

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
ÖNSÖZ	xiv
ÖZET	xv
ABSTRACT	xvi
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
2.1 Deneysel Çalışmalar	3
2.2 Deneysel-Sayısal Çalışmalar	8
2.3 Sayısal Çalışmalar	10
3. SAYISAL ÇALIŞMALAR	23
3.1 Giriş	23
3.2 Kapalı Hacimlerde Laminer Isı Geçişi	23
3.3 Sayısal Çözüm Yöntemleri	26
3.3.1 Ayrı Çözüm Yöntemi (Segregated Solver)	27
3.3.2 Bir Arada Çözüm Yöntemi (Coupled Solver)	27
3.3.3 Lineerleştirme Yöntemleri	27
3.3.3.1 Örtülü Yöntem (Implicit Formulation)	28
3.3.3.2 Açık Yöntem (Explicit Formulation)	28
3.3.4 İkinci Dereceden Enterpolasyon Yöntemi	29
3.3.5 Basınç- Hız Çifti İçin SIMPLE Metodu	29
3.3.6 k-w Türbülans Modeli	30
3.3.7 Artık Değer (Residual)	30
3.3.8 Yakınsama ve Kararlılık	31
3.4 İki Boyutlu ve Üç Boyutlu Karşılaştırma	31
3.5 Çözüm Ağı Kontrolü	38
3.6 Sayısal Çözüm Sonuçları	42
3.6.1 Yandan Isıtılan Kapalı Hacimlerde Sayısal Çözüm Sonuçları	42
3.6.1.1 Çözüm Algoritması	44
3.6.1.2 Çözüm Sonuçları	45
3.6.2 Alttan Isıtılan Kapalı Hacimlerde Sayısal Çözüm Sonuçları	51
3.6.3 Yan Duvardan Isıtılan Kübik Hacimlerde Doğal Taşınım ve Zorlanmış Taşınım Akımlarının Aynı Anda Gerçekleşmesi	59

3.6.3.1	Doğal Taşınım İle Aynı Yönde Zorlanmış Taşınım Problemi	59
3.6.3.2	Doğal Taşınım İle Zıt Yönde Zorlanmış Taşınım Problemi.....	67
3.7	Yandan Isıtılan Kapalı Hacimler İçin Ra-Nu Korelasyonu.....	74
4.	DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	81
4.1	Giriş	81
4.2	Deney Düzenegi	81
4.3	Deney Düzeneginde Kullanılan Cihazlar	86
4.3.1	Kübik Hacim İçinde Sıcaklık Ölçümü.....	86
4.3.2	Hız Ölçümü.....	87
4.3.2.1	PIV Ölçüm Sistemi	87
4.3.2.2	LDA Ölçüm Sistemi	89
4.4	Ölçüm Sonuçları	91
4.4.1	Hız Ölçümleri	91
4.4.1.1	Giriş	91
4.4.1.2	PIV Hız Ölçme Sisteminin Doğruluğu	93
4.4.1.3	Yandan Isıtılan Kapalı Hacimlerde Hız Ölçüm Sonuçları	96
4.4.1.4	Altıtan Isıtılan Kapalı Hacimlerde Hız Ölçüm Sonuçları.....	102
4.4.1.5	Kübik Hacim İçine Doğal Taşınım İle Aynı Yönde Verilen Zorlanmış Taşınım Probleminde Hız Ölçüm Sonuçları.....	110
4.4.1.6	Kübik Hacim İçine Doğal Taşınım İle Zıt Yönde Verilen Zorlanmış Taşınım Probleminde Hız Ölçüm Sonuçları.....	117
4.4.2	Sıcaklık Ölçümleri	122
4.4.2.1	Kalibrasyon.....	122
4.4.2.2	Ön Sıcaklık Ölçümleri	124
4.4.2.3	Yandan Isıtılan Kapalı Hacimlerde Sıcaklık Ölçümleri	125
4.4.2.4	Altıtan Isıtılan Kapalı Hacimlerde Sıcaklık Ölçümleri.....	131
4.4.2.5	Kübik Hacim İçinde Doğal Taşınım İle Aynı Yönde Zorlanmış Taşınım Probleminde Sıcaklık Ölçümleri	134
4.4.2.6	Kübik Hacim İçinde Doğal Taşınım İle Zıt Yönde Zorlanmış Taşınım Probleminde Sıcaklık Ölçümleri	137
4.5	Deneylerin Hata Analizi	140
5.	DENEY VE SAYISAL SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI.....	144
5.1	Yandan Isıtılan Kapalı Hacimde Deney İle Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması	144
5.2	Altıtan Isıtılan Kapalı Hacimde Deney İle Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması .	148
5.3	Kübik Hacim İçinde Doğal Taşınım İle Aynı Yönde Zorlanmış Taşınım Probleminde Deney İle Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması.....	150
5.4	Kübik Hacim İçinde Doğal Taşınım İle Zıt Yönde Zorlanmış Taşınım Probleminde Deney İle Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması.....	153
5.5	Sayısal Korelasyonun Literatürle Karşılaştırması	156
6.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	158
	KAYNAKLAR.....	162
	ÖZGEÇMİŞ.....	168

SİMGE LİSTESİ

A	Yüzey alanı
α_{∞}	Referans ısı yayılma katsayısı
A_R	Açıklık oranı (uzunluk/yükseklik)
β	Isıl genleşme katsayısı
c	Korelasyon sabiti
D	Kapalı hacmin derinliği
ΔS	Yer değişim vektörü
ΔT	Sıcaklık farkı
δP	P değişkeninin hata oranı
δT	Sınır tabaka kalınlığı
$\delta x_1, \delta x_2$	Bağımsız değişkenin hata oranı
ε	Isı kaynağının toplam yüksekliğe göre bağlı ölçüsü
f	Sürtünme faktörü
g	Yerçekimi ivmesi
Gr_H	Hacim yüksekliğine göre tanımlanmış Grashof sayısı
Gr_L	Hacim uzunluğuna göre tanımlanmış Grashof sayısı
h	Isı taşınım katsayısı
h_{eff}	Referans yüzey ısı transfer katsayısı
H	Hacim yüksekliği
k	Akışkanın ısı iletim katsayısı
k	Türbülans kinetik enerjisi
l	Kanal uzunluğu
L	Kapalı hacmin uzunluğu
Nu	Nusselt sayısı
Nu_{dt}	Doğal taşınım durumunda hesaplanan Nusselt sayısı
Nu_0	Referans Nusselt sayısı
Nu_{zt}	Karışık taşınım durumunda hesaplanan Nusselt sayısı
ν_{∞}	Referans kinematik viskozitesi
p	Ölçülen fiziki büyüklük
p^*	Tahmini basınç
p_{∞}	Referans basıncı
p'	Boyutsuz basınç
Pr	Prandtl sayısı
$R\phi$	Artık değeri
Ra	Rayleigh sayısı
Ra_H	Hacim yüksekliğine göre tanımlanmış Rayleigh sayısı
Ra_L	Kapalı hacim uzunluğu göre tanımlanmış Rayleigh sayısı
Re	Reynolds sayısı
ρ	Akışkanın değişken yoğunluğu
ρ_{∞}	Referans yoğunluk
t	Zaman
t'	Boyutsuz zaman
τ_w	Cidar kayma gerilmesi
T	Sıcaklık
T_c	Soğuk duvar sıcaklığı
T_f	Referans sıcaklığı
T_h	Sıcak duvar sıcaklığı
$T_{Hacim \text{ İçi Sıc}}$	Ölçülen hacim içi sıcaklık
T_m	Kanaldaki ortalama sıcaklık

$T_{\text{Ortam Sic}}$	Ölçülen ortam sıcaklığı
$T_{\text{Yüzey Sic}}$	Ölçülen yüzey sıcaklığı
θ	Boyutsuz sıcaklık
u	x yönündeki hız bileşeni
u'	Boyutsuz yatay hız ($u'=u / v_{\text{maks}}$)
u''	Boyutsuz yatay hız ($u''=u / V_m$)
u^*	Tahmini yatay hız
V	Bileşke hız
V'	Boyutsuz bileşke hız ($V'=V / v_{\text{maks}}$)
V''	Boyutsuz bileşke hız ($V''=V / V_m$)
$V_{\text{Hacim İçi Hız}}$	Ölçülen hacim içi hız
V_m	Kanal içi ortalama hız
v	y yönündeki hız bileşeni
v'	Boyutsuz düşey hız ($v'=v / v_{\text{maks}}$)
v''	Boyutsuz düşey hız ($v''=v / V_m$)
v'''	Boyutsuz düşey hız ($v'''=v / V_r$) , $V_r = \sqrt{g \cdot \beta \cdot (T_h - T_c) \cdot L}$
v^*	Tahmini düşey hız
$v_{\text{maks.}}$	Düşey yönde maksimum hız
w	z yönündeki hız bileşeni
w	Özgül dağılım oranı
x	Koordinat
x'	Boyutsuz koordinat ($x'=x/H$)
x_1, x_2	Bağımsız değişken
y	Koordinat
y'	Boyutsuz koordinat ($y'=y/H$)
z	Koordinat
z'	Boyutsuz koordinat ($z'=z/H$)

KISALTMA LİSTESİ

CCD	Charge Coupled Device
CFD	Computational Fluid Dynamics
CNC	Computer Numerical Control
LDA	Laser Doppler Anemometer
LMN	Low Mach Number
PISO	Pressure Implicit with Splitting of Operators
PIV	Particle Image Velocimetry
PRESTO	Pressure Staggered Option
SIMPLE	Semi-Implicit Methods for Pressure Linked Equations
SIMPLEC	Semi-Implicit Methods for Pressure Linked Equations Consistent
SIMPLER	Semi-Implicit Methods for Pressure Linked Equations Revised
URF	Under Relaxation Factors

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	$Ra_L=1,66 \cdot 10^5$ ve $Pr=1109$ için sırasıyla ölçülmüş (solda) ve hesaplanmış (sağda) boyutsuz sıcaklık ve hız dağılımları (Kowalewski,1993)	9
Şekil 2.2	Farklı Rayleigh sayıları için elde edilmiş akım çizgileri (üstte) ve sabit sıcaklık eğrileri (altta) (a) $Ra_H=10^3$ (b) $Ra_H=10^4$ (c) $Ra_H=10^5$ (d) $Ra_H=10^6$ (e) $Ra_H=10^7$ (Aydın v.d. 1999)	11
Şekil 2.3	Farklı Rayleigh sayıları için hesaplanan Nusselt sayıları (De Vahl Davis,1983) ..	14
Şekil 2.4	Problem geometrisi (Frederick,1997).....	15
Şekil 2.5	$Pr=0,71$ (hava) için, farklı Rayleigh sayılarındaki akım fonksiyonu değerleri (Schmidt,1996)	20
Şekil 3.1	Kapalı hacim içi laminar ısı geçişi için incelenen geometri ve sınır koşulları.....	23
Şekil 3.2	Üç boyutlu kapalı hacim geometrisi.....	32
Şekil 3.3	İki boyutlu çözüm ağı ($L=H=0,2$ m)	33
Şekil 3.4	Üç boyutlu çözüm ağı ($L=H=D=0,2$ m).....	33
Şekil 3.5	İki boyutlu çözümde boyutsuz sıcaklık (θ) dağılımı ($Th=61^\circ C, Tc=33^\circ C$).....	34
Şekil 3.6	Üç boyutlu çözümde tüm hacim yüzeylerinde sıcaklık dağılımı ($Th=61^\circ C, Tc=33^\circ C$)	34
Şekil 3.7	Üç boyutlu çözümde $z=0,1$ m düzleminde boyutsuz sıcaklık (θ) dağılımı ($Th=61^\circ C, Tc=33^\circ C$)	35
Şekil 3.8	İki boyutlu çözümde boyutsuz bileşke hız dağılımı ($Th=61^\circ C, Tc=33^\circ C, v_{maks}=0,113$ m/s).....	35
Şekil 3.9	Üç boyutlu çözümde boyutsuz bileşke hız dağılımı ($Th=61^\circ C, Tc=33^\circ C, v_{maks}=0,109$ m/s).....	36
Şekil 3.10	İki boyutlu çözümde hız vektörleri ($Th=61^\circ C, Tc=33^\circ C, v_{maks}=0,113$ m/s).....	37
Şekil 3.11	Üç boyutlu çözümde hız vektörleri ($Th=61^\circ C, Tc=33^\circ C, v_{maks}=0,109$ m/s).....	37
Şekil 3.12	$31 \times 31 \times 31$ çözüm ağı ve hesaplanan bileşke hız (V) dağılımı ($Th=61^\circ C, Tc=33^\circ C$)	40
Şekil 3.13	$41 \times 41 \times 41$ çözüm ağı ve hesaplanan bileşke hız (V) dağılımı ($Th=61^\circ C, Tc=33^\circ C$)	40
Şekil 3.14	$51 \times 51 \times 51$ çözüm ağı ve hesaplanan bileşke hız (V) dağılımı ($Th=61^\circ C, Tc=33^\circ C$)	40
Şekil 3.15	$61 \times 61 \times 61$ çözüm ağı ve hesaplanan bileşke hız (V) dağılımı ($Th=61^\circ C, Tc=33^\circ C$)	41
Şekil 3.16	$71 \times 71 \times 71$ çözüm ağı ve hesaplanan bileşke hız (V) dağılımı ($Th=61^\circ C, Tc=33^\circ C$)	41
Şekil 3.17	$81 \times 81 \times 81$ çözüm ağı ve hesaplanan bileşke hız (V) dağılımı ($Th=61^\circ C, Tc=33^\circ C$)	41
Şekil 3.18	Çözüm ağı sayısına göre sıcak duvar için hesaplanan Nu sayısının değişimi.....	42
Şekil 3.19	Yandan ısıtılan, üç boyutlu kapalı hacim modeli	43
Şekil 3.20	Yandan ısıtılan kapalı hacim için, yakınsama eğrileri	46
Şekil 3.21	Yandan ısıtılan kapalı hacim için hız vektörleri, ($Th=69^\circ C, Tc=41^\circ C, v_{maks}=0,1070$ m/s)	46
Şekil 3.22	Yandan ısıtılan kapalı hacim için, boyutsuz bileşke (V') hız dağılımları, ($Th=69^\circ C, Tc=41^\circ C, v_{maks}=0,1070$ m/s).....	47
Şekil 3.23	Yandan ısıtılan kapalı hacim için, boyutsuz yatay (u') hız dağılımı , ($Th=69^\circ C, Tc=41^\circ C, v_{maks}=0,1070$ m/s).....	48
Şekil 3.24	Yandan ısıtılan kapalı hacim için, boyutsuz düşey (v') hız dağılımı , ($Th=69^\circ C, Tc=41^\circ C, v_{maks}=0,1070$ m/s).....	48
Şekil 3.25	$x/H=0,25-0,50-0,75$ için yatay hız (u) değişimi ($Th=69^\circ C, Tc=41^\circ C$).....	49
Şekil 3.26	$y/H=0,25-0,50-0,75$ için düşey hız (v) değişimi ($Th=69^\circ C, Tc=41^\circ C$)	49

Şekil 3.27 Yandan ısıtılan kapalı hacim için, boyutsuz sıcaklık dağılımı ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$)	50
Şekil 3.28 $y/H=0,25-0,5-0,75$ için sıcaklık değişimi ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$).....	50
Şekil 3.29 $x/H=0,25-0,5-0,75$ için sıcaklık değişimi ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$).....	51
Şekil 3.30 Alttan ısıtılan kapalı hacim probleminde kullanılan model	52
Şekil 3.31 Alttan ısıtılan kapalı hacim için, yakınsama eğrileri	52
Şekil 3.32 Alttan ısıtılan kapalı hacim için hız vektörleri, ($T_h= 53^\circ\text{C}$ ve $T_c=33^\circ\text{C}$).....	53
Şekil 3.33 Alttan ısıtılan kapalı hacim içerisinde $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz bileşke (V') hız dağılımları , ($T_h= 53^\circ\text{C}$ ve $T_c=33^\circ\text{C}$, $v_{maks}=0,0890\text{m/s}$).....	54
Şekil 3.34 Alttan ısıtılan kapalı hacim içerisinde $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz yatay (u') hız dağılımı, ($T_h= 53^\circ\text{C}$ ve $T_c=33^\circ\text{C}$, $v_{maks}=0,0890\text{m/s}$).....	54
Şekil 3.35 Alttan ısıtılan kapalı hacim içerisinde $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz düşey (v') hız dağılımı, ($T_h= 53^\circ\text{C}$ ve $T_c=33^\circ\text{C}$, $v_{maks}=0,0890\text{m/s}$).....	55
Şekil 3.36 $x/H=0,25-0,50-0,75$ için yatay hız (u) değişimi ($T_h= 53^\circ\text{C}$ ve $T_c=33^\circ\text{C}$)	56
Şekil 3.37 $y/H=0,25-0,50-0,75$ için düşey hız (v) değişimi ($T_h= 53^\circ\text{C}$ ve $T_c=33^\circ\text{C}$).....	56
Şekil 3.38 Alttan ısıtılan kapalı hacim içerisinde $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz sıcaklık dağılımı, ($T_h= 53^\circ\text{C}$ ve $T_c=33^\circ\text{C}$)	57
Şekil 3.39 $y/H=0,25-0,50-0,75$ için sıcaklık değişimi ($T_h= 53^\circ\text{C}$ ve $T_c=33^\circ\text{C}$)	58
Şekil 3.40 $x/H=0,25-0,50-0,75$ için sıcaklık değişimi ($T_h= 53^\circ\text{C}$ ve $T_c=33^\circ\text{C}$)	58
Şekil 3.41 Kübik hacim içerisine doğal taşınım ile aynı yönde zorlanmış taşınım probleminde kullanılan geometrik şekil	59
Şekil 3.42 Sayısal çözümde kullanılan çözüm ağı	60
Şekil 3.43 Yandan ısıtılan kübik hacimde doğal taşınım ile aynı yönde zorlanmış taşınım probleminde yakınsama eğrileri	61
Şekil 3.44 $z/H=0,5$ düzlemindeki hız vektörleri ($T_h= 67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$).....	61
Şekil 3.45 $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz bileşke (V'') hız dağılımları ($T_h= 67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)	62
Şekil 3.46 $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz yatay (u'') hız dağılımı, ($T_h= 67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)	63
Şekil 3.47 $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz düşey (v'') hız dağılımı, ($T_h= 67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)	63
Şekil 3.48 $x/H=0,25-0,50-0,75$ için yatay hız (u) değişimi ($T_h= 67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)	64
Şekil 3.49 $y/H=0,25-0,50-0,75$ için düşey hız (v) değişimi ($T_h= 67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)	64
Şekil 3.50 $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz sıcaklık (θ) dağılımı, ($T_h= 67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)	65
Şekil 3.51 $y/H=0,25-0,50-0,75$ için sıcaklık değişimi ($T_h= 67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)	66
Şekil 3.52 $x/H=0,25-0,50-0,75$ için sıcaklık değişimi ($T_h= 67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)	66
Şekil 3.53 Kübik hacim içerisine doğal taşınım ile zıt yönde zorlanmış taşınım probleminde kullanılan geometrik şekil	67
Şekil 3.54 Yandan ısıtılan kübik hacimde doğal taşınım ile zıt yönde zorlanmış taşınım probleminde yakınsama eğrileri	68
Şekil 3.55 $z/H=0,5$ düzlemindeki hız vektörleri ($T_h= 64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$).....	68
Şekil 3.56 $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz bileşke (V'') hız dağılımı ($T_h= 64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)	69
Şekil 3.57 $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz yatay (u'') hız dağılımı, ($T_h= 64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$,	

	$T_m=28^\circ\text{C}, V_m=0,05\text{m/s}$	70
Şekil 3.58	$z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz düşey (v'') hız dağılımı, ($T_h=64^\circ\text{C}, T_c=39^\circ\text{C}, T_m=28^\circ\text{C}, V_m=0,05\text{m/s}$)	71
Şekil 3.59	$x/H=0,25-0,50-0,75$ için yatay hız (u) dağılımı ($T_h=64^\circ\text{C}, T_c=39^\circ\text{C}, T_m=28^\circ\text{C}, V_m=0,05\text{m/s}$)	71
Şekil 3.60	$y/H=0,25-0,50-0,75$ için düşey hız (v) dağılımı ($T_h=64^\circ\text{C}, T_c=39^\circ\text{C}, T_m=28^\circ\text{C}, V_m=0,05\text{m/s}$)	72
Şekil 3.61	$z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz sıcaklık dağılımı, ($T_h=64^\circ\text{C}, T_c=39^\circ\text{C}, T_m=28^\circ\text{C}, V_m=0,05\text{m/s}$)	72
Şekil 3.62	$y/H=0,25-0,50-0,75$ için sıcaklık değişimi ($T_h=64^\circ\text{C}, T_c=39^\circ\text{C}, T_m=28^\circ\text{C}, V_m=0,05\text{m/s}$)	73
Şekil 3.63	$x/H=0,25-0,50-0,75$ için sıcaklık değişimi ($T_h=64^\circ\text{C}, T_c=39^\circ\text{C}, T_m=28^\circ\text{C}, V_m=0,05\text{m/s}$)	73
Şekil 3.64	Hız vektörleri (a) $Ra=1.10^3$; (b) $Ra=1.10^4$; (c) $Ra=1.10^5$; (d) $Ra=1.10^6$; (e) $Ra=1.10^7$ ($T_h=32^\circ\text{C}, T_c=22^\circ\text{C}$)	75
Şekil 3.65	Yatay u hızı (a) $Ra=1.10^3$; (b) $Ra=1.10^4$; (c) $Ra=1.10^5$; (d) $Ra=1.10^6$; (e) $Ra=1.10^7$ ($T_h=32^\circ\text{C}, T_c=22^\circ\text{C}$)	76
Şekil 3.66	Düşey v hızı (a) $Ra=1.10^3$; (b) $Ra=1.10^4$; (c) $Ra=1.10^5$; (d) $Ra=1.10^6$; (e) $Ra=1.10^7$ ($T_h=32^\circ\text{C}, T_c=22^\circ\text{C}$)	77
Şekil 3.67	Sabit sıcaklık eğrileri (a) $Ra=1.10^3$; (b) $Ra=1.10^4$; (c) $Ra=1.10^5$; (d) $Ra=1.10^6$; (e) $Ra=1.10^7$ ($T_h=32^\circ\text{C}, T_c=22^\circ\text{C}$)	78
Şekil 3.68	Kapalı hacimler için laminar akışta sıcak duvar için hesaplanan Nu sayısının iki boyutlu Fluent modeli ile korelasyonun karşılaştırılması	80
Şekil 3.69	Kapalı hacimler için laminar akışta sıcak duvar için hesaplanan Nu sayısının üç boyutlu Fluent modeli ile korelasyonun karşılaştırılması	80
Şekil 4.1	Kübik hacmi oluşturan alt ve üst kapaklar	82
Şekil 4.2	Kübik hacmi oluşturan arka kapak	83
Şekil 4.3	Alt-üst kapaklar arasında destek parçaları	83
Şekil 4.4	Kübik hacmin ön cam yüzeyi	84
Şekil 4.5	Kübik hacmin yan cam yüzeyleri	84
Şekil 4.6	Deneysel çalışmalar için üretilen kübik hacim görüntüsü (1)	85
Şekil 4.7	Deneysel çalışmalar için üretilen kübik hacim görüntüsü (2)	85
Şekil 4.8	Veri toplama ünitesi	86
Şekil 4.9	Parçacık görüntülemeli hız ölçme (PIV) sisteminin şematik görünüşü	88
Şekil 4.10	PIV sistemi akım şeması	89
Şekil 4.11	LDA sistemi	90
Şekil 4.12	Ölçüm doğruluğunu kontrol için kullanılan deney düzeneği	93
Şekil 4.13	Kanal içi akışta PIV hız ölçüm sonuçları	94
Şekil 4.14	Kanal içi akışta LDA hız ölçüm sonuçları	94
Şekil 4.15	Kanal içi akışta PIV ve LDA hız ölçüm sonuçlarının karşılaştırması	95
Şekil 4.16	PIV ölçüm sonucunun White (2004) tarafından verilen çözüm sonucu ve tam çözüm ile karşılaştırması	96
Şekil 4.17	Yandan ısıtılan kapalı hacim için deney şematik resmi	97
Şekil 4.18	Yandan ısıtılan kapalı hacim probleminde PIV ölçme sistemi ile bulunan ortalama hız vektörleri ($T_h=69^\circ\text{C}, T_c=41^\circ\text{C}$)	98
Şekil 4.19	PIV sistemi ile bulunan boyutsuz u' hızlarının değişimi ($T_h=69^\circ\text{C}, T_c=41^\circ\text{C}, v_{maks}=0,128\text{m/s}$)	98
Şekil 4.20	PIV sistemi ile bulunan boyutsuz v' hızlarının değişimi ($T_h=69^\circ\text{C}, T_c=41^\circ\text{C}, v_{maks}=0,128\text{m/s}$)	99
Şekil 4.21	PIV sistemi ile bulunan, boyutsuz bileşke V' hız dağılımı ($T_h=69^\circ\text{C}, T_c=41^\circ\text{C}, v_{maks}=0,128\text{m/s}$)	100

Şekil 4.22	$x/H=0,25-0,5-0,75$ 'deki yatay u hız dağılımı ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$).....	101
Şekil 4.23	$y/H=0,25-0,5-0,75$ 'deki düşey v hız dağılımı ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$)	101
Şekil 4.24	Alttan ısıtılan kapalı hacimler için PIV ölçü sisteminde kullanılan deney tesisatının şematik görüntüsü.....	102
Şekil 4.25	Alttan ısıtılan kapalı hacimlerde PIV ile ölçülen ortalama hız vektörleri ($T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$)	103
Şekil 4.26	PIV sistemi ile bulunan boyutsuz yatay (u') hızlarının değişimi ($T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$, $v_{maks}=0,107\text{m/s}$).....	103
Şekil 4.27	PIV sistemi ile bulunan boyutsuz düşey (v') hızlarının değişimi ($T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$, $v_{maks}=0,107\text{m/s}$).....	104
Şekil 4.28	PIV sistemi ile bulunan, boyutsuz bileşke (V') hız dağılımı ($T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$, $v_{maks}=0,107\text{m/s}$)	105
Şekil 4.29	$x/H=0,25-0,50-0,75$ 'deki yatay (u) hız dağılımı ($T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$)	106
Şekil 4.30	$y/H=0,25-0,50-0,75$ 'deki düşey (v) hız dağılımı ($T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$).....	106
Şekil 4.31	Deney tekrarlılığı için yapılan 1. deneyde ölçülen ortalama hız vektörleri ($T_h=70^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$)	107
Şekil 4.32	Deney tekrarlılığı için yapılan 2. deneyde ölçülen ortalama hız vektörleri ($T_h=70^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$)	107
Şekil 4.33	Deney tekrarlılığı için $x/H=0,5$ doğrusu üzerinde ölçülen yatay (u) hızlarının karşılaştırması ($T_h=70^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$)	108
Şekil 4.34	Deney tekrarlılığı için $y/H=0,5$ doğrusu üzerinde ölçülen düşey (v) hızlarının karşılaştırması ($T_h=70^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$)	108
Şekil 4.35	$T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$ ve $T_h=70^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$ için yapılan üç deneyde elde edilen sonuçlara göre $x/H=0,5$ için yatay (u) hızlarının karşılaştırması	109
Şekil 4.36	$T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$ ve $T_h=70^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$ için yapılan üç deneyde elde edilen sonuçlara göre $y/H=0,5$ için düşey (v) hızlarının karşılaştırması.....	109
Şekil 4.37	Doğal taşınım ile aynı yönde zorlanmış taşınım probleminde kullanılan deney düzeneği.....	110
Şekil 4.38	Doğal taşınım ile aynı yönde zorlanmış taşınım probleminde kullanılan deney düzeneğinin şematik görüntüsü	111
Şekil 4.40	Ortalama hız vektörleri ($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$).....	113
Şekil 4.41	PIV sistemi ile bulunan boyutsuz yatay (u'') hızlarının değişimi ($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$).....	113
Şekil 4.42	PIV sistemi ile bulunan boyutsuz düşey (v'') hızlarının değişimi ($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$).....	114
Şekil 4.43	PIV sistemi ile bulunan, boyutsuz bileşke (V'') hız dağılımları ($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$).....	115
Şekil 4.44	$x/H=0,25-0,50-0,75$ için yatay hız (u) dağılımları ($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$).....	115
Şekil 4.45	$y/H=0,25-0,50-0,75$ için düşey hız (v) dağılımları ($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$).....	116
Şekil 4.46	Küçük hacim içine doğal taşınım yönüne zıt yönde verilen jet hava akımı probleminde kullanılan deney düzeneğinin şematik görüntüsü	117
Şekil 4.47	Ortalama hız vektörleri ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$).....	118
Şekil 4.48	PIV sistemi ile bulunan boyutsuz yatay (u'') hızlarının değişimi ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$).....	119
Şekil 4.49	PIV sistemi ile bulunan boyutsuz düşey (v'') hızlarının değişimi ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$).....	119
Şekil 4.50	PIV sistemi ile bulunan, boyutsuz bileşke (V'') hız dağılımları ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$).....	120
Şekil 4.51	$x/H=0,25-0,50-0,75$ için yatay (u) hız dağılımı ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$,	

Vm=0,05m/s).....	121
Şekil 4.52 y/H=0,25–0,50–0,75 için düşey (v) hız dağılımı (Th=64°C, Tc=39°C, Tm=28°C, Vm=0,05m/s).....	121
Şekil 4.53 Isıl çift kalibrasyon sistemi	123
Şekil 4.54 Bir ısı çiftin kalibrasyon eğrisi	123
Şekil 4.55 Hacim içi ve yüzeylerdeki sıcaklık ölçüm noktaları	124
Şekil 4.56 Yandan ısıtılan kapalı hacimde sıcak duvara bağlı olan beş ısı çiftin gösterdiği sıcaklık değişimi	125
Şekil 4.57 Yandan ısıtılan kapalı hacim içi sıcaklık değişimi (Th=69°C, Tc=41°C)	126
Şekil 4.58 Yandan ısıtılan kapalı hacim duvarların sıcaklık değişimleri (Th=69°C, Tc=41°C)	126
Şekil 4.59 Yandan ısıtılan kapalı hacim içi boyutsuz sıcaklık (θ) dağılımı (Th=69°C, Tc=41°C)	127
Şekil 4.60 y/H=0,25–0,5 ve 0,75 doğrularındaki sıcaklık değişimi (Th=69°C, Tc=41°C) ...	128
Şekil 4.61 x/H=0,25–0,5 ve 0,75 doğrularındaki sıcaklık değişimi (Th=69°C, Tc=41°C) ...	128
Şekil 4.62 İzolasyonlar açık haldeki kapalı hacim içi sıcaklık değişimi	129
Şekil 4.63 İzolasyonlar açık haldeki kapalı hacim yüzeylerindeki sıcaklık değişimi	130
Şekil 4.64 120 saniye için izolasyonlar açık haldeki kapalı hacim içi sıcaklık değişimi	130
Şekil 4.65 120 saniye için izolasyonlar açık haldeki kapalı hacim yüzeylerindeki sıcaklık değişimi	131
Şekil 4.66 Alttan ısıtılan kapalı hacim içi sıcaklık değişimi (Th=53°C, Tc=33°C).....	131
Şekil 4.67 Alttan ısıtılan kapalı hacimde duvarlarının sıcaklık değişimi (Th=53°C, Tc=33°C)	132
Şekil 4.68 Alttan ısıtılan kapalı hacim içi boyutsuz sıcaklık (θ) dağılımı (Th=53°C ve Tc=33°C).....	132
Şekil 4.69 y/H=0,25–0,50–0,75 için sıcaklık değişimi (Th=53°C, Tc=33°C).....	133
Şekil 4.70 x/H=0,25–0,50–0,75 için sıcaklık değişimi (Th=53°C, Tc=33°C).....	133
Şekil 4.71 Doğal taşınım ile aynı yönde zorlanmış taşınım probleminde hacim içi sıcaklık değişimleri (Th=67°C, Tc=40°C, Tm=28°C).....	134
Şekil 4.72 Doğal taşınım ile aynı yönde zorlanmış taşınım probleminde hacim duvarlarındaki sıcaklık değişimleri (Th=67°C, Tc=40°C, Tm=28°C)	135
Şekil 4.73 Kübik hacim içi boyutsuz sıcaklık (θ) dağılımı (Th=67°C ve Tc=40°C, Tm=28°C)	135
Şekil 4.74 y/H=0,25–0,5–0,75 için sıcaklık değişimi (Th=67°C, Tc=40°C, Tm=28°C)	136
Şekil 4.75 x/H=0,25–0,5–0,75 için sıcaklık değişimi (Th=67°C, Tc=40°C, Tm=28°C)	136
Şekil 4.76 Doğal taşınım ile zıt yönde zorlanmış taşınım probleminde hacim içi sıcaklık değişimleri (Th=64°C, Tc=39°C, Tm=28°C).....	137
Şekil 4.77 Doğal taşınım ile zıt yönde zorlanmış taşınım probleminde hacim duvarlarındaki sıcaklık değişimleri (Th=64°C, Tc=39°C, Tm=28°C)	138
Şekil 4.78 Kübik hacim içi boyutsuz sıcaklık (θ) dağılımı (Th=64°C, Tc=39°C, Tm=28°C)	138
Şekil 4.79 y/H=0,25–0,50–0,75 için sıcaklık dağılımı (Th=64°C, Tc=39°C, Tm=28°C).....	139
Şekil 4.80 x/H=0,25–0,50–0,75 için sıcaklık dağılımı (Th=64°C, Tc=39°C, Tm=28°C).....	139
Şekil 5.1 Hacmin düşey orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış yatay hız değerleri (Th=69°C, Tc=41°C)	144
Şekil 5.2 Hacmin yatay orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış düşey hız değerleri (Th=69°C, Tc=41°C)	145
Şekil 5.3 Hacmin düşey orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış sıcaklık değerleri (Th=69°C, Tc=41°C)	146
Şekil 5.4 Hacmin yatay orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış sıcaklık değerleri (Th=69°C, Tc=41°C)	146

Şekil 5.5	Yandan ısıtılan kapalı hacim için PIV ölçüm sonucunun literatürdeki sonuçlar ile karşılaştırması.....	147
Şekil 5.6	Hacmin düşey orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış yatay hız (u) değerleri (Th=53°C, Tc=33°C)	148
Şekil 5.7	Hacmin yatay orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış düşey hız (v) değerleri (Th=53°C, Tc=33°C)	149
Şekil 5.8	Hacmin düşey orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış sıcaklık değerleri (Th=53°C, Tc=33°C)	149
Şekil 5.9	Hacmin yatay orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış sıcaklık değerleri (Th=53°C, Tc=33°C)	150
Şekil 5.10	Hacmin düşey orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış yatay hız (u) değerleri (Th=67°C, Tc=40°C)	151
Şekil 5.11	Hacmin düşey orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış düşey hız (v) değerleri (Th=67°C, Tc=40°C)	151
Şekil 5.12	Hacmin düşey orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış sıcaklık değerleri (Th=67°C, Tc=40°C)	152
Şekil 5.13	Hacmin yatay orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış sıcaklık değerleri (Th=67°C, Tc=40°C)	153
Şekil 5.14	Hacmin düşey orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış yatay hız (u) değerleri (Th=64°C, Tc=39°C)	154
Şekil 5.15	Hacmin düşey orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış düşey hız (v) değerleri (Th=64°C, Tc=39°C)	154
Şekil 5.16	Hacmin düşey orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış sıcaklık değerleri (Th=64°C, Tc=39°C)	155
Şekil 5.17	Hacmin yatay orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış sıcaklık değerleri(Th=64°C, Tc=39°C)	155
Şekil 5.18	İki boyutlu yandan ısıtılan kapalı hacim içi laminar akışta sıcak duvar için sayısal yöntemle hesaplanan Nu değerinin literatürle karşılaştırılması	157
Şekil 5.19	Üç boyutlu yandan ısıtılan kapalı hacim içi laminar akışta sıcak duvar için sayısal yöntemle hesaplanan Nu değerinin literatürle karşılaştırılması	157

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1	Çözüm ağı sayısının değişmesi ile hesaplanan Nu değerleri ve % bağlı değişim değerleri	39
Çizelge 3.2	Değişik Rayleigh sayıları için hesaplanan Nusselt sayıları.....	79
Çizelge 4.1	Deneysel ölçümlerden kaynaklanan, ölçüm ve hesaplardaki belirsizlikler.....	142
Çizelge 5.1	İki boyutlu yandan ısıtılan kapalı hacim içi laminar akışta, sıcak duvar için sayısal yöntemle hesaplanan Nusselt sayısının literatürle karşılaştırması	156
Çizelge 5.2	Üç boyutlu yandan ısıtılan kapalı hacim içi laminar akışta, sıcak duvar için sayısal yöntemle hesaplanan Nusselt sayısının literatürle karşılaştırması	156
Çizelge 6.1	Sayısal çözümleme sonucu duvar bölgelerinde hesaplanan maksimum yatay ve düşey hız değerleri	159
Çizelge 6.2	Deneysel ölçümlerde duvar bölgelerinde bulunan maksimum yatay ve düşey hız değerleri	160
Çizelge 6.3	İncelenen dört problemdeki sıcak duvar için hesaplanan Nusselt sayıları.....	160

ÖNSÖZ

Bu doktora tez çalışmasında, ısıtılan kare kesitli bir hacim içinde hız ve sıcaklık alanları sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir.

Doktora tez çalışmasını yöneten, olumlu eleştirileri ve önerileri ile çalışmalarına büyük katkısı bulunan, yapılan ilk deneylerde bizzat yerinde katılıp fikirlerini paylaşan, değerli hocam Sayın Prof. Dr. Oktay ÖZCAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca tüm tecrübesini ve deneyimlerini paylaşan, tez çalışması sırasında olumlu eleştirileri ve önerileri ile tezimde büyük katkısı bulunan, değerli hocam Sayın Prof Dr. İsmail TEKE'ye, verdiği bilgiler ile bu çalışmaya katkılarından dolayı, Sayın Prof Dr. Seyhan ONBAŞIOĞLU'na çok teşekkür ederim.

Bu tez çalışması, YTÜ ile Arçelik A.Ş. arasında yapılan “Isıtılan ve/veya Soğutulan Hacimlerde Hız ve Sıcaklık Alanlarının İncelenmesi” isimli proje kapsamında gerçekleştirilmiştir.

YTÜ-Arçelik A.Ş arasında yapılan anlaşmada katkılarından dolayı Doç.Dr. Yalçın TANES ve değerli hocamız Prof. Dr. Doğan ÖZGÜR'e ve emeği geçen herkese çok teşekkür ederim.

Ayrıca bu tez çalışmasında maddi manevi desteklerini esirgemeyen Arçelik A.Ş. yöneticilerine, başta Sn. Dr. Levent AKDAĞ olmak üzere tüm Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Ailesi'ne, özellikle de deneylerde yaptığı yardımları için Sn. Dr. Deniz ŞEKER'e çok teşekkür ederim.

Deney tesisatının kurumunda, deneylerin gerçekleştirilmesinde yardımlarını esirgemeyen Ar-Ge teknisyenlerinden Sn. Nihat KANDEMİR'e, yaptıkları yardımlar ile işlerimi kolaylaştıran Sn. Mehmet MARAŞLI ve Sn. Çetin LALE'ye de çok teşekkür ederim.

Teknik desteklerini esirgemeyen, her türlü problemimde yardımcı olan başta Sn. Hakan DEMİR, Sn. Özgür ATAYILMAZ, Sn. Özlem EMANET, Sn Bülent KELEŞOĞLU ve değerli hocam Sn. Yrd. Doç. Dr. Handan ÇUBUK olmak üzere tüm mesai arkadaşlarıma çok teşekkür ederim.

Bütün bu teşekkürlerin ötesinde; beni yetiştiren, her türlü konuda destekleyen annem ve babama, aldığım her kararımı tüm kalbiyle destekleyen ve yardımlarını esirgemeyen eşime ve canım evladım şükranlarımı sunarım.

ÖZET

Bu doktora tez çalışmasında, ısıtılan kübik hacim içinde hız ve sıcaklık alanları, sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir.

Bu tez çalışmasının sayısal kısmında dört ayrı problem için sayısal çözüm yapılmıştır. Yandan ısıtılan kapalı hacim, alttan ısıtılan kapalı hacim, doğal taşınım ile aynı yönde zorlanmış taşınım ve doğal taşınımın tersi yönünde zorlanmış taşınım olmak üzere dört ayrı problem sayısal olarak çözülmüştür. Her bir problemde elde edilen sayısal sonuçlara göre, boyutsuz bileşke hız, boyutsuz yatay hız, boyutsuz düşey hız değerleri verilmiştir. Kapalı hacmin üç ayrı kesiti için boyutlu yatay ve düşey hızlar sunulmuştur. Ayrıca sıcaklık haritaları çıkarılmış, yine hacmin üç ayrı kesiti için boyutlu sıcaklık değişim grafikleri çizilmiştir. Sayısal çalışmaların sonunda yandan ısıtılan kapalı hacim problemi için ısı geçişi korelasyonu verilmiştir. Sayısal çalışmalar için Fluent 6.0 CFD programı kullanılmıştır.

Tez çalışmasının deneysel kısmı iki bölüme ayrılmıştır. Çalışmanın ilk kısmında, dört ayrı problem için deneysel hız ölçümleri yapılmıştır. Deneysel çalışmalar, sayısal çalışmalarda kabul edilen sınır şartlarında gerçekleştirilmiştir. Hız ölçümleri için PIV (Particle Image Velocimetry) sistemi kullanılmıştır. PIV sistemi, akım çizgilerini bozmadan ölçüm yapan ve bir düzlemdeki hız vektörlerini kısa sürede veren bir ölçüm sistemi olması nedeniyle tercih edilmiştir. Hacim içinde gerçekleşen küçük hızların ölçülmesinde PIV sisteminin güvenilirliği üzerine çalışılmış, ölçme sisteminin doğru sonuçlar verdiği gösterilmiştir. Çalışmanın bu kısmında, ölçümler sonucunda elde edilen boyutsuz bileşke hız, yatay ve düşey hızlar verilmiştir. Yine hacmin üç ayrı kesiti için boyutlu yatay ve düşey hız dağılımları sunulmuştur. Çalışmanın ikinci kısmında toplam 100 adet J tipi termo-eleman ile sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Ölçümler sonucunda dört ayrı problem için kapalı hacim içi boyutsuz sıcaklık dağılımları verilmiştir. Sayısal çalışma sonucu elde edilen sıcaklık haritalarının, deneysel olarak da incelenmesi sağlanmıştır.

Tez çalışmasının son kısmında, sayısal ve deney sonuçları karşılaştırılmıştır. Hız ve sıcaklık dağılımları için, sayısal ve deney sonuçlarının uyumlu olduğu görülmüştür. Ayrıca sayısal elde edilen ısı geçişi korelasyonun, literatürdeki benzer çalışmalar ile karşılaştırması yapılmıştır. Korelasyonun literatürle uyumlu olduğu görülmüştür.

Anahtar kelimeler: Isıtılan kübik hacim içi hız dağılımı, ısıtılan kübik hacim içi sıcaklık dağılımı, PIV hız ölçme sistemi, kübik hacim içi doğal taşınım.

ABSTRACT

In this doctorate thesis, velocity and temperature fields inside a heated cubical enclosure were investigated numerically and experimentally.

In the numerical part, four different problems were solved numerically. These are sidewall heated closed enclosure, bottom wall heated closed enclosure, natural convection in the same direction as forced convection and natural convection in opposite direction to forced convection. For each problem, numerical results are presented in terms of dimensionless resultant velocity, horizontal and vertical velocity. Dimensional horizontal and vertical velocities were presented for three different sections of the enclosure. Velocity and temperature contour maps were formed and dimensional temperature variation charts were presented for three different sections. In addition, a heat transfer correlation was given for sidewall heated closed enclosure problem. Commercial software Fluent 6.0 was used in numerical studies.

The experimental part of the thesis has two parts. In the first part, experimental velocity measurements were made for the four problems described above. Experimental studies were performed at nearly the same boundary conditions as numerical solutions. PIV (Particle Image Velocimetry) was used for velocity measurements. PIV system was preferred because it does not disturb streamlines and measures velocity vectors in a short time. Reliability of PIV measurements of small velocities were checked and verified. Dimensionless resultant velocity, horizontal velocity and vertical velocity values obtained from measurements were presented. Dimensional horizontal and vertical velocity distributions were given for three different sections of the enclosure. In the second part, temperature measurements were made by using a total of 100 J type thermocouples. Dimensionless temperature distributions within heated enclosure were given for four different problems. The temperature maps obtained from numerical solutions were verified experimentally.

In the last part of the thesis, numerical and experimental results were compared with each other. Generally good agreement was observed between the numerical and experimental velocity and temperature distributions. In addition, numerically obtained heat transfer correlation was compared with similar expressions reported in literature and good agreement was observed.

Keywords: Velocity distribution within heated cubical enclosure, temperature distribution within heated cubical enclosure, PIV velocity measurement system, natural convection within cubical enclosure.

1. GİRİŞ

Kapalı hacimler içinde doğal taşınım etkisi ile meydana gelen hava hareketleri için oluşturulacak bir model, birçok problemde akış modeli olarak kullanılabilir. Yaşadığımız mahaller, çift camlar, fırın, buzdolabı, bilgisayar ve güneş kolektörlerin hepsi kapalı hacim konumundadır. Kapalı hacim içinde hava hareketlerinin ve sıcaklık dağılımlarının bulunması, bu tür cihaz ve mekânlar içindeki hava hareketlerinin anlaşılmasına ve hacmin içindeki sıcaklık dağılımının bulunmasına yardımcı olacaktır.

Bu sebepten dolayı araştırmacılar uzun bir süredir değişik şekil ve boyuttaki kapalı hacim içindeki akış modellerinin çıkarılması üzerine çalışmaktadır.

Yerden ısıtılan bir mahalde alt yüzey sıcak olurken, diğer duvarlar soğuk olmaktadır. Pencereerde kullanılan çift camlarda kışın iç yüzeye bakan cam sıcak olurken, dış yüzeye bakan cam soğuk olmaktadır. Yazın ise tersi gerçekleşmektedir. Fırın içlerinde elektrik rezistansının bulunduğu duvarlar sıcak, ön cam kapak bölgesi soğuk olmaktadır. Buzdolabı içinde ön kapak bölgesi sıcak olurken evaporatör bölgesi soğuk olmaktadır. Güneş kolektörlerinde boruların bulunduğu alt plaka sıcak olurken, kolektör üzerindeki cam soğuk olmaktadır. Bütün bu problemlerin ortak noktası, hepsinin kapalı hacim olması ve bu hacimleri çevreleyen duvarlardan bazılarının sıcak, bazılarının soğuk olmasıdır.

Bu çalışmada bu tür akımlara model olabilecek bir akım incelenmiştir. İncelenen konu temelde: bir yüzeyi sıcak diğer yüzeyi soğuk kare kesitli bir hacim içinde, doğal ve zorlanmış taşınım ile meydana gelen hava hareketlerinin çıkarılması, hız ve sıcaklık haritalarının bulunması şeklindedir.

Bunun için 20x20x20cm ölçülerinde kübik kapalı bir hacmin bir yüzeyi sıcak, diğer yüzeyi soğuk olması sağlanmıştır. Diğer dört yüzey ise izole edilmiştir. Isıtıcı yüzeyin düşeyde ve altta olması durumları incelenmiştir. Burada hedeflenen: fırın gibi alt yüzeyi ve yan duvarları ısıtılan ve düşey duvarlarından ısı kaybeden bir hacim içindeki hava akımına örnek teşkil edecek bir akım modeli çıkarmaktır. Yine benzer olarak güneş kolektörlerinde de alt yüzey sıcak üst cam soğuktur. Bu nedenle alttan ısıtılan kapalı hacim için çıkarılan hız ve sıcaklık haritaları güneş kolektörlerinde temel model olarak kullanılabilir.

Yerden ısıtma sistemlerinde yer döşemesi sıcak olurken yan ve üst duvarlar soğuk olmaktadır. Alttan ısıtılan kapalı hacim probleminde elde edilen sonuçlar, bu tür ısıtmanın yapıldığı yerlerde temel bir çalışma olarak kullanılabilir.

Bu çalışmanın devamında doğal taşınım ile birlikte zorlanmış taşınım incelenmiştir. Zorlanmış taşınımdaki hava yönünün doğal taşınım ile aynı yönde olması veya zıt yönde olması problemi ilginçleştirmektedir.

Yandan ısıtılan bir hacmin üstünden verilen düşük hızlardaki havanın, kübik hacim içinde hava hareketlerinde, hız ve sıcaklık dağılımında, sıcak yüzey için Nusselt sayısında ne gibi değişikliklere sebep olduğu incelenmiştir. Bu sayede fırın gibi bir hacimde hava jetlerinin akıma ne derece etkisi olacağı, sıcaklıklarda ve hava hızlarında ne gibi değişikliklere sebep olabileceği tahmin edilmeye çalışılmıştır.

Zorlanmış taşınımın yönü ve hacim içerisine verilme açısı konusunda yapılan literatür çalışmasında, bu konularda yeterli çalışmanın yapılmadığı, bu tarz akışlarda daha uzun süre çalışılmasının gerektiği tespit edilmiştir.

Özetle bu çalışmada dört temel problem üzerinde durulmuştur. 1. Problem: Sol düşey duvardan ısıtılan, sağ düşey duvardan soğutulan diğer dört duvarları adyabatik olan kapalı hacimde içinde hız ve sıcaklık alanlarının incelenmesi. Bu problem çalışmanın ilerleyen kısımlarında kısaca yandan ısıtılan kapalı hacim olarak anılacaktır. 2. Problem: Alt yüzeyi sıcak, üst yüzeyi soğuk, sağ ve sol düşey duvarları sıcak-soğuk duvar sıcaklıkların arasında sabit sıcaklıkta, ön ve arka düşey duvarları adyabatik olan kapalı hacimlerde hız ve sıcaklık alanlarının incelenmesi. Bu problem çalışmanın ilerleyen kısımlarında alttan ısıtılan kapalı hacim olarak anılacaktır. 3. Problem: Sol düşey duvarı sıcak, sağ düşey duvarı soğuk, diğer dört duvarı adyabatik olan kübik hacim içine üst duvardan, hacim içindeki doğal taşınım ile aynı yönde verilen zorlanmış hava akımı probleminde hız ve sıcaklık alanlarının incelenmesi. Bu problem çalışmanın ilerleyen kısmında doğal taşınım ile aynı yönde verilen zorlanmış taşınım problemi olarak anılacaktır. 4. Problem: Sol düşey duvarı sıcak, sağ düşey duvarı soğuk, diğer dört duvarı adyabatik olan kübik hacim içine üst duvardan, hacim içindeki doğal taşınım yönüne zıt yönde verilen zorlanmış hava akımı probleminde hız ve sıcaklık alanlarının incelenmesi. Bu problem çalışmanın ilerleyen kısmında doğal taşınım ile zıt yönde verilen zorlanmış taşınım problemi olarak anılacaktır. Her bir problem için sayısal çözümlemeler ve deneysel ölçümler yapılmış, bulunan sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Ayrıca yandan ısıtılan kare kesitli hacimler için iki boyutlu ve üç boyutlu sayısal korelasyon çıkarılmıştır. Çıkarılan bu korelasyon ile literatür karşılaştırması yapılarak sonuçlar değerlendirilmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatür araştırması yapıldığında, paralel iki yüzey arasında ve değişik boyutlardaki kapalı hacim içinde yapılmış birçok araştırma olduğu ortaya çıkmıştır. Bu bölümde, yapılan deneysel ve sayısal çalışmalarda elde edilen sonuçlar sunulmuştur.

Yapılan çalışmalar incelendiğinde, çalışmaların büyük bir kısmının sayısal çalışmalar olduğu görülmüştür. Deneysel çalışma güçlükleri nedeniyle, araştırmacıların büyük bir kısmı sayısal çalışmayı tercih etmiştir. Bu bölümde literatürdeki çalışmalar, deneysel, deneysel-sayısal ve sayısal olmak üzere üçe ayrılmıştır. Bunun yanında, yapılan çalışmaları derleyen ve ortak sonuçlara ulaşmak isteyen çalışmalar da tespit edilmiştir.

Fusegi ve Hyun (1994), kapalı hacim içi doğal taşınım ile ilgili yapılmış çalışmaları inceleyerek, üç önemli sonucu ortaya koymuşlardır.

- Türbülans, Rayleigh sayısının 10^8 'den daha büyük değerlerde oluşmaktadır.
- Açıklık oranının ($A_R = \text{uzunluk/yükseklik}$) 10'dan daha büyük olması durumunda, akış tek boyutlu olarak kabul edilebilir.
- Türbülanslı akış durumu için, henüz tam olarak kullanılabilecek bir model bulunmamaktadır.

Khalifa (2001), 2000 yılı öncesi yapılan çalışmalarda sonuçları derlemiştir. Yapmış olduğu çalışmada, incelediği makaleleri 2 boyutlu ve 3 boyutlu çalışmalar olarak ayırmıştır. Hem 2 boyutlu hem de 3 boyutlu yapılan çalışmaların deneysel/analitik, kapalı hacim ölçüleri, çalışılan Ra aralığı, sıcaklık farkı ve açıklık oranı olarak karşılaştırma yapmıştır. $Ra_L = 10^8 - 10^{10}$ ve $Ra_L = 10^{10} - 10^{12}$ aralıkları için incelediği çalışma sonuçlarının Ra_L -Nu grafiklerini çizerek karşılaştırmıştır.

2.1 Deneysel Çalışmalar

Calay v.d. (1997), deneysel çalışmalarını bir odanın 4'te biri ölçülerindeki kapalı bir hacimde yapmışlardır. Karşıt düşey duvarları ısıtıp ve soğutarak deneylerini gerçekleştirmişlerdir. Soğuk duvara 15mm çapında bakır boru yerleştirmiş ve içinden %30 etilen glikollü su geçirerek, soğutma işlemini gerçekleştirmişlerdir. Adyabatik duvarlar 12mm izolasyonla kaplanmış ve yüzeyler siyah renge boyanmıştır. Kapalı hacmin bulunduğu mahal sıcaklıkları $0,5^\circ\text{C}$ doğrulukla ayarlanmış ve hacim içindeki sıcaklıklar T tipi termo-elemanlar ile ölçülmüştür. Çözümlemelerinde Boussinesq yaklaşımı kabul edilmiştir. $Gr = 10^8 - 10^{12}$ aralığında araştırmacıların bulmuş olduğu $Nu = c \cdot Gr^n$ korelasyonlarını vermiş, kendilerin

bulduğu Nu sayısı ile diğer araştırmacıların bulduğu Nu değerlerini karşılaştırmışlardır. Deney odası içindeki sıcaklık dağılımını, boyutsuz olarak grafikte göstermişlerdir.

Devia v.d. (1994), kapalı bir hacim içinde iki boyutlu akışı, Schlieren metodu kullanarak deneysel incelemişlerdir. Yaygın optik yöntemlerden birisi olan Schlieren yöntemi, akış alanına ışın göndererek, akışkanın farklı sıcaklıklardaki bölgelerinin ışığı farklı şekillerde kırması sonucunda, akışkanın sıcaklık dağılımının çıkarılmasıdır. Çalışmasında elde ettiği sıcaklık verilerini, teorik sonuçlarla ve ısıl çiftler ile yapılmış sıcaklık ölçümleri ile karşılaştırmıştır. Yöntem, ısıtılmış düşey bir duvarda oluşan doğal taşınım probleminde istenilen sonucu vermesine rağmen, kapalı hacimde istenilen hassasiyeti yakalayamamıştır.

Dutta v.d. (1999), üç boyutlu dikdörtgen kesitli kanallar içindeki doğal taşınım ve karışık taşınım (doğal taşınım ve zorlanmış taşınımın bir arada olduğu durum) problemini deneysel olarak incelemişlerdir. Akışkan olarak su kullanılmış ve kanal içinde çok noktadan T tipi termo-elemanlar kullanılarak sıcaklık ölçümü yapılmışlardır. Çalışmada, Reynolds sayısının farklı değerleri için, karışık taşınım durumunda elde edilen Nusselt sayısının, doğal taşınım durumunda elde edilen Nusselt sayısına oranı incelenmiştir. Doğal taşınım ve zorlanmış taşınımın aynı yönde olduğu durum için aşağıdaki korelasyon önerilmiştir.

$$\frac{Nu}{Nu_0} = 1,9518 \cdot \left[\log \left(\frac{Gr_H}{Re} \right) \right]^2 - 10,2138 \cdot \log \left(\frac{Gr_H}{Re} \right) + 14,0472 \quad (2.1)$$

Bu korelasyonda,

Nu: Karışık taşınım durumunda elde edilen Nusselt sayısı

Nu₀: Referans Nusselt sayısı

Gr_H: Grashof sayısı (Hacim yüksekliğine göre tanımlanmış)

Re: Reynolds sayısı

olarak tanımlanmıştır.

Referans Nusselt sayısı Nu₀, Reynolds sayısının farklı değerleri için aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$Nu_0 = 1,86 \cdot (Re \cdot Pr \cdot D / L)^{1/3} \quad Re \leq 3000 \text{ için} \quad (2.2)$$

$$Nu_0 = \frac{f}{8} \cdot (Re - 1000) \cdot \frac{Pr}{\left(1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)\right)} \quad Re > 3000 \text{ için} \quad (2.3)$$

Bu ifadede f , sürtünme faktörüdür ve $f=8\tau_w/\rho v^2$ şeklinde tanımlanır. Bu ifadede τ_w : cidar kayma gerilmesi, ρ : yoğunluk, v : kesitteki ortalama akışkan hızını göstermektedir. Boyutsuz bir parametre olan sürtünme faktörü Reynolds ve bağıl pürüzlülüğün bir fonksiyonudur $f=f(Re, \varepsilon/d)$. Çalışmada sürtünme faktörü aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir.

$$f = (0,79 \cdot \ln(Re) - 1,64)^{-2} \quad (2.4)$$

Ekundayo v.d. (1998), 350x350mm boyutlarındaki kapalı hacmi, içerisine yerleştirdiği 9,5mm çapında 750mm boyunda yatay ısıtıcı ile ısıtmışlardır. $Ra=7.10^4$ - 1.10^5 aralığı için deneysel ölçümler yapmışlardır. Rayleigh sayısı için ısıtıcı çubukların çevresi karakteristik uzunluk olarak alınmıştır. Isıtıcı çubuğu değişik konumlarda tutularak, akım çizgileri incelenmiştir.

Fraser v.d. (1991), doğal taşınım problemlerinde Laser Doppler Anemometer (LDA) sisteminin kullanılabilirliğini incelemişlerdir. Yapılan literatür araştırmasında, kapalı hacim içinde LDA'nın ölçüm yapabilmesi için, gerekli olan akış alanına verilmesi gereken tohum (besleme) malzemeleri incelenmiştir. Genelde düşük sıcaklıktaki gaz akışları için %50 gliserin - %50 su karışımının atomize edilmesinin yeterli olduğu, ancak doğal taşınım problemlerindeki düşük hız ve yüksek türbülans seviyesi sebebiyle, bu malzemenin kullanılmadığı belirtilmiştir. İkinci malzeme olan mısır yağının kullanımı durumunda, mısır yağının hacim içinde duvarlarda yoğunlaştığı, LDA'nın sinyal toplamasının zamanla zayıfladığı belirtilmiştir. Üçüncü olarak düşünülen silikon yağı ise kanserojen etkileri vardır. Çalışmanın sonucu olarak, laminar akış durumunda atomize edilmiş mısır yağının, sıcaklıklara dikkat ederek kullanılması gerektiği belirtilmiştir.

Hiller v.d. (1989), üç boyutlu kapalı bir hacim içinde, Prandtl sayısının 5,8–6000 aralığı ve Rayleigh sayısının 10^4 - 2.10^7 aralığı için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Çalışmada kullanılan kapalı hacmin boyutları 38x38x38mm'dir. Sıcaklığı ayarlanan yüzeyler bakırdan yapılmış ve böylece istenilen sıcaklıklar kolayca ayarlanabilmiştir. Diğer duvarlar ise 8 mm kalınlığında pleksi-glass malzemesinden imal edilmiştir. Hacim içine akışkan olarak Gliserol veya Gliserol-su karışımı doldurulmuştur. Akış görselleme çalışmalarında, sıvı kristal parçaları kullanılarak hem sıcaklık alanı hem de hız alanı zamana bağlı olarak çıkarılmıştır. Kullanılan sıvı kristal parçacıkları sıcaklığa duyarlı olduğundan, akış görselleme çalışmaları

sırasında, sıcaklık alanı da elde edilmiştir. Ayrıca, akış görselleme çalışmaları sırasında sürekli fotoğraf alınarak, akım çizgileri yardımıyla hız alanı da zamana bağlı olarak elde edilmiştir.

Hsieh ve Yang (1996), üç boyutlu kapalı bir hacim içinde, geçici rejim halindeki doğal taşınım problemini deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan incelemede, 150x50x60mm boyutlarındaki kapalı bir hacmin düşey duvarlarından birisi ısıtılmış, ısıtılan duvara karşılık gelen düşey duvar soğutulmuş ve diğer duvarlar izole edilerek adyabatik sınır koşulu sağlanmıştır. Akışkan olarak, Prandtl sayısının 457 olduğu silikon yağı kullanılmıştır. Rayleigh sayısının $6,9 \cdot 10^7$ - $4,12 \cdot 10^8$ aralığı için, hacim içinde çok noktadan T tipi termoelemanlar kullanılarak sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Ayrıca, 5-15 μ m aralığında büyüklüğe sahip alüminyum parçacıklar akış alanına bırakılmış ve akış görselleme çalışması yapılmıştır. Zamanın ilerleyen değerleri için yapılan bu sıcaklık ölçümü sonucunda, üç boyutlu durumda elde edilen Nusselt sayısı değerlerinin, iki boyutlu akış durumu için yapılan sayısal çalışmalar sonucu elde edilen değerlerden daha yüksek olduğu belirtilmiştir.

Khalifa (2000), 14 farklı şekildeki oda için deneysel çalışma yapmıştır. Deney odası şeklini değiştirerek deneyler yapmıştır. $Nu=c \cdot Ra^m$ korelasyonunu 14 ayrı deney hücresi için vermiştir. 14 ayrı şekil için Ra - Nu grafiği çizmiştir.

Lankhorst v.d. (1993), kapalı bir hacim içinde, Rayleigh sayısının $1 \cdot 10^9$ - $4 \cdot 10^9$ aralığı için, LDA kullanarak tek boyutlu hız ölçümü yapmışlardır. Yapılan çalışmada, kapalı hacim alt ve üst duvarları poliüretan malzeme ile izole edilmiş, yan duvarlardan karşılıklı iki tanesi ise farklı sıcaklıklarda tutulmuştur. LDA ile ölçüm yapabilmek için, cam duvarlar hazırlanmış ve bu duvarların üzerinde, lazer ışınlarını akış alanına gönderebilmek için küçük kanallar açılmıştır. Yapılan çalışmada, tohum malzemesi olarak Al_2O_3 kullanılmıştır. Yapılan deneysel çalışma sonucunda, hacim içi farklı noktalarda hız değerleri elde edilmiştir.

Leong v.d. (1999), üç boyutlu kapalı bir hacim içinde laminar doğal taşınım problemini deneysel olarak incelemişlerdir. İncelemede, kapalı hacmin normal durumunun yanı sıra, 45° eğik olduğu durum için de çok noktadan sıcaklık ölçümü yapılarak, farklı Rayleigh sayıları için aşağıdaki korelasyonlar çıkarılmıştır. Karakteristik uzunluk olarak sıcak-soğuk duvar arasında kalan uzunluk kullanılmıştır.

Kapalı hacmin 0° eğik olduğu durum için,

$$Nu = 1 + 2,5135 \cdot 10^{-5} \cdot Ra_L \quad (10^4 \leq Ra_L \leq 10^5 \text{ aralığı için}) \quad (2.5)$$

$$Nu = 0,1194 \cdot Ra_L^{0,3021} \quad (10^5 \leq Ra_L \leq 10^8 \text{ aralığı için}) \quad (2.6)$$

Kapalı hacmin 45° eğik olduğu durum için,

$$Nu = 0,07309 \cdot Ra_L^{0,3358} \quad (10^4 \leq Ra_L \leq 10^5 \text{ aralığı için}) \quad (2.7)$$

$$Nu = 0,1492 \cdot Ra_L^{0,2955} \quad (10^5 \leq Ra_L \leq 10^8 \text{ aralığı için}) \quad (2.8)$$

Meyer ve Larsen (2002), suyla dolu kübik bir hacim içerisinde, doğal taşınım akımlarını PIV ile incelemişlerdir. Kapalı hacmin tabandan ısıtılması ve yan duvarlardan soğutulmasını sağlayarak türbülanslı akış elde etmiş ve $Ra_L = 1,4 \cdot 10^{10}$ için hız ve sıcaklık dağılımlarını vermişlerdir.

Ramesh ve Venkateshan (2000), 40x40x200mm ve 60x60x300mm ölçülerinde iki ayrı kutuda deneysel olarak çalışma yapmışlardır. Yapılan çalışmada deney hücresi elektrikle ısıtılıp, sıcaklık dağılımını K tipi termo-elemanlar ile ölçülerek çıkarılmıştır. Sıcak duvar üzerinde ısı transfer katsayısının duvar boyunca değişimi bulunmuştur. Akım çizgileri, fotoğraf makinesi ile görüntü alınarak çıkarılmıştır. Hacim üstünden olan ısı kaybı oranını grafikletirmişlerdir. Sıcak-soğuk duvar sıcaklık farkını 62,4°C'ye kadar çıkararak, $5 \cdot 10^4 \leq Gr_L \leq 2 \cdot 10^6$ aralığı için $Nu = 0,560 \cdot Gr_L^{0,195}$ korelasyonunu vermişlerdir. $\pm\%6$ hata bandında sonuçlar bulunmuştur.

Smyth ve Salman (1991), 0,04x0,2x1m boyutlarındaki dikdörtgen kesitli bir kanal içinde, sadece doğal taşınım ve doğal taşınım ile birlikte zorlanmış taşınımın (karışık taşınım) olduğu durumları deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada, laminar akış koşulları göz önüne alınmıştır. Yapılan deneysel çalışma sonucunda, kanalın alt duvarındaki Nusselt sayısının her iki durumda incelenmesi yapılmış, doğal taşınım ve karışık taşınım durumları için aşağıdaki korelasyon önerilmiştir.

$$\frac{Nu_{dt}}{Nu_{zt}} = \left[1 + 0,00458 \cdot \left(\frac{L}{D} \right)^{0,55} \cdot \frac{Gr_L^{0,5}}{Re^{0,55} \cdot Pr^{0,05}} \right]^{0,5} \quad (2.9)$$

Bu ifadede:

Nu_{dt} : Doğal taşınım durumunda hesaplanan Nusselt sayısı

Nu_{zt} : Karışık taşınım durumunda hesaplanan Nusselt sayısı

L: Kapalı hacmin uzunluğu

D: Kapalı hacmin hidrolik çapı

Gr_L : 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.

2.2 Deneysel-Sayısal Çalışmalar

Ahmed ve Yovanovich (1991), küp şeklindeki bir kutuda, bir yüzeyin sabit sıcaklıkta ısıtılması, diğer yüzeyin sabit sıcaklıkta soğutulması durumunda, $0 \leq Ra_L \leq 10^6$ ve $Pr = 0,72$ için sayısal ve deneysel çözümler yapmışlardır. Yaptıkları deneysel ve sayısal çözümleri karşılaştırarak, sonuçların uyum içinde olduğunu göstermişlerdir. Isı kaynağının toplam yüksekliğe göre bağlı ölçüsünü (ε) değiştirerek ($0,25 \leq \varepsilon \leq 1$ arasında), $Nu = Nu(Ra_L, \varepsilon)$ olduğunu bulmuşlardır.

Calcagni v.d. (2004), alt duvardan ısıtılıp, yan duvarlardan soğutulan kare hacim içinde doğal taşınım problemini deneysel-sayısal incelemişlerdir. Çalışmada ısıtıcı kaynağının uzunluğunun artması halinde hacim içindeki ısı geçişinin nasıl değiştiği incelenmiştir. Sayısal çalışmada Fluent 6.0 CFD paket programı kullanmıştır. $Ra_L = 10^3 - 10^6$ aralığı için hesaplanan Nusselt sayıları verilmiştir.

Derebail ve Koster (1997), üç boyutlu dar kapalı bir hacim içinde laminar akış şartlarında oluşan ısı geçişi problemini incelemişlerdir. Akışkan olarak çok düşük Prandtl sayısına sahip sıvı metal Galyum kullanarak, hem deneysel hem de sayısal inceleme yapmışlardır. Deneysel çalışmalarda $50 \times 35 \times 2$ mm boyutlarında bir hacim kullanılmıştır. Deneylerde hacim içi akış, özel bir radyoskopi yöntemi kullanılarak görsellenmiş ve sıcaklık dağılımı çıkarılmıştır. Ancak, adyabatik duvarlar için sınır koşulları tam sağlanamadığından, deneysel sıcaklık dağılımı ile sayısal çalışmalar sonucu elde edilen sıcaklık dağılımı arasında farklar mevcuttur. Sayısal çalışmalarda sonlu hacimler yöntemi kullanılarak hem iki boyutlu hem de üç boyutlu hacim durumu incelenmiş ve aşağıdaki korelasyonlar önerilmiştir.

İki boyutlu laminar doğal taşınım durumu için,

$$Nu = 0,083 + 0,052 \cdot Gr_H^{0,293} \quad (2.10)$$

Üç boyutlu laminar doğal taşınım durumu için,

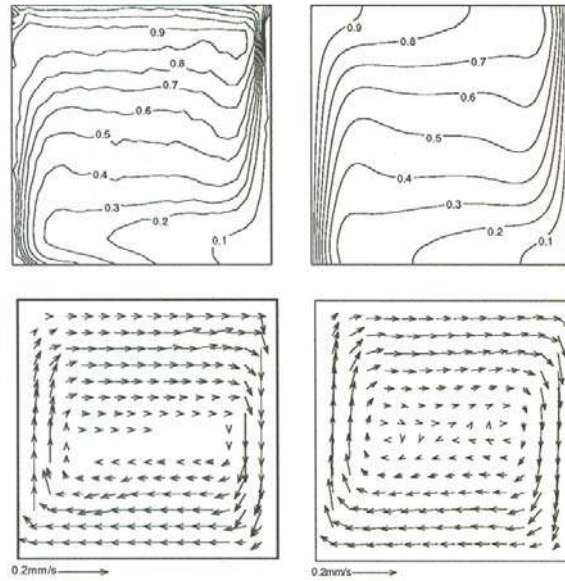
$$Nu = 0,882 + 9,312 \cdot 10^{-7} \cdot Gr_H^{0,909} \quad (2.11)$$

Her iki korelasyon da $10^3 \leq Ra_H \leq 10^6$ aralığı için geçerlidir.

Fu v.d. (1994), düşey duvarlarından biri soğuk, diğeri ise iki farklı sıcaklıkta tutulan, yatay duvarları adyabatik iki boyutlu bir kapalı hacim içinde laminar doğal taşınım problemini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada, T_{h1} ve T_{h2} sıcaklıklarında tutulan duvar parçalarının yükseklikleri arasındaki oran kullanılmış ve farklı oranlar için, laminar akış koşullarında sonlu farklar yöntemi kullanılarak çözümleme yapılmıştır. Çalışma sonucunda herhangi bir korelasyon önerilmemiştir.

Kazansky v.d. (2002), elektrikle ısıtılan düşey plakada sıcaklık değerlerini ısı çiftleri ile, hız değerlerini de hot-wire ile ölçülerek hesaplamışlardır. Görüntüler hacim içine verilen ve duman jeneratöründen elde edilen yağ dumanı kullanılarak, dijital kamera ile çekilmiştir. Deneysel sonuçlar, FLUENT 5.5 kullanılarak bulunan sayısal sonuçlar ile karşılaştırmıştır. Sonuçların yakın olduğu bulunmuştur.

Kowalewski v.d. (1993), kapalı hacim içinde laminar doğal taşınım problemini hem deneysel hem de sayısal olarak incelemişlerdir. Yapılan deneysel çalışmada kapalı hacim içi hız dağılımı için iki boyutlu bir Particle Image Velocimetry (PIV) cihazı kullanılmıştır. Hacim içi akışkan olarak saf gliserin ve su tercih edilmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar, sayısal çalışmalar ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 2.1 $Ra_L = 1,66 \cdot 10^5$ ve $Pr = 1109$ için sırasıyla ölçülmüş (solda) ve hesaplanmış (sağda) boyutsuz sıcaklık ve hız dağılımları (Kowalewski, 1993)

2.3 Sayısal Çalışmalar

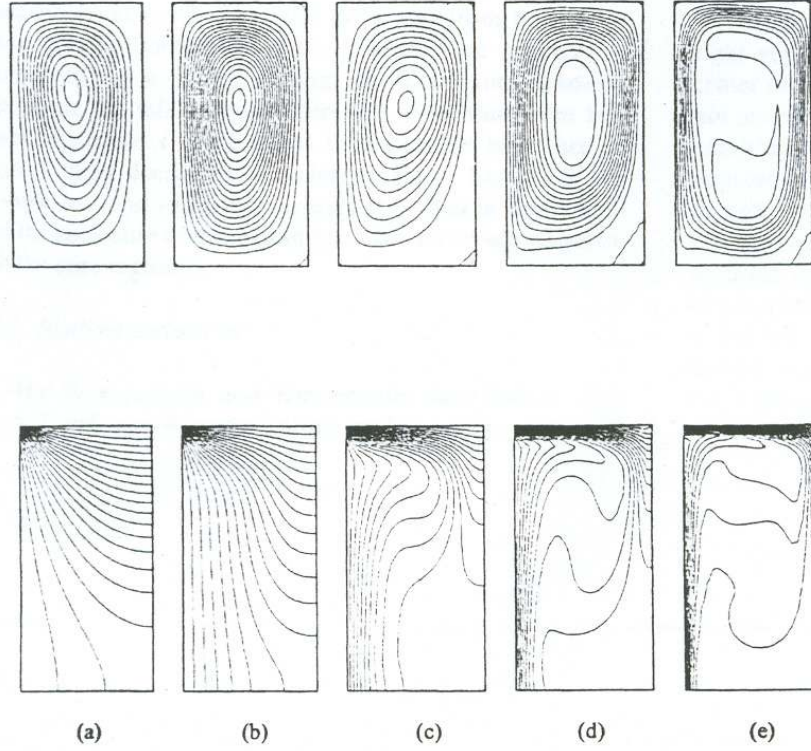
Ahmed ve Yovanovich (1992), diferansiyel ısıtılan açıklık oranı (A_R) 1/8 olan kapalı hacimlerde $Ra_H = 3,4 \cdot 10^5$ ve $Pr = 0,71$ için zamana bağlı çözümler yapmışlardır. Ayrıca kararlı olmayan akışlarda, yine $A_R = 1/8$ hacim içerisinde kritik Ra sayısını bulmaya çalışmışlardır.

Aktaş ve Farouk (2002), 1 atm basınç 300K sıcaklıkta, içinde Nitrojen ve Helyum gazı bulunan, 13x13mm olan kapalı hacimde termo-akustik dalga hareketlerinin sayısal simülasyonu üzerine çalışmışlardır. Hızlı ısıtılan duvarlarda, $Ra_L = 10^4$ için sıkıştırılabilir akışta Navier-Stokes eşitliklerini kullanarak çözümler yapmışlardır. Sonuçta oluşan hız vektörlerini gösteren kontur çizimleri ile, akım alanlarını göstermişlerdir.

Arcidiacono v.d. (2000), açıklık oranı (A_R) 1 olan kapalı hacimlerde iki boyutlu sayısal çalışma yapmışlardır. Akışkan olarak düşük Pr değerine sahip Li-17Pb ($Pr = 0,0321$) seçilmiş, Gr_L sayısına göre akışın türü tespit edilmeye çalışılmıştır. Sonuçta $10^7 < Gr_L < 3 \cdot 10^7$ akış simetrisinin kırıldığı, $3 \cdot 10^7 < Gr_L < 5,4 \cdot 10^7$ periyodik akış, $5,4 \cdot 10^7 < Gr_L < 10^8$ kaotik akışa geçiş ve $Gr_L = 10^9$ 'de tam kaotik akışın gerçekleştiği bulunmuştur.

Arcidiacono ve Ciofalo (2000), çalışmaların devamında açıklık oranı (A_R) 4 için çözüm yapmışlardır. $Gr_L = 10^6 - 10^{11}$ aralığında çalışılmış ve $Gr_L < 10^6$ olan akışlarda, derin olmayan kapalı hacim içindeki taşınımın ihmal edilebilir rol oynadığı bulunmuştur. $Gr_L = 1 \cdot 10^6 - 1 \cdot 10^7 - 1 \cdot 10^8 - 1 \cdot 10^9 - 3 \cdot 10^9$ için akım ve sıcaklık dağılımı bulunmuştur. Bu çalışmada Gr_L sayısına göre akım şekilleri belirlenmiştir.

Aydın v.d. (1999), düşey duvarı ısıtılmış, üst duvarı soğutulmuş bir kapalı hacimde açıklık oranının değişmesinin, Ra sayısı ve Nu sayısına etkilerini incelemişlerdir. Açıklık oranı (A_R) 0,25–0,5–1–2–4 ve $Ra_H = 10^3 - 10^4 - 10^5 - 10^6 - 10^7$ için izotermal akım çizgileri çıkarılmıştır. Ayrıca Nu ve Ra_H arasında A_R 'ye göre grafikler çizilmiştir. Bulunan sonuçlar $Ra_H = 10^3 - 10^7$ aralığı için Davis ve Jones, Markatos ve Pericleous ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 2.2 Farklı Rayleigh sayıları için elde edilmiş akım çizgileri (üstte) ve sabit sıcaklık eğrileri (altta) (a) $Ra_H=10^3$ (b) $Ra_H=10^4$ (c) $Ra_H=10^5$ (d) $Ra_H=10^6$ (e) $Ra_H=10^7$ (Aydın v.d. 1999)

Behnia v.d. (1990), iki boyutlu kapalı bir hacim içinde ışıının etkisinin de katıldığı laminar doğal taşınım problemini, sonlu farklar yöntemi kullanarak incelemiştir. Analizlerde düşey duvarlardan birisi sabit sıcaklıkta tutulurken, diğer düşey duvar transparan kabul edilmiştir. Böylece, bu duvar ile hacmi çevreleyen ortam ve bu duvar ile hacim içi yüzeyler arasındaki ışıının etkisi de incelenmiştir. Analizlerde, Rayleigh sayısı 10^4 - 3.10^5 aralığında tutulmuştur. Ortamın taşınım etkisinin göz önüne alındığı analizlerde, ortam ısı taşınım katsayısı $10 \text{ W/m}^2.\text{K}$ alınmıştır.

Bejan (1995), düşey duvarlarından birisi ısıtılan diğeri soğutulan ve kalan duvarları adyabatik olan bir hacim içinde, zamana bağlı laminar doğal taşınım problemini, boyut analizi yaparak incelemiştir. Yapılan boyut analizinde; 2 boyut için süreklilik, Navier-Stokes denklemleri ve enerji denklemi yazılmış, hareketin başladığı anın hemen sonrasında, sınır tabaka kalınlığı δ_T , Rayleigh sayısının bir fonksiyonu olarak, aşağıdaki gibi formüle edilmiştir.

$$\delta_T \approx H.Ra_H^{-1/4} \quad (2.12)$$

Bu ifadede,

H: Hacim yüksekliği

Ra_H : Hacim yüksekliğine göre tanımlanmış Rayleigh sayısı

olarak ifade edilmiştir.

Bruneau ve Saad (2001), açıklık oranı 1/8 olan kapalı hacimlerde, doğal taşınım problemini çözebilmek amacıyla sıcaklık ve hız-basınç bilinmeyenleri için bölümlere ayırma metodu kullanmışlardır. Zig zag çözüm ağları üzerinde 2. ve 3. derece sonlu farklar ile yaklaşımlar sağlanmıştır. Özellikle $Ra = 3,4 \cdot 10^5$ için geniş bir inceleme yapmışlardır.

Chang ve Tsai (1997), iki boyutlu kapalı bir hacim içindeki türbülanslı doğal taşınım durumunu, bir ticari CFD yazılımı (PHOENICS) kullanarak incelemiştir. Yapılan incelemede, standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Çalışma sonucunda, aşağıdaki korelasyon önerilmiştir.

$$Nu = 0,176 \cdot Ra_L^{0,146} \cdot (h \cdot W/k_f)^{0,502} \quad (2.13)$$

Bu ifadede,

h: Akışkanın ısı taşınım katsayısı, W: Kapalı hacmin genişliği, k_f : Akışkanın ısı iletim katsayısı olarak tanımlanmıştır.

Verilen korelasyon $10^9 \leq Ra_L \leq 10^{11}$ ve $1 \leq h \leq 10$ W/m²·K aralığı için geçerlidir. Elde edilen korelasyon, Markatos'un korelasyonu ile karşılaştırılmış ve iki çalışma sonucu elde edilen değerler arasındaki % 15 fark bulunmuştur.

Chen v.d. (1987), sırasıyla yan yüzey sıcaklıkları T_s , üst yüzey sıcaklığı T_t ve alt yüzey sıcaklığı T_b olmak üzere, $T_s > T_t > T_b$ olacak şekilde yüzey sıcaklıkları sabit tutulan kapalı hacimlerde laminar doğal taşınım problemini, Rayleigh sayısının 10^4 - 10^7 aralığında incelemiştir. Çözümleme, sonlu farklar yöntemi ile yapılmıştır. Yapılan analizlerde, kapalı hacmin alt kısmının neredeyse durağan olduğu, üst kısmında ise birbirine ters yönlerde hareket eden iki çevrinti olduğu belirtilmiştir. Analizler sonucunda, yan duvarlarda farklı Rayleigh sayıları için hesaplanan Nusselt sayısı değerleri için aşağıdaki korelasyon önerilmiştir.

$$Nu = 1,43 \cdot Ra_L^{0,077} \quad (2.14)$$

Ayrıca, kapalı hacmin alt yüzeyindeki hareketsiz akışkan tabakasının boyutsuz kalınlığı için

de aşağıdaki korelasyon önerilmiştir.

$$\delta = 1,159 \cdot Ra_L^{-0,115} \quad (2.15)$$

Christon v.d. (2001), açıklık oranı 1/8 olan kapalı hacimlerde, $Ra_L = 3,4 \cdot 10^5$ ve $Pr = 0,71$ için zamana bağlı sayısal çözümler yapmışlardır. Zamandan bağımsız akımda, kritik Ra_L sayısının tespiti ve metodun güvenilirliği üzerine çalışmışlardır.

Christopher (2001), açıklık oranı 1/8 olan uzun hacim içerisinde yüksek Ra_L sayıları için, doğal taşınım akış çözümleri gerçekleştirmiştir. Değişik çözüm yöntemlerinin kıyaslamalarını yapmıştır.

Comini v.d. (2001), açıklık oranı 1/8 olan kapalı hacimlerde, doğal taşınım problemini çözebilmek için, sonlu eleman çözümleri yapmışlardır. Çözümler $Pr=0,71$ ve $Ra = 3,4 \cdot 10^5$ için yapılmıştır.

Costa (2002), önceki yapılan çalışmalarda kabul edilen sabit sıcaklıktaki düşey duvarlar yerine, yüksek yayıcı özelliği olan duvarların olduğunu kabul etmiştir. Kapalı hacimler içerisinde doğal taşınım problemlerinde, bu duvarların Nu sayısına etkisini incelemiştir.

$$Nu = c \cdot \left(\frac{Pr}{0,2 + Pr} \cdot Ra_H \right)^{n_1} \left(\frac{L}{H} \right)^{n_2} \quad (2.16)$$

bağıntısını vererek c , n_1 ve n_2 katsayılarını Ra sayısı aralıklarına göre vermiştir.

Costa v.d. (2002), köşeleri kapatılmış bir kapalı hacimde 2 boyutlu sayısal bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada sonlu eleman yöntemi kullanılarak, kaldırma kuvvetleri incelenmiştir. Kutunun çapraz köşelerinin kapatılma varyasyonları ve dört köşenin kapatılması durumundaki Nu değişimleri, grafikler halinde verilmiştir. $Ra_H=10^6$ için boyutsuz hız dağılımı ve boyutsuz sıcaklık dağılımı verilmiştir.

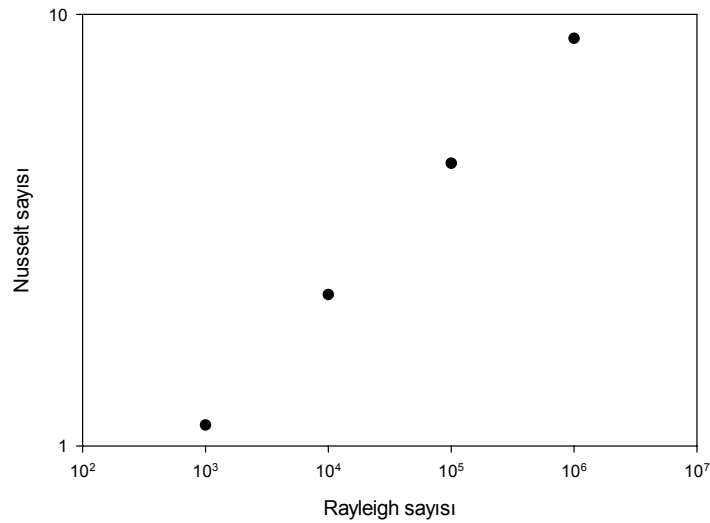
Daniels ve Jones (1998), içinde uniform olarak yerleştirilmiş ısı kaynakları olan iki boyutlu kapalı dar hacimler içinde, laminar doğal taşınım problemini sayısal olarak incelemişlerdir. Çözüm yöntemi olarak sonlu farklar metodu kullanılmıştır. Çalışmada, artan Rayleigh sayısının akışı lineer olmayan bir şekilde etkilediği belirtilmiş, ancak bir korelasyon önerilmemiştir.

Davidson (1992), kapalı hacim içinde türbülanslı akışı sayısal olarak incelemiştir. Rayleigh sayısının $5 \cdot 10^{10}$ değeri için çalışmalar yapmıştır. Yapılan çalışmada, yan duvarları farklı sıcaklıklarda, alt ve üst duvarları adyabatik olan kapalı bir hacimde, SIMPLE algoritması

kullanılarak, iki farklı k- ϵ türbülans modeli ile çözümleme yapmıştır. Kullanılan türbülans modelleri, Jones ve Launder tarafından geliştirilen “düşük Reynolds sayısı k- ϵ modeli” ile iki tabakada çözüm yapan standart k- ϵ türbülans modelidir. Her iki modelde de, sınır tabakayı yakalamak için duvar fonksiyonları kullanılmıştır. Yapılan sayısal çalışma sonucunda, her iki model için de sınır tabaka yakalanamamış ve akış türbülanslı olmasına rağmen, laminar akış için çözümler elde edilmiştir.

Deng v.d. (2002), yan ve alt duvarları adyabatik, üst yüzey yalıtılmamış duvardan oluşan bir kapalı hacimde, değişik tipte ısıtıcı tipleri ile oluşan akım çizgilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Isı kaynağı olarak dikdörtgensel hacim içine yerleştirilmiş kare kesitte, iki adet ısıtıcı ve alt duvara yerleştirilmiş, değişik büyüklükte ısıtıcılar kullanılmıştır. Kare ısıtıcı aralarındaki mesafenin değiştirilmesinin, akım çizgilerine etkisi incelenmiştir. Ayrıca alt duvara yerleştirilen ısıtıcıların aralarındaki mesafenin ve uzunluklarının değiştirilmesi ile oluşan akım çizgileri incelemiştir.

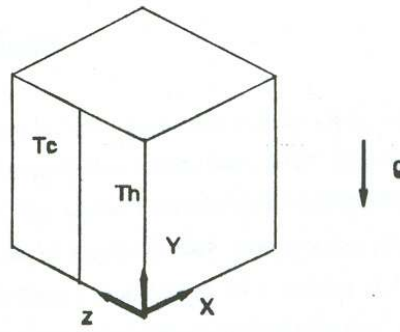
De Vahl Davis (1983), 2 boyutlu kapalı bir hacim içindeki laminar doğal taşınım problemini incelemiştir. Rayleigh sayısının 10^3 - 10^6 aralığı için sonlu farklar yönteminin kullanarak sayısal çalışma yapmış ve Nusselt sayılarını hesaplamıştır. Çalışmasında korelasyon vermemiştir. Kullanılan sayısal model, bir ekstrapolasyon yöntemi ile kullanılan çözüm ağından bağımsız hale getirilmiştir. Bu çalışma kullanılan çözüm ağından bağımsız olduğu için, açık literatürde laminar akış durumu için en fazla karşılaştırma yapılan araştırmadır. Çalışmada verilen Rayleigh sayıları ve Nusselt sayılarına göre değişim Şekil 2.3’de gösterilmiştir.



Şekil 2.3 Farklı Rayleigh sayıları için hesaplanan Nusselt sayıları (De Vahl Davis, 1983)

Dol ve Hanjalic (2000), kübik kapalı hacim içinde türbülanslı doğal taşınım akışını, bilgisayar yardımıyla çözümlerini gerçekleştirmişlerdir. Çözümlerlerini 2 boyutta başlamış ve üç boyutta odaklamışlardır. Çalışmalarını özellikle yüksek Rayleigh sayıları ($Ra_H=4,9.10^{10}$) için yapmışlardır. Isıtılan ve soğutulan duvar haricindeki duvarlar, adyabatik ve izotermal kabul edilmiştir. k-ε modeli kullanılmış, çözüm ağı kenar ve köşe bölgelerde sıklaştırmış ve bu bölgelerdeki akımlar üzerine çalışılmıştır.

Frederick (1997), bir duvarı iki ayrı sıcaklıkta tutulan, diğer bütün duvarları adyabatik olan üç boyutlu kapalı hacim içinde, laminar doğal taşınım problemini sayısal olarak incelemiştir. $z=0,5$ koordinatında akım ve sıcaklık alanları tamamıyla simetri olarak çıkarılmıştır. $Ra_L=10^5-10^7$ aralığında Nu- Ra_L grafikleri çizilmiştir. $Ra_L =10^3-10^7$ aralığında $Nu=c \cdot Ra_L^n$ korelasyonundaki c ve n değerlerini sayısal olarak vermiştir. $Ra_L>10^5$ akışın karıştığı, bu durumda 3 boyutlu taşınım meydana geldiğini belirtmiştir.



Şekil 2.4 Problem geometrisi (Frederick,1997)

Yapılan çalışmada SIMPLER algoritması kullanılmış ve sonuçta $10^3 \leq Ra_L \leq 10^7$ aralığı için aşağıdaki korelasyon elde edilmiştir.

$$Nu = 0,1154 \cdot Ra_L^{0,2682} \quad (2.17)$$

Frederick ve Quiroz (2000), düşey duvarlarından birisi soğutulan, onun karşısındaki duvarın bir kısmı sıcak, geri kalan duvarları adyabatik tutulan üç boyutlu kapalı hacimlerde, ısı geçişinin iletimden taşınımına geçtiği Rayleigh sayısını belirlemek için, laminar doğal taşınım durumunu sayısal olarak incelemiştir. Yapılan sayısal çalışmalar sonucunda, incelenen geometri için Rayleigh sayısının 10^3-10^5 aralığında ısı geçişinin iletim ağırlıklı olduğu, ancak Rayleigh sayısının 10^5 'den büyük değerlerinde hacim içi hızların çok arttığı ve ısı geçişini taşınımın karakterize ettiği belirtilmiştir.

Gelfgat v.d. (1999), yaptıkları çalışmada, ısıtılmış dikdörtgensel kapalı hacimlerde, doğal taşınımın çeşitli kararlı hallerini incelemiş, açıklık oranı 1 ile 11 arasında ve $Pr=0-Pr=0,015$ değerlerinde, stabilize diyagramlarını kritik parametreleri de gösterecek şekilde çizmişlerdir.

Girimaji ve Balachandar (2002), çalışmalarında direk sayısal simülasyon yöntemi kullanılarak, türbülanslı akışta çözümler gerçekleştirmişlerdir.

Goto ve Suzuki (1997), kapalı bir hacim içindeki laminar doğal taşınım problemini, iki boyutlu süreklilik ve Navier-Stokes denklemlerini kullanarak sayısal olarak incelemişlerdir. Rayleigh sayısının 10^3-10^6 aralığı için çözümleme yapılmış ve elde edilen sonuçların De Vahl Davis çözümleri ile uyumlu olduğu belirtilmiştir.

Guo v.d. (2002), doğal taşınımına etki eden atalet kuvvetleri, viskoz kuvvetleri ve kaldırma kuvvetlerinin, Rayleigh sayısı ile değişimini incelemişlerdir. Sonuçta viskoz kuvvetin atalet kuvveti ile karşılaştırıldığında, boyutun küçülmesi ile viskoz kuvvetin etkisini artırdığı gösterilmiştir.

Ha ve Jung (2000), kübik hacimde $Ra_L = 10^3-10^4-10^5$ için %2,4 farkla Nu sayılarını hesaplamışlardır. Kapalı hacmin bir yüzeyi sıcak, bir yüzeyi soğuk, diğer yüzeyler adyabatik kabul edilmiştir. Hacim içinde akım çizgilerini değiştirecek, ısı kaynağı olarak görev yapan ikinci bir küp kullanmıştır. Sonuçta hacim içindeki sıcaklık, hız ve duvarlardaki Nu sayısının dağılımını, değişik Ra_L sayıları için, kontur çizgileri ile göstermiştir.

Horvat v.d. (2001), içerisinde ısı üretimi olan kare şeklinde kapalı hacim içerisinde, laminar ve türbülanslı doğal taşınım akışını, iki boyutlu sayısal simülasyonu üzerine çalışmışlardır. Yaptıkları çalışmaları $Ra_L=10^6-10^{11}$ ve $Pr=0,25-0,6$ aralıklarında gerçekleştirmişlerdir. Nu ve Ra_L arasında sayısal ilişkinin lineer olmadığını bulmuşlardır.

Kwak v.d. (1996), kübik hacimlerde $Ra_L=10^7$ ve $Pr=0,7$ için sayısal araştırma yapmışlardır. Çalışmalarda değişik boyutsuz sıcak duvar ve boyutsuz frekans değerlerine göre hacim içindeki akımlar bulunmuş ve grafikler halinde verilmiştir.

Leal v.d (2000), $Ra_L = 10^3-10^5$ ve $Pr=0,71$ için sayısal çalışma yapmışlardır. Fortran bilgisayar programı kullanılmış, yazılan kodlar ile çözümler gerçekleştirilmiştir. Hacim orta yüzeyindeki boyutsuz sıcaklık ve hız dağılımları $Ra_L = 10^3$, $Ra_L = 10^4$ ve $Ra_L = 10^5$ için çizilmiştir.

Liu ve Wen (1999), açıklık oranı 1/5 ve 1 olan kapalı hacim için, türbülanslı akımda çözümler yapmışlardır. Türbülans modellerini açıklayarak, kendi geliştirdikleri model

sonuçlarını diğer 3 türbülans modeli ile karşılaştırmışlardır.

Mallinson ve De Vahl Davis (1977), 3 boyutlu kapalı bir hacim içinde doğal taşınım problemini incelemişlerdir. Yapılan sayısal çalışmalarda laminar akış için Prandtl sayısının küçük değerlerinde ($Pr < 0,3$) atalet kuvvetinin akış üzerinde etkili olduğunu, Prandtl sayısı büyüdükçe bu etkinin azalıp, yerini sıcaklık farkından kaynaklanan ısı etkilerinin aldığını göstermişlerdir.

Markatos ve Pericleous (1984), kapalı hacim içinde hem laminar hem de türbülanslı akış durumunu incelemişlerdir. Çalışmada, Rayleigh sayısının 10^6 'dan büyük olması durumunda akış türbülanslı kabul edilmiş ve k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır. Çalışmasında 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^{14} değerine kadar çözümleme yapılmış, ancak 10^{10} 'dan büyük olan Rayleigh sayısı için yapılan çözümlemelerde sınır tabakanın yakalanamadığı belirtilmiştir. Sayısal çalışma sonucunda, aşağıdaki korelasyonlar elde edilmiştir.

Rayleigh sayısının 10^3 - 10^6 aralığı için,

$$Nu = 0,43 \cdot Ra_L^{0,299} \quad (2.18)$$

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

$$Nu = 0,082 \cdot Ra_L^{0,329} \quad (2.19)$$

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

$$Nu = 1,325 \cdot Ra_L^{0,245} \quad (2.20)$$

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

$$Nu = 0,060 \cdot Ra_L^{1/3} \quad (2.21)$$

McBain (1999), düşey hacim veya kanalda yatay ısıtma durumunda tam gelişmiş akımı incelemiştir. Boussinesq eşitliklerini, Fourier eşitlikleri ve polinomları şeklinde, dikdörtgen ve eliptik kısımlar için elde etmiştir. Dikdörtgen bölümleri olan kapalı hacimler için, enine simetrik düzlemlerde akışın, enin 1,7 katını aşması halinde genişlikten bağımsız olduğunu bulmuştur.

Mlaouah v.d (1997), iki boyutlu kapalı bir hacim içindeki laminar doğal taşınım problemini sayısal olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada, Boussinesq yaklaşımını ve bu tarz akışlar için uygulanabilirliğini inceledikleri LMN (Low Mach Number) modelini de incelemişlerdir. Bu modelde, Boussinesq yaklaşımı yapılmaksızın, akışkan ideal gaz kabul edilerek çözümleme yapılmaktadır. Farklı Rayleigh sayıları için çözümleme yapılarak her iki yaklaşım birbirleriyle karşılaştırılmıştır. LMN modelinin, Rayleigh sayısının düşük değerleri için iyi sonuç verdiği, ancak $Ra > 10^8$ için akışın kaotik davranışı sebebiyle hatalı sonuçlar verdiği görülmüştür.

Ostrach (1954), iki paralel levha arasında, ısı kaynağı olması ve olmaması durumunda akışkan hareketlerini incelemiştir. Özellikle lineer çizgi boyunca, bu yüzeylerde sabit sıcaklık koşullarındaki kaldırma kuvveti üzerinde durulmuştur. Ra sayısını değiştirerek Ka gibi bir parametre eklemiştir. Bilgisayar yardımıyla yüksek Ra sayılarında çözümler sunmuş ve $Ra = 10^4$ den küçük değerleri için bulduğu yaklaşık metodun doğru sonuçlar verdiğini göstermiştir.

Ostrach (1952), yaptığı bir başka çalışmada, uzun iki paralel levha arasında, tam gelişmiş doğal taşınım akışını incelemiştir. İncelemesi sonucu, akış ve ısı geçişi yalnız Gr ve Pr sayılarının bir fonksiyonu değil, bazı yeni boyutsuz parametrelere de bağlı olduğunu ortaya çıkarmıştır. Bu parametrelerin ihmal edilebilecek derecede küçük olmaması halinde, sıkıştırma işi ve sürtünme ısınmasının, bu ısı geçişine önemli ölçüde etkileyeceğini savunmuştur.

Pallares v.d (1998), üç boyutlu sayısal inceleme yapmışlardır. $Pr = 0,71-10-130$ ve $Ra_L \leq 6.10^4$ için Boussinesq yaklaşımı kullanılmış, yedi farklı akış için inceleme yapılmıştır. Sayısal çözüm için Fortran bilgisayar programı kullanmıştır. Sonuçta, 7 farklı akış için $Ra-Nu$ grafiği çizilmiş ve bulunan sonuçlar Raithby (1985) ve Holman (1976)'ın bulduğu sonuçlar ile karşılaştırarak değerlerinin yakın olduğunu göstermiştir.

Piazza ve Ciofalo (1999), görünüş oranı 1/4 olan kapalı hacim için, iki boyutlu sayısal çözüm yapmışlardır. Düşük Pr sayıları için çalışmalar yapmış, akışkan olarak Li-17Pb (sıvı metal) kullanmışlardır ($Pr = 0,00321$). $Gr_L = 3,79.10^4 - 1,26.10^9$ aralığında çalışılmış ve bu aralıktaki akış türlerini ile bu akışın hangi Gr_L sayısında başladığı belirtilmiştir.

Ramey (1994), dikdörtgen bir odanın iç hava hareketini sayısal olarak incelemiştir. Yapılan çalışmada 4,6x2,75x2,75m boyutlarındaki bir odada, laminar model, standart k-ε türbülans modeli ve düşük Reynolds sayısı k-ε modeli kullanılarak, sonlu elemanlar yöntemi ile

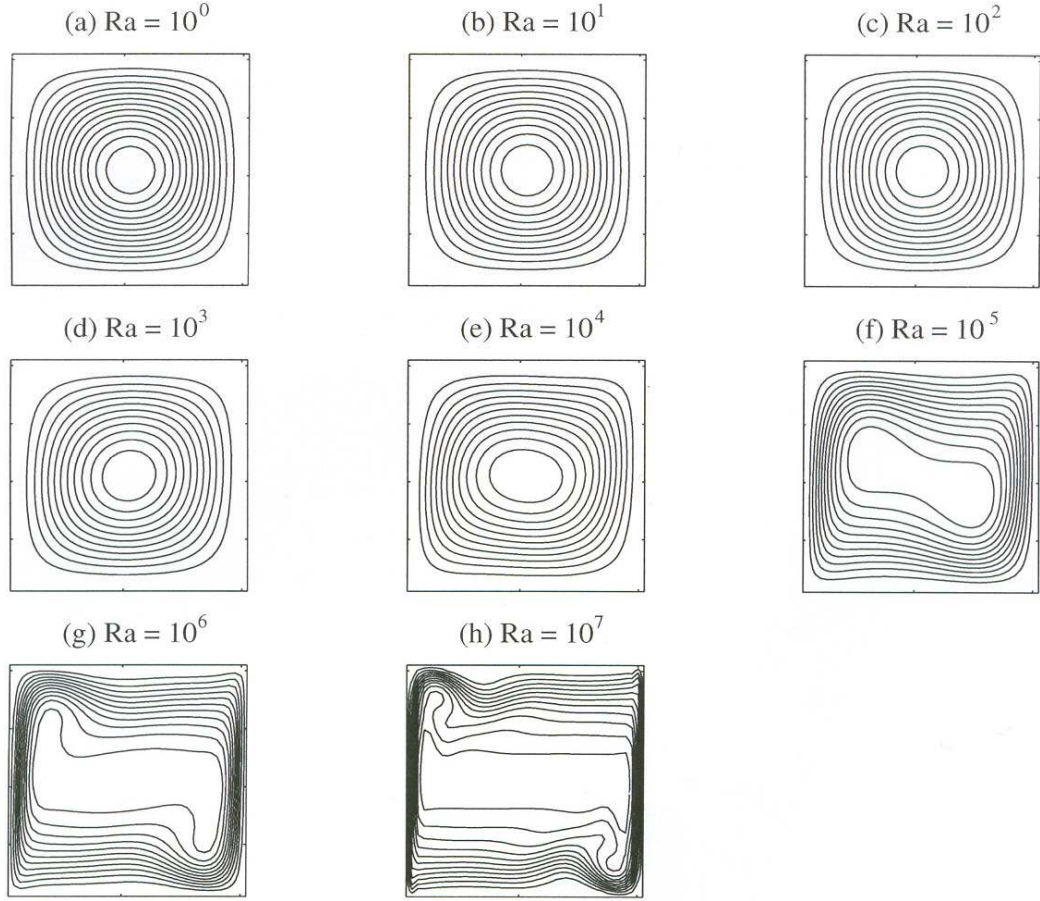
çözümleme yapmıştır. Geliştirilen model, FORTRAN programlama dilinde yazılmış bir paket program haline getirilmiştir.

Reindl v.d (1991), düşey duvarlarından birisi sabit sıcaklıkta, diğer duvarları ise adyabatik olan kapalı hacim içi doğal taşınım problemini incelemişlerdir. ($10^3 \leq Ra_L \leq 10^6$) aralığında laminar akış durumu için sayısal çözümleme yapmışlardır. Yapılan çalışmada, ticari bir çözüm programı olan FIDAP kullanılmıştır. Çözümlemede, öncelikle De Vahl Davis'in problem geometrisi göz önüne alınarak çözümleme ve karşılaştırma yapılmıştır. Problem geometrisi değiştirilmiş, çözümleme yapılmış ama herhangi bir korelasyon önerilmemiştir.

Sagaguchi v.d (1991), kapalı bir hacim içindeki iki boyutlu zamana bağlı doğal taşınım problemini sayısal olarak incelemişlerdir. İncelenen geometride, kapalı hacmin yan duvarlarından birisi ısıtılırken diğer duvar izole edilmiştir. Alt ve üst duvarlarda ise iletimle ısı geçişine izin verilmekte, daha sonra duvarlar izole edilmektedir. SIMPLER algoritması kullanarak Grashof sayısının 10^3 - 10^5 aralığı için, laminar akış durumunda zamana bağlı çözümleme yapılarak aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- Isı iletimine sebep veren alt ve üst duvarların, hacim içi sıcaklık dağılımına etkisi oldukça fazla olmakla birlikte, incelenen akış için hız dağılımı veya akım fonksiyonu değişmemektedir.
- Grashof sayısının 10^5 değeri için, üst duvardaki iletken levhanın etkisi, yerçekimi etkisi sebebiyle oldukça azalmıştır.
- Grashof sayısının 10^3 değeri için, iletken levhaların etkisi çok fazladır. Bu durum, Grashof sayısının 10^3 değerinin aslında taşınım ile ısı iletiminin, iletimle olan ısı iletimine eşit olduğu duruma karşılık gelmesi ile açıklanabilir.

Schmidt (1996), iki boyutlu kapalı hacim içinde laminar doğal taşınım problemini sayısal olarak incelemiştir. Rayleigh sayısının 10^0 - 10^7 aralığı için, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan çözümlemelerde, Prandtl sayısı 0,1-7 aralığında değiştirilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda bir korelasyon önerilmemiştir. $Ra_L > 10^4$ ve $Pr=0,71$, $Pr=7$ için ısı taşınımının, $Nu \sim Ra_L^{1/5}$ eşitliğine yaklaştığını ortaya koymuştur.



Şekil 2.5 $Pr=0,71$ (hava) için, farklı Rayleigh sayılarındaki akım fonksiyonu değerleri (Schmidt,1996)

Sharif ve Mohammad (2005), dörtgen kapalı hacim içindeki doğal taşınım problemini sonlu hacim yöntemi kullanarak sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada üst duvar ve ısıtıcı dışındaki alt duvar adyabatik, diğer duvarların soğutulduğu kabul edilmiştir. Kullanılan modelde alt duvardan değişik boylarda ısıtıcılar ile ısıtılması durumu incelenmiştir. Açıklık oranı 0,5-2 arasındaki kapalı hacimlerde, yatayla 0° - 20° arası açı için akım çizgileri ve izoterm sıcaklık eğrileri verilmiştir. Her açıklık oranı ve hacmin yatayla yapmış olduğu açığa göre, hesaplanan ortalama Nusselt sayılarını verilmiştir.

Tieszen v.d (1998), açıklık oranı 1/5 olan düşey düz levhada, sabit sıcaklıktaki sıcak ve soğuk duvarda, tam türbülanslı akışı incelemişlerdir. Çalışmada kullanılan v^2 -f modeli, k- ϵ modeli ile karşılaştırılmış ve kaldırma-türbülans çiftinin doğası irdelenmiştir.

Tou ve Zhang (2002), dikdörtgen bir hacim içerisinde $Pr=9$ olan bir sıvı için sayısal çalışma yapmışlardır. Hacmin x ekseninde döndürülmesinin akıma etkileri incelenmiştir. Kapalı hacim içerisindeki sıcaklık dağılımları çıkarılmış ve hız vektörleri gösterilmiştir. Kapalı

hacmin yatayla yaptığı açığı 0° - 30° - 45° ve 60° olmak üzere Nu-Ra arasında grafikler sunulmuştur. Kritik Ra sayısı 1708 olarak bulunmuştur. 30° , 45° , 60° , 90° , 315° açıları için $Nu=c.Ra^n$ korelasyonları verilmiştir.

Wong (1995), üç boyutlu kapalı hacim içindeki laminar doğal taşınım problemini çözmek için, sonlu elemanlar yönteminin kullanıldığı bir algoritma geliştirmiştir. Yapılan çalışmada $48 \times 48 \times 48$ 'lik çözüm ağı kullanıldığında, matrisin 823543 denklemden oluştuğu ve bunları çözmenin son derece zor olduğu belirtilmiştir. Süper bilgisayar yardımıyla ve FORTRAN programlama dili kullanılarak çözüm ağını 48 alt bölgeye ayrılarak, bu algoritmanın özelliği olan matrisleri küçük parçalara ayırma yöntemi ile çözümleme yapılmıştır. Çözümleme sadece Rayleigh sayısının 10^4 ve 10^6 değerleri için yapılmış ve herhangi bir korelasyon önerilmemiştir.

Xu v.d (1998), doğal taşınım çözümlerinde, bilgisayar çözümleri yerine kullanılabilecek denklemler geliştirmişlerdir. Bu sayede $Ra_L=5,4.10^5$ değeri için, duvar kenarlarında doğal taşınım akımını simüle etmişlerdir.

İncelenen literatürlerden, kapalı hacim içerisinde meydana gelen doğal taşınım hareketlerinin ilginç bir konu olması nedeniyle araştırmacılar tarafından detaylı bir şekilde incelendiği anlaşılmıştır. Yapılan çalışmaların çok büyük bir kısmı sayısal çalışmadır. Genelde sabit bir bilgisayar programı kullanılmış ya da değişik bilgisayar dillerinde yazılan kodlarla çözümleme sağlanmıştır. Deneysel çalışmaların sayısı, ölçme zorlukları nedeniyle oldukça azdır. Deneysel çalışmalarda, sıcaklık alanları termo-elemanlar ile çıkarılması mümkündür. Burada en büyük problem sistemin rejime girme süresinin uzun olması, tek bir değer için günlerce beklenmesi gerektiğidir. Hız alanlarının deneysel ölçülmesi, özellikle doğal taşınımdaki küçük hızların ölçümü için, özel aletler gerekmektedir. Bu ölçüm aletleri hem çok düşük hızları ölçmesi, hem de kapalı hacim içerisindeki her noktada özellikle de köşe noktadaki hız profillerini yakalaması gerekir.

Bu tez çalışmasında, küçük kübik bir hacimde meydana gelen doğal taşınım akımlarını anlayabilmek için, kapalı hacim içerisine yerleştirilen tel kafese ve yüzeylere yerleştirilen termo-elemanlar ile sıcaklık dağılımı çıkarılmıştır. Sıcaklık dağılım haritaları çıkarıldıktan sonra, kapalı hacim içindeki hız dağılımını bulabilmek için PIV ölçüm sistemi kullanılmıştır. PIV ölçüm sistemi kapalı hacimler içindeki hava hızlarını ölçmede çok kolaylık sağlayan, bir düzlemdeki tüm hız vektörlerini kısa sürede veren bir ölçme sistemidir. Yapılan bu çalışmada, kapalı hacim içinde meydana gelen özellikle düşük hızların olduğu bir akımda, hava hızlarının

ölçümünde PIV sisteminin güvenilirliği üzerine çalışılmıştır. Ölçüm sonuçları LDA ölçüm sonuçları ile ve yapılmış benzer çalışma sonuçları ile karşılaştırarak sistemin doğru sonuçlar verdiği gösterilmiştir. Burada asıl merak konusu, gerçek bir fırın içindeki akışlardır. Deneyin yapılacağı kübik hacim, fırın içinde meydana gelen olayların anlaşılması amacıyla kullanılmıştır. Deneyde bulunan sonuçlar, CFD yardımıyla bulunan sayısal çözüm sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Deneyler ısıtıcının yataya ve düşeye yerleştirilmesi durumuna göre yapılmıştır. Sonuçlar sayısal çözüm ile karşılaştırılmıştır. Isıtıcının düşeyde olması durumu literatürde sıklıkla karşılaşılan bir çalışma olup, bulunan sonuçlar literatürle karşılaştırılmıştır. Özellikle $Ra_L = 1,1-1,3 \cdot 10^7$ arasındaki akış için deneysel ve sayısal çözümler yapılmıştır. Bu çalışmalarda akışkan olarak hava kullanılmıştır. Sıcaklık değerleri: sıcak duvar 50-70°C arası, soğuk duvar 30-45°C arası değiştirilmiştir. Sayısal çalışmada daha geniş bir Rayleigh Sayısı aralığı için çalışılmıştır. İki boyutlu ve üç boyutlu yapılan çalışmalarda $1 \cdot 10^3 < Ra_L < 1 \cdot 10^7$ aralıkları için elde edilen sonuçlara göre Ra_L -Nu korelasyonları oluşturulmuştur.

Kare kesitli bir hacim içine kanal ile verilen hava akımının doğal taşınım etkileri araştırılmıştır. Verilen zorlanmış hava akımının doğal taşınım ile aynı yönde olması veya zıt yönde olması durumu, problemi iki ayrı problem haline getirmiştir. Her iki durum içinde sıcaklık ve hız alanları çıkarılmış ve yapılan sayısal sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

3. SAYISAL ÇALIŞMALAR

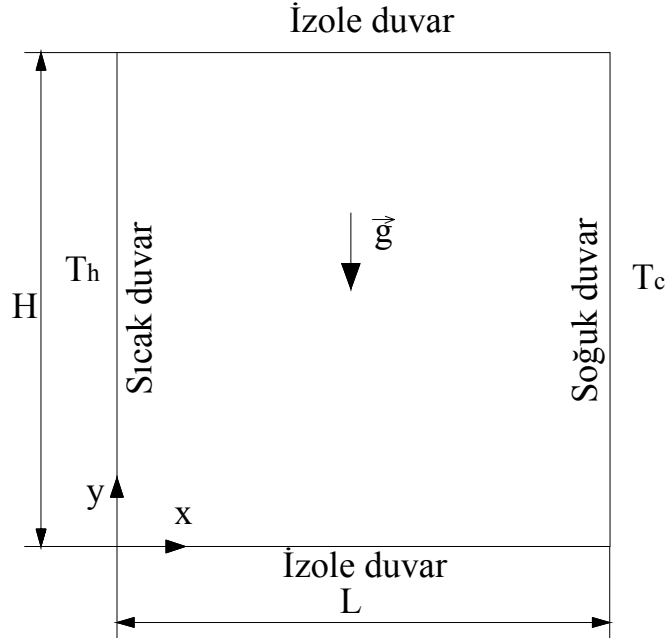
3.1 Giriş

Bu bölümde, ısıtılan kapalı hacim içi hız ve sıcaklık alanların belirlenmesi için yapılan sayısal çalışmalar anlatılmaktadır. Yandan ısıtılan, alttan ısıtılan, doğal taşınım yönünde zorlanmış taşınım ve doğal taşınımın zıt yönde zorlanmış taşınım olmak üzere dört ayrı problem incelenmiştir. Bu problemler için hız ve sıcaklık dağılımlarının Fluent 6.0 CFD programı kullanılarak hesaplanması anlatılmaktadır.

Fluent CFD programda kullanılan çözüm yöntemlerinden bahsedilmiş ve çözüm algoritması sunulmuştur. Ayrıca yandan ısıtılan kapalı hacimler içerisinde laminar akışta, Ra_L -Nu korelasyonu çıkarılmıştır.

3.2 Kapalı Hacimlerde Laminer Isı Geçişi

Bir kenarı sıcak, karşı kenarı soğuk, diğer kenarları adyabatik olan kapalı hacimler içerisinde iki boyutlu doğal taşınım problemi incelenmiştir.



Şekil 3.1 Kapalı hacim içi laminar ısı geçişi için incelenen geometri ve sınır koşulları

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

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial \rho_{\infty}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho_{\infty} u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho_{\infty} v) = 0 \quad (3.1)$$

x-momentum denklemi

$$\rho_{\infty} \left[\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial y} \right] = -\frac{\partial p_{\infty}}{\partial x} + \mu_{\infty} \cdot \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3.2)$$

y- momentum denklemi

$$\rho_{\infty} \left[\frac{\partial v}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial v}{\partial y} \right] = -\frac{\partial p_{\infty}}{\partial y} - \rho \cdot g + \mu_{\infty} \cdot \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3.3)$$

Enerji denklemi

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_{\infty} \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3.4)$$

Bu denklemlerde kullanılan ifadeler: u: x yönündeki hız bileşeni (m/s), v: y yönündeki hız bileşeni (m/s), t: zaman (s), p_{∞} : referans basıncı (Pa), μ_{∞} : referans dinamik viskozitesi (kg/ms), ρ_{∞} : referans yoğunluğu (kg/m³), ρ : akışkanın değişken yoğunluğu (kg/m³), T: sıcaklık (K), α_{∞} : referans ısı yayılma katsayısı (m²/s), g: yerçekimi ivmesi (m/s²) olarak tanımlanmışlardır. Referans büyüklükleri T_h ve T_c 'nin ortalaması olan sıcaklıkta hesaplanmıştır.

Momentum denklemindeki basınç ifadesi $\frac{\partial p_{\infty}}{\partial y} = -\rho_{\infty} \cdot g$ şeklinde ifade edilir.

Momentum denklemlerinde Boussinesq yaklaşımı kullanılmıştır. Doğal taşınımında Boussinesq yaklaşımı iki kısımdan oluşur.

1. Momentum denklemlerindeki yoğunluk terimi dışındaki bütün terimlerde, sıcaklığın fiziksel özelliklere olan etkisi ihmal edilir.
2. Yoğunluğun sıcaklıkla değişimi ise $\Delta \rho = \rho_{\infty} - \rho = \rho \cdot \beta \cdot (T - T_{\infty})$ eşitliği ile ifade edilir.

Bu ifadede $\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = -\frac{1}{\rho} \frac{(\rho_{\infty} - \rho)}{(T_{\infty} - T)}$ şeklinde ısı genleşme katsayısıdır. İdeal gazlarda

$\beta=1/T$ değeriinde olup, T Kelvin cinsinden mutlak sıcaklık anlamındadır.

Aşağıdaki boyutsuzlaştırma terimleri kullanılırsa,

$$x' = \frac{x}{H} \quad (3.5)$$

$$y' = \frac{y}{H} \quad (3.6)$$

$$u' = \frac{u}{\frac{v_{\infty}}{H}} \quad (3.7)$$

$$v' = \frac{v}{\frac{v_{\infty}}{H}} \quad (3.8)$$

$$t' = \frac{t}{\frac{H^2}{v_{\infty}}} \quad (3.9)$$

$$p' = \frac{p}{\rho_{\infty} \cdot \frac{v_{\infty}^2}{H^2}} \quad (3.10)$$

$$\theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c} \quad (3.11)$$

aşağıdaki boyutsuz denklemler elde edilecektir. Burada x' ve y' boyutsuz koordinatlar, H : hacim yüksekliği, u' ve v' boyutsuz yatay ve düşey hızlar, v_{∞} : referans kinematik viskozitesi (m^2/s), t' : boyutsuz zaman, p' : boyutsuz basınç, p : basınç, T_h : sıcak duvar sıcaklığı, T_c : soğuk duvar sıcaklığını göstermektedir.

Boyutsuz süreklilik denklemi

$$\frac{\partial u'}{\partial x'} + \frac{\partial v'}{\partial y'} = 0 \quad (3.12)$$

Boyutsuz x-momentum denklemi

$$\frac{\partial u'}{\partial t'} + u' \cdot \frac{\partial u'}{\partial x'} + v' \cdot \frac{\partial u'}{\partial y'} = -\frac{\partial p'}{\partial x'} + \frac{\partial^2 u'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 u'}{\partial y'^2} \quad (3.13)$$

Boyutsuz y-momentum denklemi

$$\frac{\partial v'}{\partial t'} + u' \cdot \frac{\partial v'}{\partial x'} + v' \cdot \frac{\partial v'}{\partial y'} = Gr_L \cdot \theta + \frac{\partial^2 v'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 v'}{\partial y'^2} \quad (3.14)$$

Boyutsuz enerji denklemi

$$\frac{\partial \theta}{\partial t'} + u' \cdot \frac{\partial \theta}{\partial x'} + v' \cdot \frac{\partial \theta}{\partial y'} = \frac{1}{Pr} \cdot \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y'^2} \right) \quad (3.15)$$

Bu denklemlerde görülen iki boyutsuz sayı, aşağıdaki şekilde tanımlanmışlardır.

$$Gr_L: \text{Grashof sayısı}, \frac{g \cdot \beta \cdot (T_H - T_C) \cdot L^3}{\nu_\infty^2} \quad (3.16)$$

$$Pr: \text{Prandtl sayısı}, \frac{\nu_\infty}{\alpha_\infty} \quad (3.17)$$

Fiziksel olarak Grashof sayısı kaldırma kuvvetinin sürtünme kuvvetine oranını ifade eder. Prandtl sayısı ise momentum ve ısı yayılım katsayılarının oranını göstermektedir.

Sınır koşulları yazılacak olursa,

$$\text{Sol duvar } u' = v' = 0, \theta = 1 \quad (3.18)$$

$$\text{Sağ duvar } u' = v' = 0, \theta = 0 \quad (3.19)$$

$$\text{Alt duvar } u' = v' = 0, \frac{\partial \theta}{\partial y'} = 0 \quad (3.20)$$

$$\text{Üst duvar } u' = v' = 0, \frac{\partial \theta}{\partial y'} = 0 \quad (3.21)$$

ifadeleri elde edilir.

Bu sınır koşulları programa girilmiş ve çözüm sağlanmıştır.

3.3 Sayısal Çözüm Yöntemleri

Bu çalışmada sayısal çözümleme için Fluent 6.0 CFD ticari program kullanılmıştır. Bu program CFD analizi için üretilmiş bir program olup, değişik geometrilerde akışkanlar mekaniği ile ilgili problemleri hızlı bir şekilde çözümleyebilmektedir. Bu bölümde programın kullandığı çözüm yöntemleri hakkında bilgi verilecektir.

3.3.1 Ayrı Çözüm Yöntemi (Segregated Solver)

Süreklilik, enerji ve momentum denklemlerini yakınsama gerçekleştiği zamana kadar ayrı olarak çözer. Bu yöntemde her iterasyonda giriş sıcaklığındaki akışkanın fiziksel özellikleri hesaplanır. İterasyonların devamında akışkanın fiziksel özellikleri bir önceki iterasyonda bulunan sıcaklık dağılımı yardımıyla bulunur. x , y , z yönlerindeki u , v , w hız değerleri, o anki basınç yardımıyla, momentum denklemlerinden çözülür.

Hesaplamalarda bulunan hız değerleri, süreklilik denklemini sağlamıyorsa, süreklilik ve lineer edilmiş momentum denklemleri yardımıyla, basınç düzeltmesi denklemi türetilir. Bu denklem hız-basınç dağılımları için gerekli düzeltmeyi elde edebilmek için ve kütleli debi, süreklilik denklemini sağlaması için çözülür.

Programa kullanıcının girebildiği yakınsama kriterlerine göre iterasyonlar devam ettirilir. Yakınsamanın gerçekleştirilebilmesi durumunda iterasyon durdurulur.

3.3.2 Bir Arada Çözüm Yöntemi (Coupled Solver)

Süreklilik, momentum, enerji ve kütle transferi denklemleri eş zamanlı çözülmesi yöntemidir. İterasyonlarda akışkan özellikleri bir önceki iterasyondan güncellenir. İterasyonlarda süreklilik, momentum, enerji ve kütle denklemleri eş zamanlı çözülür. Her iterasyon sonucu yakınsama kriterlerine göre yakınsama kontrol edilir. Yakınsama gerçekleşmez ise iterasyon devam ettirilir.

Kapalı hacimler için Fluent kullanma kılavuzu ayrı çözüm yöntemini önermektedir. Yapılan çözümler sonucu, ayrı çözüm yöntemi kullanıldığında yakınsamanın gerçekleştiği görülmüştür. Bazı problemlerde bir arada çözüm yöntemi kullanılması durumunda yakınsama gerçekleşmemiştir. Ayrıca ayrı çözüm yönteminin, bir arada çözüm yöntemine göre daha kısa sürede çözüme ulaşmaktadır.

3.3.3 Lineerleştirme Yöntemleri

Sayısal çözüm yöntemlerinden ayrı çözüm ve bir arada çözüm yöntemlerinde farklı lineer olmayan denklemleri lineerleştirir. Her hücre için bağımlı değişkene ait denklem sistemi oluşturmak için lineerleştirme gereklidir. Bulunan lineer denklemler, güncellenmiş akış alanı elde etmek için çözümlenir. Bu lineerleştirme bağımlı değişkene göre örtülü veya açık olarak gerçekleştirilebilir.

3.3.3.1 Örtülü Yöntem (Implicit Formulation)

Her hücrede bilinmeyen değerler, komşu hücrelerdeki bilinen ve bilinmeyen değerler yardımıyla hesap edilir. Her bilinmeyen değere ait birden fazla denklem ortaya çıkar. Bu denklemler eş zamanlı olarak çözülür.

3.3.3.2 Açık Yöntem (Explicit Formulation)

Her hücredeki bilinmeyen değer sadece bilinen değerler yardımıyla bulunmasıdır. Her bir bilinmeyen sadece bir denklemde yer alır ve her hücredeki bilinmeyenler bir an için çözülür.

Ayrı çözüm yöntemi sadece örtülü yöntem ile lineerleştirmeye müsaade eder. Ama bir arada çözüm yönteminde örtülü veya açık yöntem kullanılabilir. Bir arada çözüm ve örtülü çözümde p, u, v, w ve T değerleri tüm hücrelerde aynı anda çözülür. Bir arada çözüm ve açık yöntemde p, u, v, w ve T değerleri bir hücrede bir anda çözülür.

Bu çalışmada akışkan hızlarının çok düşük olması nedeniyle ayrı çözüm yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem seçildiğinde sadece örtülü yöntemle lineerleştirme gerçekleştirilebildiğinden, örtülü yöntem seçilmiştir.

Momentumun korunumu denklemindeki basınç farkı, ana düğüm noktaları arasındaki basınç farkı ile orantılıdır. Uniform olmayan zigzag basınç dağılımı ana noktalar arasında farkın sıfır olması nedeniyle uniform olarak algılanır, bu da çözümün yanlış olmasına neden olur.

Basınç için önerilen çözüm yöntemi Şaşırtmalı Hesap Noktaları Yöntemi (PRESTO)'dur. Değişkenlerin aynı nokta üzerinden değil, farklı düğüm noktalarından çözülmesi şeklinde çalışan bir çözüm yöntemidir. Özellikle hız dağılımında kullanılır. Bu yöntemle dalgalı hız dağılımında komşu iki hız farkının sıfır olması ve süreklilik denklemini sağlamaması gibi hatalı sonucun önüne geçilir. Bu yöntemle gerçek hız dağılımına göre süreklilik denklemi çözülür. Bu yöntemin ikinci üstün yanı ise: komşu iki nokta arasındaki basınç farkının bu iki nokta arasındaki hız bileşenleri için gerçek sürüklenme kuvvetleri olarak ele alınmasını sağlayarak, şaşırtmalı basınç dağılımlarında olabilecek yanlışlıkları önlemesidir.

Fluent'in çözüm yöntemleri içerisinde momentum ve enerji için değişik entepolasyon teknikleri mevcuttur. Bunlar:

First Order Upwind: Birinci dereceden entepolasyon yöntemidir.

Second Order Upwind: İkinci dereceden entepolasyon yöntemidir.

Power Law: Üssel entepolasyon yöntemidir.

Quick: Hızlı entepolasyon yöntemidir.

Fluent bunları her bir hücre merkezi için farklı skaler ϕ değeri bulabilmek için kullanır.

$\phi_f \cdot a_p = \sum_{nb} a_{nb} \cdot \phi_{nb} + b$ formülündeki ϕ_f 'yi merkez değerlerden entepolasyon ederek bulur.

Doğal taşınım için Fluent ikinci dereceden entepolasyon yöntemini tavsiye etmektedir.

3.3.4 İkinci Dereceden Enterpolasyon Yöntemi

Kontrol hacmindeki hücre yüzeyindeki değişkenler, lineer yeniden yapılandırma yaklaşımı yöntemi kullanılarak çözülür. Bu yöntem yüksek derecede güven sağlar. Yüzey değerleri ϕ_f Taylor serisi yardımıyla;

$$\phi_f = \phi + \nabla \phi \Delta S \quad (3.22)$$

$$\nabla \phi = \frac{1}{V} \sum_f^{N_{faces}} \phi_f \cdot A \quad (3.23)$$

şeklinde tanımlanır.

Burada ΔS bir önceki hücre merkezi ile bundan bir sonraki hücre yüzey merkezi arasındaki yer değişim vektörü, $\nabla \phi$ ise ikisi arasındaki ϕ 'nin değişim miktarıdır.

3.3.5 Basınç- Hız Çifti İçin SIMPLE Metodu

Fluent basınç-hız çifti için Simple Metodunu önermektedir. Bu metot ise şu şekildedir:

1. Tahmini basınç değerleri p^* belirlenir.
2. Tahmini basınçtan tahmini hız u^* , v^* , w^* değerleri bulunur.
3. Bulunan bu hız denklemleri ile süreklilik denklemindeki basınç düzeltme değerleri hesaplanır.
4. Düzeltme değerleri ile gerçek basınç hesaplanır.
5. Gerçek u , v , w hız değerleri bulunur.
6. Akışın türbülanslı olması durumunda u , v , w hız değerleri yardımıyla türbülans denklemleri çözülür
7. Sıcaklık değerleri de yukarıda anlatılan yöntemle sırayla bulunur.
8. Akışkan özellikleri bulunan sıcaklık değeri ile düzeltilir.
9. R artık değeri hesaplanır. Kullanıcının ayarlayabildiği R değerine göre karşılaştırma yapılır. Bulunan değer, ayarlanan değerden büyük ise iterasyon devam eder. Aksi halde iterasyon sonlandırılır. Bir sonraki iterasyon yapılırken en son bulduğu basınç değeri, başlangıç basıncı olarak kabul edilir ve işlemler tekrarlanır.

3.3.6 k-w Türbülans Modeli

Standart k-w modeli, türbülans kinetik enerji (k) ve özgül dağılım oranı (w) için geçerli olan transport modeli eşitliklerini temel alan deneysel bir modeldir. k-w modeli uzun yıllar geliştirilirken, bazı terimler eklenmiştir. Bu sayede modelin hassasiyeti artmıştır. Yapılan çalışmalarda k-w modeli ile elde edilen sonuçların deneysel verilere, k-ε modelinden daha iyi uygunluk gösterdiği gösterilmiştir.

Türbülanslı kinetik enerji (k), özgül dağılım oranı (w) aşağıdaki transport eşitliklerinden elde edilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (3.24)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho w) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho w u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_w \frac{\partial w}{\partial x_j} \right) + G_w - Y_w + S_w \quad (3.25)$$

Bu eşitliklerde G_k : Ortalama hız gradyeninden dolayı oluşan türbülanslı kinetik enerjiyi temsil eder. G_w : w oluşumunu temsil eder. Γ_k ve Γ_w : k ve w'nın efektif yayıcılığını temsil eder. Y_k ve Y_w : türbülansın ötürü oluşan k ve w'yı temsil eder. S_k ve S_w : kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir.

3.3.7 Artık Değer (Residual)

P hücresi için ϕ değeri:

$$\phi_f \cdot a_p = \sum a_n \cdot \phi_{nb} + b \quad (3.26)$$

$$S = S_c + S_p \cdot \phi \quad (3.27)$$

$$a_p = \sum_{nb} a_{nb} + S_p \quad (3.28)$$

İlk yazılan denklemde eşitliğin sağlanması gerekir ama iterasyon sırasında eşitliğin sağ ve sol tarafı farklı olabilir. İki taraf arasındaki farkın tüm P hücreleri boyunca toplam değerine ϕ değişkeninin R^ϕ değeri adı verilir. Boyutsuz hale getirilmiş R^ϕ değeri:

$$R^\phi = \sum_{P \text{ hücreleri}} \left| \sum a_{nb} \cdot \phi_{nb} + b - a_p \cdot \phi_p \right| \text{ 'dir.} \quad (3.29)$$

Yakınsama kontrolü için bu değer boyutsuz hale getirilir.

$$R^{\phi} = \frac{\sum_{P_{\text{hücreleri}}} \left| \sum_{nb} a_{nb} \cdot \phi_{nb} + b - a_p \cdot \phi_p \right|}{\sum_{P_{\text{hücreleri}}} |a_p \cdot \phi_p|} \quad (3.30)$$

Momentum denklemlerinde paydadaki $a_p \cdot \phi_p$ yerine $a_p \cdot V_p$ gelir. Süreklilik denklemi için net kütle üretimi değeri:

$$R^c = \sum_{P_{\text{hücreleri}}} |P_{\text{Hücreindeki Kütle Üretimi}}| \quad (3.31)$$

Süreklilik denklemi için boyutsuz artık değeri:

$$\frac{R^c \text{ N.iterasyon}}{R^c \text{ 5.iterasyon}} \quad (3.32)$$

Paydadaki değer ilk beş iterasyondaki en büyük mutlak değer olarak R^c 'dır.

3.3.8 Yakınsama ve Kararlılık

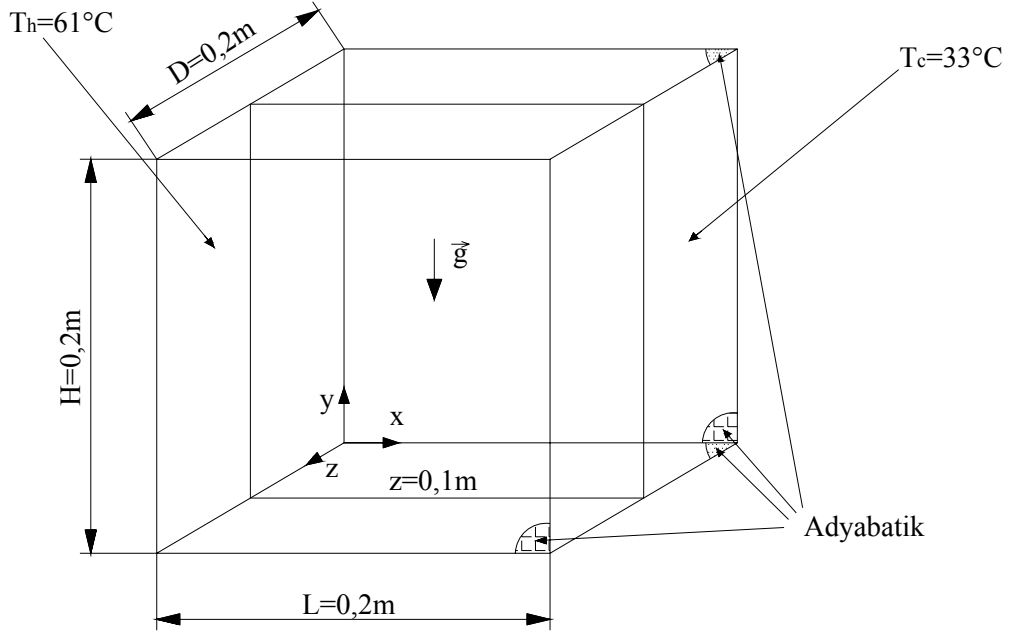
Fluent yakınsama kriterleri: süreklilik, x,y,z yönlerindeki hızlar için $R=10^{-3}$, enerji için $R=10^{-6}$ dır.

Yakınsama kriterleri kullanıcı tarafından değiştirilebilir. Fluent ile hesaplamalar yapılırken Fluent ayar değerleri olan ve yukarıda belirtilen değerler yakınsama kriteri olarak alınmıştır.

İterasyon sayısı 3000–5000 aralığında değişmektedir. Yani Fluent 3000–5000 iterasyonda sonuca gidebilmektedir. Yakınsama kriterlerinin sağlanmasından sonra, yakınsama eğrilerinin yataylaşması için iterasyon devam ettirilmiştir. Çözüm sonuçlarının daha doğru olması, sistemin kararlı hale gelebilmesi için yapılan bu işlem, her çözüme uygulanmıştır. Eğriler yataylaşması durumunda çözüm sonlandırılmıştır.

3.4 İki Boyutlu ve Üç Boyutlu Karşılaştırma

Bu çalışmada sistemin iki boyutlumu yoksa üç boyutlumu incelenmesi gerektiği araştırılmıştır. Bunun için kapalı hacim içerisinde orta düzlemi olan $z=0,1\text{m}$ düzlemi ile üç boyutlu kapalı hacim karşılaştırılmıştır.

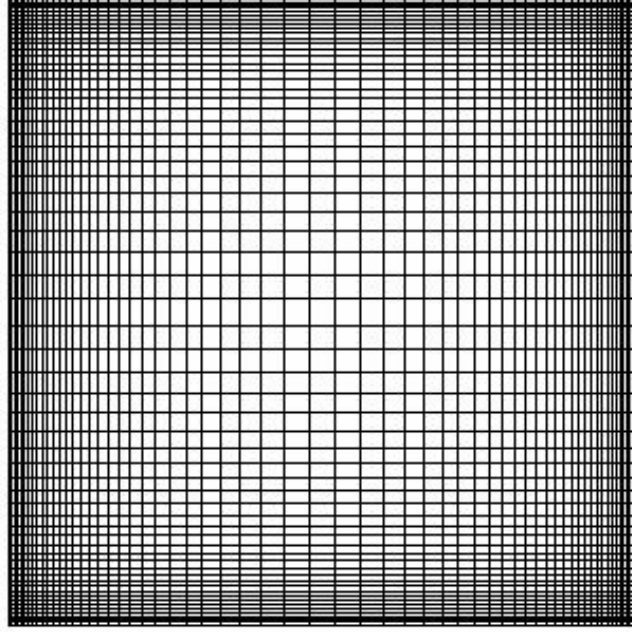


Şekil 3.2 Üç boyutlu kapalı hacim geometrisi

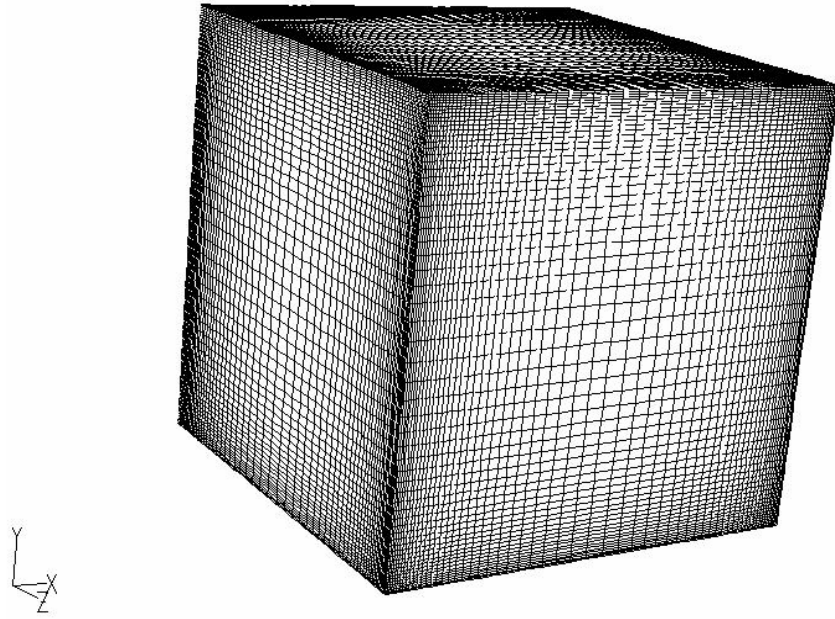
Gambit çizim programında iki boyutlu ve üç boyutlu çizimler yapılmıştır. İki boyutlu çizim içerisine kenarlara doğru sık döşenmiş 61x61 çözüm ağı yerleştirilmiştir. Üç boyutlu çizim içerisine ise yine kenarlara sık döşenmiş 61x61x61 çözüm ağı yerleştirilmiştir. Bu iki çizim ayrı ayrı Fluent programında okutulup, aynı sınır koşulları girilerek çözüm yaptırılmıştır. İki boyutlu çözümde 10dk içerisinde, 10000 iterasyon yaptırılarak kısa sürede çözüm sağlamıştır. Üç boyutlu çözüm yaklaşık 10 saat gibi bir sürede 3050 iterasyon yapmış, yakınsama sağlanmış ve yakınsama eğrilerinin yataylaştığı gözlenerek çözüm sonlandırılmıştır. Karşılaştırma için sıcak yüzey üzerindeki Fluent programının hesapladığı Nusselt sayısı değeri incelenmiştir.

Yapılan bu çalışmada sınır koşulları olarak: sıcak yüzey sıcaklığı 61°C, soğuk yüzey sıcaklığı 33°C ve kalan dört duvar adyabatik olarak seçilmiştir. Rayleigh sayısı aşağıda hesaplanmıştır. Fiziksel özellikler sıcak-soğuk duvar sıcaklığının ortalamasına göre tespit edilmiştir. Sonuçta $Ra_L=1,5 \cdot 10^7$ olduğu bulunmuş ve $Ra_L < 5 \cdot 10^7$ olduğu için çözüm yöntemi olarak laminar viskoz model kullanılmıştır.

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_H - T_C) \cdot L^3}{\nu_{\infty} \cdot \alpha_{\infty}} = \frac{9,81 \cdot \frac{1}{320,15} \cdot (61 - 33) \cdot 0,2^3}{1,79 \cdot 10^{-5} \cdot 2,54 \cdot 10^{-5}} = 1,5 \cdot 10^7$$

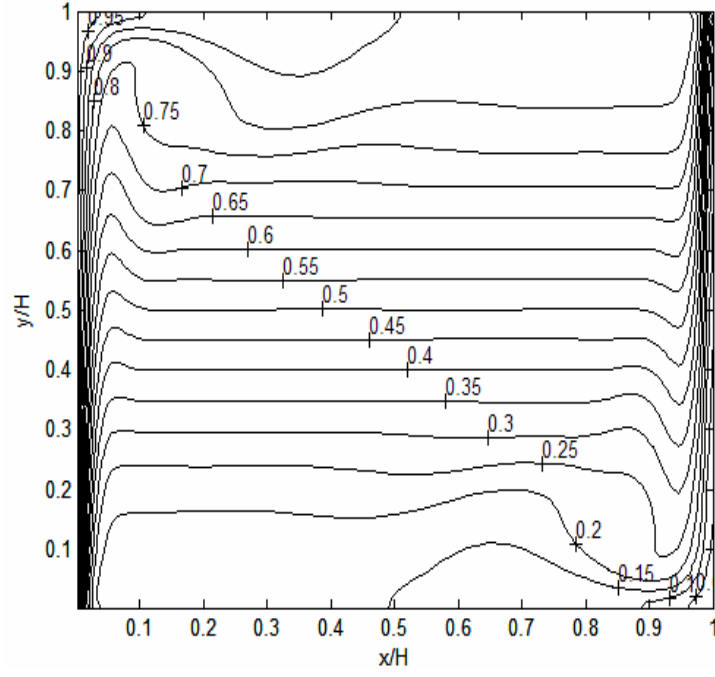


Şekil 3.3 İki boyutlu çözüm ağı ($L=H=0,2$ m)



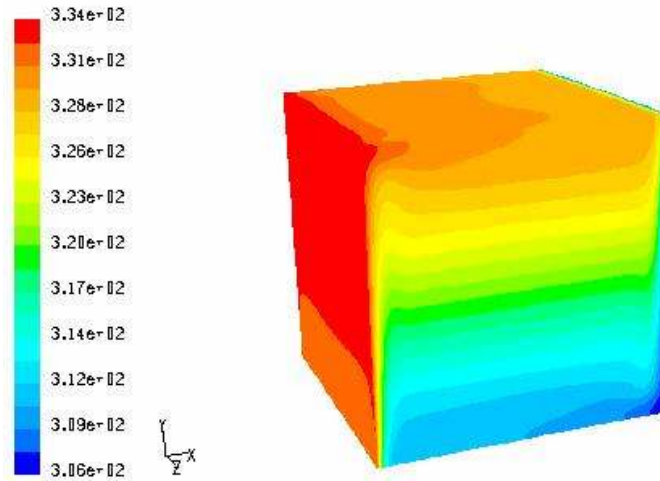
Şekil 3.4 Üç boyutlu çözüm ağı ($L=H=D=0,2$ m)

Şekil 3.3 ve 3.4’de sırasıyla iki boyutlu ve üç boyutlu geometrik şekilde kullanılan çözüm ağları görülmektedir. Hava akımlarının duvara yakın bölgede olması, hacmin ortasında durgun bir hava olması nedeniyle duvarlara daha sık, hacim ortaları daha seyrek olmak üzere bir çözüm ağı kullanılmıştır. Üç boyutlu geometrinin $z=0,1$ m düzlemindeki çözüm ağı ile iki boyutlu geometrinin çözüm ağları aynıdır.

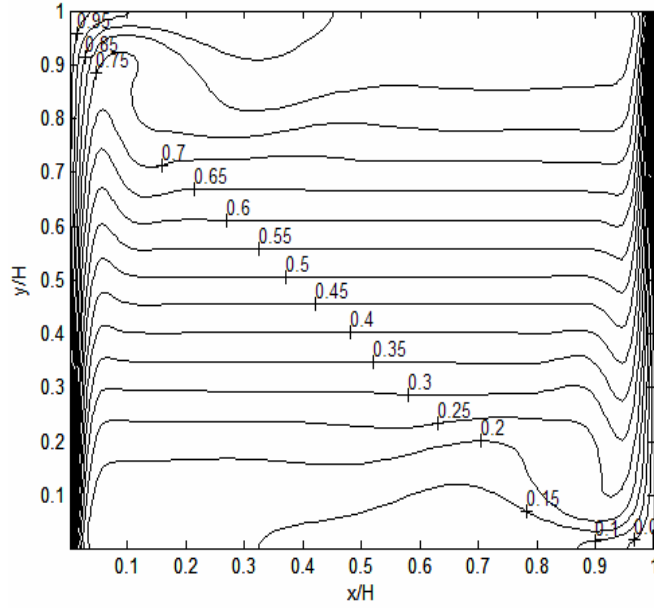


Şekil 3.5 İki boyutlu çözümde boyutsuz sıcaklık (θ) dağılımı ($T_h=61^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$)

Şekil 3.5’de iki boyutlu şekil için hesaplanan boyutsuz sıcaklık dağılımı verilmiştir. Sol sıcak duvar, sağ soğuk duvar olmak üzere sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Düzlemin üst bölgelerinin alt bölgelerine göre daha sıcak olduğu görülmektedir. Hacim ortasında sabit sıcaklık eğrileri paraleldir.

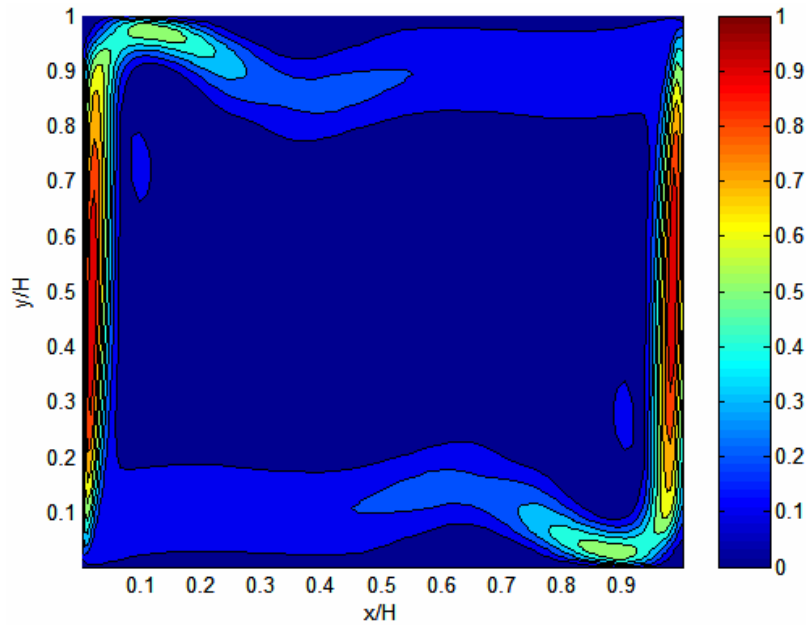


Şekil 3.6 Üç boyutlu çözümde tüm hacim yüzeylerinde sıcaklık dağılımı ($T_h=61^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$)

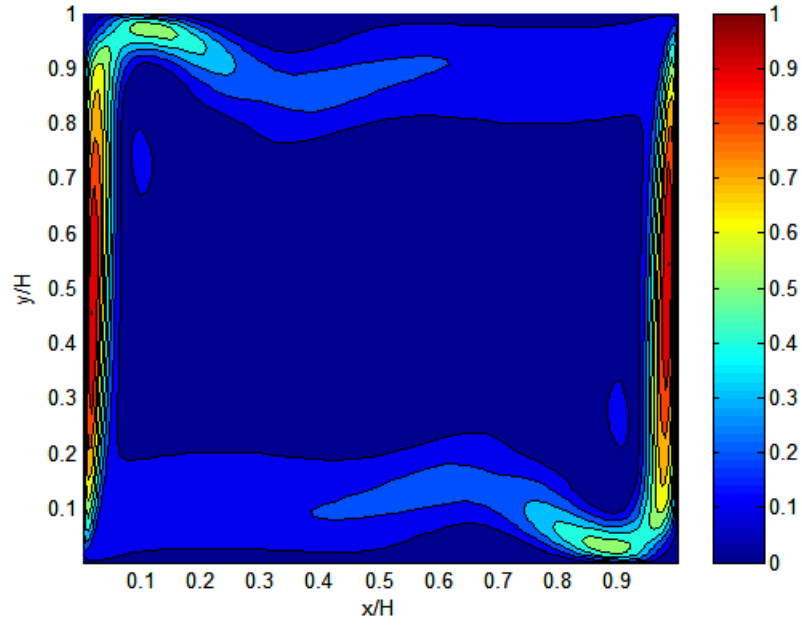


Şekil 3.7 Üç boyutlu çözümde $z=0,1\text{m}$ düzleminde boyutsuz sıcaklık (θ) dağılımı ($T_h=61^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$)

Şekil 3.6’de ve 3.7’de üç boyutlu kapalı içerisinde sırasıyla hacim yüzeylerinde sabit sıcaklık eğrileri ve $z=0,1\text{m}$ düzlemindeki sabit sıcaklık eğrileri verilmiştir. Saat yönünde hava hareketinin nedeni olan sıcaklık farkı değişimi bu iki şekilde görülebilmektedir.

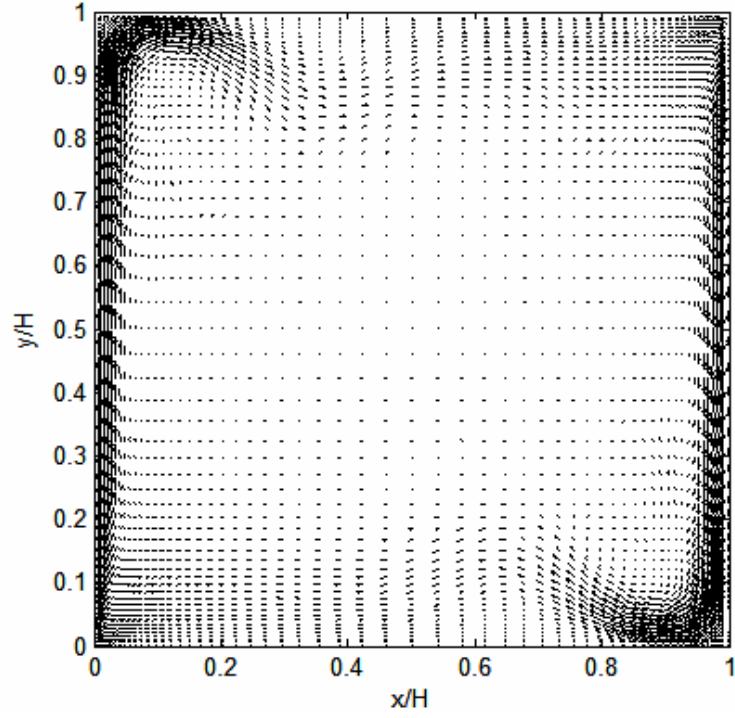


Şekil 3.8 İki boyutlu çözümde boyutsuz bileşke hız dağılımı ($T_h=61^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$, $v_{\text{maks}}=0,113\text{m/s}$)

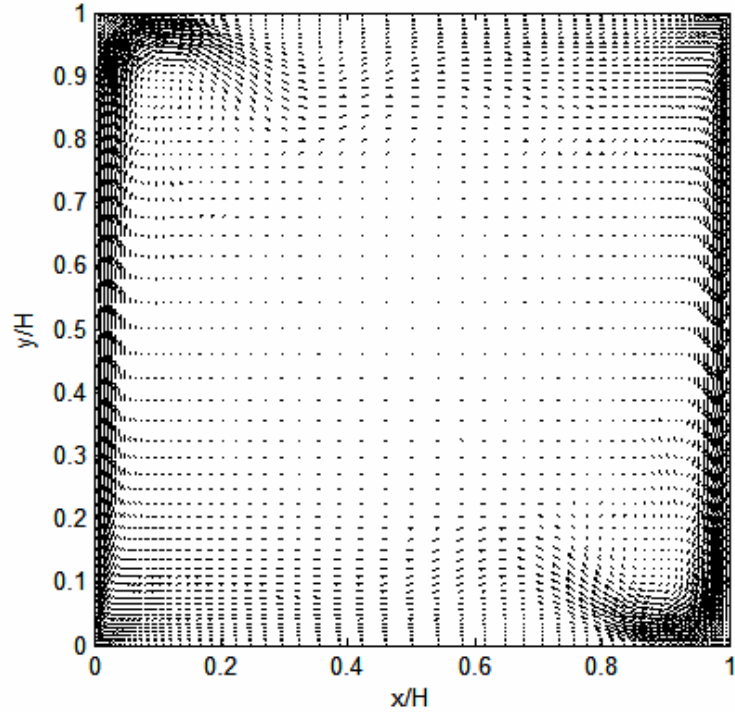


Şekil 3.9 Üç boyutlu çözümde boyutsuz bileşke hız dağılımı ($T_h=61^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$
 $v_{\text{maks}}=0,109\text{m/s}$)

Şekil 3.8’de ve 3.9’da iki boyutlu ve üç boyutlu şekil için bulunan boyutsuz bileşke hız ($V' = \frac{\sqrt{u^2 + v^2 + w^2}}{v_{\text{maks}}}$) dağılımları verilmiştir. Şekiller incelendiğinde hız dağılımlarının birbirlerine benzediği görülmektedir. Her ikisinde de saat yönünde bir akış gözlemlenmektedir. Hareket düşey duvarlarda gerçekleşirken, hacim ortasında ise durgun bir yapı göze çarpmaktadır.



Şekil 3.10 İki boyutlu çözümde hız vektörleri ($T_h=61^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$, $v_{\text{maks}}=0,113\text{m/s}$)



Şekil 3.11 Üç boyutlu çözümde hız vektörleri ($T_h=61^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$, $v_{\text{maks}}=0,109\text{m/s}$)

Şekil 3.10 ve 3.11’de ise sırasıyla iki boyutlu ve üç boyutlu çözümde bulunan hız vektörleri verilmiştir. Sayısal çözümleme sonuçları karşılaştırıldığında, çizilen grafiklerin birbirleri ile

çok yakın olduğu görülmüştür. Yapılan iki analiz için sıcak duvar yüzeyindeki Nusselt sayısı değerleri karşılaştırılmıştır. Fluentin el kitapları incelendiğinde Nusselt sayısı $Nu = h \cdot L_{ref} / k$ formülü ile hesapladığı görülür. Bu formülde h taşınım ısı transfer katsayısını, L_{ref} referans uzunluğu, k ise ısı iletkenlik katsayısını simgelemektedir. Sıcak duvarlar için çözüm ağına göre her noktada hesaplanan h değerine göre ortalama bir Nusselt sayısı bulunmaktadır. Karşılaştırma bulunan bu Nusselt sayıları ile yapılmıştır. İki boyutlu çözümde $Nu = 18,9$, üç boyutlu çözümde $Nu = 18,2$ olarak hesaplanmıştır. Sonuçlar incelendiğinde aradaki farkın % 4 gibi bir değer olduğu görülmüştür. Literatürde benzer şartlarda bulunan Nu değerleri incelendiğinde, üç boyutlu çözümde bulunan Nu değerinin literatür sonuçlarına daha yakın olduğu görülmüştür. Bu nedenle yapılacak tüm sayısal çözümlerde, üç boyutlu hacim kullanılacaktır.

3.5 Çözüm Ağı Kontrolü

Fluent programında çözümün yapılabilmesi için, uygun çizim programları yardımıyla modelin çizilmesi gereklidir. Bunun için Gambit çizim programı kullanılmıştır. Gambit çizim programında model çizilir, model içerisine çözüm ağı yerleştirilir. Fluent, çizilen bu çözüm ağlarında çözüm yapar. Çözüm ağının sık ya da gevşek olması kullanıcıya bağlıdır. Yerleştirilen çözüm ağı sayısı çözümün doğruluğu için önemlidir. Bu nedenle doğru çözüm ağı sayısının tespit edilmesi gereklidir.

Bu çalışmada üç boyutlu kapalı kutu içerisinde, duvar etkilerini görebilmek için kenarlara doğru sıklaşan çözüm ağı yapısı tercih edilmiştir. Yapılan deneysel ve sayısal çalışmalarda hacmin ortasında akımın nerdeyse olmadığı, çok düşük hızların olduğu gözlenmiştir. Bu nedenle de hacmin ortalarında çözüm ağı aralığı artırılmıştır.

Gambit çizim programında altı adet kapalı hacim çizilmiş ve çizilen bu altı hacim içerisine 31x31x31, 41x41x41, 51x51x51, 61x61x61, 71x71x71 ve 81x81x81 olmak üzere çözüm ağları yerleştirilmiştir. Hacmin ortasında bulunan çözüm ağı çizgisinin sağında ve solunda eşit sayıda çözüm ağı çizgisinin olması ve simetri yaratılması düşüncesi ile çözüm ağı sayısı tek sayı seçilmiştir. Aşağıdaki tabloda seçilen çözüm ağı sayısının fluent programı yardımıyla sıcak duvar için hesaplanan Nu değerleri ve bağlı değişim oranları görülmektedir.

Çizelge 3.1 Çözüm ağı sayısının değişmesi ile hesaplanan Nu değerleri ve % bağıl değişim değerleri

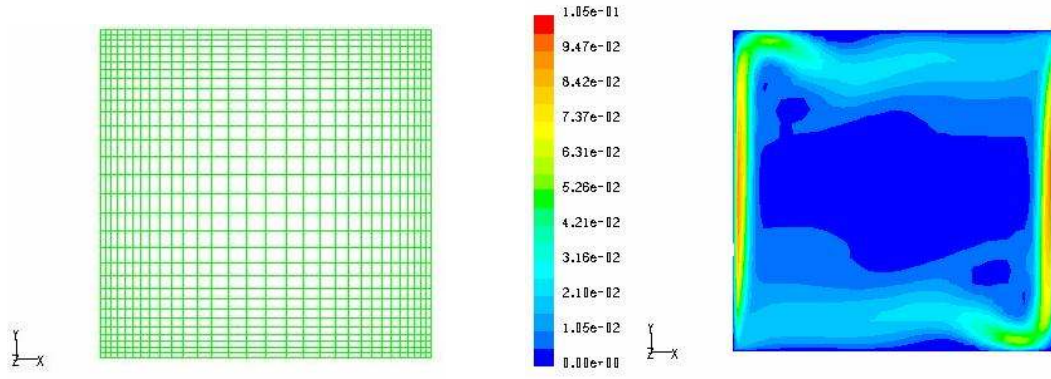
	31x31x3 1	41x41x41	51x51x51	61x61x61	71x71x71	81x81x81
Nu	19,79	18,64	18,23	18,16	18,11	18,09
Nu için bağıl değişim %		5,8	2,2	0,38	0,27	0,11
Çözüm süresi	5dk	10dk	60 dk	5–10 saat	24 saat	3–4 gün

$$\text{Bağıl Değişim} = \frac{Nu_1 - Nu_2}{Nu_1} = \frac{19,79 - 18,64}{19,79} = 0,058 \quad \%5,8 \text{ şeklinde hesaplanmıştır.}$$

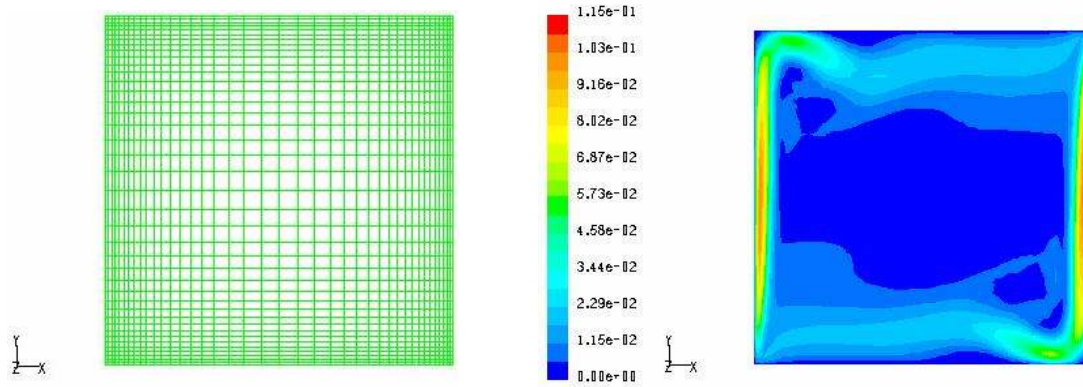
Fluent yüzey ısı transfer katsayısı için $h_{\text{eff}} = \frac{q''}{\Delta T}$ formülünü kullanmaktadır. Hesaplanan

referans yüzey ısı transfer katsayısı yardımı ile Nusselt sayısı $Nu = \frac{h_{\text{eff}} \cdot L}{k}$ bulunur. Bu iki

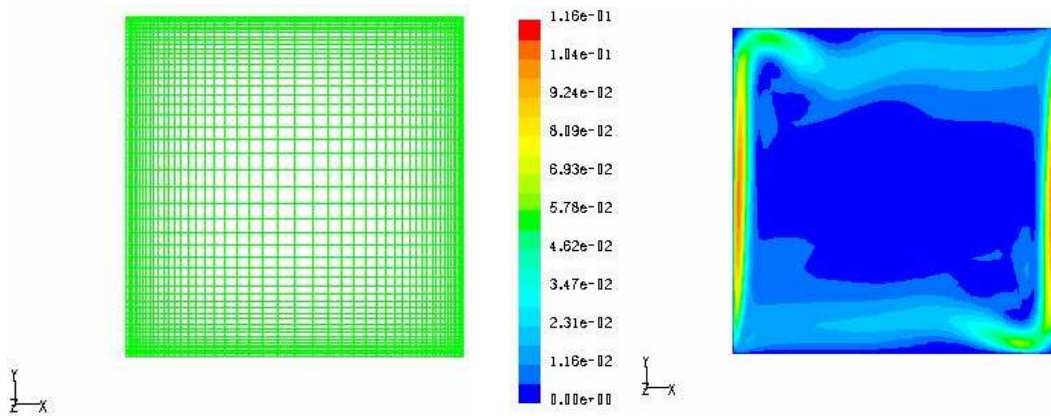
ifadedeki terimler: h_{eff} : referans yüzey ısı transfer katsayısı, q'' : Sıcak duvardan verilen ısı miktarı, $\Delta T = T_h - T_c$, L: karakteristik uzunluk (hacim genişliği) ve k: akışkanın ısı iletim katsayısıdır. Nu sayısı Fluent içindeki Report-Surface Integrals menüsü yardımıyla hesaplatılmaktadır.



Şekil 3.12 31x31x31 çözüm ağı ve hesaplanan bileşke hız (V) dağılımı
($T_h=61^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$)

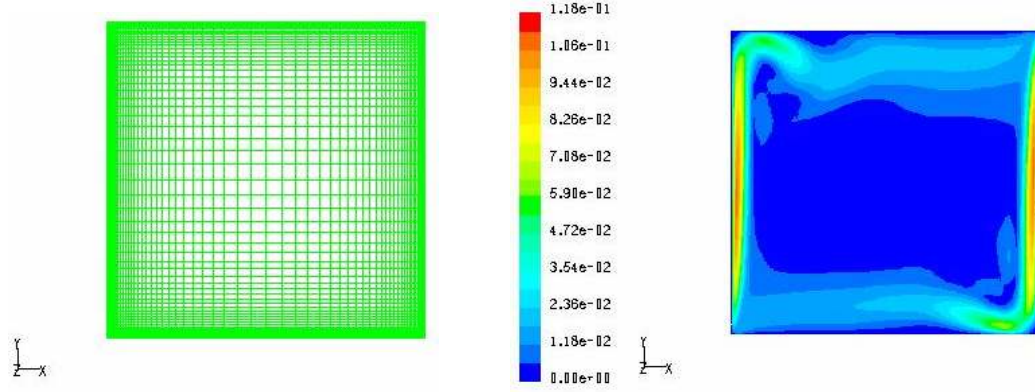


Şekil 3.13 41x41x41 çözüm ağı ve hesaplanan bileşke hız (V) dağılımı
($T_h=61^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$)

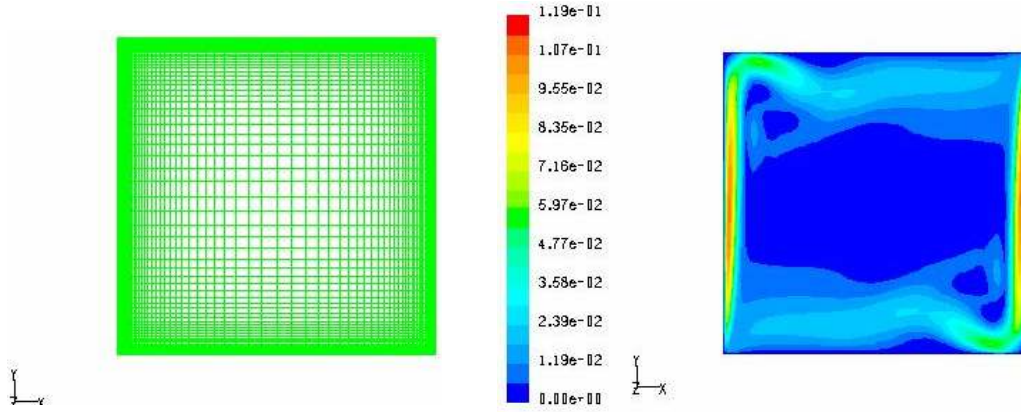


Şekil 3.14 51x51x51 çözüm ağı ve hesaplanan bileşke hız (V) dağılımı
($T_h=61^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$)

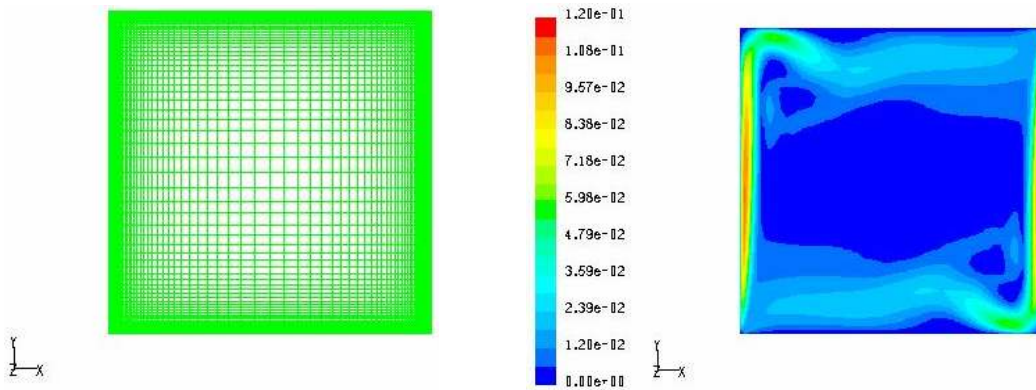
Şekil 3.12’de 31x31x31, Şekil 3.13’de 41x41x41 ve Şekil 3.14’de 51x51x51 çözüm ağı ve hesaplama sonucu bulunan bileşke hız (V) dağılımı verilmiştir.



Şekil 3.15 61x61x61 çözüm ağı ve hesaplanan bileşke hız (V) dağılımı
($T_h=61^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$)

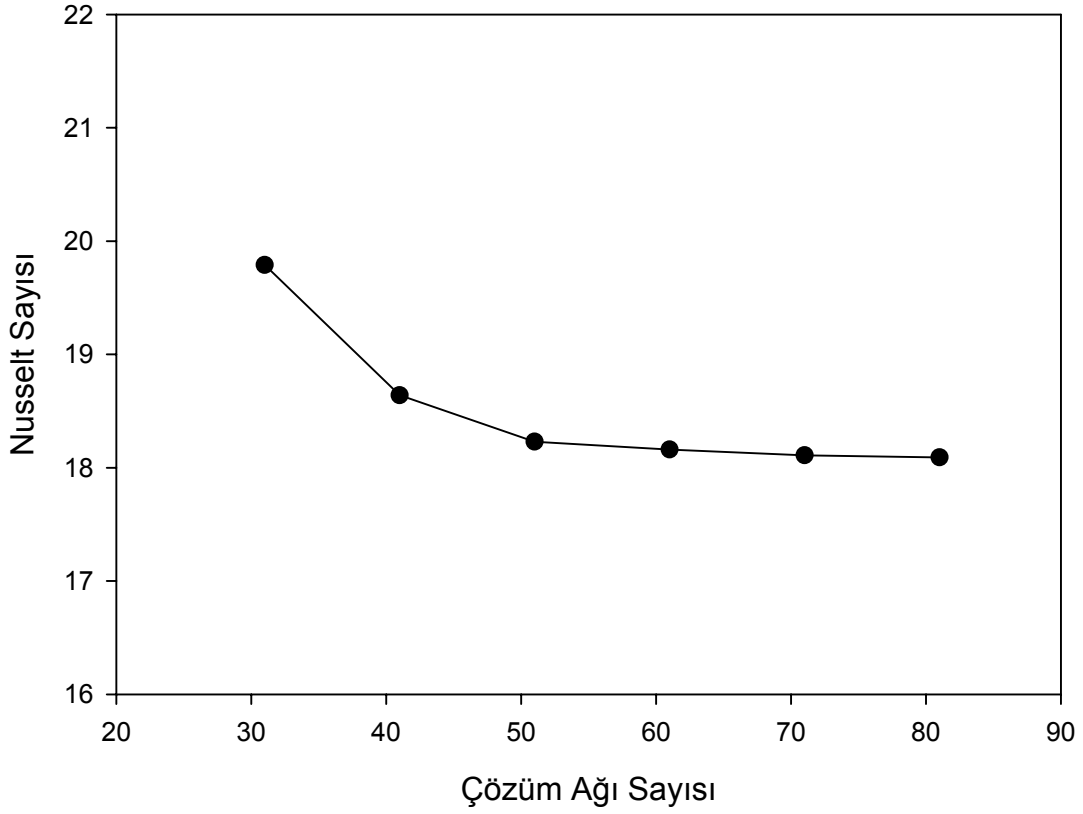


Şekil 3.16 71x71x71 çözüm ağı ve hesaplanan bileşke hız (V) dağılımı
($T_h=61^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$)



Şekil 3.17 81x81x81 çözüm ağı ve hesaplanan bileşke hız (V) dağılımı
($T_h=61^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$)

Şekil 3.15'da 61x61x61, Şekil 3.16'de 71x71x71 ve Şekil 3.17'de 81x81x81 çözüm ağı ve hesaplama sonucu bulunan bileşke hız (V) dağılımı verilmiştir.



Şekil 3.18 Çözüm ağı sayısına göre sıcak duvar için hesaplanan Nu sayısının değişimi

Yukarıdaki şekilde oluşturulan çözüm ağının değiştirilmesi ile sıcak duvar için hesaplanan Nu sayısı değişimi görülmektedir. Bağlı değişim değeri %2'in altında olan ve şekildeki eğiminin yataylaştığı değer olan 61x61x61 çözüm ağı seçilmiştir. Yapılacak sayısal çalışmalarda bu çözüm ağı kullanılacaktır.

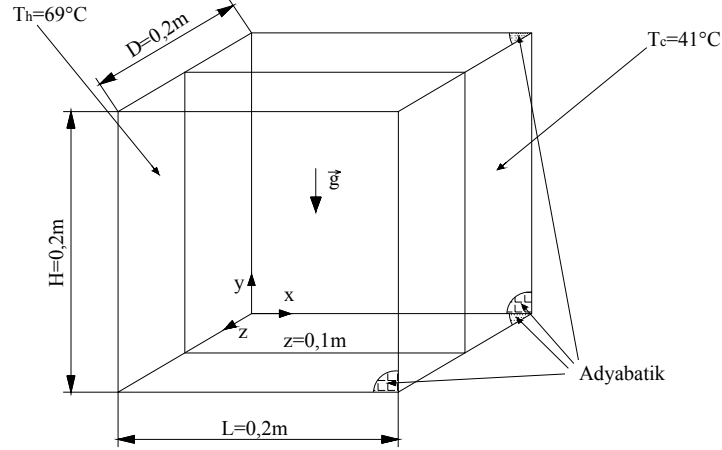
Bu seçimde ikinci önemli kriter, programın çözümleme süresidir. Fluent 6.0 programı P4 2,4Ghz, 1024MB Ram özelliklerinde bir bilgisayarda çalıştırılmıştır. Bu bilgisayarın hızına göre 61x61x61 çözüm ağına sahip problemde, 5–10 saat arası bir sürede çözüme ulaşılmıştır. 81x81x81 çözüm ağı ile yapılan çözümlemede, bilgisayar 4 gün gibi bir sürede çözüme ulaşabilmektedir. Değişik şekillerde çözümleme yapabilmek için, çözümleme süresi önemli hale gelmiştir. Yakınsama kriterlerinin sağlanması için geçen süre göz önünü alındığında, çözüm ağının 61x61x61 olarak seçilmesi uygun görülmüştür.

3.6 Sayısal Çözüm Sonuçları

3.6.1 Yandan Isıtılan Kapalı Hacimlerde Sayısal Çözüm Sonuçları

Bu çalışmada yan duvardan ısıtılan kapalı hacim içerisindeki sıcaklık ve hız alanları

incelenmiştir. Kapalı hacmi çevreleyen yan duvarlardan biri sıcak, karşı duvar soğuk, diğer duvarlar adyabatik kabul edilmiştir. Sıcak duvar sıcaklığı 69°C, soğuk duvar sıcaklığı 41°C olarak alınmıştır. Diğer duvarların iyi izole edildiği ve çevreye ısı geçişi olmadığı kabul edilmiştir. Kapalı hacim boyutları için deney için hazırlanan 20x20x20cm'lik hacim seçilmiştir.



Şekil 3.19 Yandan ısıtılan, üç boyutlu kapalı hacim modeli

Sayısal çalışma öncesi kapalı hacim Gambit çizim programında çizilmiş, hacim içerisine de 61x61x61 adet çözüm ağı yerleştirilmiştir. Bu yerleştirme duvarlara yaklaştıkça sıklaşan, hacmin ortalarında aralıkları genişleyen bir çözüm ağı şeklindedir. Her iki kenardan başlayan, 0,2 oranında genişleyen çözüm ağı kullanılmıştır. Toplam 226.981 adet düğüm noktası oluşturulmuştur. Şekil çizimi sonlandığında Gambit programından bu çizim Fluent programının okuyabileceği hale getirilmiş ve Fluent'e taşınmıştır.

$$Ra_L = \frac{g \beta (T_H - T_C) L^3}{\nu_{\infty} \alpha_{\infty}} = \frac{9,81 \cdot \frac{1}{328,15} \cdot (69 - 41) \cdot 0,2^3}{1,87 \cdot 10^{-5} \cdot 2,67 \cdot 10^{-5}} = 1,3 \cdot 10^7$$

Kabul edilen sıcaklıklar kullanılarak Rayleigh Sayısı hesaplandığında $Ra = 1,3 \cdot 10^7$ bulunur. $Ra < 5 \cdot 10^7$ olduğu için akım laminardır. Bu nedenle Fluent programında laminar viskoz model seçilmiştir. Kapalı hacimler içerisinde akışkan özellikleri sıcak-soğuk yüzey sıcaklık ortalama değerine göre bulunur. Bu nedenle 55°C sıcaklığındaki havanın termo-fiziksel özellikleri programa girilmiştir. Yerçekimi ivmesi y koordinatında -9,81 m/s² olarak girilmiştir. Sınır şartları için, sıcak duvar sabit 69°C, soğuk duvar sabit 41°C sıcaklığında olduğu, diğer duvarlarında adyabatik olduğu programa girilmiştir.

Çözüm kontrol panelinde basınç için PRESTO (Pressure Stegged Option) seçilmiştir. Basınç-hız çifti için SIMPLE (Semi-Implicit Methods for Pressure Linked Equations) seçilmiştir. Momentum ve enerji için ise Second Order Upwind seçilmiştir.

3.6.1.1 Çözüm Algoritması

1. Gambitte çizilen model export komutu ile Fluent'e aktarılır.
2. Fluent programı çalıştırılarak File-Read-Case komutu kullanılarak ...msh dosyası okutulur.
3. Grid-Check komutu ile çizilen modelin geometrik kontrolü yapılır.
4. Grid-Scale komutu ile Gambit'te girilen ölçülerin birimi tanımlanır.
5. Smooth-Swap komutu ile çözüm ağı gerçekleştirilirken yapılan küçük parçalara bölme işleminde gerekli modifikasyonlar gerçekleştirilir.
6. Define-Models-Solver-Segregated Implicit Steady 3D çözüm yöntemi seçilir.
7. Define-Models-Energy komutu aktif hale getirilerek, enerji korunumu denklemlerin sayısal çözülmesini sağlar.
8. Define-Models-Viscous-Laminar komutu ile laminar akım için çözüm modeli seçilir.
9. Define-Materials komutu yardımıyla havanın termo-fiziksel özellikleri girilir.
10. Define- Operating Conditions komutu yardımıyla çevre şartlarındaki basınç ve yerçekimi ivmesi girilir.
11. Define- Boundary Conditions komutu yardımıyla sınır şartları girilir.
12. Solve-Controls-Solution komutu yardımıyla URF (Under Relaxation Factors) değerleri ve parçalara ayırma yöntemleri girilir. URF değerleri: Pressure: 0,2, Density: 0,9, Body Forces: 0,8, Momentum: 0,4 ve Energy: 0,9 olarak girilmiştir. Parçalara ayırma yöntemlerinden basınç: PRESTO, basınç-hız çifti: SIMPLE, momentum: Second Order Upwind ve enerji: Second Order Upwind seçilmiştir.
13. Solve-Monitors-Residual komutu yardımıyla yazım-çizim ayarları yapılır. Burada zaman kazanmak için yazma komutu kapatılmış, sadece çizdirilmiştir. Bu sayede yakınsama kriterlerin sağlanıp sağlanmadığı gözlenmiş ama hesaplanan her değer bilgisayar ekranına yazdırılmamasından dolayı çözüm süresi azaltılmaya çalışılmıştır.
14. File-Write-Case komutu ile yapılan bütün ayarlar ve girilen bütün değerler kaydedilir.
15. Solve-Initialize-Initialize komutu yardımıyla compute from penceresinden all-zones seçilir. Böylelikle hesaplanmış değerler varsa sıfırlanır ve başlangıç ayar konumlarına getirilir.
16. Solve-Iterate komutunda iterasyon sayısı girilerek iterasyon başlatılır.

Sayısal çözümlemede basınç-hız arasındaki bağıntıyı çözebilmek için SIMPLE (Semi-Implicit Methods for Pressure Linked Equations) methodu tercih edilmiştir. Bu metot sürekli akış için

uygun bir yöntemdir. SIMPLEC (Semi-Implicit Methods for Pressure Linked Equations Consistent) metodu da sürekli akış çözümünde kullanılır. Ama URF (düzeltme katsayısı)'nın 1 alındığı problemlerde, çözümün yakınsamamasına neden olabilmektedir. PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators) metodu sürekli akışlarda kullanılan bir çözüm yöntemi olup, tercih edilmemiştir.

Basınç ve hız dağılımlarında hesap hatası oluşmaması için şaşırtmalı hesap noktaları yöntemi PRESTO (Pressure Staggered Option) seçilmiştir. Bu yöntemde hızlar parçalar arasında kalan ara noktalardan herhangi birileri seçilerek hesaplanır. Hız haricindeki değişkenler (P,T vb) ana kesim noktalarına göre hesaplanır.

Yakınsamanın gerçekleştiğini anlamak için Residual (artık) değerlerine bakılır. Her iterasyondan sonra kontrol gerçekleşir.

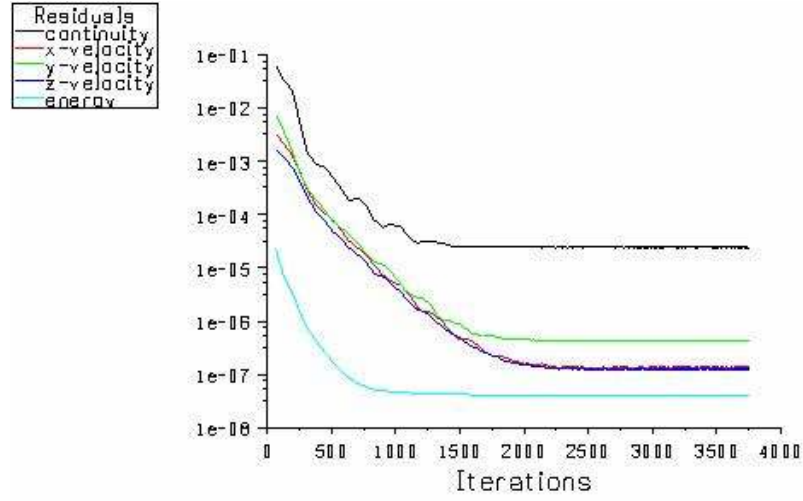
$$\frac{R_{\phi}^n}{R_{\phi}^5} \leq 10^{-3} \quad (3.33)$$

n. iterasyondaki artık, ilk beş iterasyondaki maksimum artığa oranı 10^{-3} değerinden küçük olmalıdır. Süreklilik, x,y,z koordinatlarındaki u,v,w hızlarının artık oranları 10^{-3} 'den ve enerji denklemindeki artık oranı da 10^{-6} 'dan küçük olmalıdır. Bu değerler Fluent programı tarafından tavsiye edilen değerlerdir. Yapılan çözümlemelerde bu değerlerin de altına inilmiş ve yakınsama eğrilerinin yataylaşması beklenerek çözümleme sonlandırılmıştır.

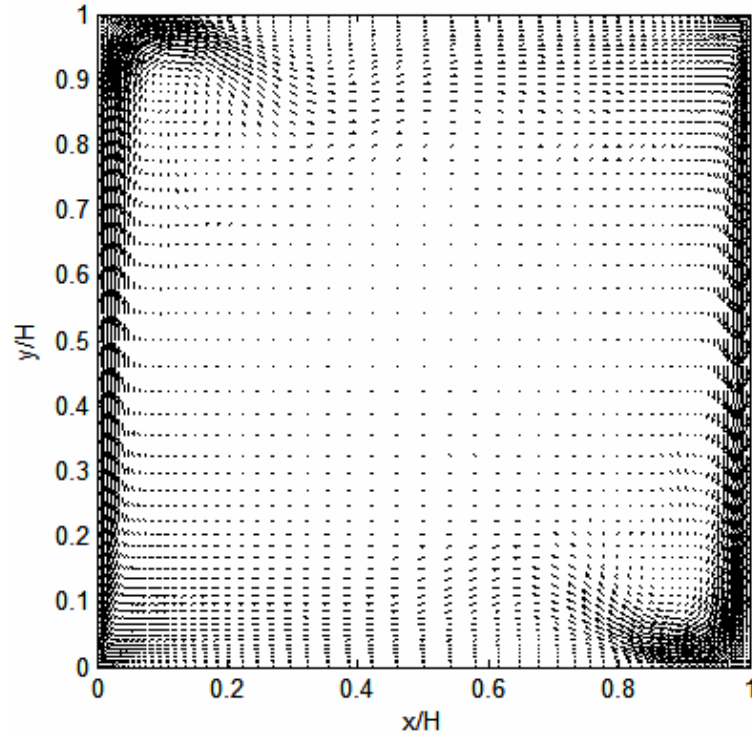
3.6.1.2 Çözüm Sonuçları

Yandan ısıtılan kapalı hacimler içerisindeki doğal taşınımında meydana gelen hava akımları, Fluent 6.0 CFD programında çözümlenmiş ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 3.20'de programın çözüm sırasında çizmiş olduğu yakınsama eğrileri görülmektedir. Yakınsama gerçekleştiği halde 3000 iterasyon daha yaptırılarak yakınsama eğrilerinin yataylaşması sağlanmıştır.

Bu problem için Fluent programına sıcak duvar için Nusselt sayısı hesaplatılmıştır. Yapılan hesapta $Nu = 17,59$ bulunmuştur.

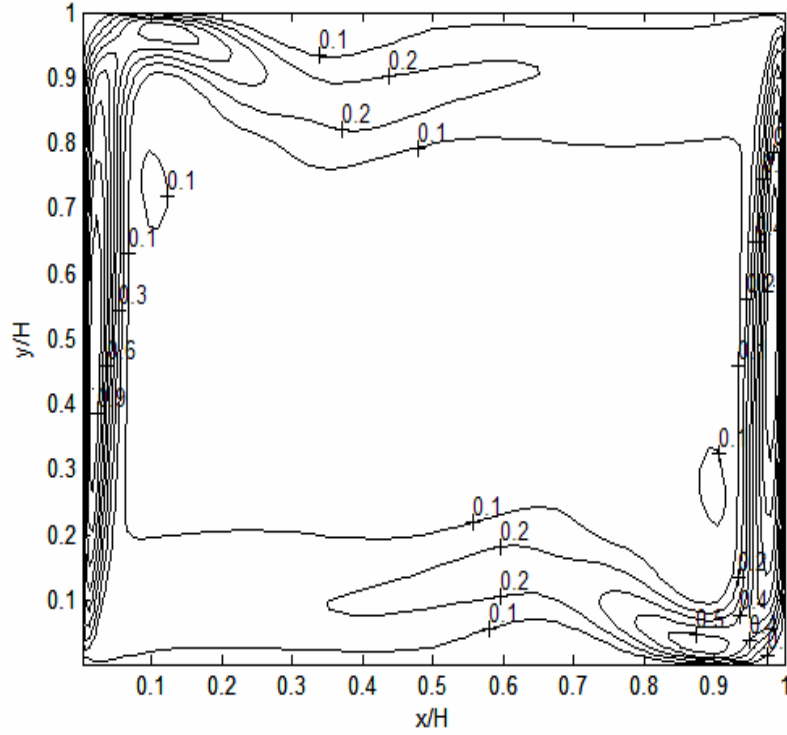


Şekil 3.20 Yandan ısıtılan kapalı hacim için, yakınsama eğrileri



Şekil 3.21 Yandan ısıtılan kapalı hacim için hız vektörleri, ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$, $v_{\text{maks}}=0,1070$ m/s)

Şekil 3.21’de yandan ısıtılan kapalı hacim için $z/H=0,5$ düzlemindeki sayısal olarak hesaplanan hız vektörleri verilmiştir. Sol sıcak duvar, sağ soğuk duvar olmak üzere saat yönünde bir hava hareketi gözlenmektedir. Düşey duvarlardaki hava hareketleri birbirinin simetrisidir. Hava düşey duvarlar bölgesinde hareket ederken, hacim orta bölgesi durgun bir hal izlemektedir. Hacim ortasında çok düşük hızlar hesaplanmıştır.

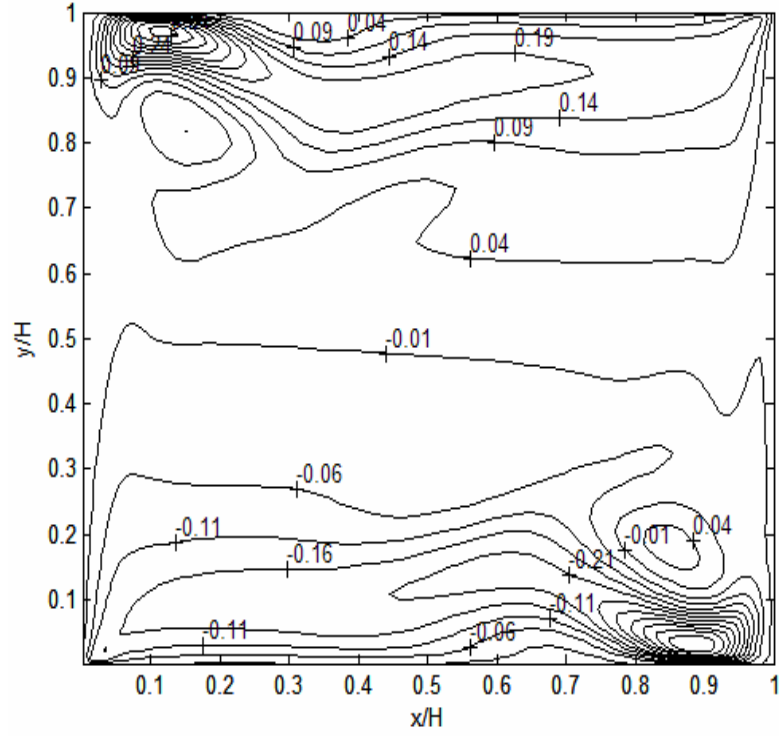


Şekil 3.22 Yandan ısıtılan kapalı hacim için, boyutsuz bileşke (V') hız dağılımları, ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$, $v_{\text{maks}}=0,1070 \text{ m/s}$)

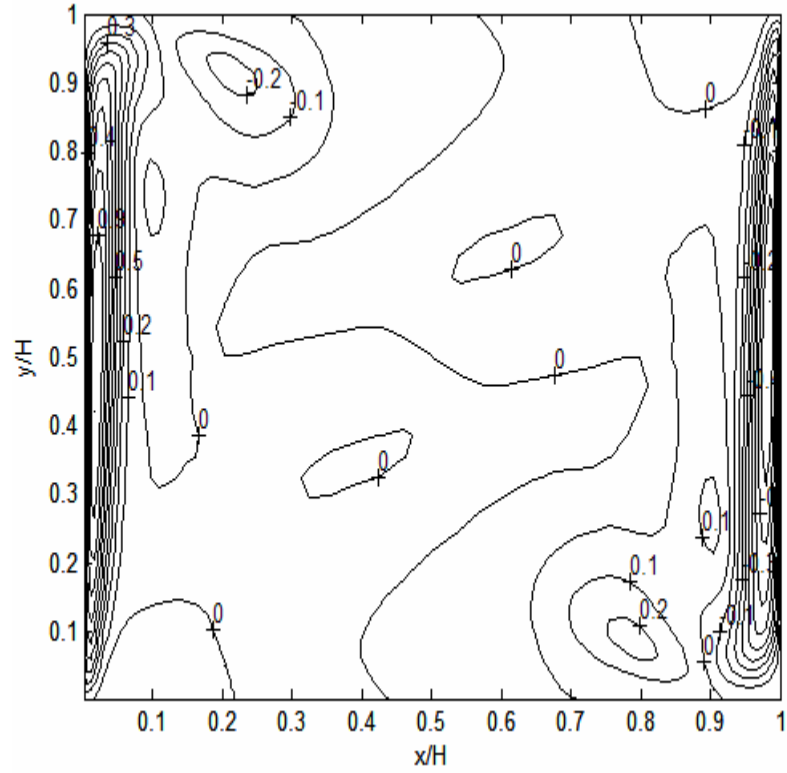
Şekil 3.22’de sayısal çözüm ile bulunan $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz bileşke hız dağılımları verilmiştir. Hızlar $+y$ yönünde hesaplanan maksimum düşey hız değerine bölünerek boyutsuz hale getirilmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi hava hareketleri sıcak ve soğuk duvar kenarında gerçekleşmektedir. Hacim ortasında hız sıfıra çok yakın olup, durgun bir hava akımı oluşmaktadır. Sol sıcak duvar etkisi ile yükselen hava ile sağ soğuk duvar etkisi ile aşağı inen hava, saat yönü doğrultusunda bir akım meydana getirmiştir.

Şekil 3.23’de aynı hacim içerisinde $z/H=0,5$ düzlemindeki x önündeki boyutsuz yatay u' hız dağılımı verilmiştir. Şekil incelendiğinde hacmin alt bölgesinde $-x$ yönünde, üst bölgesinde ise $+x$ yönünde hızların olduğu görülmektedir. Hacmin ortasındaki hava hareketi durağandır.

Şekil 3.24’de y yönündeki boyutsuz düşey v' hızları görülmektedir. Düşey duvarlarda sınır tabakanın olduğu, hacmin merkezinde havanın durgun olduğu görülmektedir.

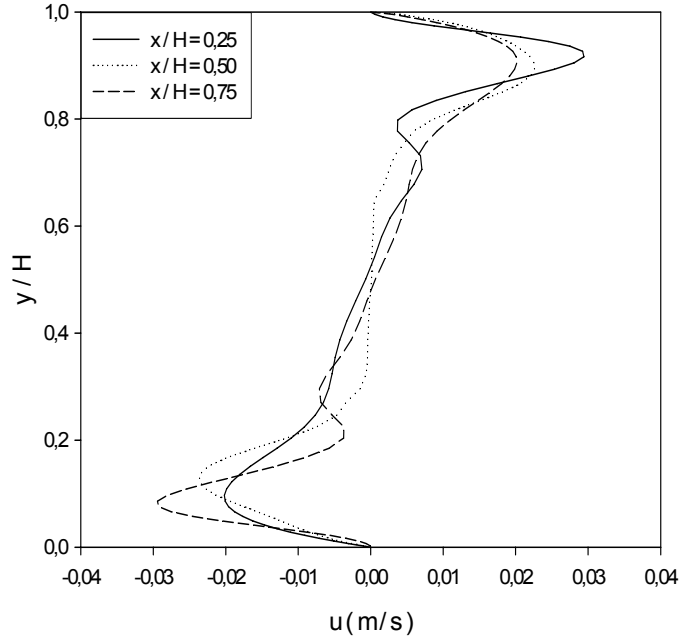


Şekil 3.23 Yandan ısıtılan kapalı hacim için, boyutsuz yatay (u') hız dağılımı , ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$, $v_{\text{maks}}=0,1070 \text{ m/s}$)

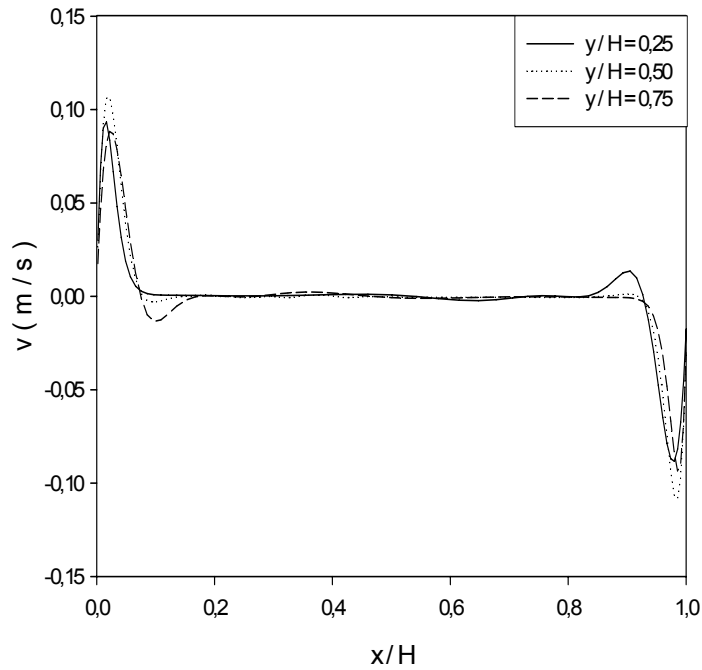


Şekil 3.24 Yandan ısıtılan kapalı hacim için, boyutsuz düşey (v') hız dağılımı , ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$, $v_{\text{maks}}=0,1070 \text{ m/s}$)

Elde edilen sonuçlara göre hacmin $z/H=0,5$ düzlemindeki $1/4 - 1/2 - 3/4$ doğrularındaki yatay ve düşey hızların değişimi çizilmiştir. Şekil 3.25’de $z/H=0,5$ düzlemindeki $x/H=0,25-0,50-0,75$ için yatay hızın düşey boyutsuz eksenle değişimi verilmiştir. Şekil 3.26’da ise yine $z/H=0,5$ düzlemindeki $y/H=0,25-0,50-0,75$ için düşey hızın yatay boyutsuz eksenle değişimi verilmiştir.

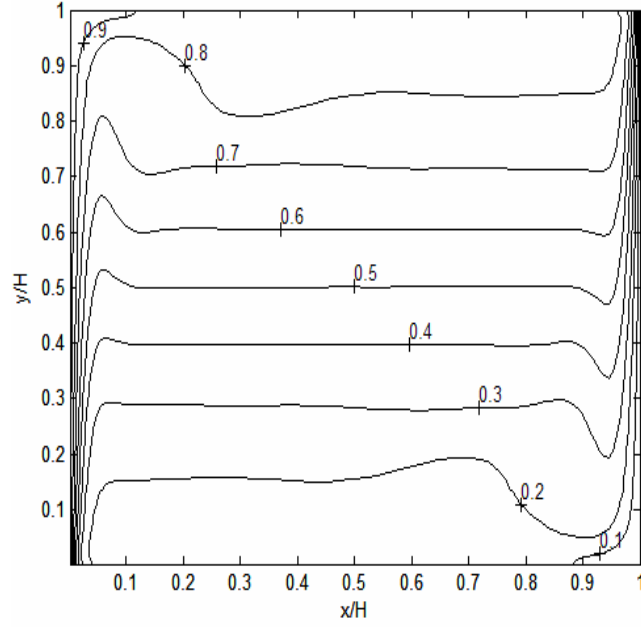


Şekil 3.25 $x/H=0,25-0,50-0,75$ için yatay hız (u) değişimi ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$)

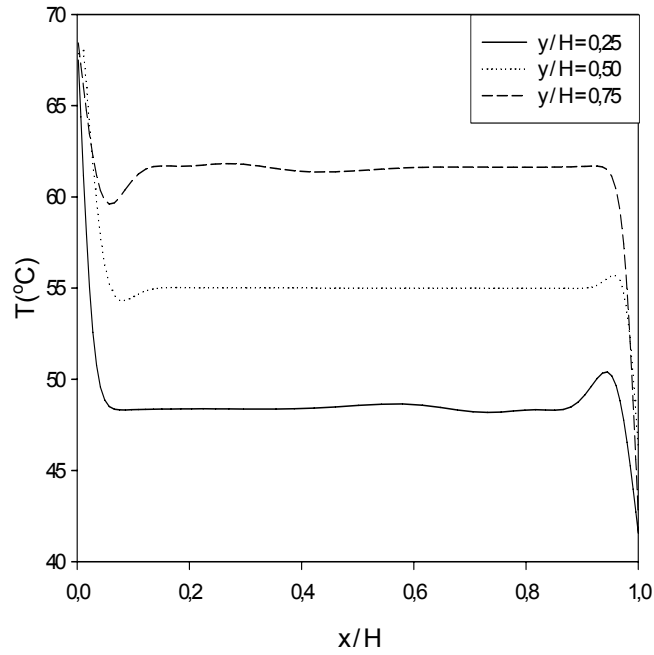


Şekil 3.26 $y/H=0,25-0,50-0,75$ için düşey hız (v) değişimi ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$)

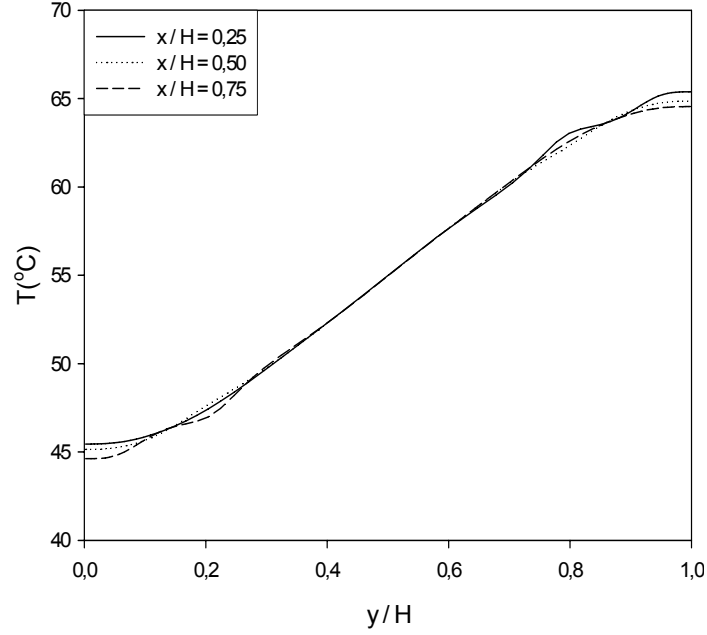
Şekil 3.27’de ise hacim içerisindeki $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz sıcaklık dağılımı verilmiştir. Sabit sıcaklık eğrilerin düşey duvarlara yakın bölgelerde çok kısa mesafede değiştiği ve hacim üstüne doğru arttığı, aynı zamanda hacim ortalarında yataylaştığı görülmektedir.



Şekil 3.27 Yandan ısıtılan kapalı hacim için, boyutsuz sıcaklık dağılımı
($T_h=69^{\circ}\text{C}$, $T_c=41^{\circ}\text{C}$)



Şekil 3.28 $y/H=0,25-0,5-0,75$ için sıcaklık değişimi ($T_h=69^{\circ}\text{C}$, $T_c=41^{\circ}\text{C}$)



Şekil 3.29 $x/H=0,25-0,5-0,75$ için sıcaklık değişimi ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$)

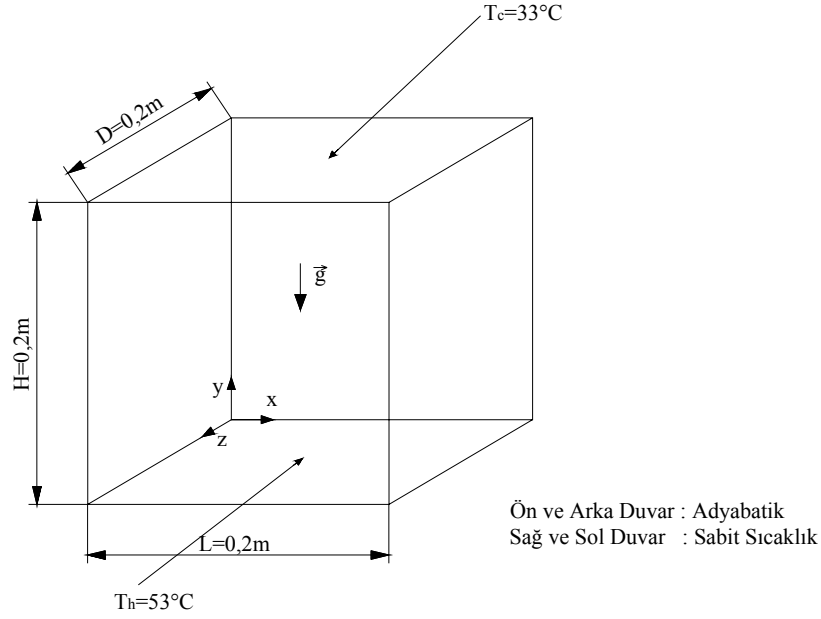
Şekil 3.28’de $z/H=0,5$ düzlemindeki $y/H=0,25-0,5-0,75$ ’deki x/H ile T sıcaklık değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi hacim ortasında yataylaşan eğriler sol sıcak duvar bölgesinde artmakta ve sağ soğuk duvar bölgesinde azalmaktadır. Şekil 3.29’da $z/H=0,5$ düzlemindeki $x/H=0,25-0,5-0,75$ ’deki y/H ile T sıcaklık değişimi verilmiştir. Çizilen sıcaklık eğrilerinin yaklaşık aynı olduğu, alt duvardan üst duvara doğru sıcaklığın arttığı görülmektedir.

3.6.2 Alttan Isıtılan Kapalı Hacimlerde Sayısal Çözüm Sonuçları

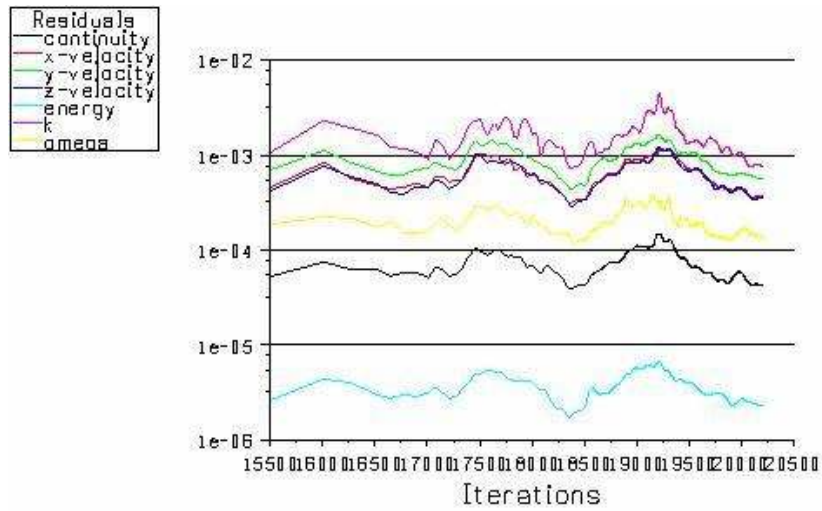
Bu çalışmada alttan ısıtılan kapalı hacim içerisindeki hız ve sıcaklık alanları incelenmiştir. Kapalı hacim alt duvarı sabit T_h sıcaklığında, üst duvarı ise sabit T_c sıcaklığında tutulduğu kabul edilmiştir. Sınır şartları ön ve arka duvarlar adyabatik, sağ ve sol duvarlar sırasıyla 42°C ve 38°C sabit sıcaklıkta, sıcak duvar $T_h=53^\circ\text{C}$ ve soğuk duvar $T_c=33^\circ\text{C}$ olarak kabul edilmiştir. Sağ ve sol duvar sıcaklıkları deneylerde ölçülen gerçek değerlerdir. Bu sıcaklıklara göre Rayleigh sayısı $1,1 \cdot 10^7$ olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan Rayleigh sayısı $5,4 \cdot 10^4$ (Incropera, 2001) değerinden büyük olduğu için akım türbülanslıdır. Türbülanslı çözüm yöntemlerinden en uygunu k-w yöntemi bulunmuştur. Diğer yöntemler denenmiş, fakat çözüm sağlanamamıştır. Şekil 3.30’da bu problemde kullanılan modelin şekli verilmiştir.

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_H - T_C)L^3}{\nu_\infty \alpha_\infty} = \frac{9,81 \cdot \frac{1}{316,15} \cdot (53 - 33) \cdot 0,2^3}{1,75 \cdot 10^{-5} \cdot 2,48 \cdot 10^{-5}} = 1,1 \cdot 10^7$$

Bu çalışmada ilk önce Gambit çizim programında model çizilmiştir. 20x20x20cm ölçülerinde çizilen kapalı hacim içerisine 61x61x61 adet çözüm ağı yerleştirilmiştir. Mesh dosyası Gambit programından alınıp, Fluent programı tarafından okunabilir hale getirilmiştir. Fluent programında akışkan özellikleri girilmiş, çözüm yöntemleri seçilerek çözüm sağlanmıştır. Sonuçta aşağıda sunulan hız ve sıcaklık alanları elde edilmiştir. Bu problem için sıcak duvar bölgesinde $Nu=20,98$ olarak hesaplanmıştır.



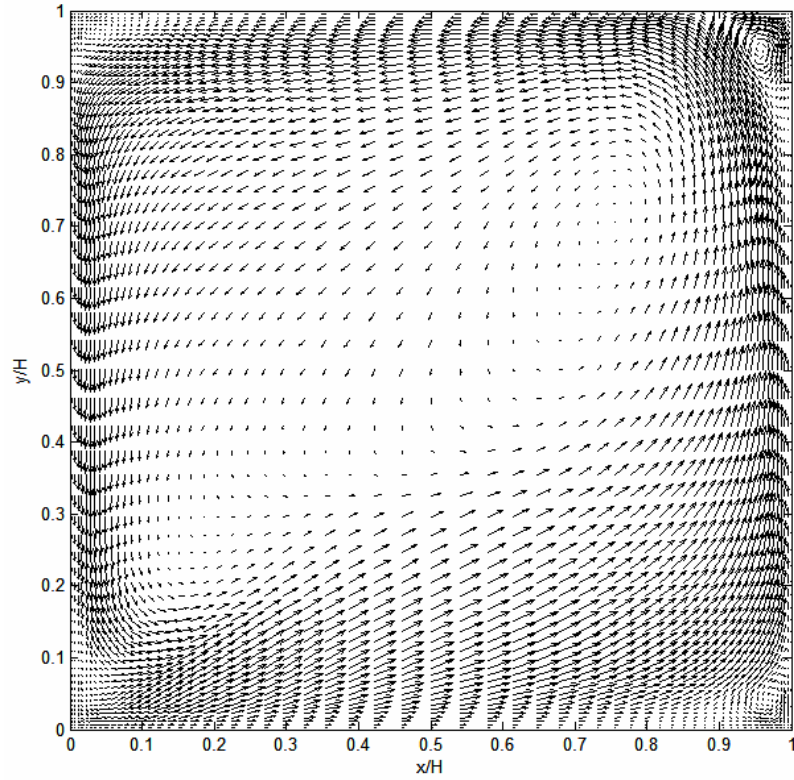
Şekil 3.30 Alttan ısıtılan kapalı hacim probleminde kullanılan model



Şekil 3.31 Alttan ısıtılan kapalı hacim için, yakınsama eğrileri

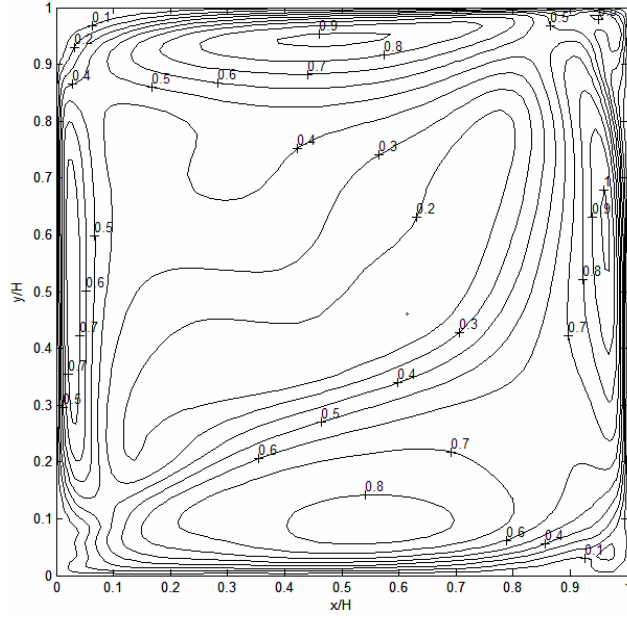
Şekil 3.31 İncelendiğinde süreklilik, u, v ve w hızlarının 10^{-3} değerinin altına indiği ama enerjinin 10^{-5} - 10^{-6} arasında kaldığı görülmüştür. İterasyon sayısı 20000'e kadar çıkarılmış ama daha iyi bir sonuç elde edilemediği için bu hali çözüm şartı olarak kabul edilmiştir.

Şekil 3.32'de alttan ısıtılan kapalı hacim içinde hesaplanan hız vektörleri verilmiştir. Alt sıcak duvar etkisi ile yükselen hava sağ adyabatik duvar bölgesinden yükselmiş ve sol adyabatik duvar bölgesinden aşağıya inmiştir. Hacmin sağ üst köşesinde küçük bir girdap oluşumu gözlenmiştir.

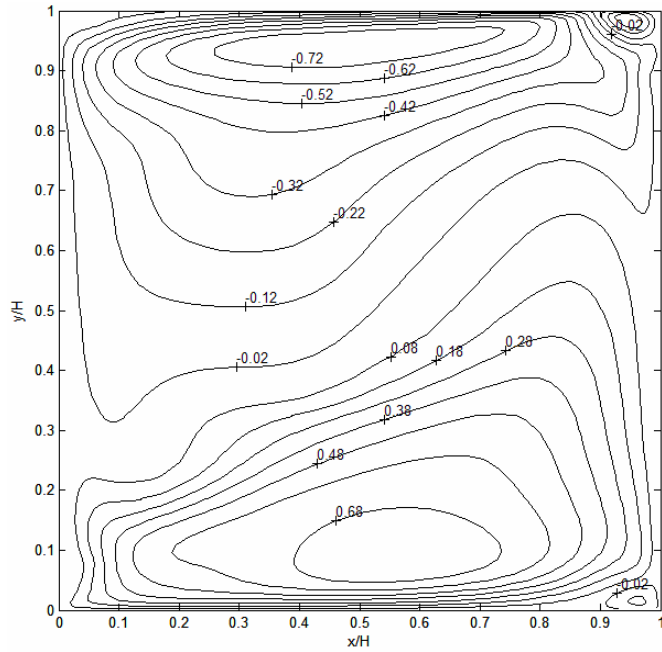


Şekil 3.32 Alttan ısıtılan kapalı hacim için hız vektörleri, ($T_h = 53^\circ\text{C}$ ve $T_c = 33^\circ\text{C}$)

Şekil 3.33'de $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz bileşke hız dağılımları verilmiştir. Alttan ısıtılan hacimlerde aşağıdan yukarıya doğru beklenen bir hava akımı görülebilmektedir.



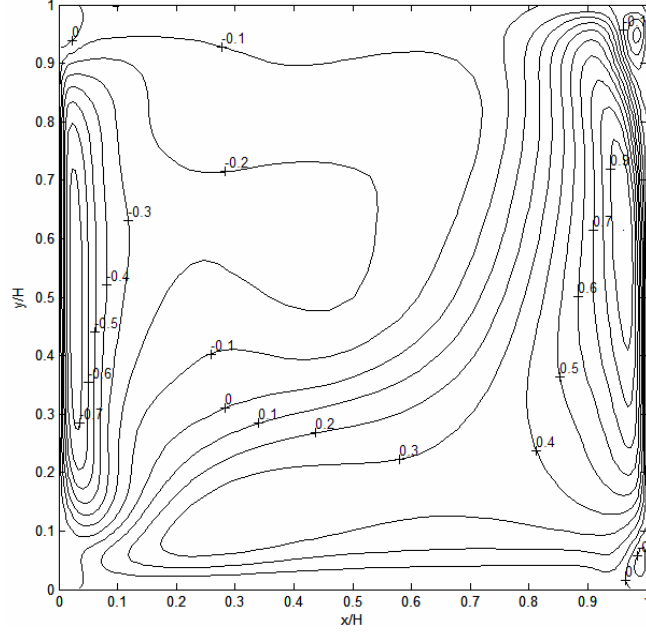
Şekil 3.33 Alttan ısıtılan kapalı hacim içerisinde $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz bileşke (V') hız dağılımları, ($T_h=53^\circ\text{C}$ ve $T_c=33^\circ\text{C}$, $v_{\text{maks}}=0,0890\text{m/s}$)



Şekil 3.34 Alttan ısıtılan kapalı hacim içerisinde $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz yatay (u') hız dağılımı, ($T_h=53^\circ\text{C}$ ve $T_c=33^\circ\text{C}$, $v_{\text{maks}}=0,0890\text{m/s}$)

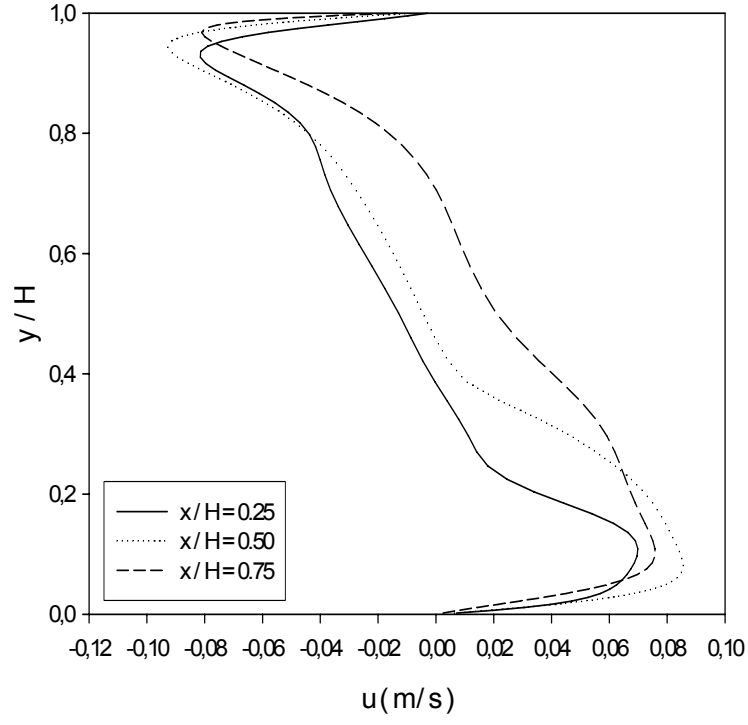
Şekil 3.34'de $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz yatay (u') hız dağılımı verilmiştir. Alt sıcak duvar etkisi ile ısınan hava sağ adyabatik duvar bölgesine, üst soğuk duvar etkisi ile sıcaklığı düşen hava ise sol adyabatik bölgesine doğru yatay hareket etmiştir.

Şekil 3.35’de $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz düşey (v') hız dağılımı verilmiştir. Sağ adyabatik duvardan yükselen hava sol adyabatik duvardan aşağıya doğru bir hareket ettiği görülebilmektedir.

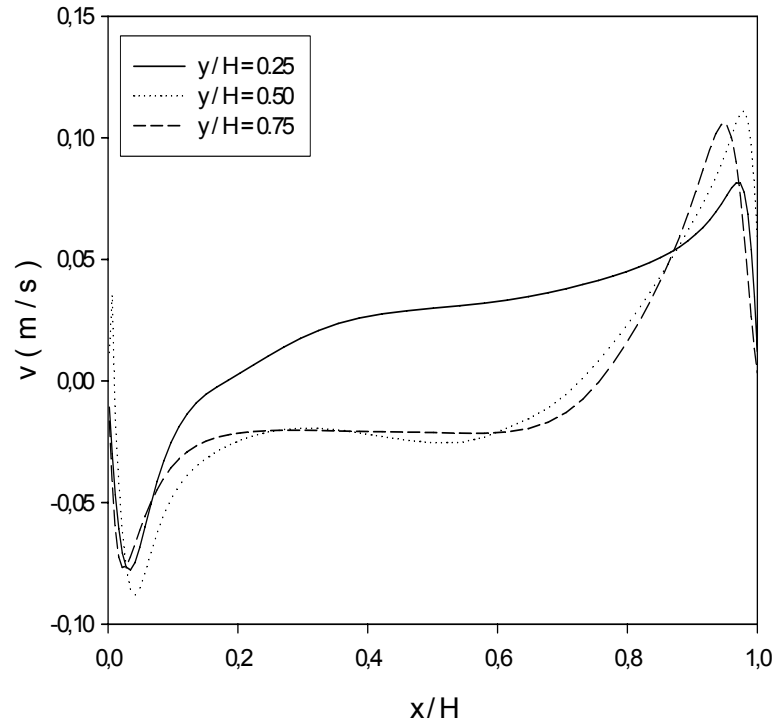


Şekil 3.35 Alttan ısıtılan kapalı hacim içerisinde $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz düşey (v') hız dağılımı, ($T_h=53^\circ\text{C}$ ve $T_c=33^\circ\text{C}$, $v_{\text{maks}}=0,0890\text{m/s}$)

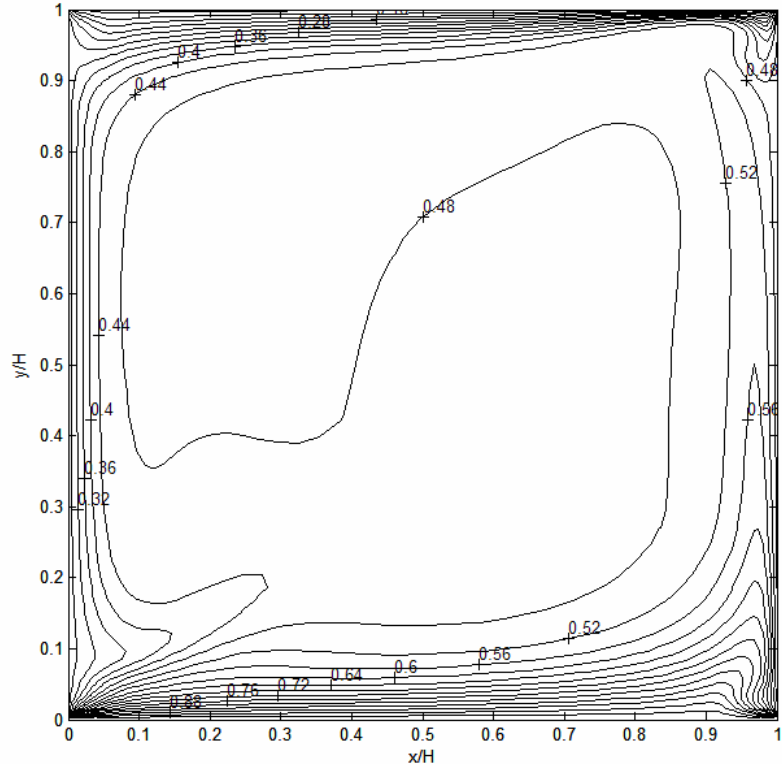
Hesaplanan değerler ile Şekil 3.36’daki $x/H=0,25-0,50-0,75$ için yatay hız ve Şekil 3.37’deki $y/H=0,25-0,50-0,75$ için düşey hız değerleri çizilmiştir. Şekiller incelendiğinde hacim içindeki kesitlerde hava hareketlerinin birbirlerinin aynısı olmadığı, bölgeler arasında farklı hava hareketleri olduğu görülmektedir. Tüm bölgelerdeki ortak hareket, sağ yan adyabatik duvardan yukarı doğru çıkan ve sol yan adyabatik duvardan aşağı inen şeklindedir. Akış saat yönü tersine doğru gerçekleşmiştir.



Şekil 3.36 $x/H=0,25-0,50-0,75$ için yatay hız (u) değişimi ($T_h= 53^\circ\text{C}$ ve $T_c=33^\circ\text{C}$)



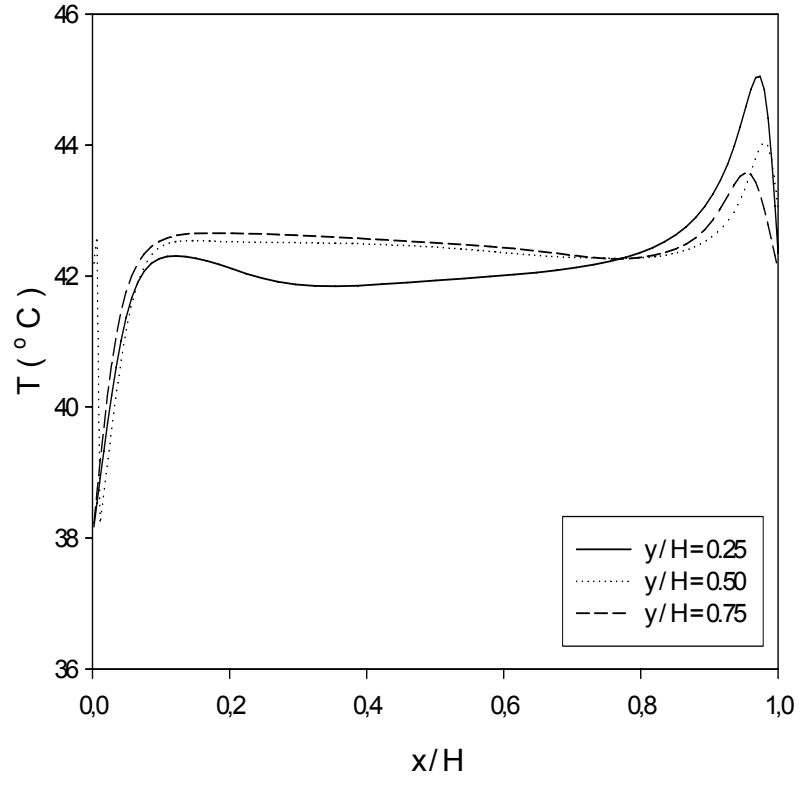
Şekil 3.37 $y/H=0,25-0,50-0,75$ için düşey hız (v) değişimi ($T_h= 53^\circ\text{C}$ ve $T_c=33^\circ\text{C}$)



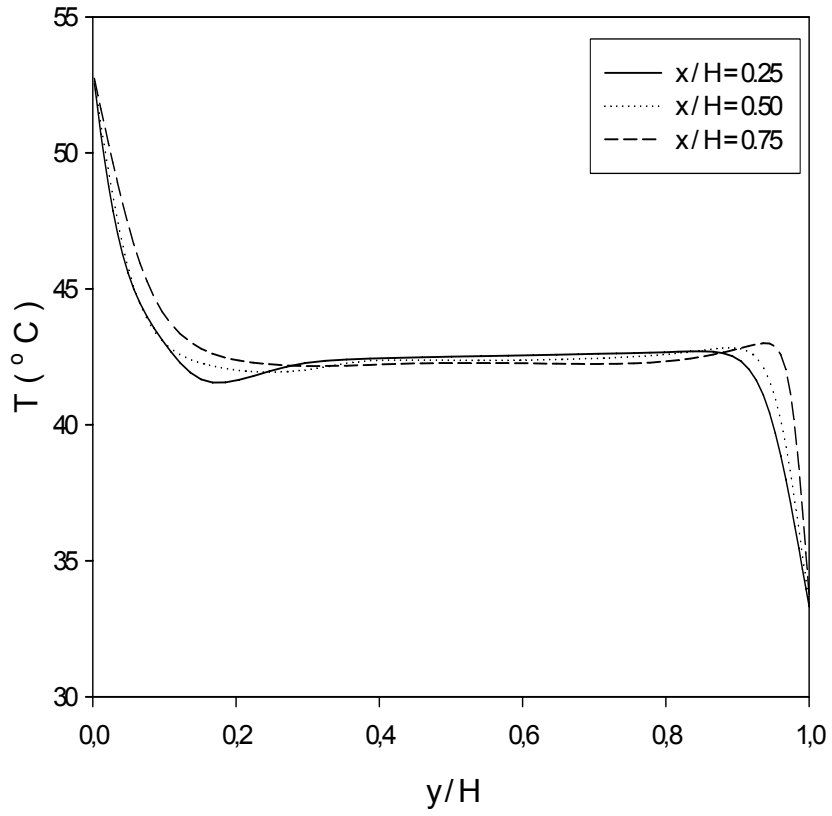
Şekil 3.38 Alttan ısıtılan kapalı hacim içerisinde $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz sıcaklık dağılımı, ($T_h= 53^\circ\text{C}$ ve $T_c=33^\circ\text{C}$)

Şekil 3.38’de hacmin orta bölgesinde $z/H=0,5$ düzlemindeki hesaplanan boyutsuz sıcaklık dağılımı verilmiştir. Problemden alt duvar sıcak üst duvar soğuk olduğu için sıcaklık dağılımı da buna uygun olarak aşağıdan yukarıya doğru azalan çıkmıştır.

Hesaplanan sıcaklık değerleri ile hacmin $y/H=0,25-0,50-0,75$ doğruları için sıcaklık değişimi ve $x/H=0,25-0,50-0,75$ doğruları için sıcaklık değişimleri sırasıyla Şekil 3.39 ve Şekil 3.40’da verilmiştir. Hesaplanan değerlerin problemin tabiatına uygun olduğu, aşağıdan yukarıya doğru sıcaklığın azaldığı görülür.



Şekil 3.39 $y/H=0,25-0,50-0,75$ için sıcaklık değişimi ($T_h=53^{\circ}\text{C}$ ve $T_c=33^{\circ}\text{C}$)



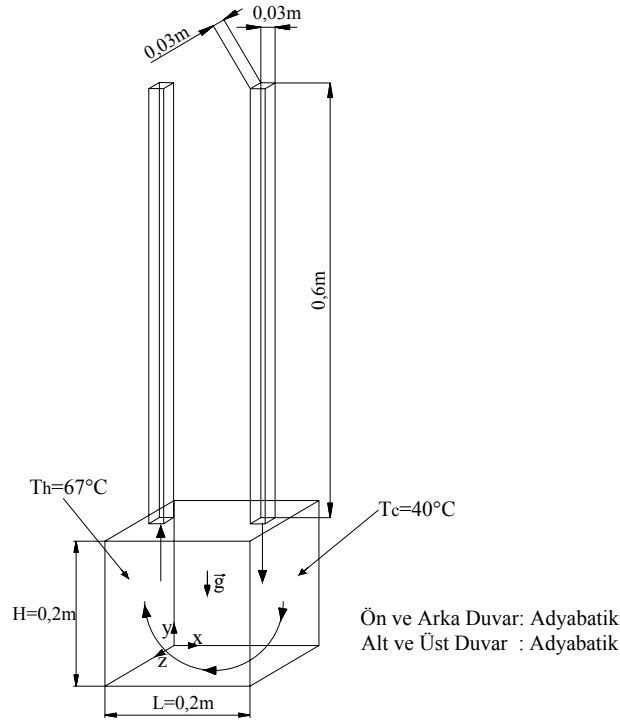
Şekil 3.40 $x/H=0,25-0,50-0,75$ için sıcaklık değişimi ($T_h=53^{\circ}\text{C}$ ve $T_c=33^{\circ}\text{C}$)

3.6.3 Yan Duvardan Isıtılan Kübik Hacimlerde Doğal Taşınım ve Zorlanmış Taşınım Akımlarının Aynı Anda Gerçekleşmesi

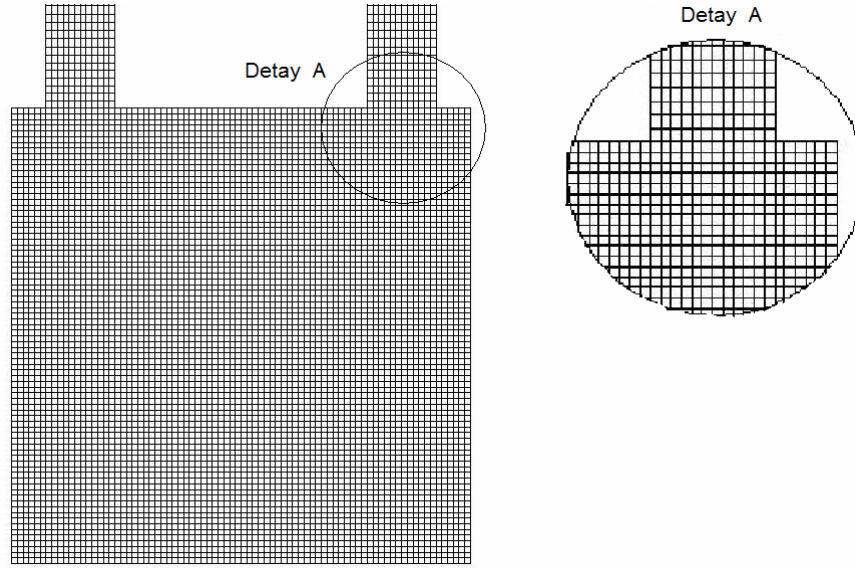
3.6.3.1 Doğal Taşınım İle Aynı Yönde Zorlanmış Taşınım Problemi

Sol sıcak duvar, sağ soğuk duvar nedeniyle kübik hacim içerisindeki hava, saat yönünde bir dönüş gerçekleştirir. Havanın hareketini sağlayan etki sıcaklık farkından kaynaklanan yoğunluk gradyenidir. Bu problemde doğal taşınım, aynı yönde zorlanmış taşınım ile desteklenmesi durumu incelenmiştir. Bu sayede doğal taşınım hava hareketleri ile cebri hava hareketleri aynı anda gözlemlenebilmektedir.

Kübik hacim içerisine zorlanmış hava akımı verebilmek için deney hücresinin üst kapağına, 30x30mm ölçülerinde iki adet delik açılmıştır. Deneysel çalışmanın benzerinin sayısal çözümlemesini gerçekleştirebilmek için, benzer hacim Gambit çizim programında çizilmiştir. Kübik hacmin üstüne 30x30 mm kesitinde 600mm boyunda iki adet kanal yerleştirilmiştir. İncelenen problem ile ilgili model Şekil 3.41’de verilmiştir. Şekil 3.42 incelendiğinde kanal içerisine 12 adet, kübik hacim içerisine ise 80 adet kare çözüm ağı yerleştirildiği görülür. Oluşturulan üç ayrı hücrenin (kübik hacim ve iki kanal) içlerine yerleştirilen çözüm ağlarının düğüm noktalarının çakışması ve birbirileri ile ilişkilendirebilmek için bu çözüm ağı şekli tercih edilmiştir.



Şekil 3.41 Kübik hacim içerisine doğal taşınım ile aynı yönde zorlanmış taşınım probleminde kullanılan geometrik şekil



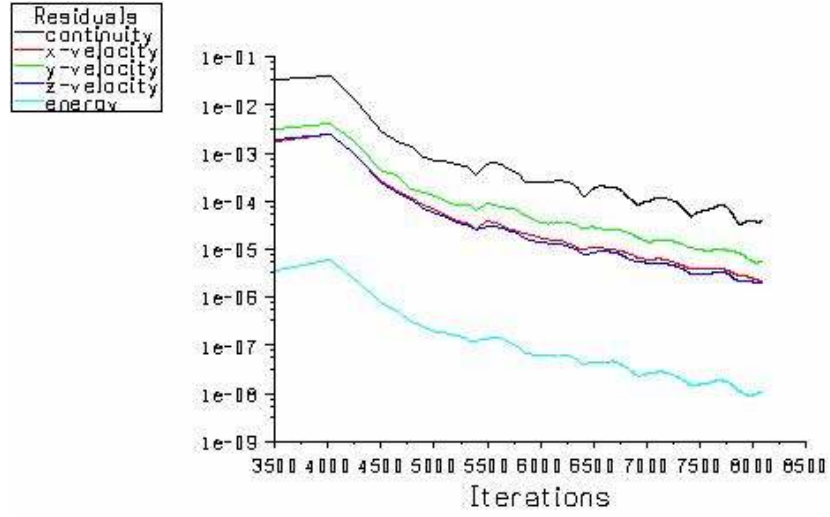
Şekil 3.42 Sayısal çözümde kullanılan çözüm ağı

Sınır şartları olarak sıcak duvar sıcaklığı $T_H = 67^\circ\text{C}$, soğuk duvar sıcaklığı $T_C = 40^\circ\text{C}$ olarak programa girilmiştir. Diğer duvarlar adyabatiktir. Kübik hacim içerisine sağ üst kanal içerisinden $T_m = 28^\circ\text{C}$ sıcaklığında, $V_m = 0,05$ m/s ortalama kesit hızıyla hava girdiği düşünülmüştür. Kanal içerisinde seçilen düşük hızdan dolayı Reynolds sayısı hesaplandığında $Re = 81,1$ bulunur. $Re < 2300$ olduğu için kanal içinde laminar bir akım vardır. Kübik hacim içerisinde Rayleigh sayısı $1,3 \cdot 10^7$ olarak hesaplanmıştır. $Ra_L < 5 \cdot 10^7$ küçüktür ve akım laminardır.

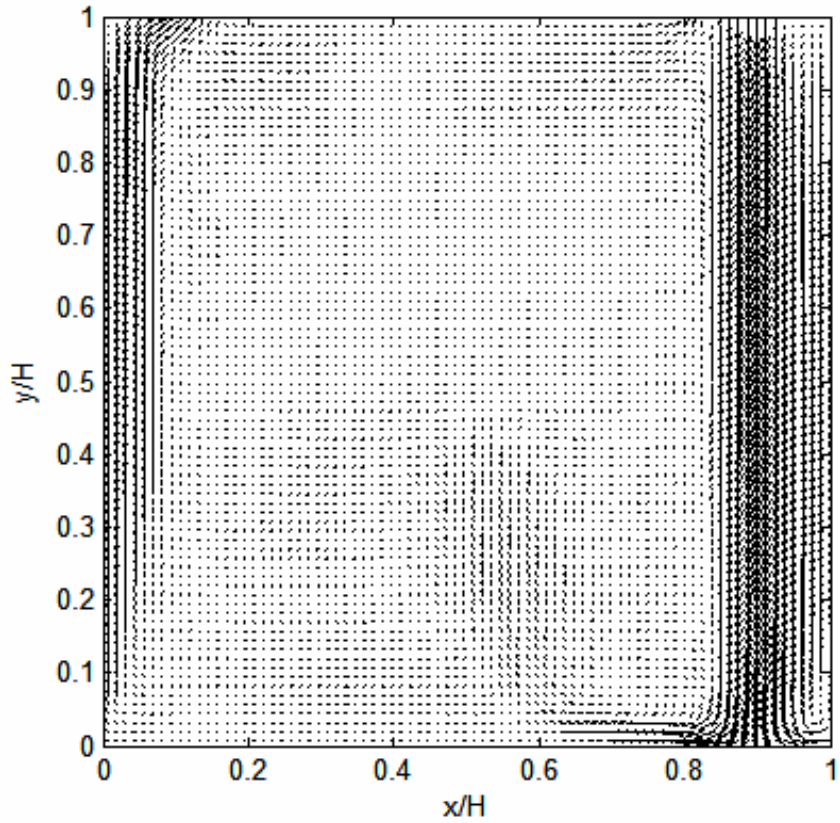
$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_H - T_C) \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} = \frac{9,81 \cdot \frac{1}{326,15} \cdot (67 - 40) \cdot 0,2^3}{1,85 \cdot 10^{-5} \cdot 2,64 \cdot 10^{-5}} = 1,3 \cdot 10^7$$

$$Re = \frac{v \cdot D_H}{\nu} = \frac{0,05 \cdot 0,03}{1,85 \cdot 10^{-5}} = 81,1$$

Hem kanal içi akışta hem de hacim içi doğal taşınımında laminar akımlar oluşmaktadır. Bu nedenle de programda laminar viskoz model seçilmiştir. Çözüm kontrol panelinde basınç-hız çifti, momentum ve enerji için seçilen çözüm yöntemleri ile yakınsama kriterleri değiştirilmemiştir. Fluent CFD ile yapılan çözümleme sonunda yaklaşık 8000 iterasyon sonucu çözüm sağlanmıştır. Şekil 3.43’de görüldüğü gibi çözüm 5000 iterasyonda çözülmüş ama devam ettirilerek hatanın azaltılması sağlanmıştır. Yapılan çözümleme sonuçları aşağıdaki şekillerle sunulmuştur. Bu problem için sıcak duvar bölgesinde $Nu = 21,72$ olarak hesaplanmıştır.



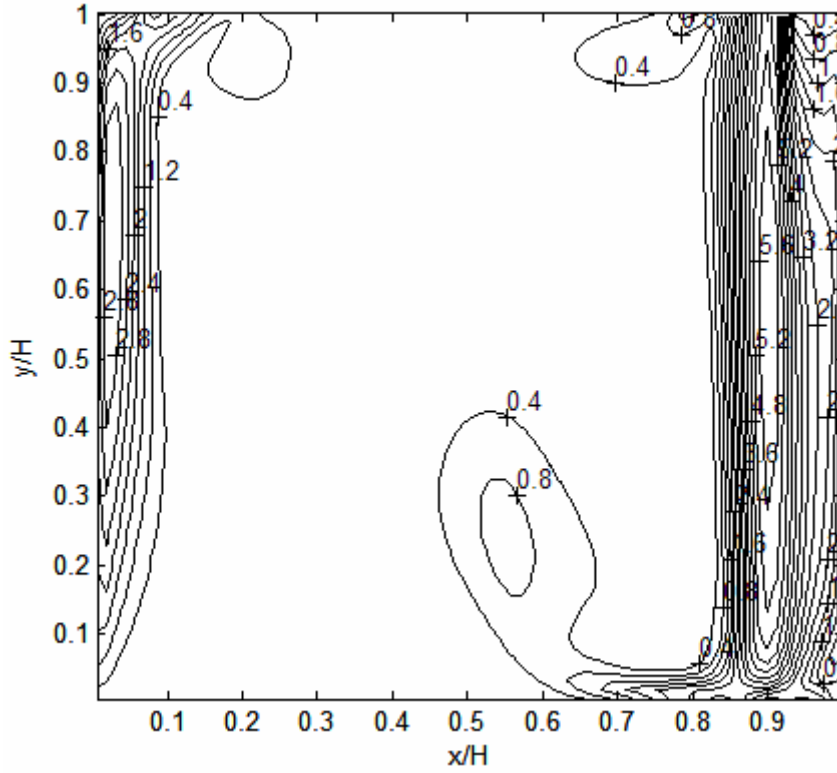
Şekil 3.43 Yandan ısıtılan kübik hacimde doğal taşınım ile aynı yönde zorlanmış taşınım probleminde yakınsama eğrileri

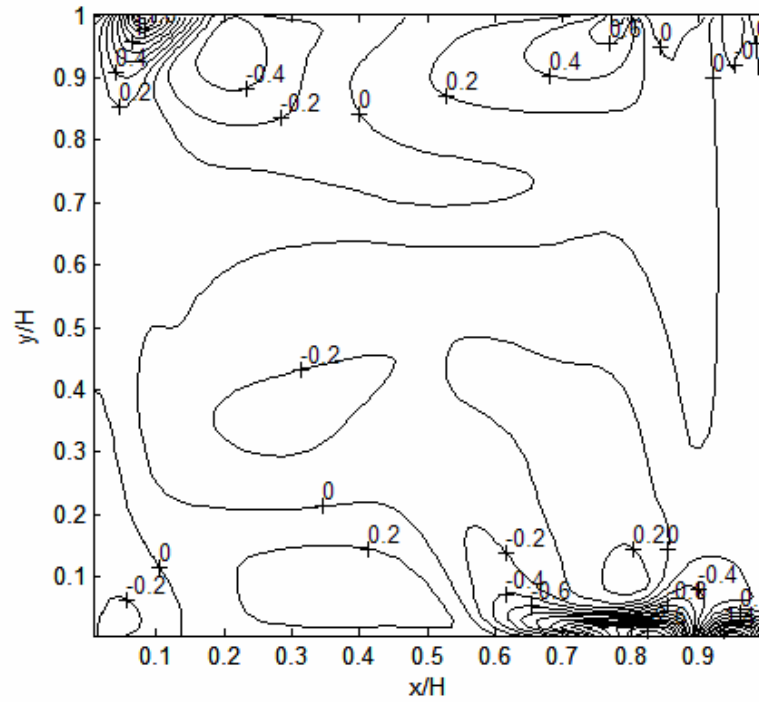


Şekil 3.44 $z/H=0,5$ düzlemindeki hız vektörleri ($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)

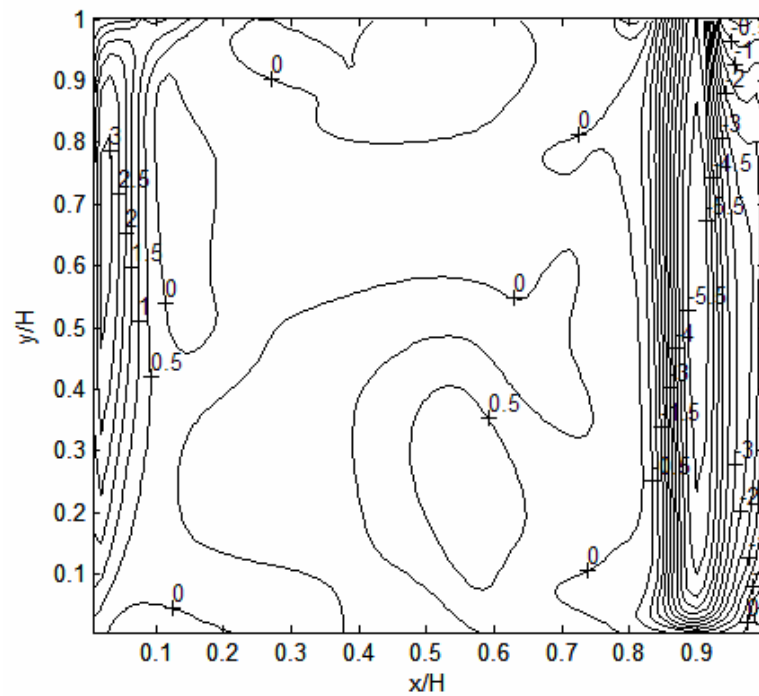
Şekil 3.44’de sayısal çözümleme sonucu bulunan $z/H=0,5$ düzlemindeki hız vektörleri çizilmiştir. Şekilde sol sıcak duvar, sağ soğuk duvardır. Zorlanmış hava akımı sağ soğuk

duvardan 15mm solundan başlayan 30x30mm kesitindeki kanaldan verilmiştir. Sağ sıcak duvardan 15mm sağındaki simetrik kanaldan da hacim içinden hava emişi yapılmıştır. Hacim içinde doğal taşınım etkisi ile saat yönündeki hava hareketi, sağ üst bölgeden verilen zorlanmış hava akımı ile desteklenmiştir. Verilen zorlanmış hava akımı, alt adyabatik duvar bölgesine kadar ulaşmaktadır. Hız vektörlerinin zorlanmış hava akımının olduğu bölgede büyük olduğu görülür. Sağ soğuk duvar bölgesinde ve sol sıcak duvar bölgesinde doğal taşınım nedeniyle aşağı inen ve yukarı çıkan hız vektörlerinin olduğu görülmektedir. Bu problemin özelliği doğal taşınım ile zorlanmış taşınım aynı anda görülebilmesidir.



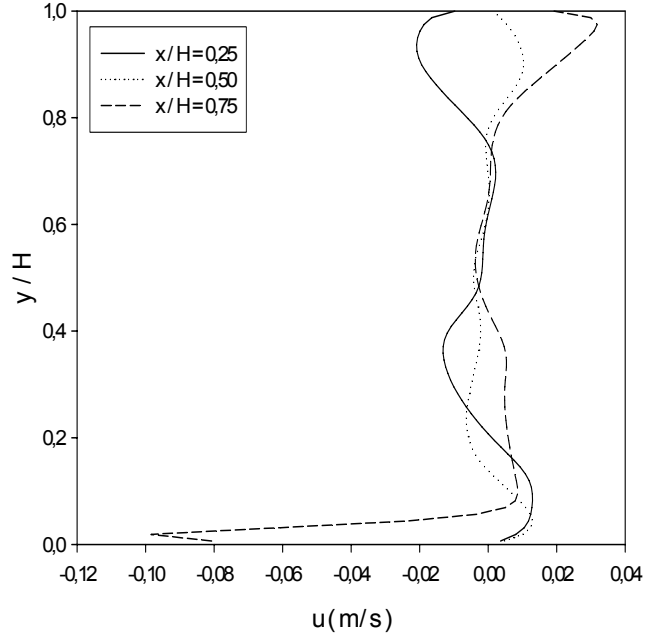


Şekil 3.46 z/H=0,5 düzlemindeki boyutsuz yatay (u") hız dağılımı, (Th= 67°C, Tc=40°C, Tm=28°C, Vm=0,05m/s)

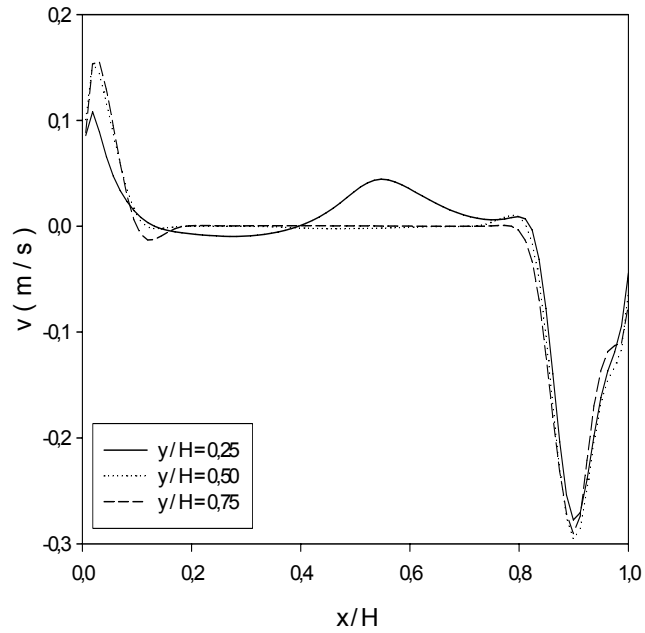


Şekil 3.47 z/H=0,5 düzlemindeki boyutsuz düşey (v") hız dağılımı, (Th= 67°C, Tc=40°C, Tm=28°C, Vm=0,05m/s)

Şekil 3.46 ve Şekil 3.47’de hesaplamalar sonucu bulunan sırasıyla boyutsuz yatay (u'') ve düşey hız (v'') dağılımları verilmiştir. Yatay hızların oldukça düşük olduğu, düşey hızların ise en büyük değeri sağ zorlanmış hava akımı bölgesinde olduğu görülmektedir.

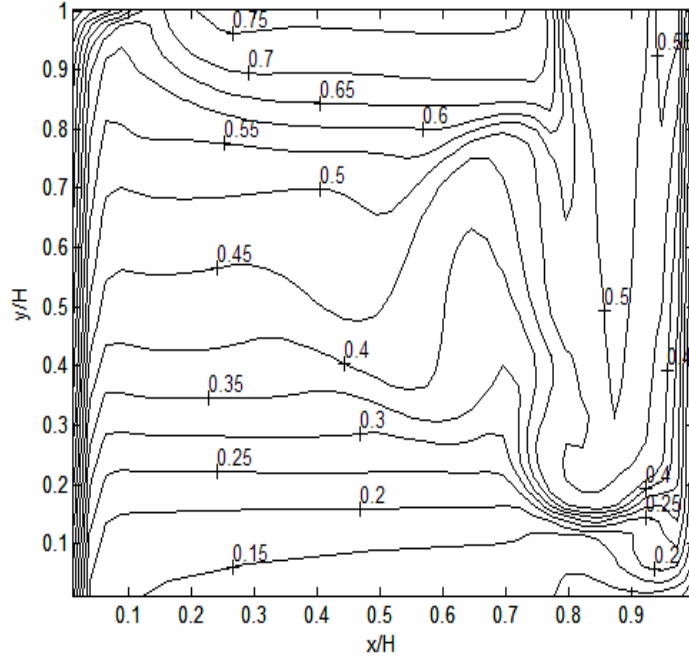


Şekil 3.48 $x/H=0,25-0,50-0,75$ için yatay hız (u) değişimi ($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)



Şekil 3.49 $y/H=0,25-0,50-0,75$ için düşey hız (v) değişimi ($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)

Şekil 3.48 ve Şekil 3.49’da sırasıyla $x/H=0,25-0,50-0,75$ için yatay hız (u) değişimi ve $y/H=0,25-0,50-0,75$ için düşey hız (v) değişimleri verilmiştir. Şekiller incelendiğinde düşey hızların sol duvara yakın bölgelerde $0,15\text{m/s}$ ’ye, sağ duvara yakın bölgede ise $0,29\text{m/s}$ ’ye çıktığı görülmektedir.

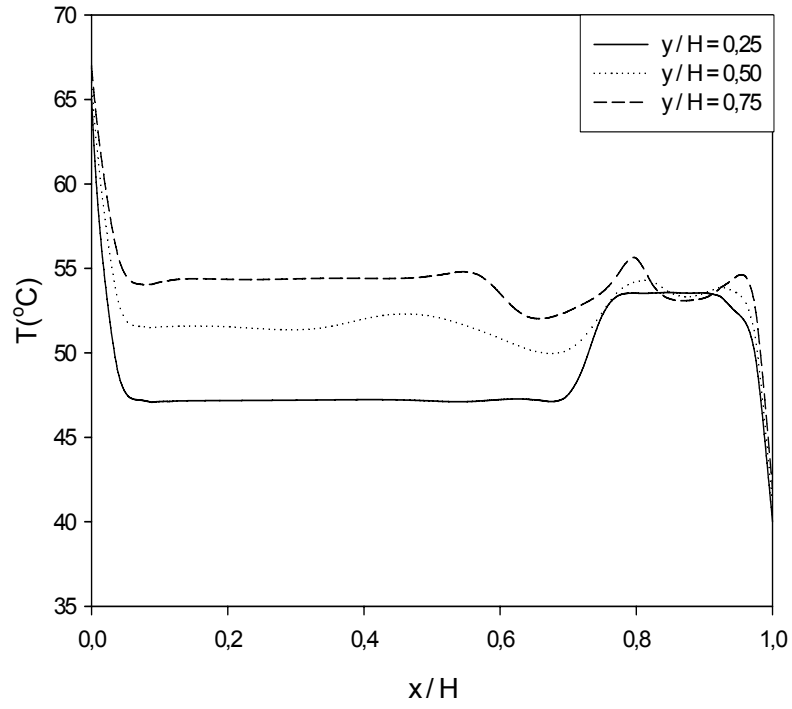


Şekil 3.50 $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz sıcaklık (θ) dağılımı, ($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)

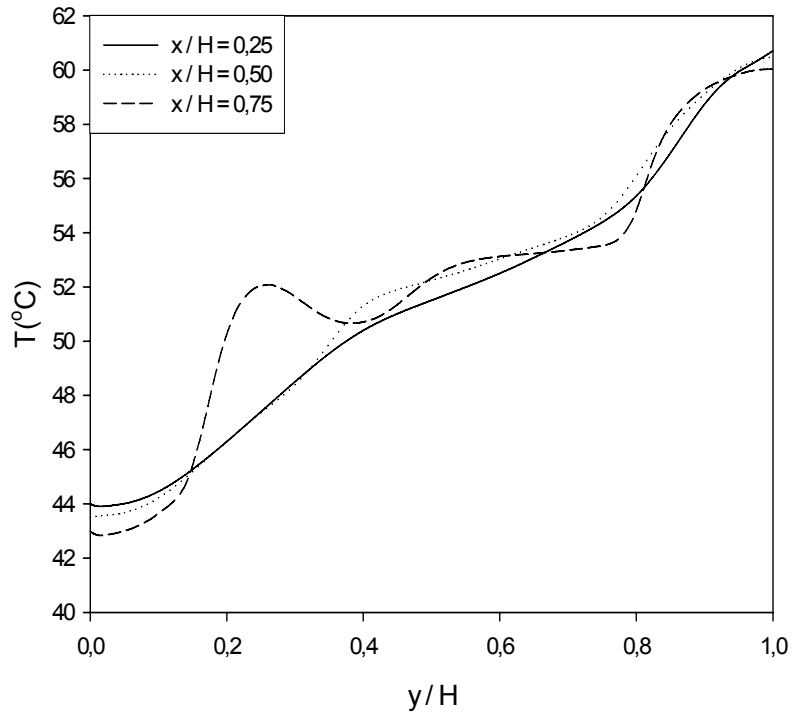
Şekil 3.50’de $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz sıcaklık dağılımı verilmiştir. Tüm şekillerde sol duvar sıcak ve sağ duvar soğuktur. Sıcaklık değişimlerine bakıldığında, sadece doğal taşınım olan çözümden farklı bir sıcaklık dağılımı elde edildiği görülür. En büyük sıcaklık değişimlerinin düşey duvarlarda gerçekleştiği, hacmin ortalarında paralele yakın oldu ama zorlanmış hava akımının sıcaklık dağılımını da değiştirdiği görülmektedir.

Şekil 3.51’de $y/H=0,25-0,50-0,75$ doğrularındaki boyutsuz x eksenini ile, hesaplanan sıcaklık değerlerinin değişimi verilmiştir. Sol sıcak duvar bölgesindeki sıcaklık değerleri sağ soğuk duvar bölgesine doğru azalmaktadır. Zorlanmış hava akım bölgesinde ise, bu havanın sıcak duvar bölgesinden emilmesi ve sıcaklığının yüksek olması nedeniyle bir miktar arttığı görülmektedir.

Şekil 3.52’de ise $x/H=0,25-0,50-0,75$ doğrularındaki, boyutsuz y eksenini ile hesaplanan sıcaklık değerlerinin değişimi verilmiştir. Sıcaklık değerleri $x/H=0,25$ ve $x/H=0,50$ doğrularında düzenli artış gösterirken $x/H=0,75$ doğrusunda dalgalanmalar görülmektedir.



Şekil 3.51 $y/H=0,25-0,50-0,75$ için sıcaklık değişimi ($T_h=67^{\circ}\text{C}$, $T_c=40^{\circ}\text{C}$, $T_m=28^{\circ}\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)



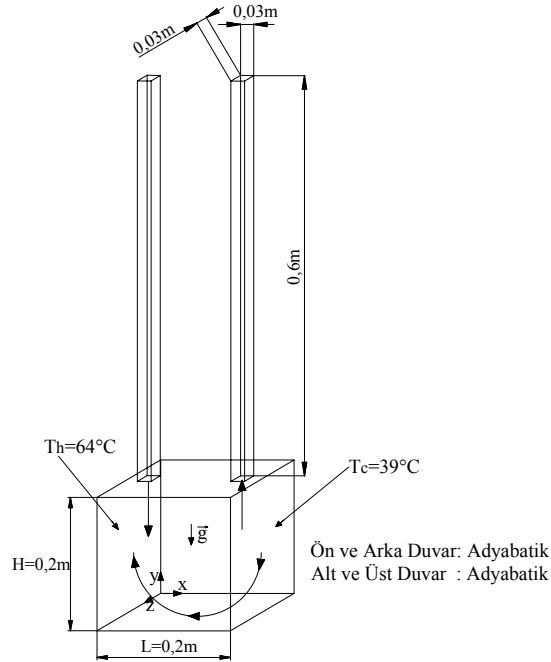
Şekil 3.52 $x/H=0,25-0,50-0,75$ için sıcaklık değişimi ($T_h=67^{\circ}\text{C}$, $T_c=40^{\circ}\text{C}$, $T_m=28^{\circ}\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)

3.6.3.2 Doğal Taşınım İle Zıt Yönde Zorlanmış Taşınım Problemi

Bir önceki modeldeki zorlanmış hava akım yönü ters çevrilmiştir. Bu sayede, sol sıcak duvar etkisi ile saat yönünde hareket eden hava akımına ters yönde bir zorlanmış hava akımı sağlanmıştır. Sınır şartları olarak sıcak duvar sıcaklığı $T_h = 64^\circ\text{C}$, soğuk duvar sıcaklığı 39°C olarak programa girilmiştir. Kübik hacim içerisine sol üst kanal içerisinden $T_m = 28^\circ\text{C}$ sıcaklığında, $V_m = 0,05 \text{ m/s}$ ortalama kesit hızıyla hava girdiği düşünülmüştür. Bu sıcaklıklara göre Rayleigh sayısı $1,2 \cdot 10^7$ olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan $Ra_L < 5 \cdot 10^7$ olduğu için akım laminardır.

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_H - T_C)L^3}{\nu_\infty \alpha_\infty} = \frac{9,81 \cdot \frac{1}{324,15} \cdot (64 - 39) \cdot 0,2^3}{1,83 \cdot 10^{-5} \cdot 2,61 \cdot 10^{-5}} = 1,2 \cdot 10^7$$

Problem için kullanılan modelin geometrik şekli Şekil 3.53’de verilmiştir.

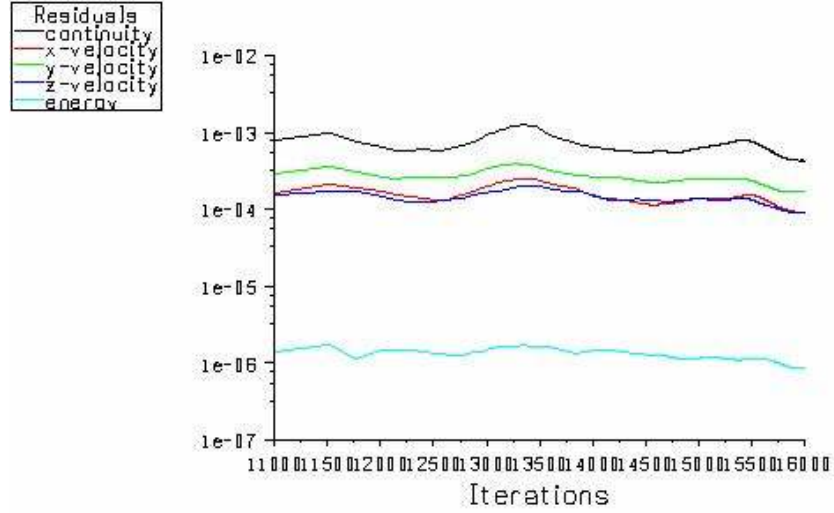


Şekil 3.53 Kübik hacim içerisine doğal taşınım ile zıt yönde zorlanmış taşınım probleminde kullanılan geometrik şekil

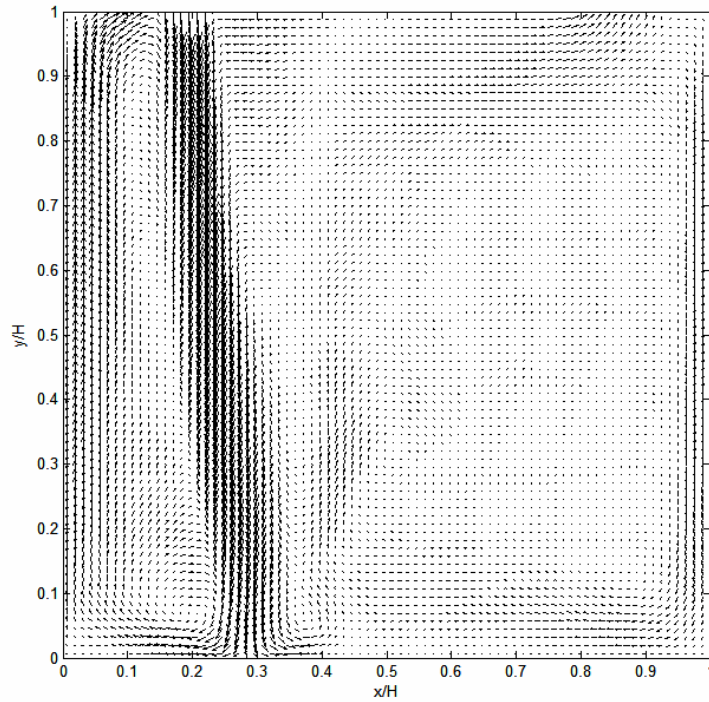
Çözüm ağı sayısı, şekli ve Fluent için seçilen çözüm yöntemleri bir önceki problem ile aynı seçilmiştir. Hesaplama sonuçları şekillerle aşağıda sunulmuştur. Bu problem için sıcak duvar bölgesinde $Nu = 21,18$ olarak hesaplanmıştır.

Şekil 3.54’de bu problemin Fluent çözümünün yakınsama eğrileri verilmiştir. Toplam 16000 iterasyon sonucu problem çözülmüştür.

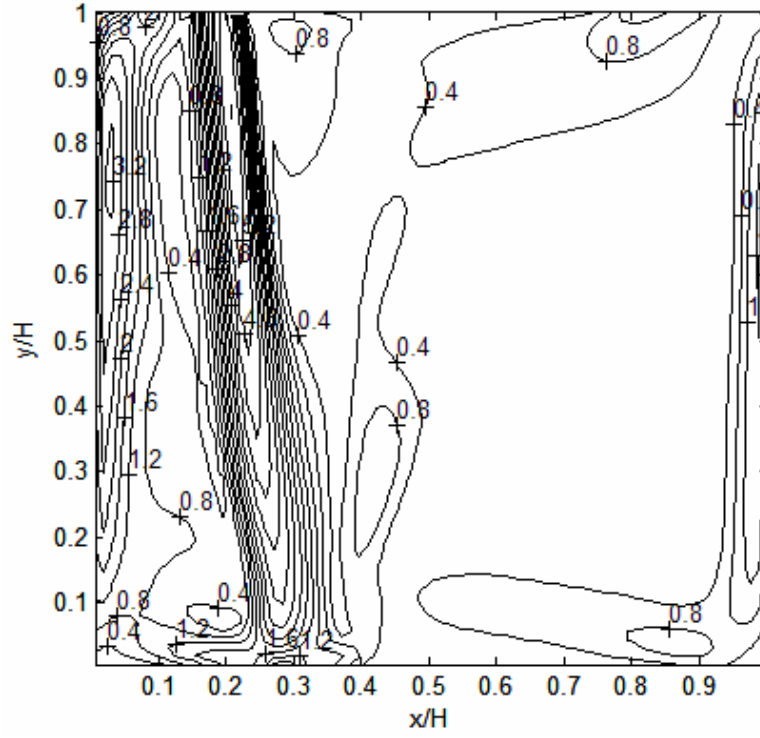
Şekil 3.55’de problemin çözümünde elde edilen hız vektörleri görülmektedir. Zorlanmış hava akımı sıcak duvardan yükselen hava ile zıt yöndedir. Bu nedenle de zorlanmış akım hacim ortalarına doğru kaymış ve alt adyabatik duvar bölgesine ulaşmıştır. Şekilde hem doğal taşınım nedeniyle hem de zorlanmış taşınım nedeniyle gerçekleşen hız vektörleri aynı anda görülmektedir.



Şekil 3.54 Yandan ısıtılan kübik hacimde doğal taşınımına zıt yönde zorlanmış taşınım probleminde yakınsama eğrileri

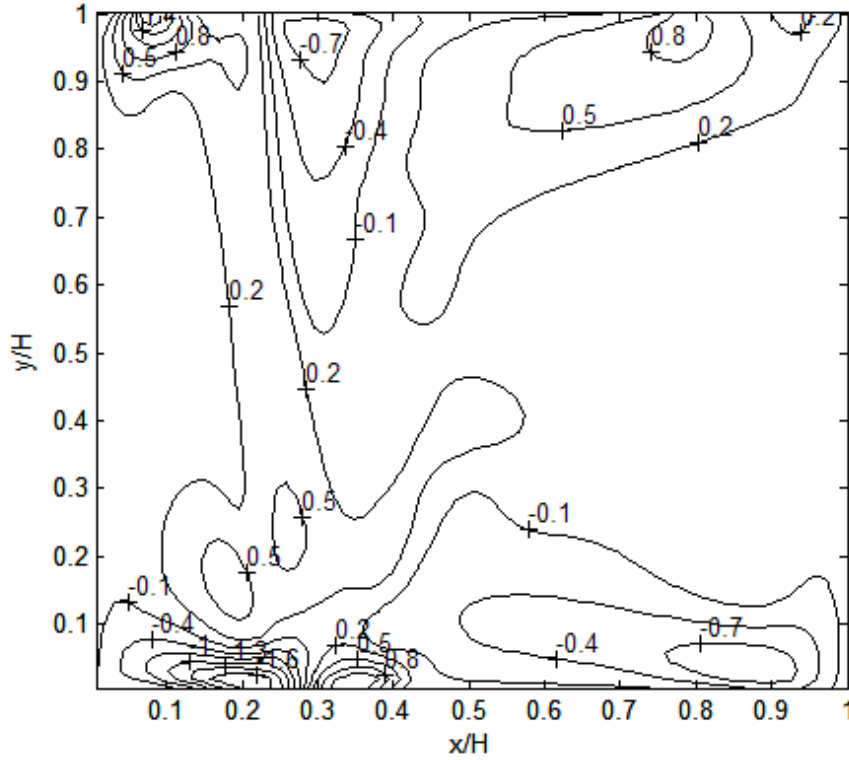


Şekil 3.55 $z/H=0,5$ düzlemindeki hız vektörleri ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)



Şekil 3.56 $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz bileşke (V'') hız dağılımı ($T_h= 64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)

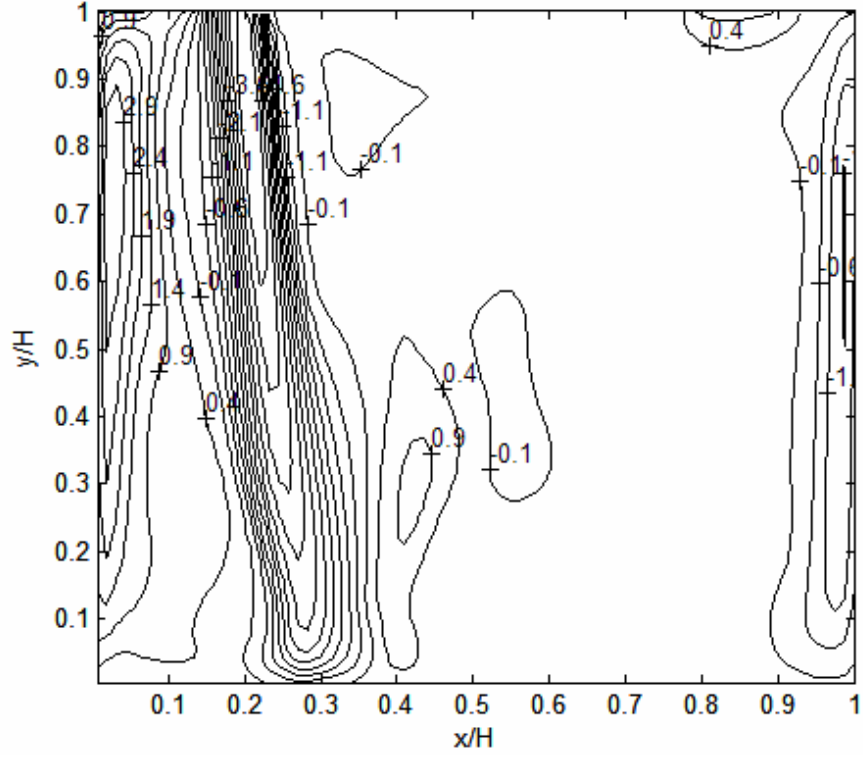
Şekil 3.56'de hacim içindeki boyutsuz bileşke hız (V'') dağılımı verilmiştir. Şekil incelendiğinde sol sıcak duvarın etkisi ile sıcaklığı artıp, yoğunluğu azalan ve yükselen hava ile, sol kanaldan yukarıdan aşağıya doğru zorlanmış hava akımının karşılaştığı görülmektedir. Doğal taşınım nedeniyle yükselen havanın etkisi ile zorlanmış havanın hacim ortalarına sürüklendiği ve durgun olan hacim ortasının hareketlendiği gözlemlenmektedir



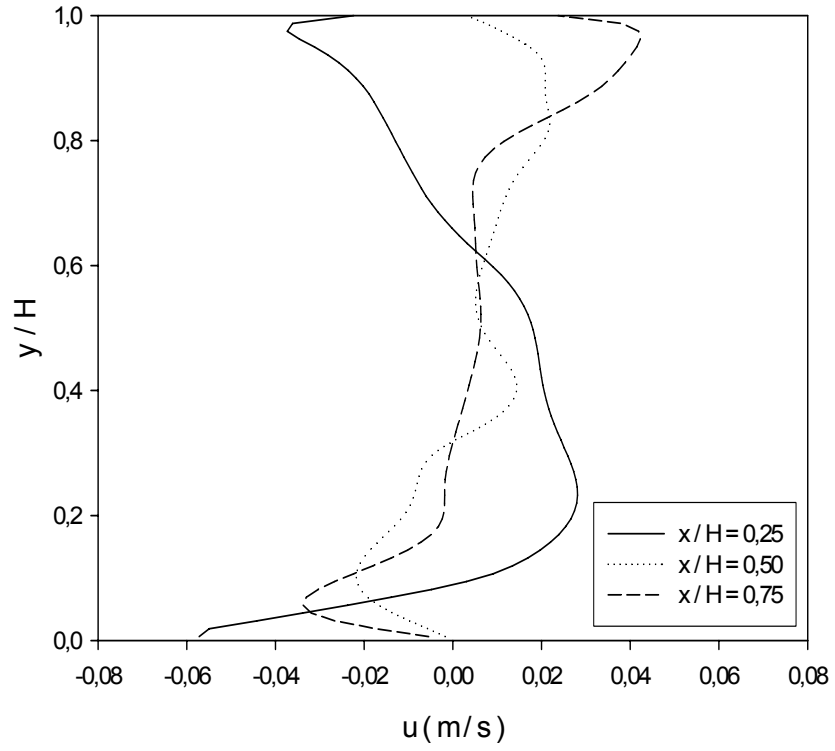
Şekil 3.57 $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz yatay (u'') hız dağılımı, ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)

Şekil 3.57’de yatay yönde boyutsuz hızların (u'') değişimi gösterilmiştir. Yatay hızların zorlanmış hava akımının hacme girdiği ve bittiği bölgede, ayrıca sol soğuk duvarın alt bölgelerinde büyük olduğu görülür. Doğal taşınım ile aynı yönde zorlanmış taşınım problemindeki yatay hızlara göre daha büyük yatay hızlar hesaplanmıştır.

Şekil 3.58 kübik hacim içerisine doğal taşınım ile zıt yönde verilen zorlanmış hava akımında, boyutsuz düşey hızlardaki (v'') değişimi göstermektedir. Doğal taşınım ile aynı yönde verilen zorlanmış taşınım probleminde verilen hava hızı ile aynı hız kullanıldığı halde, bir önceki problemde daha düşük hızlar hesaplanmıştır. Bunun nedeni zorlanmış hava, sıcak duvar bölgesinden yükselen hava ile karşılaştığı içindir. Bu durum kanal içerisinden verilen havanın hacim ortalarına sürüklenmesini sağlamıştır. Bu durum durgun olan orta bölge problemini çözecektir.

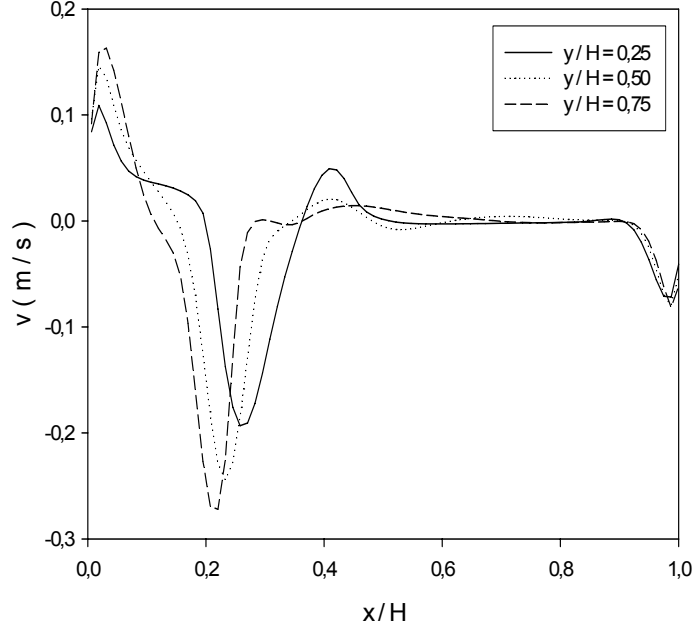


Şekil 3.58 $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz düşey (v'') hız dağılımı, ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)

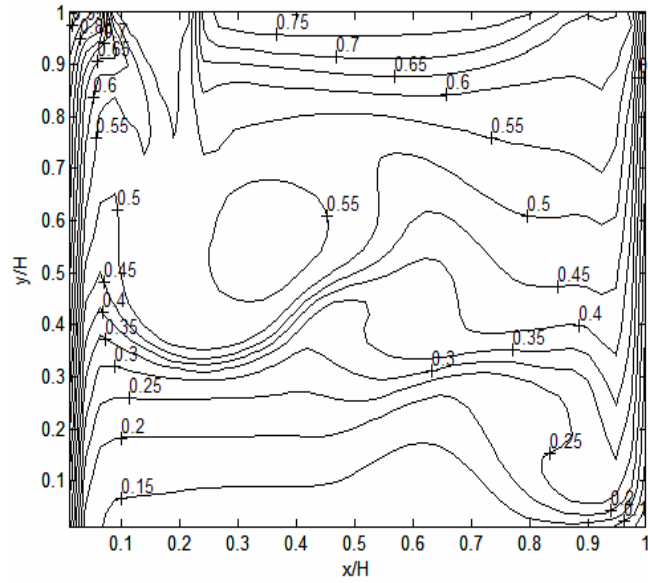


Şekil 3.59 $x/H=0,25-0,50-0,75$ için yatay hız (u) dağılımı ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)

Şekil 3.59’da $x/H=0,25-0,50-0,75$ doğruları için yatay hız değişimi verilmiştir. Şekil 3.60’da ise $y/H=0,25-0,50-0,75$ için düşey hız değişimi verilmiştir. Şekil 3.60’da sol sıcak duvar bölgesinden doğal taşınım etkisi ile yükselen hava, zorlamış hava akımı ile aşağı inen hava ve sağ soğuk duvar bölgesinde doğal taşınımın etkisi ile aşağı inen hava hareketleri aynı anda görülmektedir.

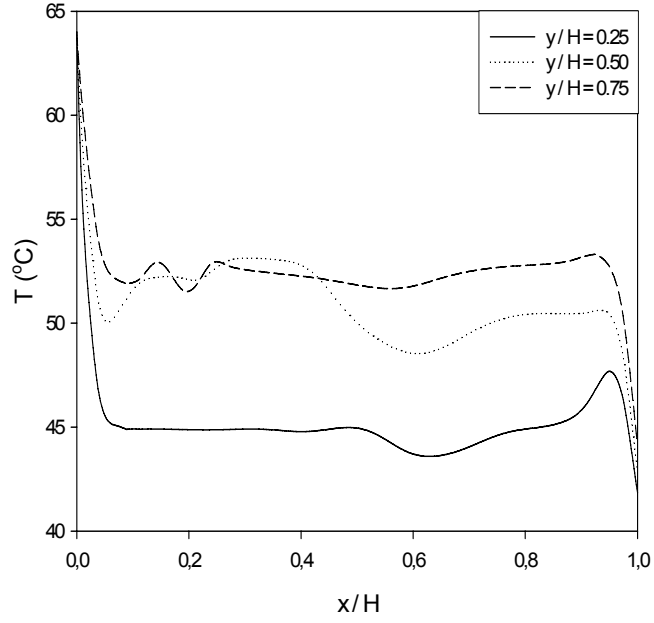


Şekil 3.60 $y/H=0,25-0,50-0,75$ için düşey hız (v) dağılımı ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)

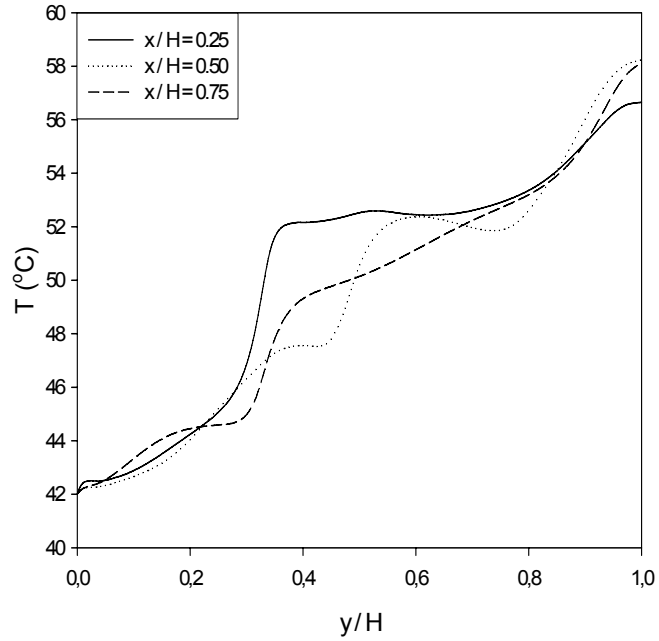


Şekil 3.61 $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz sıcaklık dağılımı, ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)

Şekil 3.61’de bu problemin sayısal çözüm sonucu bulunan sıcaklık dağılımı verilmiştir. Bir önceki problemde olduğu gibi en büyük sıcaklık değişimleri düşey duvarlarda gerçekleşmiştir. Hacim ortasındaki paralel eş sıcaklık eğrilerinin, zorlanmış hava akımı nedeniyle paralellikleri bozulmuştur.



Şekil 3.62 $y/H=0,25-0,50-0,75$ için sıcaklık değişimi ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)



Şekil 3.63 $x/H=0,25-0,50-0,75$ için sıcaklık değişimi ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)

Hesaplanan bu değerlere göre de $y/H=0,25-0,50-0,75$ doğrularında ve $x/H=0,25-0,50-0,75$ doğrularındaki sıcaklık değişimi sırasıyla Şekil 3.62 ve Şekil 3.63’de verilmiştir. Şekil 3.62 incelendiğinde hacmin üst bölgelerindeki sıcaklık değişiminin alt bölgelere göre daha fazla olduğu görülmektedir. Bunun nedeni soğuk duvarın üst bölgesinden emilen havanın, sıcak duvarın üst bölgesinden verilmesidir. Verilen bu hava o bölgede sıcaklıkların bir miktar değişmesine neden olmuştur. Şekil 3.63’de hacmin düşey sıcaklık değişimlerinde çok büyük değişikliğin olmadığı, eğrilerin birbirlerine çok yakın olduğu görülmektedir.

3.7 Yandan Isıtılan Kapalı Hacimler İçin Ra-Nu Korelasyonu

Yandan ısıtılan kapalı hacimler için belli Rayleigh sayısı aralığında Nusselt sayısı hesaplanmıştır. Bunun için sıcak duvar 305K, soğuk duvar 295K ve diğer duvarlar adyabatik olarak girilmiş ve hacim boyutları değiştirilerek Rayleigh sayıları hesaplanmıştır. Hesaplanan bu Rayleigh sayıları için belirlenen sınır koşullarına göre Fluent CFD ile iki boyutlu ve üç boyutlu çözüm yapılmıştır.

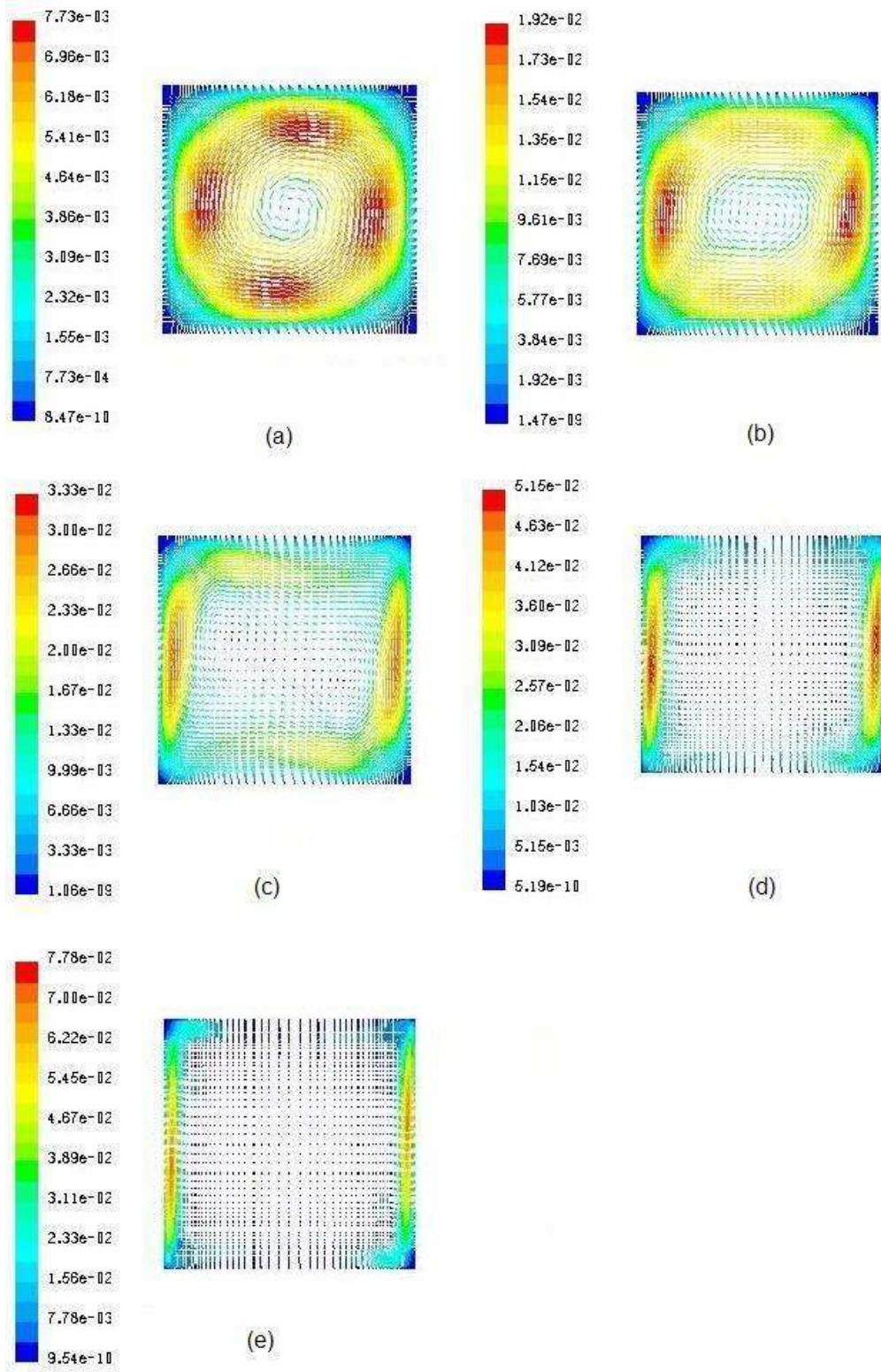
$$Ra = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\nu^2} \cdot Pr \quad (3.34)$$

$Ra=1.10^3$, $Ra=1.10^4$, $Ra=1.10^5$, $Ra=1.10^6$ ve $Ra=1.10^7$ için gerekli kapalı hacim boyutları tespit edilmiştir. Bu boyutlardaki hacimlerin seçilen sıcaklık değerlerindeki akışkan termofiziksel özellikleri programa ayrı ayrı girilerek beş kez çözüm yaptırılmıştır.

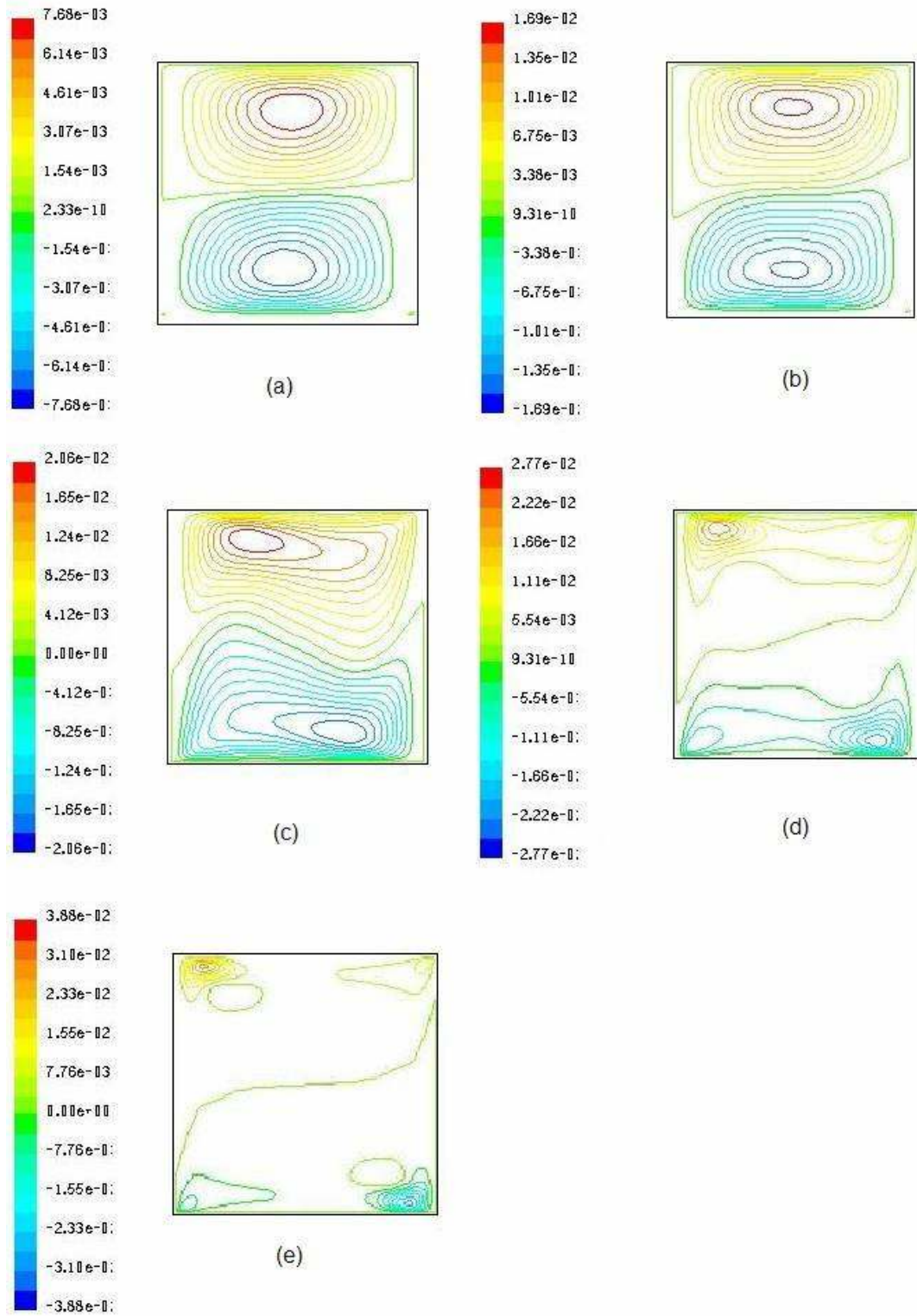
61x61x61 adet çözüm ağı kullanılmıştır. Problemlerin çözümünde aynı çözüm yöntemleri kullanılmıştır.

Yapılan hesaplamalar sonucu bulunan sonuç değerleri şekiller halinde aşağıda sunulmuştur. Bu şekiller üç boyutlu çözümler sonucu bulunan sonuçlara göre çizilmiş şekillerdir. İki boyutlu çözümlerde elde edilen sonuçlar ile aynı olduğu için sadece birisinin verilmesi uygun görülmüştür.

Şekil 3.64 incelenirse, $Ra=10^3$ için kapalı hacim içerisinde, merkezi kapalı hacmin merkezi olan bir girdap oluşmaktadır. Rayleigh sayısı arttıkça, merkezdeki girdap yerine, düşey duvarlara yakın akımların gerçekleştiği gözlemlenir. Kapalı hacim merkezinde hareketsiz bir bölge oluşur. Elde edilen sonuçlar Şekil 2.5’deki Schmidt tarafından verilen sayısal sonuçlar ile karşılaştırıldığında, şekillerin birbirlerine benzediği görülmektedir.

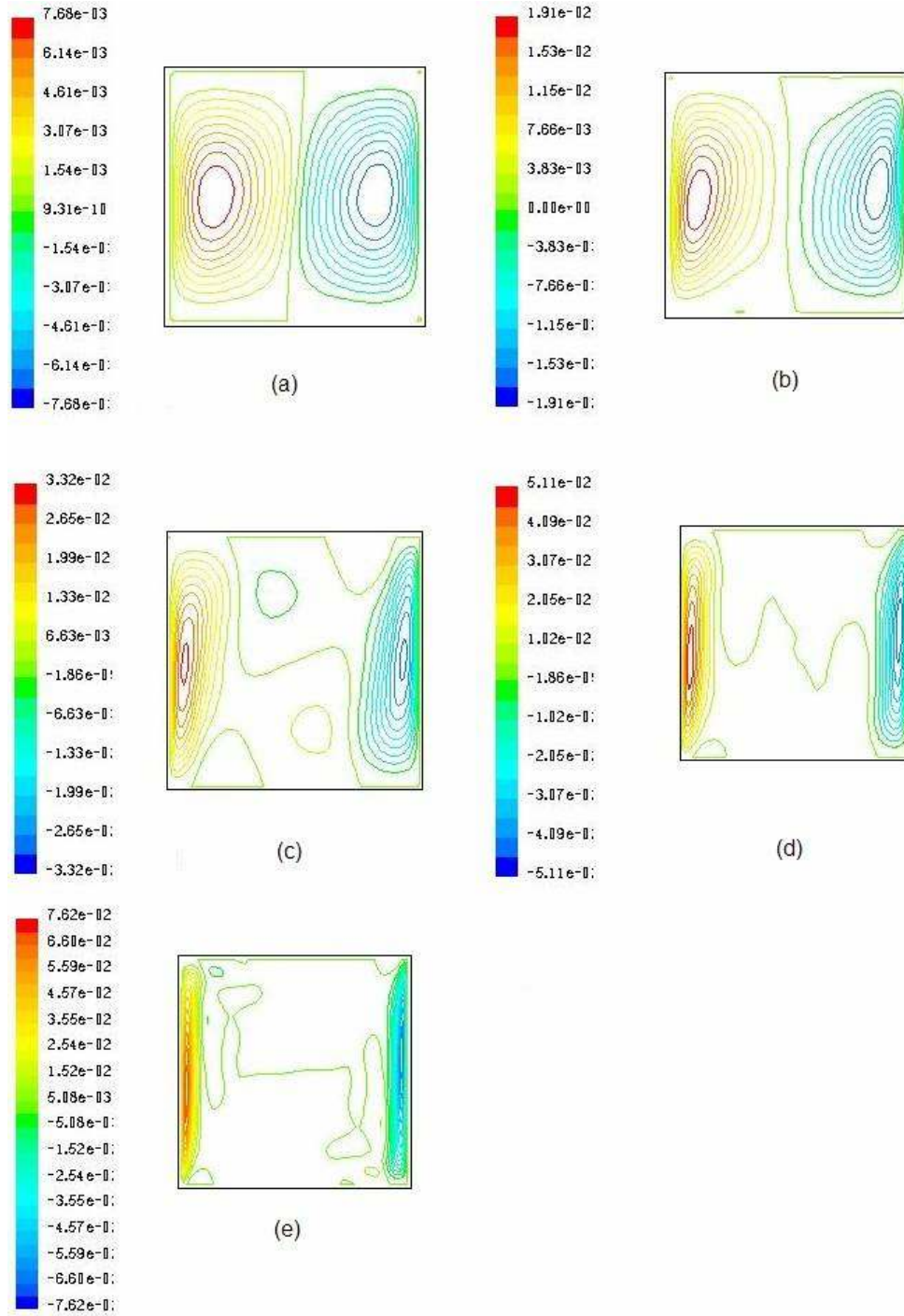


Şekil 3.64 Hız vektörleri (a) $Ra=1.10^3$; (b) $Ra=1.10^4$; (c) $Ra=1.10^5$; (d) $Ra=1.10^6$; (e) $Ra=1.10^7$ ($T_h=32^\circ\text{C}$, $T_c=22^\circ\text{C}$)



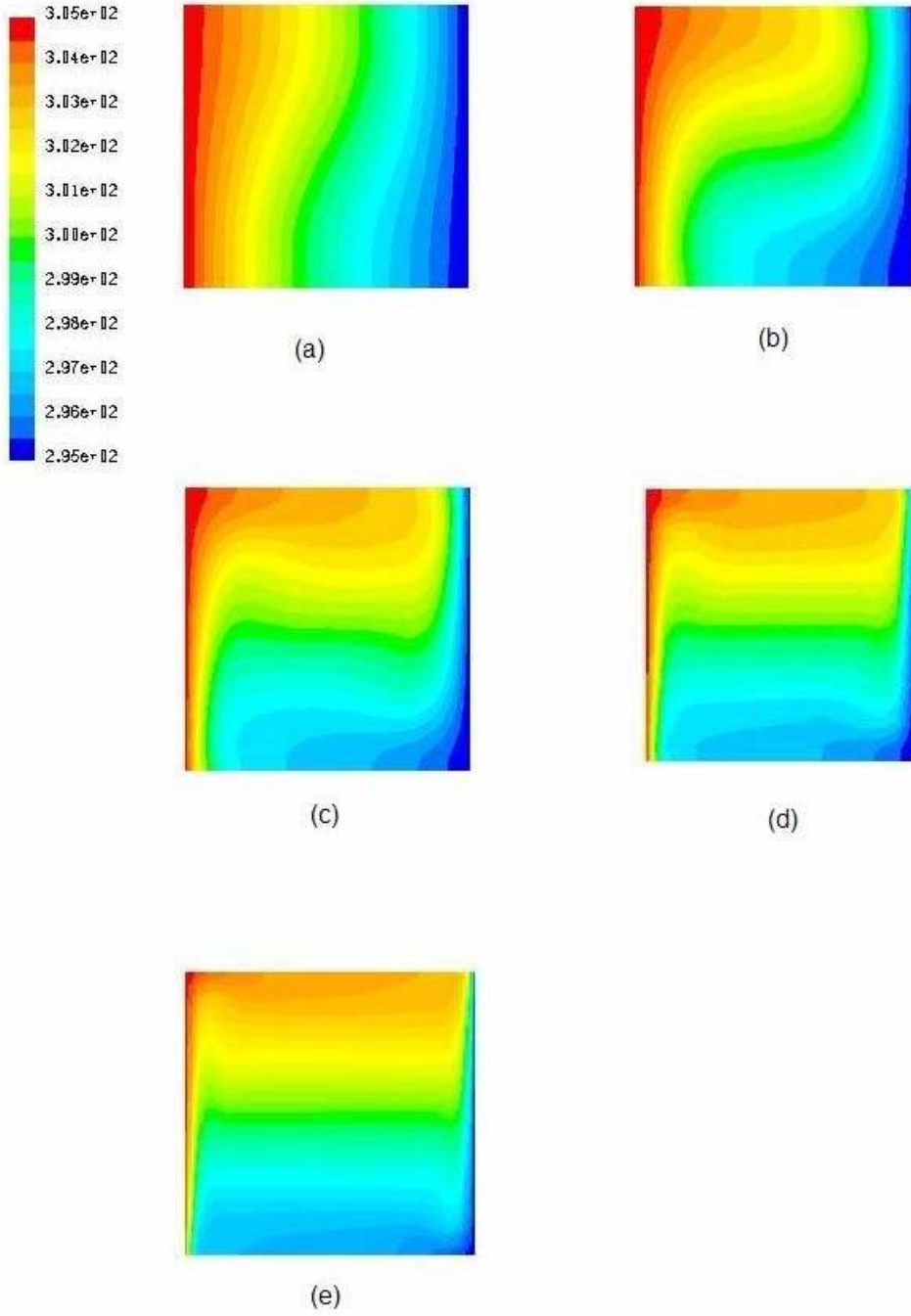
Şekil 3.65 Yatay u hızı (a) $Ra=1.10^3$; (b) $Ra=1.10^4$; (c) $Ra=1.10^5$; (d) $Ra=1.10^6$; (e) $Ra=1.10^7$
($T_h=32^\circ\text{C}$, $T_c=22^\circ\text{C}$)

Şekil 3.65’de yatay hız değerlerinin Rayleigh sayısı ile değişimi görülmektedir. Rayleigh sayısı arttıkça merkezdeki akış duvarlara doğru kaymakta ve duvar bölgelerde en yüksek değerlerine ulaşmaktadır.



Şekil 3.66 Düşey v hızı (a) $Ra=1.10^3$; (b) $Ra=1.10^4$; (c) $Ra=1.10^5$; (d) $Ra=1.10^6$; (e) $Ra=1.10^7$ ($T_h=32^\circ\text{C}$, $T_c=22^\circ\text{C}$)

Şekil 3.66’da düşey hız değerlerinin Rayleigh sayısı ile değişimi görülmektedir. Rayleigh sayısı arttıkça merkezdeki akış düşey duvarlara doğru kaymaktadır. Sol duvardaki ısıtıcı yardımıyla sol duvardan yukarı doğru, sağ soğuk duvar nedeniyle yukarıdan aşağıya doğru, saat yönünde bir hava akımı oluşur. Rayleigh sayısı arttıkça duvarlara yaklaşan ve yine saat yönündeki akımlar gözlemlenir.



Şekil 3.67 Sabit sıcaklık eğrileri (a) $Ra=1.10^3$; (b) $Ra=1.10^4$; (c) $Ra=1.10^5$; (d) $Ra=1.10^6$; (e) $Ra=1.10^7$ ($T_h=32^\circ\text{C}$, $T_c=22^\circ\text{C}$)

Şekil 3.67’de sabit sıcaklık eğrilerinin Rayleigh sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Rayleigh sayısı 10^3 ’de düşeyde birbirine paralel çizgiler halindedir. Rayleigh sayısının artması taşınım ısı geçişinin de artmasına neden olur. Sonuçta düşey duvarlarda ısıl sınır tabaka meydana gelirken, kapalı hacim merkezinde yatay paralel çizgiler haline gelmektedir.

Bu problemde en önemli büyüklük, sıcak duvar için hesaplanan Nusselt sayısıdır. Literatürde

verilen değerler genelde sıcak duvar için hesaplanan Nusselt sayısıdır. Hesaplamalar sonucu sıcak duvar için bulunan Nusselt sayıları Çizelge 3.2’de verilmiştir.

Çizelge 3.2 Değişik Rayleigh sayıları için hesaplanan Nusselt sayıları

Rayleigh Sayısı	Nusselt sayısı (2 Boyutlu Çözüm)	Nusselt sayısı (3 Boyutlu Çözüm)
1.10^3	1,11	1,05
1.10^4	2,22	2,02
1.10^5	4,49	4,27
1.10^6	8,76	8,52
1.10^7	16,44	16,16

Bulunan Nusselt değerleri ile Sigma-Plot programı yardımıyla aşağıdaki korelasyon çıkarılmıştır.

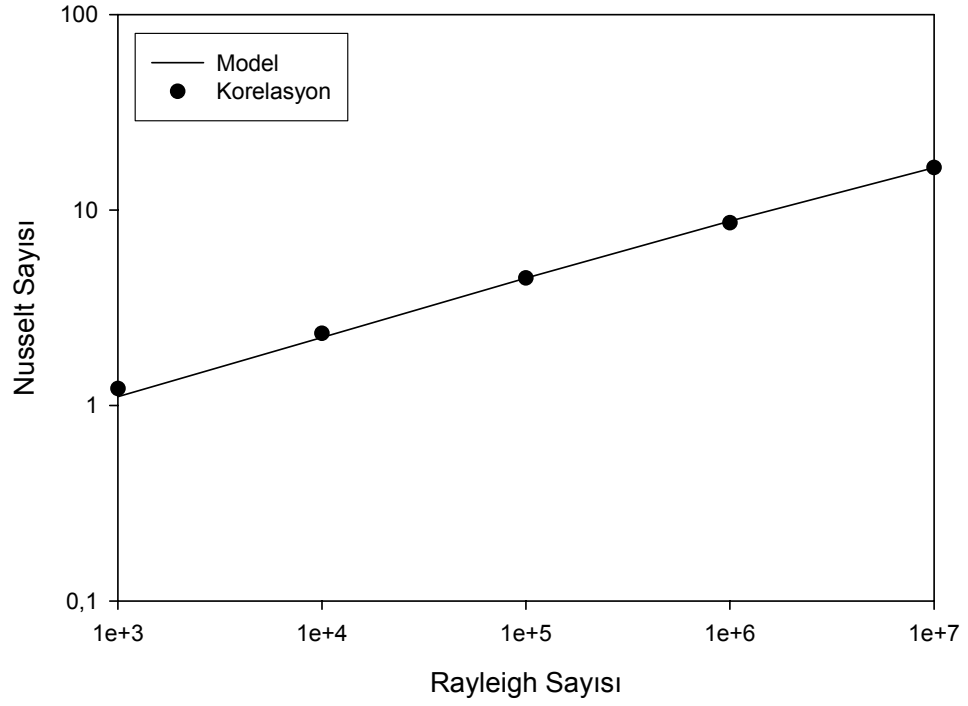
İki boyutlu çözüme göre:

$$Nu = 0,1729.Ra^{0,2828} \quad (3.35)$$

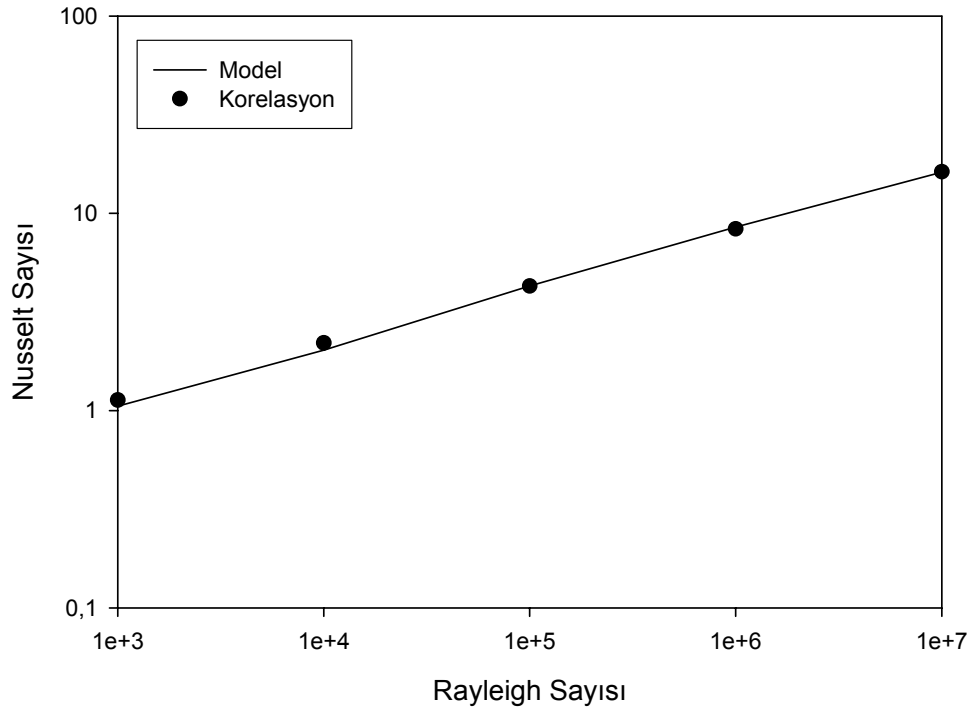
Üç boyutlu çözüme göre:

$$Nu = 0,1530.Ra^{0,2893} \quad (3.36)$$

Aşağıdaki şekillerde Fluent 6.0 CFD ile oluşturulan model ile korelasyonun sonuçlarının grafik karşılaştırılması sunulmuştur. Bu çalışmada bulunan Nusselt sayılarının literatürde mevcut diğer sonuçlar ile karşılaştırması Bölüm 5.5’de yapılacaktır.



Şekil 3.68 Kapalı hacimler için laminar akışta sıcak duvar için hesaplanan Nu sayısının iki boyutlu Fluent modeli ile korelasyonun karşılaştırılması



Şekil 3.69 Kapalı hacimler için laminar akışta sıcak duvar için hesaplanan Nu sayısının üç boyutlu Fluent modeli ile korelasyonun karşılaştırılması

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1 Giriş

Bu bölümde, sayısal çalışmaların doğruluğunu gösterebilmek için yapılan deneysel çalışmalar anlatılmıştır. Deney sistemi ve kullanılan ölçü aletleri hakkında bilgi verilmiştir. Elde edilen ölçüm sonuçları sunulmuştur. Yapılan deneysel çalışmalar iki ana grupta toplanabilir.

1. Kübik hacim içinde sıcaklık ölçümleri
2. Kübik hacim içinde hız ölçümleri

4.2 Deney Düzenegi

Deneysel çalışmalar için 20x20x20 cm ölçülerinde kübik bir hacim yapılmıştır. Kübik hacmin bu ölçülerde olmasının nedeni, PIV (Particle Image Velocimetry) sisteminde kullanılan CCD (Charge Coupled Device) kamerasının maksimum çözünürlükte görebileceği kesitin 20x20 cm ölçülerde olmasıdır.

Yapılan bu kübik hacmin üç yüzeyi cam olup, diğer üç yüzeyi alüminyum plakadan yapılmıştır. PIV cihazı ile ölçüm yapılabilmesi için birbirine dik iki yüzeyin cam olması gerekmektedir. Kapalı hacme lazer ışını verebilmek ve lazer ışınına dik açıdan bakan kamera ile görüntüleyebilmek için bu gereklidir. Üçüncü yüzey simetri yaratmak amacıyla cam yapılmıştır. Diğer yüzeylerin alüminyum malzemeden seçilmesinin nedeni, alüminyumun hafif olması ve kolay işlenebilmesidir. Kullanılan camlar 5mm kalınlığında ve 500°C'ye dayanabilen Borofloat camdır. Bu camın yoğunluğu (25°C) 2,2 gr/cm³, ısı iletkenlik katsayısı (90°C) 1,12 W/mK ve sabit basınçta ısınma ısısı (20–100°C) 0,83kJ/kgK 'dir. Camlar istenilen boyut ve kalınlıkta özel imal edilmiştir. Alüminyum yüzeyler Arçelik A.Ş.'nin imalat atölyesinde 3 boyutlu CNC tezgâhlarında imal edilmiştir.

İmal edilen parçaların birbirine temas eden yüzeylerine, ısı köprüsünü engel olabilmek amacıyla 5mm'lik teflon yerleştirilmiştir. Camlar alüminyum yüzeylerde açılan oyuklara yerleştirilmişlerdir. Cam ile metal arasında hava sızıntısını engel olmak amacıyla sıcaklığa dayanıklı contalar yerleştirilmiştir. Gerek camlar, gerekse metal parçalar arasında kalan boşluklar sıcak silikon ile doldurulmuştur.

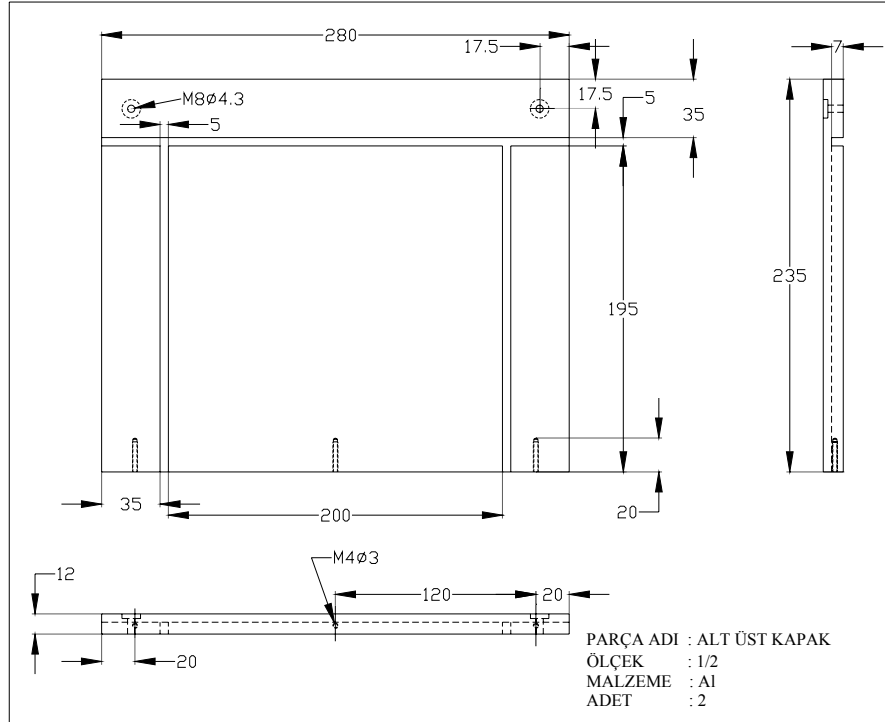
Kübik hacim etrafı soğuk duvar haricindeki beş duvar sert köpük izolasyon malzemesi ile yalıtılmıştır. Plakalı rezistansın bulunduğu kısımda ayrıca sıcaklığa dayanıklı amyant izolasyon malzemesi kullanılmıştır. Yalıtım kalınlığı 10cm'dir. İzolasyonun üstü alüminyum

folyo ile kaplanmıştır. Alüminyum folyo radyasyonla olan ısıyı yansıtıcı özelliğinden dolayı tercih edilmiştir.

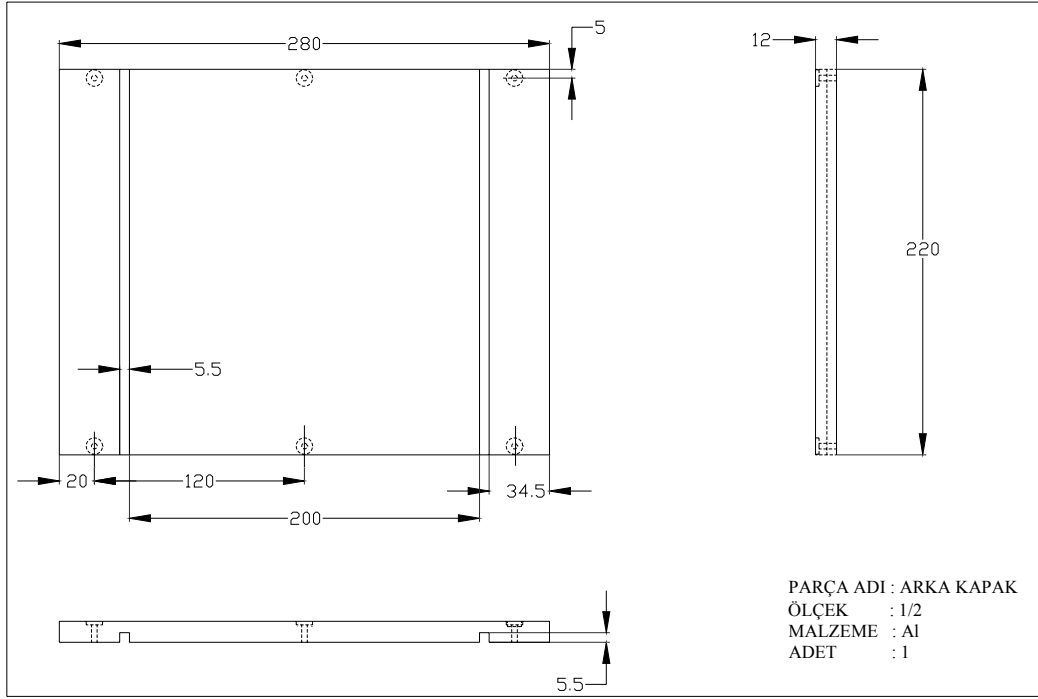
Kamera ile resim çekilebilmesi için cam yüzeyin izolasyonu söküp takılabilir şekilde yapılmıştır. Ölçüm esnasında izolasyonsuz cam yüzeyden ısı kaybına engel olabilmek için cam yüzeyin dışına ikinci bir cam, silikon ile yapıştırılmıştır. Yapılan hız ölçümlerinde ölçüm süresinin kısa olması nedeniyle, oluşan ısı kaybının hacim içi akışı etkilemediği gözlemlenmiştir. Hatta bu sürenin uzatılması durumunda bile akış çizgilerinde değişme gözlemlenmemiştir. Hacim içine verilen lazer 1,5x10cm'lik bir açıklıktan verilmiştir. Kamera ile çekim yapılan yüzeyde olduğu gibi bu yüzeyde de izolasyon deney esnasında açılmış, deney bitiminde tekrar kapatılmıştır.

Isı kaynağı olarak, alüminyum yan duvarın dışına yerleştirilen 1000W gücünde plaka tipi rezistans kullanılmıştır. Bu ısıtıcı, voltaj ayarı yapılabilen bir var-yaka bağlanmıştır. Var-yak yardımıyla ayarlanan voltaj değerine göre sıcak duvar sıcaklığı da ayarlanabilmektedir. Sıcak duvar iç yüzey sıcaklığı, sistemin rejime girmesi ile sabitlenmiştir. Sıcak duvar yüzeyinde değişik noktalarda yapılan ölçümlerde, maksimum 1°C sıcaklık farkı tespit edilmiştir.

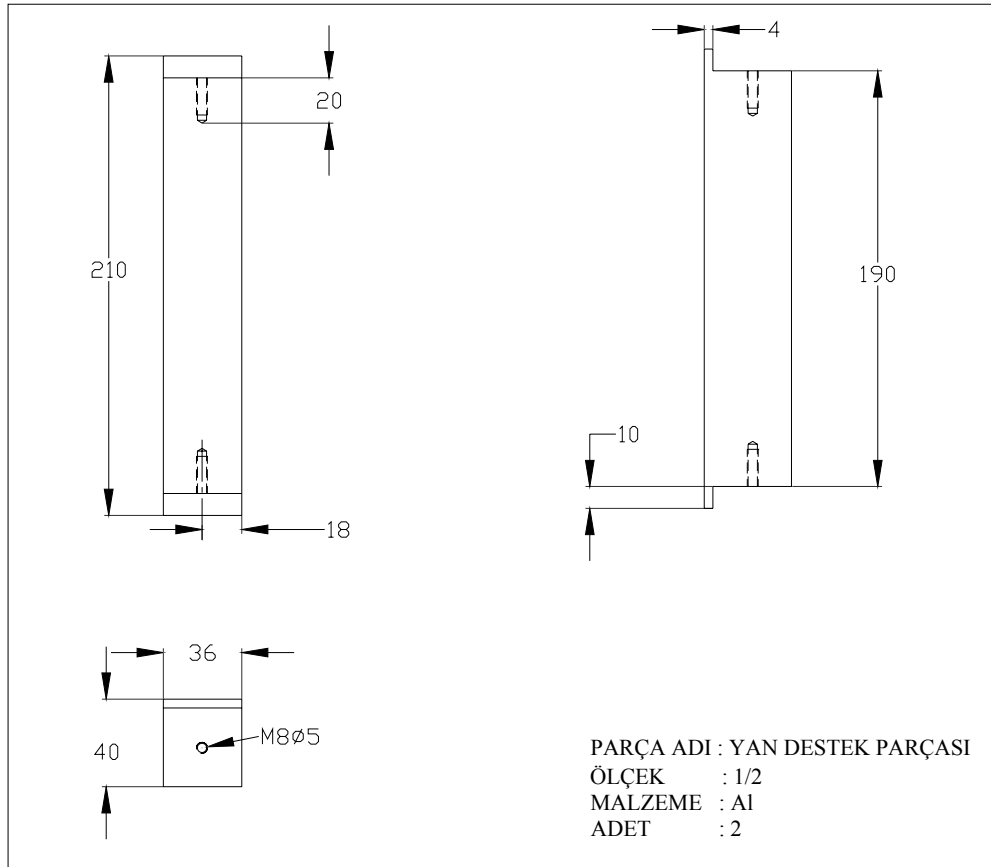
Aşağıdaki şekillerde deney için imal edilen kübik hacmin teknik resimleri ve gerçek görüntüsü verilmiştir.



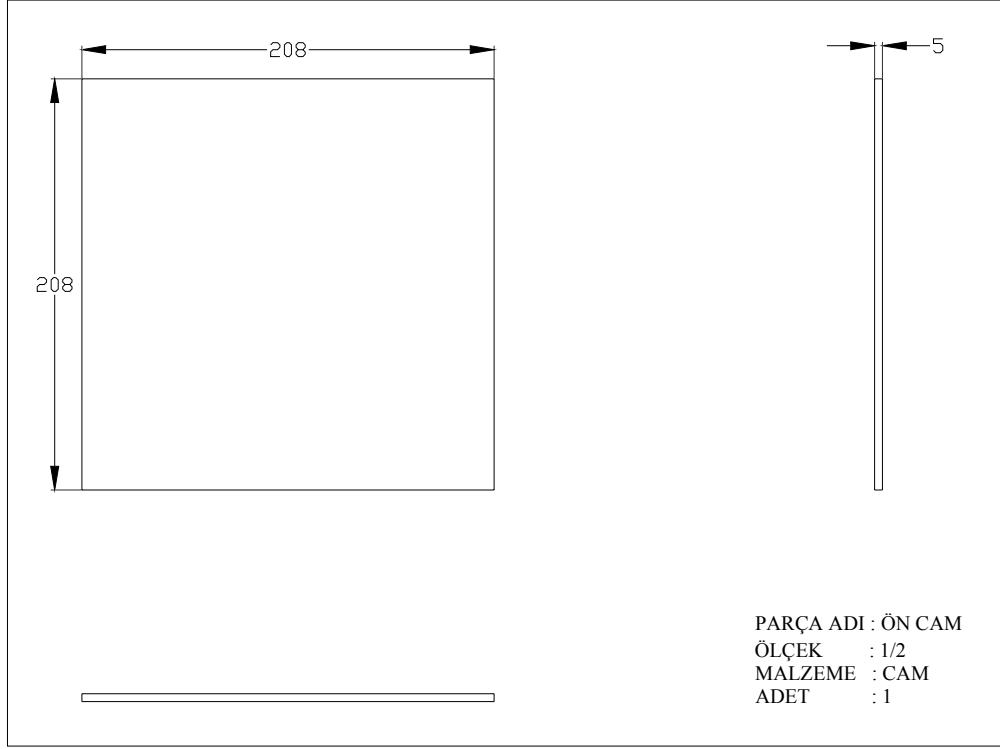
Şekil 4.1 Kübik hacmi oluşturan alt ve üst kapaklar



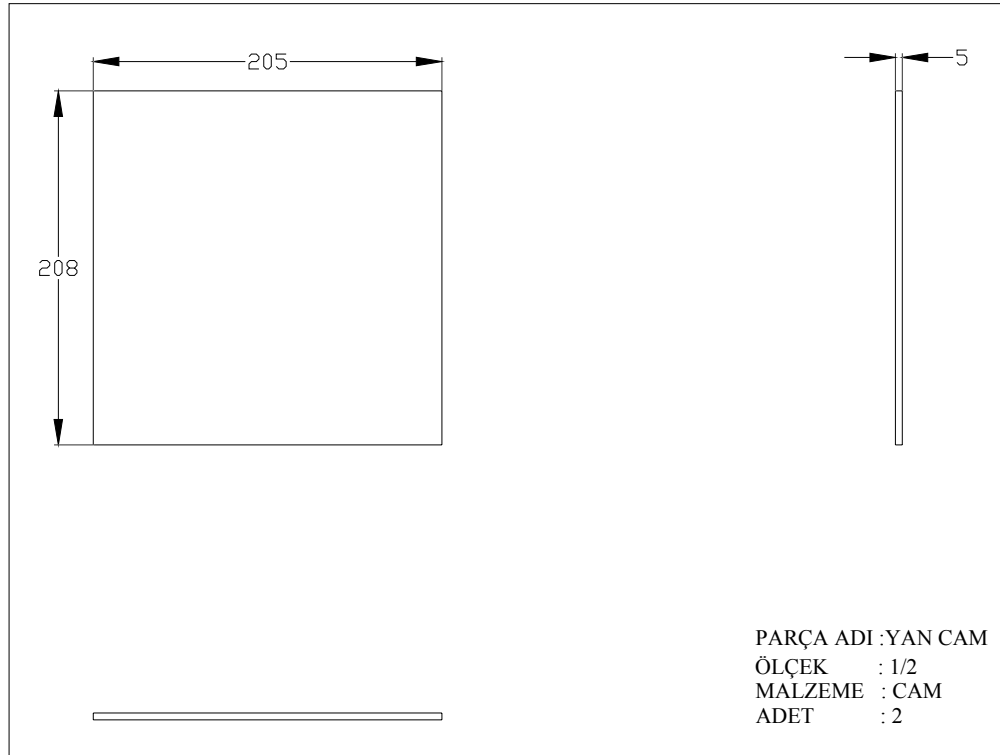
Şekil 4.2 Kübik hacmi oluşturan arka kapak



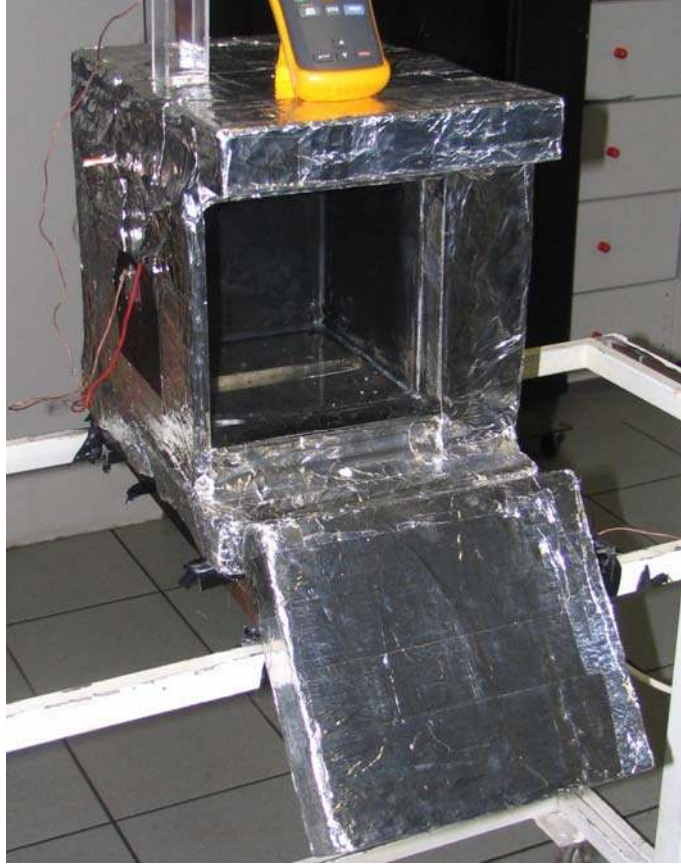
Şekil 4.3 Alt-üst kapaklar arasında destek parçaları



Şekil 4.4 Kübik hacmin ön cam yüzeyi



Şekil 4.5 Kübik hacmin yan cam yüzeyleri



Şekil 4.6 Deneysel çalışmalar için üretilen kübik hacim görüntüsü (1)



Şekil 4.7 Deneysel çalışmalar için üretilen kübik hacim görüntüsü (2)

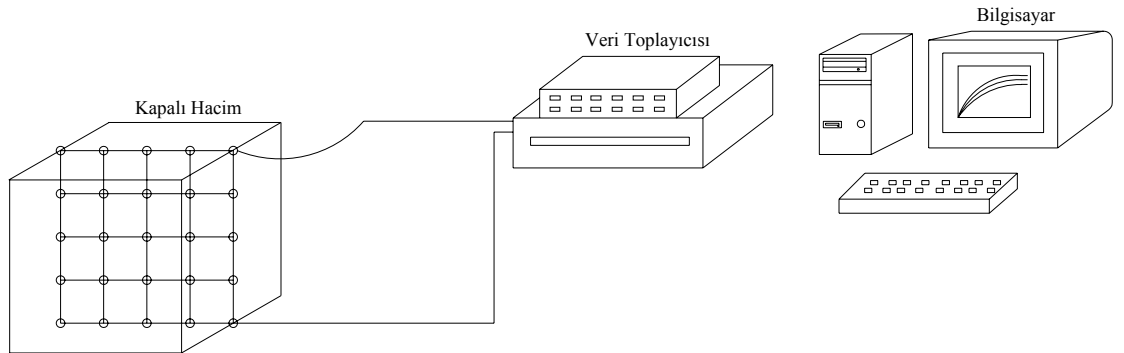
4.3 Deney Düzenğinde Kullanılan Cihazlar

Deneylerde kübik hacim içerisinde sıcaklık ve hız ölçümleri yapılmıştır. Sıcaklık ölçümleri için ısı çiftleri, hız ölçümleri için PIV (Particle Image Velocimetry) ve LDA (Laser Doppler Anemometer) kullanılmıştır.

4.3.1 Kübik Hacim İçinde Sıcaklık Ölçümü

Sıcaklık ölçümleri için J tipi ısı çiftlerinden toplam 100 adet kullanılmıştır. 40 adet ısı çifti yüzeyler ve ortam, 60 adet ısı çifti de kapalı hacim içerisindeki sıcaklık dağılımını ölçebilmek için kullanılmıştır. Hacim içi sıcaklık dağılımını ölçmek için kullanılan ısı çiftleri, yapılan bir tel kafes üzerine yerleştirilmiştir. Kapalı hacim içerisine yerleştirilen her ısı çifti, hacim içerisindeki doğal taşınım akımını bozmaktadır. Bu nedenle de mümkün olduğu kadar içeri yerleştirilen ısı çiftleri yüzeylere yapıştırmak suretiyle, en kısa yoldan dışarı çıkarılmıştır.

Kullanılan ısı çiftleri bir veri toplama ünitesine bağlanmıştır. Veri toplama ünitesinden bilgiler bilgisayara aktarılır. Kullanılan program yardımıyla da bilgiler grafiksel ve sayısal olarak alınmıştır. Veri toplama ünitesi olarak HP marka 3852A model bir veri toplama ünitesi kullanılmıştır. Bu modele HP marka 44708F model çoklandırıcılar takılmaktadır. Her bir çoklandırıcıya 20 adet ısı çifti bağlanabilmektedir. Veri toplayıcı GPIB kartı yardımıyla bilgisayardan kontrol edilmektedir. Bilgisayar içindeki HP-VEE Pro 6.01 programı kullanılarak istenen zaman aralıklarında ölçümler alınabilmektedir. Genelde 10–30 sn zaman aralığı tercih edilmiştir. Sonuçlar yine bu program sayesinde grafiksel olarak gözlenebilmekte, sıcaklık değişimi izlenebilmektedir. Sıcaklığın sabit kaldığı, sistemin rejime girdiği noktadaki sıcaklık değerleri alınarak ölçümler sonlandırılmıştır.



Şekil 4.8 Veri toplama ünitesi

4.3.2 Hız Ölçümü

Hız ölçümünde hacim içerisindeki akım çizgilerini bozmadan ölçebilmek için PIV ve LDA ölçüm sistemleri kullanılmıştır. Ölçümler PIV cihazı ile yapılmış, LDA ise kontrol amacıyla kullanılmıştır.

4.3.2.1 PIV Ölçüm Sistemi

Hız ölçümleri, sayısal çalışmalarda bulunan hız değerlerini kontrol etmek amacıyla yapılmıştır. Burada problem, akım çizgilerini bozmamak ve hız vektörlerini akımı etkilemeden ölçebilmektir.

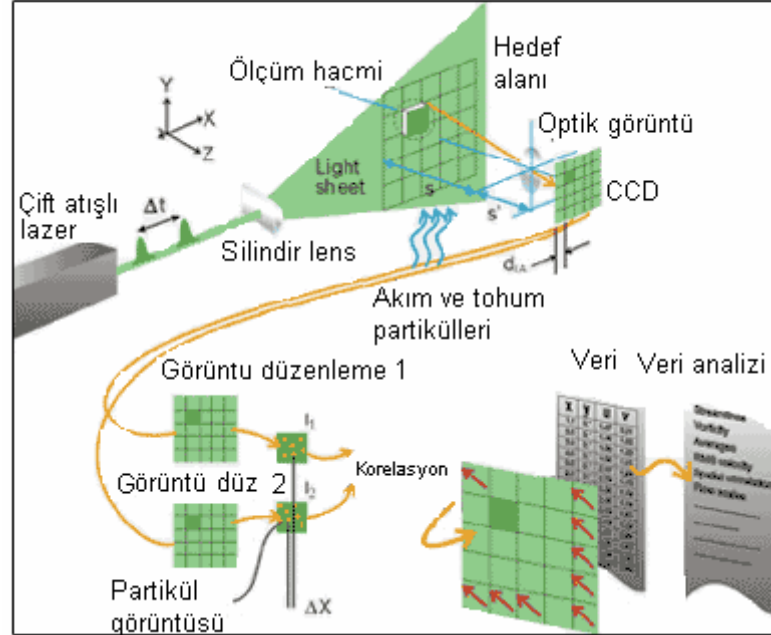
Akım çizgilerini bozmadan hız ölçebilmek için yeni teknikler geliştirilmiştir. Bunların başında Tomografik Interferometre, LDA (Laser Doppler Anemometer), Parçacık İzleme Hız Ölçme ve Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçme teknikleri gelmektedir. Deneyde kullanılan PIV sistemi Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçüm tekniğidir. Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçme tekniği (PIV), uzay ve havacılık alanında, içten yanmalı motorlarda, nükleer santrallerde, pompa ve türbinlerde uygulama alanı bulmaktadır. Yol araçlarının, trenlerin, hava araçlarının, uzay araçlarının, yapı ve köprülerin etrafındaki akışın incelenmesinde de PIV sistemi kullanılmaktadır.

Akışkana karıştırılan mikron düzeyinde küçük tohum (seeding) parçacıklar, bir lazer ışık huzmesi yardımıyla aydınlatılmış ve ışığın akış içinde bulunan bu tohum parçacıklardan yansıması sağlanmıştır. Tohumların görüntülenme esasına dayanan bu yöntemle, hız vektörlerini bir akış alanı içinde deneysel olarak ölçmek mümkün olmaktadır. Bu nedenle parçacık görüntülemeli hız ölçme tekniği aerodinamik ve hidrodinamik araştırmalarda büyük öneme sahiptir. Belirli bir akış alanındaki hızları anlık olarak ölçebilen PIV tekniği, pratikte hız ifadesinin tanımına dayanmaktadır. Bu yöntemle ölçülen akış hızı, akış alanında bulunan parçacıkların kat ettiği mesafenin, kat edilen süreye bölünmesi esasına göre ölçülmektedir. Bu parçacıklar, ölçüm yapılan akış ortamına eklenmektedir. Akışkanın ve akışın yapısına göre bu parçacıkların özellikleri değişmektedir. Lazer tekniğine dayanan akış ölçüm yöntemlerinde kullanılan tohumlarda şu özelliklerin olması istenir:

- Akışkanı izleyebilme yeteneği
- Lazer huzmesinde iyi görünebilme (ışığı yansıtma yeteneği)
- Ucuz olması
- Buharlaşılabilmek yeteneğinin zayıf olması
- Akışkan ile kimyasal reaksiyona girmemesi

- Akışkan yoğunluğuna yakın yoğunlukta olması
- Kullanım temizliği olması
- Korozyona ve aşınmaya dayanıklı olması

PIV sisteminin şematik görünümü Şekil 4.9’da gösterilmiştir.



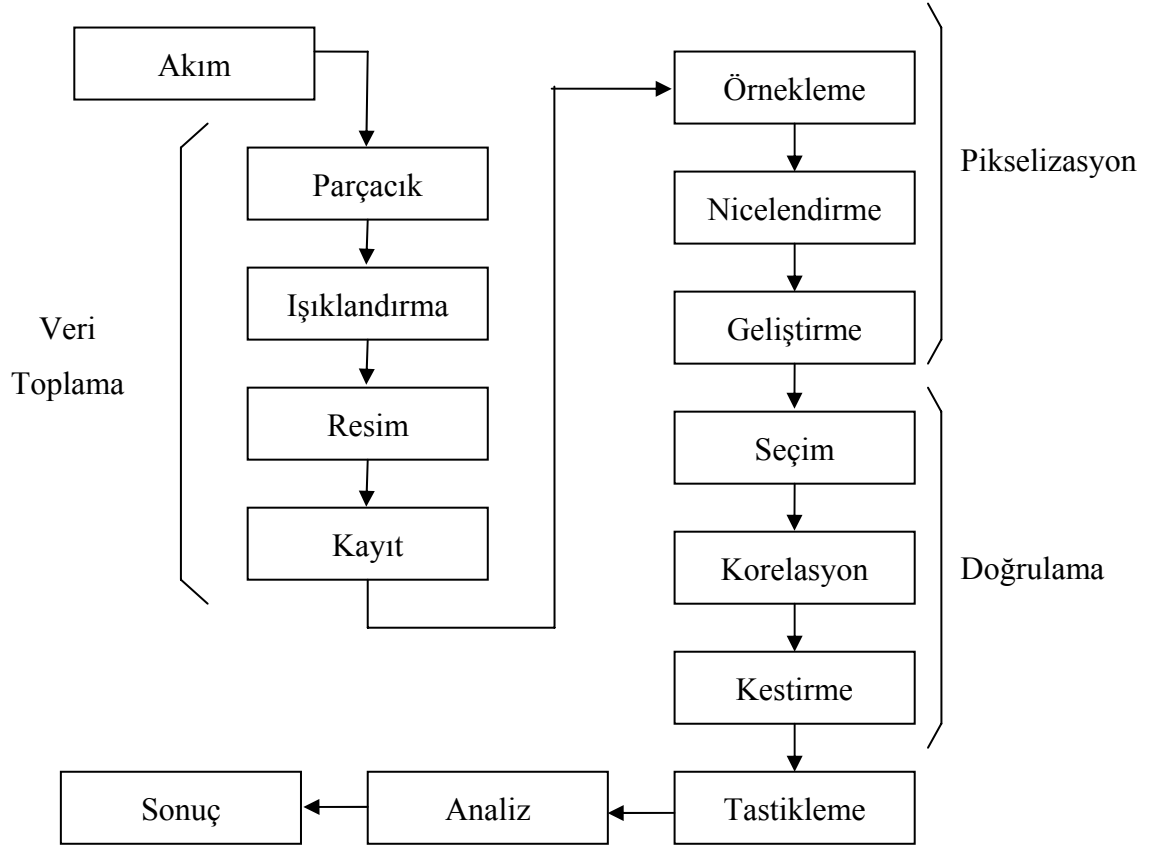
Şekil 4.9 Parçacık görüntülemeli hız ölçme (PIV) sisteminin şematik görünüşü

Lazer ünitesi, çift atışlı lazer kaynağı ve çeşitli optik elemanlardan oluşmaktadır. Lazer kaynağında üretilen lazer ışını ölçüm yapılacak alana, kullanılan optik elemanlar vasıtasıyla lazer huzmesi halinde gönderilmektedir. Bu lazer huzmesinin kalınlığı 1–2 mm arasında olup, genişliği ölçüm alınacak alanın büyüklüğüne bağlı olarak ayarlanmaktadır. Lazer huzmesi hava ile birlikte hareket eden tohumları aydınlatmakta ve bu tohumlar CCD dijital kamera ile görüntülenerek bilgisayara aktarılmaktadır. Bu çalışmada ölçümlerin tamamı, lazer kaynağı tarafından oluşturulan lazer huzmesine 90° dik yerleştirilen dijital kamera ile gerçekleştirilmiştir. Parçacık görüntülemeli hız ölçme tekniği ile ölçümlerin yapılabilmesi için, lazer kaynağından üretilen ve ölçme yapılan bölgeye lazer huzmesinin darbeli olarak gönderilmesi esnasında dijital kameranın görüntü alması gerekmektedir. Dolayısıyla, lazer kaynağında üretilen lazer ışını ile dijital kameranın eş zamanlı çalışması gerekmektedir. Parçacık görüntülemeli hız ölçme tekniği deney düzeneğinde, bu amaçla bu görevi yapan bir eş zamanlayıcı “synchronizer” ünitesi bulunmaktadır.

Bu ölçme tekniği, temelde aydınlatılmış alanda hareket eden parçacıkların kısa bir zaman

dilimi (mikro saniye) içerisinde yer değiştirmelerinin ölçülmesi suretiyle, iki boyutlu akış alanının içinde bulunan hız vektörlerinin bulunması ilkesine dayanmaktadır. Dolayısıyla anlık hız ölçümü için, dijital kamera ile belirli bir anda iki görüntünün ardı ardına alınması gerekmektedir. Bu iki görüntü kullanılarak ölçüm yapılan alan içerisindeki parçacıkların yer değiştirmesi “Fast Fourier (FF)” dönüşümü ve “Cross-Correlation (CC, çapraz korelasyon)” yardımıyla hesaplanmaktadır. Bu işlem için ölçüm yapılan bölgeden alınan görüntüler küçük ağ bölgelerine bölünmektedir. Her bir tohum parçacığının yer değiştirmesinin FF ve CC teknikleri yardımıyla bulunmasından sonra, belirlenen ağ bölgesindeki parçacıklar için ortalama bir yer değiştirme miktarları, iki görüntü arasındaki süreye bölünmek suretiyle anlık hızlar bulunmaktadır.

Şekil 4.10’da PIV sisteminde ölçüm akım şeması verilmiştir.



Şekil 4.10 PIV sistemi akım şeması

4.3.2.2 LDA Ölçüm Sistemi

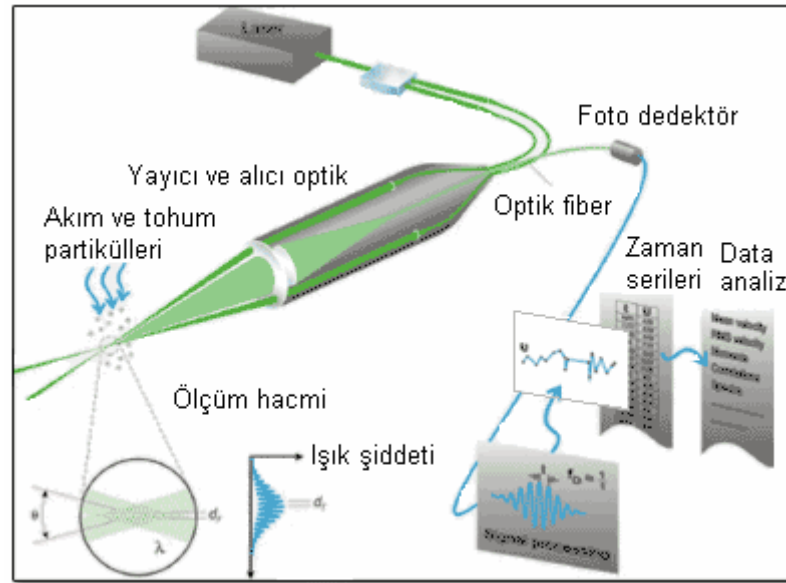
LDA (Laser Doppler Anemometer), sıvı ve gaz akışlarda hız ölçümü gerçekleştirebilmek için kullanılır. LDA, 1964 yılında Yeh ve Cummins tarafından icat edilmiştir. Çok küçük hızlarda, güvenle kullanılan bir yöntemdir. LDA’de PIV gibi akışı takip eden tohum parçacıklarına

ihtiyaç vardır.

LDA sistemi doğal akış ve iç akışta 1,2 ve 3 boyutlu noktasal hız ve türbülans dağılımını yapabilen bir sistemdir. LDA ölçüm sonuçları, ürün dizaynı, aerodinamik optimizasyon, kalite ve emniyet alanlarında kullanılmaktadır. Tren, otomotiv, uçak ve gemi gövdeleri etrafındaki akımın incelenmesi, motorlar, pompalar ve türbinlerin içindeki akımı incelemek içinde kullanılır. LDA sistemi ile 0'dan süper sonic hızlara kadar ölçüm yapılabilir. Ölçüm mesafesi birkaç santimetreden, metrelerce uzağa kadar olabilmektedir.

LDA sisteminde lazer probundan çıkan lazer demetleri, parçacıklarla desteklenmiş akıma yönelir. Lazer demetlerin birbiriyle kesiştiği bölgede bir hacim oluşur. Bu hacim içerisinde geçen parçacıklara çarpan lazer ışını geri yansır ve prob tarafından alınır. Dönen sinyallerin LDA birleşenlerince incelenmesi sonucu parçacıklar hakkında, dolayısıyla akışkan hakkında veriler elde edilir.

Şekil 4.11'de LDA sistemi detayı verilmiştir.



Şekil 4.11 LDA sistemi

LDA sistemi ile ölçüm, sadece PIV sistemi ile yapılan ölçümlerin doğruluğunu kontrol etmek amacıyla yapılmıştır. 30x30mm'lik kare bir kanal içinde tam gelişmiş bir akım için hem PIV hem de LDA ile hız ölçümü yapılmıştır.

LDA sisteminde noktasal hızlar ölçüldüğü için, kesitte hız dağılımı istenmesi durumunda o kesitte tarama yapılarak, değişik noktalarda ölçüm yapılması gerekir. Bu işlemin zaman

alması, PIV ile çok kısa sürede ölçümlerin gerçekleşmesi, üstelik kesitteki her noktadaki hız vektörlerini aynı anda vermesi nedeniyle, PIV sistemi öncelikli kullanılmıştır.

4.4 Ölçüm Sonuçları

Deneylerde hız ve sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalarda 4 ayrı problem incelenmiştir. Bunlar: yandan ısıtılan kapalı hacim, alttan ısıtılan kapalı hacim, yandan ısıtılan kapalı hacim içinde doğal taşınım ile aynı yönde zorlanmış taşınım ve yandan ısıtılan kapalı hacim içinde doğal taşınım ile zıt yönde zorlanmış taşınımdır.

4.4.1 Hız Ölçümleri

4.4.1.1 Giriş

Kapalı hacim içinde hız ölçmek için PIV sistemi kullanılmıştır. PIV sistemi ile yapılan ölçümlerin doğruluğu için hem LDA ile ölçümler tekrarlanmış, hem de literatür ile karşılaştırılması yapılmıştır. Karşılaştırma ve doğruluk gösterme deneyleri 30x30mm kesitinde kare bir kanal içinde gerçekleştirilmiştir. Bu kare kesitteki kanal pleksi-glass malzemeden 120cm boyunda yapılmıştır.

Kanal içine bir kompresör yardımıyla basınçlı hava verilmiştir. Kullanılan kompresör akvaryumlarda da kullanılan küçük bir kompresördür. Kanal içindeki şartlar ile kapalı hacim içindeki şartların aynı olması sağlanmıştır. Akışkan olarak hava ve aynı tohum malzemesi seçilmiştir. Kanal içindeki hızlar ise yine kapalı hacimde ölçülen hız değerleri mertebesinde tutulmuştur.

PIV ölçümlerinde kullanılan tohum malzemesi olarak başlangıçta motor yağı kullanılmıştır. Motor yağı, bu tür gaz akışlarda genelde tercih edilen bir tohum şeklidir. Motor yağı sıvı halde duman jeneratörüne konulmuş, duman jeneratöründe motor yağının buharlaşması sonucu oluşan duman, kapalı hacim içine verilmiştir. Sıcak duvar etkisi ile yükselen hava içindeki tohumlar, hacmin üst kapak hizalarında tekrar aşağıya doğru inmiştir. Kullanılan motor yağının yoğunluğunun fazla olması nedeniyle ilk ölçümler başarısızlıkla sonuçlanmıştır. Aynı deneyler mısır yağı ve zeytinyağı ile tekrarlanmıştır. Mısır yağı ve zeytinyağı da duman jeneratörü yardımıyla buharlaştırılmıştır. Yapılan bu deneylerde elde edilen akım çizgileri, literatürde karşılaşılan benzer şartlar için yapılmış çözümlerde elde edilen akım çizgilere benzemediği gözlemlenmiştir. Ölçümlerde elde edilen hız vektörlerin bazılarının mantıksız olduğu gözlemlenmiştir. Soğuk duvarda yukarı çıkan yada sıcak duvarda aşağı inen vektörler gibi.

Yapılan ölçümlerde hız değerleri ölçüldüğünde maksimum hızların 0,11m/s mertebelerinde olduğu tespit edilmiştir. Kapalı hacim orta bölgesinde ölçülen hızların ise sıfır veya sıfıra yakın çok küçük hızların olduğu görülür. Bu kadar düşük hızlarda hava hareketlerini takip eden tohum parçacıkları araştırılmıştır. Benzer doğal taşınım ile yapılan PIV ölçümlerinde parafin yağı kullanıldığı anlaşılmıştır. Problem PIV üretici firmasına da sorulmuş, firmadan da parafin yağı kullanılması tavsiye edilmiştir.

Parafin sıvı halde bir hava tabancası ile bir sis şeklinde kapalı hacim içine verilmiştir. Deneyler esnasında parafin partikülleri, yüksek Ra sayılarında kapalı hacim merkezinde durağan bir hal izlediği ve havada asılı kaldığı gözlemlenmiştir. Akımın olduğu kenar bölgelerde ise, akım ile birlikte hareket ettiği, köşe bölgelerde dahi kaliteli fotoğraflar verdiği gözlenmiştir.

Deneyler esnasında çekilen fotoğraflar arasında çapraz korelasyon yöntemi kullanılarak, korelasyon oluşturulmuştur. PIV sistemi istatistiksel yöntem kullanarak iki fotoğraf arasındaki partiküllerin konumuna göre yer değiştirme vektörlerini oluşturur.

Oluşan bu yer değiştirme vektörlerin kalitesi, lazer ışığının yansımaya bağlıdır. Bu nedenle kapalı hacim içinde lazer verilen açıklık ve kamera ile bakılan cam yüzey hariç her yer siyah sprej boya ile boyanmıştır. Akış alanı içinde homojen bir tohum bulunması, oluşan yer değiştirme vektörlerine etkilidir. Doğal taşınım ile zorlanmış taşınım akımlarının incelendiği deneyler haricinde yapılan deneylerde, tohumların homojen dağılması sağlanmıştır. Deney sonucunda hız dağılımları incelendiğinde düzgün bir hız dağılımı olduğu görülür. Tohumların homojen dağılmaması ve hız vektörlerinin oluşmaması gibi problemler yaşanmamıştır.

Çekilen fotoğraf kalitesini artırabilmek için ayrıca lazer ışınının hacim içerisine gönderilmesi ve CCD kamerasının çekim flaşlama süresini akışın doğasına uygun seçilmesi gerekmektedir.

Çekilen fotoğraflara yapılan ilk işlem, hacim içinde akışın olduğu kesitin dışında kalan katı ve çevre kısmını maskelemektir. Bu işlem PIV sisteminin akışın olmadığı bölgelerde hız hesaplaması ve işlem süresini kısaltmak amacıyla yapılır. Bu işlem sonrası PIV sistemi, çapraz korelasyon yöntemi kullanarak korelasyon oluşturur. Maskelenmiş vektörler temizlenir. Belirli büyüklüğün üstü hız vektörleri filtrelendiği özel bir algoritma kullanılır ve resimlerdeki hız vektörleri filtrelenerek, istatistiksel olarak çıkarılmış ortalama hız vektörleri elde edilir.

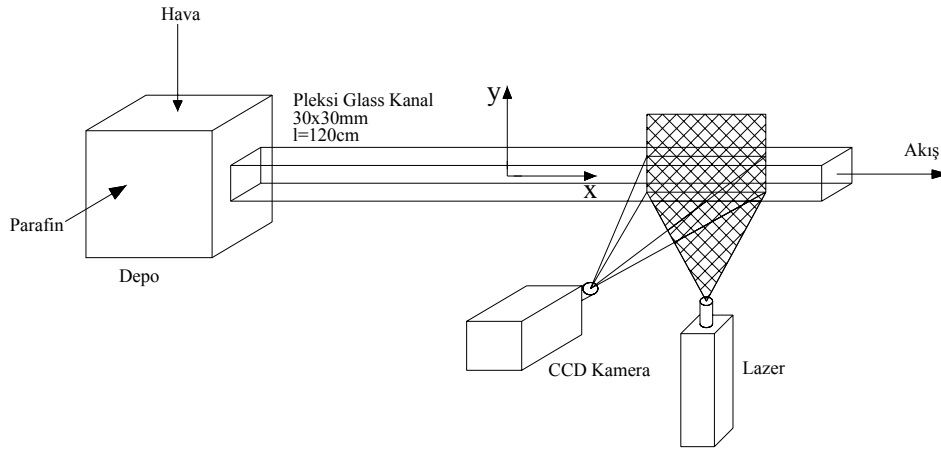
4.4.1.2 PIV Hız Ölçme Sisteminin Doğruluğu

Bu bölümde, yapılan ölçümlerde kullanılan PIV sisteminin doğru sonuçlar verip vermediği kontrol edilmiştir. Sayısal çalışma sonuçları ile deneysel çalışma sonuçlarını karşılaştırılması yapılmadan önce, deneyde elde edilen sonuçların doğru olduğu gösterilmiştir.

Karşılaştırma için hem deneysel karşılaştırma, hem de literatür karşılaştırması yapılmıştır. Karşılaştırma yapabilmek için literatür taranmış ve kare kesit için yapılmış sayısal çözüm sonuçları bulunmuştur. Bu nedenle pleksi-glass malzemeden 30x30mm kare kesitte, her biri 60cm'lik 2 adet kanal yapılmıştır. Bu kanallar bu tez çalışmasında incelenen yandan ısıtılan kübik hacim içine zorlanmış hava akımı verilmesi probleminde kullanılan kanallardır.

Ölçüm için iki kanal birleştirilmiş ve 120cm'lik bir boy sağlanmıştır. Ölçümler kanal başlangıç noktasında 100cm uzağında gerçekleştirilmiştir.

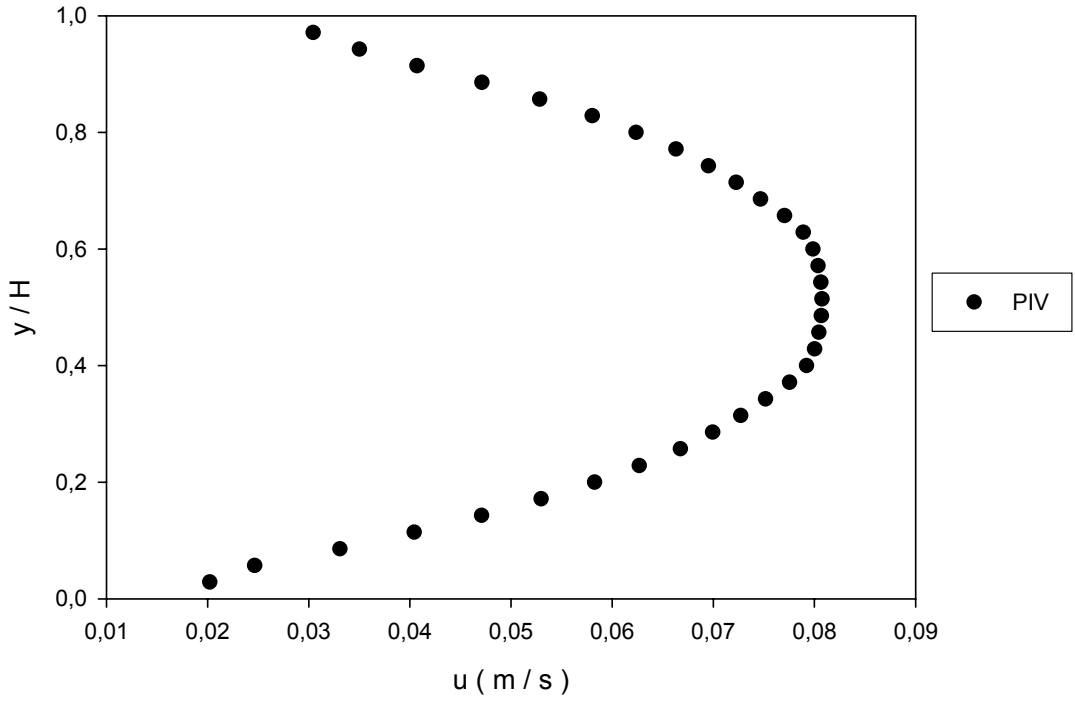
Kanal içi akışta akımı parafin ile karıştırmada problem yaşanmıştır. Değişik denemeler sonucunda kanal girişine yerleştirilen 19lt hacminde depoya parafin ve basınçlı hava verilmesi ile problem çözülmüştür. Depo sürekli parafinle beslendiğinden, kanal içinde tohumlama eksikliğinden dolayı bir problem yaşanmamıştır.



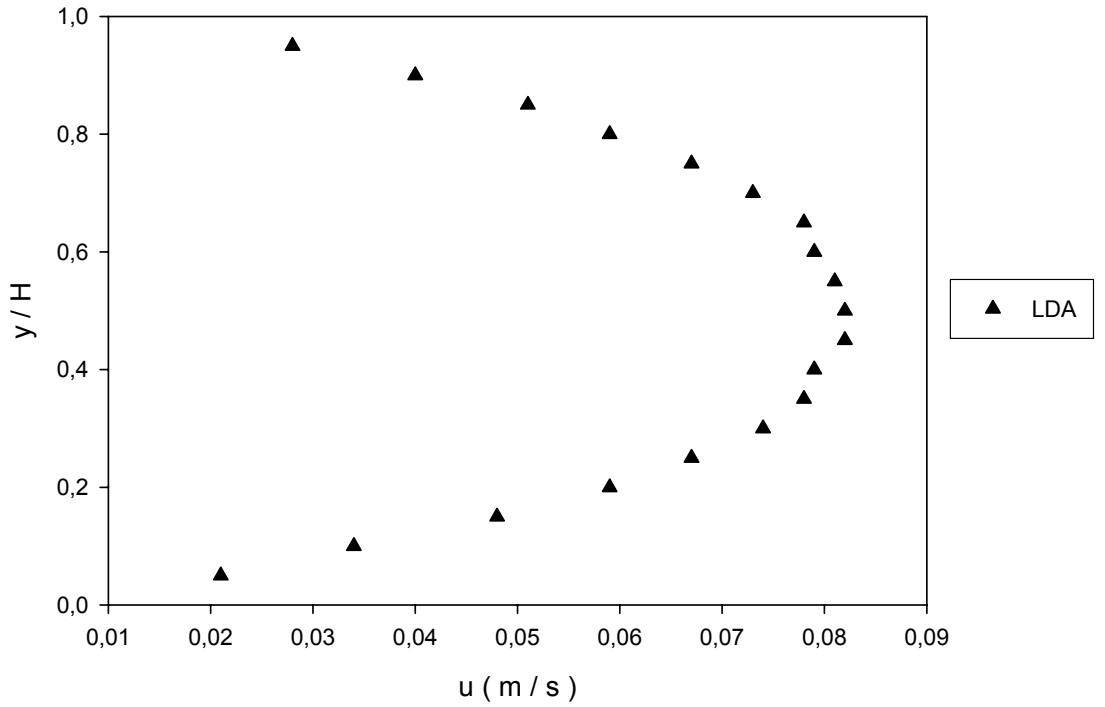
Şekil 4.12 Ölçüm doğruluğunu kontrol için kullanılan deney düzeneği

Depoya basınçlı hava küçük bir kompresörle sağlanmış ve kompresör çıkışında debi rotametre ile ölçülmüştür. Parafin depoya açılan ikinci bir delikten verilmiş, parafin ve havanın deponun içinde karışması sağlanmış ve bu karışım kanal içine doğru hareket etmiştir. Kanalın giriş ağzına, boyları 10cm ve çapları 0,4mm olan dairesel kesitli akım düzelticiler yerleştirilmiştir. Burada hedef, kanalın içerisine giren havanın akım çizgilerinin düzeltilmesidir. Kullanılan deney düzeneğinin şematik gösterimi Şekil 4.12'de verilmiştir.

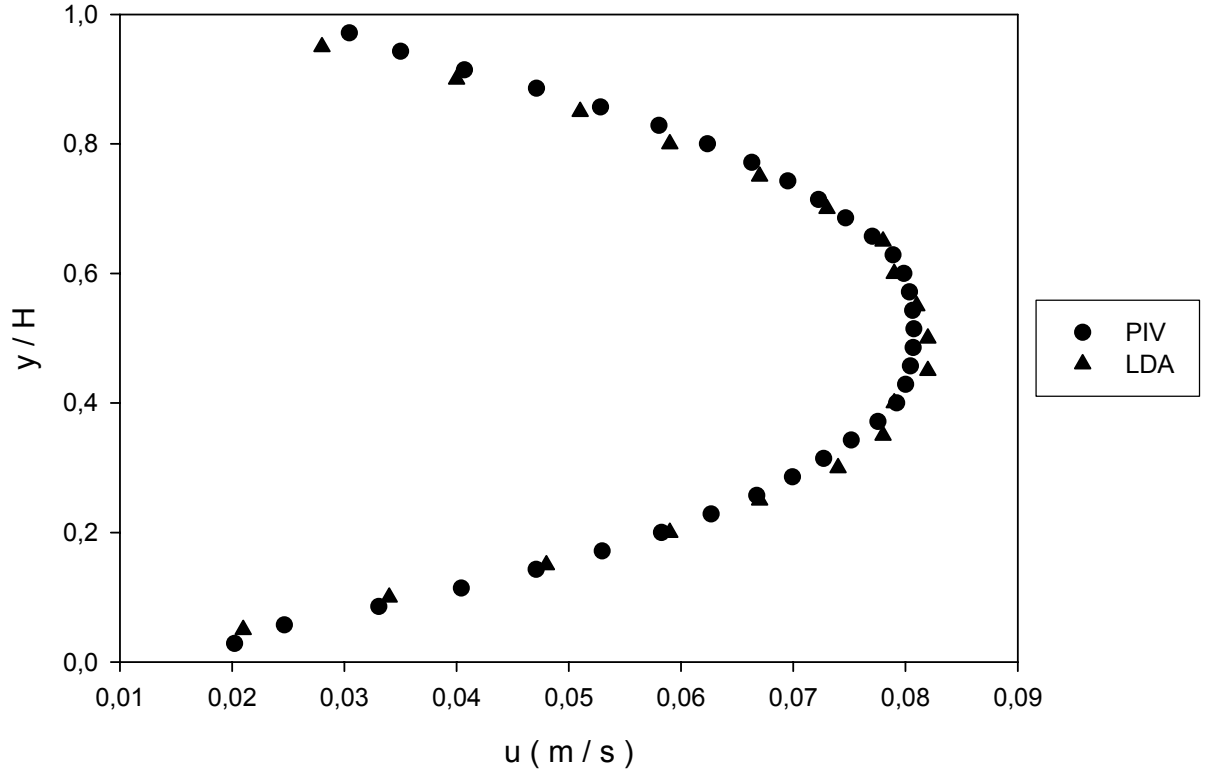
Kanal içinde yapılan PIV ölçüm sonuçları ve LDA ölçüm sonuçları sırasıyla Şekil 4.13 ve Şekil 4.14’de verilmiştir. Şekil 4.15’de ise iki ölçüm sonucunun karşılaştırması sunulmuştur.



Şekil 4.13 Kanal içi akışta PIV hız ölçüm sonuçları



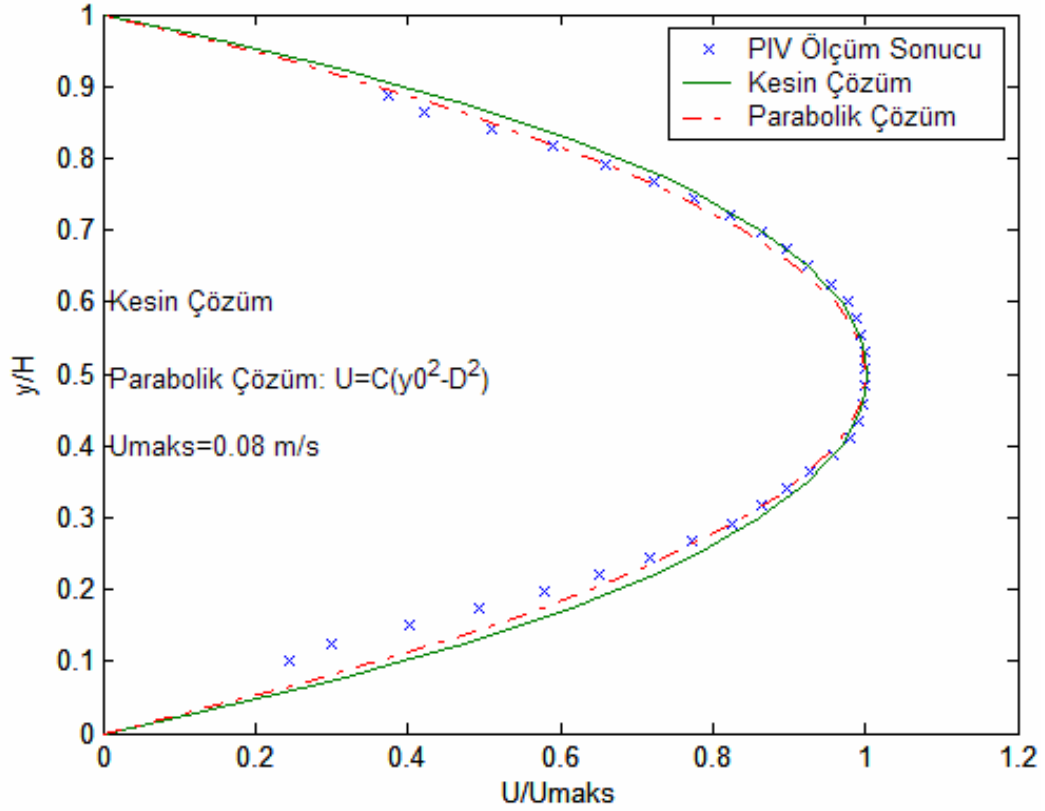
Şekil 4.14 Kanal içi akışta LDA hız ölçüm sonuçları



Şekil 4.15 Kanal içi akışta PIV ve LDA hız ölçüm sonuçlarının karşılaştırması

Şekil 4.15 incelendiğinde iki ayrı sistemle ölçülen hız değerlerin aynı olduğu görülmektedir. LDA sistemi kalibratör olarak kullanılarak, PIV sistemi kalibre edilmiştir. Kapalı hacim içinde, parafin yağı ile beslenen hava akışlarında, özellikle ölçülen düşük hızlar için yapılan PIV ölçümlerin doğru olduğu sonucuna varılmıştır.

PIV sistemi ölçüm sonuçları ayrıca literatürde benzer şartlarda yapılmış çözüm sonuçları ile de karşılaştırılmıştır. White (2004) tarafından verilen kanal içi akışta hız dağılımı ve PIV ölçüm sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.16'da verilmiştir. Şekil incelendiğinde PIV ölçüm sonucu ile gerçek çözüm ve White tarafında verilen sonuçların oldukça yakın olduğu görülmektedir.



Şekil 4.16 PIV ölçüm sonucunun White (2004) tarafından verilen çözüm sonucu ve tam çözüm ile karşılaştırması

PIV ölçüm sonuçları hem LDA ölçüm sonuçları ile hem de literatürde elde edilmiş sonuçlar ile karşılaştırması yapılmış, her ikisinde de PIV ile yapılan ölçümlerin doğru sonuçlar verdiği görülmüştür.

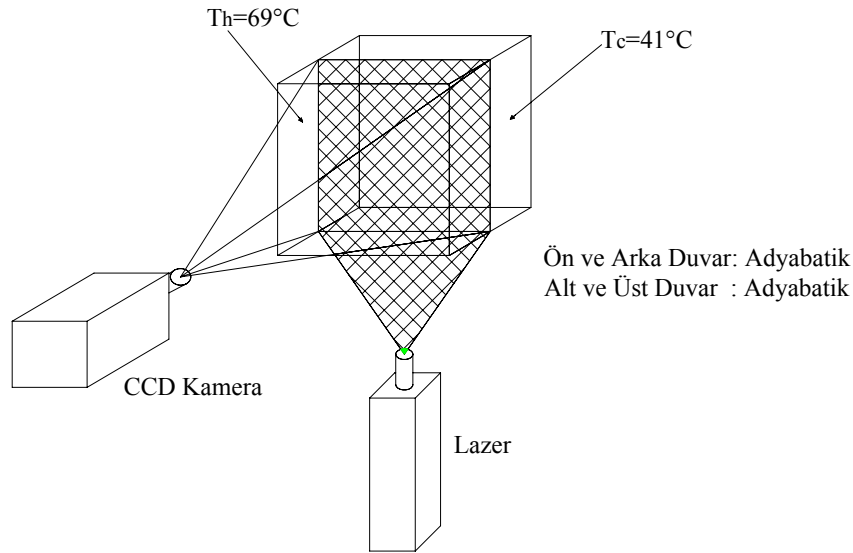
PIV ölçüm sonuçlarının doğru olduğu sonucuna vardıktan sonra, diğer problemler içinde PIV ölçümleri yapılmıştır. Yapılan bu ölçümlerde elde edilen sonuçlar, sayısal çözüm sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

4.4.1.3 Yandan Isıtılan Kapalı Hacimlerde Hız Ölçüm Sonuçları

Yandan ısıtılan kapalı hacim için, deney düzeneği Şekil 4.17'deki gibi yerleştirilmiştir. Lazer kaynağı alt cam yüzeyden verilmiştir. CCD kamerası ise lazer kaynağına 90° açıdaki yüzeyden bakacak şekilde yerleştirilmiştir. CCD kamerasının kapalı hacme uzaklığını, merceğin hacmi tam olarak görebileceği mesafenin denenerak bulunması ile tespit edilmiştir. Bu mesafe yaklaşık 1,5m civarındadır. Ölçüm esnasında sıcak duvar sıcaklığı $T_h=69^\circ\text{C}$ ve soğuk duvar sıcaklığı $T_c=41^\circ\text{C}$ 'de sabit tutulmuştur. Ölçüm bu sıcaklık değerlerin değişmediği, sistemin rejime girdiği anda gerçekleştirilmiştir. Rayleigh sayısı hesaplandığında

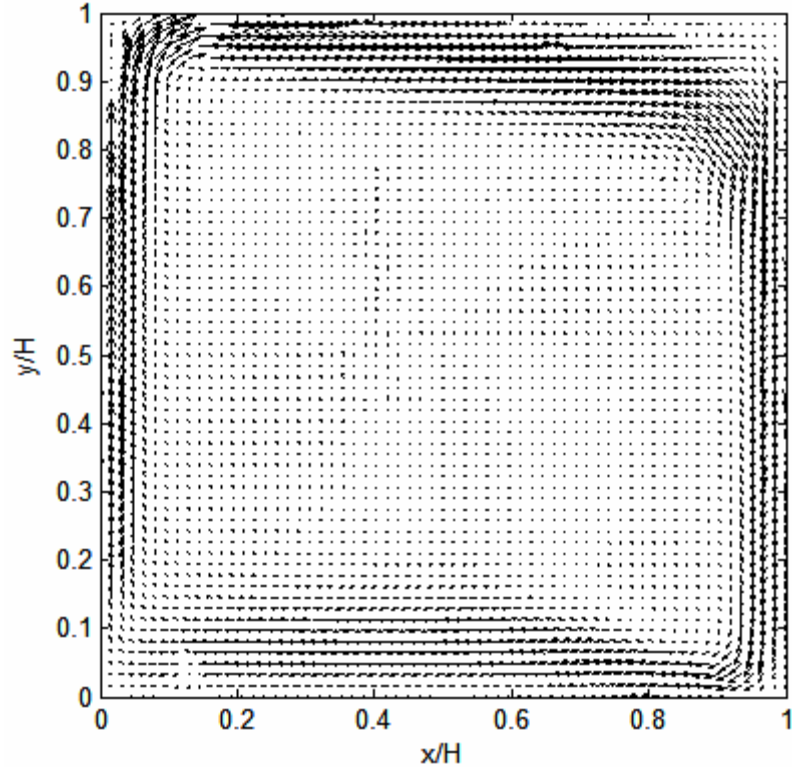
$$Ra_L = \frac{g \beta (T_H - T_C) L^3}{\nu_\infty \alpha_\infty} = \frac{9,81 \cdot \frac{1}{328,15} \cdot (69 - 41) \cdot 0,2^3}{1,87 \cdot 10^{-5} \cdot 2,67 \cdot 10^{-5}} = 1,3 \cdot 10^7 \text{ bulunur.}$$

Ölçüm yapılan oda 21°C’de klima ile şartlandırılmaktadır. Ölçüm sırasında resimler çekilmiş ve bu resimler PIV sisteminde işlendikten sonra ortalama hız vektörleri elde edilmiştir.

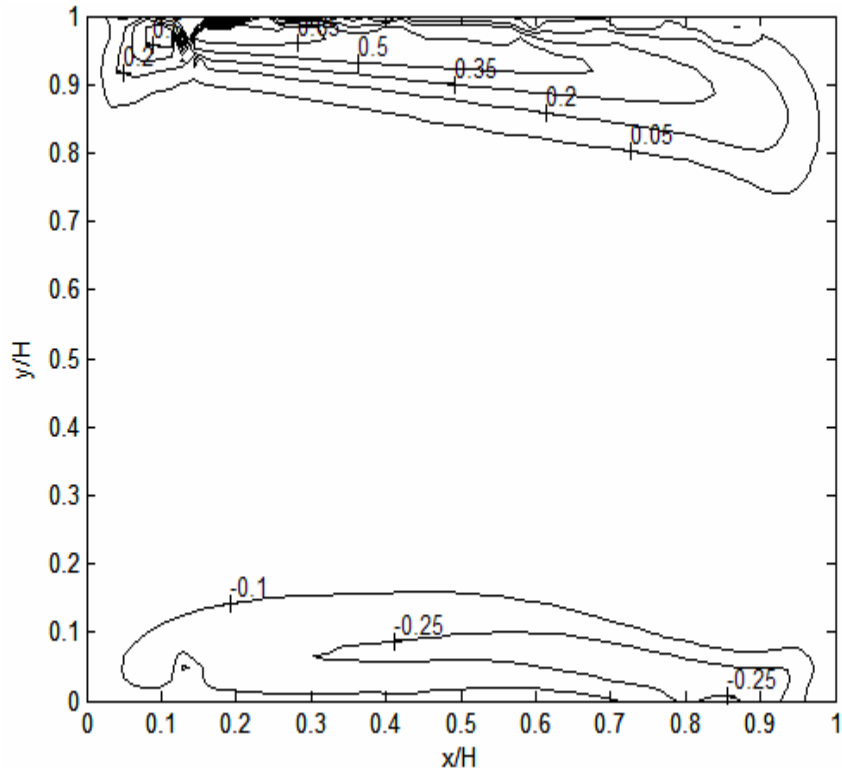


Şekil 4.17 Yandan ısıtılan kapalı hacim için deney şematik resmi

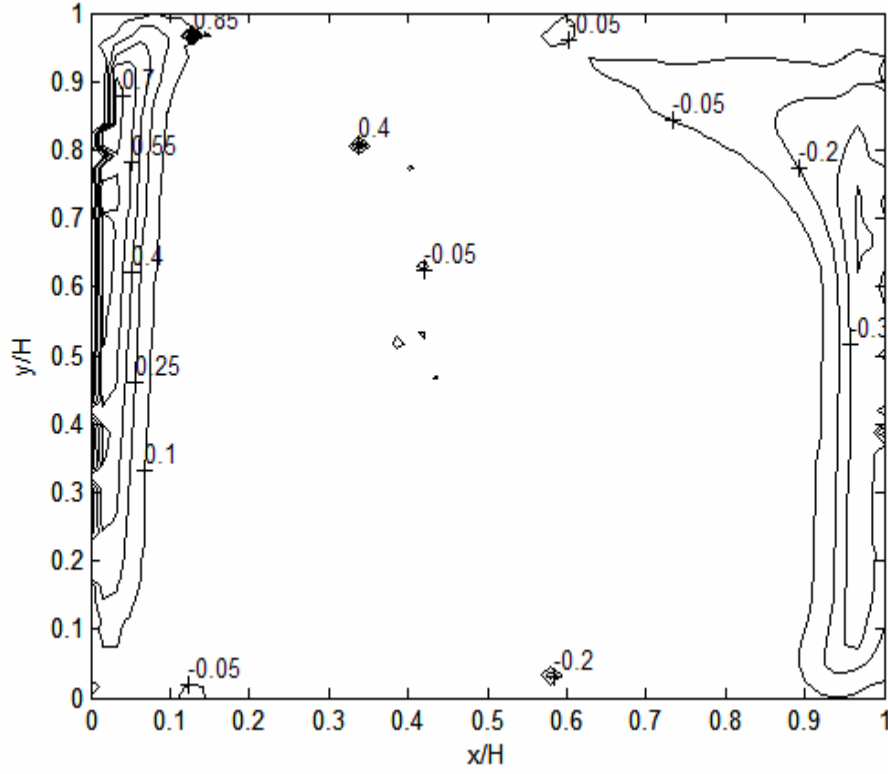
Şekil 4.18’de PIV ölçüm sonucu elde edilen ortalama hız vektörleri verilmiştir. Hava hareketinin duvara yakın bölgelerde olduğu, hacim ortalarında durgun bir yapının olduğu görülmüştür. Sol sıcak duvar bölgesinden yükselen hava üst kapak bölgesinden sağa doğru hareket etmiş, soğuk duvar bölgesinden aşağıya doğru inmiş ve alt duvar bölgesinden sola doğru hareket ederek sıcak duvar bölgesine gelmiştir. Saat yönü istikametinde bir akış gerçekleşmiştir. Düşey duvarlardaki hız vektörleri simetrik bir yapıya yakın olduğu görülür. Üst duvardaki hız vektörlerinin alt duvardaki hız vektörlerine göre daha geniş bir alanı kapladığı görülmektedir.



Şekil 4.18 Yandan ısıtılan kapalı hacim probleminde PIV ölçme sistemi ile bulunan ortalama hız vektörleri ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$)

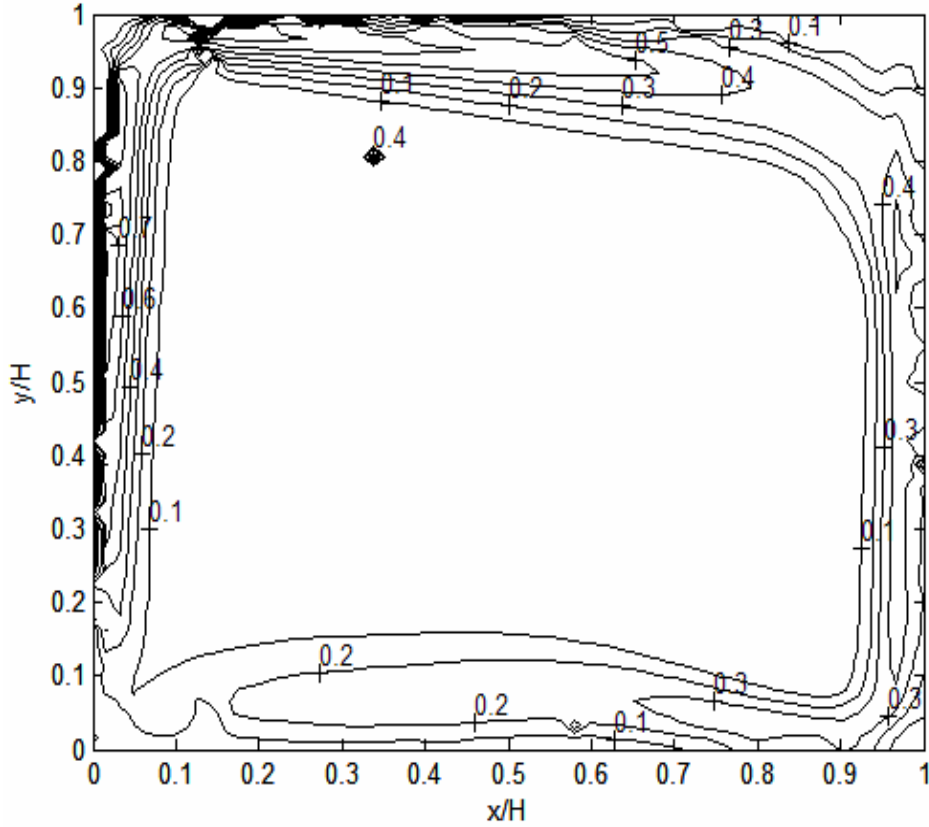


Şekil 4.19 PIV sistemi ile bulunan boyutsuz u' hızlarının değişimi ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$, $v_{\text{maks}}=0,128\text{m/s}$)



Şekil 4.20 PIV sistemi ile bulunan boyutsuz v' hızlarının değişimi ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$, $v_{\text{maks}}=0,128\text{m/s}$)

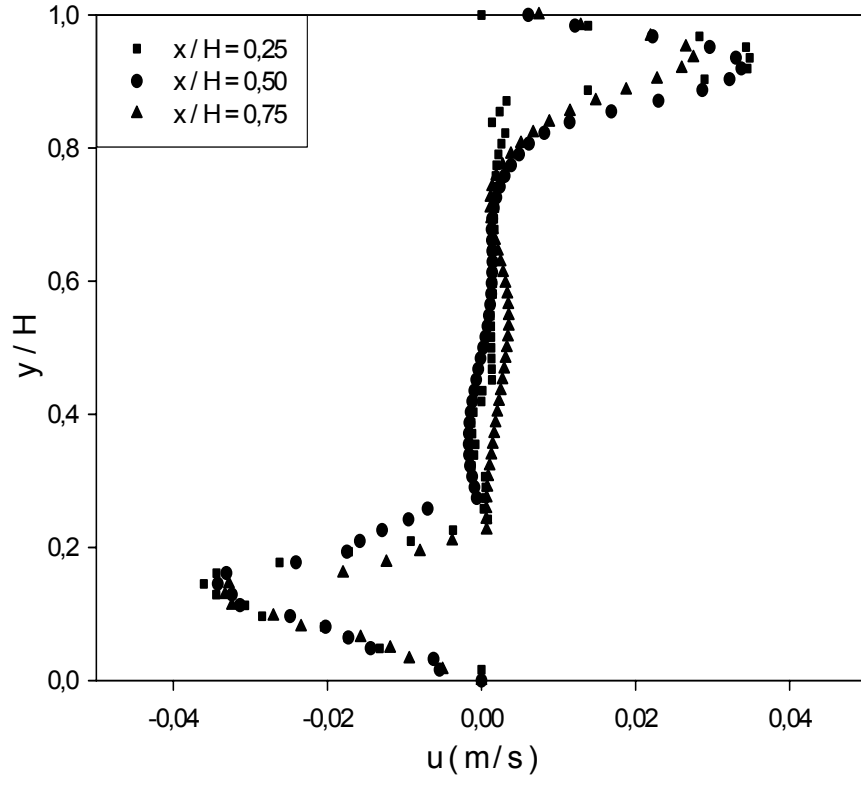
Şekil 4.19 ve Şekil 4.20’de deneysel ölçüm sonucunda bulunan boyutsuz yatay (u') ve düşey (v') hızlarının değişimi verilmiştir. Sol sıcak duvar etkisi ve sağ soğuk duvar etkisi ile saat yönünde bir hava hareketi bu şekillerde de gözlenmektedir. Yatay hızlar incelendiğinde hacim üst bölgelerinde ölçülen hava hızların daha büyük olduğu, düşey hızlar incelendiğinde karşılıklı duvar kenarlarında simetri durumu gözlenmektedir. Her iki şekilde de hacim orta bölgesinde hava hareketi olmadığı görülebilmektedir.



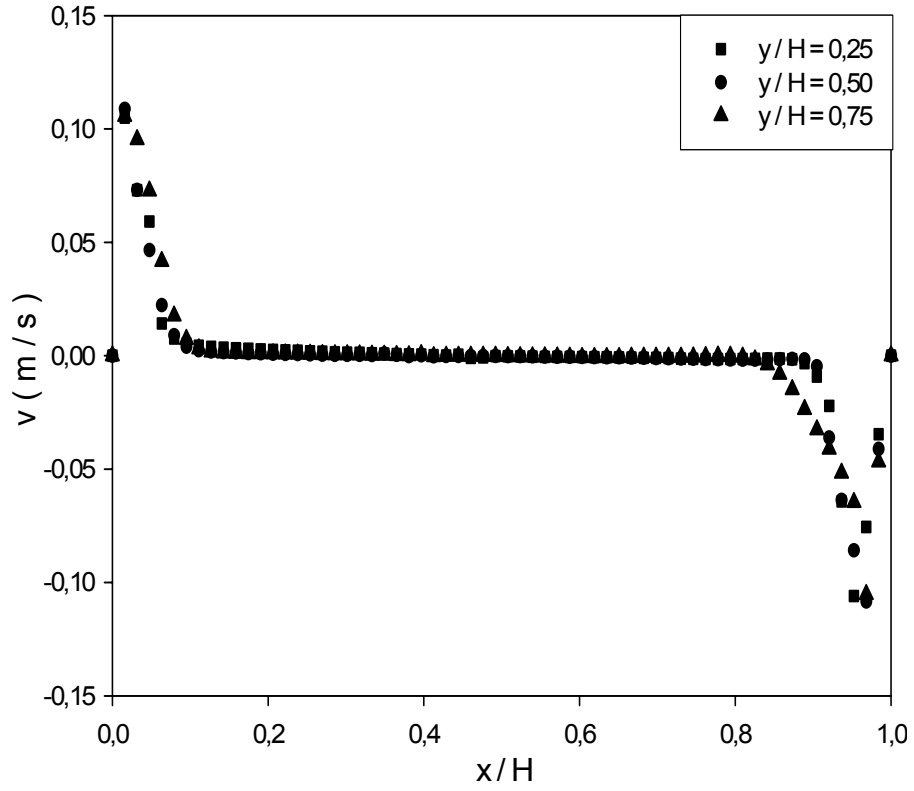
Şekil 4.21 PIV sistemi ile bulunan, boyutsuz bileşke V' hız dağılımı ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$, $v_{\text{maks}}=0,128\text{m/s}$)

Şekil 4.21’de $z/H=0,5$ düzlemindeki deneysel ölçüm sonucunda bulunan boyutsuz bileşke V' hız dağılımı verilmiştir. Şekil incelendiğinde duvara yakın bölgelerde hava hızlarının yüksek olduğu, hacim merkezinde durgun bir havanın olduğu anlaşılmaktadır.

Elde edilen ölçüm sonuçları yardımıyla $x/H=0,25-0,50$ ve $0,75$ doğrularındaki yatay u hız dağılımları ile $y/H=0,25-0,50$ ve $0,75$ doğrularındaki düşey v hız dağılımları sırasıyla Şekil 4.22’de ve Şekil 4.23’de verilmiştir. Şekiller incelendiğinde saat yönü istikametindeki hava hareketi görülmektedir. Duvar kenarlarında hızların maksimum olduğu, hacim ortalarında sıfıra çok yakın değerler olduğu görülür. Hacmin orta kesitindeki $x/H=0,50$ ve $y/H=0,50$ doğrularındaki maksimum yatay hızlar $0,034\text{m/s}$ ve maksimum düşey hızlar ise $0,108\text{m/s}$ civarlarında ölçülmüştür.



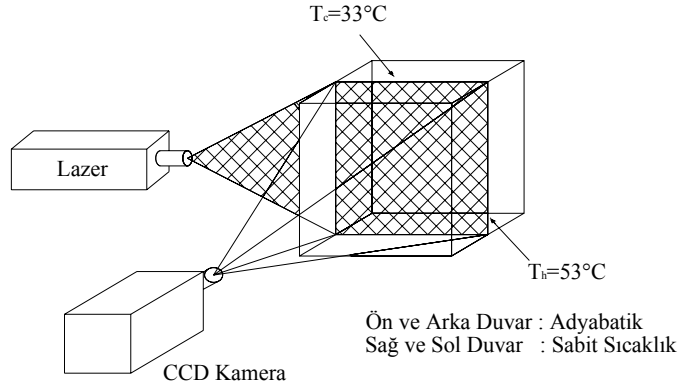
Şekil 4.22 $x/H=0,25-0,5-0,75$ 'deki yatay u hız dağılımı ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$)



Şekil 4.23 $y/H=0,25-0,5-0,75$ 'deki düşey v hız dağılımı ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$)

4.4.1.4 Alttan Isıtılan Kapalı Hacimlerde Hız Ölçüm Sonuçları

Bir önceki problemde kullanılan deney hücresi yan çevrilmiş, ısıtıcı alt yüzeye getirilmiştir. Bu halde alt yüzey sıcak, üst yüzey soğuk duvar konuma gelmiştir. Kameranın yeri değiştirilmemiş ama lazer alttan değil sol yan duvardan verilmiştir. Şekil 4.24’de kullanılan deney düzeneğinin şematik resmi verilmiştir.



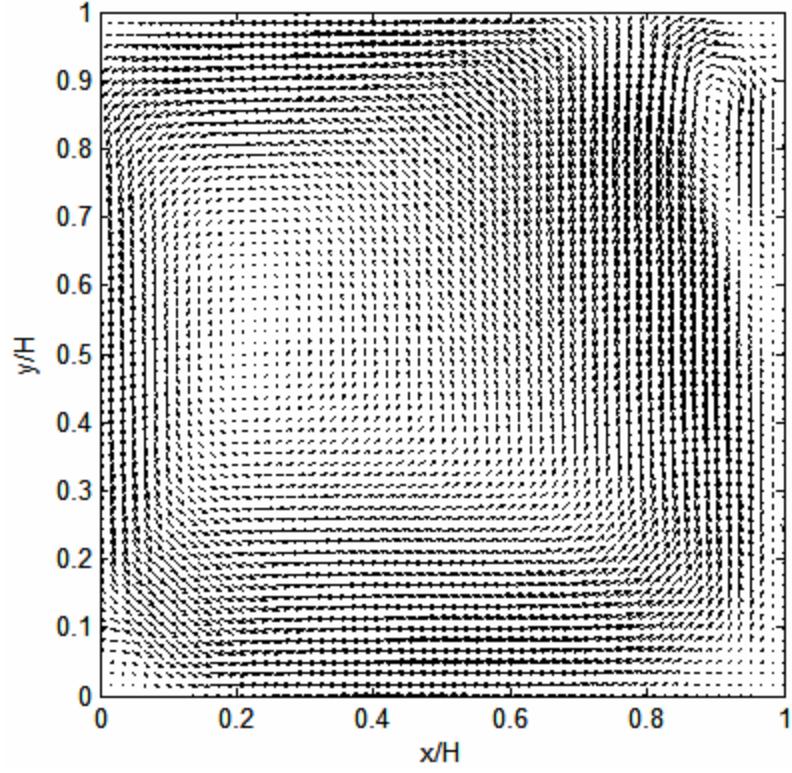
Şekil 4.24 Alttan ısıtılan kapalı hacimler için PIV ölçü sisteminde kullanılan deney tesisatının şematik görüntüsü

Altan ısıtılan kapalı hacimlerde hız ölçümleri, sıcak duvar sıcaklığı $T_H=53^\circ\text{C}$ ve soğuk duvar sıcaklığı $T_C=33^\circ\text{C}$ ’de yapılmıştır. Bu sıcaklıklara göre Rayleigh sayısı $1,1 \cdot 10^7$ olarak hesaplanmıştır.

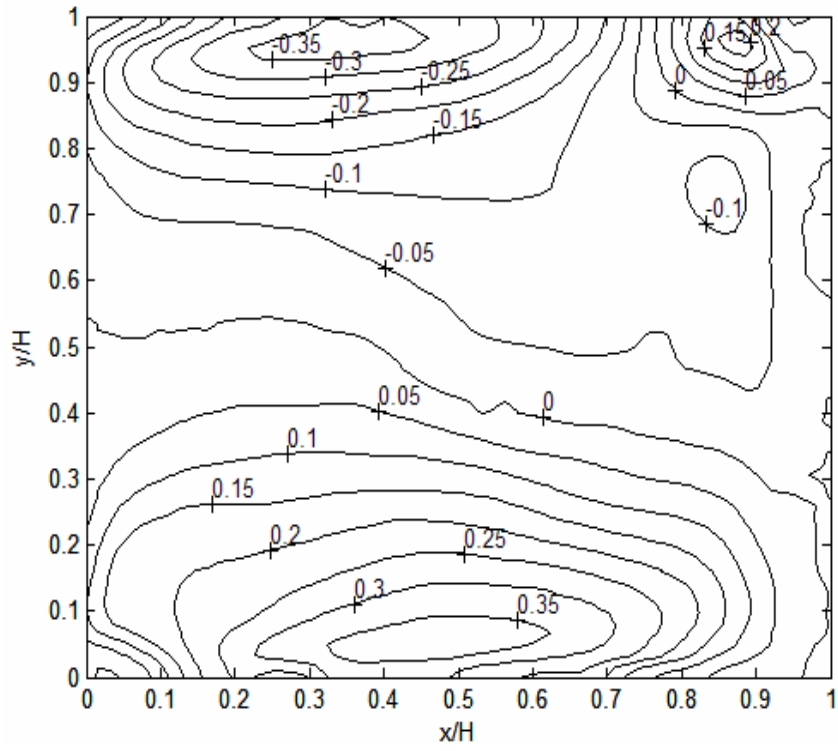
$$Ra_L = \frac{g \beta (T_H - T_C) L^3}{\nu_\infty \alpha_\infty} = \frac{9,81 \cdot \frac{1}{316,15} \cdot (53 - 33) \cdot 0,2^3}{1,75 \cdot 10^{-5} \cdot 2,48 \cdot 10^{-5}} = 1,1 \cdot 10^7$$

Aynı ölçümler sıcak duvar sıcaklığı $T_H=70^\circ\text{C}$ ve soğuk duvar sıcaklığı $T_C=40^\circ\text{C}$ için tekrarlanmıştır. Deneylerin tekrarlanabildiğini gösterebilmek için aynı sıcaklıklar başka bir gün yapılan deneyler içinde tercih edilmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, iki ayrı zamanda alınan aynı sıcaklık değerleri için yapılan iki ayrı deney sonuçların, aynı olduğu görülmüştür.

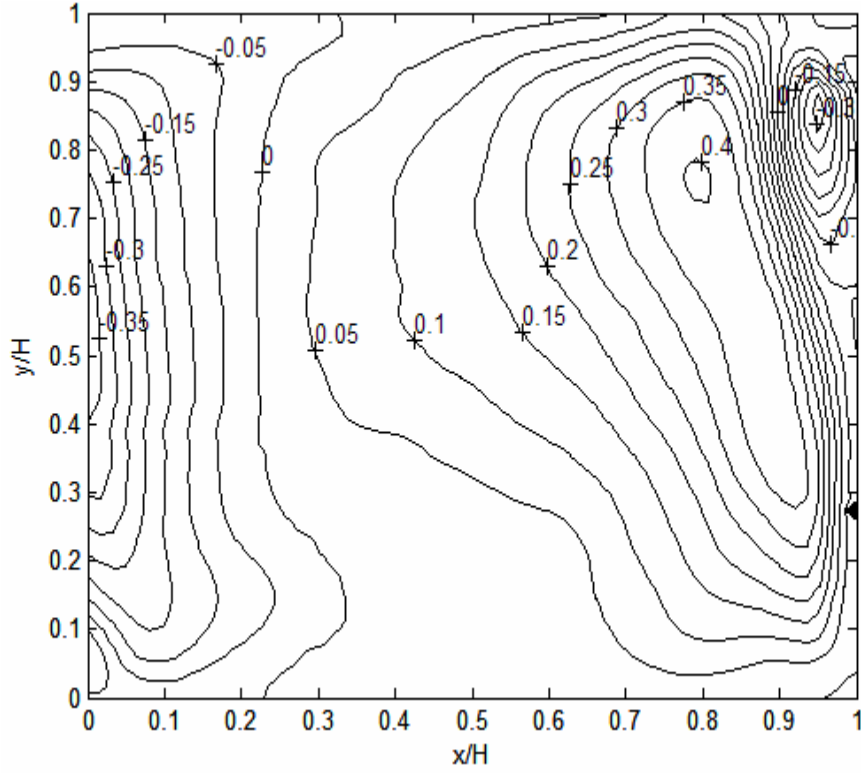
Şekil 4.25’de $T_H=53^\circ\text{C}$, $T_C=33^\circ\text{C}$ için PIV sistemi ile ölçülen hız vektörleri verilmiştir. Şekil incelendiğinde merkezi kapalı hacim ortası olan ve saat yönü tersi istikametinde bir akışın olduğu, sağ üst köşe bölgesinde küçük girdabın olduğu gözlemlenmektedir. Alt sıcak duvar bölgesinde sıcaklığı artıp yoğunluğu azalan hava, sağ adyabatik duvar bölgesinden yukarı yükselmiş ve sol adyabatik duvar bölgesinden aşağıya inmiştir.



Şekil 4.25 Alttan ısıtılan kapalı hacimlerde PIV ile ölçülen ortalama hız vektörleri
($T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$)



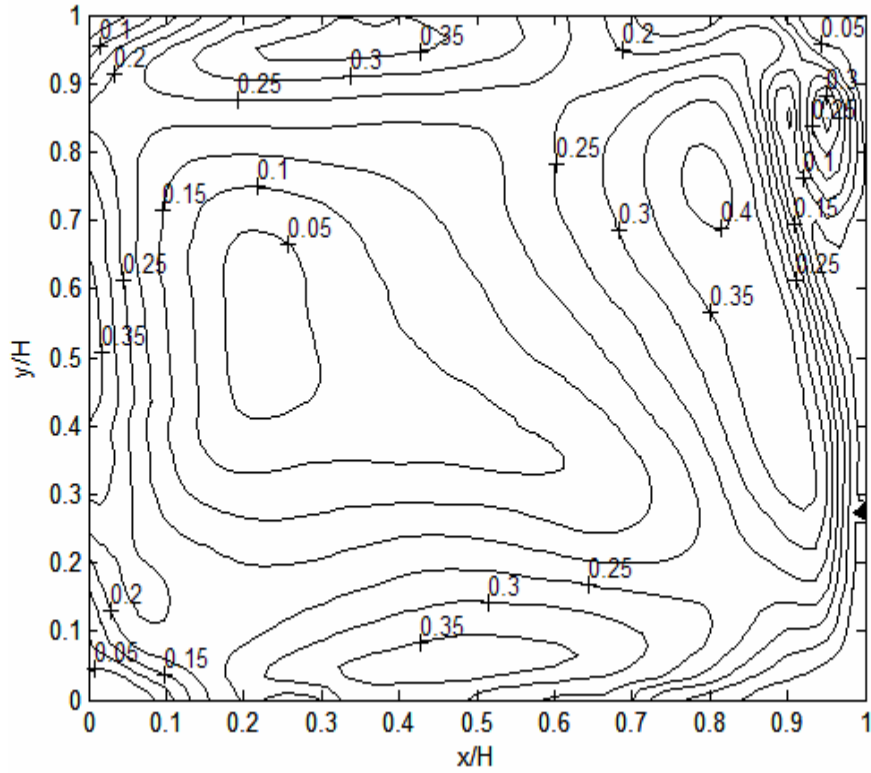
Şekil 4.26 PIV sistemi ile bulunan boyutsuz yatay (u') hızlarının değişimi
($T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$, $v_{\text{maks}}=0,107\text{m/s}$)



Şekil 4.27 PIV sistemi ile bulunan boyutsuz düşey (v') hızlarının değişimi
($T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$, $v_{\text{maks}}=0,107\text{m/s}$)

Şekil 4.26 ve Şekil 4.27’de deneysel ölçüm sonucunda bulunan boyutsuz yatay (u') ve düşey (v') hızlarının değişimi verilmiştir. Hacim alt bölgelerinde yatay hızların $+x/H$ yönüne doğru olduğu, hacim üst bölgelerinde ise $-x/H$ yönüne doğru olduğu görülmektedir. Düşey hızların ise hacmin sol adyabatik bölgesinde yukarı doğru, sağ adyabatik bölgesinde ise aşağı doğru olduğu görülmektedir.

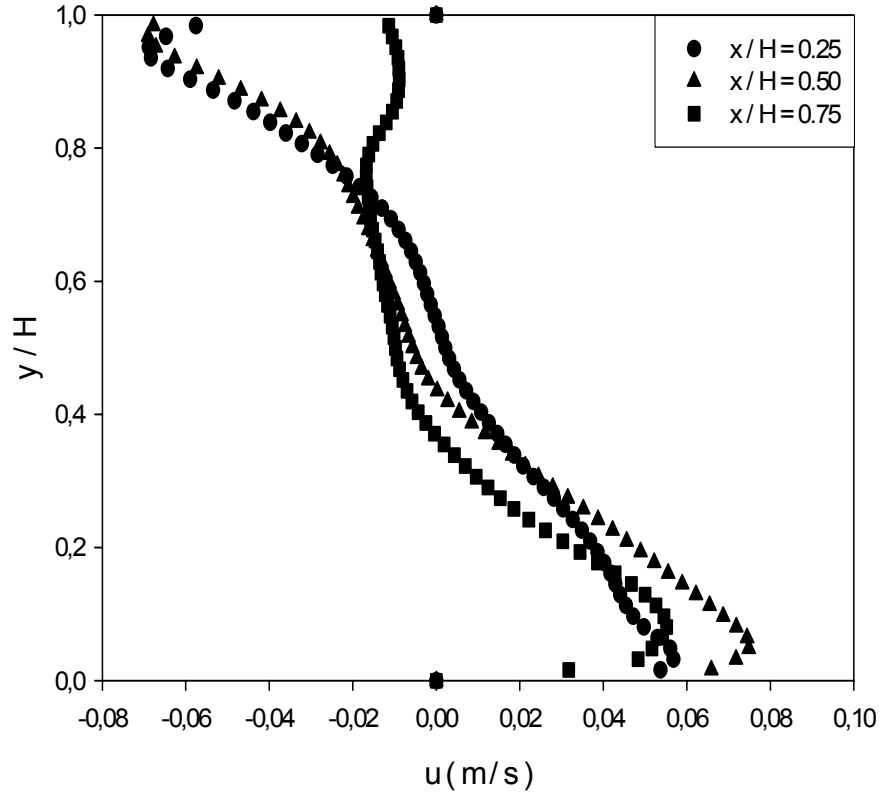
Yandan ısıtılan kapalı hacimlerde hareketin duvara yakın bölgelerde olması nedeniyle yatay ve düşey hızlar duvara yakın bölgelerde çıkmıştı. Bu problemde ise, yatay ve düşey hızların hacim orta bölgelerinde de olduğu görülmektedir.



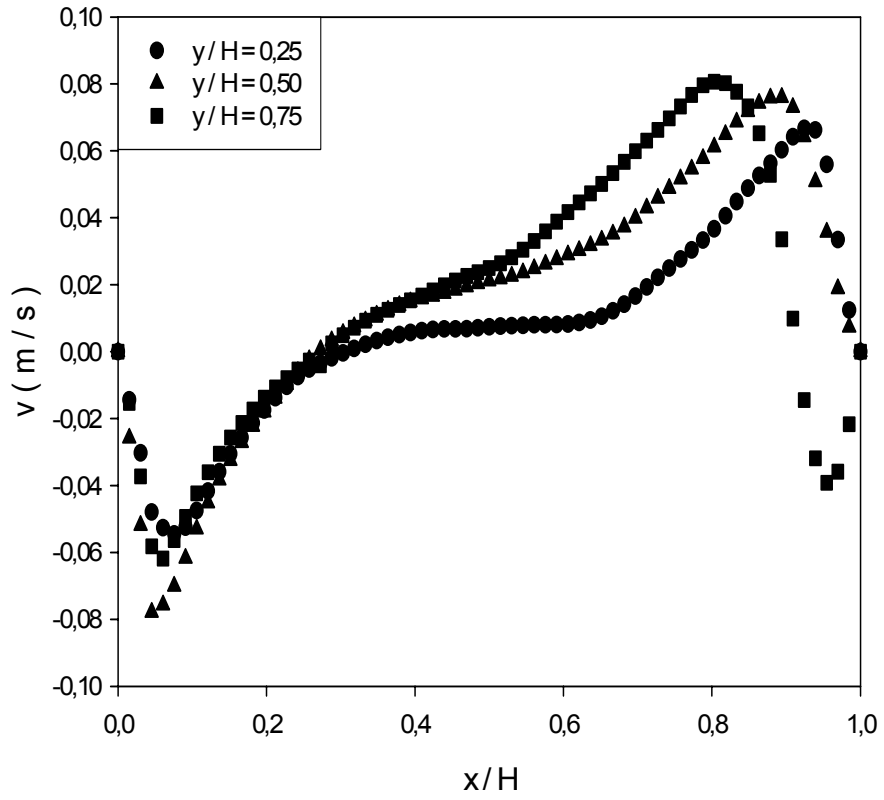
Şekil 4.28 PIV sistemi ile bulunan, boyutsuz bileşke (V') hız dağılımı ($T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$, $v_{\text{maks}}=0,107\text{m/s}$)

Şekil 4.28’de $z/H=0,5$ düzlemindeki deneysel ölçüm sonucunda bulunan boyutsuz bileşke (V') hız dağılımı verilmiştir. Şekil incelendiğinde alt duvardan başlayan, sağ adyabatik duvar tarafından yukarı hareket eden ve sol adyabatik duvar tarafından aşağı inen, saat yönü tersi bir akım görülmektedir.

Yapılan ölçümler sonucu Şekil 4.29’da $x/H=0,25-0,50-0,75$ ’deki yatay (u) hız dağılımı ve Şekil 4.30’da $y/H=0,25-0,50-0,75$ ’deki düşey (v) hızlarının dağılımı çizilmiştir. Saat yönü tersi akım, bu şekillerde daha net görülebilmektedir. Hacmin orta kesitinde $x/H=0,50$ ve $y/H=0,50$ doğrularında yatay hızlar maksimum $0,075\text{m/s}$, düşey hızlar ise maksimum $0,077\text{m/s}$ olarak ölçülmüştür. Yandan ısıtılan kapalı hacim problemine göre yatay hızlarda %120 artış, düşey hızlarda ise %29 bir azalma görülmüştür.

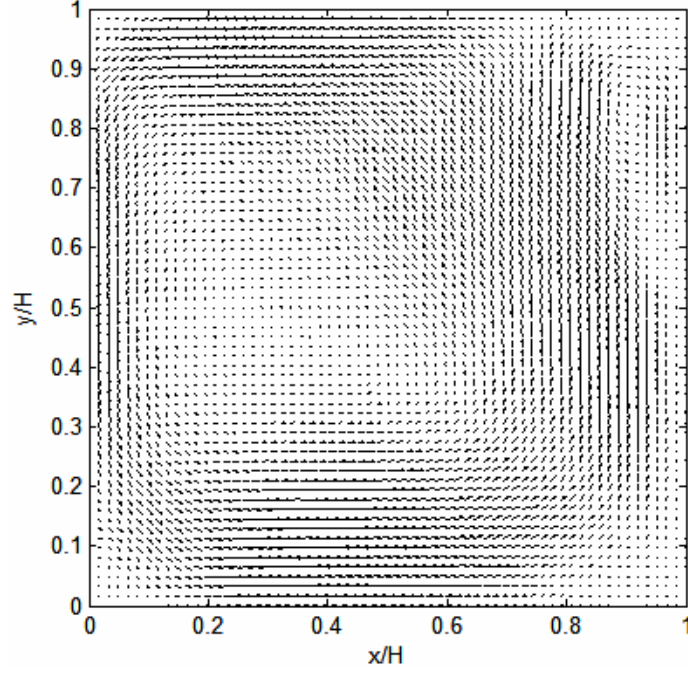


Şekil 4.29 $x/H=0,25-0,50-0,75$ 'deki yatay (u) hız dağılımı ($T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$)

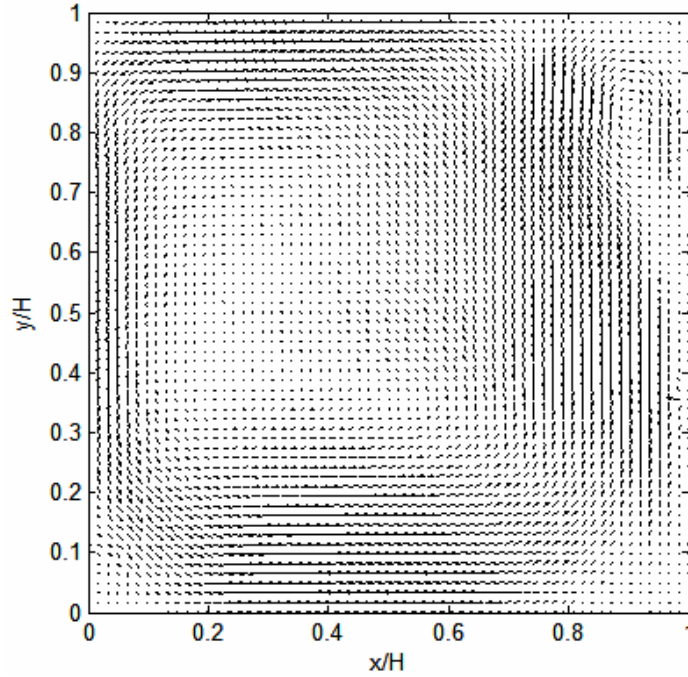


Şekil 4.30 $y/H=0,25-0,50-0,75$ 'deki düşey (v) hız dağılımı ($T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$)

Deney tekrarlılığı için $T_h=70^\circ\text{C}$ ve $T_c=40^\circ\text{C}$ 'de farklı zamanlarda iki ayrı ölçüm yapılmıştır. Yapılan 1. deney ve 2. deneyde elde edilen ortalama hız vektörleri sırasıyla Şekil 4.31 ve Şekil 4.32'de verilmiştir.

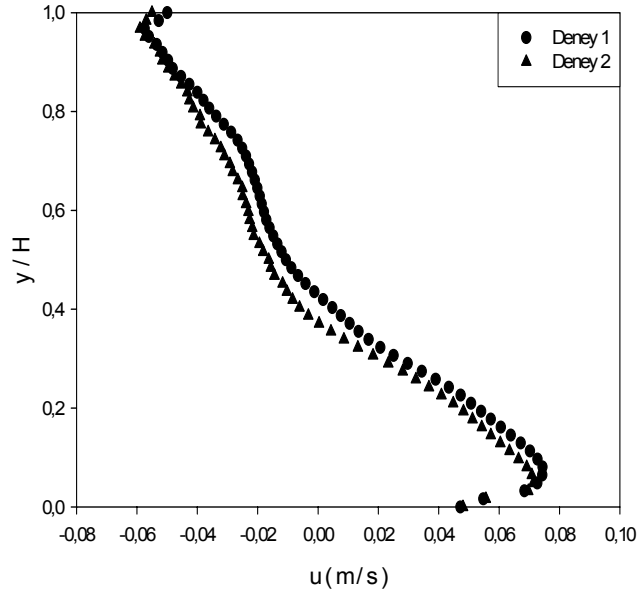


Şekil 4.31 Deney tekrarlılığı için yapılan 1. deneyde ölçülen ortalama hız vektörleri ($T_h=70^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$)

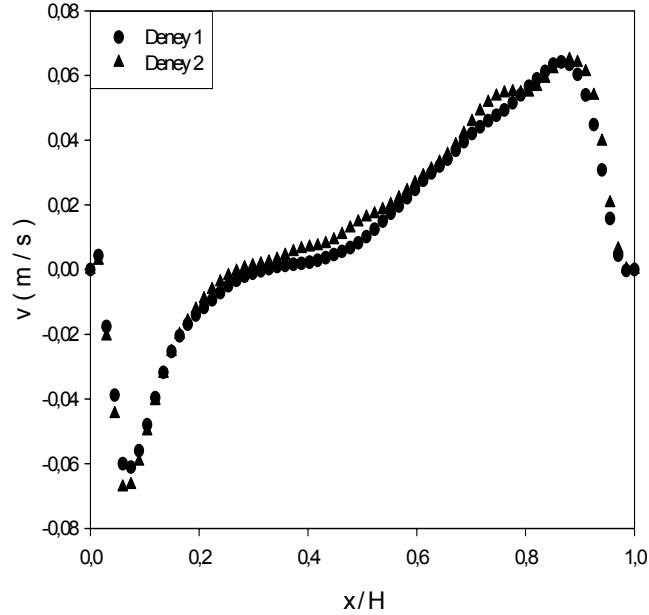


Şekil 4.32 Deney tekrarlılığı için yapılan 2. deneyde ölçülen ortalama hız vektörleri ($T_h=70^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$)

İki ayrı deney sonuçlarını karşılaştırabilmek için $x/H=0,5$ doğrusu üzerindeki yatay (u) hızları ile $y/H=0,5$ doğrusu üzerindeki düşey (v) hızları aynı grafik üzerine çizilmiştir.



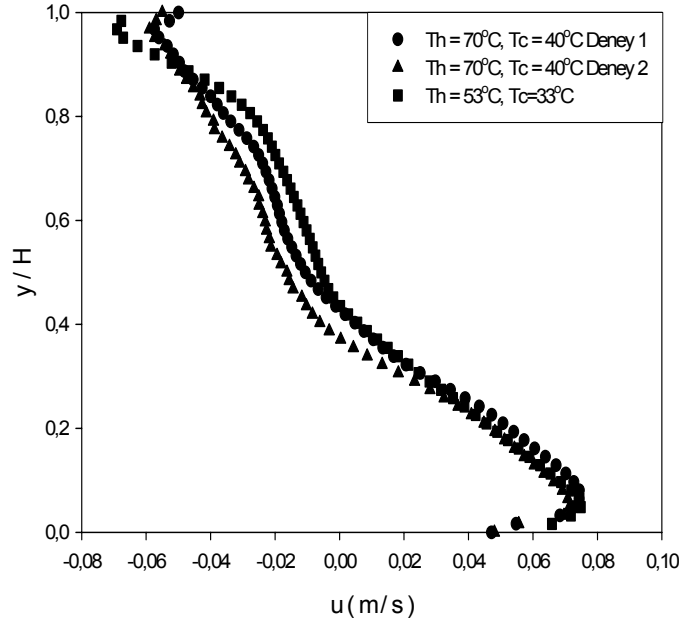
Şekil 4.33 Deney tekrarlılığı için $x/H=0,5$ doğrusu üzerinde ölçülen yatay (u) hızlarının karşılaştırması ($T_h=70^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$)



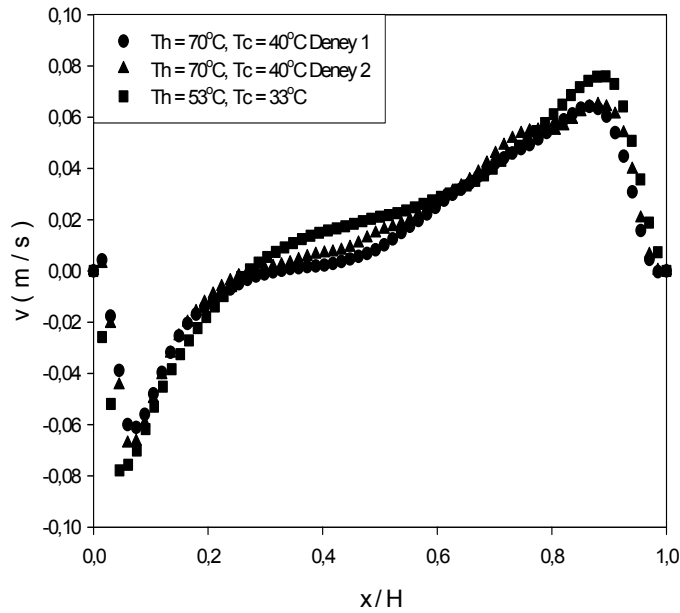
Şekil 4.34 Deney tekrarlılığı için $y/H=0,5$ doğrusu üzerinde ölçülen düşey (v) hızlarının karşılaştırması ($T_h=70^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$)

Şekil 4.33 ve Şekil 4.34 incelendiğinde farklı zamanda yapılan benzer şartlardaki iki ayrı deney sonuçların oldukça yakın olduğu görülmektedir. Sonuçta benzer fiziki koşullar

sağlanarak aynı deneylerin gerçekleştirildiği, sonuçlar arasında çok büyük bir farkın olmadığı ve deneylerin tekrarlanabilirliği gösterilmiştir. Deney tekrarlılığı için elde edilen sonuçlar, alttan ısıtma probleminde incelenen $T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$ sınır şartlarına ait problemde elde edilen ölçüm sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.35 ve Şekil 4.36'da bu karşılaştırma grafikleri verilmiştir. Sonuçların benzer olduğu görülmektedir.



Şekil 4.35 $T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$ ve $T_h=70^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$ için yapılan üç deneyde elde edilen sonuçlara göre $x/H=0,5$ için yatay (u) hızlarının karşılaştırması



Şekil 4.36 $T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$ ve $T_h=70^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$ için yapılan üç deneyde elde edilen sonuçlara göre $y/H=0,5$ için düşey (v) hızlarının karşılaştırması

4.4.1.5 Kübik Hacim İçine Doğal Taşınım İle Aynı Yönde Verilen Zorlanmış Taşınım Probleminde Hız  l m Sonuçları

Kübik hacim probleminde dışarıdan bir kanal ile zorlanmış hava verilmesi durumunda meydana gelen değişiklikler incelenmiştir.

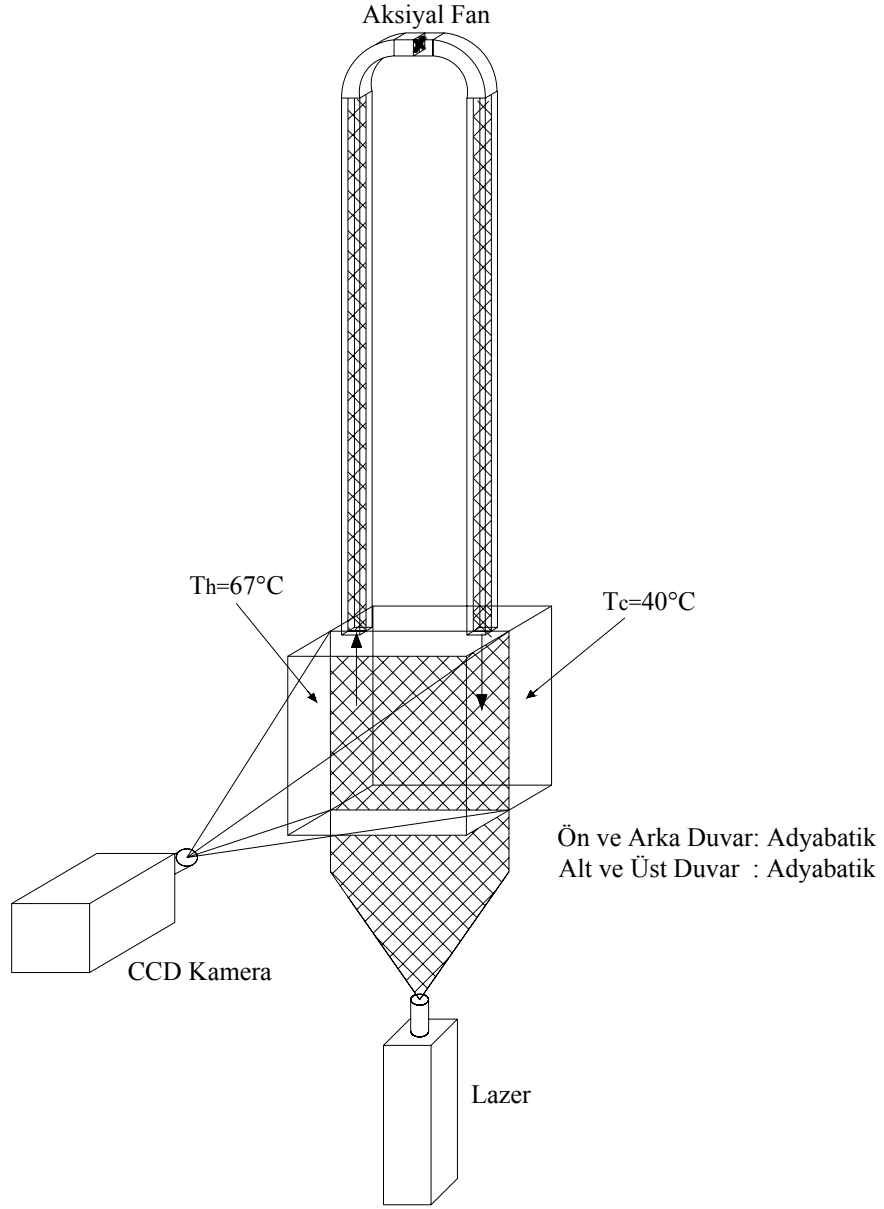
Bunun için mevcut kübik hacim deney düzeneğinde küçük değişiklikler yapılmıştır. Üst kapak yeniden imal edilmiştir. Üst kapağın sıcak duvar ve soğuk duvar taraflarına, duvardan 15mm uzaklığında simetrik 30x30mm ölçülerinde iki adet delik açılmıştır. Bu deliklere tam olarak oturacak şekilde boyları 60cm olan pleksi glass malzemeden yine 30x30mm ölçülerinde iki kanal imal edilmiştir. Bu iki kanal üst kapakta açılan deliklere vidalarla monte edilmiştir.

Kanalların  st noktasına, kanal içine aksiyal bir fan yerleştirilmiştir. Bu fan yardımıyla emme kanalından hava kübik hacim içinden emilip, basma kanalından kübik hacme ulaşmaktadır.



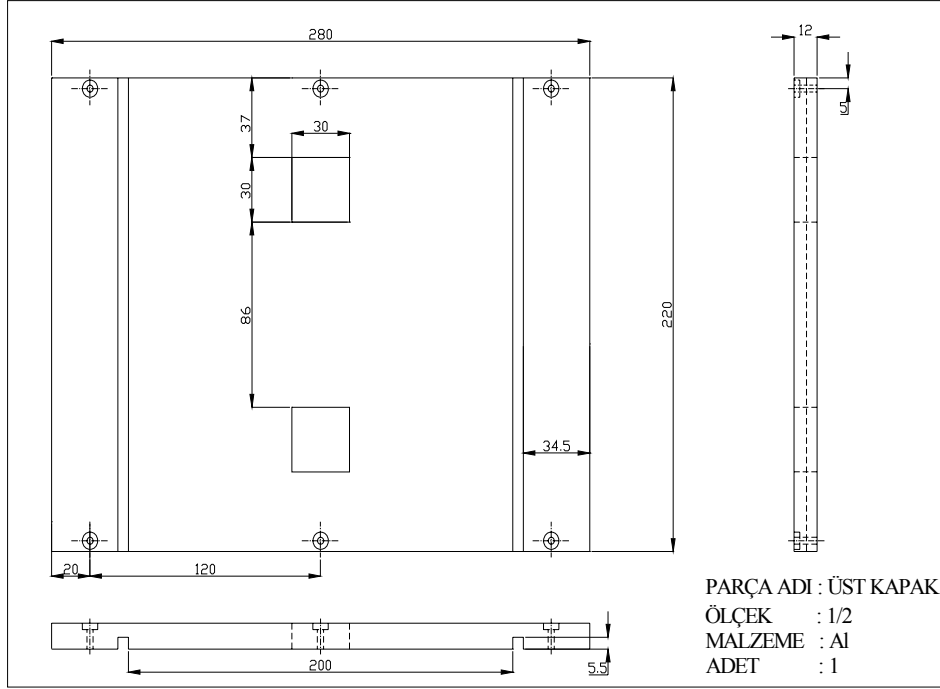
şekil 4.37 Doğal taşınım ile aynı yönde zorlanmış taşınım probleminde kullanılan deney düzeneği

şekil 4.37’de bu problemde kullanılan deney tesisatının resmi verilmiştir. şekil 4.38’de ise tesisatın şematik görüntüsü verilmiştir.



Şekil 4.38 Doğal taşınım ile aynı yönde zorlanmış taşınım probleminde kullanılan deney düzeneğinin şematik görüntüsü

Deney tesisatındaki yeniden yapılan üst kapağın teknik resmi Şekil 4.39’da verilmiştir. Delikler, sıcak-soğuk duvarlara 15mm mesafe olacak şekilde yerleştirilmiştir.

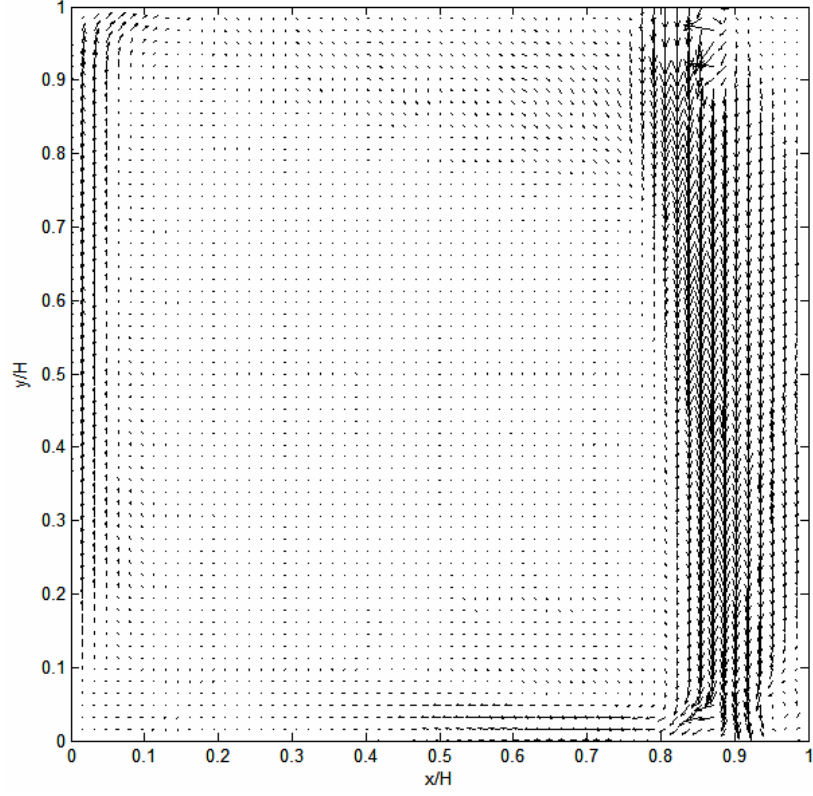


Şekil 4.39 Yeniden imal edilen üst kapağın teknik resmi

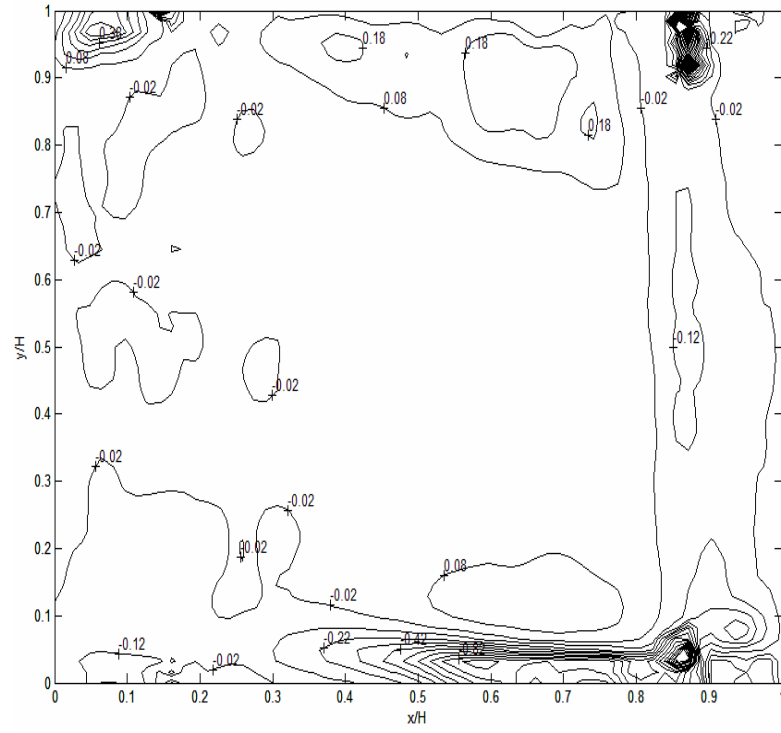
Bu deneylerde sıcak duvar $T_H=67^\circ\text{C}$ ve soğuk duvar $T_C=40^\circ\text{C}$ 'de sabit tutulmuştur. Bu sıcaklıklara göre Rayleigh sayısı $1,3 \cdot 10^7$ olarak hesaplanmıştır. Yapılan ölçümler sonunda elde edilen sonuçlar aşağıdaki şekillerde sunulmuştur.

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_H - T_C)L^3}{\nu_\infty \alpha_\infty} = \frac{9,81 \cdot \frac{1}{326,15} \cdot (67 - 40) \cdot 0,2^3}{1,85 \cdot 10^{-5} \cdot 2,64 \cdot 10^{-5}} = 1,3 \cdot 10^7$$

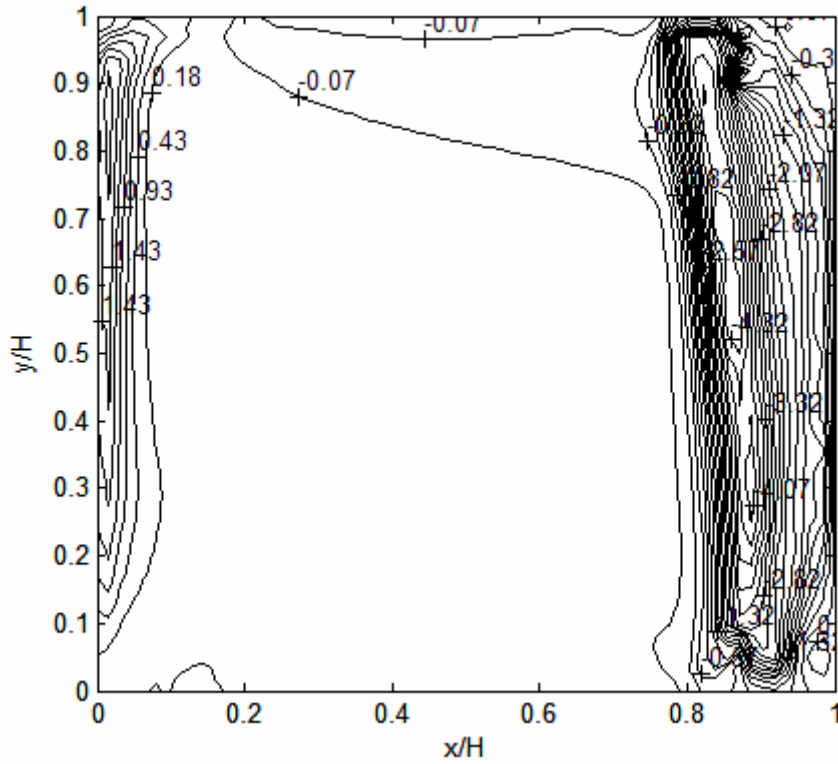
Şekil 4.40'da ölçüm sonucu elde edilen ortalama hız vektörleri verilmiştir. Sol sıcak duvar, sağ soğuk duvar olmak üzere, zorlanmış hava akımı sağ soğuk duvara 15mm uzağından yukarıdan aşağıya doğru verilmiştir. Şeklin sağındaki vektörler, zorlanmış hava akımının neden olduğu hız vektörleridir. Hacim içine verilen hava kadar, emiş yapılmıştır. Hacmin sol üst köşesindeki yukarı doğru hız vektörlerinin sebebi bu emilen havadır. Doğal taşınım etkileri ile oluşan hız vektörleri ile zorlanmış taşınımın etkisi ile oluşan hız vektörleri aynı anda görülmektedir. Verilen zorlanmış hava akımının yönü doğal taşınım ile aynı yönde olduğu için, zorlanmış taşınım doğal taşınıma destek olmuştur.



Şekil 4.40 Ortalama hız vektörleri ($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$)



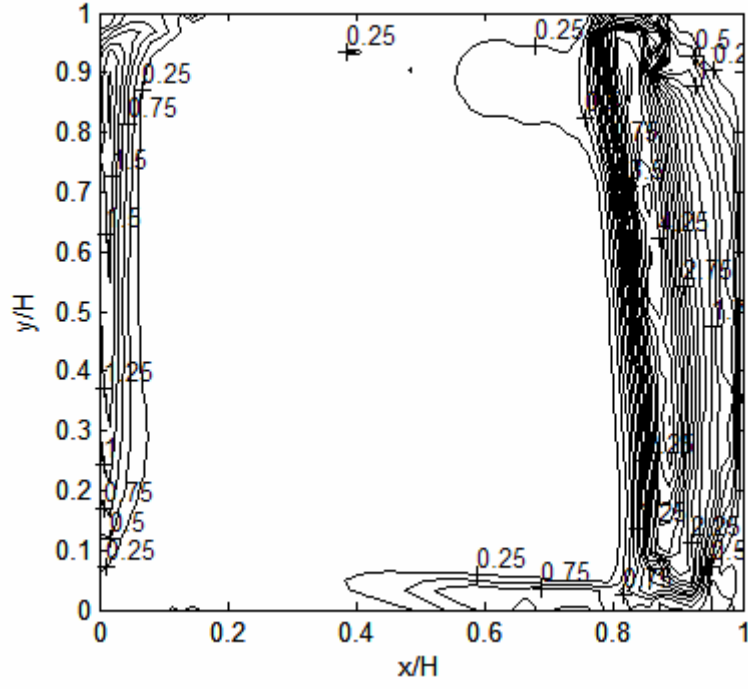
Şekil 4.41 PIV sistemi ile bulunan boyutsuz yatay (u'') hızlarının değişimi
($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)



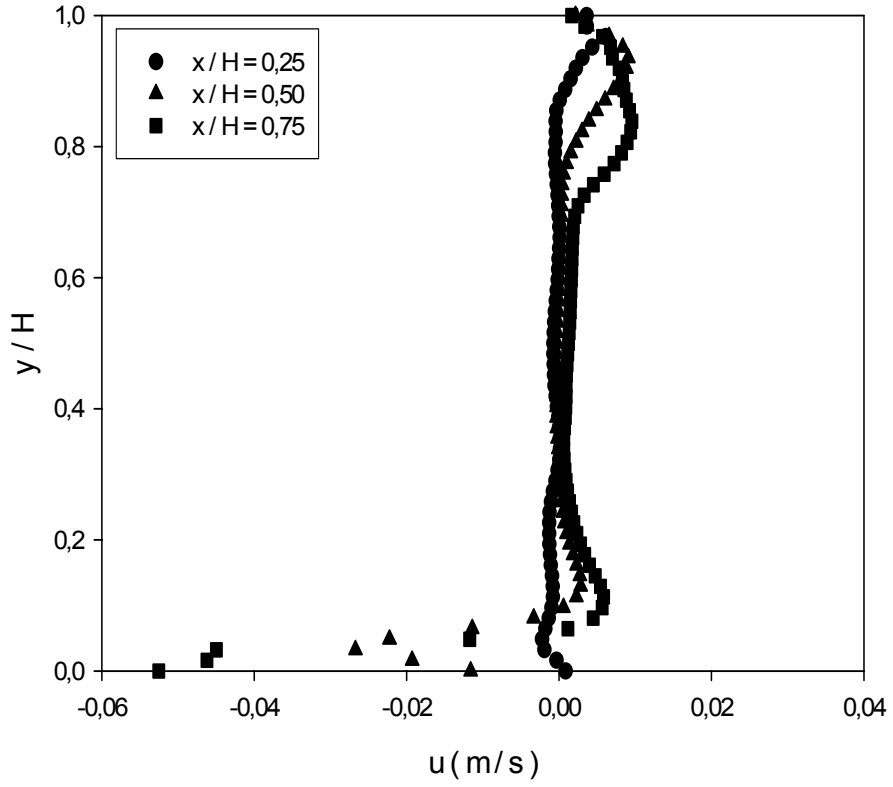
Şekil 4.42 PIV sistemi ile bulunan boyutsuz düşey (v'') hızlarının değişimi
($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)

Şekil 4.41 ve Şekil 4.42’de $z/H=0,5$ düzlemindeki PIV ile ölçülen, sırasıyla boyutsuz yatay (u'') ve düşey (v'') hızlar verilmiştir. Sağ soğuk duvar bölgesinden verilen zorlanmış hava akımı, hacim alt yüzeyine kadar inmiştir. Sol sıcak duvar etkisi ile doğal taşınım hareketleri aynı şekil üzerinde görülebilmektedir. Yandan ısıtılan kapalı hacimde elde edilen hızlar ile karşılaştırıldığında, yatay hızlarda çok büyük değişiklik yokken düşey hızlarda artış gözlenmiştir.

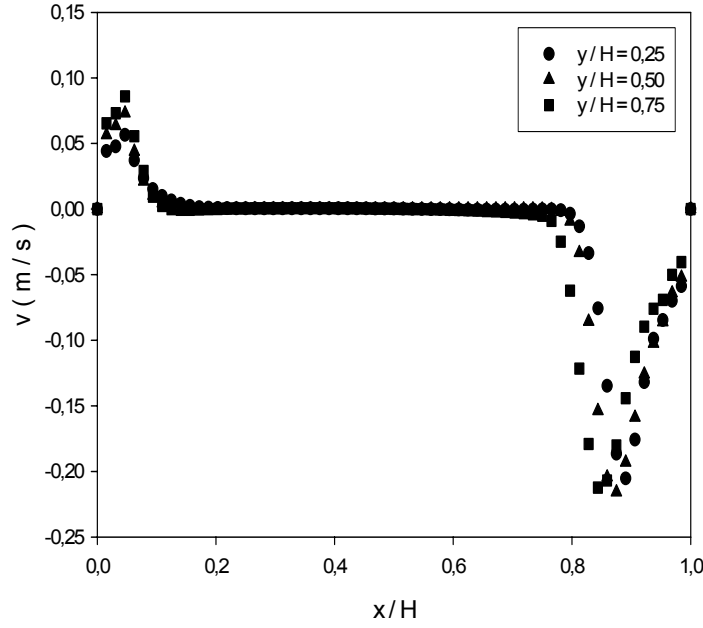
Şekil 4.43’de $z/H=0,5$ düzlemindeki deneysel ölçüm sonucunda bulunan boyutsuz bileşke (V'') hız dağılımları verilmiştir. Şekil incelendiğinde sağ soğuk duvar bölgesinden verilen zorlanmış havanın, hacmin alt bölgelerine kadar ulaştığı görülmektedir. Zorlanmış taşınım ve doğal taşınım sonucu oluşan hava akımlarının her ikisi aynı anda görülebilmektedir.



Şekil 4.43 PIV sistemi ile bulunan, boyutsuz bileşke (V'') hız dağılımları ($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)



Şekil 4.44 $x/H=0,25-0,50-0,75$ için yatay hız (u) dağılımları ($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)



Şekil 4.45 $y/H=0,25-0,50-0,75$ için düşey hız (v) dağılımları ($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)

Şekil 4.44 ve Şekil 4.45’de $x/H=0,25-0,50-0,75$ ve $y/H=0,25-0,50-0,75$ için sırasıyla yatay (u) ve düşey (v) hızlarının değişimi gösterilmiştir. Hacim orta kesitleri için $y/H=0,50$ ve $x/H=0,50$ doğrularındaki hızlar incelendiğinde, yatay hızın maksimum $0,027\text{m/s}$, düşey hızın ise maksimum $0,216\text{m/s}$ olduğu görülür.

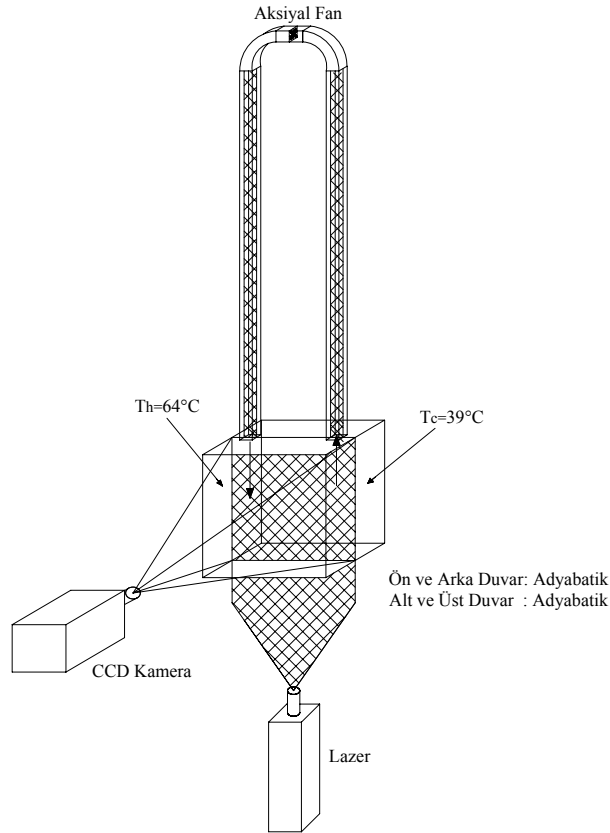
Yandan ısıtılan kapalı hacim problemi ile tek farkı, kanallar yardımıyla zorlanmış hava akımının verilmesidir. Doğal taşınım etkileri ile zorlanmış taşınım etkilerini aynı anda görebilmek amacıyla, hava hızları doğal taşınımında elde edilen hızlara yakın tercih edilmiştir. Buna rağmen sağ duvar bölgesinde hızların %100 arttığı görülmüştür. Sol duvar bölgesinde ise hızın %33 azaldığı gözlenmiştir. Kapalı hacim problemi ile ilgili özellikle akım çizgileri diyagramlarına bakıldığında ortaya beklenen bir sonuç çıktığı görülür. Önceki çalışmalarda yandan ısıtılan kübik hacim içi doğal taşınım probleminde, duvara yakın bölgelerde hava akımının olduğu, hacim ortalarında akım olmadığı tespit edilmişti. Kübik hacim içine zorlanmış hava verilmesi durumunda ise, kübik hacim merkezinde de hızları düşük olan bir hava akımının varlığı görülmektedir.

Buradan şu sonuç çıkmaktadır: homojen ısıtmanın istendiği durumlarda, değişik noktalardan hava jetinin verilmesi gereklidir. Bu problemdeki gibi hacim içine bir noktadan değil de, çok noktadan zorlanmış hava verilmesi durumunda, daha homojen bir hız ve sıcaklık dağılımı elde edilecektir.

4.4.1.6 Kübik Hacim İçine Doğal Taşınım İle Zıt Yönde Verilen Zorlanmış Taşınım Probleminde Hız Ölçüm Sonuçları

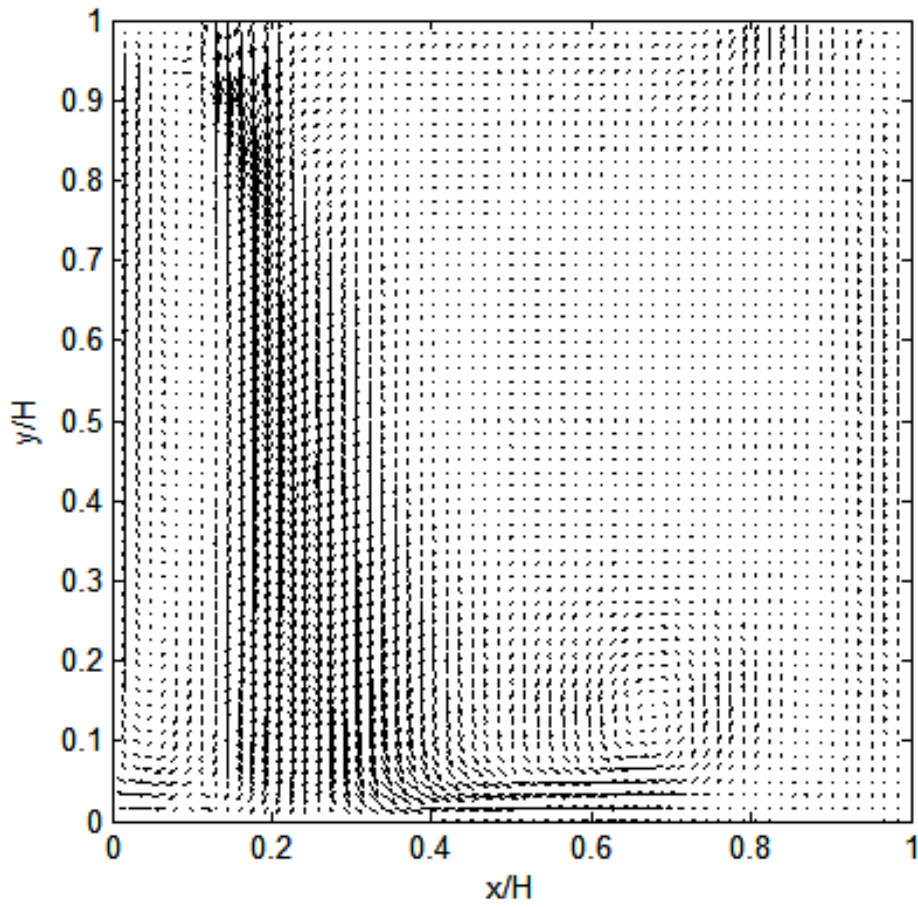
Bir önceki problemde kullanılan deney düzeneğinde, aksiyal fanın yönü değiştirilmiş ve bu problem için uygun hale getirilmiştir. Sıcak duvar bölgesinde yoğunluk farkından kaynaklanan kaldırma kuvvetlerinin etkisi ile yükselen hava, üst kapak bölgesinden yukarıdan aşağıya doğru inen zorlanmış hava akımı ile karşılaşmaktadır. Benzer zıt akışlar soğuk duvar bölgesinde de sağlanmıştır. Şekil 4.46'da kullanılan deney düzeneğinin şematik resmi verilmiştir. Yapılan ölçümler, $T_H=64^\circ\text{C}$ ve $T_C=39^\circ\text{C}$ için gerçekleştirilmiştir. Bu sıcaklıklara göre Rayleigh sayısı $1,2 \cdot 10^7$ olarak hesaplanmıştır. İçeri verilen hava hızları bir önceki problemde olduğu gibi oldukça düşüktür. Burada amaç verilen akımının doğal taşınım etkisini görebilmektir. Bu nedenle de içeri verilen hava hızları ortalama $0,05\text{m/s}$ civarında tutulmuştur.

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_H - T_C)L^3}{\nu_\infty \alpha_\infty} = \frac{9,81 \cdot \frac{1}{324,15} \cdot (64 - 39) \cdot 0,2^3}{1,83 \cdot 10^{-5} \cdot 2,61 \cdot 10^{-5}} = 1,2 \cdot 10^7$$

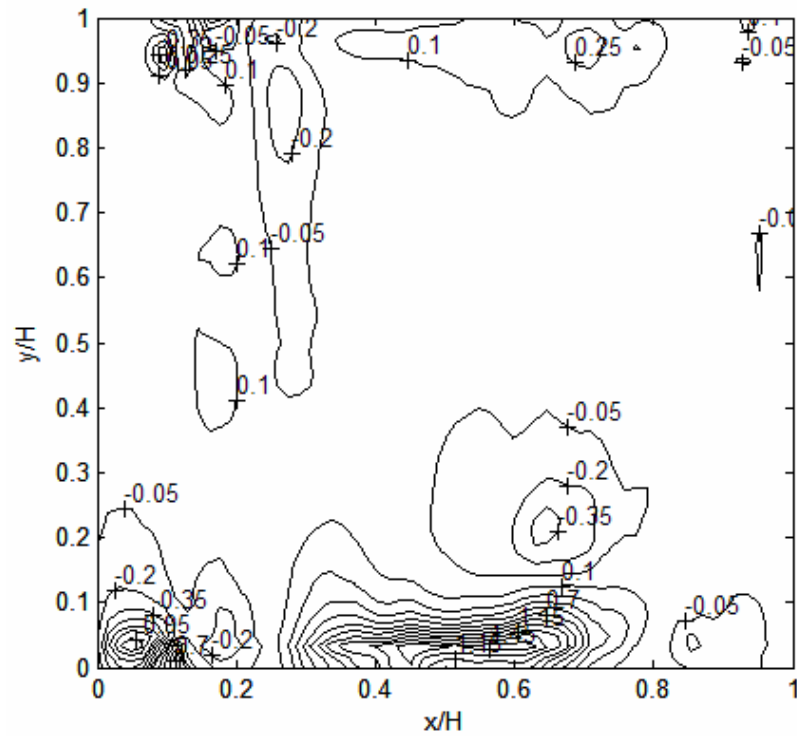


Şekil 4.46 Kübik hacim içine doğal taşınım yönüne zıt yönde verilen jet hava akımı probleminde kullanılan deney düzeneğinin şematik görüntüsü

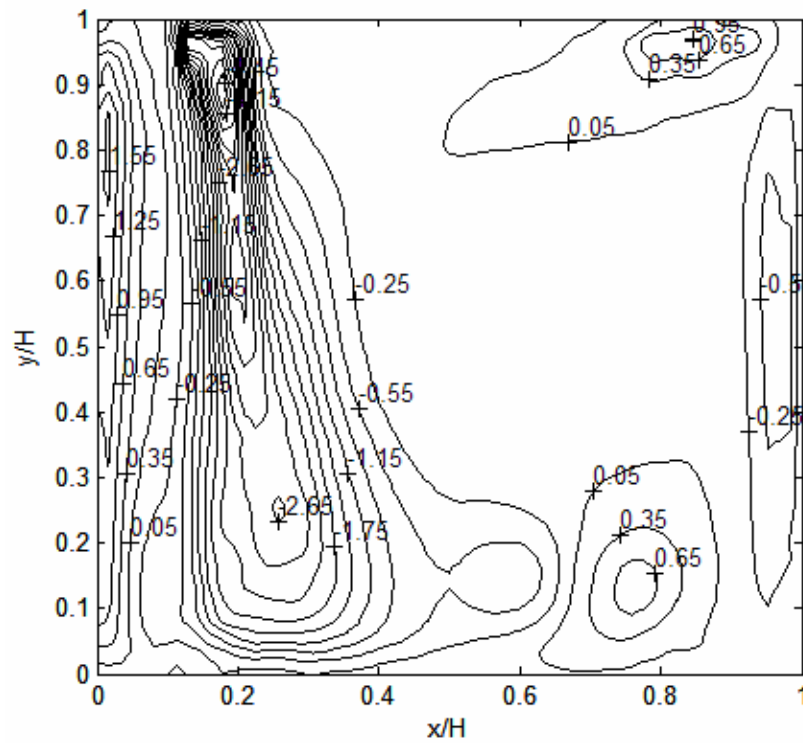
Yapılan ölçümlerde elde edilen ortalama hız vektörleri Şekil 4.47’de verilmiştir. Bir önceki problemde olduğu gibi sol sıcak duvar ve sağ soğuk duvardır. Zorlanmış hava akımı sol sıcak duvara 15mm uzağından üst duvardan verilmiş, sağ soğuk duvarın 15mm uzağından üst duvardan emilmiştir. Şekil incelendiğinde sıcak duvar bölgesindeki doğal taşınım etkisi ile oluşan hız vektörleri ile zorlanmış taşınım etkisi ile oluşan hız vektörleri aynı anda görülebilmektedir. Zorlanmış hava akımı yukardan aşağı inerken, sıcak duvar bölgesinde yükselen hava ile karşılaştığı için kübik hacmin orta bölgelerine doğru kaymıştır. Kanallardan hava akımı verilmediği durumlardaki gözlemlenen kübik hacim orta bölgelerindeki durgunluk bu problemde gözlemlenmemiştir.



Şekil 4.47 Ortalama hız vektörleri ($T_h=64^{\circ}\text{C}$, $T_c=39^{\circ}\text{C}$)



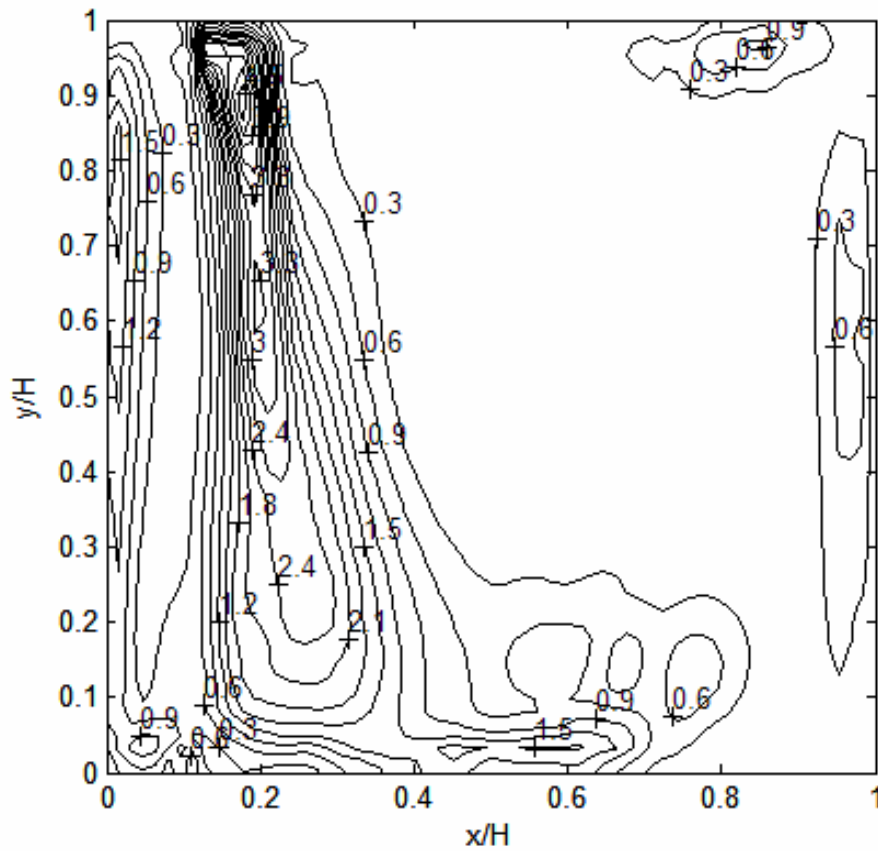
Şekil 4.48 PIV sistemi ile bulunan boyutsuz yatay (u'') hızlarının değişimi ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)



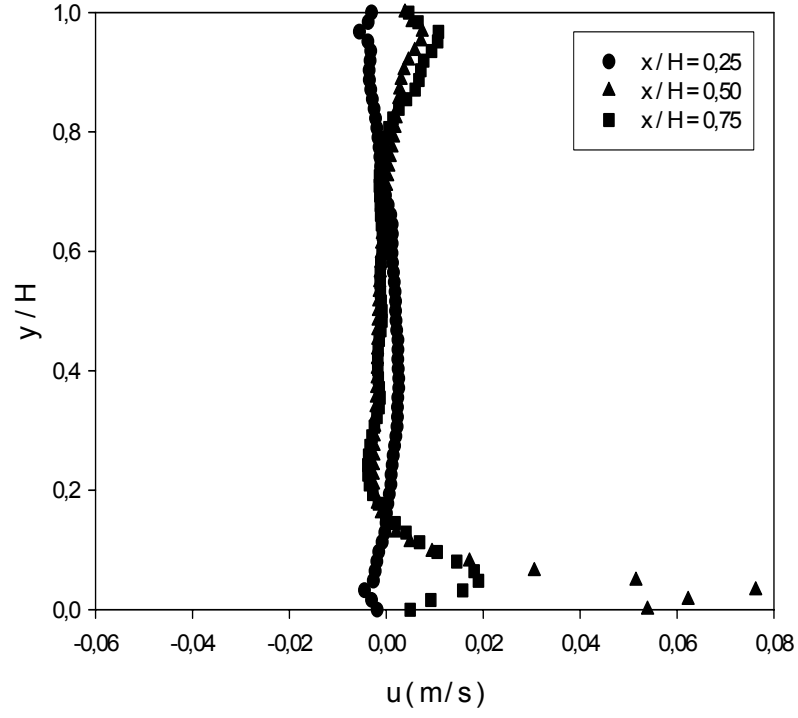
Şekil 4.49 PIV sistemi ile bulunan boyutsuz düşey (v'') hızlarının değişimi ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)

Şekil 4.48 ve Şekil 4.49’da $z/H=0,5$ düzlemindeki PIV ile ölçülen, sırasıyla boyutsuz yatay (u'') ve düşey (v'') hızlar verilmiştir. Yatay hızların zorlanmış hava akımının kübik hacme girdiği nokta ve hacmin alt bölgesinde maksimum değerlerde olduğu, düşey hızların ise zorlanmış hava akımının verildiği bölge ve sıcak duvar bölgelerinde maksimum değerlere sahip olduğu görülmektedir.

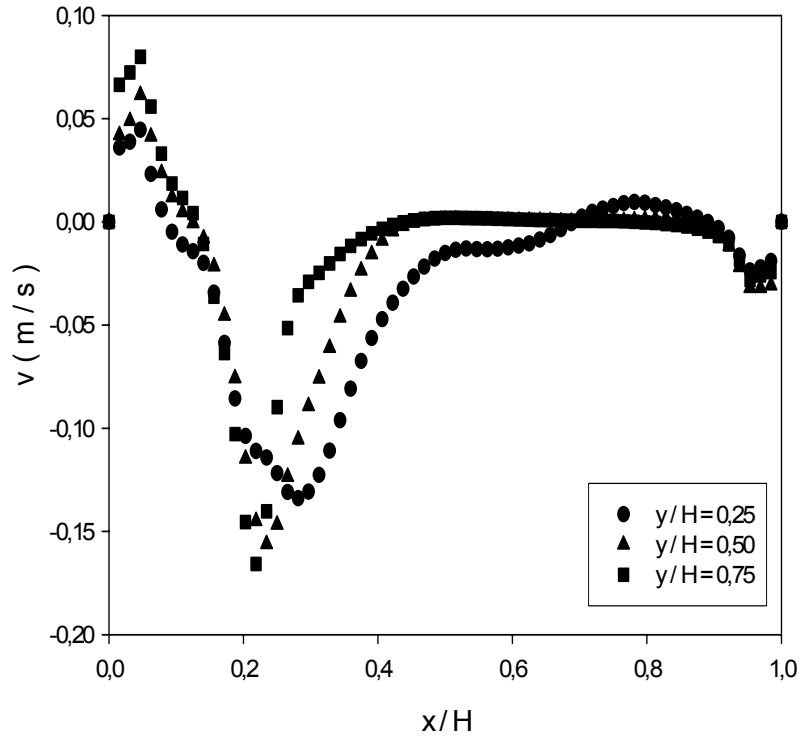
Şekil 4.50’de $z/H=0,5$ düzlemindeki deneysel ölçüm sonucunda bulunan boyutsuz bileşke V'' hız dağılımları verilmiştir. Şekil incelendiğinde sol üst duvardan verilen zorlanmış havanın, sıcak duvar bölgesinde doğal taşınım etkisi ile yükselen hava ile karşılaştığı ve kanalın içinden gelen zorlanmış havanın hacmin orta bölgelerine kadar ulaştığı görülmektedir.



Şekil 4.50 PIV sistemi ile bulunan, boyutsuz bileşke (V'') hız dağılımları ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)



Şekil 4.51 $x/H=0,25-0,50-0,75$ için yatay (u) hız dağılımı ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)



Şekil 4.52 $y/H=0,25-0,50-0,75$ için düşey (v) hız dağılımı ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$, $V_m=0,05\text{m/s}$)

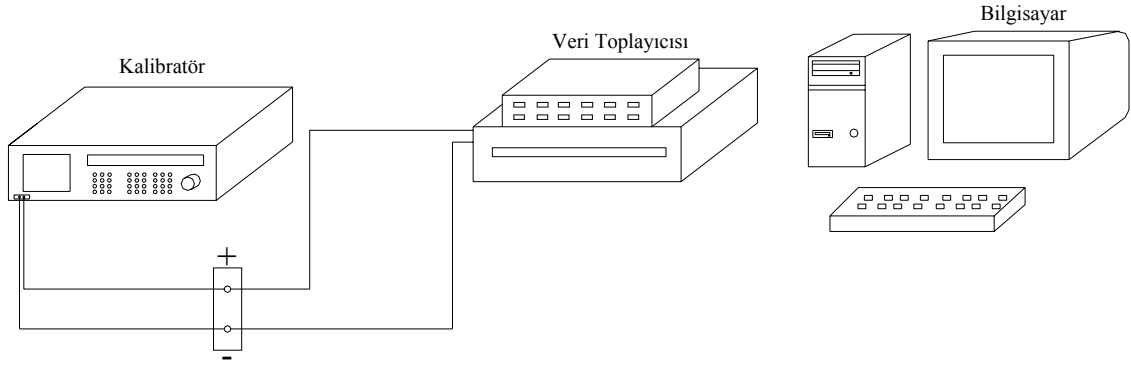
Şekil 4.51 ve Şekil 4.52’de $x/H=0,25-0,50-0,75$ ve $y/H=0,25-0,50-0,75$ için sırasıyla yatay (u) ve düşey (v) hızlarının değişimi gösterilmiştir. Hacim orta kesiti için ölçülen hız değerlerine bakıldığında yatay hızların maksimum 0,076m/s, düşey hızların ise maksimum 0,156m/s olduğu görülür. Yandan ısıtma problemindeki hızlar ile karşılaştırıldığında yatay hızların %122 oranında düşey hızların ise %43 oranında arttığı görülmektedir. Şekiller incelendiğinde, kübik hacim orta bölgelerde dahi hız vektörlerinin olduğu görülmektedir. Bu durum durgun orta bölge probleminde çözüm olarak önerilebilir. Kanalla zorlanmış hava verilmesi durumunda meydana gelen iyileşme, verilen jetin sayısının artırılması durumunda artacaktır. Bu durumda özellikle homojen bir sıcaklık ve hız dağılımı elde edilebilecektir.

Fırın gibi kapalı hacim konumundaki bir cihazda, homojen bir sıcaklık dağılımı oldukça önemlidir. İçine konulan yiyeceğin kısa sürede ve homojen pişmesi istenir. Bu nedenle de bir fan yardımıyla fırın içinden emilen hava, hacmin değişik noktalarından tekrar içeri verilir. İçeri verilen hava miktarı, yönü ve nereden verildiği oldukça önemlidir. Fırınlarda genel problem: tepsi içindeki yiyeceğin üst bölgesinin iyi pişerken, altının pişmemesi ya da birden fazla tepsi konulması durumunda, tepsilerin içindeki yiyeceklerin eşit oranda pişmemesidir. Bazı fırınlarda da tepsi içinde sağ-sol bölgelerinde dahi pişme farklılıkları olabilmektedir. Bu problemlerin hepsinin çözümü, homojen bir hava akımı yaratmaktır. Tepsilerin alt ve üstlerine kanallarla verilecek hava ile homojen bir ısıtma gerçekleştirilebilir.

4.4.2 Sıcaklık Ölçümleri

4.4.2.1 Kalibrasyon

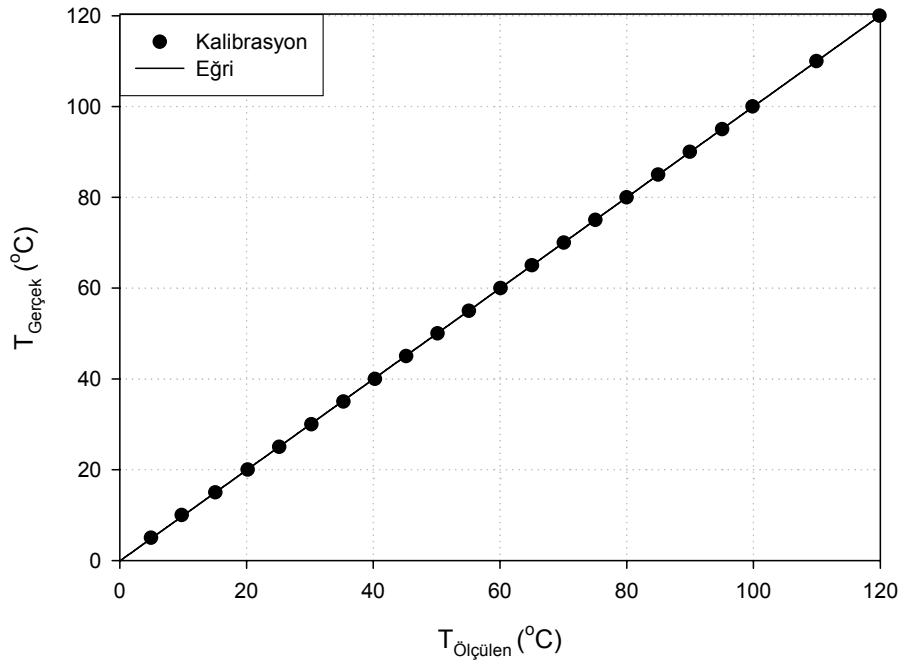
Isıl çiftler Şekil 4.53’de gösterilen kalibrasyon sistemi ile kalibre edilmiştir. Kalibratör olarak Fluke marka 5500A model kalibratör kullanılmıştır. Bu sistemde kullanılan tüm ısıl çiftlerin + ve – uçları bir soket üzerinde birleştirilmiştir. Kalibratör üzerinden sıcaklıklar ayarlanarak, sıcaklığa karşılık gelen voltaj ısıl çiftlere gönderilmiştir. Isıl çift uçlarına verilen bu gerilim, aynen sıcaklık ölçümü yapıyormuş gibi veri toplayıcısına iletilmiş ve bilgiler bilgisayara kaydedilmiştir. Isıl çiftlere verilen voltaj değerine karşılık hangi sıcaklık değerini okuduğu tespit edilmiştir. Kalibrasyon işlemi 0–300°C arası sıcaklıklar için yapılmıştır. Kalibrasyon eğrileri ise, deneylerde kullanılacak sıcaklık aralıklarına göre oluşturulmuştur. Kalibrasyon işleminde 0–100°C arası 5°C aralıklarla, 100–200°C arası 10°C aralıklara ve 200–300°C arası 25°C aralıklarla taranmıştır.



Şekil 4.53 Isıl çift kalibrasyon sistemi

Bu kalibrasyon sisteminde ısı çiftleri ile veri toplayıcısı kanalları da aynı anda kalibre edilmiştir. Genelde kalibrasyon işlemlerinde yapılan bir hata: ölçüm sırasında kullanılan veri toplayıcıları ile kalibrasyon işlemi sırasında kullanılan veri toplayıcıların farklı olmasıdır. Bu durumda, deneyde kullanılan veri toplayıcı kanallarındaki hatalar göz ardı edilmiş olmaktadır. Bu kalibrasyon sistemi sayesinde, veri toplayıcı kanallarından gelen hatalarda hesaplandığı için, daha doğru bir kalibrasyon yapılmıştır.

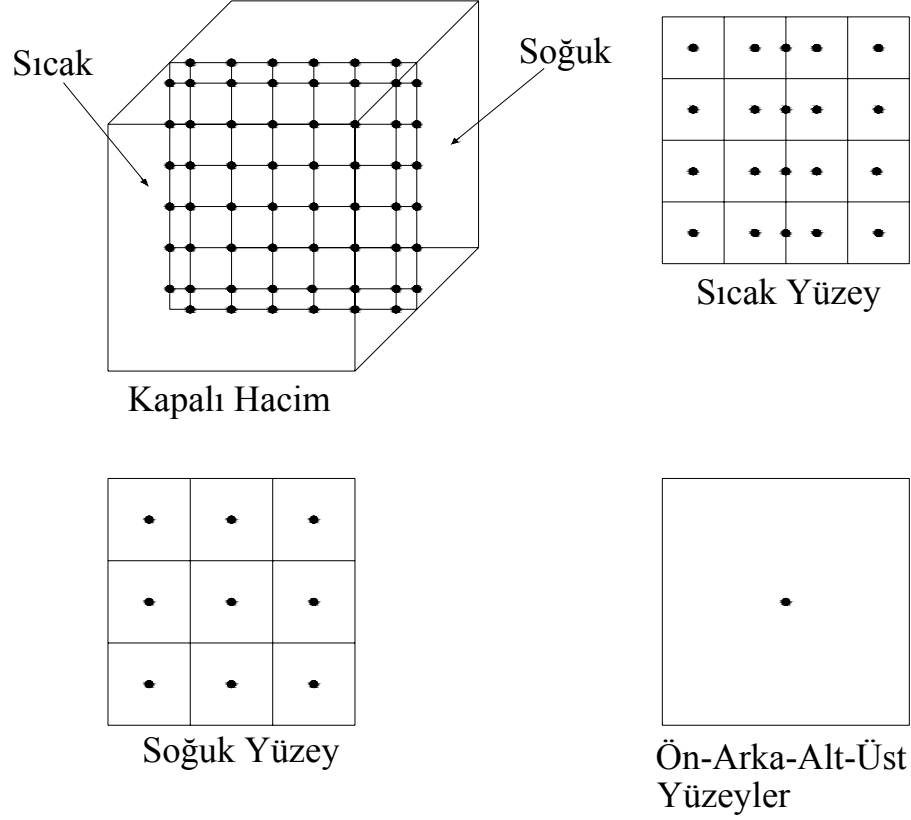
Şekil 4.54’de ısı çiftlerinden bir tanesi için elde edilen kalibrasyon değerleri ve eğrisi gösterilmiştir. Deney sisteminde kullanılan tüm ısı çiftleri bu şekilde kalibre edilerek okunan değerlerin doğruluğu saptanmıştır.



Şekil 4.54 Bir ısı çiftinin kalibrasyon eğrisi

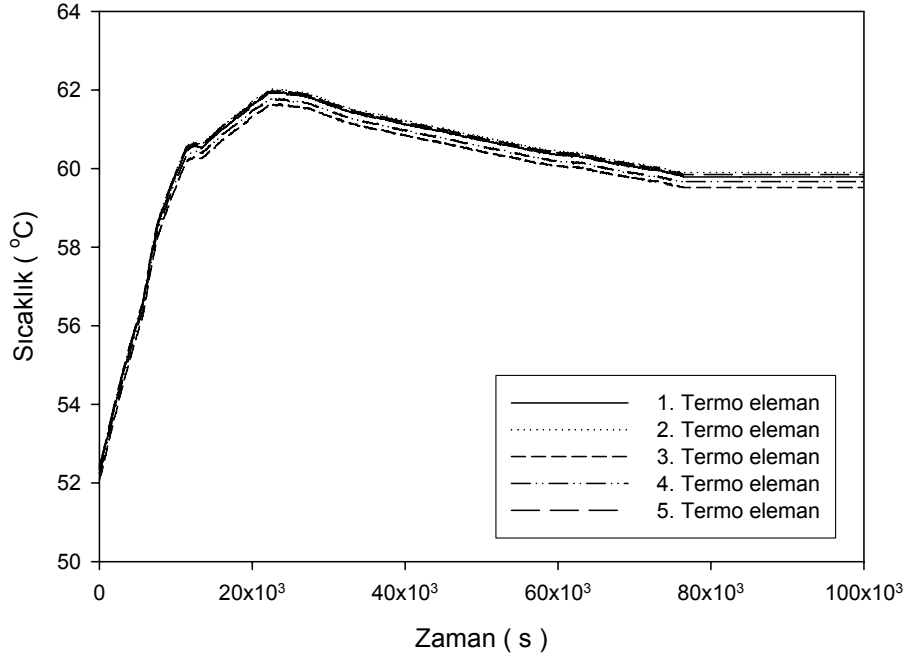
4.4.2.2 Ön Sıcaklık Ölçümleri

Sıcaklık değerleri, kapalı hacim içi ve duvar sıcaklıklarının rejim şartlarını sağlaması halinde alınmıştır. Sıcaklık ölçümleri Şekil 4.55’de verilen noktalar için yapılmıştır.



Şekil 4.55 Hacim içi ve yüzeylerdeki sıcaklık ölçüm noktaları

Sistemin rejim şartlarını sağlayıp sağlamadığı ve geçen süre tespiti için ön sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Yapılan bu ölçümlerde yandan ısıtılan kapalı hacim içi sıcaklıklara bakılmıştır. Bunun için sıcak duvar üzerindeki rezistansa değişik güçler uygulanmış, hacim içinden ve yüzeylerden sıcaklık değerleri alınmıştır. Sıcaklıklar HP-Vee-Pro 6.01 programı yardımıyla izlenmiştir. Genelde değişik güçler için 12–24 saat gibi bir sürelerde sistemin rejime girdiği ve sıcaklıkların değişmediği gözlemlenmiştir.

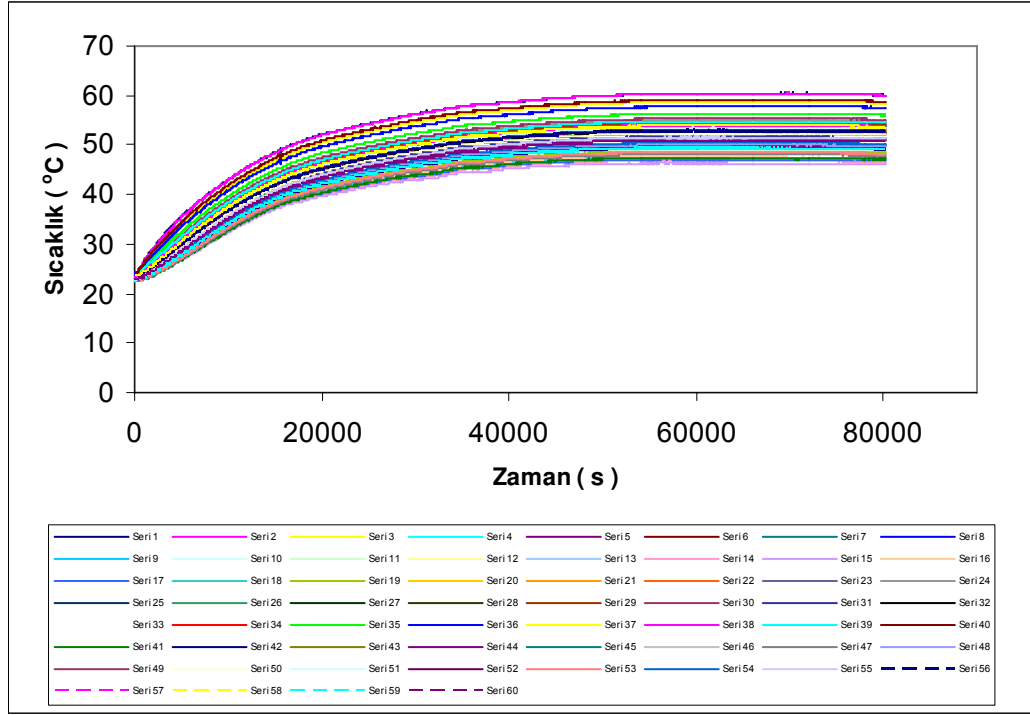


Şekil 4.56 Yandan ısıtılan kapalı hacimde sıcak duvara bağlı olan beş ısı çiftinin gösterdiği sıcaklık değişimi

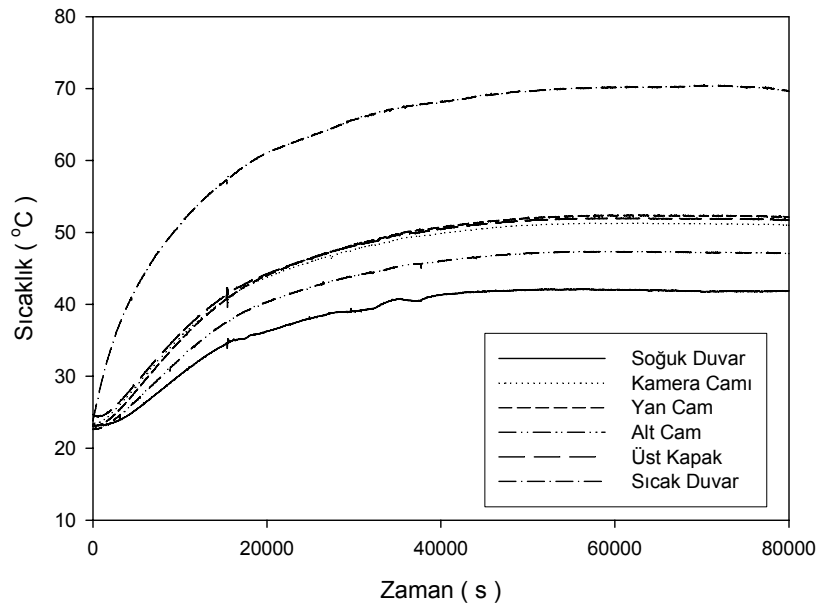
Şekil 4.56’da sıcak duvar yüzeyine bağlanmış 20 ısı çiftinin 5’inin değişimi görülmektedir. Şekildeki azalma ve artmaların sebebi rezistansa verilen enerjinin, deneme amacıyla değiştirilmesidir. Burada amaç, verilen enerjinin değiştirilmesi ile sıcak yüzey sıcaklığındaki değişimler tespit edilmeye çalışılmıştır. Ayrıca sistemin rejime girme süresi tespit edilmiştir. Verilen enerji belli bir noktada sabit kaldığında sıcaklıklarında değişmediği, sistemin rejim şartlarını aldığı gözlemlenmiştir. Dört ayrı problem içinde sıcaklıklar ölçülmüş ve sıcaklık dağılımları bulunmuştur.

4.4.2.3 Yandan Isıtılan Kapalı Hacimlerde Sıcaklık Ölçümleri

Yandan ısıtılan kapalı hacim içinde sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Ölçüm sırasında kapalı hacim içine yerleştirilen ısı çiftleri ile elde edilen sıcaklık değişimi Şekil 4.57’de gösterilmiştir. Şekil 4.58’de ise 6 yüzeye yerleştirilen ısı çiftlerindeki sıcaklık değişimi verilmiştir. Sistem rejime girdiği durumdaki değerler alınarak sıcaklık dağılımları bulunmuştur. Sıcak duvar sıcaklığı 69°C ve soğuk duvar 41°C için hesaplanan Rayleigh Sayısı $Ra=1,3 \cdot 10^7$ ’dir.



Şekil 4.57 Yandan ısıtılan kapalı hacim içi sıcaklık değişimi ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$)

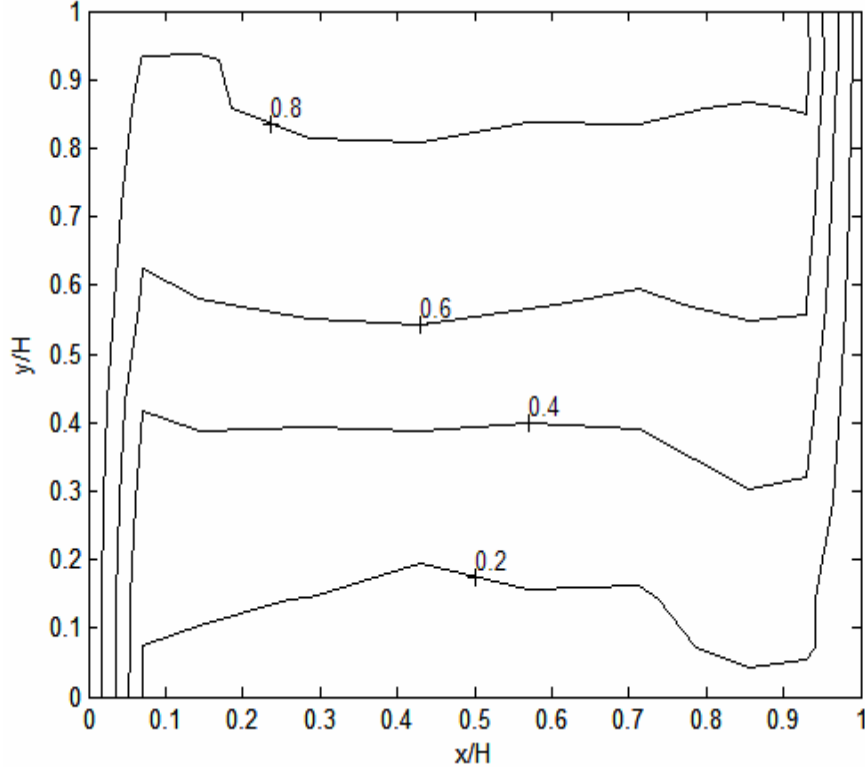


Şekil 4.58 Yandan ısıtılan kapalı hacim duvarların sıcaklık değişimleri ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$)

Ölçülen sıcaklık değerleri:

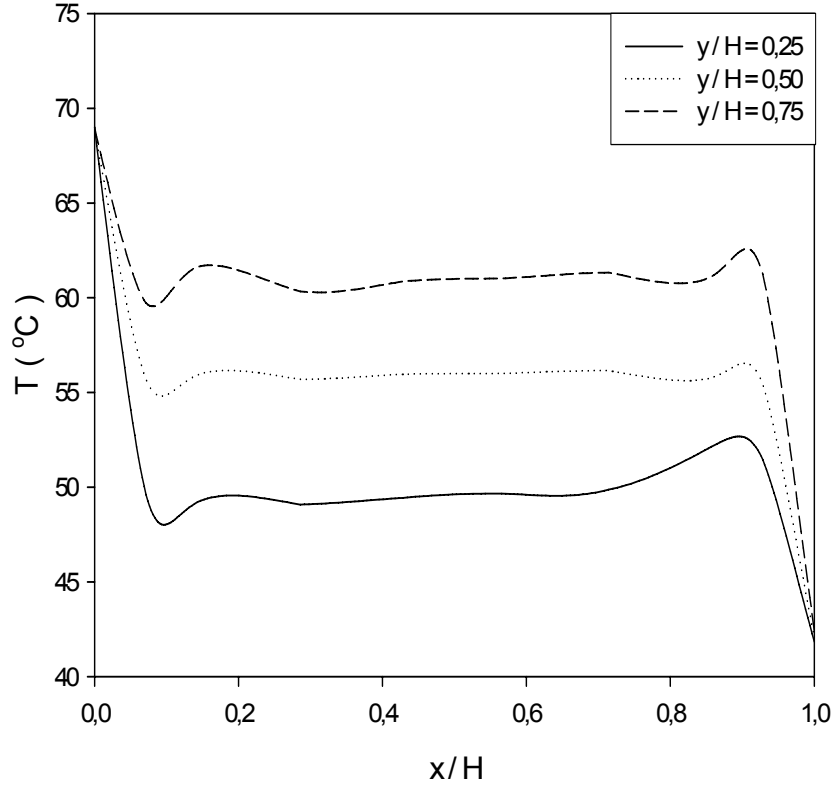
$$\theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c} \quad (4.1)$$

formülü ile boyutsuzlaştırılmıştır. Şekil 4.59’da $z/h=0,5$ düzlemindeki boyutsuz sıcaklık dağılımı verilmiştir. Şekil 4.59 incelendiğinde duvar bölgelerinde sıcaklığın çok kısa mesafelerde değiştiği, hacmin ortalarında eş sıcaklık eğrilerin yataylaştığı ve değişimin yatay değil de düşey olduğu görülür.

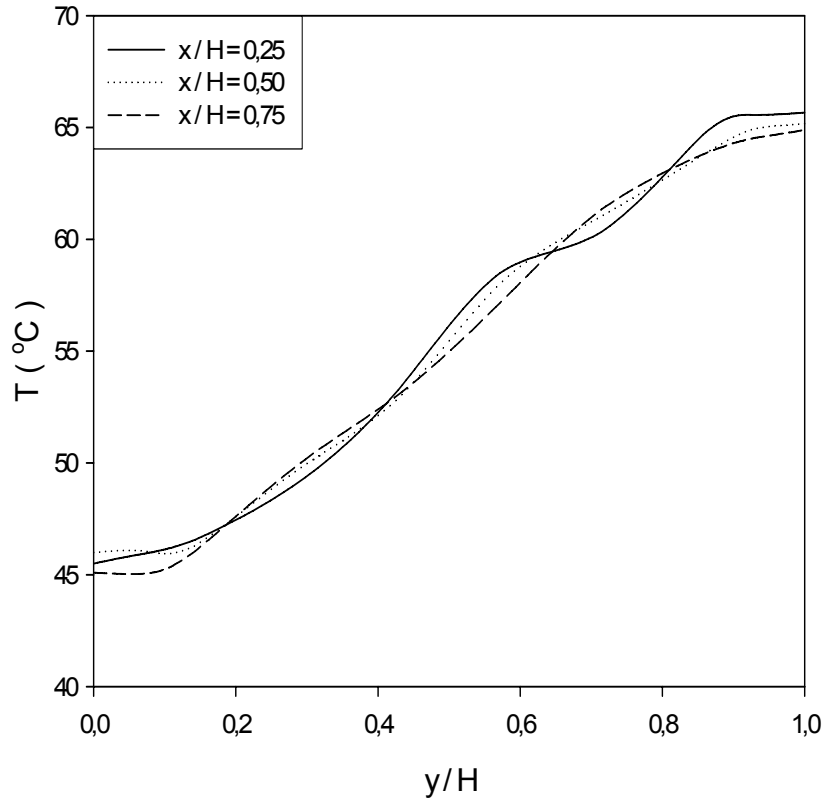


Şekil 4.59 Yandan ısıtılan kapalı hacim için boyutsuz sıcaklık (θ) dağılımı ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$)

Ölçülen değerlere göre Şekil 4.60 ve Şekil 4.61’de sırasıyla hacim içinde sıcaklık dağılımını $y/H=0,25-0,5-0,75$ için ve $x/H=0,25-0,5-0,75$ için verilmiştir. Şekil 4.60’da hacim içinde aşağıdan yukarıya doğru sıcaklığın arttığı görülmektedir. Şekil 4.61’de ise düşey üç kesitteki sıcaklık değişimlerin aynı olduğu görülmektedir.

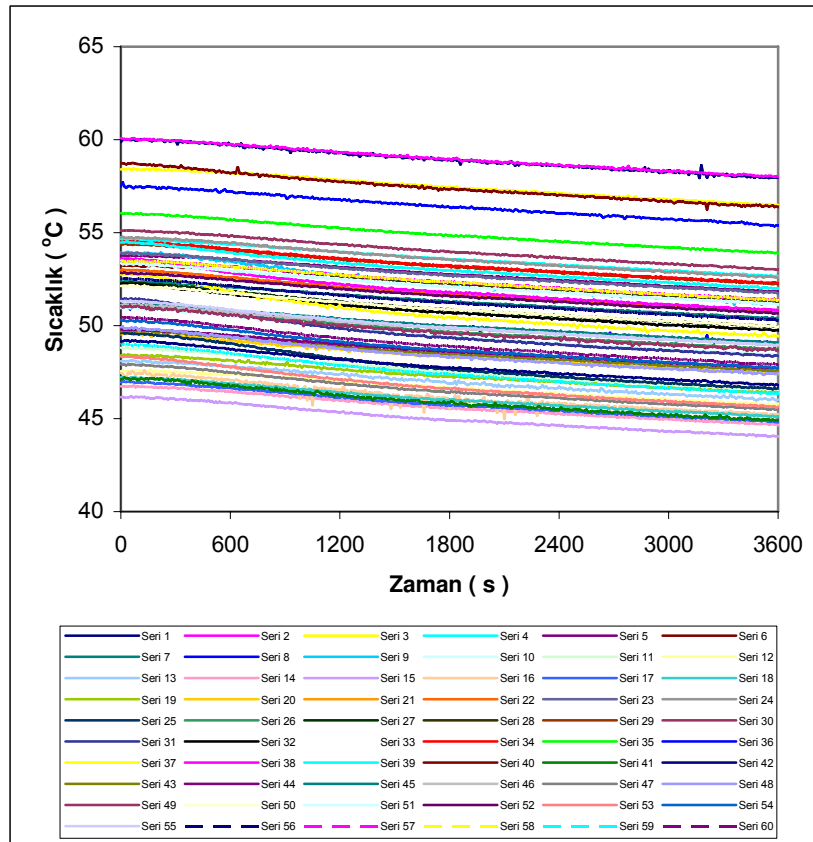


Şekil 4.60 $y/H=0,25-0,5$ ve $0,75$ doğrularındaki sıcaklık değişimi ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$)



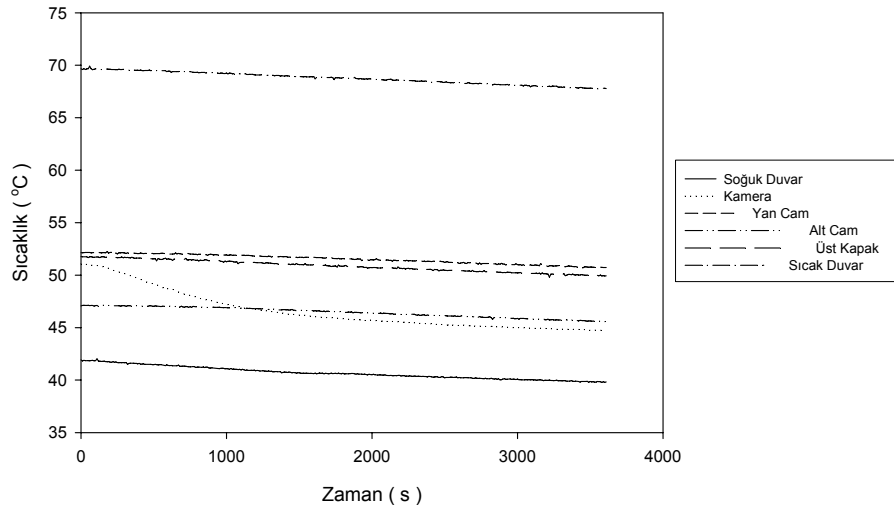
Şekil 4.61 $x/H=0,25-0,5$ ve $0,75$ doğrularındaki sıcaklık değişimi ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$)

PIV ölçümleri yapılırken ölçüm süresince kamera tarafındaki cam yüzeyin ve alt camda lazer girişi için izolasyon yüzeylerinin açılması gereklidir. İzolasyonların kaldırılması durumunda adyabatik kabul edilen yüzeylerin ısı kaybetmesi ve ölçüm esnasında sayısal çalışmalara uymayan bir durum ile karşılaşmaktadır. Isı kaybına engel olabilmek için kamera camına ikinci bir cam yerleştirilmiştir. Ayrıca alt cam yüzeyde, sadece lazerin girebileceği kadar 1,5x10 cm ölçülerinde küçük bir delik açılmıştır. Bu iki yüzeyin izolasyonları rahatlıkla sökülüp takılabilecek şekilde yapılmıştır. PIV ölçümleri esnasında sistemin rejime girmesi beklenmekte ve rejim şartları yakalandıktan sonrada ölçüm süresince bu iki yüzeyin izolasyonları açılıp, ölçüm gerçekleştirilmekte ve izolasyonlar tekrar kapatılmaktadır. Ölçüm esnasında hacim içindeki sıcaklık değişimi incelenmiştir. PIV ölçümleri sırasındaki şartların aynısı gerçekleştirilmiştir. Sistem rejime girdikten sonra kamera camı ve alt cam izolasyonları açılmıştır. PIV ile hız ölçme süresi ortalama 1dk civarındadır. Bu deneyde 1 saat boyunca izolasyonlar açık bir şekilde data toplanmıştır. Şekil 4.62’de kapalı hacim içine yerleştirilen 60 adet ısıl çiftin sıcaklık değişim sonuçları verilmiştir. Sıcaklıklar, izolasyonların açılması ile beklendiği gibi düşmektedir. 1 saat boyunca ısıl çiftlerin değişimi incelendiğinde ortalama %5 oranında sıcaklığın düştüğü görülmüştür.



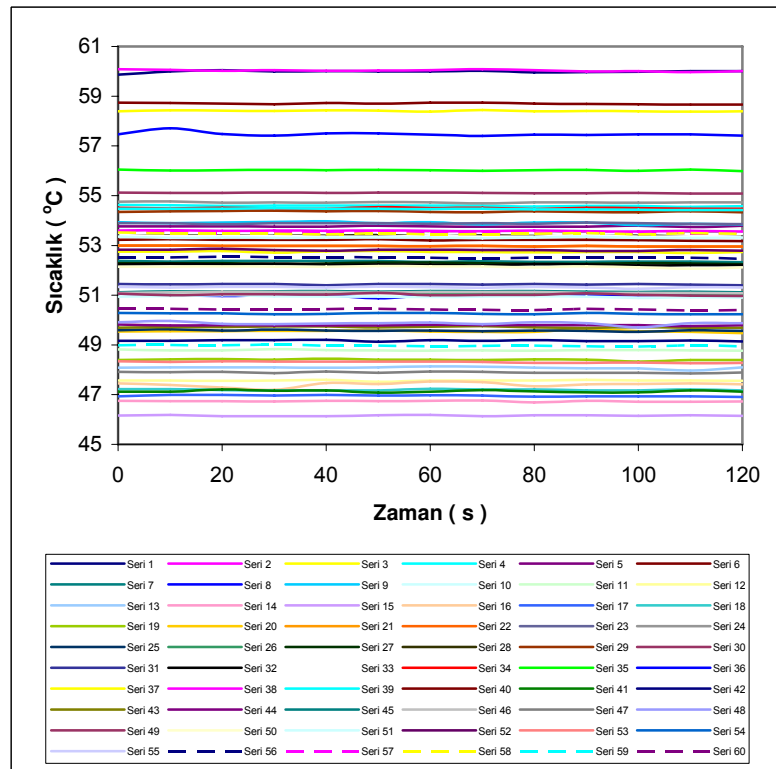
Şekil 4.62 İzolasyonlar açık haldeki kapalı hacim içi sıcaklık değişimi

Şekil 4.63’de ise 6 yüzeydeki sıcaklık değişimi verilmiştir.

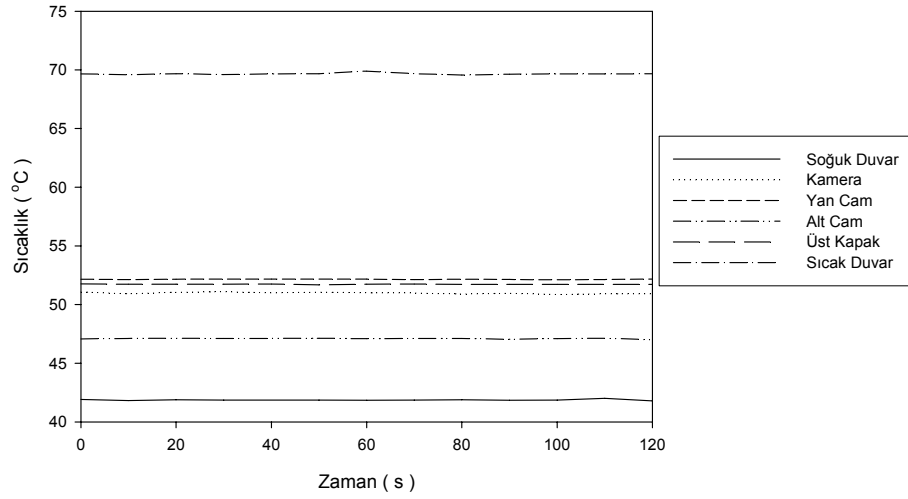


Şekil 4.63 İzolasyonlar açık haldeki kapalı hacim yüzeylerindeki sıcaklık değişimi

Şekil 4.64 ve Şekil 4.65’de ise PIV ile ölçüm süresinin iki katı bir süredeki sıcaklık değişimleri verilmiştir. Şekil incelendiğinde PIV ölçüm süresinin iki katı bir sürede dahi kapalı hacim içindeki ve yüzeylerdeki sıcaklığın çok az değiştiği, değişimin maksimum % 0,2 olduğu tespit edilmiştir.



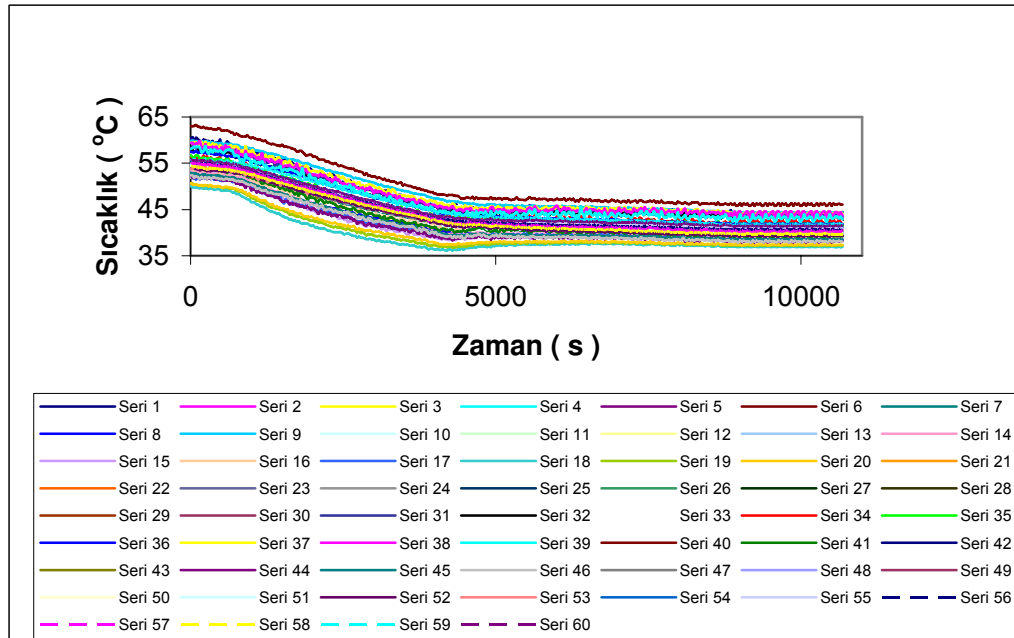
Şekil 4.64 120 saniye için izolasyonlar açık haldeki kapalı hacim içi sıcaklık değişimi



Şekil 4.65 120 saniye için izolasyonlar açık haldeki kapalı hacim yüzeylerindeki sıcaklık değişimi

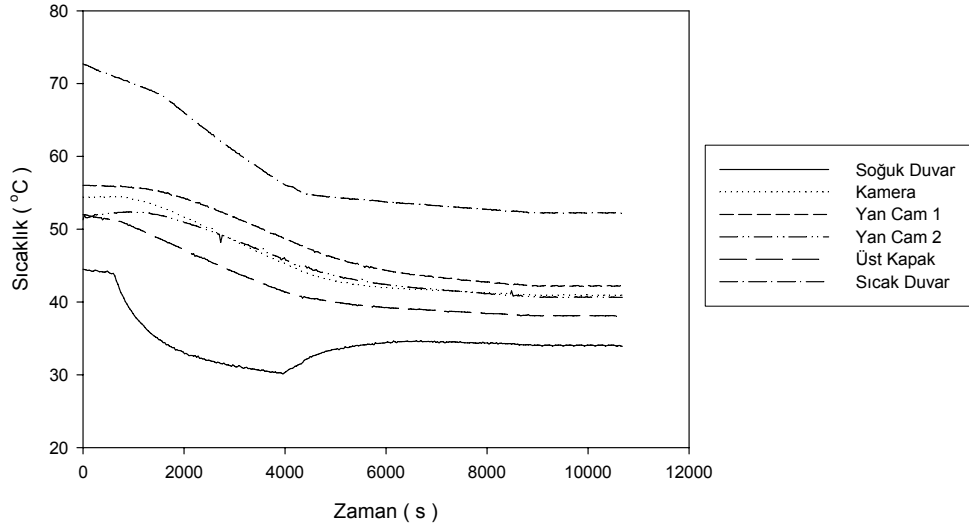
4.4.2.4 Alttan Isıtılan Kapalı Hacimlerde Sıcaklık Ölçümleri

Alt yüzeyi sıcak, üst yüzeyi soğuk diğer yüzeyleri adyabatik olan kapalı hacim içinde sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Deneylerde $T_h=53^\circ\text{C}$ ve $T_c=33^\circ\text{C}$ sabit yüzey sıcaklıkları sağlanmış ve bu sıcaklıklara göre Rayleigh Sayısı $Ra=1,1 \cdot 10^7$ olarak hesaplanmıştır.



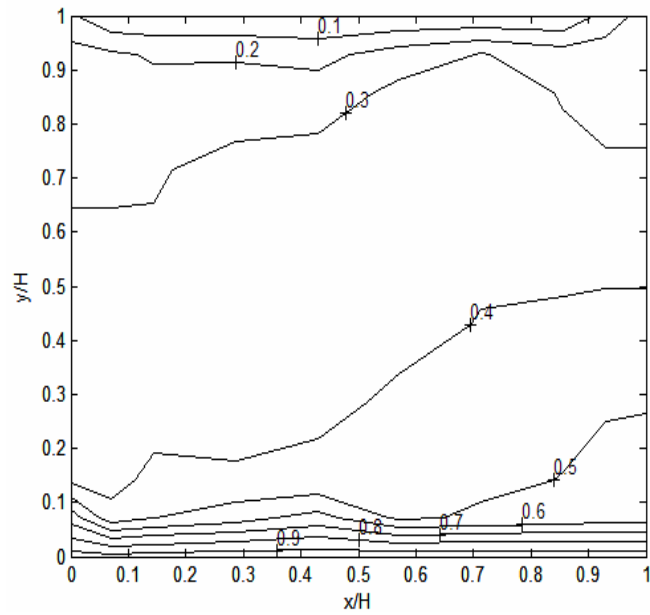
Şekil 4.66 Alttan ısıtılan kapalı hacim içi sıcaklık değişimi ($T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$)

Şekil 4.66'da hacim içine yerleştirilen 60 adet ısı çiftinin ölçtüğü sıcaklık değişimi verilmiştir.



Şekil 4.67 Alttan ısıtılan kapalı hacimde duvarlarının sıcaklık değişimi ($T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$)

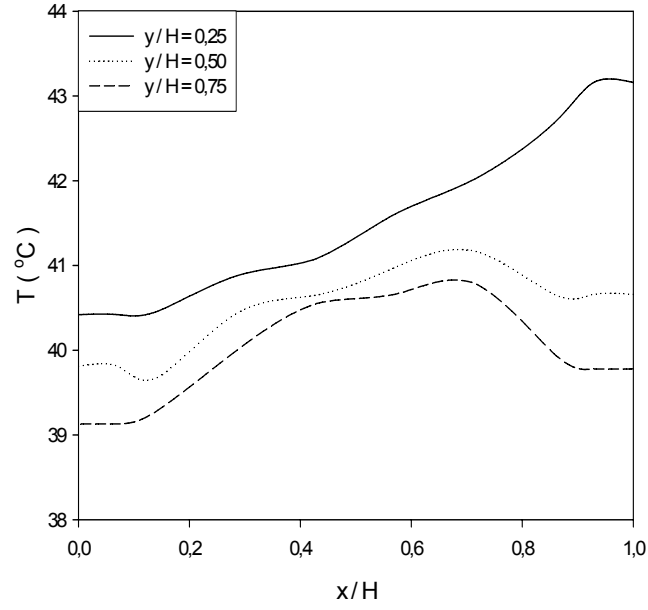
Şekil 4.67'de 6 yüzeye yerleştirilen ısı çifti ile ölçülen sıcaklık değişimi verilmiştir. Ölçüm sonucunda sistemin rejime girmesi ile elde edilen sıcaklık değerleri kullanılarak sıcaklık dağılımı bulunmuştur.



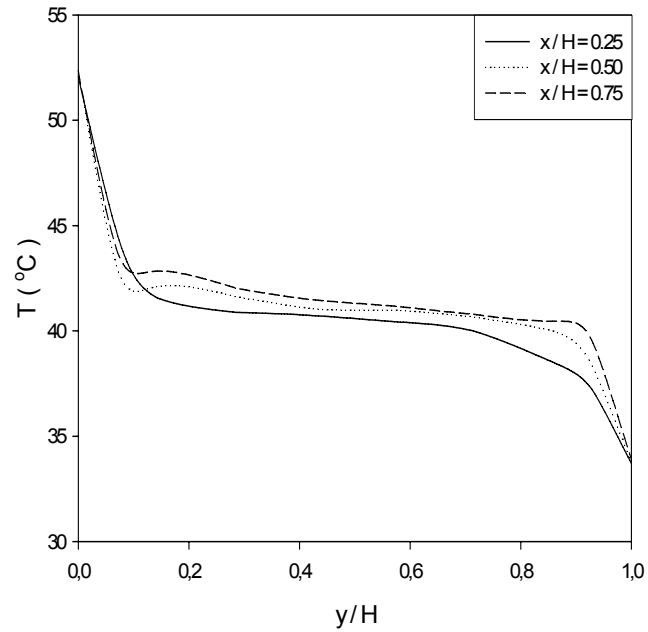
Şekil 4.68 Alttan ısıtılan kapalı hacim içi boyutsuz sıcaklık (θ) dağılımı ($T_h=53^\circ\text{C}$ ve $T_c=33^\circ\text{C}$)

Şekil 4.68'de alttan ısıtılan kapalı hacimlerdeki $z/H=0.5$ düzlemindeki boyutsuz sıcaklık dağılımı verilmiştir. Alt duvar sıcak, üst duvar soğuk olan bu problemde ölçülen sıcaklık değerleri problemin tabiatına uygun bir şekilde çıkmıştır.

Ölçülen sıcaklık değerlerine göre $y/H=0,25-0,50-0,75$ ve $x/H=0,25-0,50-0,75$ doğruları için sıcaklık dağılımları çizilmiş ve sırasıyla Şekil 4.69 ve Şekil 4.70’de verilmiştir. Şekil 4.69’da hacmin alttan ısıtılması nedeniyle alt sıcak duvara yakın bölgelerde sıcaklığın yüksek, hacim içerisinde yükseldikçe sıcaklığın düştüğü görülmektedir. Şekil 4.70’de hacim düşey kesitte alt duvardan yukarı doğru sıcaklığın azaldığı ama kesitler arasında çok büyük değişikliğin olmadığı görülmektedir.



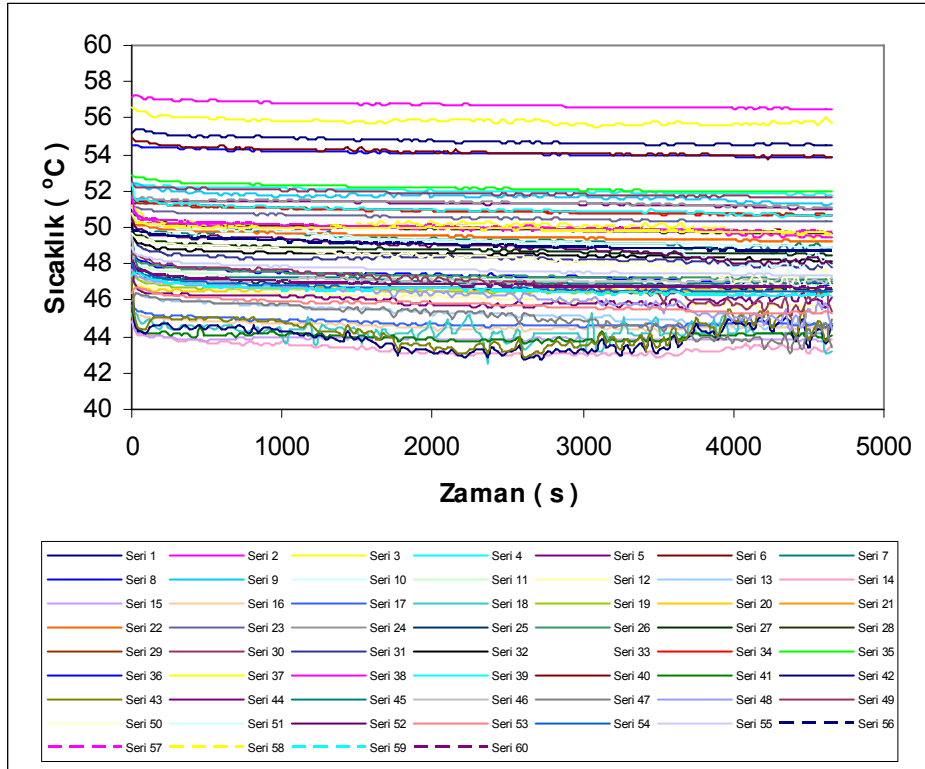
Şekil 4.69 $y/H=0,25-0,50-0,75$ için sıcaklık değişimi ($T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$)



Şekil 4.70 $x/H=0,25-0,50-0,75$ için sıcaklık değişimi ($T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$)

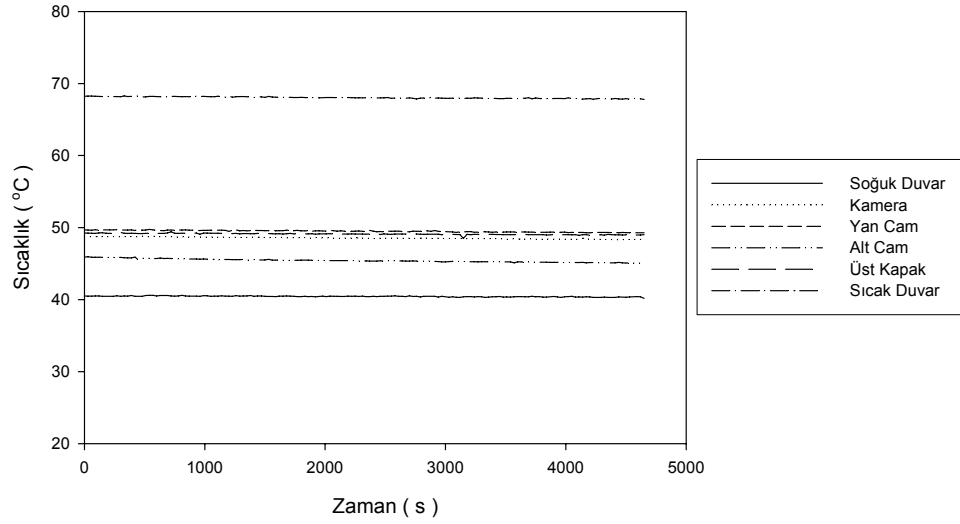
4.4.2.5 Kübik Hacim İçinde Doğal Taşınım İle Aynı Yönde Zorlanmış Taşınım Probleminde Sıcaklık Ölçümleri

Kübik hacim içinde doğal taşınım ile aynı yönde, doğal taşınımı destekleyecek şekilde zorlanmış hava verilmesi durumundaki sıcaklık değişimi bulunmuştur. Kübik hacim içindeki sıcak duvar bölgesinde ısınan hava, yoğunluk farkından yükselirken, aynı anda üst kapak bölgesindeki kanaldaki emiş ile desteklenmiştir. Aynı şekilde soğuk duvar bölgesinde aşağı inen hava, üst kapak bölgesindeki kanaldan gelen hava akımı ile desteklenmiştir. Bu durum için ısı çiftleri ile sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Sistem rejime girinceye kadar beklenmiştir. Şekil 4.71 ve Şekil 4.72’de sırayla sistemin rejim şartlarındaki hacim içi ve yüzeylerin sıcaklık değişimini göstermektedir. Deneylerde $T_h=67^\circ\text{C}$ ve $T_c=40^\circ\text{C}$ sabit yüzey sıcaklıkları sağlanmış ve bu sıcaklıklara göre Rayleigh Sayısı $Ra=1,3.10^7$ olarak hesaplanmıştır.

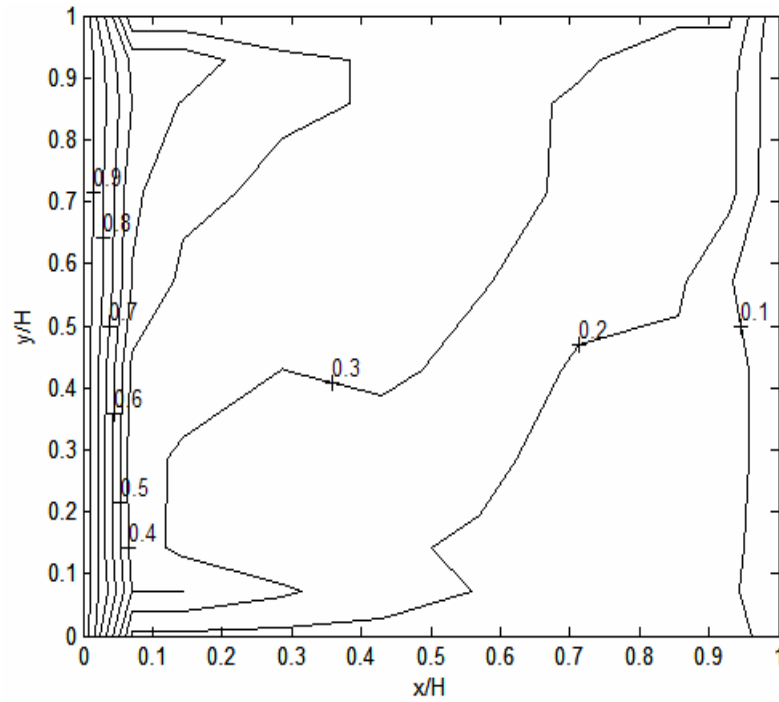


Şekil 4.71 Doğal taşınım ile aynı yönde zorlanmış taşınım probleminde hacim içi sıcaklık değişimleri ($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$)

Ölçümlerde elde edilen sonuçlara göre Şekil 4.73’de $z/H=0,5$ düzlemindeki hacim içi boyutsuz sıcaklık dağılımı çizilmiştir. Sıcaklık değişimin duvara yakın bölgelerde olduğu, hacim ortalarında, tam yatay olmayan eş sıcaklık eğrilerin bulunduğu görülmektedir.



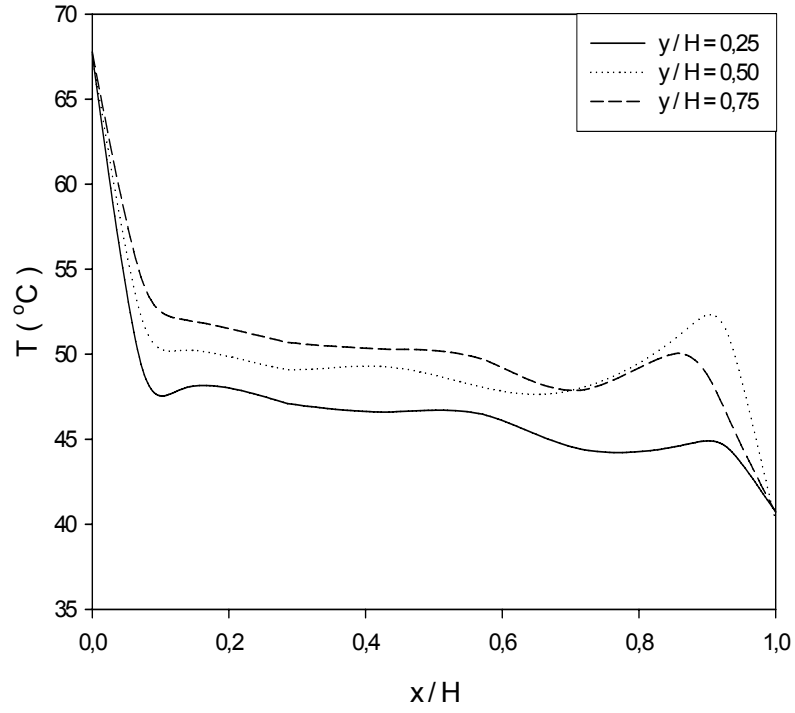
Şekil 4.72 Doğal taşınım ile aynı yönde zorlanmış taşınım probleminde hacim duvarlarındaki sıcaklık değişimleri ($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$)



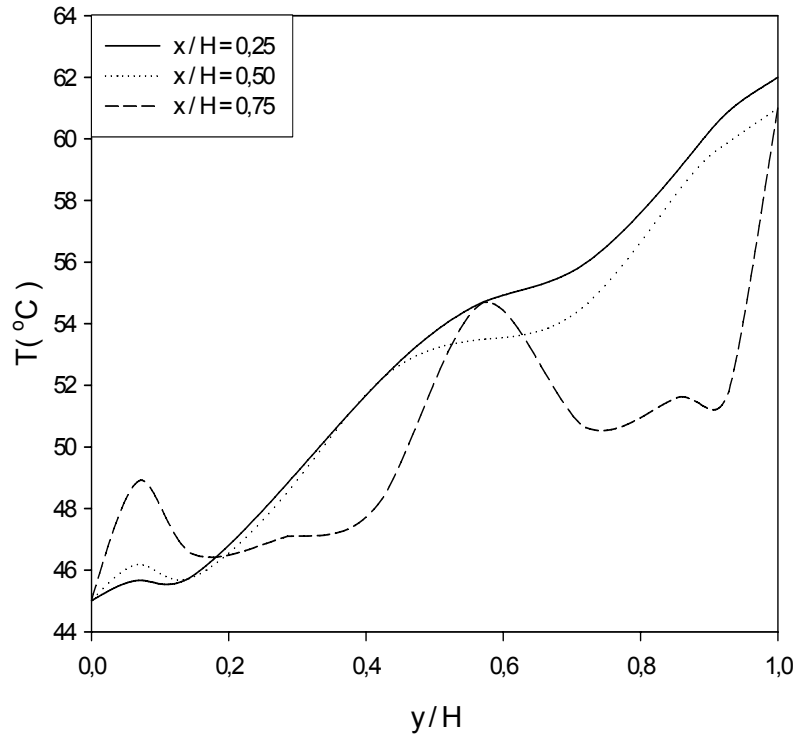
Şekil 4.73 Kübik hacim içi boyutsuz sıcaklık (θ) dağılımı ($T_h=67^\circ\text{C}$ ve $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$)

Şekil 4.74’de $y/H=0,25-0,5-0,75$ doğrularındaki boyutsuz yatay koordinat ile ölçülen sıcaklık değişimi verilmiştir. Sol duvar sıcak ve sağ duvar soğuk olup, sağ üst köşeden zorlanmış hava akımı verilmiştir. Zorlanmış hava akımının olduğu bölgede sıcaklık artışı görülmektedir. Bunun nedeni, sıcak duvar üstünden emilen sıcak havanın, soğuk duvar bölgesinden verilmesidir. Şekil 4.75’de ise $x/H=0,25-0,5-0,75$ doğruları için boyutsuz düşey koordinat ile

sıcaklık değişimi verilmiştir. $x/H=0,25$ ve $0,5$ için artışın düzgün olduğu, hava akımı verilen taraftaki ($x/H=0,75$) değişimin daha düzensiz olduğu görülmektedir.



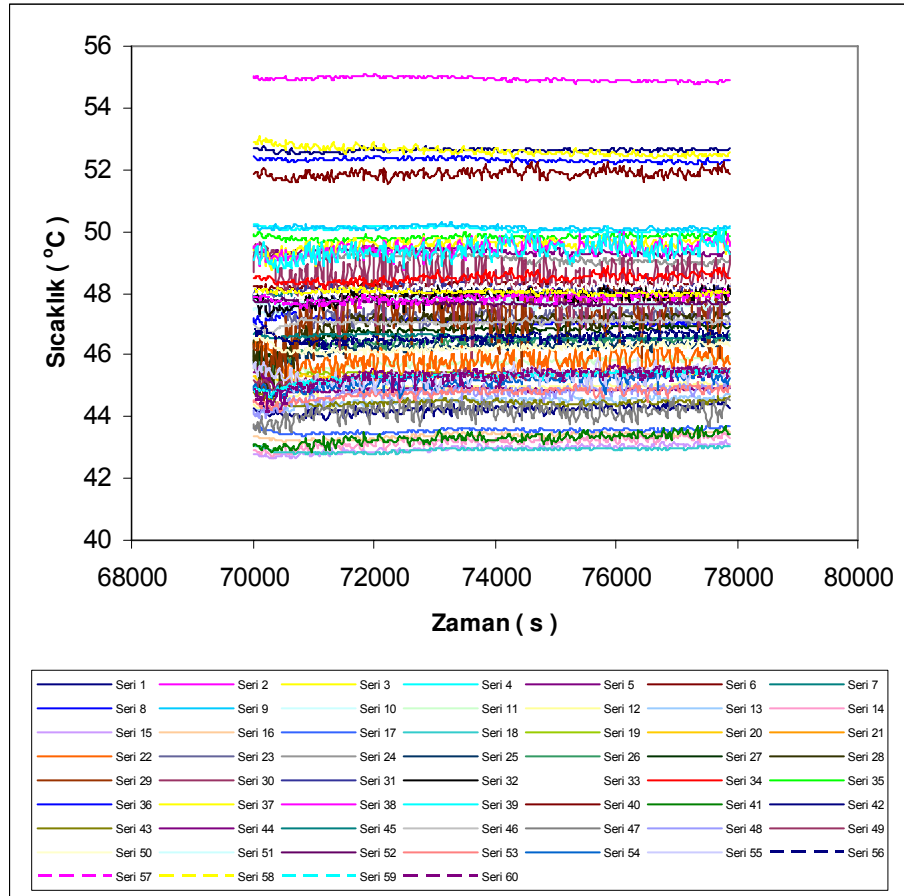
Şekil 4.74 $y/H=0,25-0,5-0,75$ için sıcaklık değişimi ($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$)



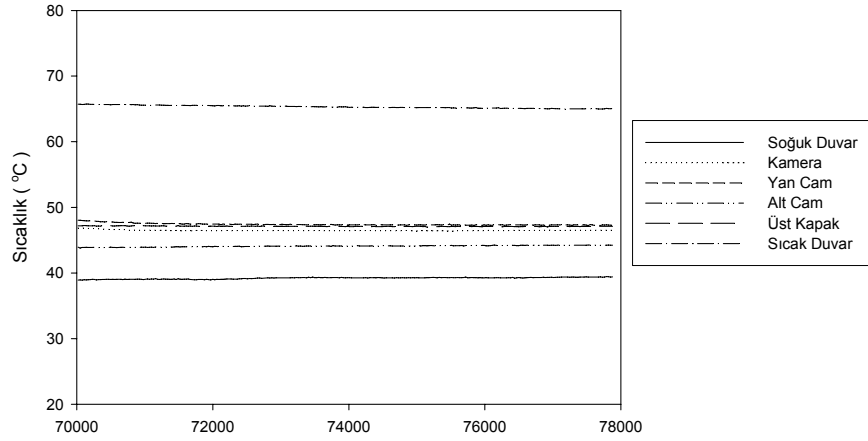
Şekil 4.75 $x/H=0,25-0,5-0,75$ için sıcaklık değişimi ($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$)

4.4.2.6 Kübik Hacim İçinde Doğal Taşınım İle Zıt Yönde Zorlanmış Taşınım Probleminde Sıcaklık Ölçümleri

Kübik hacim içine zorlanmış hava verilmesi konusunda ikinci problem, doğal taşınım yönüne zıt yönde verilen hava akımıdır. Bu problemde sıcak duvarın etkisi ile yükselen hava, yukardan aşağıya doğru inen zorlanmış hava akımı ile karşılaşmaktadır. Bu durum için yapılan sıcaklık ölçümlerinde, hacim içi sıcaklık değişimi Şekil 4.76’da verilmiştir. Şekil 4.77’de ise yüzeylere yerleştirilen ısıl çiftler ile yapılan ölçüm sonucu sıcaklık değişimi verilmiştir. Her iki şekilde de sistemin rejime girdiği andaki değerler alınmış ve sıcaklık dağılımları bu hal için çizilmiştir. Yapılan ölçümlerde, sıcak duvar $T_h=64^{\circ}\text{C}$ ve soğuk duvar $T_c=39^{\circ}\text{C}$ ’de sistem rejime girmiştir.

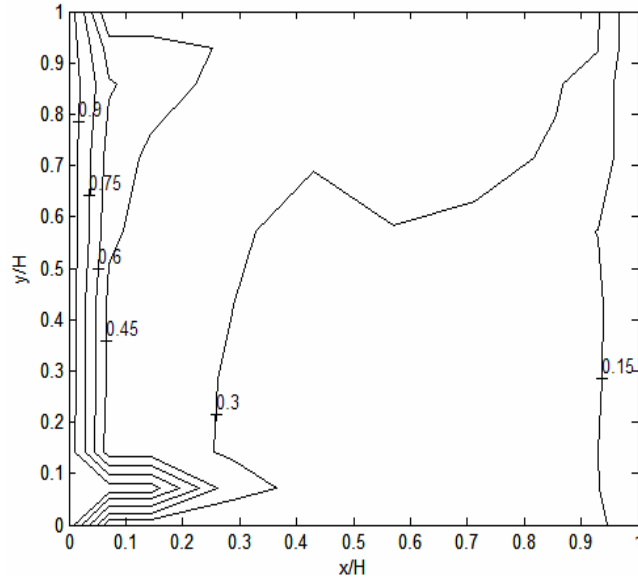


Şekil 4.76 Doğal taşınım ile zıt yönde zorlanmış taşınım probleminde hacim içi sıcaklık değişimleri ($T_h=64^{\circ}\text{C}$, $T_c=39^{\circ}\text{C}$, $T_m=28^{\circ}\text{C}$)



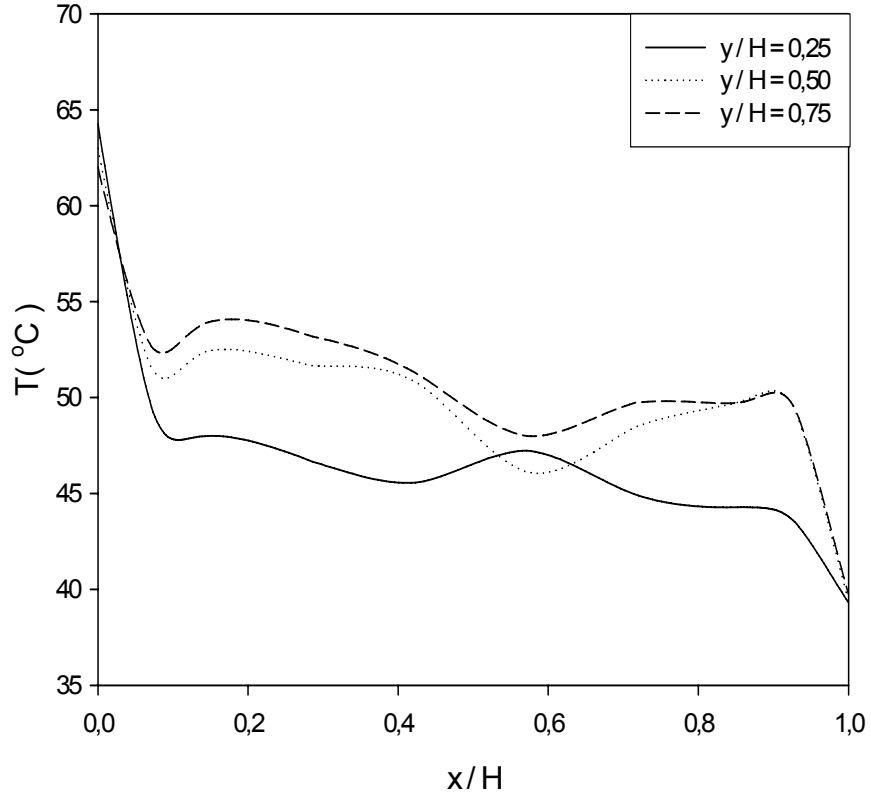
Şekil 4.77 Doğal taşınım ile zıt yönde zorlanmış taşınım probleminde hacim duvarlarındaki sıcaklık değişimleri ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$)

Şekil 4.78’de rejim halindeki hacim içi boyutsuz sıcaklık dağılımları verilmiştir. Şekilde sıcaklığın duvar bölgelerinde ani değiştiği, hacim ortalarında yatay olmayan sıcaklık eğrileri görülmektedir.

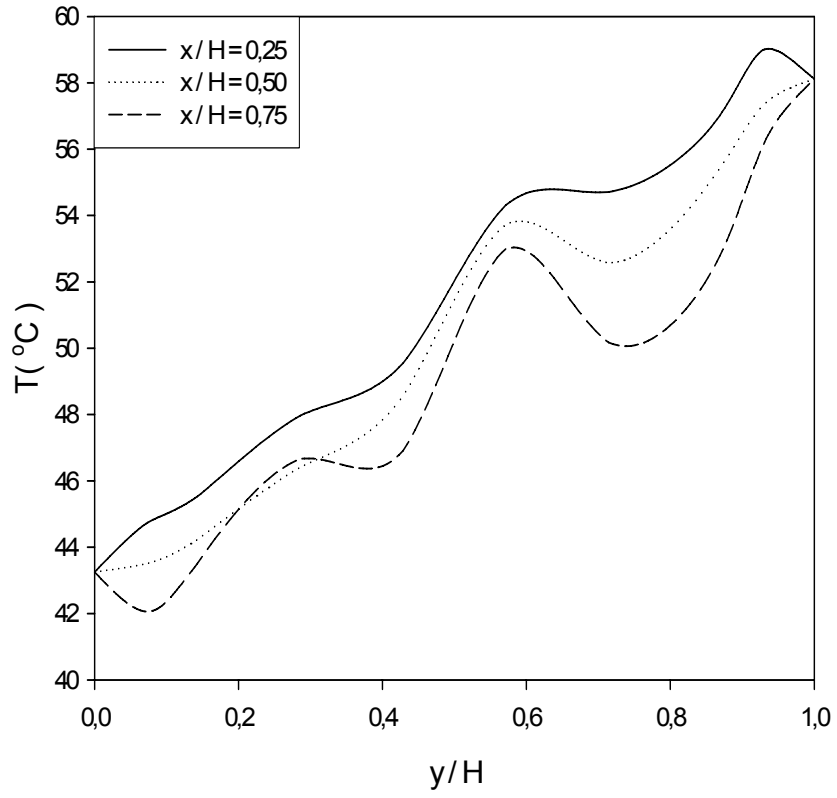


Şekil 4.78 Kübik hacim içi boyutsuz sıcaklık (θ) dağılımı ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$, $T_m=28^\circ\text{C}$)

Şekil 4.79’da $y/H=0,25-0,50-0,75$ için sıcaklık dağılımı verilmiştir. Sol sıcak duvar, sağ soğuk duvar olmak üzere hacmin üst bölgelerinde sıcaklığın bir miktar daha arttığı görülmektedir. Sol sıcak duvara yakın, hava akımının verildiği bölgede sıcaklığın dalgalandığı görülmektedir. Şekil 4.80’de ise $x/H=0,25-0,50-0,75$ için sıcaklık dağılımı verilmiştir. Hacmin üst bölgelerindeki sıcaklık artışı bu şekilde daha net görülmektedir.



Şekil 4.79 $y/H=0,25-0,50-0,75$ için sıcaklık dağılımı ($T_h=64^{\circ}\text{C}$, $T_c=39^{\circ}\text{C}$, $T_m=28^{\circ}\text{C}$)



Şekil 4.80 $x/H=0,25-0,50-0,75$ için sıcaklık dağılımı ($T_h=64^{\circ}\text{C}$, $T_c=39^{\circ}\text{C}$, $T_m=28^{\circ}\text{C}$)

4.5 Deneylerin Hata Analizi

Deneysel ölçümlerin doğruluğunu etkileyen en önemli etken, deneyler sırasında farklı nedenlerden ortaya çıkabilecek hatalardır. Deneysel çalışmalarda elde edilen verilerde hata iki farklı şekilde ortaya çıkabilir. Bunlardan biri, deney setinin ve ölçü araçlarının yapısından kaynaklanan hatalar, diğeri ise: deneyi yapan kişiden kaynaklanan hatalardır. Bahsedilen ikinci tür hatalar, yetenekli bir deneycinin deneyleri yapması ile giderilmesi mümkündür. Deneysel çalışmalar Arçelik A.Ş.'nin laboratuvarlarında, deneyimli teknisyen ve mühendislerin eşliğinde yapılmıştır. Deneyler birkaç kez tekrarlanmış ve doğruluğundan emin olunduktan sonra sonuçlar alınmıştır. Bu şekilde kişisel hata olasılığı minimuma indirilmeye çalışılmıştır. Fakat birinci tür hataların belirlenmesi ve giderilmesi her zaman mümkün olmayabilir. Bunun nedeni, hataların doğrudan deneyde kullanılan araç ve gereçlerin yapısından kaynaklanmasıdır. Bu hatalı genliklerin genellikle belli olmaması nedeniyle literatürde hata diye adlandırılmaktadır. Yukarıda genel olarak birinci tür hatalar diye ifade edilen, deneysel çalışma sonuçlarının belirsizliğini etkileyen hata tiplerini üç ana grupta toplamak mümkündür. Birinci olarak; deneyde kullanılan araç ve gereçlerin imalatından kaynaklanan hatalar, ikinci olarak; sebebi genellikle kesin olarak bilinmeyen, aynı büyüklüğün tekrar okunması sırasında ortaya çıkan sabit hatalar, üçüncü olarak; deney ve gereçlerinde rasgele elektronik salınımlardan kaynaklanan rast gele hatalardır. Çoğu zaman sabit hatalar ile rast gele hataları birbirinden ayırt etmek zordur. Sabit hatalar, deney sırasında okunan her değer için aynıdır, uygun bir kalibrasyon ve düzeltme ile ortadan kaldırılabilir. Ölçü aletlerinin imalatının da doğru yapıldığı kabul edilirse, hata analizi; sabit ve rast gele hataları belirleyerek bunların deneysel sonuçlar üzerindeki etkilerinin ortaya konulmasıdır.

Hata analizi sadece deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçların yorumlanmasında değil, aynı zamanda uygun ölçüm metodunun ve ölçü aracının seçiminde önemli rol oynamaktadır. Ölçülecek büyüklük ve ölçü araçlarının seçiminden önce hata analizinin yapılması ve buna uygun büyüklük ve ölçüm aracının seçilmesi, sonuçların içinde yer alabilecek belirsizliğin minimuma indirilmesine yardımcı olacaktır. Diğer taraftan, ölçülen büyüklüklerden hangisinin toplam hata üzerinde en etkin rol oynadığının tespit edilmesi, bu ölçümlerin daha hassas yapılması için önlem almayı gerektireceğinden, sonuçların belirsizliğinin azaltılmasına ayrıca katkıda bulunacaktır.

Deneysel çalışmalar literatürde bir hayli fazla olmasına rağmen, bu çalışmalarda planlama aşamasından itibaren önemli bir yere sahip olan hata analizi ile ilgili sınırlı sayıda çalışmaya rastlanılmıştır.

Ölçülen büyüklüklerin hata değerleri, ölçü araçlarının üretici firmaları tarafından önerilen hata değerleri yanında yapılan kalibrasyon çalışmalarından ve deneysel tecrübelerinden teorik olarak belirlenmiştir. Her ne kadar hata analizi rasgele hataların belirlenmesi olsa bile, yukarıda belirtildiği gibi sabit hatalarla rast gele hataların birbirinden ayırt edilmesinin zor olmasından dolayı, her bir büyüklük için elde edilen hata değerleri yukarıda belirtilen iki tip hatayı kapsamaktadır.

Bir parametrenin değerinin ölçülmesinde, sabit hatalar, rast gele hatalar ve imalat hataları nedeniyle ortaya çıkan hatalar dikkate alınarak toplam hata hesabı 4.3 denklemindeki gibi yapılabilir. Deneysel bulguların hata analizi için belirsizlik analizi (uncertainty analysis) adı verilen bu yöntem, Kline ve McClintock tarafından ortaya atılmıştır. Bu yönüme göre, sistemde ölçülmesi gereken büyüklük P ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişken ise $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olsun. Bu durumda

$$P=P(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (4.2)$$

yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $\delta x_1, \delta x_2, \delta x_3, \dots, \delta x_n$ ve P büyüklüğünün hata oranı δP ise

$$\delta P = \left[\left(\frac{\delta P}{\delta x_1} \delta x_1 \right)^2 + \left(\frac{\delta P}{\delta x_2} \delta x_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta P}{\delta x_n} \delta x_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.3)$$

şeklindedir.

Eğer P büyüklüğü, diğer değişkenlerin bir basit kuvvet yasası ifadesi ise, örneğin $P=\text{Sabit } x_1^n, x_2^n, x_3^n, \dots, x_n^n$, bu durumda Denklem 4.3'teki türevler P ile ve geçerli kuvvet yasası üssü ile doğru orantılı ve o değişkenle de ters orantılıdır.

Eğer $P=\text{Sabit } x_1^n, x_2^n, x_3^n, \dots, x_n^n$, ise buradan

$$\frac{\delta P}{\delta x_1} = \frac{n_1 \cdot P}{x_1}, \quad \frac{\delta P}{\delta x_2} = \frac{n_2 \cdot P}{x_2}, \quad \frac{\delta P}{\delta x_3} = \frac{n_3 \cdot P}{x_3}, \quad \dots \quad (4.4)$$

elde edilir. Bu durumda Denklem 4.3'ten

$$\frac{\delta P}{P} = \left[\left(n_1 \frac{\delta x_1}{x_1} \right)^2 + \left(n_2 \frac{\delta x_2}{x_2} \right)^2 + \dots + \left(n_n \frac{\delta x_n}{x_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.5)$$

bulunur.

Sıcaklık ölçümünde yapılan hatalar:

- (a1) Isıl çiftlerden kaynaklanan hata = $\pm 0,25^{\circ}\text{C}$
- (b1) Data toplayıcıdan (Data-logger) kaynaklanan hata = $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$
- (c1) Bağlantı elemanları ve noktalarından kaynaklanan hata = $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$
- (d1) Hacim içi sıcaklığın ölçülmesinde yapılabilecek ortalama hata = $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$
- (e1) Yüzey sıcaklığın ölçülmesinde yapılabilecek ortalama hata = $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$
- (f1) Çevre sıcaklığın ölçülmesinde yapılabilecek ortalama hata = $\pm 0,25^{\circ}\text{C}$

Hız ölçümünde yapılan hatalar:

- (a2) Hız ölçme sisteminin hassasiyetinden kaynaklanan hatalar = $\pm 0,001\text{m/s}$
- (b2) Debi kaçaklarından kaynaklanan hata = $\pm 0,001\text{m/s}$

Uzunluk ölçümlerinde yapılan hatalar

- (a3) Hacim boyutlarının belirlemede kullanılan kumpastan kaynaklanan hata = $\pm 0,1\text{mm}$

Diğer Hatalar:

- (a4) Fiziksel özelliklerin tablo değerlerinin okunmasında ortaya çıkabilecek hata = $\pm 0,1-0,2$

Çizelge 4.1 Deneysel ölçümlerden kaynaklanan, ölçüm ve hesaplardaki belirsizlikler

Hata Oluşturan Parametreler	Birim	% Hata
Sıcaklık ölçümündeki toplam hata		
$T_{\text{Hacim İçi Sıcaklık}}$	$^{\circ}\text{C}$	$\pm \% 1,6$
$T_{\text{Yüzey Sıcaklığı}}$	$^{\circ}\text{C}$	$\pm \% 1,7$
$T_{\text{Ortam Sıcaklığı}}$	$^{\circ}\text{C}$	$\pm \% 1,8$
Hız ölçümündeki toplam hata		
$V_{\text{Hacim İçi Hız}}$	m/s	$\pm \% 2,3$
Hesaplanan değerlerdeki toplam hata		
Gr	-	$\pm \% 2,4$
Ra	-	$\pm \% 2,4$

Deneysel verilerle hesaplanan değerler formül 4.5 kullanılarak aşağıdaki örnek hesaplama yöntemi ile hesaplanmış ve Çizelge 4.1 doldurulmuştur.

$$\frac{\delta \text{Gr}}{\text{Gr}} = \left[\left(1 \frac{\delta \beta}{\beta} \right)^2 + \left(1 \frac{\delta T}{T} \right)^2 + \left(3 \frac{\delta L}{L} \right)^2 + \left(2 \frac{\delta v}{v} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{\delta \text{Gr}}{\text{Gr}} = \left[(1 \cdot 1, 7)^2 + (1 \cdot 1, 7)^2 + (3 \cdot 0, 1)^2 + (2 \cdot 0, 1)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{\delta \text{Gr}}{\text{Gr}} = \%2,4$$

$$\frac{\delta \text{Ra}}{\text{Ra}} = \left[\left(1 \frac{\delta \text{Gr}}{\text{Gr}} \right)^2 + \left(1 \frac{\delta \text{Pr}}{\text{Pr}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{\delta \text{Ra}}{\text{Ra}} = \left[(1 \cdot 2, 4)^2 + (1 \cdot 0, 1)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{\delta \text{Ra}}{\text{Ra}} = \%2,4$$

5. DENEY VE SAYISAL SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI

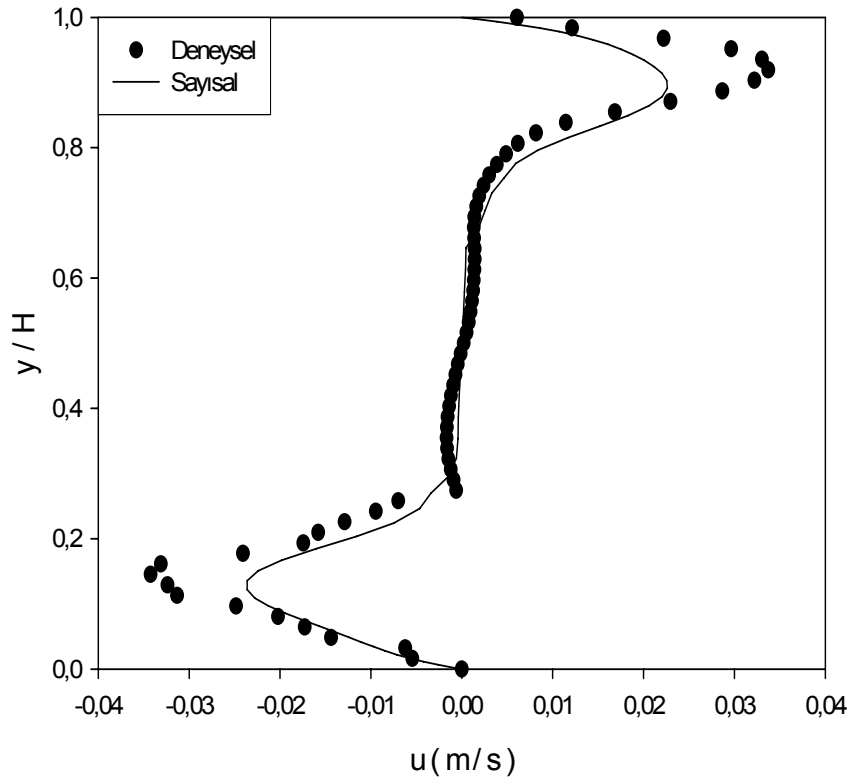
Tez çalışmasının bu bölümünde, yapılan deneysel çalışmalar ile sayısal çalışmaların sonuçları karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma dört problem için de yapılmıştır.

- Yandan ısıtılan kapalı hacim için deney ve sayısal sonuçların karşılaştırılması
- Alttan ısıtılan kapalı hacim için deney ve sayısal sonuçların karşılaştırılması
- Doğal taşınım ile aynı yönde zorlanmış taşınım problemi için deney ve sayısal sonuçların karşılaştırılması
- Doğal taşınım ile zıt yönde zorlanmış taşınım problemi için deney ve sayısal sonuçların karşılaştırılması

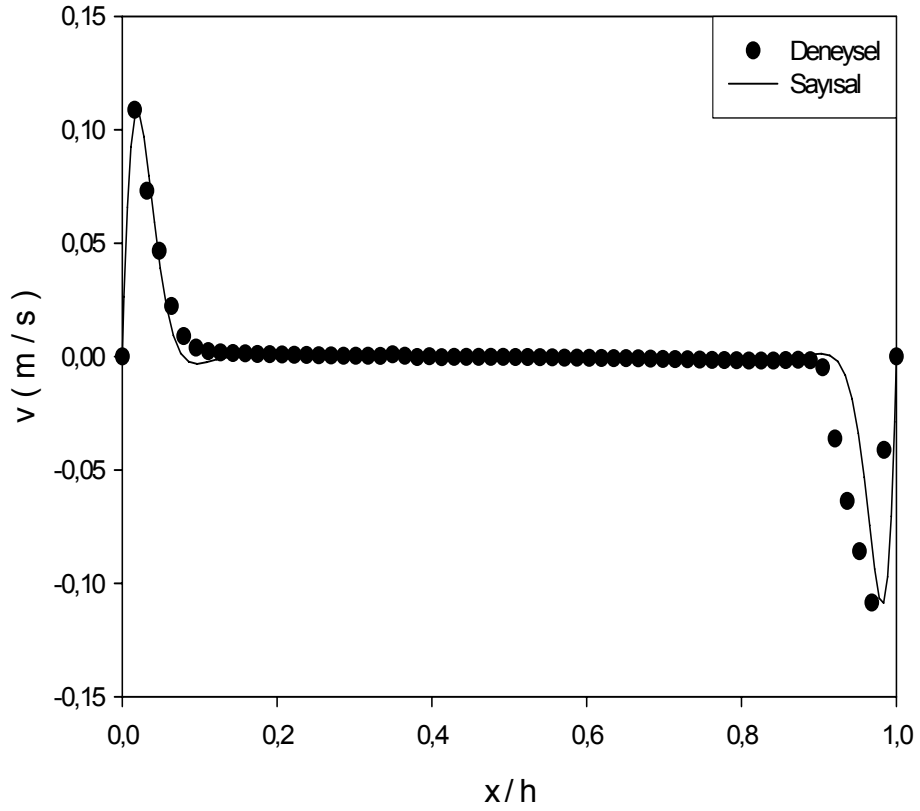
Ayrıca yandan ısıtılan kapalı hacim için sayısal sonuçlarla bulunan korelasyonların literatürde bulunan korelasyonlar ile karşılaştırması yapılmıştır.

5.1 Yandan Isıtılan Kapalı Hacimde Deney İle Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması

3. Bölümde anlatılan sayısal çözümleri kontrol etmek için deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Rayleigh sayısı $Ra = 1,3 \cdot 10^7$ için, hacmin hem düşey orta kesiti hem de yatay orta kesiti için elde edilen hız değerleri karşılaştırılmıştır.



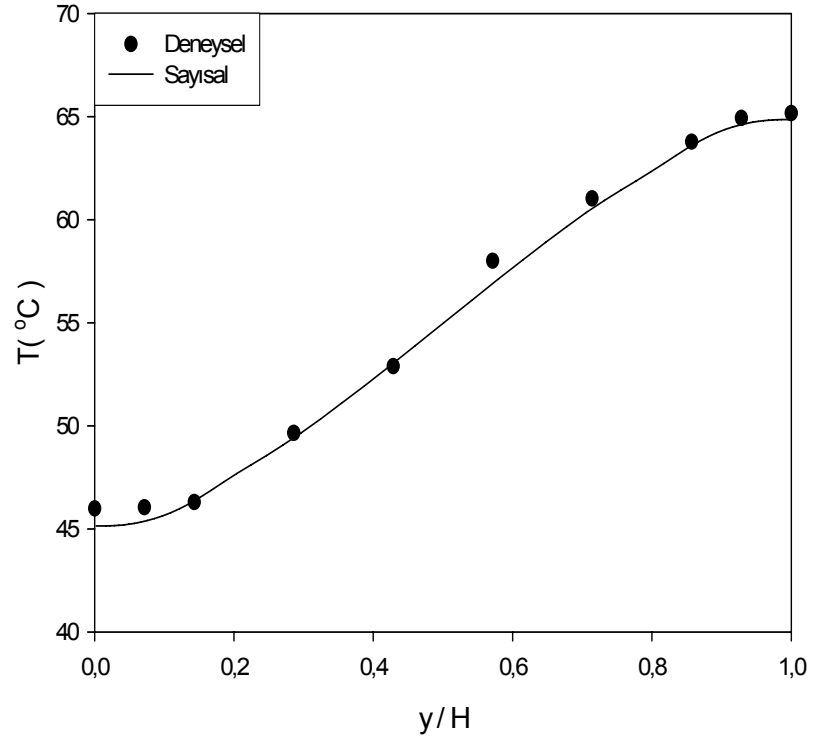
Şekil 5.1 Hacmin düşey orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış yatay hız değerleri ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$)



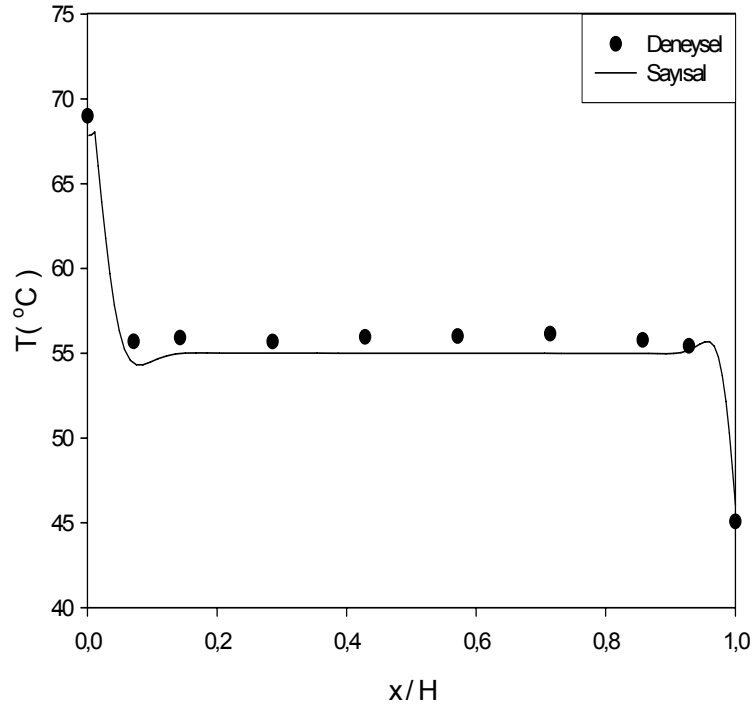
Şekil 5.2 Hacmin yatay orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış düşey hız değerleri
($T_h=69^{\circ}\text{C}$, $T_c=41^{\circ}\text{C}$)

Şekil 5.1 ve Şekil 5.2 incelendiğinde sayısal çalışma sonucu ile deney sonuçların oldukça yakın olduğu görülmektedir. Düşey hızların birbirlerine çok yakın olduğu, sonuçların uyum içinde olduğu gözükmemektedir. Yatay hızlarda ise hacim ortalarında iyi sonuçlar elde edilirken, duvarlara yakın bölgelerde bir miktar farklılıklar görülmektedir. Bu farkın yatay hızların çok küçük olması nedeniyle kaynaklandığı düşünülmektedir. Bu konuda deneyler tekrarlanmış ve aynı sonuçlar bulunmuştur.

Sıcaklık için ölçülen değerler ile sayısal çözüm sonuçları karşılaştırmasını düşey orta kesitte ve yatay orta kesitte yapılmıştır.

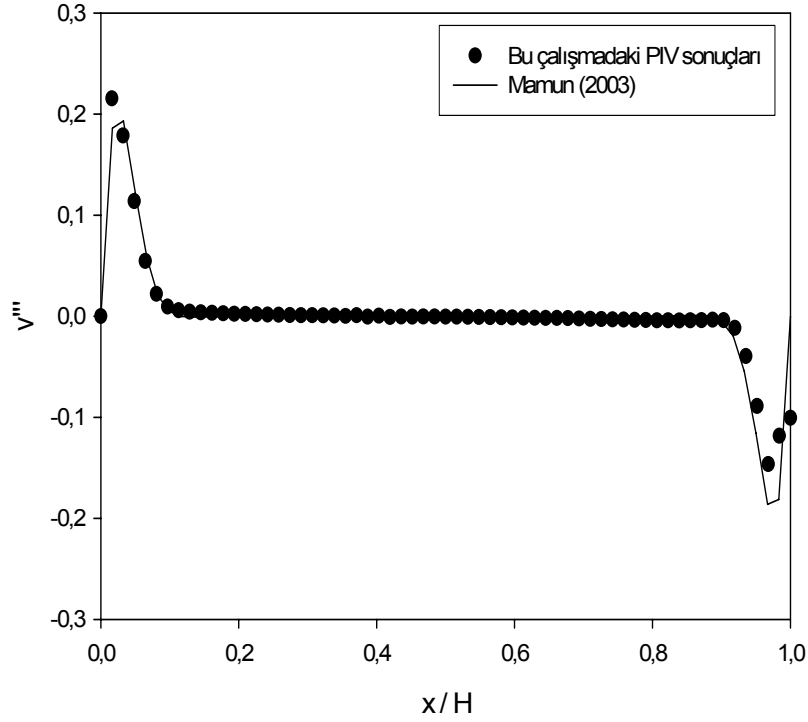


Şekil 5.3 Hacmin düşey orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış sıcaklık değerleri ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$)



Şekil 5.4 Hacmin yatay orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış sıcaklık değerleri ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$)

Yapılan ölçümler ile hesaplanan sıcaklık değerlerini karşılaştırıldığında, sonuçların tam olarak üst üste çıkmadığı ama yakın olduğu görülmektedir. Deneyler esnasında duvara yakın bölgelerde bulunan ısı çiftlerinin sayısının sınırlı olması ve ölçme zorlukları nedeniyle bu bölgedeki sıcaklık değişimi tam olarak ölçülememiştir. Hacim ortasında yapılan ölçüm sonuçların çok yakın olduğu görülmektedir.



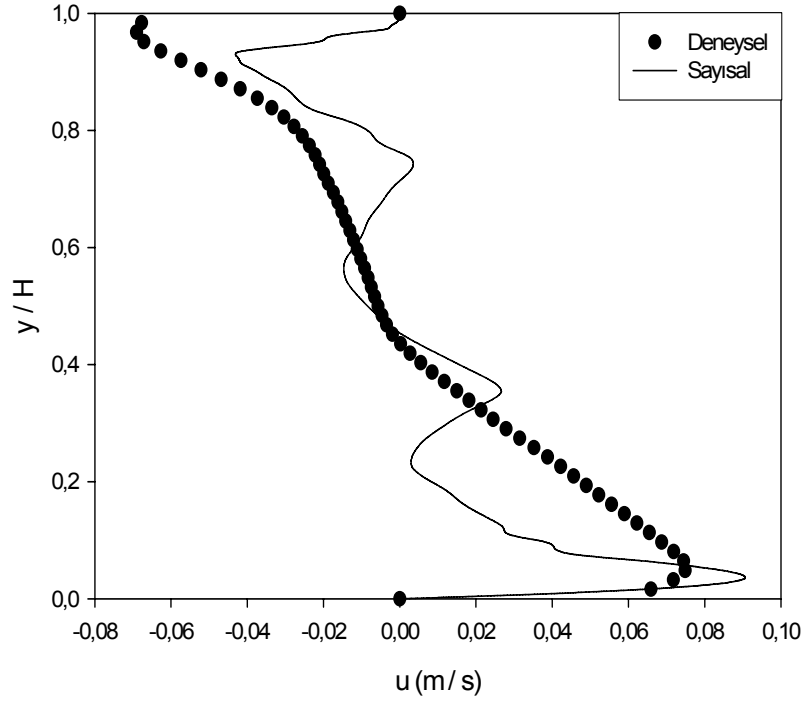
Şekil 5.5 Yandan ısıtılan kapalı hacim için PIV ölçüm sonucunun literatürdeki sonuçlar ile karşılaştırması

Yandan ısıtılan kapalı hacim için yapılan PIV ölçümü, daha önce benzer şartlar için yapılmış PIV ölçümleri ile karşılaştırılmak istenmiştir. Bunun için $Ra=1,3 \cdot 10^7$ için PIV sonucu aranmış bu değere en yakın Mamun (2003) tarafından $Ra=6 \cdot 10^6$ için PIV sonucu bulunmuştur. Mamun deneysel sonuçlarında düşey hızları verip yatay hızları vermediğinden, bulunan yatay hızlar karşılaştırılamamıştır. Şekil 5.5’de yapılan bu iki ölçümün karşılaştırması verilmiştir. Mamun tarafından verilen hızlar boyutsuz hale getirilirken $v''' = \frac{v}{V_r}$ şeklinde formül kullanılmıştır.

Burada $V_r = \sqrt{g \cdot \beta \cdot (T_h - T_c) \cdot L}$ ’dir. Karşılaştırma yapabilmek için bu çalışmada bulunan sonuçlar aynı şekilde boyutsuzlaştırılmıştır. Şekil incelendiğinde sonuçların oldukça yakın olduğu görülmektedir. Hacmin orta bölgeleri bire bir aynı, sol ve sağ duvar bölgelerinde çok az bir fark olduğu görülmektedir. Bu farkın iki çalışmanın tam olarak aynı Rayleigh sayısında yapılmamasından dolayı kaynaklandığı düşünülmektedir.

5.2 Alttan Isıtılan Kapalı Hacimde Deney İle Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması

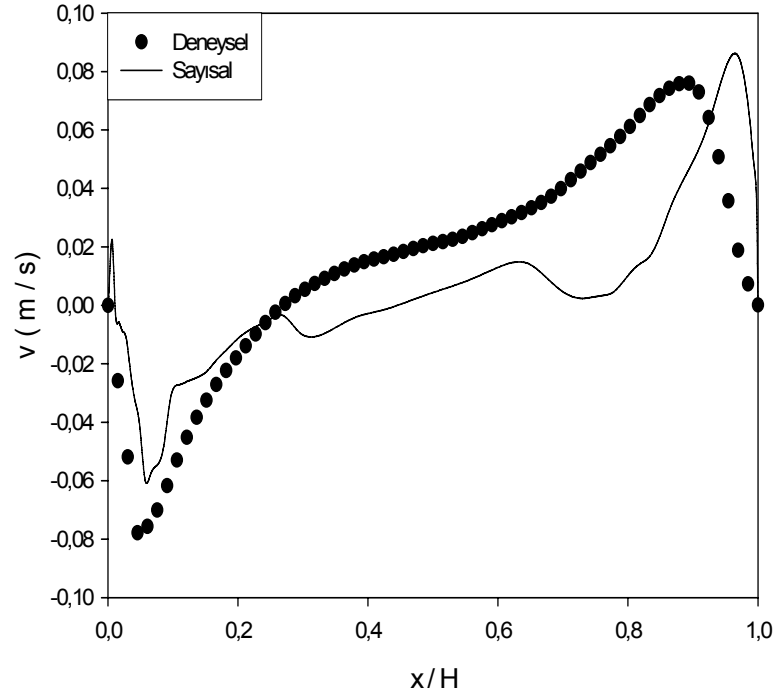
Yapılan hesaplamalar ile ölçüm sonuçları bir önceki problemde olduğu gibi karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalar Rayleigh sayısı $Ra = 1,1 \cdot 10^7$ için hacmin düşey ve yatay orta kesitleri göz önüne alınarak yapılmıştır. Karşılaştırmada yatay hız, düşey hız ve sıcaklık değişimlerine bakılmıştır.



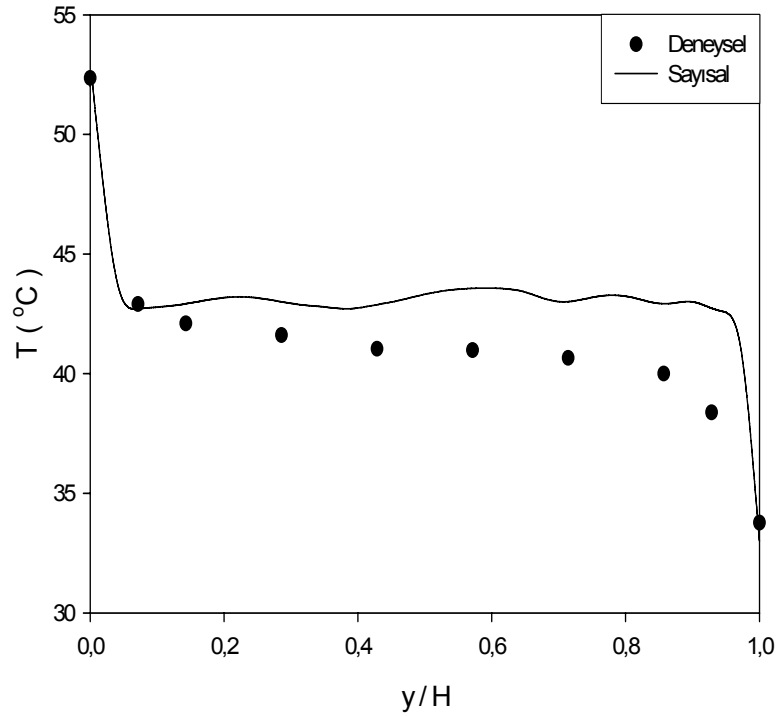
Şekil 5.6 Hacmin düşey orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış yatay hız (u) değerleri ($T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$)

Şekil 5.6'da düşey orta kesit için deneylerde ölçülen ve sayısal hesaplama sonucu bulunan yatay hız değerlerinin karşılaştırılması yapılmıştır. İki sonucun bir birine uyum göstermediği görülmektedir. Hızların çok küçük olması burada önemli etki olduğu düşünülmektedir. Deneysel çalışmalar tekrarlanmış ve aynı sonuçlar bulunmuştur. Sayısal çalışmalarda da çözüm yöntemleri değiştirilmiş ama daha iyi sonuçlar elde edilememiştir.

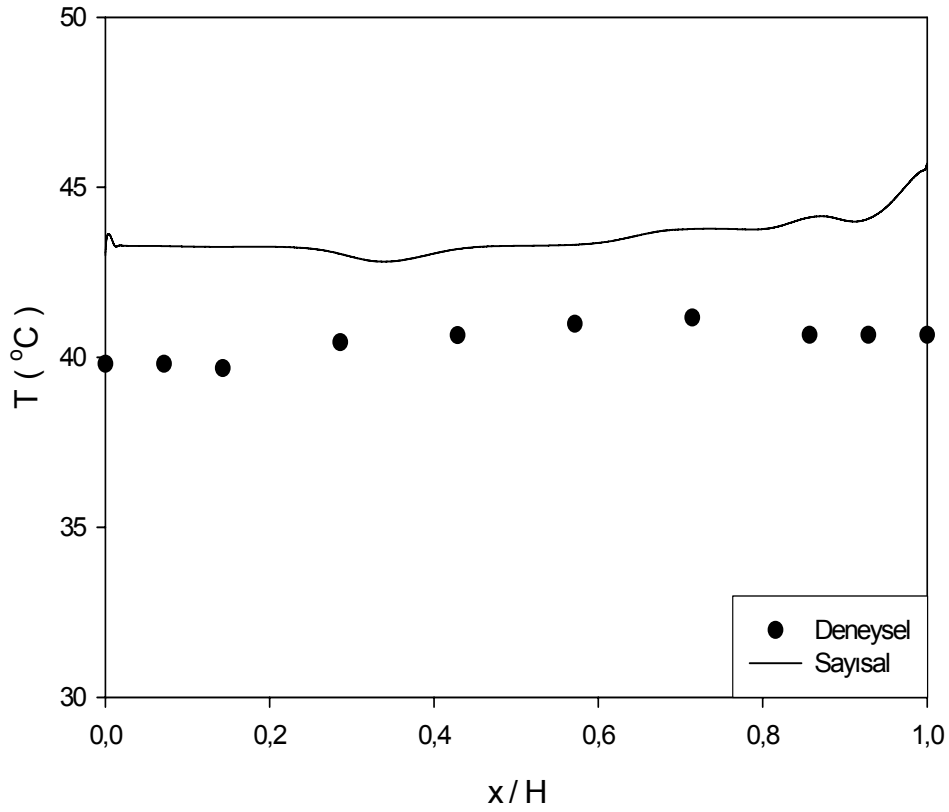
Şekil 5.7'de ise yatay orta kesitteki deney ve sayısal düşey hız değerlerinin karşılaştırması yapılmıştır. Yatay hızlara göre daha yakın sonuçların elde edildiği, ama sonuçların bire bir aynı çıkmadığı görülür. Hızlara bakıldığında yatay hızlar gibi küçük değerler olduğu görülür. Özellikle küçük hız değerlerinde sayısal çözümün başarısının azaldığı görülmektedir.



Şekil 5.7 Hacmin yatay orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış düşey hız (v) değerleri ($T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$)



Şekil 5.8 Hacmin düşey orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış sıcaklık değerleri ($T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$)

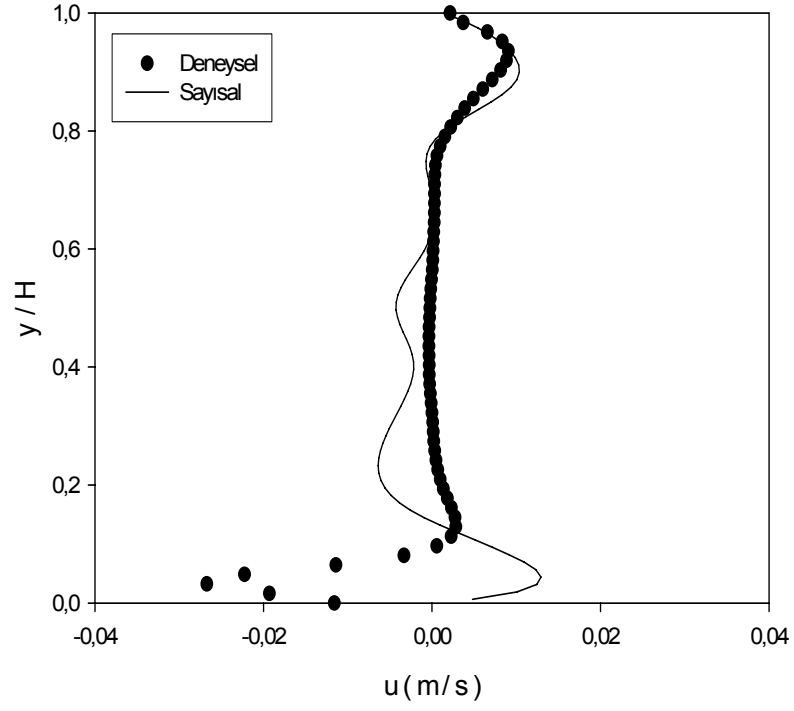


Şekil 5.9 Hacmin yatay orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış sıcaklık değerleri ($T_h=53^\circ\text{C}$, $T_c=33^\circ\text{C}$)

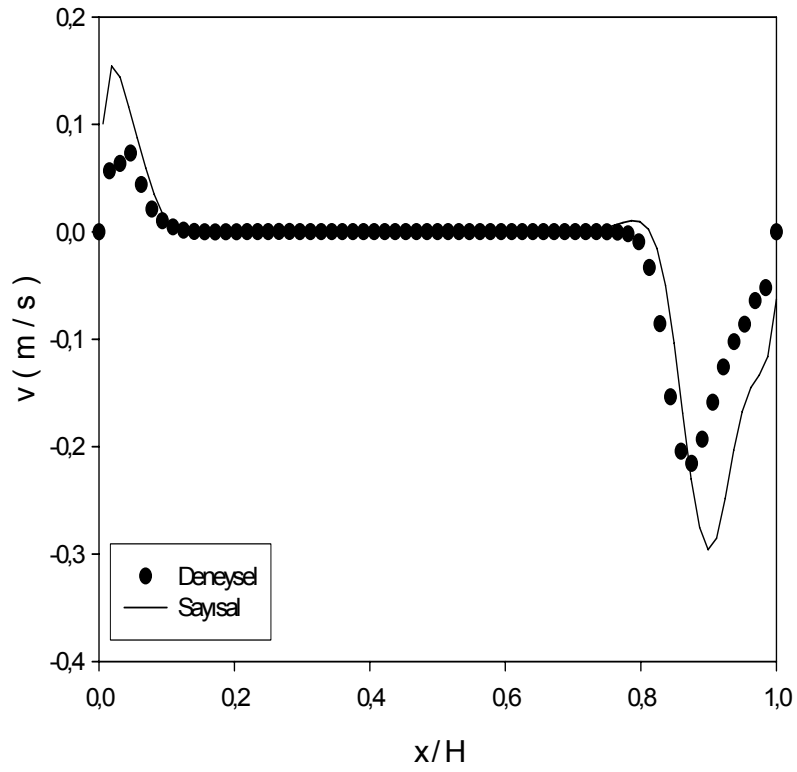
Şekil 5.8 ve Şekil 5.9’da sırasıyla düşey ve yatay orta kesitler için ölçülen ve hesaplanan sıcaklık değerlerinin karşılaştırması yapılmıştır. Sıcaklık değerlerinde sayısal çalışmalarda daha yüksek değerlerin olduğu görülmektedir. Yatay orta kesitte elde edilen sonuçlarda aradaki fark fazla iken, düşey orta kesitte elde edilen sonuçların diğerine nazaran daha iyi olduğu ama düşeyde de elde edilen sonuçların tam olarak aynı olmadığı görülmektedir.

5.3 Kübik Hacim İçinde Doğal Taşınım İle Aynı Yönde Zorlanmış Taşınım Probleminde Deney İle Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması

3. Bölümde gerçekleştirilen sayısal çalışmalar ile 4. Bölümde yapılan deneysel çalışmalar karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalar Rayleigh sayısı $Ra= 1,3 \cdot 10^7$ için, hacmin hem düşey orta kesiti hem de yatay orta kesiti için yapılmıştır. Karşılaştırmada yatay hız, düşey hız ve sıcaklık değişimlerine bakılmıştır.



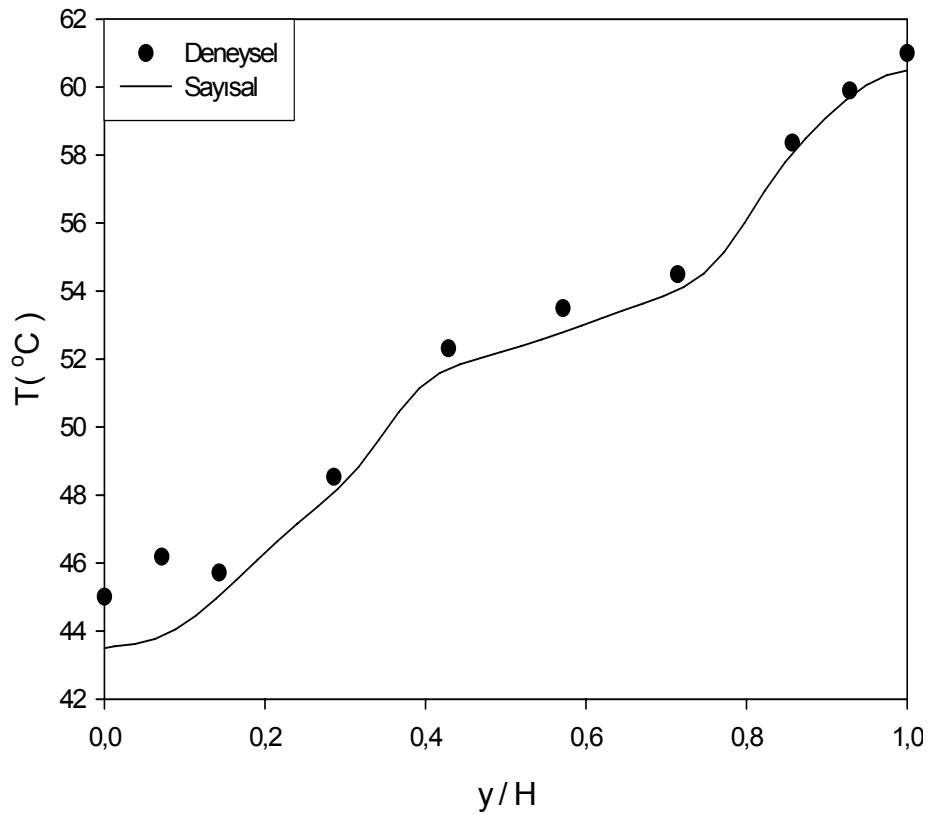
Şekil 5.10 Hacmin düşey orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış yatay hız (u) değerleri ($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$)



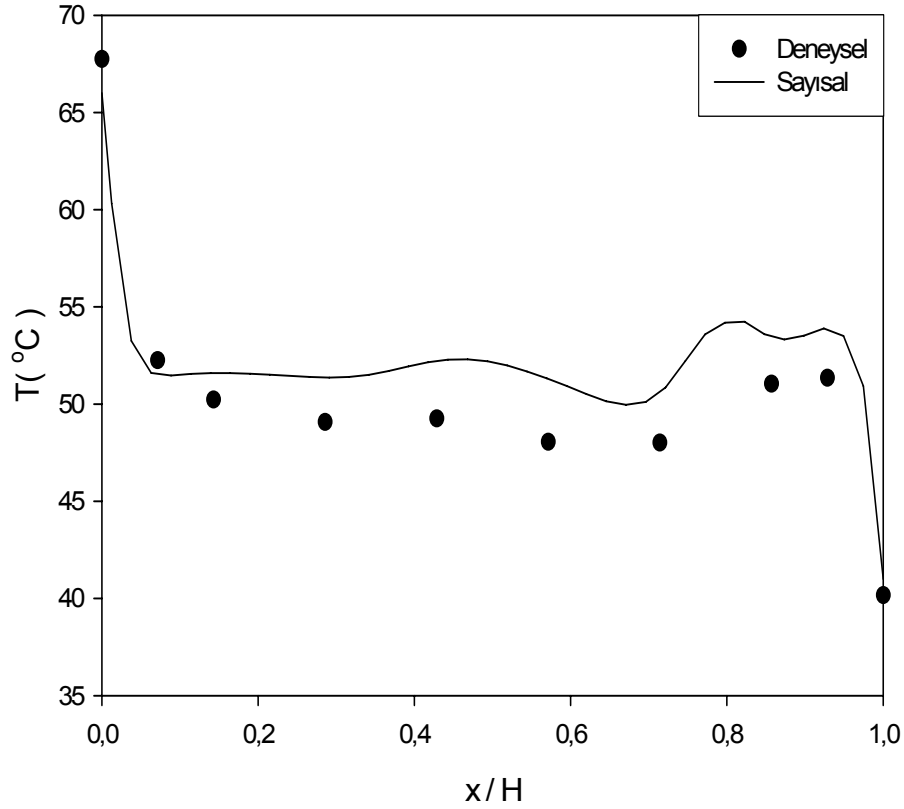
Şekil 5.11 Hacmin düşey orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış düşey hız (v) değerleri ($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$)

Şekil 5.10 ve Şekil 5.11’de yatay ve düşey hızın ölçülen ve hesaplanan değerlerinin karşılaştırması verilmiştir. Yatay hız değerlerinin oldukça küçük olması nedeniyle ölçülen ve hesaplanan değerler arasında bir miktar fark oluşmuştur. Bu fark hacmin üst ve orta bölgelerinde yakın değerlerdeyken alt bölgede zıt yönde akışlar olduğu görülür. Düşey hız değerleri için yapılan karşılaştırmada ise, sonuçların daha yakın olduğu görülmektedir. Hacmin sağ tarafındaki zorlanmış hava akımı bölgesi bire bir yakalanırken, hızların daha düşük olduğu sol tarafta farklılık olduğu görülebilmektedir.

Sıcaklık için ölçülen değerler ile sayısal çözüm sonuçları karşılaştırmasını düşey orta kesitte ve yatay orta kesitte yapılmıştır.



Şekil 5.12 Hacmin düşey orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış sıcaklık değerleri (Th=67°C, Tc=40°C)



Şekil 5.13 Hacmin yatay orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış sıcaklık değerleri
($T_h=67^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$)

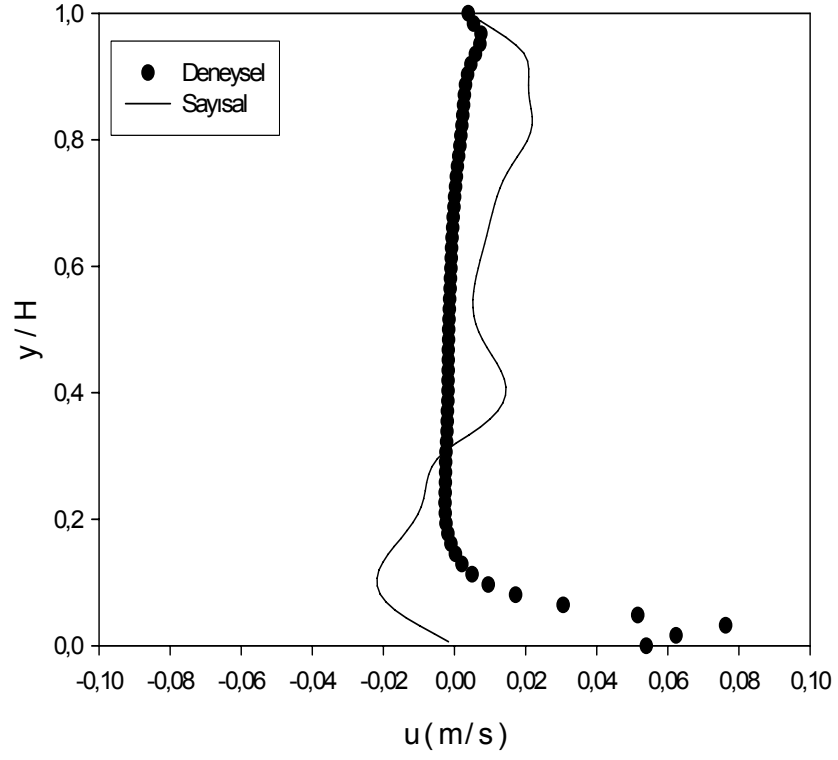
Şekil 5.12'de hacim düşey orta kesiti için deneysel ve sayısal sıcaklık karşılaştırmaları yapılmıştır. Değerlerin üst üste çıkmadığı ama sonuçların yakın olduğu görülmektedir.

Şekil 5.13'de ise hacim yatay orta kesiti için karşılaştırma verilmiştir. Bu karşılaştırmada da sıcaklıkların bire bir aynı olmadığı ama yakın sonuçlar olduğu görülür.

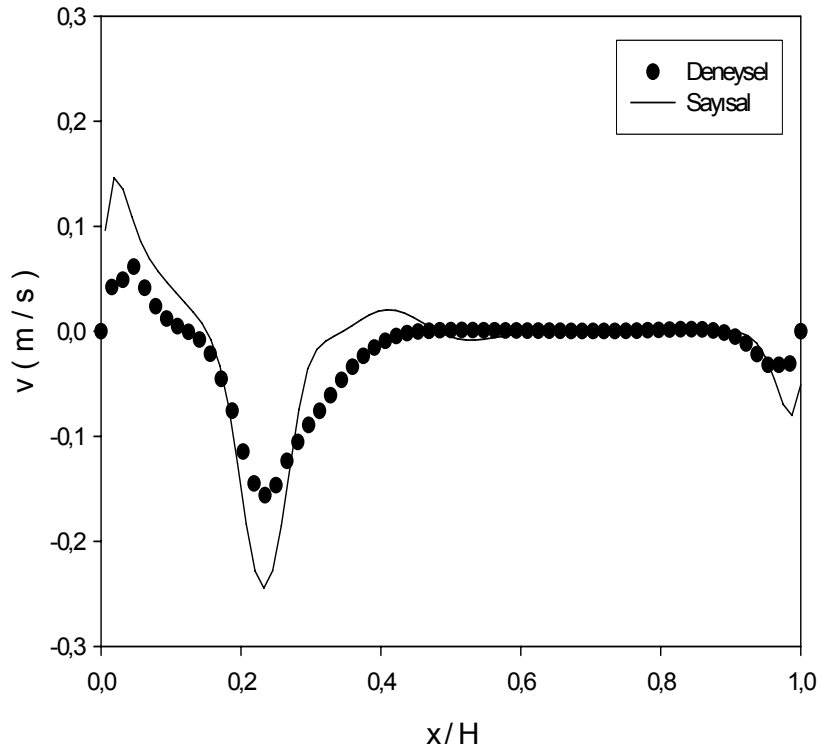
5.4 Kübik Hacim İçinde Doğal Taşınım İle Zıt Yönde Zorlanmış Taşınım Probleminde Deney İle Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması

Sayısal sonuçlar ile deneysel sonuçlar, Rayleigh sayısı $Ra=1,3 \cdot 10^7$ için hacmin hem düşey orta kesiti hem de yatay orta kesiti göz önüne alınarak karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmada diğer problemlerde yapıldığı gibi yatay hız, düşey hız ve sıcaklık değişimlerine bakılmıştır.

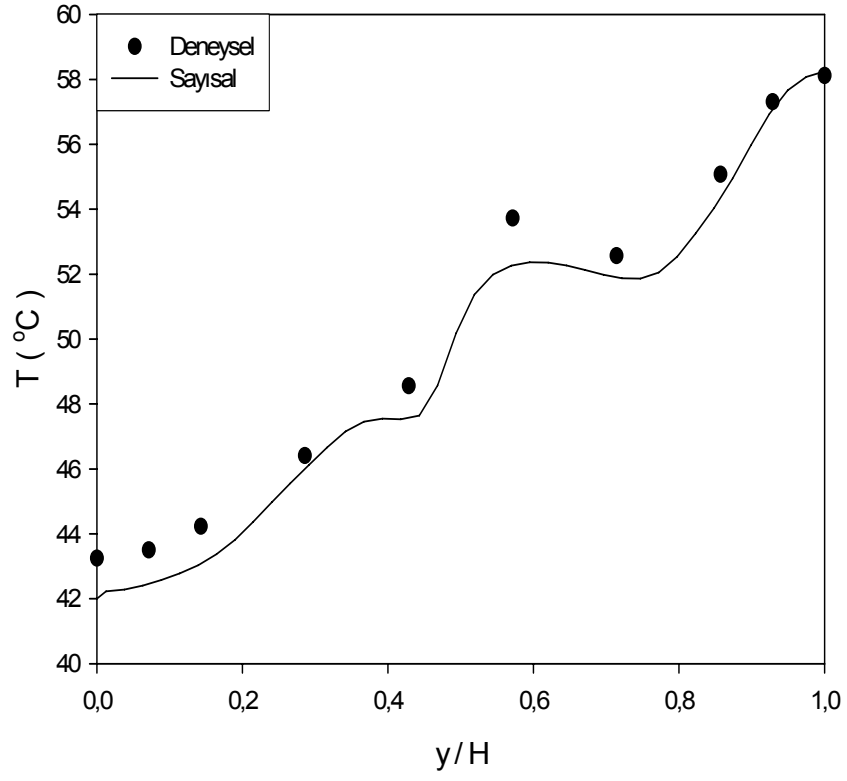
Şekil 5.14 ve Şekil 5.15 incelendiğinde sayısal çalışma sonucu bulunan hız değerlerin deneylerde elde edilen sonuçlara göre bir miktar farklılık gösterdiği görülür. Sayısal çalışmada yatay hızlar alt adyabatik duvar bölgesinde deneysel hızlara göre daha düşük hesaplanırken, düşey hızlarda sayısal hesaplanan hızların ölçülen değerlerden daha fazla olduğu görülmektedir.



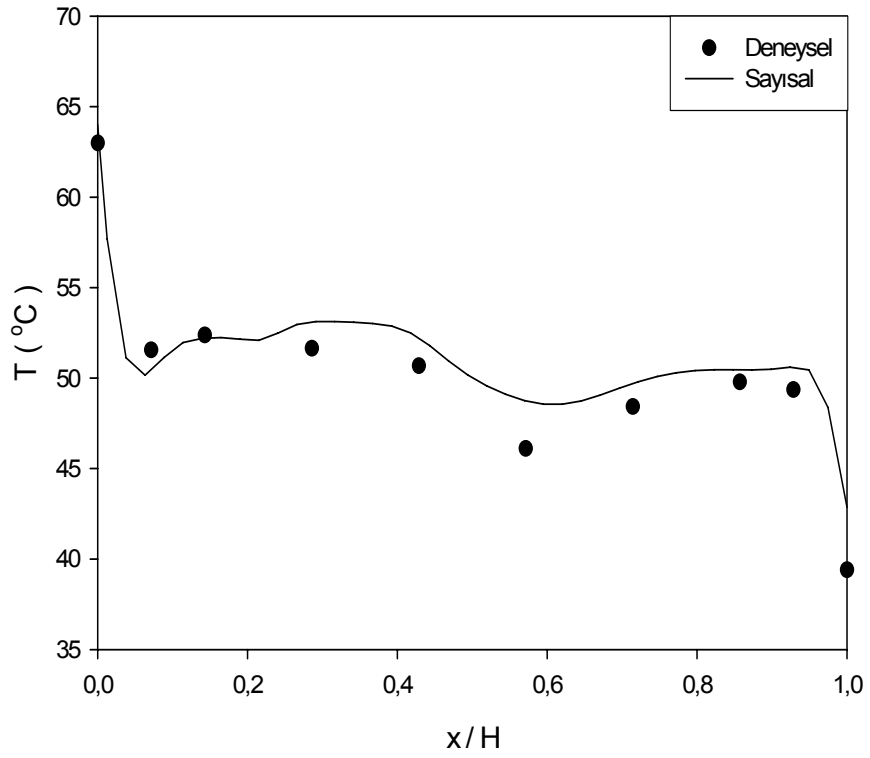
Şekil 5.14 Hacmin düşey orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış yatay hız (u) değerleri ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$)



Şekil 5.15 Hacmin düşey orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış düşey hız (v) değerleri ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$)



Şekil 5.16 Hacmin düşey orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış sıcaklık değerleri ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$)



Şekil 5.17 Hacmin yatay orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış sıcaklık değerleri ($T_h=64^\circ\text{C}$, $T_c=39^\circ\text{C}$)

Şekil 5.16 ve Şekil 5.17’de sıcaklık değişimlerinin sayısal-deneysel karşılaştırmaları verilmiştir. Sıcaklık değerlerini karşılaştırdığımızda hızlara göre daha yakın çıktığı ama tam olarak üst üste gelmediği, arasında bir miktar fark olduğu görülür.

5.5 Sayısal Korelasyonun Literatürle Karşılaştırması

3.Bölümde yandan ısıtılan kapalı hacimde sıcak duvar için iki boyutlu ve üç boyutlu hesaplanan Nusselt sayıları ile, literatürde benzer şartlarda yapılmış çalışmalarda verilen Nusselt sayıları karşılaştırılmıştır. Çizelge 5.1 ve Çizelge 5.2’de bu karşılaştırma verilmiştir.

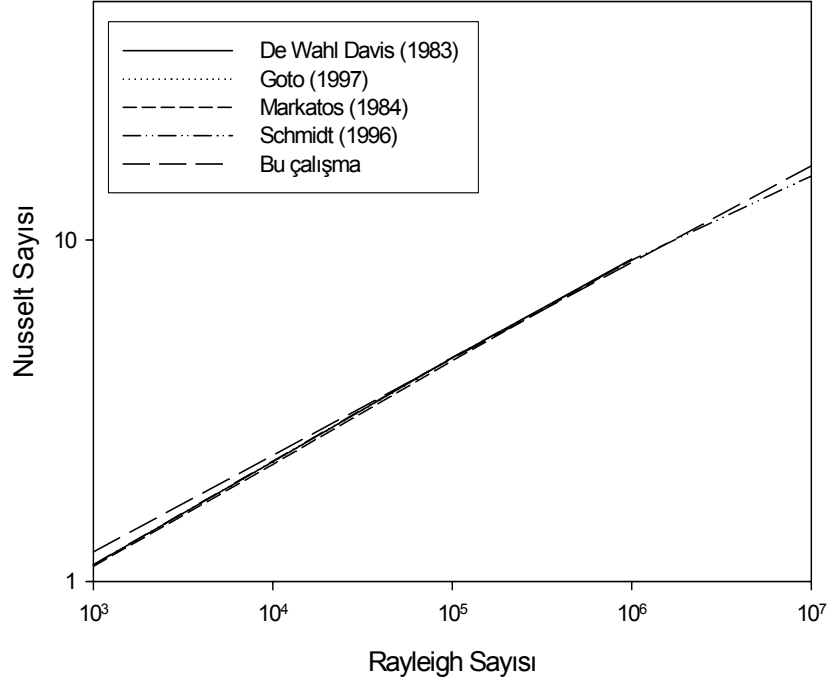
Çizelge 5.1 İki boyutlu yandan ısıtılan kapalı hacim içi laminar akışta, sıcak duvar için sayısal yöntemle hesaplanan Nusselt sayısının literatürle karşılaştırması

Ra Sayısı	De Wahl Davis (1983)	Goto (1997)	Markatos (1984)	Schmidt (1996)	Bu Çalışma
10^3	1,118	1,116	1,108	1,12	1,22
10^4	2,243	2,236	2,201	2,25	2,34
10^5	4,519	4,496	4,43	4,53	4,49
10^6	8,800	8,781	8,754	8,73	8,60
10^7	Bilgi yok	Bilgi yok	Bilgi yok	15,4	16,50

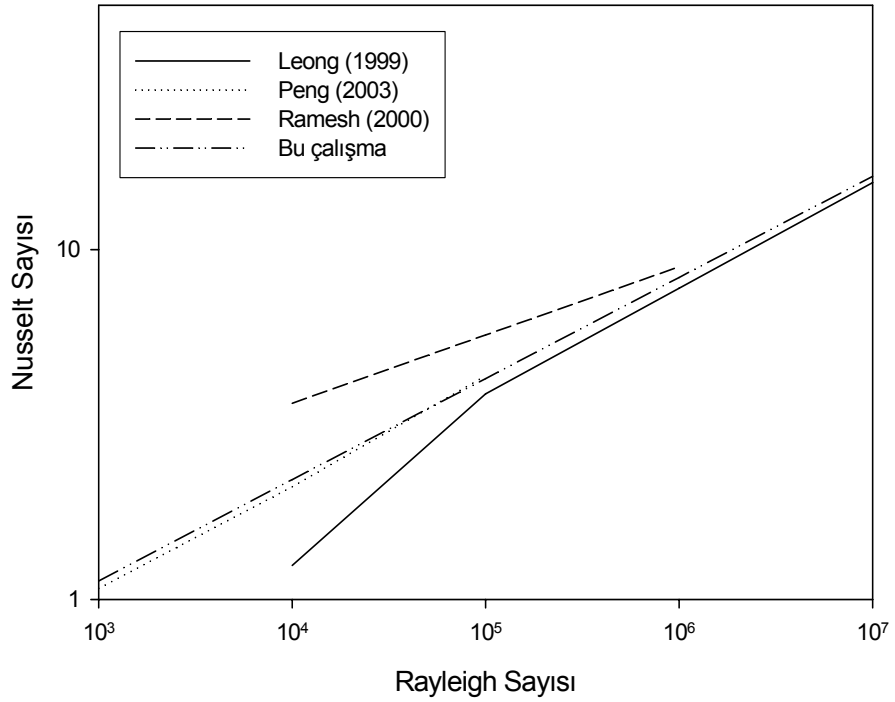
Çizelge 5.2 Üç boyutlu yandan ısıtılan kapalı hacim içi laminar akışta, sıcak duvar için sayısal yöntemle hesaplanan Nusselt sayısının literatürle karşılaştırması

Ra Sayısı	Leong (1999)	Peng (2003)	Ramesh (2000)	Bu Çalışma
10^3	Bilgi yok	1.075	Bilgi yok	1,13
10^4	1.251	2.100	3.637	2,20
10^5	3.868	4.361	5.699	4,28
10^6	7.755	Bilgi yok	8.929	8,33
10^7	15.549	Bilgi yok	Bilgi yok	16,21

Şekil 5.18 ve 5.19 incelendiğinde, bulunan sonuçların literatür sonuçları ile oldukça uyumlu olduğu görülmektedir.



Şekil 5.18 İki boyutlu yandan ısıtılan kapalı hacim içi laminar akışta sıcak duvar için sayısal yöntemle hesaplanan Nu değerinin literatürle karşılaştırılması



Şekil 5.19 Üç boyutlu yandan ısıtılan kapalı hacim içi laminar akışta sıcak duvar için sayısal yöntemle hesaplanan Nu değerinin literatürle karşılaştırılması

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu doktora tez çalışmasında, bir yüzeyi sıcak karşı yüzeyi soğuk, diğer yüzeyleri adyabatik olan kübik bir hacim içinde doğal ve karışık taşınım problemi, sayısal ve deneysel incelenmiştir. Yapılan çalışmada yandan ısıtılan kapalı hacim, alttan ısıtılan kapalı hacim, yandan ısıtılan kübik hacimde doğal taşınım yönünde zorlanmış taşınım ve doğal taşınımına zıt yönde zorlanmış taşınım olmak üzere dört ayrı problem üzerinde durulmuştur. Her problem için bulunan sayısal sonuçlar ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sonuçta elde edilen bulgular aşağıda sunulmuştur.

- PIV ölçümlerinde tohumlama malzemesi olarak motor yağı, mısır yağı, zeytinyağı ve parafin yağı denenmiştir. Motor yağı, mısır yağı ve zeytinyağı ile yapılan ölçümler başarısız olmuş, akışın tabiatına uymayan hız vektörleri tespit edilmiştir. En iyi sonuçlar parafin yağının kullanılması sonucu elde edilmiştir. Özellikle düşük hızların ölçülmesinde parafin yağının kullanılması gerektiği sonucuna varılmıştır.
- Gerek PIV ve LDA ölçüm sonuçlarının karşılaştırmalarında, gerekse PIV ölçümü ile literatür karşılaştırmalarında, düşük hızlarda PIV ölçme sisteminin güvenilir olduğu sonucuna varılmıştır.
- Sayısal sonuçlar ile deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında, hız vektörlerinin ve akım çizgilerinin çok benzer olduğu görülmüştür.
- Yandan ısıtılan kapalı hacim probleminde hesaplanan ve ölçülen yatay ve düşey hızların birbirlerine çok yakın olduğu görülmüştür. Diğer problemlerde hızlar yandan ısıtılan kapalı hacim probleminde elde edilen sonuçlar kadar olmasa da dahi benzer olduğu görülmüştür.
- Özellikle çok düşük olan yatay hızlarda sayısal-deneysel sonuçlar arasındaki farkın arttığı görülmüştür.
- Yandan ısıtılan kapalı hacimlerde hava hareketinin büyük bir kısmının duvarlara yakın bölgelerde gerçekleştiği, hacmin ortasında durgun bir havanın olduğu görülmüştür. Bu durumun Rayleigh sayısının artması ile daha da arttığı anlaşılmıştır.
- Alttan ısıtılan kapalı hacimlerde alt sıcak duvar etkisi ile sıcaklığı artan hava, üst bölgelere doğru yükselmiştir. Bu hareket esnasında hava, daha sıcak olan sağ duvar bölgesinden yukarı çıkmış, sol duvar bölgesinden aşağıya inmiştir. Saat yönü tersi istikametinde bir

akış gerçekleşmiştir.

- Yandan ısıtılan kübik hacim içinde doğal taşınım ile aynı yönde zorlanmış taşınım probleminde hacim içine 0,05m/s gibi çok düşük hızda hava verilmiştir. Buna rağmen hesaplanan ve ölçülen düşey hızlar, sadece doğal taşınım olan yandan ısıtılan kapalı hacim problemine göre daha büyük çıkmıştır.
- Yandan ısıtılan kübik hacim içinde doğal taşınım ile zıt yönde zorlanmış taşınım probleminde, düşey hızlar doğal taşınım ile aynı yönde olması durumu kadar olmasa da bir miktar artmıştır. Sıcak duvar bölgesinde yukarı yükselen hava ile, kanalın içinden yukarıdan aşağıya inen zorlanmış hava birbirleri ile karşılaşmış ve yukardan aşağıya doğru inen hava duvar bölgesinden uzaklaşıp hacim ortalarına doğru kaymıştır.
- 1. Problem = Yandan ısıtılan kapalı hacim
2. Problem = Altan ısıtılan kapalı hacim
3. Problem = Yandan ısıtılan kübik hacim içerisine doğal taşınım ile aynı yönde verilen zorlanmış taşınım
4. Problem = Yandan ısıtılan kübik hacim içerisine doğal taşınım ile zıt yönde verilen zorlanmış taşınım problemi olmak üzere, hacmin orta kesitinde duvar bölgelerindeki hesaplamalar sonucu elde edilen maksimum yatay ve düşey hızlar Çizelge 6.1’de verilmiştir.

Çizelge 6.1 Sayısal çözümleme sonucu duvar bölgelerinde hesaplanan maksimum yatay ve düşey hız değerleri

	Sayısal Yatay Hızlar (u_{maks} , m/s)		Sayısal Düşey Hızlar (v_{maks} , m/s)	
	Alt Duvar Böl.	Üst Duvar Böl.	Sol Duvar Böl.	Sağ Duvar Böl.
1. Problem	0,024	0,023	0,107	0,109
2. Problem	0,086	0,093	0,088	0,111
3. Problem	0,013	0,010	0,154	0,296
4. Problem	0,022	0,022	0,245	0,080

- Yine dört problem için PIV ile ölçülen hacmin orta kesitinde duvar bölgelerindeki maksimum yatay ve düşey hızlar Çizelge 6.2’de verilmiştir.

Çizelge 6.2 Deneysel ölçümlerde duvar bölgelerinde bulunan maksimum yatay ve düşey hız değerleri

	Deneysel Yatay Hızlar (u_{maks} , m/s)		Deneysel Düşey Hızlar (v_{maks} , m/s)	
	Alt Duvar Böl.	Üst Duvar Böl.	Sol Duvar Böl.	Sağ Duvar Böl.
1. Problem	0,034	0,034	0,109	0,108
2. Problem	0,075	0,069	0,078	0,076
3. Problem	0,027	0,009	0,073	0,216
4. Problem	0,076	0,007	0,156	0,032

- Sayısal çözümlerlerde sıcak duvar için Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Bulunan Nusselt sayıları ve 1. Problemdeki hesaplanan Nusselt sayısına göre yüzdesel artış miktarları Çizelge 6.3’de verilmiştir.

Çizelge 6.3 İncelenen dört problemdeki sıcak duvar için hesaplanan Nusselt sayıları

	Nusselt Sayısı	1.Problemle Değişim (%)
1. Problem	17,59	0
2. Problem	20,98	19,27
3. Problem	21,72	23,48
4. Problem	21,18	20,41

- Yandan ısıtılan kapalı hacimler için iki boyutlu ve üç boyutlu yapılan çözümleme sonucu iki ayrı korelasyon bulunmuştur. İki boyutlu çözüme göre bulunan korelasyon:

$$Nu = 0,1729 Ra^{0,2828} \quad (6.1)$$

Üç boyutlu çözüme göre bulunan korelasyon:

$$Nu = 0,1530 Ra^{0,2893} \quad (6.2)$$

şeklindedir. Bulunan bu korelasyonlar ile literatürde verilen sonuçlar karşılaştırılmış, sonuçların birbirlerine çok yakın olduğu görülmüştür.

- Bu çalışmada doğal taşınım prensibi ile çalışan bir fırın içerisinde meydana gelen hava akımları hakkında bilgi edinilmiştir. Elde edilen akım çizgileri ve sıcaklık grafikleri incelendiğinde, bu yöntemle çalışan bir fırın içerisine tepsi içinde yerleştirilen yiyeceğin homojen pişmesinin mümkün olmadığı görülmüştür. Sıcak duvar bölgesine yakın bölgelerin daha hızlı pişeceği, tepsi ortasının ve özellikle fırın ön camına yakın bölgelerin daha uzun sürede pişeceği anlaşılmıştır.
- Gerçek fırınlarda ise, ısınan hava bir fan yardımıyla hacim içinde dolaştırılmaktadır. Buna rağmen fırınlarda genel problem, yiyeceğin homojen pişmemesidir. Bu çalışmada, hacim içine verilen zorlanmış hava akımının fırın orta bölgelerindeki havayı hareketlendirdiği görülmüştür. Eğer zorlanmış hava akımı, yiyeceğin bulunduğu yöne doğru değişik açılardan verilirse, daha iyi bir pişmenin sağlanacağı düşünülmektedir. Bu nedenle fırın içine yerleştirilecek kanallardan, yiyeceğin konulduğu tepsi altına ve üstüne hava üflenmesi gerekmektedir. Bu durum pişme süresini kısaltacak ve pişme kalitesini artıracaktır. Bu durum özellikle üst üste yerleştirilen birden fazla tepsi durumunda çok daha işe yarayacaktır. Enerjinin giderek önem kazandığı günümüzde bu durumun ticari değerinin artacağı tahmin edilmektedir.

Bu çalışmaların devamı olarak aşağıdaki önerilerin faydalı olacağı düşünülmektedir:

- Kullanılan sayısal çözümlemede bazı duvarlar adyabatik olarak kabul edilmiştir. Gerçek deney tesisatında bu duvarlar kalın izolasyon tabakası ile kaplanmıştır. Ama bu duvarlar tam olarak adyabatik olduğu söylenemez. Bu nedenle sayısal çalışmalarda sınır koşullarına izolasyon malzemesi, metalin iletim direnci ve ortam havasının taşınım direnci dahil edilerek, daha gerçekçi sayısal çözümler yapılmalıdır.
- Kübik hacim içerisine zorlanmış taşınım, laminar akım şartlarında verilmiştir. Gerçek fırınlarda olduğu gibi, fırın içerisinde bulunan bir fan ile meydana gelen türbülanslı akışın incelenmesinde fayda vardır.
- Doğal taşınım ile aynı yönde veya zıt yönde zorlanmış taşınım, verilen havanın hacim içerisine girme açısının değiştirilmesi ilginç bir konudur. Özellikle değişik noktalardan, değişik açılarla verilen havanın fırın içerisine konan yiyeceğin pişme süresine etkilerinin incelenmesi gerekir.
- Deneylerde sıcaklıkların ölçülmesinde kullanılan ısı çiftleri yerine, akımı bozmayan ve özellikle duvara yakın sınır tabaka bölgelerindeki değişimi de ölçebilecek sensörlerin temin edilip, ölçümlerin yapılması faydalı olacaktır.

KAYNAKLAR

- Ahmed, G.R., Yovanovich, M.M., (1991), "Influence of Discrete Heat Source Location on Natural Convection Heat Transfer in a Vertical Square Enclosure", Transactions of the ASME, September 1991, v.113, p.268-274.
- Ahmed, G.R., Yovanovich, M.M., (1992), "Numerical Study of Natural Convection from Discrete Heat Sources in a Vertical Square Enclosure", J. Thermo Physics, March 1992, v.6, p.121-127.
- Aktaş, M.K., Farouk, B., (2002), "Numerical Simulation of Developing Natural Convection in an Enclosure due to Rapid Heating", International Journal of Heat and Mass Transfer, Sep. 2002, v.46, p.2253-2261.
- Arcidiacono, S., Piazza, I.D., Ciofalo, M., (2000), "Low-Prandtl Number Natural Convection in Volumetrically Heated Rectangular Enclosures II. Square Cavity", AR=1", International Journal of Heat and Mass Transfer, March.2000, v.44, p.537-550.
- Arcidiacono, S., Ciofalo, M., (2000), "Low-Prandtl Number Natural Convection in Volumetrically Heated Rectangular Enclosures III. Shallow Cavity, AR=0.25", International Journal of Heat and Mass Transfer, October.2000, v.44-p.3053-3065.
- Aydın, O., Ünal, A., Ayhan, T., (1999), "Natural Convection in Rectangular Enclosures Heated from One Side and Cooled from Ceiling", International Journal of Heat and Mass Transfer, Sept.1998, v.42, p.2345-2355.
- Behnia, M., Reizes, J.A., Davis, D.V., G., (1990), "Combined Radiation and Natural Convection in a Rectangular Cavity with a Transparent Wall and Containing a Non-participating Fluid", International Journal for Numerical Methods in Fluids, Feb.1990, v.10, p.305-325.
- Bejan, A., (1995), Convection Heat Transfer, John Wiley & Sons, New York, 1995.
- Bruneau, C.H., Saad, M., (2001), "Computation of Natural Convection Flows in the 8:1 Enclosure by a Multigrid Method" First MIT Conference on Computational Fluid and Solid Mechanics, 2001, p.1456-1459.
- Calay, R.K., Hold, A.E., Hammond, G.P., (1997), "Natural Convective Heat Transfer Rates in Rectangular Enclosures", Energy and Buildings, May.1997, v.27, p.137-146.
- Calcagni, B., Marsili F., Paroncini M., (2005), "Natural Convective Heat Transfer in Square Enclosures Heated from Below", Applied Thermal Engineering, Feb. 2005, v.25, p.2522-2531
- Chang, Y.P., Tsai, R., (1997), "Natural Convection in a Square Enclosure with a Cold Source", Int. Comm. Heat and Mass Transfer, Feb.1997, v.24, p.1019-1027.
- 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, 1987, v.109, p.400-406.
- Christon, M.A., Gresho, P.M., Sutton, S.B., (2001), "Computational Predictability of Natural Convection Flows in Enclosures", First MIT Conference on Computational Fluid and Solid Mechanics, 2001, p.1465-1468.
- Christopher, D.M., (2001), "Numerical Prediction of Natural Convection in a Tall Enclosure",

First MIT Conference on Computational Fluid and Solid Mechanics, 2001, p.1469-1471.

Comini G., Manzan, M., Nonino, C., Saro, O., (2001), "Finite Element Solutions for Natural Convection Flows in a Tall Rectangular Cavity", First MIT Conference on Computational Fluid and Solid Mechanics, 2001, p.1472-1476

Costa, V.A.F., (2002), "Laminar Natural Convection in Differentially Heated Rectangular Enclosures with Vertical Diffusive Walls", International Journal of Heat and Mass Transfer, Sep.2001, v.45, p.4217-4225.

Costa, V.A.F., Oliveira, M.S.A., Sousa, A.C.M., (2002), "Control of Laminar Natural Convection in Differentially Heated Square Enclosures Using Solid Inserts at the Corners", International Journal of Heat and Mass Transfer, August 2002, v.46, p.3529-3537.

Çengel, Y.A., Boles, M.A., (2000), Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Literatür Yayıncılık, İstanbul.

Daniels, P.G., Jones, O.K., (1998), "Convection in a Shallow Rectangular Cavity due to Internal Heat Generation", International Journal of Heat and Mass Transfer, Dec.1998, v.41, p.3979-3987.

Davidson, L., (1992), "Computation of Natural Convection Flow in a Square Cavity", Proceedings of the Eurotherm Seminar, 1992, p.43-53.

Deng, Q.H., Tang, G.F., Li, Y., Ha, M.Y., (2002), "Interaction between Discrete Heat Sources in Horizontal Natural Convection Enclosures", International Journal of Heat and Mass Transfer, June 2002, v.45, p.5117-5132.

Derebail, R., Koster, J.N., (1997), "Numerical Simulation of Natural Convection of Gallium in a Narrow Gap", Int. J. Heat Mass Transfer, March 1997, v.40, p.1169-1180.

De Vahl Davis, G., (1983), "Natural Convection of Air in a Square Cavity: A Benchmark Numerical Solution", International Journal for Numerical Methods in Fluids, May-Jun. 1983, v.3, p.249-264.

Devia, F., Milano, G., Tanda, G., (1994), "Evaluation of Thermal Field in Buoyancy-induced Flows by a Schlieren Method", Experimental Thermal and Fluid Science, January.1994, v.8, p.1-9.

Dol, H.S., Hanjalic, K., (2000), "Computational Study of Turbulent Natural Convection in a Side-Heated Near-Cubic Enclosure at a High Rayleigh Number" National Aerospace Laboratory NLR Report, July 2000.

Dutta, S., Zhang, X., Khan, J.A., Bell, D., (1999), "Adverse and Favorable Mixed Convection Heat Transfer in a two-side Heated Square Channel", Experimental Thermal and Fluid Science, December 1998, v.18, p.314-322.

Ekundayo, C.O., Probert, S.D., Newborough, M., (1998), "Heat Transfer From a Horizontal Cylinder in a Rectangular Enclosure", Applied Energy, 1998, v.61, p.57-78.

Fraser, S.M., Gilchrist, A., Yilmaz, T., (1991), Natural Convection LDA Measurement, Laser Anemometry, 1991, v.2, p.166-173

Frederick, R.L., (1997), "Natural Convection Heat Transfer in a Cubical Enclosure with Two Active Sectors on One Vertical Wall", Int. Comm. Heat and Mass Transfer, July-August 1997, v.24, p.507-520

- Frederick, R.L., Quiroz, F., (2000), "On the Transition from Conduction to Convection Regime in a Cubical Enclosure with a Partially Heated Wall", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, May.2001, v.44, p.1699-1709.
- Fu, W.S., Tseng, C.C., Chen, Y.C., (1994), "Natural Convection in an Enclosure with Non-uniform Wall Temperature", *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, Nov-Dec.1994, v.21, p.819-828.
- Fusegi, T., Hyun, J.M., (1994), "Laminar and Transitional Natural Convection in an Enclosure with Complex and Realistic Conditions (Review)", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, August 1994, v.15, p.258-268.
- Gelfgat B.A.Y., Yoseph P.Z.B., Yarin A.L., (1999), "Stability of Multiple Steady States of Convection in Laterally Heated Cavities", *Journal of Fluid Mechanics*, Dec.1999, v.388, p.315-334.
- Genceli, O.F. (2002), *Çözümlü Isı Taşınımı Problemleri*, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Girimaji, S.S., Balachandar, S., (2002), "Analysis and Modeling of Buoyancy Generated Turbulence Using Numerical Data", NASA Technical Report, USA.
- Goto, T., Suzuki, M., (1997), "A Boundary Integral Equation Method for Analysis of Natural Convection", *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, Jan.1997, v.24, p.663-672
- Guo, Z.Y., Li, Z.X., Luo, X.B., (2002), "Size Effect on Free Convection in a Square Cavity", Tsinghua University Technical Report, China.
- Ha, M.Y., Jung, M.J., (2000), "A Numerical Study on Three-Dimensional Conjugate Heat Transfer of Natural Convection and Conduction in a Differentially Heated Cubic Enclosure with a Heat Generating Cubic Conducting Body", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Feb.2000, v.43, p.4229-4248.
- Hiller, W.J., Koch, S., Kowalewski, T.A., (1989), "Three Dimensional Structures in Laminar Convection in a Cubic Enclosure", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Jan.1989, v.2, p.34-44
- Horvat, A., Kljenak, I., Marn, J., (2001), "Two- Dimensional Large-Eddy Simulation of Turbulent Natural Convection due to Internal Heat Generation", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, February 2001, v.44, p.3985-3995
- Hsieh, S.S., Yang, S.S., (1996), "Transient Three-Dimensional Natural Convection in a Rectangular Enclosure", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Jan.1996, v.39, p.13-26
- Incropera, F.P., DeWitt D.P., Çeviri, Derbentli. T., Genceli. O., Güngör. A., Hepbaşlı. A., vd., (2001), *Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri*, Literatür Yayıncılık, İstanbul.
- Kazansky, S., Dubovsky, V., Zisking, G., Letan, R., (2002), "Chimney-Enhanced Natural Convection from a Vertical Plate: Experiments and Numerical Simulations", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, June 2002, v.46, p.497-512.
- Khalifa, A.J.N., (2001), "Natural Convective Heat Transfer Coefficient- a Review II. Surfaces in Two – and Three Dimensional Enclosures", *Energy Conversion & Management*, March 2000, v.42, p.505-517.
- Khalifa, A.J.N., Khudheyer, A.F., (2000), "Natural Convection in Partitioned Enclosures:

- Experimental Study on 14 Different Configurations”, *Energy Conversion & Management*, August 2000, v.42, p.653-661.
- Kowalewski, T.A., Hiller, W.J., De Valh Davis, G., (1993), “Computational and Experimental Visualization in Heat and Mass Transfer Problems”, *Japanese-Polish Joint Seminar on Advanced Computer Simulation*, 1993, p.1-10.
- Kwak, H.S., Kuwahara, K., Hyun, J.M., (1996), “Resonant Enhancement of Natural Convection Heat Transfer in a Square Enclosure”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Nov.1996, v.41, p.2837-2846.
- Lankhorst, A.M., Angirasa, D., Hoogendoorn, C.J., (1993), “LDV Measurements of Buoyancy-induced Flows in an Enclosure at High Rayleigh Numbers”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Jan.1993, v.6, p.74-79.
- Leal M.A., Machado, H.A., Cotta, R.M., (2000), “Integral Transform Solution of Transient Natural Convection in Enclosures with Variable Fluid Properties”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, January 2000, v.43, p.3977-3990.
- Leong, W.H., Hollands, K.G.T., Brunger, A.P., (1999), “Experimental Nusselt Numbers for a Cubical Cavity Benchmark Problem in Natural Convection”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, June 1999, v.42, p.1979-1989.
- Lietzke B.A.F., (1954), “Theoretical and Experimental Investigation of Heat Transfer by Laminar Natural Convection Between Parallel Plates.” 1954, National Advisory Committee for Aeronautics, Report 1223.
- Liu, F., Wen, J.X., (1999), “Development and Validation of an Advanced Turbulence Model for Buoyancy Driven Flows in Enclosures”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Feb. 1999, v.42, p.3967-3981.
- Mallinson, G. D., De Vahl Davis, G., (1977), “Three-dimensional Natural Convection in a Box: A Numerical Study”, *J. Fluid Mech*, Nov.1977, v.83, p.1-31.
- Mamun, M.A.H., (2003), “Natural Convection Heat Transfer and Flow Field Inside a Cubical Cavity”, PhD Thesis, University of Waterloo, Canada.
- Markatos, N.C., Pericleous, K.A., (1984), “Laminar and Turbulent Natural Convection in an Enclosed Cavity”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, May.1984, v.27, p.755-772.
- McBain, B.G.D., (1999), “Fully Developed Laminar Buoyant Flow in Vertical Cavities and Ducts of Bounded Section”, *Journal of Fluid Mechanics*, August 1999, v.401, p.365-377.
- Meyer, K.E., Larsen, P.S., (2002), “Temperature and Velocity Fields in Natural Convection by PIV and LIF”, Technical Univ. of Denmark Dept. of Mech. Eng. Technical Report, 2002.
- Mezrhab, A., Bouali, H., Amaoui, H., Bouzidi, M., (2006), “Computation of Combined Natural Convection and Radiation Heat Transfer in a Cavity having a Square Body at its Center”, *Applied Energy*, Nov. 2005, v.83, p.1004-1023.
- Mistry, H., Subbu, G., Dey, S., Bishnoi P., Castillo J.L., (2006), “Modeling of Transient natural Convection heat Transfer in Elektrik Ovens”, *Applied Thermal Engineering*, Feb.2006, v.26, p.2448-2456.
- Mlaouah, H., Tsuji, T., Nagano, Y., (1997), “A study of Non-Boussinesq Effect on Transition

of Thermally Induced Flow in a Square Cavity”, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, February 1997, v.18, p.100-106.

Mohamad, A.A., Scicard, J., Bennacer, R., (2006), “Natural Convection in Enclosures with Floor Cooling Subjected to a Heated Vertical Wall”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Dec. 2005, v.49, p108-121.

Ostrach B.S., (1954), “Combined Natural and Forced- Convection Laminar Flow And Heat Transfer of Fluids with and without Heat Sources in Channels with Linearly Varying Wall Temperatures”, *National Advisory Committee for Aeronautics, Technical Note 3141*, April 1954, Washington.

Ostrach B.S., (1952), “Laminar Natural Convection Flow and Heat Transfer of Fluids with and without Heat Sources in Channels with Constant Wall Temperatures”, *National Advisory Committee for Aeronautics, Technical Note 2863*, December 1952, Washington.

Pallares, J., Grau, F.X., Giralt, F., (1998), “Flow Transitions in Laminar Rayleigh-Benard Convection in a Cubical Cavity at Moderate Rayleigh Numbers”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, June 1998, v.42, p.753-769.

Peng, Y., Shu, C., Chew Y.T., (2003), “A 3D Incompressible Thermal Lattice Boltzmann Model and Its Application to Simulate Natural Convection in a Cubic Cavity”, *Journal of Computational Physics*, Aug. 2003, v.193, p260-274.

Piazza, I.D., Ciofalo, M., (1999), “Low-Prandtl Number Natural Convection in Volumetrically Heated Rectangular Enclosures”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Nov. 1999, v.43, p.3027-3051.

Ramesh, N., Venkateshan, S.P., (2000), “Experimental Study of Natural Convection in a Square Enclosure Using Differential Interferometer”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, May. 2000, v.44, p.1107-1117.

Ramey, M., (1994), “Application of Computational Fluid Dynamics to Indoor Room Air Flow”, *MSc. Thesis*, December. 1994, Oklahoma State University, Oklahoma.

Reindl, D.T., Beckman, W.A., Mitchell, J.W., Rutland, C.J., (1991), “Benchmarking Transient Natural Convection in an Enclosure”, *Proceedings of National Heat Transfer Conference*, 1991, p.1-17.

Sa, J.Y., Kwak, D., (1997), “A Numerical Method For Incompressible Flow With Heat Transfer”, *NASA Technical Memorandum 110444*, April 1997.

Sagaguchi, K., Uemura, T., Takeo, H., (1991), “Unsteady Laminar Natural Convection Heat Transfer in an Enclosure with Conducting Plates”, *Trans. of JSME*, v.57, p.1057-1064.

Schmidt, D.J., (1996), “Buoyancy-induced Flows within a Two-dimensional Square Enclosure”, *MSc Thesis*, April 1996, Clarkson University, New York.

Seker, D., (2004), “Buzdolabı içi Isı ve Kütle Transferinin Teorik ve Deneysel İncelenmesi”, *Doktora Tezi*, Haz. 2004, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul

Sharif M.A.R., Mohammad T.R., (2005), “Natural Convection in Cavities with Constant Flux Heating at the Bottom Wall and Isothermal Cooling from the Sidewalls”, *International Journal of Thermal Sciences*, April 2005, v.44, p.865-878.

Smyth, R., Salman, Y.K., (1991), “Combined Free and Forced Convection Heat Transfer in a

Rectangular Duct”, *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, 1991, v.18, p.669-680.

Tieszen, B.S., Ooi A., Durbin P., Behnia M., (1998), “Modeling of Natural Convection Heat Transfer”, *Center for Turbulence Research, Proceedings of the Summer Program*, 1998, p.287-302.

Tou, S.K.W., Zhang, X.F., (2002), “Three-Dimensional Numerical Simulation of Natural Convection in an Inclined Liquid-Filled Enclosure with an Array of Discrete Heaters”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, May.2002, v.46, p.127-138.

White, F.M., Çeviri, Kırkköprü, K., Ayder, E., (2004), *Akışkanlar Mekaniği, Literatür Yayıncılık*, İstanbul.

Wong, K.L., (1995), “Numerical Simulations of Natural Convection Flow in a Differentially Heated Cubical Enclosure”, *Proc. First Asian CFD Conference –HKUST*, CD-Rom

Xu, W., Chen, Q., Nieuwstadt, F.T.M., (1998), “A New Turbulence Model For Near-Wall Natural Convection”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, February 1998, v.41, p.3161-3176.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 12.03.1974

Doğum yeri Boyabat

Lise 1988–1991 Boyabat Mehmet Akif Ersoy Lisesi

Lisans 1991–1995 Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fak.
Makine Mühendisliği BölümüYüksek Lisans 1996–1999 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses ProgramıDoktora 1999–2006 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı**Çalıştığı kurumlar**

1995–1997 Isı Tekniği Ltd Şti.

1997-Devam ediyor YTÜ Makine Fakültesi Araştırma Görevlisi