

DİKDÖRTGEN KESİTLİ BİR KANALDA AYRIK ISI KAYNAKLARINDAN KARIŞIK KONVEKSİYONLA ISI TRANSFERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Ayla DOĞAN, Mecit SİVRİOĞLU* ve Şenol BAŞKAYA *

Makina Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Cumhuriyet Üniversitesi, Sivas

* Makina Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Gazi Üniversitesi, Maltepe, 06570, Ankara
ayladogan@cumhuriyet.edu.tr, mecits@gazi.edu.tr, baskaya@gazi.edu.tr

(Geliş/Received: 18.02.2005; Kabul/Accepted: 06.01.2006)

ÖZET

Bu çalışmada en/yükseklik oranı (W/H) 8 olan, alt ve üst yüzeylerine ayrik ısı kaynakları yerleştirilmiş, dikdörtgen kesitli yatay bir kanalda laminer karışık konveksiyon şartlarında ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Her bir ayrik ısı kaynağı elektronik sistemlerde bulunan yongaları temsil etmektedir. Alt ve üst yüzeyinde üniform ısı akısına maruz bırakılmış ayrik ısı kaynakları bulunan kanalın, alt, üst ve yan yüzeyleri dıştan yalıtılmıştır. Değişik Reynolds ve Grashof sayılarında deneyler yapılmıştır. Kanal alt ve üst yüzey sıcaklık dağılımının zamanla değişimi gözlenerek, akışın sürekli hale geldiği zaman belirlenmiştir. Kanalın alt kısmında bulunan ısı kaynakları için, ilk ısıtıcı sıralarında akış zorlanmış konveksiyon özelliği göstermiş, son sıralara doğru ise kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın etkisiyle Nusselt sayılarında artış gözlenmiştir. Grashof sayısının artmasıyla, kaldırma kuvveti etkili ikincil akış daha etkili hale gelmiştir. Üst kısım ısıtıcılarının, yüksek Grashof sayılarında alt kısımdan yükselen hava hareketinden etkilendiği görülse de, daha çok zorlanmış konveksiyon etkisinde kaldığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Ayrik ısı kaynakları, kanal akışı, karışık konveksiyon.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF MIXED CONVECTION HEAT TRANSFER FROM DISCRETE HEAT SOURCES IN A RECTANGULAR CHANNEL

ABSTRACT

Experiments have been performed to investigate laminar mixed convection heat transfer in a horizontal rectangular channel, with discrete heat sources at the upper and lower surfaces, and having an aspect ratio of W/H (width/length)=8. Each of flush mounted heat sources represents a chip in electronic devices. Side, bottom and top walls of the channel were insulated and the discrete heat sources were subjected to an uniform heat flux. Experiments were performed at different Reynolds and Grashof numbers. The steady-state flow conditions were determined to exist by observing the variation of temperature distribution at the top and bottom walls of the channel. For the bottom heat sources, the fluid flow over the first rows of heaters shows a forced-convection thermal entry region characteristic. For the last rows, however, the buoyancy-driven secondary flow causes an increase in the Nusselt number. The buoyancy-driven secondary flow becomes more effective with the increase in Grashof number. Although the top heat sources are seen to be affected from the air flow rising from bottom regions, they are more affected by the forced-convection fluid flow.

Keywords: Discrete heat sources, channel flow, mixed convection.

1. GİRİŞ

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 elemanlara zarar verebilmektedir. Soğutma havasının taşıdığı toz ve çeşitli partiküller

zamanla ısı transferinin azalmasına neden olmaktadır. Devre eleman sıcaklıklarının belirli sınırlarının üzerine çıkması, elemanların yanmasına ve sistemin çalışmaz hale gelmesine neden olabilmektedir.

Elektronik sistemlerin soğutulmasında değişik metodlar ve değişik soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan olarak havanın da kullanıldığı sistemlerde doğal, zorlanmış ve karışık konveksiyon uygulamalarına rastlamak mümkündür. Çok yüksek sıcaklıklarda çalışabilecek sistemlerde (150-400°C) soğutucu akışkan olarak dielektrik akışkanlar kullanılmaktadır. İstenilen şartlarda ve daimi soğutucu akışkanın temini, herhangi bir soğutma sisteminin temel kriterlerinden biridir.

Elektronik sistemlerde, oluşan ısı enerjisinin akışkan tarafından uzaklaştırılması doğal, zorlanmış veya karışık konveksiyonla gerçekleşir. Doğal konveksiyonla soğutma düşük ısı akılarına sahip yaklaşık 0,01 - 1W/cm² civarında olan sistemlerde [1], zorlanmış konveksiyonla soğutma ise, daha yüksek ısı akılarına sahip sistemlerde uygulanmaktadır. Fakat bu tür soğutmanın yüksek fan gücüne ihtiyaç duyması ve bu fandan kaynaklanan titreşimlerin sistemi ve çevreyi olumsuz yönde etkilemesi, maaliyet, güvenilirlik gibi dezavantajları vardır. Yapılan araştırmalarda, daha çok doğal konveksiyonun ihmal edildiği, zorlanmış konveksiyon çalışmalarına rastlanmıştır. Fakat düşük Reynolds sayılarında doğal konveksiyonu ihmal etmek büyük hatalara neden olmaktadır. Bu çalışmada, her iki durumun, yani doğal ve zorlanmış konveksiyonun beraber dikkate alındığı karışık konveksiyonla soğutma deneysel olarak incelenmiştir. Karışık konveksiyon uygulamalarının özellikle elektronik sistemlerin soğutulması, güneş kolektörleri meteorolojik saha gibi, geniş bir alanda uygulandığı bilinmektedir.

Incropera ve arkadaşları [2], dikdörtgen kesitli yatay bir kanalın tabanına, gömülü olarak yerleştirilmiş, kare şeklindeki 3x4 dizilimli, sabit sıcaklıktaki ayrık ısı kaynaklarından zorlanmış konveksiyonla olan ısı transferini deneysel ve teorik olarak incelemiştir. Deneysel kanal hidrolik çapına bağlı Re sayısının 1000 ile 14000 arasında değişen değerleri için yapılmıştır. Akışkan olarak hem su hem de FC-77 kullanılmışlardır. Elde edilen veriler, türbülanslı akım için iyi bir uyum gösterirken, laminar akış için tahminlerin altına düşmüştür.

Kennedy ve Zebib [3], izole edilmiş, iki plaka arasındaki akış için karışık konveksiyon şartlarında ısı transferini hem sayısal, hem de deneysel olarak incelemiştir. Yapılan çalışmada dikkate alınan lokal ısı kaynakları sabit ısı akılı olup, çalışma kanal yüksekliğine bağlı olarak hesaplanan $Re < 100$ ve Grashof sayısının $5,4 \times 10^5$ değeri için yapılmıştır. Isı kaynaklarının boyutları değiştirilip, alt ve üst plakaya yerleştirilerek ayrı ayrı incelemeler yapılmıştır. Akışkan olarak hava kullanılmıştır. Yaptıkları bu

araştırmada, karışık konveksiyonla gerçekleşen ısı transfer problemini parabolik sayısal metodlar geliştirerek çözmeye çalışmışlardır. Isı kaynağı büyüklüklerini değiştirerek, akış yönündeki değişimleri incelemiştir.

Papanicolaou ve Jaluria [4], dikdörtgen şeklindeki kapalı bir ortamda hava kullanarak elektronik elemanların soğutulmasına yönelik yaptıkları çalışmalarında, karışık konveksiyon şartlarında ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Havada, duvarlarda ve elektronik elemanlarda meydana gelen sıcaklık değişimleri incelenmiştir. Boyutsuz sayılar kanal hidrolik çapına bağlı olarak hesaplanmıştır. $Gr/Re^2 = 10$ değerine ulaşılan kadar, Reynolds sayısının 100 değeri için laminar, sürekli akış şartları sağlanmıştır. $Gr/Re^2 = 50$ değeri için ise, çalışılan birçok konfigürasyon için tek frekanslı salınım davranışları gözlenmiştir. Isı transfer sonuçları hem laminar, hem de salınım bölgeleri için elde edilmiştir. Karışık konveksiyonun olduğu Gr/Re^2 aralığı 0,01 ile 10 arasındadır.

Haug ve Lin [5], alt kısmından ısıtılan dikdörtgen kesitli yatay bir kanal içerisinde karışık konveksiyonla gerçekleşen ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Süreksiz, üç boyutlu Navier Stokes ve enerji denklemleri, türbülans modellerinden herhangi birisi kullanılmadan yüksek mertebeli sonlu fark metodu kullanılarak çözülmüştür. Sonuçlar, kanal yüksekliğine göre hesaplanan Re sayısının 500, aspect oranının (genişlik/yükseklik) 2 değeri için elde edilmiş ve Gr/Re^2 değeri, sürekli, laminar, boylamasına vortex akıştan, süreksiz düzensiz akış şartlarına kadar geniş bir aralıkta incelenmiştir. Kaldırma kuvvetinin artması ile, $Gr/Re^2 < 4$ için karalı laminar akış, $4 \leq Gr/Re^2 < 19$ için periyodik laminar akış, $19 \leq Gr/Re^2 < 25$ için sanki periyodik akış ve son olarak $25 < Gr/Re^2 \leq 40$ için türbülanslı akış gözlenmiştir.

Choi ve Ortega [6], iki paralel plakanın oluşturduğu bir kanal içerisinde alt plakaya yerleştirilmiş ayrık ısıtıcıdan karışık konveksiyonla gerçekleşen ısı transferini incelemiştir. Elde edilen sonuçlarda, eğim açısının 45° den büyük olduğu durumlarda, doğal ve karışık konveksiyon şartlarında Nu sayısının eğim açısına son derece bağlı olduğu belirtilmiştir. Diğer taraftan, kanal eğim açısının 0°-45° arasındaki değerlerinde Nu sayısının ve maksimum boyutsuz sıcaklık değerlerindeki değişimlerin ihmal edilebilecek düzeyde olduğu görülmüştür.

Dehghan and Behnia [7], üst kısmı açık dikey bir kanalın yan duvarlarına yerleştirilmiş iki adet ayrık ısı kaynağından doğal konveksiyonla olan ısı transferini, sayısal olarak incelemiştir. Isıtıcıların yerleştirildiği sonlu termal iletkenliğe sahip plaka ve farklı ısı iletkenliğe sahip plakaların ısı transferine olan etkilerini araştırmışlar ve duvar iletkenliğinin önemi üzerinde incelemeler yapmışlardır.

Fushinobu ve arkadaşları [8], çalışmalarında ısıtılmayan bir plakaya yerleştirilmiş küçük bir ısıtıcı üzerinde sıcaklık değişimlerini incelemek için basit analitik bir model geliştirmişlerdir. Gerçekte uzaysal değişimlere sahip olmasına rağmen, plaka ve ısıtıcı üzerindeki sıcaklık uniform duruma yaklaşmıştır. Bu çalışma elektronik parçaların dizaynına bir öneri getirmek için yapılmıştır.

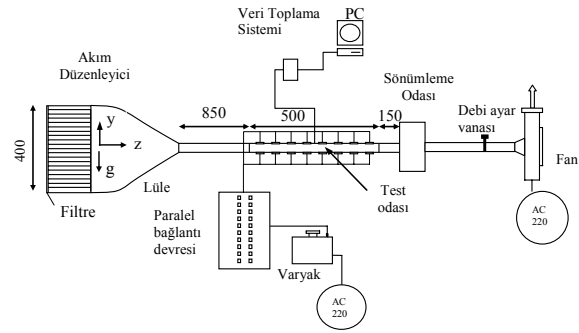
Mcentire ve Webb [9], yapmış oldukları deneysel çalışmada, bir dizi ayrıık ısı kaynağı bulunan kanal içerisinde zorlanmış konveksiyonla olan ısı transferini iki boyutlu olarak incelemiştirlerdir. Deneylerde, çalışma akışkanı olarak hava kullanılmış olup, kanal hidrolik çapına bağlı olarak hesaplanan Re sayısının 1000'den 10000'e kadar değişen değerleri için çalışmalar yapılmıştır. Kanal içerisinde bulunan ısıtıcılar hareketli olup, hem tamamen gömülü, hemde çıkıntılı durumlar için incelemeler yapılmıştır.

Kim ve Anand [10], yapmış oldukları bir çalışmada elektronik elemanları temsil eden, içinde ısı üretilen bloklara sahip kanallarda ısı transferini ve sürtünme katsayısının değişimini sayısal olarak incelemiştirlerdir. Hesaplar kanal genişliğine bağlı olarak, Reynolds sayısının 5000 ile 40000 arasındaki değerleri için yapılmıştır.

Leung ve arkadaşları [11], yatay bir kanal içerisine, devre kartı yerleştirerek kanal içerisinde konveksiyonla olan ısı transferini, deneysel ve teorik olarak incelemiştirlerdir. Deneysel yapılan çalışmalarda devre kartı, hem yatay hemde düşey konumda yerleştirilmiştir. Değişen kanal yüksekliği, blok yüksekliği ve genişliğinin blok yüzeyinden konveksiyonla olan ısı transferine etkilerini araştırmışlar, soğutucu akışkan olarak hava kullanmışlardır. Çalışmalar Reynolds sayısının 510 ile 2050 arasında değişen değerleri için gerçekleştirilmiştir. Çalışmalar sonucunda korelasyonlar kanal yüksekliği/blok yüksekliği (H/B) ve blok genişliği/blok yüksekliği (L/B)'ne bağlı olarak elde edilmiştir.

Mahaney ve arkadaşları [12], dikdörtgen kesitli yatay bir kanal tabanına, tabana gömülü olarak yerleştirilmiş, 3x4 dizilimli kare şeklindeki ısı kaynaklarından karışık konveksiyonla olan ısı transferini deneysel ve teorik olarak incelemiştirlerdir. Deneyler Re sayısının 25 ile 2050 arasında değişen değerleri için ve değişik ısı akıları için yapılmıştır. Sayısal çalışmadan elde edilen üç boyutlu sonuçlar, akışkan olarak su kullanılan deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

Yukarda açıklanan çalışmaların çoğunda tek bir yüzeyinde çıkıntılı ısı kaynağı bulunan kanallardaki konveksiyonla ısı transferi ele alınmıştır. Her iki yüzeyinde de çıkıntısız ısı kaynağı bulunan kanal çalışması ise bu çalışmanın konusudur. Bu çalışmada, alt, üst ve yan yüzeyleri adyabatik, alt yüzeyinde 4x8, üst yüzeyinde 4x8 olmak üzere toplam 64 adet üniform ısı akısına sahip ayrıık ısı kaynakları bulunan



Şekil 1. Deney düzeneğinin şematik görünümü

yatay bir kanalda laminer karışık konveksiyon şartlarında, sürekli durum için ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Soğutucu akışkan olarak hava kullanılmıştır. Hava için ideal gaz kabulü yapılmıştır.

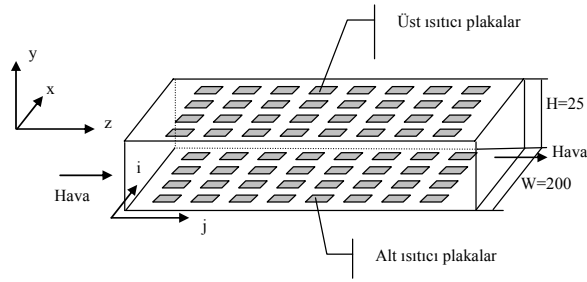
2. DENEYSEL YÖNTEM

Kanal içerisinde sürekli, laminer akış şartlarında karışık konveksiyonla gerçekleşen ısı transferinin incelenmesi için kurulan deney düzeneği Şekil 1'de görülmektedir.

Şekil 1'de görüldüğü gibi deney düzeneği, 100W gücünde 2000d/dk hızında, AC bir fan, akış düzeltici bir filtre ve lülenin bulunduğu bir akım düzenleyici, ısıtıcı elemanlar ve sıcaklık ölçümünde kullanılan çok sayıda ısılıçiftin (termokapıl) bulunduğu test odası, test odasını fandan ayırmak için sönmleme odası ve sıcaklıkların ölçülüp bilgisayar hafızasında depolanmasını sağlayan veri toplama sisteminden oluşmaktadır. Şekil üzerinde verilen ölçüler mm dir.

Deney düzeneğinde hız ölçümleri 0-20m/s arasında ölçüm aralığı bulunan ve hata hassasiyeti ± 0.15 olan hot-wire tipi bir anemometre ile yapılmıştır. Kullanılan varyak vasıtasıyla farklı voltajlarda çalışma imkanı sağlanmıştır. Voltaj ölçümünde hata hassasiyeti ± 0.5 olan Goldstar multimetre kullanılmıştır. Deneylerde kullanılan direnç tellerinin hata hassasiyeti ise ± 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 $W=200$ mm, yüksekliği $H=25$ mm'dir. Toplam kanal boyu ise 1500mm'dir. Şekil 2'de test odasının detaylı görünümü verilmiştir. Test odası, gerekli olan ölçümlerin yapıldığı, bakır malzemeden yapılmış plakalar, elektrikli ısıtıcılar ve ısı çiftlerinin bulunduğu, gerekli hız ve sıcaklık ölçümlerinin veri depolama sistemiyle alındığı yerdir. Test odası, 25x25mm ebatlarında kanalın alt ve üst kısmına yerleştirilmiş 64 adet bakır malzemeden yapılmış

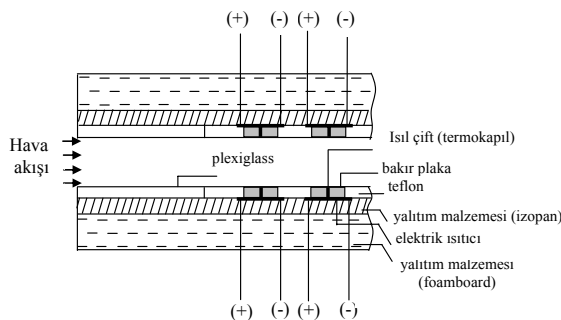


Şekil 2. Isıtıcı plakaların test odasında yerleşim

plakalardan oluşmaktadır. Ayrıca bu plakalara özel işlem uygulanarak, T tipi copper constantan ısı çiftleri plaka yüzeyinin merkezine gelecek şekilde lehimlenmiştir. Bakır plaka yüzeyleri radyasyon kayıplarını en aza indirmek için parlatılmıştır. Bakır plakaların 4x8 adedi kanal üst yüzeyinde, 4x8 adedi ise kanal alt yüzeyinde bulunmaktadır. Bakır plakalar arasındaki mesafeler birbirine eşit ve plaka boyu (25mm) ile aynı uzunluktadır. Bakır plakalar yüksek sıcaklıklara dayanıklı saf teflon ($k=0,25\text{W/m}^\circ\text{K}$) malzeme üzerine tamamen gömülü olarak yerleştirilmiştir. Bakır plakalar kanal girişinden yaklaşık 900mm uzakta bulunmaktadır. Bütün deneyler her bir bakır plaka altına yerleştirilmiş eşit direnç sahip ısıtıcılara eşit gerilim uygulanarak yapılmıştır. Bakır plakalara verilen gerilimi ayarlamak için varyak kullanılmıştır. Bu sayede istenilen voltajlarda çalışmak mümkün olmuştur.

Şekil 3'te test odasının oluşturulmasında kullanılan malzemeler ve detayları verilmiştir. Kanalın alt yüzeyinin bir kısmı, ısıtıcıların bulunduğu saf teflon malzemeden, diğer kısımları ise 5mm kalınlığında plexiglass malzemeden meydana gelmektedir. Bu şekilde oluşturulmuş yüzeyin altında, 20mm kalınlığında, yüksek sıcaklıklara ($\approx 250^\circ\text{C}$) dayanıklı camyünü yalıtım malzemesi ($k=0,048\text{W/mK}$), onun altında ise 50 mm kalınlığında, düşük sıcaklıklara ($\approx 75^\circ\text{C}$) dayanıklı foamboard yalıtım malzemesi ($k=0,028\text{W/mK}$) bulunmaktadır.

Kanalın üst kısmı da alt kısmı gibi aynı malzemeler kullanılarak yalıtılmıştır. Yan yüzeylerde ise 5mm kalınlığında fiberglass malzeme üzerine yine 50mm



Şekil 3. Test odasının detaylı görünümü

kalınlığında yalıtım malzemesi (foamboard) kullanılmış ve böylece tüm yüzeyler yalıtılmıştır. Kanal düzenlenirken, dikkat edilmesi gereken en önemli noktalardan biri de düzlemsellik, paralellik ve pürüzsüzlüğün dikkatli bir şekilde sağlanmasıdır. Aksi takdirde akışın uniformluğu bozulacak ve girdaplar oluşacak, elde edilecek sonuçların güvenilirliği açısından tereddütler hasil olacaktır.

3. ÖLÇÜM SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Tüm deneylerde bir sıradaki ısıtıcıların herbirinden ısı yayımı bu sıradaki ısıtıcıların hepsi için hemen hemen aynı olmuştur. Bu nedenle, deneysel veriler üst ve alt kısımdaki ısıtıcılar için sıra ortalama Nusselt sayısı (Nu_j) olarak değerlendirilmiştir. Kanalın alt ve üst kısmında bulunan ısıtıcılar için sıra ortalama Nusselt sayıları aşağıdaki gibi tanımlanmıştır;

$$\bar{N}u_{D_h, alt, j} = \frac{\dot{Q}_{konv, alt, j} D_h}{A_{s, alt, j} (\bar{T}_{s, alt, j} - T_{b, j}) k} \quad (1)$$

ve

$$\bar{N}u_{D_h, üst, j} = \frac{\dot{Q}_{konv, üst, j} D_h}{A_{s, üst, j} (\bar{T}_{s, üst, j} - T_{b, j}) k} \quad (2)$$

Bu denklemlerde, $\dot{Q}_{konv, j}$ ve $A_{s, j}$ sırasıyla bir sıradaki toplam ısı miktarı ve toplam ısı transfer alanını ifade etmektedir. D_h hidrolik çapı, k havanın ısı iletim katsayısını, \bar{T}_s ısı çift ölçümlerinden bulunan sıra ortalama yüzey sıcaklığını ve bulk (yığın) sıcaklığı (T_b) ise enerji dengesi kullanılarak bulunan ortalama akışkan sıcaklığını göstermektedir. Bütün termodinamik özellikler bu yığın ortalama sıcaklığında hesaplanmıştır. j kanal boyunca ısıtıcı sıra numarasıdır ($j=1,2,3,\dots,8$).

Yukarıdaki denklemlerde kullanılan kanal hidrolik çapı şu şekilde hesaplanmıştır:

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

Burada A_k kanal kesit alanı, P ise kanal kesitinin çevre uzunluğudur.

Konveksiyonla ısı transfer miktarını belirleyebilmek amacıyla, her bir ısıtıcı sırası için, kanal içinde akmakta olan soğutucu akışkana alt ve üst ısıtıcılardan konveksiyonla olan ısı transferi,

$$\dot{Q}_{konv, alt, j} = \dot{Q}_{tot, alt, j} - \dot{Q}_{rad, alt, j} - \dot{Q}_{kond, alt, j} \quad (4)$$

ve

$$\dot{Q}_{konv, üst, j} = \dot{Q}_{tot, üst, j} - \dot{Q}_{rad, üst, j} - \dot{Q}_{kond, üst, j} \quad (5)$$

şeklinde ifade edilmiştir. Burada $\dot{Q}_{tot,j}$ bir ısıtıcı sırasına verilen toplam ısı akımı, $\dot{Q}_{rad,j}$ bir ısıtıcı sırasından radyasyonla olan ısı kaybını, $\dot{Q}_{kond,j}$ ise yine bir ısıtıcı sırasında ısı iletimiyle olan ısı kayıplarını göstermektedir. Test odasının alt, üst ve yan yüzeylerinden kondüksiyonla olan ısı kayıplarını belirlemek için, yalıtım malzemesinin iç ve dış yüzeylerine ısılıçiftler yerleştirilmiştir. Alt, üst ve yan yalıtımların, iç yüzeylerinde 2 ve dış yüzeylerinde 2 olmak üzere 4'er adet ısılıçift kullanılmıştır. Isılıçiftlerden okunan, yalıtımların alt ve üst 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 kondüksiyonla ısı transferi ayrı ayrı hesaplanmıştır. Kodüksiyon kayıplarının sisteme verilen toplam enerjinin %15'ini geçmediği görülmüştür.

Bir ısıtıcı sırasındaki 4 ısıtıcıya verilen toplam ısı akımı,

$$\dot{Q}_{tot,j} = 4 \frac{V^2}{R} \quad (6)$$

formülünden hesaplanmıştır. Burada V ısıtıcı uçlarına uygulanan voltaj, R ise ısıtıcı iç direncidir. Kanal alt ve üst yüzeyinde bulunan bir ısıtııcıdan radyasyonla olan ısı kaybı,

$$\dot{Q}_{rad\ alt(i,j)} = \sigma \varepsilon A_{s(i,j)} F (T_{s\ alt(i,j)}^4 - \bar{T}_b^4) \quad (7)$$

ve

$$\dot{Q}_{rad\ üst(i,j)} = \sigma \varepsilon A_{s(i,j)} F (T_{s\ üst(i,j)}^4 - \bar{T}_b^4) \quad (8)$$

şeklinde hesaplanmıştır. Burada ısıtıcı ve çevresi arasında şekil faktörü $F=1$ alınmıştır [11]. Parlatılmış bakırın yüzey yayıcılığı ultrasonik ölçüm cihazı ile $\varepsilon=0.3$ olarak ölçülmüştür. Yüzey yayıcılık katsayısı, σ Stefan-Boltzmann sabitidir. Yapılan deneylerden elde edilen sonuçlarda, radyasyon kayıplarının sisteme verilen enerjinin %5'ini geçmediği görülmüştür. \bar{T}_b ortalama akışkan bulk sıcaklığı olup,

$$\bar{T}_b = \frac{T_{b\ j} + T_{b\ j+1}}{2} \quad (9)$$

olarak tanımlanmıştır. Hesaplamalarda kullanılan boyutsuz sayılar aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$Re_{D_h} = \frac{U_{in} D_h}{\nu} \quad (10)$$

Grashof sayısı:

$$Gr_{D_h}^* = \frac{g \beta q_c D_h^4}{k \nu^2} \quad (11)$$

Burada, g yerçekimi ivmesi, β ısıl genleşme katsayısı, q_c bütün ısıtııcıardan akışkana konveksiyon yoluyla verilen ısı akılarının ortalaması, D_h kanal hidrolik çapı, ν kinematik viskozitedir.

Ölçümlerdeki ve kullanılan akışkan özellikleri değerinin, hesaplanan son değer üzerindeki hata etkisini belirlemek için, hata analizi şu şekilde yapılmıştır:

Eğer "f" bir bağımlı değişken, x ve y ise bağımsız iki değişken ise,

$$F=f(x,y) \quad (12)$$

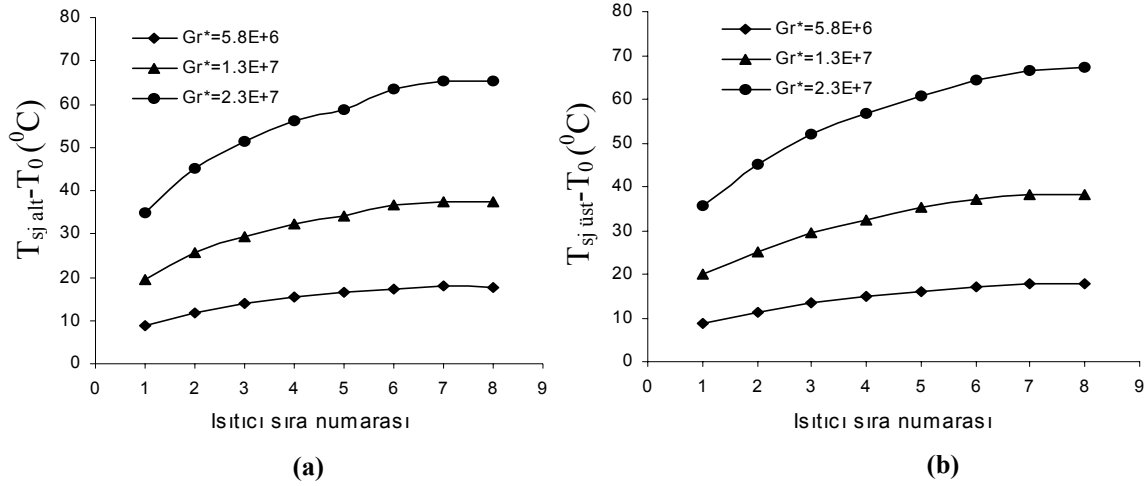
yazılır ve x, y'nin mutlak belirsizliği ω_x , ω_y olarak verildiğinde, f'in belirsizliği ω_f olarak aşağıdaki gibi hesaplanmıştır [13].

$$\omega_f = \left[\left(\frac{\partial f}{\partial x} \omega_x \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial y} \omega_y \right)^2 + \dots \right]^{1/2} \quad (13)$$

Deneylerde konvektif ısı akısından kaynaklanan Nusselt sayısındaki toplam belirsizlik yaklaşık $\pm\%6$, Grashof sayısındaki belirsizlik $\pm\%4$ civarındadır. Reynolds sayısındaki belirsizlik ise yaklaşık $\pm\%3$ olarak tesbit edilmiştir.

4. ÖLÇÜM SONUÇLARI VE İRDELEME

Bu çalışmada farklı Grashof ve Reynolds sayılarında, dikdörtgen kesitli kanal içerisinde karışık konveksiyonla gerçekleşen ısı transferi incelenmiştir. Deneylerden elde edilen sonuçlardan x-yönünde aynı sırada bulunan ısıtııcılar için sıcaklık değerlerinin birbirine yakın olması nedeniyle, Nusselt sayısı hesaplanırken, bu dört ısıtııcının sıcaklık ortalaması alınarak, herbir sıra için (j) sıra ortalama Nusselt sayısı (Nu_j) bulunmuştur. Şekil 4'te Reynolds sayısının 971 değeri için kanalın alt ve üst kısımda bulunan ısıtııcıların yüzey sıcaklıklarının, ısıtııcı sırasına göre değişimi verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere, hem alt hem de üst ısıtııcılarda ısıtııcı sıra ortalama yüzey sıcaklıkları kanal boyunca artmıştır. Alt kısımda bulunan ısıtııcı sıcaklıkları Grashof sayısının 2.3×10^7 değerinde en yüksek değeri almış ve sıra sayısı arttıkça sıcaklıklar arasındaki fark



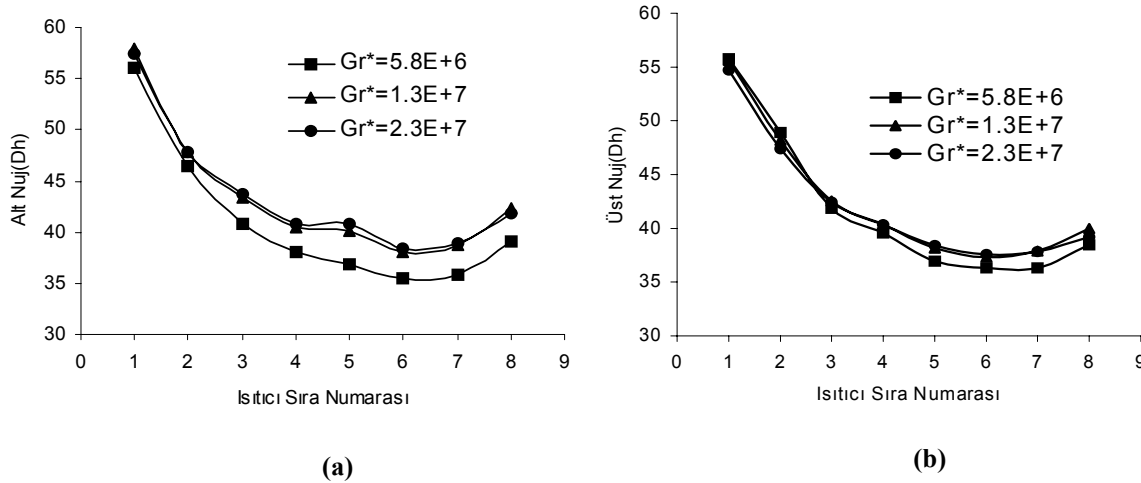
Şekil 4. $Re=971$ için alt (a) ve üst (b) duvar ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi

da artmıştır. Grashof sayısının en küçük değerinde (5.8×10^6) sıra ortalama sıcaklık farklarında fazla bir artış gözlenmemiştir. Bu çalışmadaki deney şartlarında, her bir Grashof sayısı için alt ve üst kısımda bulunan ısıtıcı sıralarındaki sıcaklık değerleri birbirine yakın değerler almıştır. Grashof sayısının küçük değerlerinde zorlanmış konveksiyon etkisinin baskın olması nedeniyle, her iki alt ve üst yüzey sıcaklıkları yaklaşık aynı olurken, Grashof sayısının yüksek değerinde ($Gr^*=2.3 \times 10^7$) üst kısımda havanın yavaş hareketinden dolayı, ısıtıcılarının yüzey sıcaklıkları az da olsa alt kısma göre özellikle son sıralarda artış göstermiştir.

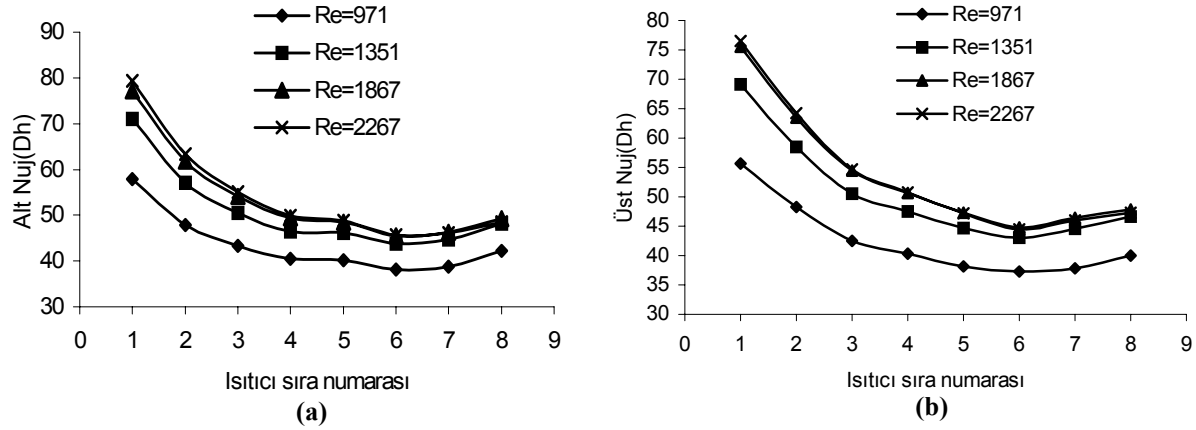
Şekil 5'te Reynolds sayısının 971 değeri için Grashof sayısının alt ve üst Nusselt sayısına etkisi görülmektedir. Alt kısımda bulunan ısıtıcılar için çizilen grafikte, Grashof sayısının 5.8×10^6 değerinde akış ilk ısıtıcı sıralarında, zorlanmış konveksiyon davranışı göstermiştir. İlk sırada maksimum değerini

almış, 4. sıraya kadar hızlı bir şekilde azalma gösterirken 5. sıradan itibaren Nusselt sayısındaki azalma yavaşlamış ve son iki sırada (7-8) kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın etkisiyle Nusselt sayısı artmıştır. Diğer Grashof sayılarında da aynı davranışı görmek mümkündür. Üst kısımda bulunan ısıtıcılarda ise akış tamamen ana akışın etkisinde olup zorlanmış konveksiyon davranışı göstermiştir. Nusselt sayıları ilk sırada en yüksek değerde olup, ana akışın etkisiyle 7. sıraya kadar bir azalma göstermiş 8. sırada hafif bir artış olmuştur.

Şekil 6'da Grashof sayısının 1.3×10^7 değeri için yapılan deneylerde Reynolds sayısının kanalın alt ve üst kısmında bulunan ısıtıcılar için sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi verilmiştir. Alt kısımda bulunan ısıtıcılar için sıra ortalama Nusselt sayısı Reynolds sayısı arttıkça artmıştır. Kanal boyunca yaklaşık 6. sıraya kadar Nusselt sayısında ufak bir dalgalanma hariç azalırken, 7 ve 8. sırada çok az da



Şekil 5. $Re=971$ için Grashof sayısının alt (a) ve üst (b) Nusselt sayısına etkisi



Şekil 6. $Gr^*=1.3 \times 10^7$ için Reynolds sayısının alt (a) ve üst (b) Nusselt sayısına etkisi

olsa bir artma olmuştur. Üst kısımda bulunan ısıtıcılarda ise, Reynolds sayısı arttıkça, sıra ortalama Nusselt sayısı kanal boyunca 6. sıraya kadar daha belirgin bir azalma göstermiştir. İlk üç sırada azalma hızlı bir şekilde olurken 3. sıradan itibaren azalma yavaş olmaktadır.

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada, dikdörtgen kesitli, alt ve üst yüzeyinde üniform ısı akısına sahip ayrıık ısıtıcılar bulunan, yatay konumda bir kanalda laminar karışık konveksiyon şartlarında ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler farklı Grashof ve Reynolds sayılarında yapılmıştır. Alt ve üstte üniform ısı akısına sahip ayrıık ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıkları ölçülmüş, radyasyon ve iletim kayıpları hesaplanarak ısıtıcı sıra ortalama Nusselt sayıları dağılımları belirlenmiştir.

Alt kısımda bulunan ısıtıcılar için, ısıtıcıların ilk sırasından itibaren akış öncelikle zorlanmış konveksiyon özelliği göstermiş, son sıralara yani 6, 7 ve 8. sıralara doğru kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın etkisiyle Nusselt sayılarında artış gözlenmiştir. Yüksek Grashof sayılarında, kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın daha etkili olduğu görülmüştür. Reynolds sayısının düşük değerlerinde kaldırma kuvveti etkili ikincil akış ısıtıcıların ilk sıralarına doğru kayma göstermiştir. Reynolds sayısının yüksek değerlerinde, ilk sırada Nusselt sayısı maksimum değerini almış ve zorlanmış konveksiyon etkisi daha belirgin bir hal almıştır. Reynolds sayısının düşük değerinde ise her bir sıra için Nusselt sayıları arasındaki fark çok daha azalmış ve ikincil akış etkisi daha baskın hale gelmiştir. Üst kısım ısıtıcılar ise daha çok ana akışın etkisinde olup, zorlanmış konveksiyon özelliği ağır basmaktadır ve Nusselt sayısı, sıra sayısı boyunca sürekli azalmıştır. Sadece son sırada (j=8) hafif bir artış görülmüştür. Bunun sebebinin alt kısımdan ivmelenerek yukarı hareket eden akışın, çıkışta ısıtıcılara doğru yoğun bir hava hareketi oluşmasına neden olmasıdır şeklinde

düşünülebilir. Bu durum ise Nusselt sayısında artmaya neden olmuştur.

TEŞEKKÜR

Bu proje Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Müdürlüğü tarafından desteklenen MMF06/2001-16 nolu proje kapsamında gerçekleştirilmiştir.

SEMBOLLER

- A_s : Isıtıcı yüzey alanı (m^2)
- A_k : Kanal kesit alanı (m^2)
- D_h : Kanal hidrolik çapı (m)
- F : Şekil faktörü
- g : Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
- Gr^* : Grashof sayısı
- H : Kanal yüksekliği (m)
- k : Akışkanın iletim katsayısı (W/m^0C)
- L : Kanal boyu (m)
- Nu : Nusselt sayısı
- P : Kanal uzunluğuna dik kesitin çevre uzunluğu(m)
- \dot{Q}_{konv} : Konveksiyonla olan ısı transferi(W)
- \dot{Q}_{kond} : İletimle olan ısı kaybı(W)
- \dot{Q}_{tot} : Toplam ısı transferi (W)
- \dot{Q}_{rad} : Radyasyonla olan ısı kaybı(W)
- q_c : Konveksiyonla olan ısı akısı (W/m^2)
- Re : Reynolds sayısı($U_{in}D_h/\nu$)
- R : Direnç (Ω)
- \bar{T}_b : Ortalama akışkan bulk (yığın) sıcaklığı (0C)
- T_0 : Akışkanın Kanal giriş sıcaklığı (0C)
- \bar{T}_s : Ortalama ısıtıcı yüzey sıcaklığı (0C)
- U_{in} : Akışkanın ortalama giriş hızı (m/s)
- V : Voltaj (V)
- W : Kanal eni (m)
- W/H : En/Yükseklik oranı

Yunan Harfleri

- β : Isıl genleşme katsayısı ($1/^\circ\text{K}$)
 ε : Yayıcılık katsayısı
 ν : Kinematik viskozite (m^2/s)
 σ : Stefan-Boltzmann sabiti ($5,67 \times 10^{-8} \text{W}/\text{m}^2\text{K}^4$)

Alt indisler

- i : Isıtıcı dizi numarası
 j : Isıtıcı sıra numarası

KAYNAKLAR

- Peterson G. P., Alfanso O, "Thermal Control of Electronic Equipment and Devices", **Advances in Heat Transfer**, Cilt:20, 181-314, 1990.
- Incropera, F. P., Kerby, J. S., Moffat, D. F., and Ramadhyani, S., "Convection Heat Transfer from Discrete Heat Sources In a Rectangular Channel", **Int. J. Heat Mass Transfer**, Cilt 29, 1051-1058, 1986.
- Kennedy, K. J., and Zebib, A., "Combined Free and Forced Convection Between Horizontal Parallel Planes: Some Case Studies", **Int. J. Heat Mass Transfer**, Cilt 26, 471-474, 1983.
- Papanicolaou, E., Jaluria, Y., "Mixed Convection from Simulated Electronic Components at Varying Relative Positions In a Cavity", **J. Heat Transfer**, Cilt 116, 960-1001, 1994.
- Haung, C. C., Lin, T. F., "Buoyancy Induced Flow Transition in Mixed Convective Flow of Air Through a Bottom Heated Horizontal Rectangular Duct" **Int. J. Heat Mass Transfer**, Cilt 37,1235-1255, 1994.
- Choi, C. Y., and Ortega, A., "Mixed Convection in an Inclined Channel with a Discrete Heat Source", **Int. J. Heat Mass Transfer**, Cilt 36, 3119-3134, 1993.
- Dehghan, A. A., Behnia, M., "Numerical Investigation of Natural Convection in a Vertical Slot with Two Heat Source Elements", **Int. J. Heat Mass Transfer**, Cilt 17, 474-482, 1996.
- Fushinobu, K., Hijikata, K., Kurosaki, Y., "Heat Transfer Regime Map for Electronic Devices Cooling", **Int. J. Heat Mass Transfer**, Cilt 39, 3139-3145, 1996.
- McEntire, A. B., and Webb, B. W., "Local Forced Convective Heat Transfer from Protruding and Flush Mounted Two Dimensional Discrete Heat Sources", **Int. J. Heat Mass Transfer**, Cilt 33, 1521-1533, 1990.
- Kim, S. H., Anand, N. K., "Laminar Developing Flow and Heat Transfer Between Series of Parallel Plates With Surfaces-Mounted Discrete Heat Sources" **J. Heat Transfer**, Cilt 37, 2231-2244, 1994.
- Leung, C. W., Kang, H. J., "Convective Heat Transfer from Simulated Air-Cooled Printed-Circuit Board Assembly on Horizontal or Vertical Orientation", **Int. Comm. Heat Mass Transfer**, Cilt 25, 67-80, 1998.
- Mahaney, H. V., Incropera, F. P., and Ramadhyani, S., "Comparison of Predicted and Measured Mixed Convection Heat Transfer from an Array of Discrete Heat Sources In Horizontal Rectangular Channel", **J. Heat Transfer**, 33: 1233-1245, 1990.
- Holman, J. P., "Analysis of Experimental Data", **Experimental Methods For Engineers 6th ed.**, McGraw-Hill, Inc, New York, 49-56, 1994.