



L-ŞEKLİNDEKİ BİR OYUK İÇİNDEKİ DOĞAL TAŞINIMLA ISI TRANSFERİNİN SAYISAL ANALİZİ

Hakan F. ÖZTOP, İhsan DAĞTEKİN

Fırat Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 23119/Elazığ

Geliş Tarihi : 26.02.2001

ÖZET

Bu çalışmada, L şeklindeki bir oyukta doğal taşınım ile ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Oyuğun bir tarafı soğuk, diğer taraf ise sıcak olarak alınmıştır. Tavan ve taban kısımları yalıtımlıdır. Doğal taşınım ısı transferini yöneten denklemler, bir sonlu hacim üzerinden integre edilerek tekil denklemler elde edilmiştir. SIMPLEM çözüm algoritmasını kullanan bir bilgisayar programı yapılmıştır. Hesaplamalar, Rayleigh sayısının $10^4 < Ra < 10^6$ değerleri için elde edilmiştir. L şeklinin boyutları değiştirilerek hesaplamalar gerçekleştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler : Doğal taşınım, SIMPLEM algoritma, L biçimli oyuk

A NUMERICAL ANALYSIS OF NATURAL CONVECTION IN A L-SHAPED ENCLOSURE

ABSTRACT

In this study, natural convection in a L-shaped enclosure was investigated numerically. The left hand side of enclosure is cooler than the right hand side of wall. Bottom and top walls are insulated. Governing equations for natural convection have been integrated over a finite control volume to obtain finite difference equations. For the solution a computer program was developed using SIMPLEM algorithm was used. Calculations were performed in the range of $10^4 < Ra < 10^6$ and for different L-shaped dimensions.

Key Words : Natural convection, SIMPLEM algorithm, L shaped enclosure

1. GİRİŞ

Mühendislik uygulamalarında sıcaklık farkının meydana geldiği elemanlar arasında doğal taşınım ile ısı transferinin tespiti tasarım ve işletme açısından önemlidir. Oyuklarda doğal taşınım ile ısı transferi problemlerine, güneş kolektörlerinde, elektronik elemanların soğutulmasında, büyük ölçekli jeofiziksel olaylarda, insan ısı konforunu ve bazı hassas laboratuvar cihazlarının verimliliğini arttırmak amacıyla oda tasarımında rastlanmaktadır.

Seki et al., (1978), düşey cidarları farklı sıcaklıklara maruz, alt ve üst cidarları yalıtımlı boş oyuklar için doğal taşınım ısı transferi problemi deneysel olarak incelenmiş ve farklı parametreler için Nusselt sayısı tespit etmiş ve akım görünüşünü incelemiştir.

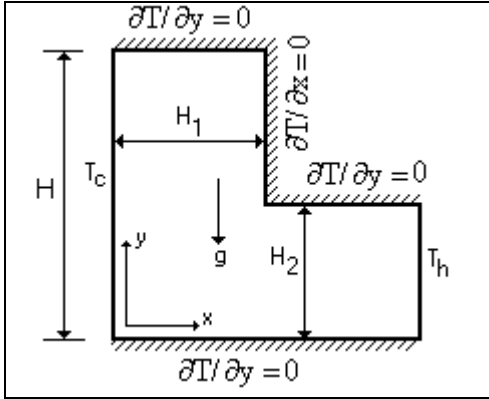
Kısmi olarak bölünmüş kare bir oyukta doğal taşınım problemi ise Acharya ve Jetli, (1990) tarafından incelenmiştir. Oyuğu bölen plakayı oyuk tabanına yerleştirerek, plakanın üç farklı pozisyonu için problemi çözmüş ve yüksek Rayleigh sayılarında ($Ra > 10^{10}$), soğuk duvar boyunca akışta ayrılmanın olduğu sonucunu ortaya koymuşlardır. Bu çalışmada oyuğu bölen elaman ya yüksek iletkenlikli ya da yalıtımlı olarak kabul edilmektedir. Ayrıca literatürde oyuk içerisindeki engellerin oyuktaki doğal taşınım ısı transferine etkilerini farklı konfigürasyonlarda sayısal olarak inceleyen çalışmalar mevcuttur (Lin and Bejan, 1983; Nandell and Grief, 1984; Zimmerman and Acharya, 1987). Bir oyuk içerisinde oyuk açıklığının laminar doğal taşınım ısı transferine etkileri, Gövsa ve Paykoç, (1989) tarafından incelenmiştir. Çalışmada, doğal

taşınım denklemleri girdap akım fonksiyonu (vorticity-stream function) yaklaşımı kullanılarak denklemler sonlu hacim üzerinden integre edilmiştir. Açıklıktan dolayı oyuğun dikdörtgen geometrisinde değişimler meydana gelmiştir. Sonuç olarak çalışmada tüm açıklık değerleri için sıcaklık eş eğrilerinin yatay bir konum aldığı görülmüştür. Türkoğlu ve Yücel, (1996) içerisi iletken bölmelerle ayrılmış oyuklarda doğal taşınım ısı transferini sayısal olarak incelemiştir.

Literatürdeki çalışmalar genellikle dikdörtgen ya da kare kesitli oyuk geometrilerinde yapılmıştır. Bu çalışmanın amacı, oyuğun üst köşesine yerleştirilen bir engelle L-şekline gelen oyukta doğal taşınım ısı transferini incelemek ve bazı parametrelerin etkisini araştırmaktır. Bu amaçla kullanılan oyuğun kenarlarından biri soğuk, diğeri ise sıcak kabul edilmiştir. L biçimli oyuğu çevreleyen diğer cidarlar için yalıtım sınır şartı uygulanmıştır.

2. PROBLEMİN FORMÜLASYONU VE ÇÖZÜM METODU

L biçimli oyuk için fiziksel model, koordinat sistemi ve sınır şartları Şekil 1'de verilmiştir. Sürekli rejimde doğal taşınım için geçerli denklemler aşağıdaki gibidir:



Şekil 1. L Biçimli oyuk geometrisi ve koordinat sistemi

Süreklilik denklemi :

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

x-momentum denklemi :

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

y-momentum denklemi :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = g\beta(T - T_\infty) - \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

Enerji denklemi :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

Denklemlerin çözümü için kontrol hacim esaslı sonlu farklar metodu kullanılmıştır. Diferansiyel denklemler şaşırtmasız (non-staggered) grid dağılımı kullanılarak sonlu hacim üzerinden integre edilmiş ve cebirsel denklemler elde edilmiştir. Şaşırtmasız grid dağılımının en önemli ve sayısal çalışmalara kolaylık sağlayan üstünlüğü; hız, sıcaklık ve basınç gibi bağımlı değişkenlerin tek bir noktada depolanmasıdır. Cebirsel denklemlerin çözümü için TDMA (Three Diagonal Matrix Algorithm) kullanılmıştır. SIMPLEX (Semi-implicit method for pressure linked equation modified) çözüm algoritması kullanılarak bir bilgisayar programı yapılmış ve çözüm elde edilmiştir.

3. İNCELENEN GEOMETRİ VE SINIR ŞARTLARI

İncelenen problemin fiziksel geometrisi ve sınır şartları tanımlanmıştır. Sınır şartları Şekil 1'de verildiği gibidir.

$$u(0,y) = 0, v(0,y) = 0, T = T_c, 0 \leq y \leq H \quad (5)$$

$$u(H,y) = 0, v(H,y) = 0, T = T_h, 0 < y < H_1 \quad (6)$$

$$u(H_2,y) = 0, v(H_2,y) = 0, \frac{\partial T}{\partial x} = 0, H_1 < y < H \quad (7)$$

$$u(x,H) = 0, v(x,H) = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0, 0 < x < H_2 \quad (8)$$

$$u(x,H_1) = 0, v(x,H_1) = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0, H_2 < x < H \quad (9)$$

$$u(x,0) = 0, v(x,0) = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (10)$$

3. 1. Sayısal Metod

ϕ 'nin hız, basınç, sıcaklık gibi herhangi bir bağımlı değişkeni temsil ettiğini kabul ederek, aşağıdaki denklem yazılabilir.

$$\rho \left[\frac{\partial}{\partial x}(u\phi) + \frac{\partial}{\partial y}(v\phi) \right] - \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) \right] = S_\phi \quad (11)$$

Denklem (6), aşağıda verilen sonlu kontrol hacim üzerinden integre edilirse, aşağıdaki biçimini alır.

$$F_e^u \phi_e - F_w^u \phi_w + D_e \phi_P - D_e \phi_E + D_w \phi_P - D_w \phi_W + F_n^v \phi_n - F_s^v \phi_s + D_n \phi_P - D_n \phi_N + D_s \phi_P - D_s \phi_S = S_\phi \Delta x_{ew} \Delta y_{ns} \quad (12)$$

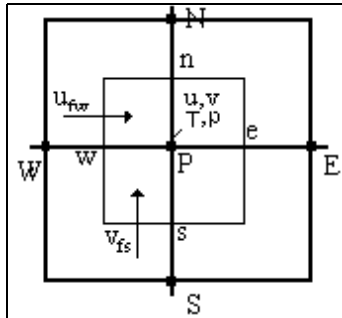
Burada, taşınım terimleri $F = \rho \phi \Delta y$ ve difüzyon terimi $D = \Gamma \Delta x / \Delta y$ olarak alınır ve difüzyon terimleri için merkezi farklar yaklaşımı, taşınım terimleri için PLDS yaklaşım metodu kullanılarak elde edilen genel katsayılar aşağıdaki gibi verilir [11].

$$\begin{aligned} a_E^\phi &= \left\| -F_e^u, 0 \right\| + D_e A(P_e) \\ a_W^\phi &= \left\| F_w^u, 0 \right\| + D_w A(P_w) \end{aligned} \quad (13.a.b)$$

$$\begin{aligned} a_N^\phi &= \left\| -F_n^v, 0 \right\| + D_n A(P_n) \\ a_S^\phi &= \left\| F_s^v, 0 \right\| + D_s A(P_s) \end{aligned} \quad (14.a.b)$$

$$a_P^\phi = a_E^\phi + a_W^\phi + a_S^\phi + a_N^\phi - S_\phi \quad (15)$$

şeklinde verilir. Akış problemlerinin sayısal çözümünde basınç önemli bir güçlük olarak karşımıza çıkmaktadır. Literatürde basınç çözümünü farklı metodlarla elde edilebilmektedir. Bu çalışmada, basınç denklemi için süreklilik denklemi Şekil 2 'de verilen kontrol hacmi üzerinden integre edilerek elde edilmiş, basınç katsayıları ve ayrıştırılmış basınç denklemi aşağıda verilmiştir. Basınç denkleminin elde edilmesi için detaylı bilgi verilmiştir (Patangar, 1980).



Şekil 2. Şaşırtmasız grid dağılımı

3. 1. 1. Basınç katsayıları

$$a_E^P = \frac{(\Delta y)^2}{a_e^u}, \quad a_W^P = \frac{(\Delta y)^2}{a_w^u}$$

$$a_N^P = \frac{(\Delta x)^2}{a_n^v}, \quad a_S^P = \frac{(\Delta x)^2}{a_s^v} \quad (16.a.b.c.d)$$

$$b = \left[(\rho r^j \hat{u})_w - (\rho r^j \hat{u})_e \right] \Delta y + \left[(\rho r^j \hat{v})_n - (\rho r^j \hat{v})_s \right] \Delta x \quad (17)$$

basınç için ayrıştırılmış denklem,

$$a_P^P P_P = a_E^P P_E + a_W^P P_W + a_N^P P_N + a_S^P P_S + b \quad (18)$$

şeklinde elde edilir.

3.1. 2. Nusselt Sayısının Hesabı

Düsey duvar için yerel Nusselt sayısı, Nu_y ,

$$Nu_y = -H \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{\text{cidar}} / (T_h - T_c) \quad (19)$$

eşitliği ile hesaplanır. Ortalama Nusselt sayısı \overline{Nu}_y ise aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\overline{Nu}_y = \frac{1}{H} \int_0^1 Nu_y dy \quad (20)$$

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

L şeklindeki bir oyuk geometrisi için doğal taşınımı yöneten diferansiyel denklemlerin çözümü yapılarak sonuçlar elde edilmiştir. Sonuçlar L biçimli oyukun farklı konfigürasyonları ve farklı Rayleigh sayısının 10^4 , 10^5 ve 10^6 değerleri için yapılmıştır ve Rayleigh sayısı,

$$Ra = g\beta H^3 (T_h - T_c) / (\nu\alpha) \quad (21)$$

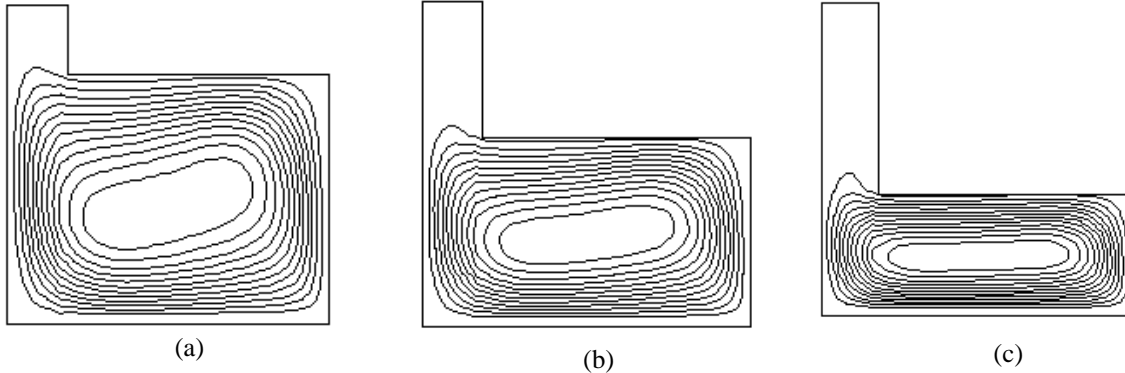
olarak alınmıştır.

Yapılan sayısal çalışma ile ilgili olarak deneysel veya sayısal bir çalışma temin edilemediğinden ortalama Nusselt sayısı sonuçları Zhong et al. (1985), tarafından yapılan çalışma ile karşılaştırılmıştır. Zhong et al. (1985)'in çalışmasında sağ cidarı yüksek sıcaklıklı, sol cidarı düşük sıcaklıklı, alt ve üst cidarları yalıtımlı boş oyuk geometrisi için sayısal sonuçlar elde edilmiştir.

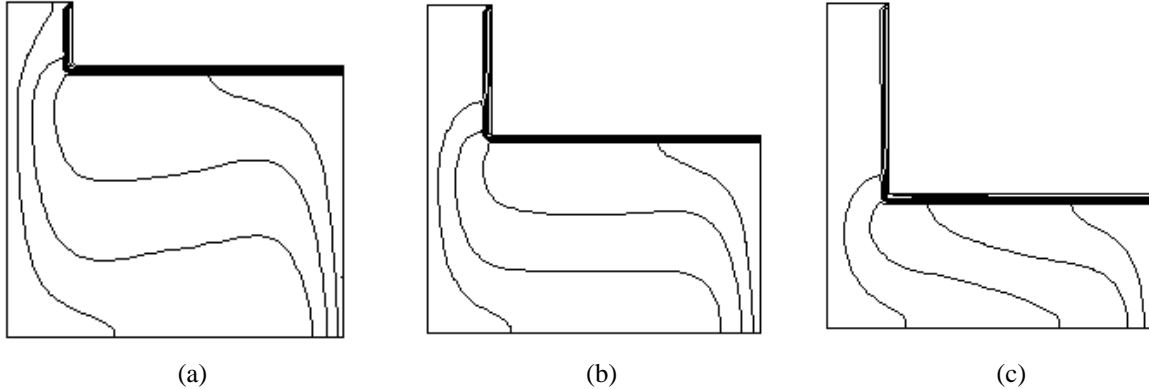
Mevcut çalışma boş kare oyuk geometrisine çevrilmiş aynı şartlar sağlanarak Nusselt sayılarının değerleri test edilmiştir. Sonuçta Zhong et al., (1985)'ün çalışmasında $Ra = 10^4$ için Nusselt sayısı yaklaşık 2 bulunurken, mevcut çalışmada, 2.12, $Ra = 10^5$ için 4.23, bulunurken mevcut çalışmada, 4.3 bulunmuştur.

Çalışmada sonuçlar akım çizgileri, sıcaklık eş eğrileri ve Ortalama Nusselt sayısının değişimleri olarak grafikler halinde verilmiştir. Akım çizgileri ve sıcaklık eş eğrileri $Ra = 10^5$ için gösterilmiş diğer Rayleigh sayıları için de hesaplamalar yapılmış ancak sonuçlar sadece ortalama Nusselt sayısının değişimi olarak ifade edilmiştir.

Şekil 3'de, $H_1/H = 1/5$ için sırasıyla $H_2/H = 4/5, 3/5$ ve $2/5$ oranlarında akım çizgileri verilmiştir. Yuğun geniş bölgesinin alt kısmında sirkülasyon merkezinin olduğu görülmektedir. Oyuğun y yönündeki mesafesi azaldıkça sirkülasyon bölgesi uzunluğunun arttığı göze çarpmaktadır. x yönündeki mesafe çok küçük olduğundan dolayı, akışkan x yönündeki aralığa doğru çok az miktarda ilerlemektedir. Şekil 4'de bir önceki şekillerdeki aynı oranlar için sıcaklık eş eğrileri görülmektedir. Oyuğun sıcak duvar uzunluğu azaldıkça sıcaklık eş eğrileri aralıklı olarak gözükmekte ve büyük düşey kısmın başlangıç noktasına kadar devam etmektedir. $H_1/H = 1/5$ ve $H_2/H = 3/5$ için sıcaklık eş eğrileri oyuğun belli bir bölgesinde alt ve üst cidara paralel olarak gitmektedir. Oyuğun hacmi küçüldükçe sıcaklık eş eğrilerinin yukarı doğru kaydığı görülmektedir.



Şekil 3. a) $H_2/H = 4/5$, b) $H_2/H = 3/5$, c) $H_2/H = 2/5$ için akım çizgileri ($H_1/H = 1/5$, $Ra = 10^5$)



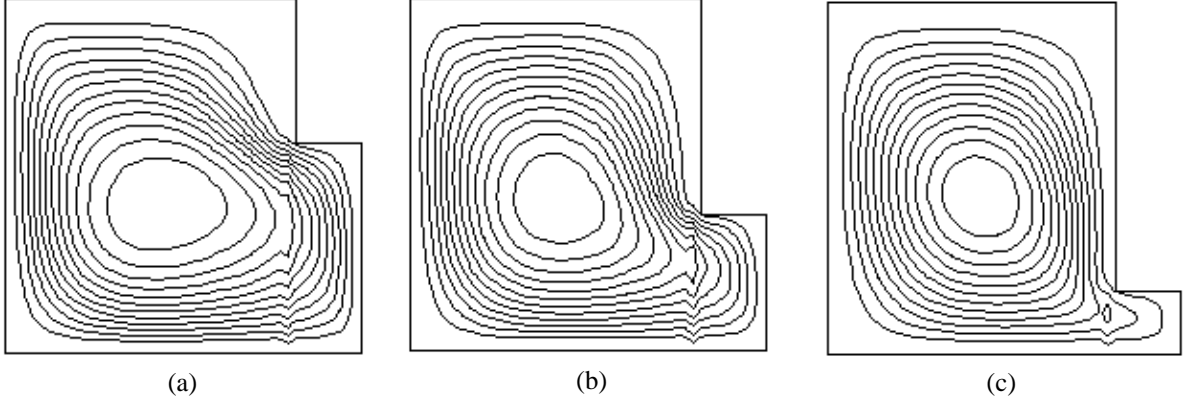
Şekil 4. a) $H_2/H = 4/5$, b) $H_2/H = 3/5$, c) $H_2/H = 2/5$ için sıcaklık eş eğrileri ($H_1/H = 1/5$, $Ra = 10^5$)

Şekil 5'de, $H_1/H = 4/5$ sabit değeri için, sırasıyla, $H_2/H = 3/5, 2/5$ ve $1/5$ değerlerinde akım çizgilerini vermektedir. Burada, oyuk içerisinde gelişen sirkülasyon merkezi oyuğun hemen hemen orta noktasında yer almaktadır. y mesafesi küçüldükçe, oyuk yaklaşık daire şekline dönüşmekte ve çapı küçülmektedir. Ancak, geometrik oranlardaki değişim, sirkülasyon merkezinin yerini etkilememektedir. Aynı oranlar için sıcaklık eş

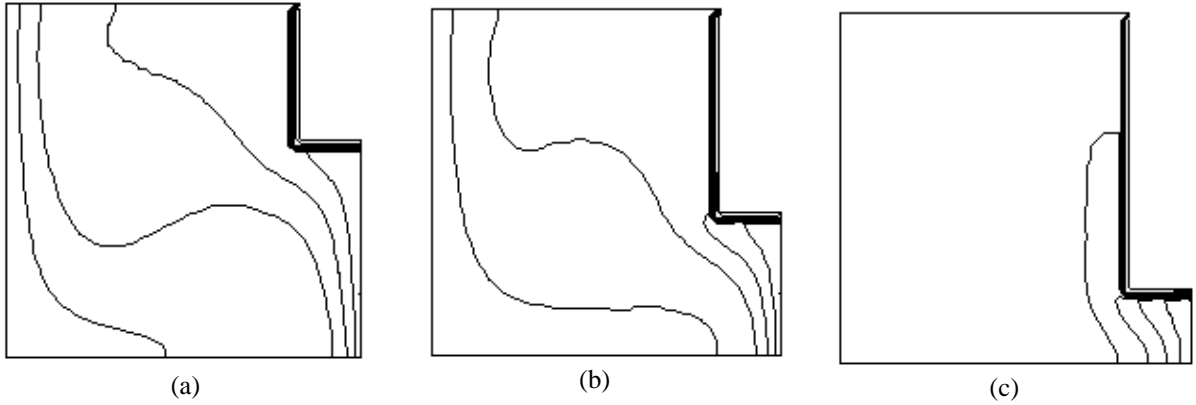
eğrileri, Şekil 6'da gösterilmiştir. y mesafesinin küçük değerleri için sıcak bölge uzunluğu az olduğundan sıcaklık eş eğrileri soğuk cidara kadar uzanamamaktadır. Büyük y oranlarında sıcaklık eş eğrileri arasındaki mesafe artmaktadır. Şekil 7, $H_1/H = 2/5$ ve H_2/H 'ın farklı değerleri için akım çizgileri verilmiştir. $H_2/H = 4/5$ değerinde sirkülasyon uzunluğu x eksenini yönünde genişlerken, aynı x oranı için $H_2/H = 1/5$ değerinde sirkülasyon

uzunluğu y ekseninde uzamaktadır. Aynı şekilde sirkülasyon merkezinin y yönündeki yeri daralan hacimle beraber aşağıya doğru kaymaktadır. Çünkü üst bölgeye doğru ilerler ve sirkülasyon

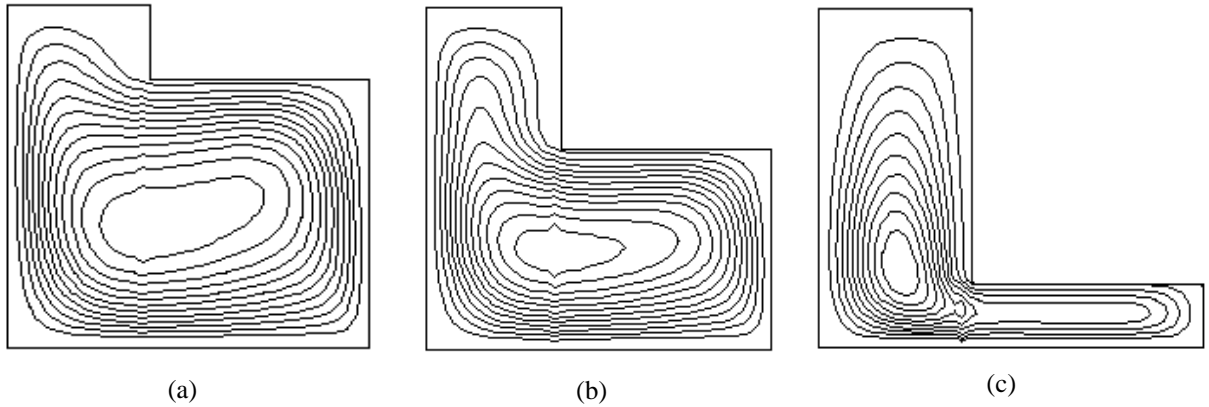
uzunluğu da bu yöne doğru gelişmeye başlar. $H_2/H = 3/5$ oranında x ekseninde uzayan sirkülasyon merkezi uzunluğu oyuk hacmi küçüldüğünden dolayı daha da kısalmaktadır.



Şekil 5. a) $H_2/H = 3/5$, b) $H_2/H = 2/5$, c) $H_2/H = 1/5$ için akım çizgileri ($H_1/H = 4/5$, $Ra = 10^5$)



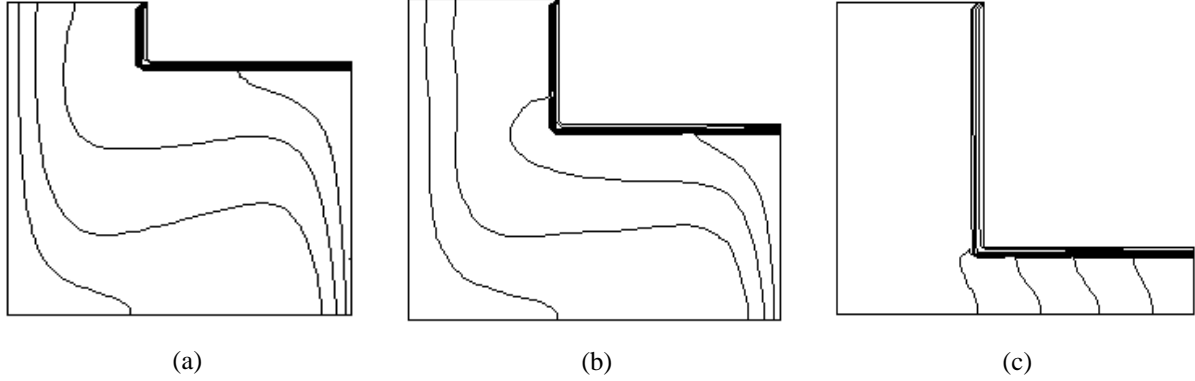
Şekil 6. a) $H_2/H = 3/5$, b) $H_2/H = 2/5$, c) $H_2/H = 1/5$ için akım çizgileri ($H_1/H = 4/5$, $Ra = 10^5$)



Şekil 7. a) $H_2/H = 4/5$, b) $H_2/H = 3/5$, c) $H_2/H = 1/5$ için akım çizgileri ($H_1/H = 2/5$, $Ra = 10^5$)

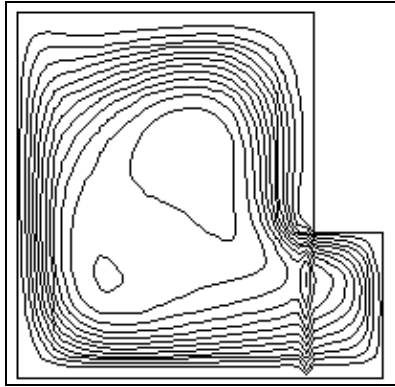
H_1/H 'ın $3/5$ değeri için $H_2/H = 2/5, 3/5$ ve $4/5$ değerlerinde L-biçimli oyukta doğal taşınım ile akış hareketini ifade etmek için akım çizgileri verilmiştir (Şekil 8). Oyuk hacmi arttıkça ısı transfer miktarı artmaktadır. Sirkülasyon merkezi giderek sağ cidara doğru yaklaşmaktadır. En büyük hacimde en büyük sirkülasyon uzunluğu elde edilmektedir. y yönünde

meydana gelen değişim sirkülasyon merkezinin y yönündeki yerini etkilememektedir. Aynı oranlar için sıcaklık eş eğrilerine bakıldığında hacim arttıkça soğuk cidar kenarındaki sıcaklık eş eğrilerinin de sıklaştığı göze çarpmakta ve artan hacimle sıcaklık eş eğrilerinin daha yatay bir konum aldığı görülmektedir.

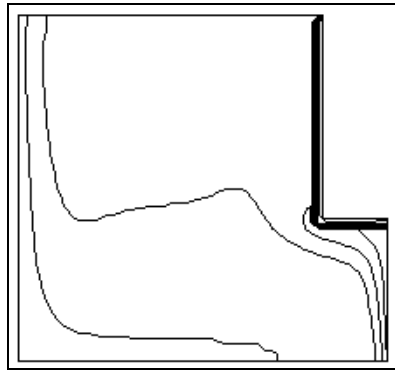


Şekil 8. a) $H_2/H = 4/5$, b) $H_2/H = 3/5$, c) $H_2/H = 1/5$ için sıcaklık eş eğrileri ($H_1/H=2/5, Ra=10^5$)

Şekil 9 ve 10'da $H_1/H = 4/5, H_2/H = 2/5$ ve $Ra = 10^6$ için sırasıyla akım çizgileri ve sıcaklık eş eğrileri verilmiştir.

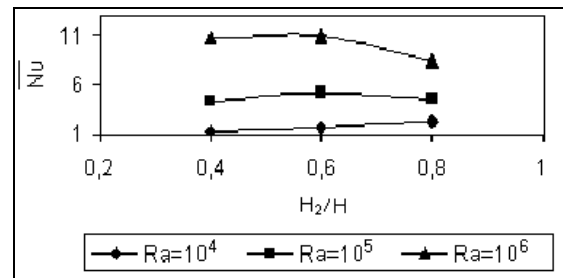


Şekil 9. $H_1/H = 4/5, H_2/H = 2/5, Ra = 10^6$ için akım çizgileri

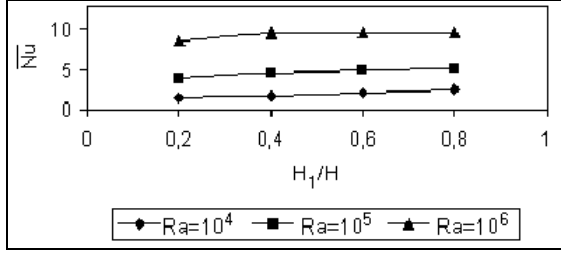


Şekil 10. $H_1/H = 4/5, H_2/H = 2/5, Ra = 10^6$ için akım çizgileri

Şekil 11'de farklı Rayleigh sayıları için, H_2/H değerlerine karşılık gelen ortalama Nusselt sayısı değerleri verilmiştir. Özellikle yüksek Rayleigh sayısı değerlerinde ve yüksek H_2/H oranında ortalama Nusselt sayısının bir azaldığı görülmektedir. Bu durumda taşınım ile ısı transferi etkili olduğundan H_2/H oranı ısı transferini etkilemektedir. Normal şartlarda oyuk problemlerinde (Üst duvar ve alt duvar izoleli, düşey duvarlar farklı sıcaklıklara sahip) ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile artması beklenir. Bu durumda, L-şeklindeki geometrinin H_2/H oranının artması ısı transferini etkilediği ve ısı transferini engellediği tespit edilmiştir. Şekil 12'de ise, L biçimli oyuk hacminin x doğrultusunda genişletilip daraltılmasının Ortalama Nusselt sayısı üzerine etkileri verilmiştir. Oyuğun x doğrultusunda yer değiştirmesinin ortalama Nusselt sayısını aşırı ölçüde etkilemediği ancak, artan Rayleigh sayısına bağlı olarak ortalama Nusselt sayılarında da artış olduğu tespit edilmiştir.

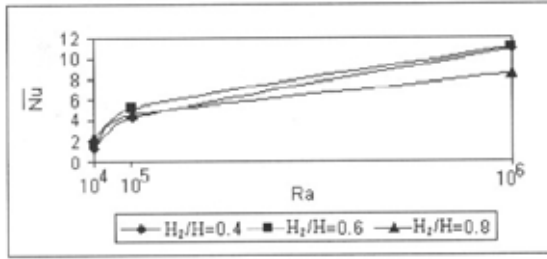


Şekil 11. Sıcak cidar boyunca ortalama Nusselt sayılarının değişimi ($H_1/H=0.4$)



Şekil 12. Sıcak cidar boyunca ortalama Nusselt sayılarının değişimi ($H_2/H = 0.4$)

Şekil 13'de Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre farklı H_2/H için değişimi verilmiştir. Bu Şekil, Şekil 11 ile aynıdır. Bu nedenle, yukarıdaki yorumlar bu şekil için de geçerlidir. Şekilde de görüldüğü gibi Rayleigh sayısı arttıkça Nusselt sayısı artmaktadır. Özellikle yüksek Rayleigh sayısı ve H_2/H oranında ortalama Nusselt sayısı düşmektedir. Geometrinin farklı konumlarındaki Nusselt sayısının hesabı için yapılan hesaplamada en küçük kareler metodu kullanılmış (Excel programı yardımıyla) ve Nu - Ra ilişkisini veren denklem aşağıdaki gibi elde edilmiştir.



Şekil 13. Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi

$$Nu = 0.187Ra^{0.276} \quad (22)$$

5. SONUÇ

L şeklindeki bir oyuk içerisinde doğal taşınım problemi sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada, geometrik oranların ve Rayleigh sayısının oyuk içerisindeki doğal taşınım ısı transferi ve sıcaklık dağılımına olan etkisi incelenmiştir. Şaşırtmasız grid dağılımının doğal taşınımı yöneten diferansiyel denklemlerin sayısal çözümünde büyük kolaylık sağladığı görülmüştür. L burnunun yüksekliğinin (H_2/H) oyuk içerisindeki akış hareketi ve sıcaklık dağılımını aşırı ölçüde etkilediği görülürken oyuk genişliğinin aynı etkiyi meydana getirmediği tespit edilmiştir. Özellikle, yüksek Rayleigh sayılarında ve yüksek H_2/H oranında ortalama Nusselt sayısında bir azalma olduğu dolayısıyla ısı transferini de etkilediği tespit edilmiştir.

6. SEMBOLLER

- b : Kaynak terimi
- g : Yerçekimi ivmesi, m/s^2
- Gr : Grashof sayısı
- H : Oyuk yüksekliği, m
- H_1 : L oyuk için üst kısım genişliği, m
- H_2 : L oyuk için alt kısım yüksekliği, m
- k : Isı iletim katsayısı, W/mK
- \overline{Nu} : Ortalama Nusselt sayısı
- Nu_y : Yerel Nusselt sayısı
- P : Basınç, N/m^2
- Pr : Prandtl sayısı
- Ra : Rayleigh sayısı
- T : Sıcaklık, K
- T_∞ : Referans sıcaklık, K
- T_c : Soğuk duvar
- T_h : Sıcak duvar
- u : x-yönündeki hız, m/s
- v : y-yönündeki hız, m/s
- x,y : koordinatlar
- \overline{Nu} : Ortalama Nusselt sayısı
- β : Isıl genleşme katsayısı, $1/K$
- ν : Kinematik viskozite, m^2/s
- Γ : Genel difüzyon katsayısı
- α : Isıl yayılım katsayısı, m^2/s

7. KAYNAKLAR

- Acharya, S., Jetli, R. 1990. Heat transfer due to buoyancy in a partially divided square box, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 33, (5), 931-942.
- Gövsa, C., Paykoç, E. 1989. Bir oyuk içerisinde laminar doğal taşınım ile ısı transferi, *Isı Bilimi ve Tekniği 7. Ulusal Kongresi Bildiri Kitabı*, 591-602.
- Lin, N. N., Bejan, A., 1983. Natural convection in a partially divided enclosure, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 26 (12), 1867-1878.
- Nansteel, M.W., Greif, R., 1984. An Investigation of natural convection in enclosures with two- and three-dimensional partitions, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 27 (4), 561-571.
- Patangar, S.V., 1980. *Numerical Heat Transfer and fluid flow*, Hemisphere, Newyork.
- Seki, N., Fukusako, S., Inaba, H. 1978. *Bulletin of the JSME*, 21 (152), 246-253.
- Turkoglu, H., Yucel, N, 1996. Natural Convection Heat Transfer in Enclosures With Conducting

Multiple Partitions and Side Walls, Heat and Mass Transfer, (31), 1-8.

(137), 133-138.

Zhong, Z.Y., Yang, K.T., Lloyd, J. R. 1985. Variable Property Effects in Laminar Natural Convection in a Square Enclosure, J. Heat Transfer,

Zimmerman, E., Acharya, S. 1987. Free Convection Heat Transfer in a Partially Divided Vertical Enclosure With Conducting and Walls, Int. J. Heat Mass Transfer, 30 (2), 319-331.