



ISSN:1306-3111

e-Journal of New World Sciences Academy  
2010, Volume: 5, Number: 1, Article Number: 1A0043

**TECHNOLOGICAL APPLIED SCIENCES**

Received: May 2009  
Accepted: March 2010  
Series : 2A  
ISSN : 1308-7231  
© 2010 www.newwsa.com

**Hakan Karakaya<sup>1</sup>**  
**Aydın Durmuş<sup>2</sup>**  
Batman University<sup>1</sup>  
Ondokuz Mayıs University<sup>2</sup>  
hkarakaya@hotmail.com  
Batman-Turkey

**BİR YÜZEYİ AÇIK KÜBİK BOŞLUKTA ENGELLERİN DOĞAL TAŞINIMIN ÜZERİNDEKİ  
ETKİSİ**

**ÖZET**

Bu çalışmada başlangıçta kapalı kübik hacim olan ön yüzeyinin ortama açılmasıyla kübik boşluk haline gelen hacimde, arka yüzeyinden soğutma sınır şartında giriş yüzeyine engellerin konulması ve giriş yüzeyinin tamamen açık olması halinde, laminar durumda doğal taşınım teorik olarak incelenmiştir. Sayısal sonuçlar Fluent 6.3 paket program kullanılarak çözülmüş ve birbiriyle kıyaslanmıştır. Çalışmada akım fonksiyonu, sıcaklık değişimi ve hız vektörleri grafikleri elde edilmiştir. Ayrıca Nusselt sayısının zamana bağlı değişimi elde edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Doğal Taşınım, Kübik Boşluk, Fluent 6.3,  
Kübik Kapalı Hacim, Laminar Akış

**OPEN SPACE CUBIC SURFACE OF THE OBSTACLES THE EFFECTS OF NATURAL  
CONVECTION**

**ABSTRACT**

In this study, initially off the cubic volume of the front surface opening to the environment in to a cubic space in the volume of the rear surface of the cooling boundary conditions input to the surface to be obstacles and the access level to be fully explained if, in case of natural laminar convection theoretically investigated. Numerical results Fluent 6.3 package program using the dissolved and with each other compared are. Study, current function, and the velocity vector graph of temperature changes were obtained. In addition, depending on the time difference of Nusselt number were obtained.

**Keywords:** Natural Convection, Cubic Space, Fluent 6.3,  
A Cubic Closed Volume, Laminar Flow

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Taşınımınla ısı transferi iki grupta incelenir. Bunlardan birincisi olan zorlanmış taşınımında akış hareketi fan, üfleme, rüzgar gibi bir dış etki vasıtasıyla sağlanır. Doğal taşınımında ise dış etki tarafından oluşturulmuş bir akış hareketi yoktur. Böyle durumlarda akışkan hareketinin nedeni büyük ölçüde sıcaklık farkı veya konsantrasyon farkından dolayı oluşan yoğunluk farkıdır. Doğal taşınımındaki akış hareketinin hızı zorlanmış konveksiyona oranla düşüktür.

Çeşitli yüzeylerinden ısıtılan veya soğutulan kübik bir boşlukta doğal taşınım sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Prizmatik boşluktaki yüzeylerin soğutulması ve ısıtılması durumunda belirli zaman adımlarında prizmatik boşluk içerisindeki hız ve sıcaklık dağılımları detaylı olarak bulunmuş, soğutma ve ısıtma yüzeyleri için ortalama Nusselt sayısının zamanla değişimi elde edilmiştir [1].

Prizmatik bir boşlukta meydana gelen geçici rejimdeki doğal taşınım incelenmiştir. Prizmatik bir boşluk olarak kabul edilen büro tipi bir buzdolabında kapının açık olması ve kapalı olması durumlarında oluşan doğal taşınım hem deneysel hem de sayısal olarak ele alınmıştır [2].

Bilgen yaptığı çalışmada sayısal bir metotla, kısmi olarak bölünmüş kapalı hacimde laminer ve türbülanslı doğal taşınımı araştırmıştır. Araştırmada kapalı hacmin dikey yüzeyleri sabit sıcaklıklarda, yatay yüzeyleri ise adyabatik kabul edilmiştir. Boussinesq yaklaşımıyla iki boyutlu momentum, enerji ve kütle korunumu denklemleri Simplex metodu kullanılarak çözülmüştür. Çalışma değişik boyutlar ve değişik bölme oranları için gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, Rayleigh sayısı  $10^4$  ile  $10^{11}$  arasında değiştirilmiştir. Nusselt sayısı, Rayleigh sayısının ve boyutsuz geometrik parametrelerin fonksiyonu olarak incelenmiştir. Araştırmacılar tarafından; farklı geometrik şartlar ve Rayleigh sayıları için sıcaklık, hız ve akım çizgileri elde edilmiş, ayrıca uygulanabilir problemler için yararlı ısı transfer bağıntıları verilmiştir [3].

Papanicolaou ve Belessiotis yaptıkları çalışmada su dolu dikey bir silindirde meydana gelen doğal taşınımı yüksek Rayleigh sayıları için zamana bağlı olarak incelemişlerdir. Sayısal çalışmada silindir yan yüzeyinden sabit ısı akısıyla ısıtılırken yatay yüzeyler yalıtılmıştır. Silindir yüksekliğine göre tanımlanan Rayleigh sayısı, laminer akış için  $10^{10} \leq Ra \leq 10^{13}$  ve türbülanslı akış için  $5 \times 10^{13} \leq Ra \leq 10^{15}$  aralığında değiştirilmiştir. Türbülanslı akış durumu için bir çok iki-ışitlikli türbülans modeli kullanılmıştır [4].

İçerisinde ısı üretimi olan küp şeklindeki bir hacimde iletim ve doğal taşınımından oluşan bileşik ısı transferi üç boyutlu ve sürekli rejimde sayısal olarak Ha ve Jung tarafından yapılan kapsamlı bir çalışma ile incelenmiştir. Üç boyutlu, sürekli rejimdeki hal denklemleri boyutsuz forma dönüştürülerek çözüm yapılmıştır. Araştırmacıların elde ettikleri sonuçlara göre; boyutsuz sıcaklık farkı  $\Delta T^* = 2,5$  ve  $Ra = 10^3$  için sıcak ve soğuk duvarlardaki Nusselt sayıları, iletimle oluşan ısı transferinden dolayı, z doğrultusunda değişmektedir. Ancak  $Ra = 10^4$  değerine yükseldiğinde iletimin etkisi azalmakta ve taşınım etkin olmaktadır [5].

Deng farklı değerlerde ısı kaynaklarına sahip duvarlarla çevrili dikdörtgen prizması şeklindeki bir hacimde iki boyutlu, kararlı, laminer doğal taşınımı sayısal olarak incelemiştir. Isı ve akışkanın akış yapıları, akım çizgileri ve ısı çizgileri kullanılarak detaylı bir şekilde araştırılmıştır. Çalışma sonucunda yan yüzeyde ve tabanda bulunan ısı kaynakları için uygulanan sabit sıcaklık ve sabit ısı akısı sınır koşullarının ısı kararlılık üzerindeki etkileri verilmiştir [6].

Costa yaptığı çalışmada düşey duvarlarında ısı iletiminin dikkate alındığı dikdörtgensel kapalı bir hacimde doğal taşınımı incelemiştir. Sonuçlar duvar ve akışkanın ısı dirençleri oranına bağlı olarak elde edilmiştir [7].

Yatay yönde sıcaklık gradyanı ve düşey yönde konsantrasyon gradyanı olan kapalı bir ortamda doğal taşınım Bennacar vd. tarafından yapılan çalışmada sayısal ve analitik olarak incelenmiştir.

Yapılan çalışmada Prandtl sayısı 7 ve Lewis sayısı 100 olarak seçilip Rayleigh sayısı  $7 \times 10^3$  ila  $7 \times 10^5$  aralığında değiştirilmiştir. Araştırmacılar çalışmada, konsantrasyon gradyanı ve sıcaklık gradyanı nedeniyle oluşan kaldırma kuvvetleri oranının belli bir değerinde, akışın kararsız bir duruma geldiğini belirtmişlerdir [8].

Alt yüzey sıcaklığı zamanla sinüzoidal olarak değişen ve genişliği, yüksekliğin 4 katı olan dikdörtgen prizması şeklindeki kapalı bir ortamda doğal taşınım Soong vd. tarafından yapılan çalışmada sayısal olarak incelenmiştir. Üst yüzey daha düşük sabit bir sıcaklıkta tutulurken yan yüzeyler yalıtılmıştır. Alt yüzeye uygulanan sinüzoidal sıcaklık değişiminin genliği arttığında ve/veya frekans azaldığında stabilize edici etki yarattığı belirtilmiştir [9].

## 2. ÇALIŞMANIN ÖNEMİ (RESEARCH SIGNIFICANCE)

Doğal taşınımdaki akış hareketinin hızı zorlanmış konveksiyona oranla düşüktür. Fakat doğal taşınım ile ısı geçişi uygulaması gerçek yaşamda daha fazla karşımıza çıkar. Bu sebeple sistem tasarımında bu etkiyi göz önünde bulundurmak gerekir. Ayrıca ısı transferini azaltmak ve buna bağlı olarak işletme giderlerinin düşürülmesinde genelde doğal taşınım uygulamaları tercih edilir.

Kapalı hacimlerin bir yüzeyinin veya tüm yüzeylerinin ortama açılması durumunda boşluklar oluşur. Kapalı hacimlerde veya boşluklarda doğal taşınımına sebep olan, yoğunluk konsantrasyonundan dolayı oluşan kaldırma kuvvetidir. Bizim çalışmamızda da yoğunluk farkları, kapalı ortam içinde bulunan akışkandaki sıcaklık değişimleri sonucu oluşmaktadır.

Kapalı hacimlerde veya boşluklardaki ısı transferi uygulamaları mühendislikte ve günlük hayatta çok sık karşımıza çıkar. Örneğin elektronik cihazların soğutulmasında kullanılan kanatların arasındaki boşluklar, bina ve işyerlerinde mimari özellikten veya ihtiyaçtan dolayı oluşan boşluklar, binaların ısıtılması veya havalandırılması için gerekli olan boşluklar, tüm iş makinelerinde ve ev ihtiyacı olan buzdolabı gibi eşyalarda mevcut olan boşluklar uygulamada çok sık karşılaşılan durumlardır. Çalışmanın amacı endüstride ve günlük hayatta sıkça karşılaştığımız ısıtma, soğutma ve havalandırma problemlerine katkıda bulunmaktır.

Bizim çalışmamızda ise geçici rejim durumunda, giriş yüzeyine paralel olan arka yüzey soğutulması sınır şartında, giriş yüzeyine engel bırakılması durumunda ve engelsiz durumda kübik hacimde doğal taşınım sayısal olarak incelenmiştir.

## 3. SAYISAL YÖNTEM (NUMERICAL METHOD)

Sayısal çözüm için FLUENT-6.3 paket programı kullanılmıştır. FLUENT sonlu hacimler yöntemi kullanan bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) programıdır. Bu program, sıkıştırılabilir veya sıkıştırılamaz, laminer veya türbülanslı akış problemlerinin sayısal çözümünde yaygın olarak kullanılmaktadır. Ayrıca, bu program ile karmaşık geometriler için son derece uygun sayısal hesaplama yapılabilmektedir.

Bu çalışmada, maksimum sıcaklık farkı için Rayleigh sayısı  $0,5 \times 10^8$  olmaktadır. Rayleigh sayısının bu değeri laminer akış şartlarını ( $Ra_L < 10^9$ ) sağlamaktadır.

Rayleigh sayısı;

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (1)$$

olarak tanımlanmaktadır. Burada  $g$  yerçekimi ivmesi,  $\beta$  ısı genleşme katsayısı,  $\Delta T$  ortam sıcaklığı ile soğuk yüzey sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı,  $\nu$  kinematik viskozite,  $\alpha$  ısı yayılım katsayısıdır. Havanın fiziksel özellikleri ortalama sıcaklığa göre tanımlanmış ve karakteristik uzunluk  $L$  kübik boşluğun genişliği olarak alınmıştır.

Sayısal yöntemde kütle, momentum ve enerji denklem takımları çözülmektedir. Süreklilik ya da kütle korunum denkleminin iki boyutlu gösterimi

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \quad (2)$$

şeklinde yazılabilir.

Sıkıştırılabilir akışlar için iki boyutlu, zamana bağlı momentum denklemleri aşağıdaki gibi yazılmaktadır:

x doğrultusunda;

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho u)}{\partial y} = \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left\{ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right\} \quad (3)$$

y doğrultusunda;

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = \rho g_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left\{ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right\} \quad (4)$$

Eşitlik 3 ve eşitlik 4'ün her ikisinde de sol taraf atalet kuvvetlerini, sağ taraf ise sırasıyla yerçekimi, basınç ve viskoz kuvvetlerini göstermektedir.

Enerji denklemi için;

$$\frac{\partial(h)}{\partial t} + u \frac{\partial(h)}{\partial x} + v \frac{\partial(h)}{\partial y} = \frac{k}{\rho} \left\{ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right\} \quad (5)$$

bağıntısı kullanılır. Burada  $h$  entalpidir. Entalpi ile sıcaklık arasındaki ilişki ise;

$$\Delta h = \int c dT \quad (6)$$

şeklinde verilebilir.

Sayısal çözümlemelerde hesaplanan akım fonksiyonu sıkıştırılabilir akış için;

$$\rho u = \frac{\partial \psi}{\partial y}, \quad \rho v = -\frac{\partial \psi}{\partial x} \quad (7)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Sabit  $\psi$  çizgisi akışın akım çizgileridir.  $\psi$ 'deki değişim,

$$d\dot{m} = \rho(Vn)dA = d\dot{\psi} \quad (8)$$

kütlesel debiye eşittir [10].

Çözüm bölgesinde geçerli ısı denklemlerinin ayrıklaştırılmasında örtülü (implicit) yaklaşım kullanılmıştır. Açık (explicit) yaklaşımda  $t + \Delta t$  anında herhangi bir ağ noktasındaki değer bir önceki zaman adımında ( $t$ ) bilinen ağ noktasının değerinden hesaplanır. Yani o andaki düğüm noktası sıcaklığı diğer düğüm noktası sıcaklıklarından bağımsızdır. Yaklaşım yakınsama sağlasa da  $\Delta t$ 'nin seçiminde sınırlama vardır. Buda küçük  $\Delta t$  seçimini gerektirir. Hesaplama süresini kısaltmak için açık yaklaşım yerine örtülü yaklaşım kullanılır [11].

Örtülü yaklaşım

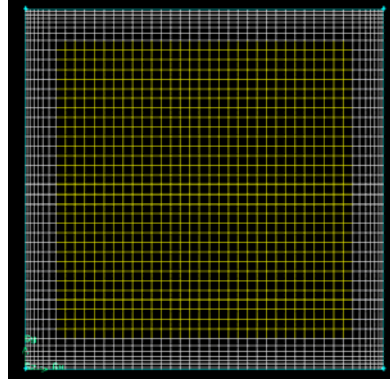
$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = F(\phi) \quad (9)$$

$$\frac{\phi^{n+1} - \phi^n}{\Delta t} = F(\phi^{n+1}) \quad (10)$$

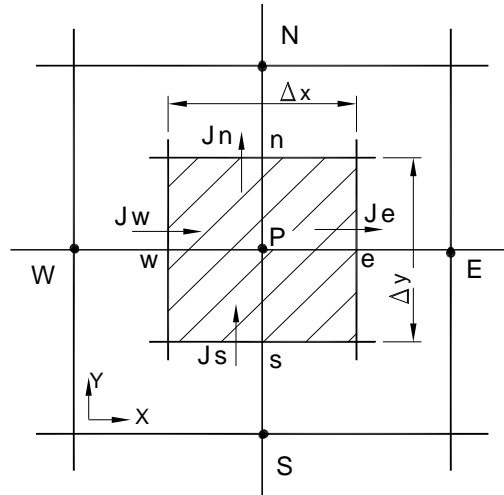
$$\phi^{n+1} = \phi^n + \Delta t F(\phi^{n+1}) \quad (11)$$

$$\phi^i = \phi^n + \Delta t F(\phi^i) \quad (12)$$

şeklinde yazılabilir. Burada  $\phi$  hesaplanmak istenen bağımlı değişken  $n$ , o andaki büyüklük değeri  $n+1$ , bir sonraki zaman adımıdaki büyüklük değeridir [12]. Görüldüğü gibi örtülü yaklaşımda ağ noktasının yeni sıcaklığı komşu noktanın bilinmeyen noktasına bağımlıdır. Örtülü yaklaşım açık yaklaşıma nazaran koşulsuz yakınsama sağlar bu da tüm uzunluk ve zaman aralıklarında bir sınırlandırma olmadan çözümün yakınsak olması anlamına gelir [11].



Şekil 1. Hesaplama için kullanılan ağ dağılımı  
(Figure 1. Used to calculate the distribution network)



Şekil 2. İki boyutlu akış alanı için kontrol hacmi [13]  
(Figure 2. Two-dimensional flow field for the control volume)

Bu çalışmada, lineer olmayan ağ dağılımı kullanılmıştır. Yüzeylerden 0,002 m'den başlayarak 1,2 kat artımla 7 ağ oluşturulduktan sonra sabit 0,008 m ağ dağılımı uygulanmıştır (Şekil 1).

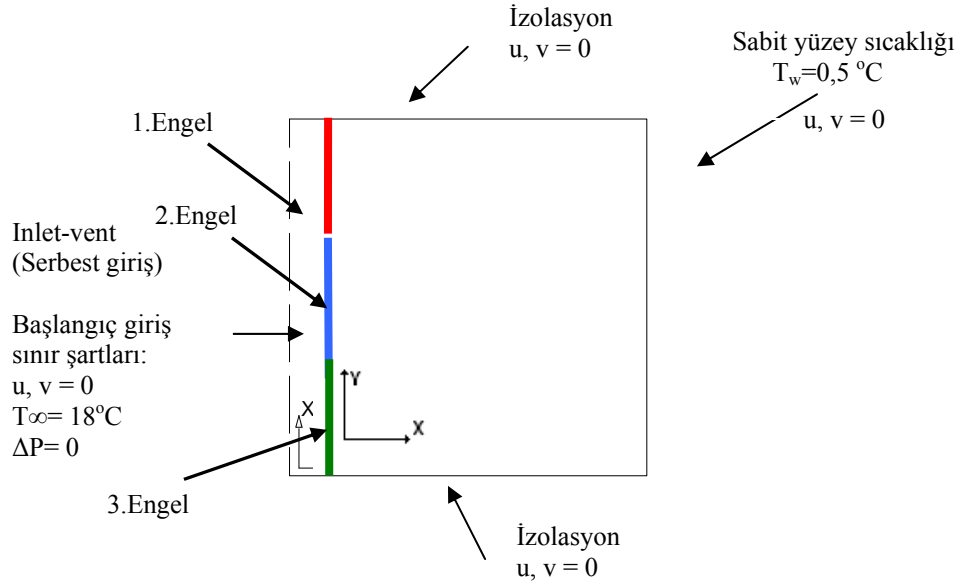
Kübik boşluğun içi toplam 1724 ağa bölünmüştür. Sayısal çözümlemede kullanılan genel diferansiyel denklem bu ağ noktalarındaki değerleri belirlemektedir ve genel diferansiyel denklem;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S \quad (13)$$

şeklinde yazılır. Bu denklem içerisindeki S kaynak terimini,  $\Gamma$  momentum denkleminde viskozite, enerji denkleminde ise ısı yayılım katsayısı değerini,  $\phi$  ise herhangi bir bağımlı değişkeni göstermektedir [14]. Herhangi bir ağ için kontrol hacmi, Şekil 2'de verilmiştir.

Sayısal çözümlemeye başlarken Fluent programında iterasyon yakınsama kriterleri verilir. Bu çalışmada; süreklilik denklemleri ve hız bileşenleri için  $10^{-4}$ , enerji denklemleri içinse  $10^{-6}$  yakınsama kriteri kullanılmıştır.

#### 4. BULGULAR VE TARTISIMLAR (FINDINGS AND DISCUSSIONS)

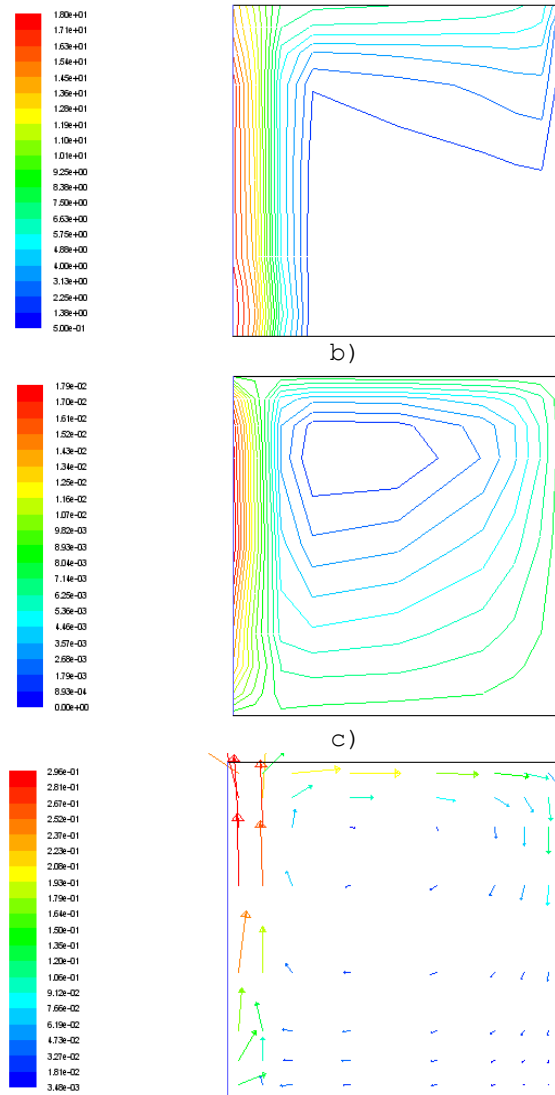


Şekil 3. Sayısal çözüm için uygulanan sınır ve başlangıç şartları  
(Figure 3. Applied for the numerical solution of boundary and initial conditions)

Denklemlerin sayısal çözümünde kullanılan başlangıç ve sınır şartları Şekil 3'de gösterilmiştir. Başlangıçta sıcaklıkların kübik boşluk yüzey sıcaklığına eşit olduğu kabul edilmiştir. Açık yüzeyde ise sıcaklıklar şartlandırma odası sıcaklığında ( $18^{\circ}\text{C}$ ) ve hız bileşenleri sıfır olarak alınmıştır. Kübik boşluğun giriş yüzeyine paralel yüzeyde sabit sıcaklık ( $0,5^{\circ}\text{C}$ ) sınır şartı kullanılmıştır. Diğer yüzeyler ise adyabatik kabul edilmiştir.

Sayısal ve deneysel sonuçları değerlendirmek için daha önce bahsedildiği gibi iterasyon zaman adımı  $0,5$  saniye olarak seçilmiş fakat  $1$  saniye aralıklarla veriler kaydedilerek eşdeğer akım çizgileri, sıcaklık eğrileri ve hız vektörleri elde edilmiştir. Engelsiz durumda yapılan deneylerde bir saniye aralıklarla elde edilen verilere göre kübik boşluğun rejime gelmesi yaklaşık  $80$  saniye sürmüştür. Şekil 4'de kübik boşluğun kapısının açılmasından  $5$  saniye sonra oluşan eşdeğer sıcaklık ve akım fonksiyonu eğrileri ve hız vektörleri verilmiştir.

a)



Şekil 4.  $t=5$ . s için kübik boşluk içerisindeki eşdeğer eğrilerin dağılımı

a) sıcaklık, b) akım fonksiyonu, c) hız vektörleri  
(Figure 4.  $t=5$ .s for the cubic space with in the distribution of the equivalent curves)

(a) temperature, b) the stream function, c) velocity vectors)

Şekil 4a'da görüldüğü gibi kapı açıldıktan 5 saniye sonra kübik boşluk içerisinde sıcaklık, arka yüzeyden başlayarak açık yüzeye yakın bölgede ortam sıcaklığına ( $18^{\circ}\text{C}$ - $291.15^{\circ}\text{K}$ ) erişmektedir. Kübik boşluğun girişinden maksimum 0,05 m ilerisinde hava sıcaklığının  $18^{\circ}\text{C}$  sıcaklığa eriştiği görülmüştür. Akım fonksiyonunun değeri, ağırlıklı olarak giriş kısmında artmaktadır (Şekil 4b). Görüldüğü gibi 5. saniyede, akım fonksiyonu 0,01 kg/s değeriyle maksimum bir değere sahiptir ve daha sonraki noktalarda hızlı bir şekilde azalmakta kübik boşluk derinliğinde sıfıra yaklaşmaktadır.

Şekil 4c'de görüldüğü gibi kübik boşluğun kapağı açıldıktan sonra kübik boşluk içerisinde dönmeli akışlar oluşmaktadır. Deneyler yapıldıktan sonra görüldü ki; kübik boşluğun alt kısmından kübik boşluk içerisine giren sıcak hava, üst tarafa yönelerek kübik boşluğu terk etmektedir.

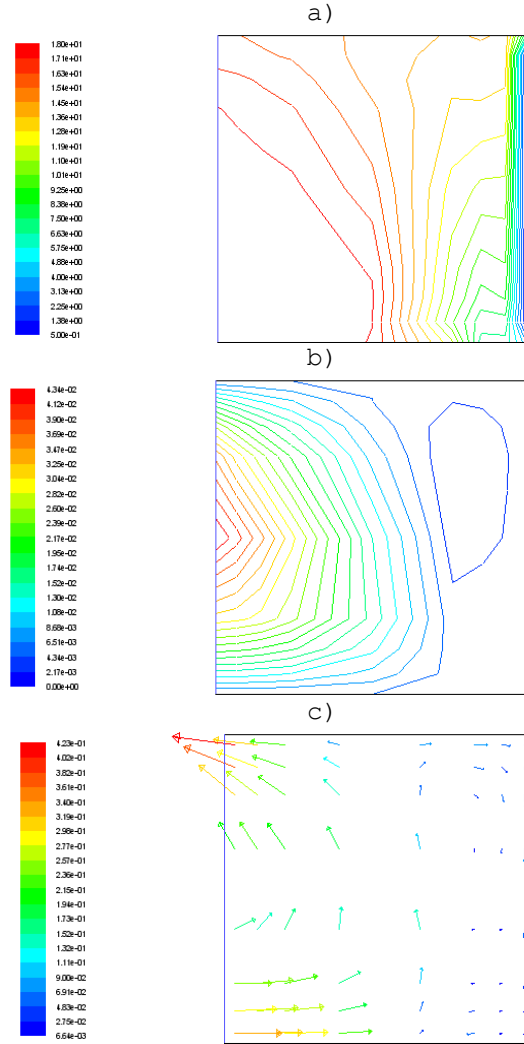
Başlangıçta ön yüzeyinin kapalı olması nedeniyle kübik hacim içindeki akışkanın sıcaklığı rejim halindeyken soğuk yüzey sınır şartındaki sıcaklığa eşittir. Yani iç akışkan sıcaklığı başlangıçta sınır şartıyla aynıdır. Yan yüzeyi açılarak kübik hacim kübik boşluk halini alır.

Bizim çalışmamızda olduğu gibi ortam sıcaklığı hacim içerisindeki havadan daha yüksek ise ortam hacim içerisindeki ısıtacaktır. Böylece hacim içerisindeki ısınan hava yukarı doğru hareket edecektir. Akışkanın alttan girip üstten çıkması ancak bu şekilde açıklanabilir. Tien, Bilgen ve Durmuş'un çalışmalarında da aynı akış türü gözlenmiştir [2, 14 ve 15].

Boşlukta 2 tür çalışma mevcut olabilir. Bunlardan birincisi yüzey sınır şartlarının altında olmasıdır ki bu pratikte karşımıza buzdolabı gibi soğutucu sistemlerde çıkar. Bu durumda ortam sıcaklığı iç hacmi ısıtır. İkinci durumda ise iç hacim sıcaklığı ortam sıcaklığından yüksek olur ki (kalorifer peteklerinde olduğu gibi) bu durumda ise ortam sıcaklığı iç boşluğu soğutmaya çalışacaktır.

Kapak açıldıktan sonra kübik boşluk içerisinde, boşluğun iç sınırlarını takip eden bir sirkülasyon oluşmaktadır. Bu sirkülasyon, kübik boşluğun alt kısmında başlamakta ve soğuk yüzeyi takip ederek kübik boşluk içerisinde bir döngü oluşturmaktadır. Kapı açıldığı anda basınç ve sıcaklık farkından dolayı ortamda bulunan hava kübik boşluk içerisine girme eğiliminde olmaktadır. Bu hızlı hareketlenme zamana bağlı olarak kübik boşluk içerisine nüfuz etmekte ve bu ters akıştan dolayı ortam sıcaklığındaki havanın kübik boşluğun iç kısmına geçişini yavaşlatmaktadır.



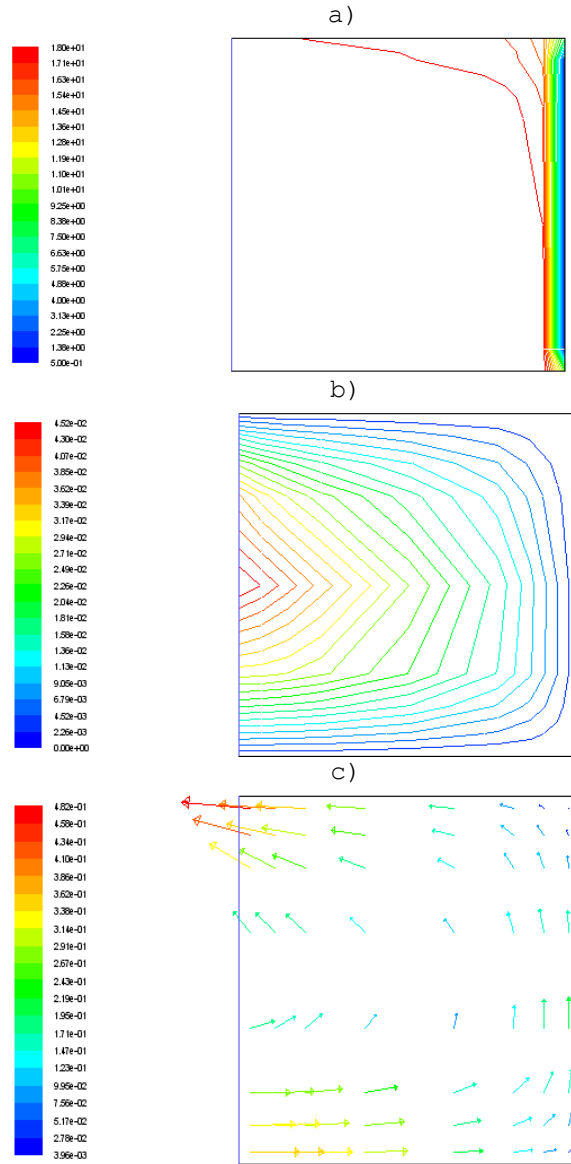


Şekil 5.  $t=25.s$  için kübik boşluk içerisindeki eşdeğer eğrilerin dağılımı

a) sıcaklık, b) akım fonksiyonu, c) hız vektörleri  
(Figure 5.  $t=25.s$  for the cubic space with in the distribution of the equivalent curves)

(a) temperature, b) the stream function, c) velocity vectors)

Şekil 5'de 25. saniyedeki eşdeğer sıcaklık ve akım fonksiyonu eğrileri ile hız vektörleri verilmiştir. Şekil 5b'de görüldüğü gibi 25. saniyede, akım fonksiyonu giriş kısmında  $0,04 \text{ kg/s}$  değeriyle maksimum bir değere sahiptir. Akışkan hızı ise  $0,42 \text{ m/s'ye}$  kadar çıkmaktadır.



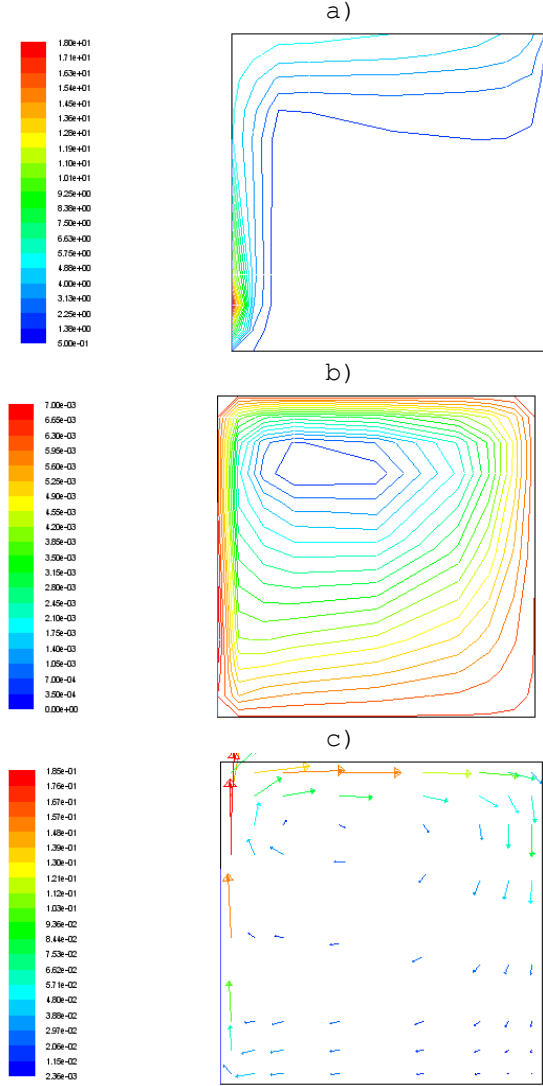
Şekil 6.  $t=80$ .s için kübik boşluk içerisindeki eşdeğer eğrilerin dağılımı  
(a) sıcaklık, b) akım fonksiyonu, c) hız vektörleri  
(Figure 6.  $t=80$ .s for the cubic space with in the distribution of the equivalent curves)  
(a) temperature, b) the stream function, c) velocity vectors)

Sonuçlardan görüldüğü gibi  $x/X=0$ 'da  $0,3$  m/s hızla giren akışkan  $0,48$  m/s hızla kübik boşluğu terk etmektedir.

#### 4.1.1. Engel (Obstacle)

Kübik boşlukta cam kapak açılması sırasında oluşan ısı kazancının düşürülmesi yani ısı geçişinin azaltılması için giriş kesitinde ( $x/X=0$ ) değişik bölgelere  $0,1$  m yüksekliğinde engel yerleştirilerek bunun etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Birinci tip engel  $0,1$  m yüksekliğindedir ve boşluğun girişinde en üst noktaya yerleştirilmiştir (Şekil 3.). Şekil 7.a, b ve c'de 1. tip engel için 5. saniyedeki, Şekil 8a, b ve c'de 1. tip engel için 45. saniyedeki, Şekil 7.a, b ve c' de 1. tip engel için 80. saniyedeki eşdeğer sıcaklık eğrileri, akım

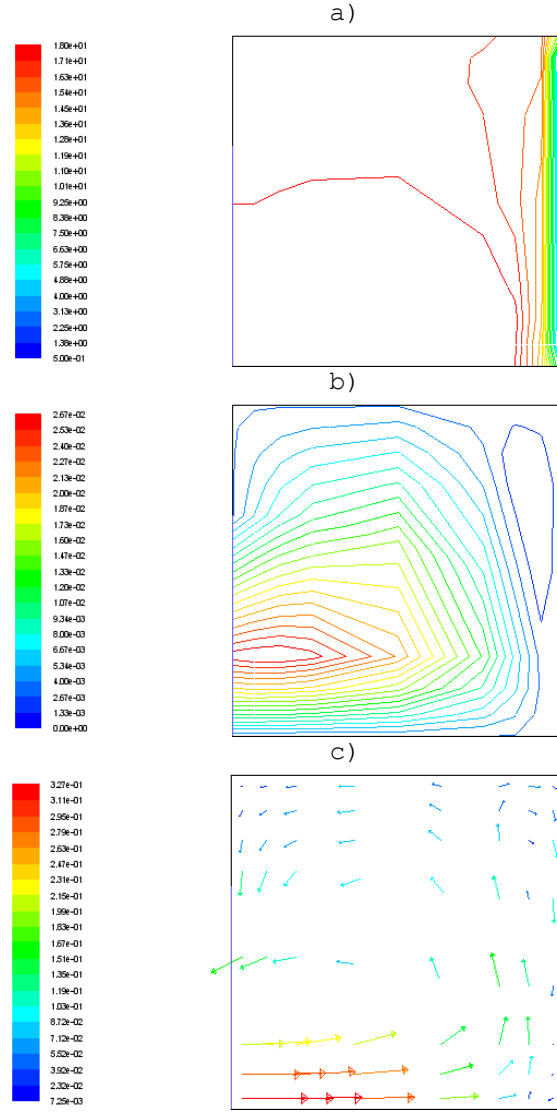
fonksiyonu ve hız vektörleri verilmiştir. Engelsiz durum ile karşılaştırıldığında bu değerlerde büyük farklılıklar meydana geldiği görülmektedir. Engelin arkasındaki bölgede hızlar hemen hemen sıfır olmakta ve sıcaklık zamanla çok az değişmektedir. Birinci tip engelde sistemin rejime gelme süresi engelsiz duruma göre çok fazla bir değişim oluşturmamıştır.



Şekil 7.  $t=5$ . s için kübik boşluk içerisindeki eşdeğer eğrilerin dağılımı

a) sıcaklık, b) akım fonksiyonu, c) hız vektörleri  
(Figure 7.  $t = 5$ .s for the cubic space with in the distribution of the equivalent curves)

(a) temperature, b) the stream function, c) velocity vectors)

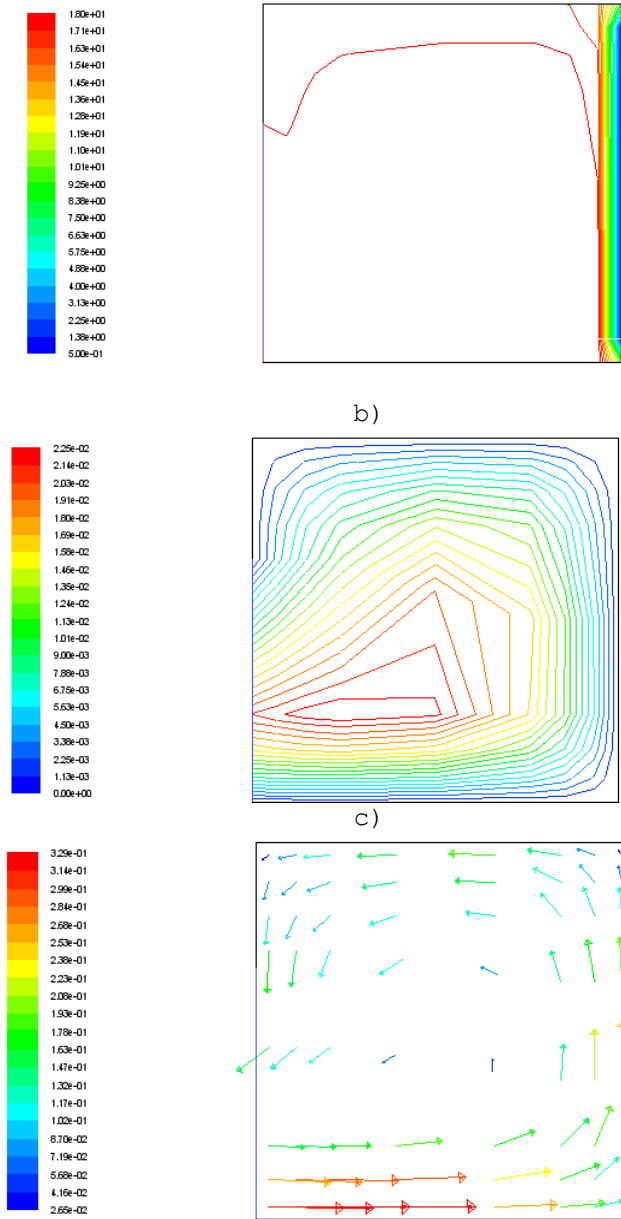


Şekil 8.  $t=45$ . s için kübik boşluk içerisindeki eşdeğer eğrilerin dağılımı

a) sıcaklık, b) akım fonksiyonu, c) hız vektörleri  
(Figure 8.  $t=45$ . s for the cubic space with in the distribution of the equivalent curves)

(a) temperature, b) the stream function, c) velocity vectors)

a)



Şekil 9.  $t=80$ .  $s$  için kübik boşluk içerisindeki eşdeğer eğrileri dağılımı

a) sıcaklık, b) akım fonksiyonu, c) hız vektörleri

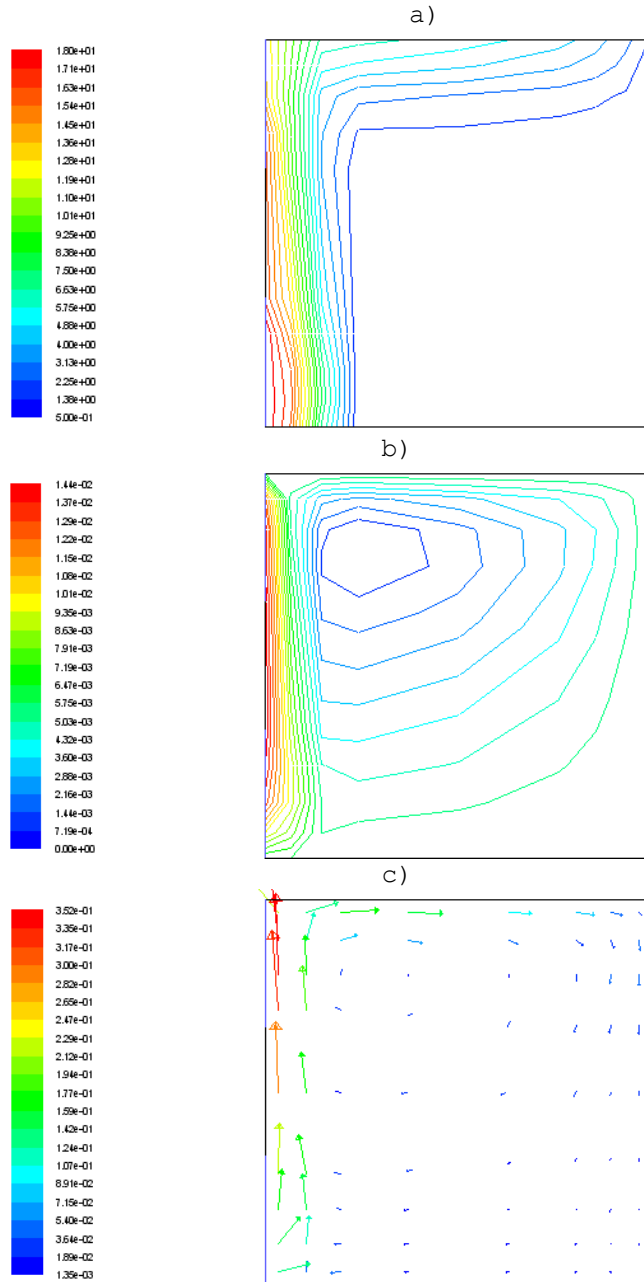
(Figure 9.  $t=80$ .  $s$  for the cubic space with in the distribution of the equivalent curves)

(a) temperature, b) the stream function, c) velocity vectors)

#### 4.2.2. Engel (Obstacle)

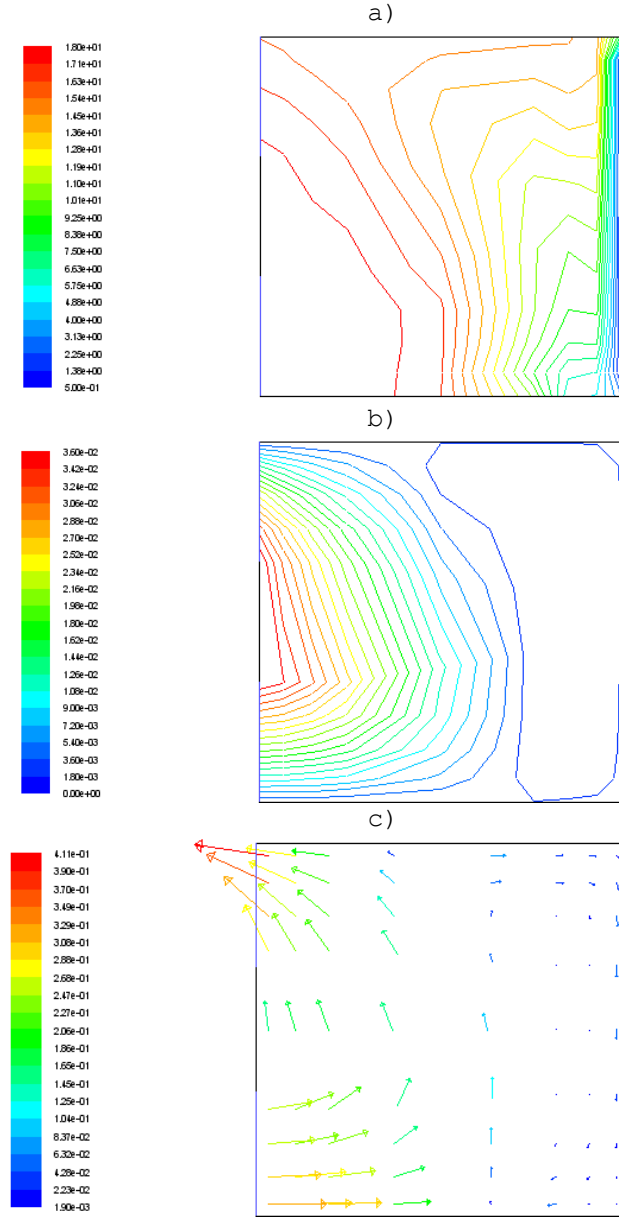
Kübik boşluğun cam kapağının açılması sırasında oluşan ısı kazancının düşürülmesi yani ısı geçişinin azaltılması için giriş kesitinde ( $x/X=0$ ) 0,1 m ile 0,2 m arasında engel yerleştirilerek bunun etkileri sayısal olarak incelenmiştir (Şekil 3.). Şekil 10. a, b ve c' de 2. tip engel için 5. saniyedeki, Şekil 11. a, b ve c' de 2. tip engel için 25. saniyedeki, Şekil 12. a, b ve c' de 2. tip engel için 75. saniyedeki eşdeğer sıcaklık eğrileri, akım fonksiyonu ve hız vektörleri verilmiştir. Engelsiz durum ile karşılaştırıldığında bu değerlerde büyük farklılıklar meydana geldiği görülmektedir. 2.

engelde sistemin rejime gelme süresi engelsiz duruma göre küçük bir miktar azalmıştır.

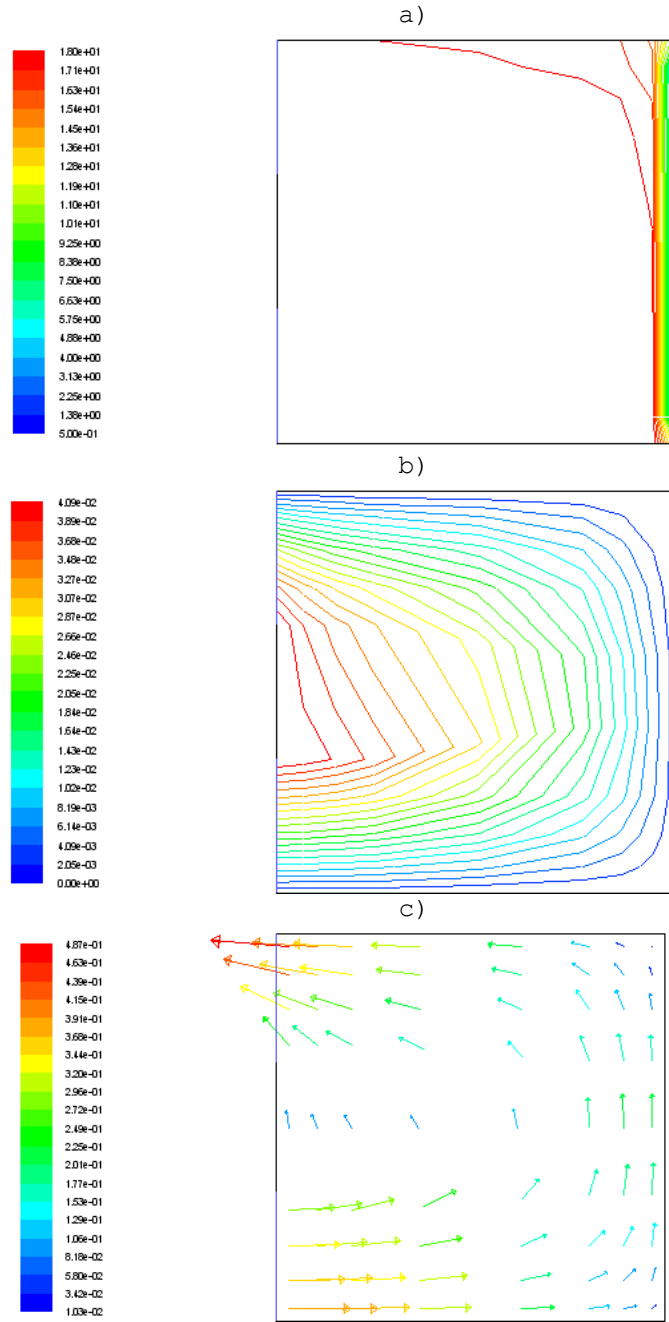


Şekil 10.  $t=5.s$  için kübik boşluk içerisindeki eşdeğer eğrilerin dağılımı

a) sıcaklık, b) akım fonksiyonu, c) hız vektörleri  
(Figure 10.  $t=5. s$  for the cubic space with in the distribution of the equivalent curves)  
(a) temperature, b) the stream function, c) velocity vectors)



Şekil 11.  $t=25. s$  için kübik boşluk içerisindeki eşdeğer eğrilerin dağılımı  
a) sıcaklık, b) akım fonksiyonu, c) hız vektörleri  
(Figure 11.  $t=25. s$  for the cubic space with in the distribution of the equivalent curves)  
(a) temperature, b) the stream function, c) velocity vectors)



Şekil 12.  $t=75$ .  $s$  için kübik boşluk içerisindeki eşdeğer eğrilerin dağılımı

a) sıcaklık, b) akım fonksiyonu, c) hız vektörleri  
(Figure 12.  $t=75$ .  $s$  for the cubic space within the distribution of the equivalent curves)

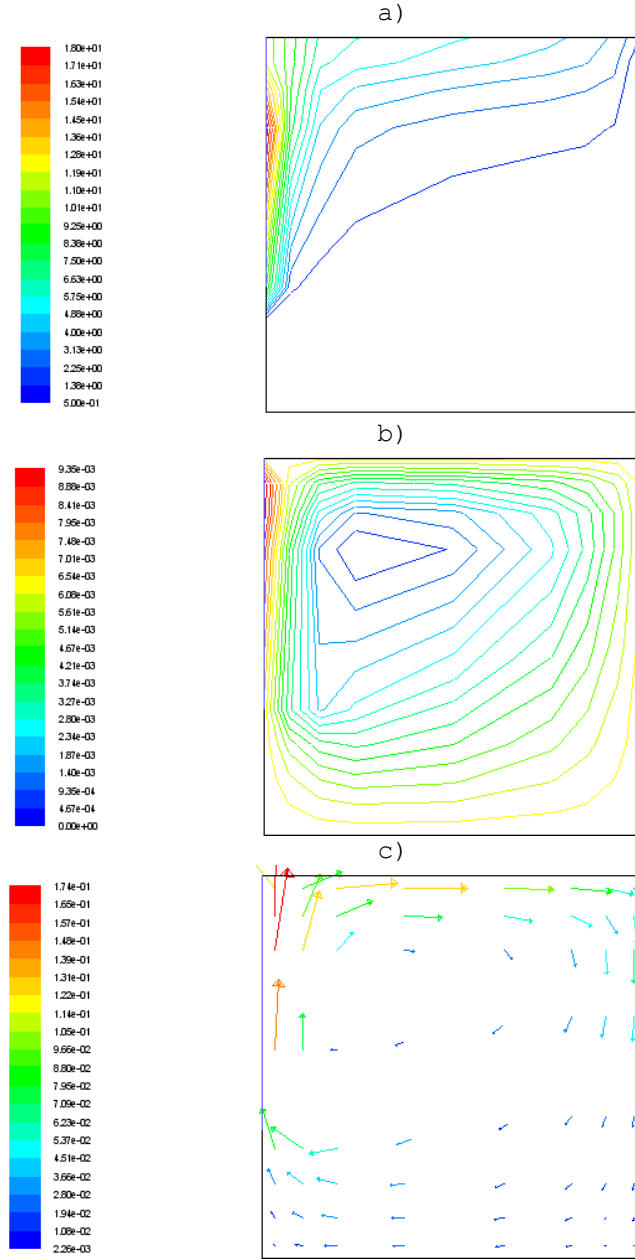
(a) temperature, b) the stream function, c) velocity vectors)

#### 4.3.3. Engel (Obstacle)

Kübik boşluğun cam kapağının açılması sırasında oluşan ısı kazancının düşürülmesi yani ısı geçişinin azaltılması için giriş kesitinde ( $x/X=0$ ) alttan 0,1 m yüksekliğinde engel yerleştirilerek bunun etkileri sayısal olarak incelenmiştir (Şekil 3). Şekil 13.a,b ve c' de 3. tip engel için 5. saniyedeki, Şekil 14.a,b ve c' de 3. tip engel için 65. saniyedeki, Şekil 15.a,b ve c' de 3. tip engel için 140.



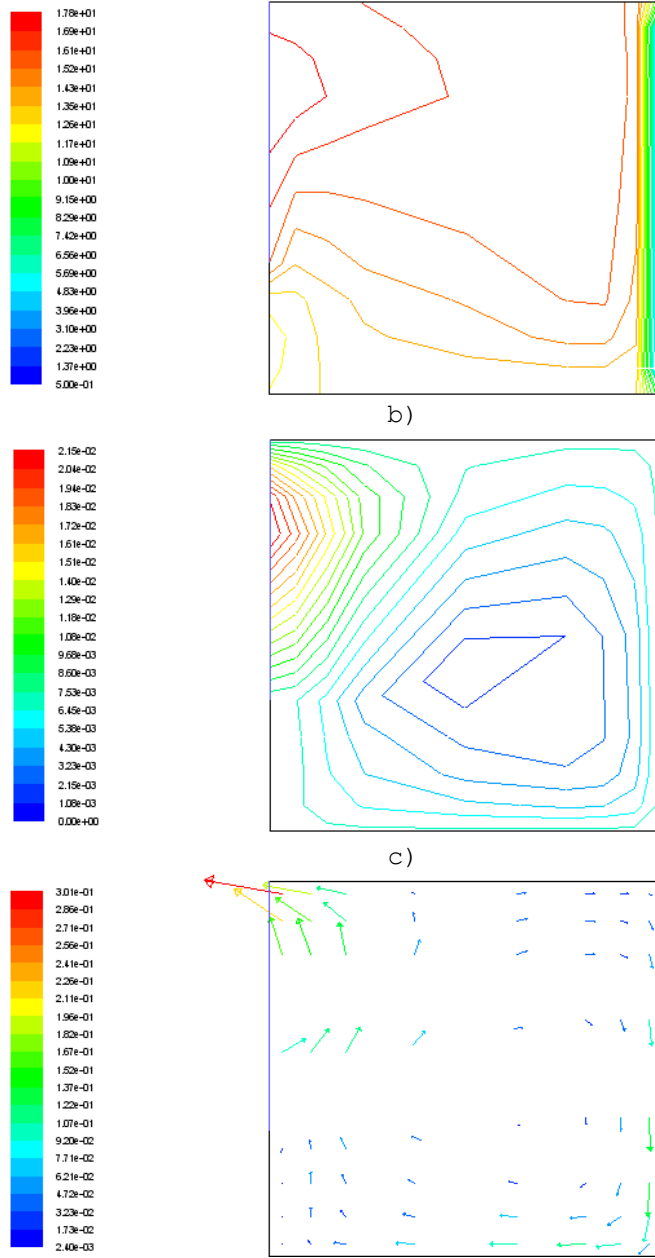
saniyedeki eşdeğer sıcaklık eğrileri, akım fonksiyonu ve hız vektörleri verilmiştir. Engelsiz durum ile karşılaştırıldığında bu değerlerde büyük farklılıklar meydana geldiği görülmektedir. 3. engelde sistemin rejime gelme süresi engelsiz duruma göre yaklaşık iki kat artmıştır.



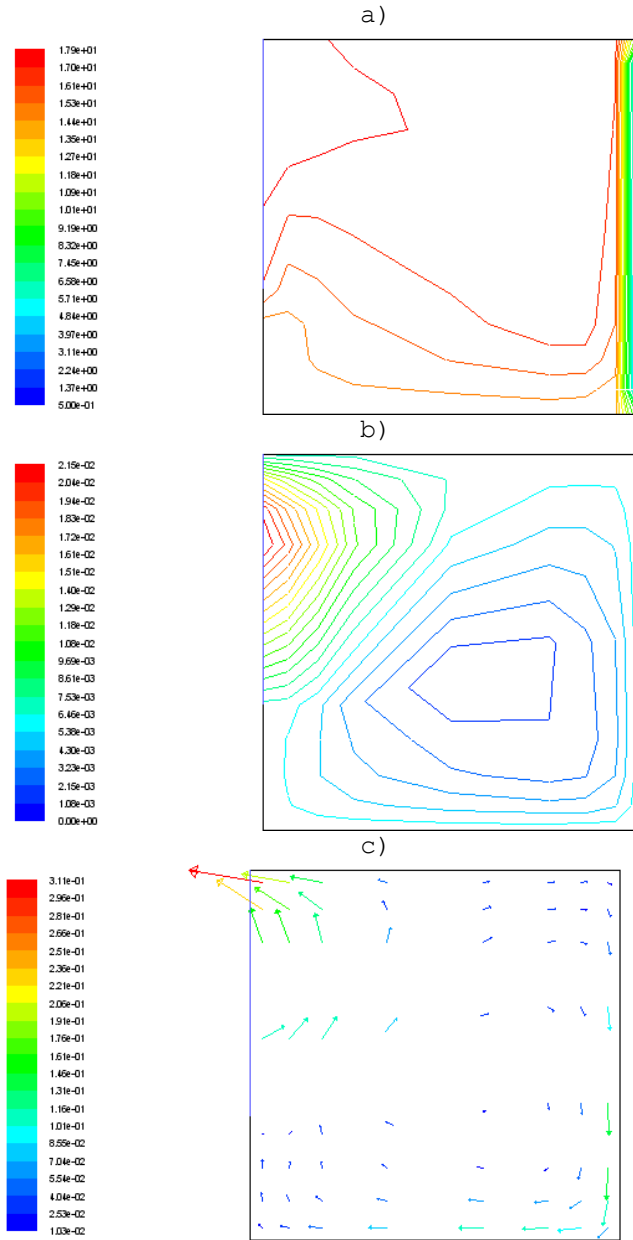
Şekil 13.  $t=5$ . s için kübik boşluk içerisindeki eşdeğer eğrilerin dağılımı

a) sıcaklık, b) akım fonksiyonu, c) hız vektörleri  
(Figure 13.  $t=5$ . s for the cubic space within the distribution of the equivalent curves)  
(a) temperature, b) the stream function, c) velocity vectors)

a)



Şekil 14.  $t=65. s$  için kübik boşluk içerisindeki eşdeğer eğrilerin dağılımı  
a) sıcaklık, b) akım fonksiyonu, c) hız vektörleri  
(Figure 14.  $t=65. s$  for the cubic space within the distribution of the equivalent curves)  
(a) temperature, b) the stream function, c) velocity vectors)



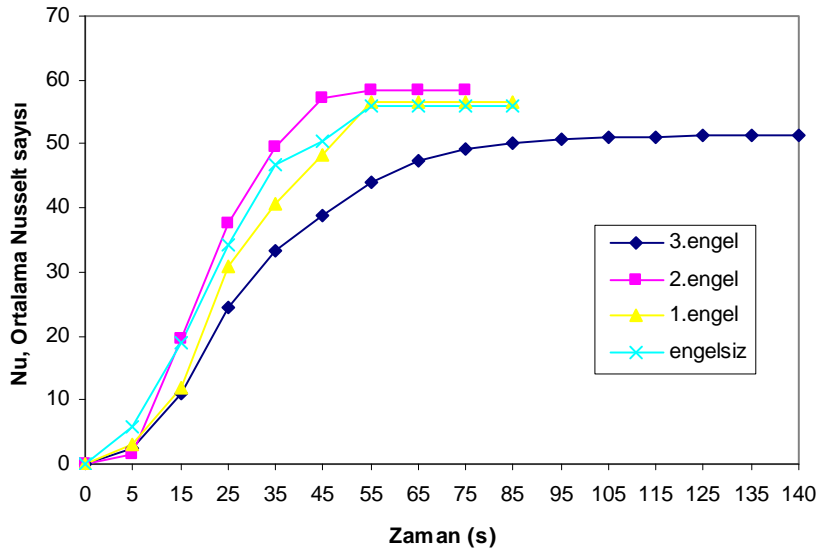
Şekil 15.  $t=140$ . s için kübik boşluk içerisindeki eşdeğer eğrilerin dağılımı

a) sıcaklık, b) akım fonksiyonu, c) hız vektörler  
(Figure 14.  $t=5$  s for the cubic space with in the distribution of the equivalent curves)  
(a) temperature, b) the stream function, c) velocity vectors)

Sonuç olarak 3. tip engelin sıcaklık ve hız değişimi üzerinde etkisi diğer engellerden çok olmuş, kübik boşluğun daha geç rejime gelmesine sebep olmuştur. Diğer engellerin etkisi az olup kübik boşluk engelsiz durumla yaklaşık aynı zamanda rejime gelmektedir. Kübik boşluk girişine yerleştirilen engellerin ısı transferine etkisi Şekil 16'da verilmiştir.

Her bir engelli durum için sayısal olarak elde edilen ortalama Nusselt sayıları engelsiz durumla karşılaştırılmıştır. Görüldüğü gibi 3. engel durumunda kübik boşluk içerisindeki ısı transferi diğer engelli durumlar ve engelsiz duruma göre daha az olmaktadır. Ayrıca 3.

engel durumunda kübik boşluk yaklaşık diğer durumlara göre iki kat daha uzun sürede rejime gelmektedir.



Şekil 16. Engelli ve engelsiz durumlar için Ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişimi  
(Figure 16. The average Nusselt number for cases of disability and barrier-time exchange)

#### KAYNAKLAR (REFERENCE)

1. Karakaya, H., (2010). Çeşitli yüzeylerinden ısıtılan veya soğutulan açık dikdörtgen prizmatik boşlukta laminer doğal taşınımın sayısal ve deneysel incelenmesi. Yayınlanmamış Doktora Tezi. Elazığ: Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
2. Durmuş, A., (2006). Yan yüzeyi açık prizmatik bir boşlukta doğal taşınım, Doktora Tezi. Trabzon: Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
3. Bilgen, E., (2002). Natural Convection in Enclosures with Partial Partitions. *Renewable Energy*, 26, pp:257-270.
4. Papanicolaou, E., Belessiotis, V., (2002). Transient Natural Convection in a Cylindrical Enclosure at High Raleigh Numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, pp:1425-1444.
5. Ha, M.Y. and Jung, J.M., (2000). A Numerical Study on Three-dimensional Conjugate Heat Transfer of Natural Convection and Conduction in a Differentially Heated Cubic Enclosure with a Heat-generating Cubic Conducting Body. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43, pp:4229-4248.
6. Deng, Q.H., Tang, G.F., and Li, Y., (2002). A Combined Temperature Scale for Analyzing Natural Convection in Rectangular Enclosures with Discrete Wall Heat Sources. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, pp:3437-3446.
7. Costa, V.A.F., (2002). Laminar Natural Convection in Differentially Heated rectangular Enclosures with Vertical Diffusive Walls. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, pp:4217-4225.
8. Bennacer, R., Mohamad, A.A., and Akrou, D., (2001). Transient Natural Convection in an Enclosure with Horizontal Temperature

- and Vertical Solutal Gradients. *International Journal of Thermal Sciences*, 40, pp: 899-910.
9. Soong, C.Y., Tzeng, P.Y., and Hsieh, C.D., (2001). Numerical Study of Bottom-Wall Temperature Modulation Effects on Thermal Instability and Oscillatory Cellular Convection in a Rectangular Enclosure. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, pp: 3855-3868.
  10. White, F.M., (2004). *Akışkanlar Mekaniği*, Kırkköprü, K., Ayder, E., Dördüncü Basımın Türkçesi, İstanbul: Literatür Yayınları.
  11. Incropera, F.P. ve DeWitt, D.P., (2001). *Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri*, Darbentli, T., Genceli, O., Güngör, A., Özbalta, N., Özgünç, F., Parmaksızoğlu, C., Uralcan, Y., Dördüncü Basımdan çeviri, İstanbul: Literatür yayınları.
  12. Fluent Incorporated, (2006). *Lebanon: Fluent 6.3 User's Guide*.
  13. Patankar, S.V., (1980). *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, New York: McGraw-Hill Book Company.
  14. Chan, Y.L. and Tien, C.L., (1985). A Numerical Study of Two-dimensional Laminar Natural Convection in Shallow Open Cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 28(3), pp: 603-612.
  15. Bilgen, E. and Oztop, H., (2005). Natural Convection Heat Transfer in Partially Open Inclined Square Cavities. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, pp:1470-1479.