



## LAMİNER ZORLANMIŞ KONVEKSİYON ŞARTINDA İKİ PARALEL LEVHA ARASINA YERLEŞTİRİLEN ENGELLERİN AKIŞ VE ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Nevzat ONUR\*, Oğuz TURGUT\* ve Derya DEMİREL\*\*

\*Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü 06570 Maltepe, ANKARA  
nevonur@gazi.edu.tr, oturgut@gazi.edu.tr

\*\*Deniz Kuvvetleri Komutanlığı Gölcük Tersane Komutanlığı Makina Dizayn Şube, Gölcük, KOCAELİ  
demirel.derya@gmail.com

(Geliş Tarihi: 06. 08. 2007)

**Özet:** Bu çalışmada, giriş bölgesinden itibaren birbirine göre çapraz biçimde yerleştirilmiş engeller bulunan paralel iki levha arasındaki laminer zorlanmış konveksiyon ile oluşan akış ve ısı transferinin iki boyutlu sayısal analizi gerçekleştirilmiştir. Temel denklemler Fluent 6.3 paket programı ile sayısal olarak çözülmüştür. Hidrodinamik olarak tam gelişmiş ısı olarak gelişmekte olan akış problemi için engel sayısının ve Reynolds sayısının akış ve ısı transferi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Engel sayısının ve Reynolds sayısının akış ve ısı transferi üzerinde etkili olduğu görülmüştür. Artan Reynolds sayısı ve artan engel sayısı ile ortalama Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü artış göstermiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Zorlanmış laminer konveksiyon, Paralel levha, Engeller.

## NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF BAFFLES, PLACED BETWEEN TWO PARALLEL PLATES, ON FLOW AND HEAT TRANSFER UNDER CONDITION OF LAMINAR FORCED CONVECTION

**Abstract:** In this study, two-dimensional numerical analysis of fluid flow and heat transfer between two parallel plates with baffles has been carried out for laminar forced convection. Baffles have been placed in staggered arrangement in the channel. Governing equations have been solved numerically using Fluent 6.3 program. The effect of the number of baffles and Reynolds number on flow and heat transfer has been investigated for hydrodynamically fully developed and thermally developing flow. It has been seen that the number of baffles and Reynolds number has important effect on flow and heat transfer. Results have also shown that increase in the Reynolds number and baffle number causes an increase in average Nusselt number and friction factor.

**Keywords:** Laminar forced convection, Parallel plate, Baffles.

### SEMBOLLER

A	Isı transferi yüzey alanı [m <sup>2</sup> ]
C <sub>f</sub>	Yerel sürtünme faktörü
C <sub>p</sub>	Sabit basınçta özgül ısı [J/kgK]
D <sub>h</sub>	Hidrolik çap [m]
f <sub>m</sub>	Ortalama sürtünme faktörü
h <sub>m</sub>	Ortalama ısı taşınım katsayısı [W/m <sup>2</sup> K]
H	Kanal yüksekliği [m]
k	Isı iletim katsayısı [W/mK]
L	Kanal uzunluğu [m]
m	Akışkan kütleli debi miktarı [kg/s]
Nu <sub>x</sub>	Yerel Nusselt sayısı
Nu <sub>m</sub>	Ortalama Nusselt sayısı
p	Basınç [Pa]
Pr	Prandtl sayısı
q''	Isı akısı [W/m <sup>2</sup> ]

Q	Akışkana aktarılan ısı miktarı [W]
Re	Reynolds sayısı
T <sub>b</sub> (0)	Kanal girişinde ortalama akışkan sıcaklığı [K]
T <sub>b</sub> (L)	Kanal çıkışında ortalama akışkan sıcaklığı [K]
T <sub>d</sub>	Duvar sıcaklığı [K]
T <sub>b</sub> (x)	x'de ortalama akışkan sıcaklığı [K]
u	Yatay yönde hız bileşeni [m/s]
U	Ortalama hız [m/s]
v	Dikey yönde hız bileşeni [m/s]
x	Yatay koordinat
y	Dikey koordinat
Δp	Basınç düşümü [Pa]
ΔT <sub>ln</sub>	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı [K]
α	Isı yayılım katsayısı [m <sup>2</sup> /s]
ρ	Akışkan yoğunluğu [kg/m <sup>3</sup> ]
τ <sub>d</sub>	Kayma gerilmesi [N/m <sup>2</sup> ]
μ	Dinamik viskozite [kg/ms]
ν	Kinematik viskozite [m <sup>2</sup> /s]

## GİRİŞ

Düz kanallar içerisinde ısı transferini artırmak için kanal yüzeylerine akış yönünde sıralı ve çapraz engeller veya kanatçıklar monte edilir. Yüzeylerinde engeller bulunan kanallar genellikle elektronik cihazların soğutulmasında ve ısı değiştiricilerinde kullanılırlar. Kanal yüzeyi üzerine yerleştirilen engeller ısı ve hidrodinamik değerleri kesintiye uğratar ve akışın duvarlardan ayrılmasına ve engellerin önünde tekrar sirkülasyon oluşmasına sebep olur. Kanal duvarlarında akışın yeniden bağlanması, duvarın yıkanmasına ve konveksiyon ile gerçekleşen ısı transferinin artmasına neden olur.

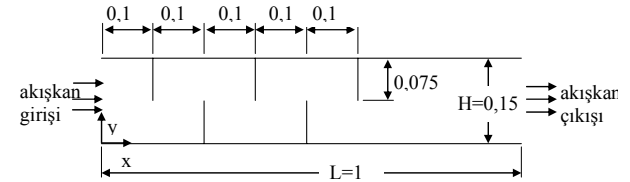
Literatür incelendiğinde paralel kanallar içerisinde laminar ve türbülanslı akış şartlarında gerçekleştirilmiş birçok araştırma yapıldığı görülmektedir. Tehrani ve Abadi (2004), sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı için üzerine sıralı biçimde kanatçıklar yerleştirilmiş paralel iki levhadan oluşan kanalın giriş bölgesindeki ısı transferini laminar akış şartlarında nümerik olarak incelemişlerdir. Hesaplamalar Prandtl sayısı 0,7 ve blokaj oranı 0,1, 0,2 ve 0,3 olacak şekilde Reynolds sayısının 100 ile 500 arasındaki değerleri için tekrarlanmıştır. Cheng ve Huang (1991), üzerinde çapraz biçimde yerleştirilmiş kanatçıklar bulunan iki paralel levha arasındaki zorlanmış konveksiyonu laminar akış şartlarında incelemişlerdir. Sonlu farklar metodu ile periyodik olarak tam gelişmiş akış şartlarında hız ve sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Wang vd. (1996), kanatçıklı kanallarda kararsız akış şartlarında sıralı ve çapraz dizilmiş kanatçıkların etkisini incelemişlerdir. Sonuçlar Reynolds sayısının 500'e kadar olan değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Yuan vd. (1998), yüzeylerinde dairesel çubuklar bulunan paralel iki levha arasındaki akışı laminar ve zorlanmış konveksiyon şartlarında Prandtl sayısı 0,71 için iki boyutlu ve nümerik olarak incelemişlerdir. Kelkar ve Patankar (1987), sabit yüzey sıcaklığında ve laminar akış şartlarında kanatçıklı paralel iki levha arasındaki akış ve ısı transferini akışkan özelliklerini sabit ve akışı iki boyutlu ele alarak periyodik akış şartlarında incelemişlerdir. Çalışma Reynolds sayısı, Prandtl sayısı ve kanatçık iletkenliği değiştirilerek yapılmıştır. Webb ve Ramadhyani (1985), üniform ısı akışı şartlarında kanal içerisine yerleştirilmiş karşılıklı çapraz kanatçıkların laminar akış şartlarındaki karakteristiklerini paralel levhalar arasındaki akış için incelemişlerdir. Akışın tam gelişmiş şartlarda kanatçıkların bulunduğu bölgeye girmesi sağlanmıştır. Reynolds sayısının, Prandtl sayısının ve farklı kanat geometrilerinin ısı transferi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Tsay vd. (2005), bir engeli iki boyutlu bir kanal içerisinde değişik konumlara yerleştirmek suretiyle engelin ısı transferi üzerindeki etkisini laminar akış şartlarında hava için incelemişlerdir. Engel yüksekliğinin, kalınlığının ve kanal girişinden itibaren konununun ısı transferine etkisi incelenmiştir. Vijayan ve Balaji (2004), bir yüzeyi yalıtılmış, diğer yüzeyinde doğal konveksiyon gerçekleşen ve içerisinde ise zorlanmış türbülanslı akış olan iki paralel levha

arasındaki akışı FLUENT programını kullanarak incelemişlerdir. Acharya vd. (1993), kanatçıklı bir kanal içerisindeki periyodik olarak tam gelişmiş akış için ısı transferini iki boyutlu olarak türbülanslı akış şartlarında incelemişlerdir. Acharya vd. (1998), yüzeyine engel yerleştirilmiş bir kanaldaki türbülanslı akışı iki boyutlu olarak incelemişlerdir. Girault vd. (2004), yüzeyine sabit ısı akışı uygulanan paralel levhalar arasındaki akışı hidrodinamik olarak tam gelişmiş ısı olarak gelişmekte olan sıkıştırılmaz akışı sabit özellik şartında türbülanslı akış için incelemişlerdir.

Bu çalışmada sabit yüzey sıcaklığındaki iki paralel levha arasında akış yönünde çapraz dizilmiş engel sayısının akış ve ısı transferi üzerindeki etkisi hidrodinamik olarak tam gelişmiş ısı olarak gelişmekte olan iki boyutlu sıkıştırılmaz laminar zorlanmış konveksiyon akış şartlarında incelenmiştir.

## MATEMATİKSEL FORMÜLASYON

Yüzeylerine akış yönünde çapraz biçimde engeller yerleştirilmiş kanalın görünümü Şekil 1'de görülmektedir. Kanalın yüksekliği  $H=0,15$  m, engel yüksekliği  $0,075$  m, engeller arası mesafe  $0,1$  m ve kanalın toplam uzunluğu  $L=1$  m'dir. Engeller kanal girişinden  $0,1$  m'lik mesafeden itibaren  $0,1$  m aralıklarla kanal üst ve alt yüzeylerine Şekil 1'de görüldüğü gibi çapraz biçimde yerleştirilmiştir. Problemin çözümünde engel kalınlığı ihmal edilmiştir. Kanal girişinde hız profilinin parabolik olduğu kabul edilmiştir.



Şekil 1. Sayısal çalışmada kullanılan kanalın görünümü (boyutlar metre birimindedir)

Akışın sıkıştırılmaz, iki boyutlu ve laminar olduğu kabul edilmiştir. Akışkan olarak hava ( $Pr \approx 0,70$ ) kullanılmıştır. Akışkan özelliklerinin sabit olduğu kabul edilmiş ve özellikler kanal girişindeki akışkan sıcaklığında alınmıştır. Bu şartlardaki akışın temel denklemleri süreklilik, momentum ve enerji denklemleridir. Kararlı rejim, sabit akışkan özellikleri, iki boyutlu laminar ve sıkıştırılmaz akış için süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıdaki gibidir;

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

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2a)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (2b)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

Eşitlik (1-3)'ün çözülebilmesi için akış alanı sınırlarındaki değerlerin bilinmesi gerekir. Kanal girişindeki akışkan kanala hidrodinamik olarak tam gelişmiş şartlarda ve çevre sıcaklığında girmektedir. Eş. (1) ve (2)'nin sıkıştırılmaz, kararlı rejim ve tam gelişmiş laminer akış için çözümünden gelişmiş hız aşağıdaki gibi elde edilir (Demirel, 2006);

$$u(y) = \frac{-12U}{H^2} \left( \frac{y^2}{2} - \frac{H}{2}y \right) \quad (4)$$

Kanal yüzeyleri üniform sıcaklıkta olup kanal yüzeylerinde kaymanın olmadığı sınır şartı kullanılmıştır. Kanal çıkışı ise atmosfere açıktır. Kanal girişinde ve kanal yüzeyindeki sıcaklıklar sırasıyla 300 ve 350 K'dir.

Yerel Nusselt sayısı  $Nu_x$ , ortalama Nusselt sayısı  $Nu_m$ , yerel sürtünme faktörü  $C_f$ , ortalama sürtünme faktörü  $f_m$  ve Reynolds sayısı  $Re$  değerleri sırasıyla aşağıdaki gibi hesaplanmıştır;

$$Nu_x = \frac{q''_x D_h}{k(T_d - T_b(x))} \quad (5)$$

$$Nu_m = \frac{h_m D_h}{k} \quad (6)$$

$$C_f = \frac{\tau_d}{\rho U^2 / 2} \quad (7)$$

$$f_m = \frac{\Delta p(D_h / L)}{\rho U^2 / 2} \quad (8)$$

$$Re = \frac{\rho U D_h}{\mu} \quad (9)$$

Burada

$$h_m = \frac{Q}{A \Delta T_{ln}} \quad (10)$$

$$Q = m c_p [T_b(L) - T_b(0)] \quad (11)$$

ve

$$\Delta T_{ln} = \frac{[T_d - T_b(L)] - [T_d - T_b(0)]}{\ln \left\{ \frac{[T_d - T_b(L)]}{[T_d - T_b(0)]} \right\}} \quad (12)$$

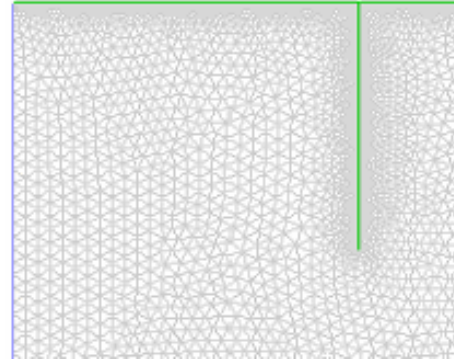
Nusselt sayısı ve Reynolds sayısının hesaplanmasında  $D_h = 2H$  alınmıştır.

## SAYISAL ÇÖZÜM

Sayısal çalışma akış ve ısı problemlerini sonlu hacimler yöntemini kullanarak çözen Fluent 6.3 ticari paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Akış geometrisinin oluşturulması, oluşturulan geometrinin

belirli hücelere bölünmesi ve sınır şartlarının verilmesi işlemi için GAMBIT 2.3 programı kullanılmıştır.

Basınç-hız çiftinin çözümü için SIMPLE-algoritması, momentum ve enerji denklemlerinin diskritizasyonu için ikinci mertebe upwind metodu kullanılmıştır. Yakınsama için her parametredeki kalıntıların  $1 \times 10^{-6}$  olması durumuna kadar çözüme devam edilmiştir. Üçgen hücre sistemi kullanılmıştır. Tipik hücre yapısı Şekil 2'de verilmiştir. Çözümün doğruluğunu artırmak için duvarlara ve engellere doğru kontrol hacimleri artırılmıştır.



Şekil 2. Tipik hücre yapısının görünümü.

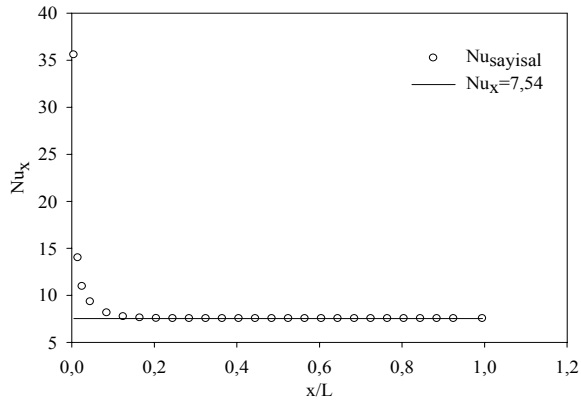
Çözüm alanındaki hücre sayısını artırmak suretiyle çözümün hücre sayısından bağımsız olması sağlanmıştır. Çözümün hücre sayısından bağımsızlığı her engel durumu için tekrarlanmıştır. Çözüm alanındaki hücre sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısı ve ortalama sürtünme faktörü değişiminin ihmal edilebilir düzeyde olduğu (%0.7 den daha az) hücre durumu optimum hücre sayısı olarak kabul edilmiştir.

## BULGULAR VE TARTIŞMALAR

Bu çalışmada, içerisinde çapraz biçimde yerleştirilmiş engeller bulunan sabit sıcaklıktaki iki paralel levha arasındaki sıkıştırılmaz laminer zorlanmış konveksiyon hidrodinamik olarak tam gelişmiş ısı olarak gelişmekte olan iki boyutlu akış için sayısal olarak incelenmiştir. Engel sayısının ve Reynolds sayısının akış ve ısı transferi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Hesaplamalar Reynolds sayısının 100, 200, 300, 400 ve 500 değerleri için yapılmıştır.

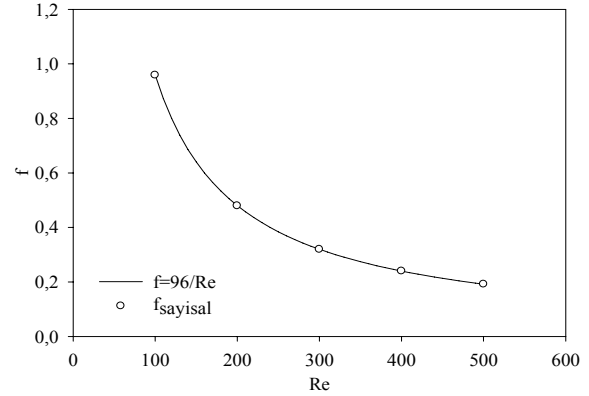
Yapılan sayısal çalışmanın doğruluğunu sınamak için öncelikle paralel levhalar arasında engelin olmadığı durum iki boyutlu hidrodinamik olarak tam gelişmiş ısı olarak gelişmekte olan laminer akış problemi sayısal olarak çözülmüştür. Bunun için Şekil 1'de verilen kanal uzunluğu 8 m olarak ele alınmıştır. Şekil 3'de tipik olarak  $Re=500$  için düz (engelsiz) kanal içerisindeki yerel Nusselt sayısının boyutsuz kanal uzunluğu ( $x/L$ ) boyunca olan değişimi verilmiştir. Sayısal çalışma sonuçları içi boş sembol ile ve literatür değeri ise sürekli çizgi ile gösterilmiştir. Görüldüğü üzere kanalın ilerleyen kısımlarında akış ısı olarak tam gelişmiş şartlara ulaşmakta ve yerel Nusselt sayısının değeri

literatür değeri olan 7,54 (Incropera ve DeWitt, 2002) değerine ulaşmaktadır.



Şekil 3. Boyutsuz kanal uzunluğu boyunca yerel Nusselt sayısının değişimi.

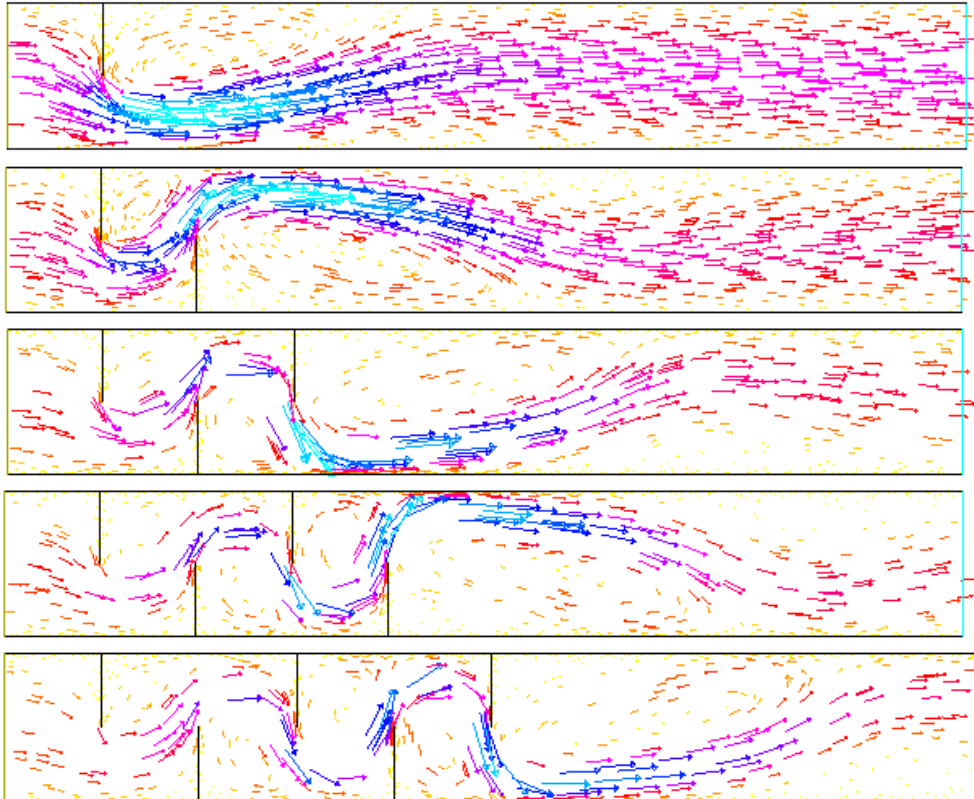
Düz (engelsiz) kanal içerisinde tam gelişmiş laminar akış şartlarında Reynolds sayısının 100 ile 500 arasındaki değerlerinde elde edilen sürtünme faktörü değerleri Şekil 4'de içi boş sembol ile verilmiştir. Paralel plakalar arasındaki tam gelişmiş laminar akış şartlarındaki sürtünme faktörü değeri olan  $f = 96/Re$  (Incropera ve DeWitt, 2002) ise sürekli çizgi ile gösterilmiştir. Görüldüğü gibi sayısal olarak hesaplanan sürtünme faktörü değeri literatür değeri ile bire bir örtüşmüştür.



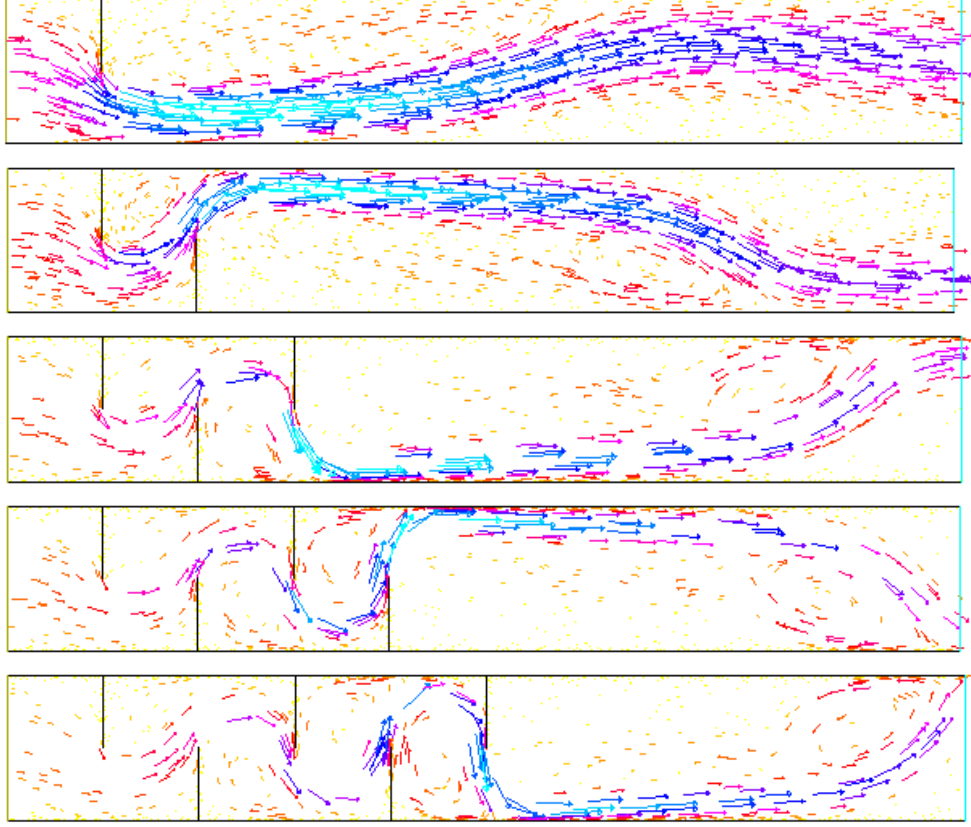
Şekil 4. Düz kanal için tam gelişmiş akış şartlarındaki sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.

Sayısal çalışma ile elde edilen sonuçların literatür sonuçları ile uyum içerisinde olduğu görüldükten sonra her iki levha yüzeyine birbirine göre çapraz olacak biçimde aynı ebatlardaki engellerin yerleştirilmesi ile engelli kanal için engel sayısının ve Reynolds sayısının ısı transferi ve akış üzerindeki etkisi incelenmiştir.

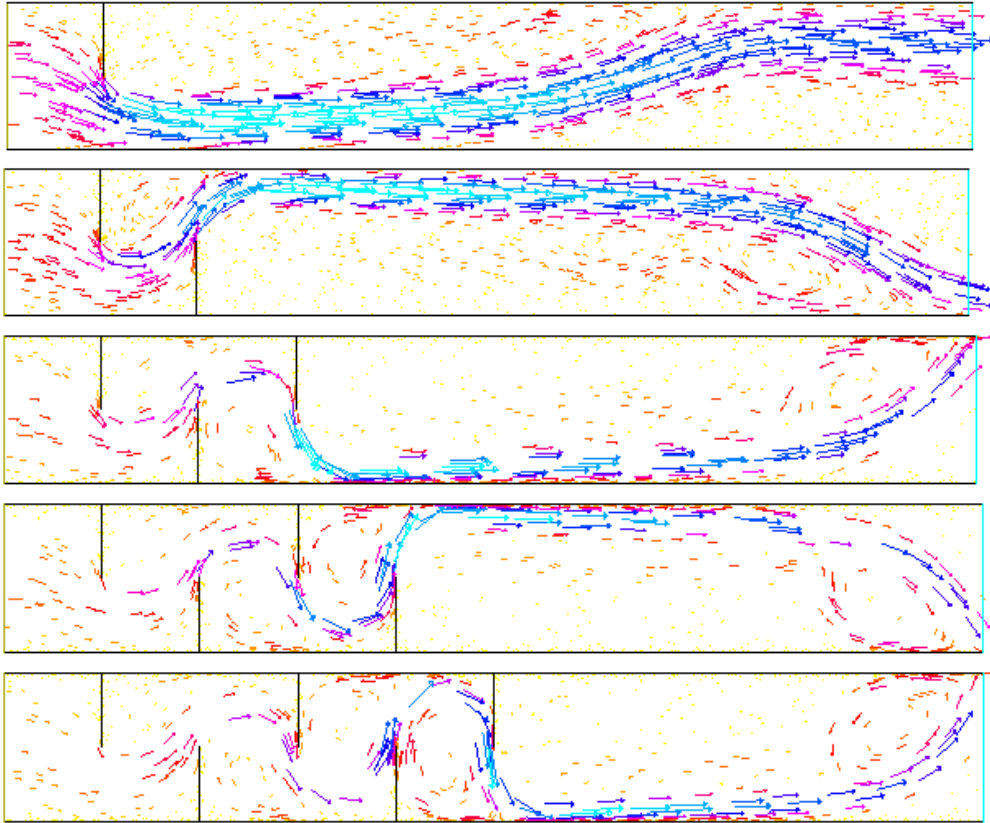
Yerleştirilen engellerin sayısı birden başlayarak birer birer beş engele kadar artırılmıştır. Reynolds sayısının 100 ile 500 arasındaki değerlerinde çalışılmıştır. Kanal içerisindeki tipik hız vektörleri Reynolds sayısının  $Re=100$ , 300 ve 500 olması durumu ve farklı engel sayıları için Şekil 5-7'de verilmiştir. Burada engel yükseklikleri ve engeller arası mesafe sırasıyla 0,075 m ve 0,1 m'dir.



Şekil 5.  $Re=100$  için farklı engel sayılarındaki hız vektörlerinin görünümü.



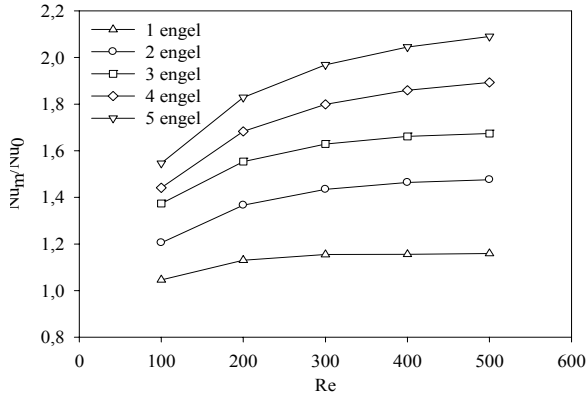
Şekil 6.  $Re=300$  için farklı engel sayılarındaki hız vektörlerinin görünümü.



Şekil 7.  $Re=500$  için farklı engel sayılarındaki hız vektörlerinin görünümü.

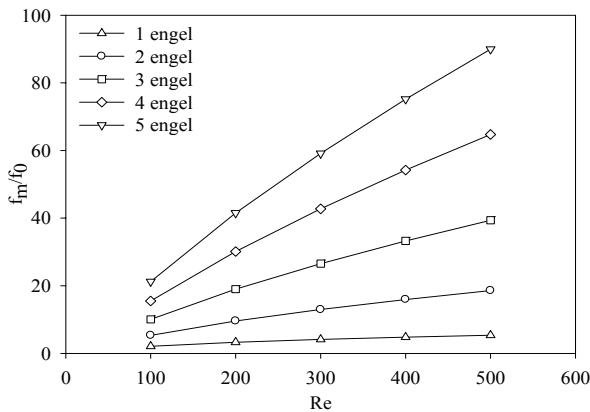
Engellerin önünde ve arkasında sirkülasyonlar gözlenmiştir. Engeller vasıtasıyla akışın kanal içerisinde iyi karışması sağlanmıştır. Böylece ısı transferinin arttığı gözlenmiştir. Ayrıca, artan Reynolds sayısı ile akışkanın kanal içerisinde iyi karıştığı görülmüştür.

Engellerin yerleştirilmesi durumunda elde edilen sayısal çalışma sonuçları düz (engelsiz) kanal için elde edilen sayısal çalışma sonuçları ile normalize edilmiş ve sonuçlar Şekil 8 ve Şekil 9'da verilmiştir. Şekil 8'de farklı engel sayıları için normalize edilmiş ortalama Nusselt sayısının  $Nu_m/Nu_0$  Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. Burada  $Nu_0$  engelsiz durum olan düz kanal içerisindeki ortalama Nusselt sayısıdır. Artan Reynolds sayısı ile ortalama Nusselt sayısının arttığı görülmüştür. Blokaj, akışın hızını artırmakta ve akış yönünü kanal yüzeylerine doğru yönelterek ısı geçişinin artmasına sebep olmaktadır. Bundan dolayı Şekil 8'den görüldüğü üzere sabit Reynolds sayısı için artan engel sayısı ile ortalama Nusselt sayısı artış göstermektedir.



Şekil 8. Farklı engel sayıları için  $Nu_m/Nu_0$ 'ın Re ile değişimi.

Şekil 9'da ise farklı engel sayıları için normalize edilmiş ortalama sürtünme faktörünün  $f_m/f_0$  Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. Görüldüğü üzere sabit Reynolds sayısı için artan engel sayısı ile sürtünme faktörü artış göstermektedir. Ayrıca düz kanal durumunun tersine, kanal içerisinde engellerin olması durumunda sürtünme faktörünün artan Reynolds sayısı ile arttığı görülmüştür.



Şekil 9. Farklı engel sayıları için  $f_m/f_0$ 'ın Re ile değişimi.

Şekil 8 ve Şekil 9'un incelenmesinden görüldüğü gibi kanal içerisinde engel sayısının birden fazla olması

durumunda sürtünme faktörü çok hızlı arttığından dolayı ısı kazancı önemini yitirmektedir.

## SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, hidrodinamik olarak tam gelişmiş ısı olarak gelişmekte olan akış için iki paralel levha arasında kanal yüzeyine akış yönünde çapraz biçimde yerleştirilen engellerin laminer zorlanmış konveksiyon şartlarında akış ve ısı transferi üzerindeki etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Levha yüzeylerine engeller yerleştirilmesi durumunda akışkan daha fazla yüzey ile temas ettiğinden ve karışarak hareket ettiğinden dolayı ısı transferi artış göstermiştir. Ayrıca, ısı transferi artan Reynolds sayısı ve artan engel sayısı ile artmıştır. Sabit Reynolds sayısı için artan engel sayısı ile sürtünme faktörünün de arttığı görülmüştür. Engellerin arkasında ve önünde akışkan sirkülasyonları gözlenmiştir. Reynolds sayısının artan değeri ile sirkülasyonlar artmıştır. Bu sirkülasyonlar konveksiyon ısı transferinin artmasını sağlarken sürtünme faktörünün de artmasına neden olmuştur. Artan sürtünme faktörü ise fan veya pompa gücünün artmasına neden olur. Özellikle birden fazla engel sayıları için sürtünme faktöründeki artışın ısı transferindeki artış ile orantılı olmadığı gözlenmiştir.

## KAYNAKLAR

Acharya, S., Dutta, S., Myrum, T.A. and Baker, R.S., Periodically developed flow and heat transfer in a ribbed duct, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 36 (8), 2069-2082, 1993.

Acharya, S., Dutta, S. and Myrum, T.A., Heat transfer in turbulent flow past a surface-mounted two-dimensional rib, *J. Heat Transfer (Transaction of the ASME)*, 120, 724-734, 1998.

Cheng, C.H. and Huang, W.H., Numerical prediction for laminar forced convection in parallel-plate channels with transverse fin array, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 34 (11), 2739-2749, 1991.

Demirel, D., Çapraz dizilmiş kanatçıklara sahip bir kanal içerisinde akış ve ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2006.

Girault, M., Pettit, D. and Penot, F., Identification of velocity distribution in a turbulent flow inside parallel-plate ducts from wall temperature measurements, *Inverse Problems in Science and Engineering*, 12 (3), 247-262, 2004.

Incropera, F.P. and DeWitt, D.P., *Fundamentals of heat and mass transfer*, 5th edn. John Wiley and Sons, USA, 2002.

Kelkar, K.M. and Patankar, S.V., Numerical prediction of flow and heat transfer in a parallel plate channel with staggered fins, *J. Heat Transfer*, 109, 25-30, 1987.

Tehrani, F.B. and Abadi, M.N., Numerical analysis of laminar heat transfer in entrance region of a horizontal channel with transverse fins, *Int.Comm.Heat Mass Transfer*, 31 (2), 211-220, 2004.

Tsay, Y.L., Chang, T.S. and Cheng, J.C., Heat transfer enhancement of backward-facing step flow in a channel by using baffle installation on the channel wall, *Acta Mechanica*, 174, 63-76, 2005.

Vijayan, P. and Balaji, C., Turbulent forced convection in a parallel plate channel with natural convection on the outside, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 31 (7), 1027-1036, 2004.

Wang, G., Stone, K. and Vanka, S. P., Unsteady heat transfer in baffled channels, *J. Heat Transfer*, 118, 585-591, 1996.

Webb, B. W. and Ramadhyani, S., Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 28, 1679-1687, 1985.

Yuan, Z.X., Tao, W.Q. and Wang, Q.W., Numerical prediction for laminar forced convection heat transfer in parallel-plate channels with streamwise-periodic rod disturbances, *Int. J. Numerical Methods in Fluids*, 28, 1371-1387, 1998.



**Nevzat ONUR**, 1950 Keskin/Kırıkkale doğumludur. İlk ve orta öğrenimini Kırıkkale'de lise öğrenimini Ankara'da tamamladı. MEB burslu olarak ABD'de University of California Davis Makina Mühendisliği Bölümünde lisans eğitimini, Tennessee Technological University'de yüksek lisans ve doktorasını tamamlayarak 1980 yılında Anadolu Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde göreve başladı. 1984-1990 yılları arasında yurtdışında özel sektör ve üniversitede görev yaptı. 1990 yılında Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde göreve başladı. 1992 yılında doçent, 1998 yılında profesör ünvanını aldı. Halen Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde görev yapmaktadır. Evli ve iki çocukludur.



**Oğuz TURGUT**, 1972 Kırşehir doğumludur. İlk, orta ve lise öğrenimini Kırşehir'de tamamladı. Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü mezunudur. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim dalında 1996 yılında yüksek lisans ve 2001 yılında doktora öğrenimini tamamladı. Halen Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde Yrd. Doç. Dr. olarak görev yapmaktadır. Evli ve bir çocukludur.



**Derya DEMİREL**, 1977 İskenderun doğumludur. İlk, orta ve lise öğrenimini İskenderun'da tamamladı. Fırat Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü mezunudur. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim dalında 2007 yılında yüksek lisans öğrenimini tamamladı. Deniz Kuvvetleri Komutanlığında Makine Dizayn Şb. Md. Yrd. olarak görev yapmaktadır.