

**KAPALI HACİMLERDE SONLU KALINLIKTA
KOMPOZİT MALZEMEDEN YAPILMIŞ PLAKA
KULLANILARAK DOĞAL TAŞINIM ISI
TRANSFERİNİN KONTROLÜ**

Rabia GÖKGÜL

**Yüksek Lisans Tezi
Makine Eğitimi Anabilim Dalı
Danışman: Doç. Dr. Hakan F. ÖZTOP
HAZİRAN-2011**

ÖNSÖZ

Hazırladığım bu çalışmada bana çalışmamı öneren, çalışmalarında beni her zaman büyük özveriyle destekleyen ve çalışmamın bütün aşamalarında her türlü yardımı gösteren kıymetli hocam ve danışmanım sayın Doç. Dr. Hakan F. ÖZTOP' a, birçok konuda bana yardımcı olan ve yol gösteren değerli hocalarım Prof. Dr. Yasin VAROL, Yrd. Doç. Dr. Ahmet KOCA ve Arş. Gör. Filiz ÖZGEN' e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca bu çalışma süresince manevi desteklerini benden esirgemeyen aileme ve sevdiklerime teşekkür ederim.

Rabia GÖKGÜL

Elazığ-2011

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ	II
İÇİNDEKİLER	III
ÖZET	IV
SUMMARY	V
ŞEKİLLER LİSTESİ	VI
TABLolar LİSTESİ	IX
SEMBOLLER LİSTESİ	X
1. GİRİŞ	1
2. KONU İLE İLGİLİ YAPILAN ÇALIŞMALAR	3
3. MATEMATİKSEL FORMÜLASYON	12
3.1. Temel Denklemler	12
3.2. Denklemlerin Boyutsuzlaştırılması ve Cebirsel Denklemlere Dönüştürülmesi	13
3.3. Sınır Şartları	17
3.4. Cebirsel Denklemlerin Çözümü	18
3.5. Grid Sistemi	19
3.6. Çözüm Algoritması	21
4. LİTERATÜR KARŞILAŞTIRMASI	22
5. BULGULAR	23
5.1. Rayleigh Sayısının Etkisi	24
5.2. Prandtl Sayısının Etkisi	32
5.3. Katı Cisim Yüksekliğinin Etkisi	39
5.4. Plakanın Merkeze Uzaklığının Etkisi	42
5.5. Plaka İçerisindeki Katı Cisim Kalınlıklarının Etkisi	44
5.6. Katı Cisim İçerisinde Isıl İletkenlik Oranlarının Etkisi	46
6. ISI TRANSFERİ	49
7. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	67
KAYNAKLAR	68
EKLER	74
ÖZGEÇMİŞ	83

ÖZET

Kapalı hacim içerisindeki doğal taşınım ısı transferine, mühendislik uygulamalarında, ısıtma ve havalandırma sistemlerinde, yapılardaki yangından kaynaklanan problemlerin giderilmesinde, güneş kolektörlerinde, elektronik soğutma aygıtlarında ve radyoaktif atıkların depolanmasında rastlanmaktadır. Bu çalışmada, tabana iki farklı malzemeden yapılmış plaka yerleştirilmiş kare kesitli bir hacim içerisindeki doğal taşınım ısı transferi, sayısal olarak incelenmiştir. Kapalı hacmin yatay duvarları yalıtımlı, düşey duvarları ise sabit sıcaklıktadır. İki boyutlu, laminar, süreklilik, momentum ve enerji denklemleri sonlu farklar metodu ile çözülmüştür. Sonuçlar, plakanın farklı yükseklik, kalınlık, yerleştirilme yeri ile farklı Rayleigh sayıları için elde edilmiştir. Ayrıca, plaka iletken kabul edilerek, plaka malzemesinin farklı ısı iletkenlik katsayıları için değerler elde edilmiştir. Sonuçlar, akım çizgileri, eş sıcaklık eğrileri, yerel ve ortalama Nusselt sayıları ve hız profilleri şeklinde sunulmuştur. Hesaplamalar farklı Rayleigh sayıları, Prandtl sayısı, farklı ısı iletkenlik oranları, farklı plaka boyutları ve plaka yerleştirme yerinin farklı değerleri için sunulmuştur. Çalışma sonucunda, artan Rayleigh sayısı ile birlikte tüm parametreler için ısı transferinde artış kaydedilmiş, Prandtl sayısının değişimi ile birlikte, akış ve sıcaklık alanında değişimler görülmüş, plakanın ısı iletkenlik oranlarının özellikle sıcaklık dağılımında etkin olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Doğal taşınım, kare hacim, kompozit plaka, ısı transferi

SUMMARY

Control of Natural Convection Heat Transfer in Enclosures Using A Composite Material

Natural convection in cavities is encountered in various engineering applications, such as heating and ventilating of living spaces, fire in buildings, solar thermal collector systems, electronic cooling devices, in storage of radioactive wastes. In this study, natural convection heat transfer in a square cavity with a fin mounted on a vertical wall has been performed numerically. Vertical boundaries are isothermal and horizontal boundaries are adiabatic. Two dimensional equations of conservation of mass, momentum and energy are solved through finite difference method. Results have been obtained for various geometrical parameters as the height, thickness and position of the partition and Rayleigh numbers. The partition is accepted as conductive. Heat transfer increases with increasing of Rayleigh number and flow field and temperature distribution are affected from the changing of Prandtl number and thermal conductivity coefficient is affected on temperature distribution.

Keywords: Natural convection, square enclosure, composite plate, heat transfer

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 3.1. a) Fiziksel model, b) Grid dağılımı (grid aralıklarının gösterimi)	19
Şekil 3.2. Grid sayısının ortalama Nusselt sayısı ile karşılaştırılması; ($Ra=5 \times 10^5$, $h=c=0.50$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$ $k_1=0.1$, $k_2=10$).....	20
Şekil 3.3. Fortran programlarının akış şeması.....	21
Şekil 5.1. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Pr=0.7$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=0.1$ ve $k_2=10$ için Rayleigh sayısı ile değişimi a) $Ra=10^3$, b) $Ra=10^4$, c) $Ra=10^5$, d) $Ra=5 \times 10^5$	26
Şekil 5.2. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Pr=0.7$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=10$ ve $k_2=0.1$ için Rayleigh sayısı ile değişimi a) $Ra=10^3$, b) $Ra=10^4$, c) $Ra=10^5$, d) $Ra=5 \times 10^5$	28
Şekil 5.3. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Pr=6.4$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=0.1$ ve $k_2=10$ için Rayleigh sayısı ile değişimi a) $Ra=10^3$, b) $Ra=10^4$, c) $Ra=10^5$, d) $Ra=5 \times 10^5$	30
Şekil 5.4. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Pr=6.4$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=10$ ve $k_2=0.1$ için Rayleigh sayısı ile değişimi a) $Ra=10^3$, b) $Ra=10^4$, c) $Ra=10^5$, d) $Ra=5 \times 10^5$	32
Şekil 5.5. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=5 \times 10^5$, $w_1=0.15$, $w_2=0.15$, $h=0.50$, $c=0.75$, $k_1=0.1$ ve $k_2=10$ için Prandtl sayısı ile değişimi a) $Pr=0.7$, b) $Pr=6.4$	33
Şekil 5.6. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=5 \times 10^5$, $w_1=0.15$, $w_2=0.15$, $h=0.50$, $c=0.75$, $k_1=10$ ve $k_2=0.1$ için Prandtl sayısı ile değişimi a) $Pr=0.7$, b) $Pr=6.4$	34
Şekil 5.7. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=5 \times 10^5$, $w_1=0.15$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=10$ ve $k_2=0.1$ için Prandtl sayıları ile değişimi a) $Pr=0.7$, b) $Pr=6.4$, c) $Pr=0.1$, d) $Pr=3.880$, e) $Pr=10.0$	36
Şekil 5.8. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=5 \times 10^5$, $w_1=0.15$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=0.1$ ve $k_2=10$ için Prandtl sayıları ile değişimi a) $Pr=0.7$, b) $Pr=6.4$, c) $Pr=0.1$, d) $Pr=3.880$, e) $Pr=10.0$	38

Şekil 5.9. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=10^5$, $Pr=0.7$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $c=0.75$, $k_1=10$ ve $k_2=0.1$ için katı cisim yükseklik oranı ile değişimi a) $h=0.25$, b) $h=0.50$, c) $h=0.75$	40
Şekil 5.10. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=10^5$, $Pr=6.4$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $c=0.75$, $k_1=10$ ve $k_2=0.1$ için katı cisim yükseklik oranı ile değişimi a) $h=0.25$, b) $h=0.50$, c) $h=0.75$	42
Şekil 5.11. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=5 \times 10^5$, $Pr=6.4$, $w_1=0.15$, $w_2=0.05$, $h=0.75$, $k_1=0.1$ ve $k_2=10$ için katı cismin sıcak yüzeye uzaklık oranı ile değişimi a) $c=0.25$, b) $c=0.50$, c) $c=0.75$	43
Şekil 5.12. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=5 \times 10^5$, $Pr=0.7$, $h=c=0.75$, $k_1=10$ ve $k_2=0.1$ için katı cisimlerin kalınlıkların oranı ile değişimi a) $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, b) $w_1=0.15$, $w_2=0.05$, c) $w_1=0.15$, $w_2=0.15$	45
Şekil 5.13. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=5 \times 10^5$, $Pr=6.4$, $h=c=0.75$, $k_1=10$ ve $k_2=0.1$ için katı cisimlerin kalınlıkların oranı ile değişimi a) $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, b) $w_1=0.15$, $w_2=0.05$, c) $w_1=0.15$, $w_2=0.15$	46
Şekil 5.14. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=10^5$, $Pr=0.7$, $h=0.25$, $c=0.50$, $w_1=0.15$, $w_2=0.15$ için ısıl iletkenlik oranı ile değişimi a) $k_1=0.1$ ve $k_2=10$, b) $k_1=10$ ve $k_2=0.1$	47
Şekil 5.15. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=10^5$, $Pr=6.4$, $h=0.25$, $c=0.50$, $w_1=0.15$, $w_2=0.15$ için ısıl iletkenlik oranı ile değişimi a) $k_1=0.1$ ve $k_2=10$, b) $k_1=10$ ve $k_2=0.1$	48
Şekil 6.1. Düşey doğrultudaki hız dağılımı; $Pr=0.7$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$ $h=c=0.50$ $k_1=0.1$ ve $k_2=10$ ($Ra=10^3$, $Ra=10^4$, $Ra=10^5$, $Ra=5 \times 10^5$) a) $X/H=0.25$, b) $X/H=0.50$, c) $X/H=0.75$	53
Şekil 6.2. Yatay doğrultudaki hız dağılımı; $Pr=0.7$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=0.1$, $k_2=10$ ($Ra=10^3$, $Ra=10^4$, $Ra=10^5$, $Ra=5 \times 10^5$) a) $Y/H=0.25$, b) $Y/H=0.50$, c) $Y/H=0.75$	55
Şekil 6.3. Farklı Rayleigh sayılarında yerel Nusselt sayısının değişimi; $Pr=0.7$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=0.1$, $k_2=10$ ($Ra=10^3$, $Ra=10^4$, $Ra=10^5$, $Ra=5 \times 10^5$) a) sıcak duvar, b) soğuk duvar, c) plakanın sağ cidarı, d) plakanın sol cidarı	57
Şekil 6.4. Düşey doğrultudaki hız dağılımı; $Pr=0.7$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=10$, $k_2=0.1$ ($Ra=10^3$, $Ra=10^4$, $Ra=10^5$, $Ra=5 \times 10^5$) a) $X/H=0.25$, b) $X/H=0.50$, c) $X/H=0.75$	58

- Şekil 6.5.** Yatay doğrultudaki hız dağılımı; $Pr=0.7$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=10$, $k_2=0.1$, ($Ra=10^3$, $Ra=10^4$, $Ra=10^5$ ve $Ra=5 \times 10^5$) a) $Y/H=0.25$, b) $Y/H=0.50$, c) $Y/H=0.75$ 59
- Şekil 6.6.** Farklı Rayleigh sayılarında yerel Nusselt sayısının değişimi; $Pr=0.7$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=10$, $k_2=0.1$ ($Ra=10^3$, $Ra=10^4$, $Ra=10^5$ ve $Ra=5 \times 10^5$) a) sıcak bölge, b) soğuk bölge, c) sağ bölge, d) sol bölge61
- Şekil 6.7.** Düşey doğrultudaki hız dağılımı; $Pr=6.4$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=0.1$, $k_2=10$ ($Ra=10^3$, $Ra=10^4$, $Ra=10^5$, $Ra=5 \times 10^5$) a) $X/H=0.25$, b) $X/H=0.50$, c) $X/H=0.75$ 63
- Şekil 6.8.** Yatay doğrultudaki hız dağılımı; $Pr=6.4$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=0.1$, $k_2=10$, ($Ra=10^3$, $Ra=10^4$, $Ra=10^5$ ve $Ra=5 \times 10^5$) a) $Y/H=0.25$, b) $Y/H=0.50$, c) $Y/H=0.75$ 64
- Şekil 6.9.** Farklı Rayleigh sayılarında yerel Nusselt sayısının değişimi; $Pr=6.4$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=0.1$, $k_2=10$, ($Ra=10^3$, $Ra=10^4$, $Ra=10^5$ ve $Ra=5 \times 10^5$) a) sıcak bölge, b) soğuk bölge, c) sağ bölge, d) sol bölge66

TABLÖLAR LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1. Grid sayısının ortalama Nusselt sayısı ile karşılaştırılması ($Ra=5 \times 10^5$, $h=c=0.50$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $k_1=0.1$, $k_2=10$)	20
Tablo 4.1. Ortalama Nusselt sayısının değişimi	22
Tablo 4.2. Ortalama Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayıları ile değişimi	22
Tablo 6.1. Ortalama Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayıları ile değişimi ($Pr=0.7$, $k_1=0.1$ ve $k_2=10$)	51
Tablo 6.2. Ortalama Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayıları ile değişimi ($Pr=6.4$, $k_1=10$ ve $k_2=0.1$)	52

SEMBOLLER LİSTESİ

β	: Isıl genleşme katsayısı
Gr	: Grashof sayısı
g	: Yerçekimi ivmesi
h	: Plakanın tabandan yüksekliği
H	: Kapalı hacmin yüksekliği
k_s	: Plakanın ısı iletim katsayısı
k_f	: Hacim içerisindeki akışkanın ısı iletim katsayısı
L	: Kapalı hacmin boyu
Nu_x	: Yerel Nusselt sayısı
Nu_{ort}	: Ortalama Nu sayısı
Pr	: Prandtl sayısı
P	: Basınç
Ra	: Rayleigh sayısı
r	: Relaksasyon faktörü
T	: Akışkan sıcaklığı
T_h	: Kapalı hacmin taban sıcaklığı
T_c	: Kapalı hacmin üst yüzey sıcaklığı
u	: x yönündeki akış hızı
U	: x yönündeki boyutsuz akış hızı
v	: y yönündeki akış hızı
V	: y yönündeki boyutsuz akış hızı
x,y	: Kartezyen koordinatlar
X,Y	: Boyutsuz kartezyen koordinatlar
Δx	: Ayrık noktaların x yönündeki sonlu uzaklığı
Δy	: Ayrık noktaların y yönündeki sonlu uzaklığı
ΔT	: Sıcaklık farkı
α	: Isıl difüzyon katsayısı
ν	: Kinematik viskozite
θ	: Boyutsuz sıcaklık
ψ	: Akım fonksiyonu
Ψ	: Boyutsuz akım fonksiyonu
Ω	: Boyutsuz girdap fonksiyonu
w_1, w_2	: Katı cismin kalınlıkları
c	: Katı cismin merkeze uzaklığı
k_1, k_2	: Katı cisim içerisinde ısı iletkenlik oranları

1. GİRİŞ

Akışkan hareketiyle ilişkili olan ısı transferinin bir modu olan ısı taşınımı; akışkan içinde moleküllerin etkileşmesiyle gerçekleşen iletimle ısı transferi yanında akışkanın hareketi dolayısıyla enerjinin taşınması mekanizmalarının her ikisini de içerir. Eğer akışkanın hareketi yardımcı bir araç vasıtasıyla (fan ya da pompa gibi) sağlanıyorsa, ya da incelenen hacme belli bir hızla giriyorsa zorlanmış taşınım söz konusudur. Diğer taraftan, incelenen hacimde akışkan hareketi yoğunluk değişimi dolayısıyla oluşuyorsa doğal taşınım ifadesi daha uygundur.

Zorlanmış taşınımında akışkanı harekete geçirmek için fan, pompa veya kompresör gibi dış bir enerji kaynağı gerekir. Yani akışkanın dış zorlamayla hareketi söz konusudur. Bazı ısı taşınım problemlerinde ise dış bir enerji kaynağı olmaksızın akışkan hareket etmektedir. Örnek olarak oda, içindeki ısıtma amacıyla kullanılan bir radyatör incelenecek olursa, içinden geçen sıcak su sebebiyle ısınan radyatör yüzeyinden havaya, önce, iletimle ısı transferi olacaktır. Isınan havanın yoğunluğunun azalmasıyla bir kaldırma kuvveti meydana gelecek ve bunun sonucu olarak da hava yukarı doğru harekete başlayacaktır. Dolayısıyla radyatör yüzeyinde bir ısı taşınımı olayı oluşacaktır. Çünkü farklı sıcaklıkta hareketli akışkan ile katı yüzey arasındaki ısı transferi ısı taşınımı olarak adlandırılır. İşte bu taşınım Doğal Taşınım denir. Doğal taşınımında akışkan dış bir enerji kaynağı tarafından hareket ettirilmez, akışkan yoğunluk değişimi sonucu ortaya çıkan kaldırma veya indirme kuvveti sonucu hareket eder. Sıcaklığı artan (ısınan) akışkan yukarı doğru hareket eder, buna karşılık sıcaklığı azalan (soğuyan) ise aşağı doğru hareket eder. Doğal taşınım, uygulamada birçok yerde karşımıza çıkmaktadır. Boru hatları, elektrik nakil hatları, elektronik cihazlar, bilgisayarlar, radyatörler, sobalar, güneş toplayıcıları, yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı gibi birçok uygulama alanında doğal taşınım oluşmaktadır.

Bu çalışmada, içine engel yerleştirilmiş kapalı bir hacim içerisindeki doğal taşınım sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çözüm yöntemi günümüzde son derece önemlidir ve günden güne önemi daha çok artmaktadır. Sayısal çözümleme diğer adıyla nümerik analiz analitik yöntemlerle çözülemeyen problemleri çözmek için kullanılan yöntemler bütünüdür ve bilim adamlarının karşılaştığı sorunların başında gelir.

Cidarları farklı sıcaklık sınır şartlarına sahip ve içerisine akış ve ısı transfer kontrol elemanı olarak farklı geometride elemanlar yerleştirilmiş kapalı hacimlerde doğal taşınım

ısı transferi ve akış problemlerine ısı transferinin yer aldığı tüm endüstriyel uygulamalarda karşılaşılmaktadır. Literatürde, genellikle içi boş ve cidarları farklı sınır şartına sahip uygulamalar mevcuttur. Kullanılan engeller yalıtımlı veya iletimli olarak kabul edilmektedir.

Bu çalışmada, kare kesitli kapalı hacmin içerisine yerleştirilen sonlu kalınlıkta ve uzunlukta engel yardımıyla, sıcaklık farkı ve kaldırma kuvvetlerinden kaynaklanan, doğal taşınım ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Akış ve ısı transferi üzerindeki etkin parametreler; engel kalınlığı, engel yüksekliği, engel genişliği ve engelin yerleştirme yeri, Prandtl sayısı ve Rayleigh sayısı olarak seçilmiştir. Bu çalışma, mevcut sayısal çalışmaların doğrulanmasına yönelik ısı transferi çalışmalarına da büyük bir katkı sağlayacaktır.

2. KONU İLE İLGİLİ YAPILAN ÇALIŞMALAR

Kapalı hacimlerde doğal taşınım ısı transferi çeşitli mühendislik uygulamalarında meydana gelmektedir. Bu uygulamalar arasında, binalarda delikli tuğlalar, çift cam, güneş toplayıcıları, ısı değiştirgeçleri ve elektronik cihazların soğutulması sayılabilir. Kapalı hacimlerde akışkanın sıcak ya da soğuk yüzey ile teması sonucunda, yoğunluğunda oluşan değişim ile hareket etmesi ile oluşan döngü, yüzeyler arasında ısı transferini arttırmaktadır. Bu durum hacmin yatay, dikey ya da eğimli olmasına ve yüzey sıcaklıkları gibi parametrelere bağlı olarak değişir.

Nansteel ve Greif [1], içerisine düşey adyabatik bir plaka yerleştirilmiş dikdörtgen biçimli kapalı bir hacimdeki iki boyutlu ısı transferi ve akışkan akışını deneysel olarak incelemişlerdir. Plaka, iki paralel düşey izotermal duvarlara yerleştirilmiş olup biri ısıtılmış diğeri soğutulmuştur. Kapalı hacmin diğer yüzeyleri ise yalıtımlıdır. Deneyler farklı Rayleigh sayıları (10^{11} - 10^{10}) ve plakanın farklı geometrik boyutları için yapılmış ve ısı transferi çözümleri Rayleigh sayısı ve plakanın geometrisi sonucu elde edilmiştir. Chen vd. [2], dikdörtgen kesitli kapalı bir hacim içerisine bir plaka yerleştirerek, yüzey içerisinde oluşan doğal taşınımı incelemişlerdir. Kapalı hacmin düşey duvarları sabit sıcaklıkta olup alt ve üst duvarları yalıtılmıştır. Deneylerin bir kısmı, plaka kullanılarak yapılırken, diğer bir kısmı ise plakanın orta kısmı açılarak yapılmıştır. $Ra=10^6$ - 10^8 arasında değişirken, $Pr=7$ için plakanın açılma oranı 0, 1/8, 1/4 alınarak yapılmıştır. Rayleigh sayısının artmasıyla ısı transferi oranının arttığı görülmüştür.

Khalifa ve Abdullah [3], kapalı bir hacim içerisindeki farklı tip bölmelerin etkilerini doğal taşınım ısı transferi sonucu deneysel olarak incelemişlerdir. Kapalı hacmin izotermal iki düşey duvarının ortasına bir engel yerleştirilmiştir. Düşey duvarların biri ısıtılmış, diğeri soğutulmuş olup kalan duvarlar ise yalıtımlıdır. Engelin farklı şekilleri kullanılmış ve merkezi dikdörtgensel olarak açılmıştır. Rayleigh sayısının farklı değerleri için deneyler yapılmıştır. Ampofo ve Karayiannis [4], kare şeklinde içerisi hava ile doldurulmuş kapalı hacim içerisindeki en düşük türbülanslı doğal taşınımı deneysel olarak incelemişlerdir. Kapalı hacim 0.75 m. yüksekliğinde, 0.75 m genişliğinde ve 1.5 m derinliğindedir. Soğuk duvarlar 10 °C, sıcak duvarlar 50 °C sıcaklığındadır. Elsherbiny [5], sonlu uzunluktaki eğimli dikdörtgen bir kanal içerisindeki doğal taşınımı deneysel olarak incelemiştir. Kanalin alt yüzeyi soğuk iken, üst yüzeyi sıcaktır. Sıcak olan yüzeye üç adet

sabit ısıda plaka yerleştirilmiştir. Her bir plakanın üzerine ısı akısı ölçer yerleştirilmiş olup sıcak ve soğuk yüzeylerin üzerinden sabit sıcaklıkta su dolaştırılmıştır. Rayleigh sayısı için farklı değerler alınmıştır.

Bhowmik ve Tou [6], dikdörtgen kapalı bir kanalın, düşey duvarına yerleştirdikleri çiplerin oluşturduğu doğal taşınım ile ilgili deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çiplerin sayısının, ısı transfer katsayısını önemli ölçüde etkilediği görülmüş ve elde edilen sonuçları literatürle kıyaslamıştır. Bajorek ve Lloyd [7], kapalı bir hacim içerisine yerleştirilen engellerin oluşturduğu doğal taşınımı deneysel olarak incelemişlerdir ve elde edilen sonuçları engelsiz durum ile kıyaslamışlardır. Kapalı hacmin düşey duvarları sabit sıcaklıktadır. Yatay duvarlarda kullanılan engel ise yalıtılmıştır. Kapalı hacim hava ve karbondioksit doldurularak, engelli ve engelsiz durumlardaki yerel ve ortalama ısı transfer katsayıları belirlenmiştir. Engel kullanıldığında ısı transferinin etkisi görülmüştür. Elsayed ve Chakroun [8], kapalı bir hacim içerisinde bir yüzeyinde açıklık olan ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Duvar üzerindeki açıklık dört farklı biçimde düzenlenerek, bu açıklığın etkileri gözlenmiştir.

Corvaro ve Paroncini [9], PIV sistemli, farklı ısıtılmış kapalı bir hacim içerisindeki doğal taşınımı, deneysel olarak araştırmışlardır. Kapalı hacim hava ile doldurulup ısıtılmıştır. Kullanılan kaynağın etkileri, sabit şartlar altında incelenmiş ve akışın hem Rayleigh sayısına hem de ısıtıcı kaynağının yerleşim yerine bağlı olduğu görülmüştür. Onbaşıoğlu ve Onbaşıoğlu [10], düşey plaka üzerine yerleştirilen kirislerin, ısı transferi üzerine olan etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Yükseklikleri 10, 20, 30 ve 40 mm ve eğim açıları 0° , 10° , 20° , 30° ve 45° olan dört farklı kiris kullanılmıştır. Yerel ısı transfer katsayısı ve ortalama Nusselt sayısı, kirisiz plaka durumu ile kıyaslanmıştır. Kiris yüksekliği ve eğim açısının yerel ve toplam ısı transfer katsayısını etkilediği görülmüştür.

Stickland vd. [11], cidarları farklı sıcaklıkta ısıtılmış kapalı bir hacim içerisindeki doğal taşınımı deneysel olarak incelemişlerdir. Kapalı hacim içerisine farklı uzunlukta engeller yerleştirilerek doğal taşınım üzerine olan etkilerini özetlemişlerdir. Wu ve Ching [12], üst duvarına parça yerleştirilmiş hava dolu kare bir hacim içerisindeki laminar doğal taşınımı deneysel olarak incelemişlerdir. Sıcaklık ve akış ölçümleri, düşey duvarın sıcak ve soğuk durumu için alınmıştır. Duvar üzerine yerleştirilen parça ile duvar arasında akışın fazla olduğu görülmüştür. Tasnim ve Collins [13], kare şeklinde kapalı bir hacim içinde sıcak duvar üzerine levha yerleştirilerek kapalı hacimde oluşan ısı transferini sayısal olarak yapmışlardır. Matematiksel bir model geliştirilerek, düşey sıcak yüzey üzerine yerleştirilen

levhanın laminar doğal taşınım ısı transferine etkilerini incelemişler ve levhasız duvar olması durumundaki ısı transferi ile karşılaştırmışlardır. Oztop ve Bilgen [14], farklı olarak ısıtılmış ve bölünmüş kare bir hacim içerisindeki doğal taşınım ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Kapalı hacmin düşey duvarları sabit sıcaklıklı, yatay duvarları adyabatik ve duvarın alt yüzeyine yine sabit sıcaklıklı bir eleman yerleştirilmiştir. Kullanılan elemanın farklı yükseklik, kalınlık ve pozisyonları ile Rayleigh sayısının farklı değerleri için, ısı transferi ve akış ile ilgili sonuçlar elde edilmiştir.

Shi ve Khodadadi [15], yüzeyleri farklı olarak ısıtılan kare kesitli bir hacim içinde, sıcak duvar üzerine yerleştirilen kanatçıgın, laminar doğal taşınım ısı transferi üzerine etkilerini incelemişlerdir. Yerleştirilen kanatçıgın farklı uzunluk ve pozisyonları ile Rayleigh sayısının farklı değerleri için ısı transferinin etkilendiğini ortaya koymuşlardır.

Bilgen [16], bölünmüş kapalı bir hacimdeki laminar ve türbülanslı doğal taşınımı sayısal olarak incelemiştir. Kapalı hacmin düşey duvarları sabit sıcaklığa sahip, yatay duvarları adyabatiktir. Kullanılan iki boyutlu, süreklilik, momentum ve enerji denklemleri çözülerek levhanın farklı boyutları ve farklı Rayleigh sayıları için sonuçlar elde edilmiş, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri elde edilmiştir. Zimmerman ve Acharya [17], kapalı bir hacimde, yatay duvarlar üzerine yerleştirilen sonlu uzunluktaki iki plakanın oluşturduğu doğal taşınımı sayısal olarak incelemişlerdir. Costa vd. [18], cidarları farklı olarak ısıtılmış, iki boyutlu kare kesitli kapalı bir hacmin köşelerine yerleştirilen üçgen elemanlar kullanılarak oluşan laminar doğal taşınımın kontrolünü yapmışlardır. Kullanılan elemanların boyutları ve yerleşim yerleri değiştirilerek sonuçlar verilmiştir.

Bilgen [19], kare kesitli kapalı bir hacimde, sıcak duvar üzerine yerleştirilen bir kanatçıkla oluşan doğal taşınım ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Diferansiyel denklemleri çözerek akım ve sıcaklık değerlerini bulmuş, ısı ve kütle transferini hesaplamıştır. Hesaplamalar, Rayleigh sayısının ve kanatçıgın farklı değerleri için yapılmıştır. Nakhi ve Chamkha [20], kare şeklindeki kapalı bir hacim içerisine yerleştirilen ince bir levhanın, farklı açı ve uzunluklarının doğal taşınım ısı transferi üzerine etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Sonlu Farklar Metodu yardımıyla denklemleri çözmüşlerdir. Rayleigh sayısının, levhanın açı ve uzunluğunun ısı transferi üzerinde önemli etkileri olduğu görülmüştür. Nasr vd. [21], tavandan soğutulan ve en alt köşesinden ısıtılan kapalı bir hacimdeki doğal taşınımı araştırmışlardır. Chang ve Tsay [22], geriye doğru bir basamağı ısıtılmış kapalı bir hacimdeki doğal taşınım ısı transferini sayısal olarak analiz

etmişlerdir. Rayleigh sayısı, Prandtl sayısı ve kapalı hacmin geometrik boyutlarının etkilerini detaylı olarak ortaya koymuşlardır.

Mezrhab vd. [23], farklı ısıtılmış kare kesitli bir kapalı hacim içerisindeki doğal taşınımı sayısal olarak incelemişlerdir. Engeller kapalı hacmin soğuk duvarı üzerine bağlanmıştır. Kapalı yüzeyin farklı açıları ve engeller arasındaki farklı mesafelere bağlı olarak, $Pr=0.71$ ve $Ra=10^3-10^6$ değerleri için problem çözülmüştür.

Varol vd. [24], gözenekli ortamla doldurulmuş, üçgen kesitli kapalı bir hacmin alt duvarı üzerine yerleştirilmiş bir kanatçığın etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Düşey duvar yalıtımlı iken, alt duvarın sıcaklığı, eğimli duvarın sıcaklığından yüksektir. Rayleigh sayısının ve kanatçığın farklı yer ve boyutları için sonuçlar elde edilerek, ısı transferi ve akışkan akışı için bir kontrol elemanı olabileceğini belirtmişlerdir. Dagtekin ve Oztop [25], kapalı bir hacim içerisine yerleştirilen iki adet ısıtılmış engelin, doğal taşınım ısı transferi ve akışkan akışı üzerine etkilerini sayısal olarak analiz etmişlerdir. Yüzeyin üst ve sol duvarları üniform sıcaklıkta iken, sağ ve alt duvarları yalıtılmıştır. $Ra=10^4-10^6$ değerlerine bağlı olarak, engelin farklı yükseklik ve pozisyonları için gerekli incelemeler yapılmıştır.

Famouri ve Hooman [26], kapalı bir hacimde ısıtılmış bir engel tarafından oluşan doğal taşınım için entropi üretimini özetlemişlerdir. Yüzeyin alt ve üst duvarları yalıtımlı iken düşey duvarları soğutulmuştur. Rayleigh sayısı, ısıtılmış engelin pozisyonu ve boyutsuz sıcaklık farklarının yerel ve ortalama entropi üretimi üzerine etkilerini incelemişlerdir. Problemin çözümü, akışkan sürtünmelerinin entropi üretimine katkıda bulunmadığını, ısı transferi düzensizliğinin Nu sayısı ve boyutsuz sıcaklık farkı ile arttığını göstermişlerdir.

Kandaswamy vd. [27], kare bir engel içerisine, karşılıklı ve keyfi olarak yerleştirilmiş iki engelin oluşturduğu doğal taşınım ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Akış iki boyutludur ve engeller farklı büyüklükte dirler. Kullanılan denklemler sonlu farklar metodu kullanılarak çözülmüş, sonuçlar akım ve sıcaklık profilleri olarak sunulmuştur.

Frederick [28], eğimli bir kapalı hacmin soğuk duvarına yerleştirilen engelin, doğal taşınım üzerine etkisini araştırmıştır. Rayleigh sayısının 10^3-10^5 değerleri için çalışmalar yapılmış, engelin taşınımında baskılara neden olduğu ve ısı transferinin benzer Rayleigh sayılarında % 47'ye kadar azaldığı görülmüştür. Isı transferindeki azalmanın, Rayleigh sayısı, engelin uzunluğu ve eğimine bağlı olduğu belirtilmiştir. Acharya ve Jetli [29], kare kesitli kapalı bir hacmin alt yüzeyine bir engel yerleştirilerek oluşan ısı transferini sayısal

olarak incelemişlerdir. Engelin yeri ve yüksekliği değiştirilerek deneyler yapılmıştır. Rayleigh sayısı ve engelin yüksekliğinin ısı transferini etkilediği, ancak engelin yerinin çok etkili olmadığı görülmüştür. Turkoğlu ve Yücel [30], kapalı bir hacmin düşey duvarları arasına birden fazla engel yerleştirerek, hacim içerisinde oluşan doğal taşınım ısı transferini sayısal olarak analiz etmişlerdir. Hacmin alt ve üst duvarları yalıtımlı iken, yan duvarlar sabit sıcaklıktadır. Engel sayısının artmasıyla, yerel Nusselt sayısının azaldığı, Rayleigh sayısının artmasıyla yerel Nusselt sayısının arttığı gözlenmiştir.

Tong ve Gerner [31], hava ile dolu dikdörtgen bir kapalı hacim içerisine düşey olarak yerleştirilen engelin doğal taşınımı nasıl etkilediğini araştırmışlardır. Denklemler sonlu farklar metodu kullanılarak çözülmüştür. Engel, düşey duvarların tam ortasına yerleştirildiği zaman, ısı transferinde maksimum azalma olduğu gözlenmiştir. Ampofo [32], yüzeyleri farklı ısıtılmış kapalı bir hacmin içerisine engel yerleştirerek oluşan türbülanslı doğal taşınımı, engelsiz duruma göre kıyaslamıştır. Kullanılan beş farklı engel, yatay duvar üzerine yerleştirilmiştir. Jami vd. [33], sıcak duvarına açılı engel yerleştirilmiş, kapalı bir hacim içerisindeki laminar doğal taşınımı sayısal olarak incelemişlerdir. Kapalı hacmin alt ve üst duvarları yalıtılmıştır. Sayısal çözümler, Lattice-Boltzmann metodu kullanılarak elde edilmiştir. Pr sayısı 0.71 alınarak, kullanılan engelin açısının, sayısının ve uzunluğunun doğal taşınım üzerine etkileri sunulmuştur. Kullanılan hacmin de açıları değiştirilerek, akım, sıcaklık, yerel ve ortalama Nusselt grafikleri verilmiştir.

Dağtekin ve Öztop [34], düşey duvarına blok monte edilmiş oyuk içerisinde, bloğun yeri ve boyutunun doğal taşınım üzerindeki etkisini sayısal olarak sunmuşlardır. Bloklar tamamen yalıtımlı ve blok yerleştirilmiş düşey duvarın diğer duvara göre daha sıcak olduğu kabul edilmiştir. Rayleigh sayısının 10^4 - 10^6 değerleri için hesaplamalar yapılmıştır. Düşey duvara yerleştirilen bloğun doğal taşınım akış hareketi ve ısı transferini büyük ölçüde etkilediği tespit edilmiştir.

How ve Hsu [35], kapalı bir hacim içerisine yerleştirilen engelin, karma taşınım ısı transferi üzerine olan etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Kapalı hacmin düşey duvarına sonlu uzunlukta ısı kaynağı yerleştirilmiştir. Kullanılan engelin ve Reynolds sayısının ısı transferi üzerine olan etkileri incelenmiştir. Bairi [36], hava ile dolu küp şeklindeki kapalı bir hacim içerisinde oluşan doğal taşınım ısı transferi ile ilgili bir çalışma yapmıştır. Kapalı hacmin sıcak olan yüzeyi üç adet paralel ısı kaynağı bandı ile iki adet adyabatik banttıan oluşmuştur. İkinci yüzeyi ise soğuk bir plakadır ve sıcak yüzey ile karşı

karşıyadır. Kapalı hacim adyabatik olarak düşünülmüştür. Sıcak yüzeyin farklı eğim açılarının doğal taşınım üzerine etkileri sunulmuştur.

Bhave vd. [37], kare kapalı bir hacmin merkezine adyabatik bir blok yerleştirilerek, oluşan doğal taşınım ısı transferini analiz etmişlerdir. Kapalı hacmin yatay duvarları adyabatik, düşey duvarları ise farklı sıcaklıktadır. Yapılan çalışmanın amacı, yerleştirilen bloğun boyutlarının ve Prandtl sayısının, akış ve sıcaklık alanı üzerine etkisini incelemektir. Sonuçlar, blok boyutunun artmasıyla, ısı transferi akışının arttığını göstermiştir. Adams vd. [38], üç boyutlu doğal taşınım ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. İçerisi hava dolu dikdörtgen kesitli bir kanalın yatay alt yüzeyi üzerine üç sıra halinde dizilmiş üçlü ısı kaynakları yerleştirilmiştir. Denklemler sonlu farklar metodu kullanılarak çözülmüştür. Sonuçlar, ısı transferinin, özellikle ısı kaynaklarının arasında ve kenarlarında güçlü olduğunu göstermiştir.

Moukalled ve Acharya [39], ikizkenar yamuk şeklindeki kapalı bir hacim içerisine yerleştirilen iki engelin oluşturduğu doğal taşınımı sayısal olarak çalışmışlardır. Yaz şartlarında üst yüzeyler ısıtılmış, kış şartlarında ise üst yüzeyler soğutulmuştur. Yaz şartları için $Ra=10^3-5.10^7$, kış şartları için $Ra=10^3-10^6$ değerleri alınmış ve Rayleigh sayısının artışıyla birlikte ısı transferinin de arttığı görülmüştür. Koca vd. [40], içerisinde hem blok şeklinde hem de alt cidara yapışık biçimde elektronik ısıtıcılar bulunan üçgen kesitli bir oyukta meydana gelen doğal taşınım ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Oyuğun eğimli cidarı ısıtıcılara göre daha soğuk kabul edilmiş olup, diğer tüm cidarlar yalıtımlı olarak alınmıştır. Rayleigh sayısının, farklı üçgen görünüş oranlarının, ısıtıcı boyutlarının ve ısıtıcıların birbirlerine göre farklı pozisyonlarının doğal taşınım üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sonuç olarak, artan Rayleigh sayısı ile birlikte ısı transferinde ve üçgen oyuk içerisinde oluşan dönme merkezlerinin sayısında artış meydana geldiği görülmüştür.

Hung ve Shiau [41], kapalı bir hacmin düşey duvarına yerleştirdikleri dikdörtgen kesitli iki boyutlu bir plakanın oluşturduğu doğal taşınım ısı transferini araştırmışlardır. Dubovsky vd. Close vd. [42], izotermal kapalı kare bir hacim içerisine yerleştirilen ısı kaynağı ile ortam arasındaki ısı transferini ve oluşan akışı incelemişlerdir. Kapalı hacim doymuş ya da doymamış gaz-buhar karışımı ile doldurulmuştur.

Olso vd. [43], dikdörtgen kesitli kapalı bir hacmin alt yüzeyine yerleştirdikleri engelin oluşturduğu doğal taşınımı incelemişler ve engel olmayan durumla kıyaslamışlardır. Vahl Davis ve Jones [44], kapalı bir hacim içerisindeki laminar doğal

taşınımı inceleyerek, bu konuda yapılan birçok çalışma ile ayrıntılı olarak kıyaslamışlardır. Aydın ve Pop [45], micropolar ile dolu, farklı ısıtılmış kapalı bir hacim içerisindeki laminar doğal taşınımı nümerik olarak analiz etmişlerdir. Kapalı hacmin düşey yüzeyleri sabit sıcaklıkta iken yatay yüzeyler yalıtılmıştır. Denklem çözümleri için sonlu farklar metodu kullanılarak, Rayleigh ve Prandtl sayısının etkileri incelenmiştir. Rayleigh ve Prandtl sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısının arttığı görülmüştür.

Aydın ve Yang [46], alt kısmı kısmi olarak ısıtılmış, yan yüzeyleri de simetrik olarak soğutulmuş kapalı bir hacim içerisindeki doğal taşınımı sayısal olarak analiz etmişlerdir. Isıtılmış yüzeyin farklı boyutları için akım ve sıcaklık profillerini vererek, Nusselt sayısının değişimini incelemişlerdir. Vaszi vd. [47], gözenekli bir ortam içerisine yerleştirilmiş, yuvarlak tipli düşey bir plakadan elde edilen doğal taşınımı sayısal olarak çalışmışlardır. Kasayapanand ve Kiatsiriroat [48], elektrik alanı kullanarak, parçalı açık kare bir hacim içerisine yerleştirilen ince bir kanatçığın doğal taşınım üzerine etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Akış ve ısı transfer artımlarının Rayleigh sayısının fonksiyonu olarak azaldığını bulmuşlardır. Ayrıca ısı transfer katsayısının, yüksek açıklık pozisyonları ve yüksek eğim açılarında geliştiğini görmüşlerdir.

Yang vd.[49], duvar üzerine, eğimli düz plakalar halinde yerleştirilen kanatçıkların, karma taşınım ısı transferi üzerine olan etkilerini sayısal olarak sunmuşlardır. Maksimum ısı transfer oranının, artan Reynolds sayısı ile arttığını görmüşlerdir. Kumar [50], içerisinde kanatçık bulunan düşey dairesel bir hacim içerisinde oluşan doğal taşınımı nümerik olarak incelemiştir. Nümerik sonuçlar, ısı transfer oranının Rayleigh sayısı, kanatçık sayısı, kanatçık eğim açısı ve hacmin çap oranına bağlı olduğunu göstermiştir. Ögüt [51], komşu duvarları farklı sıcaklıkta ısıtılmış, diğer duvarların yalıtılmış olduğu eğik kare kapalı bir bölge içindeki su bazlı nano akışkanların daimi, laminar doğal taşınım akışını nümerik olarak sunmuşlardır. Sonuçlar, Rayleigh sayısı ve eğim açısının, akış ve ısı transferi üzerinde önemli etkilere sahip olduğunu göstermiştir. Sun vd. [52], üç açılı bir kanatçık kullanarak, kare bir hacim içerisindeki karma taşınımı sayısal olarak incelemişlerdir. Kanatçık kapalı hacmin farklı yüzeylerine yerleştirilerek, akış alanındaki değişimler gözlenmiştir.

Varol ve Oztop [53], üçgen bir kapalı hacim içerisine yerleştirilen yalıtımlı bir plakanın oluşturduğu doğal taşınımı sayısal olarak incelemişlerdir. Bu plakanın, akış alanı ve sıcaklık dağılımı üzerine olan etkisini sunmuşlardır. Oztop vd. [54], düşey olarak bölünmüş kare bir kapalı hacim içerisindeki doğal taşınımı nümerik olarak incelemişlerdir.

Hava ve su ile dolu yüzeylerin arasına katı bir cisim yerleştirerek, akış alanını incelemişlerdir. Varol vd. [55], alt köşesi kısmi olarak ısıtılmış eğimli bir kapalı hacim içerisindeki doğal taşınım ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Altaç ve Konrat [56], hava dolu kapalı kutular içindeki bir ince yatay izotermal plakadan olan doğal taşınım ile ısı geçişini sayısal olarak özetlemişlerdir. Dikdörtgen kesitli kapalı kutunun üç kenarı yalıtılmış iken, dikey kenarı soğutulmuştur. Plaka ve soğuk duvarlar sabit sıcaklıkta muhafaza edilmiştir. Plaka uzunluğu, plaka konumunun ısı transfer karakteristikleri ve akışkan akışına etkileri incelenmiştir. Artan Rayleigh sayısı ile ısı geçiş oranının arttığı ve artan plaka uzunluğu ile Nusselt sayısının azaldığı görülmüştür.

Küçük vd. [57], eşmerkezli halka kesite sahip kare kanallarda ısı ve akış karakteristiklerini sayısal olarak incelemişlerdir. Hız ve sıcaklık alanları, sürtünme faktörü ve Nusselt sayılarının, kanalın boyutlarına bağlı olarak değiştiği gözlemlenmiştir. Küçük ve Asan [58], açık merkezli halka kesite sahip eğrisel kare kanallarda tam gelişmiş, sürekli, sıkışamaz, sabit fiziksel özelliklere sahip laminar akışı sayısal olarak sunmuşlardır. Eğriliğin, halka kesit boyut oranının ve içteki elemanın konumunun ısı transferi ve sürtünme faktörünü etkilediği görülmüştür. Mittelman vd. [59], aşağı doğru eğilmiş sıcak bir plaka altındaki laminar doğal taşınımı sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Akışın durgun olduğu bir ortamda plaka yerleştirme açısının etkilerini araştırarak, farklı plaka geometrileri ve sıcaklıkları için ısı transfer oranını hesaplamışlardır. Küçük eğim açılarında soğutma oranının sabit olduğunu, plaka açısının ısı transfer oranını arttırdığını görmüşlerdir.

Dubovsky vd. [60], iç kısmı havalandırılmış kapalı bir hacim içerisindeki doğal taşınımı deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Benzer boyutlarda iki deneysel düzenek kurulmuştur. Bunlardan biri yalıtımlı kapalı bir hacim iken, diğeri de saydam kapalı bir hacimdir. Kapalı hacmin içerisine engel yerleştirilmiş ve boyutları değiştirilerek akış profilleri izlenmiştir. Bairi vd. [61], hava ile dolu dikdörtgen kapalı bir hacim içerisindeki doğal taşınımı, hem deneysel hem de sayısal olarak yapmışlardır. Yüzeyin düşey duvarları sıcak ve soğuk iken, diğer duvarları adyabatiktir. Sıcak olan duvar farklı 14 dairesel tabakadan oluşmuştur. Kapalı hacmin eğim açısı 0° - 360° arasında düşünülmüş ve $Ra=10$ - 10^8 için gerekli incelemeler yapılmıştır. Lin ve Bejan [62], düşey bir plaka ile bölünmüş, dikdörtgen kapalı bir hacimdeki doğal taşınım ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir.

Salat vd. [63], hava dolu bir hacim içerisindeki türbülanslı doğal taşınımı deneysel ve sayısal olarak incelemişler ve elde ettikleri sonuçları kıyaslamışlardır. Laguerre vd. [64], katı engellerle dolu bir hacim içerisinde doğal taşınım ile oluşan ısı ve nem transferini sayısal ve deneysel olarak çalışmışlardır. Kapalı hacim içerisinde dairesel hava akışı gözlemlenmiş ve hacmin alt duvarında oluşan nemin, hava akış hızını arttırdığı görülmüştür.

Bu çalışmanın temel amacı, kapalı hacmin alt cidarına yerleştirilen sonlu kalınlıktaki farklı malzemelerden imal edilmiş plakalar yardımıyla, sıcaklık farkı ve kaldırma kuvvetlerinden kaynaklanan, doğal taşınım ısı transferini kontrol etmektir. Akış ve ısı transferi üzerindeki etkin parametreler olarak; plakanın kalınlığı, plakanın yüksekliği, plakanın genişliği ve plakanın yerleştirme yeri, Prandtl sayısı ve Rayleigh sayısı seçilmiştir. Ayrıca, plakanın yapıldığı malzemenin ısıl iletkenlik oranları da akış ve ısı transferi üzerindeki diğer etkin parametrelerdir. Bu çalışma, mevcut sayısal çalışmaların doğrulanmasına yönelik ısı transferi çalışmalarına da büyük katkı sağlayacaktır.

3. MATEMATİKSEL FORMÜLASYON

3.1. Temel Denklemler

İki boyutlu kartezyen koordinatlar için aşağıda sırasıyla süreklilik, momentum ve enerji denklemleri verilmiştir:

Süreklilik denklemi

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

şeklinde yazılabilir.

Doğal taşınımında momentum denklemleri kullanılırken iki farklı yaklaşım kullanılır. Bu yaklaşımlardan birincisi, sıcaklık farkının olduğu durumlarda kullanılır ve bu tür problemlerde yoğunluk tüm terimler değişken olarak ele alınır. İkincisi ise, sıcaklık farkı düşük olduğu durumda kullanılır. Yoğunluğun sıcaklığa bağlı olduğu durum kabul edilerek sadece doğal konveksiyon akışını sağlayan kaldırma kuvveti teriminde değişken olarak alınır. Bu yaklaşıma genel olarak ‘‘Boussinesq Yaklaşımı’’ denilmektedir. Momentum denklemleri bu yaklaşıma göre çıkarılmıştır.

Boussinesq Yaklaşımı’ nın kullanıldığı ‘‘x’’ ve ‘‘y’’ yönündeki momentum denklemleri aşağıda verilmiştir.

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3.2)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \beta g (T - T_1) \quad (3.3)$$

İki boyutlu laminar akış için sürekli rejimde enerji denklemi;

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \left(\frac{k}{\rho C_p} \right) \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3.4)$$

şeklinde yazılabilir.

3.2. Denklemlerin Boyutsuzlaştırılması ve Cebirsel Denklemlere Dönüştürülmesi

Sayısal çözümlerlerde boyutsuzlaştırma işlemi, hesaplamaların daha kolay yapılması ve çözümün genelleştirilmesi adına önemlidir. Buna göre; (3.1) - (3.3) denklemlerini boyutsuz formda yazabilmek için, aşağıda verilen boyutsuz ifadeler kullanılmıştır:

$$X = \frac{x}{L}, Y = \frac{y}{L}, U = \frac{\partial \psi}{\partial y}, V = -\frac{\partial \psi}{\partial x}, \psi = \Psi \alpha, \quad (3.5)$$

$$\theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c}, Ra = \frac{g\beta(T_h - T_c)L^3}{\nu\alpha} \quad (3.6)$$

Verilen bu boyutsuz ifadeler kullanılarak, enerji denklemi için boyutsuzlaştırma işlemi aşağıdaki şekilde yapılabilir:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial \psi}{\partial y} \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{\partial \psi}{\partial x} \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right)$$

$$\frac{\partial(\Psi\alpha)}{\partial(YL)} \frac{\partial[\theta(T_h - T_c) + T_c]}{\partial(XL)} - \frac{\partial(\Psi\alpha)}{\partial(XL)} \frac{\partial[\theta(T_h - T_c) + T_c]}{\partial(YL)}$$

$$= \alpha \left[\frac{\partial^2[\theta(T_h - T_c) + T_c]}{\partial(XL)^2} + \frac{\partial^2[\theta(T_h - T_c) + T_c]}{\partial(YL)^2} \right]$$

$$\frac{\alpha}{L} \frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{(T_h - T_c)}{L} \frac{\partial \theta}{\partial X} - \frac{\alpha}{L} \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{(T_h - T_c)}{L} \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\alpha}{L^2} \left[(T_h - T_c) \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + (T_h - T_c) \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right]$$

$$\frac{\alpha}{L} \frac{(T_h - T_c)}{L} \left[\frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{\partial \theta}{\partial X} - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right] = \frac{\alpha}{L^2} (T_h - T_c) \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right]$$

$$\frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{\partial \theta}{\partial X} - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \quad (3.8)$$

şeklinde elde edilir. Elde edilen boyutsuz denklemler sonlu farklar metodu yardımıyla sayısal olarak kolaylıkla çözülebilir. Çözüm için, elde edilen boyutsuz denklemler sonlu fark denklemlerine dönüştürülebilir.

$$\frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{\partial \theta}{\partial X} - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \quad (3.9)$$

olarak elde edilen boyutsuz enerji denklemi aşağıdaki gibi sonlu fark denklemine dönüştürülebilir:

$$\left[\frac{\Psi_{i,j+1} - \Psi_{i,j-1}}{2\Delta Y} \frac{\theta_{i+1,j} - \theta_{i-1,j}}{2\Delta X} - \frac{\Psi_{i+1,j} - \Psi_{i-1,j}}{2\Delta X} \frac{\theta_{i,j+1} - \theta_{i,j-1}}{2\Delta Y} \right] \quad (3.10)$$

$$= \left[\frac{\theta_{i+1,j} - 2\theta_{i,j} + \theta_{i-1,j}}{\Delta X^2} + \frac{\theta_{i,j+1} - 2\theta_{i,j} + \theta_{i,j-1}}{\Delta Y^2} \right]$$

$$\left[\frac{(\psi_{i,j+1} - \psi_{i,j-1})(\theta_{i+1,j} - \theta_{i-1,j})}{4\Delta X \Delta Y} - \frac{(\psi_{i+1,j} - \psi_{i-1,j})(\theta_{i,j+1} - \theta_{i,j-1})}{4\Delta X \Delta Y} \right]$$

$$= -\theta_{i,j} \left(\frac{2}{\Delta X^2} + \frac{2}{\Delta Y^2} \right) + \frac{\theta_{i+1,j} + \theta_{i-1,j}}{\Delta X^2} + \frac{\theta_{i,j+1} + \theta_{i,j-1}}{\Delta Y^2}$$

$$\frac{2}{\Delta X^2} + \frac{2}{\Delta Y^2} = FAC \quad \text{dersek,} \quad (3.11)$$

$$\theta_{i,j} = \frac{1}{FAC} \left[\frac{\theta_{i+1,j} + \theta_{i-1,j}}{\Delta X^2} + \frac{\theta_{i,j+1} + \theta_{i,j-1}}{\Delta Y^2} + \left(\frac{(\Psi_{i+1,j} - \Psi_{i-1,j})(\theta_{i,j+1} - \theta_{i,j-1})}{4\Delta X \Delta Y} - \frac{(\Psi_{i,j+1} - \Psi_{i,j-1})(\theta_{i+1,j} - \theta_{i-1,j})}{4\Delta X \Delta Y} \right) \right] \quad (3.12)$$

elde edilir.

En genel haldeki boyutsuz momentum denklemi:

$$\frac{\partial^2 \Omega}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial Y^2} = \frac{1}{\text{Pr}} \left(\frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{\partial \Omega}{\partial X} - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{\partial \Omega}{\partial Y} \right) - Ra \frac{\partial \theta}{\partial X} \quad (3.13)$$

elde edilir.

Elde edilen boyutsuz momentum denklemi aşağıdaki gibi sonlu fark denklemine dönüştürülebilir:

$$\frac{\Omega_{i+1,j} - 2\Omega_{i,j} + \Omega_{i-1,j}}{\Delta X^2} + \frac{\Omega_{i,j+1} - 2\Omega_{i,j} + \Omega_{i,j-1}}{\Delta Y^2} \quad (3.14)$$

$$= \frac{1}{\text{Pr}} \left(\frac{\Psi_{i,j+1} - \Psi_{i,j-1}}{2\Delta Y} \frac{\Omega_{i+1,j} - \Omega_{i-1,j}}{2\Delta X} - \frac{\Psi_{i+1,j} - \Psi_{i-1,j}}{2\Delta X} \frac{\Omega_{i,j+1} - \Omega_{i,j-1}}{2\Delta Y} \right) - Ra \frac{\theta_{i+1,j} - \theta_{i-1,j}}{2\Delta X}$$

$$- \Omega_{i,j} \left(\frac{2}{\Delta X^2} + \frac{2}{\Delta Y^2} \right) + \frac{\Omega_{i+1,j} + \Omega_{i-1,j}}{\Delta X^2} + \frac{\Omega_{i,j+1} + \Omega_{i,j-1}}{\Delta Y^2}$$

$$= \frac{(\Psi_{i,j+1} - \Psi_{i,j-1})(\Omega_{i+1,j} - \Omega_{i-1,j})}{4\text{Pr}\Delta X\Delta Y}$$

$$- \frac{(\Psi_{i+1,j} - \Psi_{i-1,j})(\Omega_{i,j+1} - \Omega_{i,j-1})}{4\text{Pr}\Delta X\Delta Y} - Ra \frac{\theta_{i+1,j} - \theta_{i-1,j}}{2\Delta X}$$

$$\frac{2}{\Delta X^2} + \frac{2}{\Delta Y^2} = FAC \text{ dersek,} \quad (3.15)$$

$$\begin{aligned} \Omega_{i,j} = \frac{1}{FAC} & \left[\frac{\Omega_{i+1,j} + \Omega_{i-1,j}}{\Delta X^2} + \frac{\Omega_{i,j+1} + \Omega_{i,j-1}}{\Delta Y^2} - \frac{(\Psi_{i,j+1} - \Psi_{i,j-1})(\Omega_{i+1,j} - \Omega_{i-1,j})}{4\text{Pr}\Delta X\Delta Y} \right] \\ & + \frac{1}{FAC} \left[\frac{(\Psi_{i+1,j} - \Psi_{i-1,j})(\Omega_{i,j+1} - \Omega_{i,j-1})}{4\text{Pr}\Delta X\Delta Y} + Ra \left(\frac{\theta_{i+1,j} - \theta_{i-1,j}}{2\Delta X} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.16)$$

elde edilir.

Genel olarak iki boyutlu bir akış için sırasıyla akım ve girdap formülasyonu;

$$U = \frac{\partial \psi}{\partial y}, \quad V = -\frac{\partial \psi}{\partial x}, \quad \omega = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.17)$$

şeklindedir. U ve V değerleri girdap formülasyonunda yerine yazılırsa,

$$-\omega = \left(\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} \right) \quad (3.18)$$

şeklinde elde edilir.

$$\psi = \frac{\psi \text{ Pr}}{\nu}, \quad \Omega = \frac{\omega L^2 \text{ Pr}}{\nu}, \quad X = \frac{x}{L}, \quad Y = \frac{y}{L} \text{ ifadeleri kullanılarak, akım ve girdap}$$

fonksiyonuyla yeniden düzenlenen süreklilik denklemi boyutsuz formda aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$-\Omega = \left(\frac{\partial^2 \psi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial Y^2} \right) \quad (3.19)$$

Bu denklem yardımıyla $\Psi_{i,j}$ bulunabilir.

$$\begin{aligned} & \frac{(\Psi_{i+1,j} - 2\Psi_{i,j} + \Psi_{i-1,j})}{\Delta X^2} + \frac{(\Psi_{i,j+1} - 2\Psi_{i,j} + \Psi_{i,j-1})}{\Delta Y^2} = -\Omega_{i,j} \\ & -\Psi_{i,j} \left(\frac{2}{\Delta X^2} + \frac{2}{\Delta Y^2} \right) + \frac{\Psi_{i+1,j} + \Psi_{i-1,j}}{\Delta X^2} + \frac{\Psi_{i,j+1} + \Psi_{i,j-1}}{\Delta Y^2} = -\Omega_{i,j} \\ & \Psi_{i,j} = \left(\frac{1}{FAC} \right) \frac{\Psi_{i+1,j} + \Psi_{i-1,j}}{\Delta X^2} + \frac{\Psi_{i,j+1} + \Psi_{i,j-1}}{\Delta Y^2} + \Omega_{i,j} \end{aligned} \quad (3.20)$$

elde edilir.

3.3. Sınır Şartları

Gerekli olan sınır şartları aşağıdaki gibi verilebilir:

Yatay eksenler boyunca;

$$Y=0' \text{ da ve } Y=H' \text{ da} \quad \frac{\partial \theta}{\partial y} = 0 \quad (3.21)$$

$$Y=h' \text{ da} \quad \left. \frac{\partial \theta}{\partial y} \right|_s = k \left. \frac{\partial \theta}{\partial y} \right|_k \quad (3.22)$$

Düşey eksenler boyunca;

$$X=0' \text{ da} \quad \theta = 1 \quad (3.23)$$

$$X=C' \text{ de} \quad \left. \frac{\partial \theta}{\partial x} \right|_{k_1} = k \left. \frac{\partial \theta}{\partial x} \right|_{k_2} \quad (3.24)$$

$$X=C-W_1' \text{ de} \quad \left. \frac{\partial \theta}{\partial x} \right|_s = k \left. \frac{\partial \theta}{\partial x} \right|_k \quad (3.25)$$

$$X=C-W_2' \text{ de} \quad k. \left. \frac{\partial \theta}{\partial x} \right|_{k_2} = \left. \frac{\partial \theta}{\partial x} \right|_s \quad (3.26)$$

$$X=L' \text{ de} \quad \theta = 0 \quad (3.27)$$

Katı-sıvı ara yüzeyler için;

$$k = \frac{k_s}{k_f} \quad k_{s_1} = k_1 \text{ veya } k_{s_2} = k_2 \quad (3.28)$$

Katı- katı ara yüzeyler için;

$$k = \frac{k_2}{k_1} \quad (3.29)$$

Tüm yüzeyler için;

$$\Psi = 0, U=0, V=0 \quad (3.30)$$

3.4. Cebirsel Denklemlerin Çözümü

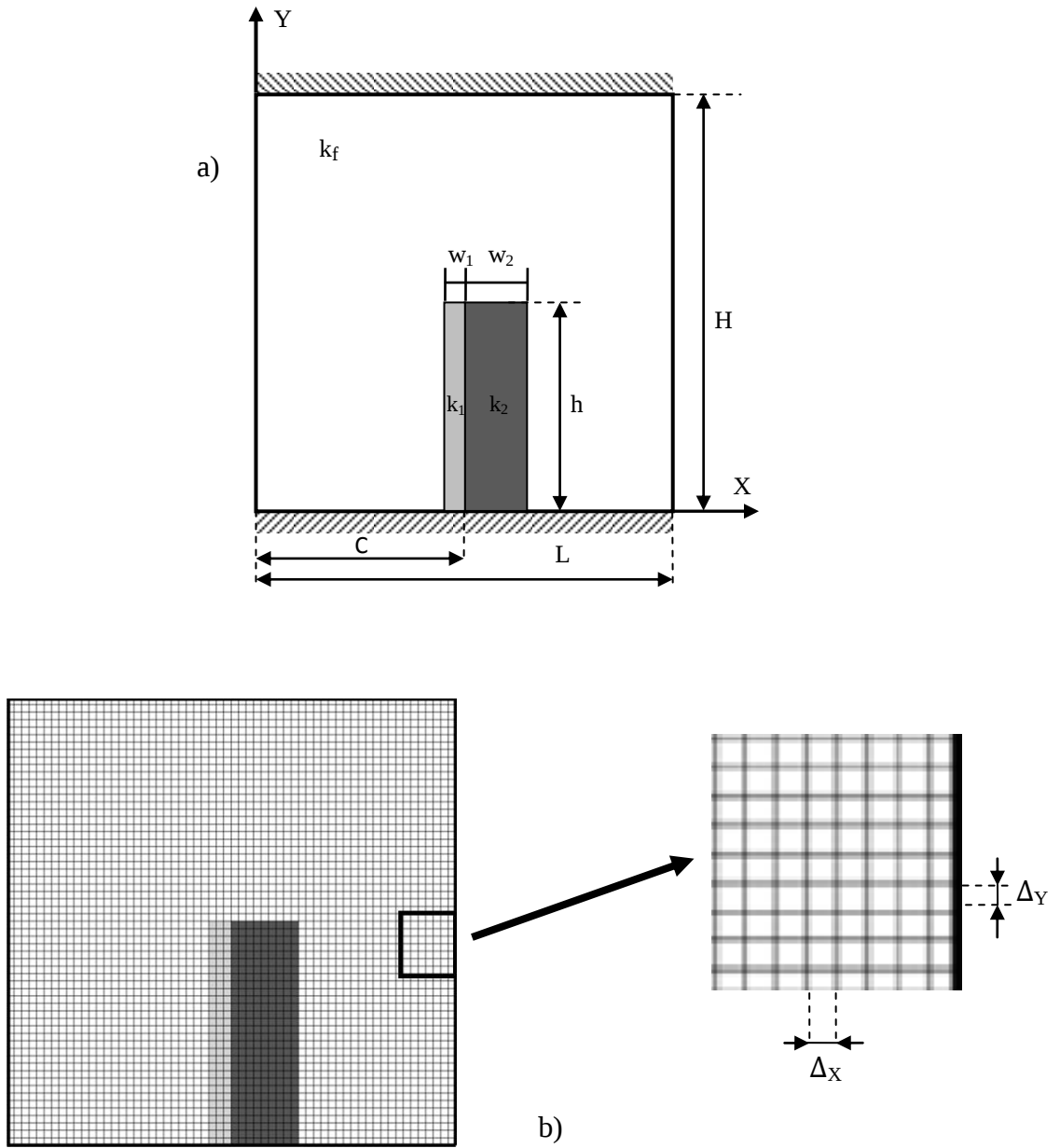
Cebirsel denklemlerin çözümü için çeşitli yöntemler mevcuttur. Kullanılan denklemler merkezi farklar yöntemi kullanılarak ayrıklaştırılmıştır. Bu çalışmada, lineer cebirsel denklem sistemlerinin çözümü için Ardışık Alt Rahatlama metodu kullanılmıştır. Bu metot diğer metotlara göre daha hızlı yakınsadığı için seçilmiştir. Bu metotta hesaplanan değişkenin yeni değerinden eski değeri çıkarılır ve belirli bir relaksasyon faktörü ile çarpılır, eski değerine eklenir.

$$T^1 = T^0 + r(T^{hesaplanan} - T^0) \quad (3.31)$$

Burada T^0 , değişkenin eski değeri, $T^{hesaplanan}$ hesaplamalar sonucunda bulunmuş değeri, T^1 bir sonraki adımda kullanılacak yeni değeri, r ise relaksasyon faktörüdür ($r < 1$). Cebirsel denklemler çözülürken yakınsama kriteri olarak 5×10^{-5} seçilmiş ve tüm bağımlı değişkenler için relaksasyon parametresi 0.1 alınmıştır. X ve Y yönünde üniform grid dağılımı kullanılmış ve yapılan testler neticesinde 60x60 grid boyutunun yeterli olduğu tespit edilmiştir.

Tüm cebirsel denklemlerin çözümü için yukarıda açıklanan yöntem kullanılmıştır. Her düğüm noktasında yeni hesaplanan değerler ile bir önceki değerleri karşılaştırılarak, aralarındaki fark belirli bir toleransın (yakınsama toleransı) altına düşünceye kadar işlemler tekrarlanmıştır.

Bu çalışmada, yatay duvarına kompozit plaka yerleştirilmiş kare bir hacim içerisindeki doğal taşınım sayısal olarak incelenmiştir. Yatay duvarlar yalıtımlı, dikey duvarlar ise sabit sıcaklıktadır. İlgili geometri, sınır şartları ve koordinatlar Şekil 3.1.(a)'da, grid dağılımı da Şekil 3.1.(b)'de verilmiştir.



Şekil 3.1. a) Fiziksel model, b) Grid dağılımı (grid aralıklarının gösterimi)

3.5. Grid Sistemi

Sayısal çözüme başlamak için ilk adım, akış alanını küçük parçalara bölerek her noktaya ayrı ayrı cebirsel denklemlerin uygulanmasıdır. Teorik olarak akış alanının tamamı için, elde edilen cebirsel denklemlerin uygulanması gerekmektedir. Ancak bu, sonsuz sayıda nokta ve de sonsuz sayıda denklem ile ifade edileceğinden pratikte bu imkansızdır. Bu nedenle akış alanı belirli sayıda kafeslere bölünerek, bu kafeslerin kesişme

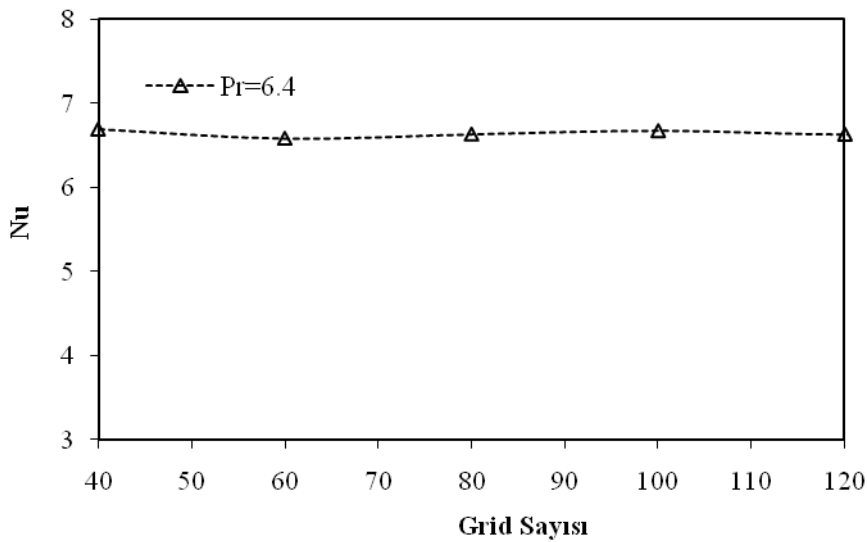
noktalarına cebirsel denklemler uygulanır. Cebirsel denklemlerin uygulandığı her bir noktaya “grid noktası” veya “düğüm noktası” adı verilir. Bu noktaların oluşturduğu sisteme de “grid sistemi” denilmektedir.

Çözümün hassasiyetini etkileyen faktörlerin başında düğüm noktalarının sayısı gelir. Pratikte düğüm sayısı arttıkça sonuçların hassaslaştığı kabul edilse de gerçekte çok fazla düğüm sayısı işlem zamanını artırır. Ayrıca belirli bir düğüm sayısının üzerinde hassasiyet de çok fazla değişmez. Bu nedenle optimal düğüm sayısının belirlenmesi önemlidir.

Tablo 3.1’ de farklı grid sayıları test edilerek elde edilen ortalama Nusselt sayıları verilmiştir. Ortalama Nusselt sayısının test edilen grid sayısına göre değişimi de Şekil 3.2’ de görülmektedir. Grid dağılımı ve yapılan testler neticesinde 60x60 grid boyutunun yeterli olduğu tespit edilmiştir.

Tablo 3.1. Grid sayısının ortalama Nusselt sayısı ile karşılaştırılması ($Ra=5 \times 10^5$, $h=c=0.50$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $k_1=0.1$, $k_2=10$)

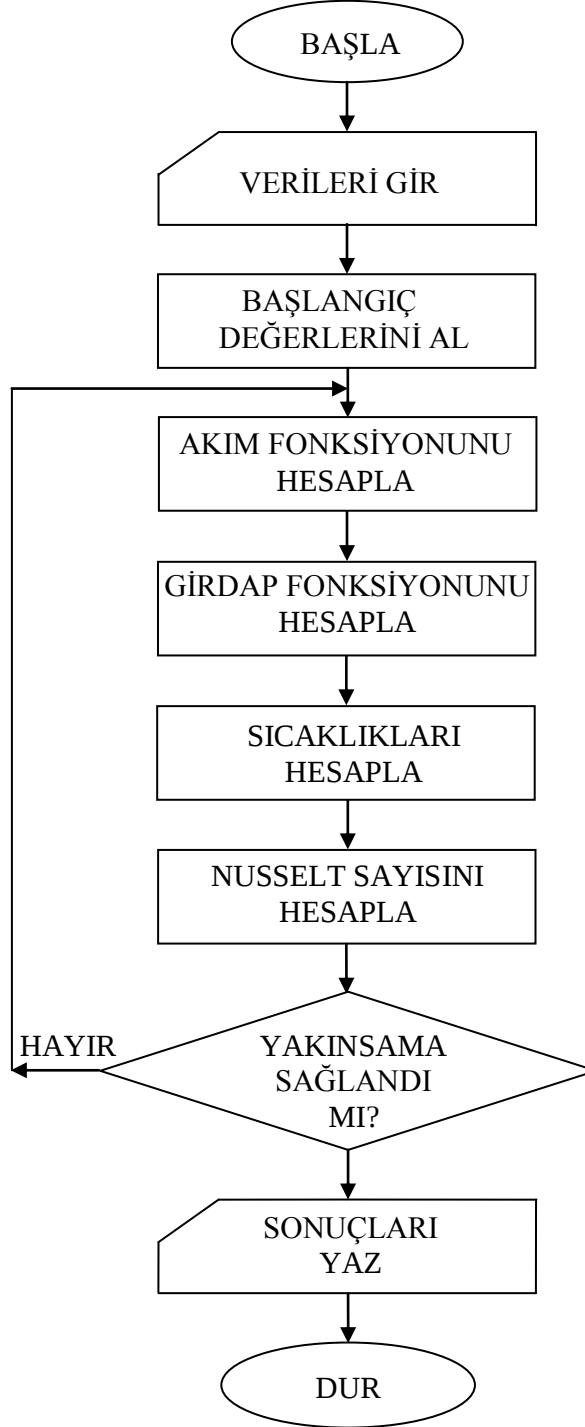
	Pr=0.7			Pr=6.4		
Grid sayısı no	NU_H	NU_C	Fark	NU_H	NU_C	Fark
40	6.381	6.652	0.271	6.694	6.939	0.245
60	6.277	6.419	0.142	6.581	6.564	0.017
80	6.239	6.136	0.103	6.633	6.237	0.396
100	5.926	6.360	0.434	6.676	5.782	0.894
120	5.961	6.340	0.379	6.632	5.682	0.950
150	6.424	6.275	0.149	6.645	4.817	1.828



Şekil 3.2. Grid sayısının ortalama Nusselt sayısı ile karşılaştırılması; ($Ra=5 \times 10^5$, $h=c=0.50$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $k_1=0.1$, $k_2=10$)

3.6. Çözüm Algoritması

Her bir grafik sonuçları için farklı Fortran programları hazırlanmıştır. Şekil 3.2’ de tüm Fortran programlarında kullanılan işlem sırasına ait akış şeması gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Fortran programlarının akış şeması

4. LİTERATÜR KARŞILAŞTIRMASI

Bu çalışmada sayısal sonuçların geçerliliği için mevcut programdan elde edilen sonuçlar, literatürden temin edilmiş sonuçlarla aşağıdaki tablolarda verilmiştir. Şimdiki çalışma literatürdeki modele dönüştürerek birbirine yakın değerlerin elde edildiği ve mevcut çalışma için hazırlanan programların doğru sonuç verdikleri kanaatine varılmıştır. Tablo 4.1 ve Tablo 4.2’de şimdiki çalışma ile elde edilen ortalama Nusselt sayıları, farklı Rayleigh sayıları ve farklı Grashof sayıları için verilmiştir. Bu çalışmada, tabana iki farklı malzemeden yapılmış plaka yerleştirilmiş kare kesitli bir hacim içerisindeki doğal taşınım ısı transferi incelenmiştir.

Tablo 4.1. Ortalama Nusselt sayısının değişimi

Gr	k	$\overline{Nu}$	$\overline{Nu}$	$\overline{Nu}$
10^5	5	2.078	2.08	2.187
10^5	25	3.49	3.42	3.394
10^6	5	2.80	2.87	2.741
10^6	25	5.91	5.89	5.815

Tablo 4.2. Ortalama Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayıları ile değişimi

Ra	10^4	10^5	10^6
Vahl Davis [66]	2.243	4.519	8.800
Vahl Davis and Jones [67]	2.243	4.517	8.797
Ben-Nakhi and Chamkha [68]	2.244	4.524	8.856
Şimdiki çalışma	2.272	4.738	8.086

5. BULGULAR

Bu çalışmada, yatay duvarına sonlu kalınlıkta iki farklı malzemedен imal edilmiş engel yerleştirilmiş kapalı bir hacim içerisindeki doğal taşınım ısı transferi sonlu farklar metodu kullanılarak incelenmiştir. Çalışmada elde edilen sonuçlar, akım çizgileri, eş sıcaklık eğrileri, yerel Nusselt sayıları, ortalama Nusselt sayıları ve hız profilleri ile verilmiştir. Rayleigh sayısının altı farklı değeri ($Ra=10^3$, 10^4 , 10^5 , 5×10^3 , 5×10^4 ve 5×10^5) alınmıştır. Akış ve ısı transferi üzerindeki etkin parametreler olarak; katı cismin kalınlığı, katı cismin genişliği, katı cismin yüksekliği, katı cismin yerleştirme yeri, ısı iletkenlik katsayısı oranı, Prandtl sayısı ve Rayleigh sayısı seçilmiştir.

Kompozit malzeme, istenen amaç için tek başlarına uygun olmayan farklı iki veya daha fazla malzemeyi istenen özellikleri sağlayacak şekilde belirli şartlar ve oranlarda fiziksel olarak, makro yapıda bir araya getirilerek elde edilen malzemeye kompozit malzeme denir. Bu çalışmada, birbirine mükemmel olarak birleştirilmiş iki ayrı malzemedен imal edilmiş plaka kompozit plaka olarak adlandırılmıştır. Kompozit malzemelerde, iç yapılar çıplak gözle incelendiğinde yapı bileşenlerinin seçilip ayırt edilmesi mümkündür. Yapılarında birden fazla sayıda fazın yer aldığı klasik alaşımlar ise makro ölçüde homojen olmalarına rağmen mikro ölçüde (mikroskopik muayene ile seçilebilen) heterojen malzemelerdir. Kompozit malzemelerde yapıyı oluşturan bileşenler birbiri içinde çözünmezler, kimyasal olarak inert davranırlar. Ancak özellikle metalik sistemlerde düşük oranlarda bile olsa, bir miktar çözünme bileşenler arasında kompozit özelliklerini etkileyebilen ara yüzey reaksiyonları görülebilir.

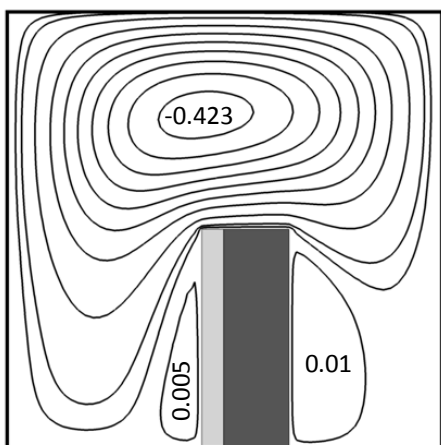
Kompozit malzemelerin bilinen en eski ve en geniş kullanım alanı inşaat sektörüdür. Saman ile liflendirilmiş çamurdan yapılan duvarlar ilk kompozit malzeme örneklerindendir. Bugün taş, kum, kireç, demir ve çimento ile oluşturulan kompozit malzeme evlerimizi oluşturmaktadır. Kompozit malzemeye en güncel örneklerden biri de kağıttır. Selüloz ve reçineden oluşan kağıt, günümüzde yaşamımızın her alanında eşsiz bir kullanım aracı olarak insanlığın hizmetine sunulmuştur.

5.1. Rayleigh Sayısının Etkisi

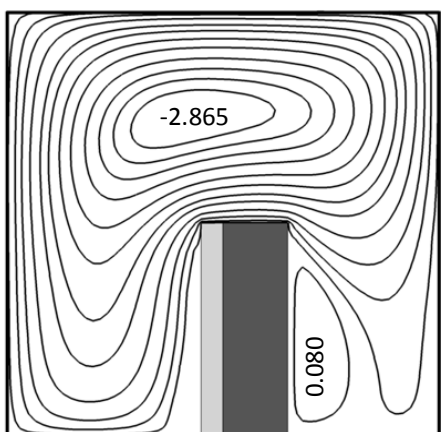
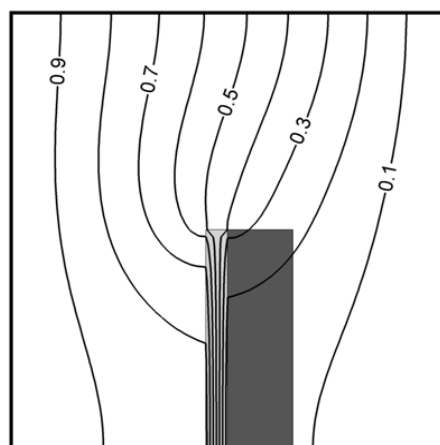
Rayleigh sayısı, doğal taşınım problemlerinde laminar akıştan, türbülanslı akışa geçişte önemli bir kriter olarak kullanılır. Örneğin, bir sigara dumanı belli bir miktar düzgün olarak yükselir yani laminar akış rejimindedir. Daha sonra birden dağılır, yani türbülanslı akışa geçer. Bu çalışmada, Rayleigh sayısının kapalı hacimler için $Ra < 10^6$ değeri kullanılmış ve çalışma laminar akış şartlarında gerçekleştirilmiştir.

Akışı ve ısı transferini yöneten denklemler boyutsuz formda çözüldüğünden dolayı, Rayleigh sayısı programa doğrudan değer girilmek suretiyle değiştirilmiştir. Şekil 5.1' de $Pr = 0.7$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=0.1$ ve $k_2=10$ için farklı Rayleigh sayılarında akım çizgileri (sol kolonda) ve eş sıcaklık eğrileri (sağ kolonda) verilmiştir. Şekil 5.1. (a)' da engellerin sol tarafında, sağ tarafında ve üst tarafında üç ayrı dönme merkezi oluşmaktadır. Ana akış (üst tarafta yer alan akış) saat ibresi yönünde olmakta ve ana akışın şiddeti artan Rayleigh sayısı ile artmaktadır. Burada (-) işareti akışın saat ibresi yönünde ve (+) işareti ise akışın saat ibresinin ters yönünde olduğunu ifade etmektedir. Sol cidardan ısınmaya başlayan akışkan soğuk cidara doğru yönelmekte ve bloğun sol ve sağ bölgelerinde saat ibresinin tersi yönünde iki ayrı dönme merkezi oluşmaktadır. Soldaki dönme merkezi $Ra=10^4$ değerinde gözükmemekte, $Ra=10^5$ ve 5×10^5 değerlerinde ise tekrar ortaya çıkmaktadır. Sağ ve solda oluşan dönme merkezlerinin de şiddeti artan Rayleigh sayısı ile artmaktadır. Sol tarafta yer alan hücrenin akım fonksiyonu değeri sağ taraftakine göre daha yüksektir. Çünkü, sağ tarafta akış, plakanın varlığı ve soğuk düşey oyuk cidarından dolayı durgun olmaya meyillidir. Bir başka deyişle, sağ taraftaki sıcak akışkan blok tarafında engellendiği için bu durum söz konusudur.

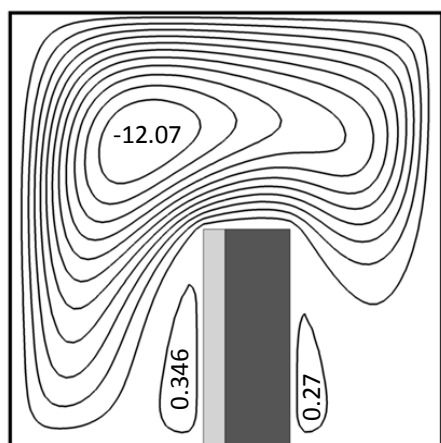
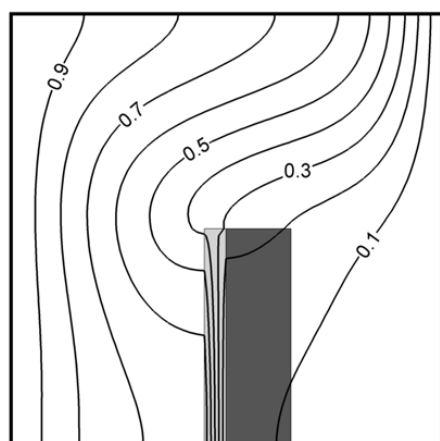
Kompozit plaka daha önceki bölümlerde vurgulandığı gibi, iki ayrı malzemenin imal edilmiştir. Şekil 5.1' de verilen eş sıcaklık eğrilerine bakıldığında, soldaki malzemenin ısı iletkenlik katsayısı ($k_1 = k_{s_1} / k_f$) ve sağdaki malzemenin ısı iletkenlik katsayısı ise ($k_2 = k_{s_2} / k_f$) şeklinde tanımlanmıştır. Ayrıca k_1 ve k_2 değerleri bu çalışmada, 0.1 ve 10 olarak seçilmiştir. Şekil 5.1'de verilen eş sıcaklık eğrilerine bakıldığında, sol taraftaki malzemenin sağ taraftaki malzemeye göre ısı iletkenliğinin düşük olduğu yalıtım görevi gördüğü ve eş sıcaklık eğrilerinin bu malzeme içerisinde sıklaştığı ve cidarlara paralel olarak dağıldığı görülmektedir. 2. malzemenin ise ısı iletkenlik katsayısı yüksek olduğundan malzemenin sadece üst kısmı ısınmakta ve yüksek sıcaklık malzemeyi hemen terk etmektedir. Rayleigh sayısının artışı ile birlikte malzemedeki ısı geçişi de artmaktadır.



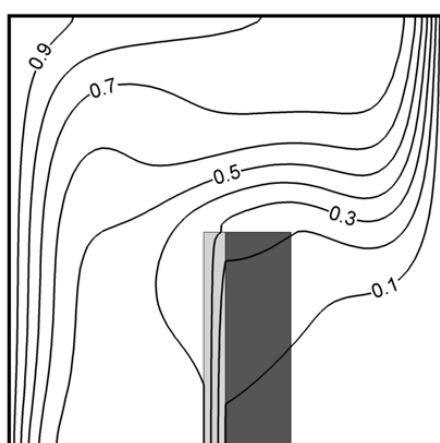
a)

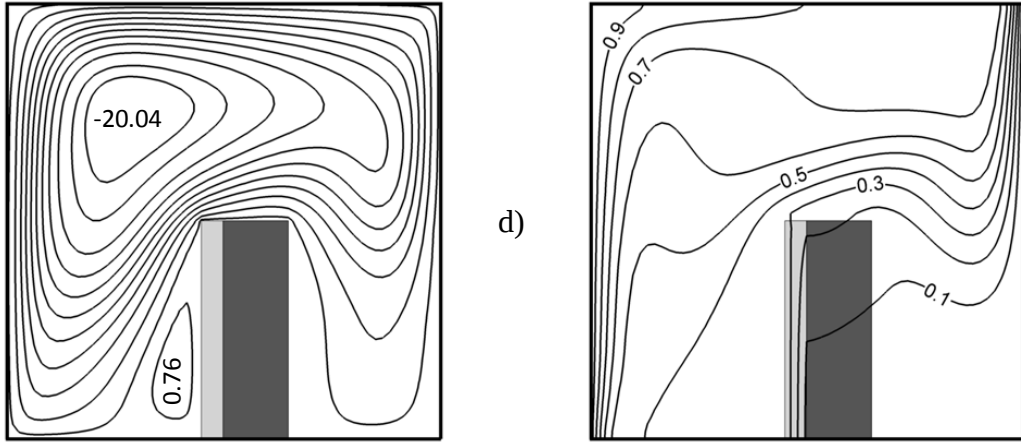


b)



c)

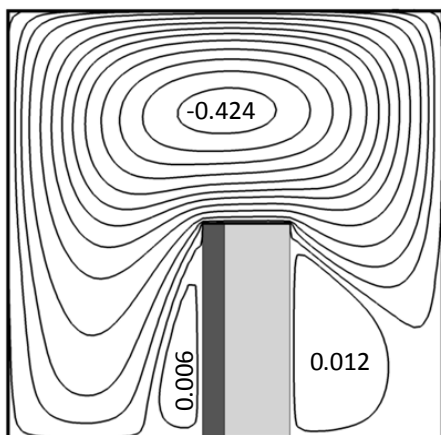




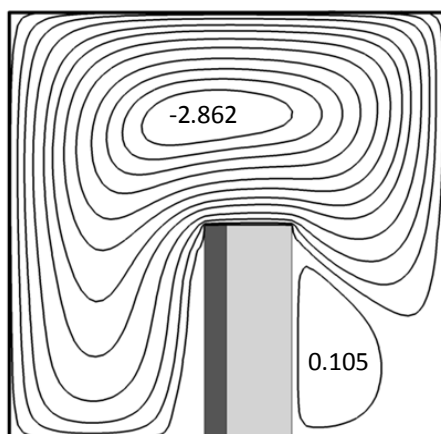
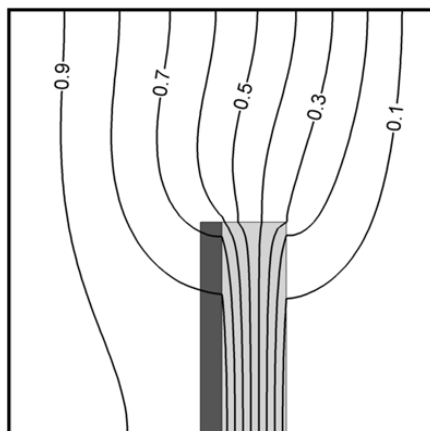
Şekil 5.1. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Pr=0.7$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=0.1$ ve $k_2=10$ için Rayleigh sayısı ile değişimi a) $Ra=10^3$, b) $Ra=10^4$, c) $Ra=10^5$, d) $Ra=5 \times 10^5$

Şekil 5.2’ de Rayleigh sayısının akım ve sıcaklık profilleri üzerine olan etkisi $Pr=0.7$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=10$ ve $k_2=0.1$ değerleri için incelenmiştir. Engellerin sağ tarafında, sol tarafında ve diğeri de engellerin üst cidarında olmak üzere üç ayrı dönme merkezi oluşmuştur. Engellerin üst cidarında bulunan hücre merkezinin içerisindeki (-) işareti akışın saat ibresi yönünde döndüğünü diğer iki hücre merkezi ise saat yönünün tersi yönünde döndüğünü ifade etmektedir. Bloğun sol ve sağ taraflarında saat yönünün tersi yönünde iki ayrı dönme merkezi oluşmakta ve Şekil 5.2.(a)’ da $Ra=10^3$ ile değişimi görülmektedir. Burada oluşan dönme merkezlerinin şiddeti artan Rayleigh sayısı ile birlikte artmaktadır.

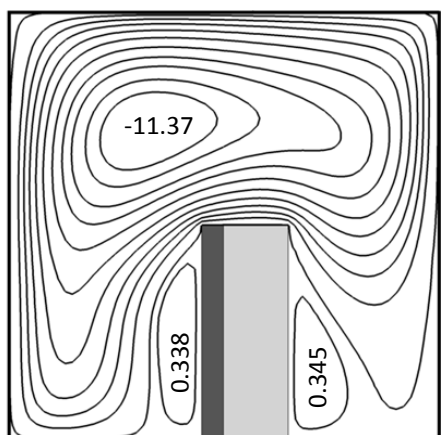
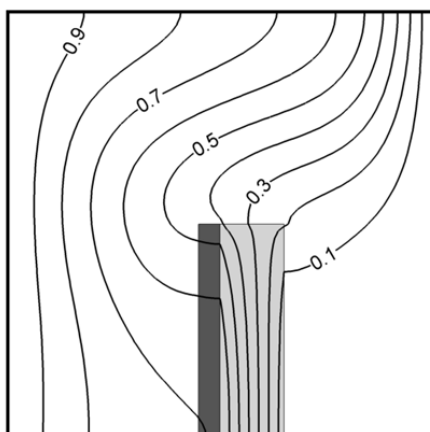
Şekil 5.2’ de eş sıcaklık eğrileri verilmiştir. Plakanın solunda yer alan malzemenin ısı iletkenlik katsayısı ($k_1 = k_{s_1} / k_f$), sağdaki malzemenin ısı iletkenlik katsayısı ise ($k_2 = k_{s_2} / k_f$) şeklinde tanımlanmıştır. Şekil 5.2’ de verilen eş sıcaklık eğrilerine bakıldığında, sol taraftaki malzemenin sağ taraftaki malzemeye göre eş sıcaklık eğrilerinin bu malzeme içerisinde sıklaştığı ve cidarlara paralel olarak dağıldığı görülmektedir. Şekil 5.2. ve 5.1 karşılaştırıldığında, blok içerisindeki malzeme yapısındaki değişimin oyuk içerisindeki akış ve sıcaklık dağılımını etkilediği görülmektedir.



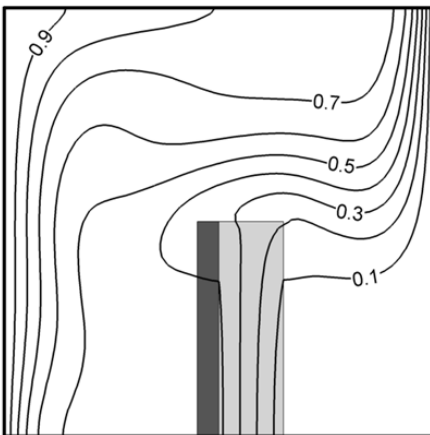
a)

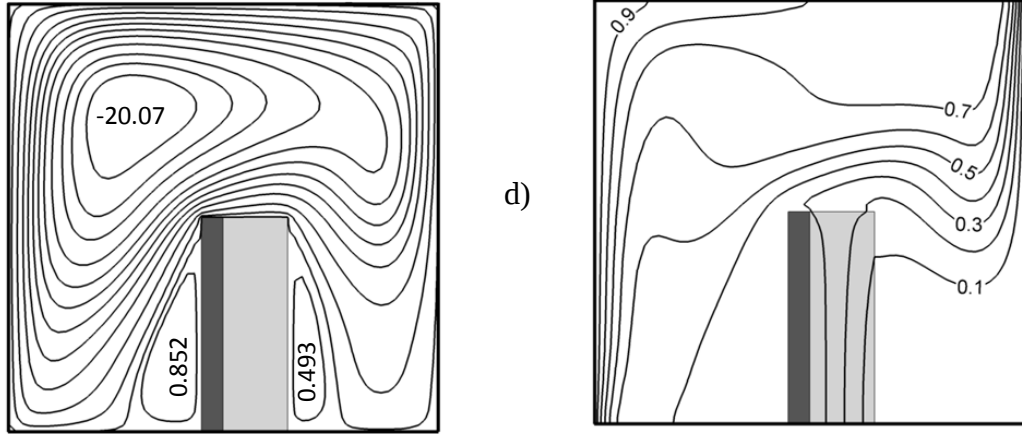


b)



c)

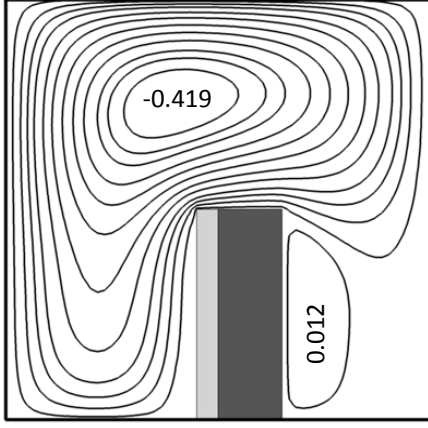




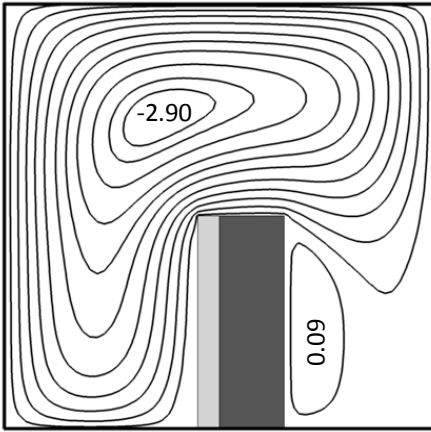
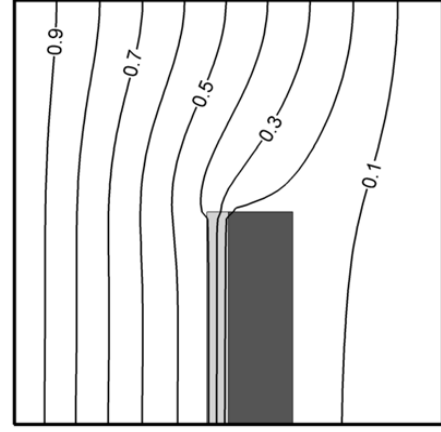
Şekil 5.2. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Pr=0.7$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=10$ ve $k_2=0.1$ için Rayleigh sayısı ile değişimi a) $Ra=10^3$, b) $Ra=10^4$, c) $Ra=10^5$, d) $Ra=5 \times 10^5$

Şekil 5.3' de akım çizgilerinin (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Pr=6.4$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=0.1$ ve $k_2=10$ için Rayleigh sayısı ile değişimi görülmektedir. Bu şekil Şekil 5.1 ve Şekil 5.2 ile karşılaştırıldığında Prandtl sayısının akış ve sıcaklık dağılımı üzerine olan etkileri görülebilir. Pr sayısının değişmesi genel olarak akış alanını az da olsa etkilemekte ve hücre merkezlerindeki değerlerin (akım şiddetinin) de buna paralel olarak artışına neden olmaktadır. Şekil 5.3.(a)' da $Ra=10^3$ için katı cismin sol tarafında hücre merkezi yokken sağ tarafında katı cismin tamamına yakın bir kısmını kaplayacak şekilde hücre merkezinin olduğu görülmektedir. Saat ibresinin tersi yönünde tek bir dönme merkezi söz konusudur. Rayleigh sayısının düşük olması sıcaklık eğrilerinin düzgün dağılmasını sağlamıştır. Şekil 5.3.(b)' de $Ra=10^4$ değerine yükselmesi, hücre merkezi içindeki değer artmasına ve dönme merkezlerinin sıklaşmasına neden olmaktadır. Sıcaklık eğrilerine bakıldığında ise düzgün bir dağılım göstermektedir. Ayrıca $k_1=0.1$ katı cismin içinden de eğrilerin dikey olarak geçtiği de görülmektedir. Şekil 5.3.(c)' de $Ra=10^5$ olması yani Rayleigh sayısının artması ile birlikte, dönme merkezlerinin soğuk yüzeye doğru hareketinin daha etkin olduğu görülmektedir. Isıl iletkenlik oranı $k_1=0.1$ olan katı cisim çevresinde daha çok dönme merkezlerinin mevcut olduğu da görülmektedir. İlgili dönme merkezleri kapalı hacmin her tarafına yayılmıştır. Sıcaklık eğrileri ise bir önceki şekle oranla daha sıklıkla artmaktadır. Şekil 5.3.(d)' de ise Rayleigh sayısının artması akışı şiddetlendirerek, kapalı hacim içerisindeki dönme merkezlerinin artmasına ve sıcaklık eğrilerinin yüzeyin kenarlarına daha fazla nüfuz etmesine neden

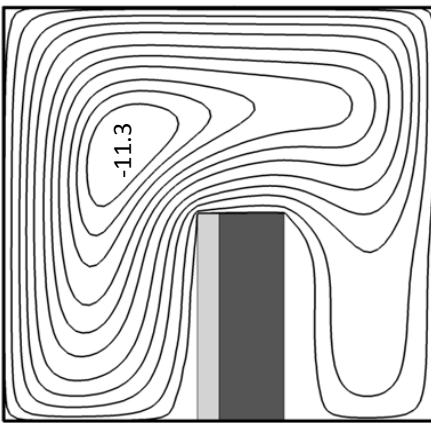
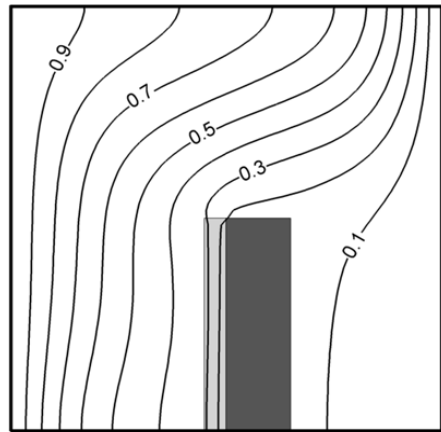
olmaktadır. Ayrıca katı cisimlerin yan taraflarında hücre merkezlerinin oluşmadığı da açıkça görülmektedir.



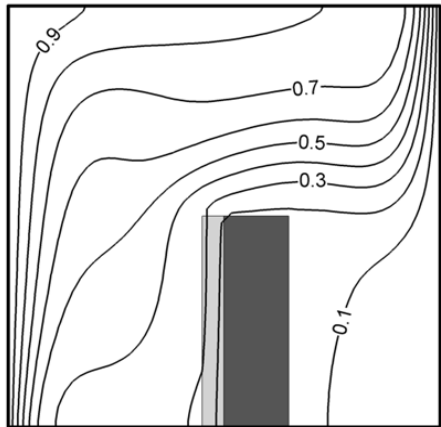
a)

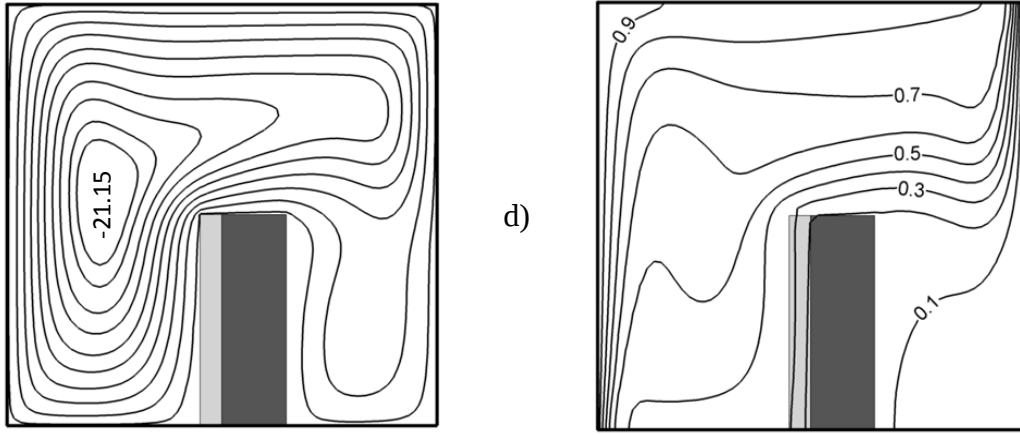


b)



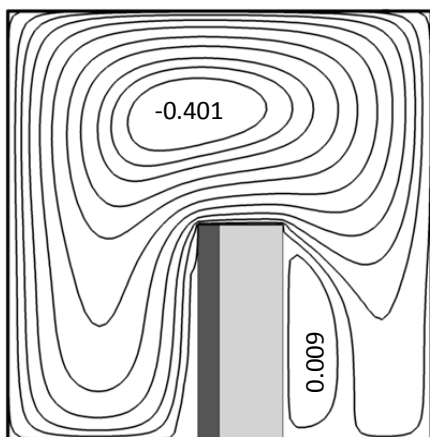
c)



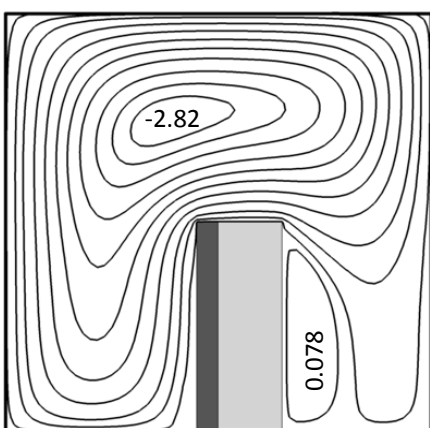
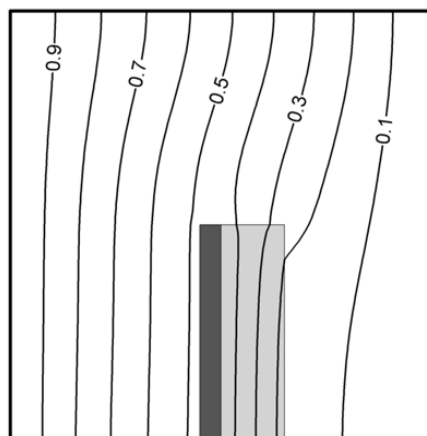


Şekil 5.3. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Pr=6.4$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=0.1$ ve $k_2=10$ için Rayleigh sayısı ile değişimi a) $Ra=10^3$, b) $Ra=10^4$, c) $Ra=10^5$, d) $Ra=5 \times 10^5$

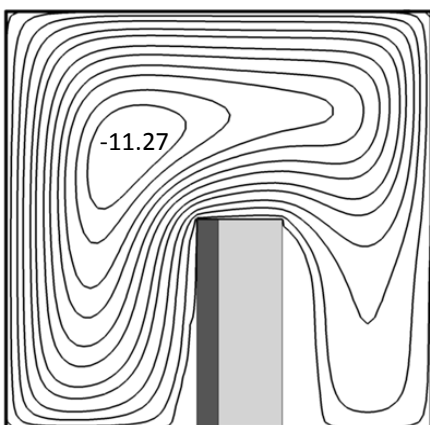
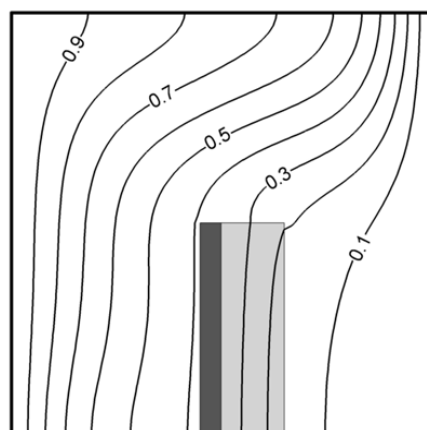
Şekil 5.4' de akım çizgilerinin (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda), $Pr = 6.4$, $w_1 = 0.05$, $w_2 = 0.15$, $h = c = 0.50$, $k_1 = 10$ ve $k_2 = 0.1$ için Rayleigh sayısı ile değişimi görülmektedir. Şekil 5.4.(a)' da $Ra = 10^3$ olması durumunda hücre merkezinin saat ibresinin tersi yönünde hareket etmekte ve plakanın sağ cidarında bir başka dönme merkezi oluşmakta ve bu da saat ibresinin tersi yönünde hareket etmektedir. Sıcaklık eş eğrileri hemen hemen düşey cidarlara ve plakaya paralel olarak dağılım göstermektedir. Artan Ra sayısı ile birlikte akım çizgileri sıcak cidara doğru hareket etmektedir. Isıl iletkenlik oranı $k_1 = 0.1$ den sıcaklık eğrileri düzgün ve dikey bir şekilde dağılmaktadır. Şekil 5.4.(b)' de Rayleigh sayısının artmasıyla ($Ra=10^4$) kapalı hacim içerisindeki dönme merkezleri artmakta $k_1 = 0.1$ ısıl iletkenlik oranının sağ tarafında hücre merkezinin oluştuğu da görülmektedir. Şekil 5.4.(c)' de Rayleigh sayısının 10^5 olması dönme merkezlerinin artmasına, ilgili olan sıcaklık eğrilerinin de hareketlenmesine sebep olmaktadır. Şekil 5.4.(d)' de $Ra = 5 \times 10^5$ olması ise önceki Rayleigh sayılarına oranla yüksektir ve buna paralel olarak da dönme merkezleri daha çok hareketlenme göstermektedir. Hücre merkezi içindeki değerin de artmasını sağlamıştır. Sıcaklık eğrileri ise yüzey merkezlerine daha çok nüfuz etmektedir.



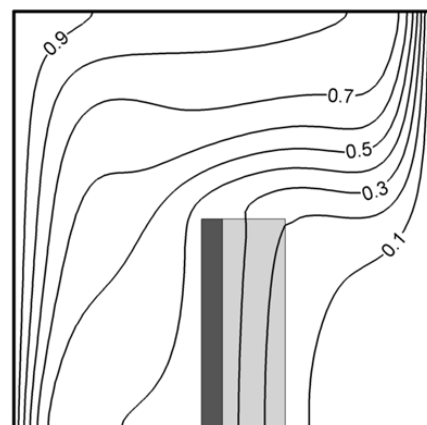
a)

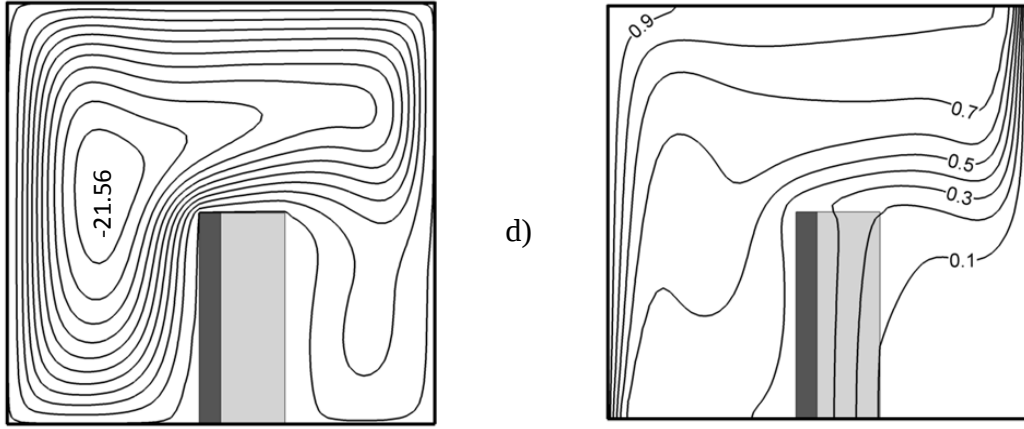


b)



c)



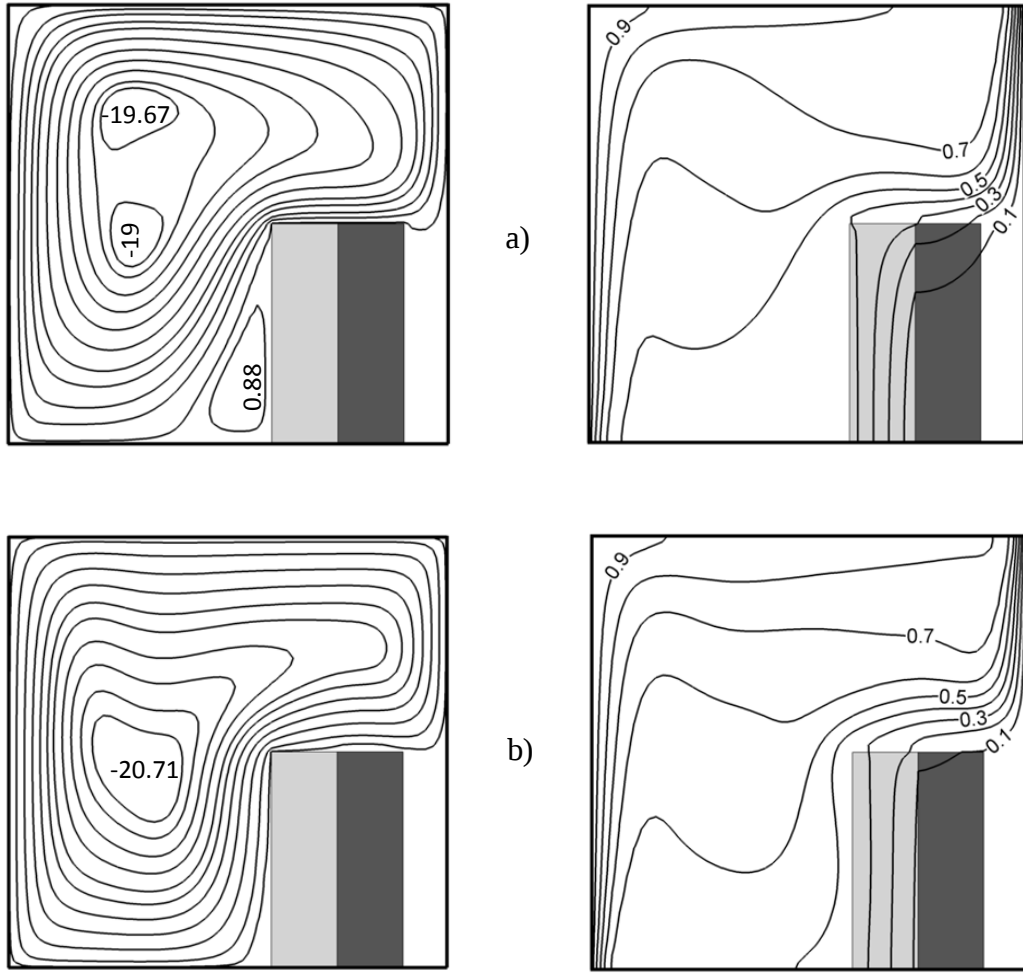


Şekil 5.4. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Pr=6.4$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=10$ ve $k_2=0.1$ için Rayleigh sayısı ile değişimi a) $Ra=10^3$, b) $Ra=10^4$, c) $Ra=10^5$, d) $Ra=5 \times 10^5$

5.2. Prandtl Sayısının Etkisi

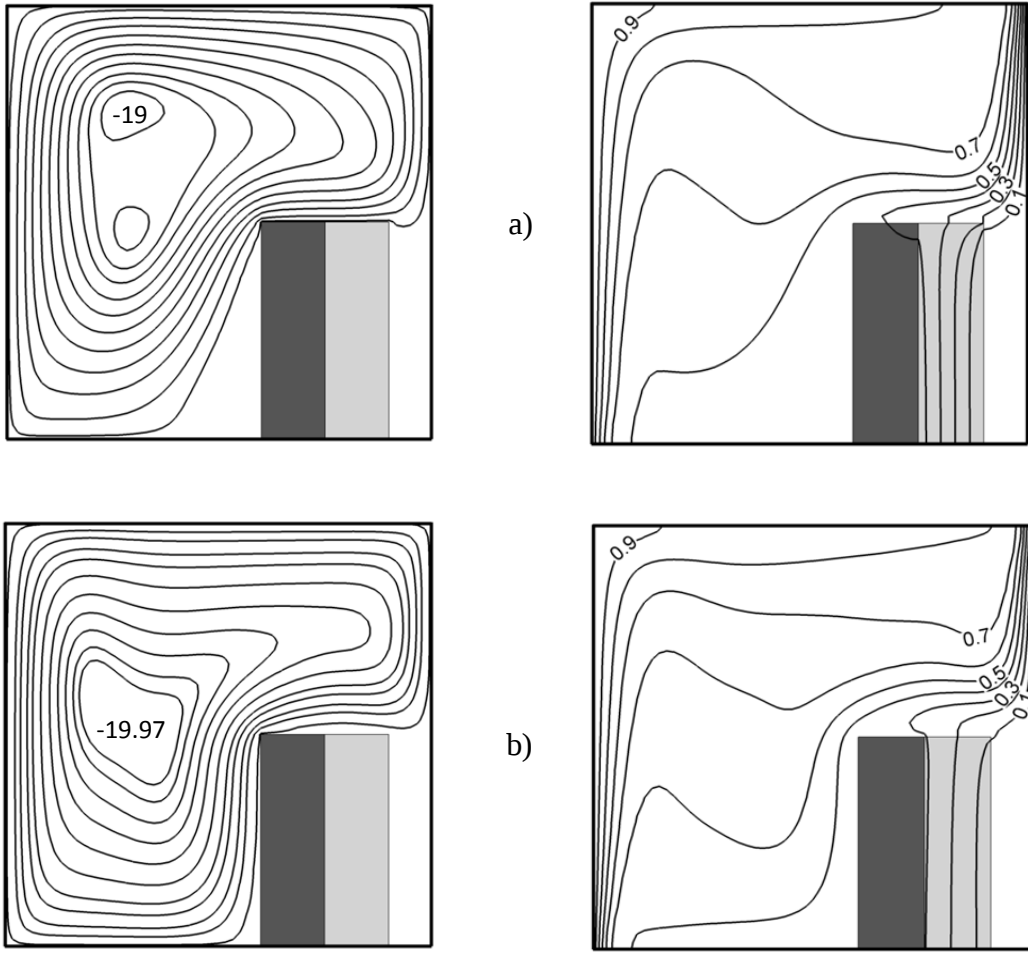
Çalışmada, $Pr=0.7$, 6.4 , 0.1 , 3.880 ve 10.0 olmak üzere, beş farklı Pr sayısı test edilmiştir. Şekil 5.5’ de akım çizgilerinin (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=5 \times 10^5$, $w_1 = 0.15$, $w_2 = 0.15$, $h = 0.50$, $c = 0.75$, $k_1 = 0.1$ ve $k_2 = 10$ için ele alınan beş farklı Prandtl (Pr) sayısında akış ve sıcaklık dağılımları verilmektedir. Şekil 5.5. (a)’ da $Pr=0.7$ için, birden fazla hücre merkezi olduğu görülmektedir. Bloğun sağ cidarı ile oyuğun sağ cidarı arasındaki akışkan tamamen durgundur. Dolayısıyla, bu kısımda iletimle ısı transferi etkin olmakta ve eş sıcaklık eğrileri sağ cidarda bloğun üst kısmında yoğunlaşmaktadır. Sıcaklık eğrileri ise yüzeyin kenarlarına daha fazla nüfuz etmiştir.

Şekil 5.5.(b)’ de $Pr = 6.4$ değerine yükselmesi ile akış alanından etkilenerek akım değerinin ve dönme merkezlerinin artmasına neden olmuştur. Ayrıca katı cisim çevresinde sıklaşan akım çizgileri debinin arttığını göstermiştir ki bu da hücre merkezinin oluşmasına engel olmuştur. İlgili sıcaklık eğrileri de sıcak bölgeye oranla soğuk bölgede daha fazla yoğunlaşmış ve etkisi daha fazla görülmüştür. $Pr>1$ değerinde akış alanında değişim görülmesine rağmen, sıcaklık dağılımında ciddi bir değişim meydana gelmemektedir.



Şekil 5.5. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=5 \times 10^5$, $w_1=0.15$, $w_2=0.15$, $h=0.50$, $c=0.75$, $k_1=0.1$ ve $k_2=10$ için Prandtl sayısı ile değişimi a) $Pr=0.7$, b) $Pr=6.4$

Şekil 5.6' da akım çizgilerinin (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra = 5 \times 10^5$, $w_1 = 0.15$, $w_2 = 0.15$, $h = 0.50$, $c = 0.75$, $k_1 = 10$ ve $k_2 = 0.1$ Prandtl sayısı ile değişimi görülmektedir. Şekil 5.6.(a)' da ve Şekil 5.6.(b)' de akış alanları karşılaştırıldığında oldukça benzer oldukları görülmektedir. Fakat, Şekil 5.6.(a)' da bir hücre merkezinin içinde iki hücre merkezi oluşurken, Şekil 5.6.(b)' de bir hücre merkezi oluşmuştur. Her iki şekilde de hücre merkezi içindeki akım fonksiyonu değerleri birbirlerine oldukça yakındır. Eş sıcaklık eğrileri grafikleri karşılaştırıldığında da, her iki grafiğin yine benzer olduğu görülmektedir. Diğer bir deyişle, sıcak bölgedeki sıcaklık eğrileri soğuk bölgedeki sıcaklık eğrilerine oranla daha az etki göstermiştir. Soğuk bölgedeki sıcaklık eğrileri daha fazla etkin olmakta ve $k_2 = 0.1$ (ısıl iletkenlik oranı) katı cisme dikey olarak nüfuz etmektedir.

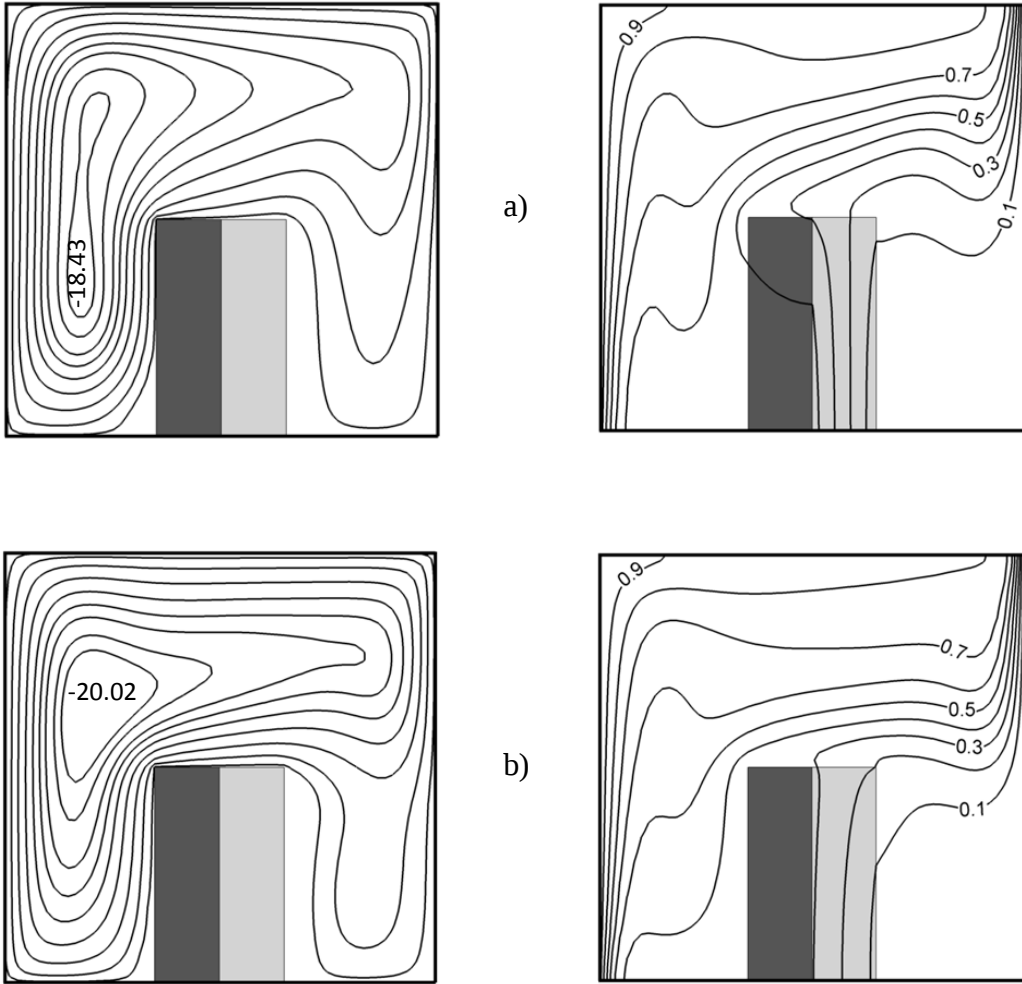


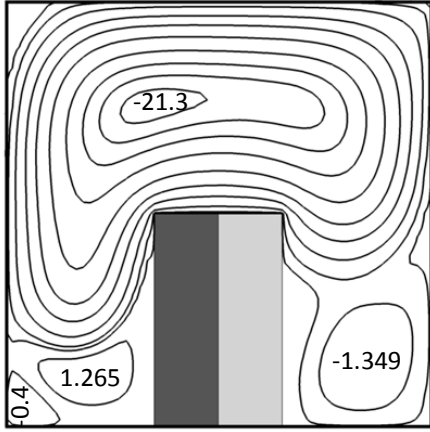
Şekil 5.6. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=5 \times 10^5$, $w_1=0.15$, $w_2=0.15$, $h=0.50$, $c=0.75$, $k_1=10$ ve $k_2=0.1$ için Prandtl sayısı ile değişimi a) $Pr=0.7$, b) $Pr=6.4$

Sonuç olarak, $Pr < 1$ akışkanları için Prandtl sayısı akış üzerinde oldukça önemli bir etkiye sahip iken, $Pr > 1$ akışkanları için bu etki ihmal edilebilir seviyededir. Sıcaklık eğilimlerinde de benzer davranış göze çarpmaktadır. $Pr < 1$ iken, Prandtl sayısı sıcaklık alanları üzerinde önemli seviyede bir etkiye sahip iken, $Pr > 1$ için elde edilen sıcaklık alanları hemen hemen birbirinin aynısıdır.

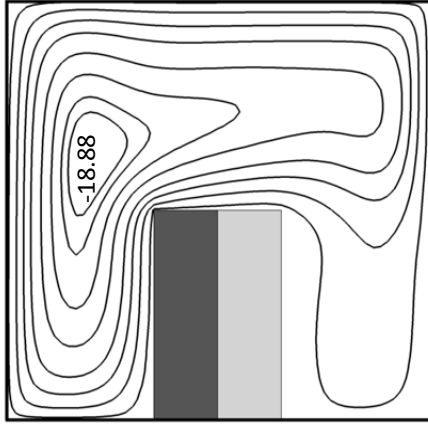
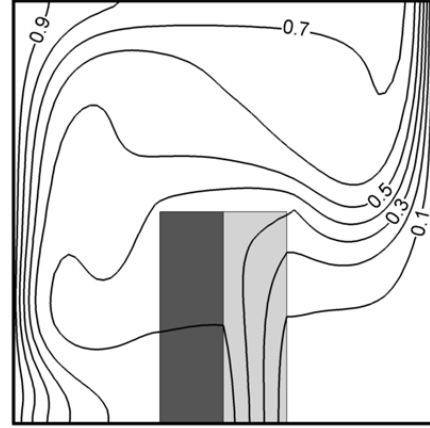
Bu çalışmada, $Pr = 0.7, 6.4, 0.1, 3.880$ ve 10.0 olmak üzere beş farklı Pr sayısı test edilmiştir. Şekil 5.7' de akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrileri (sağda) verilmektedir. Şekil 5.7.(a)' da $Pr = 0.7$ için, tek bir hücre merkezinin olduğu görülmektedir. Bloğun sağ cidarı ile oyukun sağ cidarı arasındaki akışkan tamamen durgundur. Dolayısıyla, bu kısımda iletimle ısı transferi etkin olmakta ve eş sıcaklık eğrileri sağ cidarda bloğun üst kısmında yoğunlaşmaktadır. Sıcaklık eğrileri ise yüzeyin kenarlarına daha fazla nüfuz etmiştir.

Şekil 5.7.(b)' de $Pr = 6.4$ değerine yükselmesi ile akış alanından etkilenecek akım değerinin artmasına neden olmuştur. İlgili sıcaklık eğrileri de sıcak bölgeye oranla soğuk bölgede daha fazla yoğunlaşmış ve etkisi daha fazla görülmüştür. Şekil 5.7.(c)' de $Pr=0.1$ değerine yükselmesi ile, birden fazla hücre merkezinin oluştuğu görülmektedir. Bloğun sağ ve sol bölgelerinde diğer durumlara oranla hücre merkezleri yoğunlaşmıştır. Şekil 5.7.(d) ve Şekil 5.7.(e)' de ise tek bir hücre merkezi görülmektedir. Dolayısıyla, bloğun sağ cidarı ile oyukun sağ cidarı arasındaki akışkan tamamen durgundur. Şekil 5.7' deki sıcaklık eğrileri karşılaştırıldığında, çok fazla bir değişimin olmadığı görülmektedir. Her beş şekilde de benzer bir durum söz konusudur.

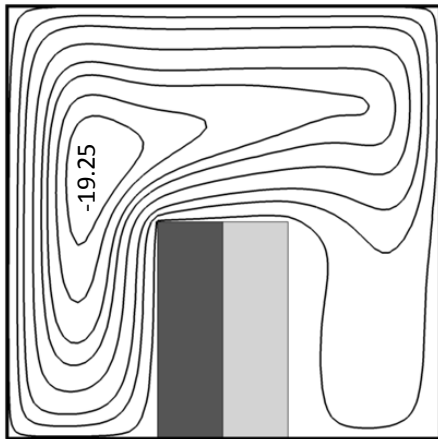
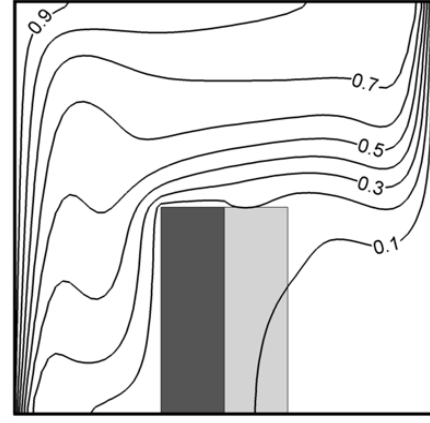




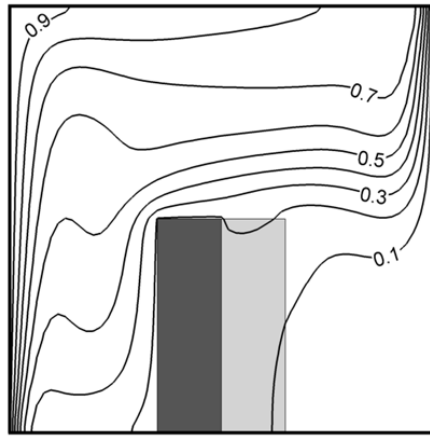
c)



d)



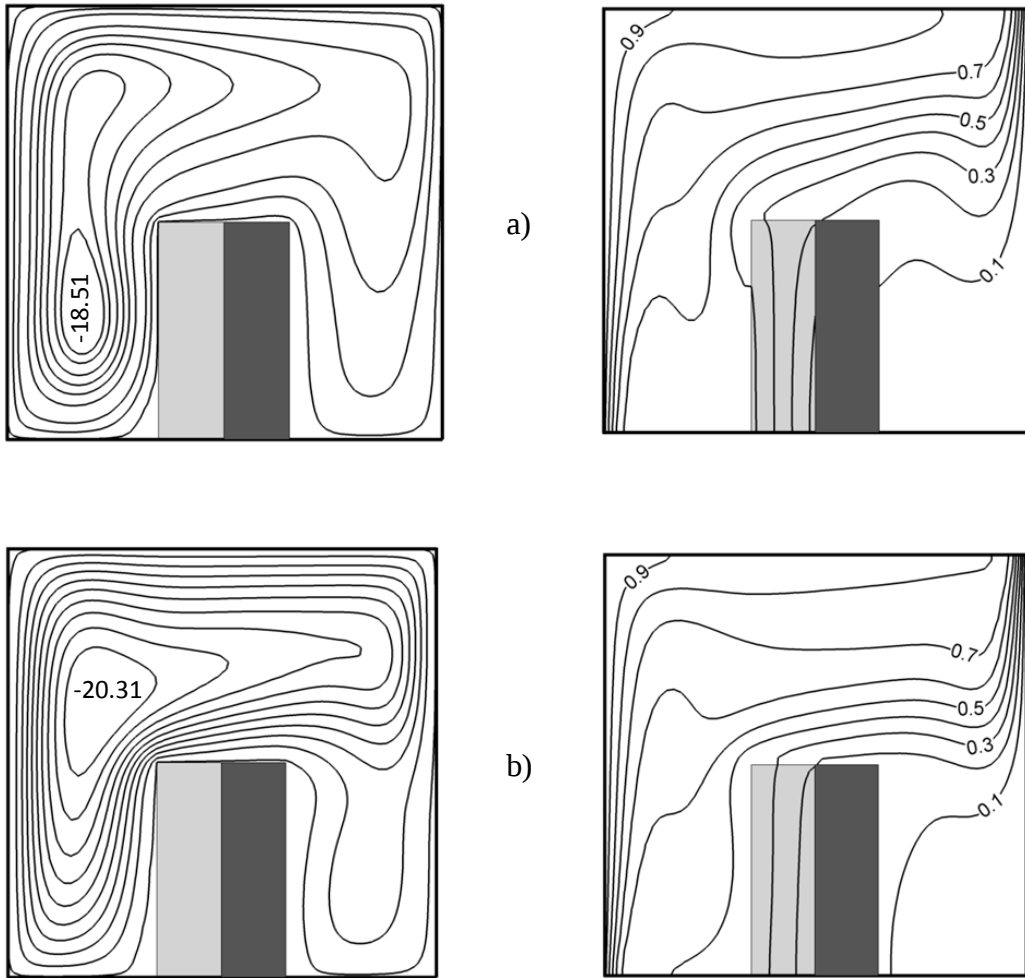
e)

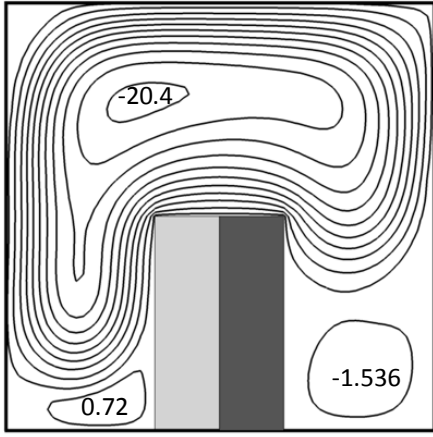


Şekil 5.7. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=5 \times 10^5$, $w_1=0.15$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=10$ ve $k_2=0.1$ için Prandtl sayıları ile değişimi a) $Pr=0.7$, b) $Pr=6.4$, c) $Pr=0.1$, d) $Pr=3.880$, e) $Pr=10.0$

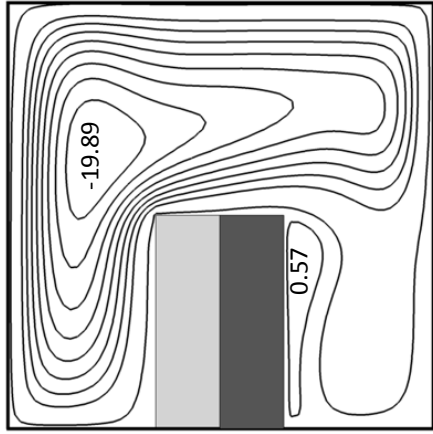
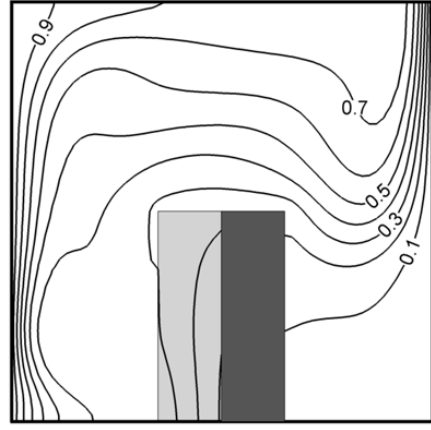
Şekil 5.8' de akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrileri (sağda) verilmektedir. Şekil 5.8.(a)' da $Pr= 0.7$ için, tek bir hücre merkezinin olduğu görülmektedir. Bloğun sağ cidarı ile oyuğun sağ cidarı arasındaki akışkan tamamen durgundur. Dolayısıyla, bu kısımda iletimle ısı transferi etkin olmakta ve eş sıcaklık eğrileri sağ cidarda bloğun üst kısmında yoğunlaşmaktadır. Sıcaklık eğrileri ise yüzeyin kenarlarına daha fazla nüfuz etmiştir.

Şekil 5.8.(b)' de $Pr= 6.4$ değerine yükselmesi ile akış alanından etkilenerek akım değerinin artmasına neden olmuştur. İlgili sıcaklık eğrileri de sıcak bölgeye oranla soğuk bölgede daha fazla yoğunlaşmış ve etkisi daha fazla görülmüştür. Şekil 5.8.(c)' de $Pr=0.1$ değerine yükselmesi ile, birden fazla hücre merkezinin olduğu görülmektedir. Şekil 5.8.(d) ve Şekil 5.8.(e)' de ise, iki hücre merkezinin olduğu görülmektedir. Şekil 5.8' de sıcaklık eğrileri karşılaştırıldığında, çok fazla bir değişimin olmadığı görülmektedir.

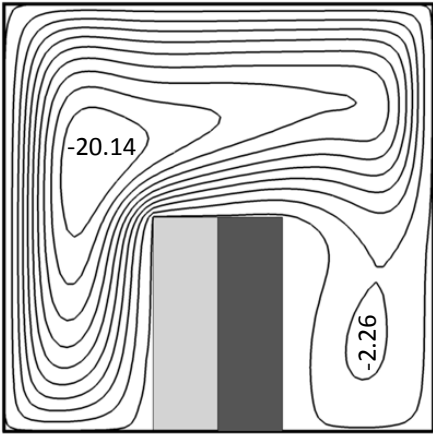
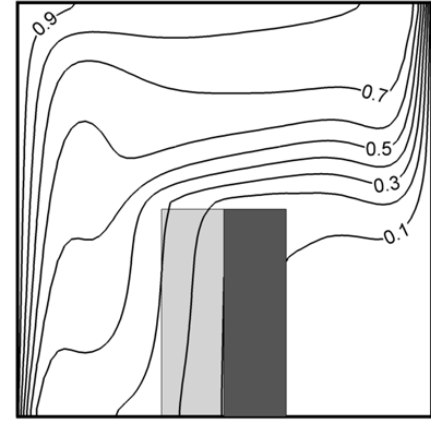




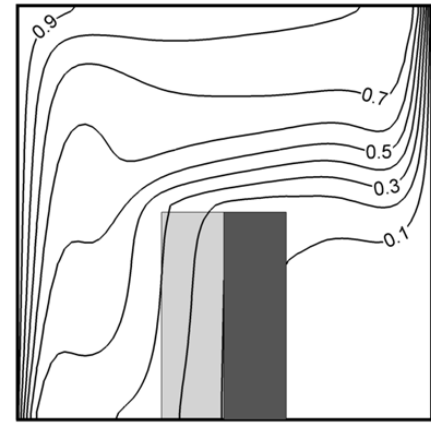
c)



d)



e)

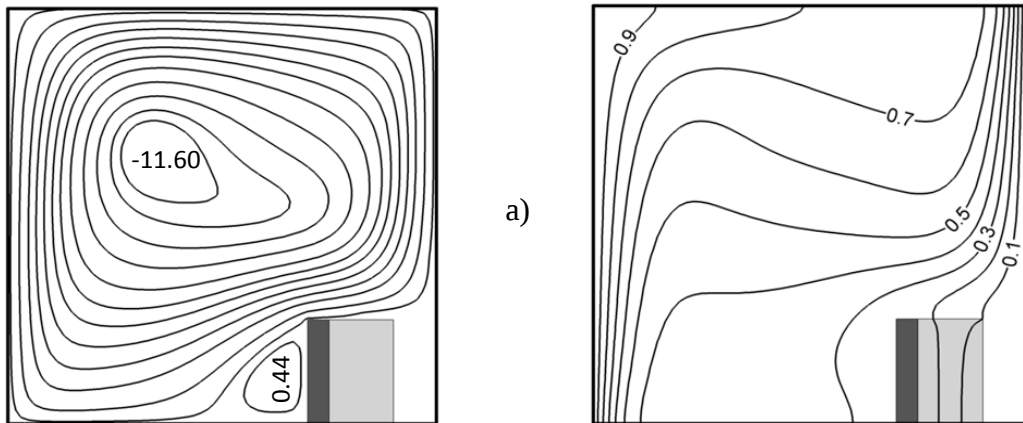


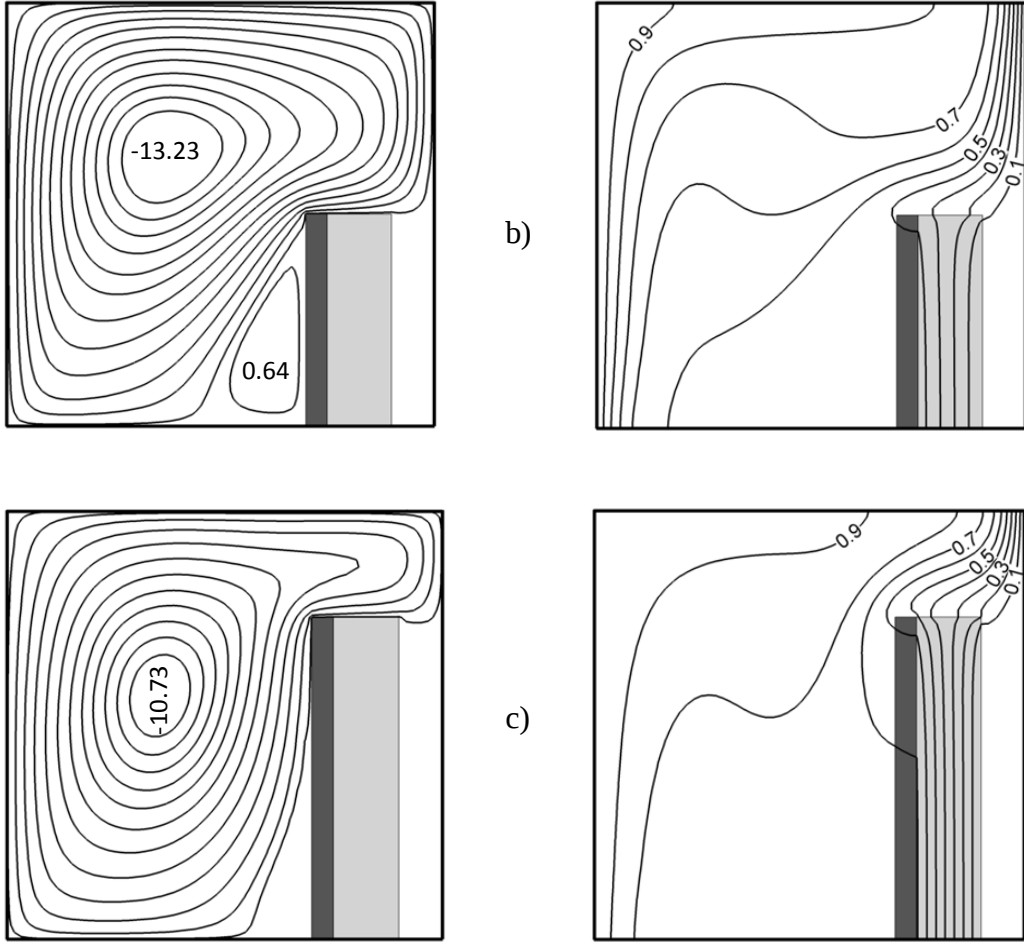
Şekil 5.8. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=5 \times 10^5$, $w_1=0.15$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=0.1$ ve $k_2=10$ için Prandtl sayıları ile değişimi a) $Pr=0.7$, b) $Pr=6.4$, c) $Pr=0.1$, d) $Pr=3.880$, e) $Pr=10.0$

5.3. Katı Cisim Yüksekliğinin Etkisi

Çalışmada, $h = 0.25, 0.50$ ve 0.75 olmak üzere plakanın üç farklı boyutsuz yükseklik oranı $h = h'/H$ sayısı test edilmiştir. Şekil 5.9' de akım çizgilerinin (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra = 10^5$, $Pr = 0.7$, $w_1 = 0.05$, $w_2 = 0.15$, $c = 0.75$, $k_1 = 10$ ve $k_2 = 0.1$ için katı cisim yükseklik oranı ile değişimi verilmiştir. Şekil 4.9' da kapalı hacim içerisine farklı uzunluklarda yerleştirilen katı cismin ısı transferi üzerine olan etkisi incelenmiştir. Katı cisim yüksekliğinin artmasıyla sirkülasyon alanı azalır ve bu nedenden dolayı ısı transferi düşer. Şekil 5.9.(a)' da katı cisim uzunluğunun kısa olması ısınan akışkanın üst bölgeye olan hareketini çok fazla engellememektedir. Akış alanı içerisinde saat ibresinin tersi yönünde ve aynı yönde olacak şekilde farklı dönme merkezleri oluşmuştur. Şekil 5.9.(b)' de katı cisim uzunluğunun artması hücre merkezi içindeki değerin de buna paralel olarak artış göstermesine neden olmuştur. Kapalı hacim içerisindeki akım çizgileri yüzeyin geneline dağılmıştır. Her iki grafiklerin sıcaklık eğrileri karşılaştırıldığında oldukça benzer özellikler göstermiştir. Katı cisim uzunluğunun artması sıcaklık eğrilerini çok fazla etkilemese de $k_2 = 0.1$ (ısıl iletkenlik oranı) katı cisim içerisinde sıcaklık eğrileri daha sık görülmekte ve bu çizgiler birbirine paralel olmaktadır.

Şekil 5.9.(c)' de katı cisim uzunluğunun fazla olması akış alanını etkilemekte akışın özellikle katı cismin üst ve yan bölgesine doğru hareket etmesine neden olmaktadır. Sıcaklık eğrilerinin de $k_2 = 0.1$ (ısıl iletkenlik oranı) katı cisme dikey olarak yoğun bir şekilde hareket etmesine ve sıcaklık eğrilerinin bu katı cisim üzerinde daha çok etkin olmasına neden olduğu görülmektedir.





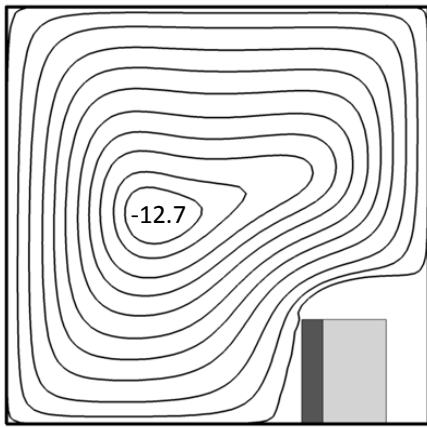
Şekil 5.9. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=10^5$, $Pr=0.7$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $c=0.75$, $k_1=10$ ve $k_2=0.1$ için katı cisim yükseklik oranı ile değişimi a) $h=0.25$, b) $h=0.50$, c) $h=0.75$

Şekil 5.10' da akım çizgilerinin (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra = 10^5$, $Pr = 6.4$, $w_1 = 0.05$, $w_2 = 0.15$, $c = 0.75$, $k_1 = 10$ ve $k_2 = 0.1$ için katı cisim yükseklik oranı ile değişimi gösterilmektedir. Şekil 5.10.(a)' da katı cisim uzunluğunun kısa olması hücre merkezinin tek bir yönde dönmesini sağlamaktadır. Şekil 5.10.(b)' de katı cisim uzunluğunun artması dönme merkezlerinin artmasına ve hücre merkezi içindeki değerin de buna paralel olarak artış göstermesine neden olmaktadır. Şekil 5.10.(c)' de katı cisim uzunluğunun fazla olması katı cismin üst ve yan bölgelerinde dönme merkezlerinin artmasına neden olmaktadır.

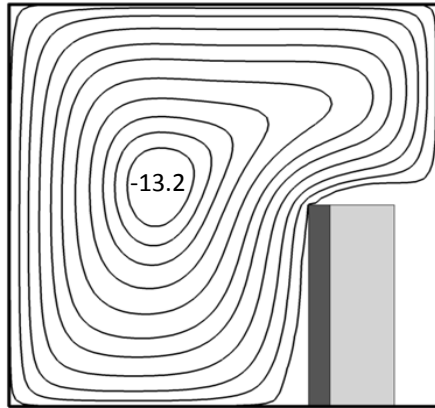
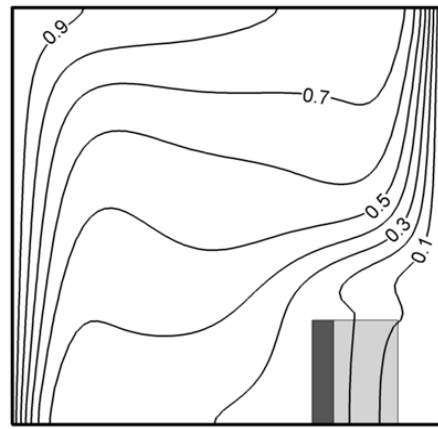
Şekil 5.10' da sıcaklık eğrileri karşılaştırıldığında oldukça benzer özellikler gösterdiği görülmektedir. Her üç şekilde de kapalı hacim içerisinde, soğuk bölgede sıcaklık

eğrilerinin olduğu incelenmiştir. Sıcaklık eğrilerinin dağılım özellikleri de aynıdır. Buna paralel olarak katı cisme dikey olarak bir eğilim söz konusudur.

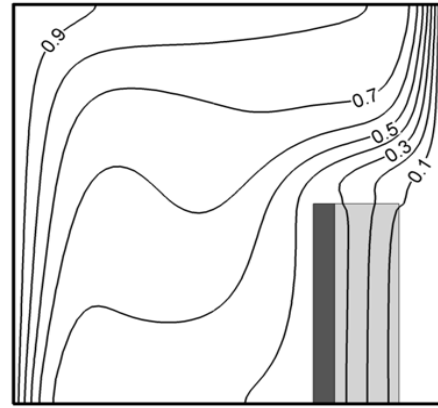
Şekil 5.9 ve Şekil 5.10 karşılaştırıldığında, akım çizgilerinin oldukça benzer olduğu görülmektedir. Ancak, Şekil 5.9.(a) ve Şekil 5.9.(b) Şekil 5.10' a göre iki hücre merkezinin oluştuğu görülmektedir. Şekil 5.9 ve Şekil 5.10 sıcaklık eğrileri karşılaştırıldığında, katı cismin yüksekliği değişmesine rağmen eğrilerin oldukça benzer olduğu görülmektedir.

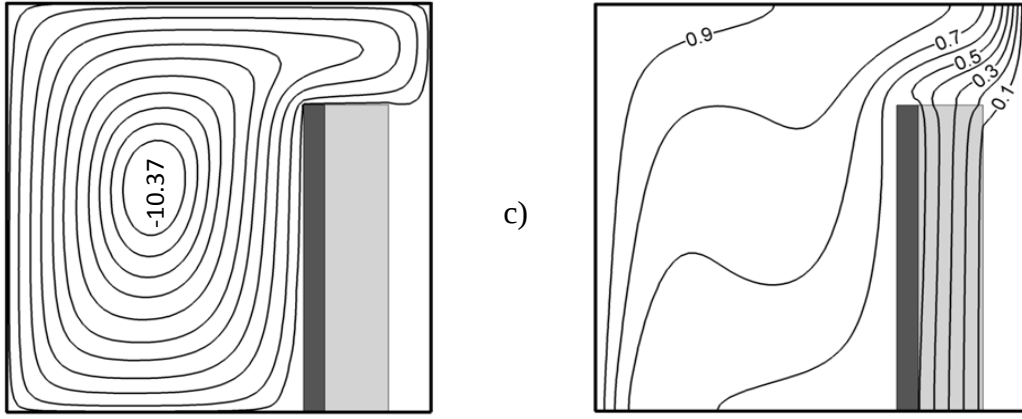


a)



b)



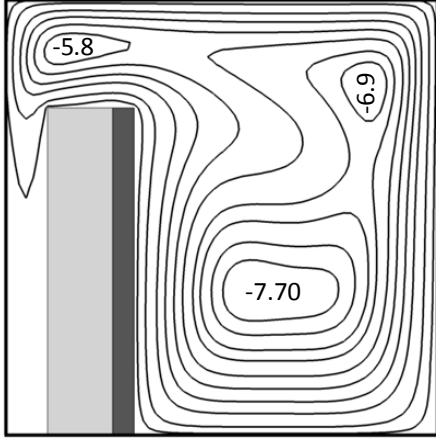


Şekil 5.10. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=10^5$, $Pr=6.4$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $c=0.75$, $k_1=10$ ve $k_2=0.1$ için katı cisim yükseklik oranı ile değişimi a) $h=0.25$, b) $h=0.50$, c) $h=0.75$

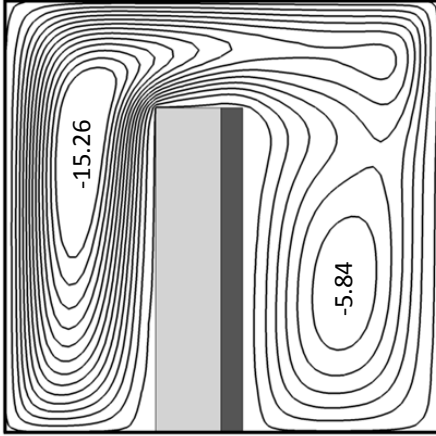
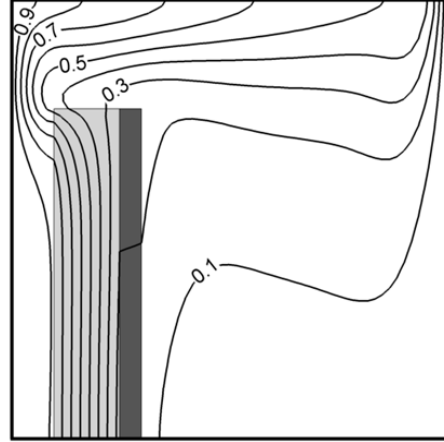
5.4. Plakanın Merkeze Uzaklığının Etkisi

Çalışmada, plaka merkezinin orijine uzaklığı boyutsuz olarak “ $c = c'/H$ ” ile verilmiş ve $c = 0.25, 0.50$ ve 0.75 olmak üzere üç farklı uzaklık için testler yapılmıştır. Şekil 5.11’ de akım çizgilerinin (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=5 \times 10^5$, $Pr=6.4$, $w_1=0.15$, $w_2=0.05$, $h=0.75$, $k_1=0.1$ ve $k_2=10$ için katı cismin y eksenine uzaklık oranı ile değişimi verilmiştir. Şekil 5.11’ de kapalı hacim içerisine yerleştirilen katı cisimlerin yatay duvara farklı pozisyonlarda yerleştirilmesinin ısı transferi üzerine olan etkisi incelenmiştir. Şekil 5.11.(a)’ da akım çizgisinde görüldüğü gibi, katı cismin alt tabana çok yakın yerleştirilmesi, alt taban ile katı cisim arasında çok az akışkan girdisine neden olmuştur. Katı cisim üzerinde kalan bölgede saat ibresi yönünde bir dönme merkezi oluşmaktadır. Oyuk içerisinde genel olarak üç farklı hücre merkezi oluşmaktadır. Şekil 5.11.(b)’ de katı cismin yatay duvarın ortasına yerleştirilmesi ısınan akışkanı biraz daha hareketlendirmesine rağmen, yine saat ibresi yönünde dönme merkezi meydana gelmektedir.

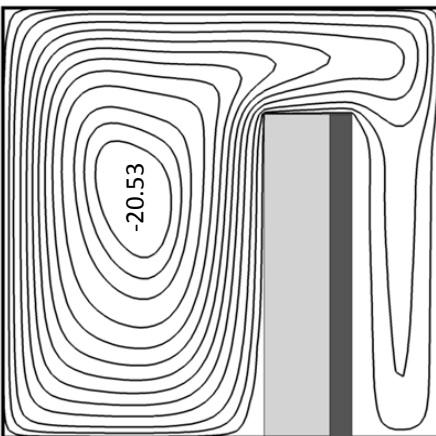
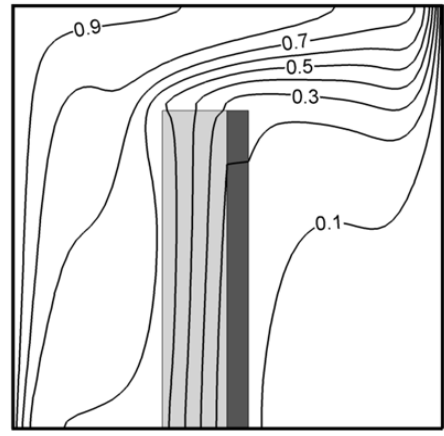
Şekil 5.11.(c)’ de görüldüğü gibi, katı cismin sıcak bölgeden uzaklaştırılıp soğuk yüzeye yakın yerleştirilmesi ısınan akışkanın önünün açılmasına ve hareketlenmesine neden olmaktadır. Kapalı hacim içerisindeki akışın şiddeti artmaktadır. Genel olarak, sıcaklık eğrilerine bakıldığında, sol tarafta yer alan katı cisim içerisindeki sıcaklık eş eğrileri arasındaki mesafenin artan “ c ” mesafesi ile arttığı bu da ısı transferinin azaldığını göstermektedir.



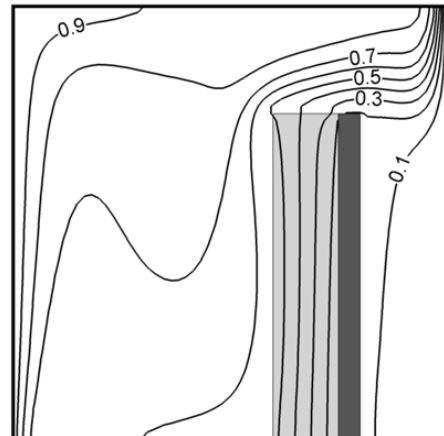
a)



b)



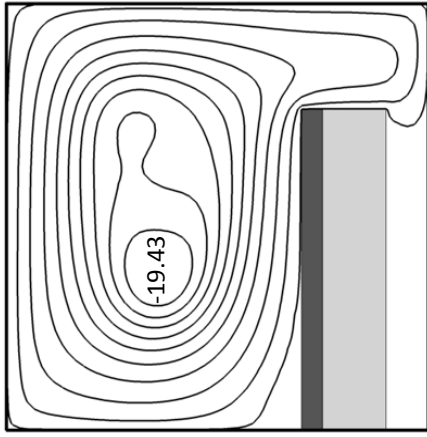
c)



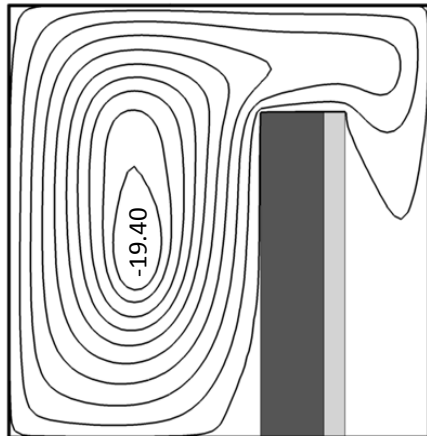
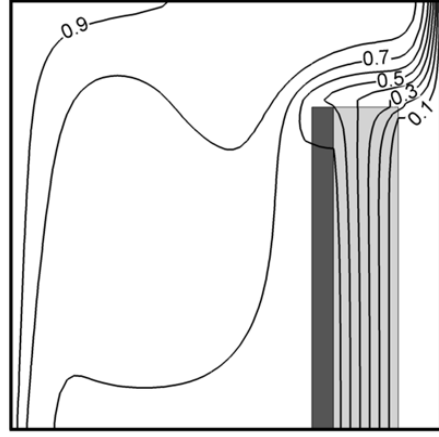
Şekil 5.11. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=5 \times 10^5$, $Pr=6.4$, $w_1=0.15$, $w_2=0.05$, $h=0.75$, $k_1=0.1$ ve $k_2=10$ için katı cismin sıcak yüzeye uzaklık oranı ile değişimi
a) $c=0.25$, b) $c=0.50$, c) $c=0.75$

5.5. Plaka İçerisindeki Katı Cisim Kalınlıklarının Etkisi

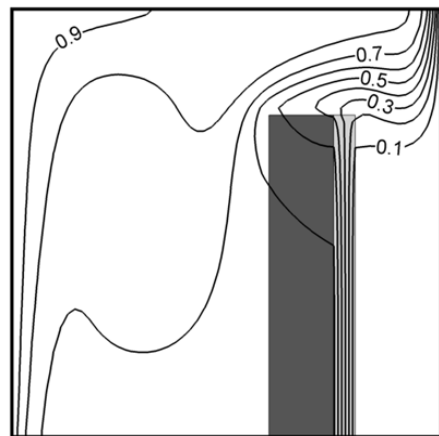
Bu çalışmada, $w_1 = 0.05$, $w_2 = 0.15$, $w_1 = 0.15$, $w_2 = 0.15$, $w_1 = 0.15$, $w_2 = 0.05$ olmak üzere üç farklı katı cisim kalınlıkları test edilmiştir. Şekil 5.12.(a)' da $w_1 = 0.05$, $w_2 = 0.15$ ve $w_1 = 0.15$, $w_2 = 0.05$ durumları karşılaştırıldığında, akım çizgilerinde önemli bir değişiklik olmazken sadece katı cisim içerisindeki sıcaklık dağılımı değişim göstermektedir. Benzer bir durum, Şekil 5.12.(c)' de verilen $w_1 = 0.15$ ve $w_2 = 0.15$ değerlerinde de görülmektedir.

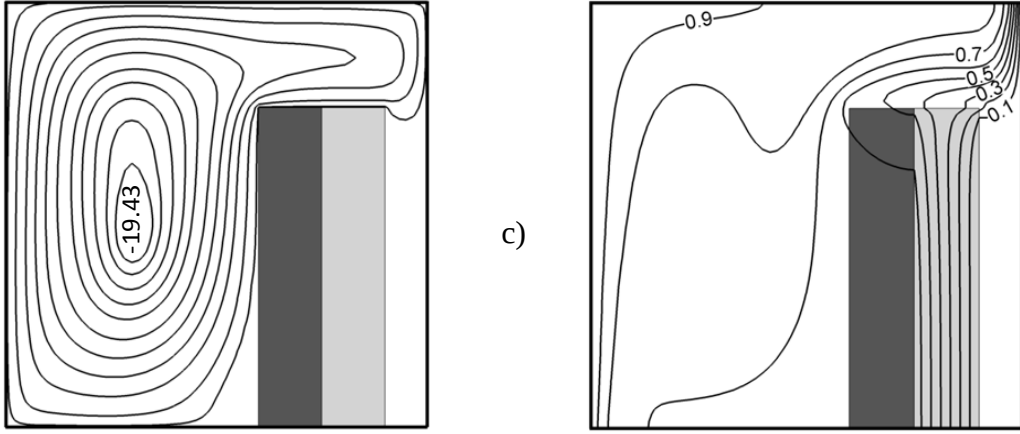


a)



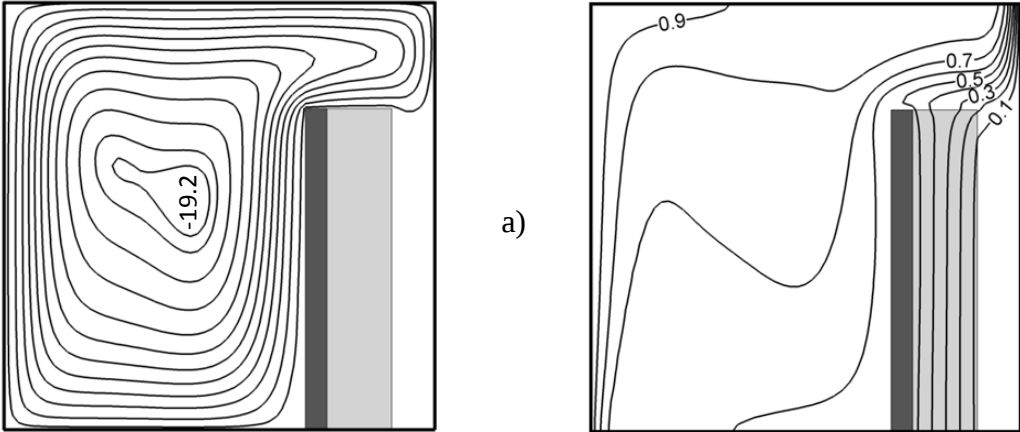
b)

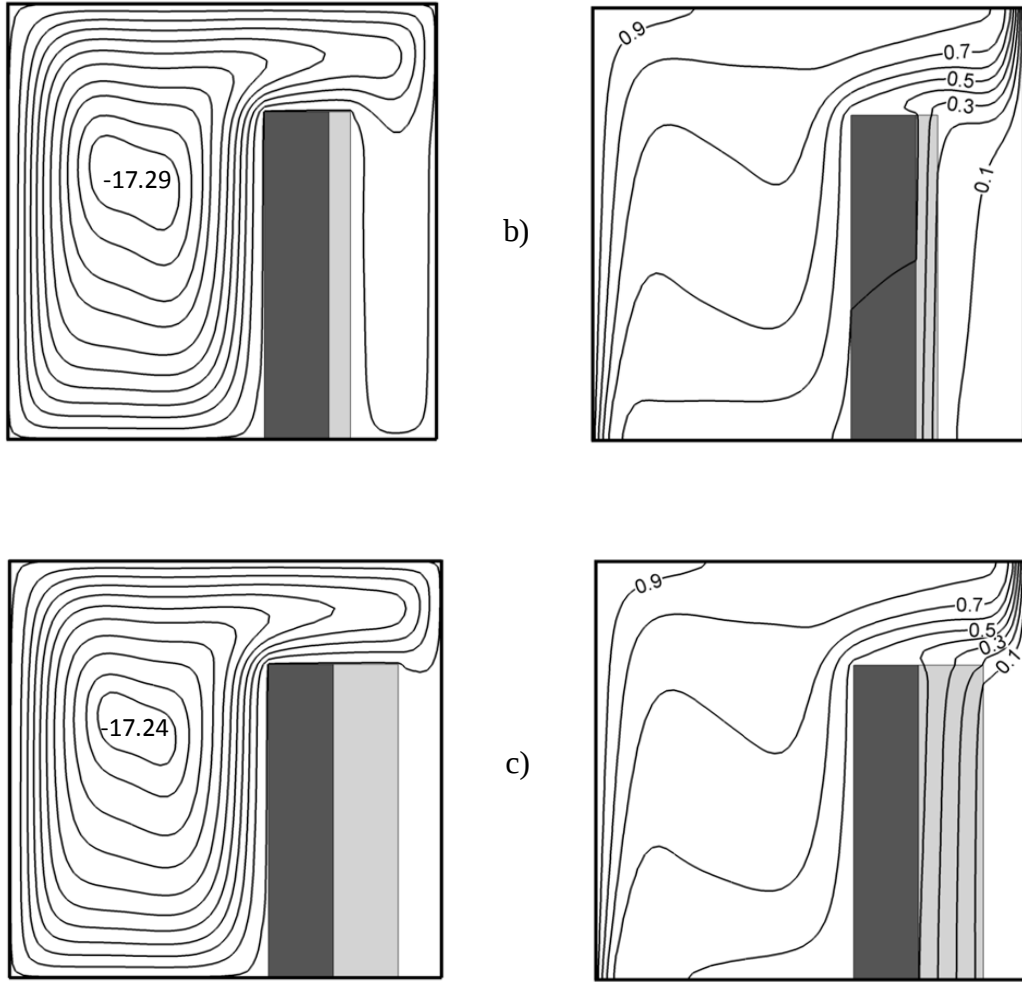




Şekil 5.12. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=5 \times 10^5$, $Pr=0.7$, $h=c=0.75$, $k_1=10$ ve $k_2=0.1$ için katı cisimlerin kalınlıkların oranı ile değişimi a) $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, b) $w_1=0.15$, $w_2=0.05$, c) $w_1=0.15$, $w_2=0.15$

Şekil 5.13' de ise, Şekil 5.12' de verilen parametreler için $Pr = 6.4$ değerinde akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri verilmektedir. Katı cismin sol cıdarında tek bir hücre oluşmaktadır. Hücre saat ibresi yönünde dönmekte olup, akım fonksiyonu değeri $w_1 = 0.15$ ve $w_2 = 0.05$ değerinde düşmektedir.





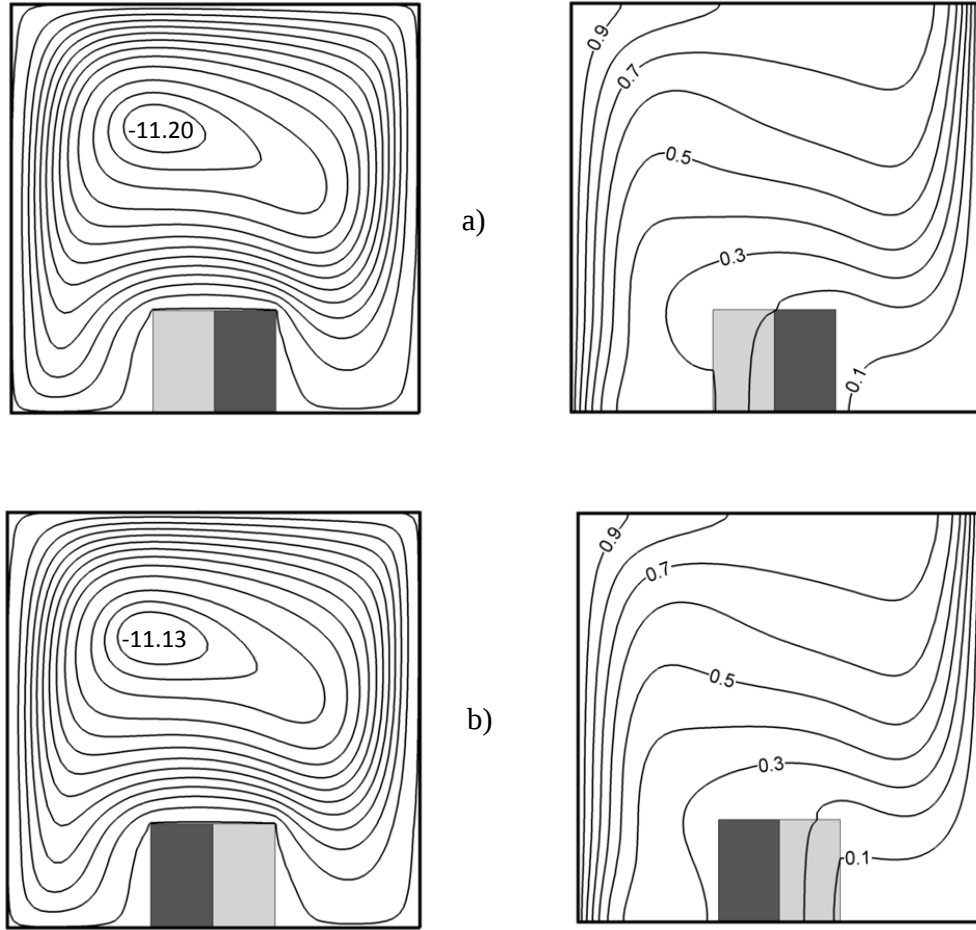
Şekil 5.13. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=5 \times 10^5$, $Pr=6.4$, $h=c=0.75$, $k_1=10$ ve $k_2=0.1$ için katı cisimlerin kalınlıklarının oranı ile değişimi a) $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, b) $w_1=0.15$, $w_2=0.05$, c) $w_1=0.15$, $w_2=0.15$

5.6. Katı Cisim İçerisinde Isıl İletkenlik Oranlarının Etkisi

Bu bölümde, $k_1 = 0.1$, $k_2 = 10$ ve $k_1 = 10$ ve $k_2 = 0.1$ olmak üzere iki farklı ısı iletkenlik katsayısı test edilmiştir. Şekil 4.14' de akım çizgilerinin (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=10^5$, $Pr=0.7$, $h=0.25$, $c=0.50$, $w_1=0.15$, $w_2=0.15$ için ısı iletkenlik oranı ile değişimi verilmektedir. Şekil 5.14.(a)' da $k_1=0.1$ ve $k_2=10$ katı cismin bu olması, iletim yoluyla ısı transferinin baskın olmasına neden olarak, akım çizgilerinde dağınık dönme merkezlerine sebep olmuştur. Diğer bir deyişle, kapalı hacim içerisindeki akım çizgilerinin yüzeye nüfuz etmesini sağlamıştır. Şekil 5.14.(b)' de katı cismin yerlerinin

değiştirilmesi, hacim içerisindeki akışkanın ısı iletim katsayısının değişmesiyle taşınım yoluyla olan ısı transferini arttırmıştır.

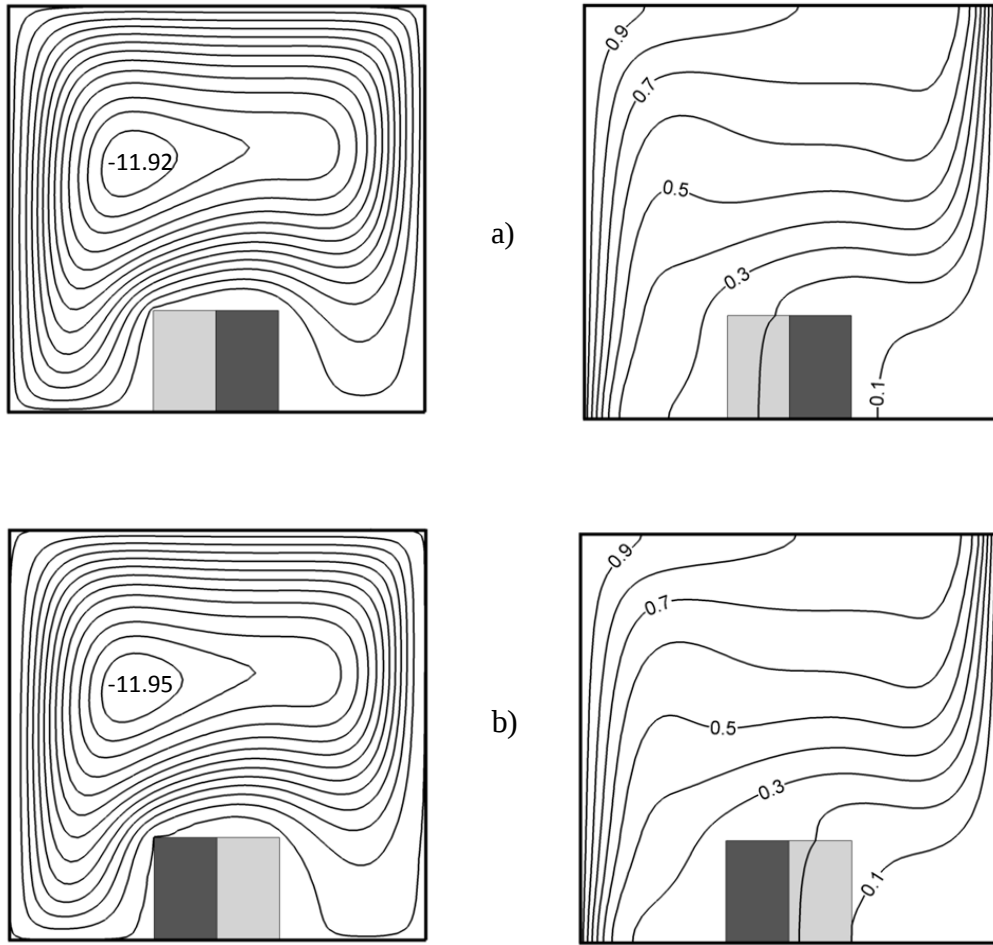
Şekil 5.14’ de her iki şeklin sıcaklık eğrileri karşılaştırıldığında, katı cismin katsayılarının değiştirilmesi sıcaklık eğrilerinde çok fazla bir değişim göstermemiştir. Sıcaklık eğrilerinin sıcak ve soğuk bölgede dikey olarak hareket ettiği görülmektedir.



Şekil 5.14. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=10^5$, $Pr=0.7$, $h=0.25$, $c=0.50$, $w_1=0.15$, $w_2=0.15$ için ısıl iletkenlik oranı ile değişimi a) $k_1=0.1$ ve $k_2=10$, b) $k_1=10$ ve $k_2=0.1$

Şekil 5.15’ de akım çizgilerinin (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=10^5$, $Pr=6.4$, $h=0.25$, $c=0.50$, $w_1=0.15$, $w_2=0.15$ için ısıl iletkenlik oranı ile değişimi görülmektedir. Şekil 5.15.(a)’ da $k_1=0.1$ ve $k_2=10$ olması, akım çizgilerinin dağınık olarak hareket etmesine neden olmuştur. Taşınım yoluyla ısı transferi baskın hale gelerek akış alanında farklı dönme merkezleri meydana gelmektedir. Katı cisim iletken olduğu için, eş sıcaklık eğrilerinde de görüldüğü gibi sıcaklık iletilerek dağılmaktadır.

Şekil 5.15.(b)' de $k_1=10$ ve $k_2=0.1$ katı cisimlerin değiştirilmesi, iletim yoluyla ısı transferinin artmasına ve dönme merkezlerinin kapalı hacmin her tarafına nüfuz etmesine yol açmıştır. Şekil 5.15.(a) ve Şekil 5.15.(b) karşılaştırıldığında, hücre merkezi içindeki değerlerin aynı olduğu da görülmektedir. Şekil 5.15. (a) ve Şekil 5.15.(b)' de her iki şeklin sıcaklık eğrileri grafikleri incelendiğinde, sıcak bölgede ve soğuk bölgede sıcaklık eğrilerin fazla olduğu ve $k_1=0.1$ katı cisme dikey yönde hareketin söz konusu olduğu da görülmektedir.



Şekil 5.15. Akım çizgilerinin (solda) ve Eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) $Ra=10^5$, $Pr=6.4$, $h=0.25$, $c=0.50$, $w_1=0.15$, $w_2=0.15$ için ısı iletkenlik oranı ile değişimi a) $k_1=0.1$ ve $k_2=10$, b) $k_1=10$ ve $k_2=0.1$

6. ISI TRANSFERİ

Bu çalışmada, tabana iki farklı malzemeden yapılmış, plaka yerleştirilmiş kare kesitli bir hacim içerisindeki doğal taşınım ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada, ortalama Nusselt sayısına bağlı olarak farklı Rayleigh sayıları ile değişimi verilmiştir. Farklı Rayleigh sayılarının akışa ve ısı transferine olan etkileri incelenmiştir. Nusselt sayısını etkileyen parametreler, ısıl iletkenlik oranları $k_1 = 0.1$, $k_2 = 10$, Prandtl sayısı $Pr = 0.7$ ve 6.4 , katı cismin yerleşim yeri $c = 0.25, 0.50$ ve 0.75 katı cismin kalınlığı $w_1 = 0.05$, $w_2 = 0.15$, $w_1 = 0.15$, $w_2 = 0.15$, $w_1 = 0.15$, $w_2 = 0.05$, katı cismin yüksekliği $h = 0.25, 0.50$ ve 0.75 olarak sunulmuştur. Böylece, Rayleigh sayısının ısı transferine etkisi tespit edilmiştir.

Bu çalışmada ortalama Nusselt sayısına bağlı olarak elde edilen farklı Rayleigh sayıları tablolar halinde sunulmuştur. Grafiklerde ortalama Nusselt sayısının sonuçları görülmektedir ve tablolarda açıkça belirtilmiştir. Tablo 6.1 ve Tablo 6.2' de ısı transferi bölümündeki bütün değerler bu tablolardaki ortalama Nusselt değerleri alınarak elde edilmiştir.

Tablo 6.1 ve Tablo 6.2' de katı cismin yüksekliği $h=0.25,0.50,0.75$, katı cismin merkeze uzaklığı $c=0.25,0.50,0.75$, katı cismin genişliği $w_1 = 0.05$, $w_2 = 0.15$, $w_1 = 0.15$, $w_2 = 0.15$ $w_1 = 0.15$, $w_2 = 0.05$ olarak verilmektedir. Rayleigh sayısının 10^3 değeri için iletim ile ısı transferi baskın olduğundan, her iki Prandtl ve ısıl iletkenlik oranları için ortalama Nusselt sayısı diğer Rayleigh sayılarına göre düşük değerdedir. $Ra = 10^4$ değeri için, akış alanı içerisinde taşınım ile ısı transferi başlamakta olup, iletim ile karşılaştırıldığında bu etkiler ihmal edilebilir düzeyde olmaktadır. Bu nedenle $Ra = 10^4$ değerinde verilen Prandtl sayısı değerleri için yaklaşık olarak aynı ortalama Nusselt sayısı değerleri elde edilmiştir. $Ra > 10^4$ için akış alanı içerisinde taşınım etkileri görülmektedir. $Pr < 1$ akışkanları için bu etki oldukça önemli iken (artan Prandtl sayısı ile ortalama Nusselt sayısı artmakta), $Pr > 1$ akışkanları için bu etki önemsizdir. Tablo 6.1'de ısıl iletkenlik oranlarının değişmesi ortalama Nusselt sayısının değişimini etkilememekte, artan Rayleigh ile ortalama Nusselt sayısı da artmaktadır. Bununla birlikte, her iki Pr sayısı içinde hesaplama ortalama Nusselt sayısı arasındaki fark tüm Rayleigh sayılarında eşit olmaktadır.

Tablo 6.2' de $Ra=10^3$ değerinde, iletimle ısı transferi baskın olduğundan, tüm parametreler için kapalı hacim içerisindeki ısı transferi değişmemektedir. $Ra > 10^4$ durumunda ise, doğrusal bir artış söz konusudur. $Ra > 10^3$ değerinde artan blok yüksekliği ile birlikte ısı transferi azalmaktadır. Bununla birlikte, her bir blok yüksekliği için hesaplanan ortalama Nusselt değerlerinde, ısı transferi düşük yükseklikler için daha fazla artış göstermektedir. En yüksek ısı transferi $h = 0.25$ değerlerinde ve $k_1 = 10$, $k_2 = 0.1$ değerleri için elde edilmektedir. Tablo 6.2' de görüldüğü gibi, w_1 ve w_2 kalınlıklarının değiştirilmesi ile doğrultusunda, ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayıları ile doğru orantılı olarak arttığı görülmektedir. Yani, katı cismin kalınlığının artması ile ısı transfer yüzey alanı azalır ve taşınım yoluyla olan ısı transfer miktarı da düşer. Katı cismin kalınlığının artışı düşük Rayleigh sayılarında Nusselt sayısına etki etse de, yüksek Rayleigh sayılarında ciddi bir değişim göstermemektedir.

Tablo 6.1' de farklı ısıl iletkenlik oranları ve ortalama Nusselt sayısının katı cismin kalınlıkları ile değişimi $Ra=5 \times 10^5$ $h=c=0.75$ $Pr=0.7$ için şekilde görülmektedir. Nusselt sayısının en küçük olduğu durumda ısıl iletkenlik oranı katı cismin kalınlığına bağlı olarak doğrusal bir eğim göstermektedir. Katı cismin kalınlığı değiştikçe Nusselt sayısının aynı sayıda sabit kaldığı görülmektedir.

Tablo 6.1. Ortalama Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayıları ile değişimi ($Pr=0.7$, $k_1=0.1$ ve $k_2=10$) $w_1 = 0.05$, $w_2 = 0.15$ için

Ra	h	0.25	0.25	0.25	0.5	0.5	0.5	0.75	0.75	0.75
	c	0.25	0.5	0.75	0.25	0.5	0.75	0.25	0.5	0.75
10^3		1.532	1.283	1.183	1.684	1.300	1.122	1.843	1.344	1.109
5×10^3		2.029	1.790	1.853	1.844	1.523	1.549	1.845	1.374	1.357
10^4		2.435	2.255	2.368	2.050	1.845	1.945	1.850	1.445	1.546
5×10^4		3.786	3.860	3.867	2.945	3.345	3.288	1.977	2.009	2.283
10^5		4.636	4.782	4.740	3.453	4.192	4.025	2.233	2.480	2.806
5×10^5		7.173	7.507	7.453	6.041	6.603	6.289	3.849	4.260	4.612

 $w_1 = 0.15$, $w_2 = 0.15$ için

Ra	h	0.25	0.25	0.25	0.5	0.5	0.5	0.75	0.75	0.75
	c	0.25	0.5	0.75	0.25	0.5	0.75	0.25	0.5	0.75
10^3		1.427	1.221	1.105	1.407	1.120	0.990	1.376	1.059	0.910
5×10^3		1.941	1.760	1.687	1.580	1.322	1.297	1.378	1.062	0.964
10^4		2.356	2.200	2.203	1.798	1.590	1.686	1.383	1.078	1.050
5×10^4		3.678	3.754	3.776	2.681	2.925	3.117	1.503	1.385	1.597
10^5		4.467	4.703	4.674	3.138	3.841	3.878	1.725	1.810	2.090
5×10^5		6.588	7.509	7.429	5.024	6.404	6.168	2.841	3.645	3.906

 $w_1 = 0.15$, $w_2 = 0.05$ için

Ra	h	0.25	0.25	0.25	0.5	0.5	0.5	0.75	0.75	0.75
	c	0.25	0.5	0.75	0.25	0.5	0.75	0.25	0.5	0.75
10^3		1.245	1.146	1.091	1.160	1.017	0.963	1.103	0.941	0.874
5×10^3		1.796	1.698	1.679	1.349	1.219	1.266	1.126	0.943	0.915
10^4		2.226	2.148	2.188	1.566	1.490	1.653	1.160	0.951	0.987
5×10^4		3.581	3.741	3.744	2.476	2.841	3.076	1.364	1.182	1.506
10^5		4.418	4.656	4.642	3.129	3.775	3.840	1.623	1.606	2.000
5×10^5		6.642	7.596	7.405	5.021	6.498	6.162	2.844	3.639	3.808

Tablo 6.2. Ortalama Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayıları ile değişimi ($Pr=6.4$, $k_1=10$ ve $k_2=0.1$) $w_1 = 0.05$, $w_2 = 0.15$ için

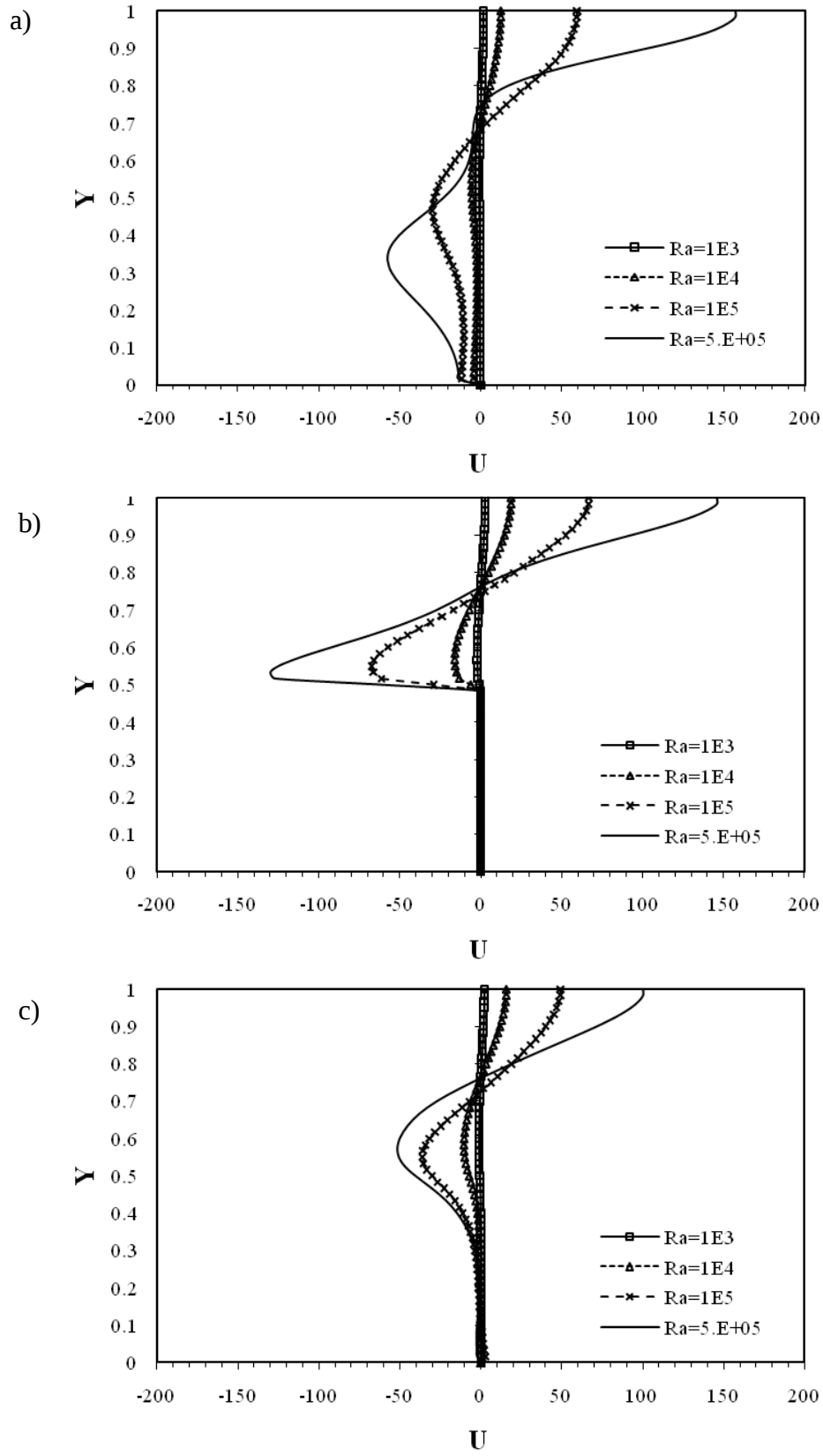
Ra	h	0.25	0.25	0.25	0.5	0.5	0.5	0.75	0.75	0.75
	c	0.25	0.5	0.75	0.25	0.5	0.75	0.25	0.5	0.75
10^3		1.163	1.185	1.174	1.123	1.184	1.128	1.140	1.220	1.128
5×10^3		1.680	1.688	1.822	1.296	1.381	1.513	1.159	1.238	1.331
10^4		2.088	2.148	2.320	1.515	1.670	1.861	1.186	1.264	1.456
5×10^4		3.449	3.733	3.774	2.463	3.048	3.077	1.365	1.542	1.891
10^5		4.380	4.672	4.634	2.937	3.867	3.764	1.625	1.916	2.257
5×10^5		7.133	7.484	7.363	5.816	6.254	5.959	3.018	3.617	3.756

 $w_1 = 0.15$, $w_2 = 0.15$ için

Ra	h	0.25	0.25	0.25	0.5	0.5	0.5	0.75	0.75	0.75
	c	0.25	0.5	0.75	0.25	0.5	0.75	0.25	0.5	0.75
10^3		1.723	1.520	1.283	2.157	1.736	1.349	2.639	1.966	1.431
5×10^3		2.229	1.971	1.847	2.322	1.886	1.723	2.653	1.981	1.681
10^4		2.621	2.373	2.352	2.528	2.110	2.136	2.672	2.018	1.947
5×10^4		3.834	3.873	3.881	3.380	3.351	3.514	2.795	2.463	2.718
10^5		4.396	4.814	4.751	3.491	4.221	4.231	2.990	2.918	3.163
5×10^5		6.591	7.530	7.407	5.230	6.689	6.449	3.172	4.584	4.699

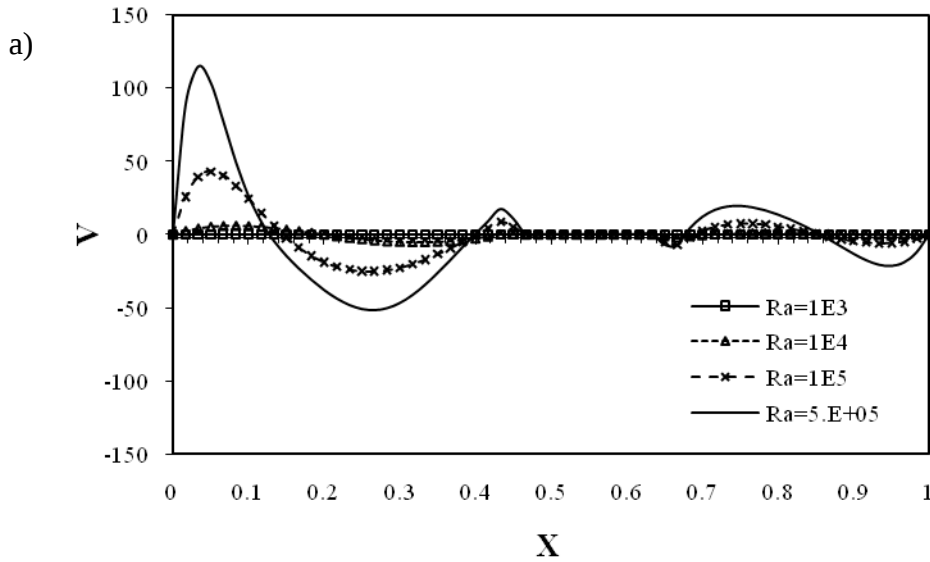
 $w_1 = 0.15$, $w_2 = 0.05$ için

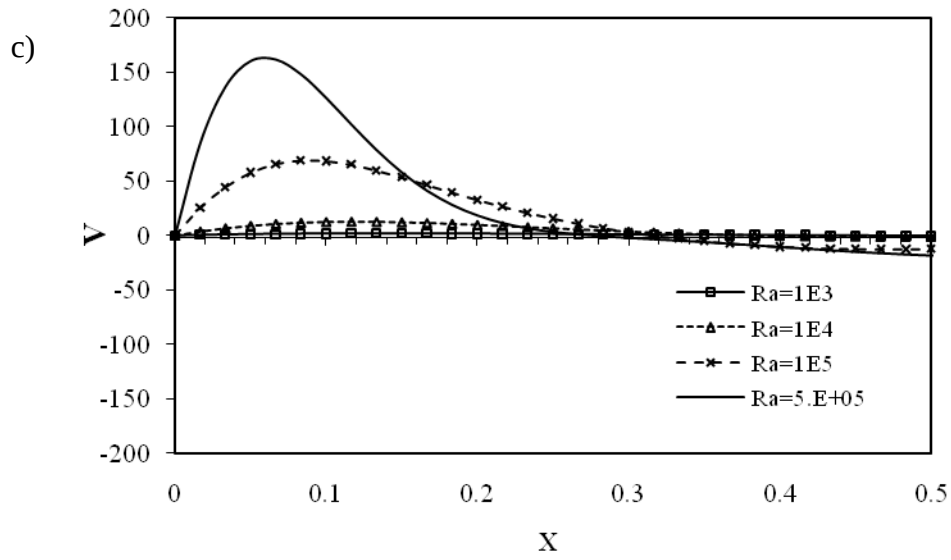
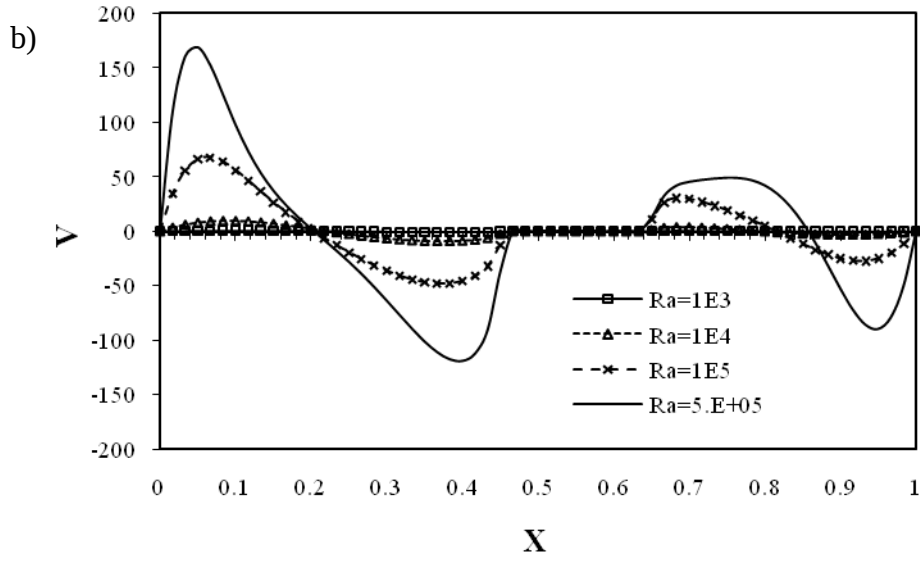
Ra	h	0.25	0.25	0.25	0.5	0.5	0.5	0.75	0.75	0.75
	c	0.25	0.5	0.75	0.25	0.5	0.75	0.25	0.5	0.75
10^3		1.772	1.533	1.293	2.247	1.755	1.358	2.771	1.989	1.441
5×10^3		2.294	2.001	1.873	2.431	1.914	1.747	2.813	2.004	1.699
10^4		2.691	2.412	2.380	2.642	2.150	2.175	2.871	2.040	1.978
5×10^4		3.897	3.951	3.910	3.516	3.439	3.594	3.100	2.507	2.815
10^5		4.594	4.826	4.787	3.440	4.339	4.334	3.317	3.002	3.308
5×10^5		6.734	7.646	7.469	5.473	6.766	6.628	3.764	4.848	5.001



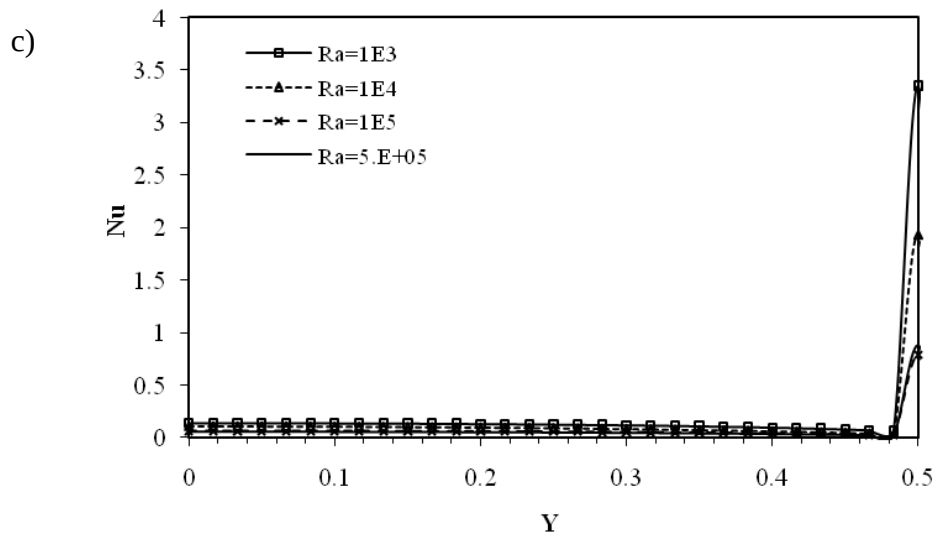
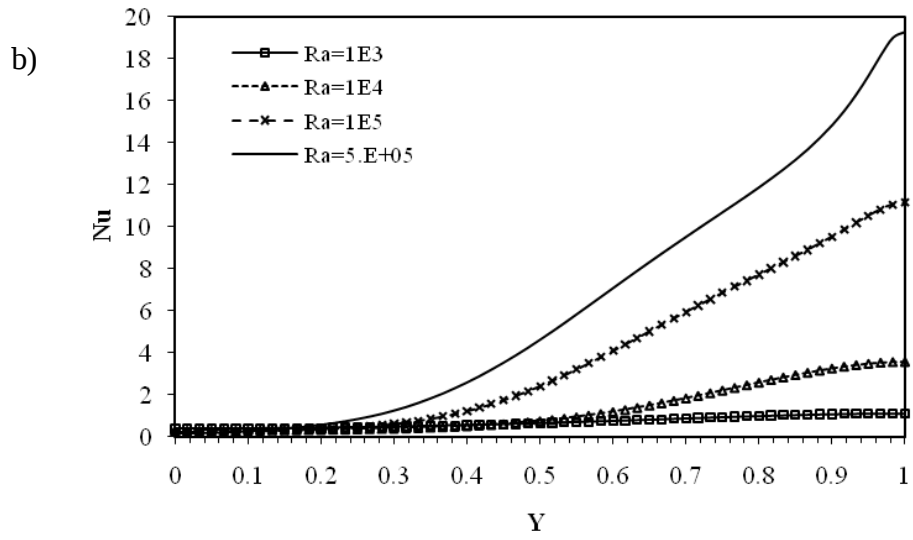
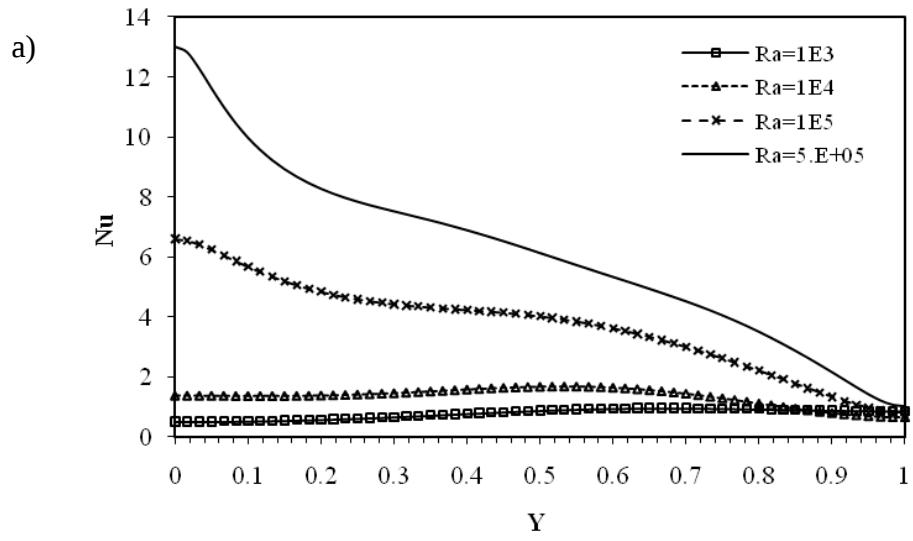
Şekil 6.1. Düşey doğrultudaki hız dağılımı; $Pr=0.7$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=0.1$ ve $k_2=10$ ($Ra=10^3, Ra=10^4, Ra=10^5, Ra=5 \times 10^5$) a) $X/H=0.25$, b) $X/H=0.50$, c) $X/H=0.75$

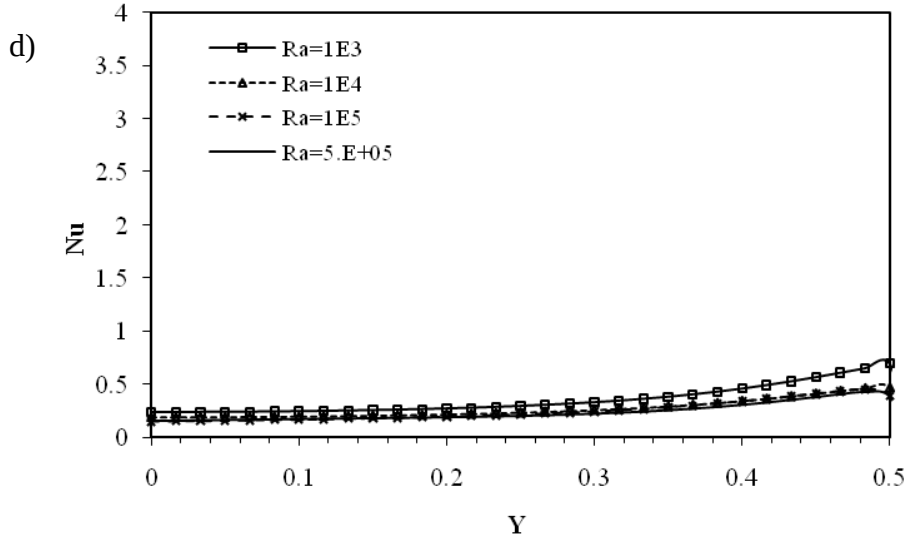
Şekil 6.1' de $Pr = 0.7$, $w_1 = 0.05$, $w_2 = 0.15$, $h = c = 0.50$, $k_1 = 0.1$ ve $k_2 = 10$ için U hızının $X/H = 0.25, 0.50$ ve 0.75 noktalarında, Y – eksenini ile farklı Rayleigh sayılarındaki değişimi verilmiştir. $X/H = 0.25$ ' de $Ra = 10^3$ ve 10^4 değerlerinde hızların hemen hemen birbirleri ile aynı olduğu görülmektedir. Belirtilen Rayleigh sayılarında, iletimle ısı transferi taşınımına göre daha baskındır. $Ra = 10^3$ değerinde hemen her noktada hızda çok küçük değişimler olmaktadır. Tüm noktalarda artan Rayleigh sayısı ile birlikte hız profilinde maksimum bir nokta meydana gelmektedir. Maksimum noktanın yeri X/H oranına göre değişmekte ve akışkanın saat ibresi yönündeki değişiminden dolayı hız değerleri de negatif olmaktadır. Şekil 6.1 ile aynı değerler için, V hızının değişimi Şekil 6.2' de verilmektedir. $Y/H = 0.25$ ve 0.50 değerlerinde katı cisim üzerinde yer alan bölgede hızlar sıfır olmakta ve $Ra = 10^3$ ve 10^4 değerlerinde de hızlar hemen hemen sıfıra yakın bir değer almaktadır. Hız profillerinden de görüldüğü gibi, plakanın sağ ve sol cidarlarında iki ayrı dönme merkezi oluşmaktadır. Bu dönme merkezlerinin hızı plakanın üst cidarlarına doğru artmaktadır. $Y/H = 0.75$ için, artan Rayleigh sayısı ile birlikte sıcak cidara yakın yerde yüksek hız meydana gelirken, soğuk cidara yakın hızın hemen hemen sabit olduğu görülmektedir.





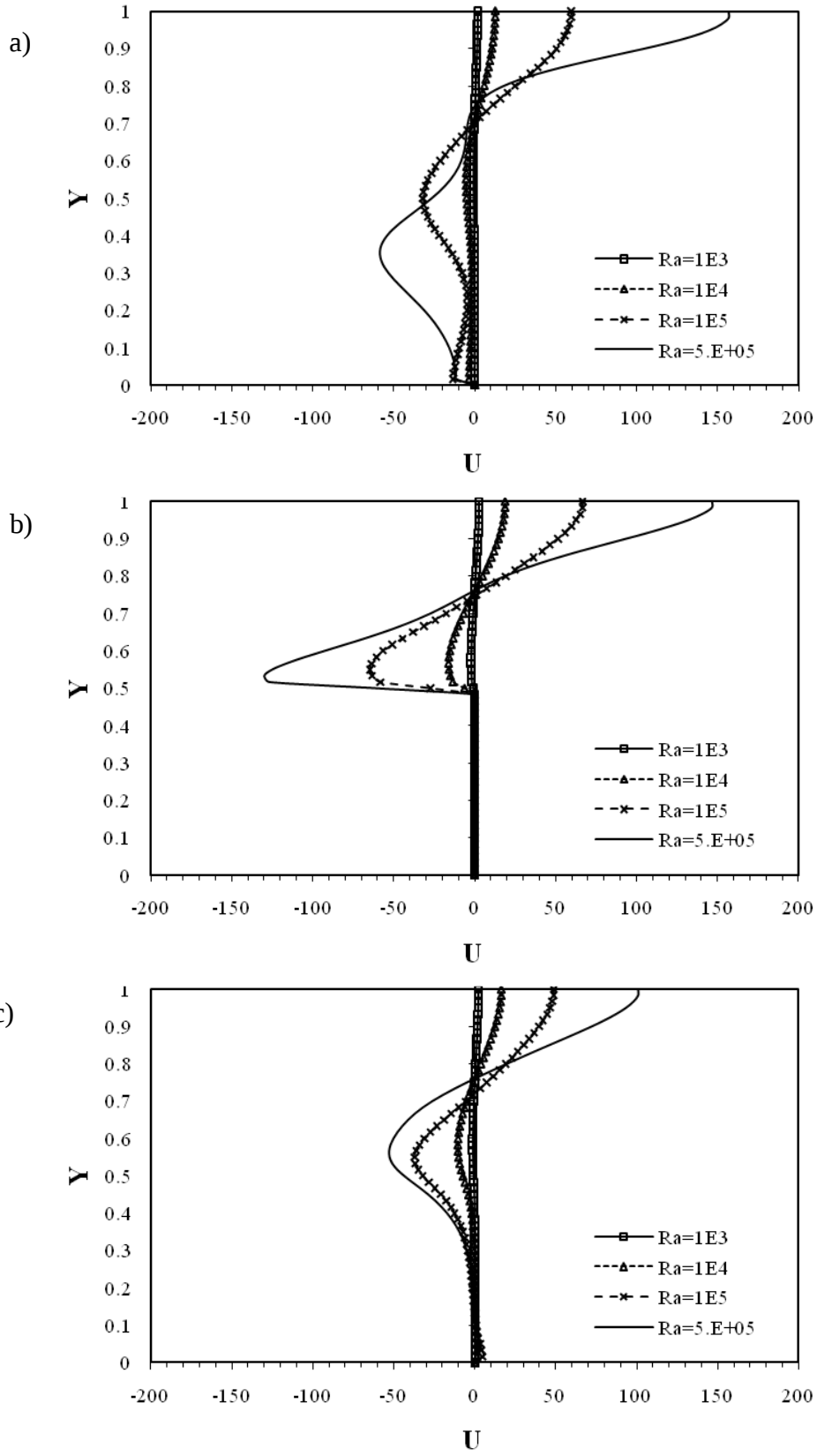
Şekil 6.2. Yatay doğrultudaki hız dağılımı; $Pr=0.7$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=0.1$, $k_2=10$ ($Ra=10^3$, $Ra=10^4$, $Ra=10^5$, $Ra=5 \times 10^5$) a) $Y/H=0.25$, b) $Y/H=0.50$, c) $Y/H=0.75$



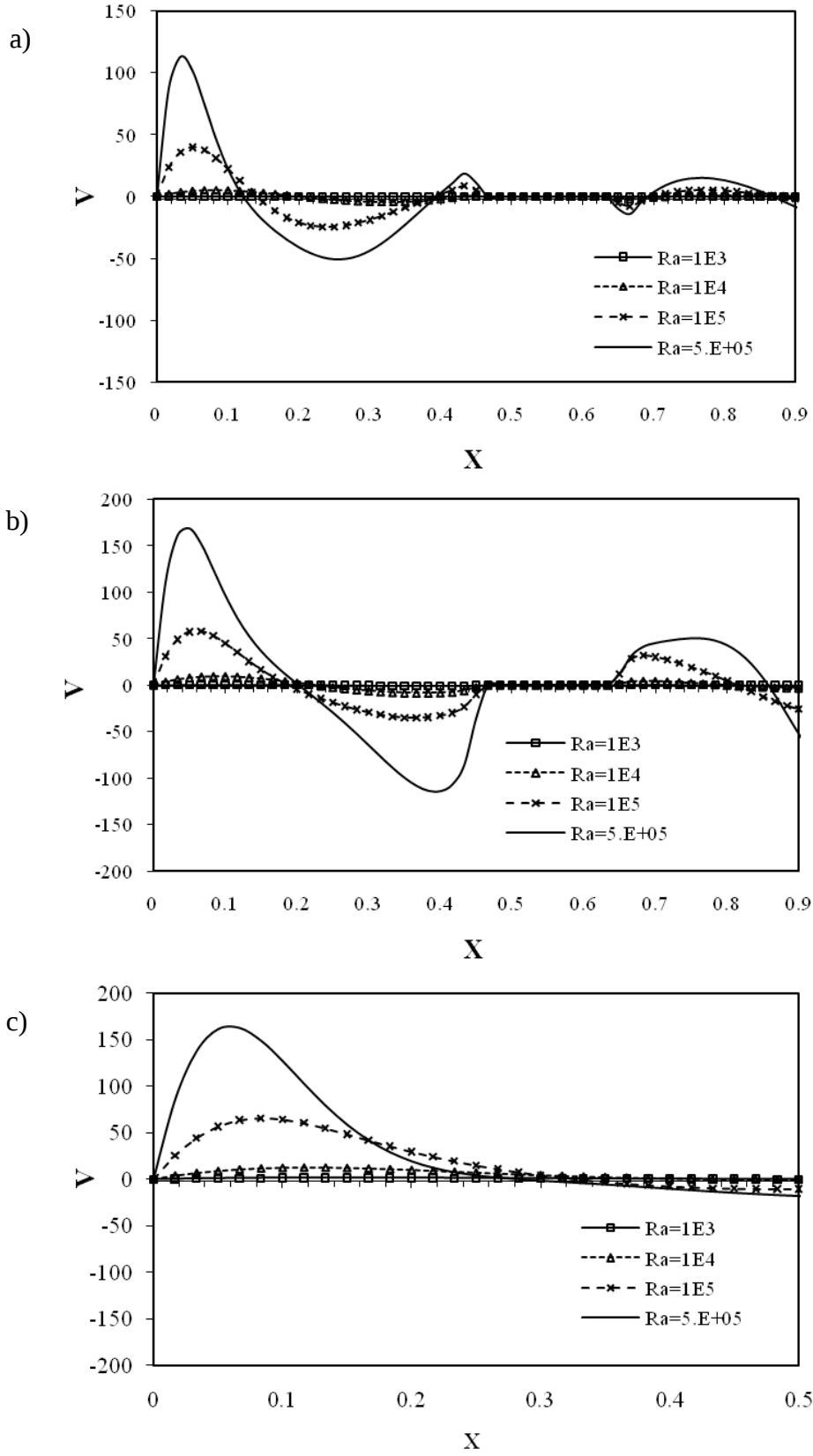


Şekil 6.3. Farklı Rayleigh sayılarında yerel Nusselt sayısının değişimi; $Pr=0.7$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=0.1$, $k_2=10$ ($Ra=10^3$, $Ra=10^4$, $Ra=10^5$, $Ra=5 \times 10^5$) a) sıcak duvar, b) soğuk duvar, c) plakanın sağ cidarı, d) plakanın sol cidarı

Şekil 6.3.(a) - (d) oyuğun sol ve sağ cidarı ve plakanın sol ve sağ cidarları boyunca yerel Nusselt sayısının değişimini vermektedir. Tüm cidarlarda düşük Rayleigh sayıları için yerel Nusselt sayısı hemen hemen sabit kalmaktadır çünkü düşük Rayleigh sayılarında iletimle olan ısı transferi taşınımına göre daha baskındır. Bununla birlikte, artan Rayleigh sayısı ile birlikte yerel Nusselt sayısı daha yüksek değerde elde edilmektedir. Sıcak yüzey için yerel Nusselt sayısının değişimine bakıldığında, (Şekil 6.15.(a)) yüksek sıcaklık farkından dolayı, yerel Nusselt sayıları yüksek bir değerden başlayıp, üst cidara doğru giderek azalmaktadır. Soğuk cidarda ise bunun tersi bir durum söz konusudur (Şekil 6.15. (b)). Sıcak cidarda tabana yakın kısımda ve soğuk cidarda ise, üst cidara yakın kısımda, yerel Nusselt sayıları hemen hemen sabit kalmakta, Rayleigh sayısı ile değişim göstermemektedir. Çünkü, bu kısımlarda akış durgundur.



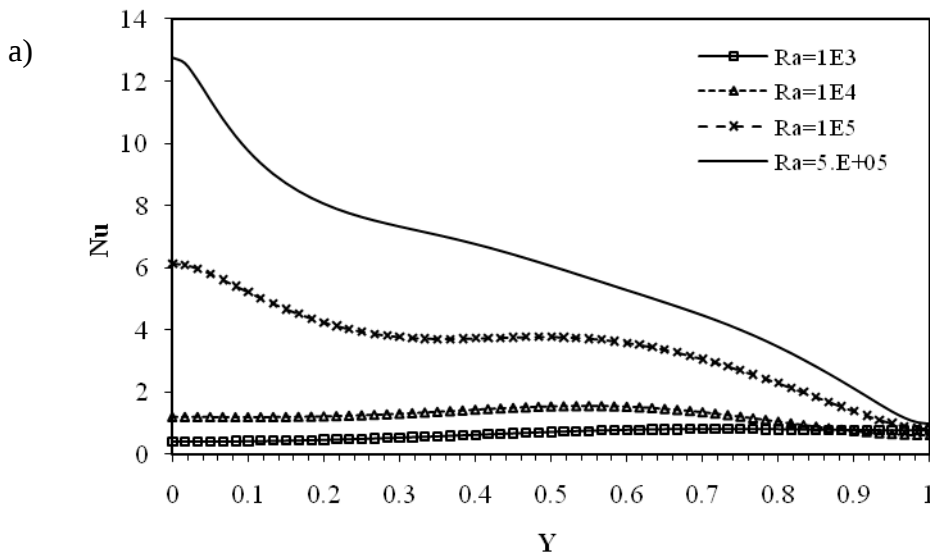
Şekil 6.4. Düşey doğrultudaki hız dağılımı; $Pr = 0.7$, $w_1=0.05$, $w_2= 0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=10$, $k_2=0.1$
 $(Ra=10^3, Ra=10^4, Ra=10^5, Ra=5 \times 10^5)$ a) $X/H=0.25$, b) $X/H=0.50$, c) $X/H=0.75$

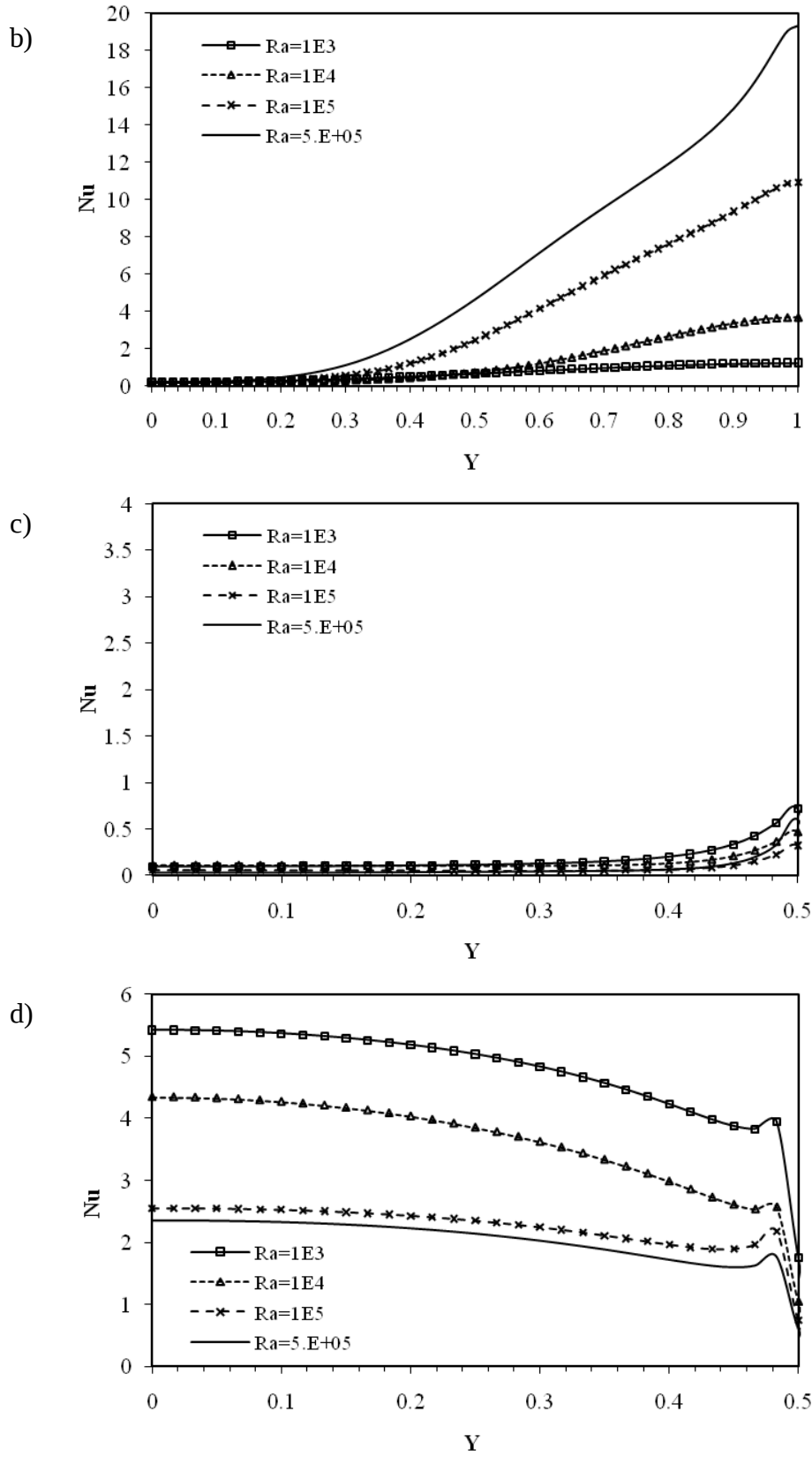


Şekil 6.5. Yatay doğrultudaki hız dağılımı; $Pr=0.7$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=10$, $k_2=0.1$, ($Ra=10^3$, $Ra=10^4$, $Ra=10^5$ ve $Ra=5 \times 10^5$) a) $Y/H=0.25$, b) $Y/H=0.50$, c) $Y/H=0.75$

Şekil 6.4 ve 6.5’ de, Şekil 6.1 ve 6.2’ de verilen $k_1=0.1$ ve $k_2 = 10$ değerleri için bir kıyaslama yapmak için $k_1=10$ ve $k_2=0.1$ değerlerinde sırasıyla U - hızı ve V - hızı profilleri verilmiştir. $k_1=10$ ve $k_2=0.1$ değerlerinde U-hızlarında ciddi bir değişim meydana gelmezken, V-hızlarına bakıldığında, plakanın sağ cidarında, hızların ısı iletkenlik oranı değişimlerinden etkilendiği görülmektedir.

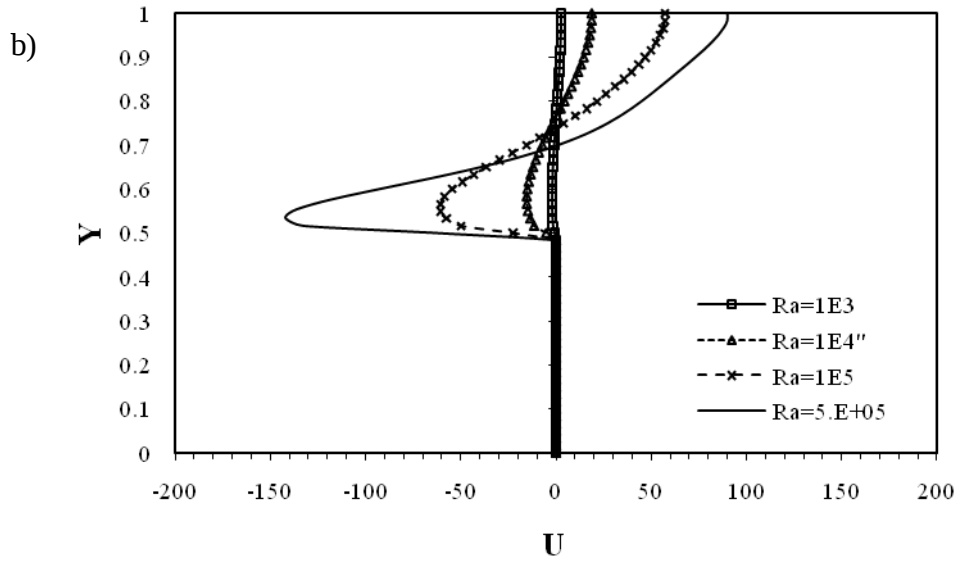
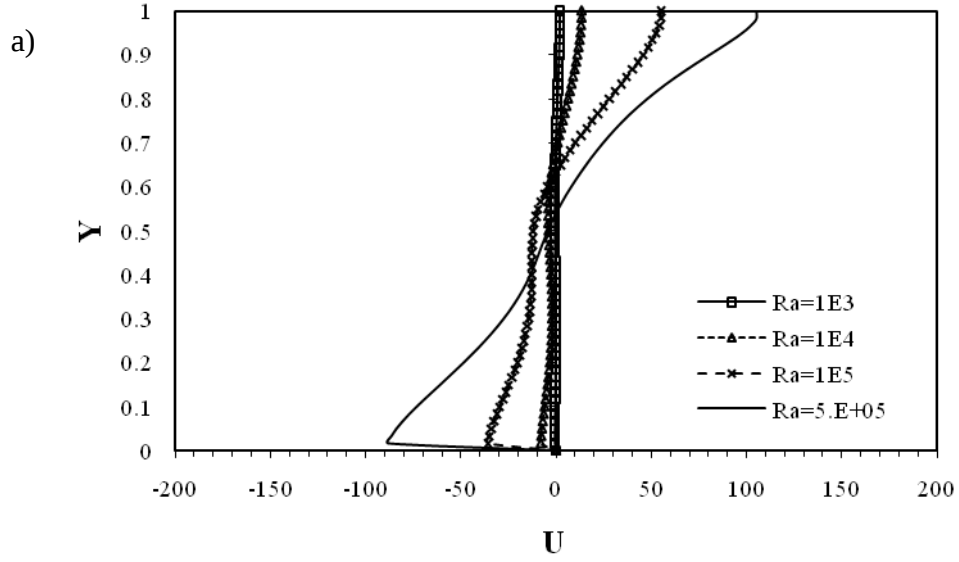
Şekil 6.6’ de oyğun sol ve sağ cidarı ve plakanın sol ve sağ cidarları boyunca yerel Nusselt sayısının değişimini vermektedir. Tüm cidarlarda düşük Rayleigh sayıları için yerel Nusselt sayısı sabit kalmaktadır Bununla birlikte, artan Rayleigh sayısı ile birlikte yerel Nusselt sayısı daha yüksek değerde elde edilmektedir. Sıcak yüzey için yerel Nusselt sayısının değişimine bakıldığında, Şekil 6.6.(a)’ da yüksek sıcaklık farkından dolayı, yerel Nusselt sayıları yüksek bir değerden başlayıp, üst cidara doğru giderek azalmaktadır (Şekil 6.6.(b)). Soğuk cidarda ise bunun tersi bir durum söz konusudur. Şekil 6.6.(c) ve Şekil 6.6.(d)’ deki durumu incelediğimizde Nusselt sayısı hemen hemen sabit bir değerde ilerlerken soğuk bölgeden Nusselt sayısı paralel bir durum göstermektedir.

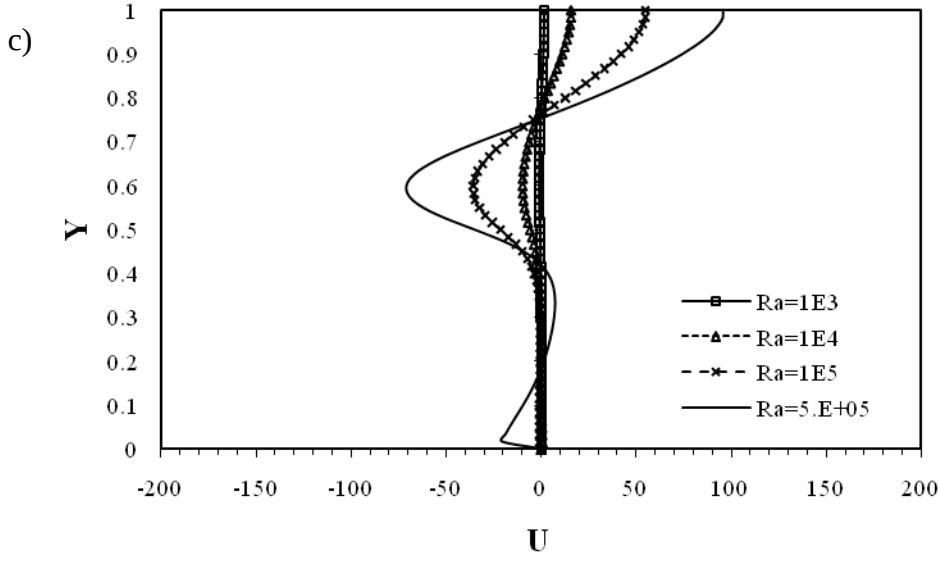




Şekil 6.6. Farklı Rayleigh sayılarında yerel Nusselt sayısının değişimi; $Pr = 0.7$, $w_1 = 0.05$, $w_2 = 0.15$, $h = c = 0.50$, $k_1 = 10$, $k_2 = 0.1$ ($Ra = 10^3$, $Ra = 10^4$, $Ra = 10^5$ ve $Ra = 5 \times 10^5$) a) sıcak bölge, b) soğuk bölge, c) sağ bölge, d) sol bölge

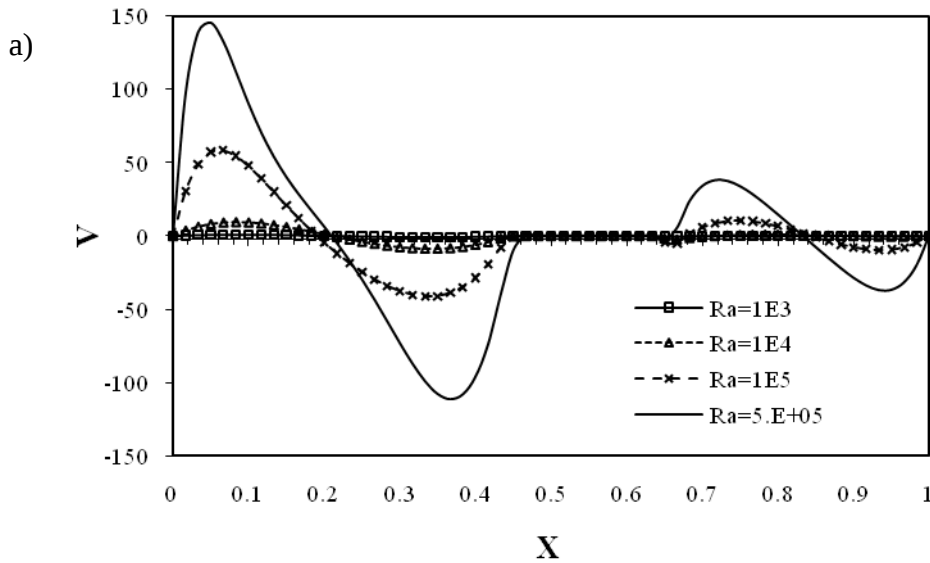
Şekil 6.7' de düşey doğrultuda hız dağılımı görülmektedir. Rayleigh sayısı arttıkça Nusselt sayısının da artış gösterdiği ve bununla birlikte iletimle ısı transferinin olmasına yol açmaktadır. Şekil 6.7.(a) ve Şekil 6.7.(b)' de de benzer durum söz konusudur.

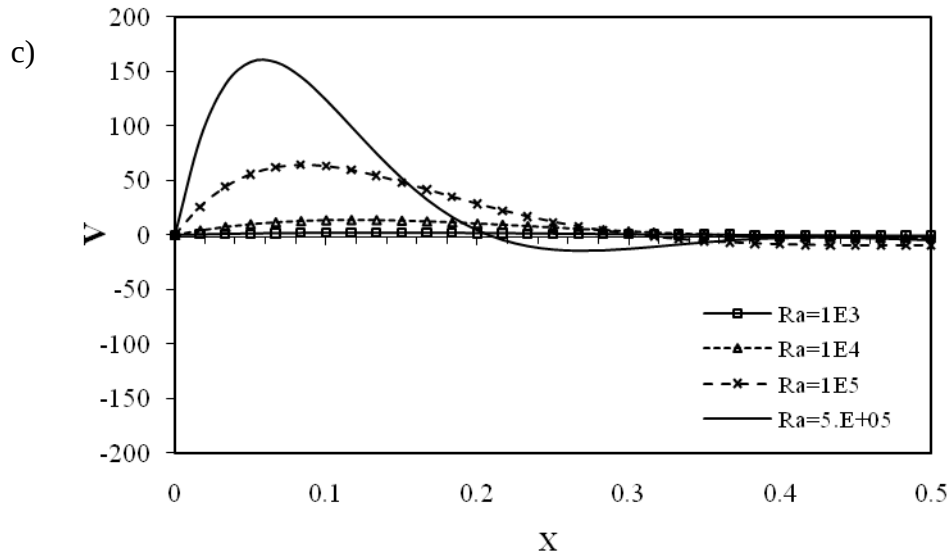
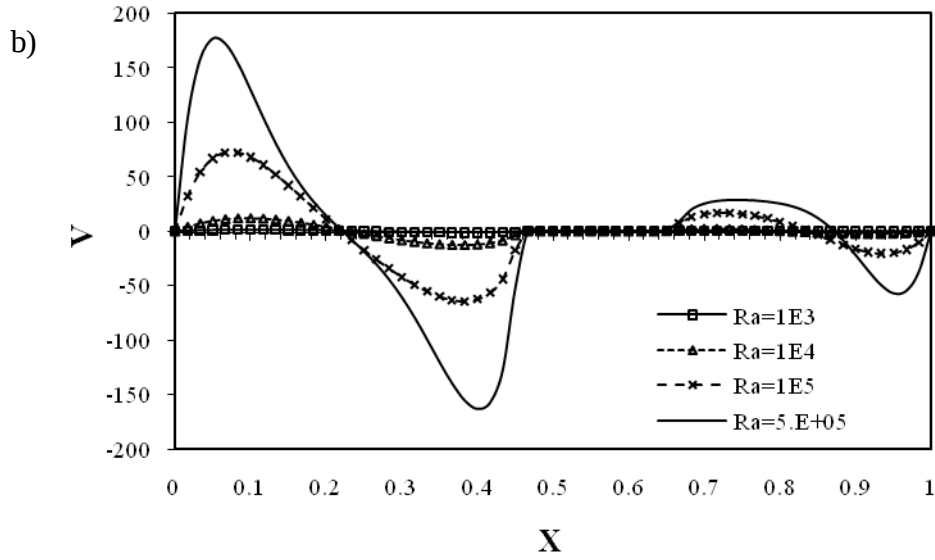




Şekil 6.7. Düşey doğrultudaki hız dağılımı; $Pr=6.4$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=0.1$, $k_2=10$ ($Ra=10^3, Ra=10^4, Ra=10^5, Ra=5 \times 10^5$) a) $X/H=0.25$, b) $X/H=0.50$, c) $X/H=0.75$

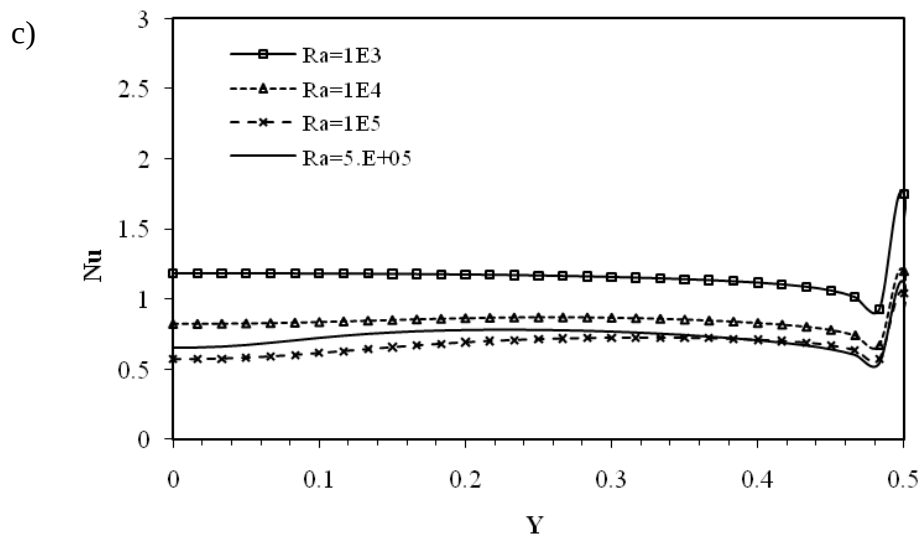
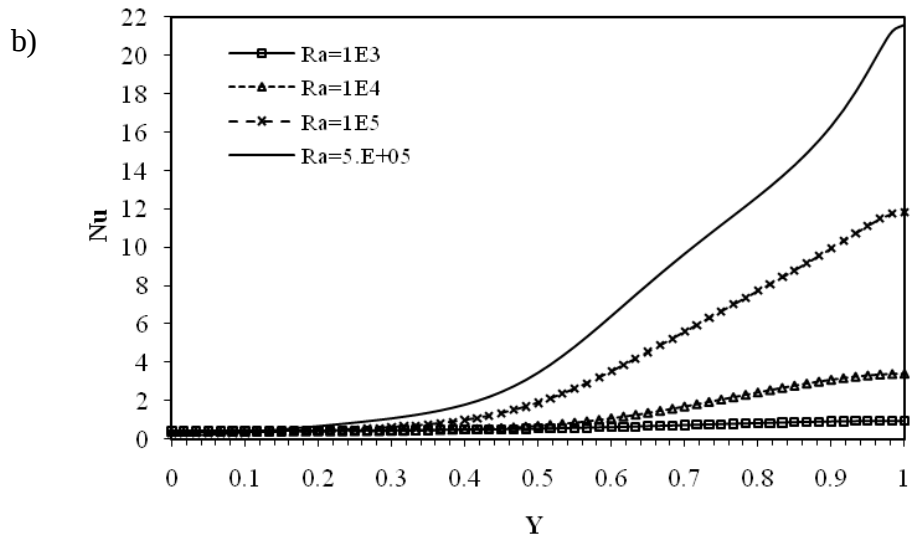
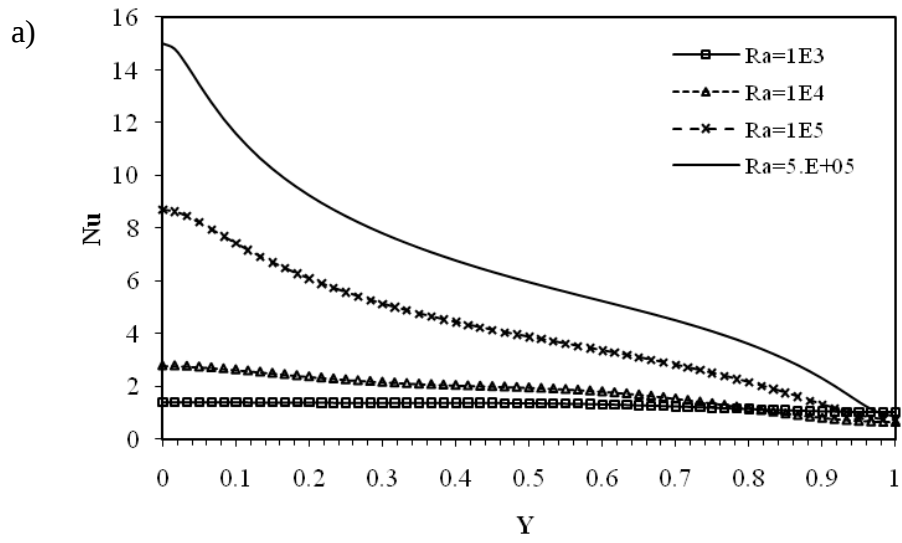
Şekil 6.8’ de yatay doğrultudaki hız dağılımları görülmektedir. Şekilden görüldüğü gibi hız değeri artmakta, akışın negatif yöne doğru döndüğü bölgelerde hız değeri de negatif olmaktadır. Şekil 6.8.(c)’ de ise, hız değerinin hemen hemen negatif yönde döndüğü görülmektedir. Hız değerinin pozitif durumda dönmesi söz konusu değildir. $X=0.25$ olduğu durumda hız değeri sabit olarak ilerlemektedir. $X=0.50$ ve $X=0.75$ durumları da $X=0.25$ durumuyla hemen hemen benzer bir hız değeri vermektedir.

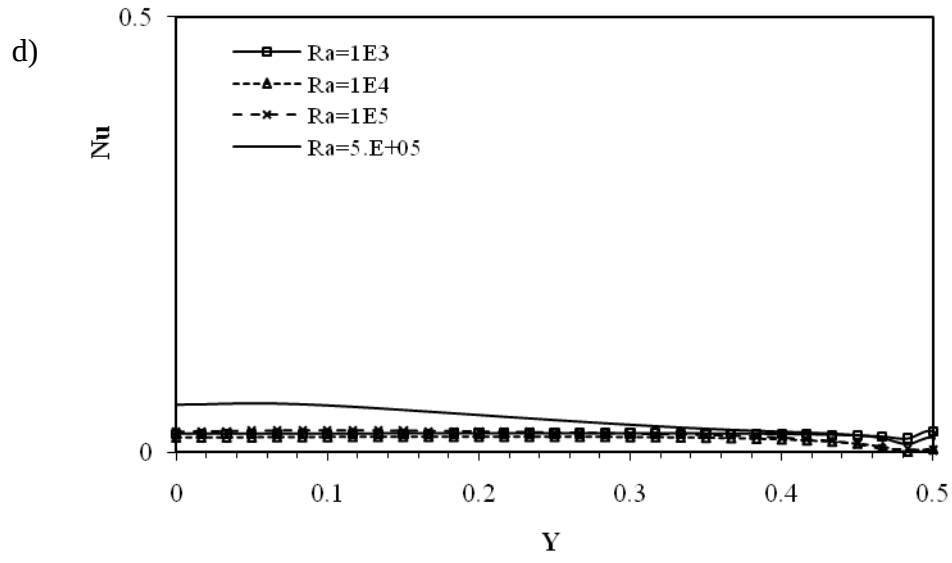




Şekil 6.8. Yatay doğrultudaki hız dağılımı; $Pr = 6.4$, $w_1 = 0.05$, $w_2 = 0.15$, $h = c = 0.50$, $k_1 = 0.1$, $k_2 = 10$, ($Ra = 10^3$, $Ra = 10^4$, $Ra = 10^5$ ve $Ra = 5 \times 10^5$) a) $Y/H = 0.25$, b) $Y/H = 0.50$, c) $Y/H = 0.75$

Şekil 6.9' da farklı Rayleigh sayılarında yerel Nusselt sayısının değişimi sıcak bölge, soğuk bölge, sağ ve sol bölge olmak üzere verilmektedir. Şekil 6.9 ve Şekil 6.6' yı karşılaştırdığımızda hemen hemen benzer bir durum görülmektedir. Tüm cidarlarda düşük Rayleigh sayıları için yerel Nusselt sayısı sabit kalmaktadır. Sıcak yüzey için yerel Nusselt sayısının değişimi Şekil 6.9.(a)' da yüksek sıcaklık farkından dolayı, yerel Nusselt sayıları yüksek bir değerden başlayıp, üst cidara doğru giderek azalmaktadır.(Şekil 6.9.(b)). Soğuk cidarda ise bunun tersi bir durum söz konusudur.





Şekil 6.9. Farklı Rayleigh sayılarında yerel Nusselt sayısının değişimi; $Pr=6.4$, $w_1=0.05$, $w_2=0.15$, $h=c=0.50$, $k_1=0.1$, $k_2=10$, ($Ra=10^3$, $Ra=10^4$, $Ra=10^5$ ve $Ra=5 \times 10^5$) a) sıcak bölge, b) soğuk bölge, c) sağ bölge, d) sol bölge

7. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışmada, yatay duvarına sonlu kalınlıkta plaka yerleştirilmiş kapalı bir hacim içerisindeki doğal taşınım ısı transferi farklı parametreler için sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada elde edilen sonuçlar, akım çizgileri, eş sıcaklık eğrileri, yerel Nusselt sayıları, ortalama Nusselt sayıları ve hız grafikleri olarak verilmiştir. Plakanın kalınlığı, plakanın genişliği, plakanın yerleştirme yeri, plakanın içerdiği malzeme özellikleri ve plakanın yüksekliği Rayleigh sayısının akış ve ısı transferi üzerindeki etkin parametreler olduğu görülmüştür. Çalışmadan elde edilen temel sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir :

- Artan Rayleigh sayısı ile birlikte tüm parametreler için ısı transferinde artış kaydedilmiştir. Ayrıca, artan Rayleigh sayısı oyuk içerisinde oluşan dönme merkezi sayısını etkilemekte ve akım şiddetini artırmaktadır.
- Çalışmada, plaka iki farklı malzemeden imal edilmiştir. Plaka malzemesinin ısı iletkenlik katsayısı oranları ve plakayı oluşturan malzemenin boyutları hem plaka boyunca ısı transferini hem de oyuk içerisindeki akış, sıcaklık dağılımı ve ısı transferini kontrol etmek için bir parametre olarak kullanılmıştır.
- Prandtl sayısının değişimi ile birlikte, akış ve sıcaklık alanında da değişimler kaydedilmiştir.
- Plakanın geometrik özelliklerinin (yükseklik, genişlik ve yerleştirme yerinin) hem akış hem de ısı transferini kontrol etmek için önemli bir parametre olduğu görülmüştür. Artan plaka yüksekliği ile birlikte ısı transferi azalmaktadır.
- Çalışma ileride, nano akışkanlar, türbülanslı akışlar, gözenekli ortamlar ve farklı plaka geometrik değerleri için genişletilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Nansteel, M.W. and Greif, R.**, 1984. An investigation of natural convection in enclosures with two-and three-dimensional partitions, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **27**, 561-571.
- [2] **Chen, K.S., Ku, A.C. and Chou, C.H.**, 1990. Investigation of natural convection in partially divided rectangular enclosures both with and without an opening in the partition plate: Measurement results, *Journal of Heat Transfer*, **112**, 648-652.
- [3] **Khalifa, A.N. and Abdullah, S.E.**, 1999. Buoyancy driven convection in undivided and partially divided enclosures, *Energy Conversion and Management*, **40**, 717-727.
- [4] **Ampofo, F. and Karayiannis, T.G.**, 2003. Experimental benchmark data for turbulent natural convection in an air filled square cavity, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **46**, 3551-3572.
- [5] **Elsherbiny, S.M.**, 1996. Free convection in inclined air layers heated from above, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **39**, 18, 3925-3930.
- [6] **Bhowmik, H. and Tou, K.W.**, 2005. Experimental study of transient natural convection heat transfer from simulated electronic chips, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **29**, 485-492.
- [7] **Bajorek, S.M. and Lloyd, J.R.**, 1982. Experimental investigation of natural convection in partitioned enclosures, *Journal of Heat Transfer*, **104**, 527-532.
- [8] **Elsayed, M.M. and Chakroun, W.**, 1999. Effect of aperture geometry on heat transfer in tilted partially open cavities, *Journal of Heat Transfer*, **121**, 819-827.
- [9] **Corvaro, F. and Paroncini, M.**, 2009. An experimental study of natural convection in a differentially heated cavity through a 2D-PIV system, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **52**, 355-365.
- [10] **Onbasioglu, S.U. and Onbaşıoğlu, H.**, 2004. On enhancement of heat transfer with ribs, *Applied Thermal Engineering*, **24**, 43-57.
- [11] **Stickland, M.T., Scanlon, T.J. and MacKenzie, J.**, 2007. An experimental investigation of natural convection with solidification in a differentially heated cavity, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **50**, 36-44

- [12] **Wu, W. and Ching, C.Y.**, 2010. Laminar natural convection in an air-filled square cavity with partitions on the top wall, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **53**, 1759-1772.
- [13] **Tasnim, S.H. and Collins, M.R.**, 2004. Numerical analysis of heat transfer in a square cavity with a baffle on the hot wall, *Int. Comm. Heat Mass Transfer.*, **31**, 639-650.
- [14] **Oztop, H. and Bilgen, E.**, 2006. Natural convection in differentially heated and partially divided square cavities with internal heat generation, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, **27**, 466-475.
- [15] **Shi, X. and Khodadadi, J.M.**, 2003. Laminar natural convection heat transfer in a differentially heated square cavity due to a thin fin on the hot wall, *Journal of Heat Transfer*, **125**, 624-634.
- [16] **Bilgen, E.**, 2002. Natural convection in enclosures with partial partitions, *Renewable Energy*, **26**, 257-270.
- [17] **Zimmerman, E. and Acharya, S.**, 1987. Free convection heat transfer in a partially divided vertical enclosure with conducting end walls, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **30**, 319-331.
- [18] **Costa, V.A.F., Oliveria, M.S.A. and Sousa, A.C.M.**, 2003. Control of laminar natural convection in differentially heated square enclosures using solid inserts at the corners, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **46**, 3529-3537.
- [19] **Bilgen, E.**, 2002. Natural convection in enclosures with partial partitions, *Renewable Energy*, **26**, 257-270.
- [20] **Ben-Nakhi, A. and Chamkha, A.J.**, 2006. Effect of length and inclination of a thin fin on natural convection in a square enclosure, *Numerical Heat Transfer*, **50**, 381-399.
- [21] **Nasr, K.B., Chouikh, R., Kekreni, C. and Guizani, A.**, 2006. Numerical study of the natural convection in cavity heated from the lower corner and cooled from the ceiling, *Applied Thermal Engineering*, **26**, 772-775.
- [22] **Chang, T.S. and Tsay, Y.L.**, 2001. Natural convection heat transfer in an enclosure with a heated backward step, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **44**, 3963-3971.
- [23] **Mezrhab, A., Jami, M., Abid, C., Bouzidi, M. and Lallemand, P.**, 2006. Lattice-Boltzmann modelling of natural convection in an inclined square enclosure with partitions attached to its cold wall, *Int. J. Heat Fluid Flow*, **27**, 456-465.

- [24] **Varol, Y., Oztop, H.F. and Varol, A.,** 2007. Natural convection in porous triangular enclosures with a solid adiabatic fin attached to the horizontal wall, *Int. Communications in Heat and Mass Transfer*, **34**, 19-27.
- [25] **Dagtekin, I. and Oztop, H.F.,** 2001. Natural convection heat transfer by heated partitions within enclosure, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, **28**, 6, 823-834.
- [26] **Famouri, M. and Hooman, K.,** 2008. Entropy generation for natural convection by heated partitions in a cavity, *Int. Communications Heat Mass Transfer*, **35**, 492-502.
- [27] **Kandaswamy, P., Lee, J., Abdul Hakem, A.K. and Saravanan, S.,** 2008. Effect of baffle-cavity ratios on buoyancy convection in a cavity with mutually orthogonal heated baffles, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **51**, 1830-1837.
- [28] **Frederick, R.L.,** 1989. Natural convection in an inclined square enclosure with a partition attached to its cold wall, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **32**, 1, 87-94.
- [29] **Acharya, S. and Jetli, R.,** 1990. Heat transfer due to buoyancy in a partially divided square box, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **33**, 5, 931-942.
- [30] **Turkoglu, H. and Yücel, N.,** 1996. Natural convection heat transfer in enclosures with conducting multiple partitions and side walls, *Heat and Mass Transfer*, **32**, 1-8.
- [31] **Tong, T.W. and Gerner, F.M.,** 1986. Natural convection in partitioned air-filled rectangular enclosures, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, **13**, 99-108.
- [32] **Ampofo, F.,** 2005. Turbulent natural convection of air in a non-partitioned or partitioned cavity with differentially heated vertical and conducting horizontal walls, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **29**, 137-157.
- [33] **Jami, M., Mezrhab, A., Bouzidi, M. and Lallemand, P.,** 2006. Lattice-Booltzmann computation of natural convection in a partitioned enclosure with inclined partitions attached to its hot wall, *Physica A*, **368**, 481-494.
- [34] **Dağtekin, İ. and Öztop, H.F.,** 2002. Düşey cidarına blok monte edilmiş bir oyukta doğal taşınım için sayısal bir çalışma, *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, **4**, 1, 53-62.
- [35] **How, S. and Hsu, T.,** 1998. Transient mixed convection in a partially divided enclosure, *Computers Math. Applic.*, **36**, 8, 95-115.
- [36] **Bairi, A.,** 2008. Transient thermal characteristics of airborne electronic equipment with discrete hot bands in square cavities, *Applied Energy*, **85**, 951-967.

- [37] **Bhave, P., Narasimhan, A. and Rees, D.A.S.,** 2006. Natural convection heat transfer enhancement using adiabatic block: Optimal block size and Prandtl number effect, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **49**, 3807-3818.
- [38] **Adams, V.H., Joshi, Y. and Blackburn, D.L.,** 1999. Three dimensional study of combined conduction, radiation and natural convection from discrete heat sources in a horizontal narrow aspect ratio enclosure, *J. Heat Transfer*, **121**, 992-1001.
- [39] **Moukalled, F. and Acharya, S.,** 2001. Natural convection in a trapezoidal enclosure with offset baffles, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, **15**, 2, 212-218.
- [40] **Koca, A., Öztop, H.F. and Varol, Y.,** 2007. İçerisinde hem blok şeklinde hem de yatay pozisyonda elektronik ısıtıcılar bulunan üçgen kesitli oyukta doğal taşınım ile ısı transferinin incelenmesi, *ULIBTK'07 16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, **1**, 480-486.
- [41] **Hung, Y.H. and Shiau, W.M.,** 1988. Local steady-state natural convection heat transfer in vertical parallel plates with a two-dimensional rectangular rib, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **31**, 6, 1279-1288.
- [42] **Dubovsky, V., Ziskind, G., Druckman, S., Moshka, E., Weiss, Y. and Letan, R.,** 2001. Natural convection inside ventilated enclosure heated by downward-facing plate: experiments and numerical simulations, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **44**, 3155-3168.
- Close, D.J., Peck, M.K., White, R. and Mahoney, K.J.,** 1991. Buoyancy-driven heat transfer and flow between a wetted heat source and an isothermal cube, *Journal of Heat Transfer*, **113**, 371-376.
- [43] **Olson, D.A., Glicksman, L.R. and Ferm, H.M.,** 1990. Steady-state natural convection in empty and partitioned enclosures at high Rayleigh numbers, *Journal of Heat Transfer*, **112**, 640-647.
- [44] **Vahl Davis, G.D. and Jones, I.P.,** 1983. Natural convection in a square cavity: A comparison exercise, *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, **3**, 227-248.
- [45] **Aydın, O. and Pop, I.,** 2007. Natural convection in a differentially heated enclosure filled with a micropolar fluid, *International Journal of Thermal Sciences*, **46**, 963-969.
- [46] **Aydın, O. and Yang, W.,** 2000. Natural convection in enclosures with localized heating from below and symmetrical cooling from sides, *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, **10**, 518-529.

- [47] **Vaszi, A.Z., Elliott, L., Ingham, D.B. and Pop, I.**, 2004. Conjugate free convection from a vertical plate fin with a rounded tip embedded in a porous medium, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **47**, 2785-2794.
- [48] **Kasayapanand, N. and Kiatsiriroat, T.**, 2009. Enhanced heat transfer in partially open square cavities with fin by using electric field, *Energy Conversion and Management*, **50**, 287-296.
- [49] **Yang, M.H., Yeh, R.H. and Hwang, J.J.**, 2010. Mixed convective cooling of a fin in a channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **53**, 760-771.
- [50] **Kumar, R.**, 1997. Three-dimensional natural convective flow in a vertical annulus with longitudinal fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **40**, 14, 3323-3334.
- [51] **Öğüt, B. E.**, 2010. Eğik kare kapalı bir bölge içindeki su bazlı nanoakışkanların doğal taşınım ile ısı transferi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, **30**, 1, 23-33.
- [52] **Changzheng, S., Yu, B., Oztop, H.F., Wang, Y. and Wei, J.**, 2011. Control of mixed convection in lid-driven enclosures using conductive triangular fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **54**, 894-909.
- [53] **Varol, Y. and Oztop, H.F.**, 2009. Control of buoyancy-induced temperature and flow fields with an embedded adiabatic thin plate in porous triangular cavities, *Applied Thermal Engineering*, **29**, 558-566.
- [54] **Oztop, H.F., Varol, Y. and Koca, A.**, 2009. Natural convection in a vertically divided square enclosure by a solid partition into air and water regions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **52**, 5909-5921.
- [55] **Varol, Y., Oztop, H.F., Koca, A. and Ozgen, F.**, 2009. Natural convection and fluid flow in inclined enclosure with a corner heater, *Applied Thermal Engineering*, **29**, 340-350.
- [56] **Altaç, Z. and Konrat, S.**, 2009. Natural convection heat transfer from a thin horizontal isothermal plate in air-filled rectangular enclosures, *Journal of Thermal Science and Technology*, **29**, 1, 55-65.
- [57] **Küçük, H., Avcı, M., Aydın, O. and Asan, H.**, 2009. Analysis of heat and fluid flow in concentric annular square ducts, *Journal of Thermal Science and Technology*, **29**, 1, 7-13.
- [58] **Küçük, H. and Asan, H.**, 2009. Forced convection heat transfer in eccentric curved annular square ducts, *Journal of Thermal Science and Technology*, **29**, 1, 67-78.

- [59] **Mittelman, G., Dayan, A., Dado-Turjeman, K. and Ullmann, A.,** 2007. Laminar free convection underneath a downward facing inclined hot fin array, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **50**, 2582-2589.
- [60] **Dubovsky, V., Ziskind, G., Druckman, S., Moshka, E., Weiss, Y. and Letan, R.,** 2001. Natural convection inside ventilated enclosure heated by downward-facing plate: experiments and numerical simulations, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **44**, 3155-3168.
- [61] **Bairi, A., Laraqi, N. and Garcia de Maria, J.M.,** 2007. Numerical and experimental study of natural convection in tilted parallelepipedic cavities for large Rayleigh numbers, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **31**, 309-324.
- [62] **Lin, N.N. and Bejan, A.,** 1983. Natural convection in a partially divided enclosure, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **26**, 1867-1878.
- [63] **Salat, J., Xin, S., Joubert, P., Sargent, A., Penot, F. and Le Quere, P.,** 2004. Experimental and numerical investigation of turbulent natural convection in a large air-filled cavity, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **25**, 824-832.
- [64] **Laguerre, O., Benamara, S., Remy, D. and Flick, D.,** 2009. Experimental and numerical study of heat and moisture transfer by natural convection in a cavity filled with solid obstacles, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **52**, 5691-5700.
- [65] **De Vahl Davis G.,** Natural convection of air in a square cavity: A bench mark numerical solution. *International Journal Numer. Methot Fluids* 1983; **3**:249-264.
- [66] **De Vahl Davis GD, Jones, IP.** Natural convection in a square cavity: A comparison exercise. *International Journal Num. Methot Fluids* 1983; **3**:227-248.
- [67] **Ben-Nakhi A, Chamkha AJ.** Effect of length and inclination of a thin fin on natural convection in a square enclosure. *Numerical. Heat Transfer* 2006; **50**:381-399.

EKLER

EK 1. Sayısal Çalışma için Hazırlanan Fortran Bilgisayar Programı:

```
***BU PROGRAM DIKDORTGEN KANALLARDA DOĞAL KONVEKSİYONLA**  
***ISI TRANSFERİNDE AKIM VE GIRDAP FONKSİYONLARINI, SICAKLIK***  
*****DEĞERLERİNİ VE ORTALAMA NUSSELT SAYISINI HESAPLAR*****
```

```
*****
```

```
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)  
DIMENSION PSI(1000,1000),T(1000,1000),OME(1000,1000)  
DIMENSION U(1000,1000),V(1000,1000),ARANU1(1000)  
DIMENSION TOLD(1000,1000),SAGNU(1000),SOLNU(1000),ARANU2(1000)  
DIMENSION EF(1000,1000),ET(1000,1000),E(1000,1000),EITOP(1000)  
*      ,ETITOP(1000),ARANU3(1000),ARANU4(1000)
```

C

```
OPEN (3,FILE='SICAKLIK.DAT')  
OPEN (1,FILE='TUMU.DAT')  
    OPEN (2,FILE='YERELNU.DAT')  
    OPEN (4,FILE='NU.DAT')  
OPEN (10,FILE='V HIZPROFILI.DAT')  
OPEN (9,FILE='U HIZPROFILI.DAT')  
OPEN (11,FILE='NU LIST.DAT')
```

C

```
*****FİZİKSEL DEĞERLER*****
```

```
0010 WRITE(*,6000)
```

```
    WRITE(*,6001)
```

```
    READ(*,*) NX1
```

C WRITE(*,6002)

C READ(*,*) HK1,HK2,E1,E2

```
6000 FORMAT(//////)
```

```
6001 FORMAT(/,5X,'TOPLAM ARALIK SAYISI',/)
```

```
C6002 FORMAT(/,5X,'1.KATI CISİM İLE AKISKAN ARASINDAKİ Kw/Kf ORANI'
```

C *,5X,/,5X,'2.KATI CISİM İLE AKISKAN ARASINDAKİ K_w/K_f ORANI',/,/,

C *5X,'1.KATI CİSİMİN ORANI (E₁/L)',5X,'2.KATI CİSİMİN ORANI (E₂/L)')

C

```
*****NU HESABI İÇİN DONGU BAŞLANGICI*****
```

```
FI1=0
```

C CALISMA KİTABI PR 0.7 VE 6.4*****

```
DO 1999 R2=1,1
```

```
    IF (R2.EQ.1) THEN
```

```
        PR=0.7
```

```
        HF=9.90
```

```
    ELSE IF (R2.EQ.2) THEN
```

```
        PR=6.4
```

```
        HF=0.444
```

```
    ENDIF
```

C ****SUTUN 1,2,3*****

DO 1998 R3=1,4

IF (R3.EQ.1) THEN

HS1=0.02

HS2=20.0

ELSE IF (R3.EQ.2) THEN

HS1=0.2

HS2=2.0

ELSE IF (R3.EQ.3) THEN

HS1=2.0

HS2=0.2

ELSE IF (R3.EQ.4) THEN

HS1=20.0

HS2=0.02

ENDIF

HK1=HS1/HF

HK2=HK2/HK1

HK3=HK2/HF

HK4=(HK1+HK2)/(2.*HF)

IE=NX1*(5./100.)

C *****TABLO 1,2,3*****

DO 1996 R5=1,3

IF (R5.EQ.1) THEN

IE1=1*IE

IE2=2*IE1

ELSE IF (R5.EQ.2) THEN

IE1=IE

IE2=IE1

ELSE IF (R5.EQ.3) THEN

IE1=2*IE

IE2=IE

ENDIF

C DO 1995 R6=1,3

C IF (R6.EQ.1) THEN

C IE2=1*IE1

C ELSE IF (R6.EQ.2) THEN

C IE2=2*IE1

C ELSE IF (R6.EQ.3) THEN

C IE2=3*IE1

C ENDIF

NCY=(NX1/2)+1

ELSE IF (R7.EQ.3) THEN

NCY=(NX1*3/4)+1

ENDIF

```

DO 1993 R8=2,2
  IF (R8.EQ.1) THEN
    NCX=(NX1/4)+1
  ELSE IF (R8.EQ.2) THEN
    NCX=(NX1/2)+1
  ELSE IF (R8.EQ.3) THEN
    NCX=(NX1*3/4)+1
  ENDIF

DO 1992 R1=6,6
  IF (R1.EQ.1) RA=1000
  IF (R1.EQ.2) RA=5000
  IF (R1.EQ.3) RA=10000
  IF (R1.EQ.4) RA=50000
  IF (R1.EQ.5) RA=100000
  IF (R1.EQ.6) RA=500000
C   IF (R1.EQ.7) RA=1000000

C   *****SEZON SECIMI*****

1   TSAG=0.0
    TSOL=1.0

C   PR=0.7
    FII=1.E-3

C   FI1=0
    FI=FI1+90.
    FI=FI*(22./7.)/180.

    NX=NX1+1
    NY=NX
    NX2=NX-2
    NY1=NY-1
    NY2=NY-2

    TOL=1.E-4
    IMAX=50000
    IMIN=15000
    IAVG=IMIN-5000
    REX=0.10
    REXB=0.15
    REXT=0.05
C   REXC=0.10

C   WRITE(*,*)NCX1,NCX2,NCX3,NX1,NX0,NXX,NXT,X,DX1,DX2,DX3,DY
C   PAUSE

```

```

C *****BASLANGIC SARTLARI*****
HSUM=0.0
  HSUM1=0.0
  ITER=0
  DO 100 I=1,NX
    DO 110 J=1,NY
      PSI(I,J)=0.0
      T(I,J)=0.0
      TOLD(I,J)=T(I,J)
110    OME(I,J)=0.0
100  CONTINUE
C *****SINIR SARTLARI*****
DO 120 J=1,NY
  T(1,J)=TSOL
  TOLD(1,J)=T(1,J)

      T(NX,J)=TSAG
  TOLD(NX,J)=T(NX,J)
120  CONTINUE

C *****COZUME BASLAMA*****

  FAC=2.*(1./DX**2+1./DY**2)
751  FORMAT(10I10)

750  FORMAT(101F10.4)

      WRITE(3,751)(I,I=1,NX)

  WRITE(3,750)((T(I,J),I=1,NX),J=1,NY)
  WRITE(3,*)
      WRITE(3,751)(I,I=1,NX)

C *****AKIM FONKSIYONUNUN HESAPLANMASI (PSI)*****
DO 200 IREP=1,2
  DO 210 I=2,NX-1
    DO 220 J=2,NCY
      IF((I.GE.NCX1).AND.(I.LE.NCX3))GOTO 220
      F1=1./FAC*(OME(I,J)+(PSI(I+1,J)+PSI(I-1,J))/DX**2+
*          (PSI(I,J+1)+PSI(I,J-1))/DY**2)

C  Y YONUNDE KADEMENIN USTU
  DO 230 J=NCY+1,NY-1
    F11=1./FAC*(OME(I,J)+(PSI(I+1,J)+PSI(I-1,J))/DX**2+
*          (PSI(I,J+1)+PSI(I,J-1))/DY**2)
    PSI(I,J)=PSI(I,J)+REX*(F11-PSI(I,J))
230  CONTINUE
210  CONTINUE
200  CONTINUE

```

```

C   ***HASSAS 3 NOKTA COZUMU ICIN ASAGIDAKI DENKLEMI KULLAN***
C   F2=((HK*T(I-2,J)-4.*HK*T(I-1,J))-4.*T(I+1,J)+T(I+2,J))/
C   *   (-3.-3.*HK)

C   1. ARA YUZEY
      IF (I.EQ.NCX1) THEN
        F2=(HK1*T(I+1,J)+T(I-1,J))/(1.+HK1)

C   1. KATI BOLGE
      ELSE IF ((I.GT.NCX1).AND.(I.LT.NCX2)) THEN
        F2=1./FAC*((T(I+1,J)+T(I-1,J))/DX**2+
        *   (T(I,J+1)+T(I,J-1))/DY**2)

C   2. ARA YUZEY
      ELSE IF (I.EQ.NCX2) THEN
        F2=(HK2*T(I+1,J)+T(I-1,J))/(1.+HK2)

C   2.KATI BOLGE
      ELSE IF ((I.GT.NCX2).AND.(I.LT.NCX3)) THEN
        F2=1./FAC*((T(I+1,J)+T(I-1,J))/DX**2+
        *   (T(I,J+1)+T(I,J-1))/DY**2)
C   3. ARA YUZEY
      ELSE IF (I.EQ.NCX3) THEN
        F2=(T(I+1,J)+HK3*T(I-1,J))/(1.+HK3)

C   AKISKAN
      ELSE
        F2=1./FAC*((T(I+1,J)+T(I-1,J))/DX**2+
        *   (T(I,J+1)+T(I,J-1))/DY**2+
        *   (PSI(I+1,J)-PSI(I-1,J))*(T(I,J+1)-T(I,J-1))/(4.*DX*DY)-
        *   (PSI(I,J+1)-PSI(I,J-1))*(T(I+1,J)-T(I-1,J))/(4.*DX*DY))
        ENDIF
        T(I,J)=T(I,J)+REX*(F2-T(I,J))

C   Y YONUNDE KADEMENIN USTU
      DO 330 J=NCY,NY-1
C   1. ARA YUZEY
        IF ((J.EQ.NCY).AND.(I.GE.NCX1).AND.(I.LE.NCX2)) THEN
          F2=(HK1*T(I,J-1)+T(I,J+1))/(1.+HK1)

C   2. ARA YUZEY
        ELSE IF ((J.EQ.NCY).AND.(I.EQ.NCX2)) THEN
          F2=(HK4*T(I,J-1)+T(I,J+1))/(1.+HK4)

C   3. ARA YUZEY
        ELSE IF ((J.EQ.NCY).AND.(I.GE.NCX2).AND.(I.LE.NCX3)) THEN
          F2=(HK3*T(I,J-1)+T(I,J+1))/(1.+HK3)

```

```

C   AKISKAN
    ELSE
    F2=1./FAC*((T(I+1,J)+T(I-1,J))/DX**2+
*      (T(I,J+1)+T(I,J-1))/DY**2+
*      (PSI(I+1,J)-PSI(I-1,J))*(T(I,J+1)-T(I,J-1))/(4.*DX*DY)-
*      (PSI(I,J+1)-PSI(I,J-1))*(T(I+1,J)-T(I-1,J))/(4.*DX*DY))
    ENDIF

    F2=(4.0/3.0)*(T(I,NY1)-T(I,NY2)/4.0)
    T(I,NY)=T(I,NY)+REXT*(F2-T(I,NY))

C   *****GIRDAP FONKSIYONUNUN HESAPLANMASI (OME)*****
    DO 400 IREP=1,2
    DO 410 I=2,NX-1
    DO 420 J=2,NCY
        IF((I.GE.NCX1).AND.(I.LE.NCX3))GOTO 420
        F3=1./FAC*((OME(I+1,J)+OME(I-1,J))/DX**2+
*      (OME(I,J+1)+OME(I,J-1))/DY**2+
*      RA*((T(I+1,J)-T(I-1,J))/(2.*DX)*SIN(FI)-
*      -(PSI(I,J+1)-PSI(I,J-1))*(OME(I+1,J)-OME(I-1,J))/(4.*PR*DX*DY)+
*      (PSI(I+1,J)-PSI(I-1,J))*(OME(I,J+1)-OME(I,J-1))/(4.*PR*DX*DY))
420    OME(I,J)=OME(I,J)+REX*(F3-OME(I,J))

C   Y YONUNDE KADEMENIN USTU
    DO 430 J=NCY+1,NY-1
        F31=1./FAC*((OME(I+1,J)+OME(I-1,J))/DX**2+
*      (OME(I,J+1)+OME(I,J-1))/DY**2+
*      RA*((T(I+1,J)-T(I-1,J))/(2.*DX)*SIN(FI)-
*      (T(I,J+1)-T(I,J-1))/(2.*DY)*COS(FI))
*      -(PSI(I,J+1)-PSI(I,J-1))*(OME(I+1,J)-OME(I-1,J))/(4.*PR*DX*DY)+
*      (PSI(I+1,J)-PSI(I-1,J))*(OME(I,J+1)-OME(I,J-1))/(4.*PR*DX*DY))
430    OME(I,J)=OME(I,J)+REX*(F31-OME(I,J))

C   *****SINIRDAKI GIRDAP FONKSIYONUNUN HESAPLANMASI (OME)***
C   *****DIK YUZEYLERIN HESAPLANMASI*****
    DO 510 J=1,NY
        F41=-2.*PSI(2,J)/DX**2
        OME(1,J)=OME(1,J)+REXB*(F41-OME(1,J))
        F42=-2.*PSI(NX1,J)/DX**2
        OME(NX,J)=OME(NX,J)+REXB*(F42-OME(NX,J))

C   KATI YUZEYI BOYUNCA
    IF(J.LE.NCY) THEN
        F43=-2.*PSI(NCX1-1,J)/DX**2
        OME(NCX1,J)=OME(NCX1,J)+REXB*(F43-OME(NCX1,J))
        F44=-2.*PSI(NCX3+1,J)/DX**2
        OME(NCX3,J)=OME(NCX3,J)+REXB*(F44-OME(NCX3,J))

    ENDIF

```

```

C   ****YATAY YUZEYLERIN HESAPLANMASI*****
DO 520 I=1,NX
    IF((I.LT.NCX11).AND.(I.GT.NCX12)) THEN
        F47=-2.*PSI(I,2)/DY**2
        OME(I,1)=OME(I,1)+REXB*(F47-OME(I,1))
    ELSE IF((I.LT.NCX21).AND.(I.GT.NCX22)) THEN
        F48=-2.*PSI(I,NY1)/DY**2
        OME(I,NY)=OME(I,NY)+REXB*(F48-OME(I,NY))
    ENDIF

C   *****NUSSELT SAYISININ HESAPLANMASI*****

500  TOPSICNU=0.
    TOPSOGNU=0.

C   ****SOL YUZEY YEREL NU*****
501  DO 540 J=1,NY
    SOLNU(J)=ABS((T(1,J)-T(2,J))/DX)

C   ****SAG YUZEY YEREL NU*****
DO 551 J=1,NY
    SAGNU(J)=ABS((T(NX,J)-T(NX-1,J))/DX)
551  CONTINUE

C   *****TOPLAM NU*****
C   ***SOL YUZEY TOPLAM NU***

556  DO 557 J=2,NY1
    TOPSOLNU=TOPSOLNU+SOLNU(J)
557  CONTINUE
    TOPSOLNU=((TOPSOLNU+(SOLNU(1)+SOLNU(NY))*0.5))/NY1

C   ****SAG YUZEY TOPLAM NU***

DO 561 J=2,NY1
    TOPSAGNU=TOPSAGNU+SAGNU(J)
561  CONTINUE
    TOPSAGNU=((TOPSAGNU+(SAGNU(1)+SAGNU(NY))*0.5))/NY1

C   ***TOPLAM NU*****
ANU=TOPSOLNU
ANU1=TOPSAGNU

C   *****SICAKLIK DEGERLERININ YAKINSAMA KONTROLU*****
IF(ITER.GE.IAVG) THEN
    HSUM=HSUM+ANU
    HSUM1=HSUM1+ANU1
    ENDIF
IF(ITER.LT.IMIN) GOTO 800

```

```

        IF(ITER.GT.IMAX) GOTO 840
        DET=0.0
        DO 610 I=2,NX-1
        DO 620 J=1,NY
            DET=ABS((TOLD(I,J)-T(I,J))/T(I,J))
620     IF(DET.GT.TOL) GOTO 800
610    CONTINUE
        GOTO 860

C      *****HESAPLANAN DEGERLER*****
840    WRITE(6,850)
        WRITE(4,850)
850    FORMAT(' NO CONVERGENCE ')
        WRITE(3,750)((T(I,J),I=1,NX),J=1,NY)

        DO 1100 J=2,NY1
        DO 1110 I=2,NX-1
            U(I,J)=1.0/(2.0*DY)*(PSI(I,J+1)-PSI(I,J-1))
            V(I,J)=-1.0/(2.0*DX)*(PSI(I+1,J)-PSI(I-1,J))

C      ***** HIZ PROFILLERI*****
        WRITE(10,1746)KSA
        WRITE(10,1745)
        WRITE(10,*) '
            DO 1111 I=1,NX
                WRITE(10,780) DX*(I-1),V(I,(NY1/4.)),V(I,(NY1/2.)),
*                 V(I,(NY1*3./4.))

        WRITE(9,1746)KSA
        WRITE(9,1745)
        WRITE(9,*) '
            DO 1112 J=1,NY
                WRITE(9,780) DY*(J-1),U((NX1/4.),J),U((NX1/2.),J),
*                 U((NX1*3./4.),J)

1745    FORMAT (1X,'Koordinat',7X,'X/Y=%25',7X,'X/Y=%50',
*             7X,'X/Y=%75')
1746    FORMAT (/, 'NO=',I3)
780    FORMAT(1X,F9.7,2X,F12.4,2X,F12.4,2X,F12.4)
        ANUA=HSUM/(ITER-IAVG+1)
        ANUA1=HSUM1/(ITER-IAVG+1)
        WRITE(1,710) NY,NX

710    FORMAT(1X 'zone i=',I3,',j=',I3,',f=point')
        DO 720 I=1,NX
            XC=DX*(I-1)

        WRITE(1,740) XC,YC,PSI(I,J),T(I,J),OME(I,J),
*     U(I,J),V(I,J)

```

```

C   ****SICAKLIK PROFILI****
C       IF (I.EQ.(NY/2)+1) THEN
C       WRITE(4,945) XC,T(I,J)
C       ENDIF
C945   FORMAT(1X,F5.2,4X,F9.4)

      WRITE(3,750)((T(I,J),I=1,NX),J=1,NY)
C   *****
C   *****% LERI HESAPLAMA*****
      YIE1=IE1*100./NX1
      YIE2=IE2*100./NX1
      YNCY=(NCY-1.)*100./NX1
      YNCX=(NCX-1.)*100./NX1

C   YEREL NUSSELT
      WRITE(2,1746)KSA
      DO 742 J=1,NY
      WRITE(2,744) J,(J-1)*DY,SOLNU(J),SAGNU(J)
742   CONTINUE
744   FORMAT (I3,2X,2F10.5)

C   *****NU LISTESINI DOSYAYA YAZDIRMA***

      IF (ITER.GE.IMAX) THEN
      AN=ANUA
      ANU1=ANUA1
      ELSE
      AN=ANU
      ANU1=ANU1
      ENDIF

      WRITE(11,111) AN,ANU1
111   FORMAT(F8.3,5X,F8.3)

C   *****YAKINSAMA BASARISIZ, DONGUYE GERI DON*****
      DO 810 I=1,NX
      DO 820 J=1,NY
820   TOLD(I,J)=T(I,J)
      IF(ITER.GT.IMAX) GOTO 840
C   *****
      GOTO 199
C   *****
999   CONTINUE
      CLOSE(1)
      CLOSE(3)
      CLOSE(4)
C   PAUSE
      STOP
      END

```

ÖZGEÇMİŞ

1986 tarihinde Kırıkkale’de doğdu. İlköğretimini Namık Kemal İlköğretim Okulu’nda tamamladı. Ortaöğretimini Süleyman Demirel Lisesi’nde tamamladı. Ortaöğretimini tamamladığı 2005 yılında üniversite sınavı ile Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü’ne yerleşti. 2009 yılında bu okuldan mezun oldu. Aynı yılın güz döneminde Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı Enerji Bilimi üzerine yüksek lisansa başladı.