

KISMİ AÇIK VE EĞİMLİ HACİMLERDE DOĞAL KONVEKSİYONUN SAYISAL İNCELENMESİ

Ayla DOĞAN, Serhat BAYSAL^a ve Şenol BAŞKAYA^{a,b}

Makina Mühendisliği Bölümü, Akdeniz Üniversitesi, 07058 Kampüs, Antalya ayladogan@akdeniz.edu.tr

^aMakina Müh. Bölümü, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Gazi Üniversitesi, 06570 Maltepe, Ankara

^bbaskaya@gazi.edu.tr

(Geliş/Received: 28.02.2008; Kabul/Accepted: 04.08.2008)

ÖZET

Bu çalışmada, sürekli şartlarda ısıtılan bir hacimde meydana gelen laminar doğal konveksiyonla ısı transferi, üstten açık konumda, farklı ısı akılarında (q''), farklı açıklık oranlarında (AO), farklı eğim açılarında (EA) ve farklı geometrik oranlarda (GO) ele alınarak, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Isıtılan hacmin bir kenarına sabit ısı akısı uygulanmış, diğer bütün kenarları yalıtılmıştır. Problem iki boyutlu olarak ele alınmış, kütle, momentum ve enerjinin korunumunu temsil eden denklemler, uygun sınır şartları kullanılarak sayısal olarak çözülmüştür. Elde edilen sonuçlara göre açıklık oranının artması ve bununla birlikte eğim açısının azalması ile ortalama Nusselt sayısının arttığı ($Nu_{Hort.}$), ortalama yüzey sıcaklığının azaldığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Doğal konveksiyon, açıklık oranı, geometrik oran.

NUMERICAL INVESTIGATION OF NATURAL CONVECTION IN PARTIALLY OPEN AND TILTED CAVITIES

ABSTRACT

In this study, the investigation of the steady state laminar natural convection heat transfer inside a cavity under different heat fluxes (q''), different opening ratios (OR), different tilt angles (TA), and different cavity aspect ratios (AR), for top opening position, was performed using Computational Fluid Dynamics (CFD). One side of the cavity is subjected to a uniform heat flux and all other sides of the cavity are assumed to be perfectly insulated. The equations of conservation of mass, momentum and energy were solved using adequate boundary conditions. According to the results obtained, average Nusselt number ($Nu_{H,avg.}$) increases and the average wall temperature decreases, with increase in opening ratio and decrease in tilt angle.

Keywords: Natural convection, opening ratio, aspect ratio.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Doğal konveksiyonla ısı transferinde akış hızları genellikle küçük olduğundan, konveksiyonla ısı geçişi de yavaştır ve belki de bu nedenle, doğal konveksiyonla ısı geçişi az önemsenir. Oysa farklı yollarla ısı geçişinin olduğu birçok uygulamada, doğal konveksiyon ısı geçişine en büyük direnci oluşturur ve bu nedenle sistemin tasarımında veya performansında önemli rol oynar.

Bu çalışmada, literatürde sayısal olarak henüz incelenmemiş geometri ve sınır şartlarında doğal

konveksiyonla ısı transferi yarı kapalı bir hacim ele alınarak incelenmiştir. Bu tür sistemlerin, elektronik sistemlerde, güneş kolektörlerinde ve oda ısıtması gibi daha birçok alanda uygulandığı bilinmektedir. Costa [1], yapmış olduğu çalışmada dikdörtgen şeklinde kapalı alanlara ayrılmış farklı ısılardaki dik duvarlarda, laminar doğal konveksiyonla gerçekleşen ısı transferini incelemiş ve bir yöntem önermiştir. Geliştirilen yöntemde, dikey duvarlara sahip dikdörtgen şeklindeki kapalı ortamda, doğal konveksiyonda etkin Nusselt sayısının değerini belirlemek amaçlanmıştır. Aydın ve arkadaşları [2], yan duvarlardan biri sabit sıcaklıkta ısıtılırken, üst

duvarı sabit sıcaklıkta soğutulan, diğer duvarları yalıtılmış kapalı bir ortamda doğal konveksiyonla gerçekleşen ısı transferini iki boyutlu olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında akım fonksiyon-vortisite fomülasyonunu kullanmışlardır. Rayleigh sayısının (10^3 - 10^7) ve geometrik oranın (0.25, 0.50, 1.0, 2.0 ve 4.0), akışa ve enerji nakline etkilerini incelemişlerdir.

Polat ve Bilgen [3], derin olmayan, bir tarafı açık eğimli ortamda doğal konveksiyonu Rayleigh sayısının 10^3 ve 10^{10} arasındaki değerleri ve geometrik oranın 1-0.125 arasındaki değerleri için sayısal olarak incelemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlarda akış ve ısı transferinin, Rayleigh sayısı, geometrik oran ve eğim açısından fazlasıyla etkilendiğini görmüşlerdir.

Salat ve arkadaşları [4], havayla doldurulmuş kapalı hacimde, türbülanslı doğal konveksiyonla ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Yüksekliği $H=1$ m, genişliği $W=H$ ve derinliği $D=0.32H$ olan hacimde, Rayleigh sayısının 1.5×10^9 değerinde, aktif dikey duvarlar arasındaki sıcaklık farkı 15 K alınarak çalışmalar yapılmıştır. Deneysel çalışmalarda sıcaklıklar $25\mu\text{m}$ mikro-ısı ölçümlerle, hızlar ise Laser-Doppler Anemometry ile ölçülmüştür. Sayısal çalışmalar, iki ve üç boyutlu geniş Eddy çözümlenmesi (LES) ve direkt sayısal çözümlenme (DNS) ile yapılmıştır. Arcidiacono ve arkadaşları [5], geometrik oranı 1 olan, yan yüzeyleri sabit sıcaklıkta, alt ve üst yüzeyleri yalıtılmış kapalı bir ortamda, doğal konveksiyonla gerçekleşen ısı transferini Prandtl sayısının 0.0321 ve Grashof sayısının $10^5 - 10^9$ arasındaki değerleri için, iki boyutlu ve sayısal olarak incelenmişlerdir.

Chang ve Tsay [6], yapmış oldukları çalışmada, sol alt kısmı basamaklı olan ve basamağın dik kenarı sabit sıcaklıkta, diğer kenarları yalıtılmış kapalı bir ortamda doğal konveksiyonla gerçekleşen ısı transferi iki boyutlu ve sayısal olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada, Rayleigh sayısının, Prandtl sayısının ve kapalı ortamın geometrik boyutunun akışın yapısına ve ısı transferine etkileri detaylı olarak incelenmiştir. Nithyadevi ve arkadaşları [7], kısmi olarak ısıtılmış hareketli duvarlı dikdörtgen bir ortamda gerçekleşen doğal konveksiyonu sayısal olarak incelemişlerdir. Sol taraftaki hareketli yüzey, sağ taraftakinden daha yüksek sıcaklıkta tutulmuş, hareketsiz olan alt ve üst yüzey yalıtılmıştır. Hareketli yüzeylerin dokuz farklı konumu için çalışmalar yapılmıştır.

Elsayed ve Chakroun [8], kare geometri, farklı eğim açılarına sahip açık hacimlerin, ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada, çevre ve kapalı ortam arasındaki ortalama ısı transfer katsayısının belirlenmesi için, dört farklı geometrik düzende (yan duvarın üstten açık, alttan açık, merkezden açık ve tamamen açık olma durumu) farklı

açıklık oranlarında (0.25, 0.50 ve 0.75) ve farklı eğim açılarında (-90^0 ile 90^0 arasında 15^0 artırarak) çalışmalar yapılmıştır.

Bilgen ve Öztop [9], kısmi açık kare şeklindeki hacimlerde doğal konveksiyonla gerçekleşen ısı transferini sayısal olarak, sürekli şartlarda ve iki boyutlu incelemişlerdir. Yaptıkları parametrik çalışmada, 10^3 ile 10^6 arasındaki Rayleigh sayılarında, 0.25 ve 0.75 arasındaki boyutsuz açıklık oranlarında, açıklık konumu altta ortada ve yukarda olmak üzere ve eğim açısı 0^0 ile 120^0 arasında alınarak çalışmalar yapılmıştır. Yapılan diğer bir çalışma ise Kasayapanand [10] tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, elektrik, akış ve sıcaklık bölgeleri arasındaki etkileşim hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi ile çözülmüştür. Elde edilen sonuçlarda, akış ve ısı transferindeki artışların Rayleigh sayısının fonksiyonuna bağlı olarak azaldığı görülmüştür.

Müftüoğlu ve Bilgen [11] en uygun şekilde konumlandırılmış ayrıık ısı kaynaklı kare şeklindeki açık bir oyukta doğal konveksiyonla gerçekleşen ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Ra sayısı için 10^3 ve 10^7 arasında ki değerler alınmış, geometrik oran $H/L=1$, ısıtıcı boyutları (h/L) 0.05 ve 0.20 arasında, ısıtıcı sayısı 1 ila 3 arasında değiştirilerek çalışmalar yapılmıştır.

Bu çalışmada, literatürden farklı olarak, iki boyutlu sürekli laminar akış şartlarında, bir yüzeyine sabit ısı akısı uygulanmış, diğer yüzeyleri yalıtılmış kısmi açık hacimlerden doğal konveksiyonla gerçekleşen ısı transferi sayısal olarak incelenmiş olup, çalışma farklı ısı akılarında ($q''=10-480$ W/m²), farklı açıklık oranlarında ($AO=0.25, 0.50, 0.75$), farklı eğim açılarında ($\theta=-10^0, 0^0, 10^0$) ve farklı geometrik oranlarda ($GO=1, 0.75, 0.50$) gerçekleştirilmiştir.

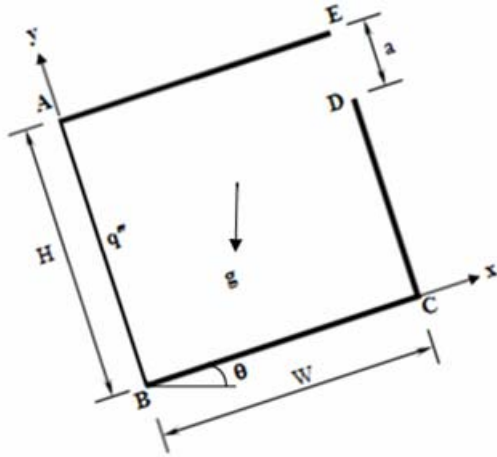
2. ANALİZ (ANALYSIS)

Teorik yaklaşımla ilgili tüm bilgiler ve ayrıntılar aşağıda ayrı ayrı alt bölümler olarak sunulmuştur.

2.1. Temel denklemler (Governing equations)

Problemi tanımlayan temel denklemlerin çözümünde, sürekli şartlar dikkate alınmıştır. Böylece zamana bağlı terimler atılmış ve bağımsız değişken sayısı azaltılmıştır. Şekil 1'de, kullanılan koordinat sistemi ve fiziksel model görülmektedir. İncelenen hacmin bir yüzeyine sabit ısı akısı uygulanmış, diğer yüzeyler yalıtılmıştır. Çevre ile incelenen hacim arasında gerçekleşen ısı transferini etkileyen geometrik parametreler, geometrik oran ($GO=H/W$), açıklık oranı ($AO=a/H$) ve eğim açısı (EA) dır.

Denklemlerin çözümlerinde, çözümü kolaylaştırmak için bazı yaklaşımlar kullanılır. Bunlardan biri de



Şekil 1. Problemden kullanılan geometri ve koordinat sistemi (Geometry of partially open cavity and coordinate system used)

Boussinesq yaklaşımıdır. Bu yaklaşımda kütle kuvvetindeki yoğunluk değişimi hariç, diğer bütün akışkan özellikleri sabit kabul edilir. Aşağıda bu yaklaşıma göre yazılmış denklemler verilmiştir.

Sürekli rejim şartlarında, iki boyutlu, sıkıştırılmaz, laminer akış için kartezyen koordinatlarda, süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıda verilmiştir.

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

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + \beta g \sin \theta (T - T_\infty) \quad (2)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \beta g \cos \theta (T - T_\infty) \quad (3)$$

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

Matematiksel modelin tanımlanması için tüm değişkenlere ait giriş, çıkış ve sınır şartlarının belirlenmesi gerekmektedir. Hesaplama kullanılan sınır şartları aşağıda verilmiştir.

Açık yüzey sınır şartı:

Havanın hacme çevre şartlarında girişi,

$$T_\infty = 22 \text{ } ^\circ\text{C}; P = P_\infty = 0; \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (5)$$

Duvar sınır şartları:

Duvar yüzeylerinde kaymama koşulu nedeniyle hızlar sıfırdır.

$$u = v = 0 \quad (6)$$

Isıtılan yüzeyde yani AB yüzeyinde sabit ısı akısı olduğu kabul edilmiştir.

$$-k \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{AB} = q'' \quad (7)$$

Sabit ısı akısı uygulanan yüzey dışındaki diğer yüzeyler yalıtılmış olarak kabul edildiği için;

$$\frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{BC} = 0, \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{CD} = 0, \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{EA} = 0 \quad (8)$$

Konveksiyonla olan ısı transferinin etkinliği aşağıda tanımlı Nusslet sayısı ile belirlenir.

$$Nu_{H,ort} = \frac{h_{ort} \cdot H}{k} \quad (9)$$

burada h_{ort} , ortalama ısı transfer kasayısı olup,

$$h_{ort} = \frac{q''}{T_w - T_\infty} \quad (10)$$

şeklinde ifade edilir.

Sınır tabaka denklemleri aşağıda verilen bağımsız değişkenlerle boyutsuzlaştırılır.

$$x^* = \frac{x}{H}, \quad y^* = \frac{y}{H}, \quad u^* = \frac{uH}{\alpha}, \quad v^* = \frac{vH}{\alpha}, \quad (11)$$

$$T^* = \frac{T - T_\infty}{q'' \frac{H}{k}}, \quad P^* = \frac{PH^2}{\rho \alpha^2}$$

(1)'den (4)' e kadar olan denklemler boyutsuz formda yazılırsa:

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0 \quad (12)$$

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial P^*}{\partial x^*} + Pr \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \right) + \sin \theta Ra Pr T^* \quad (13)$$

$$u^* \frac{\partial v^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial P^*}{\partial y^*} + \text{Pr} \left(\frac{\partial^2 v^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial y^{*2}} \right) + \cos \theta \text{ Ra Pr } T^* \quad (14)$$

$$\left. \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right|_{BC} = 0, \quad \left. \frac{\partial T^*}{\partial x^*} \right|_{CD} = 0, \quad \left. \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right|_{EA} = 0 \quad (19)$$

Yüzey yüksekliğine bağlı Grashof sayısı Gr_H da aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} = \left(\frac{\partial^2 T^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \right) \quad (15)$$

$$\text{Gr}_H = \frac{g \beta q'' H^4}{k \nu^2} \quad (20)$$

Boyutsuzlaştırılmış sınır şartları aşağıda verilmiştir.

Yüzey yüksekliğine bağlı Rayleigh sayısı;

Açık yüzey sınır şartı:

$$\text{Ra}_H = \text{Gr}_H \cdot \text{Pr} \quad (21)$$

Açık kısımdan, havanın hacme çevre şartlarında girişi,

Burada, Pr ise Prandtl sayısını göstermektedir ve değeri 0.71 dir.

$$T_\infty = 22 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad P = P_\infty = 0; \quad \frac{\partial u^*}{\partial x^*} = \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0 \quad (16)$$

2.2. Sayısal Analiz (Numerical Analysis)

Duvar sınır şartları:

Bu çalışmada, problemi tanımlayan temel korunum denklemleri, sonlu hacimler metodu ile çalışan PHOENICS (Parabolic Hiperbolic Or Eliptic Numerical Integrated Code Series) koduyla çözülmüştür. PHOENICS, ısı ve kütle transferi, akışkanlar mekaniği, kimyasal reaksiyon ve bunun gibi olayların simülasyonunu yapan bir programdır (Rosten and Spalding [12]). Bu program, lineer olmayan kısmi diferansiyel denklem setlerinin çözümü için iteratif sayısal yaklaşımlar sağlar. Sayısal çözüm prosedürü yaygın olarak kullanılan SIMPLE algoritmasının gelişmiş bir biçimidir (Spalding [13]). Konveksiyon-difüzyon taşınımı için hibrid metot kullanılmıştır. Denklem setleri TDMA (Tri-Diagonal-Matrix-Algorithm) algoritması ile çözülmüştür. Şekil 2'de bu çalışmada kullanılan hücre yapısı görülmektedir.

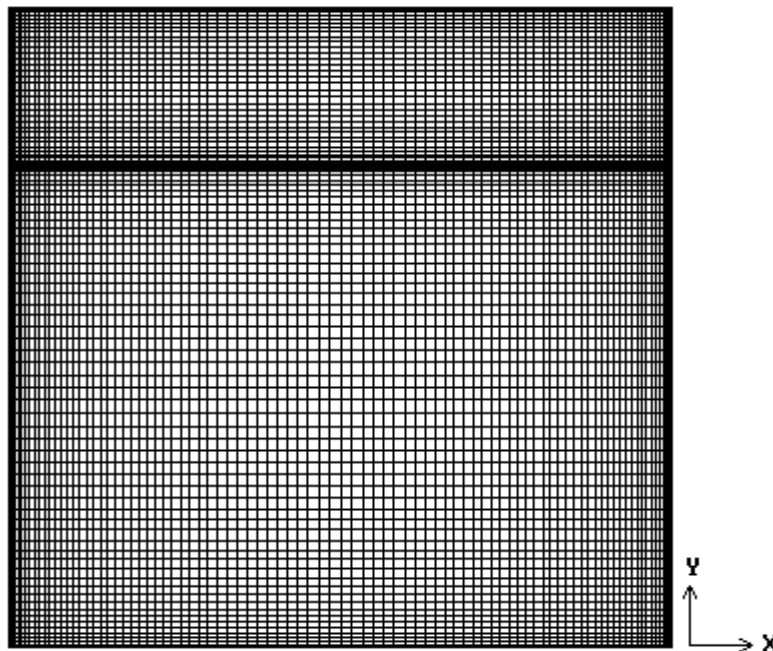
Duvar yüzeylerinde kaymama koşulu nedeniyle hızlar sıfırdır.

$$u^* = v^* = 0 \quad (17)$$

Isıtılan yüzeyde yani AB yüzeyinde sabit ısı akısı olduğu kabul edilmiştir.

$$\left. \frac{\partial T^*}{\partial x^*} \right|_{AB} = -1 \quad (18)$$

Sabit ısı akısı uygulanan yüzey dışındaki diğer yüzeyler yalıtılmıştır.



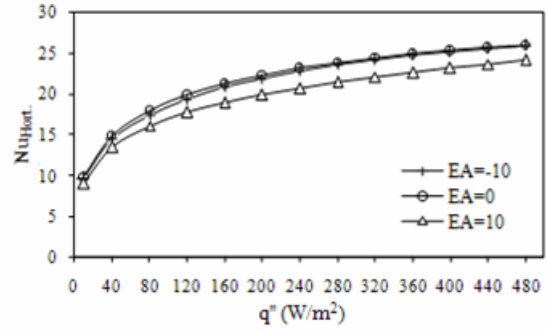
Şekil 2. Problemin sayısal hücre yapısı (Computational cell structure)

3. SAYISAL SONUÇLAR (NUMERICAL RESULTS)

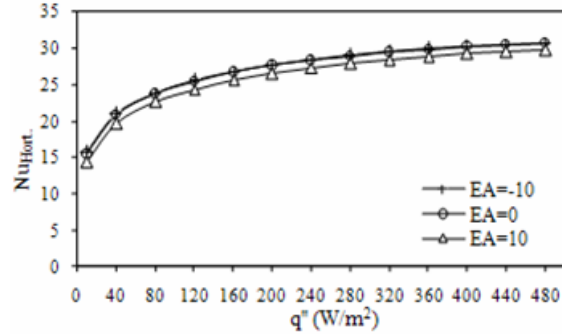
HAD yöntemi kullanılarak yapılan çalışmalarda, güvenilirlik kriterlerinin sağlanması gerekmektedir. Genel olarak HAD uygulamalarında, çözümün gerçek değerler vermesi için, çözümün hücre yapısından bağımsız olması, temel korunum denklemlerinin sağlanması gerekmektedir. Bu çalışmada, 90x90 hücre yapısının uygun olduğu belirlenmiştir.

HAD yöntemi ile yapılan bir çalışmada, en önemli kriter deneysel çalışma ile sonuçların uyum içinde olmasıdır. Şekil 3'de, bir kenarına sabit ısı akısı uygulanmış, iki boyutlu, kısmen açık, kare geometri, farklı eğim açılarında konumlandırılmış hacimde meydana gelen doğal konveksiyonla ısı transferini incelemek amacıyla, Elsayed ve Chakroun'un [8] deneysel çalışmalardan elde ettikleri sonuçlar, bu çalışmadan elde edilen sayısal sonuçlarla karşılaştırılmış ve sonuçların uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

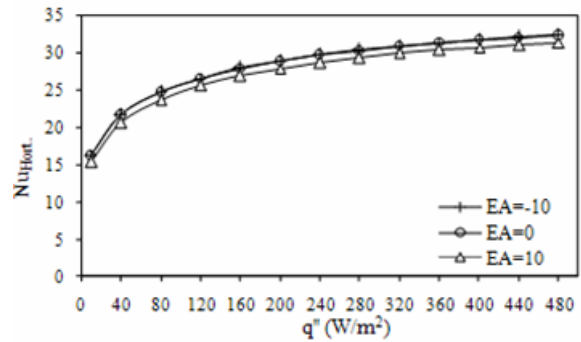
Şekil 4 (a), (b) ve (c)'de $GO=1$ ve sırasıyla $AO=0.25$, 0.50 , 0.75 için, üç farklı eğim açısında ($\theta = -10^\circ$, 0° , 10°) ortalama Nusselt sayısının (Nu_{Hort}), farklı ısı akılarındaki değişimi görülmektedir. Şekillerden görüldüğü üzere, 10° lik eğim açısında Nusselt sayısı bütün açıklık oranları için düşük değerdedir. Eğim açısının azalması ve açıklık oranının artması, ısı transferinde artışa neden olmakta, dolayısı ile Nusselt sayısı artmaktadır. -10° ve 0° de Nusselt sayısı daha yüksek değerler almıştır. Açıklık oranının azalmasıyla, hacim içerisindeki havanın hareketi yavaşlamakta ve çevreye olan ısı transferinde azalma meydana gelmektedir. Düşük ısı akılarında Ortalama Nusselt sayısındaki artış, yüksek ısı akılarına nazaran daha fazladır. Isı akısı artırılmaya devam edildiğinde, Nusselt sayısındaki değişim azalmakta ve sabit bir değere doğru gitmektedir. Yüksek ısı akılarında, hacim içerisinde hava sirkülasyonu yavaşlamakta ve sıcak hava açıklıktan dışarı çıkmakta zorlanmaktadır. Dolayısı ile düşük ısı akılarında ısı transferindeki artış



(a)

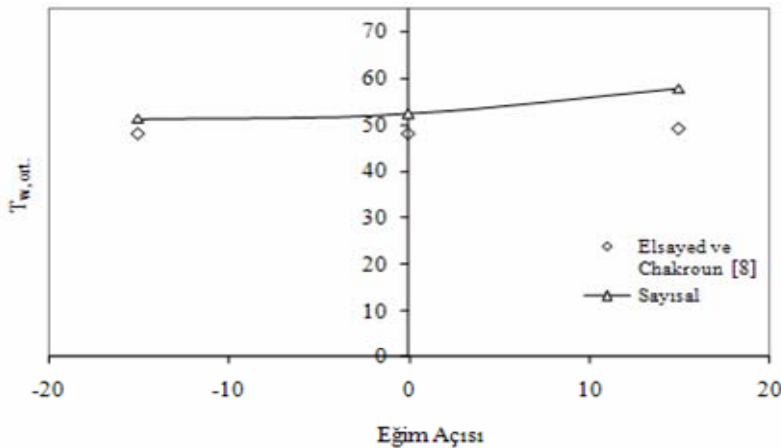


(b)



(c)

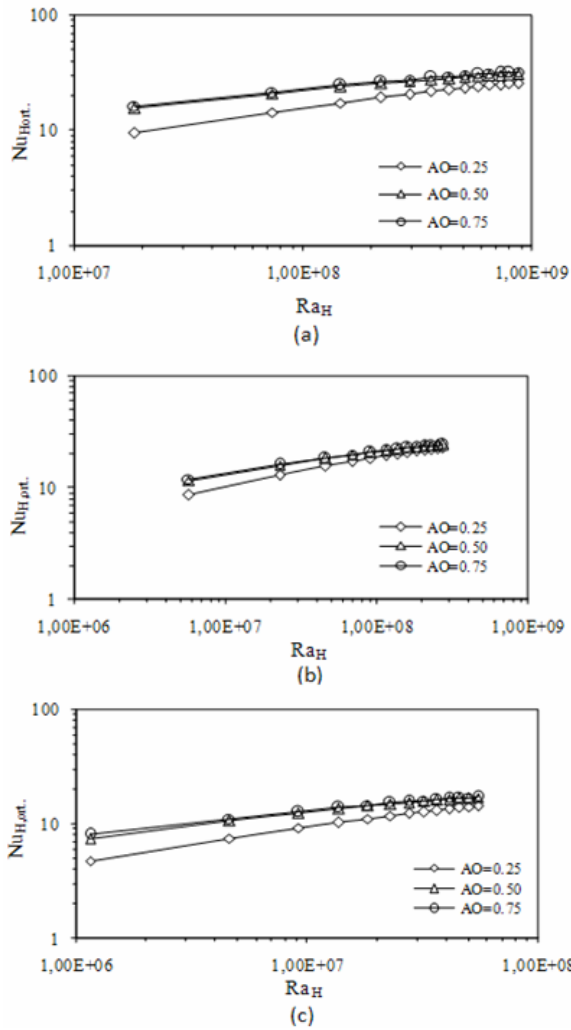
Şekil 4. $GO=1$ ve sırasıyla $AO=0.25$, 0.50 , 0.75 için, değişik ısı akılarında eğim açısının (EA) Nu_{Hort} sayısına etkisi (Effect of tilt angle (TA) on the Nu_{Hort} number for various heat flux, for $AR=1$ and $OR=0.25$, 0.50 and 0.75 , respectively)



Şekil 3. Çeşitli eğim açılarında (-15° , 0° , 15°), elde edilen HAD sonuçlarının Elsayed ve Chakroun [8] tarafından yapılmış olan deneysel sonuçlarla karşılaştırılması. (Comparison of present CFD results with experimental measurements by Elsayed and Chakroun [8] for different cavity tilt angles (-15° , 0° , 15°))

daha fazla olduğu görülmüştür.

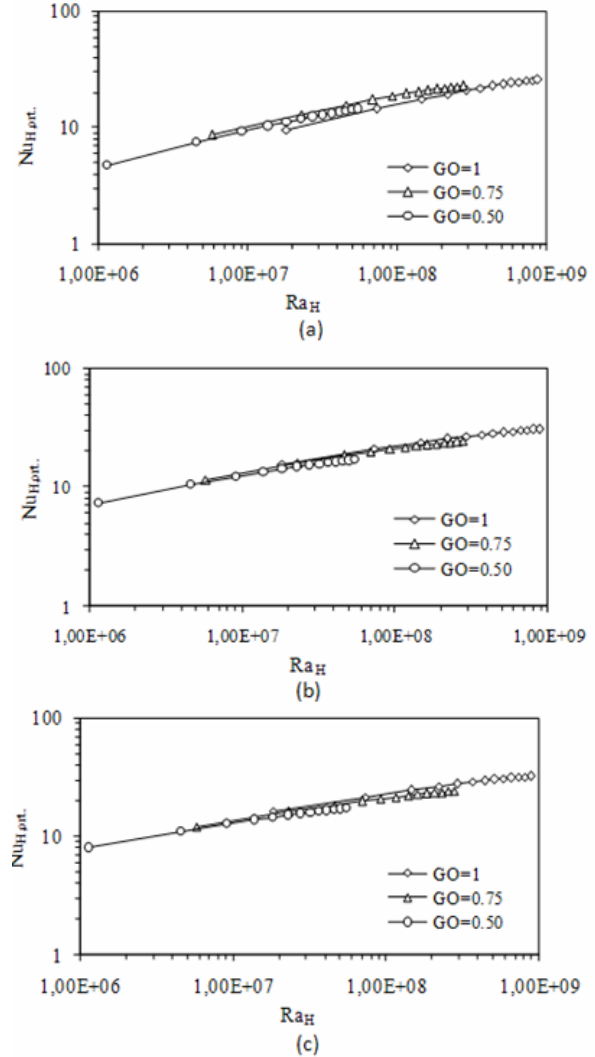
Şekil 5'de $\theta=-10^0$ ve sırasıyla $GO=1, 0.75, 0.50$ için, farklı açıklık oranlarında ($AR=0.25, 0.50, 0.75$) ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi gösterilmiştir. Tüm şekiller incelendiğinde Rayleigh sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısının sürekli bir şekilde arttığı görülmektedir. Aynı Rayleigh sayıları için açıklık oranının artmasıyla ortalama Nusselt sayısı da artmakta, dolayısı ile ısı transferi artmaktadır. Açıklık oranının 0.50 ve 0.75 olduğu durumlarda ortalama Nusselt sayısı değerinin, Rayleigh sayılarına göre değişimleri birbirlerine oldukça yaklaştığı görülmektedir. Fakat açıklık oranının 0.25 değerinde Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi, diğer açıklık oranlarına (0.50 ve 0.75) göre düşük olmaktadır. Rayleigh sayısı yükseldikçe yoğun izotermal eğriler, ısıtılan yüzeyde hidrodinamik ve termal sınır tabakanın geliştiğini ve ısı transferi şiddetinin arttığını göstermektedir (Şekil 7a).



Şekil 5. $\theta=-10^0$ ve sırasıyla $GO=1, 0.75, 0.50$ için, ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi (Variation of average Nusselt number with Rayleigh number for $\theta=-10^0$ and $AR=1, 0.75$ and 0.50 , respectively)

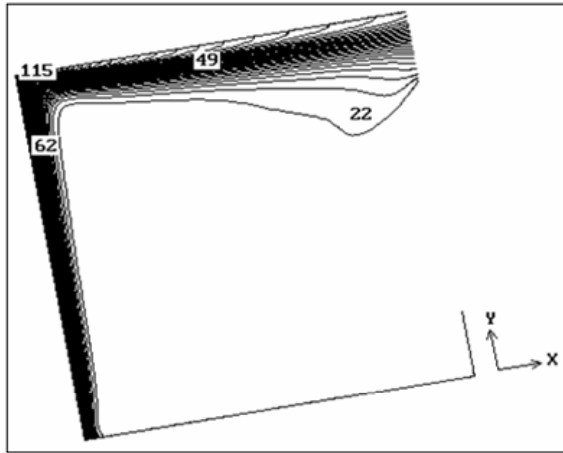
Şekil 6 (a), (b), ve (c)'de $\theta=-10^0$ sabit eğim açısında ve sırasıyla $AO=0.25, 0.50, 0.75$ için, farklı geometrik oranlarda ($GO=1, 0.75, 0.50$) ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi görülmektedir. Şekiller incelendiğinde bütün açıklık oranlarında elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerlerinin Rayleigh sayısına göre değişimlerinin birbirine yakın olduğu görülmektedir. Geometrik oranın yükselmesiyle ortalama Nusselt sayısı değerlerinde arttığı, bununla birlikte açıklık oranının artması ile de bu artışın devam ettiği görülmektedir. $AO=0.25$ 'de dikkat edilirse, $GO=0.50$ olduğu durumda, ortalama Nusselt sayısı en düşük değerini almıştır. $AO=0.75$ 'de ve $GO=1$ 'de Nusselt sayısı maksimum duruma ulaşmaktadır. Ayrıca bütün Nusselt sayısı değerlerinin, $AO=0.50$ ve $AO=0.75$ olduğu durumda birbirlerine yaklaştıkları görülmektedir.

Bu çalışmada elde edilen tüm sonuçlar için sıcaklık ve basınç konturları, vektörel hız dağılımları sayısal çalışmadan elde edilmiştir. Bütün sonuçları bu

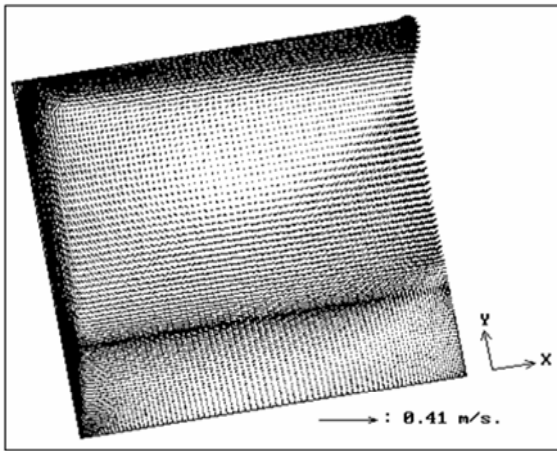


Şekil 6. $\theta=-10^0$ ve sırasıyla $AO=0.25, 0.50, 0.75$ için ortalama Nusselt sayısının Ra_H sayısı ile değişimi. (Variation of average Nu number with Ra_H number for $TA=-10^0$ and $OR=0.25, 0.50$ and 0.75 , respectively)

makalede sunma imkanı olmaması nedeniyle, Şekil 7(a) ve (b)'de örnek bir çalışma olarak, $GO=1$ 'de $EA = -10^\circ$, $AO=0.75$, $Ra_H=4.6 \times 10^8$, için kapalı hacim içerisindeki sıcaklık konturları ve hız vektörleri gösterilmiştir. Şekil 7(a)'da görüldüğü gibi, ısıtılan yüzeye yakın olan hava yükselerek hacim içerisinde sol köşede maksimum sıcaklığa erişmektedir. Sıcaklık konturları, ısıtılan yüzeyde bir sınır tabaka akışı olduğunu göstermektedir. Soğuk hava, hacmin açık olan alt kısmından girerken, sıcak hava açıklığın üst kısmından hacmi terketmektedir. $Ra_H=4.6 \times 10^8$, için verilen bu sonuçta, hacim içerisinde termal akış bölgesinde konveksiyonun çok yoğun olduğu görülmektedir. Yüksek ısı akılarında elde edilen sonuçlarda, hacim içerisindeki sıcaklığın artmasıyla, hava sirkülasyonunun gerçekleşmesinde bazı zorlukların oluştuğu dikkati çekmiştir. Yani içerde sıcaklığı artan havanın, açık kısımdan dışarı çıkarken taze hava girişini engellediği, dolayısı ile hacim içerisindeki havanın sirkülasyonunun zorlaştığı görülmüştür. Bu durum ise ısı transferinde azalmaya sebep olmuştur. En iyi ısı transferinin düşük ısı akılarında gerçekleştiği tesbit edilmiştir. Şekil 7 (b)'de hız vektörleri incelendiğinde, ısınan hava sıcak



(a)



(b)

Şekil 7. $GO=1$ 'de $\theta = -10^\circ$, $AO=0.75$, $Ra_H=4.6 \times 10^8$ için sıcaklık konturları ve hız vektörleri. (Temperature contours and velocity vector plots, for $AR=1$, $TA = -10^\circ$, $OR=0.75$, $Ra_H=4.6 \times 10^8$, respectively)

yüzeye yakın bölgede yükselerek yukarı doğru hareket etmekte, daha sonra adyabatik üst duvara paralel hareket ederek, hacmin açık olan bölümünün üst kısmından dışarı çıkmakta ve bu esnada taze havanın, açık kısmın alt bölümünden içeri girdiği görülmektedir.

4. TARTIŞMA VE SONUÇ (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada, farklı ısı akılarında ($0-480 \text{ W/m}^2$), farklı açıklık oranlarında AO ($0.25, 0.50, 0.75$), farklı eğim açıları θ ($-10^\circ, 0^\circ, 10^\circ$), farklı geometrik oranlarda GO ($1, 0.75, 0.50$), kısmi açık bir ortamda, doğal konveksiyonla gerçekleşen ısı transferi incelenmiştir. Kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Elde edilen sonuçlarda, geometrik oranın (GO) ve açıklık oranının (AO) artmasıyla, ortalama Nusselt sayısının ($Nu_{H,ort.}$) arttığı görülmüştür. Ayrıca eğim açısındaki (EA) azalma ile, kaldırma kuvvetlerinin etkisi daha baskın hale gelmiş ve ısı transferi artmıştır. Isı akısının artmasıyla, ortalama Nusselt sayısındaki değişim artmış, daha yüksek ısı akılarında tüm eğim açıları için ve tüm açıklık oranlarında, bu değişimin sabit bir değere doğru gittiği görülmüştür.

SEMBOLLER (NOMENCLATURE)

a	açıklık yüksekliği (m)
GO	geometrik oran (H/W)
c_p	özgül ısı (J/kgK)
g	yerçekimi ivmesi (m/s^2)
Gr_H	Grashof sayısı ($g\beta q''H^4/k\nu^2$)
h_{ort}	ortalama ısı transfer katsayısı
(W/m^2K)	
H	yüzey yüksekliği (m)
k	ısı iletim katsayısı (W/mK)
Nu_H	ortalama Nusselt sayısı ($h_{ort}H/k$)
AO	açıklık oranı (a/H)
p	basınç (N/m^2)
Pr	Prandtl sayısı
Ra_H	Rayleigh sayısı ($Gr_H Pr$)
T	sıcaklık ($^\circ C$)
q''	ısı akısı (W/m^2)
EA	eğim açısı ($^\circ$)
u	x-yönündeki hız bileşeni (m/s)
v	y-yönündeki hız bileşeni (m/s)
W	genişlik (m)
x, y	koordinatlar

Yunan Harfleri (Greek symbols)

α	ısı yayılım katsayısı (m^2/s)
β	ısı genleşme katsayısı ($1/K$)
μ	dinamik viskozite (kg/ms)
ν	kinematik viskozite (m^2/s)
ρ	yoğunluk (kg/m^3)

Alt indisler (Subscripts)

Ort.	ortalama
∞	çevre
w	duvar
*	boyutsuz

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. V. A. F. Costa., “Laminar natural convection in differentially heated rectangular enclosures with vertical diffusive walls”, **Int. J. of Heat and Mass Transfer**, Cilt 45, 4217-4225, 2002.
2. O. Aydın., A. Ünal., T. Ayhan., “Natural convection in rectangular enclosures heated from one side and cooled from the ceiling”, **Int. J. of Heat and Mass Transfer**, Cilt 42, 2345-2355, 1999.
3. O. Polat., E. Bilgen., “Laminar natural convection in inclined open shallow cavities”, **Int. J. Therm. Sci.** Cilt 41, 360-368, 2002.
4. J. Salat., S. Xin., P. Joubert., A. Sergent., F. Penot., P. Le Quere., “Experimental and numerical investigation of turbulent natural convection in a large air-filled cavity”, **Int. J. of Heat and Fluid Flow**, Cilt 25, 824-832, 2004.
5. S. Arcidiacono., I. Di Piazza., M. Ciofalo., “Low-Prandtl number natural convection in volumetrically heated rectangular enclosures II. Square cavity, AR=1”, **Int. J. of Heat and Mass Transfer**, Cilt 44, 537-550, 2001.
6. T. S. Chang., Y. L. Tsay., “Natural convection heat transfer in an enclosure with a heated backward step”, **Int. J. of Heat and Mass Transfer**, Cilt 44, 3963-3971, 2001.
7. N. Nithyadevi., P. Kandaswamy., J. Lee., “Natural convection in a rectangular cavity with partially active side walls”, **Int. J. of Heat and Mass Transfer**, Cilt 50, 4688-4697, 2007.
8. M. M. Elsayed., W. Chakroun., “Effect of aperture geometry on heat transfer in tilted partially open cavities”, **Journal of Heat Transfer** Cilt 121, 819-827, 1999.
9. E. Bilgen., H. Oztop., “Natural convection heat transfer in partially open inclined square cavities”, **Int. J. of Heat and Mass Transfer**, Cilt 48, 1470-1479, 2005.
10. N. Kasayapanand., “Numerical modeling of natural convection in partially open cavities under electric field”, **Int. Comm. Heat Mass Transfer**, Cilt 34, 630-643, 2007.
11. A. Müftüoğlu., E. Bilgen., “Natural convection in an open cavity with discrete heaters at their optimized positions”, **Int. J. Therm. Sci.** Cilt 47, 369-377, 2008.
12. H. Rosten., D.B., Spalding., **The PHOENICS Beginners Guide**, CHAM 1. Ltd., London, 1987.
13. D.B. Spalding., **The PHOENICS Encyclopedia**, CHAM Ltd., London, 1994.