \dots \right]^{1/2} \quad (10)$$

Deneylerde konvektif ısı akısından kaynaklanan Nusselt sayısındaki toplam belirsizlik yaklaşık $\pm\%5,2$, Grashof sayısındaki belirsizlik $\pm\%4,4$ civarındadır. Reynolds sayısındaki belirsizlik ise yaklaşık $\pm\%3,1$ olarak tespit edilmiştir.

4. DENEYSEL SONUÇLAR (EXPERIMENTAL RESULTS)

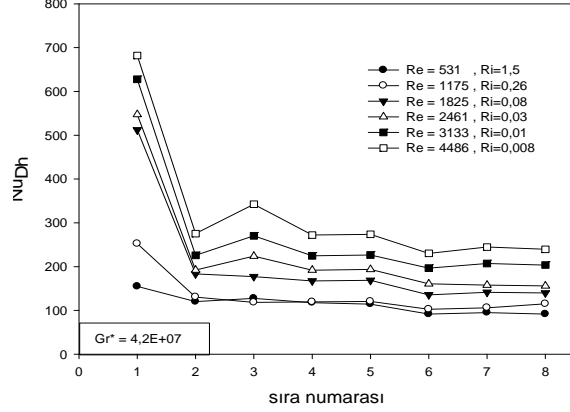
Bu çalışmada farklı Reynolds ve Grashof sayılarında kanal içerisinde ayrı olarak yerleştirilmiş ısıtıcı elemanlar üzerine yerleştirilmiş 10 PPI lik köpük ısı alıcılardan taşınım ile olan ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir.

Şekil 3'te Grashof sayısının $Gr^*=4,2 \times 10^7$ değeri için, farklı Reynolds sayılarında alüminyum köpük ısı alıcıların sıra ortalama sıcaklık dağılımları verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, sıra ortalama sıcaklık değerleri, Reynolds sayısı arttıkça (Richardson sayısı azaldıkça) azalmaktadır. Reynolds sayısının en düşük değerinde daha çok doğal taşınım etkileri hakim olduğundan, sıra ortalama yüzey sıcaklıkları daha yüksek değerlere ulaşmıştır. Sıra sayısı boyunca oluşan sıcaklık dalgalanmalarının, ısı alıcılar üzerinden ısınarak yükselen havanın soğuk hava akımlarıyla yer değiştirmesi ve ısınan elemanların ayrı formda yerleştirilmesinden kaynaklanmaktadır. Yüksek Reynolds sayılarında (Richardson sayısının düşük değerlerinde) özellikle akışın türbülanslı olduğu (2461-4486) durumlarda zorlanmış taşınım etkileri çok daha baskın olduğundan, sıra ortalama sıcaklık değerlerinin oldukça düştüğü görülmüştür.



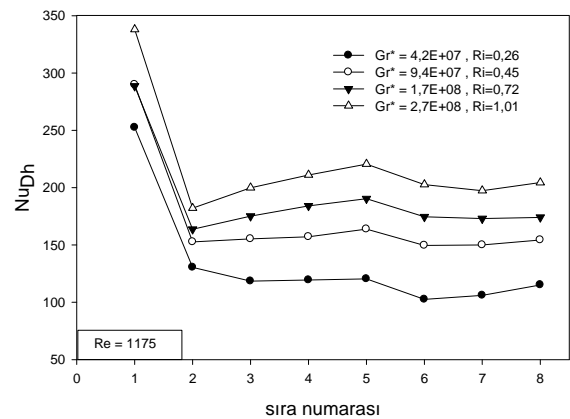
Şekil 3. $Gr^*=4,2 \times 10^7$ için Reynolds sayısının sıra ortalaması ısı alıcı sıcaklıklarına etkisi (Effect of Reynolds numbers on row-averaged heat sink temperatures for $Gr^*=4,2 \times 10^7$).

Şekil 4'te $Gr^*=4,2 \times 10^7$ için farklı Reynolds sayılarında sıra ortalaması Nusselt sayısı dağılımları verilmiştir. Köpük ısı alıcıların sıra ortalaması Nusselt sayıları Reynolds sayısı arttıkça, başka bir deyişle zorlanmış taşınım etkisinin daha fazla olması nedeniyle artış göstermiştir. Reynolds sayısının en düşük değerinde ($Re=531$, $Ri=1,5$) kaldırma kuvveti etkili akış daha baskındır. Bu nedenle Nusselt sayılarında kayda değer bir artış gözlenmemiştir. Reynolds sayısı arttıkça ilk sıradan 2. sıraya Nusselt sayısında ani bir düşüş görülmüştür. Bunun nedeni, ilk sıradaki ısı alıcıların soğuk hava ile teması neticesinde ısı transferinin çok yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. 2. sıradan itibaren sıra sayısı arttıkça özellikle yüksek Reynolds değerlerinde, türbülanslı akış çok daha baskın hale geldiğinde (2461 , 3133 ve 4486), Nusselt sayıları sıra sayısı boyunca düzenli dalgalı bir değişim göstermiştir. Laminer akış şartlarında ($Re=531-1825$) ısı alıcıların 3. sırasında Nusselt sayısında fazla bir değişim görülmezken, türbülanslı akış şartlarında ($Re=2461-4486$) 3. sırada Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısında belirgin bir artış görülmüştür. Tüm Reynolds sayıları için köpük ısı alıcıların ilk sırasında sıra ortalaması Nusselt sayıları en yüksek değerlerini almıştır. Eğriler tek tek incelendiğinde ısı alıcıların son üç sırasında Nusselt sayılarında fazla bir değişimin olmadığı görülmüştür. Bu durum, ısı alıcılar içerisinde geçen havanın, hem bir önceki ısı alıcılarda bir miktar ısınması, hem de gözenekli yapıdan dolayı hava akışının köpük ısı alıcılara nüfuz etmesinin engellenmesi nedeniyle, ısı alıcı içerisindeki taşınım ile ısı transferi azalırken, ağ yapıdan dolayı ısı transferinin daha çok iletimle gerçekleştiği şeklinde açıklanabilir.



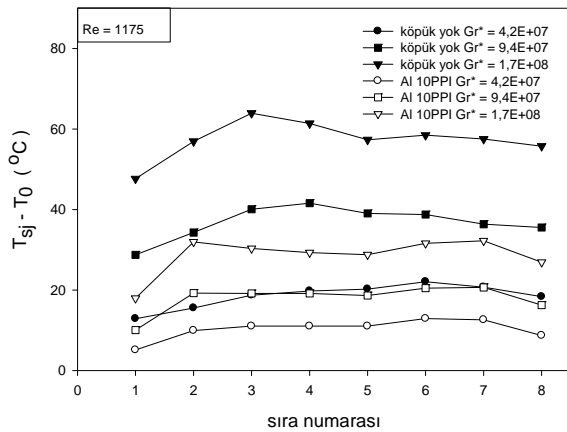
Şekil 4. $Gr^*=4,2 \times 10^7$ için Reynolds sayısının sıra ortalaması Nusselt sayılarına etkisi (Effect of Reynolds numbers on row-averaged Nusselt numbers for $Gr^*=4,2 \times 10^7$).

Şekil 5'te $Re=1175$ için farklı Grashof sayılarının sıra ortalaması Nusselt sayısına olan etkisi verilmiştir. Grashof sayısı arttıkça sıra ortalaması Nusselt sayıları da artmıştır. Değişimler Şekil 4'tekine benzer davranışlar göstermiştir. Köpük ısı alıcıların ilk sırasında zorlanmış taşınım etkilerinin baskın olduğu gözlenirken, Richardson sayısının özellikle $1,01$ ve $0,72$ değerlerinde kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın, orta sıralarda oldukça etkili olduğu görülmüştür. Kaldırma kuvveti etkili akış, alt kısımdan ısınarak yükselen havanın soğuk hava akımlarıyla yer değiştirmesi esasına dayanır. Kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın baskın olduğu bölgeler karışık taşınım bölgesi olarak tanımlanabilir. Bu bölge Richardson sayısının yaklaşık 1 değerine yakın olduğu durumlarda gerçekleşir. Bu değer altındaki değerlerde akışa çok zorlanmış taşınım etkileri hakim olmaktadır. ($Ri=0,26-0,45$).



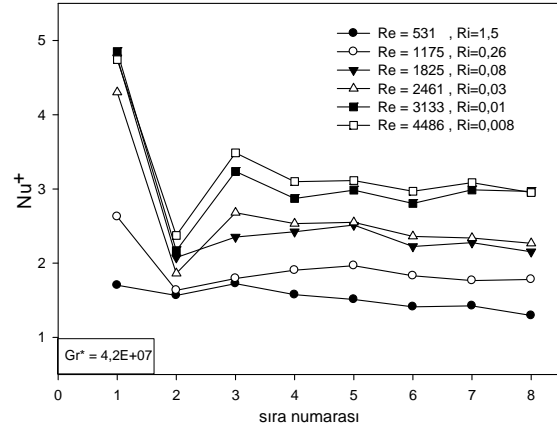
Şekil 5. 10 PPI köpük ısı alıcılar için farklı Grashof sayılarında sıra ortalaması Nusselt sayısının değişimi. (Variation of row-averaged Nusselt numbers at different Grashof numbers for 10 PPI foam heat sinks).

10 PPI'lık köpük ısı alıcıların ısı performansını karşılaştırabilmek için, deneyler ilk önce ısıtıcıların üzeri boşken (köpük ısı alıcı kullanmadan) yapılmış ve daha sonra ısıtıcıların üzerine 10 PPI'lık köpük ısı alıcılar yerleştirilerek aynı şartlarda deneyler tekrarlanmıştır. Farklı Grashof sayılarında, sıra sayısı boyunca ortalama sıcaklık dağılımı köpük ısı alıcı kullanılarak ve köpüksüz durum için Şekil 6 da verilmiştir. Görüldüğü üzere aynı şartlarda sıra ortalama sıcaklık değerleri 10 PPI'lık köpük ısı alıcı kullanılması durumunda oldukça düşüş göstermiştir. Alüminyum köpük ısı alıcılar, gözenekli yapıları, geniş ısı transfer alanına sahip olmaları ve hava akışında yoğun çalkantıya sebep oldukları için yüksek taşınım özelliği göstermektedirler. Dolayısıyla yüzey sıcaklığını oldukça düşürmektedirler. Elde edilen sonuçlarda, 10 PPI'lık köpük ısı alıcıların kullanılmasıyla, köpük kullanılmadan düz yüzeyli duruma göre sıra ortalama sıcaklık değerlerinde % 44-50 oranında bir düşüş sağlanmıştır. Aşırı ısınmanın önüne geçebilmek amacıyla köpüksüz durum için Grashof sayısının $2,7 \times 10^8$ değerinde deneyler yapılamamıştır.



Şekil 6. Köpük ısı alıcı kullanılması ve köpüksüz durumda sıra ortalama sıcaklıklarının değişimi (Variation of row-averaged surface temperatures with and without heat sinks).

10PPI'lık köpük ısı alıcıların ısı performanslarını belirleyebilmek için ısı transfer iyileştirme oranı tanımlamak mümkündür ($Nu^+ = Nu_{10PPI} / Nu_{köpüksüz}$). Isı transfer iyileştirme oranının sıra numarasına göre değişim grafiği Şekil 7'de farklı Reynolds sayıları için verilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere Reynolds sayısı arttıkça ısı transfer iyileştirme oranı artmıştır. Yüzeylerin üzerine köpük ısı alıcıların yerleştirilmesiyle, havanın köpük ısı alıcılardaki ağ yapı ile temas alanı arttığından, Nusselt sayıları çok daha yüksek değerlere ulaşmıştır. Bütün Reynolds sayıları için bu değer 1(bir) den büyük olduğu tespit edilmiştir. Sonuç olarak, kanal içerisinde köpük ısı alıcı kullanılması durumunda, düz yüzeye göre ısı transferinde ortalama olarak %36 ile %70 oranında artış görülmüştür.



Şekil 7. Farklı Reynolds sayıları için ısı transfer iyileştirme oranının sıra numarasına göre değişimi (Variation of heat transfer enhancement ratio with row number for different Reynolds number).

5. TARTIŞMA VE SONUÇ (DISCUSSION AND CONCLUSION)

Bu çalışmada, yüzeyleri 10 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük ısı alıcılar ile genişletilmiş ısıtıcılar bulunan bir kanalda taşınım ile ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlarda, 10 PPI'lık gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük ısı alıcıların ısı transferini önemli ölçüde artırıcı etkisinin olduğu tespit edilmiştir. En etkili ısı transferi köpük ısı alıcıların ilk sırasında gerçekleşmiştir. Yüksek Reynolds sayılarında türbülansın etkisiyle Nusselt sayılarında artışın sıra sayısı boyunca laminar şartlara göre daha fazla olduğu görülmüştür. Grashof sayısının artmasıyla (yüksek Richardson sayılarında) kaldırılma kuvveti etkili ikincil akış, köpük ısı alıcıların orta sıralarında daha etkili olmuştur. Ayrıca, kanal içerisinde son sıralara doğru hava akışının yavaşlaması ve köpük içerisine yeterince nüfuz edememesi nedeniyle taşınım etkilerinin azaldığı, ısı transferinin daha çok iletimle olduğu sonucuna varılmıştır. Düz yüzeyle yapılan karşılaştırmalar sonucunda, 10PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük ısı alıcıların, geniş ısı transfer yüzey alanı, yüksek ısı iletim kapasitesi ve yoğun akış karışımı sağlama özelliğinden dolayı, yüzey sıcaklıklarını %44-50 oranında düşürdüğü, ısı transferini ise %36-%70 oranında artırdığı görülmüştür. Bu nedenle yüksek ısı yükleri altında çalışan elektronik elemanların yüzey alanları, alüminyum köpük malzeme kullanılarak genişletilmek suretiyle çok daha etkin bir soğutma sağlanabilir. Böylece güvenli çalışma şartları oluşturularak, çalışma ömürleri uzatılabilir.

TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENTS)

Bu proje Akdeniz Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Müdürlüğü tarafından desteklenen

2010.01.0102.006 numaralı proje kapsamında gerçekleştirilmiştir.

SEMOLLER (NOMENCLATURE)

A_c	kanal kesit alanı, m^2
A_s	ısıtıcı yüzey alanı, m^2
D_h	kanal hidrolik çapı, m
g	yerçekimi ivmesi, m/s^2
Gr	Grashof sayısı
H	kanal yüksekliği, m
K	geçirgenlik (m^2)
k	ısıl iletkenlik, W/mK
Nu_j	boyutsuz sıra ortalama Nusselt sayısı
Nu^+	ısı transfer iyileştirme oranı ($Nu_{10PPI}/Nu_{köpüksüz}$)
P	çevre, m
Q_{konv}	taşınım ısı miktarı, W
Q_{kond}	iletim ısı miktarı, W
Q_{top}	toplam ısı miktarı, W
PPI	inch başına gözeneklilik
R	elektrik direnci, Ω
Re_{Dh}	Reynolds sayısı
Ri	Richardson sayısı
\bar{T}_s	ortalama yüzey sıcaklığı, $^{\circ}C$
\bar{T}_b	bulk (yığın) ortalama sıcaklığı, $^{\circ}C$
T_0	giriş sıcaklığı, $^{\circ}C$
U_0	giriş hızı, m/s
V	voltaj, V
W	kanal genişliği, m

Alt indis (Subscripts)

b	bulk (yığın)
i	ısıtıcı dizisi ($i=1, 2$)
j	Isıtıcı sırası ($j=1, 2, 3, \dots, 8$)

Yunan alfabesi (Greek symbols)

β	hacimsel genişleme katsayısı, $1/K$
ε	gözeneklilik
ν	kinematik viskozite, m^2/s

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Chao C.H., Li J.M., "Foam-metal heat sinks for thermal enhanced BGA package applications", **The 11th International Symposium on Transport Phenomena** ISTPII, Hsinchu, Taiwan, Cilt 4, 23–29, 1998.
- Chou S.F., Yang C.H., "Heat transfer characteristics of aluminum-foam metal", **Proceedings of Sixth International Symposium on Transport Phenomena in Thermal Engineering**, Seoul, Korea, 709–714, 1993.
- Lee YC., Zhang W., Xie H Mahajan RL., "Cooling of a FCHIP package with 100 W, 1 cm^2 chip", **Proceedings of the 1993 ASME International Electronic Package Conf.**, vol. 1, ASME, New York, 419–423, 1993.
- Izadpanah M.R., Muller-Steinhagen H., Jamialahmadi M., "Experimental and theoretical studies of convective heat transfer in a cylindrical porous medium". **Int. J. Heat Fluid Flow** Cilt 19, 629–635, 1998.
- Kim SY., Paek J.W., Kang B.H., "Thermal Performance of aluminum-foam heat sinks by forced air cooling", **IEEE Transactions on components and packaging technologies**. Cilt 6, 262–267, 2003.
- Cui C., Huang X.Y., Lui CY., "Forced convection in a porous channel with discrete heat sources", **ASME J Heat Transfer** 123: 404-411, 2001.
- Kurtbas I., Celik N., "Experimental investigation of forced and mixed convection heat transfer in a foam-filled horizontal rectangular channel", **Int J Heat Mass Transf.** 52:1313–1325, 2009.
- Jeng, TM, Tzeng SC., "Experimental study of forced convection in metallic porous block subject to a confined slot jet", **Int J Thermal Sciences** 46:1242-1250, 2007.
- Paek, JW., Kang, BH., Kim SY., Hyun JM., "Effective thermal conductivity and permeability of aluminum-foam materials", **Int. J. Thermophysics** 21: 453–464, 2000.
- Ko K.H., Anand N.K., "Use of porous baffles to enhance heat transfer in a rectangular channel", **Int. J. Heat Mass Transf.** 46: 4191–4199, 2003.
- Dogan A., Sivrioglu M., Baskaya S., "Investigation of mixed convection heat transfer in a horizontal channel with discrete heat sources at the top and at the bottom", **Int. J. Heat Mass Transf.** Cilt 49, 2652–2662, 2006.
- Bae J.H., Hyun J.M., and Kim J.W., "Mixed Convection in a Channel with Porous Multiblocks Under Imposed Thermal Modulation", **Numerical Heat Transfer**, Part A, Cilt 46, 891-908, 2012.
- Holman, J. P., "Analysis of Experimental Data", **Experimental Methods For Engineers 6th ed.**, McGraw-Hill, Inc, New York, 49-56, 1994.