



# Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi

*Araştırma Makalesi*

## Akış Yönlendirici Plaka Kullanımının Yatay Bir Kanal İçerisindeki Çıkıntılı Isı Kaynaklarından Olan Isı Transferine Etkisi

Mecit SİVRİOĞLU<sup>a</sup>, Burak KURŞUN<sup>b,\*</sup>

<sup>a</sup> Makine Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Gazi Üniversitesi, Ankara, TÜRKİYE

<sup>b</sup> Makine Programı, Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, Amasya Üniversitesi, Amasya, TÜRKİYE

\* Sorumlu yazarın e-posta adresi: burak.kursun@amasya.edu.tr

### ÖZET

Bu çalışmada, alt ve üst yüzeylerinde çıkıntılı ısı kaynakları bulunan yatay bir kanal içerisinde akış yönlendirici plaka kullanımının ısı transferi üzerine etkileri; değişken ısı akıları ve Reynolds (Re) sayıları için deneysel olarak incelenmiştir. Ayrıca, akış yönlendirici plakalı ve plakasız durumlar birbirleri ile karşılaştırılarak en etkin soğutma koşulları belirlenmeye çalışılmıştır. Soğutucu akışkan olarak hava kullanılmış ve soğutma işlemi doğal, zorlanmış ve karışık konveksiyonla ısı transferi şartlarında gerçekleştirilmiştir. Çalışma sırasında elde edilen bulgu ve sonuçlar sunulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Yatay kanal, Çıkıntılı ısı kaynakları, Karışık konveksiyon, Akış yönlendirici plaka

## Effect Of Using Flow Routing Plate On Heat Transfer From Protruded Heat Sources In A Horizontal Channel

### ABSTRACT

In this study, the effect of using flow routing plate on the heat transfer in a horizontal channel involving protruded heat sources at the top and bottom walls is investigated for variable heat fluxes and Reynolds (Re) numbers experimentally. Also, the case with flow routing plate and without plate are compared with each other and the most effective cooling conditions are tried to be determined. Air is used as coolant fluid and the study is conveyed in natural, forced and mixed convection heat transfer conditions. The results and findings obtained during the study are presented.

**Keywords:** Horizontal channel, Protruded heat sources, Mixed convection, Flow routing plate

### I. GİRİŞ

**E**LEKTRONİK sistemlerin soğutulmasında günümüzde hava veya sıvı ile soğutma, mikrokanal soğutma, termoelektrik soğutma, nanoakışkan kullanımı ve karışık konveksiyon ile soğutma gibi yaygın olarak karşılaşılan ısı transfer mekanizmalarından faydalanılmaktadır. Enerji ihtiyacını

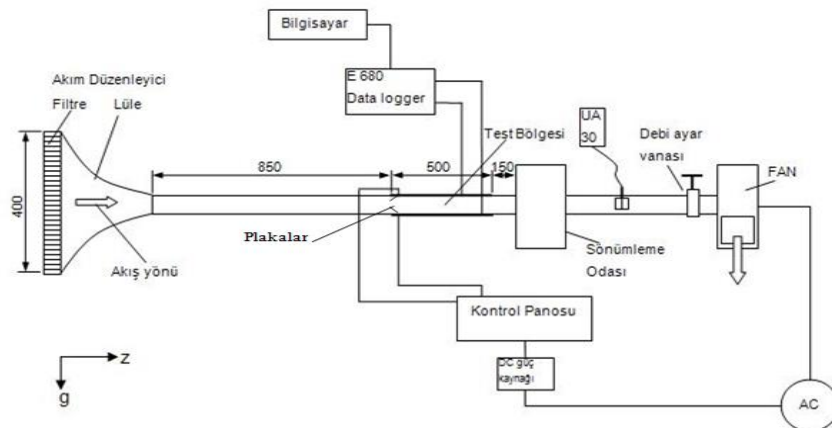
azaltması, tasarım ve bakım kolaylığı gibi özellikleri nedeni ile soğutucu olarak havanın kullanıldığı zorlanmış ve doğal konveksiyonu içeren karışık konveksiyonla ısı transferi birçok durumda yeterli soğutma şartlarını sağlayabilmektedir. Bu çalışmada da doğal, zorlanmış ve karışık konveksiyon ile ısı transfer mekanizmalarını içeren soğutma koşulları incelenmiştir.

Elektronik cihazların soğutulması ve ısı transferinin artırılmasına yönelik literatürde yer alan birçok sayısal ve deneysel çalışmalarda elektronik devre kartındaki yongalar dikdörtgen ısı kaynakları şeklinde temsil edilmiştir. Bu çalışmalarda, farklı akış koşullarının, kanal ve ısı kaynaklarının farklı yerleşim düzenlerinin, sıcaklık dağılımı ve ısı transferi üzerine etkileri incelenmiştir. Maughan ve Incropera alt yüzeyinde ısıtıcı bulunan bir kanaldaki ısı transferi miktarının kanalın eğim açısına bağlı olarak değiştiğini deneysel olarak göstermişlerdir [3]. Hamouche ve Rachid ise yine yatay bir kanal içerisindeki ısıtıcı yükseklerinin, genişliklerinin ve ısıtıcıların birbirlerine olan mesafelerinin ısı transferi üzerine etkilerini sayısal olarak araştırmışlardır [4]. Isı transferi miktarında karışık konveksiyon etkisinin baskın olması ile birlikte artış meydana geldiği ise Mahaney ve diğ. tarafından yapılan çalışmada belirtilmektedir [5]. Pirasacı ve Sivrioğlu ise alt ve üst yüzeylerinde 8x4'lük diziler halinde çıkıntılı ısı kaynakları bulunan yatay bir kanal içerisindeki ısı transferi ve sıcaklık dağılımını değişken hava hızları, ısı akıları ve kanal boyutları için deneysel olarak incelemişlerdir [2]. Wu ve Peng yaptıkları sayısal çalışmalarda farklı açılarda yerleştirilen bir plakanın yatay bir kanalın alt yüzeyinde bulunan ısıtıcılarda oluşan sıcaklık dağılımına etkisini incelemişler ve en yüksek ısı transferinin 60°'lik plaka açısında meydana geldiğini ortaya koymuşlardır [6,7]. Korichi ve diğ. ise yatay bir kanal içerisine periyodik levhalar yerleştirilmesi durumunda ısı kaynaklarından olan ısı transferinin plaka açısı ve uzunluğuna göre değiştiğini göstermişlerdir [8].

Bu çalışmada ise alt ve üst yüzeylerinde çıkıntılı ısı kaynakları bulunan yatay bir kanal içerisine plaka yerleştirilmesi durumunda meydana gelen ısı transferi ve sıcaklık dağılımı deneysel olarak incelenmiştir. Ayrıca kanal içerisinde plaka yerleşiminin olduğu ve olmadığı durumlar birbirleri ile karşılaştırılarak plaka yerleşiminin ısı transferi artışına etkisi araştırılmıştır.

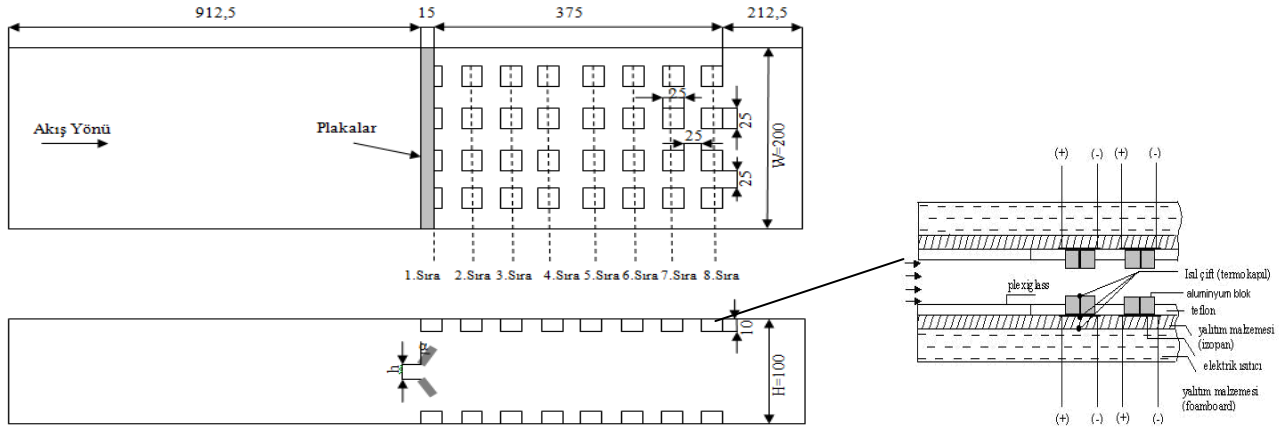
## II. DENEYSEL YÖNTEM

Deneysel çalışmanın gerçekleştirildiği düzenek Şekil 1'de şematik olarak gösterilmektedir. Şekil 1'de gösterilen test bölgesinde plakalı ve plakasız durumlarda değişken Reynold sayıları (Re) ve ısı akıları için deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir. Plakalar test bölgesi girişinde alt ve üst yüzeydeki ısıtıcılar arasına  $\alpha=30^\circ$  açı ile yerleştirilmiş olup Şekil 2'de test bölgesi ayrıntılı olarak gösterilmektedir.



Şekil 1. Deneysel düzeneğin şematik görünümü (Ölçüler milimetre cinsindedir)

Şekil 1’de görülen deney düzeneği genel olarak bir fan, bir akım düzenleyici, test bölgesi, test bölgesini fandan ayırmak için sönümleme odası, DC güç ünitesi ile birlikte kontrol panosu ve veri toplama sisteminden oluşmaktadır. Test bölgesinin öncesinde belirli miktarda mesafe bırakılmıştır. Bu sayede test bölgesindeki akışın kanal girişindeki etkilerden bağımsız olarak tam gelişmiş olması sağlanmıştır. Kanal çıkışındaki akışın da test bölgesindeki etkilerden bağımsız olabilmesi için kanal çıkışı da bir miktar uzatılmıştır. Test bölgesi dikdörtgen kanal şeklinde olup alt ve üst duvarlarında 8x4’lük diziler halinde toplamda 64 adet ısı kaynağı ve 2 adet plaka mevcuttur.



Şekil 2. Test bölgesi ısıtıcı ve plaka yerleşim düzeni (Ölçüler milimetre cinsindedir)

### A. DENEY DÜZENEGİ (EXPERIMENTAL SET-UP)

Test bölgesindeki plakalar şeffaf pleksiglas malzemeden yapılmış olup 15mm genişliğinde (l) ve 5mm kalınlığındadır. Alüminyum malzeme olan ısıtıcılar ise 25mm x 25mm x 10mm boyutlarındadır. Kanal içerisinde, alt ve üst plakaların bulunduğu test bölgesi hariç tüm yüzeyler pleksiglas malzemeden üretilmiştir. Test bölgesinde ise yüksek sıcaklıklara dayanıklı 5mm kalınlığında teflon (PTFE) malzeme kullanılmıştır. Kanal çevresi 50mm kalınlığında köpük (foamboard) yalıtım malzemesi kullanılarak yalıtılmıştır. Foamboard yalıtım malzemesinin sıcaklıktan etkilenmemesi için ısıtıcılar ile yalıtım malzemesinin arasına 20mm kalınlığında izopan malzeme yerleştirilmiştir.

Isıtıcı bloklardan yalıtım malzemesine olan ısı kayıplarının belirlenebilmesi için de Şekil 2’de gösterildiği gibi izopan malzemenin her iki yüzeyinde blokların hizasına gelecek şekilde ısı çiftleri bulunmaktadır. Isıl blokların sıcaklıklarının ölçülmesi için konulan ısı çiftleriyle birlikte her blok için toplam 3 adet ısı çifti (termokupl) kullanılmıştır. Deneylerde ısıtıcılar için gerekli akımın elde edilebilmesi için bir DC güç kaynağı ve kontrol panosu kullanılmaktadır.

Akış düzeltici ve lüleden meydana gelen akım düzenleyici, kanal içerisinde uniform hız profili sağlanması amacı ile kanal girişine yerleştirilmiştir. Akış düzeltici, 5 mm çapında ve 50mm uzunluğundaki hortumlardan oluşmuştur. Lüle ise 0,5 mm kalınlığındaki alüminyum plakalar kullanılarak imal edilmiştir. Test bölgesini mekanik ve akustik olarak fandan ayırmak için ise sönümleyici kullanılmıştır.

DeneySEL verilerin toplanması için sıcaklık, hava hızı ve basınç gibi değişkenlerin ölçülmesi gerekmektedir. Bu sebeple elektriksel büyüklüklerin ölçülmesinde direnç ve potansiyel fark için sırası ile  $\pm 0.1\%$  ve  $\pm 0.5\%$  hassasiyete sahip bir multimetre, sıcaklık ölçümü için ısı eleman çiftleri (termokupl), bu ısı eleman çiftleri ile ilişkilendirilmiş bir veri toplama sistemi ve hava hızının ölçülmesi için  $\pm 1\%$  hata ile ölçüm yapabilen bir ultrasonik anemometre kullanılmıştır.

## B. DENEYSEL VERİLERİN ANALİZİ (PROCESSING OF EXPERIMENTAL DATA)

Deneysel ve sayısal çalışma sonucunda elde edilen veriler doğrultusunda ısı transferi ve sıcaklık dağılımına etki eden boyutsuz parametreler aşağıda 1-7 numaralı eşitliklerle verilen denklemler kullanılarak hesaplanmıştır. Boyutsuz parametrelerin hesaplanmasında, karakteristik uzunluk olarak hidrolik çap ifadesi kullanılmıştır,

$$D_H = \frac{4A_k}{P_\zeta} \quad (1)$$

Burada  $D_H$  hidrolik çapı,  $A_k$  kanalın kesit alanını,  $P_\zeta$  kanalın çevre uzunluğunu ifade etmektedir. Akışın laminar koşullar altında gerçekleştirildiğinin ifade edilebilmesi için ise Re sayısı Eş. 2 ile belirlenmiştir,

$$Re = \frac{w_{giriş} D_H}{\nu} \quad (2)$$

Eşitlikte  $w_{giriş}$  havanın kanala giriş hızını belirtmekte olup deneyler sırasında ölçülmüştür.  $\nu$  ise havanın kinematik viskozitesidir. Grashoff Sayısı (Gr),

$$Gr = \frac{g \beta (T_s - T_{giriş}) D_H^3}{\nu^2} \quad (3)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır. Burada  $T_s$  ısıtıcı yüzey sıcaklığını,  $T_{giriş}$  havanın kanala giriş sıcaklığını,  $g$  yerçekimi ivmesini,  $\beta$  ise havanın genleşme katsayısını ifade etmektedir.  $(T_s - T_{giriş})$  değeri 64 ısıtıcıdaki ortalama sıcaklık farkı göz önüne alınarak belirlenmiştir.

Düzeltilmiş Grashof Sayısı ( $Gr^*$ ) ise 4 numaralı denklem ile bulunmuştur,

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

Eşitlikte Gr sayısından farklı olarak  $\dot{q}_{konv}$  ( $\dot{Q}_{konv}/A_{kont.hacmi}$ ) 64 ısıtıcıdaki ortalama konveksiyonla olan ısı transferini,  $k$  ise havanın ısı iletim katsayısını göstermektedir. Konveksiyonla olan ısı transfer miktarının belirlenmesi için Nusselt Sayısı (Nu),

$$Nu = \frac{h D_H}{k} \quad (5)$$

ifadesi ile hesaplanmıştır. Burada  $h$  havanın taşınım katsayısını belirtmekte olup konveksiyonla ısı transferi değeri ( $\dot{q}_{konv}$ ) kullanılarak aşağıdaki eşitlik ile bulunmuştur.

$$h = \frac{\dot{q}_{konv}}{(T_s - T_{giriş})} \quad (6)$$

Ayrıca doğal konveksiyon ve zorlanmış konveksiyonun baskın olduğu durumların belirlenmesi için Richardson sayısı (Ri), Re ve Gr sayılarına bağlı olarak aşağıdaki bağıntı ile hesaplanmıştır.

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (7)$$

Konveksiyon yolu ile gerçekleşen ısı transferinin belirlenmesi için enerji dengesi ifadesi kullanılmıştır.

$$\dot{Q}_{konv.} = \dot{Q}_{elektrik} - \dot{Q}_{kond.izolasyon} - \dot{Q}_{kond.yan} - \dot{Q}_{rad.} \quad (8)$$

Bu ifadedeki  $\dot{Q}_{elektrik}$  ısıtıcıya verilen ısı miktarını,  $\dot{Q}_{kond.izolasyon}$  ısıtıcıdan izopan yalıtıma iletim ile olan ısı kaybını,  $\dot{Q}_{kond.yan}$  ısıtıcının yan yüzeylerinden iletim ile olan ısı kaybını,  $\dot{Q}_{rad.}$  ise ısıtıcılardan radyasyon ile olan ısı kaybını belirtmektedir.

Isıtıcıya verilen ısı miktarı ( $\dot{Q}_{elektrik}$ ) ısıtıcılardaki gerilim düşüşü (V), ısıtıcı direnci ( $R_{ısıtıcı}$ ) ve kontrol panosuyla ısıtıcı arasındaki hattın direnci ile ısıtıcı direncinin toplamı olan toplam direnç ( $R_{toplam}$ ) kullanılarak aşağıdaki ifade ile hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{elektrik} = \frac{V^2 R_{ısıtıcı}}{R_{toplam}^2} \quad (9)$$

Isıtıcılardan izopan yalıtıma olan ısı kayıplarının ( $\dot{Q}_{kond.izolasyon}$ ) bulunabilmesi için izopan içerisindeki ısı transferi ifadesi kullanılır.

$$\dot{Q}_{kond.izolasyon} = \frac{k_{izopan} A (T_{izopanüst} - T_{izopanalt})}{L_{izopan}} \quad (10)$$

Bu ifadeye  $k_{izopan}$  izopan yalıtımın ısı iletkenliğini,  $L_{izopan}$  izopan yalıtım kalınlığını, A ise ısı transfer alanını belirtmektedir.

Isıtıcı yan yüzeylerinden olan kayıpların ( $\dot{Q}_{kond.yan}$ ) belirlenmesinde ise teflon içerisindeki ısı iletim denklemini kullanılmıştır.

$$\dot{Q}_{kond.yan} = \frac{k_{teflon} A (T_{ısıtıcı} - T_{komşusıcaklık})}{L} \quad (11)$$

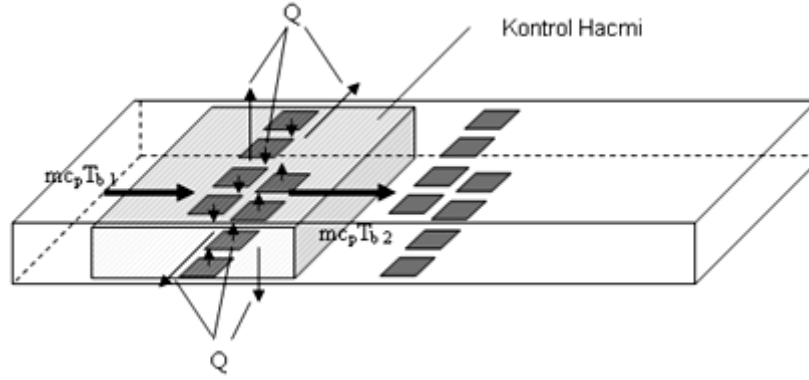
Burada  $T_{ısıtıcı}$  ölçülen ısıtıcı sıcaklığını,  $T_{komşusıcaklık}$  ise ısıtıcılar arasındaki ısı transferinin bulunması amacıyla komşu ısıtıcı sıcaklığını, teflonun kenarlarına olan ısı transferinin bulunması durumunda ise kenar sıcaklığını göstermektedir. Kenar sıcaklıklarının belirlenmesinde akışkan yığın sıcaklıkları ile köpük yalıtımdaki sıcaklık dağılımı dikkate alınmaktadır. Bu ifade de kullanılan  $k_{teflon}$  teflon plakanın ısı iletkenliği, L ise ısıtıcı ile komşu sıcaklık değerinin alındığı nokta arası mesafedir.

Radyasyon ile ısı transferinin ( $\dot{Q}_{rad.}$ ) bulunmasında radyasyon kayıplarının hesabın için 12 numaralı denklem kullanılmıştır.

$$\dot{Q}_{rad.} = \sigma \epsilon F A_{ısıtıcı} (T_s^4 - T_b^4) \quad (12)$$

Burada  $\sigma$  Stefan-Boltzmann sabiti,  $\epsilon$  alüminyum plakaların yayıcılık katsayısı,  $T_s$  ısıtıcı elemanların yüzey sıcaklıkları,  $T_b$  ise akışkan ortalama yığın sıcaklığıdır. F şekil faktörü ise  $F=1$  alınmıştır.

Yığın sıcaklıkları ( $T_b$ ), kanal içerisinde seçilen bir kontrol hacminde enerjinin korunumu prensibi uygulanarak hesaplanabilir. Burada soğutucu akışkan havadır ve ideal gaz olarak kabul edilmiştir. Enerjinin korunumu prensibinin sürekli şartlarda uygulanması, Şekil 3' de gösterilmiştir.



Şekil 3. Yığın sıcaklıklarının hesaplanması için seçilen kontrol hacmi

Şekil 3' e göre enerji dengesi yazılırsa yığın sıcaklıkları için aşağıdaki denklem elde edilmektedir.

$$T_{b2} = \frac{\dot{Q}_{top.kont.hacmi}}{m c_p} + T_{b1} \quad (13)$$

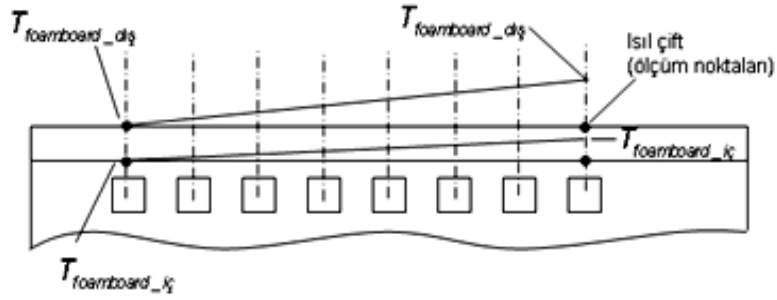
Bu ifadede  $m$  havanın kütleli debisi,  $c_p$  özgül ısı,  $T_{b1}$  havanın ısıtıcı sırasına giriş sıcaklığı (ilk ısıtıcı sırası için  $T_{b1}$  akışkanın kanala giriş sıcaklığıdır),  $T_{b2}$  ise havanın bir sonraki ısıtıcı sırasına giriş sıcaklığıdır.  $\dot{Q}_{top.kont.hacmi}$  ise kontrol hacmindeki 8 ısıtıcıdan akışkana aktarılan toplam ısı miktarıdır.  $\dot{Q}_{top.kont.hacmi}$  14 numaralı denklem kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{top.kont.hacmi} = \dot{Q}_{elek.kont.hacmi} - \dot{Q}_{kond.izolasyon.kont.hacmi} - \dot{Q}_{kond.yan.kont.hacmi} \quad (14)$$

Burada  $\dot{Q}_{elek.kont.hacmi}$  kontrol hacmi içerisinde bulunan 8 ısıtıcıya verilen toplam ısı miktarıdır.  $\dot{Q}_{elek.kont.hacmi}$  her bir ısıtıcı için denklem 9 ile hesaplanan ısı akılarının toplanması ile bulunur.  $\dot{Q}_{kond.izolasyon.kont.hacmi}$  ise bu ısıtıcılardan izopan yalıtıma olan (Eş.10) ısı kayıplarının toplanması ile bulunur.  $\dot{Q}_{kond.yan.kont.hacmi}$  ise kanalın yan tarafındaki köpük izolasyonlardan (foamboard) olan ısı kaybıdır. Bu kaybın hesaplanabilmesi için 15 numaralı denklem kullanılmıştır.

$$\dot{Q}_{kond.yan.kont.hacmi} = \frac{k_{köpük} A_{kont.hacmi} (T_{köpükic} - T_{köpükdis})}{L_{köpük}} \quad (15)$$

Burada  $k_{köpük}$  köpük izolasyonun ısı iletim katsayısını,  $A_{kont.hacmi}$  kontrol hacminde ısı transferinin gerçekleştiği alanı,  $L_{köpük}$  foamboard yalıtım kalınlığını,  $(T_{köpükic} - T_{köpükdis})$  ise kontrol hacmi bölgesindeki köpük yalıtımın iç ve dış sıcaklık farkını ifade etmektedir. Bu sıcaklık farkının belirlenebilmesi için köpük yalıtım üzerinden alınan sıcaklık ölçümleri kullanılmıştır. Ara değerler için köpük içerisinde doğrusal sıcaklık dağılımı olduğu (Şekil 4) kabul edilerek hesaplamalar yapılmıştır.



Şekil 4. Köpük yalıtımdaki sıcaklık dağılımı

Bütün sıcaklık dağılımları ve buna bağlı olan ısı kayıpları belirlendikten sonra denklem 8 her bir ısıtıcı için ayrı ayrı uygulanarak ısıtıcılardan akışkana konveksiyon ile olan ısı transferi belirlenmiştir. Gerekli hesaplamaların yapılmasında ise Tablo 1’ de verilen deneysel çalışma programı uygulanmıştır.

Deneysel çalışma sonucunda elde edilen verilerin güvenilirliğinin ve hassasiyetinin belirlenmesi için ise literatürdeki standart hesap yöntemleri kullanılarak hata analizi yapılmıştır [10,11]. Bu hata analizi sonucunda ısı transferi miktarını gösteren Nusselt Sayısı (Nu) için hata oranı yaklaşık  $\pm 5\%$ , hava akış hızına bağlı olarak değişen Re sayısı için  $\pm 2\%$  ve Grashoff Sayısı (Gr) için ise  $\pm 3\%$  civarındadır.

Tablo 1. Deneysel Çalışma Programı

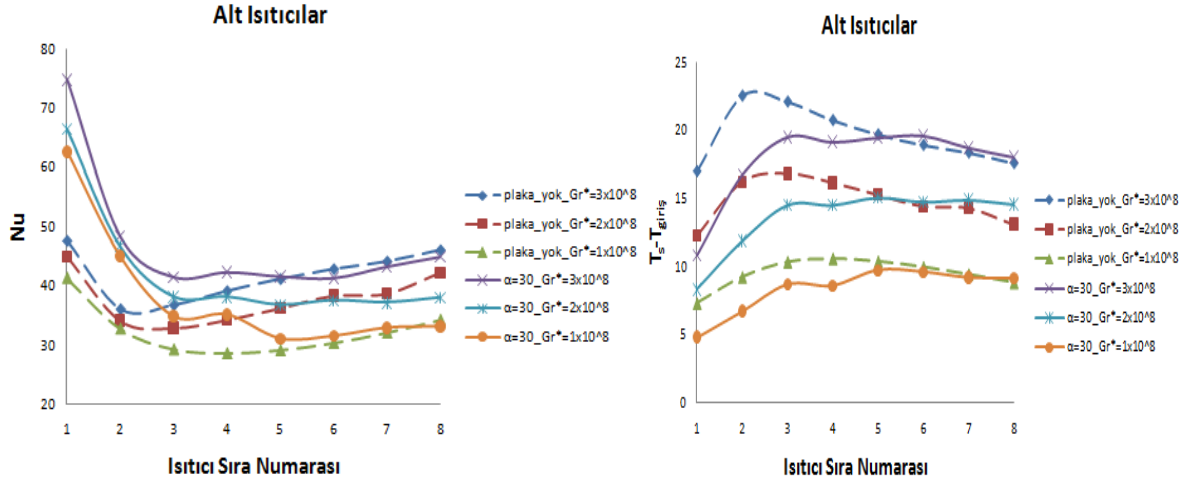
Plaka Açısı	Re	Gr*	Ri	h/H	H/W
$\alpha=30^\circ$	2000	$3 \times 10^8$	2	3/20	1/2
$\alpha=30^\circ$	2000	$2 \times 10^8$	1.2	3/20	1/2
$\alpha=30^\circ$	2000	$1 \times 10^8$	0.7	3/20	1/2
$\alpha=30^\circ$	1400	$3 \times 10^8$	6.2	3/20	1/2
$\alpha=30^\circ$	930	$3 \times 10^8$	14	3/20	1/2
Plakasız	2000	$3 \times 10^8$	1.9	-	1/2
Plakasız	2000	$2 \times 10^8$	1.3	-	1/2
Plakasız	2000	$1 \times 10^8$	0.8	-	1/2
Plakasız	1400	$3 \times 10^8$	5.2	-	1/2
Plakasız	930	$3 \times 10^8$	13	-	1/2

### III. BULGULAR

Deneysel sonuçlar doğrultusunda elde edilen grafikler, plaka açısının  $\alpha=30^\circ$ , plakalar arası boşluk mesafesinin kanal yüksekliğine oranının  $h/H=3/20$  ve kanal yüksekliğinin kanal genişliğine oranının  $H/W=1/2$  olduğu plakalı ve plakasız durumlar için gerçekleştirilmiştir.

Aşağıda verilen Şekil 5 ve 6’da hava hızı sabit tutularak farklı ısı akılarında plakalı ve plakasız durumlar için Nu sayısı ve sıcaklık dağılımları verilmektedir. Alt ısıtıcılar için (Şekil 5) plaka yerleşiminin yapılmadığı durumda tüm Gr\* sayısı değerlerinde doğal konveksiyonun etkisine bağlı olarak 3. ısıtıcı sırasından sonra sıcaklıklar düşmüş ve ısı transferi miktarı artmıştır. Plaka yerleşimi ile birlikte ısıtıcı sıcaklıkları incelendiğinde Gr\* sayısının en yüksek değerinde Ri sayısı plakalı ve plakasız durumlar için sırası ile  $Ri=2$  ve  $Ri=1.9$  değerini alarak doğal konveksiyonun baskın olduğu

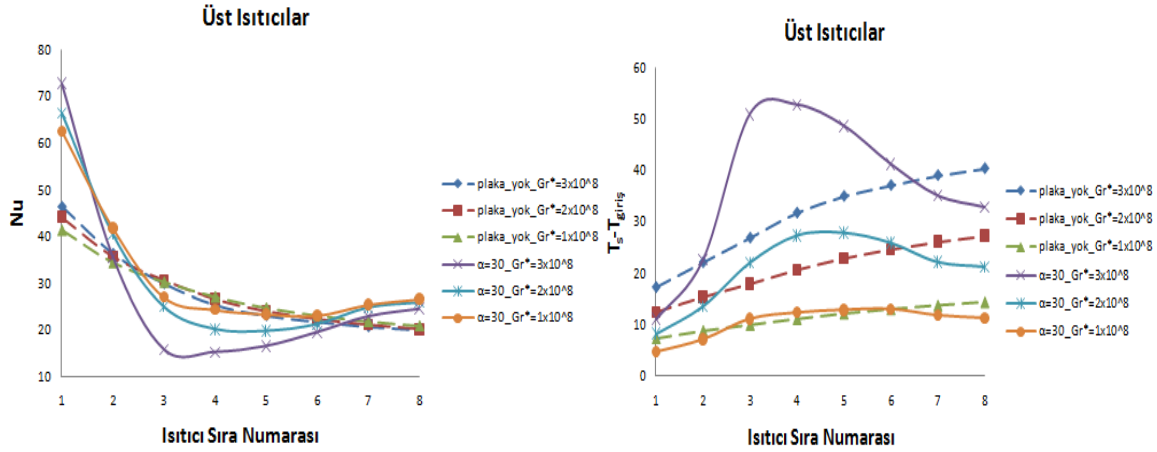
akış türü ortaya çıkmıştır. Bu durumda da plaka yerleşimi ile 5. sıradan sonra ısıtıcı sıcaklıkları artarak ısı transferi miktarını plakasız duruma göre düşürmüştür. Isı akısının düşürülerek zorlanmış konveksiyonun etkili olduğu koşul incelendiğinde ise ( $Gr^*=1 \times 10^8$ ) plaka kullanımı ile 7. ısıtıcı sırasına kadar sıcaklıkların daha düşük olduğu görülmektedir. Bu nedenle düşük ısı akısı değerlerinde ya da zorlanmış konveksiyon etkisinde plaka kullanımının daha uygun olduğu sonucu ortaya çıkmaktadır.



Şekil 5. Alt ısıtıcılar için plakalı ve plakasız durumlardaki Nu sayısı ve  $T_s - T_{giriş}$  değerleri (Re=2000, h/H=3/20, H/W=1/2)

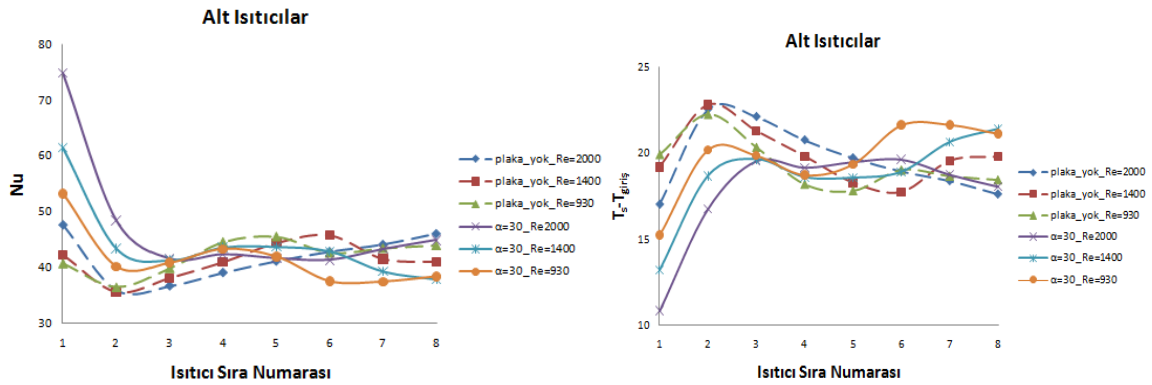
Üst ısıtıcı sıralarına bakıldığında ise (Şekil 6) plakasız durumda ısı transferi miktarının 1. ısıtıcı sırasından itibaren son ısıtıcı sırasına kadar düştüğü gözlemlenmektedir. Isıtıcı sıcaklıkları Gr\* sayısının düşmesi ile birlikte azalmış fakat ısı transferi değerleri yalnızca ilk ısıtıcı sıralarında farklılık göstermiştir. 30° açı ile plaka yerleştirilmesi durumunda ise plakasız duruma göre ilk ve son iki ısıtıcı sırasında ısı akısı değişimine bağlı olarak ısı transferi miktarlarında farklı oranlarda artış görülmektedir. 3-6. ısıtıcı sıraları için plaka kullanımı sıcaklıkların büyük oranda artmasına sebep olarak ısı transferini olumsuz yönde etkilemiştir. Plakasız duruma göre en yüksek sıcaklık artışı, Gr\* sayısının da en yüksek olduğu değerde ortaya çıkmıştır. Gr\* sayısının düşmesi ile birlikte plakalı ve plakasız durumlar için 3-6. ısıtıcı sıraları arasındaki sıcaklık farkının azaldığı görülmektedir. Alt ısıtıcılarda olduğu gibi üst ısıtıcılar için de düşük ısı akısı değerlerinde plaka kullanımının uygun olduğu anlaşılmıştır.





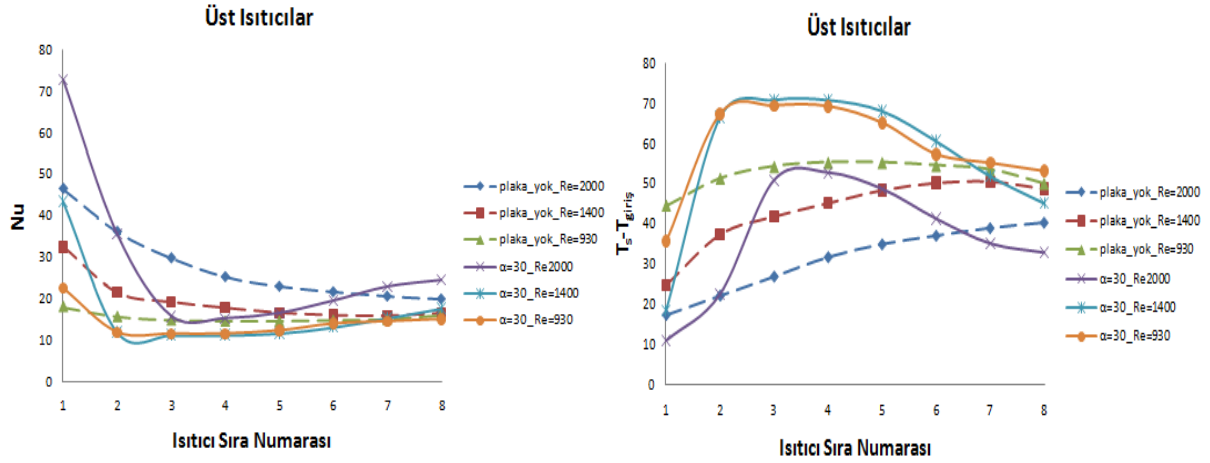
Şekil 6. Üst ısıtıcılar için plakalı ve plakasız durumlardaki Nu sayısı ve  $T_s-T_{giriş}$  değerleri ( $Re=2000$ ,  $h/H=3/20$ ,  $H/W=1/2$ )

Alt yüzeydeki ısıtıcılarda ısı akısı sabit tutularak Re sayısı değişiminin ısı transferi ve sıcaklık dağılımına etkisi incelenecek olursa (Şekil 7) plakasız durumda Re sayısının azalması sonucu doğal konveksiyonun etkisi artarak 2. ısıtıcı sırasından itibaren 7. ısıtıcı sırasına kadar sıcaklıkları düşürmüş ve ısı transferini artırıcı etki yapmıştır. Re sayısı değişimi plakalı durum için değerlendirildiğinde ise hava hızının düşürülerek doğal konveksiyon etkisinin artırılması sonucu 3-6. ısıtıcı sıralarında sıcaklıklar azalmıştır. Diğer yandan plakalı koşulda Re sayısının azalması plakasız duruma göre 4. sıradan başlayarak ısıtıcı sıcaklıklarının artmasına sebep olmuştur. Bu nedenle alt ısıtıcılar için yüksek hava hızlarında plaka yerleşiminin daha uygun olduğu sonucu çıkmaktadır.



Şekil 7. Alt ısıtıcılar için plakalı ve plakasız durumlarda değişken Re sayılarındaki Nu sayısı ve  $T_s-T_{giriş}$  değerleri ( $h/H=3/20$ ,  $H/W=1/2$ )

Üst ısıtıcılarda plaka yerleşimi ile birlikte tüm Re sayısı değerlerinde ilk ısıtıcı sıralarında ısı transferi artışı meydana gelmiştir (Şekil 8). Diğer ısıtıcı sıraları göz önünde bulundurulduğunda ise  $Re=2000$  değerinde 3-6.,  $Re=1400$  değerinde 2-7. ve  $Re=930$  değerinde ise 2-8. sıralardaki ısıtıcılarda plakasız duruma göre sıcaklık artışı olmuştur.



Şekil 8. Üst ısıtıcılar için plakalı ve plakasız durumlarda değişken Re sayılarındaki Nu sayısı değerleri ( $h/H=3/20$ ,  $H/W=1/2$ )

#### IV. SONUÇLAR ve TARTIŞMA

Elde edilen sonuçlar incelendiğinde kanal alt yüzeyinde bulunan ısıtıcılar için plaka kullanımının yüksek hava hızı değerlerinde ısı transferi miktarını daha fazla artırdığı anlaşılmaktadır. Ayrıca plaka kullanımı ile  $Gr^*$  sayısının değişimine bağlı olmaksızın belirli bir ısıtıcı sırasına kadar sıcaklıklar düşürülmüş fakat diğer ısıtıcı sıralarındaki sıcaklıklar plakasız durumdaki ısıtıcı sıcaklıkları ile kıyaslandığında Re sayısına bağlı olarak aynı kalmış ya da artmıştır.

Üst ısıtıcı sıraları için edilen sonuçlara bakıldığında ise plaka kullanımı yalnızca ilk ısıtıcı sırası ve son iki ısıtıcı sırası için uygun olmaktadır. Diğer ısıtıcı sıralarında ise ısıtıcı sıcaklıklarının yükselmesi sonucu ısı transferi oranı büyük oranda azalmıştır. Ayrıca hava hızının düşmesi ile birlikte ilk ısıtıcı sırasındaki ısı transferi artışı da azalmakta ve son iki ısıtıcı sırasındaki sıcaklıklarda plakasız duruma göre iyileşme göstermemektedir.

Test bölgesi girişine  $\alpha=30^\circ$  açı ile plaka yerleştirilmesi laminar akış koşulları altında kanal alt yüzeyindeki ısıtıcıların bir kısmında plakasız duruma göre daha iyi soğutma koşulları sağlamıştır. Fakat üst yüzeydeki ısıtıcılarda oluşan ısı transferi ve sıcaklık dağılımı incelendiğinde plaka yerleşimi ile plakasız duruma göre ısıtıcıların büyük bir kısmının sıcaklıkları artmış ve ısı transferinde belirgin bir azalma meydana gelmiştir. Bu nedenle alt ve üst yüzeydeki ısıtıcıların tümü için ısı transferinin iyileştirilerek daha uygun soğutma koşullarının sağlanması için plaka ve kanal yerleşim düzeninde değişiklikler yapılması gerekmektedir.

Yapılan bu çalışma, deneysel sonuçlarla uyumlu bir sayısal model oluşturulduktan sonra farklı plaka açıları, plaka yerleşim düzenleri ve  $h/H$  oranları için ısı transferi ve sıcaklık dağılımı açısından parametrik çalışmalar yapılmasına olanak sağlamaktadır.

## V. KAYNAKLAR

- [1] T. Pirasaci, *Experimental and numerical investigation of laminar and turbulent mixed convection heat transfer in a channel with discrete protruded heat sources*, PhD thesis, Gazi University, Ankara- Turkey, (2009).
- [2] T. Pirasaci, M. Sivrioğlu *Energy Conversion and Management* **52** (2011) 2056-2063.
- [3] J. R. Maughan, F. P. Incropera *International Journal of Heat and Mass Transfer* **30** (1987) 1307-1318.
- [4] A. Hamouche, R. Bessaih *International Communications in Heat and Mass Transfer* **36** (2009) 841–849.
- [5] H. V. Mahaney, S. Ramadhyani, F. P. Incropera *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications*, **16 (3)** (1989) 267-286.
- [6] H. W. Wu, S. W. Perng *Int. J. of Heat and Mass Trans.* **42** (1999) 1217-1235.
- [7] H. W. Wu, S. W. Perng *International Journal of Thermal Science* **47** (2008) 620-632.
- [8] A. Korichi L. Oufar, G. Polidori *International Journal of Heat and Mass Transfer* **52** (2009) 1138-1148.
- [9] A. Dogan, M. Sivrioglu, Ş. Baskaya *Int. Comm. Heat and Mass Transfer* **32** (2005) 1244-1252.
- [10] R. J. Moffat *J. Fluids Eng.* **104** (1982) 250-260.
- [11] R. J. Moffat *J. Fluids Eng.* **107** (1985) 173-178.
- [12] A. Ozsunar, S. Başkaya, M. Sivrioglu *Int. Comm. Heat Mass Transfer* **28** (2001) 985-994.
- [13] P. Promvong, S. Kwankaomeng, C. Thianpong, T. Chompookham *Int. C. Heat Mass Transfer* **37** (2010) 163–169.
- [14] S. A. Beig, E. Mirzakhilili, F. Kowsari *Int. J. Heat Mass Transfer* **54** (2011) 4317–4324.