

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BÖLÜMLENDİRİLMİŞ KAPALI KAVİTEDEKİ  
DOĞAL TAŞINIMIN SAYISAL OLARAK  
İNCELENMESİ**

**Makina Müh. Fatih AKKAN**

**FBE Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı Isı Proses Programında  
Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Oktay ÖZCAN**

**İSTANBUL, 2006**

# İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	iv
KISALTMA LİSTESİ.....	vi
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ÖNSÖZ.....	x
ÖZET.....	xi
ABSTRACT.....	xii
1 GİRİŞ.....	1
2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	3
3 YÖNETEN DENKLEMLER.....	14
3.1 Korunum Denklemleri.....	14
2.2 Türbülans Denklemleri.....	18
4 SAYISAL ÇÖZÜM.....	20
4.1 Sayısal Çözüm Aşamaları.....	20
4.1.1 Sayısal Çözüm Alanın Seçimi ve Grid Oluşturulması.....	20
4.1.2 Sınır Şartları.....	22
4.1.3 Akışkan Seçimi.....	22
4.1.4 Model Seçimi.....	22
4.1.5 Sayısal Parametre ve Algoritmaların Seçimi.....	23
4.1.6 Başlangıç Değerlerinin Tayini.....	23
4.1.7 Korunum Denklemlerinin İteratif Çözümü.....	24
4.1.8 Analiz.....	24
4.2 Sonlu Hacimler Metodu.....	24
5 KAPALI KAVİTE İÇERİSİNDE DOĞAL TAŞINIM.....	27
5.1 Kapalı Kavite İçinde Laminer Doğal Taşınım.....	28
5.2 Kapalı Kavite İçinde Türbülanslı Doğal Taşınım.....	31
5.3 Kapalı Kavite İçinde 3 Boyutlu Laminer Doğal Taşınım.....	34
6 BÖLÜMLENDİRİLMİŞ KAPALI KAVİTE İÇERİSİNDE DOĞAL TAŞINIM.....	36
6.1 Model ve Sınır Şartları.....	36
6.2 Blok Yüksekliğinin Etkisi.....	37
6.2.1 Laminer Akım.....	37
6.2.2 Türbülanslı Akım.....	39
6.3 Blok Kalınlığının Etkisi.....	41

6.4	Blok Yerinin Etkisi .....	43
6.4.1	Laminer Akım .....	43
6.4.2	Türbülanslı Akım .....	45
6.5	Blok Sayısının Etkisi .....	47
6.6	Rayleigh Sayısının Etkisi .....	49
6.6.1	Laminer Akım .....	49
6.6.2	Türbülanslı Akım .....	51
6.7	Tartışma .....	53
6.7.1	Blok Yüksekliğinin Etkisi .....	53
6.7.2	Blok Kalınlığının Etkisi .....	55
6.7.3	Blok Yerinin Etkisi .....	56
6.7.4	Blok Sayısının Etkisi .....	58
6.7.5	Rayleigh Sayısının Etkisi .....	59
7	BÖLÜMLENDİRİLMİŞ KAPALI KAVİTE İÇERİSİNDE ÜÇ BOYUTA DOĞAL TAŞINIM .....	62
7.1	Model ve Sınır Şartları .....	62
7.2	Bölümlendirilmiş Kapalı Kavite İçinde 3 Boyutlu Laminer Doğal Taşınım .....	63
7.2.1	$H_p'=0,8$ .....	64
7.2.2	$H_p'=0,5$ .....	66
7.2.3	$H_p'=0,2$ .....	69
7.3	Bölümlendirilmiş Kapalı Kavite İçinde 3 Boyutlu Türbülanslı Doğal Taşınım ..	71
8	SONUÇLAR .....	76
	KAYNAKÇA .....	78
	ÖZGEÇMİŞ .....	79

## SİMGE LİSTESİ

$c_p$	Özgül ısı
$g$	Yerçekimi ivmesi
$Gr$	Grashof sayısı
$H$	Kavite yüksekliği
$H_p$	Blok yüksekliği
$H_p'$	$H_p/H$ , boyutsuz blok yüksekliği
$k$	Isı iletim katsayısı
$L$	Kavite genişliği
$L_D$	Bloklar arası mesafe
$L_D'$	$L_D/L$ , boyutsuz bloklar arası mesafe
$L_p$	Blok genişliği
$L_p'$	$L_p/L$ , boyutsuz blok genişliği
$Nu$	Nusselt sayısı
$\overline{Nu}$	Ortalama Nusselt sayısı
$p$	Basınç
$P$	Düğüm noktası
$Pr$	Prandtl sayısı
$Ra$	Rayleigh sayısı
$Re$	Reynolds sayısı
$t$	Zaman
$T$	Sıcaklık
$T'$	Çalkantı sıcaklığı
$T_{ref}$	Referans sıcaklığı
$T_C$	Soğuk yüzey sıcaklığı
$T_H$	Sıcak yüzey sıcaklığı
$u, v, w$	Çalkantı hızları
$U$	x yönündeki hız
$V$	y yönündeki hız
$W$	z yönündeki hız
$W$	Kavite derinliği
$x'$	$x/L$ , boyutsuz genişlik
$y'$	$y/H$ , boyutsuz yüksekli
$z'$	$z/W$ , boyutsuz derinlik

## Yunan Harfleri

$\alpha$	Isı yayılma katsayısı
$\beta$	Isıl genleşme katsayısı
$\epsilon$	Türbülans kinetik enerjisi sönmleme (yutma) oranı
$\kappa$	Türbülans kinetik enerjisi
$\phi$	Bağımlı değişken
$\rho$	Yoğunluk
$\nu$	Kinematik viskozite
$\omega$	Çevri

İndisler

i,j,k Bileşen belirteci

## **KISALTIMA LİSTESİ**

RANS Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes  
SAM Sayısal Akışkanlar Mekaniği

## ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 Nasr vd.modeli .....	3
Şekil 2.2 Nasr vd. eş sıcaklık eğrileri ve akım fonksiyonu .....	3
Şekil 2.3 Chang ve Tsay modeli .....	4
Şekil 2.4 Chang ve Tsay eş sıcaklık eğrileri ve akım fonksiyonu. ....	5
Şekil 2.5 Bilgen modeli .....	6
Şekil 2.6 Bilgen eş sıcaklık eğrileri ve akım fonksiyonu .....	7
Şekil 2.7 Aydın modeli .....	8
Şekil 2.8 Aydın eş sıcaklık eğrileri ve akım fonksiyonu .....	9
Şekil 2.9 Calcagni vd.modeli .....	10
Şekil 2.10 Calcagni vd. sıcaklık dağılımı .....	10
Şekil 2.11 Calcagni vd. akım fonksiyonu .....	11
Şekil 2.12 Ishihara vd. akım ve fonksiyonu .....	11
Şekil 2.13 Ishihara vd. akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri .....	12
Şekil 2.14 Ishihara vd. akım çizgileri .....	12
Şekil 4.1 Çözüm ağı .....	21
Şekil 4.2 Tipik kontrol hacmi .....	25
Şekil 5.1 Model .....	27
Şekil 5.2 Grid dağılımı .....	28
Şekil 5.3 Eş sıcaklık eğrileri .....	29
Şekil 5.4 Akım fonksiyonu .....	30
Şekil 5.5 Grid dağılımı .....	31
Şekil 5.6 Eş sıcaklık eğrileri .....	31
Şekil 5.7 Akım fonksiyonu .....	32
Şekil 5.8 Ortalama Nusselt sayılarının değişimi .....	32
Şekil 5.9 Dikey hızların değişimi .....	33
Şekil 5.10 Sıcaklık dağılımı .....	34
Şekil 5.11 Ortalama Nusselt sayıları .....	35
Şekil 6.1 Model .....	36
Şekil 6.2 Eş sıcaklık eğrileri .....	37
Şekil 6.3 Akım fonksiyonu .....	38
Şekil 6.4 Eş sıcaklık eğrileri .....	39
Şekil 6.5 Akım fonksiyonu .....	40
Şekil 6.6 Eş sıcaklık eğrileri .....	41
Şekil 6.7 Akım fonksiyonu .....	42
Şekil 6.8 Eş sıcaklık eğrileri .....	43
Şekil 6.9 Akım fonksiyonu .....	44
Şekil 6.10 Eş sıcaklık eğrileri .....	45
Şekil 6.11 Akım fonksiyonu .....	46
Şekil 6.12 Eş sıcaklık eğrileri .....	47
Şekil 6.13 Akım fonksiyonu .....	48
Şekil 6.14 Eş sıcaklık eğrileri .....	49
Şekil 6.15 Akım fonksiyonu .....	51
Şekil 6.16 Eş sıcaklık eğrileri .....	52
Şekil 6.17 Akım fonksiyonu .....	53
Şekil 6.18 Soğuk duvarlardaki $\overline{Nu}$ değişimi .....	53
Şekil 6.19 Düşey hızlar $y'=0,05$ .....	54
Şekil 6.20 Soğuk duvarlardaki $\overline{Nu}$ değişimi.....	55

Şekil 6.21 Düşey hızlar $y'=0,5$ .....	55
Şekil 6.22 Soğuk duvarlardaki $\overline{Nu}$ değişimi.....	56
Şekil 6.23 Düşey hızlar $y'=0,5$ .....	57
Şekil 6.24 Soğuk duvarlardaki $\overline{Nu}$ değişimi .....	58
Şekil 6.25 Düşey hızlar $y'=0,5$ .....	59
Şekil 6.26 6.26 Soğuk duvarlardaki $\overline{Nu}$ değişimi .....	60
Şekil 6.27 Düşey hızlar $y'=0,5$ .....	61
Şekil 7.1 Model .....	62
Şekil 7.2 Grid dağılımı .....	63
Şekil 7.3 Eş sıcaklık eğrileri .....	64
Şekil 7.4 Düşey hızlar .....	65
Şekil 7.5 Soğuk duvarlardaki $\overline{Nu}$ değişimi.....	66
Şekil 7.6 Eş sıcaklık eğrileri .....	67
Şekil 7.7 Düşey hızlar .....	67
Şekil 7.8 Soğuk duvarlardaki $\overline{Nu}$ değişimi .....	68
Şekil 7.9 Eş sıcaklık eğrileri .....	69
Şekil 7.10 Düşey hızlar .....	70
Şekil 7.11 Soğuk duvarlardaki $\overline{Nu}$ değişimi .....	71
Şekil 7.12 Grid dağılımı .....	72
Şekil 7.13 Sıcaklık dağılımı .....	72
Şekil 7.14 Düşey hızlar .....	73
Şekil 7.15 Soğuk duvarlardaki $\overline{Nu}$ değişimi .....	74

## ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 5.1 Nusselt sayıları karşılaştırması .....	32
--	----

## ÖNSÖZ

Doğal taşınım fiziksel bir olgu olup atmosfer, göller, okyanuslar, yerkabuğunun mantosu gibi doğal proseslerin yanında güneş kolektörleri, elektronik cihazların soğutulması, endüstriyel yanma sistemleri gibi mühendislik uygulamalarında da kendini göstermektedir. Kapalı kaviteilerin içinde doğal taşınım bu uygulamalardaki önemi sebebiyle son yıllarda güncel bir araştırma alanı olup hem deneysel hem de sayısal olarak çalışmalar sürmektedir.

Bu çalışma kapsamında, doğal taşınım, bölümsüz ve bölümlendirilmiş kapalı kavitelere modellenerek sayısal olarak simülasyonu yapılmıştır. Yapılan modeller daha sonra genişletilerek farklı şekilde modellenen kapalı kavitelere doğal taşınımındaki değişim hem laminer hem de türbülanslı akımda incelenmiştir.

Güncel bir araştırma alanının çalışılmasını bana sunup, görüş ve fikirlerini aktararak bana çalışmam boyunca yol gösteren danışmanın Prof. Dr. Oktay Özcan'a, gösterdikleri destekten ve anlayıştan ötürü ailem, çalışma arkadaşlarım ve dostlarıma teşekkürlerimi sunarım.

## ÖZET

Bu çalışmada, kaldırma kuvvetinin etkisinin tetiklediği doğal taşınım problemi bölümsüz ve bölümlendirilmiş kapalı kaviteelerde sayısal olarak incelenmiştir. Kaviteyi oluşturan sıcak ve soğuk duvarlar sabit sıcaklıkta tutulmuş, diğer duvarlar ısılsı olarak yalıtılmıştır.

Bölümlendirilmemiş kavitede Rayleigh sayısının etkisinin doğal taşınımına etkisi incelenmiştir. Bölümlendirilen kavitede, bölümlendirmeyi gerçekleştiren blokların uzunluğunun, kalınlığının, yerinin ve sayısının değişimiyle, Rayleigh sayısının doğal taşınımına etkisi incelenmiştir.

Çalışmada incelenen modeller Gambit programıyla tasarlanıp çözüm alanı oluşturulmuştur. Bu modeller daha sonra Fluent programına aktarılarak, sınır koşulları verildikten sonra, süreklilik, momentum ve enerji denklemleri bu program ile sayısal olarak çözülmüştür. Türbülanslı çözümlerlerde standart  $\kappa$ - $\epsilon$  modeli kullanılmıştır. Sonlu farklar metodu dahilinde çözümler kararlı halde elde edilmiştir.

Yapılan çözümlerlerden sonra eş sıcaklık ve akım fonksiyonu eğrileri kullanılarak modellerdeki doğal taşınımındaki değişme, iki ve üç boyutta hem laminer hem de türbülanslı akış için sunulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Doğal taşınım, kapalı kavite, Rayleigh sayısı.

## **ABSTRACT**

In this thesis, buoyancy driven natural convection is studied numerically in a partitioned and non-partitioned closed cavity. The hot and cold wall in the cavity are kept constant temperature, and the other walls isolated adiabatically.

The effect of Rayleigh number on the natural convection is examined in a non-partioned cavity. In partitioned cavity, the effect height, width, place and the number of the blocks which realises partitioning and the effect of Rayleigh number on natural convection is examined.

The analysed flow fields in the study are discretised with the Gambit programme. After, these models are trasferred to Fluent programme and boundary conditions are given; the equations of continuity, momentum and energy are solved numerically in this programme. In turbulence solutions, standart  $\kappa$ - $\epsilon$  model is used. Solutions are taken in steady state conditions with finite difference method.

After, results of the solutions are presented by using isothermal and stream function curves both in laminar and turbulent flow in two and three dimension.

Keywords: Natural convection, closed cavity, Rayleigh number.

## 1. GİRİŞ

Günümüzde elektronik cihazların tasarımında rol oynayan en büyük etkenlerden biri uygun sıcaklık aralıklarını saptamak ve buna uygun ısı geçişi mekanizmaları belirlemektir. Bunun sayesinde elektronik cihazların performansları ve güvenilirlikleri arttırılmış olur. Doğal taşınımınla soğutma , gücü ve yoğunluğu düşük sistemlerde oldukça kullanılmaktadır. Bunun sebebi, düşük maliyetli ve gürültüsüz oluşudur. Doğal taşınım, diğer birçok mühendislik uygulamasına hakim olmaktadır. Bunların içinde kapalı binaların enerjinin korunumu ve verimliliği yönünden tasarımı da yer almaktadır. Akış ve enerji iletimini kapsayarak ilgi çekici bir araştırma alanı olan doğal taşınımın bir mekandaki havanın şartlandırılması öncelikli kapsadığı konulardan biri olmaktadır.

Akışkan içindeki yoğunluk dağılımına yerçekiminin etki etmesiyle kaldırma kuvvetleri ortaya çıkmaktadır ve bu akışkanlar mekaniği ve ısı transferi için birçok olguyu meydana getirmektedir ki, doğal taşınım bu olgulardan biri olmaktadır. Akışkana kendinden daha sıcak veya soğuk bir yüzeye temas etmesin sonucu doğal taşınım meydana gelmektedir. Bu sıcaklık farkı yüzey yakınında akışkan içerisinde yoğunluk farkını meydana getirmektedir. Bu da hafif akışkanın yukarı, ağır akışkanın aşağı hareketlendiği akışkanın doğal hareketini meydana getirmektedir. Bir yoğunluk gradyanına yerçekimi kuvvetinin etkisiyle ortaya çıkan kaldırma kuvveti, doğal taşınımı yaratır.

Doğal taşınımında ortaya çıkan akışkan hızları genelde yavaş, fakat ısı transfer yüzeyleri çevresinde meydana gelen akış karakteristikleri zorlanmış taşınımına benzemektedir. Akışkan, karakteristik uzunluk, sıcaklık farkı, akışkan özellikleri ve ağırlık kuvveti etkisiyle laminer veya türbülanslı olabilmektedir.

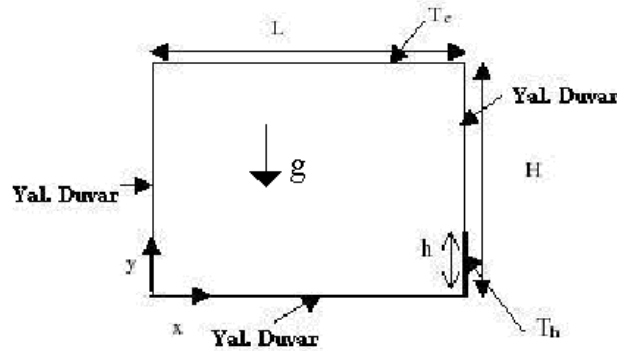
Bu çalışmada önce bölümlendirilmemiş kavitede Rayleigh sayısının değişiminin doğal taşınımına olan etkisi incelenmiştir. Daha sonra Dağtekin ve Öztop (2001) tarafından yapılan iki boyutta bölümlendirilmiş kavitedeki laminer akım çalışması göz önüne alınmış, buradaki sınır şartları yeniden düzenlenip türbülanslı akım da dahil edilerek, bölümlendirmeyi gerçekleştiren blokların uzunluğunun, kalınlığının ve yerinin etkisiyle, Rayleigh sayısının doğal taşınımına etkisi incelenmiştir.

Çalışmada incelenen modeller Gambit programıyla ayrıklaştırılarak çözüm alanı

oluşturulmuştur. Bu modeller daha sonra Fluent programına aktararak, sınır koşulları verildikten sonra, s¼reklilik, momentum ve enerji denklemleri bu program ile sayısal olarak ç¼z¼lm¼řt¼r. T¼rb¼lanslı ç¼z¼mlerelerde standart  $k$ - $\epsilon$  modeli kullanılmıştır. Sonlu hacimler metodu dahilinde ç¼z¼mler daimi (zamanla değişmeyen) halde elde edilmiştir.

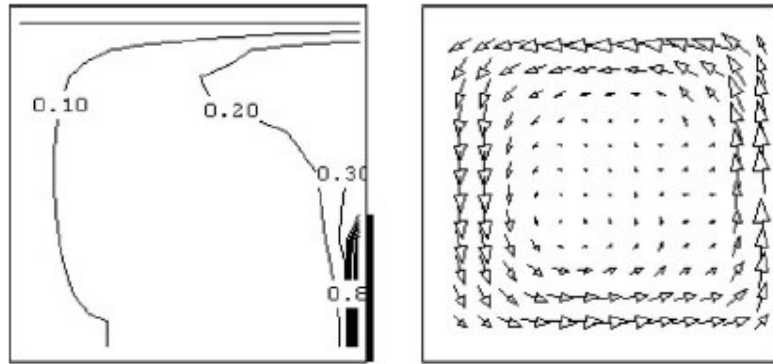
## 2.LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Nasr vd. (2006), kapalı bir kavitedeki laminer doğal taşınımı, sonlu hacimler metodunu kullanarak, çevri transport denklemlerini, akım fonksiyonu ve enerji denklemleri ile çözerek sayısal olarak incelemiştir.



Şekil 2.1 Nasr ve Chouikh modeli

Çalışmada, H/L oranı 1 olarak seçilmiş, kavitenin tavanı sabit sıcaklıkta soğutulmuş, dikey duvarlardan birinin % 37'lik bir kısmı izotermal olarak ısıtılmıştır. Değişik Rayleigh sayılarına göre hız ve sıcaklık alanları belirlenip, akış karakteristikleri belirlenmiştir.



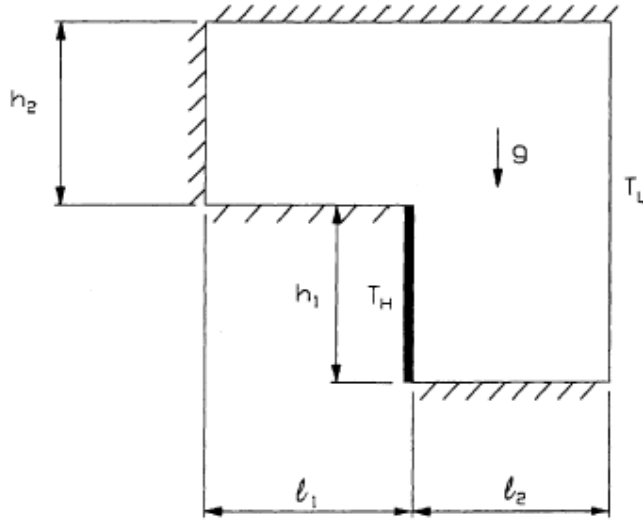
Şekil 2.2 Nasr vd. eş sıcaklık eğrileri ve akım fonksiyonu

Prandtl sayısının  $Pr=0.71$  ve Rayleigh sayısının  $10^6$  olduğu haldeki çözüm şekil 2.2'de gösterilmektedir. Görüldüğü üzere, ısı ve dinamik yapı, sıcak yüzeyin konumu ve uzunluğuna göre duyarlı olmaktadır.

Eş sıcaklık eğrileri (izoterm) sıcak yüzeyin yanında, yatay yönde büyük sıcaklık gradyanları göstermektedir. Bu ısı gradyanları, doğal taşınımı başlatmakta ve

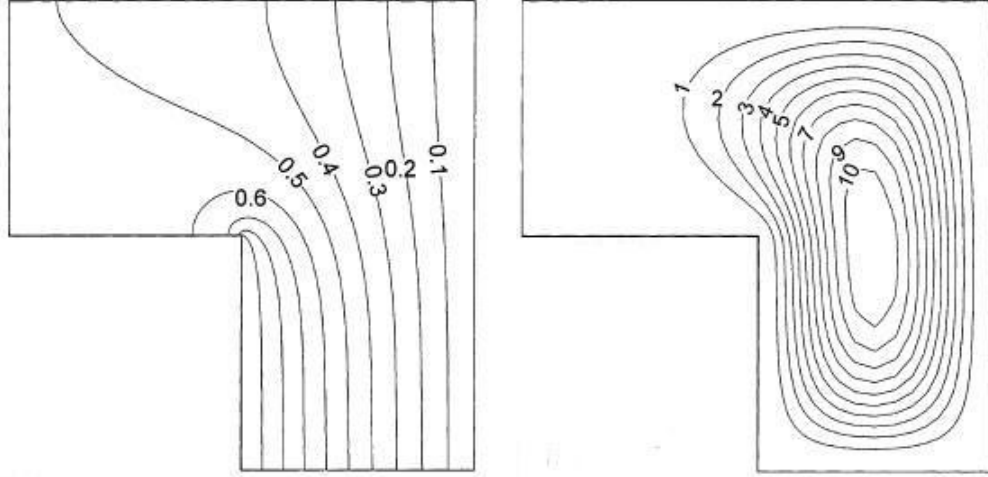
korunmaktadır. Sıcak yüzeye bitişik akışkan yukarı doğru taşınarak, soğutulmuş akışkanla yer değiştirilir. Yükselen akım, alçalan akıma göre daha sıcaktır, bu hareket yönündeki itici kuvvetten ileri gelmektedir. Düşük Rayleigh sayılarında tavana yakın izotermlerin paralel olması ısı transferinin çoğunun iletimden meydana geldiğini göstermektedir. İzotermlerin yataydan ayrılması, taşınımın etkisinin olduğunu göstermektedir. Daha yüksek Rayleigh sayılarında ısı transfer mekanizması taşınıma doğru değişmektedir. Sıcak yüzeyin yanında ortaya çıkan ısıl tabaka, Rayleigh sayısının artışına bağlı olarak daha ayırt edilir bir durum almaktadır.

Chang ve Tsay (2001), şekil 2.3'de görüldüğü gibi, sol tarafta sıcak bir basamağın kullanıldığı bir kavitede doğal taşınımı incelemişlerdir. Arka basamak, uniform olarak sıcak ve sabit bir sıcaklıkta tutulmuş, sağ duvar ise soğuk, sabit ve uniform olarak tutularak diğer duvarlar ısı olarak izole edilmişlerdir. Sıcak ve soğuk duvarlar arasındaki sıcaklık farkı, kaldırma kuvvetiyle sirkülasyon yapan bir akış meydana getirmektedir.

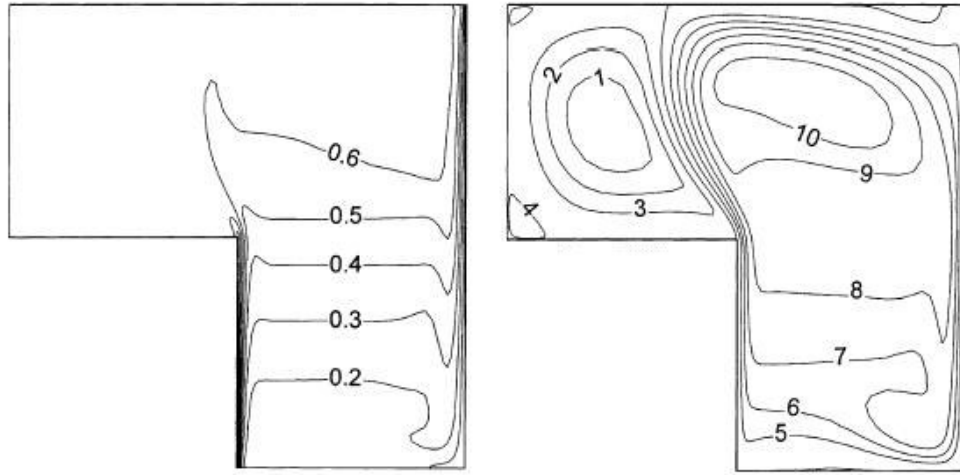


Şekil 2.3 Chang ve Tsay modeli

Elde edilen sonuçlarda, arka basamak şeklinin bulunması, ısı transfer katsayısını  $Ra = 10^7$  ve  $Pr = 0.71$  için bulunmamasına oranla % 32 oranında artırmaktadır. Isı transferindeki artış, Rayleigh sayısının azalmasıyla artmaktadır. Düşük Rayleigh sayılarında, arka basamak ve soğuk duvar arasındaki mesafe, ortalama Nusselt sayısını oldukça etkilemektedir. Adyabatik dikey duvarın uzunluğunun artırılması, ortalama Nusselt sayısının artmasına neden olur.



a)



b)

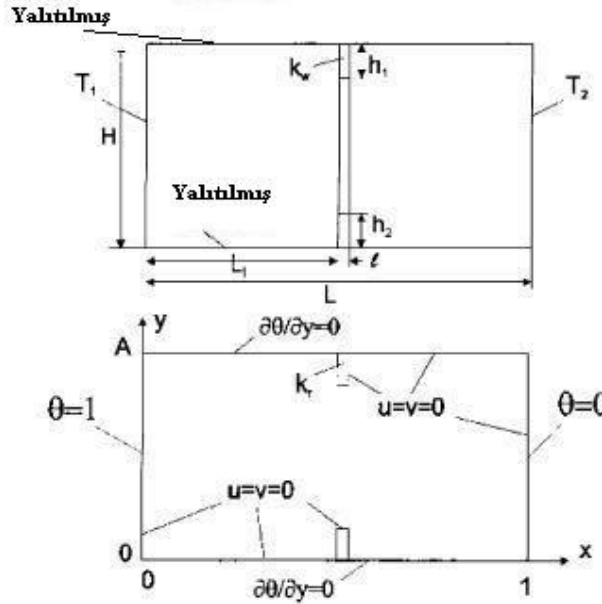
Şekil 2.4 Chang ve Tsay eş sıcaklık eğrileri ve akım fonksiyonu a)  $Ra = 10^2$ , b)  $Ra = 10^7$

Şekil 2.4'den anlaşılacağı üzere,  $Ra = 10^2$  de, izotermeler, sol duvardan dikey olarak dağılmıştır, bu iletimin baskın olduğu sonucunu ortaya çıkarmaktadır. Burada sadece tek geniş hücre tipinde bir sirkülasyon oluşmuştur. Arka basamağın üstüne ise belli belirsiz akım çizgileri genişlemektedir ki, bu akışın zayıf –düşük Rayleigh sayılarında- olduğunu göstermektedir.

Rayleigh sayısının artırılmasıyla, kaldırmanın tetiklediği akış güçlenir ve taşınım daha önemli bir durum alır. İki ısı transfer plakalarının yanında oldukça ince sınır tabakalar oluşur. Bu ısıl tabakalaşma en çok ısıtılan ve soğutulan yüzeylerin yanında oluşur. Ayrıca ikinci bir hücre

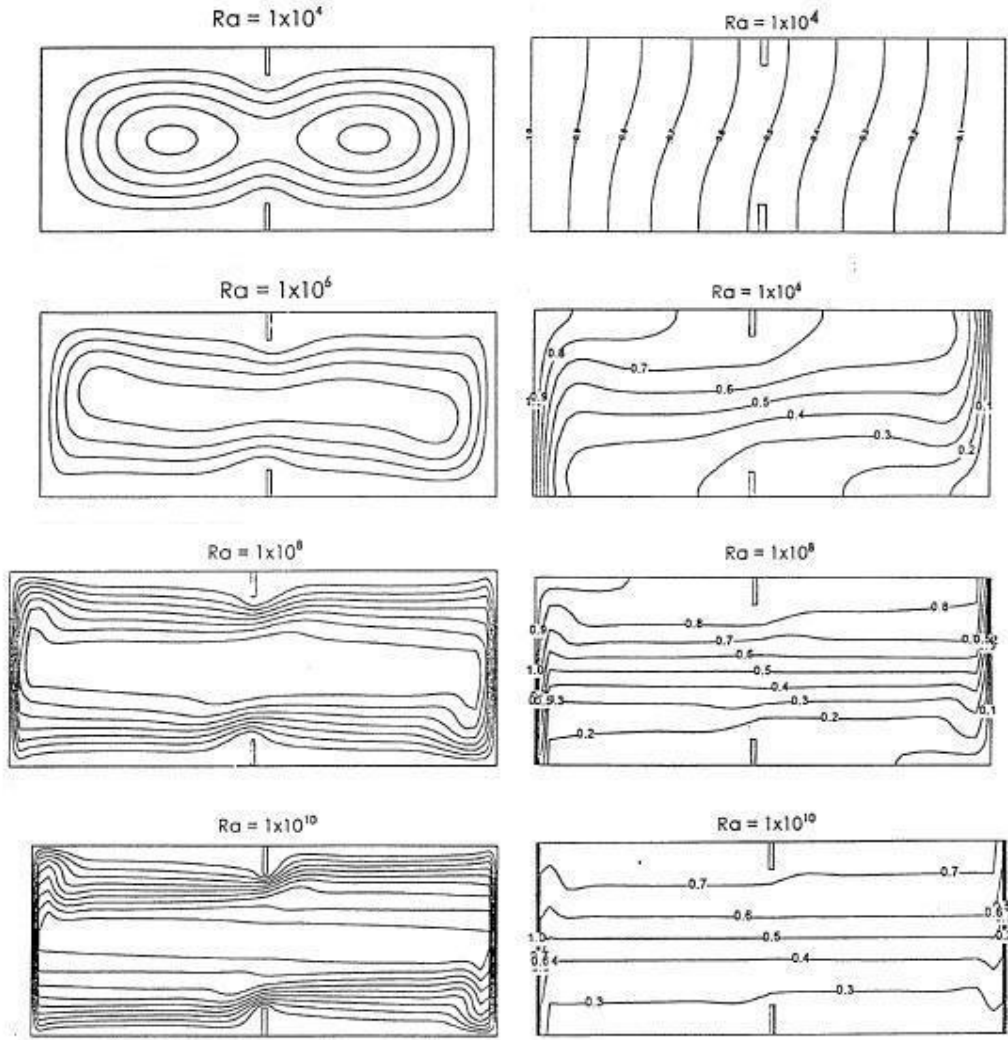
sirkülasyon oluşmakta ve sol köşelerde ufak hücreler görünmektedir.  $Ra=10^7$  deki akım fonksiyonun değeri  $Ra=10^2$  ye göre oldukça büyüktür.

Bilgen (2000), laminer ve türbülanslı doğal taşınımı, şekil 2.5'te görüldüğü gibi kaviteyi kısmi bölümlere ayırarak sayısal olarak incelemiştir. Dikey duvarlar izotermal ve yatay duvarlar adyabatiktir. İki boyutlu kütle, momentum ve taşınım denklemleri, Boussinesq yaklaşımıyla, Simpler metodu kullanarak çözülmüştür. Değişik bölümlene pozisyonları ve H/L oranlarıyla, Rayleigh sayısı,  $10^4$  ten,  $10^{11}$  e kadar çözümlenmeler yapılmıştır.



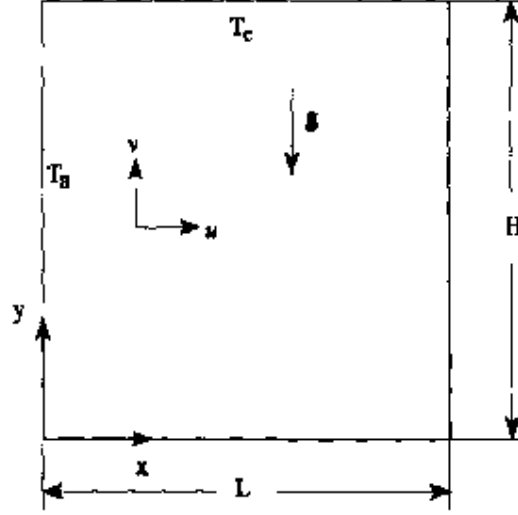
Şekil 2.5 Bilgen modeli

Şekil 2.6'da görüldüğü üzere,  $Ra=10^4$  'te , izotermeler, iletim rejimini göstermekte, her iki bölümde ayrı ayrı hücre oluşmuş, akım çizgileri ise düzenli olarak yerleşmiştir.  $Ra=10^6$  da daha güçlü bir sirkülasyon görülmekte ve tüm kavitede tek bir sirkülasyon oluşmaktadır. Hücre ise hafif olarak çarpıklaşmaya başlamaktadır. İzotermeler, dikine gradyanlar oluşturmakta ve tabakalaşma başlamaktadır.  $Ra=10^8$  de, taşınım sol bölümde güçlenmekte ve eğrilik sol duvara kaymaktadır. İzotermeler düşey sınırlarda, yatay yönde gradyanlar oluşturarak, taşınımın daha güçlü olduğunu göstermektedir.  $Ra=10^{10}$  da, sağ bölümde saat yönünde sirkülasyon etkili olmaktadır. Dikey duvarlarda, dikine sıcaklık gradyanları gözlenmektedir.  $Ra>10^6$  için dikey duvarlarda sınır tabaka rejimi izlenmektedir.



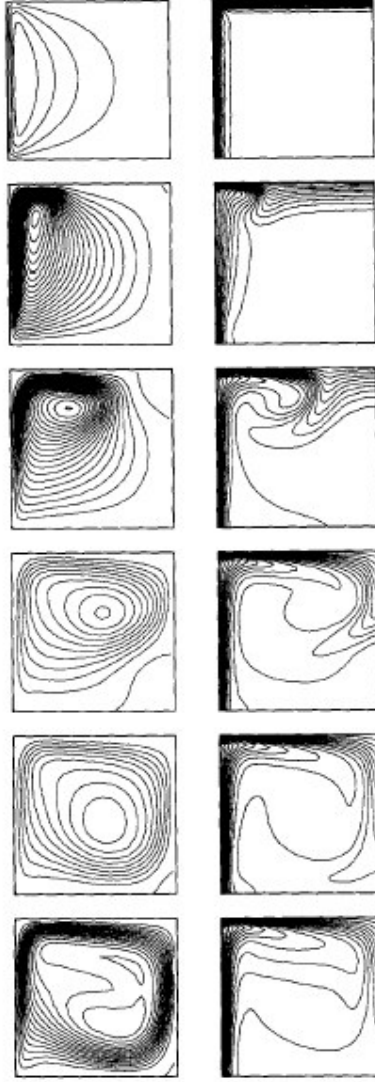
Şekil 2.6 Bilgen akım fonksiyonu ve eş sıcaklık eğrileri

Aydın (1999), şekil 2.7'de görülen geçici rejimde doğal taşınımı, iki boyutlu, tek fazda, hava için 0,71 Prandtl sayısında, Rayleigh sayısının  $10^3$ - $10^7$  olduğu aralıkta kare bir kavitede sayısal olarak incelemiştir. Başlangıçta, akışın uniform ve hareketsiz olduğu kabul edilmiş; sol ve üst duvarda, azalan ve artan sıcaklıkla akış harekete geçirilmiştir. Geçici Navier-Stokes denklemleri Boussinesq yaklaşımıyla, sonlu farklar yöntemini kullanan çevri-akım fonksiyonlarıyla çözülmüştür.



Şekil 2.7 Aydın modeli

Başlangıçta, akışkan uniform ve hareketsizdir  $t > 0$  da ani sıcaklık yükselmesinden dolayı izotermal duvarlarda keskin sıcaklık gradyanları meydana gelmekte, bu sırada, akışkanın merkezi başlangıç uniform sıcaklığında olduğundan, sıcak sol duvarın yanında akışkan yükselmeye başlar. Akışkanın yönü, bu geometrideki ısı kaldırma gücü nedeniyle saat yönünde olmaktadır. Bütün Rayleigh sayılarında başlangıçta, sol sıcak duvarın yanında, kavitenin içinde küçük bir hücre meydana gelmektedir. Kalabalık ve izotermal duvarlara paralel izotermeler, başlangıçta iletimin baskın olduğunu ve taşınımın daha gelişmediğini göstermektedir.  $t = 0,001$  de, saat istikametinin ters yönünde dönen bir hücre şeklindedir. Akabinde, akış boyutsal olarak gelişerek kararlı duruma doğru yönelmektedir ve bu akışın ivmelendiğini göstermektedir. Artan zaman ile, akım çizgilerinin sayısı artar ve merkezi sol sıcak duvara yakınken, geometrinin merkezine doğru kayar. Sıcaklık alanında ise tabakalaşma meydana gelir.  $t = 0,1$  anı kararlı durumun resmidir. Momentum ve ısı sınır tabakalar tamamiyle oluşmuştur.

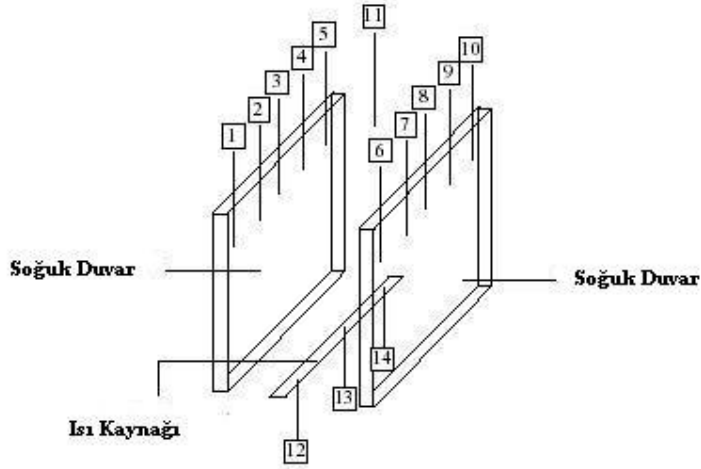


Şekil 2.8 Aydın  $\Delta t=0,1$  sn. eş sıcaklık eğrileri ve akım fonksiyonu

Calcagni vd. (2005), şekil 2.9'da görülen altta ayırık ısıtıcısı bulunan ve yan duvarlar tarafından soğutulan kapalı bir kavitedeki doğal taşınımı deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Rayleigh sayısının  $10^3$  ile  $10^6$  arasında olduğu durumda ısıtıcının uzunluğunun değişimine göre ısı transferi araştırılmıştır. Deneysel bilgiler için, hava tabakasındaki sıcaklık dağılımını ölçmek için gerçek zamanlı interferometre, sayısal bilgiler için Fluent yazılımı kullanılmıştır.

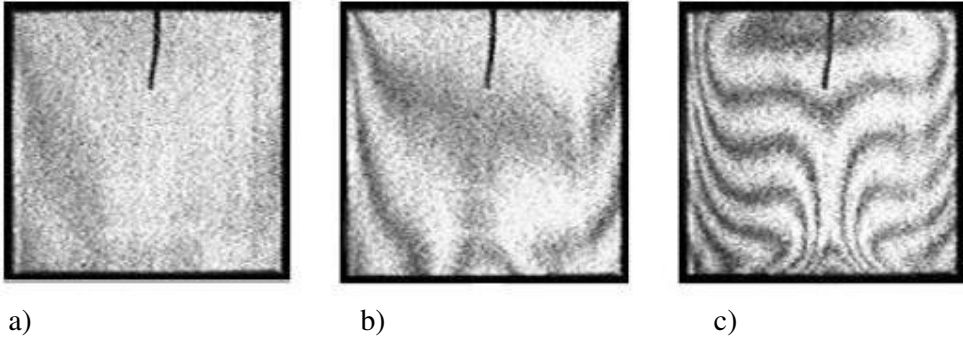
$$E = \text{ısıtıcı uzunluğu} / \text{kavitenin derinliği}$$

(1.1)



Şekil 2.9 Calcagni vd. modeli

Deneysel olarak yapılan çalışmada, gerçek zamanlı video kaydında elde edilen interferogramlarla gösterilmiştir.

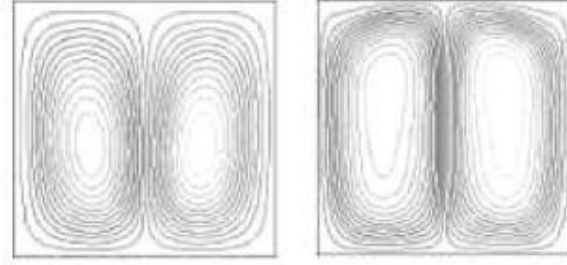


Şekil 2.10 Calcagni vd. sıcaklık dağılımı  $E=0,4$  a) başlangıç , b) 30sn. sonra  $Ra= 1,24 \times 10^4$   
c) 1800 sn. sonra  $Ra= 1,86 \times 10^5$

$10^4$  ten küçük Rayleigh sayıları için, iletimle ısı transferi hakimdir. Şekil 2.10 incelendiğinde b'de izotermilerin hafifçe bükülmesi taşınımın zayıf olduğunu gösterir. c'de ise tam gelişmiş bir taşınım görünmektedir.

Sayısal yapılan çalışmada ise  $E= 0,4$  için şekil 2.11'de akım çizgileri görünmektedir. İki adet dikey elips, iki adet karşı dönen sirkülasyonu (girdabı) göstermektedir. Lokal olarak yerleştirilen ısıtıcı tarafından ısıtılmasıyla akışkan merkezci olarak yukarı adyabatik duvara yükselir ve iki akiye ayrılarak yatay olarak soğuk duvarlara hareket eder. Soğutmanın

etkisiyle, akışkan düşey duvarlardan alçalır ve taşınımsal çember tamamlanmış olur.

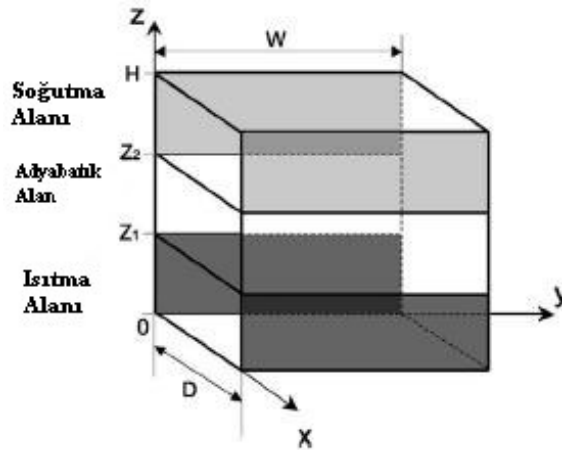


a)

b)

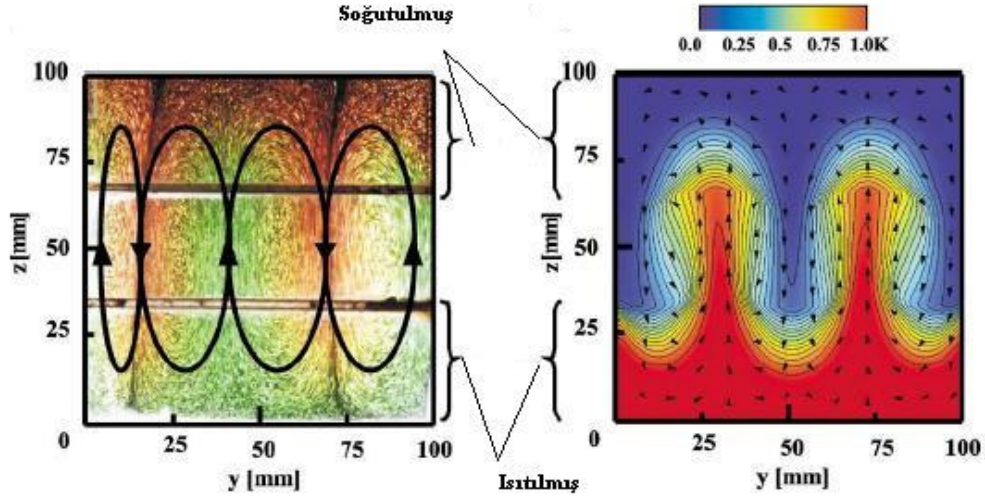
Şekil 2.11 Calcagni vd. akım fonksiyonu a)  $Ra=10^4$  , b)  $Ra=10^6$

Ishihara vd. (2002), doğal taşınımı simetrik ısıtma ve soğutma alanlarına sahip dikey dikdörtgenel bir kavitede incelemişlerdir. Sayısal ve deneysel olarak tek fazda incelenen doğal taşınım kapalı termosifon modelidir. Simetrik ısı transfer yüzeyleri, eşit yüksekliğe sahip 3 alana ayrılmış, birinci ve üçüncü alan ısıtma ve soğutma, aradaki alan ise adyabatik olarak belirlenmiştir. Isı transfer yüzeyleri 100 mm x 100 mm'dir. Yüzeyler arası mesafe ,  $D$  ve sıcaklık farkı,  $\Delta T$  nin değiştirilerek, 2 ve 3 boyutta kararlı rejimde, silikon yağ kullanılarak sonuçlar bulunmuştur.



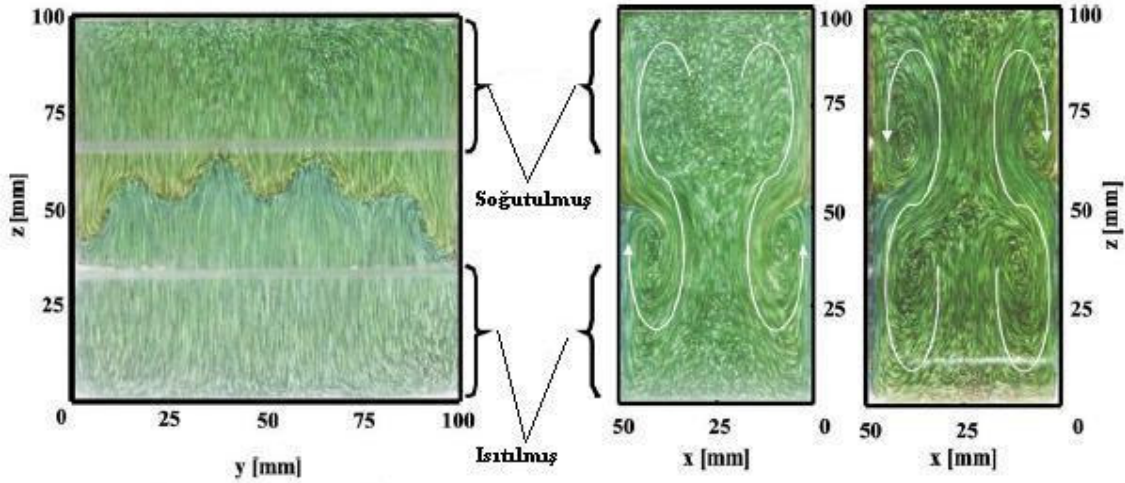
Şekil 2.12 Ishihara vd. modeli

Deneysel ve sayısal çözümler göstermiştir ki, kararlı 2 boyutta akış modelleri,  $D$  ve  $\Delta T$  nin küçük, kararlı 3 boyutta akış ise geniş  $D$  ve göreceli olarak büyük  $\Delta T$  'de meydana gelmektedir.



Şekil 2.13 Ishihara vd. akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri

Şekil 2.13'deki y-z düzleminde alınan fotoğraf, ısı transfer yüzeyine çok yakın noktadan alınmıştır. 2 boyutlu akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri görünmektedir. 4 adet z-eksenin orta düzlemine göre simetrik sirkülasyon yapan akış meydana gelmektedir. Akış merkeze ve yan duvarlara yakın yerden yükselmekte ve merkezle yan duvarlar arasında kalan alandan alçalmaktadır.  $\Delta T$ 'nin artırılması durumunda kaldırma kuvveti, viskoz kuvvetlere baskın olarak, akış modeli değişmekte ve akışta dalgalanmalar görünmektedir.



Şekil 2.14 Ishihara vd. akım çizgileri

Şekil 2.14'te,  $\Delta T = 2 \text{ K}$ ,  $D=50 \text{ mm}$  için y-z ve z-x düzlemlerine ait akım çizgileri görünmektedir. Görüldüğü üzere, y-x düzleminde, aşağı kısımda yukarı doğru, yukarı

kısımda aşıağı doğru akış oluşmaktadır. Bu akışlar aynı hızda karşı akım oluşturur ve bu akış ve karşıt akış karşılaşarak z y6n6nde atal, inter-degitative akış, oluştururlar. Bunun sonucunda dairesel dalgalı sıcaklık modelleri g6r6n6r.

Diğer g6r6nen ise, soğuyan akış, orta alanda merkez dikey ekseninde b6k6l6r, sıcak akışkanla da arpışamamak için de sıcak alana doğru hareket eder ve sonra yukarı akışa katılır ve sıcak alan boyunca y6kselir. Orta d6zleme yaklaşırken, bu ısınan akış, y y6n6ne d6n6p, sıcak alanı terk eder ve soğuk alana girerek, sekiz fig6r6n6 izlemiş olur.

Eğer sıcaklık farkı artırılırsa, taşınımın itici g6c6 olan kaldırma g6lenir, akış hızı artar;  $\Delta T=2$  K iken 4 adet sekiz fig6r6 varken,  $\Delta T=4$  K olduğunda 6 adet sekiz fig6r6 ortaya çıkmaktadır.

### 3.YÖNETEN DENKLEMLER

#### 3.1 Korunum Denklemleri

Problem için üç boyutlu süreklilik, Navier-Stokes ve enerji denklemleri yazılacak olursa aşağıdaki denklemler elde edilir.

Süreklilik Denklemi:

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

x-momentum denklemi:

$$\rho \left[ \frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} + W \frac{\partial U}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial}{\partial x} (\rho \overline{u^2}) - \frac{\partial}{\partial y} (\rho \overline{uv}) - \frac{\partial}{\partial z} (\rho \overline{uw}) \quad (3.2)$$

y-momentum denklemi:

$$\rho \left[ \frac{\partial V}{\partial t} + U \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial y} + W \frac{\partial V}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial y} - \rho g + \mu \left( \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial}{\partial x} (\rho \overline{uv}) - \frac{\partial}{\partial y} (\rho \overline{v^2}) - \frac{\partial}{\partial z} (\rho \overline{vw}) \quad (3.3)$$

z-momentum denklemi:

$$\rho \left[ \frac{\partial W}{\partial t} + U \frac{\partial W}{\partial x} + V \frac{\partial W}{\partial y} + W \frac{\partial W}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial}{\partial x} (\rho \overline{uw}) - \frac{\partial}{\partial y} (\rho \overline{vw}) - \frac{\partial}{\partial z} (\rho \overline{w^2}) \quad (3.4)$$

Enerji Denklemi:

$$\rho c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + U \frac{\partial T}{\partial x} + V \frac{\partial T}{\partial y} + W \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$$

$$-\frac{\partial}{\partial x}(\rho c_p \overline{uT'}) - \frac{\partial}{\partial y}(\rho c_p \overline{vT'}) - \frac{\partial}{\partial z}(\rho c_p \overline{wT'}) \quad (3.5)$$

Yukarıdaki denklemlerde U,V,W,T ortalama hız bileşenlerini ve sıcaklığı; u,v,w,T' ise çalkantı hızlarını ve sıcaklığını göstermektedir.

$$R = -\rho \begin{pmatrix} \overline{u^2} & \overline{uv} & \overline{uw} \\ \overline{vu} & \overline{v^2} & \overline{vw} \\ \overline{wu} & \overline{wv} & \overline{w^2} \end{pmatrix} \quad (3.10)$$

R, Reynolds gerilme tensörüdür.

$$F_x = -\rho c_p \overline{uT'} \quad (3.11)$$

$$F_y = -\rho c_p \overline{vT'} \quad (3.12)$$

$$F_z = -\rho c_p \overline{wT'} \quad (3.13)$$

$F_x, F_y, F_z$ , Reynolds akıları olmaktadır.

Boussinesq yaklaşımında y-momentum denklemindeki  $\rho g$  terimindeki  $\rho$  haricindeki tüm terimlerdeki  $\rho$ , sabit alınmaktadır.

Korunum denklemlerini boyutsuz hale getirmek için aşağıdaki eşitlikler kullanılacaktır.

$$X' = \frac{X}{H} \quad (3.14)$$

$$Y' = \frac{Y}{H} \quad (3.15)$$

$$Z' = \frac{Z}{H} \quad (3.16)$$

Yapılan çözümlerinde  $H=L=W$  olarak alınmıştır.

$$U' = \frac{U}{\frac{\alpha}{H}} \quad (3.17)$$

$$V' = \frac{V}{\frac{\alpha}{H}} \quad (3.18)$$

$$W' = \frac{W}{\frac{\alpha}{H}} \quad (3.19)$$

$$\theta = \frac{T - T_c}{T_H - T_c} \quad (3.20)$$

$$p' = \frac{\rho H^2}{\rho \beta^2} \quad (3.21)$$

Bu ifadede,

$$\beta: \text{Isıl genleşme katsayısı (1/K), } -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$$

olarak tanımlanmıştır.

$$t' = \frac{t\beta}{H^2} \quad (3.22)$$

Bu eşitlikler kullanıldıktan sonra korunum denklemleri, denklem (3-14)-(3.18)'deki şekilde yazılmaktadır.

Boyutsuz süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial U'}{\partial x'} + \frac{\partial V'}{\partial y'} + \frac{\partial W'}{\partial z'} = 0 \quad (3.23)$$

Boyutsuz x-momentum denklemi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial U'}{\partial t'} + U' \frac{\partial U'}{\partial x'} + V' \frac{\partial U'}{\partial y'} + W' \frac{\partial U'}{\partial z'} = -\frac{\partial p'}{\partial x'} + \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 U'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 U'}{\partial y'^2} + \frac{\partial^2 U'}{\partial z'^2} \right) \\ + \frac{\partial R'_{xx}}{\partial x'} + \frac{\partial R'_{xy}}{\partial y'} + \frac{\partial R'_{xz}}{\partial z'} \end{aligned} \quad (3.24)$$

Boyutsuz y-momentum denklemi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial V'}{\partial t'} + U' \frac{\partial V'}{\partial x'} + V' \frac{\partial V'}{\partial y'} + W' \frac{\partial V'}{\partial z'} = - \frac{\partial p'}{\partial y'} + \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 V'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 V'}{\partial y'^2} + \frac{\partial^2 V'}{\partial z'^2} \right) + \frac{Ra}{\text{Pr}} \theta \\ + \frac{\partial R'_{yx}}{\partial x'} + \frac{\partial R'_{yy}}{\partial y'} + \frac{\partial R'_{yz}}{\partial z'} \end{aligned} \quad (3.25)$$

Boyutsuz z-momentum denklemi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial W'}{\partial t'} + U' \frac{\partial W'}{\partial x'} + V' \frac{\partial W'}{\partial y'} + W' \frac{\partial W'}{\partial z'} = - \frac{\partial p'}{\partial z'} + \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 W'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 W'}{\partial y'^2} + \frac{\partial^2 W'}{\partial z'^2} \right) \\ + \frac{\partial R'_{zx}}{\partial x'} + \frac{\partial R'_{zy}}{\partial y'} + \frac{\partial R'_{zz}}{\partial z'} \end{aligned} \quad (3.26)$$

Boyutsuz enerji denklemi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \theta}{\partial t'} + U' \frac{\partial \theta}{\partial x'} + V' \frac{\partial \theta}{\partial y'} + W' \frac{\partial \theta}{\partial z'} = \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y'^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z'^2} \right) \\ + \frac{\partial F'_x}{\partial x'} + \frac{\partial F'_y}{\partial y'} + \frac{\partial F'_z}{\partial z'} \end{aligned} \quad (3.27)$$

$R'_{ij}$ , boyutsuz Reynolds gerilmeleridir

$F'_i$ , boyutsuz Reynolds akılarıdır.

Bu denklemlerde diğer boyutsuz sayılar aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

Ra: Rayleigh sayısı, Gr.Pr

Gr: Grashof sayısı,  $\frac{g \cdot \beta \cdot (T_H - T_C) \cdot H^3}{\nu^2}$

Pr: Prandtl sayısı,  $\frac{\nu}{\alpha}$

Grashof sayısı fiziksel olarak kaldırma kuvvetinin sürtünme kuvvetine oranını ifade ederken,

Prandtl sayısı ise momentum difüzyonunun ısı difüzyona oranını ifade eder.

Bu çalışmada, daimi rejim çözümü uygulanacağından, 3.24, 3.25, 3.26, 3.27 denklemlerinin sol taraflarındaki zamana bağlı değişimi veren türevler sıfır alınmıştır.

Yerel Nusselt sayısı, ortalama Nusselt sayısı şu denklemler verilebilir.

$$Nu = \frac{-H \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)}{(T_H - T_C)} \quad (3.32)$$

$$\overline{Nu} = \frac{1}{H} \int_0^1 Nu_y dy \quad (3.33)$$

### 3.2 Türbülans Denklemleri

Türbülanslı akışı inceleyebilmek için, türbülans modellemesi gereklidir. Bu çalışmada düşük Reynolds sayılı iki denklem  $\kappa$ - $\epsilon$  modeli kullanılmıştır. Türbülans kinetik enerjisi ve bu enerjinin sönümlenme (dissipation) oranı şöyle ifade edilir.

Türbülans kinetik enerjisi:

$$\rho U_i \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} = \mu_i \left( \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu_T}{\sigma_k} \cdot \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \right) - \rho \epsilon \quad (3.30)$$

Taşınım	Üretim	Yayınım (Difüzyon)	Tahrip (Tüketim)
---------	--------	-----------------------	---------------------

Sönümlenme (dissipation) oranı:

$$\rho U_i \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} = C_{1\epsilon} \left( \frac{\epsilon}{\kappa} \right) \mu_i \left( \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu_T}{\sigma_\epsilon} \cdot \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) - C_{2\epsilon} \rho \left( \frac{\epsilon^2}{\kappa} \right) \quad (3.31)$$

Taşınım	Üretim	Yayınım	Tahrip
---------	--------	---------	--------

Burada verilen  $\mu_t$  türbülans viskozitesidir ve

$$\mu_T = C_\mu \cdot f_\mu \cdot \rho \cdot \frac{\kappa^2}{\epsilon} \quad (3.32)$$

şeklinde ifade edilir.

Buradaki  $f_\mu$  ise:

$$f_{\mu} = \left[1 - e^{0,0165 \cdot \text{Re} \cdot x}\right]^2 \cdot \left[1 + \left(\frac{20,5}{\text{Re}_t}\right)\right] \quad (3.33)$$

şeklindedir.  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$ ,  $\sigma_k$ ,  $\sigma_{\varepsilon}$  ampirik (deneysel olarak bulunan) sabitlerdir.

## 4. SAYISAL ÇÖZÜM

Akışkan akışını içeren mühendislik sistemlerinin tasarım ve analizi için iki yaklaşım; deneme ve hesaplama, mevcuttur. İlki, model rüzgar tüneli veya diğer tesislerde denenmeyi içerir, diğeri ise diferansiyel denklemlerin analitik veya sayısal olarak çözümünü içerir. Bu bölümde sayısal akışkanlar mekaniğiyle (SAM) çözümü - denklemlerin çözümü bir veya daha çok bilgisayar ile- anlatılacaktır. Modern mühendislik uygulamalarında, deneysel ve SAM analizleri birlikte kullanılmaktadır. Deneysel datalar, SAM çözümlerinin, deneysel ve sayısal nicelikleri karşılaştırılarak, doğrulanmasında kullanılmaktadır. SAM, tasarım sürecini kısaltmakta ve deneysel yükü azaltmaktadır.

Şu anki durumda, laminer akışlar, SAM ile kolaylıkla çözümlenebilmektedir; fakat türbülanslı akışlar için bir türbülans modeli kullanmadan çözüm yapmak imkansızdır. Türbülans modellerinin hiçbiri evrensel olmadığı için, türbülans SAM çözümleri, türbülans modelinin uygunluğu kadar iyi olmaktadır.

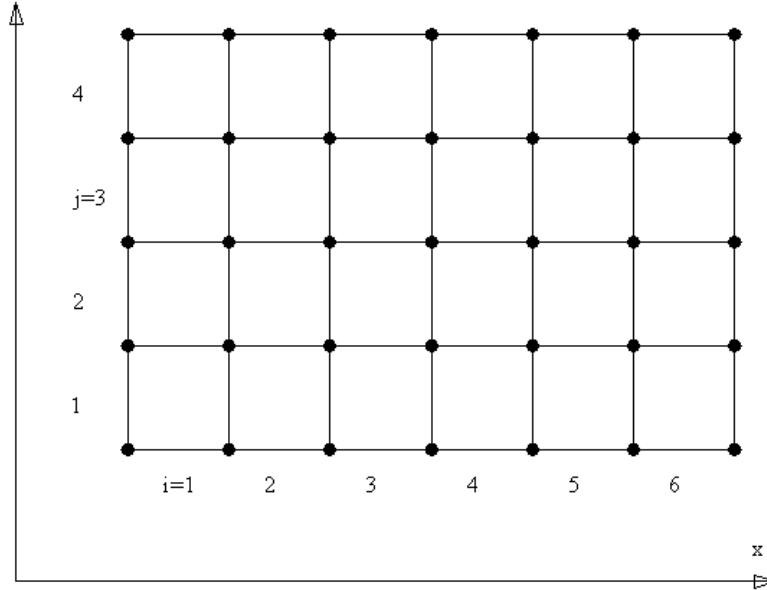
### 4.1 Sayısal Çözüm Aşamaları

Sayısal çözüm aşamaları ise aşağıda sıralanan periyottaki gibi olmaktadır.

#### 4.1.1 Sayısal Çözüm Alanının Seçimi ve Çözüm Ağı Oluşturulması

SAM çözümlerinin ilk ve de en önemli bölümünü sayısal çözüm alanının seçimi ve gridin (mesh olarak ta tabir edilmektedir) oluşturulmasıdır. Grid, sayısal çözüm alanının, birçok küçük elemana bölünmesiyle, hücrelere ayrılarak, basınç sıcaklık vb. akışa ait değişkenlerin hesaplandığı yapıyı tanımlamaktadır. İki boyutlu sayısal çözüm alanında bu hücreler, alan; üç boyutlu çözüm alanında ise hacim olmaktadır. Bu hücreler, korunum denklemlerinin ayrıklaştırılmış olarak çözüldüğü küçük kontrol hacimleri olarak ta nitelendirilebilirler. Burada hücre merkezli kontrol hacmi SAM verileri kullanılmaktadır.

Modern SAM programları, kendi grid üretici alt programlarıyla birlikte sunulmaktadır, hali hazırda ayrı grid oluşturucu programlar da bulunmaktadır. Bu çalışmada hazırlanmış olan gridler FLUENT'in kendi grid hazırlama programı olan GAMBIT ile hazırlanmıştır.



Şekil 4.1 Çözüm ağı

SAM programları, yapısal ve yapısal olmayan gridler kullanırlar. Yapısal gridler şekil4.1'de görüldüğü gibi düzenli hücreler kullanmaktadırlar. Bu hücreler, iki boyutlu çözüm ağında 4 kenar, üç boyutlu çözüm ağında 6 yüzeyden meydana gelmektedir. Yapısal bir çözüm ağında,  $i,j,k$  indisleri ile verilen bir noktanın uzaydaki yeri belli olmaktadır. Bu hücreler  $x,y,z$  koordinatlardan bağımsız olabilecek indislerle  $(i,j,k)$  numaralandırılmaktadır. Şekildeki gibi bir gridin oluşturulması için, sol ve sağ kenarda 5 nokta, alt ve üst kenarda 7 nokta tayin edilir; sol ve sağ kenarda 4, alt ve üst kenarda 6 aralık bu noktalara kenarlar boyunca tekabül etmektedir. Gridin içi ise bu noktaların çözüm ağı boyunca bire bir bağlanmasıyla oluşturulmaktadır.

Yapısal gridler, uniform veya uniform olmayan şekilde oluşturulabilmektedir. Bu çalışmada laminar akış çözümlenmeleri için uniform grid, türbülanslı akış çözümlenmeleri için kenar veya yüzeylere yakın yerlerde sıklaşan uniform olmayan gridler kullanılmıştır.

SAM çözümlerinin kalitesi, çok büyük oranda oluşturulmuş olan gride bağlı olmaktadır. Bu nedenle diğer aşamalara geçilmeden önce gridin çözüm için ne kadar yeterli olduğundan mutlaka emin olunması gerekmektedir.

#### 4.1.2 Sınır Şartları

Çözüm ağı oluşturulduktan sonraki aşama sınır şartlarının belirlenmesidir. Sınır şartının önemi ise, aynı grid kullanılırsa bile farklı akışların modellenmesi, tanzim edilmiş sınır şartlarıyla gerçekleştirilmektedir.

Sınır şartının tipi; duvar, giriş, çıkış vb; hem FLUENT hem de GAMBIT programlarında verilebilmekte, GAMBIT'te verilen herhangi bir sınır şartı, FLUENT'te değiştirilebilmektedir. Bu çalışmada kapalı bir kavite içi akış incelendiğinden, sınır şartlarının tipi duvar olmaktadır. Bu sınır şartı, ağdalı (viskoz) bir akışkanda hız için kaymama, sıcaklık için ise sıçrama olmaması şartlarını kullanmaktadır.

Buradaki diğer basamak ise, iki boyutlu çözümlemede kenarların, üç boyutlu çözümlemede ise yüzeylerin özelliklerinin; sıcaklık, ısı akısı vb.; belirtilmesidir. Bu çalışmada, sıcak ve soğuk kenar ve yüzeylerin, sabit ve uniform sıcaklıkta tutulduğu öngörülmüştür.

#### 4.1.3 Akışkan Seçimi

Bu aşamada, çözümlemede kullanılacak akışkan tipi seçilmekte ve akışkan özellikleri; referans sıcaklık, viskozite, yoğunluk vb; belirtilmektedir.

Kapalı kavitelerde çözümleme yapılırken, akışkan için seçilecek referans sıcaklık denklem 4.1'de belirtildiği gibi sıcak ve soğuk yüzey sıcaklıklarının ortalaması olarak alınmakta ve bu sıcaklığa göre akışkanın diğer özellikleri belirtilmektedir.

$$T_{ref} = \frac{T_H + T_C}{2} \quad (4.1)$$

#### 4.1.4 Model Seçimi

Yapılacak çözüm, türbülanslı akışı içeriyorsa, türbülans modeli seçilmesi zorunludur. Daimi akış için FLUENT, direk sayısal simülasyon yerine Reynold ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemlerini çözen türbülans modelleri sunmaktadır. RANS denklemleri şöyledir,

$$\rho u_k \frac{\partial U_i}{\partial x_k} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial R_{ij}}{\partial x_j} \quad (4.2)$$

$$R_{ij} = -\rho \overline{U_i' U_j'} \quad (4.3)$$

$R_{ij}$ , Reynolds gerilme tensörüdür.

Bu çalışmada standart  $\kappa$ - $\epsilon$  modeli kullanılmıştır. Bu modelin kullanılışındaki amaç, türbülans modellerindeki baz model oluşu, endüstride çok yaygın olarak kullanılışı, ısı transferi çözümlerinde makul sonuçlar vermesi sebebiyledir.

#### 4.1.5 Sayısal Parametre ve Algoritmaların seçimi

Bu aşamada sayısal parametreler ve çözüm algoritmaları belirlenmektedir. Programın varsayılan Gevşetme (Under-relaxation) parametreleri laminer çözümler için uygun olmakta ama türbülanslı modellemelerde, çözümler daha fazla yakınsayınca kadar bu parametrelerin ayrı ayrı azaltılması gerekmektedir.

Kullanılan programda birçok algoritma seçeneği mevcuttur. Basınç için PRESTO algoritması, hızlı ve daha fazla yakınsaması açısından seçilmiştir. Basınç-hız çifti için ise programın kendi varsayılan, etkin algoritması olan SIMPLE algoritması kullanılmıştır. Momentum ve enerji için ise Second Order Upwind Scheme kullanılmıştır; bu algoritmanın yakınsaması yavaş olsa da, özellikle akış gridle hizalı değilse doğru sonuçlar vermektedir.

#### 4.1.6 Başlangıç Değerlerinin Tayini

Gridin her hücrelerine uygulanacak akış alanı değişkenleri tayin edilmektedir. Bu girilen değerlerin doğru olması gerekmemektedir. SAM programında yapılacak iterasyonların başlaması için bu değerlerin belirtilmesi gereklidir. Zamana bağlı çözümlerde bu değerlerin daha doğru olarak belirtilmiş olması gereklidir.

#### **4.1.7 Korunum Denklemlerinin İteratif Çözümü**

Başlangıç değerlerinin tayin edilmesinden sonra korunum denklemlerinin ayrıklaştırılmış formları gridin her hücresinin merkezinde çözülmektedir. Korunum denklemlerindeki terimler tek bir tarafa alınıp toplandığında çıkan değer artık olarak adlandırılmaktadır. Bu artık her hücrede sıfır olursa çözüm tam doğrudur. Fakat SAM çözümlerinde bu hiçbir zaman sıfır olmaz ama aşamaları uygun olarak yapılmış bir çözümde yapılan iterasyonlar sonucu bu toplam azalmaktadır. Artıklar, bir başka deyişle, korunum denkleminin çözümünün doğrudan ne kadar saptığının bir ölçüsü olmaktadır.

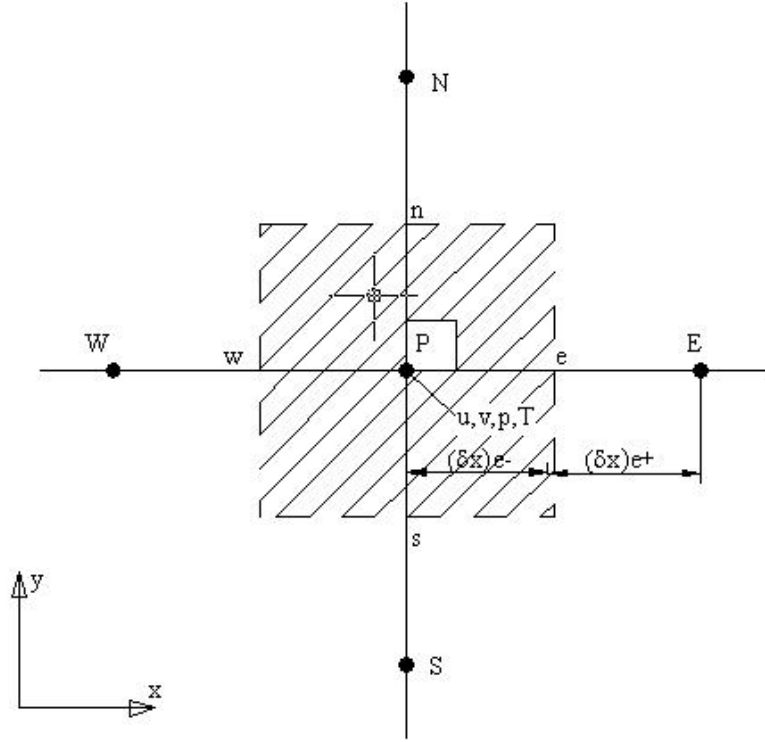
#### **4.1.8 Analiz**

Yapılan çözümler yeterli olarak yakınsadıktan sonra, akış alanına ait değişkenler grafikler halinde çizilmekte ve analiz edilmektedir.

#### **4.2 Sonlu Hacimler Metodu**

FLUENT, sonlu hacimler metodu esasına göre çalışmaktadır. Sonlu hacimler yöntemi ise şöyle özetlenebilmektedir.

Tipik bir kontrol hacmi şekli 4.2'de gösterilmiş olup merkezindeki P düğüm noktası, dört düğüm noktasıyla komşuluk halindedir. Bunlar; E (doğu), W (batı), N (kuzey), S (güney)'dir.



Şekil 4.2 Tipik kontrol hacmi

$\phi'$  nin hız, basınç, sıcaklık gibi herhangi bir bağımlı değişkeni temsil ettiğini kabul ederek aşağıdaki genel diferansiyel denklem yazılabilir.

$$\rho \left[ \frac{\partial}{\partial x} (u\phi) + \frac{\partial}{\partial y} (v\phi) \right] - \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) \right] = S_\phi \quad (4.4)$$

Eşitlik 4.4, yukarıda verilen sonlu kontrol hacim üzerinden integre edilirse eşitlik, aşağıdaki biçimini alır.

$$F_e^u \phi_e - F_w^u \phi_w - D_e \phi_P - D_e \phi_E - D_w \phi_P - D_w \phi_W + F_n^v \phi_n - F_s^v \phi_s + D_n \phi_P - D_n \phi_N - D_s \phi_P - D_s \phi_S = S_\phi \Delta x_{ew} \Delta y_{ns} \quad (4.5)$$

Burada, taşınım terimleri  $F = \rho \phi \Delta y$  ve yayılım (difüzyon) terimi  $D = \Gamma \frac{\Delta x}{\Delta y}$  olarak alınır ve difüzyon terimleri için merkezi farklar yaklaşımı, taşınım terimleri için PLDS

yaklaşımı metodu kullanılırsa elde edilen katsayılar aşağıdaki gibi verilir.

$$a_E^\varphi = \left\| -F_e^u, 0 \right\| + D_e A(P_e) \quad a_W^\varphi = \left\| F_w^u, 0 \right\| + D_w A(P_w) \quad (4.6)$$

$$a_N^\varphi = \left\| -F_n^v, 0 \right\| + D_n A(P_n) \quad a_S^\varphi = \left\| F_s^v, 0 \right\| + D_s A(P_s) \quad (4.7)$$

$$a_P^\varphi = a_E^\varphi + a_W^\varphi + a_S^\varphi + a_N^\varphi - S_\varphi \quad (4.8)$$

şeklinde verilir.

Basınç denklemi için süreklilik denklemi şekil 4.2’de verilen kontrol hacmi üzerinden integre edilerek elde edilmiş, basınç katsayıları ve ayrıklaştırılmış basınç denklemi aşağıda verilmiştir.

Basınç katsayıları ise,

$$a_E^P = \frac{(\Delta y)^2}{a_e^u} \quad (4.9)$$

$$a_W^P = \frac{(\Delta y)^2}{a_w^u} \quad (4.10)$$

$$a_N^P = \frac{(\Delta x)^2}{a_n^u} \quad (4.11)$$

$$a_S^P = \frac{(\Delta x)^2}{a_s^u} \quad (4.12)$$

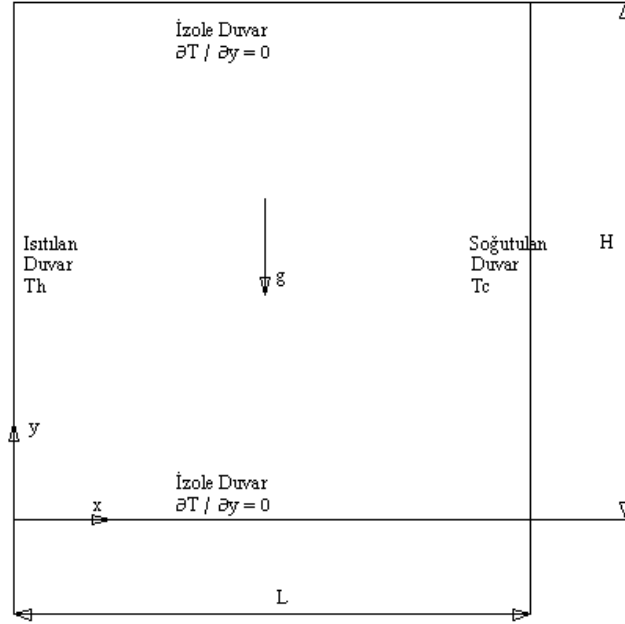
$$b = \left[ \left( \rho r^j \hat{u} \right)_w - \left( \rho r^j \hat{u} \right)_e \right] \Delta y + \left[ \left( \rho r^j \hat{v} \right)_n - \left( \rho r^j \hat{v} \right)_s \right] \Delta x \quad (4.13)$$

Basınç için ayrıklaştırılmış denklem,

$$a_P^P P_P = a_E^P P_E + a_W^P P_W + a_N^P P_N + a_S^P P_S + b \quad (4.14)$$

şeklinde verilir.

## 5. KAPALI KAVİTE İÇERİSİNDE DOĞAL TAŞINIM



Şekil 5.1 Model

Şekil 5.1’de bölümlendirilmemiş kapalı kavitenin fiziksel modeli verilmiştir. Kavite izotermal sol duvar tarafından ısıtılmakta, izotermal sağ duvar tarafından ise soğutulmaktadır. Alt ve üst duvar ise adyabatiktir. Bu model için sınır şartları aşağıdaki gibi yazılabilmektedir.

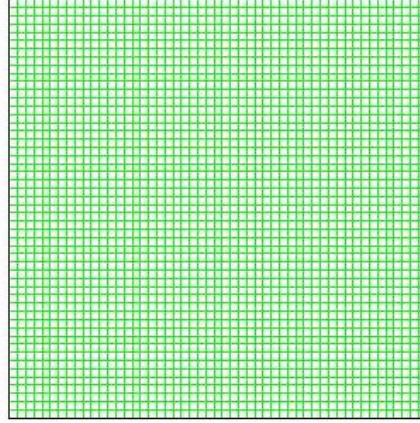
$$x=0 \text{ da } T=T_H, U=0, V=0 \quad (5.1)$$

$$x=L \text{ de } T=T_C, U=0, V=0 \quad (5.2)$$

$$y=0 \text{ da } \frac{\partial T}{\partial Y} = 0, U=0, V=0 \quad (5.3)$$

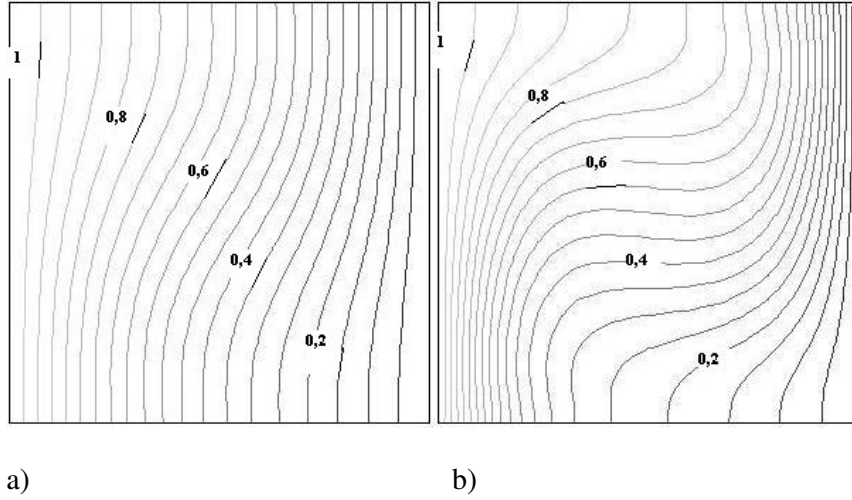
$$y=H \text{ de } \frac{\partial T}{\partial Y} = 0, U=0, V=0 \quad (5.4)$$

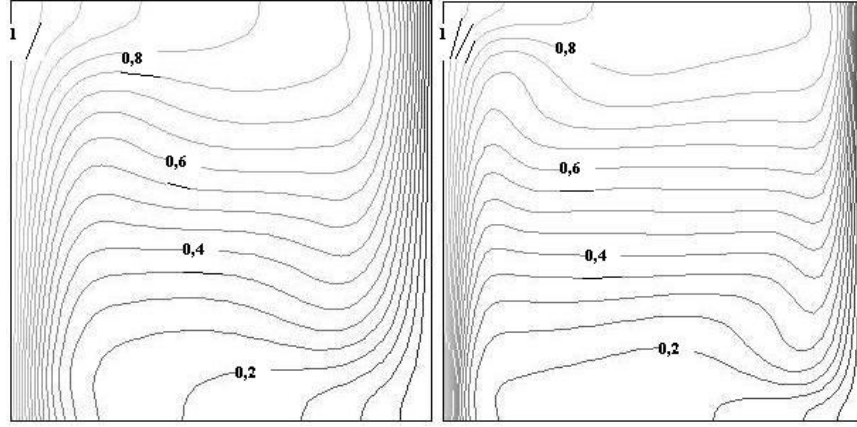
### 5.1 Kapalı Kavite İçinde Laminer Doğal Taşınım



Şekil 5.2 Grid dağılımı

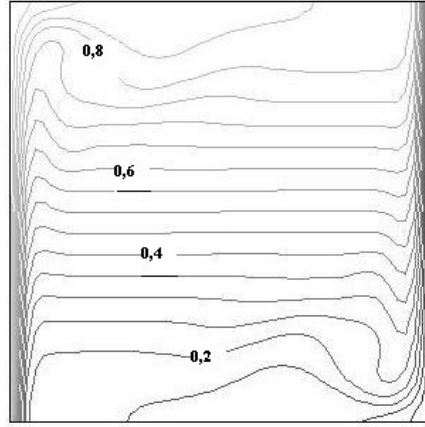
İki boyutta laminer akım sayısal olarak çözüldüğünde, şekil 5.2'deki uniform grid (100x100) kullanıldığında, yapılan iterasyonlarda artıkların genelde  $10^{-6}$  değerinin altına indiği görülmüştür. Her bir çözüm için 5000 adet iterasyon yapılmıştır. Eş sıcaklık ve akım fonksiyonu eğrileri şekil 5.3 ve 5.4'te verilmektedir.





c)

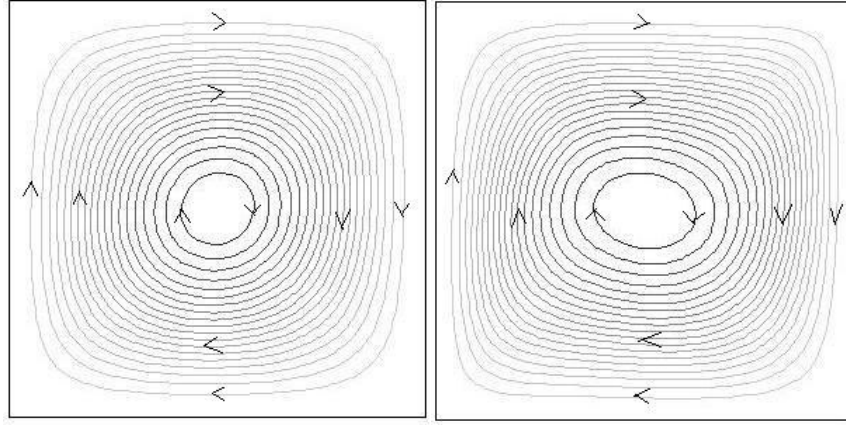
d)



e)

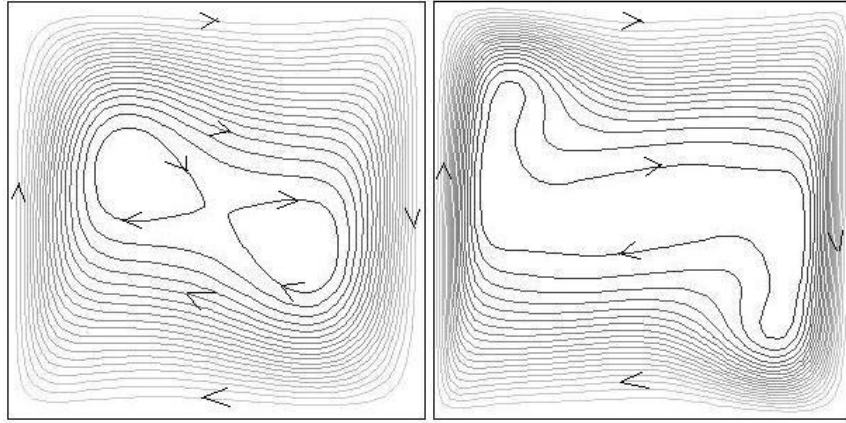
Şekil 5.3 Eş sıcaklık eğrileri a)  $Ra=10^3$  , b)  $Ra=10^4$  , c)  $Ra=10^5$  , d)  $Ra=10^6$  , e)  $Ra=10^7$

Şekil 5.3’de eş sıcaklık eğrilerinin Rayleigh sayısı ile değişimi görülmektedir.  $T_H=305$  K,  $T_C=295$  K olarak alınmış ve L’nin değiştirilmesiyle Rayleigh sayısı değiştirilmiştir. Rayleigh sayısının  $10^3$  değeri için bu eğriler neredeyse paralelken, Rayleigh sayısının artması ile taşınım ile olan ısı transferi baskın olup, eş sıcaklık eğrileri kavitenin merkezinde paralelleşmekte ve sıcak ve soğuk kavite duvarlarında ısıl sınır tabakayı oluşturmaktadır.



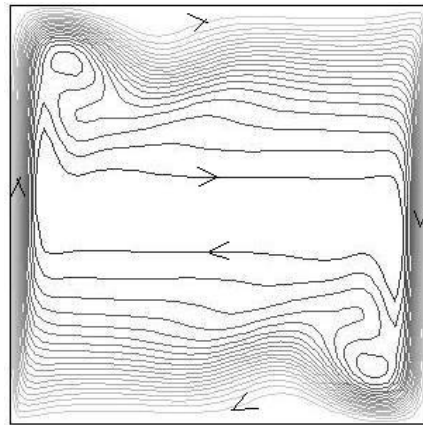
a)

b)



c)

d)

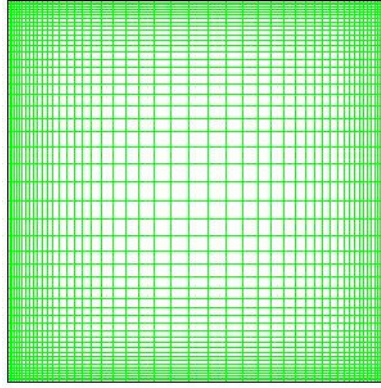


e)

Şekil 5.4 Akım fonksiyonu a)  $Ra=10^3$  , b)  $Ra=10^4$  , c)  $Ra=10^5$  , d)  $Ra=10^6$  , e)  $Ra=10^7$

Şekil 5.4’de akım fonksiyonu eğrilerine incelendiğinde, Rayleigh sayısının  $10^3$  değerinde merkezi kavitenin merkezi olan bir sirkülasyon bulunmaktadır. Bu çevrintinin yönü ise sol duvar sıcak olduğundan ve akımın bu duvarda yükselmesiyle tetiklenmesi ve soğuk olan sağ duvarda akımın alçalmasıyla saat yönündedir. Rayleigh sayısının bu değerinde iletimle ısı transferi hakim olan mekanizma olmaktadır. Rayleigh sayısının artışı ile beraber kavitenin merkezinde durağan bir kısım oluşmakta, sirkülasyon dağılarak duvarlara doğru yayılmakta ve dikey duvarlarda sınır tabaka oluşmaya başlamaktadır.

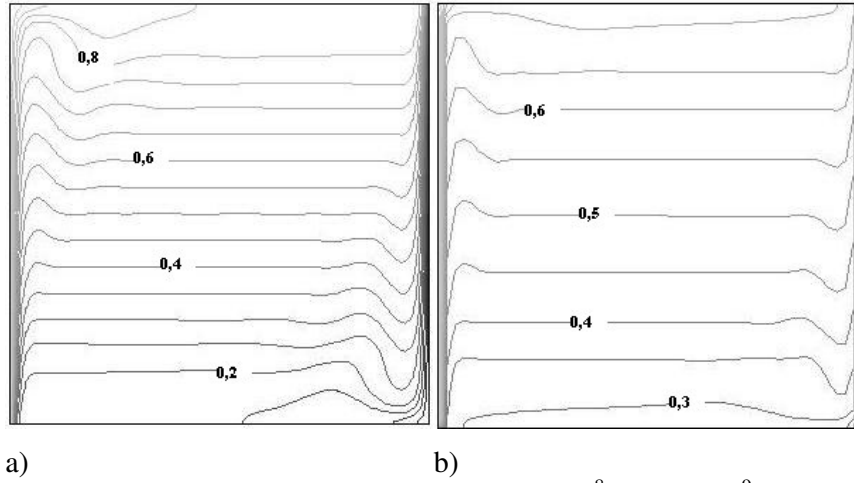
## 5.2 Kapalı Kavite İçinde Türbülanslı Doğal Taşımın



Şekil 5.5 Grid dağılımı

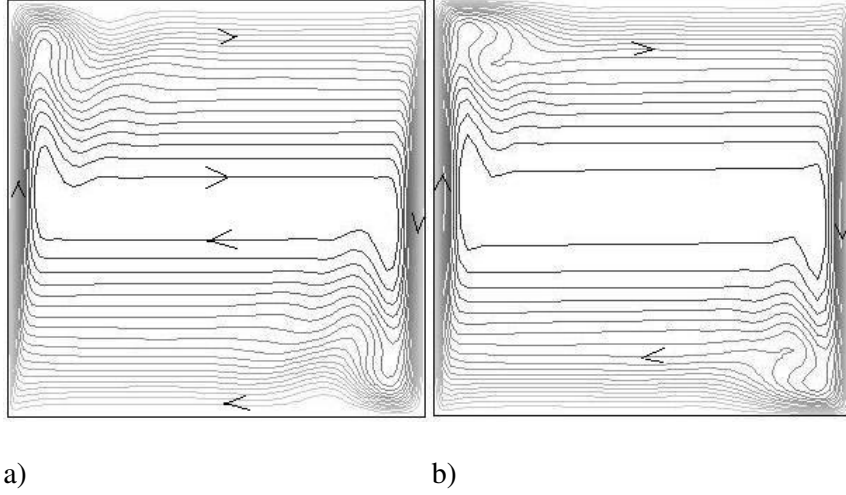
İki boyutta türbülanslı akım sayısal olarak çözüldüğünde, şekil 5.5’deki uniform olmayan grid (61x61) kullanıldığında, yapılan iterasyonlarda çözümün oldukça yakınsadığı görülmüştür.

Her çözüm için 10000 adet iterasyon yapıp analizleri aşağıda sunulmuştur.



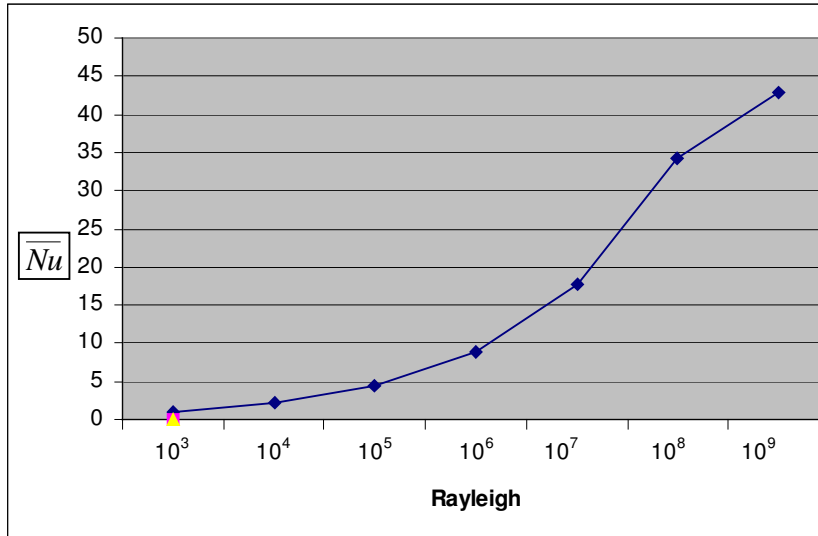
Şekil 5.6 Eş sıcaklık eğrileri a)  $Ra=10^8$  , b)  $Ra=10^9$

Şekil 5.6'da eşsıcaklık eğrilerinin Rayleigh sayısı ile değişimi görülmektedir. Rayleigh sayısının artması ve türbülanslı akımın etkisiyle düşey duvarlardaki ısı sınır tabakanın incelmış olduğu görülmektedir.



Şekil 5.7 Akım fonksiyonu a)  $Ra=10^8$  , b)  $Ra=10^9$

Şekil 5.7'de akım fonksiyonu eğrilerine incelendiğinde, Rayleigh sayısının artışı ve türbülanslı akımın etkisiyle kavitenin ortasındaki durağan kısım alt ve üst adyabatik duvarlara doğru bozulmaya başlamaktadır. Kavitenin üst sol ve sağ alt bölümlerinde ana akımdan kopmalar meydana gelmek üzeredir.



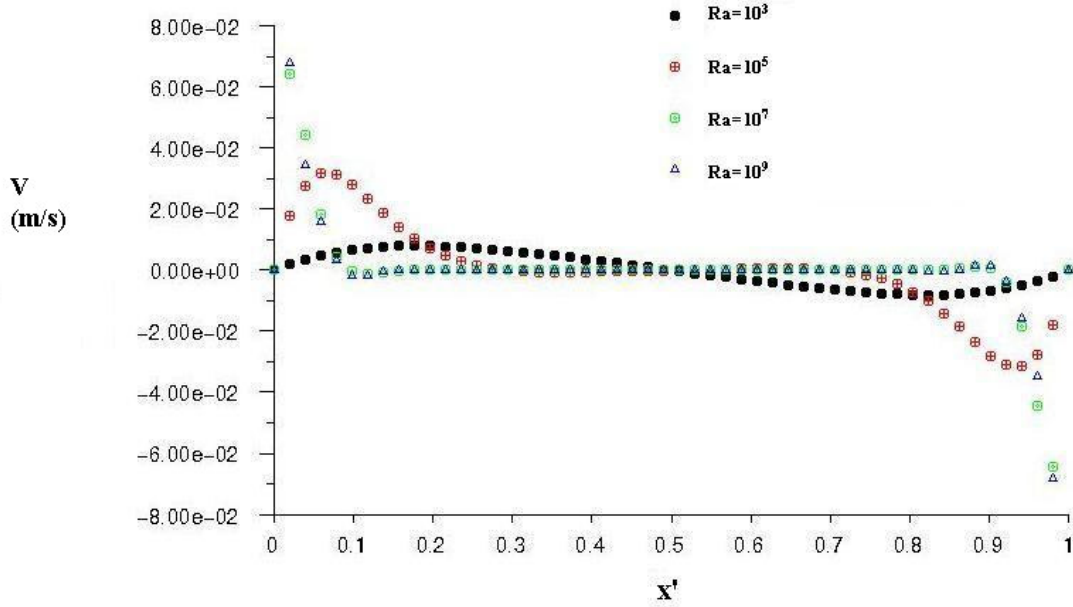
Şekil 5.8 Ortalama Nusselt sayılarının değişimi

Şekil 5.8'de soğuk duvardaki ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi verilmektedir. Rayleigh sayısının artışıyla beraber, Nusselt sayısının değeri de artmaktadır.  $Ra=10^3$  iken Nusselt sayısının 1'e yakın bir değer alması, Rayleigh sayısının bu değerinde iletimin baskın mekanizma oluşunun bir başka göstergesidir.

Çizelge 5.1 Nusselt Sayıları Karşılaştırması

Rayleigh Sayısı	De Wahl Davis	Quere	Chang & Tsay	Bu Çalışma
$10^3$	1,117	Bilgi yok	1,118	1,075
$10^4$	2,238	Bilgi yok	2,243	2,174
$10^5$	4,509	Bilgi yok	4,514	4,413
$10^6$	8,817	8,825	8,805	8,79
$10^7$	Bilgi yok	16,52	16,46	17,6

Çizelge 5.1'de Nusselt sayısının Rayleigh sayısı karşısında soğuk duvardaki değişiminin literatürle karşılaştırılması gösterilmektedir.

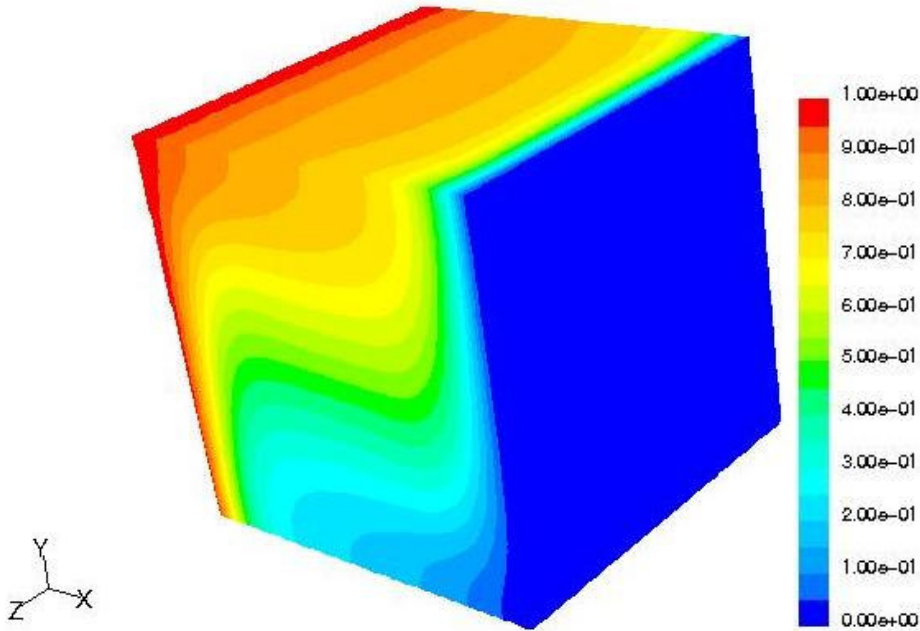


Şekil 5.9 Düşey hızların değişimi

Şekil 5.9'da düşey hızın kavitenin merkezinden geçen düzlem boyunca değişimi görülmektedir. Rayleigh sayısı arttıkça çevrintinin duvarlara doğru dağıldığı, Rayleigh sayısının artışına bağlı olarak, sıcak ve soğuk duvara yaklaşıldıkça, düşey hızın artışından gözlemlenebilmektedir.

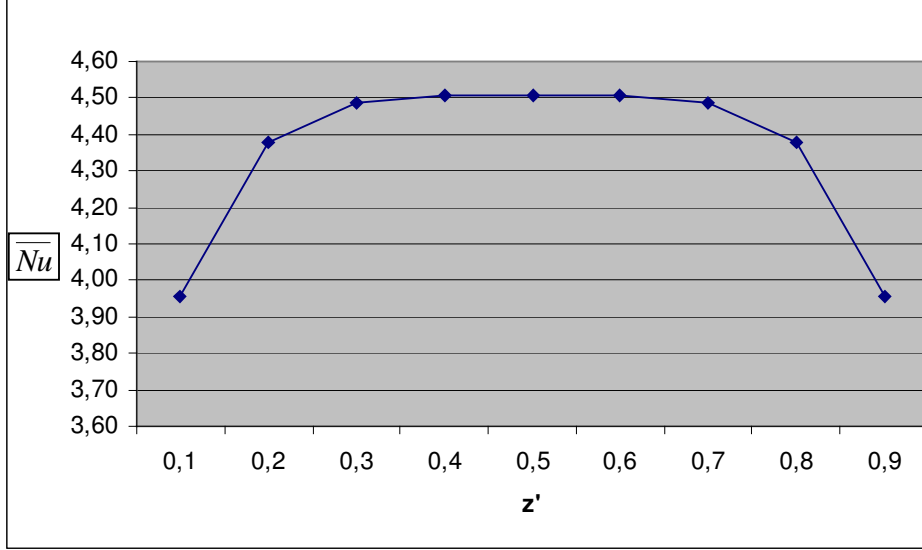
### 5.3 Kapalı Kavite İçinde 3 Boyutlu Laminer Doğal Taşınım

3 boyutta çözümleme yapılırken (51x51x51) uniform grid kullanılarak, 2 boyutta yapılan çözümlemelerde olduğu gibi Boussinesq yaklaşımı kullanılmış ve aynı algoritma ve gevşetme faktörleri kullanılarak çözümleme yapılmıştır. Üç boyutta laminer akış Rayleigh sayısının  $10^5$  olduğu değerde incelenmiştir. Aynı şekilde,  $T_H=305$  K ve  $T_C=295$  K olarak alınmıştır. L'nin Rayleigh sayısının  $10^5$  olduğu değer ise 0,04779989 m olmaktadır. Çözüm için 5000 adet iterasyon yapılmıştır ve artıkların  $10^{-5}$  değerinin altına inmesi sağlanmıştır.



Şekil 5.10 Sıcaklık dağılımı

Şekil 5.10'da eş sıcaklık eğrilerine bakıldığında, daha düşük Rayleigh sayılarında görülen iletimin baskınlığı ortadan kalkmış bulunmaktadır. z eksenine doğrultusunda sıcaklık eğrilerinin, z ekseninin ortasından geçen düzleme göre simetrik olduğu görülmektedir.



Şekil 5.11 Ortalama Nusselt sayıları

Şekil 5.11’de soğuk duvardaki ortalama Nusselt sayısının  $z$  eksenini boyunca değişimi gösterilmektedir. Sıcaklık dağılımında görünen  $z$  ekseninin ortasından geçen düzleme göre sıcaklık dağılımındaki simetriklik burada benzer şekilde ortalama Nusselt sayısında da kendini göstermektedir.

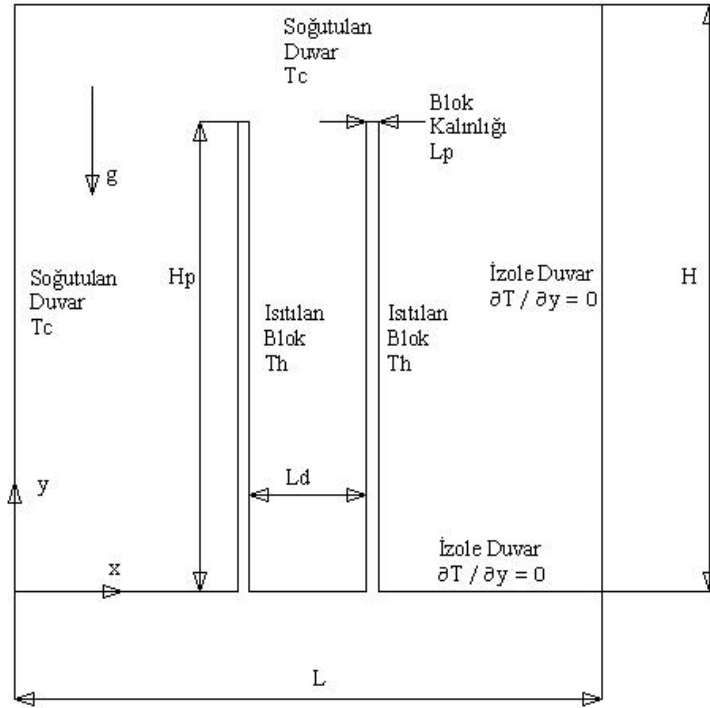
Üç boyutta soğuk duvarda  $Ra=10^5$  iken  $\overline{Nu} = 4,351$

İki boyutta soğuk duvarda  $Ra=10^5$  iken  $\overline{Nu} = 4,413$

İki ve üç boyutlu laminar alım çözümlerinde birbirlerine yakın ortalama Nusselt sayıları elde edilmiştir.

## 6. BÖLÜMLENDİRİLMİŞ KAPALI KAVİTE İÇERİSİNDE DOĞAL TAŞINIM

### 6.1 Model ve Sınır Şartları



Şekil 6.1 Model

Şekil 6.1’de bölümlendirilmiş kapalı kavitenin fiziksel modeli verilmiştir. Kavite, sol ve üst izotermal duvarlar tarafından soğutulmakta, kavitenin merkezine göre simetrik olarak konumlandırılmış iki izotermal blok (engel) tarafından ısıtılmaktadır. Sağ ve alt duvar ise adyabatiktir.  $H=L$  olarak alınmıştır. Bu model için sınır şartları aşağıdaki gibi yazılabilmektedir.

$$x=0 \text{ da } T=T_C, U=0, V=0 \quad (6.1)$$

$$x=L \text{ de } \frac{\partial T}{\partial X} = 0, U=0, V=0 \quad (6.2)$$

$$y=0 \text{ da } \frac{\partial T}{\partial Y} = 0, U=0, V=0 \quad (6.3)$$

$$y=H \text{ de } T=T_C, U=0, V=0 \quad (6.4)$$

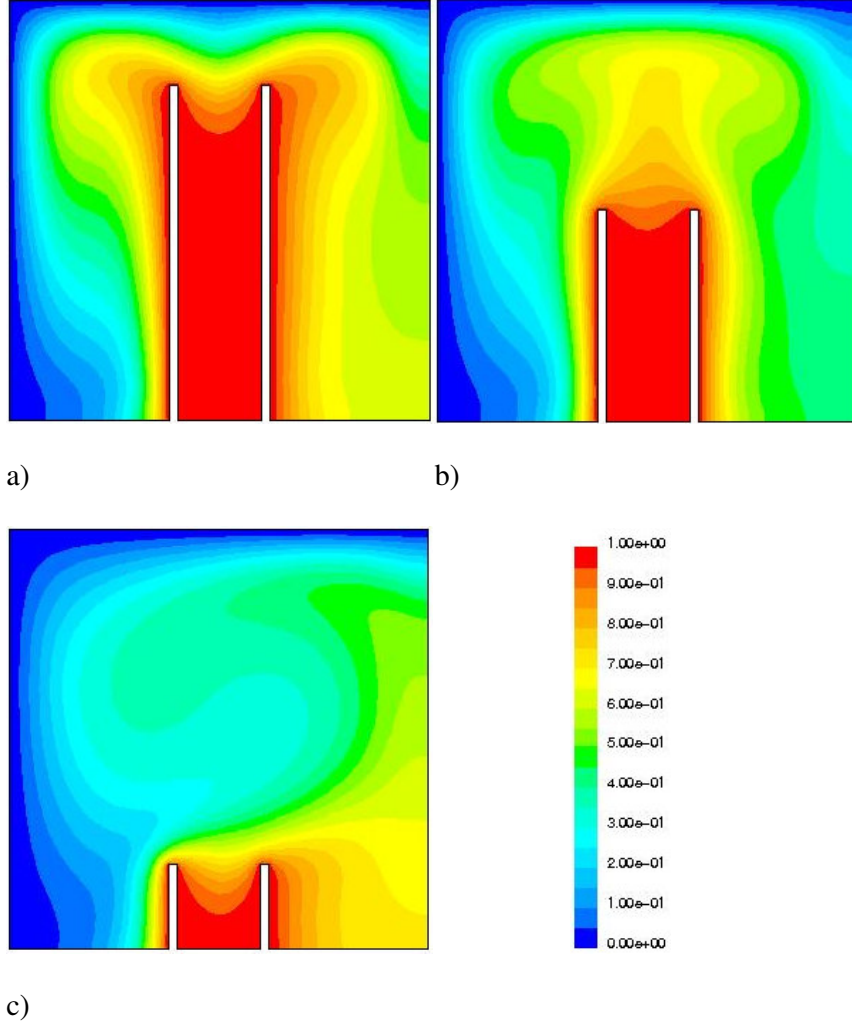
Blok (Engel) üzerinde

$$T=T_H, U=0, V=0 \quad (6.5)$$

$$y=H_P \text{ 'de } T=T_H, U=0, V=0 \quad (6.6)$$

## 6.2 Blok Yüksekliğinin ( $H_P$ ) Etkisi

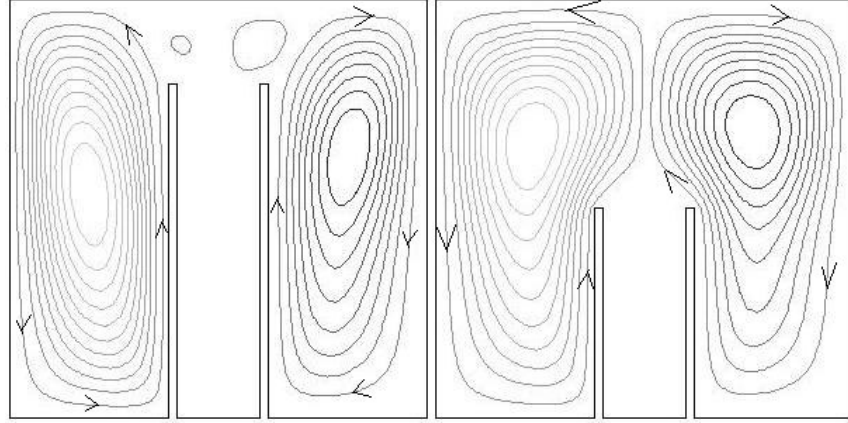
### 6.2.1 Laminer Akım



Şekil 6.2 Eş sıcaklık eğrileri  $L_P'=0,02$ ,  $L_D'=0,2$   $Ra=10^5$  a)  $H_P'=0,8$  , b)  $H_P'=0,5$  , c)  $H_P'=0,2$

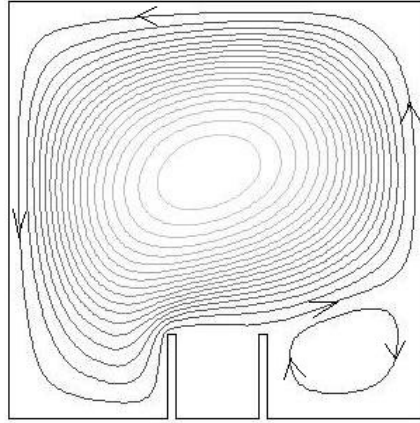
Şekil 6.21'de Rayleigh sayısı  $10^5$  iken eş sıcaklık eğrilerinin boyutsuz olarak blok yüksekliğine göre değişimi verilmektedir. Blok uzunluğunun en fazla olduğu durumda kavitenin sol bölümünde sıcak blok ve soğuk duvara yakın kısımda sıcaklık gradyanları fazla, kavitenin sağ bölümünde ise sağ duvarın adyabatik olmasının etkisiyle de, daha az ve sabit

sıcaklık gradyanları görünmektedir. Blokların en uzun olduğu durumda soğuk üst duvarda sağ ve sol bölümün üstünde ayrı ayrı büyüyen sıcaklık gradyanları görünürken, blok yüksekliği kısınca, soğuk üst duvarın ortasına doğru büyüyen sıcaklık gradyanları görünmektedir. Blok uzunluğu en kısa iken, Eş sıcaklık eğrileri sadece sol bloğun solunda ve üst duvarın sağında sıklaşmaktadır ve orta kısımlarda küçülen sıcaklık gradyanları bulunmaktadır.



a)

b)



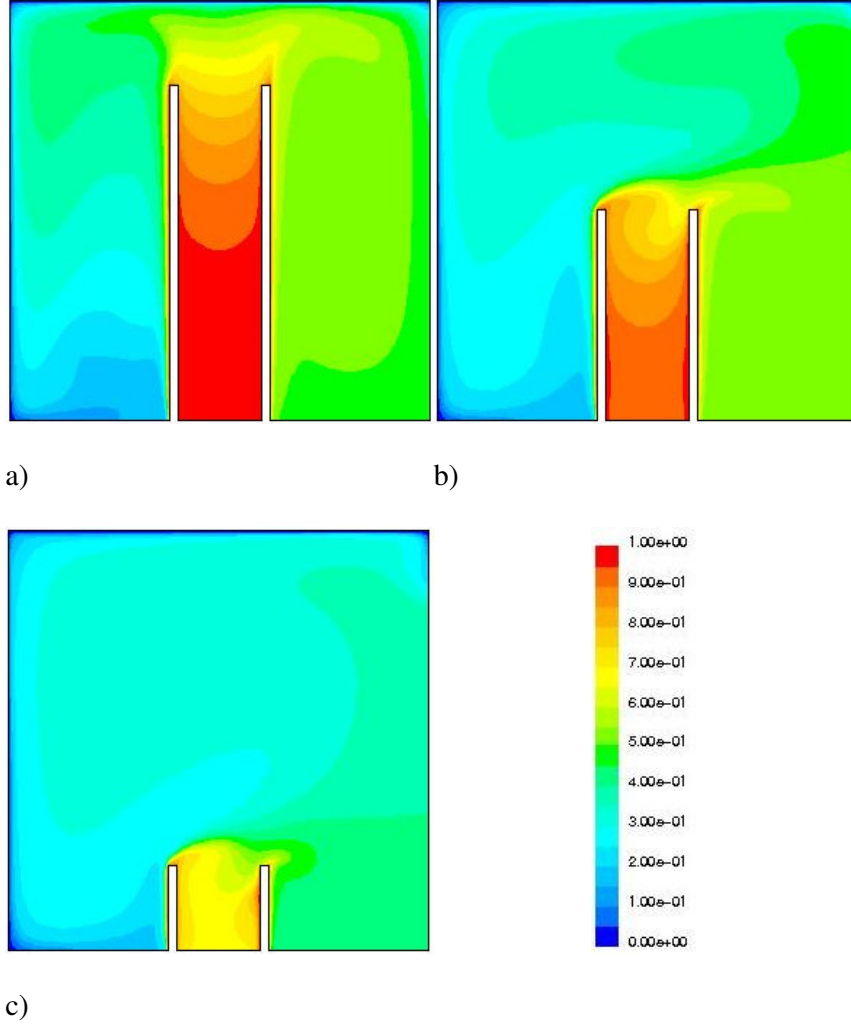
c)

Şekil 6.3 Akım fonksiyonu  $L_P'=0,02$ ,  $L_D'=0,2$   $Ra=10^5$  a)  $H_P'=0,8$  , b)  $H_P'=0,5$  , c)  $H_P'=0,2$

Şekil 6.3'deki akım fonksiyonu eğrileri incelenirse, blok uzunluğunun en fazla olduğu durumda, sol ve sağ bölümde, sol bölümdeki sıcaklık farkından dolayı daha hızlı olmak üzere iki ana sirkülasyon meydana gelmektedir. Sol bölümdeki sirkülasyon saat yönünün tersine, sağ bölümdeki ise saat yönünde dönmektedir. Kavitenin orta bölümünün üst

kısmına geçebilen akışkan az olup burada iki farklı dönme hareketi meydana getirmektedir. Blok uzunluğu kısılcıncı blokların üstündeki aralık artar ve sağ ve sol bölümdeki iki sirkülasyon orta bölüme doğru genişlemektedir. Blok uzunluğunun en kısa olması halinde ise, merkezi kavite merkezine yakın büyük bir tek hücre halinde bir sirkülasyon oluşmaktadır. Sağ bloğun sağ tarafına geçen akışkan burada zayıf bir dönme hareketi meydana getirmektedir.

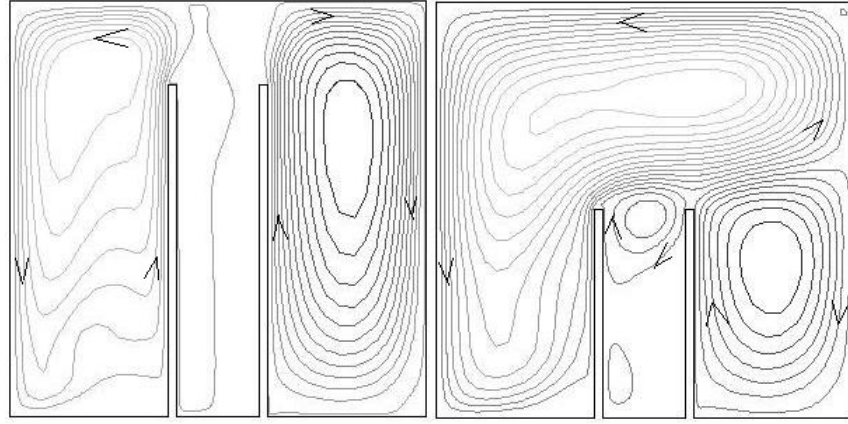
### 6.2.2 Türbülanslı Akım



Şekil 6.4 Eş sıcaklık eğrileri  $L_p' = 0,02$ ,  $L_D' = 0,2$   $Ra = 10^9$  a)  $H_p' = 0,8$ , b)  $H_p' = 0,5$ , c)  $H_p' = 0,2$

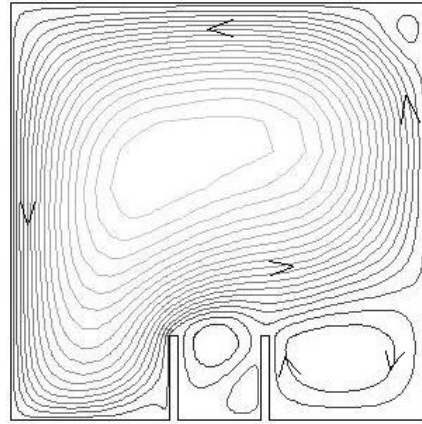
Şekil 6.4'de Rayleigh sayısı  $10^9$  iken eş sıcaklık eğrilerinin boyutsuz olarak blok yüksekliğine göre değişimi verilmektedir. Yüksek Rayleigh sayısı ve türbülansın etkisiyle sıcak ve soğuk duvarların yakınında ısıl sınır tabakalar oluşmuş ve çok büyük sıcaklık gradyanları görünmekte ve sıcak blokların arasında sıcaklık gradyanları belirlemektedir. Blok uzunluğu

kısaldıkça, kavitenin duvarlarından uzaklaştığında daha küçük sıcaklık gradyanları oluşmaktadır.



a)

b)

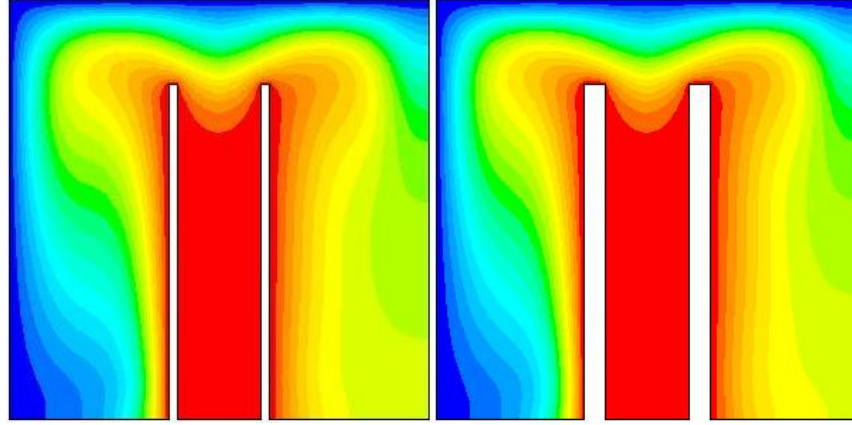


c)

Şekil 6.5 Akım fonksiyonu  $L_P'=0,02$ ,  $L_D'=0,2$   $Ra=10^9$  a)  $H_P'=0,8$  , b)  $H_P'=0,5$  , c)  $H_P'=0,2$

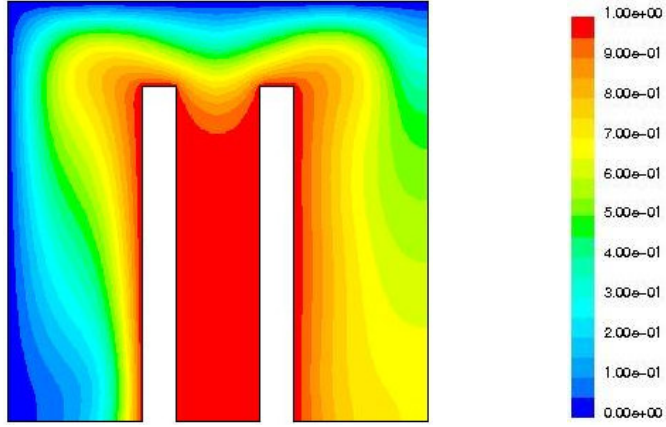
Şekil 6.5'deki akım fonksiyonu eğrileri incelenirse, Rayleigh sayısının yüksekliği neticesinde sirkülasyonlar kenarlara doğru yayılmıştır. Blok uzunluğunun en uzun olduğu durumda sağ ve sol bölümde iki ana sirkülasyon oluşmaktayken, blok uzunluğu kısaldıkça sol bölümdeki sirkülasyon sağ duvara doğru genişlemekte ve sağ bölümdeki sirkülasyon ise sağ bölgenin sağına doğru daralmaktadır. Blok uzunluğu en kısa olduğu durumda ise sağ taraftaki sirkülasyon büyüklüğünü ve etkisini yitirmektedir. Ayrıca blok aralarında ana sirkülasyondan kopan zayıf sirkülasyonlar meydana gelmektedir.

### 6.3 Blok Kalınlığının ( $L_P$ ) Etkisi



a)

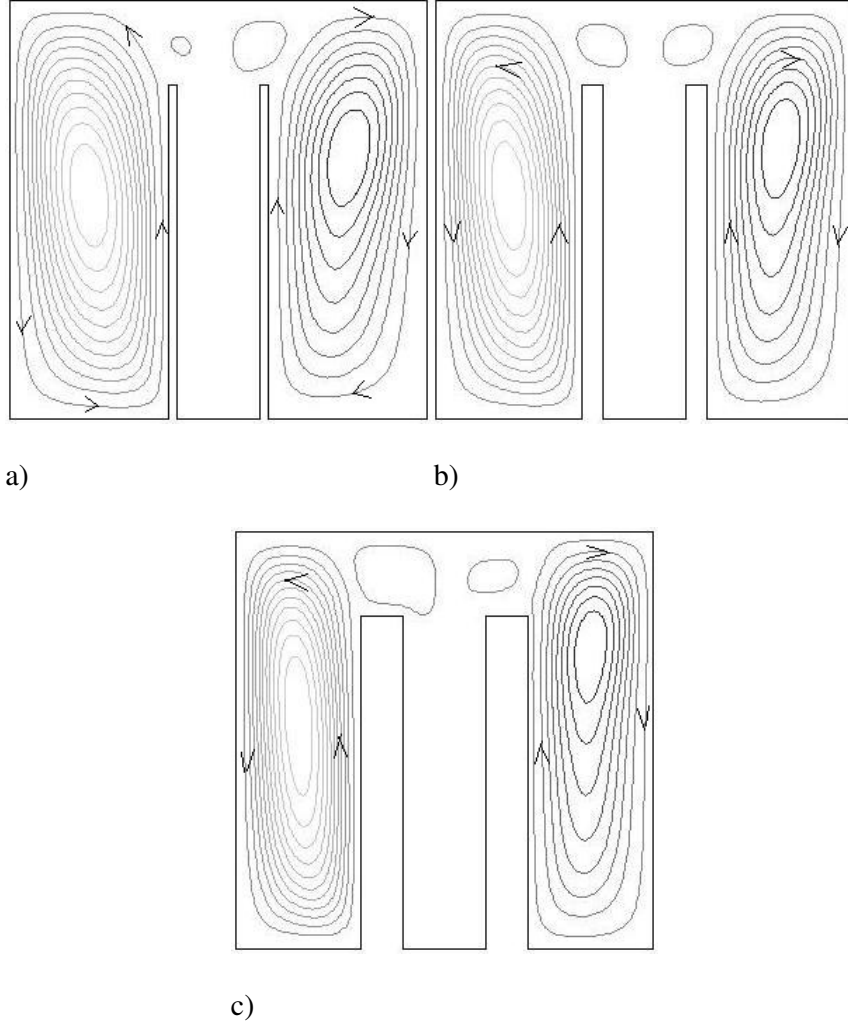
b)



c)

Şekil 6.6 Eş sıcaklık eğrileri  $L_D'=0,2$   $Ra=10^5$  a)  $L_P'=0,02$  , b)  $L_P'=0,05$  , c)  $L_P'=0,08$

Şekil 6.6'da Rayleigh sayısı  $10^5$  iken eş sıcaklık eğrilerinin boyutsuz olarak blok kalınlığına göre değişimi verilmektedir. Blok kalınlığını artırmanın sıcaklık dağılımına önemli bir etkisinin olmadığı, sadece sol bölümde, sıcak blok ile soğuk sol duvar arasında sıcaklık gradyanlarının sıklaştığı görülmektedir.

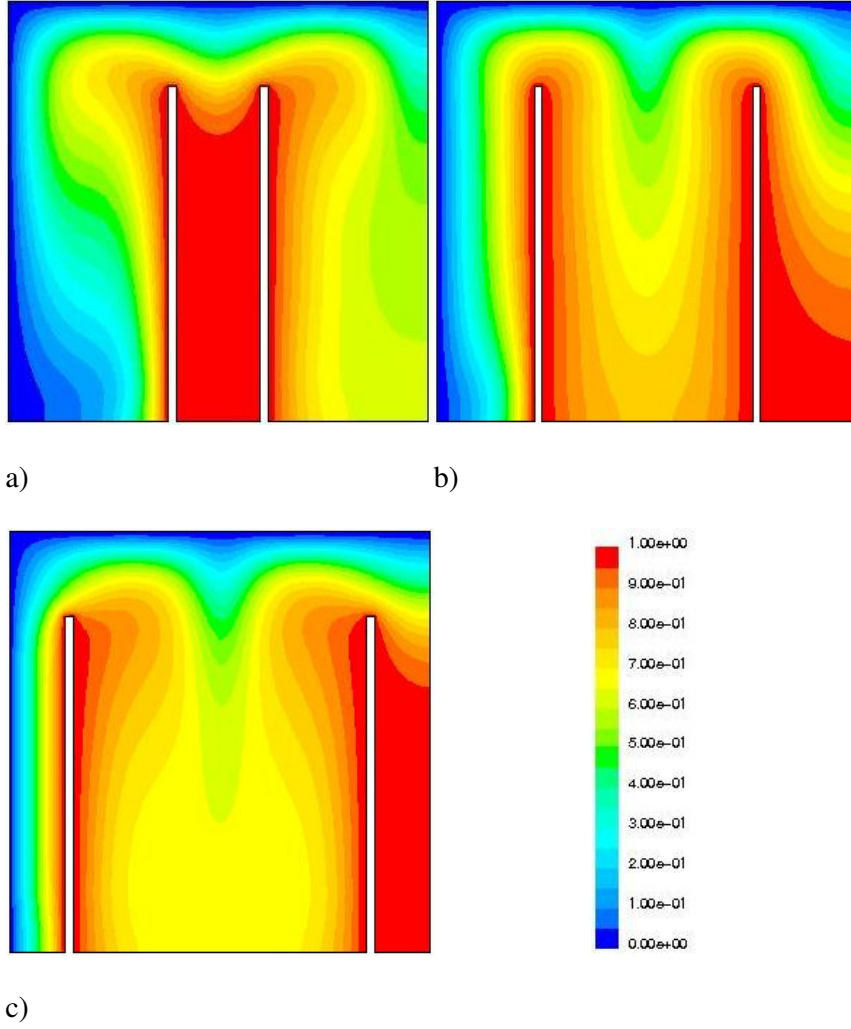


Şekil 6.7 Akım fonksiyonu  $L_D'=0,2$   $Ra=10^5$  a)  $L_P'=0,02$  , b)  $L_P'=0,05$  , c)  $L_P'=0,08$

Şekil 6.7'deki akım fonksiyonu eğrileri incelenirse, blok kalınlığının artırılması blok üzerinde oluşan ufak sirkülasyonları etkilemiştir. Blok kalınlığının artışından dolayı düşey hızlar azalmakta ve neticesinde sirkülasyon hızı azalmaktadır.

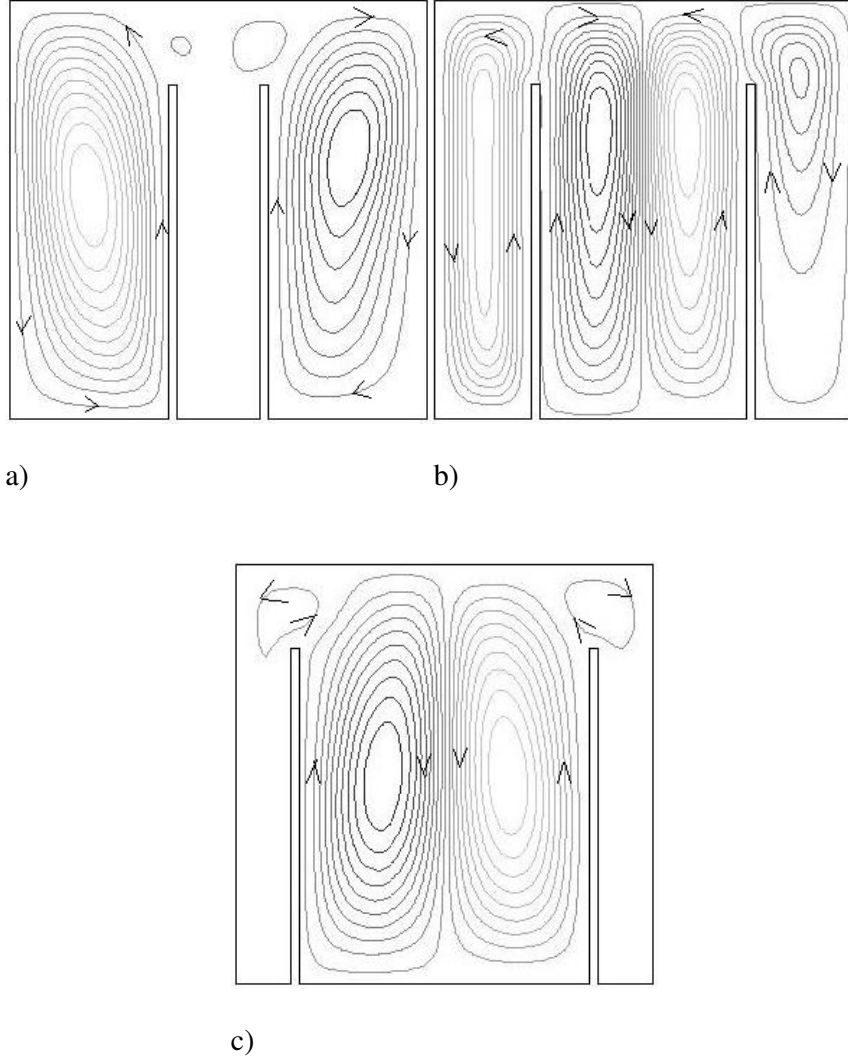
## 6.4 Blok Yerinin ( $L_D$ ) Etkisi

### 6.4.1 Laminer Akım



Şekil 6.8 Eş sıcaklık eğrileri  $Ra=10^5$  a)  $L_D'=0,2$  , b)  $L_D'=0,5$  , a)  $L_D'=0,7$

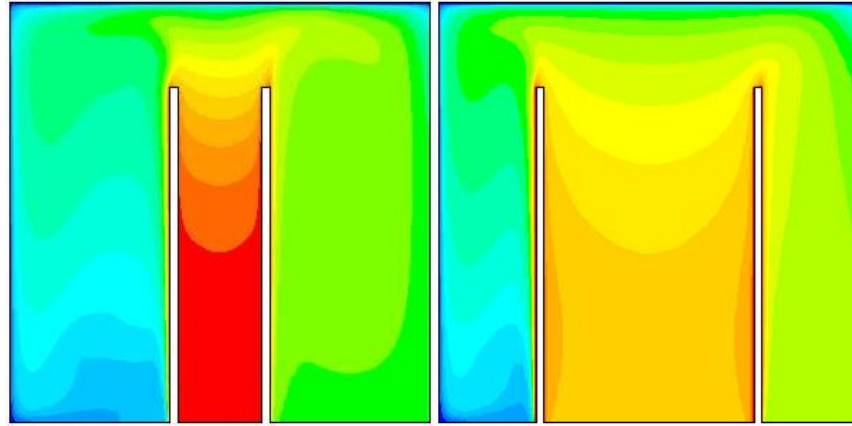
Şekil 6.8'de Rayleigh sayısı  $10^5$  iken eş sıcaklık eğrilerinin boyutsuz olarak blok yerlerinin değişimine göre değişimi verilmektedir. Bloklar arası mesafe artırıldığında, soldaki sıcak blok ile soğuk duvar arasındaki sıcaklık gradyanlarının daralmakta olduğu ve iki sıcak blok arasında sıcaklık gradyanlarının oluştuğu görünmektedir.



Şekil 6.9 Akım fonksiyonu  $Ra=10^5$  a)  $L_D'=0,2$  , b)  $L_D'=0,5$  , a)  $L_D'=0,7$

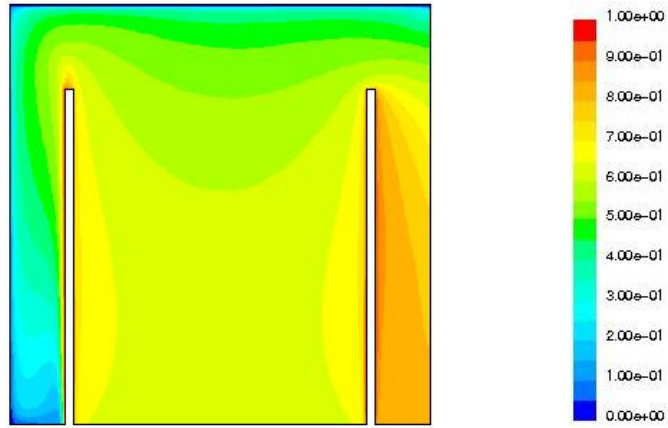
Şekil 6.9'daki akım fonksiyonu eğrileri incelenirse, blok aralığının kısa olması durumunda sağ ve sol bölümde iki ana sirkülasyon oluşmaktadır. Bloklar arası mesafe artırıldığında, sıcak bloklar arasındaki durağan bölgede iki sirkülasyon daha meydana gelmektedir. Bu orta bölümdeki sirkülasyonların soldaki saat yönünde sağdaki ise saat yönünün tersine dönmektedir. Blok aralığı daha da artırılırsa sağ ve sol bölümdeki sirkülasyonlar kavitenin üst kısımlarına doğru daralmaktadır.

## 6.4.2 Türbülanslı Akım



a)

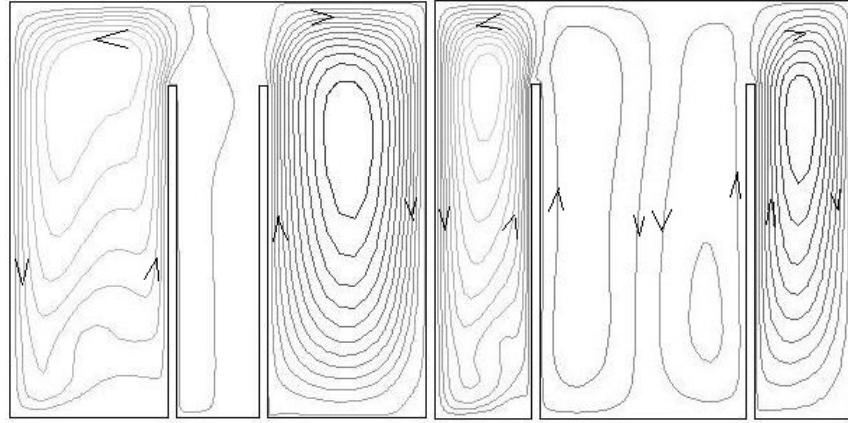
b)



c)

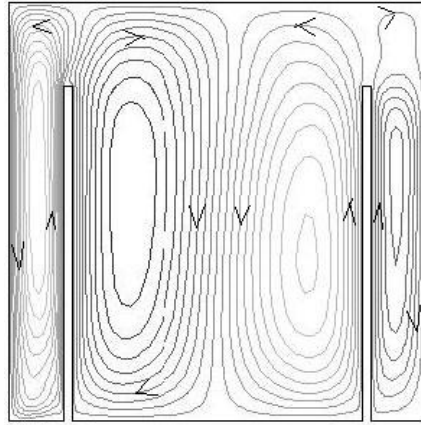
Şekil 6.10 Eş sıcaklık eğrileri  $Ra=10^9$  a)  $L_D'=0,2$  , b)  $L_D'=0,5$  , a)  $L_D'=0,7$

Şekil 6.10'da Rayleigh sayısı  $10^9$  iken eş sıcaklık eğrilerinin boyutsuz olarak blok yerlerinin değişimine göre değişimi verilmektedir. Yüksek Rayleigh sayısında olduğumuzdan kavitenin duvarlarında ısıl sınır tabakalar oluşmuştur. Laminer akımda olduğu gibi bloklar arasındaki mesafe artınca, bloklar arası sıcaklık gradyanları meydana gelmektedir. Ama akım türbülanslı olduğu için duvarlarda bu gradyanlar büyük, kavitenin merkezine doğru ise küçük olmaktadır.



a)

b)

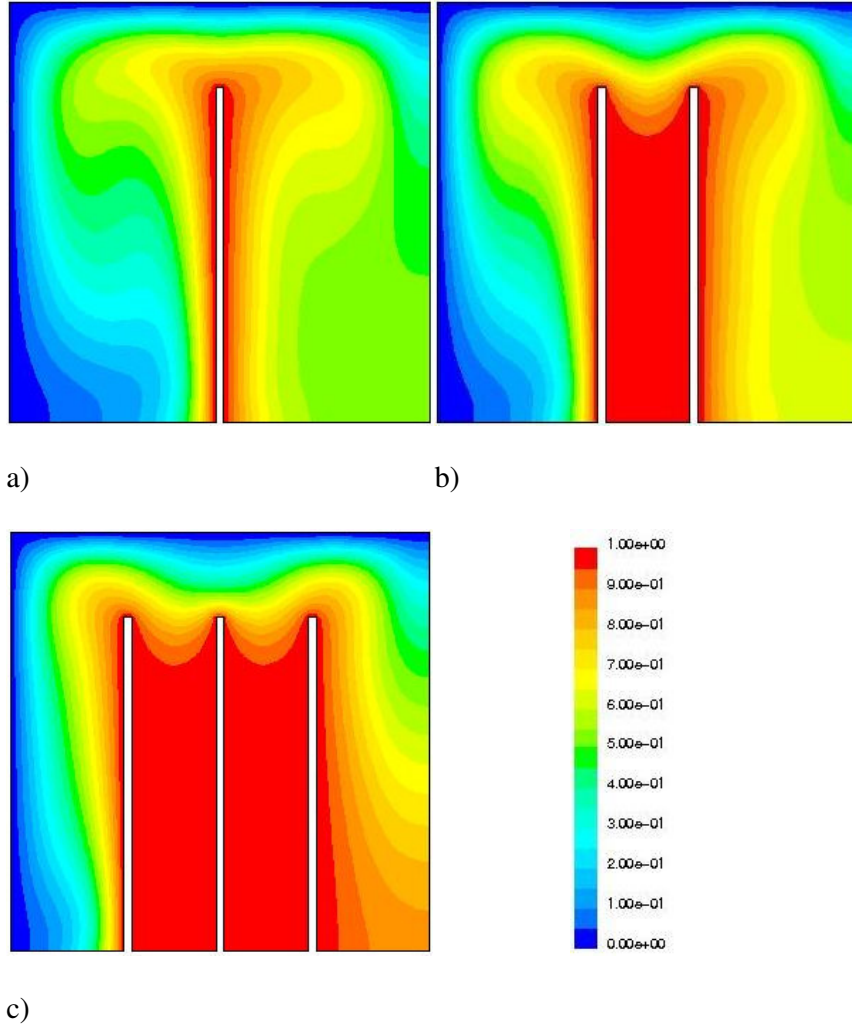


c)

Şekil 6.11 Akım fonksiyonu  $Ra=10^9$  a)  $L_D'=0,2$  , b)  $L_D'=0,5$  , a)  $L_D'=0,7$

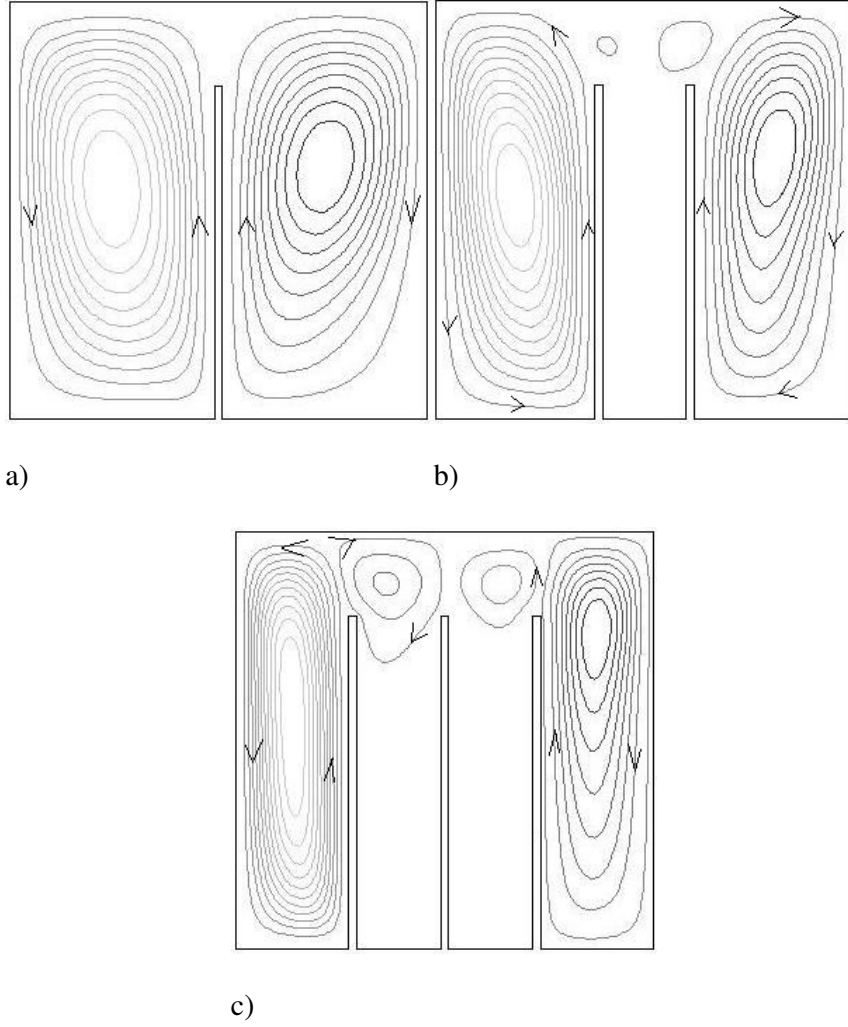
Şekil 6.11'deki akım fonksiyonu eğrileri incelenirse, bloklar arasındaki mesafenin artırılması, iki blok arasında birbirinin tersi yönünde dönen sirkülasyonların oluşmasına sebep olmaktadır. Burada oluşan sirkülasyonların laminar akımda oluşan sirkülasyonlardan farkı sirkülasyonların duvarlara doğru yayılması olmaktadır. Akım türbülanslı olduğundan sol ve sağ bölümdeki durağanlık ortadan kalkmaktadır.

### 6.5 Blok Sayısının Etkisi



Şekil 6.12 Eş sıcaklık eğrileri  $Ra=10^5$  a) 1 ısıtıcı blok b) 2 ısıtıcı blok c) 3 ısıtıcı blok

Şekil 6.12’de Rayleigh sayısı  $10^5$  iken eş sıcaklık eğrilerinin boyutsuz olarak blok sayısına göre değişimi verilmektedir. Blok sayısı bir olduğunda, bloğun her tarafının yakınında sıcaklık gradyanları oluşmaktadır. Bu da taşınım ile ısı transferi için uygun bir ortam hazırlamaktadır. Blok sayısı üç olduğunda, kavite içerisinde sabit sıcaklıkta geniş bir alan oluşmaktadır. Sıcak yüzey sayısı ısı transferin artması için pozitif etki ederken, kavite ortasındaki bu alan negatif etki etmektedir.

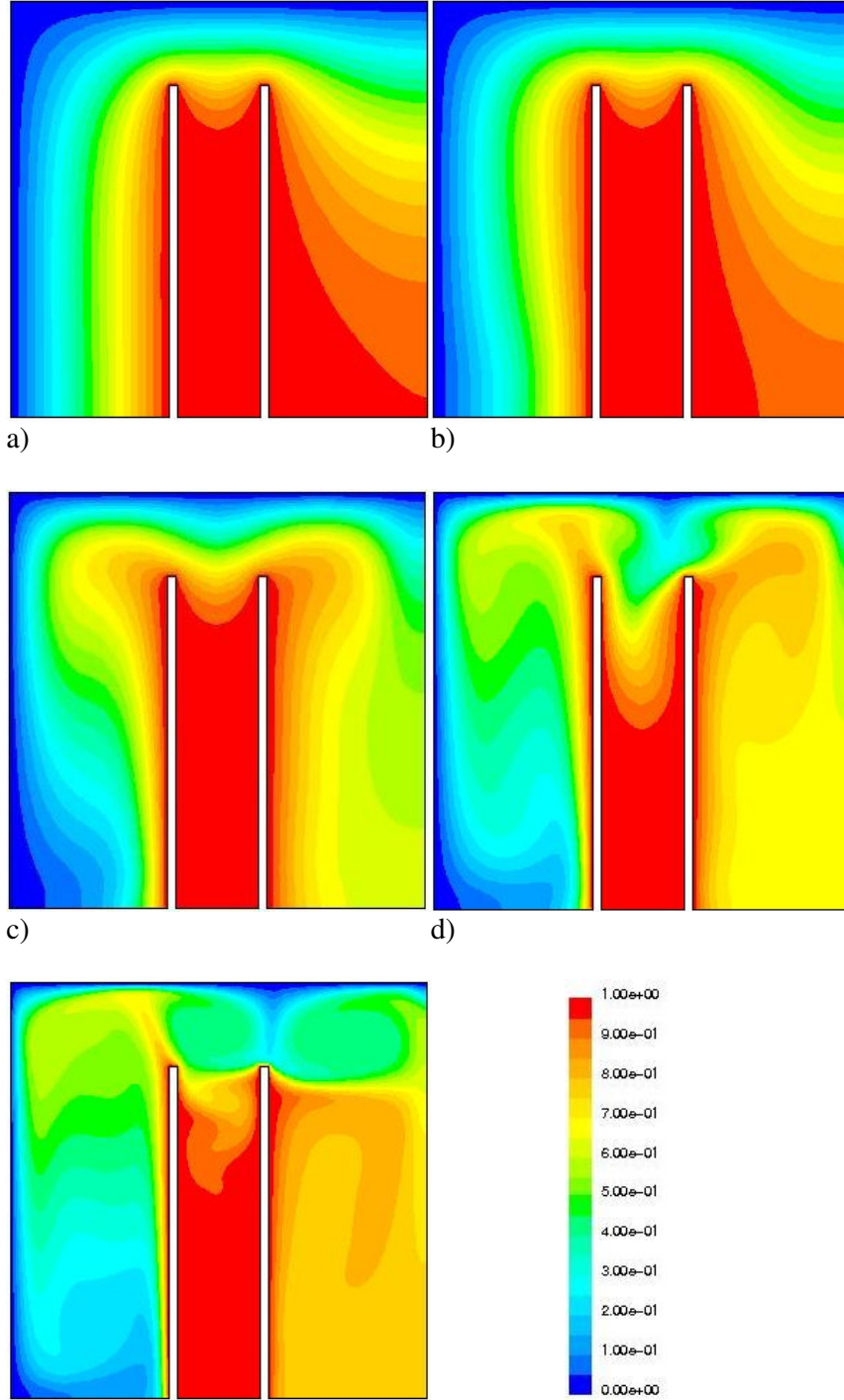


Şekil 6.13 Akım fonksiyonu  $Ra=10^5$  a) 1 ısıtıcı blok b) 2 ısıtıcı blok c) 3 ısıtıcı blok

Şekil 6.13'deki akım fonksiyonu eğrileri incelenirse, blok sayısının artışıyla kavite içindeki durağan bölüm alanı artmaktadır. Diğer bir etkisi ise bloklar akışkanın bloklar üzerinde daha büyük sirkülasyonlar oluşturmaktadır.

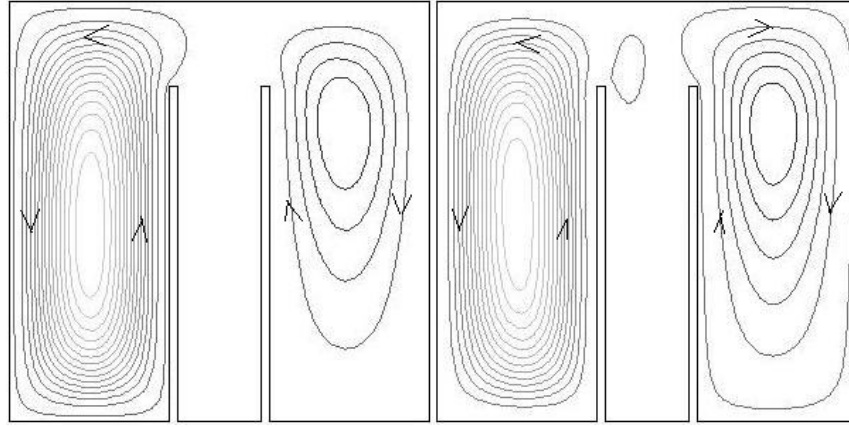
## 6.6 Rayleigh Sayısının Etkisi

### 6.6.1 Laminer Akım



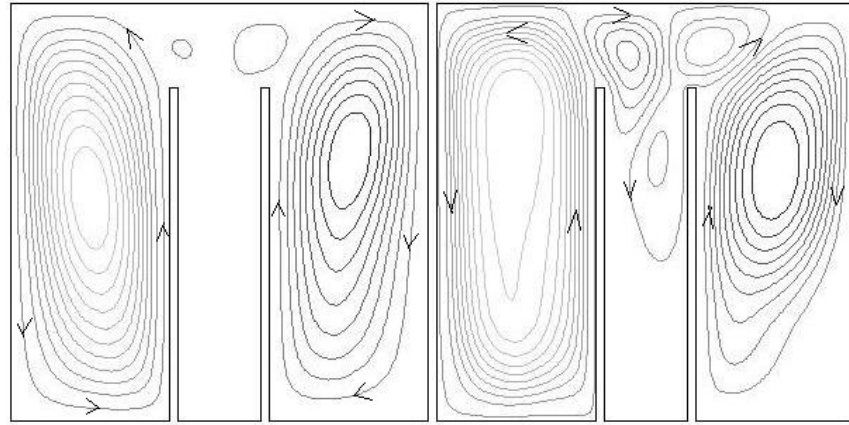
e)  
Şekil 6.14 Eş sıcaklık eğrileri a)  $Ra=10^3$ , b)  $Ra=10^4$ , c)  $Ra=10^5$ , d)  $Ra=10^6$ , e)  $Ra=10^7$

Şekil 6.14’de Rayleigh sayısı artışına göre eş sıcaklık eğrilerinin boyutsuz olarak değişimi verilmektedir. Rayleigh sayısı  $10^3$  iken kavitenin duvarlarına paralel eğriler görünmektedir. Bu ısı transferinde iletimin etkin olduğunu göstermektedir. Rayleigh sayısının artışıyla beraber sıcaklık gradyanları duvarlara doğru sıklaşarak ısıl sınır tabakaları oluşturmaya başlamaktadır. Böylelikle ısı transfer mekanizmasının taşınımaya dönüştüğü ortaya çıkmaktadır. Duvarlardan uzaklaştığında sıcaklık gradyanlarının seyrekleştiği görülmektedir. Kavitenin sol bölümünün ortasında birbirine paralel eğriler şeklinde sıcaklık gradyanları görülmektedir.



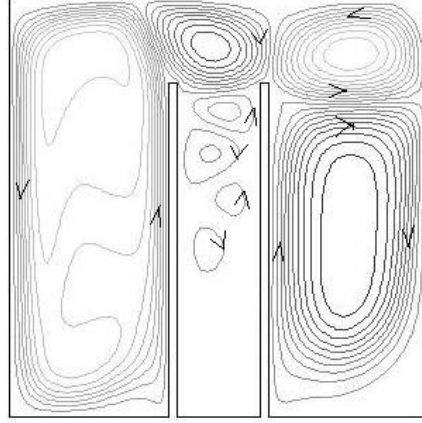
a)

b)



c)

d)

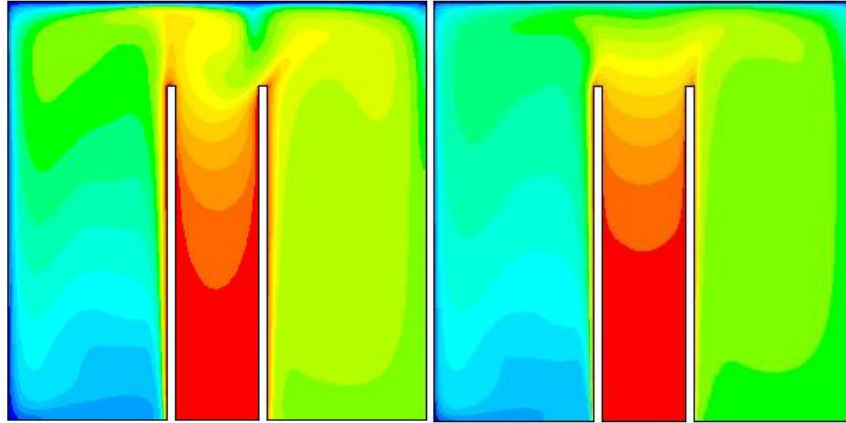


e)

Şekil 6.15 Akım fonksiyonu a)  $Ra=10^3$ , b)  $Ra=10^4$ , c)  $Ra=10^5$ , d)  $Ra=10^6$ , e)  $Ra=10^7$

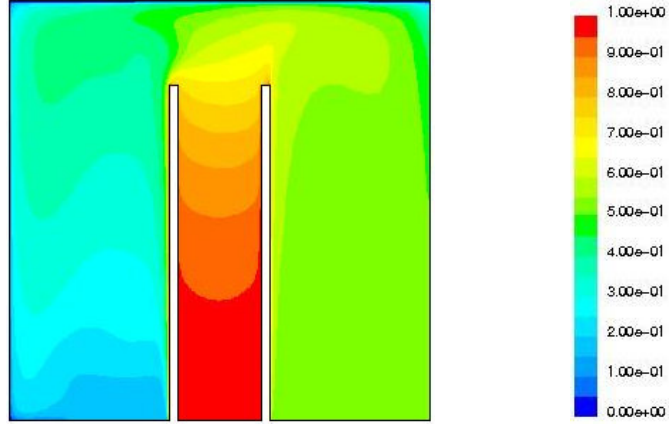
Şekil j12'deki akım fonksiyonu eğrileri incelenirse, Rayleigh sayısının düşük olduğu değerde sol ve sağ bölümde iki sirkülasyon meydana gelmektedir. Rayleigh sayısının artışıyla beraber bu sirkülasyonlar merkezlerinden kavitenin duvarlarına doğru genişlemektedir. Rayleigh sayısının artışının bir başka etkisi ise blokların üstünde, daha fazla artışıyla da, blokların arasında meydana gelen ana sirkülasyonlardan kopan düşük çapta oluşan sirkülasyonlardır. Bu orta bölümdeki başlangıçtaki durağanlığın Rayleigh sayının artışıyla beraber sonra erdiğini göstermektedir.

### 6.6.2 Türbülanslı Akım



a)

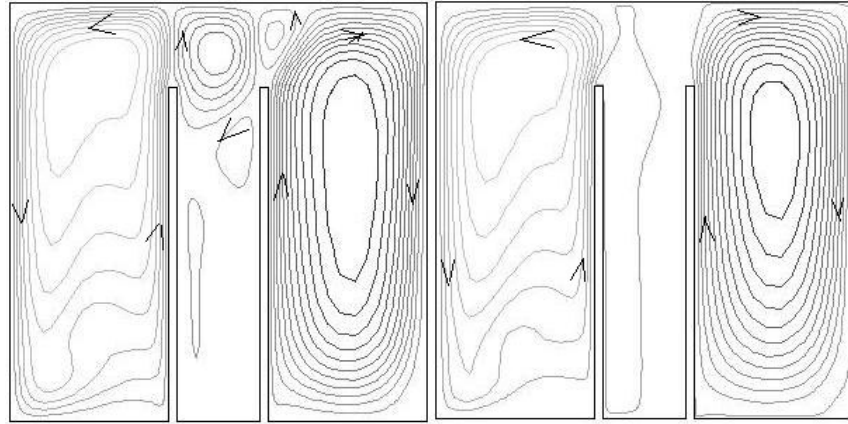
b)



c)

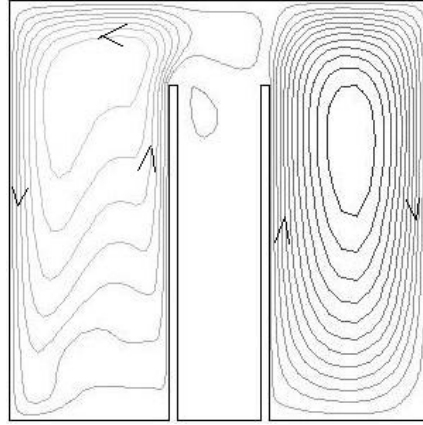
Şekil 6.16 Eş sıcaklık eğrileri a)  $Ra=10^8$ , b)  $Ra=10^9$ , c)  $Ra=10^{10}$

Şekil 6.16'da Rayleigh sayısı artışına göre eş sıcaklık eğrilerinin değişimi verilmektedir. Duvarlarda ısıl sınır tabakalar oluşmuştur ve Rayleigh sayının artışıyla beraber kavitenin ara bölümlerinde sıcaklık gradyanları küçülmüştür.



a)

b)



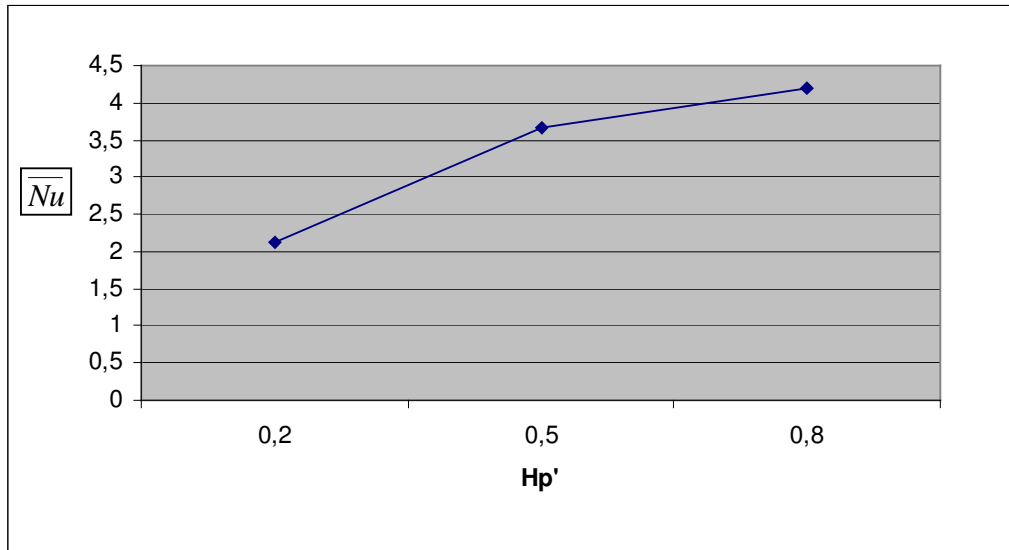
c)

Şekil 6.17 Akım fonksiyonu a)  $Ra=10^8$ , b)  $Ra=10^9$ , c)  $Ra=10^{10}$

Şekil 6.17'deki akım fonksiyonu eğrileri incelenirse, Rayleigh sayısının artışıyla beraber, blokların üstünde ve arasında meydana gelen ufak çaplı sirkülasyonlar Rayleigh sayısının yüksek değerlerinde yok olmaktadır, ve orta bölümde durağanlık ortaya çıkmaktadır.

## 6.7 Tartışma

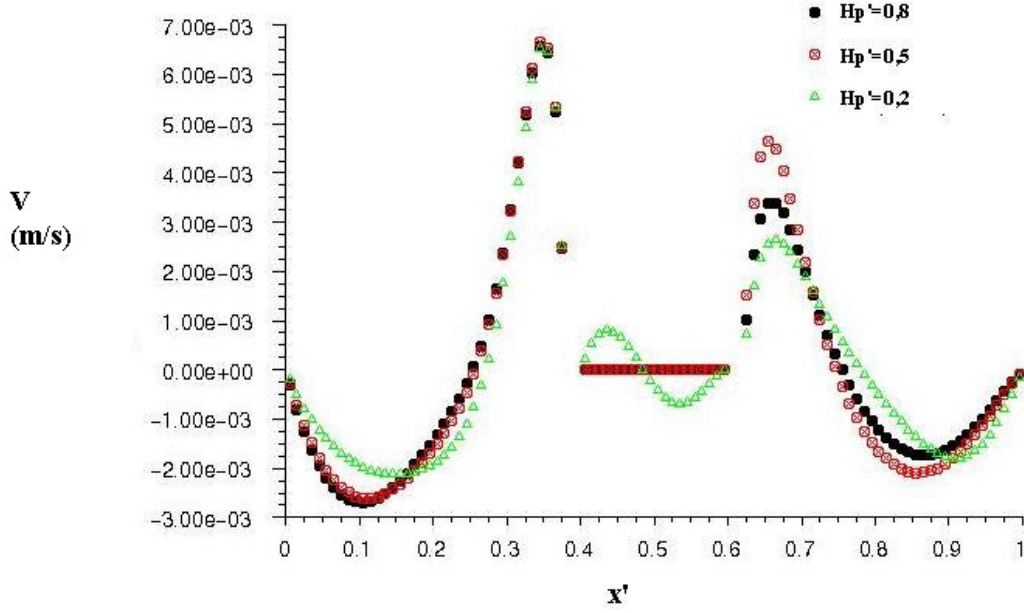
### 6.7.1 Blok Yüksekliğinin ( $H_p$ ) Etkisi



Şekil 6.18 Soğuk duvarlardaki  $\overline{Nu}$  değişimi  $Ra=10^5$

Şekil 6.18'de blok uzunluğuna göre soğuk duvarlardaki ortalama Nusselt sayısının değişimi

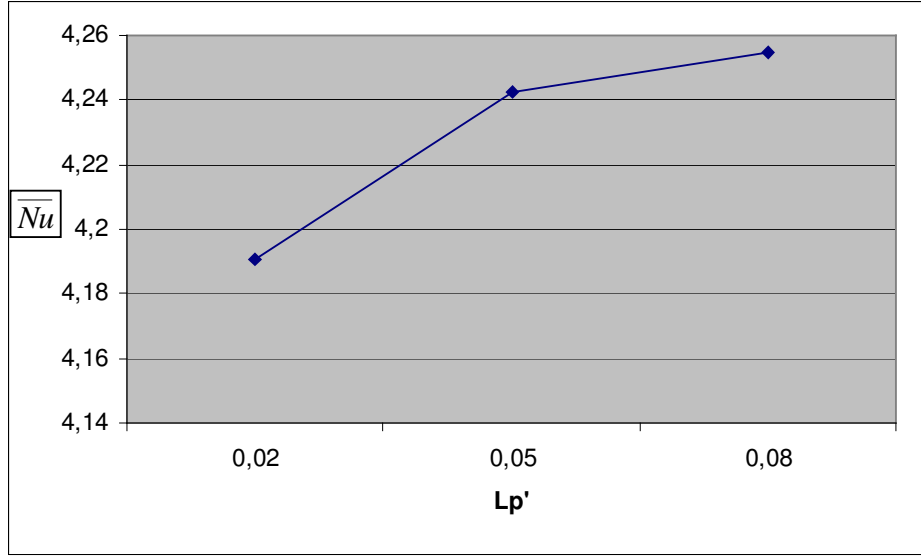
verilmektedir. Blok uzunluğunun artması, sabit sıcaklıkta tutulan sıcak yüzey alanının artmasıyla Nusselt sayısının ve ısı transferinin artmasına neden olmaktadır.



Şekil 6.19 Düşey hızlar  $y'=0,05$

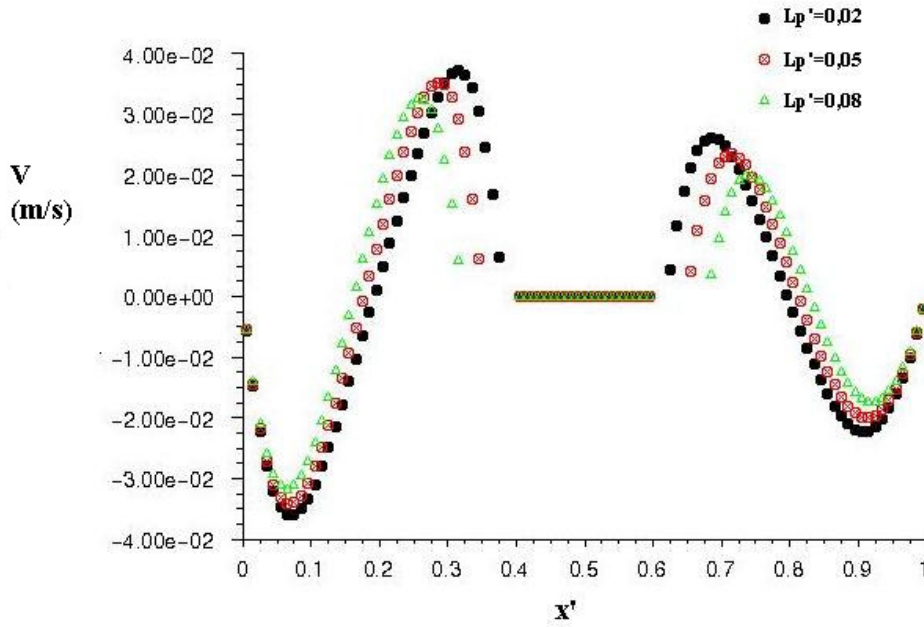
Şekil 6.19'da düşey hızların, tabana yakın bir düzlem olan  $y'=0,05$  düzleminde blok yüksekliğinin artmasına göre değişimi verilmektedir. Kavitenin altında sıcak blokların arasında, blokların kısalmasıyla durağanlığın sonra erdiği görülmektedir.

### 6.7.2 Blok Kalınlığının ( $L_p$ ) Etkisi



Şekil 6.20 Soğuk duvarlardaki  $\overline{Nu}$  değişimi  $Ra=10^5$

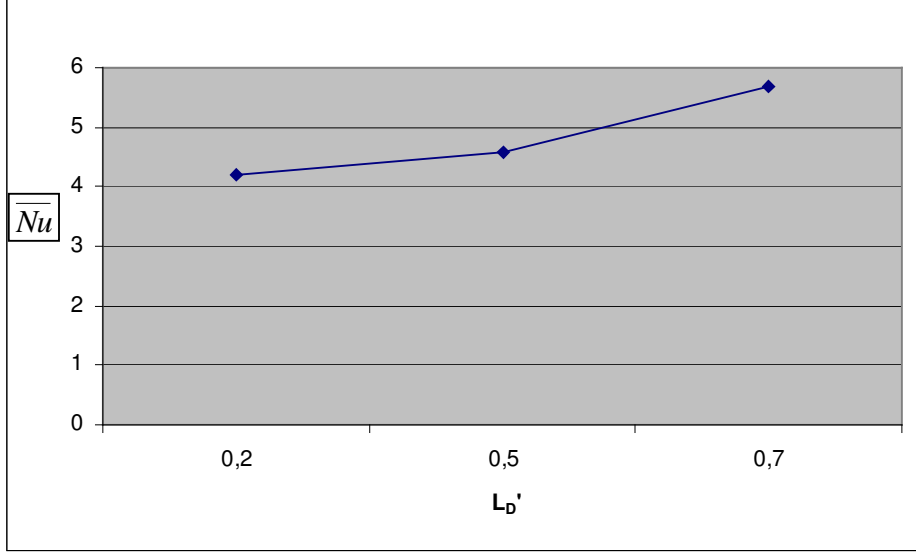
Şekil 6.20’de blok kalınlığına göre soğuk duvarlardaki ortalama Nusselt sayısının değişimi verilmektedir. Blok kalınlığının artırılması Nusselt sayısı ve ısı transferine etkisi blok uzunluğunun artırılmasından çok daha az etki etmektedir. Bu blok genişliği artırılınca, sıcak yüzey alanındaki ufak artıştan ileri gelmektedir.



Şekil 6.21 Düşey hızlar  $y'=0,5$

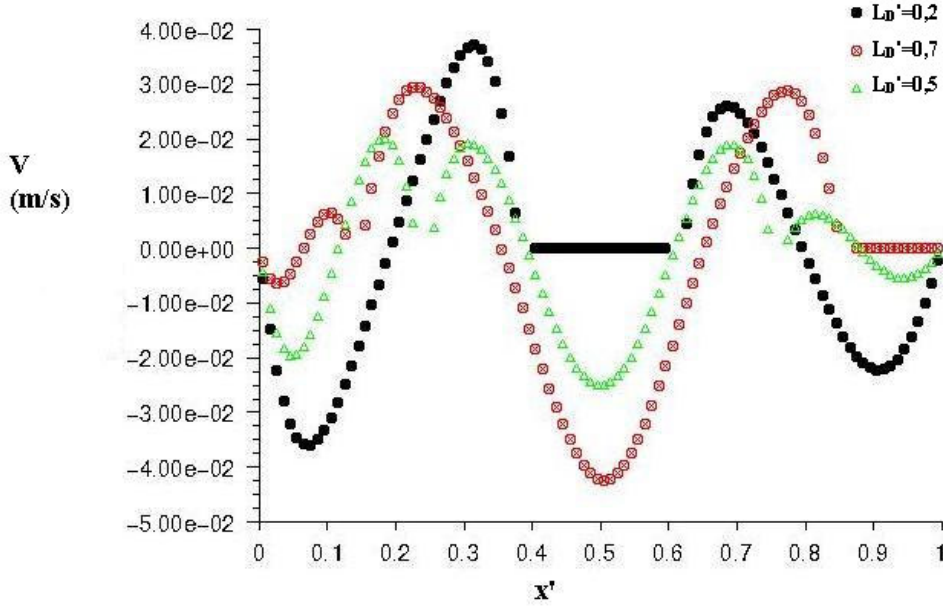
Şekil 6.21’de düşey hızların, y ekseninin orta düzlemi olan  $y'=0,5$  düzleminde blok kalınlığının artışına göre değişimi verilmektedir. Kavitenin kalınlığının artmasıyla beraber düşey hızların mutlak olarak azaldığı görülmektedir.

### 6.7.3 Blok Yerinin ( $L_D$ ) Etkisi



Şekil 6.22 Soğuk duvarlardaki  $\overline{Nu}$  değişimi  $Ra=10^5$

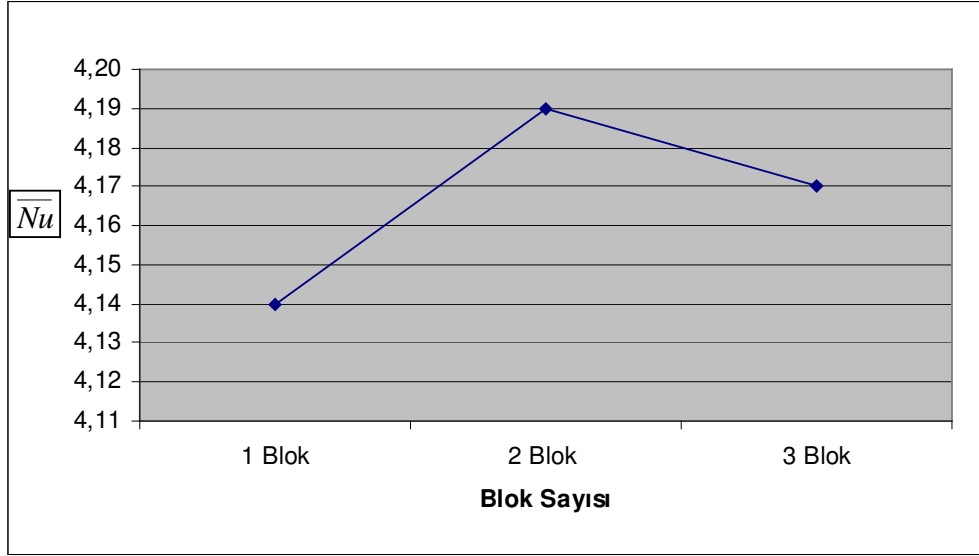
Şekil 6.22’de blok yerlerinin değişimine göre soğuk duvarlardaki ortalama Nusselt sayısının değişimi verilmektedir. Bloklar arasındaki mesafenin artırılması Nusselt sayısında artışa neden olmaktadır. İlk durumda birbirine yakın olan sıcak blokların aralarındaki uzaklık artınca, aralarında sıcaklık gradyanları oluşmakta ve ısı transferinin artışı yönünde zemin oluşmaktadır.



Şekil 6.23 Düşey hızlar  $y'=0,5$

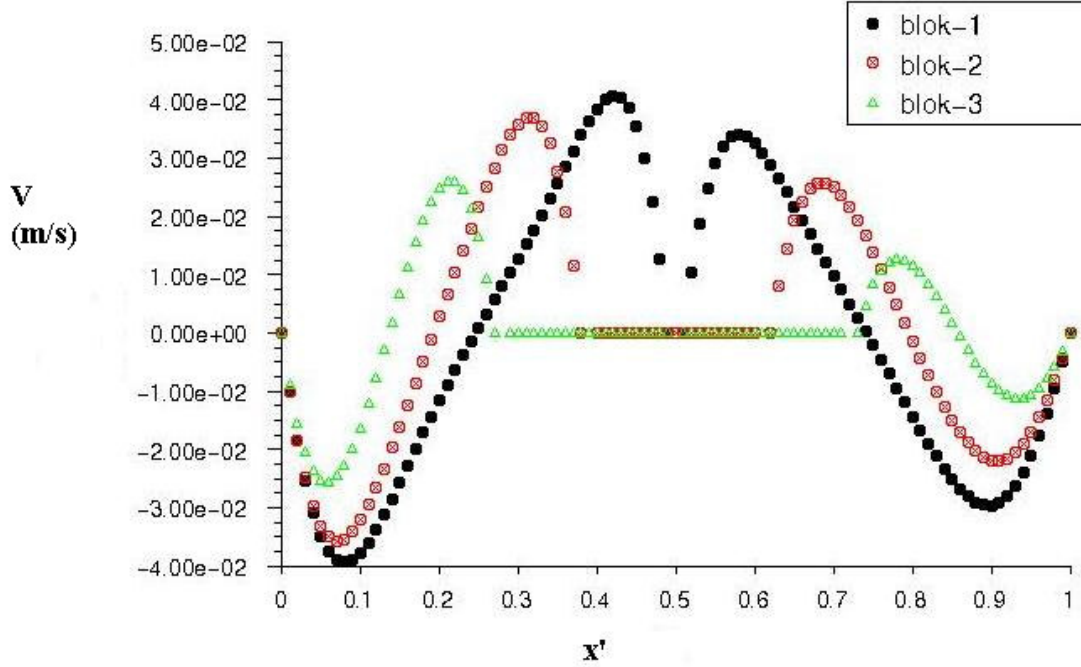
Şekil 6.23'de düşey hızların, y ekseninin orta düzlemi olan  $y'=0,5$  düzleminde blok yerlerinin değişimine göre değişimi verilmektedir. Bloklar arasındaki mesafenin artırılmasıyla kavite içindeki sirkülasyonların ne kadar değişikliğe uğradığı düşey hızların değişiminden belli olmaktadır. Bloklar arası mesafe en kısa iken bloklar arası durağan bir yapıya sahipken, bloklar arası mesafenin en fazla olması durumunda, kavitenin sol ve sağ bölümünde, düşey hızlar oldukça düşük değerde olup durağana yakın bir görüntü çizmektedirler.

### 6.7.4 Blok Sayısının Etkisi



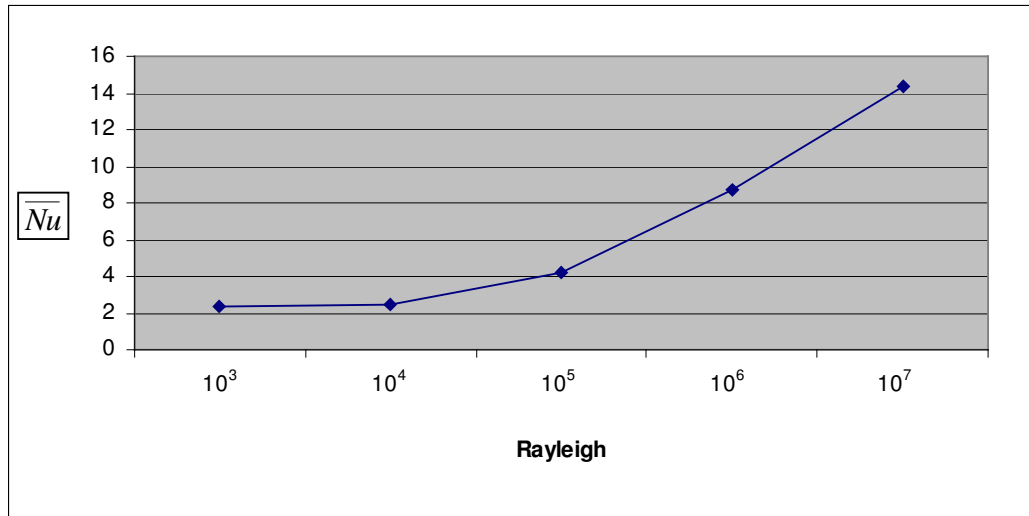
Şekil 6.24 Soğuk duvarlardaki  $\overline{Nu}$  değişimi  $Ra=10^5$

Şekil 6.24’de blok sayısına göre soğuk duvarlardaki ortalama Nusselt sayısının değişimi verilmektedir. Blok sayısının artışıyla sıcak yüzey alanı artırıldığı için Nusselt sayısında ve ısı transferinde bir artış beklenmektedir. Ancak blok sayısının artışı kavitenin ortasında sıcaklık dağılımı olmayan durağan bir bölge meydana getirmektedir. Bu da ısı transferini zorlaştırmaktadır. Öyle ki 1 bloktan 2 bloğa çıkarıldığında Nusselt sayısındaki artış sadece %1,21 iken, 2 bloktan 3 bloğa çıkarıldığında Nusselt sayısı %0,48 oranında gerilemiştir.

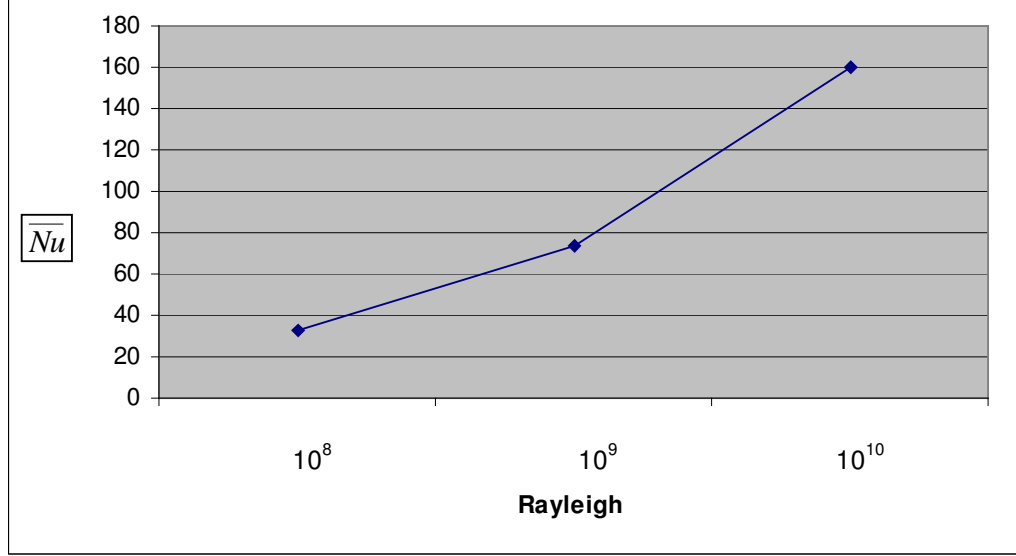
Şekil 6.25 Düşey hızlar  $y'=0,5$ 

Şekil 6.25'te düşey hızların,  $y$  ekseninin orta düzlemi olan  $y'=0,5$  düzleminde blok sayısına göre değişimi verilmektedir. Blok sayısı arttıkça kavite içinde büyüyen durağan alanın büyüdüğü burada da görülebilmektedir. Blok sayısı arttıkça düşey hızların mutlak değeri azalmakta, bu da akışkanın daha yavaş sirkülasyon yaptığını göstermektedir.

### 6.7.5 Rayleigh Sayısının Etkisi



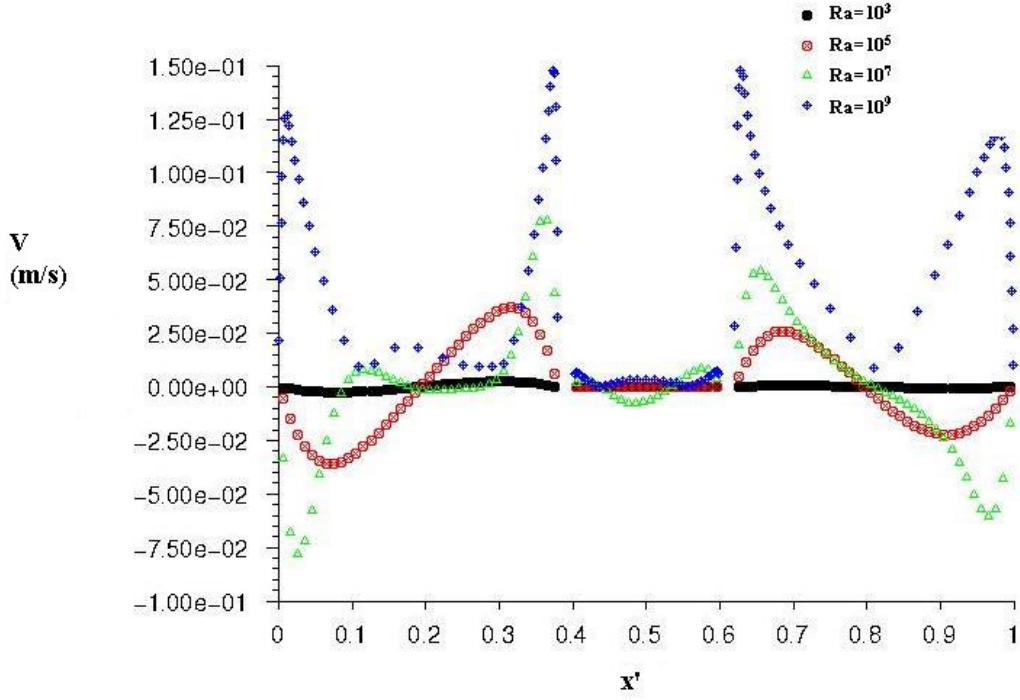
a)



b)

Şekil 6.26 Soğuk duvarlardaki  $\overline{Nu}$  değişimi a) laminar akım, b) türbülanslı akım

Şekil 6.26'da Rayleigh sayısının değişimine göre soğuk duvarlardaki ortalama Nusselt sayısının a'da laminar akımda, b'de türbülanslı akımda değişimi verilmektedir. Rayleigh sayısının artması Nusselt sayısının ve ısı transferinin artışına neden olmaktadır. İletim rejiminin etkin olduğu  $Ra=10^3$  değerinden  $Ra=10^4$  değerine çıkıldığında Nusselt sayısındaki değişim çok küçük olmaktadır, Nusselt sayısı Rayleigh sayısındaki her kademedeki yükselişte daha da artmaktadır.



Şekil 6.27 Düşey hızlar  $y'=0,5$

Şekil 6.27'de düşey hızlarının  $y$  ekseninin orta düzlemi olan  $y'=0,5$  düzleminde Rayleigh sayısının değişimine göre değişimi verilmektedir. Rayleigh sayısının artışıyla beraber düşey hızların değeri mutlak olarak artmaktadır. Ayrıca, Rayleigh sayısının artışıyla düşey hızların en düşük ve en yüksek değeri kavite ve blokların kenarlarına doğru kaymaktadır.



$$z=0 \text{ da } \frac{\partial T}{\partial X} = 0, \frac{\partial T}{\partial Y} = 0, U=0, V=0, W=0 \quad (7.5)$$

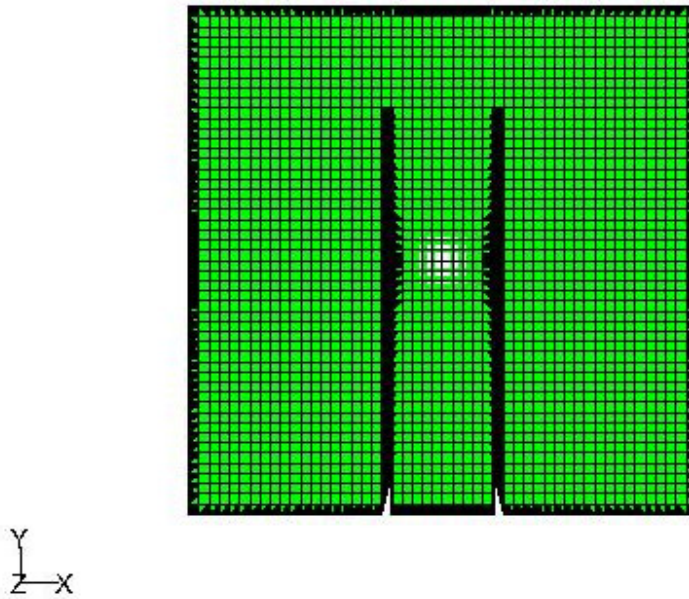
$$z=D \text{ de } \frac{\partial T}{\partial X} = 0, \frac{\partial T}{\partial Y} = 0, U=0, V=0, W=0 \quad (7.6)$$

Engel üzerinde

$$T=T_H, U=0, V=0, W=0 \quad (7.7)$$

## 7.2 Bölümlendirilmiş Kapalı Kavite İçinde 3 Boyutlu Laminer Doğal Taşınım

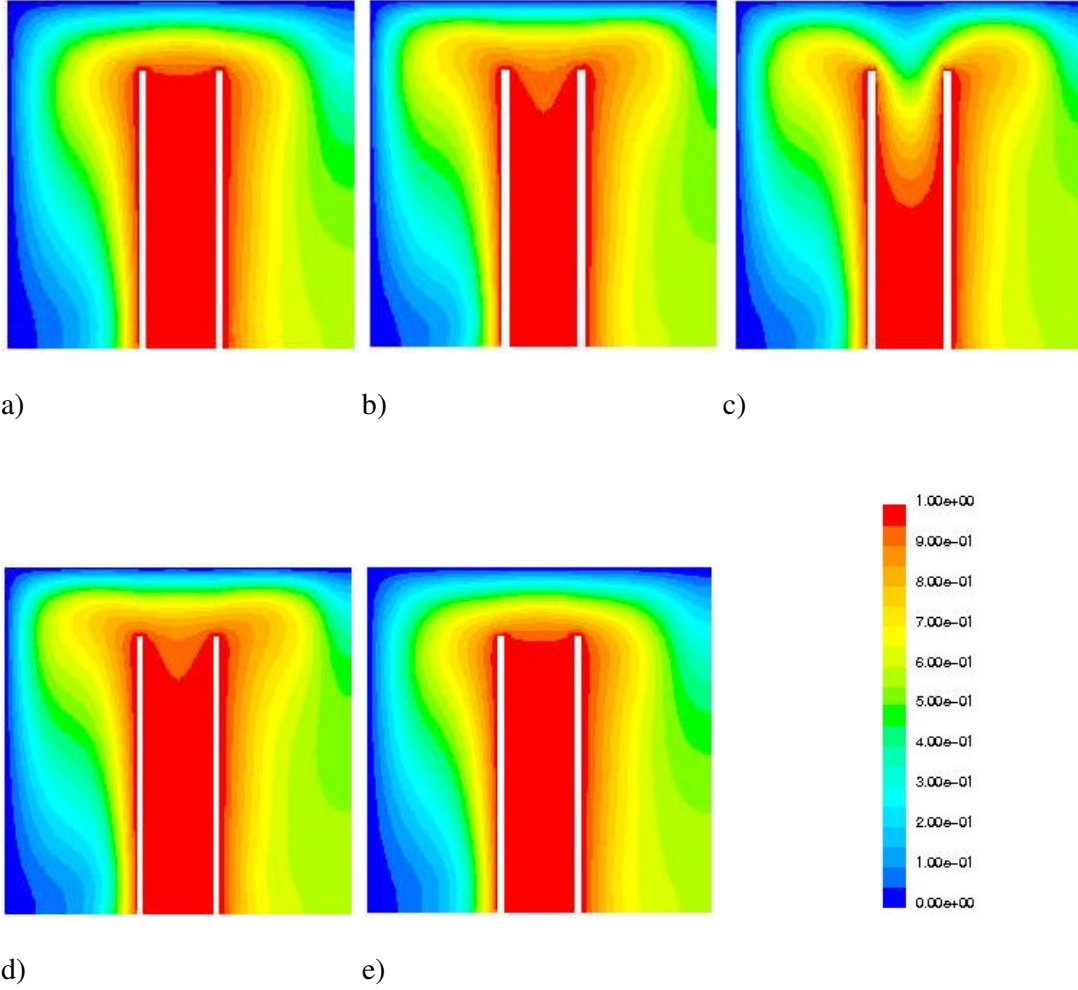
3 boyutta çözümlene yapılıırken (50x50x50) uniform grid kullanılarak, 2 boyutta yapılan çözümlerde olduğu gibi Boussinesq yaklaşımı kullanılmış ve aynı algoritma ve gevşetme faktörleri kullanılarak çözümlene yapılmıştır. Üç boyutta laminar akış Rayleigh sayısının  $10^5$  olduğu değerde incelenmiştir.  $T_H=305$  K ve  $T_C=295$  K olarak alınmıştır. L'nin Rayleigh sayısının  $10^5$  olduğu değere ise 0,04779989 m olmaktadır. Hazırlanan çözüm ağında  $L=H=D$  olmaktadır. Yapılan 5000 iterasyonla artıklar  $10^{-5}$  değerinin altına indirilmiştir. Gridin genel görünümü şekil 7.2'dedir.



Şekil 7.2 Grid dağılımı

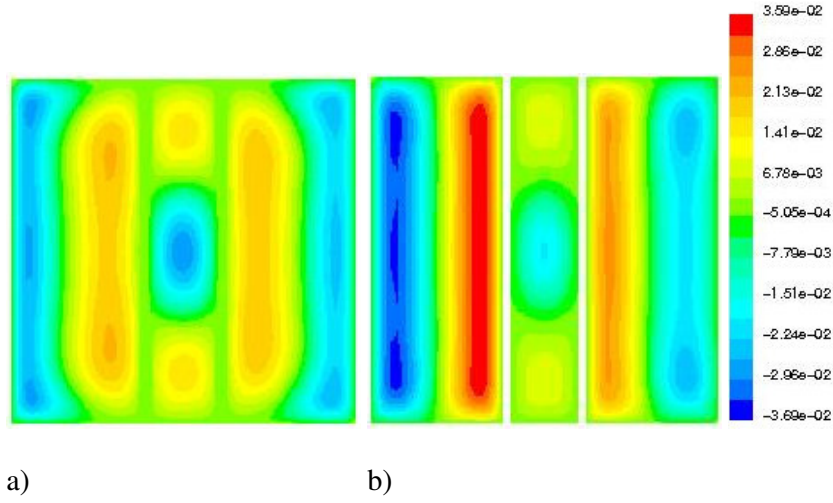
### 7.2.1 $H_p'=0,8$

İlk olarak  $H_p'=0,8$  blok uzunluğundaki kavitedeki durum incelenmiştir.



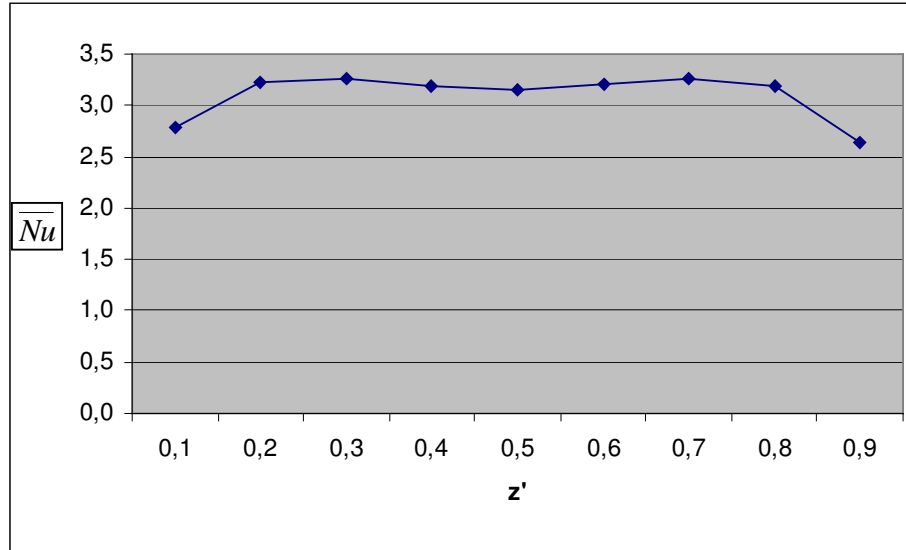
Şekil 7.3 Eş sıcaklık eğrileri  $H_p'=0,8$ , a)  $z'=0,05$ , b)  $z'=0,25$ , c)  $z'=0,5$ , d)  $z'=0,75$ , e)  $z'=0,95$

Şekil 7.3'te verilen  $z$  düzlemlerindeki boyutsuz sıcaklık dağılımları verilmiştir.  $z$  ekseninin ortasından geçen düzleme göre yaklaşık simetrik sıcaklık dağılımları görülmektedir.  $z$  düzlemine göre duvarlara doğru bloklar arasında sıcaklık gradyanları görülmezken, kavitenin merkezine doğru sıcaklık gradyanları oluşmaktadır.

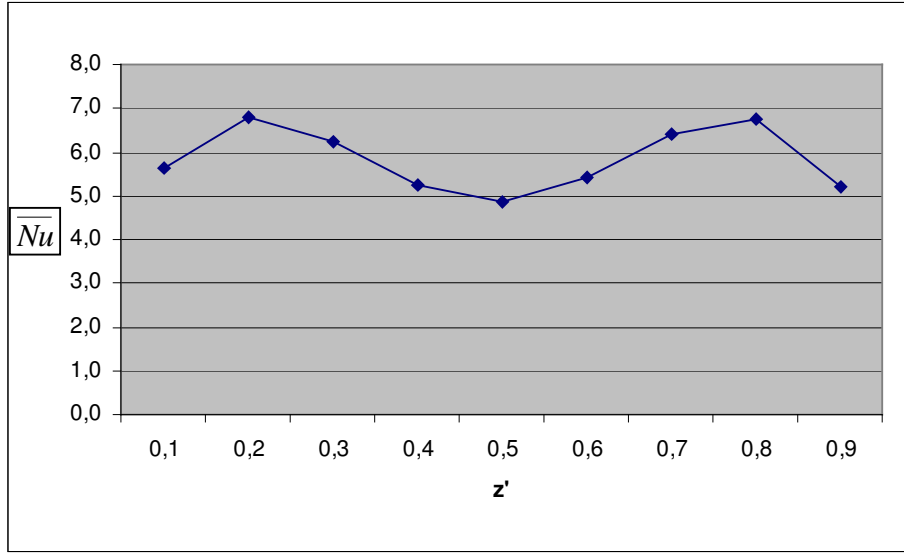


Şekil 7.4 Düşey hızlar  $H_p'=0,8$  a)  $y'=0,8$  , b)  $y'=0,5$

Şekil 7.4'de a'da y ekseninin ortasından geçen düzlem, b'de blokların üstündeki düzlemdeki düşey hızların değişimi verilmiştir. Kavitenin sol bölümüne bakıldığında sıcak duvarın yanında pozitif, soğuk duvarın yanında negatif, sağ bölümde yine sıcak duvarın yanında pozitif adyabatik duvarın yanında negatif düşey hızlar görülmektedir. Blokların arasında ise z eksenini yönünde incelendiğinde, akım duvarlar yakınında yükselmekte, kavitenin merkezinde ise alçalmaktadır.



a)



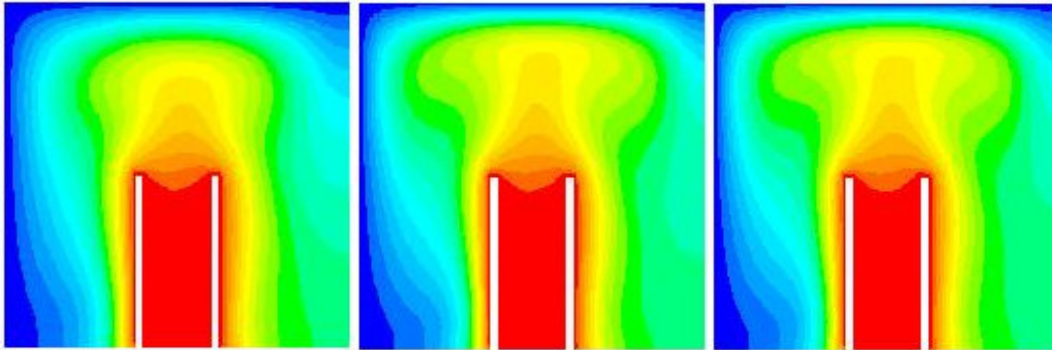
b)

Şekil 7.5 Soğuk duvarlardaki  $\overline{Nu}$  değişimi  $H_p'=0,8$  a) sol duvar , b) üst duvar

Şekil 7.5'de ortalama Nusselt sayısının  $z$  eksenine göre değişimi verilmektedir.  $x$  ekseninin ortalamayan düzleme göre simetriğe yakın bir dağılım ortaya çıkmaktadır. Ortalama Nusselt sayıları sol duvarda 2,927, üst duvarda 5,51 olmaktadır. Üst duvardaki ortalama Nusselt sayısı sol duvardaki ortalama Nusselt sayısına göre belirgin bir şekilde yüksek çıkmaktadır. Buna göre soğuk duvarlardan çekilen ısının çoğu üst duvardan olmaktadır. Bu akışın sirkülasyonunda, sıcak bloklardan yükselen sıcak akışın öncelikle üst duvara ulaşmasından ileri gelmektedir.

### 7.2.2 $H_p'=0,5$

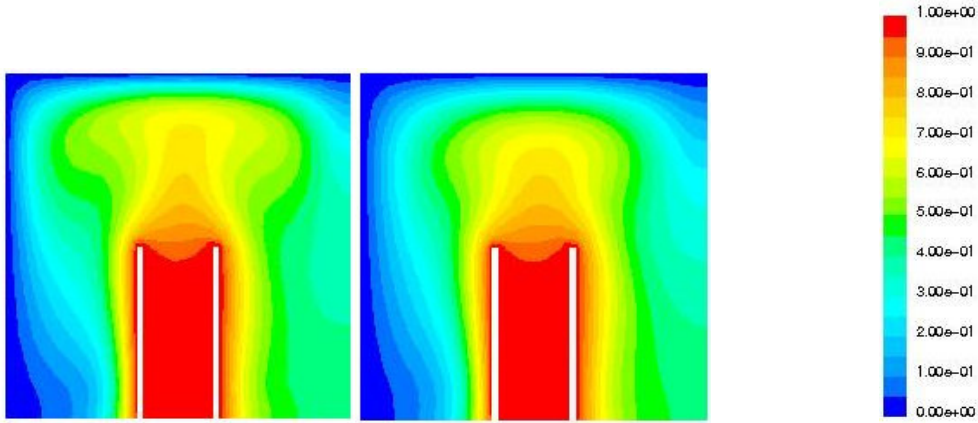
İkinci olarak  $H_p'=0,5$  blok uzunluğundaki kavitedeki durum incelenmiştir.



a)

b)

c)

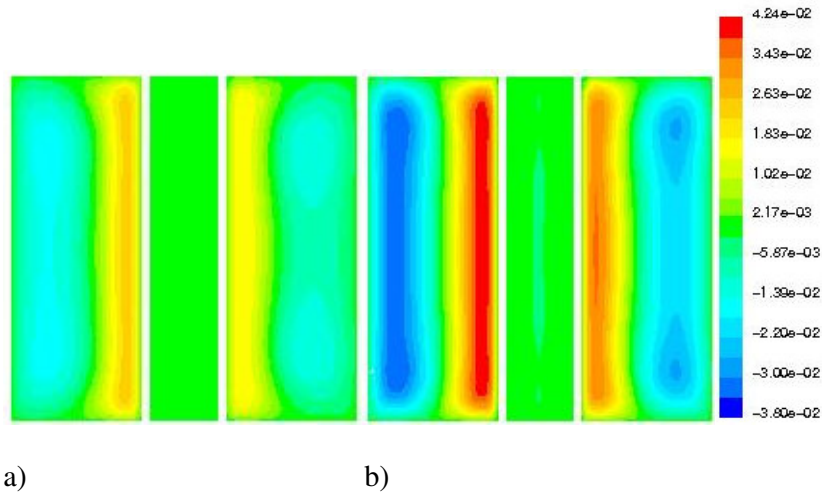


d)

e)

Şekil 7.6 Eş sıcaklık eğrileri  $H_p'=0,5$  a)  $z'=0,05$ , b)  $z'=0,25$ , c)  $z'=0,5$ , d)  $z'=0,75$ , e)  $z'=0,95$

Şekil 7.6'de verilen  $z$  düzlemlerindeki boyutsuz sıcaklık dağılımları verilmiştir.  $z$  ekseninin ortasından geçen düzleme göre yaklaşık simetrik sıcaklık dağılımları elde edilmektedir..  $z$  düzlemine göre kavitenin ortasında daha dikine sıcaklık gradyanları ortaya çıkmaktadır.



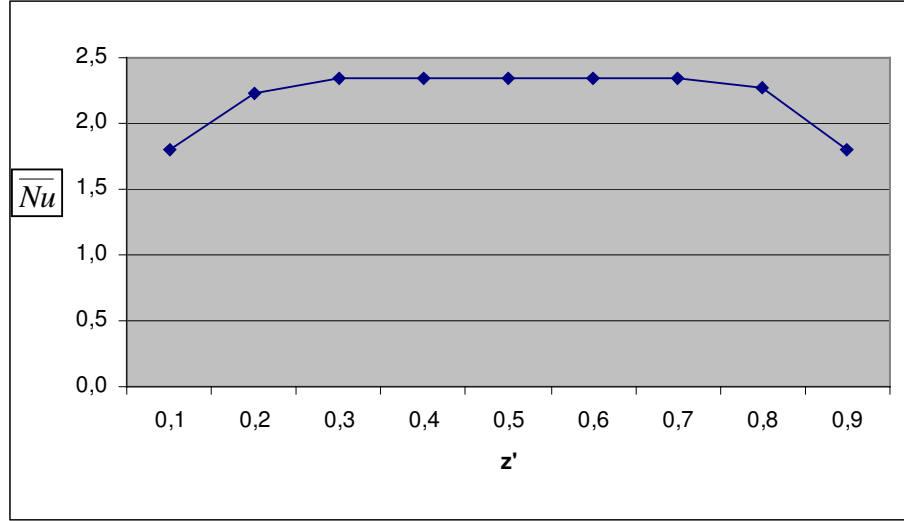
a)

b)

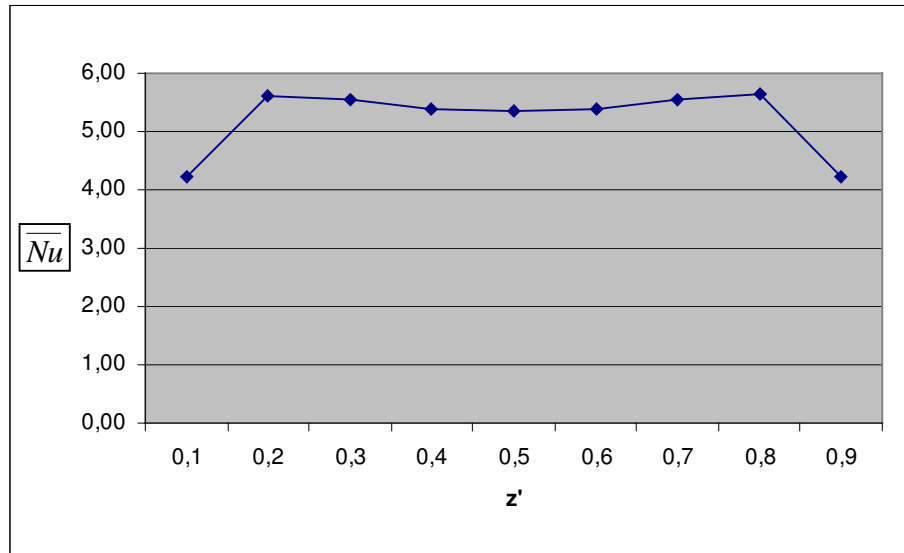
Şekil 7.7 Düşey hızlar  $H_p'=0,5$  a)  $y'=0,2$ , b)  $y'=0,5$

Şekil 7.7'de a'da  $y'=0,2$  ekseninden geçen düzlem, b'de blokların üstündeki düzlemdeki laminer akımdaki düşey hızların değişimi verilmiştir. Düşey hız sol ve sağ bölümde sıcak duvarların yakınında pozitif, soğuk ve adyabatik duvarlar yakınında negatif olmaktadır.  $y'=0,2$  düzleminde sıcak blokların arasında düşey hız neredeyse sıfırdır, bu kavitenin altında o bölgede durağan bir kısım olduğunu göstermektedir. Blokların üstünden geçen düzleme

bakıldığında, daha uzun blokların olduğu kavitede görülen kavitenin ortasında meydana gelen negatif düşey hızlar burada bloklara göre daralarak z eksenı yönünde kavitenin duvarlarına doğru genişlemektedir.



a)



b)

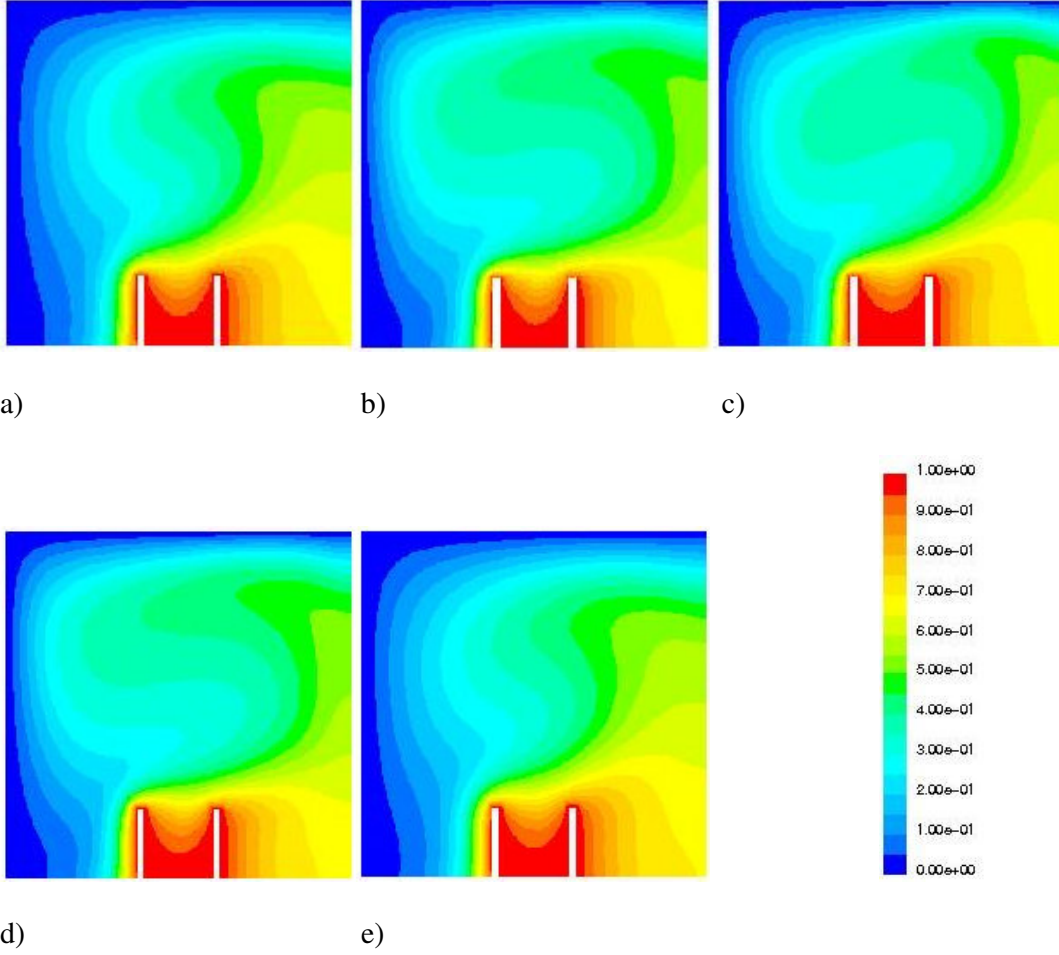
Şekil 7.8 Soğuk duvarlardaki  $\overline{Nu}$  değışimi  $H_p'=0,5$ , a) sol duvar , b) üst duvar

Şekil 7.8'de ortalama Nuselt sayısının z eksenine göre değışimi verilmektedir. z ekseninin ortalayan düzleme göre simetriğe yakın bir dağılım ortaya çıkmaktadır. Ortalama Nusselt

sayıları sol duvarda 2,09, üst duvarda 4,91 olmaktadır. Soğuk duvarlardan çekilen ısıda üst duvarın çektiği kısım blokların uzun oluşuyla karşılaştırıldığında artmaktadır.

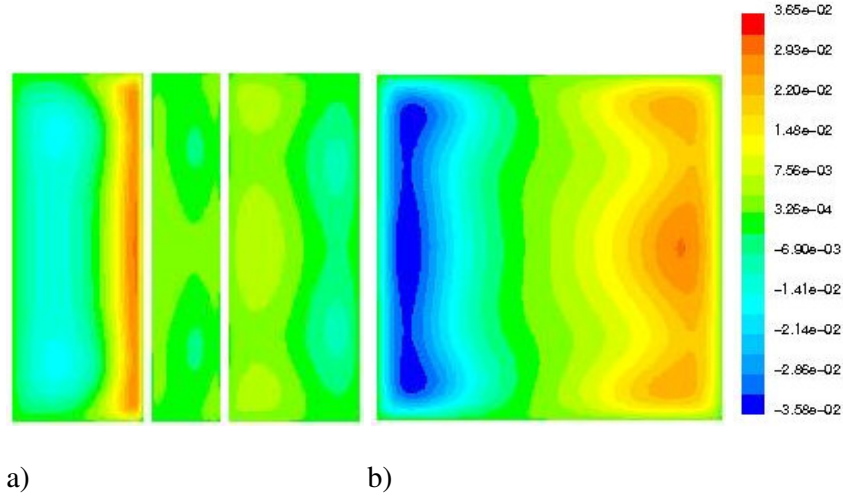
### 7.2.3 $H_p'=0,2$

İkinci olarak  $H_p'=0,2$  blok uzunluğundaki kavitedeki durum incelenmiştir.



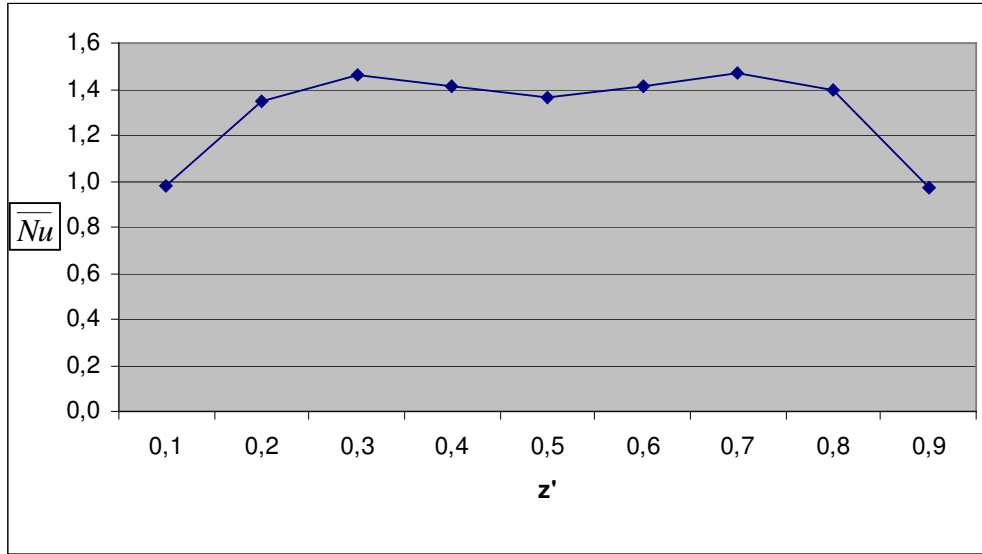
Şekil 7.9 Eş sıcaklık eğrileri  $H_p'=0,2$  a)  $z'=0,05$ , b)  $z'=0,25$ , c)  $z'=0,5$ , d)  $z'=0,75$ , e)  $z'=0,95$

Şekil 7.9'da bazı  $z$  düzlemlerindeki boyutsuz sıcaklık dağılımları verilmiştir. Bu blok boyutunda da  $z$  ekseninin ortasından geçen düzleme göre yaklaşık simetrik sıcaklık dağılımları görülmektedir.  $z$  eksenine göre kavitenin ortalarında soğuk duvarlar yakınında sıcaklık gradyanları sıklaşmış, merkezinde ise seyrekleşmiştir.

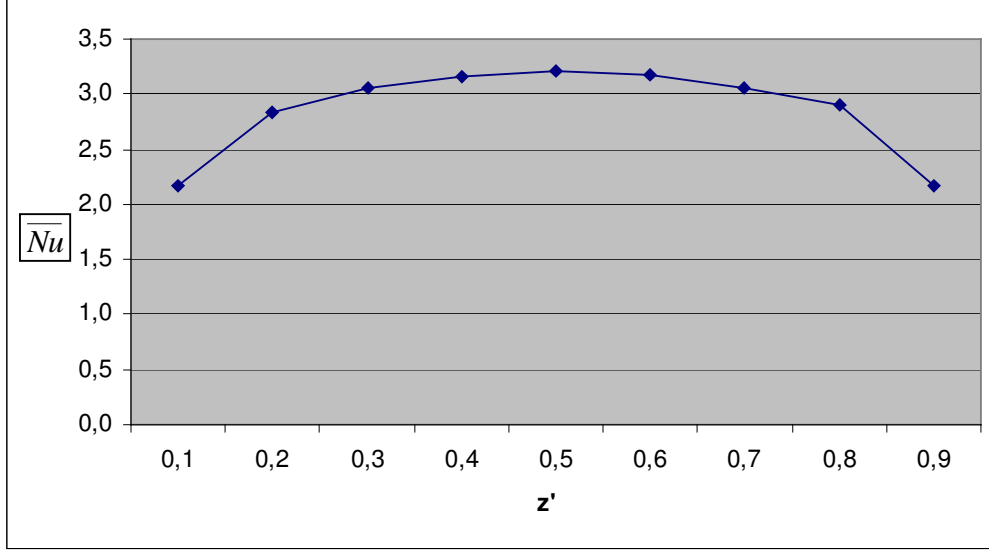


Şekil 7.10 Düşey hızlar  $H_p'=0,2$  a)  $y'=0,2$  , b)  $y'=0,5$

Şekil 7.10'da a'da blokların üstündeki düzlemdeki, b'de  $y'=0,5$  ekseninden geçen düzlem üstündeki düzlemdeki laminer akımdaki düşey hızların değişimi verilmiştir. Blokların üzerinden düzleme bakıldığında, kavitenin ortasında görülen negatif düşey hızların bulunduğu kısım ikiye ayrılarak duvarlara doğru yaklaşmıştır.  $y'=0,5$  düzleminde ise görünüm sanki bölümlendirilmemiş bir kavite gibi olarak soğuk duvar yanında düşey hız negatif adyabatik duvarın yanında ise pozitif olmuştur.



a)



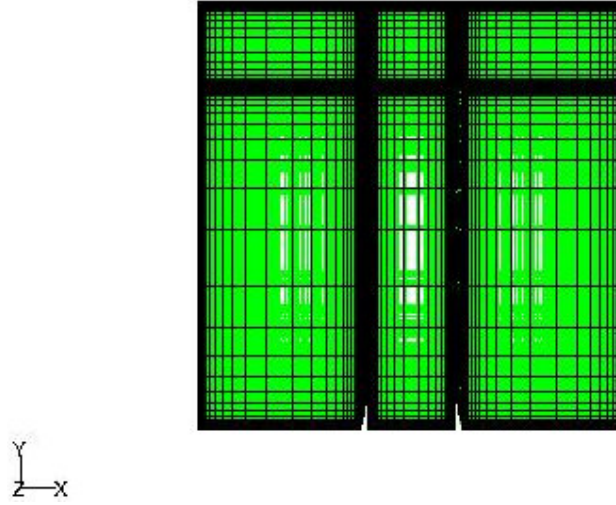
b)

Şekil 7.11 Soğuk duvarlardaki  $\overline{Nu}$  değişimi, a) sol duvar , b) üst duvar

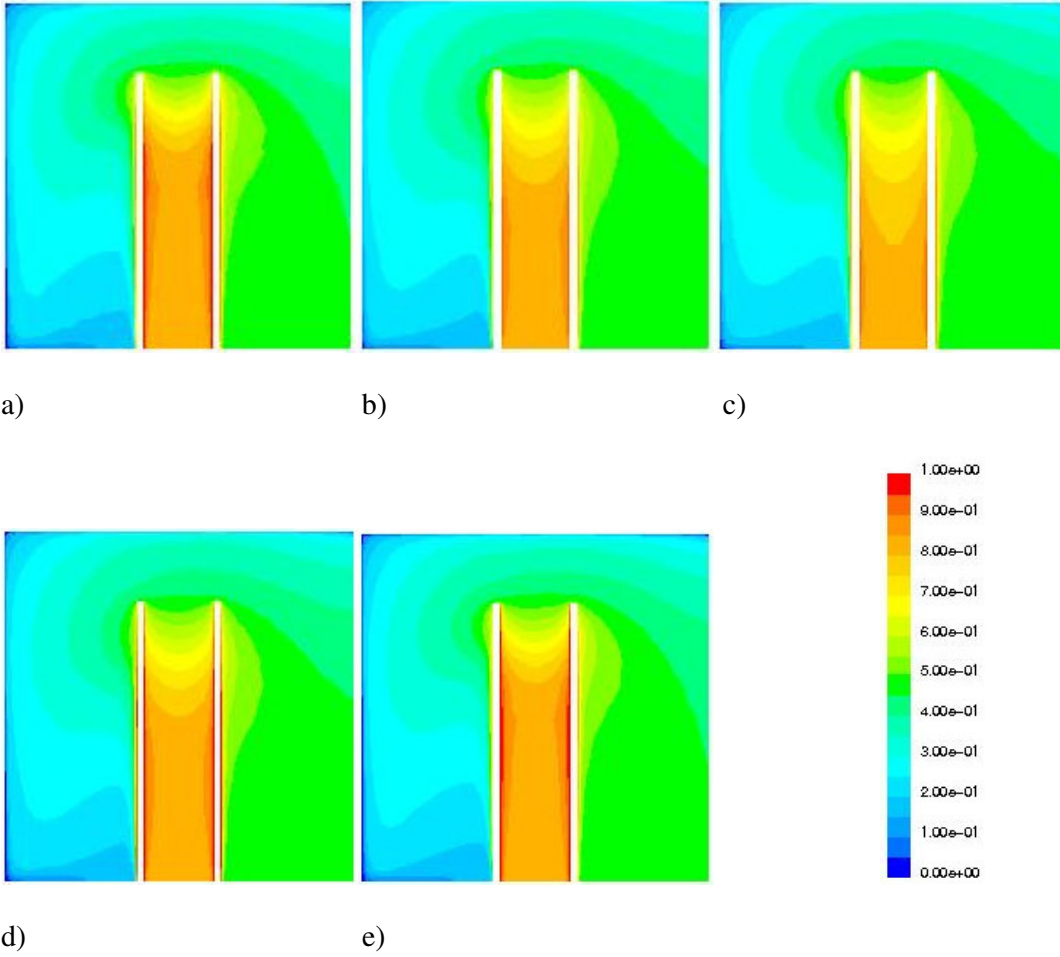
Şekil 7.11’de ortalama Nusselt sayısının z eksenine göre değişimi verilmektedir. z ekseninin ortalamayan düzleme göre simetriğe yakın bir dağılım ortaya çıkmaktadır. Ortalama Nusselt sayıları sol duvarda 1,24, üst duvarda 2,71 olmaktadır. Soğuk duvarlardan çekilen ısının çoğunun üst duvardan olduğu buradan da görülmektedir.

### 7.3 Bölümlendirilmiş Kapalı Kavite İçinde 3 Boyutlu Türbülanslı Doğal Taşınım

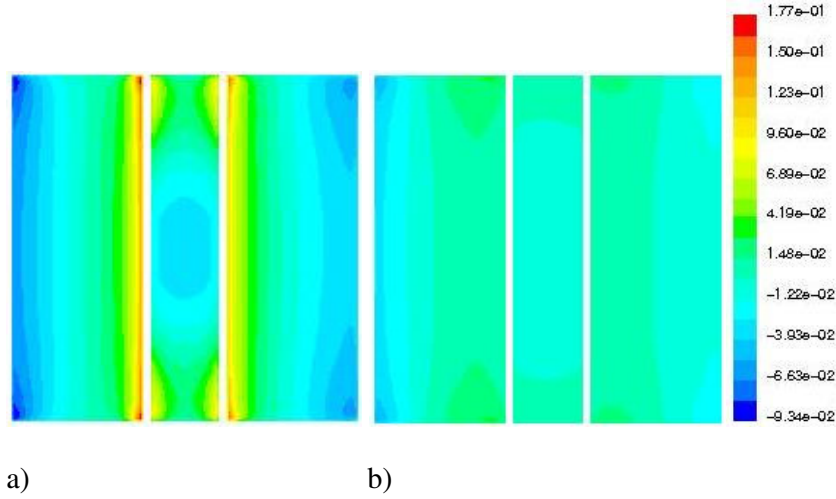
3 boyutta türbülanslı çözümleme yapılırken kavite önce bölümlere ayrılmış sonra her bölüm kavitenin kenarlarına doğru sık ortalarına doğru daha seyrek olacak bir şekilde oluşturularak 71x71’lik uniform olmayan bir grid elde edilmiştir. Gridin genel görünümü şekil 7.12’dedir. 7500 adet iterasyon yapılarak artıklar  $10^{-2}$  değerinin altına indirilmiştir . Türbülanslı çözüm için seçilen Rayleigh sayısı ise  $10^9$ ’dur.  $T_H=305$  K ve  $T_C=295$  K olarak alınmıştır. L’nin Rayleigh sayısının  $10^9$  olduğu değer ise 1,029817 m olmaktadır. Hazırlanan çözüm ağında  $L=H=D$  olmaktadır.



Şekil 7.12 Grid dağılımı

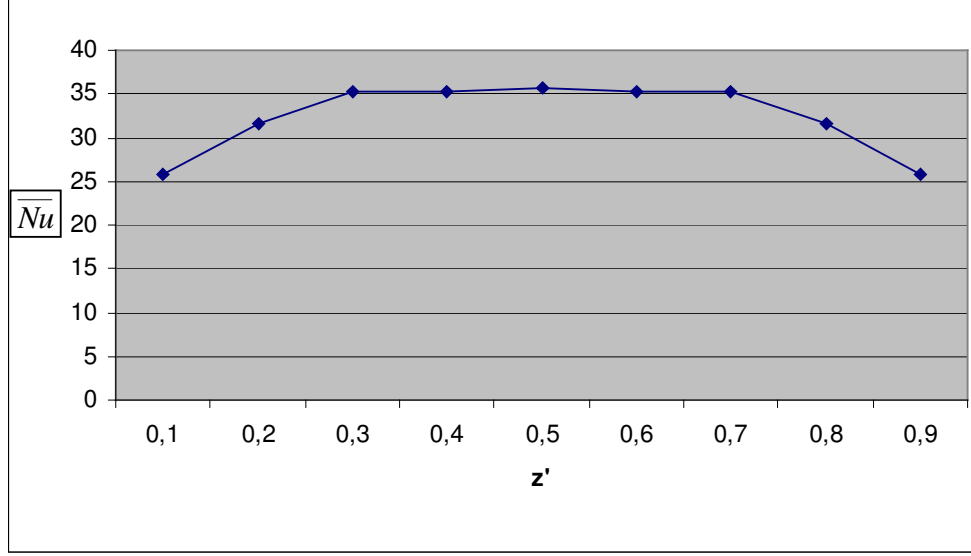
Şekil 7.13 Eş sıcaklık eğrileri  $H_p'=0,8$ ,  $Ra=10^9$  a)  $z'=0,05$ , b)  $z'=0,25$ , c)  $z'=0,5$ , d)  $z'=0,75$ , e)  $z'=0,95$

Şekil 7.13’de verilen z düzlemlerindeki boyutsuz sıcaklık dağılımları verilmiştir. Duvarlar yakınında ısıl sınır tabaka oluşmuş bulunmaktadır. Laminer akımdan farklı olarak sıcaklık gradyanları soğuk ve sıcak duvarlar yanında sıklaşmakta, duvarlardan uzaklaştıkça seyrekleşmekte ve sabitleşmektedir. Diğer bir fark ise kavitenin içerlerinde z eksenine bağlı olarak sıcaklık dağılımındaki değişim laminer akımdaki kadar fazla olmamaktadır.

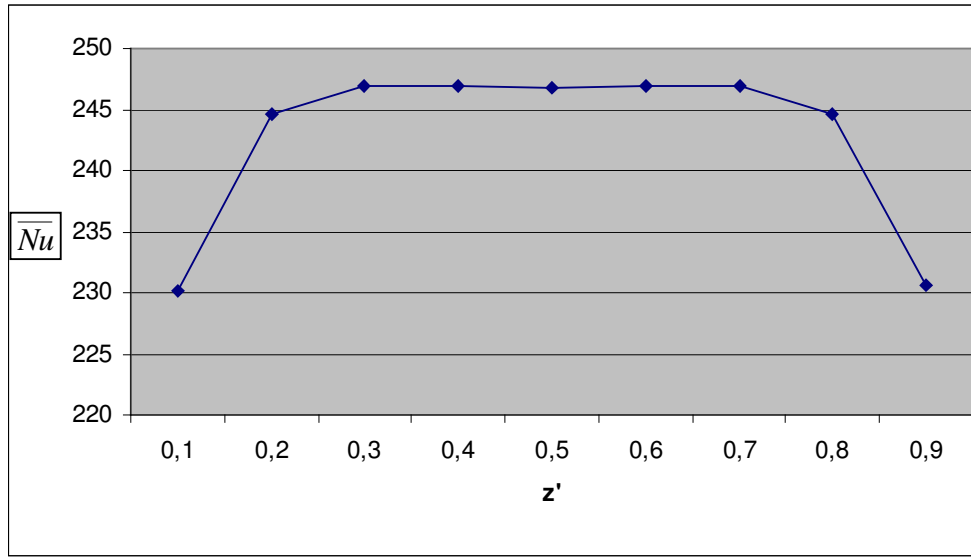


Şekil 7.14 Düşey hızlar  $H_p'=0,8$ ,  $Ra=10^9$  a)  $y'=0,5$ , b)  $y'=0,8$

Şekil 7.14’de a’da y ekseninin ortasından geçen düzlem, b’de blokların üstündeki düzlemdeki türbülanslı akımdaki düşey hızların değişimi verilmiştir. Kavitenin sol bölümüne bakıldığında sıcak duvarın yanında pozitif, soğuk duvarın yanında negatif, sağ bölümde yine sıcak duvarın yanında pozitif adyabatik duvarın yanında negatif düşey hızlar görülmektedir. Türbülanslı akımda sirkülasyonların duvarlara doğru genişlediği, yüksek hızların duvarlar yakınında meydana geldiği hız dağılımından anlaşılabilir. Laminer akımda olduğu gibi blokların arasında z ekseni yönünde incelendiğinde, akım duvarlar yakınında yükselmekte, kavitenin merkezinde ise alçalmaktadır.



a)



b)

Şekil 7.15 Soğuk duvarlardaki  $\overline{Nu}$  değişimi a) sol duvar , b) üst duvar

Şekil 7.15’de ortalama Nusselt sayısının z eksenine göre değişimi verilmektedir. z ekseninin ortalamayan düzleme göre simetriğe yakın bir dağılım ortaya çıkmaktadır. Ortalama Nusselt sayıları sol duvarda 25,93, üst duvarda 156,07 olmaktadır. Akım türbülanslı ve Rayleigh sayısı büyük olduğu için Nusselt değerleri laminar akıma göre oldukça büyüktür. Üst duvardaki ortalama Nusselt sayısı sol duvardaki Nusselt sayısına göre oldukça yüksek

çıkılmaktadır. Buna göre soğuk duvarlardan çekilen ısının çok büyük kısmı üst duvardan olmaktadır. Bu akışın sirkülasyonunda, sıcak bloklardan yükselen sıcak akışın öncelikle üst duvara ulaşmasından ve ayrıca akımın türbülanslı olmasından ileri gelmektedir.

## 8. SONUÇLAR

Bölümlendirilmiş kapalı bir kavite için bu çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilmektedir.

1. Bölücü blok uzunluğu arttıkça Nusselt sayısı ve ısı transferi artmaktadır. Blok uzunluklarını değişimi hem laminer akımda hem de türbülanslı akımda sıcaklık dağılımını oldukça değiştirmektedir. Kısa blok uzunluklarında bir, uzun blok uzunluklarında ise iki ana sirkülasyon meydana gelmektedir. Ayrıca blok uzunluğuyla blokların arasında durağan bir alan oluşmaktadır.

2. Blok kalınlığını artırmak Nusselt sayısı ve ısı transferinin düşük değerlerde artmasına neden olmaktadır. Sıcaklık dağılımı blok kalınlıklarıyla fazla etkilenmemektedir. Blok içindeki ana sirkülasyonlara etkisi olmayıp, sadece bloklar üzerindeki akıma etki etmektedir.

3. Bloklar arasındaki uzaklığı artırmak Nusselt sayısını ve ısı transferinin artışına neden olmaktadır. Kısa blok aralığında laminer akımda kavitenin ortasında durağanlık söz konusu iken, bu mesafenin artışıyla kavitenin ortasında sirkülasyonlar oluşmakta, çok uzun aralıklarda başlangıçta görülen sirkülasyonlar yok olmaktadır. Türbülanslı akımda bu sirkülasyonlar kavitenin duvarlarına doğru genişlemektedir.

4. Rayleigh sayısının artışının Nusselt sayısı ve ısı transferinde meydana getirdiği artış oldukça fazladır. Aynı oranda Rayleigh sayısının artışı, Rayleigh sayısının yüksek değerlerinde Nusselt sayısını oldukça artırmaktadır. Düşük Rayleigh sayılarında kavitenin içinde oluşan sıcaklık dağılımı iletimin etkin mekanizma olduğunu ortaya çıkarmakta,.Rayleigh sayısı yükselince ise bunun kaybolduğu ve taşınımın etkisinin ortaya çıktığı görülmektedir. Rayleigh sayısının artışıyla sirkülasyonlar orta kısımlardan duvarlara doğru genişlemektedir. Ayrıca Rayleigh sayısının artışı düşey hızların ve sirkülasyon hızının artmasına neden olmaktadır.

5. Aynı Rayleigh sayıları için yapılan iki ve üç boyutta laminer çözümlerinde yakın Nusselt sayıları elde edilmiştir. Soğuk duvarlardan çekilen ısının çoğu üst duvardan alınmaktadır. Sıcaklık dağılımları üçüncü boyutun ortasından geçen eksene göre simetrik.

Burada dikkate değer en önemli husus ise blokların arasında kavitenin ortasında meydana gelen negatif düşey hızlardır.

6. Üç boyutta yapılan türbülanslı çözümlerinde, laminar akımda görülen kavitenin ortasında meydana gelen negatif hızlar görülmekte, Rayleigh sayısının etkisiyle bu negatif hızların büyüdüğü görülmektedir. Soğuk duvarlardan çekilen ısının çok büyük bir kısmı üst duvardan çekilmektedir.

## KAYNAKLAR

Aydın O., “ Transient Natural Convection in Rectangular Enclosures Heated From One Side and Cooled from Above “ , Int. Comm. Heat Mass Transfer, No:1, 135-144, 1999

Başkaya Ş. ve Alpay E. , “ Yatay Kapalı Bir Ortamda Ayrık Isı Kaynaklarından Olan Doğal Taşınım Akışın Sayısal İncelenmesi” Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der., c:18 , 49-62 , 2003

Baukal C., “ Industrial Burners Handbook” , CRC Press, 2000

Bilgen E. , “ Natural Convection in Enclosures with Partial Partitions” , Renewable Energy, No:26, 257-270 , 2000

Calcagni B. , Marsili F. ve Paroncini M. , “ Natural Convective Heat Transfer in Square Enclosures Heated from Below “ , Applied Thermal Engineering , No:25, 2522-2531 , 2005

Chang T. S. ve Tsay Y. L. , “ Natural Convection Heat Transfer in an Enclosure with a Heated Backward Step “ , International Journal of Heat and Mass Transfer, No:44, 3963-3971,2001

Çengel Y. , “ Fluid Mechanics” McGraw Hill, 2006

Dağtekin İ. ve Öztop H. , “ Natural Convection Heat Transfer by Heated Partitions within Enclosure “ , Int. Comm. Heat Mass Transfer , No:6 , 823-834 , 2001

Dağtekin İ. ve Öztop H. , “ Düşey Cidarına Blok Monte Edilmiş Bir Oyukta Doğal Taşınım için Sayısal Bir Çalışma “ , DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi, c:4, 53-62 , 2002

Fluent Inc., “ Fluent Software Training “ , 2001

Incropera F.P. ve DeWitt D. P. , “Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri”, (Derbentli T., Genceli O.), İkinci Basım, Literatür, İstanbul ,2003

Ishihara I. , Fukui T. ve Matsumoto R. , “ Natural Conveciton in a Vertical Rectangular Enclosure with Symmetrically Localized Heating and Cooling Zones “ , Inretnational Journal of Heat and Fluid Flow, No:23 , 366-372 , 2002

Nasr K. B. , Chouikh R. , Kerkeni C. ve Guizani A. , “ Natural Study of The Natural Convection in Cavity Heated form The Lower Corner and Cooled from The Ceiling “ , Applied Thermal Engineering, No:7, 772-775, 2006

Said S.A.M. , Habib M. A. ve Khan M.A.R. , “ Turbulent Natural Convection Flow in Partioned Enclosure “ , Computers & Fluids , No:6 , 547-563 , 1997

İnternet Kaynakları

[www.ceere.org](http://www.ceere.org)

[www.fluent.com](http://www.fluent.com)

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi		14.07.1980
Doğum yeri		İstanbul
Lise	1994-1998	Kabataş Erkek Lisesi
Lisans	1998-2003	İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2004-	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Isı Proses Programı
İş Deneyimi	2004-	Efor Müh. Ltd.