

# ÇIKINTILI AYRIK ISITICILAR ÜZERİNDEKİ LAMİNER KONVEKSİYON İLE ISI TRANSFERİNİN İNCELENMESİ

**Tolga PIRASACI, Mecit SİVRİOĞLU**

Makina Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Gazi Üniversitesi, Maltepe/ANKARA  
[pirasaci@gazi.edu.tr](mailto:pirasaci@gazi.edu.tr), [mecits@gazi.edu.tr](mailto:mecits@gazi.edu.tr)

(Geliş/Received: 30.06. 2011 ; Kabul/Accepted: 29.08.2012)

## ÖZET

Bu makalede yatay bir kanal içerisine çıkıntılı olarak yerleştirilmiş ayırık ısıtıcılardan laminar akış şartlarında karışık konveksiyon yolu ile ısının uzaklaştırılması durumu sayısal olarak incelenmiştir. Kanal alt ve üst yüzeylerine  $8 \times 4$  lük dizi şeklinde yerleştirilen ısıtıcılara eşit ısı akıları uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlar artan  $Gr^*$  sayısı ile ısıtıcı yüzey sıcaklıklarının arttığını özellikle doğal konveksiyon ile ısı transferinin ağırlıklı olduğu ( $Gr/Re^2 > 1$ ) bölgede yüksek  $Gr^*$  sayılarında ısıtıcı sıcaklıklarının çok yükseldiğini göstermiştir. Bu bölgede üst ısıtıcılardaki sıra ortalama  $Nu$  sayıları sıra numarası ile azalırken alt ısıtıcılardaki sıra ortalama  $Nu$  sayıları belirli bir sıraya kadar azalmaktadır. Bu sıradan sonra ise sıra ortalama  $Nu$  sayılarında doğal konveksiyon etkisi ile bir artış görülmüştür. Bunun sonucunda üst ısıtıcılarda ısıtıcı sıcaklığı sıra numarası ile artmış alt ısıtıcılarda ise belirli bir ısıtıcı sırasından sonra azalmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Yatay Kanal, Karışık Konveksiyon, Ayırık Isıtıcılar, Laminar Akış.

## INVESTIGATION OF LAMINAR MIXED CONVECTION HEAT TRANSFER FROM ARRAYS OF PROTRUDED HEAT SOURCES

### ABSTRACT

Laminar mixed convection heat transfer in a top and bottom heated rectangular channel with protruded discrete heat sources has been investigated numerically for air. The lower and upper surfaces of the channel were equipped with  $8 \times 4$  protruded heat sources subjected to uniform heat flux. Results show that surface temperatures increase with increasing  $Gr^*$  numbers. For high values of  $Gr^*$  numbers where natural convection is the dominant heat transfer regime ( $Gr/Re^2 > 1$ ), temperatures of heaters can have much higher values. In this region while the row-averaged  $Nu$  numbers of top heaters decrease with the row number, the row-averaged  $Nu$  numbers of bottom heaters decrease until a certain row. After this row however, there is an increase in the row-averaged  $Nu$  number due to the effects of natural convection. As a result of this while the temperatures of top heaters increase with the row number, the temperatures of bottom heaters decrease after the certain row.

**Keywords:** Horizontal channel, Mixed convection, Discrete heat sources, Laminar flow

### 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Elektronik devre elemanları üzerinden akım geçtiğinde gücün bir kısmı ısı olarak ortaya çıkar. Bir başka deyişle elektronik sistemler normal çalışmalarında ısı üretirler [1]. Üretilen ısının devre elemanı üzerinden uzaklaştırılmaması durumunda devre elemanının sıcaklığı artacaktır. Devre elemanının dayanabileceğinden yüksek sıcaklıklara maruz kalması devre elemanının zarar görmesine neden olacaktır [2].

Elektronik elemanların uygun sıcaklıklarda çalıştırılması güvenilirlik ve sistem ömrü açısından çok büyük önem arz etmektedir. Uygun sıcaklık değerinin sağlanması sürekli ısıl enerji üreten elektronik sistemler için uygun bir soğutma sistemi tasarımı yapılması ile mümkün olabilir. Bu amaçla elektronik elemanların gelişmeye başladığı tarihten itibaren birçok çalışma yapılmış ve yapılmaya devam etmektedir. Elektronik sistemlerin soğutulmasında akışkan olarak genellikle hava kullanılmakta ve ucuz,

tasarım ve bakım kolaylığı olan teknikler arasında karışık konveksiyonla ısı taşınım yöntemleri birçok durumda yeterli soğutma şartlarını sağlayabilmektedir [3]. Bu konuda genel bir inceleme Peterson ve Ortega tarafından yapılmıştır [4]. Alt ve üst yüzeyleri sabit ısı akıları uygulanarak ısıtılmış üç boyutlu bir kanal içerisinde kaldırma kuvveti etkisiyle meydana gelen akış Incropera ve Schutt tarafından sayısal olarak incelenmiştir [5]. Maughan ve Incropera eğimli bir kanalın tabanına yerleştirilen bir plaka üzerindeki karışık konveksiyon ile ısı transferini deneysel olarak incelenmişlerdir [6]. Alt kısmından ısıtılan dikdörtgen kesitli yatay bir kanal içerisinde karışık konveksiyonla gerçekleşen ısı transferini sayısal olarak inceleyen Haung ve Lin, kararsız, üç boyutlu Navier Stokes ve enerji denklemlerini, yüksek mertebeli sonlu fark metodu kullanarak çözmüşlerdir [7]. Dikdörtgen kesitli bir kanalın tabanına dizi şeklinde yerleştirilmiş ayrıık ısıtıcılardan karışık konveksiyonla olan ısı transferi Mahaney vd. tarafından incelenmiştir [8-10]. Dikdörtgen kanal içerisinde karışık konveksiyonu üç boyutlu ve sayısal olarak incelendiği bir başka çalışma ise Choi ve Kim tarafından gerçekleştirilmiştir [11]. Wu ve Perng ise yaptıkları sayısal çalışmada iki boyutlu bir kanal tabanına çıkıntılı olarak yerleştirilen 5 ayrıık ısıtıcıdan olan ısı transferini ve bu ısıtıcılar üzerine yerleştirilen eğimli kanadın ısı transferine olan etkisini incelemişlerdir [12]. Doğan vd. Alt ve üst yüzeylerine ayrıık ısı kaynakları yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli bir kanalda karışık konveksiyonla gerçekleşen ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada kanalın alt ve üst yüzeylerinde  $8 \times 4$  diziliminde ısı kaynakları yerleştirilerek uniform ısı akısına maruz bırakılmıştır. Elde edilen sonuçlarda Grashof sayısının artmasıyla yüzey sıcaklıklarının arttığı gözlenmiştir. Sıra ortalama Nusselt sayısı sıra sayısı ile birlikte ilk sıradan itibaren azalırken, daha sonra kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın etkisiyle ısı transferinin artması neticesinde son sıralara doğru artış göstermiştir [13, 14].

Literatür taraması, şimdiye kadar yapılan çalışmalarda, yongalar ayrıık ısı kaynakları ile temsil edildiği, bu ayrıık ısı kaynaklarının levha (kart) üzerinde iki boyutlu diziler halinde yerleştirildiğini ve bütün ısı kaynaklarının kapasitelerinin eşit olduğunu (bütün ısı kaynaklarının eşit sıcaklıkta veya eşit ısı akısına sahip) göstermiştir. Ancak sıra hem alt hem de üst duvarında ısıtıcı elemanlar bulunan kanal problemleri çok az sayıda ve yetersizdir. Bu çalışmada elektronik devre kartlarının yapısına daha yakın bir model üzerinde çalışılması hedeflenmiştir. Bu nedenle, geometri olarak alt ve üst duvarlarında çıkıntılı ısı kaynakları bulunan yatay bir kanal dikkate alınmıştır. Bu çalışmada ısıtıcılar daha önceki çalışmalarda olduğu gibi dizi halinde konumlandırılmıştır. Isıtıcılara uniform ısı akıları uygulanmış ve kanal boyunca ısı transferindeki değişim değişik Y/G (Yükseklik/Genişlik) oranlarında sayısal olarak incelenmiştir.

## 2. SAYISAL ÇALIŞMA (NUMERICAL STUDY)

Bu çalışmada üç boyutlu yatay bir kanalın alt ve üst duvarlarına yerleştirilmiş ayrıık ısıtıcılardan karışık konveksiyon ile olan ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir.

### 2.1. Problemin Tanımlanması (Problem Definition)

Bu çalışmada ele alınan geometride (Şekil 1), ısıtıcılar  $25mm \times 10mm \times 25mm$  boyutlarında olup aralarında 25mm'lik boşluklar bırakılarak  $200mm \times 100mm \times 1500mm$  boyutlarındaki bir kanalın alt ve üst plakaları üzerine  $4 \times 8$  'lik diziler halinde yerleştirilmişlerdir. Isıtıcılar kanal girişinden çıkışına doğru 4 erli şekilde gruplandırılmış ve her bir grup sıra olarak isimlendirilmiştir.

### 2.2. Matematiksel Model (Mathematical Model)

Çalışmada, yatay konumlandırılmış üç boyutlu bir kanal içerisinde laminar akış şartlarında ısı transferi ve akış problemi ele alınmıştır. Çalışma şartlarında havanın sıkıştırılmaz ve taşınım özelliklerinin sabit olduğu varsayılmıştır. Ayrıca kaldırma kuvvetinin etkisinin belirlenebilmesi için Boussinesq yaklaşımı kullanılmıştır. Çalışmada analizler, sürekli rejim şartlarında gerçekleştirilmiştir. Çalışmada incelenen temel fiziksel büyüklükler akış içerisinde her yöndeki hız (U, V, W) bileşenleri ile basınç (P) ve sıcaklık (T) değerleridir. Bu fiziksel büyüklüklerin belirlenebilmesi için kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri yukarıdaki kabullere uygun olarak Eş.1-Eş.5 'de görüldüğü gibi sadeleştirilmiştir.

#### 2.2.1 Kütle korunumu (Conservation of Mass)

Üç boyutlu kartezyen koordinatlar için kütle korunumu denklemi

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

şeklinde ifade edilmiştir.

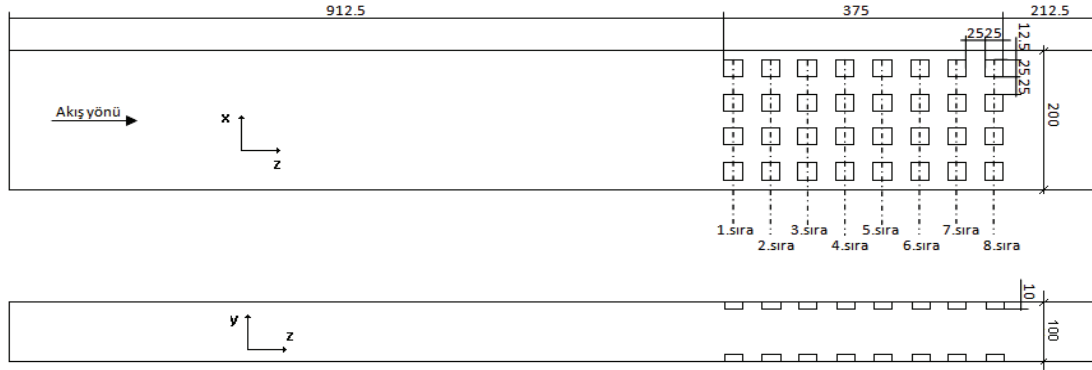
#### 2.2.2 Momentumun korunumu (Conservation of Momentum)

$x$ ,  $y$  ve  $z$  yönlerindeki momentumun korunumu denklemleri ise Eş.2 - Eş.4'de gösterilmiştir.

$$\rho \left[ \frac{\partial(UU)}{\partial x} + \frac{\partial(VU)}{\partial y} + \frac{\partial(WU)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial U}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial U}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial U}{\partial z} \right) \right] \quad (2)$$

$$\rho \left[ \frac{\partial(UV)}{\partial x} + \frac{\partial(VV)}{\partial y} + \frac{\partial(WV)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial V}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial V}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial V}{\partial z} \right) \right] + \rho g \beta (T - T_{giris}) \quad (3)$$

$$\rho \left[ \frac{\partial(UW)}{\partial x} + \frac{\partial(VW)}{\partial y} + \frac{\partial(WW)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial W}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial W}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial W}{\partial z} \right) \right] \quad (4)$$



**Şekil 1.** Kanal geometrisi ve ısıtıcıların kanal içerisindeki yerleşimi (Channel geometry and placement of heaters in a channel)

Burada  $T$  akışkanın sıcaklığını,  $T_{giris}$  ise akışkanın kanala giriş sıcaklığını göstermektedir. Ayrıca y-yönü momentumun korunumu eşitliğinin (Eş.3) sağ tarafındaki  $\rho g \beta (T - T_{giris})$  terimi kütle kuvvetlerinin etkisini (Boussinesq yaklaşımı) göstermektedir.

### 2.2.3. Enerjinin Korunumu (Conservation of Energy)

Laminar sürekli akış şartlarında üç boyutlu kartezyen koordinatlarda enerjinin korunumu ise

$$\frac{\partial(UT)}{\partial x} + \frac{\partial(VT)}{\partial y} + \frac{\partial(WT)}{\partial z} = \frac{k}{\rho c_p} \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] \quad (5)$$

eşitliği ile ifade edilmiştir.

### 2.2.4. Sınır Şartları (Boundary Conditions)

Sayısal çalışmalarda ısıtıcı blok yüzeyleri kayma olmayan sabit duvar ( $U = 0, V = 0, W = 0$ ) olarak tanımlanmıştır. Yüzeyle uygulanan çeşitli ısı akılarında ( $\dot{q} = \dot{q}_{sınır} (W/m^2)$ ) analizler yapılmıştır. Kanalın alt, üst ve yan sınırları kayma olmayan duvar sınır olarak tanımlanmış, bu sınırlardaki ısı akısı miktarı sıfır olarak belirlenerek ( $\dot{q} = 0 (W/m^2)$ ) sınırın yalıtılmış olarak işlem görmesi sağlanmıştır. Simetri ekseninde ise x yönündeki hız bileşeni ( $U = 0$ ) hariç diğer bütün değişkenlerin x yönündeki değişimleri ( $\partial/\partial x = 0$ ) sıfır olarak kabul edilmiştir. Kanal girişinde sabit ve uniform giriş hızı ( $U = 0, V = 0, W = w_{giris}$ ) ile sabit sıcaklık ( $T = T_{giris}$ ) tanımlanmıştır. Kanal çıkışında ise basınç hariç diğer bütün bağımsız değişkenlerin sınıra dik yöndeki değişimleri sıfır olarak ( $\partial/\partial z = 0$ ) ele alınmıştır.

### 2.3. Yakınsama ve Hücre Yapısından Bağımsızlık (Convergence and Grid Independence)

Bu çalışmada FLUENT paket programı kullanılmış ve cebirsel korunum denklemleri iteratif olarak çözülmüştür. Çözümler, kalıntıların kütle ve momentumun korunumu için  $1 \times 10^{-6}$  değerinden, enerjinin

korunumu içinse  $1 \times 10^{-8}$  değerinden küçük olduğu durumlarda yapılmıştır. Bununla birlikte çalışmada bütün sınırlardan olan ısı ve kütle akılarının  $\cong 0$  olması sağlanmıştır. Farklı hücre sayılarındaki denemeler sonucunda x-y-z koordinat ekseninde  $80 \times 80 \times 430$  hücre sayılarında elde edilen çözümlerin deneysel sonuçlarla uyum sağladığı belirlenmiştir. Sayısal çözümler bu hücre yapısı kullanılarak yapılmıştır.

### 2.3.1. Sayısal Verilerin Analizi (Analysis of Numerical Data)

Yapılan boyut analizi neticesinde problemi tanımlayan boyutsuz sayıların  $Re$  (Reynolds),  $Gr$  (Grashof)  $Pr$  (Prandtl  $Pr = 0,707$ ),  $Ri$  (Richardson) ve  $Nu$  (Nusselt) sayıları olduğu belirlenmiş ve sayısal çalışma sonucunda bu sayıların büyüklükleri hesaplanmıştır. Boyutsuz parametrelerin hesaplanmasında karakteristik uzunluk olarak hidrolik çap  $D_h$  kullanılmıştır. Kanal hidrolik çapı  $D_h$  aşağıdaki ifade kullanılarak hesaplanmıştır.

$$D_h = \frac{4A_k}{P_k} \quad (6)$$

Bu ifadede  $A_k$  kanalın kesit alanı,  $P_k$  ise kanalın çevre uzunluğudur. Reynolds sayısı;

$$Re_{D_h} = \frac{w_{giris} D_h}{\nu} \quad (7)$$

ifadesi kullanılarak hesaplanmıştır. Burada  $w_{giris}$  havanın kanala giriş hızı olup deneyler sırasında ölçülmüştür. Grashof sayısı;

$$Gr_{D_h} = \frac{g \beta (T_s - T_{giris}) D_h^3}{\nu^2} \quad (8)$$

ifadesi kullanılarak hesaplanmıştır. Burada,  $T_s$  ısıtıcı yüzey sıcaklığı,  $T_{giris}$  havanın kanala giriş sıcaklığıdır. Düzeltilmiş Grashof sayısı ise;

$$Gr_{D_h}^* = \frac{g \beta \dot{q}_{konv} D_h^4}{k \nu^2} \quad (9)$$

eşitliğinden hesaplanmıştır. Burada  $\dot{q}_{konv}$  ( $\dot{Q}_{konv}/A_{heater}$ ) konveksiyon ısı akısıdır. Ortalama  $Gr_{D_h}^*$

hesaplamalarında kanal içerisindeki 64 ısıtıcıdaki ortalama miktarı göz önünde bulundurulmuştur. Richardson sayısı;

$$(10)$$

olarak tanımlanmıştır. Sıra ortalama Nusselt sayısı

$$(11)$$

ifadesi kullanılarak hesaplanmıştır. Burada konveksiyon ısı transfer katsayısı olup;

$$(12)$$

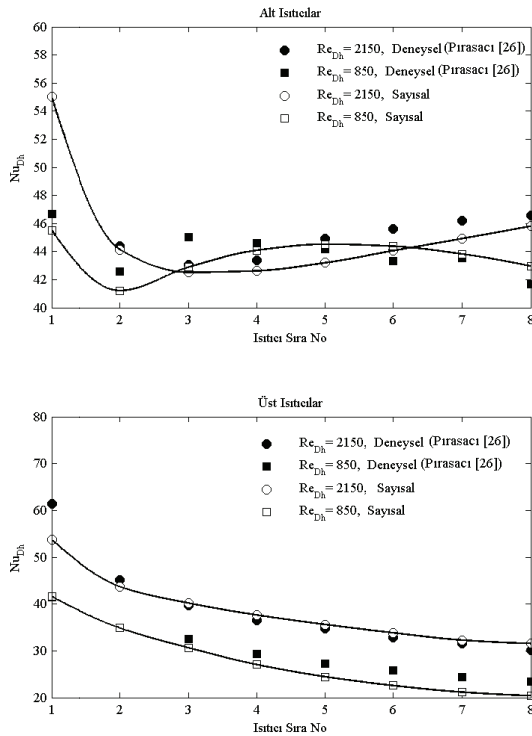
eşitliği kullanılarak hesaplanmıştır Eş. 12, Eş. 11 de yerine yazılarak sayısı için;

$$(13)$$

ifadesi elde edilmiştir. Sıra ortalama sayısının belirlenmesinde bir sıradaki dört ısıtıcı için ortalama konveksiyon ısı akısı ve ortalama yüzey sıcaklıkları dikkate alınmıştır.

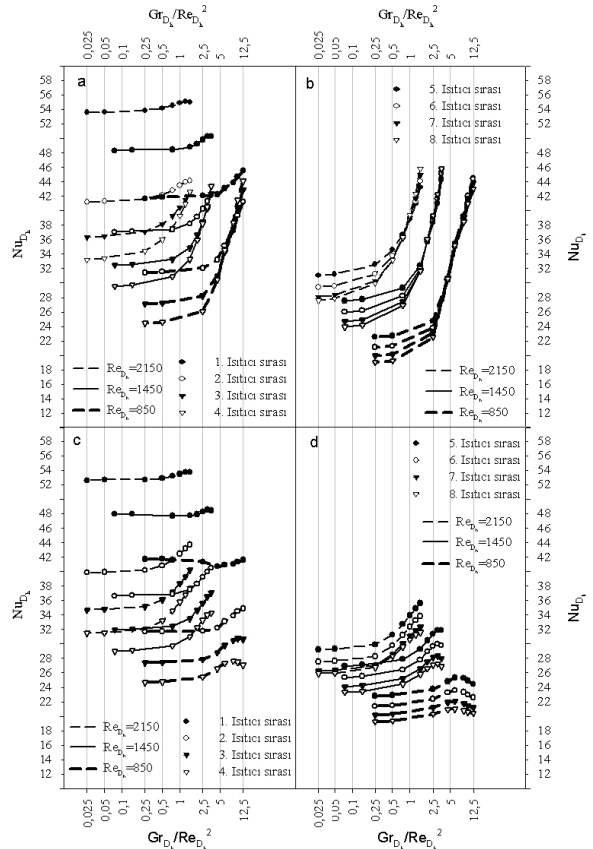
### 3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

Sayısal bulgular ile deneysel bulgular karşılaştırıldığında (Şekil.2), sayısal çalışma sonucunda elde edilen bulguların deneysel bulgularla uyum içerisinde olduğu görülmüş ve oluşturulan sayısal modelin geçerli olduğu anlaşılmıştır.



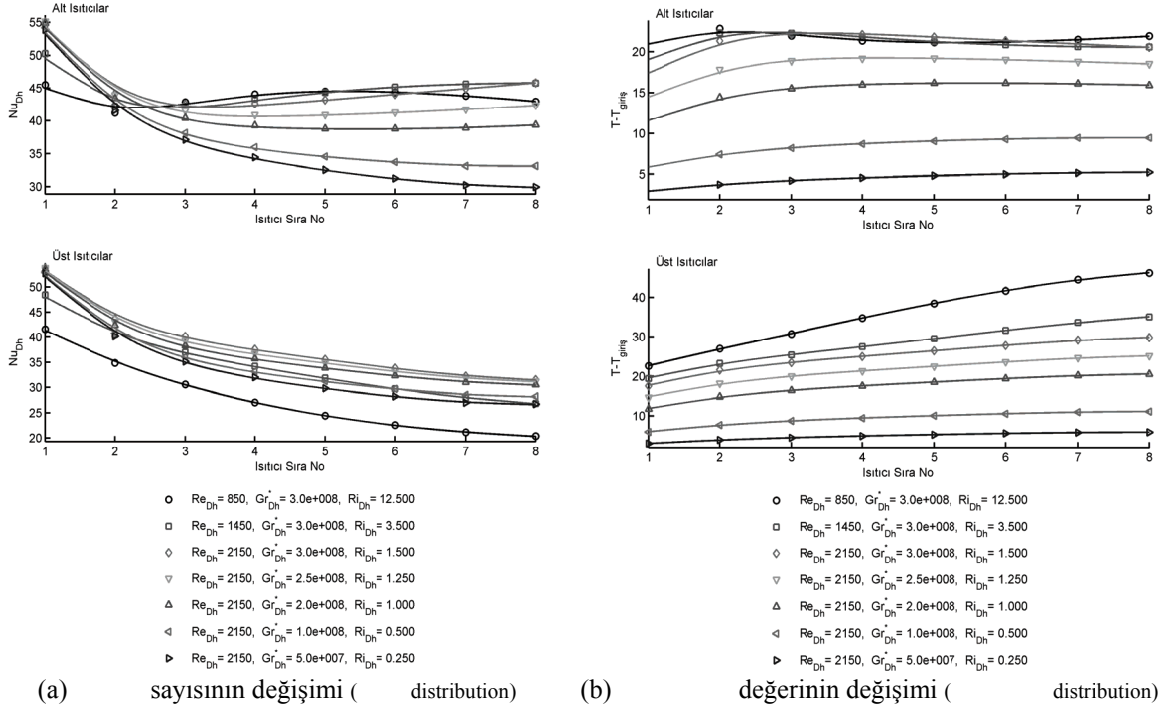
Şekil 2. Sayısal bulgular ile deneysel bulguların karşılaştırılması (Comparison of numerical and experimental results)

Sabit sayılarında sayısının artırılması sonucunda sayılarında olan değişimler (Şekil.3) incelendiğinde, sayısının çalışma şartlarında ile arasında değer aldığı belirlenmiştir. sayısının bu değerlerinde ısı transferi karışık konveksiyon yoluyla gerçekleşmekle birlikte sayısının küçük değerlerinde zorlanmış konveksiyon, büyük değerlerinde ise doğal konveksiyon ağırlıklı ısı transferi olduğu kabul edilmiştir. Burada, herhangi bir sayısı için sayısındaki artış ile bütün ısıtıcı sıralarında genel olarak ısı transferinin ( ) arttığı dikkati çekmektedir. Bu durum doğal konveksiyonun yani kaldırma kuvveti etkisi ile oluşan yukarı yönlü akışın ısıtıcı elemanlardan meydana gelen ısı transferini artırıcı yönde etkisi olduğunu göstermektedir. Bu etki özellikle kanal sonundaki alt ısıtıcı sıralarında kendini göstermiş ve bu ısıtıcılarda ısı transferindeki artış oranı üst ısıtıcılara göre daha yüksek olmuştur. Ancak kanal çıkışına yakın durumda bulunan üst ısıtıcı sıralarında kaldırma kuvvetindeki artış belirli bir sayısına kadar olumlu etki yapmıştır. olduğu durumlarda bu ısıtıcılarda sayılarının azaldığı belirlenmiştir.



Şekil 3. sayısının sayısı ile değişimi a) Alt ısıtıcılar sıra 1-4 b) Alt ısıtıcılar sıra 5-8 c) Üst ısıtıcılar sıra 1-4 d) Üst ısıtıcılar sıra 5-8 ( number distribution with respect to number a) Bottom heater rows 1-4 b) Bottom heater rows 5-8 c) Top heater rows 1-4 d) Top heater rows 5-8)

sayılarının ve ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sıra



**Şekil 4.** Sıra ortalama sayısının ve sıra ortalama sıra numarası ile değişimi ( ) (Row-averaged row number for different numbers)

numarası ile değişimi ve sayılarına bağlı olarak Şekil.4'de gösterilmiştir.

Şekil.4 alt ısıtıcılar için incelendiğinde olduğu zorlanmış konveksiyon ağırlıklı ısı transferi durumlarında ısıtıcı sıcaklıklarının 1. ısıtıcı sırasından 8. ısıtıcı sırasına doğru sürekli olarak yükseldiği görülmüştür. Isıtıcı sıcaklıklarının yükselmesi ise sayısının azalmasına neden olmuştur.

olduğu karışık konveksiyon şartlarında ise ısıtıcı sıcaklıkları 1. ısıtıcı sırasından 5. ısıtıcı sırasına kadar artmış ve daha sonraki ısıtıcılarda bir miktar azalmıştır. sayılarında buna bağlı olarak 1. ısıtıcı sırasından 5. ısıtıcı sırasına kadar azalmış ve daha sonra artmıştır. olduğu durumlarda ise doğal konveksiyonun ısı transferi üzerindeki ağırlığı daha da artmış ve kaldırma kuvveti etkili akış 3. ısıtıcı sırasından itibaren alt ısıtıcılardan olan ısı transferini arttırmıştır. Dolayısıyla alt ısıtıcı sıcaklıkları 1. ısıtıcı sırasından 3. ısıtıcı sırasına kadar artmış ve daha sonra azalmıştır. sayılarında buna bağlı olarak 1. ısıtıcı sırasından 3. ısıtıcı sırasına kadar azalmış ve daha sonra artmıştır. Doğal konveksiyon etkisinin daha dabüyük olduğu durumlarda ise alt ısıtıcı sıcaklıkları ( ) hemen hemen aynı değerde olmuştur. Ancak sıcaklık profilleri sayısına bağlı olarak farklılık göstermektedir. Burada alt ısıtıcı sıcaklıkları, ve olduğu durumlarda 1. - 3. ısıtıcı sıraları arasında artmış 3. ısıtıcı sırasından sonra azalmıştır. Bu azalma

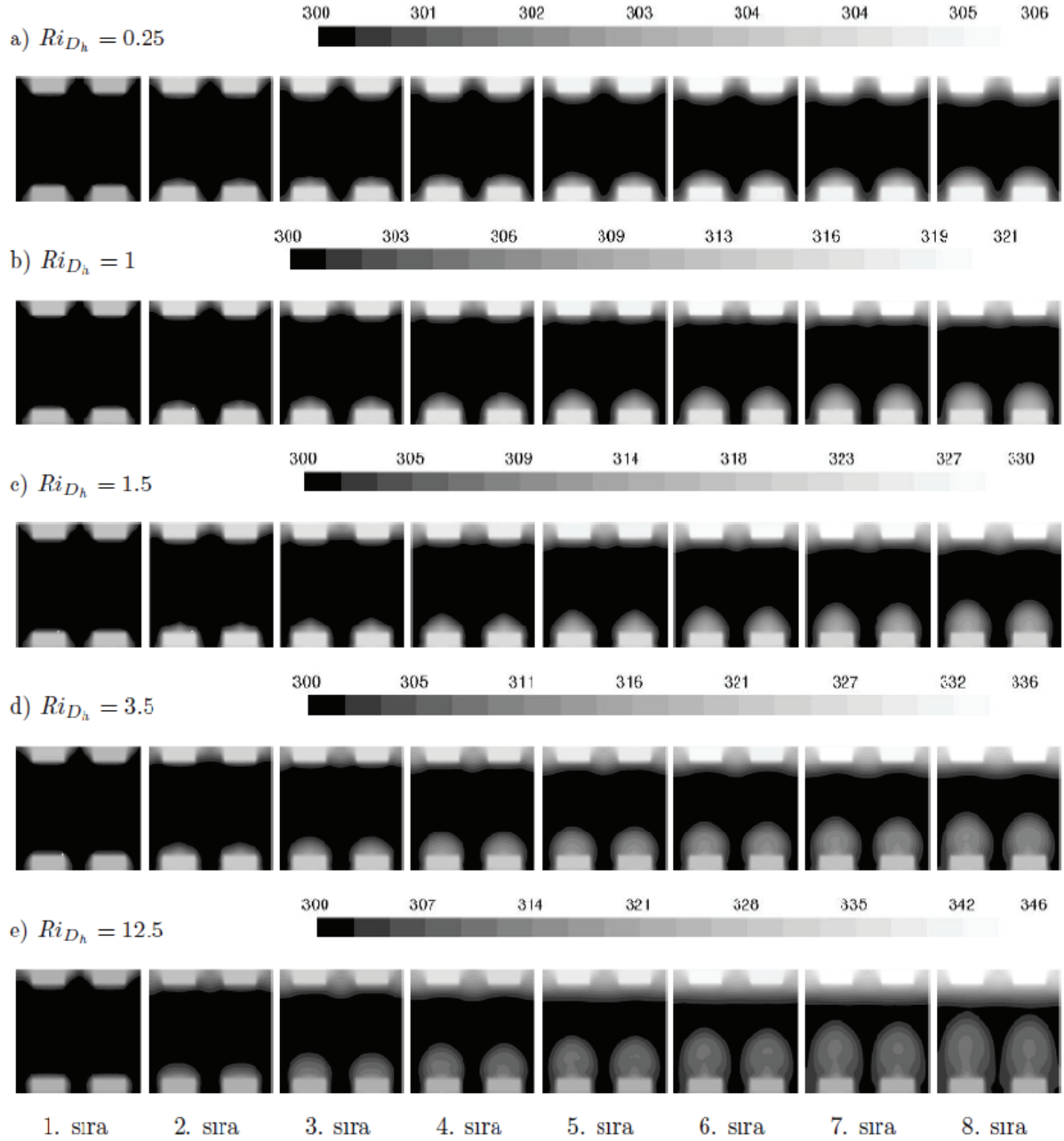
değerinin sayısına bağlı olarak ısıtıcı number and row-averaged distribution with respect to

olduğu durumda artan eğimle olmuştur. olduğu durumda ise azalan eğimle olmuştur. olduğu durumda ise 1.-2. ısıtıcı sıralarında artan ısıtıcı sıcaklıkları 2.-5. ısıtıcı sıraları arasında azalmış 5. ısıtıcı sırasından sonra ise tekrar artmıştır. sayılarında da buna bağlı olarak değişimler görülmüştür.

Şekil 4 üst ısıtıcılar için incelendiğinde üst ısıtıcı sıcaklıklarının bütün sayılarında 1. ısıtıcı sırasından itibaren sürekli olarak arttığı, dolayısıyla sayısının ısıtıcı sıra numarası ile azaldığı görülmüştür.

Isıtıcı blokların sıcaklıklarında dolayısıyla sayılarında kanal boyunca olan değişimlerin nedenleri kanal içerisindeki akışın incelenmesiyle açıklanabilir. Şekil.4' de görüldüğü gibi kanal boyunca elde edilen sayısı ve değerleri, sayısının 1 değerine eşit, büyük ve küçük olduğu durumlarda farklılıklar göstermiştir. Bu nedenle burada sayısının 1 değerinden büyük ( , ) eşit ve küçük ( ) olduğu durumlar için ısıtıcı blokların orta noktalarından geçen düzlemlerde çizilen sıcaklık konturları (Şekil.5) ile ısıtıcı bloklar referans alınarak çizilen ve sıcaklık değerleri kullanılarak renklendirilen akım çizgileri (Şekil.6) incelenmiştir.

Şekil 5 incelendiğinde ısıtıcı bloklar üzerinde sıcak bir



Şekil 5. Sıcaklık konturlarının  $Ri_{D_h}$  sayısına bağlı değişimleri (Temperature contour distribution for different  $Ri_{D_h}$  numbers)

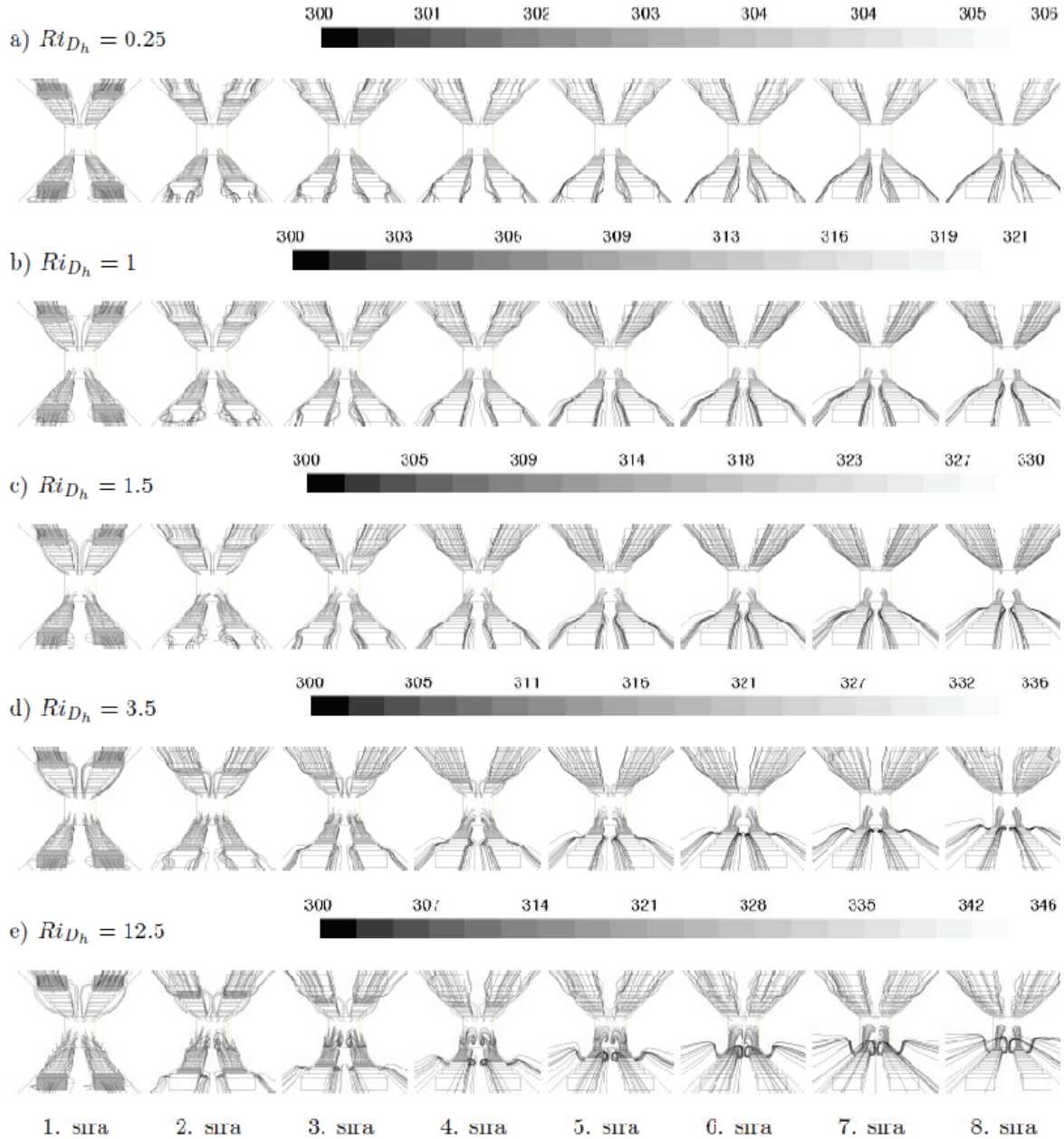
bölgenin bulunduğu ve bu bölgenin 1. ısıtıcı sırasında blok üzerinde küçük bir alan kaplamaktayken 8. ısıtıcı sırasına doğru daha büyük bir alana ulaştığı görülmüştür.  $Ri_{D_h} = 0,25$  olduğu durumda ısıtıcılar üzerinde oluşan sıcak bölgeler hem alt hemde üst ısıtıcılar üzerinde hemen hemen aynı büyüklükte iken  $Ri_{D_h}$  sayısının artması neticesinde alt bloklar üzerinde oluşan sıcak bölgeler dikey yönde büyürken, üst ısıtıcılar üzerinde oluşan sıcak bölgeler ise yatay yönde büyüyerek kanal üst plakası civarında toplanmışlardır.

$Ri_{D_h} = 12,5$  olduğu durumda bloklar üzerinde oluşan sıcak bölgelerin yükseklikleri diğer durumlara göre çok daha fazla artmıştır. Bu artış neticesinde alt bloklar ile üst bloklar üzerinde oluşan sıcak bölgeler 8.

ısıtıcı sırası üzerinde keşişmişlerdir.

Alt ısıtıcılar referans alınarak çizilen akım çizgileri (Şekil.6) incelendiğinde  $Ri_{D_h} = 0,25$  için 1. ısıtıcı sırası haricindeki alt ve üst ısıtıcılara, havanın önceki blokların üzerinden ve çevresinden geçerek geldiği görülmüştür. Bunun sonucunda ısıtıcı bloklar üzerine sıcak hava gelmiş dolayısıyla bloklardan yeterince ısı transferi olmamıştır. Bu da ısıtıcı sıcaklıklarının 1. ısıtıcı sırasından 8. ısıtıcı sırasına doğru sürekli olarak yükselmesine neden olmuştur.

$Ri_{D_h}$  sayısındaki artış ile birlikte kanal girişinden çıkışına doğru kaldırma kuvveti etkisiyle oluşan ikincil akışın kuvvetlenerek dikey yöndeki hava hareketini



**Şekil 6.** Akım çizgilerinin  $Ri_{D_h}$  sayısına bağlı değişimleri (Pathline distribution for different  $Ri_{D_h}$  numbers)

arttırmıştır. Bu artış neticesinde  $Ri_{D_h} = 1$  olduğu durumda 1. ısıtıcı sırası üzerinden ısınarak uzaklaşan akışkan 4. ısıtıcı sırası üzerine kadar ilerlemiş ve 4. ısıtıcı sırasının üzerinden geçtikten sonra blok kenarlarına doğru ayrılarak yükselmiş ve kanalı terk etmiştir. 2.- 4. ısıtıcı sırasına ise önceki sıraların kenarından bir miktar ısınarak geçen hava gelmiş ve ısıtıcı bloklar üzerinden geçtikten sonra yükselerek uzaklaşmıştır. Hem 1. sırada ısınan akışkanın 2. - 4. sıra üzerinden geçmesi hem de 2.- 4. sıralara gelen akışkanın ön sıradaki blokların üzerinden geçerek bir miktar ısınması 2.- 4. sıradaki blokların sıcaklıklarının yükselmesine neden olmuştur. 5. sıra ile 8.sıra arasındaki bloklara ise bloklar arasında kalan soğuk bölgedeki havanın geldiği ve ısındıktan sonra

yükselerek kanalı terk ettiği belirlenmiştir. Bu nedenle 5.ısıtıcı sırası ile 8.ısıtıcı sırası arasında blok sıcaklıkları düşmüştür.

$Ri_{D_h} = 1,5$  olduğu durumda ise 1. ısıtıcı sırası üzerinden ısınarak uzaklaşan akışkan 2. ve 3. ısıtıcı üzerinden geçtikten sonra blok kenarlarına doğru ayrılarak yükselmiş ve kanalı terk etmiştir. 2. ve 3. ısıtıcı sıralarına ise önceki sıraların kenarından bir miktar ısınarak geçen hava gelmiş ve ısıtıcı bloklar üzerinden geçtikten sonra yükselerek kanaldan çıkmıştır. Hem 1. sırada ısınan akışkanın 2. ve 3. sıra üzerinden geçmesi hem de 2. ve 3. sıralara gelen akışkanın ön sıradaki blokların kenarlarından geçerek bir miktar ısınması, 2. ve 3. sıradaki blokların

sıcaklıklarının yükselmesine neden olmuştur. 4. sıra ile 8.sıra arasındaki bloklara ise bloklar arasında kalan soğuk bölgelerdeki hava gelmiş ve ısıdıktan sonra yükselerek kanalı terk etmiştir. Bu nedenle 4.ısıtıcı sırası ile 8.ısıtıcı sırası arasında blok sıcaklıkları düşmüştür.

$Ri_{D_h} = 3,5$  durumda da 1. ısıtıcı sırası üzerinden ısınarak uzaklaşan akışkan 2. ve 3. ısıtıcı üzerinden geçtikten sonra blok kenarlarına doğru ayrılarak yükselmiş ve kanalı terk etmiştir. 2. ve 3. ısıtıcı sıralarına ise önceki sıraların kenarından bir miktar ısınarak geçen hava gelmiş ve ısıtıcı bloklar üzerinden geçtikten sonra yükselerek bloklardan uzaklaşmıştır. Hem 1. sırada ısınan akışkanın 2. ve 3. sıra üzerinden geçerek kanalı terk etmesi hem de 2. ve 3. sıralara gelen akışkanın ön sıradaki blokların üzerinden geçerek bir miktar ısınması 2. ve 3. sıradaki blokların sıcaklıklarının yükselmesine neden olmuştur. 4. sıra ile 8.sıra arasındaki bloklara ise bloklar arasında kalan soğuk bölgelerdeki hava gelmiş, ısıdıktan sonra blok üzerinde yükselerek kanalı terk etmiştir. Bu nedenle 4.ısıtıcı sırası ile 8.ısıtıcı sırası arasında blok sıcaklıkları düşmüştür. Bu durum ile önceki durum arasındaki farkı da 4. sıra ile 8. sıra üzerindeki akış yaratmıştır. İki durumda da benzer akış özellikleri görülmesine rağmen kaldırma kuvveti etkisindeki artış nedeniyle bu durumda ısıtıcılar üzerindeki dikey yönlü hava hareketinin büyüklüğü artmış ve bloklardan daha önceki duruma göre daha fazla ısı transferi olmuştur. Bunun neticesinde bu durumda önceki duruma göre daha düşük blok sıcaklıkları elde edilmiştir.  $Ri_{D_h} = 12,5$  durumda ise 1. ısıtıcı sırası üzerinden ısınarak uzaklaşan hava 2. ısıtıcı sırası üzerinden geçtikten sonra blok kenarlarına doğru ayrılarak yükselmiş ve kanalı terk etmiştir. 2. ısıtıcı sırasına ise 1. sıranın kenarından bir miktar ısınarak geçen hava gelmiş ve 2. sıra üzerinden geçtikten sonra yükselerek bloklardan uzaklaşmıştır. Hem 1. sırada ısınan akışkanın 2. sıra üzerinden geçmesi kanalı terk etmesi hem de 2. sıraya gelen havanın 1. sıradaki blokların üzerinden geçerek bir miktar ısınması 2. sıradaki blokların sıcaklıklarının yükselmesine neden olmuştur. 3. sıra ile 5.sıra arasındaki bloklara ise bloklar arasında kalan soğuk bmlgedeki hava gelmiş ısıdıktan sonra ise yükselmiş ve blok kenarlarına kayarak kanalı terk etmiştir. Bu nedenle 3.ısıtıcı sırası ile 5.ısıtıcı sırası arasında blok sıcaklıkları düşmüştür. 6.sıra ile 8.sıra arasında da benzen bir durum olmakla birlikte bu bloklarda ısınan havanın yükseldikten sonra diğer blokların üzerinden geçerek kanalı terk etmiştir. Bu nedenle 6.ve 8. bloklar arasında blok sıcaklıkları yükselmiştir. Şekil.6 üst ısıtıcılar için incelendiğinde ısıtıcı blokların alt kısımlarından gelen havanın ısınarak yükseldiği ve blok aralarındaki boşluklardan geçerek kanalı terk ettiği görülmektedir. Burada 1. sıra haricindeki bütün üst bloklara önceki blokların çevresinden geçerek ısınan akışkan gelmiş dolayısıyla bloklardan yeterince ısı transferi olmamış ve blok sıcaklıkları 1. ısıtıcı sırasından 8. ısıtıcı sırasına doğru yükselmiştir.

#### 4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada yatay bir kanalın alt ve üst duvarlarına yerleştirilmiş çıkıntılı ısıtıcılar üzerindeki karışık konveksiyon ile ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada ısıtıcılara sabit ısı akısı uygulanmış çeşitli düzeltilmiş Grashof ve Reynolds sayıları için ısı transferi sonuçları elde edilmiştir. Sayısal sonuçlar kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın etkisi ile ısı transferinin arttığını ve ısı transferinin  $Ri_{D_h}$  ve  $Re_{D_h}$  sayılarındaki değişimle kaydedeğer oranda değiştiğini göstermiştir. Sabit  $Re_{D_h}$  sayısı için  $Ri_{D_h}$  sayısındaki artışla birlikte ısı transferide artmıştır.  $Re_{D_h}$  sayısındaki artış ısı transferini büyük oranda arttırmış bunun sonucunda ısıtıcı sıcaklıkları düşmüştür. Bu etki özellikle üst ısıtıcılarda daha önemli olmuştur. Bu ısıtıcılarda düşük  $Re_{D_h}$  sayılarında çok yüksek sıcaklık değerleri elde edilmiştir. Sonuçlar elektronik sistemlerin ısı tasarımı için önemli ipuçları vermiştir. Buna göre üst duvara yerleştirilecek olan elemanların alt duvara yerleştirilen elemanlara göre daha yüksek sıcaklıklara dayanması, bununla birlikte de daha yüksek güç yoğunluğuna sahip elemanların ilk sıraya yerleştirilmesi gerekmektedir.

#### SEMBOLLER (SYMBOLS)

$A_c$	kanal kesit alanı, $m^2$
$D_h$	kanal hidrolik çapı, $(\frac{4A_c}{P_c})$
$Gr_{D_h}$	Grashof sayısı,
$Gr_{D_h}^*$	düzeltilmiş Grashof sayısı,
$Nu_{D_h}$	satır ortalama Nusselt sayısı,
$P_c$	kanal çevresi, m
$\dot{q}_{conv.}$	konveksiyon ısı akısı, $\frac{W}{m^2}$
$Ri$	Richardson sayısı,
$w_{inlet}$	hava giriş hızı, $\frac{m}{s}$

#### KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. J.E. Sergeant, A. Krum, **Thermal Management Handbook For Electronic Assemblies**, McGraw-Hill, New York, 1998.
2. I. Mudawar, "Assessment of High-Heat-Flux Thermal Management Schemes in: Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems", **7<sup>th</sup> Intersociety Conference**, Las Vegas, USA, 1, 1-20, 2000.
3. A.D. Kraus, A. Bar-Cohen, **Thermal Analysis and Control of Electronic Equipment** McGraw-Hill, New York, 1983.
4. G.P. Peterson, A. Ortega, "Thermal Control of Electronic Equipment and Devices", **Advances in Heat Transfer**, 20, 181-314, 1990
5. F P. Incropera, J.A. Schutt, "Numerical Simulation of Laminar Mixed Convection in the Entrance Region of Horizontal Rectangular



- Ducts”, **Num. Heat Trans.** 8, 707-729,1985.
6. J. R. Maughan, F. P. Incropera, “Experiments on Mixed Convection Heat Transfer for Airflow in a Horizontal and Inclined Channel”, **Int. J. Heat Mass Trans.** 30 1307-1318, 1987.
  7. C. C. Haung, T. F. Lin, “Buoyancy Induced Flow Transition in Mixed Convective Flow of Air Through a Bottom Heated Horizontal Rectangular Duct”, **Int. J. Heat Mass Trans.** 37 (8), 1235-1255, 1994.
  8. H.V.Mahaney, S.Ramadhyanı, F.P.Incropera, “Numerical Simulation of Three Dimensional Mixed Convection Heat Transfer from an Array of Discrete Heat Sources in a Horizontal Rectangular Duct”, **Num. Heat Trans Part A.** 16 (3), 267-286, 1989 .
  9. H. V. Mahaney, F. P. Incropera, S. Ramadhyanı, “Comparison of Predicted and Measured Mixed Convection Heat Transfer from an Array of Discrete Heat Sources in Horizontal Rectangular Channel”, **Int. J. Heat Mass Trans.** 33 (6), 1233-1245, 1990 .
  10. H. V. Mahaney, S. Ramadhyanı, F. P. Incropera, “Numerical Simulation of Three-Dimensional Mixed Convection Heat Transfer From a Finned Array of Discrete Heat Sources”, **Numerical Heat Transfer** 19, 225-149, 1991.
  11. C. Y. Choi, S. J. Kim, “Conjugate Mixed Convection in a Channel: Modified Five Percent Deviation Rule”, **Int. J. Heat Mass Trans.** 39 (6), 1223-1234, 1996 .
  12. H.W. Wu, S.W. Perng, “Effect of an Oblique Plate on the Heat Transfer Enhancement of Mixed Convection Over Heated Blocks in a Horizontal Channel”, **Int. J.Heat Mass Trans.** 42, 1217-1235, 1999.
  13. A. Dogan, M. Sivrioğlu, S. Baskaya, “Experimental Investigation of Mixed Convection Heat Transfer in a Rectangular Channel with Discrete Heat Sources at the Top and at the Bottom”, **Int. Comm. Heat and Mass Transfer**, 32,1244-1252, 2005.
  14. A. Dogan, M. Sivrioğlu, S. Baskaya, “Investigation of mixed convection heat transfer in a horizontal channel with discrete heat sources at the top and at the bottom”, **Int. J. Heat and Mass Transfer** 49, 2652-2662, 2006.
  15. T. Pırasacı, “Çıkıntılı Isı Kaynakları Bulunan Bir Kanalda Karışık Konveksiyon ile Isı Transferinin Laminar ve Türbülanslı Akış Şartlarında Deneysel ve Sayısal Analizi”, **Doktora Tezi Gazi Üni, Ankara, 2009.**
  16. A.B. McEntire, B.W. Webb, “Local forced convective heat transfer from protruding and flush-mounted two-dimensional discrete heat sources”, **Int. J. Heat Mass Transfer**, 33, 1521-1533, 1990.
  17. C.W. Leung, H.J. Kang, S.D. Probert, “Horizontal simulated printed circuit board assembly in fully-developed laminar-flow convection”, **Appl. Energy** 56, 71-91, 1997.
  18. C.W. Leung, H.J. Kang, “Convective heat transfer from simulated air cooled printed-circuit board assembly on horizontal or vertical orientation”, **Int. Comm. Heat Mass Transfer** 25, 67-80, 1998.
  19. C.G. Rao, C. Balaji, S.P. Venkateshan, “Effect of surface radiation on conjugate mixed convection in a vertical channel with a discrete heat source in a each wall”, **Int. J. Heat Mass Transfer** 45, 3331-3347, 2002.
  20. E. Kchoc, M. Davics, D. Newport, “Mixed convection cooling of horizontally mounted printed circuit board” , **IEEE Trans. Comp. Packag. Technol** 26, 126-133, 2003.
  21. R.J. Moffat, “Contributions to the theory of single-sample uncertainty analysis”, **J. Fluids Eng.** 104, 250-260, 1982.
  22. R.J.Moffat, “Using uncertainty analysis in the planning of an experiment”, **J. Fluids Eng.** 107, 173-178, 1985.
  23. R.B.Abernethy ,R.P. Benedict ,R.B. Dowdell , “ASME measurement uncertainty”, **J. Fluids Eng.** 107, 161-164, 1985.
  24. S.J. Kline, “The purposes of uncertainty analysis”, **J. Fluids Eng** 107, 153-160, 1985
  25. R.E. Smith Jr., S. Wehofer, “From measurement uncertainty to measurement communications, credibility, and cost control in propulsion ground test facilities”, **J. Fluids Eng.** 107, 165-172, 1985.
  26. T. Pırasacı, M. Sivrioğlu, “Experimental investigation of laminar mixed convection heat transfer from arrays of protruded heat sources”, **Energy Conversion and Management** 52 (5), 2056-2063, 2011.

