

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**RADYATÖR VE PENCERELİ BİR HACIMDAKİ  
ISI TRANSFERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

Makina Müh. Ercüment ÖZCAN

**FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında  
Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

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

**İSTANBUL , 2006**

## İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ.....	ii
ŞEKİL LİSTESİ.....	iii
ÖNSÖZ.....	vi
ÖZET.....	vii
ABSTRACT.....	viii
1. GİRİŞ VE LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....	1
1.1. Literatür Çalışması.....	1
2. YÖNETEN DENKLEMLER .....	18
3. KAPALI ODA İÇİN YAPILAN NÜMERİK ÇALIŞMALAR.....	24
3.1. İki Boyutlu Laminer Doğal Taşınım Durumu.....	25
3.2. Üç Boyutlu Laminer Doğal Taşınım Durumu.....	29
3.3. İki Boyutlu Türbülanslı Doğal Taşınım Durumu.....	32
3.4. Üç Boyutlu Türbülanslı Doğal Taşınım Durumu.....	36
4. HAVA GİRİŞİ VE ÇIKIŞI OLAN ODA İÇİN YAPILAN NÜMERİK ÇALIŞMALAR ( KARIŞIK TAŞINIM ).....	40
4.1. İki Boyutlu Laminer Karışık Taşınım Durumu İçin Yapılan Çalışmalar.....	41
4.1.1. İki Boyutlu Laminer Karışık Taşınımında Farklı Reynolds ve Grashof Sayıları İçin İncelenmesi.....	42
4.1.1.1.Grashof sayısı $10^3$ iken Reynolds sayısının 200-1800 arasında değişimi ( 200 , 600 , 1000 , 1400 , 1800 ).....	42
4.1.1.2.Grashof sayısı $10^4$ iken Reynolds sayısının 200-1800 arasında değişimi ( 200 , 600 , 1000 , 1400 , 1800).....	44
4.1.1.3.Grashof sayısı $10^5$ iken Reynolds sayısının 200-1800 arasında değişimi ( 200 , 600 , 1000 , 1400 , 1800).....	46
4.1.1.4.Grashof sayısı $10^6$ iken Reynolds sayısının 200-1800 arasında değişimi (200 , 600 , 1000 , 1400 , 1800 ).....	48
4.1.1.5.Grashof sayısı $10^7$ iken Reynolds sayısının 200-1800 arasında değişimi ( 200 , 600 , 1000 , 1400 , 1800).....	50
4.1.2 İki Boyutlu Laminer Karışık Taşınımında Baz Durumu.....	52
4.2. Üç Boyutlu Laminer Karışık Taşınım Durumu.....	55
4.3 İki Boyutlu Türbülanslı Karışık Taşınım Durumu.....	59
4.4. Üç Boyutlu Türbülanslı Karışık Taşınım Durumu.....	63
5. SONUÇLAR.....	67
KAYNAKLAR.....	68
ÖZGEÇMİŞ.....	72

## SİMGE LİSTESİ

Gr	Grashof sayısı
$\beta$	Isı genleşme katsayısı
$T_h$	Isıtıcının sıcaklığı
$L_x$	Kenar Uzunlukları
$L_y$	Kenar Uzunlukları
$L_z$	Kenar Uzunlukları
$\overline{Nu}$	Ortalama Nusselt sayısı
P	Ortam basıncı (Pa)
$\mu$	Ortamın dinamik viskozitesi
$\alpha_\infty$	Ortamın ısı difüzyon katsayısı ( $m^2/s$ )
$\nu$	Ortamın kinematik viskozitesi ( $m^2/s$ )
$\rho$	Ortam yoğunluğu ( $kg/m^3$ )
$T_w$	Pencerenin sıcaklığı
Pr	Prandtl sayısı
Ra	Rayleigh sayısı
$Re_x$	Reynolds akıları
$Re_y$	Reynolds akıları
$Re_z$	Reynolds akıları
R	Reynolds gerilme tensörü
Re	Reynolds sayısı
T	Sıcaklık (K)
U	x yönünde hız
$Nu_x$	Yerel Nusselt sayısı
g	Yerçekimi ivmesi ( $m/s^2$ )
V	y yönünde hız
t	Zaman (s)
W	z yönünde hız

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Problem geometrisi.....	2
Şekil 1.2	$Gr = 4 \times 10^6$ ve $Pr = 0,71$ için elde edilmiş boyutsuz akım fonksiyonu, sıcaklık ve çevri fonksiyonu eğrileri.....	2
Şekil 1.3	Farklı Rayleigh sayıları için hesaplanan Nusselt sayıları.....	4
Şekil 1.4	Bir Duvarı Yarı Geçirgen Üç Boyutlu Kapalı Kavite.....	4
Şekil 1.5	Boyutsuz ısı iletkenlik değerine göre hesaplanmış Nusselt sayısı değerleri.....	6
Şekil 1.6	Bir duvarı üzerinde ısı kaynağı bulunan ve diğer duvarı soğuk olan kapalı kavite.....	6
Şekil 1.7	$Ra = 1,66 \cdot 10^5$ ve $Pr = 1109$ için sırasıyla ölçülmüş ve hesaplanmış boyutsuz sıcaklık ve hız dağılımları.....	9
Şekil 1.8	Problem geometrisi.....	10
Şekil 1.9	$Pr = 0,71$ (hava) için, farklı Rayleigh sayılarındaki akım fonksiyonu değerleri.....	11
Şekil 1.10	Problem geometrisi.....	12
Şekil 1.11	Farklı Rayleigh sayıları için elde edilmiş akım fonksiyonu ve boyutsuz sıcaklık dağılımı değerleri (a) $Ra = 10^2$ (b) $Ra = 10^4$ (c) $Ra = 10^5$ (d) $Ra = 10^6$ (e) $Ra = 10^7$ .....	14
Şekil 1.12	Kavite içi akım fonksiyonu (a) ve boyutsuz sıcaklık dağılımları (b).....	15
Şekil 1.13	Problem geometrisi.....	15
Şekil 1.14	Kavite içi boyutsuz sıcaklık dağılımları (a) $Ra = 10^2$ (b) $Ra = 10^4$ (c) $Ra = 10^5$ .....	16
Şekil 3.1	Kapalı Oda Geometrisi.....	24
Şekil 3.2	İki boyutlu laminer akım çözümü için oluşturulan uniform grid.....	25
Şekil 3.3	İki boyutlu laminer akım çözümü sonucu elde edilen hız vektörleri.....	26
Şekil 3.4	İki boyutlu laminer akım çözümü sonucu elde edilen odadaki sıcaklık değişimi.....	26
Şekil 3.5	$x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ laminer iki boyutlu odada bileşke hız eğrileri.....	27
Şekil 3.6	$y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ laminer iki boyutlu odada bileşke hız eğrileri.....	27
Şekil 3.7	$x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ laminer iki boyutlu odada boyutsuz eşsıcaklık eğrileri.....	28
Şekil 3.8	$y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ laminer iki boyutlu odada boyutsuz eşsıcaklık eğrileri.....	28
Şekil 3.9	Laminer akım çözümü için oluşturulan üç boyutlu uniform grid.....	29
Şekil 3.10	Üç boyutlu laminer akım çözümü sonucu $z = L_z/2$ düzleminde elde edilen hız vektörleri.....	30
Şekil 3.11	Üç boyutlu laminer akım çözümü sonucu $z = L_z/2$ düzleminde elde edilen odadaki sıcaklık değişimi.....	30
Şekil 3.12	$z/H = 0,5$ ve $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ laminer üç boyutlu odada bileşke hız eğrileri.....	31
Şekil 3.13	$z/H = 0,5$ ve $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ laminer üç boyutlu odada bileşke hız eğrileri.....	31
Şekil 3.14	$z/H = 0,5$ ve $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ laminer üç boyutlu odada boyutsuz eşsıcaklık eğrileri.....	32
Şekil 3.15	$z/H = 0,5$ ve $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ laminer üç boyutlu odada boyutsuz eşsıcaklık eğrileri.....	32
Şekil 3.16	İki boyutlu türbülanslı akım çözümü için oluşturulan non-uniform grid..	33
Şekil 3.17	İki boyutlu türbülanslı akım çözümü sonucu elde edilen hız vektörleri...	34
Şekil 3.18	İki boyutlu türbülanslı akım çözümü sonucu elde edilen odadaki sıcaklık değişimi.....	34

Şekil 3.19	$x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ türbülans iki boyutlu odada bileşke hız eğrileri.....	35
Şekil 3.20	$y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ türbülans iki boyutlu odada bileşke hız eğrileri.....	35
Şekil 3.21	$x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ türbülans iki boyutlu odada boyutsuz eşsıcaklık eğrileri.....	35
Şekil 3.22	$y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ türbülans iki boyutlu odada boyutsuz eşsıcaklık eğrileri.....	36
Şekil 3.23	Türbülanslı akım çözümü için oluşturulan üç boyutlu non-uniform grid.	36
Şekil 3.24	Üç boyutlu türbülanslı akım çözümü sonucu $z = L_z/2$ düzleminde elde edilen hız vektörleri.....	37
Şekil 3.25	Üç boyutlu türbülanslı akım çözümü sonucu $z = L_z/2$ düzleminde elde edilen odadaki sıcaklık değişimi.....	37
Şekil 3.26	$z/H = 0,5$ ve $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ türbülans üç boyutlu odada bileşke hız eğrileri.....	38
Şekil 3.27	$z/H = 0,5$ ve $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ türbülans üç boyutlu odada bileşke hız eğrileri.....	38
Şekil 3.28	$z/H = 0,5$ ve $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ türbülans üç boyutlu odada boyutsuz eşsıcaklık eğrileri.....	39
Şekil 3.29	$z/H = 0,5$ ve $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ türbülans üç boyutlu odada boyutsuz eşsıcaklık eğrileri.....	39
Şekil 4.1	Problem Geometrisi.....	40
Şekil 4.2	Laminer akım çözümü için oluşturulan uniform grid.....	41
Şekil 4.3	$Gr = 10^3$ Re sırasıyla 200, 600, 1000, 1400, 1800 değerleri için laminar akım çözümü sonucu elde edilen odadaki sıcaklık değişimi.....	42
Şekil 4.4	$Gr = 10^3$ Re sırasıyla 200,600,1000,1400,1800 değerleri için laminar akım çözümü sonucu elde edilen hız vektörleri.....	43
Şekil 4.5	$Gr = 10^4$ Re sırasıyla 200,600,1000,1400,1800 değerleri için laminar akım çözümü sonucu elde edilen odadaki sıcaklık değişimi.....	44
Şekil 4.6	$Gr = 10^4$ Re sırasıyla 200,600,1000,1400,1800 değerleri için laminar akım çözümü sonucu elde edilen hız vektörleri.....	45
Şekil 4.7	$Gr = 10^5$ Re sırasıyla 200,600,1000,1400,1800 değerleri için laminar akım çözümü sonucu elde edilen odadaki sıcaklık değişimi.....	46
Şekil 4.8	$Gr = 10^5$ Re sırasıyla 200,600,1000,1400,1800 değerleri için laminar akım çözümü sonucu elde edilen hız vektörleri.....	47
Şekil 4.9	$Gr = 10^6$ Re sırasıyla 200,600,1000,1400,1800 değerleri için laminar akım çözümü sonucu elde edilen odadaki sıcaklık değişimi.....	48
Şekil 4.10	$Gr = 10^6$ Re sırasıyla 200,600,1000,1400,1800 değerleri için laminar akım çözümü sonucu elde edilen hız vektörleri.....	49
Şekil 4.11	$Gr = 10^7$ Re sırasıyla 200,600,1000,1400,1800 değerleri için laminar akım çözümü sonucu elde edilen odadaki sıcaklık değişimi.....	50
Şekil 4.12	$Gr = 10^7$ Re sırasıyla 200,600,1000,1400,1800 değerleri için laminar akım çözümü sonucu elde edilen hız vektörleri.....	51
Şekil 4.13	İki boyutlu laminar akım çözümü elde edilen hız vektörleri ve odadaki sıcaklık değişimi.....	52
Şekil 4.14	$x/H = 0,2-0,5-0,8$ laminar iki boyutlu odada bileşke hız eğrileri.....	53
Şekil 4.15	$y/H = 0,2-0,5-0,8$ laminar iki boyutlu odada bileşke hız eğrileri.....	53
Şekil 4.16	$x/H = 0,2-0,5-0,8$ laminar iki boyutlu odada boyutsuz eşsıcaklık eğrileri.	54
Şekil 4.17	$y/H = 0,2-0,5-0,8$ laminar iki boyutlu odada boyutsuz eşsıcaklık eğrileri.	54
Şekil 4.18	Laminer akım çözümü için oluşturulan üç boyutlu uniform grid.....	55
Şekil 4.19	Üç boyutlu laminar akım çözümü sonucu $z = L_z/2$ düzleminde elde edilen hız vektörleri.....	56

Şekil 4.20	Üç boyutlu laminar akım çözümü sonucu $z = L_z/2$ düzleminde elde edilen sıcaklık eğrileri.....	56
Şekil 4.21	$z/H = 0,5$ ve $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ laminar üç boyutlu odada bileşke hız eğrileri.....	57
Şekil 4.22	$z/H = 0,5$ ve $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ laminar üç boyutlu odada bileşke hız eğrileri.....	57
Şekil 4.23	$z/H = 0,5$ ve $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ laminar üç boyutlu odada boyutsuz eşsıcaklık eğrileri.....	58
Şekil 4.24	$z/H = 0,5$ ve $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ laminar üç boyutlu odada boyutsuz eşsıcaklık eğrileri.....	58
Şekil 4.25	İki boyutlu türbülanslı akım çözümü için oluşturulan non-uniform grid..	59
Şekil 4.26	İki boyutlu türbülanslı akım çözümü sonucu elde edilen hız vektörleri...	60
Şekil 4.27	İki boyutlu türbülanslı akım çözümü sonucu elde edilen sıcaklık eğrileri	60
Şekil 4.28	$x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ türbülans iki boyutlu odada bileşke hız eğrileri.....	61
Şekil 4.29	$y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ türbülans iki boyutlu odada bileşke hız eğrileri.....	61
Şekil 4.30	$x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ türbülans iki boyutlu odada boyutsuz eşsıcaklık eğrileri.....	62
Şekil 4.31	$y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ türbülans iki boyutlu odada boyutsuz eşsıcaklık eğrileri.....	62
Şekil 4.32	Türbülanslı akım çözümü için oluşturulan üç boyutlu non-uniform grid.	63
Şekil 4.33	Üç boyutlu türbülanslı akım çözümü sonucu elde edilen hız vektörleri...	64
Şekil 4.34	Üç boyutlu türbülanslı akım çözümü sonucu elde edilen sıcaklık eğrileri.....	64
Şekil 4.35	$z/H = 0,5$ ve $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ türbülans üç boyutlu odada bileşke hız eğrileri.....	65
Şekil 4.36	$z/H = 0,5$ ve $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ türbülans üç boyutlu odada bileşke hız eğrileri.....	65
Şekil 4.37	$z/H = 0,5$ ve $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ türbülans üç boyutlu odada boyutsuz eşsıcaklık eğrileri.....	66
Şekil 4.38	$z/H = 0,5$ ve $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$ türbülans üç boyutlu odada boyutsuz eşsıcaklık eğrileri.....	66

## ÖNSÖZ

Kapalı kavitelerin içinde doğal taşınım birçok prosesteki önemi sebebiyle son yıllarda güncel bir araştırma alanı olup bu konudaki çalışmalar hem deneysel hem de sayısal olarak sürmektedir. Bu çalışma kapsamında, doğal taşınım ve karışık taşınım (doğal ve zorlanmış taşınım birlikte) kapalı kavitelerde modellenerek sayısal olarak incelenmiştir. İncelemeler hem laminar hem de türbülanslı akım rejimleri için yapılmıştır.

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

## ÖZET

Bu tezde, ısıtıcı ve pencere etkisiyle kavitelere oluşan doğal taşınım ve karışık taşınımı sayısal olarak incelenmiştir.

İki ve üç boyutlu kare kesitli kapalı hacmin bir duvarında ısıtıcı yerleştirilmiş ve aynı duvarda pencere bulunmaktadır. Isıtıcı pencerenin altına yerleştirilmiştir ve diğer duvarlar ısı olarak yalıtılmıştır. Daha sonra bir menfez ile hava girişi verilmiş ve bu durumun etkileri incelenmiştir.

Kavitede Rayleigh ve Reynolds sayılarının doğal taşınım ve karışık taşınım 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 çözümlerinde standart  $\kappa$ - $\epsilon$  modeli kullanılmıştır. Sonlu hacimler metodu dahilinde çözümler daimi halde elde edilmiştir. Yapılan çözümlerden sonra eş sıcaklık ve akım fonksiyonu eğrileri kullanılarak modellerdeki doğal taşınım ve kapalı taşınımdaki değişim, iki ve üç boyutlu hacimlerde hem laminar hem de türbülanslı akış için sunulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Doğal taşınım, karışık taşınım



## **ABSTRACT**

In this thesis, natural and mixed convection created by influence of a heater and a window in a cavity are studied numerically.

A two dimensional and three dimensional enclosure having a square cross-section contains a heater built into one wall and a window above the heater. The other walls are insulated adiabatically and air input and discharge is allowed through rectangular vents.

The effect of Rayleigh number on the natural and mixed convection is studied. The analyzed flow fields in the study are discretised with the Gambit programme. After, these models are transferred to Fluent programme and boundary conditions are given; the equations of continuity, momentum and energy are solved numerically. In turbulence flow solutions, the standard  $\kappa$ - $\epsilon$  model is used. Solutions are obtained in steady state conditions with the finite volume method. Results of the solutions are presented by using isothermal and stream function curves both in laminar and turbulent flow in two and three dimensional cavities.

**Key Words :** Natural convection, mixed convection

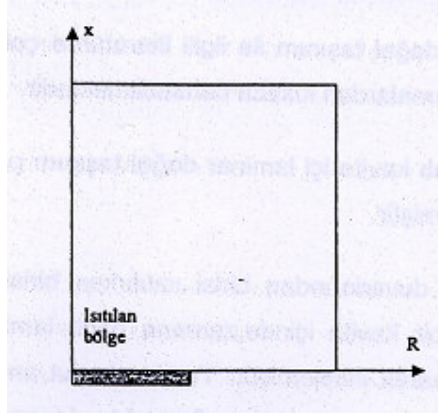
# 1. GİRİŞ VE LİTERATÜR ÇALIŞMASI

İnsanların yaşamlarında çalışma ortamları ve özellikle ofis odaları, yaşam kalitesinde önemli bir yer teşkil etmektedir. Bu sebeple, minimum enerji kullanımı ile konforlu bir çevre oluşturma, hem yapı tasarımcılarının hem de yapıyı kullananların amacıdır. Yapıyı kullananların üretkenliğini sağlama amacıyla, ısı konforunun geliştirilmesi için çok geniş çalışmalar yapılmıştır. Konforun maksimum seviyesini oluşturmak için mekanik havalandırma ve hava şartlandırma sistemleri ile ofisleri donatmak genel olarak gereklidir. Havanın verilişi ve dağılışı, oda içi çevreyi belirlemede çok önemli bir rol oynadığından dolayı; işgal edilen alandaki hava akışının doğru tahmini, etkili bir hava dağıtım sistemi tasarımı için dönüm noktasıdır. Aynı zamanda ısı transferinin iyi saptanması akımın etkilerinin iyi bilinmesi ısı dağıtım sistemi tasarımı için çok önemlidir. Bu yüzden oda içindeki ısı transferi ve havanın hareketi bu çalışmada incelenmiştir. Çalışmada Fluent paket programı kullanılmıştır.

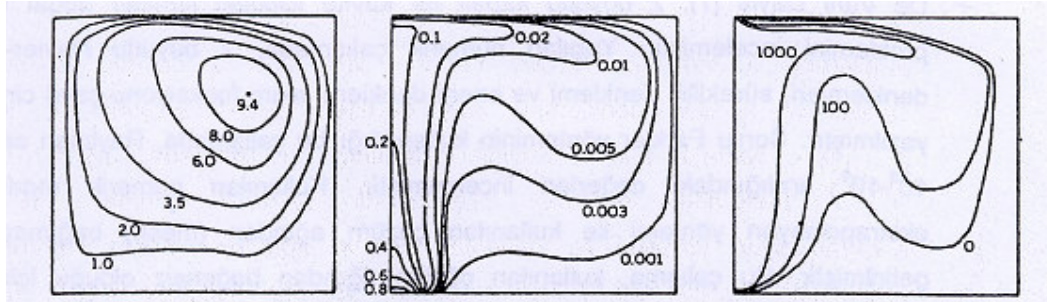
## 1.1. Literatür Çalışması

Schultz (1972), daimi rejimde kapalı kavite içi doğal akış problemini nümerik olarak incelemiştir. Çalışmada; iki boyut için yazılmış süreklilik denklemi, Navier-Stokes denklemleri ve enerji denklemi akım fonksiyonu ve çevri yaklaşımı kullanılarak Sonlu Farklar yöntemi ile çözülmüştür. Ancak elde edilen sonuçlar kullanılan çözüm ağına (grid) oldukça bağımlıdır ve kullanılan model Rayleigh sayısının  $10^4$  değerine kadar çözüm üretmektedir.

Greenspan ve Schultz(1974), Şekil 1.1'de gösterilen, alt yüzeyinin bir kısmı ısıtılan kapalı bir silindir içinde farklı Prandtl ve Grashof sayıları için, Sonlu Farklar yöntemini kullanarak çözümler yapmışlardır. Yapılan çözümlerde, Prandtl sayısı 0.022 ile 9884 aralığında, Grashof sayısı ise 10 ile  $4 \times 10^6$  aralığında değiştirilmiştir. Çözümlemede simetri ekseninde sıcaklık gradyanının değişmediği kabul edilmiş, diğer duvarlar soğuk iken sadece alt yüzeyin bir kısmı ısıtılmıştır. Şekil 1.2 de, Grashof sayısının  $4 \times 10^6$  değeri için elde edilen boyutsuz akım fonksiyonu, sıcaklık ve çevri fonksiyonu eğrileri gösterilmiştir.



Şekil 1.1 Problem geometrisi

Şekil 1.2  $Gr = 4 \times 10^6$  ve  $Pr = 0,71$  için elde edilmiş boyutsuz akım fonksiyonu, sıcaklık ve çevri fonksiyonu eğrileri

Ince ve Launder (1989), Jones ve Launder (1975) tarafından geliştirilen “Düşük Reynolds sayısı  $k - \epsilon$  modelini” modifiye ederek, farklı şekil oranlarına sahip kapalı kavite içindeki türbülanslı akış problemini nümerik olarak incelemiştir. Çalışmada, Sonlu hacimler yöntemi kullanılmıştır. Yapılan çalışmada, türbülans kinetik enerjisinin sönümlenmesi ( $\epsilon$ ) denkleminde ek bir kaynak terimi eklenerek standart  $k - \epsilon$  türbülans modelinde ortaya çıkan akış yönüne dik doğrultudaki sıcaklık gradyanının etkisinin göz ardı edilmesi durumu ortadan kaldırılmıştır. Yapılan analizler sonucunda farklı Rayleigh sayıları için sıcak duvardan hesaplanan Nusselt sayıları aşağıdaki korelasyonla ifade edilmiştir.

$$\overline{Nu} = 0,042Ra^{1/2}$$

Markatos ve Pericleous (1984), düşey duvarlardan biri ısıtılan diğeri soğutulan kapalı bir kavite içinde hem laminer hem de türbülanslı akış durumunu incelemiştir. Çalışmada, Rayleigh sayısının  $10^6$  dan büyük olması durumunda akış türbülanslı kabul edilmiş ve  $k-\epsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır. Çalışmada, Patankar(1980) tarafından geliştirilmiş SIMPLE algoritması kullanılmış ve Sonlu hacimler yöntemi ile çözümleme yapılmıştır. Türbülanslı akış durumunda sınır tabakadaki değişimleri yakalayabilmek için duvar diplerine doğru sıkıştırılmış çözüm ağı kullanılmıştır. Yapılan çalışmada Rayleigh sayısının  $10^2 - 10^6$  aralığı,  $10^6 - 10^{12}$  aralığı,  $10^{12} - 10^{16}$  aralığı için çözümler yapılmış, ancak  $10^{10}$  dan büyük olan Rayleigh sayısı için yapılan çözümlerde sınır tabakanın yakalanamadığı belirtilmiştir. Nümerik çalışma sonucunda, sıcak duvar için hesaplanmış Nusselt sayısı değerleri için lineer regresyon yapılarak aşağıdaki korelasyonlar elde edilmiştir.

Rayleigh sayısının  $10^2 - 10^6$  aralığı için,

$$\overline{Nu} = 0,142Ra^{0,299}$$

Rayleigh sayısının  $10^6 - 10^{12}$  aralığı için,

$$\overline{Nu} = 0,082Ra^{0,229}$$

Rayleigh sayısının  $10^{12} - 10^{16}$  aralığı için,

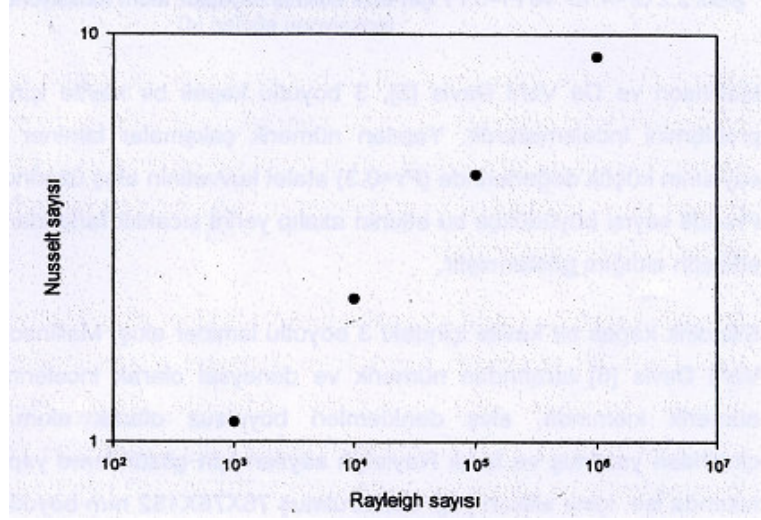
$$\overline{Nu} = 1,225Ra^{0,245}$$

Bütün bu korelasyonlar, tek bir korelasyon olarak aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$\overline{Nu} = 0,060Ra^{1/2}$$

Mallinson ve De Vahl Davis (1977), iki boyutlu kapalı bir kavite içinde doğal taşınım problemini incelemiştir. Yapılan nümerik çalışmalar laminer akış için Prandtl sayısının küçük değerlerinde ( $Pr < 0.2$ ) atalet kuvvetinin akış üzerinde etkili olduğunu, Prandtl sayısı büyüdükçe bu etkinin azalıp yerini sıcaklık farkından kaynaklanan ısı etkilerinin aldığını göstermiştir.

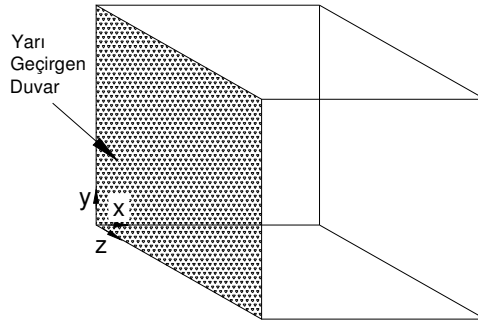
De Vahl Davis (1983), iki boyutlu kapalı bir kavite içindeki laminer doğal taşınım problemini incelemiştir. Yapılan nümerik çalışmada, iki boyutlu Navier-Stokes denklemleri, süreklilik denklemi ve enerji denklemi akım fonksiyonu çevri cinsinden yazılmıştır. Sonlu farklar yönteminin kullanıldığı bu çalışmada, Rayleigh sayısının  $10^2 - 10^6$  aralığındaki değerleri incelenmiştir. Bu çalışma, kullanılan çözüm ağından bağımsız olduğu için, açık literatürde laminer akış durumu için en fazla karşılaştırma yapılan araştırmadır. Şekil 1.2’de elde edilen nümerik sonuçlar gösterilmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi Nusselt sayısı ve Rayleigh sayısı arasında doğru bir orantı vardır.



Şekil 1.3 Farklı Rayleigh sayıları için hesaplanan Nusselt sayıları

Shay ve Schultz (1983, 1985), ikinci dereceden Sonlu Farklar yöntemi kullanılarak, kapalı bir kavite içinde Rayleigh sayısının  $10^2 - 10^5$  aralığında nümerik çözümleme yapmıştır. Nümerik çalışmalarda, Prandtl sayısının  $10^{-4}$  değerine kadar çözümleme yapılabildiği belirtilmiştir. Bu çalışma yeni yapılacak çalışmalar için Pr ve Ra değerlerinin, çalışılabilecek aralıklarının belirlenmesinde referans teşkil etmektedir.

Behnia, Reizes ve De Vahl Davis (1985); bir duvarı yarı geçirgen olan üç boyutlu kapalı bir kavitede, ışımla olan ısı geçişini de hesaba katarak laminer doğal taşınım problemini, Sonlu Farklar yöntemi ile incelemiştir. Rayleigh sayısının  $10^5$  den daha büyük olduğu durumlar için,  $10 \text{ W/m}^2\text{K}$  ısı taşınım katsayısına sahip bir ortamda, bütün yüzeylerin emissivitesinin 0.9 olduğu durumda, ışımla ısı geçişinin baskın olduğu, ancak Rayleigh sayısının daha düşük değerlerinde taşınım etkisinin arttığı belirtilmiştir.



Şekil 1.4 Bir Duvarı Yarı Geçirgen Üç Boyutlu Kapalı Kavite

Şekil 1.4 de görüldüğü gibi bir duvarı yarı geçirgen kapalı kavitelere bu yüzeyin kavite içi ısı geçişlerini etkilediği görülmüştür.

Chan, Ho ve Humprey (1987) sırasıyla yan yüzey sıcaklıkları  $\Theta_s$ , üst yüzey sıcaklığı  $\Theta_t$  ve alt yüzey sıcaklığı  $\Theta_b$  olmak üzere,  $\Theta_s > \Theta_t > \Theta_b$  olacak şekilde yüzey sıcaklıkları sabit tutulan kavitelere laminer doğal taşınım problemini Rayleigh sayısının  $10^4 - 10^7$  aralığı için incelenmiştir. Yapılan çalışmada; iki boyutlu süreklilik, Navier – Stokes denklemleri ve enerji denklemi boyutsuzlaştırılarak akım fonksiyonu – çevri cinsinden yazılmıştır. Çözümleme, Sonlu Farklar yöntemi ile yapılmıştır. Yapılan analizlerde, kavitenin alt kısmındaki akışkanın neredeyse durağan olduğu üst kısmında ise birbirine ters yönlerde hareket eden iki girdap olduğu belirtilmiştir. Analizler sonucunda, yan duvarlarda farklı Rayleigh sayıları için hesaplanan Nusselt sayısı değerleri için hesaplanan Nusselt sayısı değerleri için aşağıdaki korelasyon önerilmiştir.

$$\overline{Nu} = 1,42Ra^{0,077}$$

Le Peutrec ve Lauriat(1990), iki boyutlu kapalı bir kavite içindeki laminer doğal taşınım problemini, Sonlu Farklar yöntemini kullanarak nümerik olarak incelemiştirlerdir. Kavite içi akışkan olarak hava ve su kullanılmış yan duvarların adyabatik olduğu duruma ek olarak, yan duvarlardan iletimle ısı geçişinin olduğu durum da incelenmiştir. Boyutsuz ısı iletkenlik tanımı C aşağıdaki gibi yapılarak, farklı Rayleigh sayıları için analiz yapılmıştır.

$$C = \frac{D}{k_f \cdot (R + 1/h_e)}$$

Bu eşitlikte;

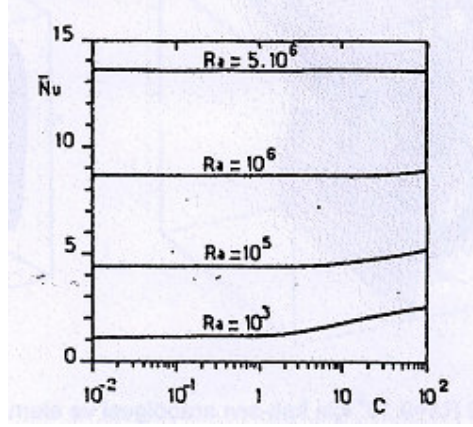
D : Kavitenin genişliği

$k_f$  : Akışkanın ısı iletkenlik katsayısı

R : Yan duvarların ısı direnci

$h_e$  : Kavite dışı ısı taşınım katsayısı

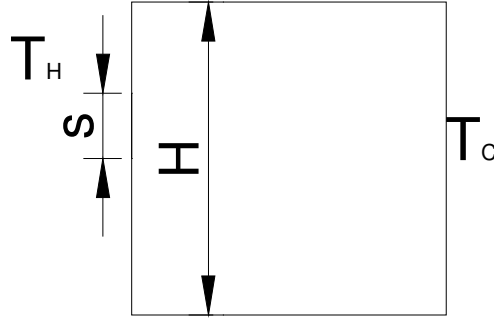
olarak tanımlanmıştır.



Şekil 1.5 Boyutsuz ısı iletkenlik değerine göre hesaplanmış Nusselt sayısı değerleri

Yapılan çalışmalar sonucu Nusselt sayısı ve C boyutsuz ısı iletkenlik katsayısının değerlerine göre Rayleigh sayısının değişimi Şekil 1.5 de gösterilmiştir.

Ahmed ve Yuvanovich(1991); iki boyutlu ve yan duvarlardan birisi soğutulurken, diğeri üzerinde ısı kaynağı bulunan, alt ve üst duvarları ise adyabatik olan kapalı kavitelelerdeki laminer doğal taşınım problemini nümerik olarak incelemiştir.



Şekil 1.6 Bir duvarı üzerinde ısı kaynağı bulunan ve diğer duvarı soğuk olan kapalı kavite

Yapılan çalışmada, ısı kaynağı sabit ısı akısı ve sabit sıcaklık cinsinden tanımlanmıştır. Çalışmada Sonlu Farklar yöntemi kullanılmıştır. Çalışmada bir türbülans modeli kullanılmasına karşılık, laminer akış durumu için elde edilen korelasyonlar, ekstrapolasyon yöntemleri ile türbülanslı akış bölgesine ( $Ra \geq 10^8$ ) de uyarlanmıştır.

S : Isı kaynağının uzunluğu (m)

H : Yan duvar uzunluğu

Olmak üzere bir boyutsuz uzunluk tanımı aşağıdaki gibi yapılmış korelasyonlar çıkarılmıştır.

$$\varepsilon = \frac{S}{H}$$

Laminer akış durumu için ( $0 \leq Ra \leq 10^6 \cdot \varepsilon^4$ )

i. Sabit ısı akısı durumunda,

$$Nu = \left[ \varepsilon^{1,511} (\varepsilon^{1,294})^m + (0,21 \cdot \varepsilon^{-0,288} \cdot (Ra)^{0,221} \cdot [1,262 \cdot (0,7)^n \cdot \varepsilon^{-0,012}]^m)^{17/2} \right]^{2/17}$$

ii. Sabit sıcaklık durumunda,

$$Nu = \left[ \varepsilon^{1,7} (\varepsilon^{1,105})^m + (0,146 \cdot \varepsilon^{-0,256} \cdot (Ra)^{0,287} \cdot [1,25 \cdot \varepsilon^{-0,131}]^m)^{17/2} \right]^{2/17}$$

korelasyonları elde edilmiştir.

Bu ifadelerde,

- i. Eğer ısı kaynağı duvarın tam ortasında ise veya  $\varepsilon=1$  ise  $m=0$
- ii. Isı kaynağı duvarın dibindeyse  $m=1$

olarak tanımlanmıştır. Benzer şekilde,

- i.  $0,5 \leq \varepsilon \leq 1$  ise  $n=0$
- ii.  $\varepsilon=0,25$  ise  $n=1$

olarak tanımlanmıştır.

Türbülanslı akış durumu için ( $Ra \geq 10^8$ )

a) Sabit ısı akısı durumunda,

$$Nu = \varepsilon^{0,2} \cdot (\varepsilon^{0,14})^m + 0,0227 \cdot Ra^{0,37}$$

b) Sabit sıcaklık durumunda,

$$Nu = \varepsilon^{0,2} \cdot (\varepsilon^{0,13})^m + 0,0558 \cdot Ra^{0,35}$$

korelasyonları elde edilmiştir.

Smyth ve Salman(1991);  $0,04 \times 0,2 \times 1$  m boyutlarındaki dikdörtgen kesitli bir kanal içinde, sadece doğal taşınım ve doğal taşınım ile birlikte zorlanmış taşınımın olduğu durumları deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada laminer akım koşulları göz önüne alınmıştır. Yapılan deneysel çalışma sonunda, kanalın alt duvarındaki Nusselt sayısının her iki durum da incelenmesi yapılmış ve doğal taşınım ve karışık taşınım durumları için, aşağıdaki korelasyon önerilmiştir.

$$\frac{Nu_{dt}}{Nu_{zt}} = \left[ 1 + 0,00458 \cdot \left( \frac{L}{D} \right)^{0,55} \cdot \frac{Gr^{0,5}}{Re^{0,55} \cdot Pr^{0,05}} \right]^{0,5}$$



Bu ifadede,

$\overline{Nu}_{dt}$  =Doğal taşınım durumunda hesaplanan Ortalama Nusselt sayısı

$\overline{Nu}_{zt}$  =Karışık taşınım durumunda hesaplanan Ortalama Nusselt sayısı

L=Kavitenin uzunluğu

D=Kavitenin hidrolik çapı

Gr=Doğal taşınım durumunda oluşan Grashof sayısı

Re=Karışık taşınım durumunda oluşan Reynolds sayısı

Pr=Prandtl sayısı

olarak tanımlanmıştır. Korelasyon, Ra sayısının  $10^7$  değerine kadar geçerlidir.

Davidson(1992); kapalı kavite içinde Rayleigh sayısının  $5 \times 10^{10}$  değerinde oluşan türbülanslı akışı nümerik olarak incelemiştir. Yapılan çalışmada, yan duvarları farklı sıcaklıklarda, alt ve üst duvarları adyabatik olan kapalı bir kavitede, iki farklı k –  $\epsilon$  türbülans modeli ile çözümlene yapılmıştır. Yapılan türbülans modellerinden ilki, Jones ve Launder tarafından geliştirilen düşük Reynolds sayısı k –  $\epsilon$  modeli, ikincisi ise standart k –  $\epsilon$  türbülans modelidir. Her iki modelde de sınır tabakayı yakalamak için duvar fonksiyonları kullanılmıştır. İlk modelde, türbülanslı ısı akısı terimi, iki farklı şekilde ele alınmıştır. İlk kısımda, türbülanslı ısı akısı için Boussinesq yaklaşımı düşünülmüştür.

$$\overline{u_i \theta} = -1,5 \frac{c_\mu}{Pr_t} \frac{k}{\epsilon} \overline{u_i u_j} \frac{\partial \theta}{\partial x_j}$$

Bu ifadede;

$\overline{u_i \theta}$  : Türbülanslı ısı akısı

$C_\mu$  : Model sabiti (0,09)

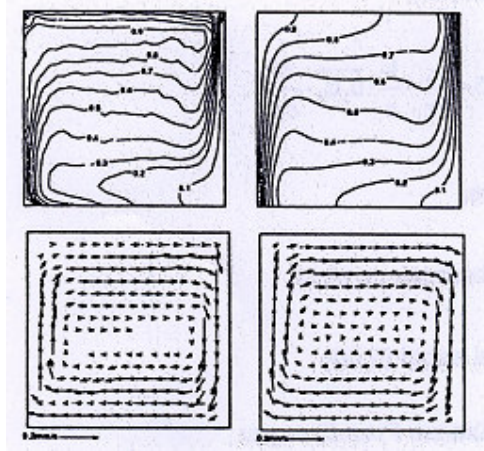
$Pr_t$  : Türbülanslı Prandtl sayısı

k : Türbülansın kinetik enerjisi

$\epsilon$  : Türbülansın kinetik enerjisinin sönmeme oranı olarak tanımlanmıştır.

İkinci bölümde ise Ince ve Launder'in (1989) modelindeki gibi, sıcaklık gradyanını gözönüne alacak ek bir kaynak terimi modele eklenmiştir. İkinci modelde ise, duvarlara yakın bölgelerde k –  $\epsilon$  modeli modifiye edilerek tek denklem haline getirilmiş, geri kalan geometride ise standart k –  $\epsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır. Yapılan nümerik çalışma sonucunda, her iki model için de sınır tabaka yakalanamamış ve akış türbülanslı olmasına rağmen, laminar akış çözümleri elde edilmiştir.

Kowalewski, Hiller ve De Vahl Davis (1993); kapalı kavite içinde laminer doğal taşınım probleminin, hem deneysel hem de nümerik olarak incelenmişlerdir. Yapılan çalışmada, Hiller, Koch ve Kowalewski'nin (1989) çalışmasına benzer şekilde deneysel çalışmalar yürütülmüştür. Kavite içi hız dağılımı ise, iki boyutlu bir PIV cihazı kullanılarak yapılmıştır. Kavite içi akışkan olarak saf gliserin ve su kullanılmıştır. Yapılan deneysel çalışmalar nümerik çalışmaları ile elde edilmişlerdir.

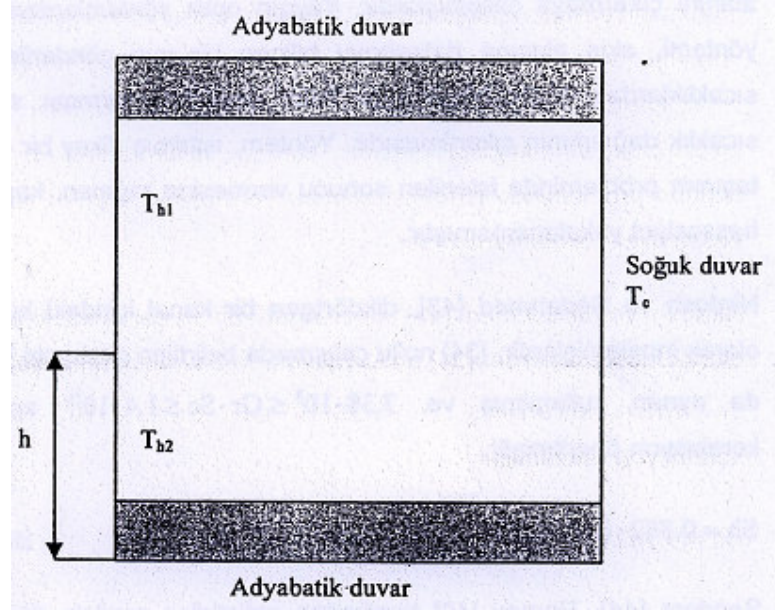


Şekil 1.7  $Ra = 1,66.10^5$  ve  $Pr = 1109$  için sırasıyla ölçülmüş ve hesaplanmış boyutsuz sıcaklık ve hız dağılımları

Bu çalışma Şekil 1.8 de görüldüğü gibi kapalı kaviteler içinde sıcaklık egrileri ve bir girdap akımı oluşturan hız dağılımları elde edilmiştir.

Fu, Tseng ve Chen (1994); düşey duvarlarından biri soğuk, diğeri ise iki farklı sıcaklıkta tutulan, yatay duvarları adyabatik iki boyutlu bir kapalı kavite içinde laminer doğal taşınım problemini deneysel olarak incelemişlerdir.

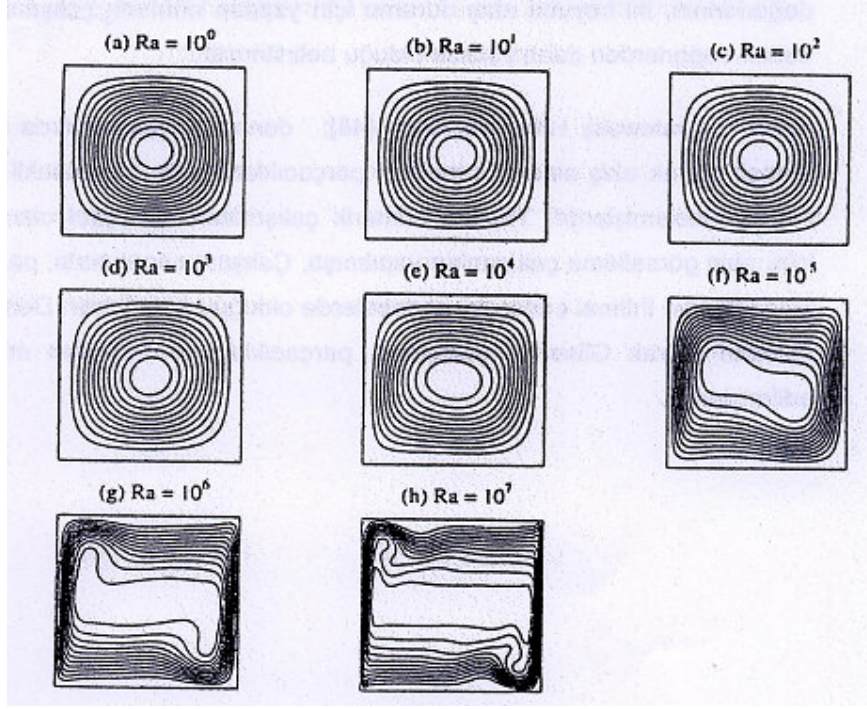
Çalışmada,  $T_{h1}$  ve  $T_{h2}$  sıcaklıklarında tutulan duvar parçalarının yükseklikleri arasındaki oran değiştirilmiş ve farklı oranlar için, laminer akış koşullarında Sonlu Farklar yöntemi kullanılarak çözümlenmiştir.  $T_{h2}$  sıcaklığındaki duvarın boyu  $h$  olarak verilmiştir. Çalışma sonucunda herhangi bir korelasyon önerilmiştir.



Şekil 1.8 Problem geometrisi

Şekil 1.9 da görüldüğü gibi bizim tez çalışmamızda olduğu gibi kapalı kavite içinde farklı sıcaklıktaki yüzeylerin kavite içindeki etkileri incelenmiştir.

Schmidt(1996); iki boyutlu bir kavite içindeki laminer doğal taşınım problemini nümerik olarak incelemiştir. Çalışmada, iki boyutlu süreklilik, Navier-Stokes denklemleri ve enerji denklemi boyutsuzlaştırılmış ve akım fonksiyonu-çevri cinsinden yazılmıştır. Rayleigh sayısının  $10^0 - 10^7$  aralığı için, Sonlu Elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan çözümlerinde, Prandtl sayısı da  $0,1 - 7$  aralığında değiştirilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda bir korelasyon önerilmemiştir.



Şekil 1.9  $Pr = 0,71$  (hava) için, farklı Rayleigh sayılarındaki akım fonksiyonu değerleri

Şekil 1.10 da görüldüğü gibi düşük Rayleigh sayılarında kapalı kavite içinde sadece bir girdap hareketi vardır. Fakat Rayleigh sayısı arttıkça akım duvarlara doğru sıklaşmakta ve sınır tabakalar oluşturmaktadır. Bu Rayleigh sayısının artmasıyla akımın türbülansa dönüşmesi ve sınır tabakaların oluşmasından kaynaklanmaktadır.

Mlaouah, Tsuji ve Nagano(1997); iki boyutlu kavite içinde laminar doğal taşınım problemini nümerik olarak incelenmiştir. Yapılan çalışmada, Boussinesq yaklaşımı yapılmaksızın, akışkan ideal gaz kabul edilerek çözümlene yapılmaktadır. Farklı Rayleigh sayıları için çözümlene yapılarak her iki yaklaşım birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Rayleigh sayısının düşük değerleri için iyi sonuç verdiği, ancak  $Ra > 10^8$  için akışın kaotik davranışı sebebiyle hatalı sonuçlar verdiği görülmüştür.

Chang ve Tsai (1997); iki boyutlu kavite içindeki türbülanslı doğal taşınım durumunu incelemişlerdir. Yapılan incelemede, standart  $k - \epsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır. Çalışma sonucunda, aşağıdaki korelasyon önerilmiştir.

$$\overline{Nu} = 0,176 Ra^{0,146} (h.W / k_r)^{0,502}$$

Bu ifadede,

$h$  : Akışkanın ısı taşınım katsayısı

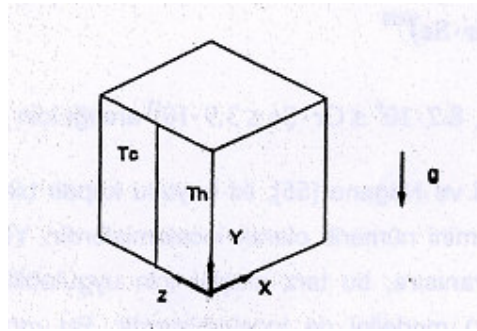
W : Kavitenin genişliği

$k_f$  : Akışkanın ısı iletim katsayısı

olarak tanımlanmıştır.

Korelasyon  $10^9 \leq Ra \leq 10^{11}$  ve  $1 \leq h \leq 10$  W/m<sup>2</sup>.K aralığı için geçerlidir. Elde edilen korelasyon, Markatos'un (1984) korelasyonu ile karşılaştırılmıştır. Her iki çalışma arasındaki fark %15'in üzerindedir.

Frederick(1997); bir duvarı iki parça halinde ayrı sıcaklıkta tutulan, diğer bütün duvarları adyabatik üç boyutlu kapalı kavite içinde laminer doğal taşınım problemini nümerik olarak incelemiştir.



Şekil 1.10 Problem geometrisi

Yapılan analizler sonucunda, aşağıdaki korelasyon elde edilmiştir.

$$\overline{Nu} = 0,1154.Ra^{0,2682}$$

Bu korelasyon  $10^2 \leq Ra \leq 10^7$  aralığı için geçerlidir.

Bu örnekte farklı sıcaklıklara sahip duvarların üç boyutlu kavite içindeki etkileri incelenmiştir.

Goto ve Suzuki(1997);kapalı kavite içinde laminer doğal taşınım problemini, iki boyutlu süreklilik ve Navier-Stokes denklemlerini integral denklemlere transform ederek nümerik olarak incelemiştir. Rayleigh sayısının  $10^2 - 10^6$  aralığı için çözümlenmiş ve elde edilen sonuçların De Vahl Davis'in (1983) çalışmaları ile uyumlu olduğu belirtilmiştir.

Arpacı (1997); türbülanslı akışlarla ilgili geniş bir literatür araştırması yapmıştır. Yapılan bu çalışmada, birçok türbülanslı akış türü ile ilgili literatürdeki korelasyonların karşılaştırmaları yapılmış ve kullanım aralıkları belirtilmiştir. Ancak, kapalı veya açık kavite içinde türbülanslı akış ile ilgili herhangi bir korelasyon önerilmemiştir. Çalışma sonucunda, birçok türbülanslı

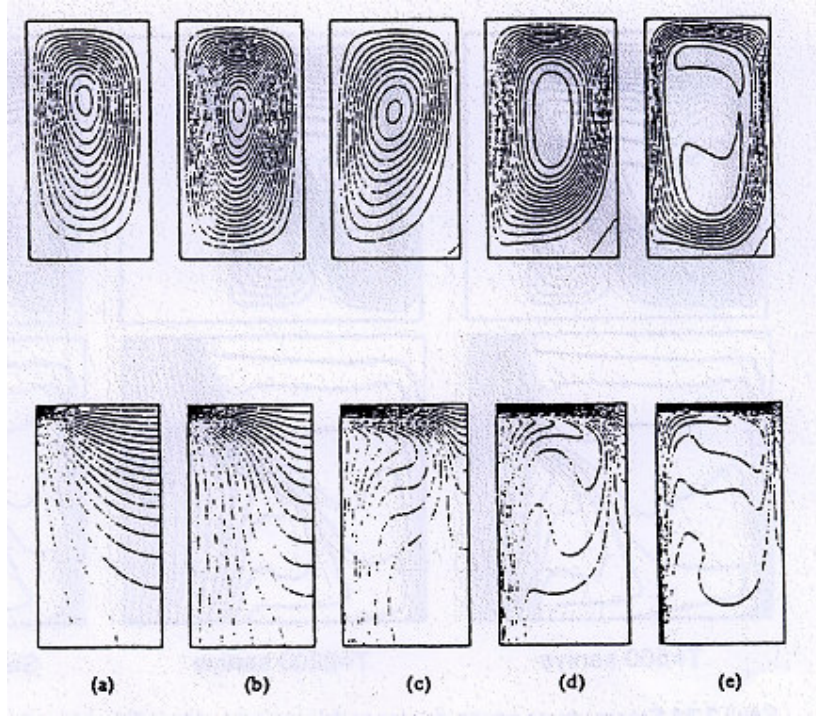
akışın modellenmesinin hala çok zor olduğu ve kullanılan korelasyonların, bu korelasyonların nümerik veya deneysel aralıklarda kullanılması gerektiği belirtilmiştir.

Tieszen,Ooi,Durbin ve Behnia(1998);iki boyutlu kapalı bir kavite içindeki türbülanslı ısı geçişini, iki ayrı türbülans modeli kullanarak nümerik olarak incelemiştir. Yapılan incelemede, standart  $k - \epsilon$  türbülans modeli ve modifiye edilmiş  $k - \epsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır. Modifiye edilmiş modelde standart modelden farklı olarak, kaldırma kuvveti terimine ek bir kaynak terimi eklenmiştir. Yapılan nümerik analizler sonucunda, modifiye edilmiş modelin  $k - \epsilon$  türbülans modeline göre akışın detaylarını yakalamakta daha başarısız olduğu belirtilmiştir.

Liu ve Wen (1999);iki boyutlu kapalı kavite içindeki türbülanslı doğal taşınım problemlerini incelemiştir. Yapılan nümerik çalışmada standart  $k - \epsilon$  türbülans modeli modifiye edilerek  $k - \epsilon - \overline{\theta^2} - \epsilon_{\theta}$  modeli elde edilmiş Rayleigh sayısının  $1,58 \times 10^9$  değeri için çözümlenmiştir. Yapılan çözümlenme sonucunda, kullanılan değiştirilmiş modelin sınır tabakadaki hız profilini standart  $k - \epsilon$  türbülans modeline göre daha iyi yakaladığı, buna rağmen modelin farklı akış türleri için de test edilmesi gerektiği belirtilmiştir.

Aydın,Ünal ve Ayhan (1999); tavanı soğutulan, yan duvarlarından birisi ısıtılan, diğer duvarları ise adyabatik iki boyutlu kapalı kavite içindeki laminer doğal taşınım problemini nümerik olarak incelenmiştir. Yapılan çalışmada, Sonlu Farklar yöntemi kullanılarak, farklı şekil oranları için, Rayleigh sayısının  $10^2 - 10^7$  aralığında çözümlenmiştir. Çalışma sonucu herhangi bir korelasyon önerilmemiştir.





Şekil 1.11 Farklı Rayleigh sayıları için elde edilmiş akım fonksiyonu ve boyutsuz sıcaklık dağılımı değerleri (a)  $Ra = 10^2$  (b)  $Ra = 10^4$  (c)  $Ra = 10^5$  (d)  $Ra = 10^6$  (e)  $Ra = 10^7$

Şekil 1.12 de görüldüğü gibi düşük Rayleigh sayılarında kapalı kavite içinde sadece bir girdap hareketi vardır. Fakat Rayleigh sayısı arttıkça akım sıcak duvara doğru sıklaşmakta ve sınır tabaka oluşturmaktadır. Bu çalışmada da sıcak duvarın sıcaklık eğrileri üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Leong, Holands ve Brunger(1999); üç boyutlu kapalı bir kavite içinde laminar doğal taşınımı deneysel olarak incelenmiştir. İncelemede, kavitenin normal durumunun yanı sıra  $45^\circ$  eğik olduğu durum için de çok noktadan sıcaklık ölçümü yapılarak, farklı Rayleigh sayıları için aşağıdaki korelasyonlar çıkarılmıştır.

a) Kavitenin  $0^\circ$  eğik olduğu durum için,

$$\overline{Nu} = 1 + 2,5125 \cdot 10^{-5} \cdot Ra \quad (10^4 \leq Ra \leq 10^5 \text{ aralığı için})$$

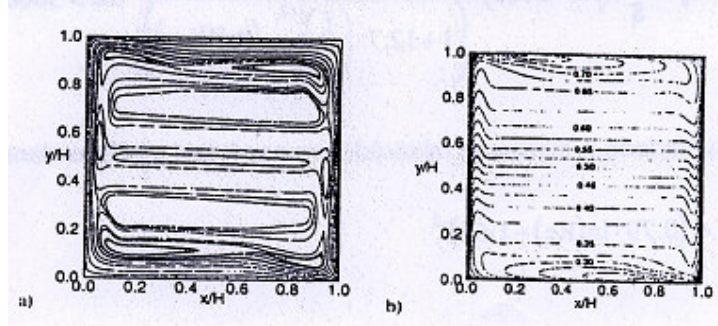
$$\overline{Nu} = 0,1194 \cdot Ra^{0,2021} \quad (10^5 \leq Ra \leq 10^8 \text{ aralığı için})$$

b) Kavitenin  $45^\circ$  eğik olduğu durum için,

$$\overline{Nu} = 0,07209 \cdot Ra^{0,2258} \quad (10^4 \leq Ra \leq 10^5 \text{ aralığı için})$$

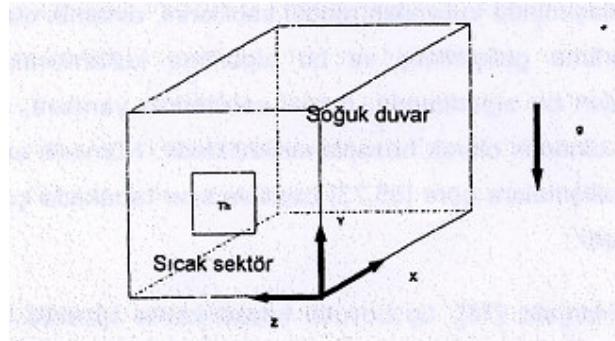
$$\overline{Nu} = 0,1492 \cdot Ra^{0,2955} \quad (10^5 \leq Ra \leq 10^8 \text{ aralığı için})$$

Peng ve Davidson(2000);iki boyutlu kapalı kavite içindeki türbülanslı doğal taşınımı nümerik olarak incelemiştir. Çalışmada Rayleigh sayısı  $1,58 \times 10^9$  olarak alınmış, modelin özellikle sıcak ve soğuk duvarlardaki sınır tabakadaki hız dağılımını hesaplamakta eksikleri olduğu belirtilmiştir.



Şekil 1.12 Kavite içi akım fonksiyonu (a) ve boyutsuz sıcaklık dağılımları (b)

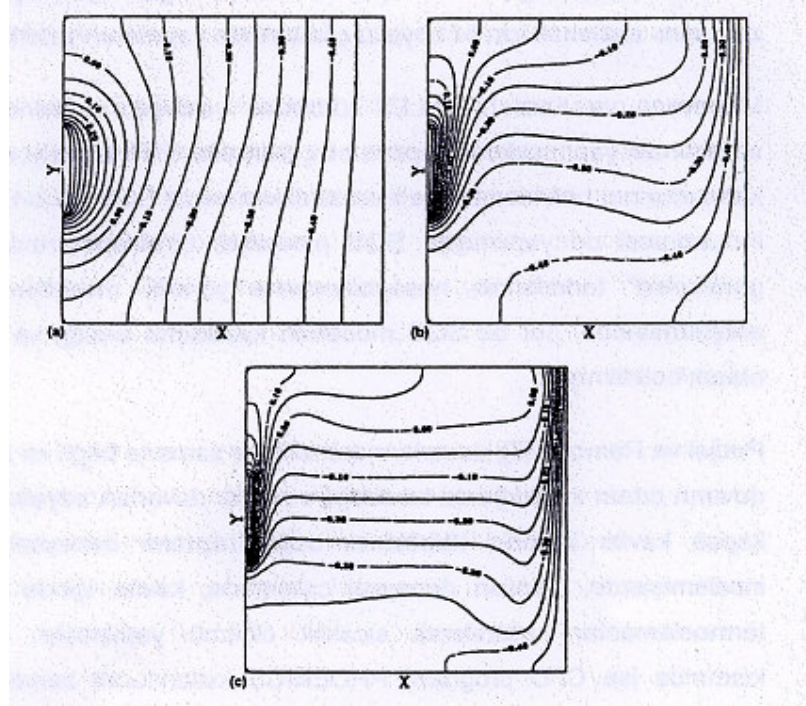
Frederick ve Quiroz(2000); dikey duvarlarından birisi soğutulan, onun karşısındaki duvarın bir kısmı sıcak olan, geri kalan duvarları adyabatik tutulan üç boyutlu kapalı kavitelere ısı geçişinin iletimden taşınımına geçtiği Rayleigh sayısını belirlemek için laminar doğal taşınım durumunu nümerik olarak incelenmiştir.



Şekil 1.13 Problem geometrisi

Yapılan nümerik çalışmalar sonucunda, incelenen geometri için Rayleigh sayısının  $10^2 - 10^5$  aralığında ısı geçişinin iletim ağırlıklı olduğu, ancak Rayleigh sayısının  $10^5$  den büyük değerlerinde kavite içi hızların çok arttığı ve ısı geçişini taşınımın karakterize ettiği belirtilmiştir.





Şekil 1.14 Kavite içi boyutsuz sıcaklık dağılımları (a)  $Ra = 10^2$  (b)  $Ra = 10^4$  (c)  $Ra = 10^5$

Rayleigh sayısının artışının akım üzerinde etkisi incelenmiş ve Rayleigh sayısı artarken Şekil 1.15 de görüldüğü gibi akım çizgileri duvar yüzeylerinde sıklaştığı şekillerle gösterilmiştir.

Peng ve Davidson(2000);iki boyutlu kapalı bir kavite içindeki türbülanslı doğal taşınım problemini inceledikleri çalışmalarında, türbülans yaklaşımını modifiye ederek, Rayleigh sayısının  $1,58 \times 10^9$  değeri için çözümlenmiştir.

Dol ve Hanjalic(2000); üç boyutlu kapalı bir kavite içindeki türbülanslı doğal taşınımı nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışmada, standart  $k - \epsilon$  türbülans modelinin yanı sıra, bu modelin katsayılarının modifikasyonundan elde edilen iki model daha kullanılmıştır. Çalışmalar, Rayleigh sayısının  $4,9 \times 10^{10}$  değeri için yürütülmüştür. Yapılan nümerik çalışmalarda, her üç modelin de modifikasyonlara ihtiyacı olduğu belirtilmiştir. Ayrıca üç boyutlu çözümlenme ile iki boyutlu çözümlenme arasında önemli bir fark bulunmadığı, bu sebeple türbülanslı doğal taşınım problemlerinde çözüm zamanını azaltmak için iki boyutlu çözümlenme yapmanın yeterli olduğu belirtilmiştir.

Oliveira ve Issa(2001);iki boyutlu kapalı kavitelerdeki laminar doğal taşınım problemi için, Sonlu hacimler metodu ile alternatif yöntem geliştirmişlerdir. Yöntemde, ilk hız basınç

düzeltilmesi yapıldıktan sonra enerji denklemi çözülerek sıcaklık alanı elde edilmekte, daha sonra yeni sıcaklık değerleri kullanılarak momentum denklemindeki sıcaklık gradyeni terimi düzeltilmekte, elde edilen yeni hız alanı kullanılarak enerji denklemi tekrar çözülmekte ve düzeltilmiş sıcaklık alanı elde edilmektedir.

Literatürde kapalı alanlardaki hava akışı ile ilgili yapılmış birçok çalışma bulunmaktadır. Niu ve Kooi (1994) soğutulmuş tavan ile bir oda için ısı konfor analizi yapmışlardır. Yamamoto, Ensor ve Sparks (1999) tavandan hava girişine ve duvarın altından hava çıkışına sahip olan kapalı bir alandaki hava hareketiyle uğraşmışlardır. Akgün (1999) hava giriş ve çıkış kanalı yerleşimini değişken olarak seçerek odadaki hava hareketlerini modellemiştir. Chow ve Wong (1999) mekanik havalandırmalı yedi tren yolu istasyonu bekleme holünün hava hızı verilerini analiz edip sunmuşlardır. Xue ve Shu (1999) tavandan hava verişini kullanarak bir odadaki hava hızı, sıcaklığı ve türbülans kinetik enerjisi dağılımını tahmin etmek için iki boyutlu  $k-\epsilon$  türbülans modelini kullanmışlardır. Ayad (1999), farklı giriş/çıkış konumlarının için bir odadaki iç akışları incelemiştir. Costa, Oliveira ve Blay (1999) aynı sıcaklıkta olmayan iki düzlem duvar jeti ile oluşturulmuş karışık konveksiyon hava akışını, sayısal ve deneysel olarak araştırmışlardır. Awbi ve Hatton (2000) iç yüzeylere sabitlenmiş ısıtma plakaları ile çevreye karşı iyi izole edilmiş, bir duvardan soğutma sağlanmış küçük bir ofiste deneyler yapmışlardır. Gan (2000) tek yönlü bir doğal havalandırmalı odadaki taze hava dağılımının etkin derinliğini sunmuştur. Sinha, Arora ve Roy (2000) çeşitli giriş ve çıkış yerleşimlerini kullanarak farklı yerlerden verilen sıcak hava akışı ile ısıtılmış bir odadaki hız ve sıcaklık dağılımını incelemiştir. Lam ve Chan (2001) sekiz metre yüksekliğe ve yerden altı metre yukarıdan soğuk hava girişi ile dört farklı çıkış pozisyonuna sahip bir spor salonundaki hız ve sıcaklık dağılımlarını, bir SAD bilgisayar programı ile incelemiştir. Xing, Hatton ve Awbi (2001) ısıtılmış cansız bir mankenin, bir masanın ve diğer ısı kaynaklarının (floresan lamba, güneşsel aydınlatma alanını göstermek için ısıtılmış plakalar ve bilgisayar kutusu) bulunduğu havalandırma sistemli bir odada ölçümler yapmıştır.

## 2. YÖNETEN DENKLEMLER

Problem için sıkışamaz akımdaki üç boyutlu süreklilik, Navier-Stokes ve enerji denklemleri yazılacak olursa aşağıdaki denklemler elde edilir. Momentum denklemlerinde  $\rho$  sabit olduğundan bu denklemlerde eşitliğin her iki tarafı  $\rho$  'ya bölünerek denklemler sadeleştirilir.

Ayrıca momentum denklemlerindeki  $\mu$  değişkeni  $\rho$  'ya bölündüğünde  $\frac{\mu}{\rho} = \nu$  olduğundan

denklemlerde  $\frac{\mu}{\rho}$  yerine  $\nu$  yazılır. Enerji denkleminde ise eşitliğin her iki tarafı  $\rho c_p$  değerine

bölünerek denklem sadeleştirilir. Bu işlemlerden sonra denklemler aşağıdaki şekli alır.

Süreklilik Denklemi:

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} = 0 \quad (2.1)$$

x-momentum denklemi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} + W \frac{\partial U}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} \right) \\ - \frac{\partial}{\partial x} (\overline{u^2}) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{uv}) - \frac{\partial}{\partial z} (\overline{uw}) \end{aligned} \quad (2.2)$$

y-momentum denklemi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial V}{\partial t} + U \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial y} + W \frac{\partial V}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} - g + \nu \left( \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial z^2} \right) \\ - \frac{\partial}{\partial x} (\overline{uv}) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{v^2}) - \frac{\partial}{\partial z} (\overline{vw}) \end{aligned} \quad (2.3)$$

z-momentum denklemi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial W}{\partial t} + U \frac{\partial W}{\partial x} + V \frac{\partial W}{\partial y} + W \frac{\partial W}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial z^2} \right) \\ - \frac{\partial}{\partial x} (\overline{uw}) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{vw}) - \frac{\partial}{\partial z} (\overline{w^2}) \end{aligned} \quad (2.4)$$

Enerji Denklemi:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + U \frac{\partial T}{\partial x} + V \frac{\partial T}{\partial y} + W \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{k}{\rho c_p} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial}{\partial x} (\overline{uT'}) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{vT'}) - \frac{\partial}{\partial z} (\overline{wT'}) \quad (2.5)$$

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

$$R = -\rho \begin{pmatrix} \overline{u^2} & \overline{uv} & \overline{uw} \\ \overline{vu} & \overline{v^2} & \overline{vw} \\ \overline{wu} & \overline{wv} & \overline{w^2} \end{pmatrix} \quad (2.6)$$

R, Reynolds gerilme tensörüdür.

$$F_x = -\rho c_p \overline{uT'} \quad (2.7)$$

$$F_y = -\rho c_p \overline{vT'} \quad (2.8)$$

$$F_z = -\rho c_p \overline{wT'} \quad (2.9)$$

F<sub>x</sub>, F<sub>y</sub>, F<sub>z</sub>, Reynolds akıları olmaktadır.

Boussinesq yaklaşımında y-momentum denklemindeki ρg terimindeki ρ haricindeki tüm terimlerdeki ρ, sabit alınmaktadır.

Korunum denklemlerini boyutsuz hale getirmek için aşağıdaki eşitlikler kullanılacaktır.

$$x' = \frac{x}{H} \quad (2.10)$$

$$y' = \frac{y}{H} \quad (2.11)$$

$$z' = \frac{z}{H} \quad (2.12)$$

Yapılan çözümlerlerde H problemin karakteristik uzunluğudur.

$$U' = \frac{U}{\frac{v}{H}} \quad (2.13)$$

$$V' = \frac{V}{\frac{v}{H}} \quad (2.14)$$

$$W' = \frac{W}{\frac{v}{H}} \quad (2.15)$$

$$\theta = \frac{T - T_c}{T_H - T_c} \quad (2.16)$$

$$p' = \frac{p - p_\infty}{\rho \frac{v^2}{H^2}} \quad (2.17)$$

$$t' = \frac{t}{\frac{H^2}{v}} \quad (2.18)$$

Bu denklemlerde;

t : Zaman (s)

$P_\infty$  : Akışkan basıncı (Pa)

v : Akışkan kinematik viskozitesi ( $m^2/s$ )

$\rho$  : Akışkan yoğunluğu ( $kg/m^3$ )

T : Sıcaklık (T)

$\alpha$  : Akışkan ısı difüzyon (yayınım) katsayısı ( $m^2/s$ )

g : Yerçekimi ivmesi ( $m/s^2$ )

olarak tanımlanmıştır.

Boussinesq yaklaşımı kullanılarak, momentum denklemlerindeki basınç terimleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\frac{\partial P_\infty}{\partial x} = 0$$

$$\frac{\partial P_\infty}{\partial x} = -\rho \cdot g$$

Bu yaklaşıma göre akışkanın yoğunluğu, kaldırma kuvveti terimi dışındaki bütün terimlerde ihmal edilmektedir ve sıcaklık gradyeni ile orantılıdır.

$$\rho_\infty - \rho \approx \rho \cdot \beta (T - T_\infty)$$

Bu ifadede,

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

olarak tanımlanmıştır.

Bu eşitlikler kullanıldıktan sonra korunum denklemleri, aşağıdaki şekilde yazılmaktadır.

Boyutsuz süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial U'}{\partial x'} + \frac{\partial V'}{\partial y'} + \frac{\partial W'}{\partial z'} = 0 \quad (2.19)$$

Boyutsuz x-momentum denklemi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial U'}{\partial t'} + U' \frac{\partial U'}{\partial x'} + V' \frac{\partial U'}{\partial y'} + W' \frac{\partial U'}{\partial z'} = -\frac{\partial p'}{\partial x'} + \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 U'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 U'}{\partial y'^2} + \frac{\partial^2 U'}{\partial z'^2} \right) \\ + \frac{\partial R'_{xx}}{\partial x'} + \frac{\partial R'_{xy}}{\partial y'} + \frac{\partial R'_{xz}}{\partial z'} \end{aligned} \quad (2.20)$$

Boyutsuz y-momentum denklemi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial V'}{\partial t'} + U' \frac{\partial V'}{\partial x'} + V' \frac{\partial V'}{\partial y'} + W' \frac{\partial V'}{\partial z'} = -\frac{\partial p'}{\partial y'} + \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 V'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 V'}{\partial y'^2} + \frac{\partial^2 V'}{\partial z'^2} \right) + Gr\theta \\ + \frac{\partial R'_{yx}}{\partial x'} + \frac{\partial R'_{yy}}{\partial y'} + \frac{\partial R'_{yz}}{\partial z'} \end{aligned} \quad (2.21)$$

Boyutsuz z-momentum denklemi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial W'}{\partial t'} + U' \frac{\partial W'}{\partial x'} + V' \frac{\partial W'}{\partial y'} + W' \frac{\partial W'}{\partial z'} = -\frac{\partial p'}{\partial z'} + \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 W'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 W'}{\partial y'^2} + \frac{\partial^2 W'}{\partial z'^2} \right) \\ + \frac{\partial R'_{zx}}{\partial x'} + \frac{\partial R'_{zy}}{\partial y'} + \frac{\partial R'_{zz}}{\partial z'} \end{aligned} \quad (2.22)$$

Boyutsuz enerji denklemi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \theta}{\partial t'} + U' \frac{\partial \theta}{\partial x'} + V' \frac{\partial \theta}{\partial y'} + W' \frac{\partial \theta}{\partial z'} = \frac{1}{\text{Pr}} \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y'^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z'^2} \right) \\ + \frac{\partial F'_x}{\partial x'} + \frac{\partial F'_y}{\partial y'} + \frac{\partial F'_z}{\partial z'} \end{aligned} \quad (2.23)$$

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

$F'_i$ , boyutsuz Reynolds akılarıdır.

Bu denklemlerde diğer boyutsuz sayılar aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

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

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

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 arandığından akımın zamana göre türevi sıfır olacaktır ve denklemlerde zamana göre türevler kaldırılmıştır.

Boyutsuz momentum denklemleri:

$$\begin{aligned} U' \frac{\partial U'}{\partial x'} + V' \frac{\partial U'}{\partial y'} + W' \frac{\partial U'}{\partial z'} = -\frac{\partial p'}{\partial x'} + \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 U'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 U'}{\partial y'^2} + \frac{\partial^2 U'}{\partial z'^2} \right) \\ + \frac{\partial R'_{xx}}{\partial x'} + \frac{\partial R'_{xy}}{\partial y'} + \frac{\partial R'_{xz}}{\partial z'} \end{aligned} \quad (2.24)$$

$$\begin{aligned} U' \frac{\partial V'}{\partial x'} + V' \frac{\partial V'}{\partial y'} + W' \frac{\partial V'}{\partial z'} = -\frac{\partial p'}{\partial y'} + \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 V'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 V'}{\partial y'^2} + \frac{\partial^2 V'}{\partial z'^2} \right) + Gr\theta \\ + \frac{\partial R'_{yx}}{\partial x'} + \frac{\partial R'_{yy}}{\partial y'} + \frac{\partial R'_{yz}}{\partial z'} \end{aligned} \quad (2.25)$$

$$\frac{\partial W'}{\partial t'} + U' \frac{\partial W'}{\partial x'} + V' \frac{\partial W'}{\partial y'} + W' \frac{\partial W'}{\partial z'} = -\frac{\partial p'}{\partial z'} + \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 W'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 W'}{\partial y'^2} + \frac{\partial^2 W'}{\partial z'^2} \right)$$

$$+ \frac{\partial R'_{zx}}{\partial x'} + \frac{\partial R'_{zy}}{\partial y'} + \frac{\partial R'_{zz}}{\partial z'} \quad (2.26)$$

Enerji denklemi ise,

$$U' \frac{\partial \theta}{\partial x'} + V' \frac{\partial \theta}{\partial y'} + W' \frac{\partial \theta}{\partial z'} = \frac{1}{\text{Pr}} \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y'^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z'^2} \right) + \frac{\partial F'_x}{\partial x'} + \frac{\partial F'_y}{\partial y'} + \frac{\partial F'_z}{\partial z'} \quad (2.27)$$

durumuna gelir.

Yerel Nusselt sayısı (Nu) ve ortalama Nusselt sayısı ( $\overline{\text{Nu}}$ ) şu denklemlerle verilebilir.

$$Nu_y = \frac{-H \cdot (\partial T / \partial x)}{(T_H - T_\infty)} = -\frac{\partial \theta}{\partial x'} \quad (2.28)$$

$$\overline{\text{Nu}} = \frac{1}{H} \int_0^H Nu_y dy \quad (2.29)$$

$$T_\infty = \frac{T_H + T_w}{2} \quad (2.30)$$

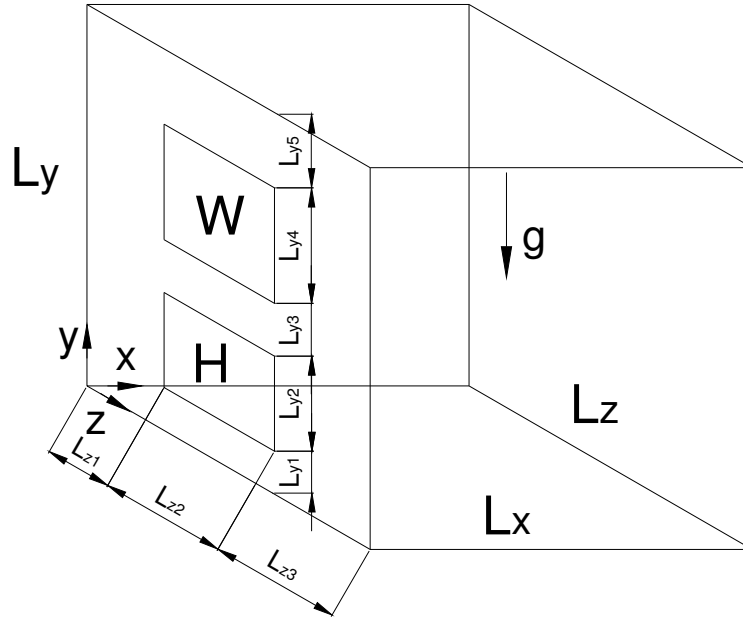


### 3. KAPALI ODA İÇİN YAPILAN NÜMERİK ÇALIŞMALAR

Tek camlı ve tek ısıtıcı kapalı bir odadaki doğal ısı taşınımı problemi sayısal olarak incelenmiştir. Fluent paket programı yardımıyla iki boyutlu ve üç boyutlu geometriler için, aynı sınır şartlarında çözümleme yapılarak, hem laminar hem de türbülanslı doğal taşınım problemleri çözülmüştür.

Yapılan çalışmada Gambit tasarım programı kullanılarak geometriler ve çözüm ağıları oluşturulmuştur. Daha sonra hem iki boyutlu hem de üç boyutlu oda geometrisi için pencere ve ısıtıcı kısmın dışındaki tüm duvarların adyabatik olduğu kabul edilerek çözümleme yapılmıştır.

$T_W$  Pencere sıcaklığı 295 K ;  $T_H$  Isıtıcı sıcaklığı 305 K olarak belirlenmiştir. Problem geometrisi basit şekilde aşağıda verilmiştir. Tüm laminar akım çalışmalarında  $L=0,075m$  tüm türbülanslı akım çalışmalarında  $L=2m$  alınmıştır. Pencere W, Isıtıcı H harfleriyle gösterilmiştir. Yerçekimi ivmesi g, y yönüne ters yönde etkimektedir.

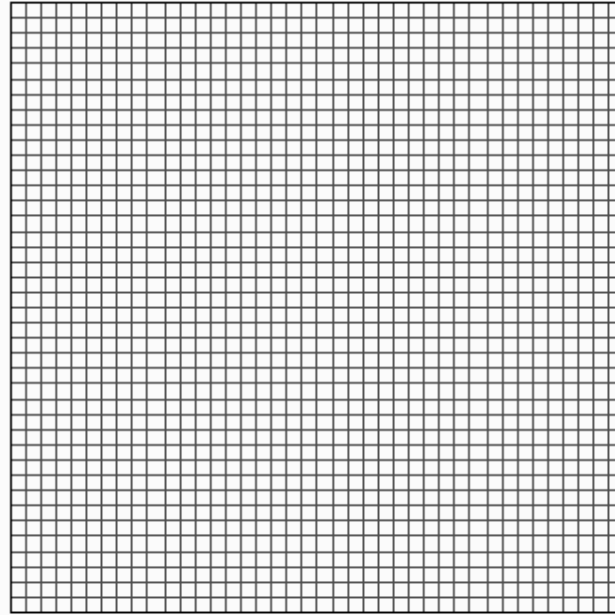


Şekil 3.1 Kapalı Oda Geometrisi

### 3.1. İki Boyutlu Laminer Doğal Taşınım Durumu

$L_z \gg L_x = L_y = H$  kabul edilmiş ve herhangi bir  $z$ =sabit düzlemindeki çözümü bulmak için nümerik çalışmalar yapılmıştır. Çalışmalar sonucu elde edilen sonuçlar, hız ve eşsıcaklık eğrileri aşağıda verilmiştir.

Bu düzlemde laminer akımda çalışıldığı için uniform grid kullanılmıştır. Grid geometrisi Gambit programı kullanılarak elde edilmiştir. Aşağıdaki şekilde verilmiştir.



Şekil 3.2 İki boyutlu laminer akım çözümü için oluşturulan uniform grid (41x41)

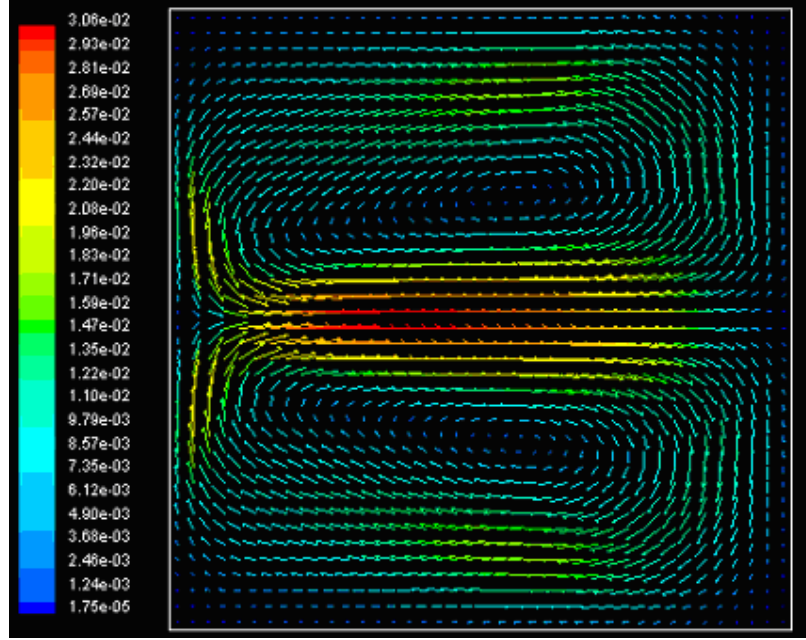
Daha sonra Fluent programı kullanılarak; hazırlanan grid kullanılarak çözümlene yapılmıştır.

$L_x = L_y = 0,075$  m. olarak kare şeklinde bir düzlem seçilmiştir.

$L_{y1} = L_{y2} = L_{y3} = L_{y4} = L_{y5} = 0,015$ m ve  $L_{z1} = L_{z2} = L_{z3} = 0,025$  m alınmıştır. Bu şartlarda Grashof sayısı  $5 \times 10^5$  değerinde alınmıştır. Diğer duvarlar adyabatik olarak alınarak yani

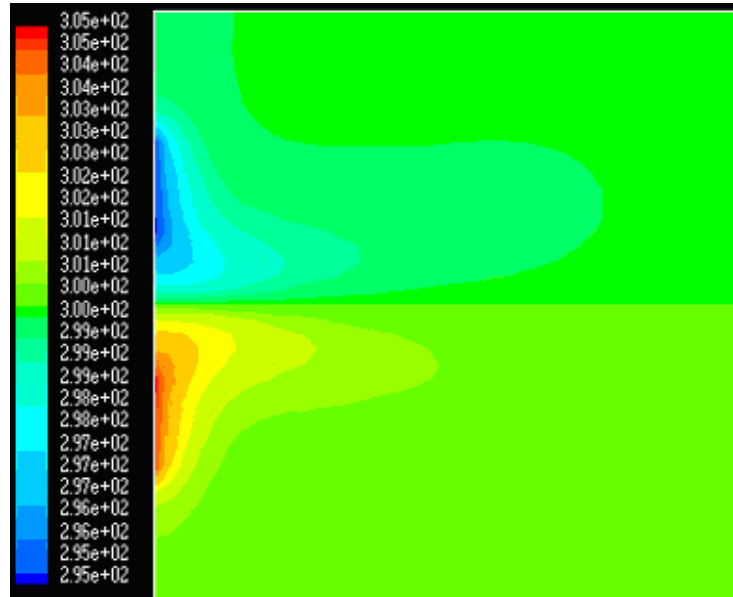
$\frac{\partial T}{\partial n} = 0$  adyabatik sınır şartı kabulü uygulanarak sınır koşulları belirlenmiştir (  $n$  = Yüzeye

dik birim vektör ). Bu şekilde 11.000 iterasyon yapılmış ve aşağıdaki hız vektörleri ve boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri çıkarılmıştır.



Şekil 3.3 İki boyutlu laminar akım çözümü sonucu elde edilen hız vektörleri

Laminer akım ile yapılan çalışmada görüldüğü gibi pencere ve ısıtıcının etkisiyle iki sirkülasyon akımı oluşmuştur. Bu akımlar altta ısıtıcının ısıttığı havanın yükselme hareketiyle oluşan saat istikametindeki akım ve üstteki pencerenin havayı soğutması ile oluşan saat yönüne ters yöndeki akımdır.



Şekil 3.4 İki boyutlu laminar akım çözümü sonucu elde edilen odadaki sıcaklık değişimi

$$(T_H=305 \text{ K}, T_W=295 \text{ K})$$

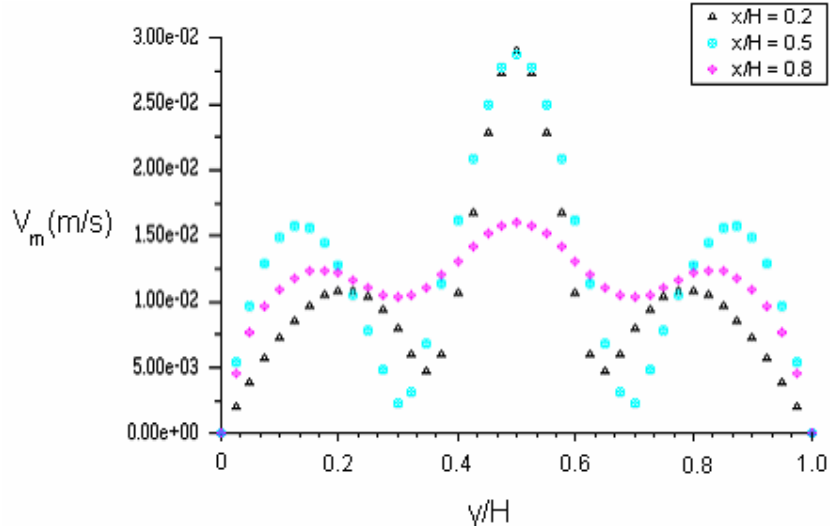
Burada pencerenin ve ısıtıcının oda içindeki ısı etkileri daha iyi bir şekilde görülebilir.

Sıcaklık değişimi  $\theta = \frac{T - T_w}{T_H - T_w}$   $\left( \text{Burada } \theta = \frac{T - 295}{305 - 295} \text{ şeklinde} \right)$  eşitliğindeki gibi

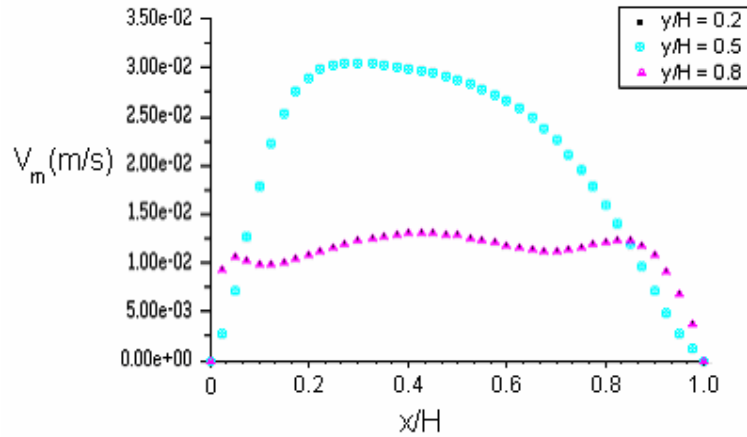
değişmektedir yani  $0 < \theta < 1$  şeklindedir. Bu çalışmalar sonucu elde edilen bulgular sayesinde

Fluent programı ile bileşke hızın  $V_m = \sqrt{U^2 + V^2}$  x ve y yönündeki değişimleri çizilmiştir.

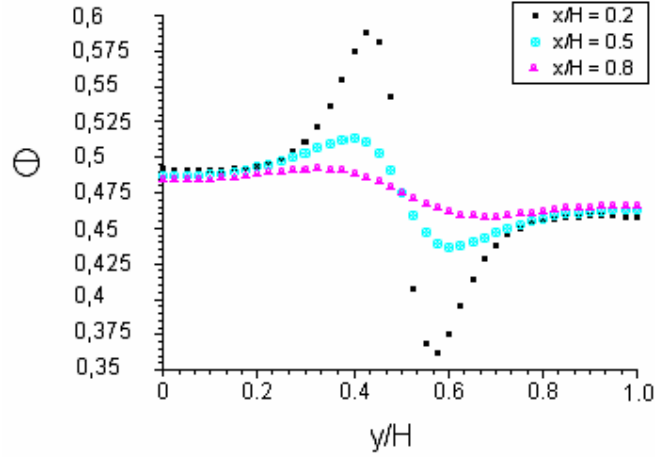
Bu çalışmada  $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  doğruları ile  $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  doğruları kullanılmıştır.



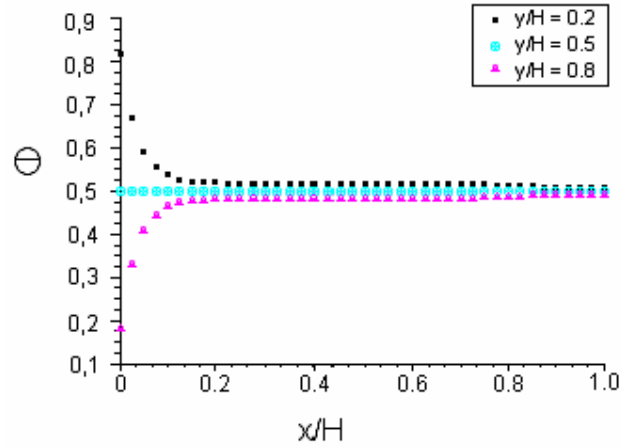
Şekil 3.5  $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  laminer iki boyutlu odada bileşke hız eğrileri



Şekil 3.6  $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  laminer iki boyutlu odada bileşke hız eğrileri



Şekil 3.7  $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  laminer iki boyutlu odada boyutsuz eşsıcaklık eğrileri



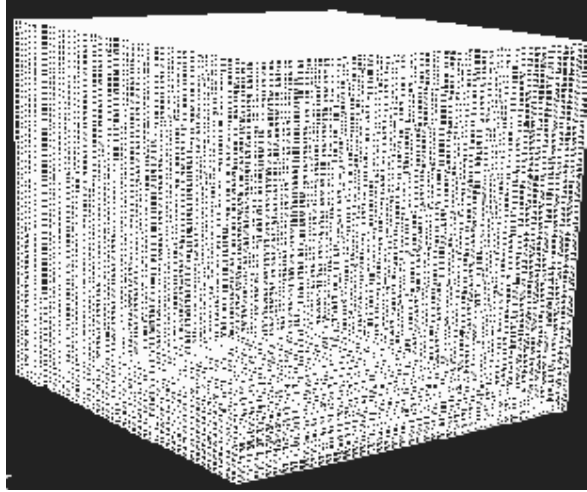
Şekil 3.8  $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  laminer iki boyutlu odada boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri

Çalışmada bileşke hız  $V_m = \sqrt{U^2 + V^2 + W^2}$  formülüyle elde edilir. Bu çalışma iki boyutlu olduğundan  $W = 0$  olur ve bileşke hız  $V_m = \sqrt{U^2 + V^2}$  olarak bulunur. Şekil 3.5 ve Şekil 3.6 da hız eğrileri verilmiştir. Şekil 3.5 de  $x/H$  oranı 0,2, 0,5 ve 0,8 için oluşan bileşke hız eğrileri verilmektedir. Burada hız duvar yüzeylerinde artış göstermiş ama en büyük değerine merkezde ulaştığı görülmüştür. Çünkü sıcak ve soğuk kısımların etkisiyle oluşan akımlar Şekil 3.3 de görüleceği gibi merkezde birleşerek oda içindeki maksimum hızlarına ulaşmaktadır. Şekil 3.6 da ise hızın  $x$  yönünde artışı görülmektedir ve odanın merkezine doğru artan ve sonra azalan bir eğri oluşturmaktadır. Burada  $y/H$  oranı 0,2 ve 0,8 değerlerinde simetriklik olduğundan eğriler üst üste gelmiştir. Şekil 3.7 de sıcaklığın  $y$  yönündeki değişimi incelenmiştir. Şekil 3.8 de ise  $x$  yönünde değişimi gözükmektedir. Burada  $x = 0$  değerinde

sıcaklık farkları görülmektedir ve daha sonra oda içine doğru sıcaklıkların referans sıcaklığına (ortalama sıcaklık) inişi görülmektedir.

### 3.2. Üç Boyutlu Laminer Doğal Taşınım Durumu

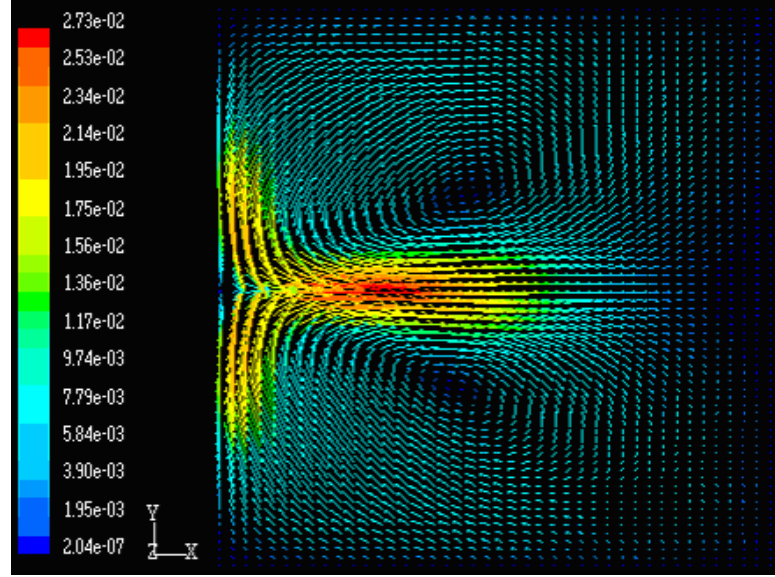
Üç boyutlu geometri de laminer doğal taşınım durumu için nümerik çalışmalar yapılmıştır. Çalışmalar sonucu elde edilen sonuçlar, hız ve eşsıcaklık eğrileri olarak aşağıda verilmiştir. Bu hacimde laminer akımda çalışıldığı için uniform grid kullanılmıştır. Grid geometrisi Gambit programı kullanılarak elde edilmiştir. Aşağıdaki şekilde verilmiştir.



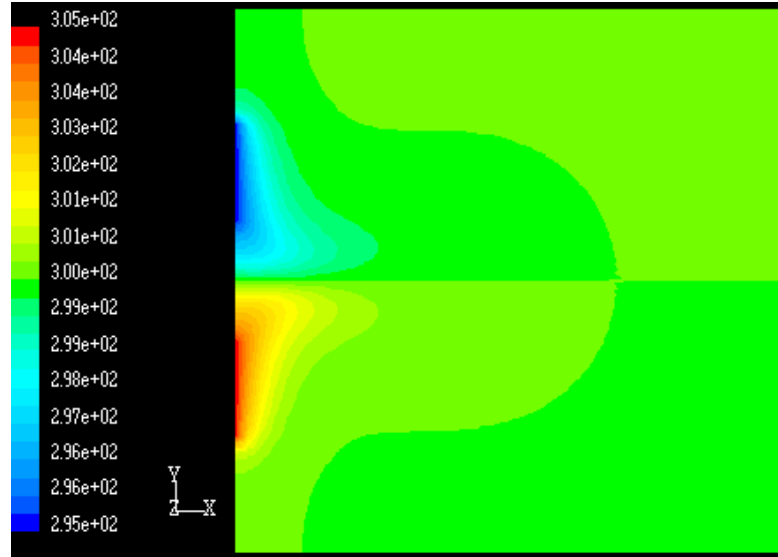
Şekil 3.9 Laminer akım çözümü için oluşturulan üç boyutlu uniform grid (81x81x81)

Daha sonra Fluent programı ve hazırlanan grid kullanılarak çözümlene yapılmıştır.

$L_x = L_y = L_z = 0,075$  m olarak tüm kenarları eşit küp şeklinde bir oda seçilmiştir. Pencere sıcaklığı  $T_w = 295$  K ; ve ısıtıcı sıcaklığı  $T_H = 305$  K belirlenmiştir. Bu şartlarda Grashof sayısı  $5 \times 10^5$  değerinde alınmıştır. Diğer duvarlar adyabatik olarak alınarak yani  $\frac{\partial T}{\partial n} = 0$  adyabatik sınır şartı kabulü uygulanarak sınır koşulları belirlenmiştir (  $n =$  Yüzeye dik birim vektör ). Bu şekilde 7.000 iterasyon yapılmış ve aşağıdaki hız ve sıcaklık vektörleri çıkarılmıştır. Bu şekilde aynı iki boyutlu çalışmadaki gibi üç boyutlu çalışmada da hız ve sıcaklık vektörleri çıkarılmıştır. İki çalışma arasında karşılaştırma yapabilmek için iki boyutlu çalışmada belirlenen düzlem bu çalışmada da oluşturulup o düzlem üzerinde hız ve sıcaklık incelenmiştir.



Şekil 3.10 Üç boyutlu laminar akım çözümü sonucu  $z = L_z/2$  düzleminde elde edilen hız vektörleri



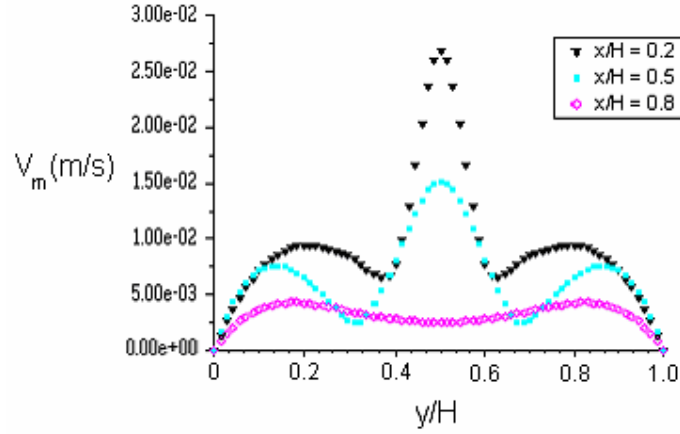
Şekil 3.11 Üç boyutlu laminar akım çözümü sonucu  $z = L_z/2$  düzleminde elde edilen odadaki sıcaklık değişimi ( $T_H=305$  K,  $T_W=295$  K)

Burada pencerenin ve ısıtıcının oda içindeki ısıl etkileri daha iyi bir şekilde görülebilir.

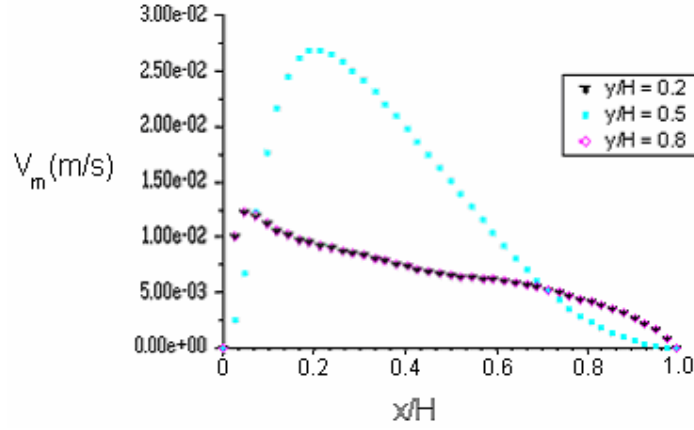
Sıcaklık değişimi  $\theta = \frac{T - T_w}{T_H - T_W}$   $\left( \text{Burada } \theta = \frac{T - 295}{305 - 295} \text{ şeklinde} \right)$  eşitliğindeki gibi

değişmektedir yani  $0 < \theta < 1$  şeklindedir.

Üç boyutta da laminer akım için  $V_m = \sqrt{U^2 + V^2 + W^2}$  bileşke hızının x ve y yönündeki değişimleri Fluent programı ile çizilmiştir. Bu çalışmada  $z/H = 0.5$  doğrusu üzerinde  $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  doğruları ile  $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  doğrularında hız vektörleri ve boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri incelenmiştir. Bu eğriler aşağıda verilmiştir.

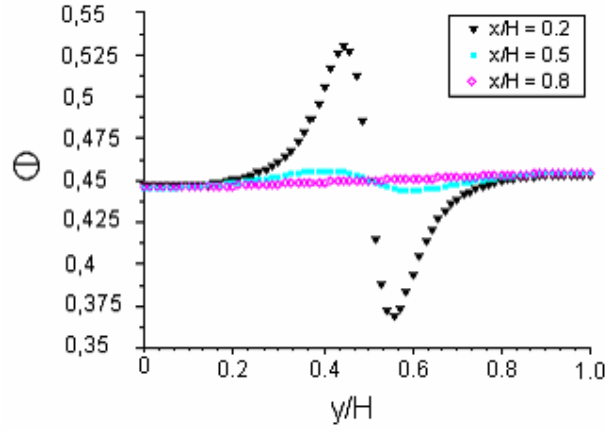


Şekil 3.12  $z/H = 0,5$  ve  $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  laminer üç boyutlu odadaki bileşke hız eğrileri

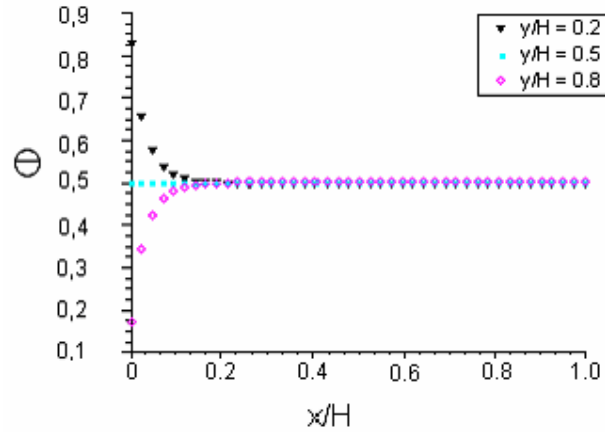


Şekil 3.13  $z/H = 0,5$  ve  $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  laminer üç boyutlu odadaki bileşke hız eğrileri





Şekil 3.14  $z/H = 0,5$  ve  $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  laminer üç boyutlu oda boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri



Şekil 3.15  $z/H = 0,5$  ve  $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  laminer üç boyutlu oda boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri

Şekil 3.12 de  $y$  yönünde hızın duvar yüzeylerinde merkezde iki boyutlu örnekte elde edilen sonuçları verdiği görülmektedir. Merkezde hız maksimum değerine ulaşmaktadır. Şekil 3.13 de ise  $x$  yönünde hız değişimi ve iki akımın karşılaşması ile hızın değişimi görülmektedir. Şekil 3.14 ve Şekil 3.15 de eşsıcaklık değişimleri iki boyutlu çalışmadaki gibi elde edilmiştir.

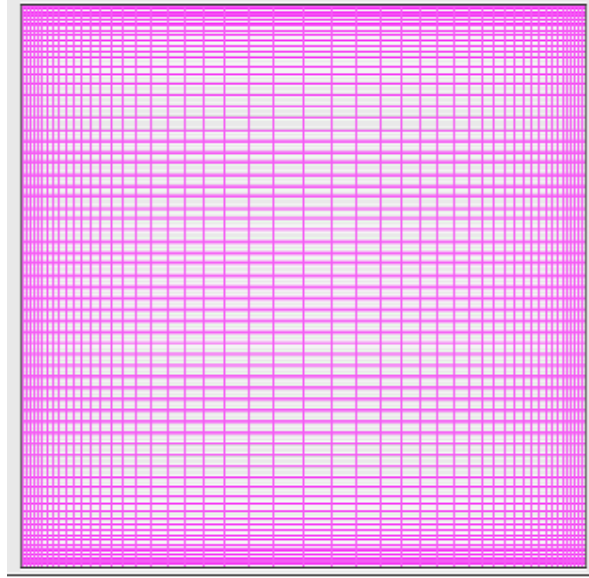
Görüldüğü gibi laminer iki boyutlu çalışmada incelenen düzlemin aynısı üç boyutlu sistemde alındığında hız vektörleri ve boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrilerinin benzer şekilde elde edildiği görülür. Bu sonuç bize problemin hem iki boyutta hem de üç boyutta laminer akımda çözümünün birbirine yakın olduğunu göstermiştir.

Yukarıdaki durumlar için Nusselt sayıları hesaplanır ise çalışma yapılan yüzeyde iki boyutlu durum için  $\overline{Nu}$  sayısı 0,1656 ; üç boyutlu durum için  $\overline{Nu}$  sayısı 0,1678 değerleri bulunur.

### 3.3. İki Boyutlu Türbülanslı Doğal Taşınım Durumu

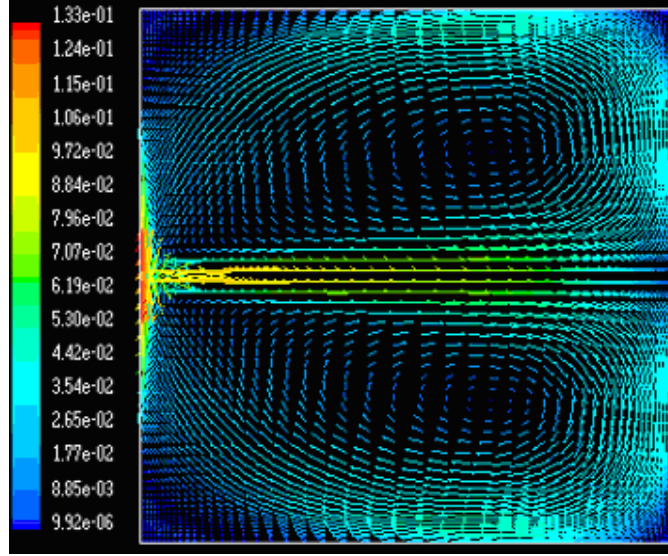
Laminer akım için yapılan çalışmalarda incelenen düzlem üzerinde bu sefer türbülans durumu için çalışmalar yapılmıştır. Fakat bu çalışmada akımın yapısının türbülans olması için boyutlar laminere göre çok daha büyük seçilmiştir. Bu çalışmada  $L = 2$  m ve Grashof sayısı  $1 \times 10^{10}$  değerinde alınmıştır. Çalışmalar sonucu elde edilen sonuçlar, hız ve eşsıcaklık eğrileri aşağıda verilmiştir.

Bu çalışmada türbülanslı akımda çalışıldığı için non-uniform grid kullanılmıştır. Yani duvarın kenar kısımlarına doğru grid sıklaştırılmıştır. Grid Gambit programı kullanılarak elde edilmiştir. Çalışmalar aşağıdaki şekillerde verilmiştir.

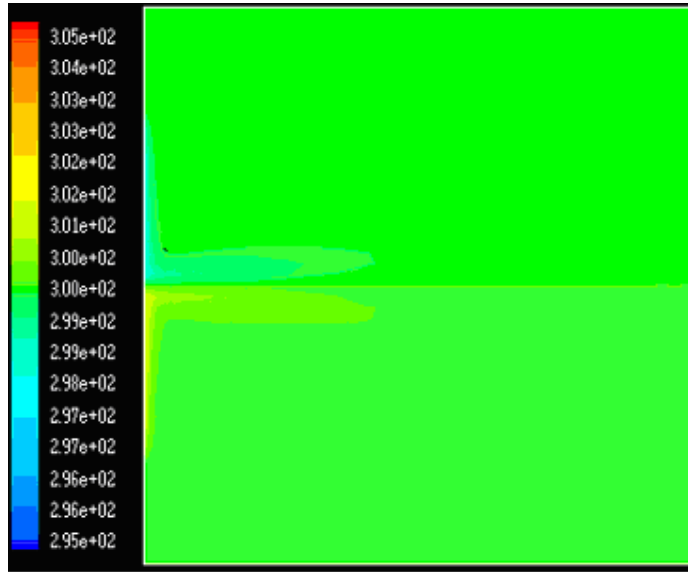


Şekil 3.16 İki boyutlu türbülanslı akım çözümü için oluşturulan non-uniform grid (50x50)

Bölüm 3.1 deki sınır şartları kullanılmıştır.  $T_w$  ve  $T_H$  değerleri aynı sadece boyutlar  $L$  farklıdır. Bu şekilde 12.000 iterasyon yapılmıştır.



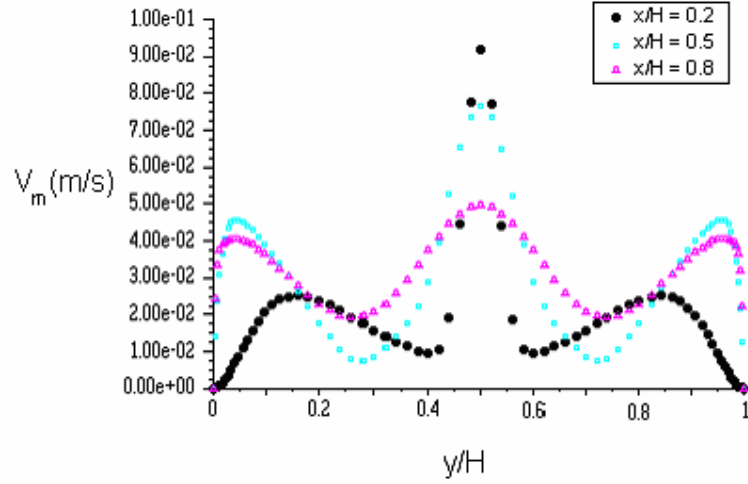
Şekil 3.17 İki boyutlu türbülanslı akım çözümü sonucu elde edilen hız vektörleri



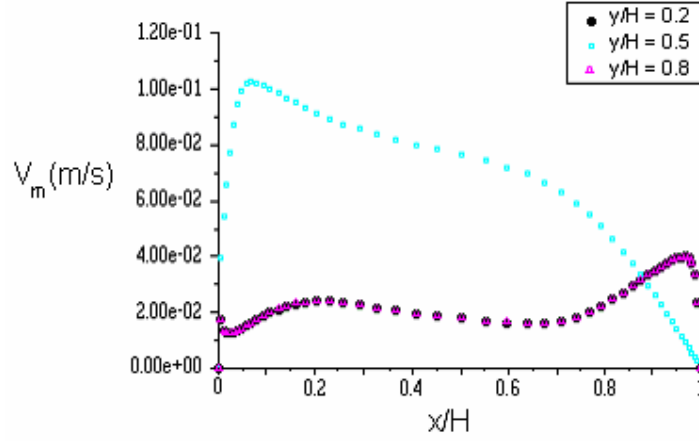
Şekil 3.18 İki boyutlu türbülanslı akım çözümü sonucu elde edilen odadaki sıcaklık değişimi  
( $T_H=305$  K,  $T_W=295$  K)

Görüldüğü gibi türbülanslı akımın iki boyutta incelendiği bu çalışmada bir önceki çalışmadaki laminar akımın benzeri hız vektörleri ve boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrilerinin elde edilmiştir.

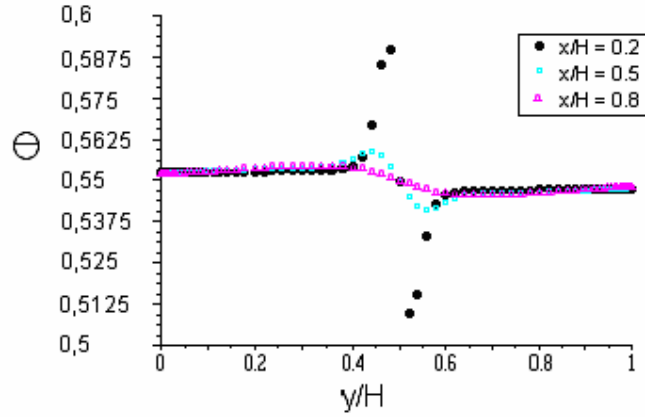
Türbülanslı akımda iki boyutta yapılan çalışmalar sonucu elde edilen bulgular sayesinde Fluent programı ile  $V_m$  bileşke hızlarının x ve y yönündeki değişimleri çizilmiştir. Bu çalışmada  $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  doğruları ile  $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  doğrularında hız vektörleri ve boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri incelenmiştir. Bu eğriler aşağıda verilmiştir.



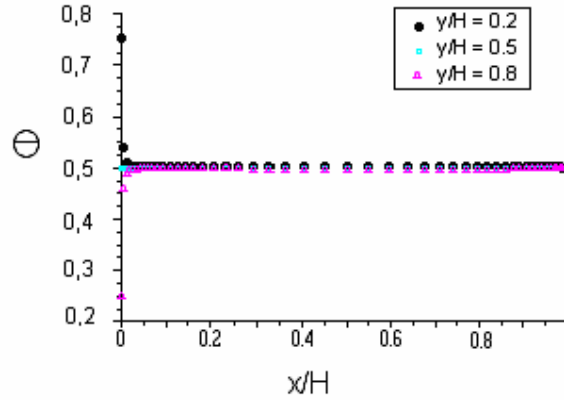
Şekil 3.19  $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  türbülans iki boyutlu odadaki bileşke hız eğrileri



Şekil 3.20  $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  türbülans iki boyutlu odadaki bileşke hız eğrileri



Şekil 3.21  $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  türbülans iki boyutlu oda boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri



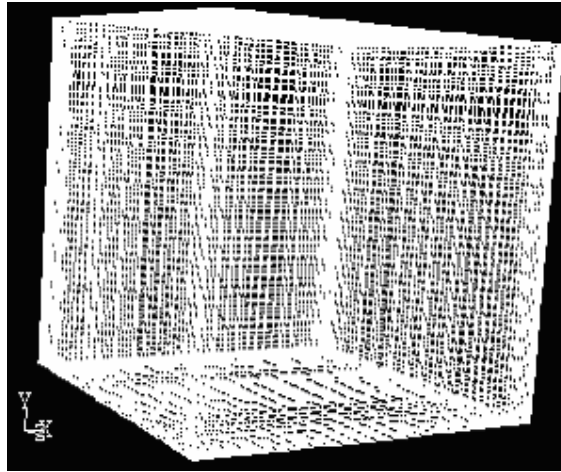
Şekil 3.22  $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  türbülanslı iki boyutlu oda boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri

Şekillerde hız ve boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri genel olarak laminar akım örneklerinde elde edilen eğrilerle benzerdir. Şekil 3.19 da merkezde akımların birleşmesine paralel olarak hız maksimum noktasına ulaşmaktadır.

### 3.4. Üç Boyutlu Türbülanslı Doğal Taşınım Durumu

Üç boyutlu geometri de türbülanslı doğal taşınım durumu için nümerik çalışmalar yapılmıştır. Çalışmalar sonucu elde edilen sonuçlar, hız ve eşsıcaklık eğrileri aşağıda verilmiştir.

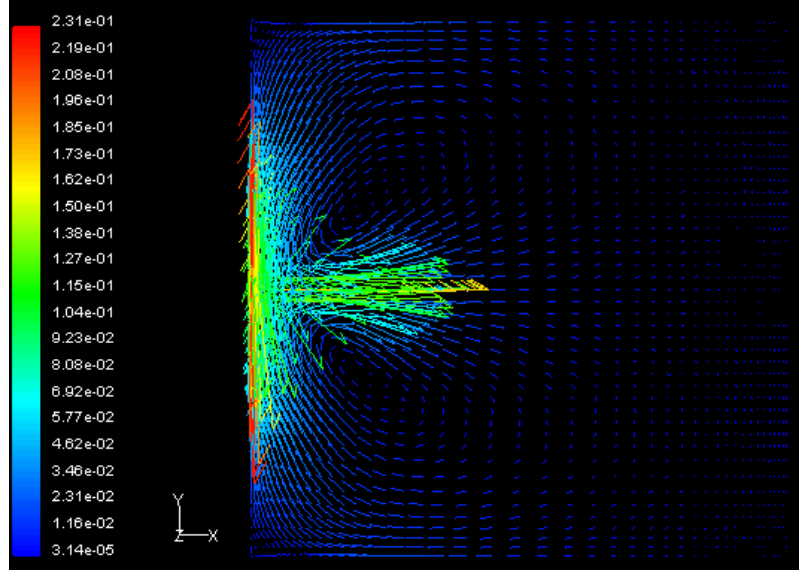
Bu hacimde türbülanslı akımda çalışıldığı için non-uniform grid kullanılmıştır. Yani tüm duvarlara doğru grid sıklaştırılmıştır. Grid geometrisi Gambit programı kullanılarak elde edilmiştir. Aşağıdaki şekilde verilmiştir.



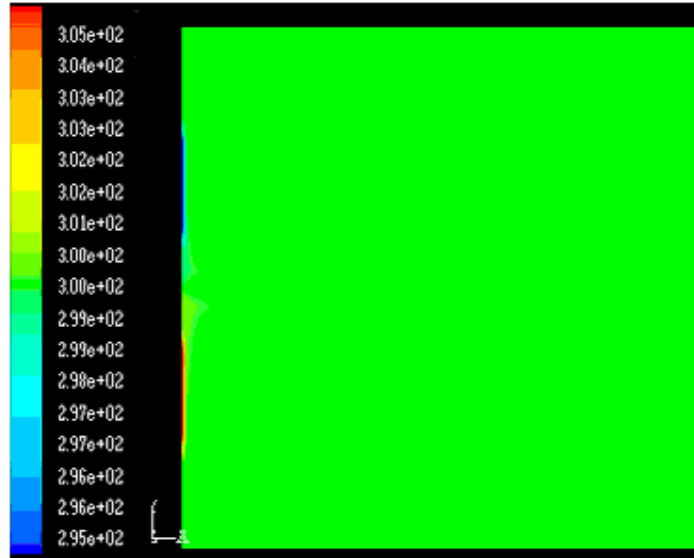
Şekil 3.23 Türbülanslı akım çözümü için oluşturulan üç boyutlu non-uniform grid(80x80x80)

Bölüm 3.2 deki sınır şartları kullanılmıştır.  $T_w$  ve  $T_H$  değerleri aynı sadece boyutlar  $L$  farklıdır. Bu şekilde 5.000 iterasyon yapılmıştır.

Bu şekilde aynı iki boyutlu çalışmadaki gibi üç boyutlu çalışmada da hız ve eşsıcaklık vektörleri çıkarılmıştır.



Şekil 3.24 Üç boyutlu türbülanslı akım çözümü sonucu  $z = L_z/2$  düzleminde elde edilen hız vektörleri



Şekil 3.25 Üç boyutlu türbülanslı akım çözümü sonucu  $z = L_z/2$  düzleminde elde edilen odadaki sıcaklık değişimi ( $T_H=305$  K,  $T_W=295$  K)

Burada pencerenin ve ısıtıcının oda içindeki ısı etkileri daha iyi bir şekilde görülebilir.

Sıcaklık değişimi  $\theta = \frac{T - T_w}{T_H - T_w}$   $\left( \text{Burada } \theta = \frac{T - 295}{305 - 295} \text{ şeklinde} \right)$  eşitliğindeki gibi

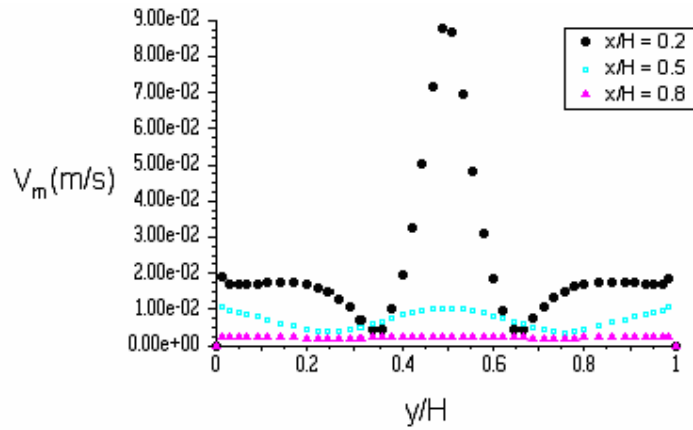
değişmektedir yani  $0 < \theta < 1$  şeklindedir. Üç boyutta da türbülanslı akım için

$V_m = \sqrt{U^2 + V^2 + W^2}$  bileşke hızının x ve y yönündeki değişimleri Fluent programı ile

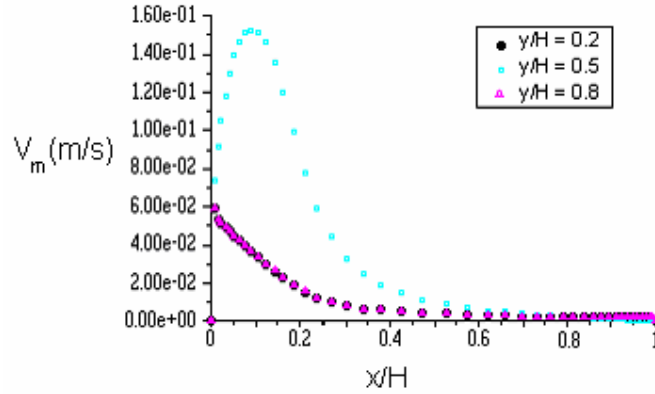
çizilmiştir. Bu çalışmada  $z/H = 0.5$  doğrusu üzerinde  $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  doğruları ile  $y/H =$

$0,2 - 0,5 - 0,8$  doğrularında hız vektörleri ve boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri incelenmiştir.

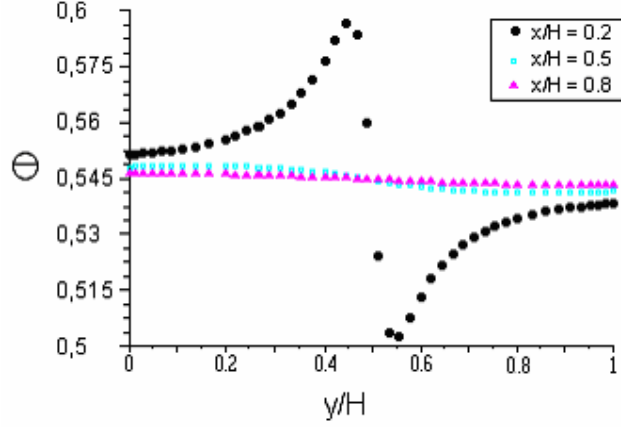
Bu eğriler aşağıda verilmiştir.



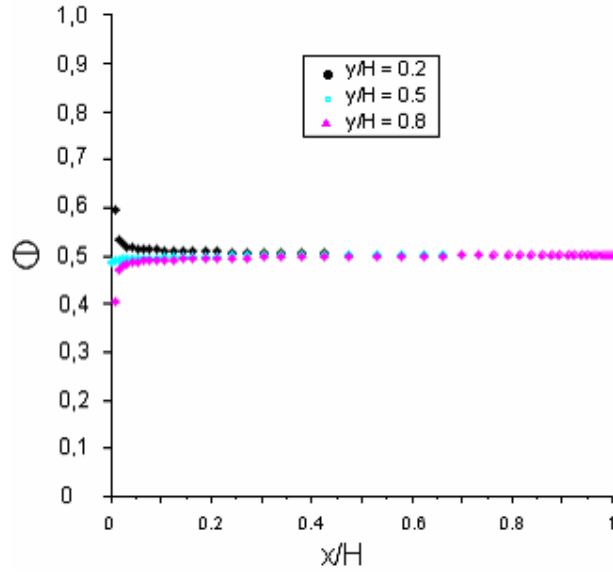
Şekil 3.26  $z/H = 0,5$  ve  $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  türbülans üç boyutlu odadaki bileşke hız eğrileri



Şekil 3.27  $z/H = 0,5$  ve  $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  türbülans üç boyutlu odadaki bileşke hız eğrileri



Şekil 3.28  $z/H = 0,5$  ve  $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  türbülans üç boyutlu oda boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri



Şekil 3.29  $z/H = 0,5$  ve  $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  türbülans üç boyutlu oda boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri

Şekil 3.26 da görüldüğü gibi hız eğrileri duvara yakın yüzeylerde daha artmış buda eğrilere yansımıştır. Boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri üzerinde y yönü için sadece merkezdeki doğru üzerinde ( $y/H = 0,5$  doğrusu) üzerinde sıcaklığın büyük değişimler gösterdiği görülmüştür. x yönünde ise duvar yüzeyi geçildiğinde sıcaklıklar ortam sıcaklığında sabitlenmiştir.



#### 4. HAVA GİRİŞİ VE ÇIKIŞI OLAN ODA İÇİN YAPILAN NÜMERİK ÇALIŞMALAR ( KARIŞIK TAŞINIM )

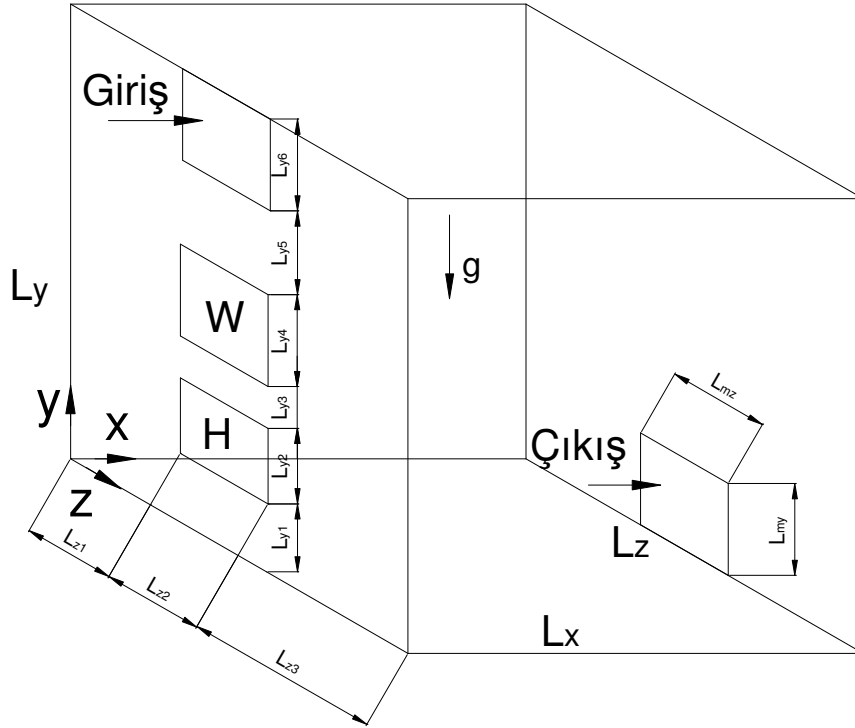
Bu bölümde öncelikli olarak Fluent paket programı yardımıyla iki boyutlu ve üç boyutlu geometriler için, aynı sınır şartlarında çözümlene yapılarak, hem laminar hem de türbülanslı haldeki doğal ve zorlanmış taşınım ( karışık taşınım ) problemleri çözülmüştür.

Yapılan çalışmada Gambit tasarım programı kullanılarak geometriler ve çözüm ağları oluşturulmuştur. Daha sonra hem iki boyutlu hem de üç boyutlu oda geometrisi için pencere,

ısıtıcı ve hava giriş çıkışının dışında kalan tüm duvarların adyabatik  $\frac{\partial T}{\partial n} = 0$  sınır şartı kabulü

uygulanarak sınır koşulları belirlenmiştir (  $n$  = Yüzeye dik birim vektör ). Ortam sıcaklığı sabit 300 K olarak belirlenmiştir.

$T_w$  pencere sıcaklığı ;  $T_H$  ısıtıcı sıcaklığı  $V_g$  oda girişindeki ortalama jet hızı ve  $P_c$  oda çıkışındaki basınç olarak belirlenmiştir.  $L_x = L_y = L_z$  olarak tüm kenarları eşit küp şeklinde bir oda seçilmiştir. Menfez boyutları  $L_{mz}$  ve  $L_{my}$  olarak seçilmiştir. Problem geometrisi basit şekilde aşağıda verilmiştir.

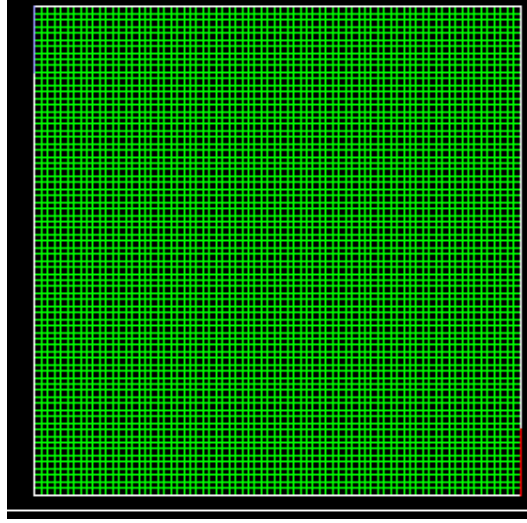


Şekil 4.1 Problem Geometrisi

#### 4.1. İki Boyutlu Laminer Karışık Taşım Durumu İçin Yapılan Çalışmalar

$L_z \gg L_x = L_y$  kabul edilmiş ve herhangi bir  $z$ =sabit düzlemindeki çözümü bulmak için nümerik çalışmalar yapılmıştır. Çalışmalar sonucu elde edilen sonuçlar, hız ve eşsıcaklık eğrileri aşağıda verilmiştir.

$L_{y1} = L_{y3} = L_{y5} = 0,010\text{m}$ ,  $L_{y2} = L_{y4} = L_{y6} = L_{my} = 0,015\text{m}$  ve  $L_{z1} = L_{z2} = L_{z3} = L_{mz} = 0,025\text{ m}$  alınmıştır. Bu düzlemde laminer akımda çalışıldığı için uniform grid kullanılmıştır. Grid geometrisi Gambit programı kullanılarak elde edilmiştir. Aşağıdaki şekilde verilmiştir.



Şekil 4.2 Laminer akım çözümü için oluşturulan uniform grid (75x75)

Daha sonra Fluent programı kullanılarak; hazırlanan grid kullanılarak çözümlene yapılmıştır. Pencere sıcaklığı  $T_w$  ile ısıtıcı sıcaklığı  $T_H$  arasındaki fark  $\Delta T$  değiştirilerek farklı Grashof sayılarında  $10^2 \div 10^7$  arasındaki değerlerinde ve farklı giriş hızları ile oluşturulan farklı Reynolds sayılarında  $200 \div 1800$  arasında değerlerinde çalışmalar yapılmıştır.

Reynolds sayısının değişimi  $V_g$  hızı değiştirilerek sağlanmıştır.  $Re = 200, 600, 1000, 1400, 1800$  değerlerini elde etmek için  $V_g$  hızına sırasıyla  $0.049226, 0.14768, 0.24613, 0.344586, 0.44304$  m/s değerleri verilmiştir. Bu sayede sistemin farklı Gr ve Re sayıları için oluşan hız ve boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri elde edilmiştir. Gr ve Re sayılarındaki değişim akım

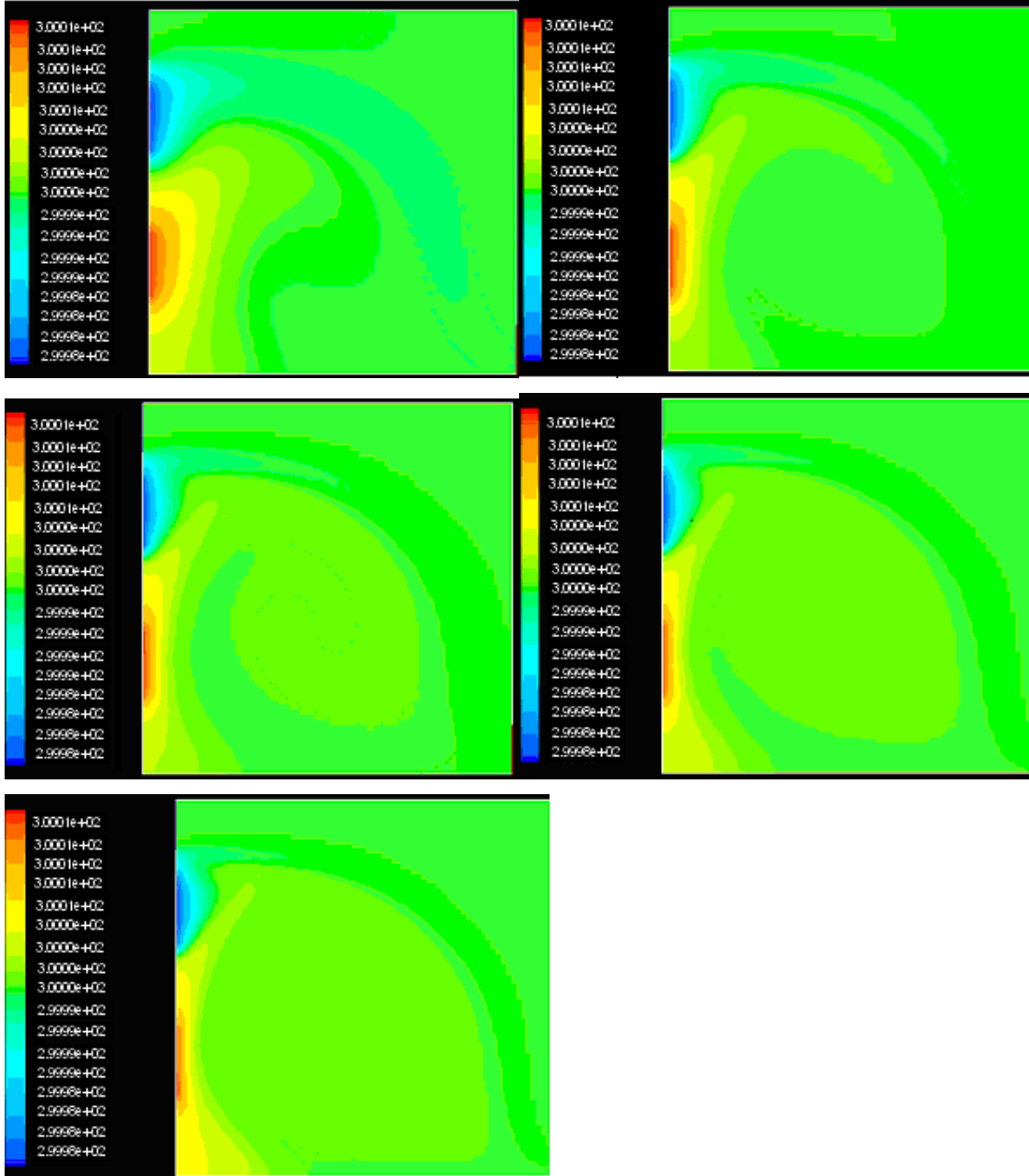
üzerindeki etkisi bu şekilde incelenmiştir. Odaya giren akışkanın sıcaklığı  $T_g = \frac{T_w + T_H}{2}$

olarak alındı.

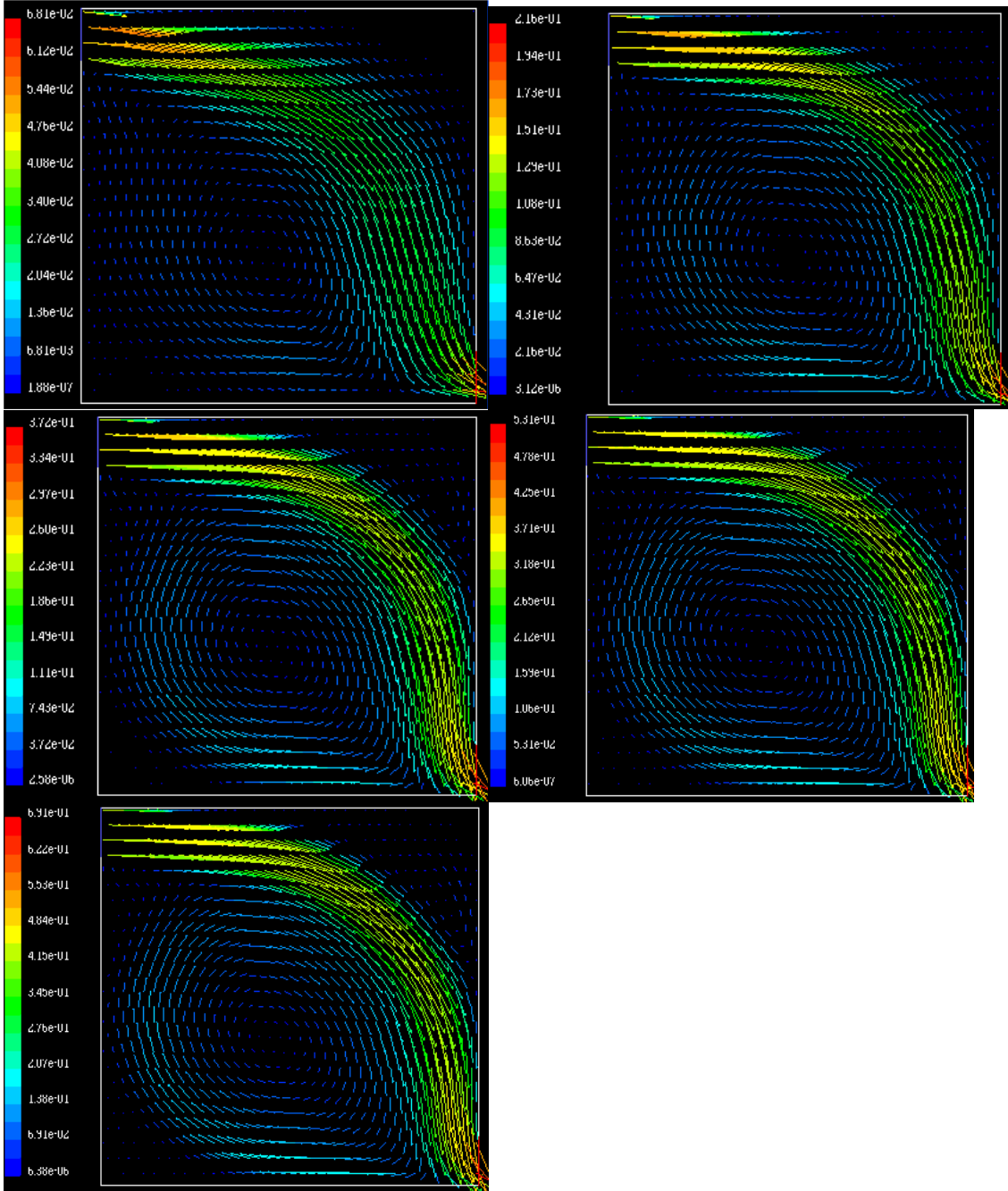
#### 4.1.1. İki Boyutlu Laminer Karışık Taşımında Farklı Reynolds Ve Grashof Sayıları İçin İncelenmesi

Bu çalışmada aynı grid üzerinde farklı Reynolds ve Grashof sayıları için hız ve eşsıcaklık incelenmiştir.

##### 4.1.1.1 Grashof sayısı $10^3$ iken Reynolds sayısının 200-1800 arasında değişimi ( 200, 600, 1000, 1400, 1800 )



Şekil 4.3  $Gr = 10^3$  ve Re sırasıyla 200, 600, 1000, 1400, 1800 değerleri için laminar akım çözümü sonucu elde edilen odadaki sıcaklık değişimi ( $T_H = 300,01235$  K,  $T_W = 299,98765$  K)

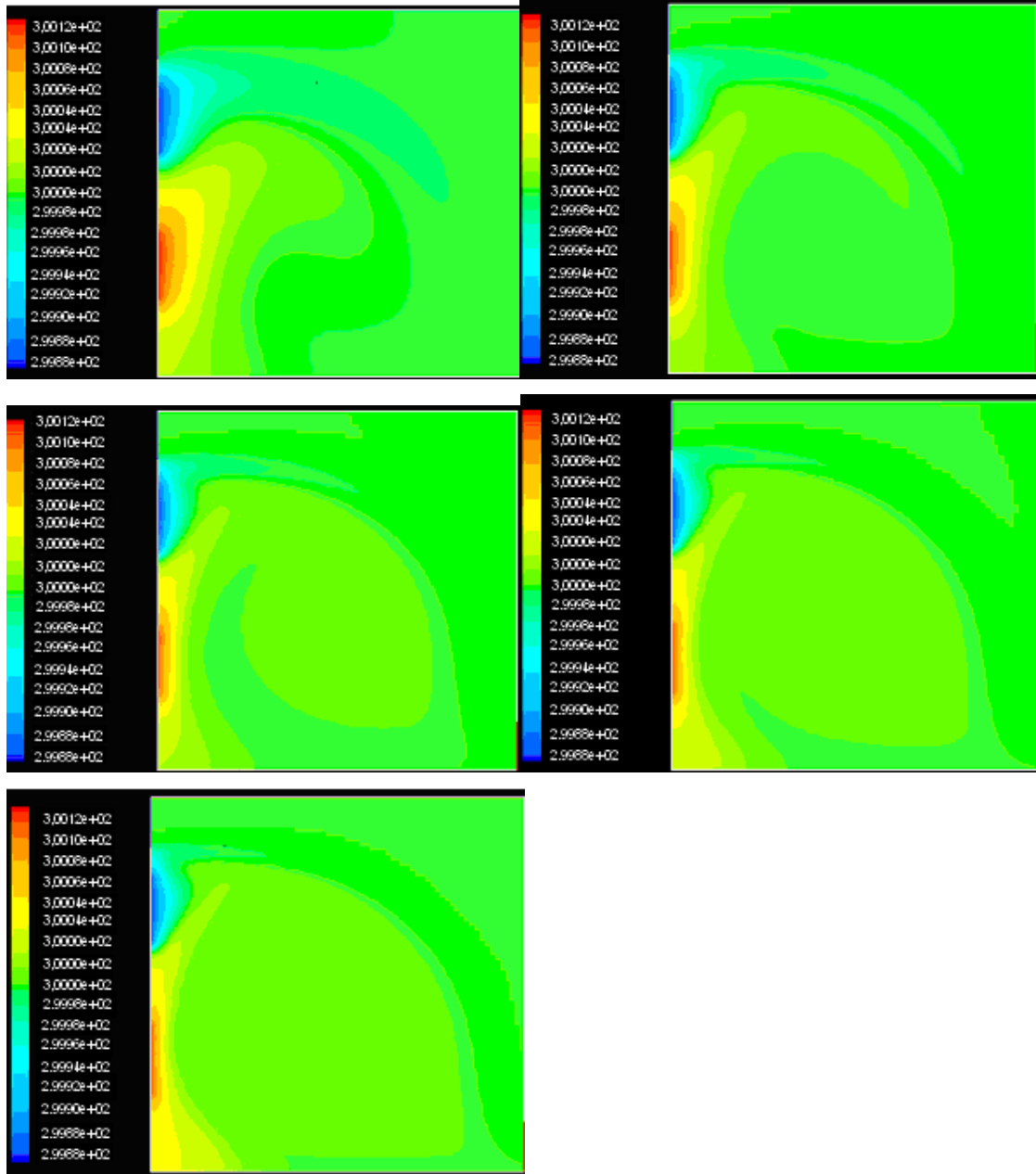


Şekil 4.4  $Gr = 10^3$  ve  $Re$  sırasıyla 200,600,1000,1400,1800 değerleri için laminar akım çözümleri sonucu elde edilen hız vektörleri

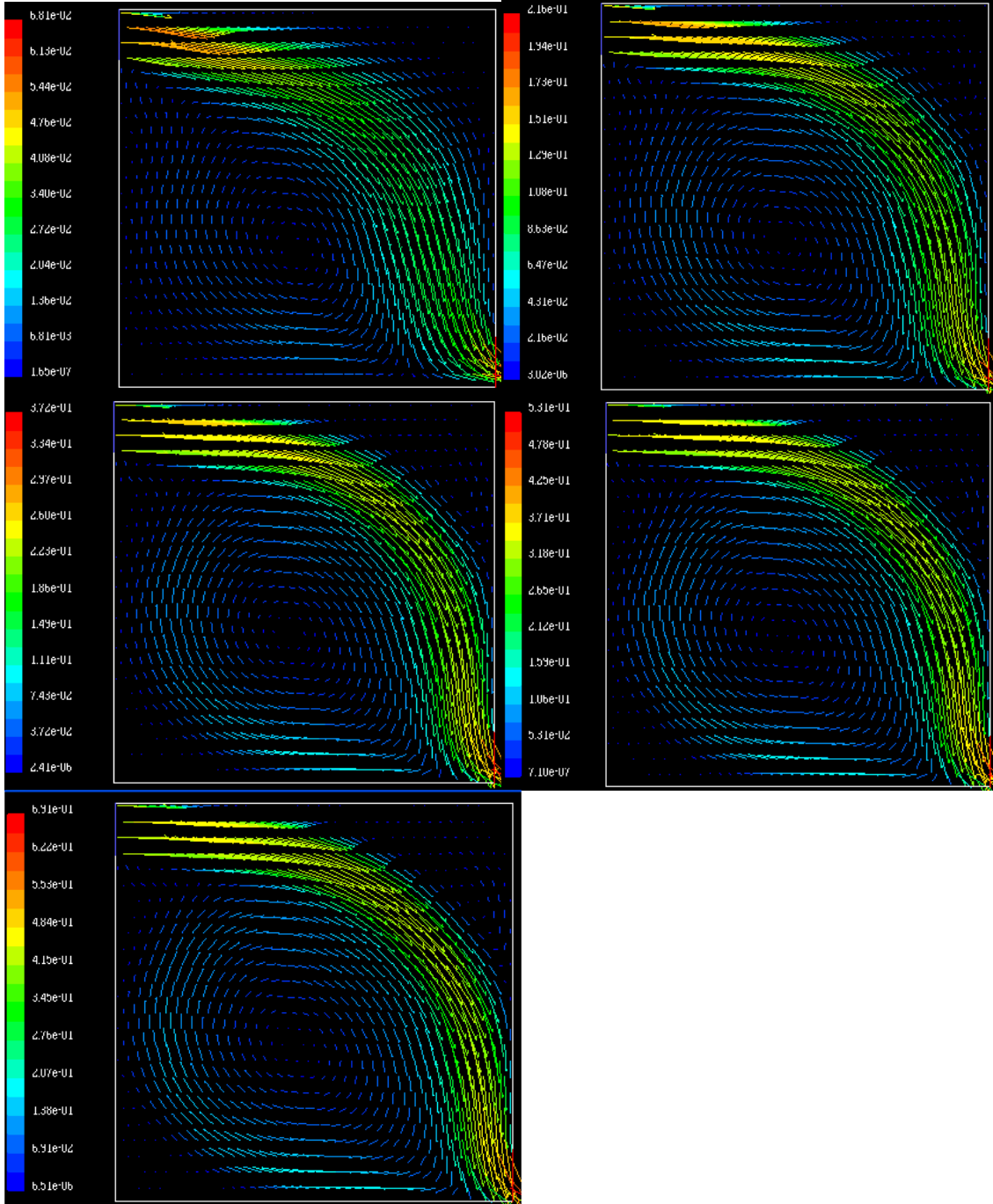
Düşük  $Gr$  değerlerinde (burada  $Gr = 10^3$  değerinde) Pencere ve Isıtıcının etkisiyle oluşan akım ; hava giriş ve çıkışıyla oluşan akımdan çok daha güçsüz kaldığından, bu akım etkisi ortadan kalkmaktadır. Fakat akımların etkisiyle merkezde bir sirkülasyon akımı oluşmaktadır.  $Re$  sayısının artışı ile yani 200 değerinden 1800 değerine doğru artışı hava giriş ve çıkışının

oluşturduğu akım hızının artması anlamına geldiğinden zorlamalı akım etkisi daha büyük Re sayılarında daha belirgin olmaktadır.

#### 4.1.1.2 Grashof sayısı $10^4$ iken Reynolds sayısının 200-1800 arasında değişimi ( 200, 600, 1000, 1400, 1800)



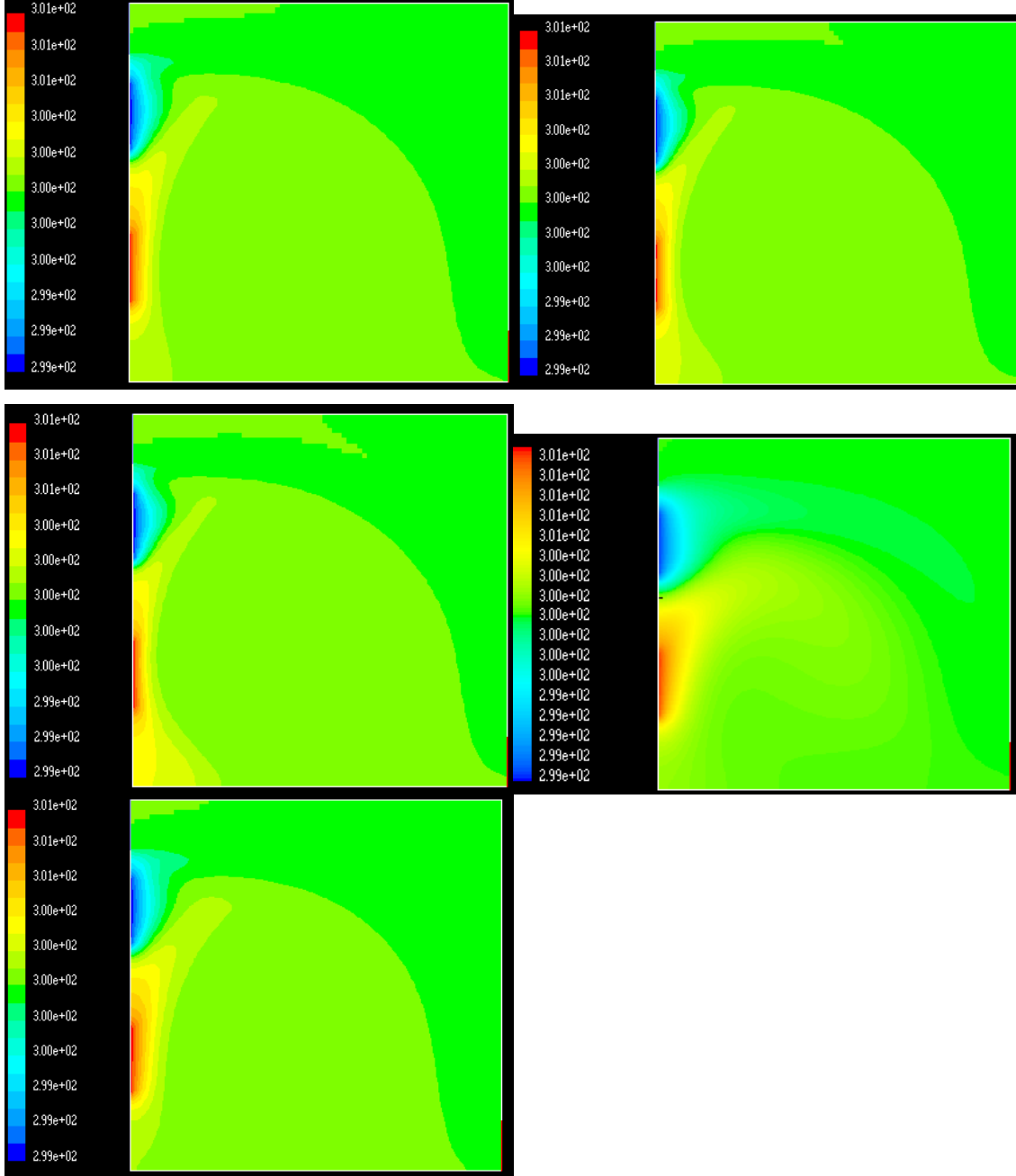
Şekil 4.5  $Gr = 10^4$  ve Re sırasıyla 200,600,1000,1400,1800 değerleri için laminar akım çözümü sonucu elde edilen odadaki sıcaklık değişimi( $T_H=300,1235$  K,  $T_W=299,8765$  K)



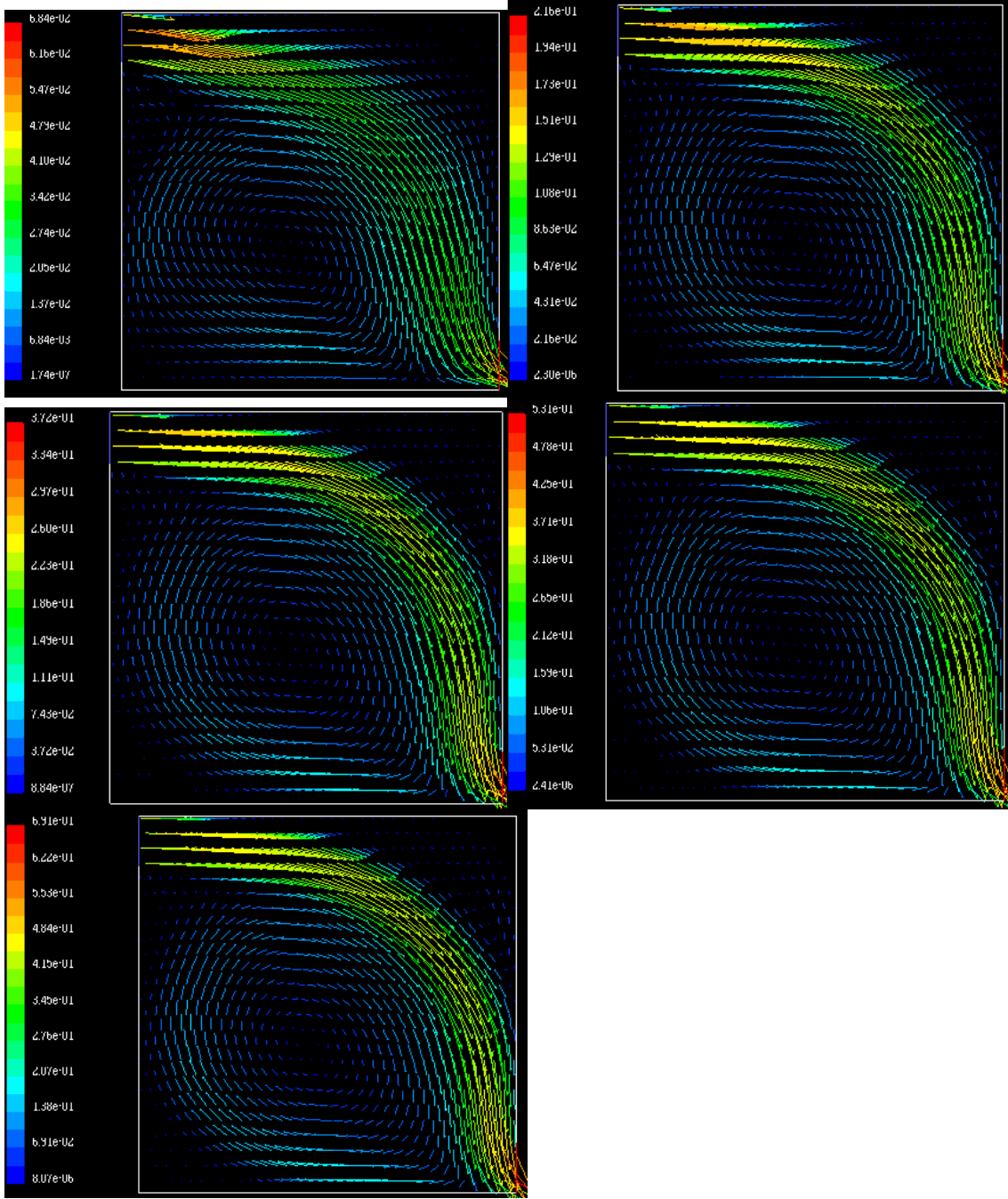
Şekil 4.6  $Gr = 10^4$  ve  $Re$  sırasıyla 200,600,1000,1400,1800 değerleri için laminar akım çözümlü sonucu elde edilen hız vektörleri

$Gr$  sayısı  $10^4$  değerine arttırıldığında ortada oluşan girdap akım etkisi azalmakta fakat yine de ısıtıcı ve penceredeki sıcaklık farklarından oluşan akımın etkisi belirlenemeyecek kadar küçük kalmaktadır.

#### 4.1.1.3 Grashof sayısı $10^5$ iken Reynolds sayısının 200-1800 arasında değişimi ( 200, 600, 1000, 1400, 1800)



Şekil 4.7  $Gr = 10^5$  ve  $Re$  sırasıyla 200,600,1000,1400,1800 değerleri için laminar akım çözümü sonucu elde edilen odadaki sıcaklık değişimi ( $T_H=301,235$  K,  $T_W=298,765$  K)

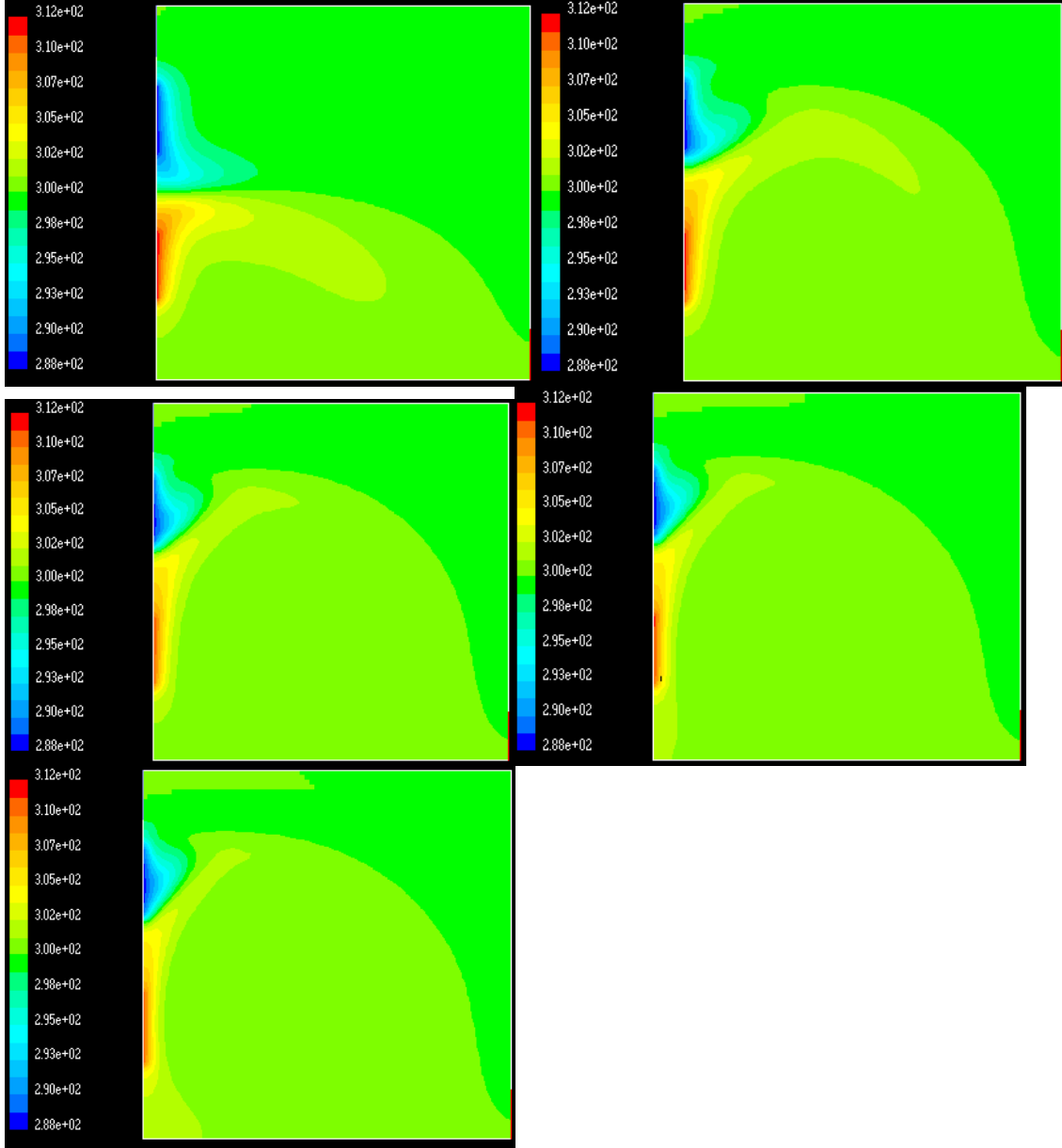


Şekil 4.8  $Gr = 10^5$  ve  $Re$  sırasıyla 200,600,1000,1400,1800 değerleri için laminar akım çözümü sonucu elde edilen hız vektörleri

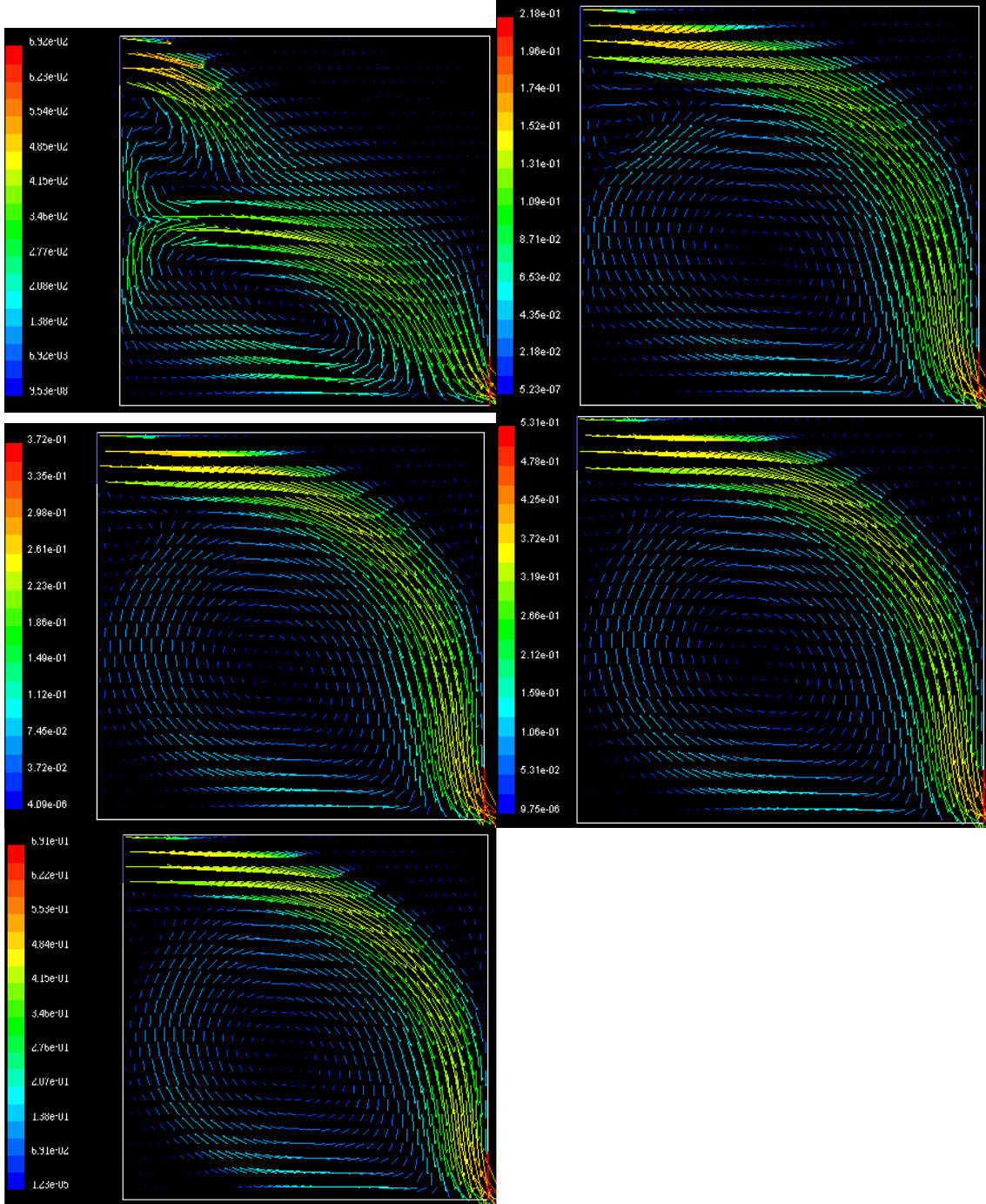
$Gr = 10^5$  ve  $Re = 200 \div 1800$  arası yapılan çalışmalarda akımların değişmediği görülmektedir.



**4.1.1.4. Grashof sayısı  $10^6$  iken Reynolds sayısının 200-1800 arasında değişimi (200, 600, 1000, 1400, 1800 )**



şekil 4.9  $Gr = 10^6$  ve  $Re$  sırasıyla 200,600,1000,1400,1800 değerleri için Laminer akım çözümlü sonucu elde edilen odadaki sıcaklık değişimi ( $T_H=312,35$  K,  $T_W=287,65$  K)



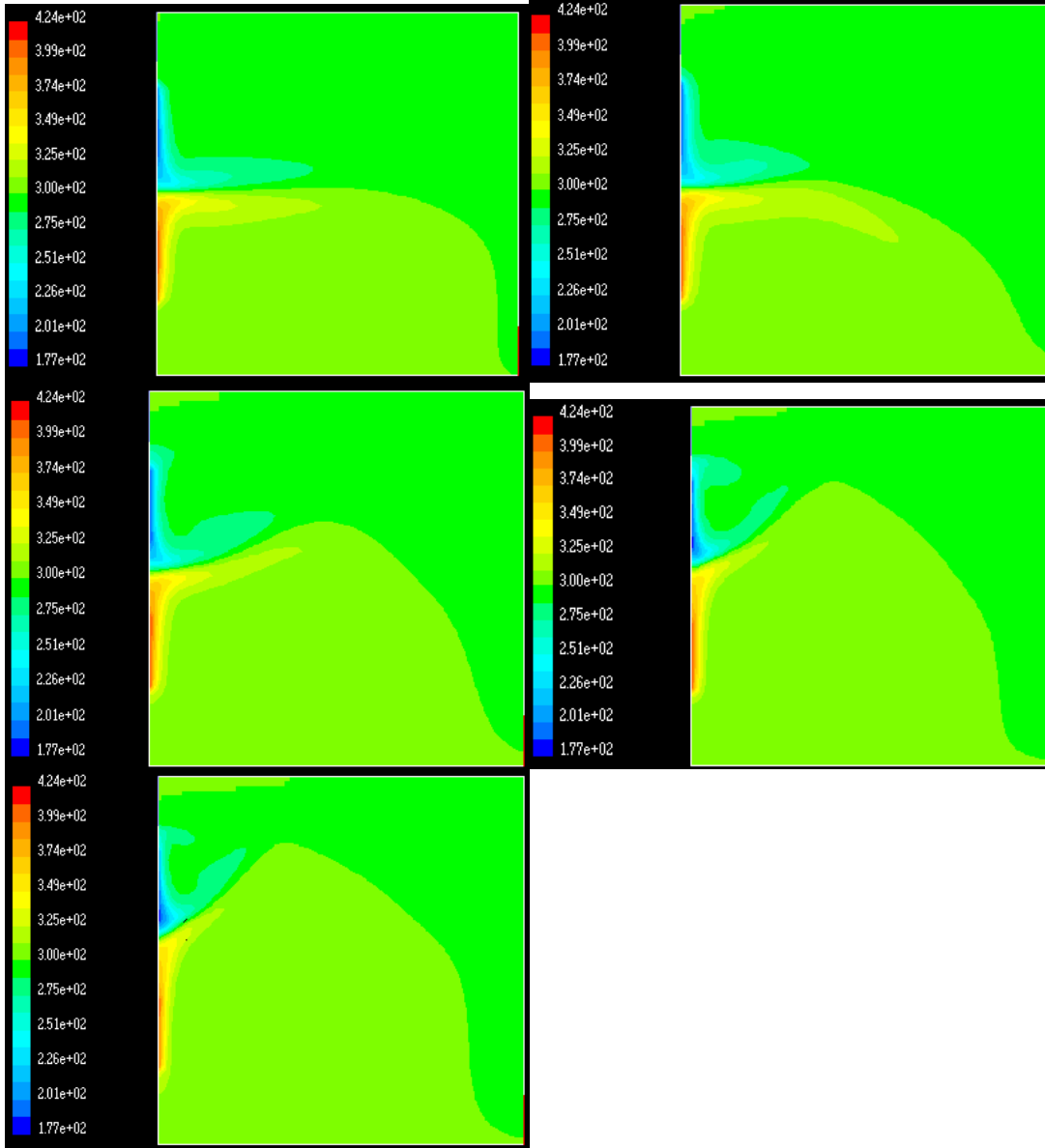
Şekil 4.10  $Gr = 10^6$  ve  $Re$  sırasıyla 200,600,1000,1400,1800 değerleri için laminar akım çözümü sonucu elde edilen hız vektörleri

$Gr = 10^6$  ve  $Re = 200$  değerlerinde tüm akımlar en iyi şekilde incelendiği görülmüştür.

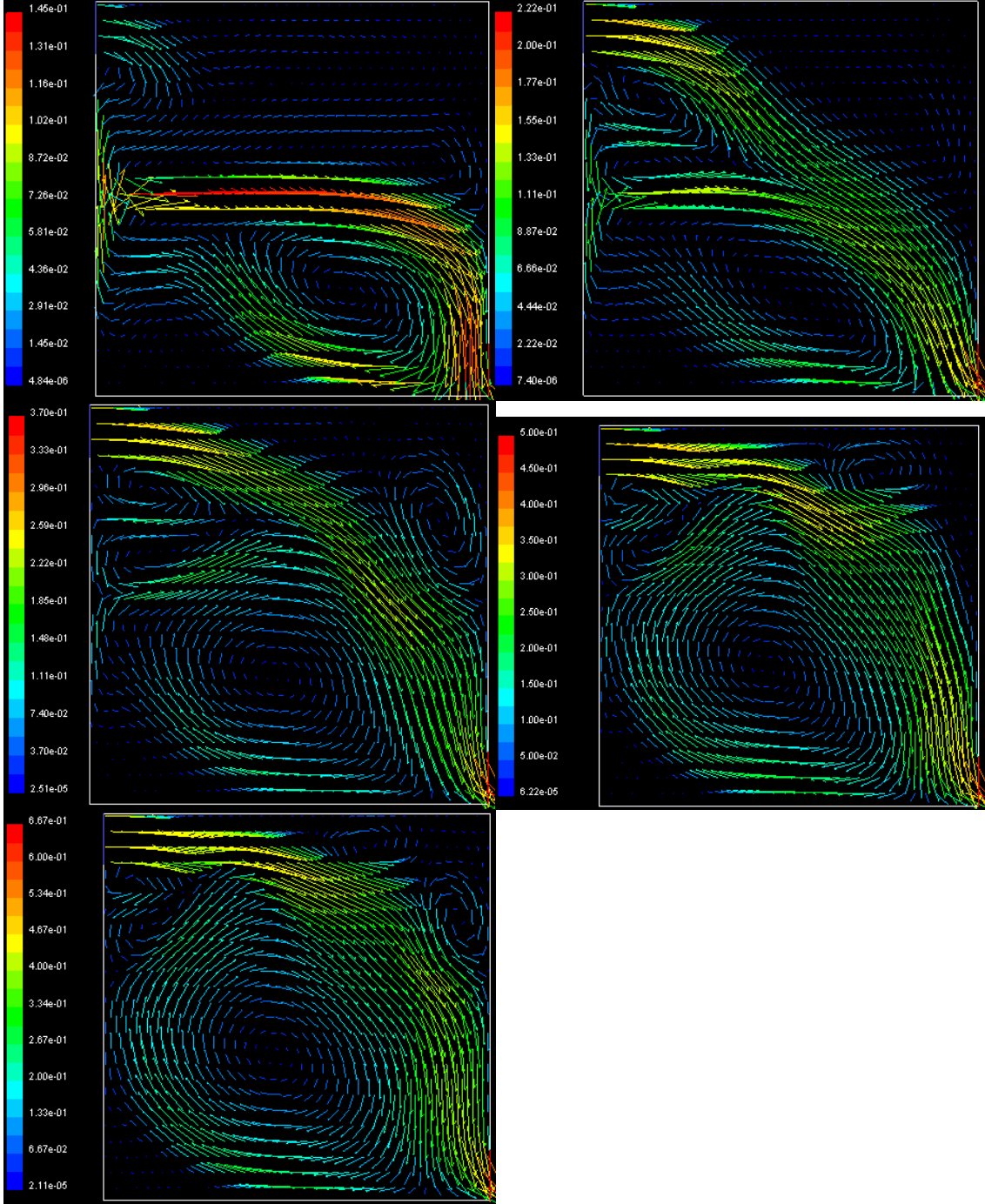
Grashof'un ve Reynolds'un bu değerlerinde elde edilen akımlar ; ısıtıcı etkisiyle oluşan yukarı yönlü akım ve pencere etkisi ile oluşan aşağı yönlü hareket ile hava giriş ve çıkışı ile oluşan akım gözlenebilmektedir. Fakat Reynolds sayısı arttıkça buna paralel hızında

artmasıyla hava girişinin oluşturduğu akım yine pencere ve ısıtıcının etkisiyle oluşan akımları ortadan kaldırmaktadır.

#### 4.1.1.5. Grashof sayısı $10^7$ iken Reynolds sayısının 200-1800 arasında değişimi ( 200, 600, 1000, 1400, 1800)



Şekil 4.11  $Gr = 10^7$  ve Re sırasıyla 200,600,1000,1400,1800 değerleri için laminar akım çözümü sonucu elde edilen odadaki sıcaklık değişimi ( $T_H=423,5$  K,  $T_W=176,5$  K)

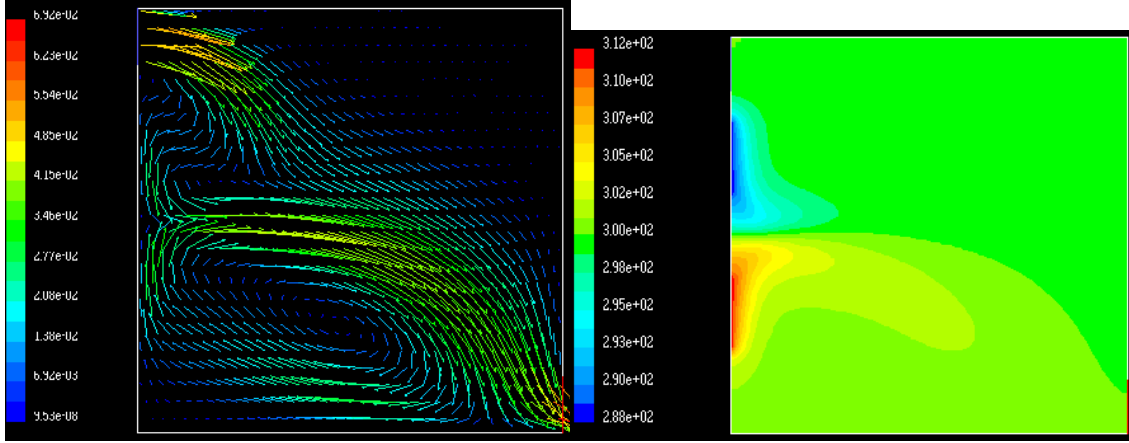


Şekil 4.12  $Gr = 10^7$  ve  $Re$  sırasıyla 200,600,1000,1400,1800 değerleri için laminar akım çözümleri sonucu elde edilen hız vektörleri

Yüksek Grashof sayılarında tüm akımlar incelenebilmektedir.  $Re = 200$  değerinde hava girişi etkisiyle oluşan akım belirlenmemektedir. Reynolds sayısı arttıkça ısıtıcı ve pencerenin ısı etkisiyle oluşan küçük sirkülasyon akımları ortaya çıkmaktadır.

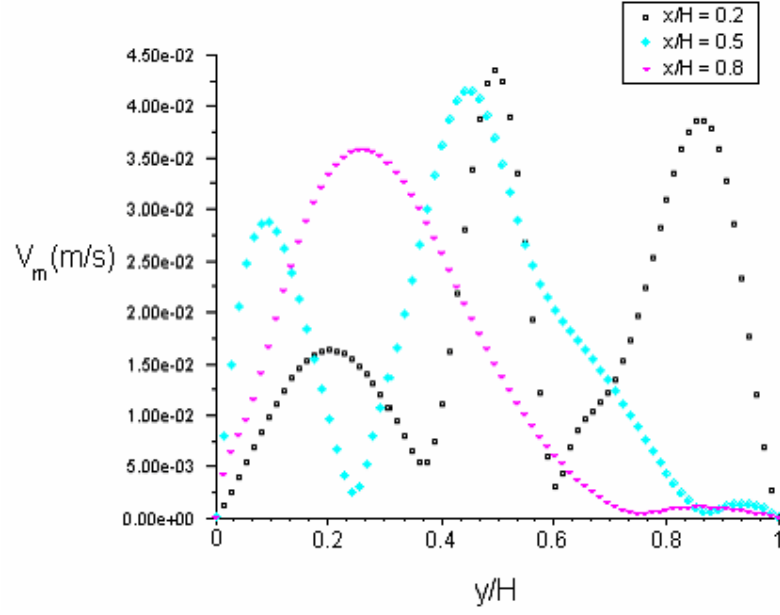
#### 4.1.2 İki Boyutlu Laminer Karışık Taşınımında Baz Durumu

Yapılan çalışmalarda en uygun akımların olduğu  $Gr = 10^6$  ve  $Re = 200$  değerleri baz alınarak iki boyutta laminer akım sonuçları detaylı olarak sunulacaktır. Bundan sonra sunulacak üç boyutta laminer akım ve iki ve üç boyutta türbülans akım içinde aynı Grashof ve Reynolds değerleri baz alınmıştır.

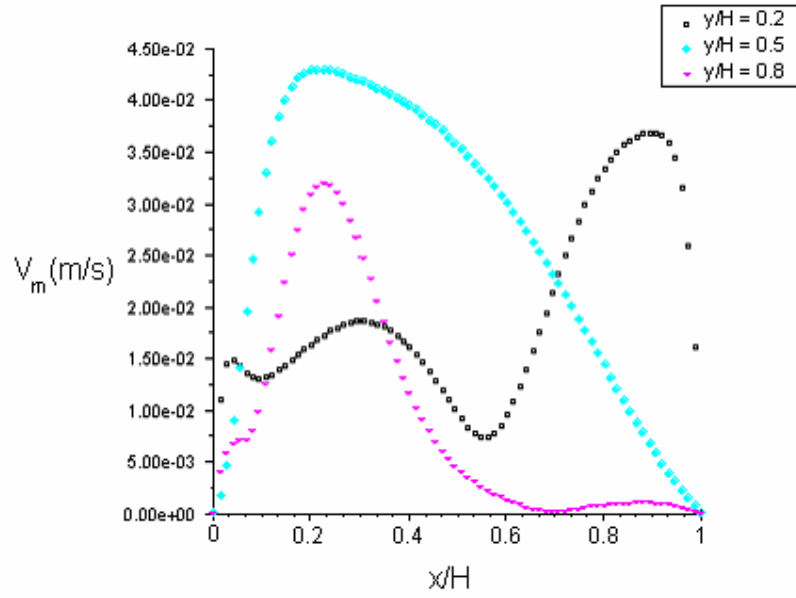


Şekil 4.13 İki boyutlu laminer akım çözümü ( $Gr=10^6$ ,  $Re=200$ ) elde edilen hız vektörleri ve odadaki sıcaklık değişimi ( $T_H=312,35$  K,  $T_W=287,65$  K)

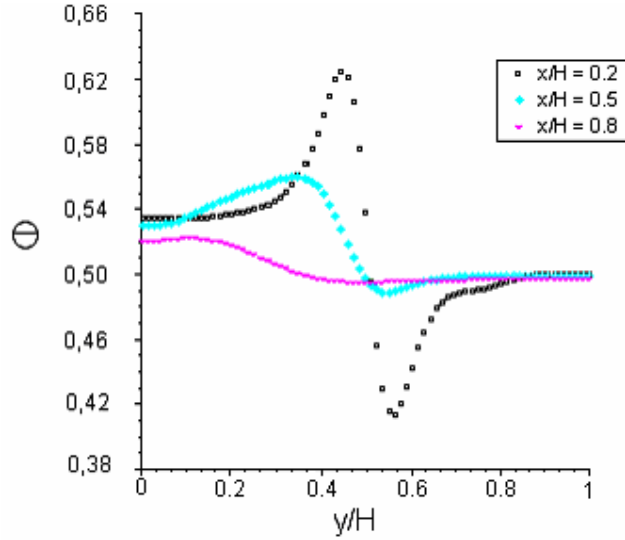
$T_W$  pencere sıcaklığı ;  $T_H$  ısıtıcı sıcaklığı  $V_g = 0,049226$  m/s oda girişindeki ortalama jet hızı ve  $P_ç$  çıkış basıncı, doğal taşınımdaki ortalama kavite içi basınç olarak seçilmiştir, yani çıkış basıncı  $P_ç=0,013$  N/m<sup>2</sup> alınmıştır. Odaya giren akışkanın sıcaklığı  $T_g = \frac{T_W + T_H}{2}$  olarak alındı.  $L_x = L_y = L_z = 0,075$  m olarak tüm kenarları eşit küp şeklinde bir oda seçilmiştir. Menfez boyutları  $L_{mz} = 0,025$ m ve  $L_{my} = 0,015$  m seçilmiştir. Bu çalışmada  $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  doğruları ile  $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  doğrularında hız vektörleri incelenmiştir. Bu eğriler aşağıda verilmiştir.



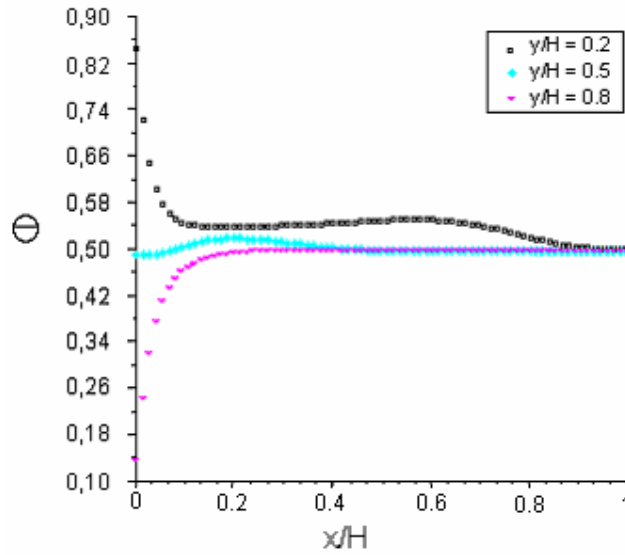
Şekil 4.14  $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  laminer iki boyutlu odadaki bileşke hız eğrileri



Şekil 4.15  $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  laminer iki boyutlu odadaki bileşke hız eğrileri



Şekil 4.16  $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  laminer iki boyutlu oda boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri

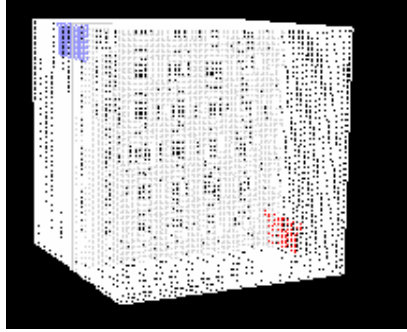


Şekil 4.17  $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  laminer iki boyutlu oda boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri

Şekil 4.14 de görüldüğü gibi hız  $x/H = 0,5$  oranı için  $y$  yönünün ortalarında en yüksek değerine ulaşmaktadır. Fakat  $x/H = 0,8$  oranında belli olduğu gibi menfezdeki jet hızının etkisi ile hız duvara daha yakinken yükselmiştir.  $x$  yönünde ise hız eğrileri menfez giriş ve çıkışından daha çok etkilenmektedir. Şekil 4.15 de  $y/H$  in farklı değerleri için bu etki görülmektedir. Bu etki en iyi  $y/H = 0,8$  değerinde olmaktadır. Menfez girişinin etkisi ile hız çok çabuk yükselmekte ve  $x$  yönünün ortalarına doğru kendine ters yöndeki akımlarla karşılaşarak düşmektedir. Şekil 4.16 da  $y$  yönündeki sıcaklık değişimi  $x/H = 0,2$  oranında yani duvara en yakın konumda pencere ve ısıtıcının etkisinde değişimi göstermektedir.

## 4.2. Üç Boyutlu Laminer Karışık Taşınım Durumu

Üç boyutlu geometri de laminer doğal taşınım durumu için nümerik çalışmalar yapılmıştır. Çalışmalar sonucu elde edilen sonuçlar, detaylı hız ve eşsıcaklık eğrileri olarak aşağıda verilmiştir. Bu hacimde laminer akımda çalışıldığı için uniform grid kullanılmıştır. Grid geometrisi Gambit programı kullanılarak elde edilmiştir. Aşağıdaki şekilde verilmiştir.



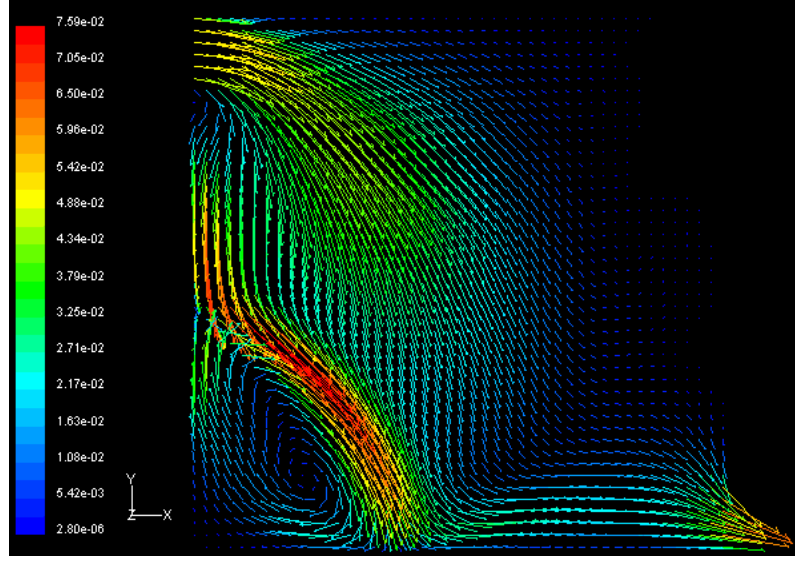
Şekil 4.18 Laminer akım çözümü için oluşturulan üç boyutlu uniform grid (60x60x60)

Daha sonra Fluent programı kullanılarak; hazırlanan grid kullanılarak çözümlenmiştir.  $T_w$  pencere sıcaklığı ;  $T_H$  ısıtıcı sıcaklığı  $V_g = 0,049226$  m/s oda girişindeki ortalama jet hızı ve  $P_ç=0,013$  N/m<sup>2</sup> oda çıkışındaki basınç olarak belirlenmiştir. Odaya giren akışkanın sıcaklığı  $T_g = \frac{T_w + T_H}{2}$  olarak alındı.  $L_x = L_y = L_z = 0,075$  m olarak tüm kenarları eşit küp şeklinde bir oda seçilmiştir. Menfez boyutları  $L_{my} = 0,015$  m ve  $L_{mz} = 0,025$  m seçilmiştir.

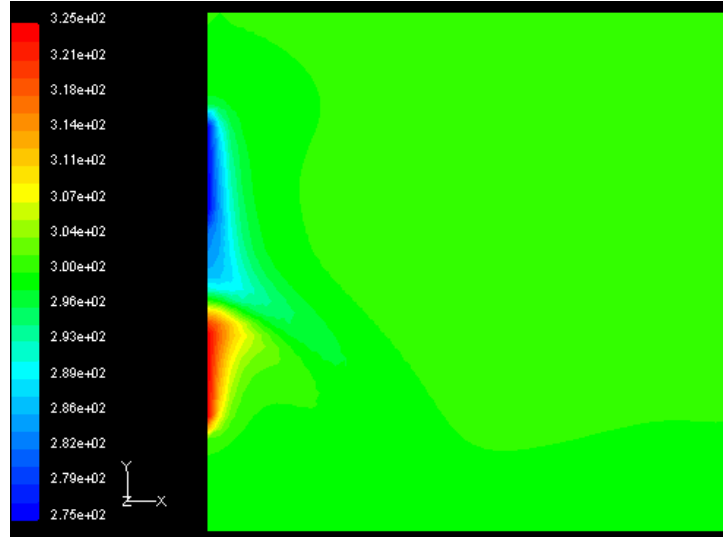
Diğer duvarlar adyabatik olarak alınarak yani  $\frac{\partial T}{\partial n} = 0$  adyabatik sınır şartı kabulü uygulanarak sınır koşulları belirlenmiştir (  $n =$  Yüzeye dik birim vektör ). Bu şekilde 4.000 iterasyon yapılmış ve aşağıdaki hız ve eşsıcaklık vektörleri çıkarılmıştır. Aynı değerler yani  $Gr = 10^6$  ve  $Re = 200$  değerleri alındığında aşağıda görüldüğü gibi aynı eğriler elde edilmektedir. Burada pencerenin ve ısıtıcının oda içindeki ısı etkileri daha iyi bir şekilde görülebilir. Sıcaklık değişimi  $\theta = \frac{T - T_w}{T_H - T_w}$  eşitliğindeki gibi değişmektedir yani  $0 < \theta < 1$

şekindedir. Üç boyutta da laminer akım için  $V_m = \sqrt{U^2 + V^2 + W^2}$  bileşke hızının x ve y yönündeki değişimleri Fluent programı ile çizilmiştir. Bu çalışmada  $z/H = 0,5$  doğrusu üzerinde  $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  doğruları ile  $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  doğrularında hız vektörleri ve boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri incelenmiştir. Bu eğriler aşağıda verilmiştir.

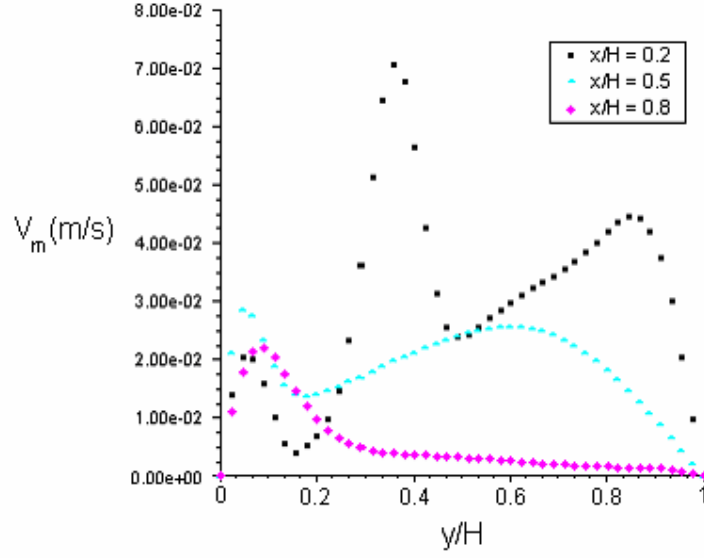




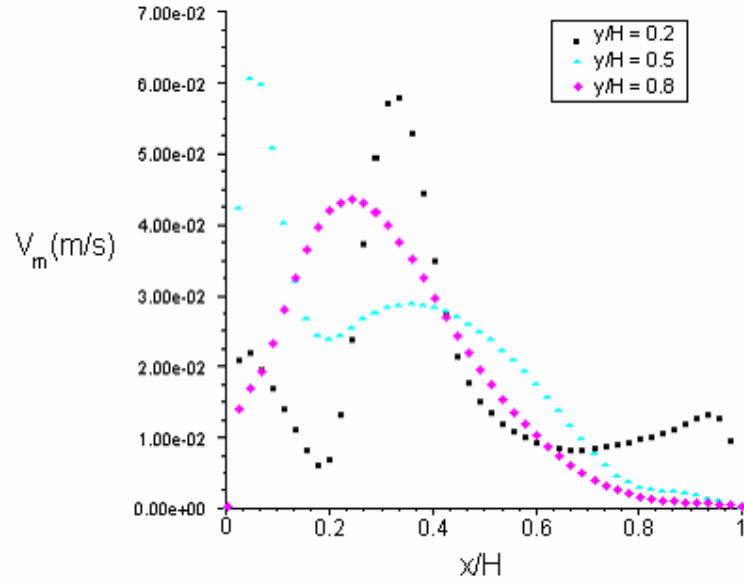
Şekil 4.19 Üç boyutlu laminar akım çözümü sonucu  $z = L_z/2$  düzleminde elde edilen hız vektörleri



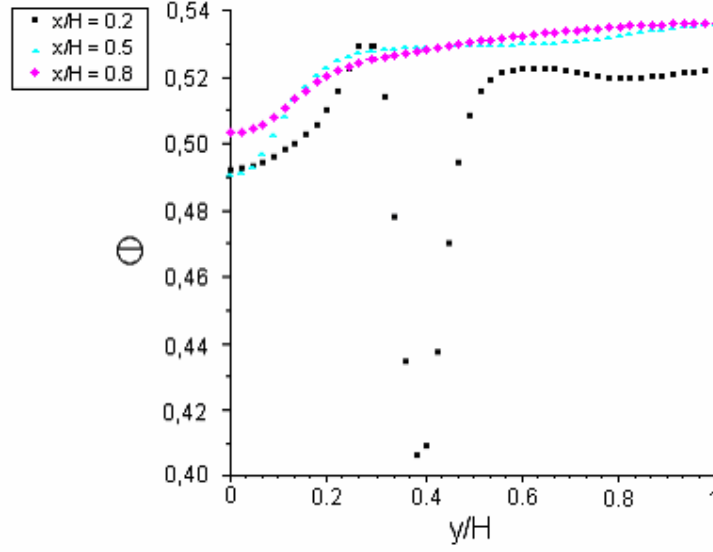
Şekil 4.20 Üç boyutlu laminar akım çözümü sonucu  $z = L_z/2$  düzleminde elde edilen odadaki sıcaklık değişimi ( $T_H=312,35$  K,  $T_W=287,65$  K)



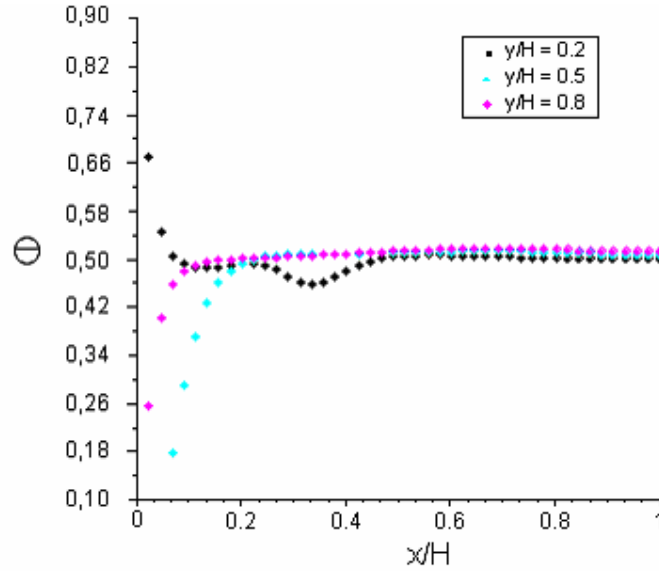
Şekil 4.21 z/H = 0,5 ve x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8 laminer üç boyutlu odadaki bileşke hız eğrileri



Şekil 4.22 z/H = 0,5 ve y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8 laminer üç boyutlu odadaki bileşke hız eğrileri



Şekil 4.23  $z/H = 0,5$  ve  $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  laminer üç boyutlu oda boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri



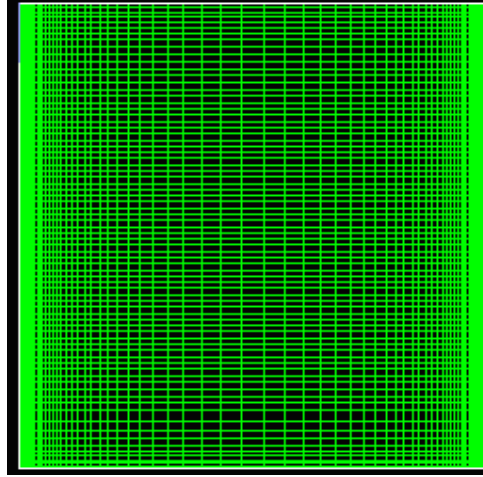
Şekil 4.24  $z/H = 0,5$  ve  $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  laminer üç boyutlu oda boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri

$z/H = 0,5$  eğrisi üzerinde Şekil 4.21 de görüldüğü gibi  $y$  yönünde hızın değişimi  $x/H = 0,2$  değerinde yani duvarlara yakın bölgede hızlı bir yükselme göstermiş ve ardından menfez çıkışının doğurduğu hız ile yükselme olmuştur.  $x/H = 0,5$  ve  $0,8$  değerlerinde ise menfezin etkisi daha azdır. Hızın  $x$  yönündeki değişiminde ise  $x=0$  değerinde menfez hızının etkisiyle eğri yüksek hızlarda başlamış ve azalarak devam etmiş daha sonra odanın içindeki ısıtıcı ve pencerenin oluşturduğu doğal taşınım etkisiyle yeniden yükselmiş ve ardından farklı

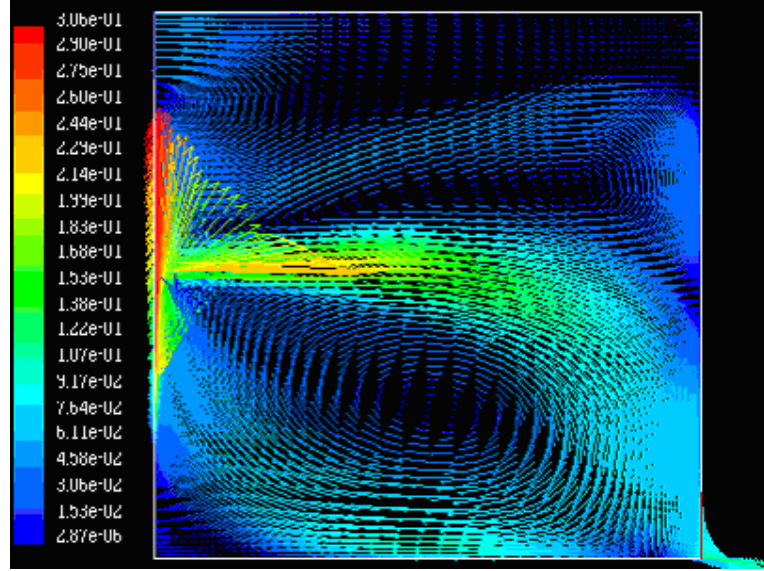
yönlerdeki akımların etkisiyle azalmıştır. Sıcaklığın etkisi, pencere ve ısıtıcı sıcaklığının ortam sıcaklığı ile aynı farkta olması nedeni ile genel olarak oda ortam sıcaklığında sabitlenmektedir.

#### 4.3 İki Boyutlu Türbülanslı Karışık Taşınım Durumu

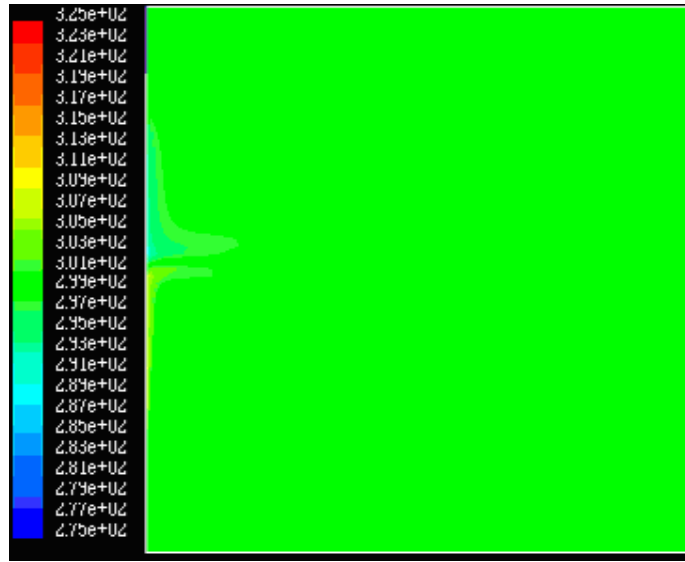
Laminer akım için yapılan çalışmalarda incelenen düzlem üzerinde bu sefer türbülans durumu için çalışmalar yapılmıştır. Fakat bu çalışmada akımın yapısının türbülans olması için boyutlar laminere göre çok daha büyük seçilmiştir. Bu çalışmada  $L = 2$  m ve  $Re=200$  ve  $Gr=10^6$  değerleri kullanılmıştır. Çalışmalar sonucu elde edilen sonuçlar, hız ve boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri aşağıda verilmiştir. Bölüm 4.1 deki sınır şartları kullanılmıştır.  $T_w$  ve  $T_H$  değerleri aynı sadece boyutlar  $L$  farklıdır. Odaya giren akışkanın sıcaklığı  $T_g = \frac{T_w + T_H}{2}$  olarak alınmıştır. Bu şekilde 8000 iterasyon yapılmış ve aşağıdaki hız ve eşsıcaklık vektörleri çıkarılmıştır. Bu çalışmada türbülanslı akımda çalışıldığı için non-uniform grid kullanılmıştır. Yani duvarın kenar kısımlarına doğru grid sıklaştırılmıştır. Grid geometrisi Gambit programı kullanılarak elde edilmiştir. Çalışmalar aşağıdaki şekillerde verilmiştir.



Şekil 4.25 İki boyutlu türbülanslı akım çözümü için oluşturulan non-uniform grid (76x76)

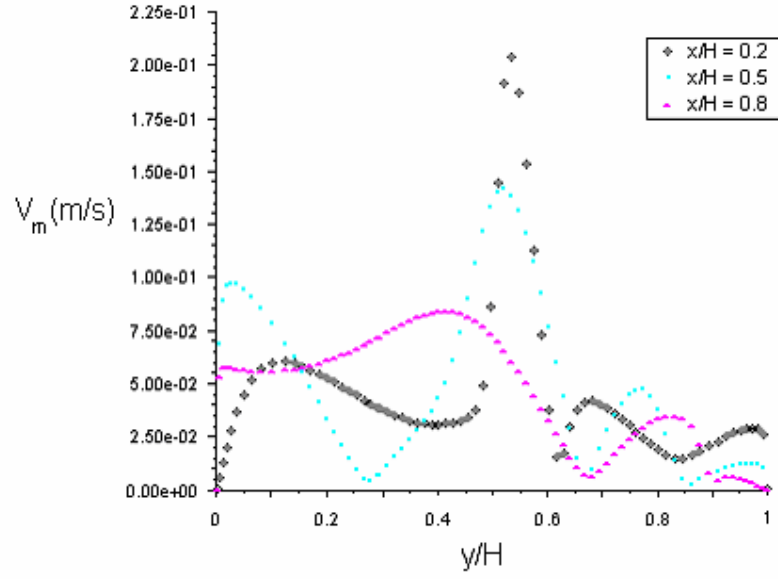


Şekil 4.26 İki boyutlu türbülanslı akım çözümü sonucu elde edilen hız vektörleri

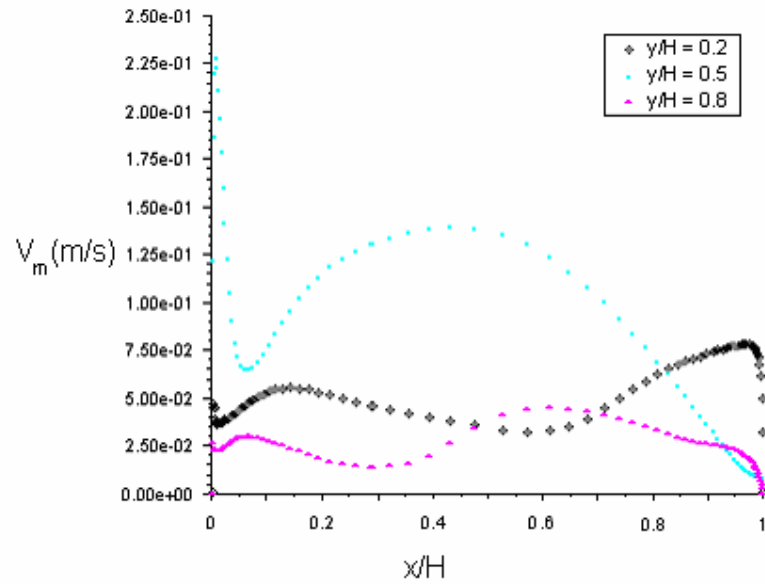


Şekil 4.27 İki boyutlu türbülanslı akım çözümü sonucu elde edilen odadaki sıcaklık değişimi  
( $T_H=312,35$  K,  $T_W=287,65$  K)

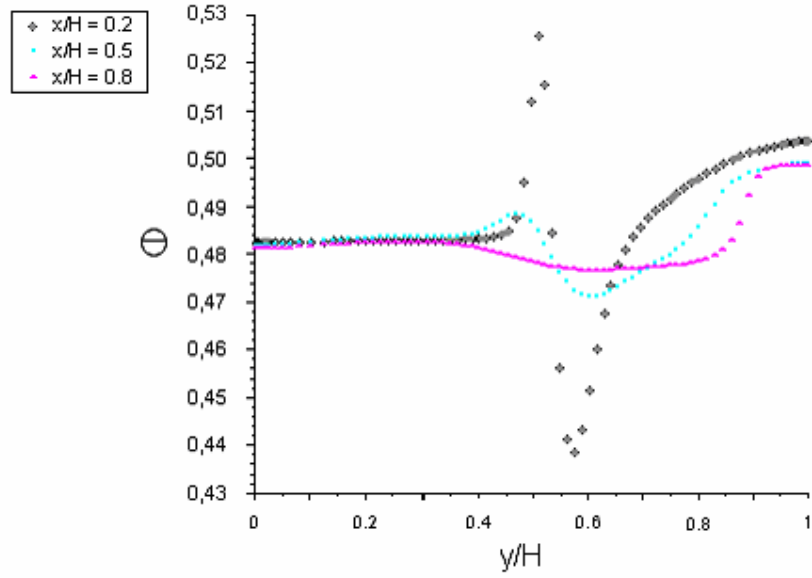
Görüldüğü gibi türbülanslı akımın iki boyutta incelendiği bu çalışmada bir önceki çalışmadaki laminar akımın benzeri hız vektörleri elde edilmiştir. Türbülanslı akımda iki boyutta yapılan çalışmalar sonucu elde edilen bulgular sayesinde Fluent programı ile  $V_m$  bileşke hızlarının x ve y yönündeki değişimleri çizilmiştir. Bu çalışmada  $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  doğruları ile  $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  doğrularında hız vektörleri ve boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri incelenmiştir. Bu eğriler aşağıda verilmiştir.



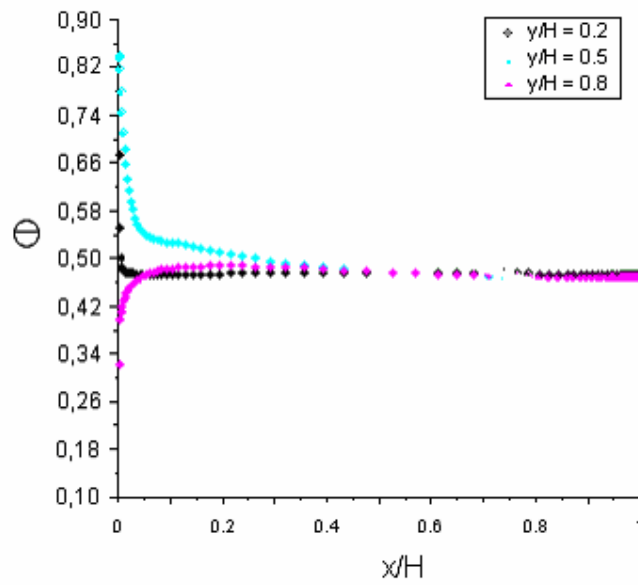
Şekil 4.28  $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  türbülans iki boyutlu odadaki bileşke hız eğrileri



Şekil 4.29  $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  türbülans iki boyutlu odadaki bileşke hız eğrileri



Şekil 4.30  $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  türbülans iki boyutlu oda boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri

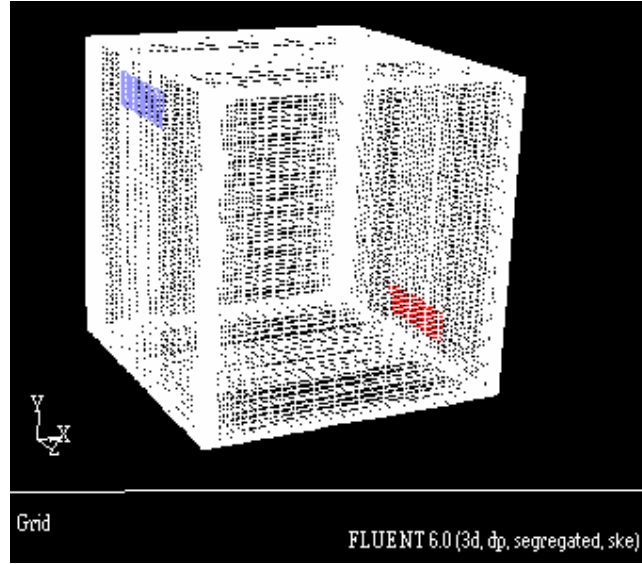


Şekil 4.31  $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  türbülans iki boyutlu oda boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri

Aynı laminar akımdaki gibi y yönünde hız  $x/H = 0,2$  değerinde duvara en yakın durumda menfez, pencere ve ısıtıcının oluşturduğu hız vektörleri ile hız Şekil 4.28 deki gibi giriş hızı ile başlar ve daha sonra ters yöndeki akımların etkisi ile azalarak devam eder ve ardından doğal taşınımın oluşturduğu akımların ortada birleşmesiyle oluşan hıza paralel bir şekilde artış gösterir ve daha sonra yeniden menfez çıkışına kadar hız düşer ve bu bölgede de bir artış gösterir. Sıcaklık değişimi ısıtıcı ve pencerenin etkisinde, oda ortam sıcaklığında, kendilerine yakın bölgelerde ani değişimler göstermesine sebep olup daha sonra ortam sıcaklığında sabitlenir.

#### 4.4. Üç Boyutlu Türbülanslı Karışık Taşınım Durumu

Üç boyutlu geometri de türbülanslı doğal taşınım durumu için nümerik çalışmalar yapılmıştır. Çalışmalar sonucu elde edilen sonuçlar, hız ve eşsıcaklık eğrileri aşağıda verilmiştir. Bu hacimde türbülanslı akımda çalışıldığı için non-uniform grid kullanılmıştır. Yani tüm duvarlara doğru grid sıklaştırılmıştır. Grid geometrisi Gambit programı kullanılarak elde edilmiştir. Aşağıdaki şekilde verilmiştir.

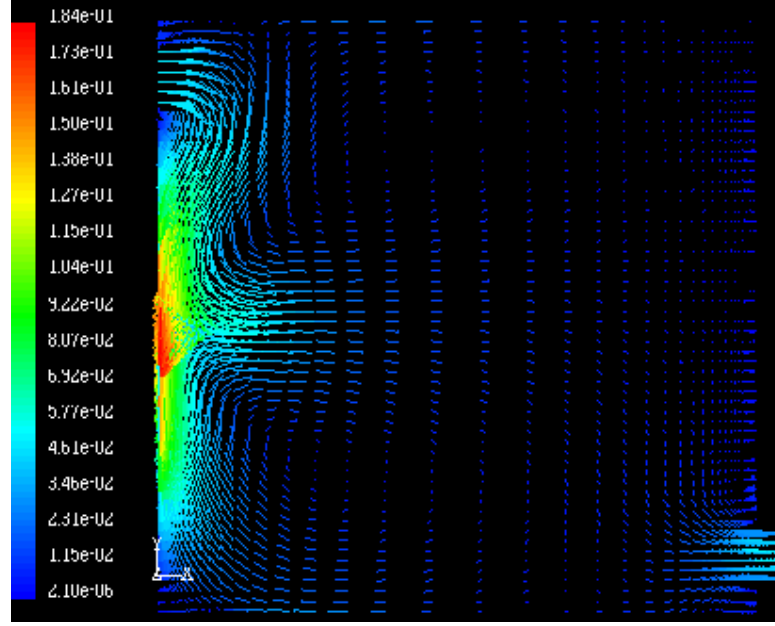


Şekil 4.32 Türbülanslı akım çözümü için oluşturulan üç boyutlu non-uniform grid (60x60x60)

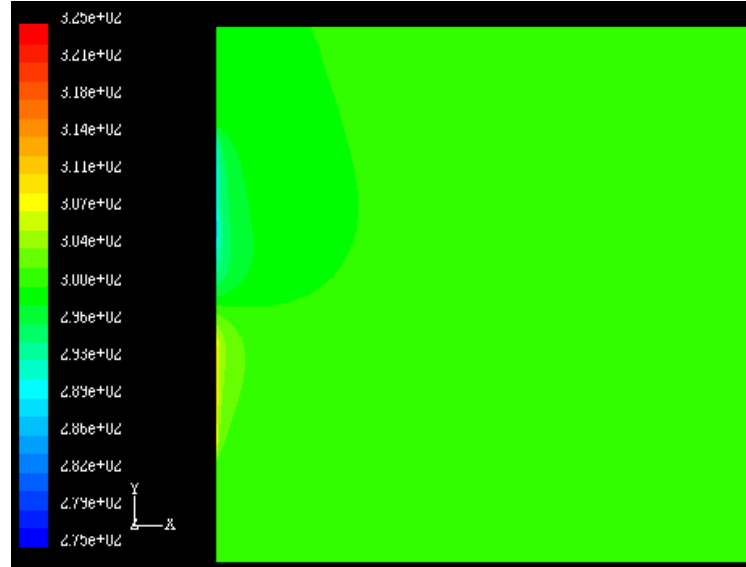
Bölüm 4.2 deki sınır şartları kullanılmıştır.  $T_w$  ve  $T_H$  değerleri aynı sadece boyutlar  $L$  farklıdır. Bu şekilde 5.000 iterasyon yapılmıştır.

Bu şekilde aynı iki boyutlu çalışmadaki gibi üç boyutlu çalışmada da hız ve eşsıcaklık vektörleri çıkarılmıştır.





4.33 Üç boyutlu türbülanslı akım çözümü sonucu elde edilen hız vektörleri



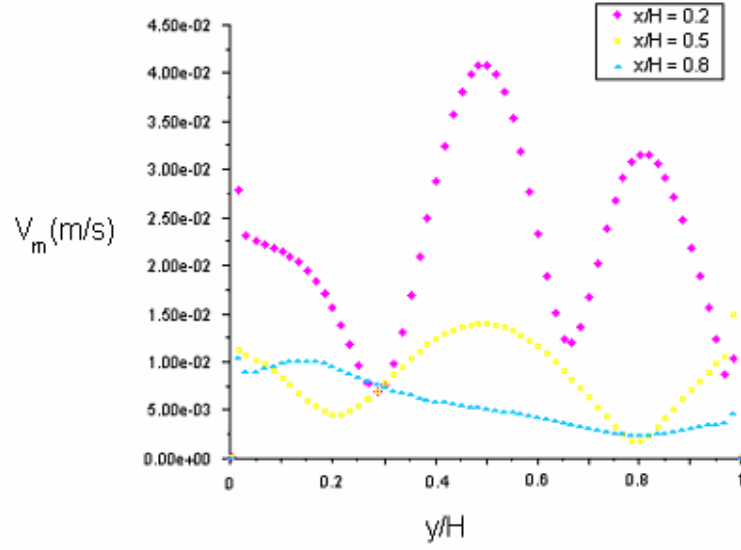
Şekil 4.34 Üç boyutlu türbülanslı akım çözümü sonucu elde edilen odadaki sıcaklık değişimi  
( $T_H=312,35$  K,  $T_W=287,65$  K)

Burada pencerenin ve ısıtıcının oda içindeki ısıl etkileri daha iyi bir şekilde görülebilir.

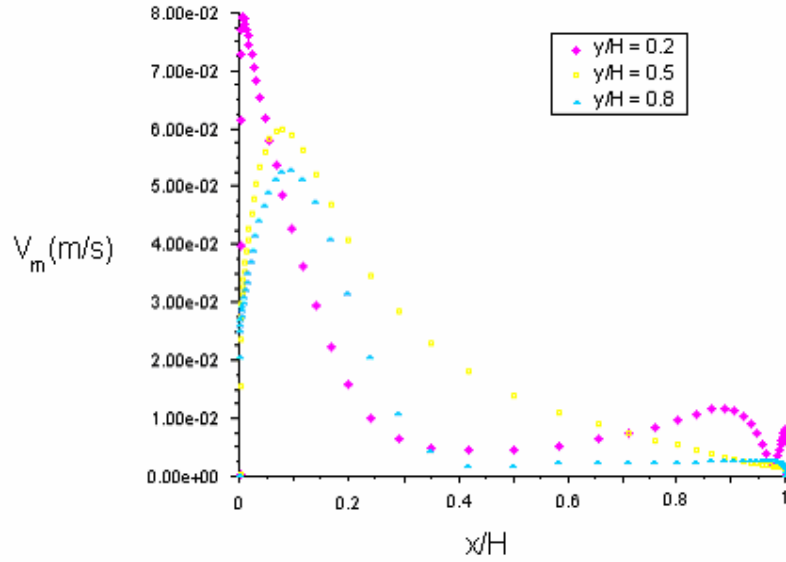
Sıcaklık değişimi  $\theta = \frac{T - T_w}{T_H - T_w}$  eşitliğindeki gibi değişmektedir yani  $0 < \theta < 1$  şeklindedir. Üç

boyutta da türbülanslı akım için  $V_m = \sqrt{U^2 + V^2 + W^2}$  bileşke hızının x ve y yönündeki değişimleri Fluent programı ile çizilmiştir. Bu çalışmada  $z/H = 0.5$  doğrusu üzerinde

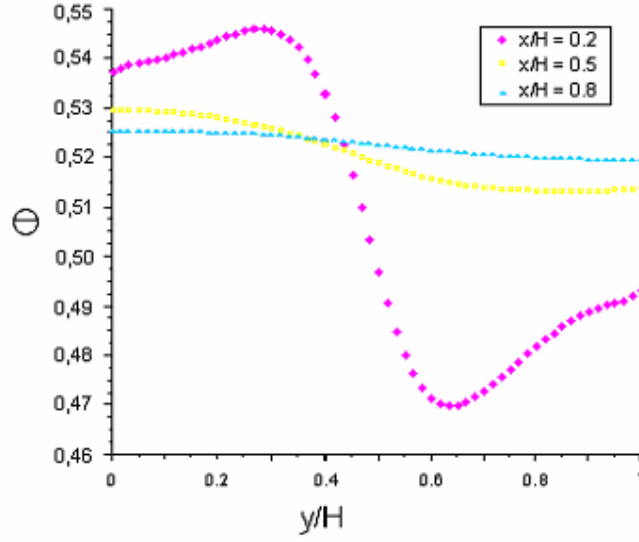
$x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  doğruları ile  $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  doğrularında hız vektörleri ve boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri incelenmiştir. Bu eğriler aşağıda verilmiştir.



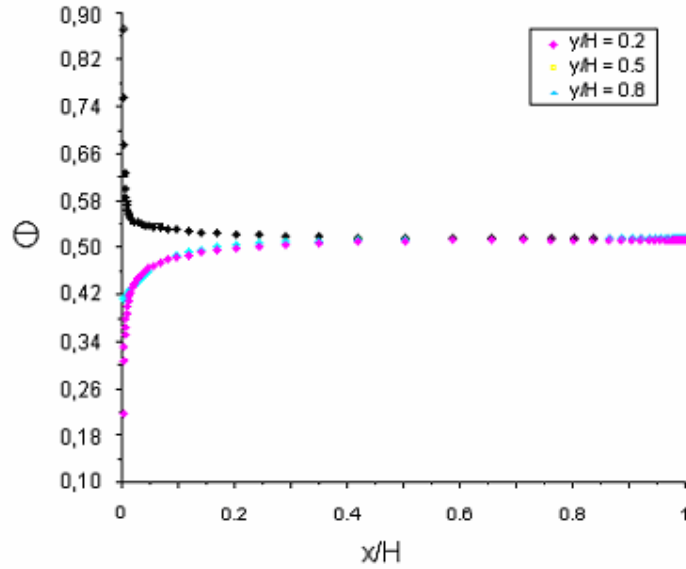
Şekil 4.35  $z/H = 0,5$  ve  $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  türbülans üç boyutlu odadaki bileşke hız eğrileri



Şekil 4.36  $z/H = 0,5$  ve  $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  türbülans üç boyutlu odadaki bileşke hız eğrileri



Şekil 4.37  $z/H = 0,5$  ve  $x/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  türbülans üç boyutlu oda boyutsuz eşıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri



Şekil 4.38  $z/H = 0,5$  ve  $y/H = 0,2 - 0,5 - 0,8$  türbülans üç boyutlu oda boyutsuz eşıcaklık ( $\Theta$ ) eğrileri

Türbülanslı akım çalışmasında Şekil 4.35 ve 4.36 da görüldüğü gibi menfezin girişinin olduğu duvarda hız giriş hızının etkisiyle yüksek bir değerde başlamış ve daha sonraki artışı doğal taşınım etkisi ile oluşan yani ısıtıcı ve pencerenin oluşturduğu akımların birleşmesiyle oluşan yüksek hızla ulaşmıştır. Şekil 4.37 ve 4.38 deki sıcaklık değişimleri ısıtıcının ve pencerenin duvar yüzeyinde oluşturduğu farklılıktan sonra oda içinde birbirlerinin etkisini yok ederek referans sıcaklığında sabitlenmiştir.

## 5. SONUÇLAR

- 1) Doğal taşınım halinde laminer ve türbülanslı akım çalışmalarında birbirine benzer ters yönlü iki sirkülasyon akımının oluştuğu görülmektedir. Bu akımlar laminlerden türbülansa geçtiğinde duvar yüzeylerinde daha sıklaşmaktadır. Literatürde yapılan tüm çalışmalar da bunu göstermektedir. Akımın türbülansa geçişi ile ayrıca hız ve eşsıcaklık eğrilerinin de farklılaştığı görülmüştür. Özellikle duvar yüzeylerinde oluşan yüksek hızların etkisi daha iyi gözükmemektedir.
- 2) Karışık taşınım halinde Grashof ve Reynolds sayısının akım üzerine etkisi incelenmiştir. Grashof sayısı sıcaklık farklarına bağlı olarak değiştirilmiş, Reynolds sayısı da  $V_g$  menfez giriş hızına bağlı olarak değiştirilmiştir. Düşük Grashof sayılarında dolayısıyla Rayleigh sayılarında; akım sadece menfez hızı etkisinde kalmıştır yani sadece Reynolds sayısının değişiminden etkilenmiştir. Bu durumda merkezde bir sirkülasyon akımı oluşmuştur. Reynolds sayısı arttıkça bu akım daha belirginleşmiştir.
- 3) Grashof  $=10^6$  ve Reynolds = 200 değerinde artık ısıtıcı ve pencerenin oluşturduğu akımlar da ortaya çıkmıştır. Bu şekilde doğal ve zorlanmış taşınım beraberce etkin olmuştur. Bu değerler daha sonraki çalışmalarda referans olarak alınmıştır.
- 4) Grashof sayısı daha da arttırıldığında Reynolds sayısının da değişimine bağlı olarak oda içinde birçok sirkülasyon akımının oluştuğu görülmüştür.
- 5) Aynı değerlerle yapılan laminer üç boyutlu çalışma ve türbülanslı iki ve üç boyutlu çalışmalarda doğal ve zorlanmış taşınımın birlikte incelenebileceği görülmüştür. Bu çalışmalarda menfez giriş hızı, ısıtıcı ve pencerenin hız ve boyutsuz eşsıcaklık ( $\Theta$ ) eğrilerine önemli etkileri olduğu saptanmıştır.

## KAYNAKLAR

Ahmed, G.R., Yavanovich, M.M., (1991), "Influence of Discrete Heat Source Location on Natural Convection Heat Transfer in a Vertical Square Enclosure", *Journal of Electronic Packaging*, V. 113, p. 268-274, Waterloo, Canada

Akgün, F., (1997) "Odadaki Hava Hareketinin Modellenmesi", *Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, p. 260-269

Arpacı, V.S., (1997), "Microscales of Turbulence Heat and Mass Transfer Correlations", London

Awbi, H.B., Hatton, A., (2000) "Mixed Convection from Heated Room Surfaces", *Energy and Buildings*, V. 22, p. 152-166, United Kingdom

Ayad, Samir.S., (1999) "Computational Study of Natural Ventilation", *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, V. 82, p. 49-68, Cairo, Egypt

Aydın, Ünal., A.Ayhan, (1999), "Natural Convection in an Enclosure Heated From One Side and Cooled From Ceiling", *International Journal Heat and Mass Transfer*, p. 61080, Trabzon, Turkey

Behnia, M., Reizes, J.A., De Vahl Davis, G., (1985), "Natural Convection in a Cavity with a Window", *AIAA 20th Thermophysics Conference*, p. 1-13

Bejan, A., (1995) ; "Convection Heat Transfer", John Wiley & Sons, New York

Cha, D.J., Cha, S.S., (1992), "Three-Dimensional Natural Convection Flow Around an Isothermal Cube", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, V. 20, p. 619-620, Chicago, U.S.A

Chang, Y.P., Tsai R., (1997), "Natural Convection in a Square Enclosure with a Cold Source", *International Communications in Heat and Mass Transfer* V. 24, p. 1019 -1027, Chung, Taiwan

Chen, K.S. Ho, J.R., Humphrey, J.A.C., (1987), "Steady Two-Dimensional Natural Convection in Rectangular Cavities with Differentially Heated Walls", *Journal of Heat Transfer*, V. 109, p. 400-406

Chow, W.K., Wong, L.T., (1999) "Local Air Speed Measurement in Mechanically Ventilated Spaces", *Building and Environment*, V. 24, p. 552-562, Hong Kong, China

Costa, J.J., Oliveira, L.A., Blay, D., (1999) "Test of Several Versions for the k- $\epsilon$  Type Turbulence Modelling of Internal Mixed Convection Flows", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, V. 42, p. 4291-4409, France.

Davidson, L., (1992), "Computation of Natural Convection flow in a Square cavity proceedings of the Eurotherm Seminar", p. 43-53, Sweden.

De Vahl Davis, G., (1983) ; “Natural Convection of Air in a Square Cavity, A Benchmark Numerical Solution”, International Journal for Numerical Methods in Fluids, V. 3, p. 249 – 264, New South Wales, Australia

Dol, H.S., Hanjalic, (2000), “Computational Study of Turbulent Natural Convection in a Side Heated Mean Cubic Enclosure at a High Rayleigh Number”, Natural Aerospace Laboratory Technical Report, NLR-TP, p. 2000-467, Delft, Netherlands

Frederick R.L., (1997), “Natural Convection Heat Transfer in a Cubical Enclosure with two Active Sectors on one Vertical Wall”, International Communications in Heat and Mass Transfer V. 24, p. 507-520, Santiago, Chile

Fung, W.S. ,Tseng, C.C., Chen, Y.C., (1994), “Natural Convection in an Enclosure with non uniform Wall Temperature”, International Communications in Heat and Mass Transfer V. 21, p. 819-828, Taiwan

Gan, G., (2000) “Effective Depth of Fresh Air Distribution in Rooms with Single-Sided Natural Ventilation”, Energy and Buildings, V. 21, p. 65-72, Nottingham, UK

Goto, T, Suzuki, M., (1997), “A Boundary Integral Equation Method for Analysis of Natural Convection”, International Communications in Heat and Mass Transfer , V.24, p.662-672, Tokyo, Japan

Grenspan, D. ,Schultz, D.H., (1974), “Natural Convection in an Enclosure with Localized Heating from Below”, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, V. 3, p.110, Milwaukee, U.S.A.

Hsieh, S.S., Yang S.S., (1996), “Transient Three-Dimensional Natural Convection in Rectangular Enclosure”, International Communications in Heat and Mass Transfer, V. 29, p.12-26, Taiwan

Ince, N.Z., Launder, B.E., (1989), “On the Computation of Buoyancy-Driven Turbulent Flows in Rectangular Enclosures”, International Journal of Heat and Fluids Flow, V. 10, p.110-117, Waterloo, Canada

Jones W.P., Launder B.E., (1975), “Turbulent Natural Convection in a Tall Closed Cavity”, International Journal of Heat and Mass Transfer, V. 15, p. 301-311, London, England

Kowalewski, T.A., Hiller, W.J., De Vahl Davis, G., (1992), “Computational and Experimental Visualization in Heat and Mass Transfer Problems”, Japanese – Polish Joint Seminar on Advanced computer Simulation, V. 1-10, Zurich, Switzerland.

Lam, J.C., Chan, A.L.S., (2001) “CFD Analysis and Energy Simulation of a Gymnasium”, Building and Environment, V. 26, p. 251-258, Kowloon, Hong Kong

Leongs, W.H., Holands, (1999), “Experimental Nusselt Numbers for a cubical Cavity Benchmark Problem in a Natural Convection”, International Journal Heat and Mass Transfer, V. 42, p. 1979 – 1989, Waterloo, Canada

Liu, F., Won, J., X., (1999), “Development and Validation of an Advanced Turbulence Model for Buoyancy driven Flows in Enclosures”, International Journal of Heat and Mass Transfer,

V. 42, p. 21, 3967-3981, London, UK

Mallinson G.D., De Vahl Davis, G., (1977) ; “Three-Dimensional Natural Convection in a Box”, A Numerical Study, J. Fluid Mech., V. 83, p. 1-31, Melbourne, Australia

Markatos, N.C., Pericleous, K.A., (1984), “Laminar and Turbulent Natural Convection in a Enclosure Cavity”, International Journal of Heat and Mass Transfer, V. 27, P.755-772, London, U.K.

Mlaouah, H., Tsuji, T., Megano Y., (1997), “A Study of Non-boussinesq Effect on Transition of Thermal – Induced Flow in a Square Cavity”, International Journal Heat and Fluid Flow, V. 18, p. 100-106, Nagoya, Japan

Niu, J., Kooi, J., (1994) “Indoor Climate in Rooms with Cooled Ceiling Systems”, Building and Environment, V. 29, p. 282-290, Delft, The Netherlands.

Oliveria, P.J., Issa, R.J., (2001), “An Improved PISO Algorithm for the Computation of Buoyancy-driven flows”, Numerical Heat Transfer – Part B, V. 40, p. 472-492, London, UK

Patankar, S.U., (1980), “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, Hemisphere Washington DC.

Peng, S.H., Davidson, (2000), “Numerical Investigation of Turbulent buoyant Cavity Flow Using Large Eddy Simulation” 2nd International Symposium Heat and Mass Transfer, Gothenburg, Sweden.

Peutrec, Y.L., Lauriat G., (1990), “Effect of the Heat Transfer at the side walls on Natural Convection in a Cavities”, Transaction of the ASME, p. 270-278

Schultz, D.H., (1972) ; “Numerical Solution for the Flow of a fluid in a Heated Closed Cavity”, Journal of Applied Mathematics, V. 26, p. 255-259, Milwaukee, U.S.A.

Schmidt, D.J., (1996), “Buoyancy-Induced flow with in a Two-Dimensional Square Enclosure”, New York

Shey W.A. Schultz, D.H., (1983) ; “A Second Order Approximation to Natural Convection in a Square Cavity”, Proceedings of Numerical Methods in Laminar and Turbulent Flows Conference, p. 764-774, Milwaukee, U.S.A.

Shey W.A. Schultz, D.H., (1985) ; “A Second Order Approximation to Natural Convection for Large Rayleigh Numbers and Small Prandtl Numbers”, International Journal for Numerical Methods in Fluids, V. 5, p. 427 – 438, Milwaukee, U.S.A.

Sinha, S.L., Arora, R.C., Roy, S., (2000) “Numerical Simulation of Two-Dimensional Room Air Flow with and without Buoyancy”, Energy and Buildings, V. 22, p. 121-129, Kharagpur, India

Smyth , R. , Salman ,Y.K., (1991) ,”Combined Free and Forced Convection Heat Transfer in a Rectangular Duct” , International Communications Heat and Mass Transfer ,V.18, p. 669-680, Sheffield, England.

Tieszen, S., Dor., A., Dubin, P., Behnia, M., (1998), "Modeling of Natural Convection Heat Transfer", Center for Turbulence Research Proceedings of the Summer Program, p. 287-202,

Toshiaki Yamamoto, T., Ensor, D.S., Sparks, L.E., (1994) "Evaluation of Ventilation Performance for Indoor Space", Building and Environment, V. 29, p. 291-296, U.S.A

Xing, H., Hatton, A., Awbi, H.B., (2001) "A Study of the Air Quality in the Breathing Zone in a Room with Displacement Ventilation", Building and Environment, V. 26, p. 809 820, Oxford, UK

Xue, H., Shu, C., (1999) "Mixing Characteristics in a Ventilated Room with Non Isothermal Ceiling Air Supply", Building and Environment, V. 24, p. 245-251, Singapore



**ÖZ GEÇMİŞ**

Doğum Tarihi : 29.01.1981

Doğum Yeri : İstanbul

Lise : 1995 - 1998

Edirne Fen Lisesi

Lisans : 1998 - 2003

Yıldız Teknik Üniversitesi  
Makine Fakültesi  
Makine Mühendisliği

Yüksek Lisans : 2003 - 2006

Yıldız Teknik Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Müh. Anabilim Dalı  
Isı Proses Programı

**Çalıştığı Kurumlar**

2005 - Devam ediyor

Emel Kazan ve Makine San. Ltd. Şti.