GÜMÜŞHANE ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ÜÇGEN KESİTLİ KAPALI ORTAMDA ENGEL KULLANIMININ DOĞAL TAŞINIMA ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Buğra SARPER

OCAK 2013

GÜMÜŞHANE

GÜMÜŞHANE ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ÜÇGEN KESİTLİ KAPALI ORTAMDA ENGEL KULLANIMININ DOĞAL TAŞINIMA ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Buğra SARPER

Gümüşhane Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünce

"Makine Yüksek Mühendisi"

Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 08.01.2013

Tezin Sözlü Savunma Tarihi : 15.01.2013

OCAK 2013

KABUL ve ONAY

Yrd. Doç. Dr. Kemal KUVVET danışmanlığında **Buğra SARPER** tarafından hazırlanan **"ÜÇGEN KESİTLİ KAPALI ORTAMDA ENGEL KULLANIMININ DOĞAL TAŞINIMA ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ "** isimli bu çalışma jürimiz tarafından Gümüşhane Üniversitesi **Makine Mühendisliği** Anabilim Dalı' nda Yüksek Lisans Tezi olarak Oy Birliği / Oy Çokluğu ile kabul edilmiştir.

Başkan	**:Doç.Dr.Haydar KÜÇÜK**	
Üye (Danışman)	**:Yrd.Doç.Dr.Kemal KUVVET**	
Üye	**:Yrd.Doç.Dr.Birol ŞAHİN**	

ONAY

Bu tez 21.01.2013 tarihinde Enstitü Yönetim Kurulunca kabul edilmiştir.

Doç.Dr.Temel BAYRAK

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ÜÇGEN KESİTLİ KAPALI ORTAMDA ENGEL KULLANIMININ DOĞAL TAŞINIMA ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Buğra SARPER

Gümüşhane Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Kemal KUVVET

2013, 115 sayfa

Bu çalışmada, düşey adyabatik yüzeyine engel yerleştirilen üçgen kapalı ortamdaki doğal taşınım sayısal olarak incelenmiştir. Üçgen kapalı ortamın yatay eksenle yaptığı eğimin ($\varphi=0^{o}\div315^{o}$), engel uzunluğunun ($l^{*}=0.125\div0.375$), engel genişliğinin ($w^{*}=0.025\div0.125$), düşey yüzey üzerindeki engel pozisyonunun ($h^{*}=0.1\div0.7$) ve engel ile havanın ısı iletim katsayısı oranlarının ($k_r=0.1\div10$ ve engel adyabatik) doğal taşınıma etkileri, 10^3 ile 10^6 Rayleigh sayısı aralığında analiz edilmiştir. Yatay yüzey eğimli yüzeyden daha sıcak olup, düşey yüzey ise adyabatik sınır koşuluna sahiptir. Diferansiyel korunum denklemleri ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı olan Fluent 13.0. program ıile çözülmüştür.

Yürütülen çalışma neticesinde, üçgenin eğimi ve engel parametrelerinin doğal taşınım üzerinde önemli etkisinin olduğu belirlenmiştir. Eğim açısının 90°'ye kadar olan ve 270°'den sonraki değerlerinde ısı transferi daha yüksektir, ancak 90° ile 270° arasında ısı transferi azalmaktadır. Ayrıca engel kullanımına bağlı olarak ısı transferinde %24.9 oranına varan bir düşüş meydana gelmektedir.

Anahtar Kelimeler: Doğal taşınımla ısı transferi, üçgen kapalı ortam, eğimli üçgen kapalı ortam, engel kullanımı.

ABSTRACT

MS THESIS

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF BAFFLE USAGE IN TRIANGULAR CROSS SECTION ON NATURAL CONVECTION

Buğra SARPER

Gümüşhane University
The Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Ass. Prof. Dr. Kemal KUVVET

2013, 115 pages

In this study, Natural convection heat transfer in a right triangular enclosure with baffle mounted on vertical adiabatic wall is investigated numerically. Effects of inclination of triangular enclosure with horizontal axis ($\varphi=0^{o}\div315^{o}$), baffle length ($l^{*}=0.125\div0.375$), baffle width ($w^{*}=0.025\div0.125$), baffle position on the vertical surface ($h^{*}=0.1\div0.7$) and thermal conductivity ratio of baffle and fluid ($k_r=0.1\div10$ and baffle is adiabatic) on natural convection heat transfer are analyzed for Rayleigh numbers between the range of 10^3 and 10^6. Horizontal surface is hotter than the inclined surface and the vertical surface has adiabatic boundary condition. Differential conservation equations are solved with the commercial CFD code Ansys Fluent 13.0.

As a result, It is determined that the inclination of triangle and baffle parameters has a considerable effect on natural convection. Before the 90° and after the 270° heat transfer is higher, but heat transfer decreases between the 90° and 270°. Also due to the usage of baffle, heat transfer decreases up to the rate of %24.9.

KeyWords: Natural convection heat transfer, triangular enclosure, inclined triangular enclosure, usage of baffle.

TEŞEKKÜR

Üçgen kapalı ortamın eğimi ve kullanılan engelin özelliklerinin doğal taşınımla ısı transferi üzerine etkilerini inceleyen bu çalışma, Gümüşhane Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik Anabilim Dalı'nda, Yüksek Lisans Tezi olarak hazırlanmıştır.

Çalışmamın her safhasında değerli bilgi ve görüşleriyle beni yönlendiren danışman hocam sayın Yrd. Doç. Dr. Kemal KUVVET'e, tezimle ilgili problemlerde bana yardımcı olan Yrd. Doç. Dr. Birol ŞAHİN, Arş. Gör. Emre YURTKURAN ve Öğr. Gör. Erdar KAPLAN'a teşekkürü borç bilirim.

Ayrıca beni yetiştiren ve her koşulda yanımda olan aileme, çalışmalarım süresince her türlü manevi desteği gördüğüm eşime sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Buğra SARPER
Gümüşhane, 2013

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖZET ……III

ABSTRACT ……. V

TEŞEKKÜR ……... VII

İÇİNDEKİLER …….. VIII

ŞEKİLLER DİZİNİ ……... IX

TABLOLAR DİZİNİ ……XIII

SEMBOLLER ve KISALTMALAR DİZİNİ ……... XIV

1. GENEL BİLGİLER ……...1

1.1. Giriş ……... 1

1.2. Doğal Taşınımla Isı Transferi ……2

1.3. Literatür Araştırması ……. 3

1.3.1. Kare ve Dikdörtgen Kapalı Ortamlardaki Doğal Taşınım …… 4

1.3.2. Üçgen ve Trapez Kapalı Ortamlardaki Doğal Taşınım ……9

1.3.3. Eğik Kapalı Ortamlardaki Doğal Taşınım …….. 18

2. YAPILAN ÇALIŞMALAR …… 22

2.1. Problemin Tanımı ……... 22

2.2. Temel Denklemlerin Boyutsuzlaştırılması…….. 25

2.3. Boyutsuz Denklemlerin Ayrıklaştırılması …….. 26

2.4. SIMPLE Algoritması …….. 31

2.5. Sayısal Çalışma ……... 32

3. BULGULAR VE TARTIŞMA ……... 35

3.1. Yapılan Çalışmaların Literatür ile Karşılaştırılması ……... 35

3.2. Yatay konumda (φ=0°) Üçgen Kapalı Ortamda Doğal Taşınım …… 39

3.2.1. Yatay konumda (φ=0°) Eş Sıcaklık Eğrileri ve Akım Fonksiyonu Grafikleri ……39

3.2.2. Yatay konumda (φ=0°) Isı Transferi ……..... 54

3.3. Eğimli Üçgen Kapalı Oramda Doğal Taşınım …… 62

3.3.1. Eğimli Üçgen Kapalı Ortamda Eş Sıcaklık Eğrileri ve Akım Fonksiyonu Grafikleri …… 62

3.3.2. Eğimli Üçgen Kapalı Ortamda Isı Transferi ……... 83

4. SONUÇLAR ……... 90

5. ÖNERİLER …… 93

6. KAYNAKLAR ……... 94

ÖZGEÇMİŞ

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 1.1. Düşey levha üzerinde hız ve ısıl sınır tabaka oluşumu (Lienhard IV ve LienhardV, 2001 2

Şekil 1.2. Farklı sıcaklıklara sahip iki plaka arasında akışkanın durumu 3

Şekil 1.3. Problem geometrisi ve sınır koşulları (Sarris vd., 2002) 5

Şekil 1.4. $Ra=10^6$ için akım fonksiyonu grafikleri ve eş sıcaklık eğrileri (Bilgen,2002)..... 5

Şekil 1.5. $Ra=10^4$ için akım fonksiyonu grafikleri (Tasnim ve Collins, 2005) 6

Şekil 1.6. Problem geometrisi ve sınır koşulları (Bilgen ve Yedder, 2007) 7

Şekil 1.7. Problem geometrisi ve sınır koşulları (Öztop vd., 2009) 8

Şekil 1.8. Problem geometrisi ve sınır koşulları (Varol vd., 2012) 9

Şekil 1.9. $Gr=5.6x10^6$ için eş sıcaklık eğrileri (Flack vd., 1979) 10

Şekil 1.10. Üçgen kapalı ortamda $Gr=10^4$ ve boy-en oranı 0.5 iken görüntülenmiş akım yapısı (Holtzman vd., 2000) 11

Şekil 1.11. Problem geometrisi ve sınır koşulları (Saha vd. 2007) 13

Şekil 1.12. $Ra=10^5$ için akım fonksiyonu grafikleri ve eş sıcaklık eğrileri (Varol vd., 2007) 14

Şekil 1.13. Problem geometrisi ve sınır koşulları (Alhazmy, 2010) 17

Şekil 1.14. $Ra=10^3$ ve $Ra=10^4$ iken akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri (Aydın vd., 1999) 18

Şekil 1.15. Farklı eğim açıları için $Ra=10^6$ iken eş sıcaklık eğrileri (Chen ve Cheng, 2011) 20

Şekil 2.1. Çalışmada incelenen geometri ve kullanılan sınır koşulları..... 22

Şekil 2.2. İki boyutlu bir sistemde kontrol hacminin gösterimi 27

Şekil 2.3. Kontrol hacminin şematik gösterimi 29

Şekil 2.4. Sayısal çözümde kullanılan ağ yapısının gösterimi 33

Şekil 3.1. Kare kapalı ortam için eş sıcaklık eğrilerinin literatür ile karşılaştırılması 35

Şekil 3.2. Kare kapalı ortam için akım fonksiyonu grafiklerinin literatür ile karşılaştırılması 37

Şekil 3.3. Eğik üçgen kapalı ortamda Ra=1.5x10^4 için eş sıcaklık eğrilerinin literatür ile karşılaştırılması 38

Şekil 3.4. Yerel Nusselt sayısının literatürdeki sonuçlarla karşılaştırılması 39

Şekil 3.5. Engel kullanılmayan durum için eş sıcaklık eğrileri ve akım fonksiyonu grafikleri 40

Şekil 3.6. h^*=0.5'de farklı engel uzunlukları ve ısı iletim katsayısı oranlarında akım fonksiyonu grafikleri 42

Şekil 3.7. h^*=0.5'de farklı engel uzunlukları ve ısı iletim katsayısı oranlarında eş sıcaklık eğrileri 44

Şekil 3.8. h^*=0.1'de farklı engel uzunlukları ve ısı iletim katsayısı oranlarında akım fonksiyonu grafikleri 47

Şekil 3.9. h^*=0.1'de farklı engel uzunlukları ve ısı iletim katsayısı oranlarında eş sıcaklık eğrileri 49

Şekil 3.10. l^*=0.25'de, farklı engel yükseklikleri, farklı ısı iletim katsayısı oranları ve Rayleigh sayılarında eş sıcaklık eğrileri ve akım fonksiyonu grafikleri 51

Şekil 3.11. h^*=0.5'de, farklı ısı iletim katsayısı oranları, Rayleigh sayıları ve engel kalınlıklarında akım fonksiyonu grafikleri ve eş sıcaklık eğrileri 53

Şekil 3.12. Engel kullanılmayan durumda sıcak tabandaki yerel Nusselt sayısı değişimi 54

Şekil 3.13. l^*=0.25, w^*=0.075 ve engelin adyabatik olduğu durumda engel yüksekliğinin yerel Nusselt sayılarına etkisi 55

Şekil 3.14. w^*=0.075 ve adyabatik engel durumunda engel yüksekliği ve engel uzunluğunun yerel Nusselt sayılarına etkisi 56

Şekil 3.15. w^*=0.075'de h^*, l^* ve k_r'nin ortalama Nusselt sayısına etkisi 57

Şekil 3.16. Engel kullanılmayan durum ve Ra=10^3'te eş sıcaklık eğrileri ve akım fonksiyonu grafikleri 62

Şekil 3.17. Engel kullanılmayan durum ve Ra=10^4'te eş sıcaklık eğrileri ve akım fonksiyonu grafikleri 63

Şekil 3.18 Engel kullanılmayan durum ve Ra=10^5'te eş sıcaklık eğrileri ve akım fonksiyonu grafikleri 64

Şekil 3.19. Engel kullanılmayan durum ve Ra=10^6'te eş sıcaklık eğrileri ve akım fonksiyonu grafikleri 65

Şekil 3.20. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=45°'deki akım fonksiyonu grafikleri 69

Şekil 3.21. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=45°'deki eş sıcaklık eğrileri 70

Şekil 3.22. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=90°'deki akım fonksiyonu grafikleri 71

Şekil 3.23. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=90°'deki eş sıcaklık eğrileri 72

Şekil 3.24. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=135°'deki akım fonksiyonu grafikleri 73

Şekil 3.25. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=135°'deki eş sıcaklık eğrileri 74

Şekil 3.26. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=180°'deki akım fonksiyonu grafikleri 75

Şekil 3.27. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=180°'deki eş sıcaklık eğrileri 76

Şekil 3.28. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=225°'deki akım fonksiyonu grafikleri 77

Şekil 3.29. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=225°'deki eş sıcaklık eğrileri 78

Şekil 3.30. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=270°'deki akım fonksiyonu grafikleri 79

Şekil 3.31. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=270°'deki eş sıcaklık eğrileri 80

Şekil 3.32. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=315°'deki akım fonksiyonu grafikleri 81

Şekil 3.33. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=315°'deki eş sıcaklık eğrileri 82

Şekil 3.34. Engel kullanılmayan durumda, farklı eğim açıları ve Rayleigh sayılarında ortalama Nusselt sayısını değişimi 83

Şekil 3.35. Farklı eğim açıları ve Rayleigh sayılarında, engel parametrelerinin ortalama Nusselt sayısına etkisi 84

TABLOLAR DİZİNİ

Sayfa No

Tablo 2.1. Farklı çözüm şemaları için $A(|Pe|)$ fonksiyonu ……..30

Tablo3.1. Bazı engel parametreleri ve Rayleigh sayılarında ortalama Nusselt sayıları ……... 59

Tablo3.2. w^*=0.075'de, farklı engel yükseklikleri, ısı iletim katsayısı oranları, eğim açıları ve Rayleigh sayılarında ortalama Nusselt sayısı değerleri …… 87

Tablo3.3. Farklı eğim açıları ve Rayleigh sayılarında, engel parametrelerine bağlı olarak ısı transferinde meydana gelen net düşüş ……... 89

SEMBOLLER ve KISALTMALAR DİZİNİ

a : Hız bileşenlerinin katsayıları

A : Akışa dik yüzey alanı

b : Ayrıklaştırılmış denklemdeki sabit terim

D : Yayınım iletkenlik katsayısı

e : Doğu yönündeki kontrol hacmi yüzeyi

E : Doğu yönündeki komşu düğüm noktası

F : Kontrol hacmi yüzeyi boyunca kütlesel debi

g : Yerçekimi ivmesi

Gr : Grashof sayısı

H : Kapalı ortamın yüksekliği

h^* : Boyutsuz engel yüksekliği

J : Toplam akı değeri

k_f : Akışkanın ısı iletim katsayısı

k_r : Engel ile havanın ısı iletim katsayısı oranı

k_s : Engelin ısı iletim katsayısı

L : Kapalı ortamın genişliği

l^* : Boyutsuz engel uzunluğu

n : Kuzey yönündeki kontrol hacmi yüzeyi

N : Kuzey yönündeki komşu düğüm noktası

Nu : Nusselt sayısı

Nu_L : Ortalama Nusselt sayısı

Nu_x : Yerel Nusselt sayısı

o : Bir önceki zaman adımında değişkenlerin aldığı değerler

p : Basınç

P : Boyutsuz basınç, Kontrol hacmi merkezindeki düğüm noktası

Pe : Peclet sayısı

Pr : Prandtl sayısı

Ra : Rayleigh sayısı

s : Güney yönündeki kontrol hacmi yüzeyi

S : Güney yönündeki komşu düğüm noktası, Kaynak terim

t : Zaman

T : Sıcaklık

T_h : Yüksek sıcaklıktaki yüzeyin sıcaklığı

T_c : Düşük sıcaklıktaki yüzeyin sıcaklığı

T_0 : Referans sıcaklığı

u : x doğrultusundaki hız bileşeni

U : X doğrultusundaki boyutsuz hız bileşeni

v : y doğrultusundaki boyutsuz hız bileşeni

V : Y doğrultusundaki boyutsuz hız bileşeni

x : yatay koordinat

X : Boyutsuz yatay koordinat

w : Batı yönündeki kontrol hacmi yüzeyi

W : Batı yönündeki komşu düğüm noktası

y : Düşey koordinat

Y : Boyutsuz düşey koordinat

α : Isıl yayınım katsayısı

β : Isıl genleşme katsayısı

δx : x doğrultusundaki iki komşu düğüm noktası arasındaki uzaklık

δy : y doğrultusundaki iki komşu düğüm noktası arasındaki uzaklık

Δx : x doğrultusundaki kontrol hacmi genişliği

Δy : y doğrultusundaki kontrol hacmi genişliği

φ : Üçgen kapalı ortamın yatay eksenle yaptığı eğim açısı

ϕ : Bağımlı değişken

ψ : Akım fonksiyonu

υ : Kinematik viskozite

ρ : Akışkanın yoğunluğu

θ : Boyutsuz sıcaklık

Γ : Difüzyon katsayısı

1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Isı transferi iki sistem arasında ya da bir sistem ile çevresi arasında sıcaklık farkları nedeniyle meydana gelen, enerjinin aktarım şeklidir. Isı transferi ile yaşamın her alanında karşılaşılmakta olup ısı transfer mekanizmalarının doğru bir şekilde analiz edilmesi mühendislik problemleri açısından büyük önem taşımaktadır. Isı transferi üç farklı şekilde gerçekleşmektedir. Bunlar iletim, taşınım ve ışınımla ısı transferidir. İletimle ısı transferi moleküllerin doğrudan teması ile gerçekleşir ve yüksek enerjili molekülden düşük enerjili moleküle enerjinin aktarılması ile meydana gelir. İletimle ısı transferi katı, sıvı ve gazlarda meydana gelebilir. Taşınımla ısı transferi katı bir yüzey ile ona temas halinde bulunan bir akışkan arasında gerçekleşir ve taşınımla ısı transferinde aktarılan enerjinin miktarı akışkan hızlarına bağlıdır. Işınımla ısı transferinde enerji elektromanyetik dalgalar vasıtasıyla aktarılır. İletim ve taşınımla ısı transferinde maddesel ortama gereksinim var iken ışınımla ısı transferinde maddesel ortamın varlığına ihtiyaç yoktur. Işınımla ısı transferi boşlukta da gerçekleşebilir.

Taşınımla ısı transferi iki farklı şekilde gerçekleşir. Eğer akışkan, yüzeyin üzerinden fan, pompa veya rüzgar vasıtasıyla akmaya zorlanıyorsa, taşınıma zorlanmış taşınım denir. Aksine, eğer akışkan hareketi , akışkan içerisinde sıcaklık değişiminin ortaya çıkardığı yoğunluk farklarının doğurduğu, kaldırma kuvveti sebebiyle oluşuyorsa, taşınıma doğal (veya serbest) taşınım denir (Çengel, 2011). Zorlanmış taşınımla ısı transferinde genel olarak ek bir enerji ihtiyacı meydana gelirken, doğal taşınımla ısı transferi, sıcaklık farklarından kaynaklanan yoğunluk farkları nedeniyle gerçekleştiğinden ilave bir enerjiye ihtiyaç duyulmaz.

Doğal taşınımla ısı transferiyle birçok mühendislik uygulamasında karşılaşılmakta olup bu konunun daha iyi anlaşılması tasarımcılar açısından büyük önem taşımaktadır. Doğal taşınımla ısı transferi, elektronik elemanların soğutulması, yaşam alanlarında ısıl konforun sağlanması, enerji etkin bina tasarım uygulamaları, ısı değiştiricileri, güneş enerjisi uygulamaları, nükleer reaktörlerin soğutulması gibi birçok konuda etkin olarak uygulama alanı bulmaktadır. Bunun dışında, son yıllarda mevcut doğal kaynakların

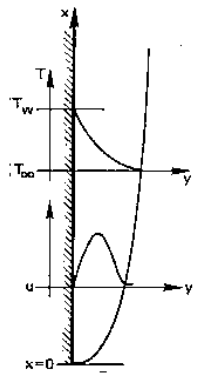
azalması ve enerji etkin tasarım parametrelerinin önem kazanmasıyla birlikte, doğal taşınımla gerçekleşen ısı transferinin önemi bir kat daha artmıştır.

1.2. Doğal Taşınımla Isı Transferi

Doğal taşınımla ısı transferi sıcaklık ve yoğunluk farklarına bağlı olarak kaldırma kuvveti etkisinde gerçekleşirken, zorlanmış taşınım pompa, fan gibi dış etkiler vasıtasıyla gerçekleşir. Dolayısıyla zorlanmış taşınımda akış hızları yüksek iken, doğal taşınımda akış hızları zorlanmış taşınımla karşılaştırıldığında oldukça düşüktür.

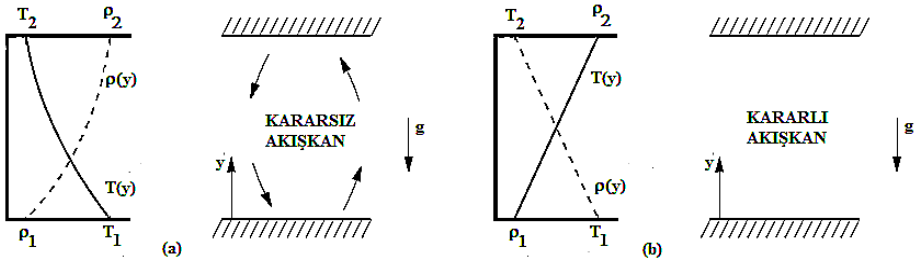
Kaldırma, akışkan içindeki yoğunluk gradyanı ile, yoğunlukla orantılı bir gövde kuvvetinin birlikte olmalarının sonucu doğar. Gövde kuvveti genellikle yerçekimi kuvvetidir, ancak dönen bir turbo makinede merkezkaç kuvveti veya atmosfer ve okyanusla ilgili dönel hareketlerde Coriolis kuvveti olarak ortaya çıkabilir (Incropera ve DeWitt, 2007).

Şekil 1.1'de düşey levha üzerinde doğal taşınımla ısı transferinde, laminer hız sınır tabaka ve ısıl sınır tabaka oluşumu gösterilmektedir. Düşey levhanın sıcaklığı levhanın etrafındaki akışkanın sıcaklığından daha yüksek ise, levhaya yakın konumda bulunan akışkanın ısınmasına bağlı olarak yoğunluğu azalacak ve kaldırma kuvvetinin etkisiyle yükselecektir. Daha soğuk olan çevre akışkan ise ısınarak yükselen havanın yerini alacak ve sirkülasyon meydana gelecektir. Eğer düşey levhanın sıcaklığı çevre akışkanın sıcaklığından daha düşük ise levhaya yakın olan akışkanın soğumasıyla birlikte yoğunluğu artacak ve aşağıya doğru hareket edecektir.



Şekil 1.1. Düşey levha üzerinde hız ve ısıl sınır tabaka oluşumu (Lienhard IV ve Lienhard V, 2001).

Doğal taşınımla ısı transferinde sınır tabaka oluşumu incelendiğinde zorlanmış taşınımdan farklı bir durum gözlemlenmektedir. Sıcak düşey yüzey üzerinden başlayarak akışkanın sıcaklığı düşmekte ve ısıl sınır tabaka üzerinde akışkan sıcaklığı çevre akışkanın sıcaklığına eşit olmaktadır. Sıcaklık farkına bağlı olarak meydana gelen yoğunluk farklarının yüksek olduğu sınır tabaka içerisinde düşey yüzey üzerinde sürtünmeden dolayı akışkan hızı sıfır olmakta, düşey yüzey üzerinden belli bir mesafe uzaklıkta hız en yüksek değerine erişmekte ve sınır tabaka üzerinde ise hız en düşük değerini almaktadır.



Şekil1.2. Farklı sıcaklıklara sahip iki plaka arasında akışkanın durumu

Şekil1.2'de yüzey sıcaklıkları birbirinden farklı olan iki yatay levha arasındaki akışkan görülmektedir. Şekil 1.2.a'da alt levhanın sıcaklığı üsttekinden yüksektir ve bunun sonucunda alt yüzeye yakın bölgelerde akışkanın sıcaklığı artmakta, akışkanın genleşmesinden dolayı yoğunluğu azalmaktadır. Böyle bir durumda akışkanın yoğunluğu yerçekimi yönünde azalmakta ve iki levha arasında kararsız akışkan dolaşımı başlamaktadır. Şekil 1.2.b'de ise, üstteki levhanın sıcaklığı alttakinden daha yüksektir ve üst bölümde akışkan yoğunluğu plakanın daha yüksek sıcaklıkta olmasından dolayı düşüktür. Böyle bir durumda akışkan yoğunluğu yerçekiminin tersi yönde azalmakta olduğundan akışkan dolaşımı görülmemektedir (kararlı durum).

1.3.Literatür Araştırması

Doğal taşınımla gerçekleşen ısı transferi, günlük hayattaki geniş uygulama alanına bağlı olarak birçok araştırmacı tarafından incelenmektedir. Bu çalışmalar daha çok kare, dikdörtgen, üçgen, trapez ve silindirik geometriler üzerine yoğunlaşmakta olup literatürde daha kompleks geometriler üzerine yapılan çalışmalar mevcuttur. Doğal taşınımla ısı transferi üzerine yapılmış analitik, sayısal ve deneysel birçok çalışma mevcut olup bu çalışmalar aşağıda literatür özetinde sunulmakta ve literatürdeki üçgen kapalı ortamlar için yürütülen çalışmalar üzerinde durulmaktadır.

1.3.1. Kare ve Dikdörtgen Kapalı Ortamlardaki Doğal Taşınım

İlk olarak Davis ve Jones (1983) kare şeklindeki kapalı ortamda değişik Rayleigh sayıları için yapılan çözümlerde elde edilen sonuçları karşılaştırmışlardır.

Sonrasında Davis (1983) kare kapalı ortamda doğal taşınımla ısı transferini, sonlu fark yöntemini kullanarak, $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ Rayleigh sayısı aralığında incelemiştir.

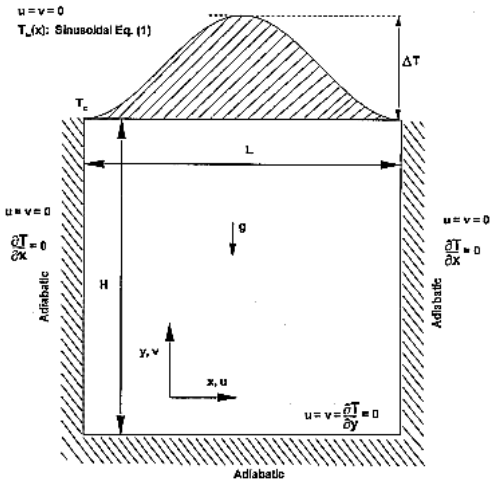
Aydın vd. (1999) farklı boy-en oranlarına sahip dikdörtgen kapalı ortamda doğal taşınımla ısı transferini Rayleigh sayısının 10^3 ile 10^7 aralığında sayısal olarak incelemişlerdir, özellikle yeterince uzun kapalı ortamlarda Rayleigh sayısının ısı transferine olan etkisinin belirgin bir şekilde arttığını belirlemişlerdir.

Aydın (1999), kare şeklindeki kapalı ortamda Prandtl sayısının 0.71 ile 7.1, Rayleigh sayısının ise 10^3 ile 10^7 aralığında değerler aldığı doğal taşınım problemini zamana bağlı olarak analiz etmiştir. Yürütülen çalışmada sol yüzey sıcak, üst yüzey soğuk ve geri kalan yüzeyler ise yalıtılmıştır. Yazar sonuç olarak, artan Prandtl ve Rayleigh sayısıyla birlikte, akım ve sıcaklık alanlarında daha karmaşık yapıların meydana geldiğini belirlemiştir.

Leal vd. (2000), farklı şekilde ısıtılmış olan kare kapalı ortamda doğal taşınım problemini integral dönüşüm yöntemiyle incelemişlerdir. Çalışmada kullanılan akışkanın Prandtl sayısı 0.71 olup değişken akışkan özelliklerine bağlı olarak elde edilen sonuçlar, sabit akışkan özellikleri kullanılarak elde edilen sonuçlarla 10^3 ile 10^5 Rayleigh sayısı aralığında karşılaştırılmıştır.

Dağtekin ve Öztop (2001), içerisinde ısıtılmış bölmeler bulunan dikdörtgensel kapalı ortamda doğal taşınımı incelemiş, bölmelerin boyunun, ısı transfer alanını arttırmasından dolayı ısı transferini arttırdığını ancak bölmelerin konumunun ısı transferi üzerinde daha etkili olduğunu belirlemişlerdir.

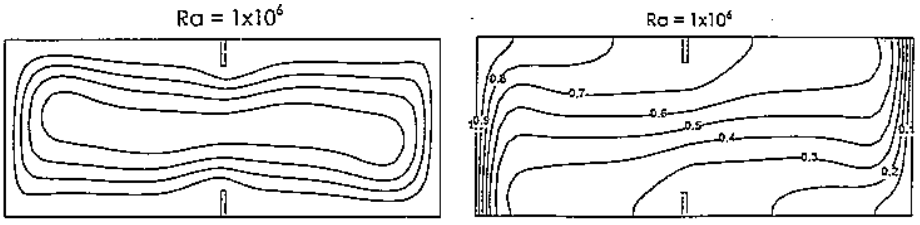
Sarris vd. (2002), Şekil 1.3'de tanımlanan üst yüzeyi sinusoidal sıcaklık dağılımına sahip dikdörtgen kapalı ortam içerisindeki ısı transferini 10^2 ile 10^8 Rayleigh sayısı aralığında incelemiş, Rayleigh sayısındaki artışa bağlı olarak sirkülasyon hücrelerinin merkezlerinin yükseldiğini ve ısıl sınır tabakanın üst yüzeye yakın bölgelerde oluştuğunu ve yerel Nusselt sayılarının maksimum ve minimum değerlerinde artış olduğunu gözlemlemişlerdir.



Şekil 1.3. Problem geometrisi ve sınır koşulları (Sarris vd., 2002).

Das vd. (2002), düşey yüzeylerinden simetrik olarak sabit ısı akısıyla ısıtılmakta olan dikdörtgen kapalı ortamda doğal taşınımla ısı transferi problemini sürekli rejim ve zamana bağlı koşullarda deneysel ve sayısal olarak çalışmışlar ve sonuçların farklı şekilde ısıtılan kapalı ortamlardan oldukça farklı olduğunu gözlemlemişlerdir.

Bilgen (2002), Şekil 1.4'te gösterilen bölümlendirilmiş dikdörtgen kapalı ortamda doğal taşınımla ısı transferini sayısal olarak laminer ve türbülanslı koşullarda incelemiş, akımın $Ra=10^8$'e kadar laminer sonrasında ise türbülanslı olduğunu belirlemiştir. Araştırmacı bir yerine iki bölme kullanılarak, kapalı ortamın düşey yüzey uzunluğu ve yatay yüzey uzunluğunun oranı şeklinde tanımlanan yükseklik-uzunluk oranını küçültülerek ve bölmenin sıcak duvara olan uzaklığının arttırılmasıyla ısı transferinin azaldığını belirlemiştir.



Şekil 1.4. $Ra=10^6$ için akım fonksiyonu grafikleri ve eş sıcaklık eğrileri (Bilgen, 2002).

İçerisinde hava bulunan dikdörtgen kapalı ortam içerisinde doğal taşınımla ısı transferi farklı sınır koşulları, farklı yükseklik-uzunluk oranları (0.66-0.8) ve 10^3 ile 10^6 Rayleigh sayısı aralığında Corcione (2003) tarafından analiz etmiştir.

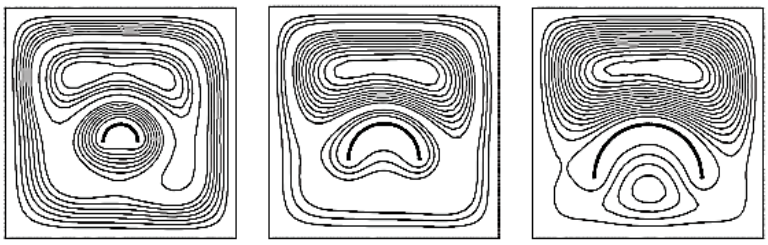
Shi ve Khodadadi (2003), kare kapalı ortam içerisinde düşey duvar üzerinde konumlandırılan engelin uzunluk ve pozisyon parametrelerinin doğal taşınımla ısı transferi üzerine etkilerini incelemişler ve sıcak düşey duvar üzerindeki iletken engelin saat yönünde dönmekte olan sirkülasyon hücrelerini engellediğini ve transfer edilen ısı miktarını düşürdüğünü belirlemişlerdir.

Da Silva vd. (2004) ayrık ısı kaynaklarının doğal taşınımla soğutulmasında ısı kaynaklarının optimum pozisyonlarının belirlenmesi için bir çalışma gerçekleştirmişlerdir.

Roy ve Basak (2005), kapalı kare ortamda Prandtl sayısının 0.2 ile 100 ve Rayleigh sayısının 10^3 ile 10^6 aralığında doğal taşınımla ısı transferini uniform ve uniform olmayan ısıtmaya bağlı olarak sonlu eleman yöntemiyle incelemişlerdir.

Kare kapalı ortam içerisine yerleştirilen, kapalı ortamı ikiye bölen, yatay, düşey ve eğimli engellerin doğal taşınıma etkileri, Şahin ve Arıcı (2005) tarafından incelenmiştir. Yazarlar bölmelerin ısı transferini önemli ölçüde etkilediğini, ısıl direncin en fazla olduğu durumun ise düşey engelde olduğunu belirlemişlerdir.

Şekil 1.5'te gösterilen kare kapalı ortam içerisinde yay şeklindeki adyabatik engelin ısı transferi üzerine etkileri, düşey duvarların farklı sıcaklıkta ve yatay duvarların yalıtılmış olması durumu için Tasnim ve Collins (2005) tarafından sayısal olarak incelenmiş, akım ve sıcaklık alanlarının engelin biçim ve boyuna bağlı olarak farklılık gösterdiği belirlenmiştir.



Şekil1.5. Ra=10^4 için akım fonksiyonu grafikleri (Tasnim ve Collins, 2005).

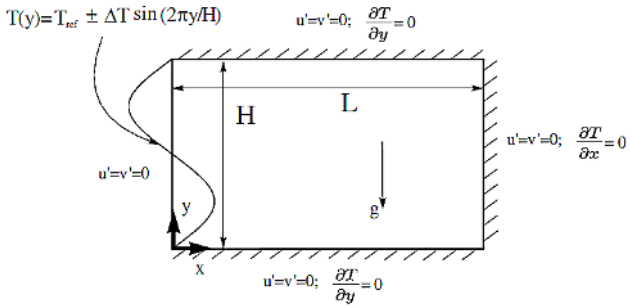
Dalal ve Das (2006), kare kapalı ortamda tabandan ısıtılan ve diğer yüzeylerinden soğutulan dikdörtgensel kapalı ortamda doğal taşınımı 10^0 ile 10^6 Rayleigh sayısı, 0.5 ile 2 yükseklik-uzunluk oranı aralığında incelemişler ve 10^3 Rayleigh sayısına kadar iletimin baskın olduğunu, sonrasında ise kapalı ortam içerisinde akış hızlarının artmasından dolayı taşınımın etkin ısı transfer mekanizması haline geldiğini belirlemişlerdir.

Basak vd. (2006), tabandan uniform veya uniform olmayan şekilde ısıtılan kapalı kare ortamda doğal taşınım problemini farklı Prandtl ve Rayleigh sayılarında sayısal olarak incelemişler ve uniform olmayan ısıtma durumunda daha düşük miktarda ısı transferinin gerçekleştiğini belirlemişlerdir.

Cheikh vd. (2007), yatay yüzeyleri adyabatik, sağ yüzeyi izotermal sıcaklık koşuluna sahip, sol yüzeyi zamana bağlı değişen sinusoidal sıcaklık koşuluna sahip dikdörtgen kapalı ortamda doğal taşınımı farklı Rayleigh sayıları ve yükseklik-uzunluk oranlarında incelerken, yükseklik-uzunluk oranı 1 ile 2 arasında ısı transferinin en yüksek miktarda gerçekleştiğini belirlemişlerdir.

Tabanından sabit ısı akısı ile ısıtılırken üst yüzeyinden soğutulan kare geometri içerisinde doğal taşınımla ısı transferi, ısı kaynağının uzunluğuna bağlı olarak Cheikh vd. (2007) tarafından incelenmiştir.

Bilgen ve Yedder (2007), Şekil 1.6'daki gibi tanımlanan, sol duvarı sinusoidal sıcaklık profiline sahip, diğer duvarları yalıtılmış dikdörtgen kapalı ortamda, iki farklı duvar sıcaklık profilinde (alt bölüm sıcak-üst bölüm soğuk, alt bölüm soğuk-üst bölüm sıcak) doğal taşınımı analiz etmişler, yüksek Rayleigh sayılarında ısının nüfuz etme oranının alt bölümün sıcak olduğu durumda %100 , alt bölümün soğuk olduğu durumda ise %70 olduğunu belirlemişlerdir.

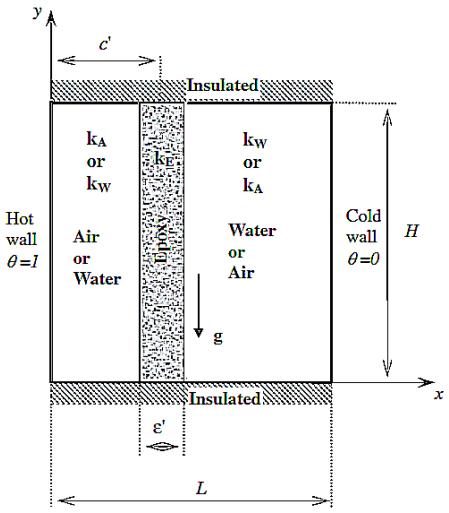


Şekil 1.6. Problem geometrisi ve sınır koşulları (Bilgen ve Yedder, 2007).

Şahin (2008), gün içerisinde değişen sıcaklığa bağlı olarak, belirlenen sıcaklık profilinin doğal taşınımla ısı transferi üzerine etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Araştırmacı, yaz sınır koşullarında değişken sıcaklık profiline sahip duvardan ısı kaybının düşük olduğunu, kış sınır koşullarında ise aynı duvarda kuvvetli akımlara bağlı olarak yüksek sıcaklık gradyanlarının meydana geldiğini belirlemiştir.

Altaç ve Konrat (2009), içerisine izotermal plaka yerleştirilen, üç duvarı adyabatik ve düşey duvarı soğuk izotermal sıcaklık koşuluna sahip dikdörtgen kapalı ortamda doğal taşınımla ısı transferini farklı yükseklik-uzunluk oranları, plaka uzunluğu ve konumuna bağlı olarak incelemişlerdir. Araştırmacılar sonuç olarak, plaka uzunluğuyla birlikte ısı transferinde %25'e varan artış gözlemlemişler ve soğutma problemlerinde kullanılabilecek bir korelasyon geliştirmişlerdir.

Epoksi ile bölümlendirilmiş, bir bölümünde hava, diğer bölümünde su bulunan dikdörtgen kapalı ortamda, geçirgen olmayan epoksi bölmenin kalınlığı ve pozisyonunun doğal taşınım üzerine etkileri 10^3 ile 10^6 Grashof sayısı aralığında Öztop vd. (2009) tarafından incelenmiştir. Araştırmacılar Şekil 1.7'de görülen geometride sol bölmenin hava ile dolu olması halinde daha yüksek ısı transferi gözlemlendiğini ve bu durumda engel pozisyonundaki artışla ısı transferinin yükseldiğini belirlemişlerdir.



Şekil 1.7. Problem geometrisi ve sınır koşulları (Öztop vd., 2009).

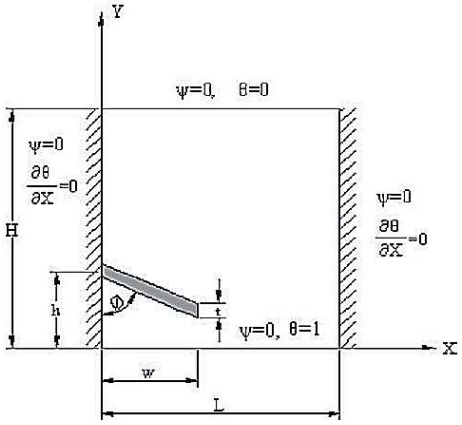
İlis vd. (2011), tavanına düşey bir engel yerleştirilmiş, düşey kenarlarından farklı şekilde ısıtılan kare şeklindeki kapalı ortam içerisinde doğal taşınımla ısı transferini engelin dokuz farklı konumu ve iki farklı engel boyu için 10^3 ile 10^6 Rayleigh sayısı aralığında analiz etmişler ve engelin ısı transferini azaltmada önemli bir faktör olduğunu, fakat etkinliğinin konum ve boyuna bağlı olarak değiştiğini gözlemlemişlerdir.

Sabit sıcaklıkta tutulan düşey duvarına engel yerleştirilen, diğer düşey duvarı değişken sıcaklık profiline sahip, yatay duvarları ise yalıtılmış kare şeklindeki kapalı ortamda kullanılan engelin doğal taşınıma etkileri, Şahin ve Arıcı (2011) tarafından

incelenmiştir. Araştırmacılar çalışmanın sonucunda engelin konfigrasyonuna bağlı olarak ısı transferinde %7-23 oranlarında bir düşüş belirlemişlerdir.

İçerisinde hava dolu daire şeklindeki bir tüp bulunan, düşey kenarlarından farklı şekilde ısıtılan kare geometriye sahip kapalı ortamda birleşik doğal taşınım problemi, tüp ve havanın farklı ısı iletim katsayısı oranlarında, farklı pozisyonlarında, Rayleigh sayısının 10^4 ile 10^5 aralığı için Oztop vd. (2011) tarafından incelenmiştir. Yazarlar ısı iletim katsayısı oranının akım alanı üzerinde fazla bir etkisinin bulunmadığını, en yüksek ısı transferinin ise tüpün kapalı ortamın ortasında bulunduğu durumda gerçekleştiğini belirlemişlerdir.

Şematik gösterimi Şekil 1.8'de verilen, düşey yalıtılmış duvarına yatayla belirli bir eğim açısına sahip engel yerleştirilen kare şeklindeki kapalı ortamda engelin yatayla yaptığı açının sıcaklık dağılımı, akım alanı ve ısı transferi üzerine etkileri Varol vd. (2012) tarafından incelenmiş olup eğimli engelin ısı transferi ve akış üzerinde bir kontrol parametresi olduğu araştırmacılar tarafından belirlenmiştir.

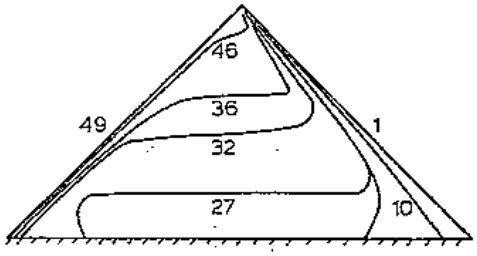


Şekil 1.8. Problem geometrisi ve sınır koşulları (Varol vd., 2012).

1.3.2. Üçgen ve Trapez Kapalı Ortamlardaki Doğal Taşınım

İlk olarak Flack ve Witt (1979), Şekil 1.9'da Grashof sayısının $5.6x10^6$ değerinde eş sıcaklık eğrileri gösterilen ikizkenar üçgen şeklindeki kapalı ortam ve ısıtılmış düşey plaka üzerinde doğal taşınımı laminer akım koşullarında incelemişlerdir.

Sonrasında Flack (1979), yükseklik-uzunluk oranı 0.29 ile 0.87 arasında farklı değerler alan ikizkenar üçgen geometriye sahip kapalı ortamda doğal taşınımla ısı transferini $2.9x10^6$ ile $9.0x10^6$ Rayleigh sayısı aralığında deneysel olarak incelemiştir.



Şekil 1.9. Gr=$5.6x10^6$ için eş sıcaklık eğrileri (Flack vd., 1979).

Tabanından ısıtılırken eğimli yüzeylerinden simetrik olarak soğutulan, ikizkenar üçgen geometriye sahip kapalı ortamda farklı yükseklik-uzunluk oranları için doğal taşınımla ısı transferi, $3.5x10^3$ ile 10^6 Grashof sayıları arasında Flack (1980) tarafından, incelenmiş olup çatı aralarında gerçekleşen ısı transferi deneysel olarak modellenmiştir.

Dik üçgen geometriye sahip kapalı ortamda doğal taşınım problemi Akinsete ve Coleman (1982) tarafından, 0.0625 ile 1.0 yükseklik-uzunluk oranları arasında, 800 ile 64000 Grashof sayısı aralığında incelenmiştir.

Poulikakos ve Bejan (1983), dik üçgen şeklindeki çatı geometrisi içerisinde akışkan dinamiğini yükseklik-uzunluk oranlarının 0.2, 0.4 ve 1.0 olduğu durumlarda, tabandan ısıtma, eğimli duvardan soğutma ve düşey duvarın yalıtılmış olması durumunda teorik ve sayısal olarak incelemişlerdir.

30°,45° ve 60° eğim açısına sahip üçgen kapalı ortamlarda doğal taşınımla ısı transferi Flack vd. (1995) tarafından, lazer hız ölçer kullanılarak deneysel, sonlu eleman yöntemiyle sayısal olarak $1.89x10^6$ ile $10.3x10^6$ Grashof sayısı aralığında incelenmiştir.

Salmun (1995), dik üçgen geometride doğal taşınımla ısı transferini, üçgenin 0.1 ile 1 arasındaki yükseklik-uzunluk oranlarında, Grashof sayısının10^2 ile 10^5 değerleri arasında sayısal olarak analiz etmiş, Grashof sayısının $3x10^3$ değerinde akımda ayrılmalar meydana geldiğini ve çok hücreli yapının ortaya çıktığını belirlemiştir.

Tabanına iletken engel yerleştirilmiş, düşey yüzeylerinden biri yalıtılmış, diğerleri sabit sıcaklık sınır koşuluna sahip trapez şeklindeki geometri içerisinde, kış ve yaz sınır

koşulları için engelin pozisyonu ve yüksekliğinin ısı transferi üzerine etkileri Moukalled ve Acharya (1997), tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Araştırmacılar bütün sınır koşullarında engel kullanımıyla birlikte ısı transferinin düştüğünü belirlemiş, fakat tabandan soğutulan koşullarda engelin boyunun arttırılarak sıcak duvara yakın şekilde konumlandırılması gerektiğini gözlemlemişlerdir.

Asan ve Namlı (2000), doğal taşınım problemini, yaz sınır koşullarında, dik üçgen geometriye sahip çatı içerisinde 0.25 ile 1 arasındaki yükseklik-uzunluk oranlarında, Rayleigh sayısının 10^3 ile 10^6 değerleri arasında sayısal olarak analiz etmişler, yaz sınır koşullarında üçgenin boy-en oranının ısı transferi üzerine etkisinin Rayleigh sayısından daha fazla olduğunu belirlemişlerdir.

Şekil 1.10. Üçgen kapalı ortamda $Gr=10^4$ ve boy-en oranı 0.5 iken görüntülenmiş akım yapısı (Holtzman vd., 2000).

Holtzman vd. (2000), tabanından ısıtılan ve üst kenarlarından soğutulan, ikizkenar üçgen şeklindeki kapalı ortamda doğal taşınım problemini, 0.2 ile 1 arasındaki yükseklik-uzunluk oranlarında ve 10^3 ile 10^5 Grashof sayısı aralığında deneysel ve sayısal olarak çalışmışlardır. Yazarlar, yaptıkları çalışmada kritik Grashof sayısının üzerinde Şekil 1.10'da görülen asimetrik hücre oluşumunu gözlemlemişlerdir. Yazarlar ayrıca simetrik akım kabulüyle yapılan çalışmalarla karşılaştırıldığında yerel Nusselt sayılarında büyük farklılık görüldüğünü belirtirken ortalama Nusselt sayılarında ise bu farkın %5'i geçmediğini belirlemişlerdir.

Moukalled ve Acharya (2000), kış ve yaz sınır koşullarında bir yaşam alanı ya da bir çatıyı temsil eden, eğimli üst yüzeyine engel yerleştirilmiş trapez şeklindeki kapalı ortamda doğal taşınımla ısı transferi üzerine engel karakteristiklerinin etkisini incelemişler, engel varlığının her iki sınır koşulunda da ısı transferini düşürdüğünü, yaz sınır koşullarında engelin sıcak duvara yaklaştırılması ve kış sınır koşullarında simetri eksenine yaklaştırılmasıyla engel etkinliğinin arttığını ve engel boyunun artmasıyla bu durumun belirgin hale geldiğini gözlemlemişlerdir.

Dik üçgen şeklindeki çatı geometrisi içerisinde doğal taşınımla ısı transferi Asan ve Namlı (2000) tarafından, kış sınır koşullarında, 0.25 ile 1 arasındaki boy-en oranlarında ve Rayleigh sayısının 10^3 ile 10^6 değerleri arasında sayısal olarak incelenmiştir. Araştırmacılar Rayleigh sayısı ve yükseklik-uzunluk oranındaki değişime bağlı olarak sıcaklık ve akım yapısında büyük değişiklik gözlemlemişlerdir.

Haese ve Teubner (2002), çatı içerisinde ısı transferini ve pratik bir çözüm olarak kullanılan fanların etkilerini sayısal olarak, gerçek bir çatı geometrisi ve akımı tanımlayan gerçek Grashof sayılarında sayısal olarak analiz etmişlerdir.

Moukalled ve Darwish (2003), taban ve eğimli yüzeyinden yalıtılmış ve düşey kenarlarından farklı şekilde ısıtılmakta olan trapez şeklindeki kapalı ortamda engelin ısı transferi üzerine etkilerini incelemişler, engel yüksekliğindeki ve Prandtl sayısındaki artışa bağlı olarak ısı transferinde düşüş gözlemlemişlerdir.

Ridouane vd. (2005), ikizkenar üçgen şeklindeki kapalı ortamda yaz ve kış sınır koşulları için doğal taşınımla ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Yazarlar üst duvarlardan ısıtma durumunda akışkanın neredeyse hareketsiz olduğunu ve iletimin etkin olduğunu belirlemişler, tabandan ısıtmada ise Grashof sayısındaki artışa bağlı olarak asimetrik yapının meydana geldiğini ve kapalı ortamın sol bölümünde küçük bir hücrenin oluştuğunu gözlemlemişlerdir.

Tzeng vd. (2005), dik üçgen geometrideki doğal taşınım problemini "numerical simulation-aided parametric analysis (N.S.A.P.A.)" adını verdikleri sayısal bir metod kullanarak incelemiş ve sonuçları literatürdeki diğer sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Araştırmacılar elde edilen sonuçlar neticesinde N.S.A.P.A. yönteminin doğal taşınım problemleri için kullanılabilir olduğunu belirlemişlerdir.

Farklı yüzey alanlarına sahip beşik çatıda doğal taşınım Varol vd. (2006) tarafından 10^3 ile 10^7 Rayleigh sayısı aralığında sayısal olarak incelenmiş olup, beşik çatı içerisinde gerçekleşen ısı transferi ile karşılaştırıldığında farklı yüzey alanlarına sahip beşik çatıda ısı transferinin daha yüksek olduğunu belirlemişlerdir.

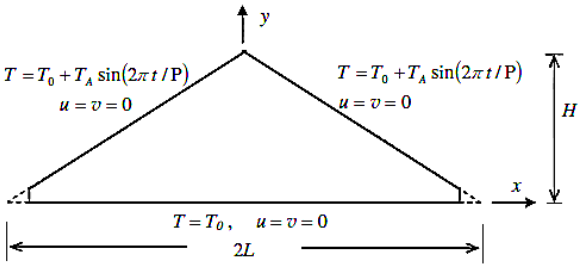
Düşey yüzeyinden bölgesel olarak ısıtılmakta olan üçgen kapalı ortam içerisinde doğal taşınımla ısı transferi Varol vd. (2006) tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Sonuç

olarak Rayleigh sayısı, kapalı ortamın şekli ve özellikle ısıtıcı pozisyonunun ısı transferi üzerinde önemli etkisinin olduğu araştırmacılar tarafından belirlenmiştir.

Ridouane vd. (2006), ikizkenar üçgen kapalı ortamda türbülanslı doğal taşınımla ısı transferini sayısal olarak modellemiş olup, türbülans modellemesinde k-ε türbülans modelini kullanmışlardır.

Eğimli yüzeylerine adyabatik engeller yerleştirilen çatı geometrisi içerisinde doğal taşınımla ısı transferi üzerine kullanılan engellerin etkileri Ridouane ve Campo (2007) tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Araştırmacılar, engellerin kullanımına bağlı olarak ısı kaybında %19-23 arasında azalma sağlamışlardır.

Saha vd. (2007), Şekil 1.11'de gösterilen çatı geometrisinin yükseklik-uzunluk oranının (0.2-0.5-1.0), doğal taşınıma etkisini günlük sıcaklık değişimlerini dikkate alan zamana bağlı koşullarda, 1.33×10^6 Grashof sayısında sayısal olarak incelemişlerdir. Yazarlar, gündüz koşullarında taşınım zayıfken, gece koşullarında taşınımın daha kuvvetli gerçekleştiğini belirlemişlerdir.



Şekil 1.11. Problem geometrisi ve sınır koşulları (Saha vd. 2007).

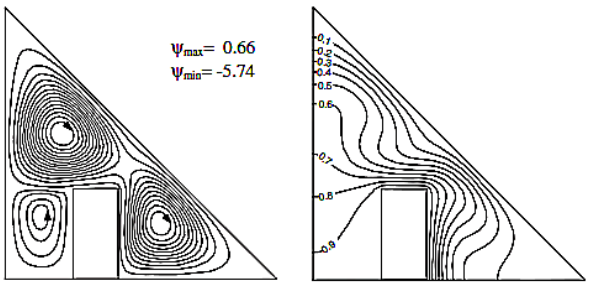
Basak vd. (2007), dik üçgen kapalı ortamda doğal taşınımı farklı ısıtma koşullarında, 10^3 ile 10^5 Rayleigh sayısı aralığında incelemiş olup, düşük Rayleigh sayılarında ısı transferinin tamamen iletim ile gerçekleştiğini, Rayleigh sayısındaki artışla ise bu durumun taşınıma döndüğünü belirlemişlerdir.

Beşik çatıda, saçak olup olmamasına bağlı olarak doğal taşınım Öztop vd. (2007) tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Yaz sınır koşullarında, saçak boyunun ısı transferi üzerine etkisinin incelendiği çalışmada, saçak boyunun düşmesiyle ısı transferinin arttığı, saçağın olmadığı durumda en fazla ısı transferinin gerçekleştiği ve yükseklik-uzunluk oranının ısı transferi üzerinde önemli etkisi bulunduğu yazarlar tarafından belirtilmiştir.

Farklı yükseklik-uzunluk oranlarına sahip dik üçgen ve çeyrek daire şeklindeki kapalı ortamlarda doğal taşınım, Kent vd. (2007) tarafından sayısal olarak incelenmiş ve Rayleigh sayısının bütün yükseklik-uzunluk oranları için ısı transferi üzerinde güçlü bir etkisinin olduğu belirlenmiştir.

Varol vd. (2007), mansart çatı içerisinde doğal taşınımı sayısal olarak incelemişlerdir. Yazarlar kış sınır koşullarında, ısı transferinin yaz sınır koşullarına göre daha yüksek olduğunu ve Rayleigh sayısının ısı transferi üzerinde etkin olduğunu belirlemişlerdir.

Şekil 1.12'de gösterildiği gibi tabanına belirli bir kalınlık ve yüksekliğe sahip ısıtıcı yerleştirilmiş üçgen kapalı ortamda doğal taşınım Varol vd. (2007) tarafından incelenmiştir. Araştırmacılar ısıtıcı boyu ve pozisyonunun ısı transferi üzerinde önemli etkisinin olduğunu fakat ısıtıcı kalınlığının aynı sonucu vermediğini gözlemlemişlerdir.



Şekil 1.12. Ra=10^5 için akım fonksiyonu grafikleri ve eş sıcaklık eğrileri (Varol vd., 2007).

Omri vd. (2007) tabanından sabit ısı akısı ile ısıtılmakta olan ikizkenar üçgen şeklindeki kapalı ortamda doğal taşınımı incelemişlerdir. Araştırmacılar eğim açısının ısı transferini etkilediğini, kapalı ortam içerisinde simetrik ve asimetrik akım yapısının oluştuğunu belirlemişlerdir.

Tabanından bölgesel olarak ısıtılmakta olan dik üçgen şeklindeki kapalı ortamda,akışkanın Prandtl sayısının doğal taşınıma etkisi, Koca vd. (2007) tarafından incelenmiştir. Araştırmacılar sonuç olarak ısı transferinin, ısıtıcı boyunun ve Prandtl sayısının artması ve ısıtıcının taban ile soğuk kenarın kesişim bölgesine yaklaştırılmasıyla yükseldiğini belirlemişlerdir.

Şahin (2008), çatı aralarında meydana gelen doğal taşınımla ısı transferinin ısıl konfora etkilerini yaz ve kış sınır koşullarında ayrı ayrı incelemiştir. Yazar yaz sınır

koşullarında, artan Rayleigh sayısıyla ısı transferinde önemli bir değişiklik gözlemlemezken, kış sınır koşullarında Rayleigh sayısındaki artışla ısı transferinde önemli bir artış gözlemlemiştir.

Eğimli yüzeylerinde uniform ya da uniform olmayan sıcaklık dağılımına sahip ikizkenar üçgen kapalı ortamda doğal taşınım, Basak vd. (2008) tarafından incelenmiştir. Yazarlar uniform olmayan sıcaklık dağılımı kullanıldığında yerel Nusselt sayılarının duvarların orta bölümlerinde daha yüksek olduğunu fakat, ortalama Nusselt sayısının uniform sıcaklık dağılımı kullanıldığında daha yüksek olduğunu belirlemişlerdir.

Tabanında uniform ya da uniform olmayan sıcaklık dağılımına sahip, yükseklik-uzunluk oranı 0.5 olan, ikizkenar üçgen kapalı ortamda doğal taşınım, farklı Rayleigh ve Prandtl sayıları için Roy vd. (2008) tarafından incelenmiştir.

Koca vd. (2008), kış sınır koşullarında saçak kullanımının ve farklı saçak boylarının beşik çatı içerisinde doğal taşınımla ısı transferi üzerine etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Araştırmacılar, düşük Rayleigh sayılarında yükseklik-uzunluk oranındaki artışla ısı transferinin düştüğünü, fakat yüksek Rayleigh sayılarında yükseklik-uzunluk oranındaki artışla ısı transferinin yükseldiğini ve ayrıca saçak boyunun azalmasıyla ısı transferinin arttığını gözlemlemişlerdir.

Ghassemi vd. (2008), dik üçgen kapalı ortamda türbülanslı doğal taşınımı sayısal olarak incelerken k-ε türbülans modelini kullanmışlardır. Araştırmacılar sonuç olarak ısı transferinin eğim açısı ve Grashof sayısına önemli derecede bağlı olduğunu belirlemişlerdir.

Yan duvarları yalıtılmış, diğer duvarları farklı sıcaklık koşullarına sahip, üç boyutlu üçgensel kapalı ortamda doğal taşınım, Ridouane ve Campo (2008) tarafından incelenmiştir. Yazarlar iki boyutlu çalışmalarda görüldüğü gibi düşük Rayleigh sayılarında simetrik, kritik Rayleigh sayısının üzerinde ise asimetrik akım yapısının meydana geldiğini gözlemlemişlerdir.

Lei vd. (2008), tabanından ısıtılırken eğimli kenarlarından soğutulmakta olan, içi su dolu, ikizkenar üçgen kapalı ortamda zamana bağlı doğal taşınım problemini gölge-grafik yöntemi ile deneysel, sonlu hacim yöntemiyle sayısal olarak incelemişlerdir.

Eğimli yüzeylerinden ısıtılan üçgen kapalı ortamda eğim açısının doğal taşınıma etkisi Kent (2009) tarafından incelenmiş olup, düşük eğim açısına sahip kapalı ortamda ısı transferinin daha yüksek olduğu belirlenmiştir.

Yatay yüzeyi üstte bulunan ikizkenar üçgen şeklindeki kapalı ortamda doğal taşınım problemi farklı Prandtl ve Rayleigh sayılarında Basak vd. (2009) tarafından sayısal olarak incelenmiş ve Prandtl sayısındaki artışa bağlı olarak yerel Nusselt sayısında dalgalı bir dağılım meydana geldiği gözlemlenmiştir.

İçerisine farklı konumlarda engel yerleştirilen, trapez şeklindeki kapalı ortamda doğal taşınımla ısı transferi, Arıcı ve Şahin (2009) tarafından incelenmiştir. Yazarlar kaldırma kuvvetinin tersi yönünde konumlandırılan engelin akımı zayıflattığı ve iki ayrı sıcaklık bölgesi oluşturduğunu, kaldırma kuvveti yönündeki engelin kullanımında ise akımın daha kuvvetli olduğunu ve uniform sıcaklık dağılımı meydana geldiğini belirlemişlerdir.

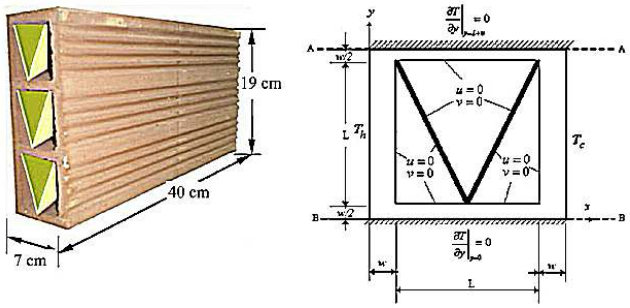
Kaluri vd. (2010), içerisinde farklı akışkanlar bulunan dik üçgen şeklindeki kapalı ortamda boy-en oranı ve sınır koşullarının doğal taşınıma etkisini Bejan'ın ısı çizgisi yöntemiyle incelemişlerdir.

İkizkenar üçgen şeklindeki çatı geometrisi içerisinde doğal taşınım, üçgenin farklı yükseklik-uzunluk oranları ve Rayleigh sayılarında Kent (2010) tarafından incelenmiştir. Yazar, düşük eğim açısına sahip çatılarda kış sınır koşullarında daha fazla ısı kaybının olduğunu belirlemiştir.

Saha vd. (2010), çatı geometrisi içerisinde zamana bağlı değişken sıcaklık profili için doğal taşınımı incelemiş olup, gündüz koşullarında akımın durgun, gece koşullarında ise süreksiz hale geldiğini belirlemişlerdir. Yazarlar ayrıca gece gerçekleşen ısı transferinin gündüzden çok daha fazla olduğunu gözlemlemişlerdir.

Küçük ve Gedikli (2010), farklı boy-en oranlarına sahip, gündüz koşullarında, yedi değişik ısı akısı sınır koşulunun dik üçgen şeklindeki çatı geometrisi içerisinde doğal taşınıma etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Araştırmacılar yükseklik-uzunluk oranı ve Rayleigh sayısının ısı transferi üzerinde büyük etkisinin olduğunu ve ısı transferinin ısı akısından sınırlı düzeyde etkilendiğini belirlemişlerdir.

Alhazmy (2010), Şekil 1.13'deki gibi, tuğla boşlukları içerisine katlanmış plaka yerleştirerek, doğal taşınımı azaltmaya çalışmıştır. Araştırmacı katlanmış plakalara bağlı olarak, tuğla boşluklarını bölümlendirmiş ve bölme sayısının artmasıyla, ısı transferine karşı olan direncin arttığını ve ısı transferinin %37-42 civarında azaltıldığını belirlemiştir.



Şekil 1.13. Problem geometrisi ve sınır koşulları (Alhazmy, 2010).

Yaşam alanı olarak modellenen trapez şeklindeki geometri içerisinde doğal taşınıma, yükseklik-uzunluk oranı, eğim açısı ve Rayleigh sayısının değişimi gibi parametrelerin etkileri, Lasfer vd. (2010) tarafından incelenmiştir.

Tabanında sabit ısı akısı sınır koşulu kullanılan, prizmatik ikizkenar üçgen şeklindeki kapalı ortamda doğal taşınımla ısı transferi, Aich vd. (2011) tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Araştırmacılar yalıtılmış düşey duvarlar ile tavan yüksekliğinin oranındaki azalma ve Rayleigh sayısındaki artış ile ısı transferinin arttığını belirlemişlerdir.

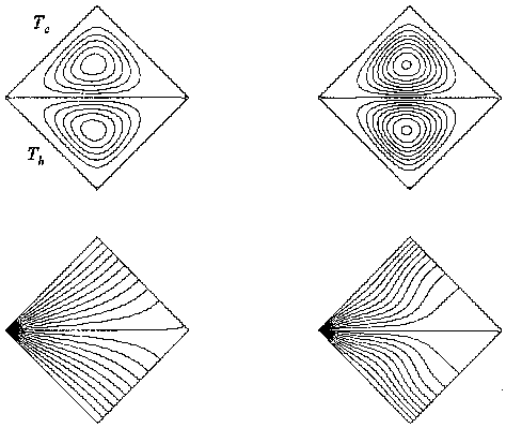
Wang vd. (2012), kış koşullarında, türbülanslı akım için havalandırmalı bir çatıda, ortam havası sıcaklığı, havalandırma boyutu ve tavan yalıtımının ısıtma yükü üzerine etkilerini sayısal olarak analiz etmişlerdir. Araştırmacılar havalandırmaya açık olan çatıda simetrik akım yapısının, havalandırmaya kapalı olan çatıda ise asimetrik akım yapısının meydana geldiğini gözlemlerken, havalandırma boyutunun artmasıyla havalandırma miktarının arttığını fakat bu durumun ısıtma yükünü etkilediğini belirlemişlerdir.

Silva vd. (2012), içerisine iki adet engel yerleştirilen trapez şeklindeki kapalı ortamda, engel yüksekliği, Rayleigh sayısı, Prandtl sayısı ve eğim açısı parametrelerinin doğal taşınımla ısı transferi üzerine etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Araştırmacılar engel yüksekliğine bağlı olarak ısı transferinin düştüğünü, Rayleigh sayısı ve eğim açısındaki artışla ısı transferinin yükseldiğini belirlemişlerdir.

1.3.3. Eğik Kapalı Ortamlardaki Doğal Taşınım

Yatayla belirli bir eğime sahip, bölümlendirilmiş, dikdörtgen şeklindeki kapalı ortamda doğal taşınım, Vasseur vd. (1994) tarafından sayısal ve analitik olarak incelenmiştir.

Şekil 1.14'de gösterilen, yatayla yaptığı eğim açısı 0° ile 360° arasında değişen, iki yüzeyi yalıtılmış, komşu yüzeyleri farklı sıcaklıkta tutulan kare kapalı ortam içerisinde kaldırma kuvveti etkisindeki akım, Aydın vd. (1999) tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Araştırmacılar 0° ile 90° arasındaki eğim açılarında akışın kararsız olduğunu belirlemişlerdir.



Şekil 1.14. Ra=10^3 ve Ra=10^4 iken akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri (Aydın vd., 1999).

Farklı boy-en oranları ve eğim açılarına sahip dikdörtgen kapalı ortamda, iç ısı kaynağının bulunup bulunmamasının doğal taşınımla ısı transferine etkileri, Rahman ve Sharif (2003) tarafından sayısal olarak incelenmiştir.

Cianfrini vd. (2005), bitişik duvarlarından ısıtılırken, diğer duvarlarından soğutulan kare şeklindeki kapalı ortamda doğal taşınımla ısı transferini eğim açısının 0° ile 360° ve Rayleigh sayısının 10^4 ile 10^6 aralığında incelemişlerdir.

Kalabin vd. (2005), eğim açısı 0° ile 90° arasında değişen taban ve tavanı yalıtılmış, bir duvarı sabit, diğeri ise zamana bağlı-sinusoidal olarak değişen sıcaklık profiline sahip, kare kapalı ortamda doğal taşınımı incelemişlerdir. Araştırmacılar en yüksek ısı transferinin 54°'de gerçekleştiğini belirlerken, boyutsuz frekansın ise 20π olduğunu belirlemişlerdir.

Wang ve Hamed (2006), eğimli dikdörtgen kapalı ortamda doğal taşınımı 0° ile 90° eğim açısı aralığında ve 10^3 ile 10^4 Rayleigh sayılarında incelemişlerdir. Yazarlar sıcaklık koşullarının akım üzerinde önemli etkisinin bulunduğunu ve eğim açısının ısı transferi üzerinde belirleyici olduğunu gözlemlemişlerdir.

İçerisine sıcak, düşey plaka yerleştirilmiş dikdörtgen şeklindeki eğimli kapalı ortamda doğal taşınım, 0° ile 90° arasında değişen eğim açılarında, Altaç ve Kurtul (2006) tarafından sayısal olarak incelenmiştir.

Kare şeklindeki, yatay ile belli bir eğim açısına sahip kare kapalı ortamda doğal taşınımla ısı transferi, Bairi (2008) tarafından farklı sınır koşulları için deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir.

Köşe noktalarından ısıtılan, bir yüzeyi soğuk ve diğer yüzeyleri yalıtılmış olan kare şeklindeki kapalı ortamda doğal taşınım, Varol vd. (2009) tarafından incelenmiştir. Araştırmacılar eğim açısının ısı transferi üzerinde önemli bir etkisinin bulunduğunu, Prandtl sayısının birin altındaki değerleri için Prandtl sayısının ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisinin daha belirgin olduğunu belirlemişlerdir.

Yu vd. (2010), içerisine eş merkezli daire yerleştirilmiş üçgen kapalı ortamda, farklı Rayleigh sayıları ve eğim açılarında Prandtl sayısındaki değişimin doğal taşınım üzerine etkilerini incelemişlerdir. Araştırmacılar özellikle düşük Rayleigh sayılarında, Prandtl sayısı 0.7'ye eşit ve daha büyük iken üçgenin yatayla yaptığı eğimin büyük bir etkisinin olmadığını belirlemişlerdir.

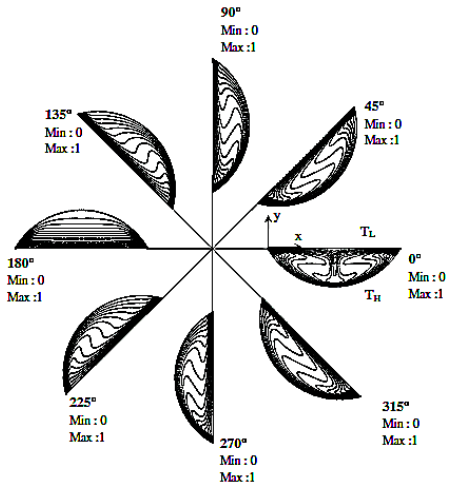
Xu vd. (2010), içerisine eş merkezli daire, üçgen, kare ve paralelkenar yerleştirilmiş üçgen şeklindeki kapalı ortamda, farklı Prandtl ve Rayleigh sayıları ile farklı eğim açılarında doğal taşınımla ısı transferini incelemiş, eğim açısı ve geometrinin ısı transferi üzerinde belirgin bir etkisinin olduğunu belirlemişlerdir.

Bölümlendirilmiş, hava ve su içeren, yatayla belli bir eğim açısına sahip, kare şeklindeki kapalı ortamda doğal taşınım, Varol vd. (2010) tarafından incelenmiştir. Araştırmacılar ısı transferinin, bölmenin ısı iletim katsayısı, eğim açısı ve Grashof sayısı parametrelerinden önemli derecede etkilendiğini ve hava içeren bölümde ısı transferinin daha düşük olduğunu gözlemlemişlerdir.

Sıcak yüzeyinde farklı iki kompozit duvar bulunan, karşı yüzeyinden soğutulurken, diğer duvarlarından yalıtılan, eğimli kare şeklindeki kapalı ortamda doğal taşınımla ısı transferi, Varol vd. (2011) tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Araştırmacılar ısı iletim katsayısı düşük olan duvar kullanımında daha düşük ısı transferi gözlemlerken, Rayleigh sayısı ve eğim açısının ısı transferi üzerinde bir kontrol parametresi olarak kullanılabileceğini belirlemişlerdir.

Yeşilöz ve Aydın (2011), çeyrek daire şeklindeki kapalı ortamda Rayleigh sayısı ve eğim açısı değişimlerinin doğal taşınımla ısı transferi üzerine etkilerini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Araştırmacılar Rayleigh sayısı ve eğim açısındaki değişimin kapalı ortam içerisindeki akımı önemli derecede etkilediğini belirlemişlerdir.

Şekil 1.15'de gösterilen, sıvı akışkan içeren, yay şeklindeki kapalı ortamda doğal taşınımla ısı transferi 10^5 ile $4x10^6$ Rayleigh sayısı ve 0° ile 360°'lik eğim açısı aralığında Chen ve Cheng (2012) tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Yürütülen çalışma neticesinde elde edilen eş sıcaklık eğrileri Şekil 1.15'de gösterilmiştir.



Şekil 1.15. Farklı eğim açıları için $Ra=10^6$ iken eş sıcaklık eğrileri (Chen ve Cheng, 2011).

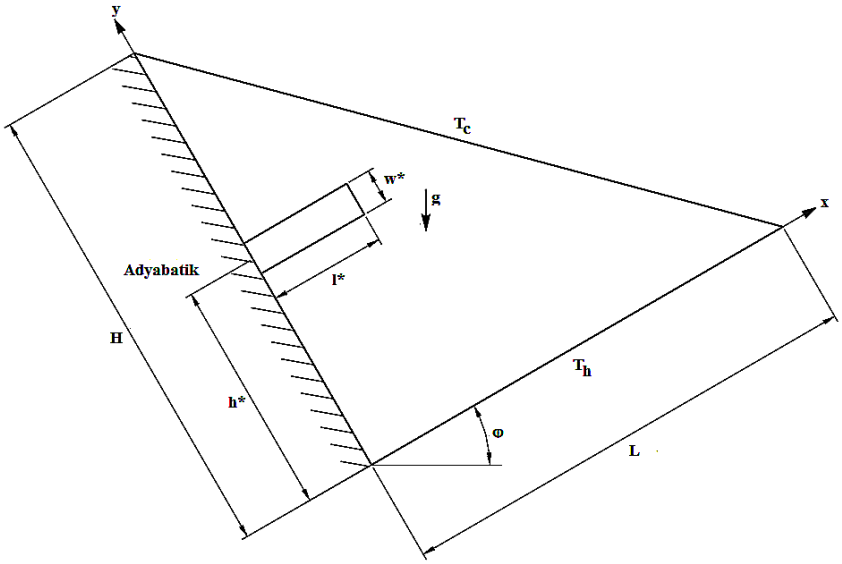
Düşey duvarı yalıtılmış, komşu duvarlarından farklı şekilde ısıtılan üçgen kapalı ortamda, eğim açısı ve Rayleigh sayısının doğal taşınımla ısı transferi üzerine etkileri, Öztop vd. (2012) tarafından deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Araştırmacılar en yüksek ısı transferinin 60° civarında gerçekleştiğini ve eğim açısının ısı transferi üzerinde bir kontrol parametresi olarak kullanılabileceğini belirlemişlerdir.

Literatürde mevcut olan çalışmalar incelendiğinde, kapalı ortamlarda doğal taşınımla ısı transferi üzerine yapılan çalışmaların daha çok dikdörtgen ve üçgen kapalı ortamlar üzerinde yoğunlaştığı görülmektedir. Eğik kapalı ortamlarda yapılan çalışmalar daha sınırlı sayıda olup, eğik üçgen kapalı ortamlarda engel parametrelerinin doğal taşınımla ısı transferi üzerine etkilerini inceleyen bir çalışma literatürde mevcut değildir. Bu çalışmanın amacı ise eğik üçgen şeklindeki kapalı ortamlarda, adyabatik yüzey üzeride konumlandırılan engelin yüksekliği, uzunluğu, genişliği ve engel ile havanın ısı iletim katsayısı oranındaki değişimlerin doğal taşınımla ısı transferi üzerine etkilerini incelemektir.

2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

2.1. Problemin Tanımı

Üçgen şeklindeki kapalı ortamda doğal taşınımla ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Yürütülen çalışmadaüçgen kapalı ortamın yatay yüzeyi izotermal olarak ısıtılmakta, eğimli yüzey izotermal olarak soğutulmaktadır. Düşey yüzey adyabatik sınır koşuluna sahip olup, engelin sırasıyla adyabatik ya da farklı ısı iletim katsayılarına sahip bir katı olduğu kabulüyle, üçgen kapalı ortamın yatay eksenle paralel (φ=0°) olduğu durum ve farklı eğimlerde (φ=0°-315°) sayısal hesaplamalar gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.1. Çalışmada incelenen geometri ve kullanılan sınır koşulları

Taşınımla ısı transferinin belirlenmesi için öncelikle sınır tabaka içerisinde diferansiyel korunum denklemlerinin yazılması gerekmektedir. Zorlanmış taşınım için geçerli olan denklemler doğal taşınım içinde uygulanabilir ancak momentum denkleminde kaldırma kuvvetinin hesaba katılması gerekir.

Kaldırma kuvveti momentum denklemine Boussinesq yaklaşımı vasıtasıyla ilave edilir. Boussinesq yaklaşımı, akışkanın bir durum dışında sıkıştırılamaz olduğunu, yani yoğunluk değişiminin akışkan hareketini gerçekleştiren kaldırma kuvvetine etkisini göz önüne alır. Bu yaklaşımda yoğunluk değişimi haricindeki diğer akışkan özellikleri sabit kabul edilmektedir.

Bu bölümde doğal taşınımla ısı transferini tanımlamak için kullanılan korunum denklemleri başlangıçta boyutlu, sonrasında ilgili boyutsuzlaştırma parametreleri yardımıyla boyutsuzlaştırılarak verilecektir. Yatayla belli bir eğime sahip üçgen kapalı ortam için sürekli rejimde, laminer, iki boyutlu, sıkıştırılamaz akış için; süreklilik, momentum ve enerji denklemleri, Boussinesq ifadesinin eklenmesiyle aşağıdaki şekilde yazılabilir:

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0 \tag{2.1}$$

X yönündeki momentum denklemi:

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+\upsilon\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right)+\beta g\sin\varphi(T-T_0) \tag{2.2}$$

Y yönündeki momentum denklemi:

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}+\upsilon\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right)+g\beta\cos\varphi(T-T_0) \tag{2.3}$$

Enerji denklemi:

$$u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}=\alpha\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) \tag{2.4}$$

Engel içerisinde iletimle ısı transferi:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}=0 \tag{2.5}$$

Burada u ve v, sırasıyla x ve y doğrultularındaki hızları, υ, kinematik viskoziteyi, β, hacimsel genleşme katsayısını, p, basıncı, φ, üçgenin eğim açısını ve α ısıl yayılım katsayısını belirtmektedir.

Doğal taşınımla ısı transferi sıcaklık değişimine bağlı olarak akışkanın yoğunluğundaki değişimden kaynaklanır. Bu sebeple kaldırma kuvvetinin, sabit basınçta,

akışkanın yoğunluğunun sıcaklıkla değişimi cinsinden ifade edilmesi gerekir. Bu ifade hacimsel genleşme katsayısı (β) ifadesidir.

$$\beta = -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_P \tag{2.6}$$

Hacimsel genleşme katsayısı, yoğunluğun sıcaklığa bağlı değişimini ifade eder. Burada T_0 referans sıcaklık olup sıcak ve soğuk yüzey sıcaklıklarının ortalaması olarak tanımlanmıştır. Böylece hacimsel genleşme katsayısı katsayısı yaklaşık olarak:

$$\beta \cong -\frac{1}{\rho}\frac{\Delta \rho}{\Delta T} \cong -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\rho_0 - \rho}{T_0 - T}\right)_P \tag{2.7}$$

veya

$$\rho_0 - \rho \cong \rho\beta(T - T_0) \tag{2.8}$$

şeklinde yazılabilir.

T sıcaklığındaki bir ideal gaz için hacimsel genleşme katsayısı:

$$\beta = \frac{1}{T}\ (1/\mathrm{K}) \tag{2.9}$$

şeklinde ifade edilir. Burada T, akışkanın mutlak sıcaklığıdır.

Denklemler boyutsuzlaştırılmadan önce kullanılan sınır koşulları şu şekildedir:

u=v=0 (bütün yüzeylerde) (2.10)

$T=T_h$ (sıcak yüzeyde) (2.11)

$T=T_c$ (soğuk yüzeyde) (2.12)

$$\frac{\partial T}{\partial n} = 0 \text{ (adyabatik yüzeyde)} \tag{2.13}$$

$$k_s \frac{\partial T}{\partial n} = k_f \frac{\partial T}{\partial n} \text{ (engel yüzeyinde)} \tag{2.14}$$

(2.14) numaralı denklemde belirtilen k_s ve k_f terimleri sırasıyla katı ve akışkanın ısı iletim katsayılarını tanımlamaktadır.

2.2. Temel Denklemlerin Boyutsuzlaştırılması

Aşağıdaki değişkenler kullanılarak korunum denklemleri boyutsuzlaştırıldığında, akışkan hareketini tanımlayan denklemler aşağıdaki halini alır:

$$X = \frac{x}{L}, \quad Y = \frac{y}{H}, \quad U = \frac{uH}{\alpha}, \quad V = \frac{vH}{\alpha}, \quad \theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c}, \quad P = \frac{pH^2}{\rho\alpha^2}, \quad \Pr = \frac{\upsilon}{\alpha},$$

$$Ra = \frac{g\beta(T_h - T_c)L^3}{\alpha\upsilon} \tag{2.15}$$

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \tag{2.16}$$

X yönündeki momentum denklemi:

$$U\frac{\partial U}{\partial X} + V\frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \Pr\left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2}\right) + Ra\,\Pr\theta\sin\varphi \tag{2.17}$$

Y yönündeki momentum denklemi:

$$U\frac{\partial V}{\partial X} + V\frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \Pr\left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2}\right) + Ra\,\Pr\theta\cos\varphi \tag{2.18}$$

Enerji denklemi:

$$U\frac{\partial \theta}{\partial X} + V\frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \tag{2.19}$$

Engel içerisinde iletimle ısı transferi:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} = 0 \tag{2.20}$$

Burada, U ve V boyutsuz hızları, θ, boyutsuz sıcaklığı, P, boyutsuz basıncı, Pr, Prandtl sayısını ve Ra, Rayleigh sayısını temsil etmektedir.

Denklemlerin boyutsuzlaştırılmasının ardından sınır koşulları boyusuz halde tekrar yazılırsa:

U=V=0 (bütün yüzeylerde) (2.21)

θ=1 (sıcak yüzeyde) (2.22)

θ=0 (soğuk yüzeyde) (2.23)

$$\frac{\partial \theta}{\partial n} = 0 \text{ (adyabatik yüzeyde)} \tag{2.24}$$

$$k_s \frac{\partial \theta}{\partial n} = k_f \frac{\partial \theta}{\partial n} \text{ (engel yüzeyinde)} \tag{2.25}$$

Zorlanmış taşınımda akım rejimi akışkan üzerine etkiyen atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı şeklinde tanımlanan Reynolds sayısı tarafından belirlenir. Zorlanmış taşınımdaki Reynolds sayısının yerini doğal taşınımda Grashof sayısı almaktadır. Doğal taşınımda akım rejimi akışkan üzerine etkiyen kaldırma kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranı şeklinde belirtilen Grashof sayısı ile belirlenir.

$$Gr_x = \frac{g\beta(T_h - T_c)x^3}{\upsilon^2} \tag{2.26}$$

$$Ra_x = Gr_x \,\mathrm{Pr} \tag{2.27}$$

Grashof sayısı ile Prandtl sayısının çarpımı Rayleigh sayısı olarak adlandırılır. Düzlemsel levha üzerinde doğal taşınımla ısı transferinde deneysel sonuçlardan elde edildiği üzere akış, $Ra_x \leq 10^9$ ise laminerdir.

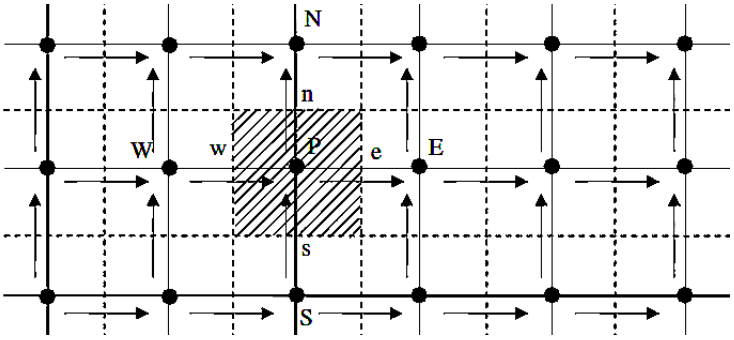
2.3. Boyutsuz Denklemlerin Ayrıklaştırılması

Akışkan hareketini tanımlayan korunum denklemlerinin sayısal çözümü gerçekleştirilirken ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan Fluent 13.0. programı kullanılmıştır. Fluent 13.0. programı korunum denklemlerinin ayrıklaştırılması için sonlu hacimler yöntemini kullanmaktadır.

Sonlu hacimler yönteminde, çözüm bölgesi sonlu sayıda küçük bölgelere ayrılır. Sonlu hacimler yöntemi ile ayrıklaştırılmış cebirsel denklemler, Patankar (1980),

tarafından belirtilen SIMPLE (Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations) algoritması kullanılarak lineerleştirilmiştir. Ayrıca momentum ve enerji denklemlerinin çözümünde ise ikinci dereceden akış yönlü fark yöntemi kullanılmıştır.

Diferansiyel denklemin sayısal çözümünün gerçekleştirilebilmesi için çözüm bölgesi içerisinde sonlu sayıda düğüm noktasına sahip ağ yapısına ihtiyaç vardır. Sonrasında diferansiyel denklem düğüm noktalarındaki bilinmeyenlere sahip basit cebirsel denklemlere ayrıklaştırılır.



Şekil 2.2. İki boyutlu bir sistemde kontrol hacminin gösterimi

En genel halde, kartezyen koordinatlarda adveksiyon ve difüzyon terimlerini içeren model denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)+\frac{\partial J_x}{\partial x}+\frac{\partial J_y}{\partial y}=S \tag{2.28}$$

(2.28) numaralı denklemde ϕ bağımlı değişkeni, J_x ve J_y toplam akıları (konveksiyon ve yayınım), S ise kaynak terimi temsil etmektedir.

x ve y doğrultusunda konveksiyon ve yayınım akıları aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$J_x=\rho u\phi-\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial x} \tag{2.29a}$$

$$J_y=\rho v\phi-\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial y} \tag{2.29b}$$

Denklem (2.29a) ve denklem (2.29b)'de, Γ difüzyon katsayısını, u ve v ise x ve y doğrultusundaki hız bileşenlerini göstermektedir.

(2.28) numaralı denklem kontrol hacmi üzerinden integre edilirse:

$$\frac{(\rho_P\phi_P - \rho_P^o\phi_P^o)\Delta x\Delta y}{\Delta t} + J_e - J_w + J_n - J_s = (S_C + S_P\phi_P)\Delta x\Delta y \tag{2.30}$$

(2.30) numaralı denklemde kaynak terim lineerleştirilerek verilmiş olup, bir önceki zaman adımına ait değerler "o" indisi ile gösterilmiştir. J_e, J_w, J_n, J_s terimleri sırasıyla doğu, batı, kuzey ve güney yönlerinde kontrol hacminin yüzeyi üzerinden integre edilmiş olan akı değerleridir.

Benzer şekilde süreklilik denklemi kontrol hacmi üzerinden integre edilirse:

$$\frac{(\rho_P - \rho_P^o)\Delta x\Delta y}{\Delta t} + F_e - F_w + F_n - F_s = 0 \tag{2.31}$$

(2.31) numaralı denklemde F_e, F_w, F_n, F_s terimleri sırasıyla doğu, batı, kuzey ve güney yönlerinde kontrol hacmi yüzeylerindeki kütlesel debileri ifade eder.

$$F_e = (\rho u)_e \Delta y \tag{2.32a}$$

$$F_w = (\rho u)_w \Delta y \tag{2.32b}$$

$$F_n = (\rho u)_n \Delta x \tag{2.32c}$$

$$F_s = (\rho u)_s \Delta x \tag{2.32d}$$

(2.31) numaralı denklem ϕ_p ile çarpılıp (2.30) numaralı denklemden çıkarıldığı taktirde:

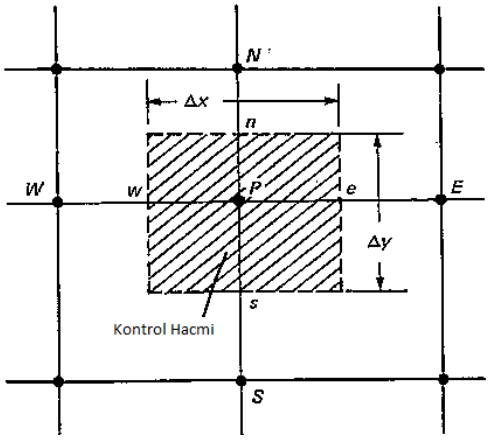
$$\begin{aligned}&(\phi_P - \phi_P^o)\frac{\rho_P^o\Delta x\Delta y}{\Delta t} + (J_e - F_e\phi_P) - (J_w - F_w\phi_P) + (J_n - F_n\phi_P) - (J_s - F_s\phi_P)\\ &= (S_C + S_P\phi_P)\Delta x\Delta y\end{aligned} \tag{2.33}$$

şeklini almaktadır.

$$J_e - F_e\phi_P = a_E(\phi_P - \phi_E) \tag{2.34a}$$

$$J_w - F_w\phi_P = a_W(\phi_W - \phi_P) \tag{2.34b}$$

(2.34a) ve (2.34b) denklemlerindeki J ve F değerleri belirtilen noktalardaki akı ve kütlesel debileri ifade etmektedir.



Şekil 2.3. Kontrol hacminin şematik gösterimi

İki boyutlu ayrıklaştırma denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$a_P\phi_P = a_E\phi_E + a_W\phi_W + a_N\phi_N + a_S\phi_S + b \tag{2.35}$$

Denkleme ait katsayılar ise şu şekildedir:

$$a_E = D_e A(|Pe_e|) + [|-F_{e,0}|] \tag{2.36a}$$

$$a_W = D_w A(|Pe_w|) + [|F_{w,0}|] \tag{2.36b}$$

$$a_N = D_n A(|Pe_n|) + [|-F_{n,0}|] \tag{2.36c}$$

$$a_S = D_s A(|Pe_s|) + [|F_{s,0}|] \tag{2.36d}$$

$$a_p^o = \frac{\rho_P^o \Delta x \Delta y}{\Delta t} \tag{2.36e}$$

$$b = S_C \Delta x \Delta y + a_P^o \phi_P^o \tag{2.36f}$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + a_P^o - S_P \Delta x \Delta y \tag{2.36g}$$

ϕ_P, ϕ_E, ϕ_W, ϕ_N, ϕ_S terimleri t+Δt zaman adımında bilinmeyen değerleri gösterirken, ϕ_P^o ve ρ_P^o terimleri t zaman adımında bilinen değerleri göstermektedir.

$$D_e = \frac{\Gamma_e \Delta y}{(\delta x)_e} \tag{2.37a}$$

$$D_w = \frac{\Gamma_w \Delta y}{(\delta x)_w} \tag{2.37b}$$

$$D_n = \frac{\Gamma_n \Delta x}{(\delta y)_n} \tag{2.37c}$$

$$D_s = \frac{\Gamma_s \Delta x}{(\delta y)_s} \tag{2.37d}$$

Yukarıdaki denklemlerde kontrol hacmi yüzeylerindeki yayınım iletkenliği *D* terimi ile gösterilmektedir.

Ayrıca Peclet sayısı *Pe=F/D* formülü ile tanımlanmaktadır.

$$Pe_e = \frac{F_e}{D_e} \tag{2.38a}$$

$$Pe_w = \frac{F_w}{D_w} \tag{2.38b}$$

$$Pe_n = \frac{F_n}{D_n} \tag{2.38c}$$

$$Pe_s = \frac{F_s}{D_s} \tag{2.38d}$$

Sayısal çözümler gerçekleştirilirken ikinci dereceden akış yönlü fark ayrıklaştırma şeması kullanılmıştır. Akış yönlü fark ayrıklaştırma şeması bir hücre duvarında hesaplama yaparken akım yönünü dikkate alır. ϕ değişkeninin hücre yüzeyindeki taşınan değeri akımın ön noktasındaki değerine eşit alınır. Örneğin taşınımın soldan sağa doğru kuvvetli olduğu bir durumda hücrenin batı yüzeyi, merkez noktasına "P" kıyasla "W" noktasından daha fazla etkilenmektedir. Son olarak $A(|Pe|)$ fonksiyonu farklı çözüm yöntemleri için Tablo 2.1'den seçilebilir.

Tablo 2.1. Farklı çözüm şemaları için $A(|Pe|)$ fonksiyonu

Çözüm şeması	$A(\|Pe\|)$ fonksiyonu
Merkezi fark	$1\text{-}0.5\|Pe\|$
Akış yönlü fark	1
Hibrid	$[\|0,1-0.5\|Pe\|\|]$
Kuvvet kanunu	$[\|0,1-0.5\|Pe\|^5\|]$
Üstel	$\|Pe\|/[\exp(\|Pe\|)-1]$

2.4. SIMPLE Algoritması

SIMPLE algoritması (Semi Implicit Method for Pressure-Linked Equations) basınç ile ilişkili denklemler için yarı kapalı yöntem olarak adlandırılabilir. SIMPLE algoritması basınç-hız çiftinin çözümünde kullanılmaktadır. Problemde ilk olarak x ve y yönündeki u ve v hızları ve sıcaklık değerleri hesaplanır. Sonrasında SIMPLE algoritması ile basınç düzeltme faktörü hesaplanır.

SIMPLE algoritması kullanılırken önemli olan işlem basamakları şu şekildedir:

1. Basınç alanı p^* tahmin edilir.
2. (2.39) ve (2.40) denklemleri vasıtasıyla u^* ve v^* elde edilerek momentum denklemleri çözülür.

$$a_e u_e^* = \sum a_{nb} u_{nb}^* + b + (p_P^* - p_E^*) A_e \tag{2.39}$$

$$a_n v_n^* = \sum a_{nb} v_{nb}^* + b + (p_P^* - p_N^*) A_n \tag{2.40}$$

(2.39) ve (2.40) numaralı denklemlerde a değerleri hız bileşenlerinin katsayılarını, p^* ise basınç alanını temsil etmektedir. A_e ve A_n terimleri ise akışa dik yüzey alanlarını göstermektedir.

3. p' eşitliği çözülür.
4. (2.41) denklemi yardımıyla p hesaplanır.

$$p = p^* + p' \tag{2.41}$$

5. u ve v hız değerleri (2.42) ve (2.43) numaralı hız düzeltme denklemlerinde yıldızlı değerler kullanılarak elde edilir.

$$u_e = u_e^* + d_e (p_P' - p_E') \tag{2.42}$$

$$v_n = v_n^* + d_n (p_P' - p_N') \tag{2.43}$$

6. Eğer diğer bağımlı değişkenler (sıcaklık, konsantrasyon ve türbülans nicelikleri gibi), akışkan özellikleri, kaynak terimler vs. değişkenlere bağlı akım alanından etkilenmiyorsa ayrıklaştırma denklemi çözülür.

7. Yakınsama sağlanıncaya kadar, düzeltilmiş p basıncı, tahmin edilen p^* basıncıymış gibi alınır ve ikinci basmağa dönülerek işlem tekrarlanır.

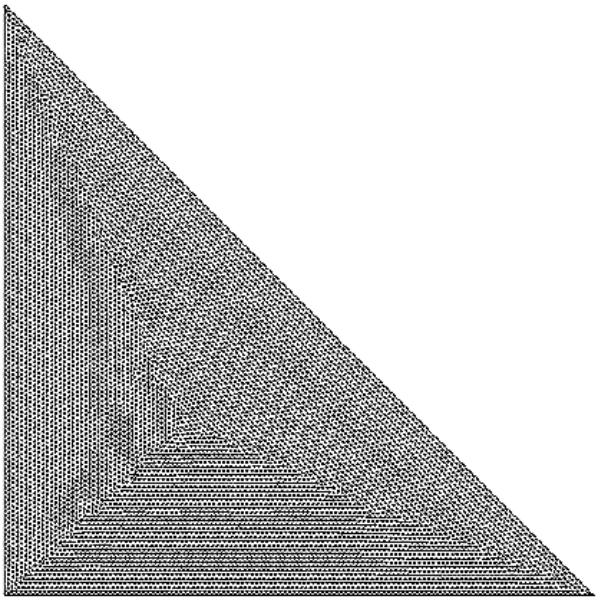
Doğal taşınım probleminde momentum ve enerji denklemlerinin birlikte çözülmesi gerekmektedir. Düzeltilen değerler enerji denklemini çözmede kullanılır. Bu işlemler sırasıyla her bir iterasyon adımı için, yakınsama miktarı istenilen mertebeye gelene kadar tekrarlanmalıdır.

2.5. Sayısal Çalışma

Kapalı ortamlarda doğal taşınım problemleri üzerine farklı geometri ve sınır koşulları kullanılarak yapılan çalışmalardan daha önce bahsedilmiştir. Doğal taşınım problemleri için kullanılan korunum denklemleri ile bu denklemlerin boyutsuz halde yazımları ve kullanılan sayısal yöntem ve algoritmalar hakkında teorik bilgiler ise daha önceki kısımlarda açıklanmıştır.

Yapılan çalışmanın amacı yatay düzlem ile belli bir eğim açısına sahip, düşey yüzeyi yalıtılmış, yatay yüzeyinde sıcak izotermal ve eğimli yüzeyinde ise soğuk izotermal sıcaklık koşuluna sahip üçgen kapalı ortam içerisinde, kullanılan engelin özelliklerinin doğal taşınımla gerçekleşen ısı transferi üzerine etkilerini incelemektir. Bu amaçla kullanılan engelin düşey yüzey üzerindeki konumu, engelin uzunluğu, kalınlığı ve engel ile havanın ısı iletim katsayıları oranlarının yanında üçgen kapalı ortamın yatay eksenle yaptığı eğimin etkileri üzerinde durulmuştur.

Üçgen kapalı ortam içerisindeki akışkan, hava olarak seçilmiş ve havanın Prandtl sayısı 0.71 olarak belirlenmiştir. Boyutsuz engel uzunluğu l^*=0.125-0.25-0.375, boyutsuz engel kalınlığı w^*=0.025-0.075-0.125, boyutsuz engel yüksekliği h^*=0.1-0.3-0.5-0.7 ve engel ile havanın ısı iletim katsayısı oranları ise sırasıyla k_r=0.1-1-10 olarak alınmıştır. Üçgenin eğim açısının (φ) doğal taşınım üzerine etkileri 0° ile 315° arasında 45°'lik farklarla incelenmiştir. Ayrıca hesaplamalar $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ Rayleigh sayısı aralığında gerçekleştirilmiş, sayısal hesaplamalar sonucunda elde edilen sonuçlar akım fonksiyonu ve eş sıcaklık eğrileri, sıcak taban için yerel ve ortalama Nusselt sayısı grafikleri şeklinde sunulmuştur.



Şekil 2.4. Sayısal çözümde kullanılan ağ yapısının gösterimi

Eğik üçgen kapalı ortamda engel parametrelerinin doğal taşınımla ısı transferi üzerine etkileri incelenirken hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan Fluent 13.0. programı kullanılmıştır. Korunum denklemlerinin sayısal çözümünde SIMPLE algoritması ve 2. dereceden akış yönlü fark yöntemi kullanılmış olup, çözümde 125x125 boyutlarında üçgensel ağ yapısı kullanılmıştır.

Boyutsuz taşınım ısı transfer katsayısı olarak da adlandırılan Nusselt sayısı, taşınımla gerçekleşen ısı transfer miktarını belirlemede önemli bir boyutsuz parametredir. Nusselt sayısı, yüzeydeki boyutsuz sıcaklık gradyanına eşittir ve taşınımla gerçekleşen ısı transferinin iletimle gerçekleşen ısı transferine oranını verir. Taşınımla gerçekleşen ısı transferi ne kadar yüksek ise Nusselt sayısıda o oranda yüksek olmaktadır. Nusselt sayısı bire eşit olması ise ısı transferinin yalnız iletimle gerçekleştiğini gösterir.

Yerel ve ortalama Nusselt sayıları aşağıdaki formüller yardımıyla hesaplanabilir.

$$Nu_x = \frac{hx}{k_f} = \left(-\frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)_{Y=0} \tag{2.44}$$

$$Nu_L = \frac{hL}{k_f} = \frac{1}{L} \int_0^L Nu_x dx \tag{2.45}$$

(2.32) ve (2.33) numaralı denklemlerde h ısı taşınım katsayısını (W/m^2K), x herhangi bir noktadaki uzunluğu (m), L karakteristik uzunluğu (m) ve k_f akışkanın ısı iletim katsayısını (W/mK) sembolize etmektedir. Nu_x, x konumundaki yerel Nusselt sayısını, Nu_L, L karakteristik uzunluğu için ortalama Nusselt sayısını temsil etmektedir.

Ayrıca doğal taşınımda etkin olan boyutsuz parametre Rayleigh sayısıdır ve karakteristik uzunluk "L" için aşağıdaki formülle hesaplanabilir.

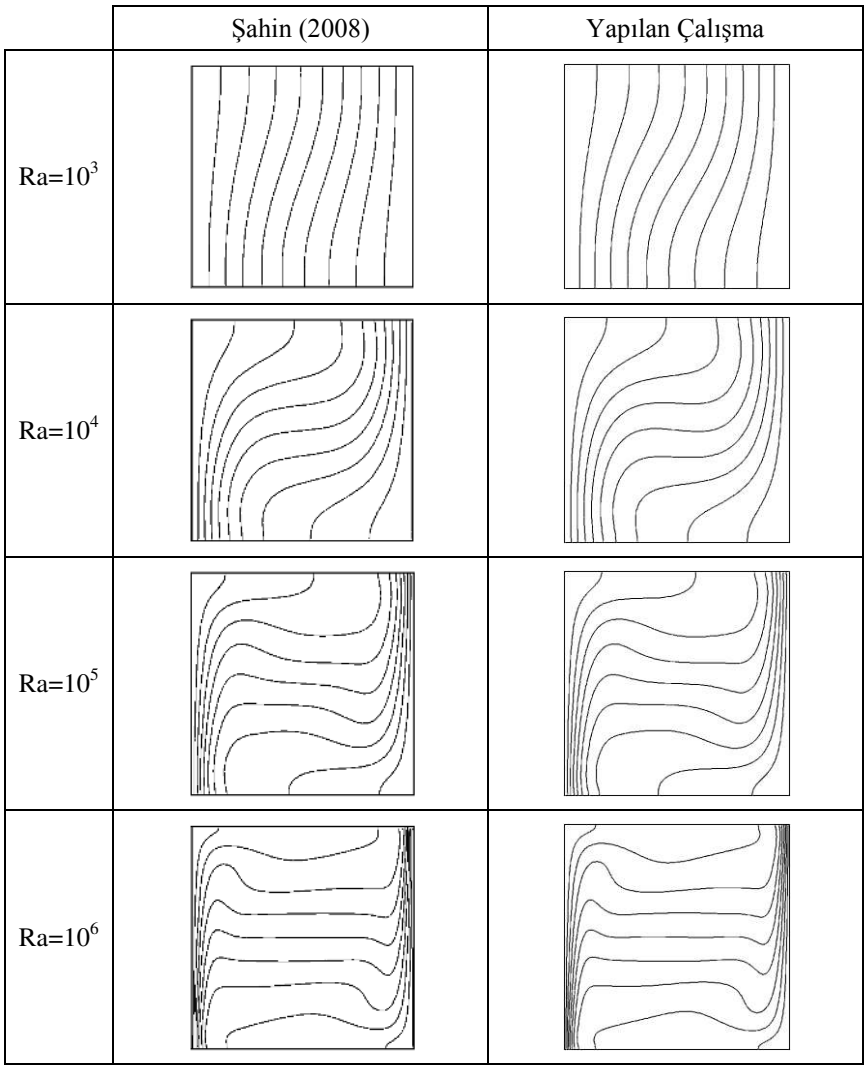
$$Ra_L = \frac{g\beta(T_h - T_c)L^3}{\alpha\upsilon} \tag{2.46}$$

(2.46) numaralı denklemde g yerçekimi ivmesini (m/s^2), β hacimsel genleşme katsayısını (1/K), T_h ve T_c sırasıyla sıcak ve soğuk yüzeylerin sıcaklığını, L karakteristik uzunluğu (m), α ısıl yayılım katsayısını (m^2/s) ve υ ise kinematik viskoziteyi (m^2/s) sembolize etmektedir.

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. Yapılan Çalışmaların Literatür ile Karşılaştırılması

Üçgen kapalı ortam için yapılan çalışmaları incelemeden önce, Şahin (2008)'in kare şeklindeki kapalı ortamda yaptığı çalışma ile, elde edilen eş sıcaklık eğrileri ve akım fonksiyonu grafikleri karşılaştırılacaktır. Bu çalışmada kare kapalı ortamın taban ve tavanı yalıtılmakta iken, sol ve sağ yüzeylerde sırasıyla sıcak ve soğuk izotermal sıcaklık koşulu bulunmaktadır.



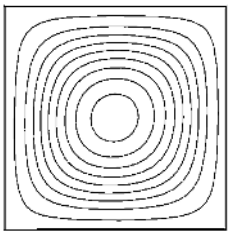
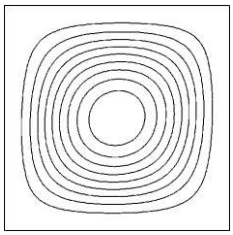
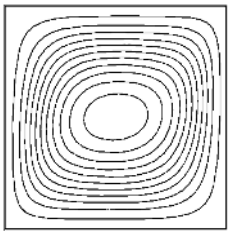
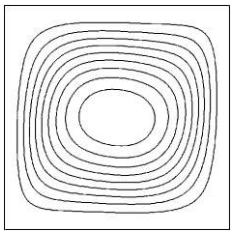
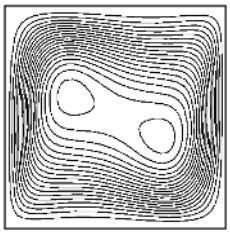
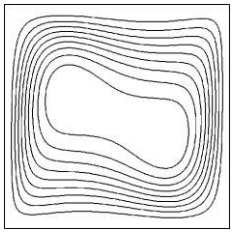
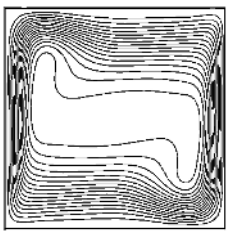
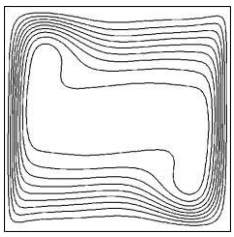
Şekil 3.1. Kare kapalı ortam için eş sıcaklık eğrilerinin literatür ile karşılaştırılması

Şekil 3.1'de eş sıcaklık eğrilerinden görüldüğü gibi elde edilen sonuçların, Şahin (2008)'in sonuçları ile gayet uyumlu olduğu görülmektedir. $Ra=10^3$ iken eş sıcaklık eğrilerinin sıcak ve soğuk duvar arasında hemen hemen paralel bir şekilde uzandığı görülmektedir. Sıcaklık, sıcak yüzeyden soğuk yüzeye gidildikçe düşmektedir. Rayleigh sayısı 10^3 iken kapalı ortam içerisinde iletimle ısı transferi baskındır ve bu durum eş sıcaklık eğrilerinin paralel uzanmasından anlaşılmaktadır. $Ra=10^4$ iken eş sıcaklık eğrilerinde dalgalanmalar başlamaktadır.

Rayleigh sayısı 10^5'e çıktığında eş sıcaklık eğrilerinin sıcak ve soğuk yüzeylere daha yakın bir hal aldığı ve eş sıcaklık eğrilerindeki dalgalanmaların arttığı görülmektedir. Rayleigh sayısındaki artışa bağlı olarak kapalı ortam içerisinde taşınım baskın hale gelmekte, akım kuvvetlenmektedir. Sıcak yüzeye yakın akışkanın yoğunluğunun azalmasıyla birlikte kapalı ortam içerisinde yükseldiği, soğuk duvara yakın akışkanın yoğunluğunun artmasıyla kapalı ortamın tabanına doğu alçaldığı görülmektedir. Son olarak $Ra=10^6$, eş sıcaklık eğrilerindeki dalgalanmanın en fazla olduğu durumdur. Burada daha belirgin olmakla birlikte, Rayleigh sayısındaki artışa bağlı olarak sıcak ve soğuk yüzeylerin yakınlarında eş sıcaklık eğrileri yoğunlaşmaktadır. Bu durumda Rayleigh sayısının artmasıyla sınır tabaka akışının meydana geldiği görülmektedir.

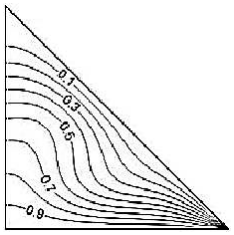
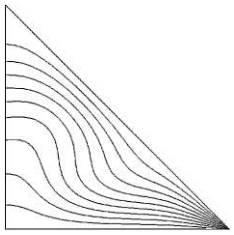
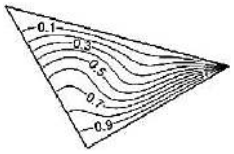
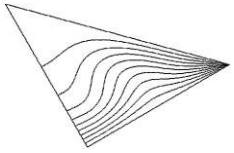
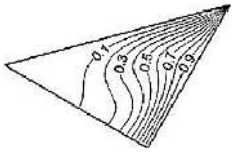
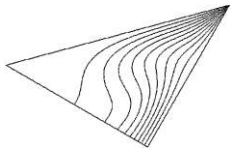
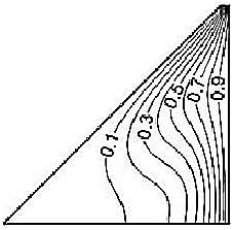
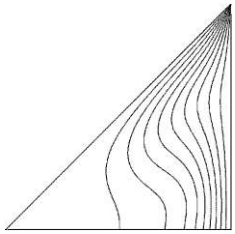
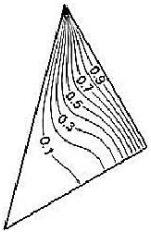
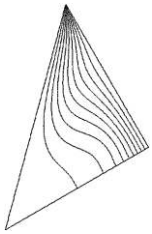
Şekil 3.2'de akım fonksiyonu grafiklerinden görüldüğü gibi $Ra=10^3$ iken kapalı ortam içerisindeki akım zayıftır ve simetrik sirkülasyon hücresinin oluştuğu görülmektedir. Sıcak yüzeye yakın bölgede ısınan akışkanın yoğunluğu düşmekte, soğuk yüzeye yakın bölgede soğuyan akışkanın yoğunluğu artmaktadır. Böylece kapalı ortam içerisinde saat yönünde sirkülasyon oluşmaktadır. Artan Rayleigh sayısına bağlı olarak sirkülasyon hücresinin merkezinin genişlediği görülmektedir. $Ra=10^5$'e çıktığında taşınım etkilerinin baskın hale gelmesiyle akımın şiddetinin arttığı, sınır tabaka akışının oluştuğu gözlemlenmektedir. Rayleigh sayısı 10^6'ya çıktığında ise akım şiddetinin artmasıyla sirkülasyon hücresinin merkezi daha da genişlemekte, sıcak ve soğuk akışkanın yer değiştirmesi daha belirgin olarak görülmektedir.

Ayrıca Öztop vd. (2012)'nin eğik üçgen kapalı ortam için yaptığı çalışmada elde ettiği sıcaklık dağılımı ile yürütülen çalışma neticesinde elde edilen sıcaklık dağılımı karşılaştırılmış, eş sıcaklık eğrilerinin Öztop vd. (2012)'nin sonuçları ile gayet uyumlu olduğu görülmüştür.

	Şahin (2008)	Yapılan Çalışma
$Ra=10^3$		
$Ra=10^4$		
$Ra=10^5$		
$Ra=10^6$		

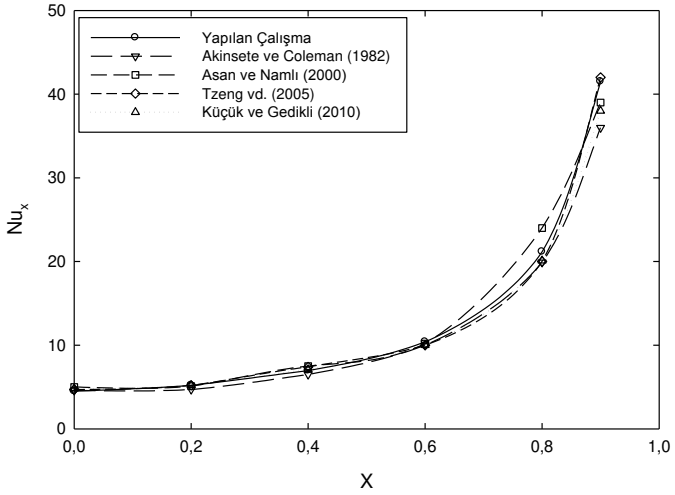
Şekil 3.2. Kare kapalı ortam için akım fonksiyonu grafiklerinin literatür ile karşılaştırılması

Şekil 3.3.'de, tabanında sıcak, eğimli yüzeyinde soğuk izotermal sıcaklık koşulu bulunan ve dik yüzeyinden yalıtılan üçgen kapalı ortamda, üçgenin farklı eğim açılarında meydana gelen eş sıcaklık eğrileri görülmektedir. Eş sıcaklık eğrileri Rayleigh sayısının $1.5x10^4$ değerinde farklı eğim açıları için gösterilmektedir. Eş sıcaklık eğrilerinin Öztop vd. (2012)'nin sonuçları ile uyumlu olduğu görülmekte, sıcaklık dağılımındaki küçük farklılıklar ise sayısal çözüm yöntemi ve ağ yapısından kaynaklanmaktadır.

	Öztop vd. (2012)	Yapılan Çalışma
φ=0°		
φ=30°		
φ=60°		
φ=90°		
φ=120°		

Şekil 3.3. Eğik üçgen kapalı ortamda Ra=1.5x10^4 için eş sıcaklık eğrilerinin literatür ile karşılaştırılması

Son olarak Şekil 3.4'de, φ=0°, Ra=2772 ve yükseklik-boy oranı 0.25 iken yürütülen çalışma neticesinde yatay sıcak yüzey boyunca elde edilen yerel Nusselt sayısı dağılımının literatürdeki sonuçlar ile karşılaştırılması yapılmıştır.



Şekil 3.4. Yerel Nusselt sayısının literatürdeki sonuçlarla karşılaştırılması

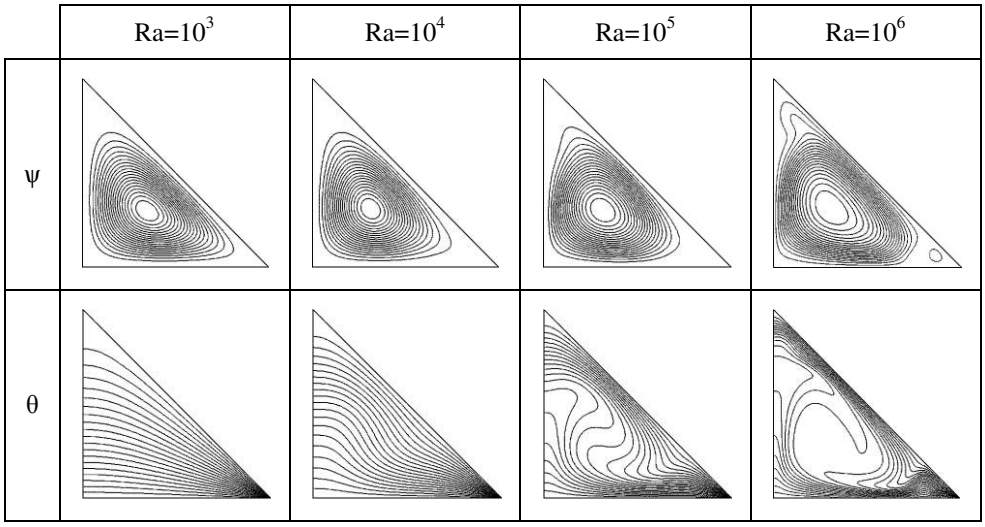
Sıcak yatay yüzey boyunca yerel Nusselt sayılarının dağılımına bakıldığında, yerel Nusselt sayısı değerlerinin, sıcak ile soğuk yüzeyin kesişim noktasına gidildikçe yükseldiği görülmektedir. Bu durum yatay yüzey ile eğimli yüzeyin kesişim noktasına yaklaştıkça ısı transferinin arttığının göstergesidir.

Literatürle yapılan karşılaştırma neticesinde sıcak taban için elde edilen yerel Nusselt sayısı değişiminin literatürdeki sonuçlarla gayet uyumlu olduğu görülmüş, 125x125'lik üçgen ağ yapısının çözümlerde kullanılmasının uygun olacağına karar verilmiştir.

3.2. Yatay konumda (φ=0°) Üçgen Kapalı Ortamda Doğal Taşınım

3.2.1. Yatay konumda (φ=0°)Eş Sıcaklık Eğrileri ve Akım Fonksiyonu Grafikleri

Üçgen kapalı ortamın yatay düzlem ile yaptığı eğim φ=0° iken engel parametrelerinin doğal taşınıma etkisi bu bölümde incelenecektir. Üçgen kapalı ortamın tabanı sıcak, eğimli yüzeyi soğuk izotermal sıcaklık koşuluna sahipken, düşey yüzey ise yalıtılmıştır. Hesaplamalar $10^3 \leq Ra_L \leq 10^6$ Rayleigh sayısı aralığında gerçekleştirilirken, boyutsuz engel uzunluğu l^*=0.125-0.25-0.375, boyutsuz engel kalınlığı w^*=0.025-0.075-0.125, boyutsuz engel yüksekliği h^*=0.1-0.3-0.5-0.7 ve engel ile havanın ısı iletim katsayısı oranları k_r=0.1-1-10 değerlerini almakta ya da adyabatik engel kullanılmaktadır.

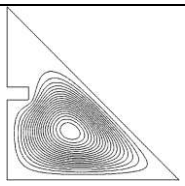
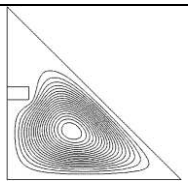
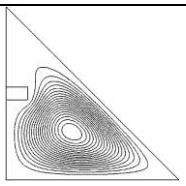
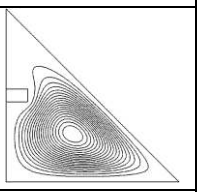
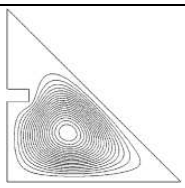
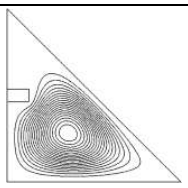
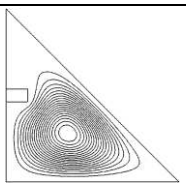
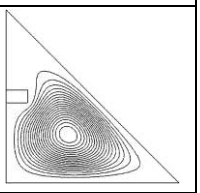
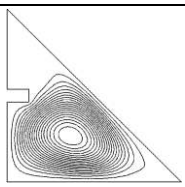
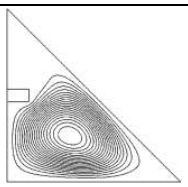
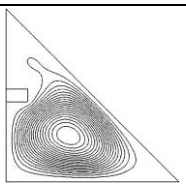
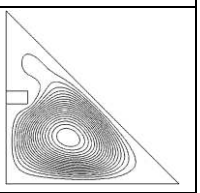
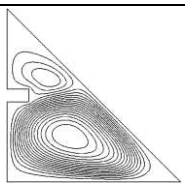
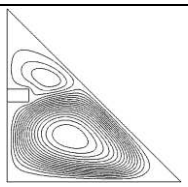
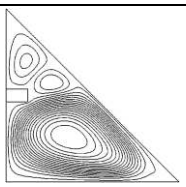
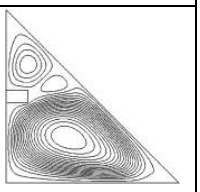


Şekil 3.5. Engel kullanılmayan durum için eş sıcaklık eğrileri ve akım fonksiyonu grafikleri

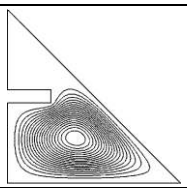
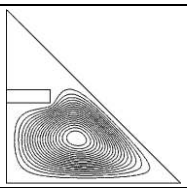
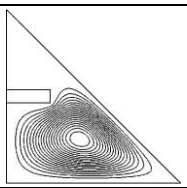
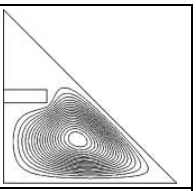
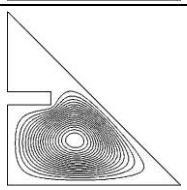
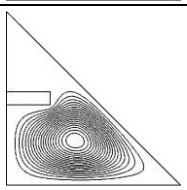
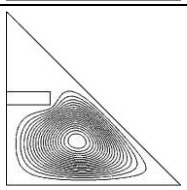
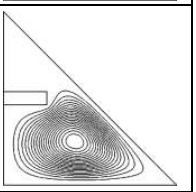
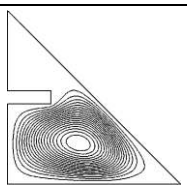
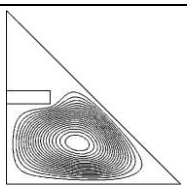
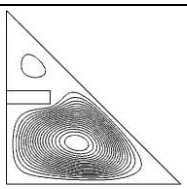
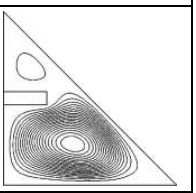
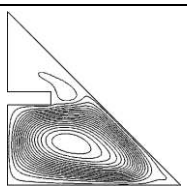
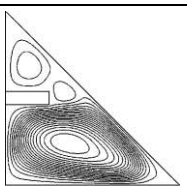
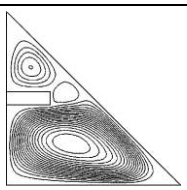
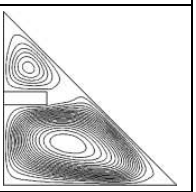
Şekil 3.5'de görüldüğü gibi $Ra=10^3$ iken eş sıcaklık eğrileri sıcak taban ve soğuk eğimli yüzey arasında, eş dağılı bir şekilde uzanmaktadır. Rayleigh sayısının 10^4'e çıkmasıyla birlikte eş sıcaklık eğrilerinde dalgalanmalar başlamıştır. Rayleigh sayısının 10^3 ve 10^4 olduğu durumlarda kapalı ortam içerisinde iletimle ısı transferi taşınıma oranla daha baskındır. Rayleigh sayısının 10^5'e çıkmasıyla taşınım etkileri artmakta ve eş sıcaklık eğrilerindeki dalgalanmalar daha belirgin hale gelmektedir. Rayleigh sayısındaki artışa bağlı olarak taşınımla birlikte ısı transferindeki yükselme, sıcak ve soğuk yüzeylere yakın bölgelerde eş sıcaklık eğrilerinin yoğunlaşmasından anlaşılabilmektedir. $Ra=10^6$ iken eş sıcaklık eğrilerindeki dalgalanmalar artmakta, kapalı ortamın merkezinde geniş, sabit sıcaklıktaki bölge gözlemlenmektedir.

Akım fonksiyonundaki değişimler eş sıcaklık eğrilerindeki değişimleri doğrular niteliktedir. $Ra=10^3$ ve 10^4 iken iletimin etkin olmasından dolayı akım fonksiyonu grafiklerinde fazla bir değişiklik yoktur. Ancak Rayleigh sayısının 10^5'e çıkışıyla sirkülasyon hücresindeki değişim belirgin hale gelmektedir. Artan Rayleigh sayısıyla birlikte akışkana etkiyen kaldırma kuvvetinin etkisi, sirkülasyon hücresi merkezinin yükselmesiyle gözlemlenebilmektedir. Rayleigh sayısının artmasıyla hücre merkezi genişlemekte ve kapalı ortamın üst kısmına doğru yükselmektedir. $Ra=10^6$ için sıcak taban ve soğuk eğimli yüzeyin kesişim bölgesinde, sirkülasyon hücresinden ikincil bir hücrenin ayrıldığı görülmektedir. Rayleigh sayısının doğal taşınım akışı üzerinde etkin parametre olduğu akım fonksiyonu grafiklerinden anlaşılabilmektedir. Rayleigh sayısının 10^6

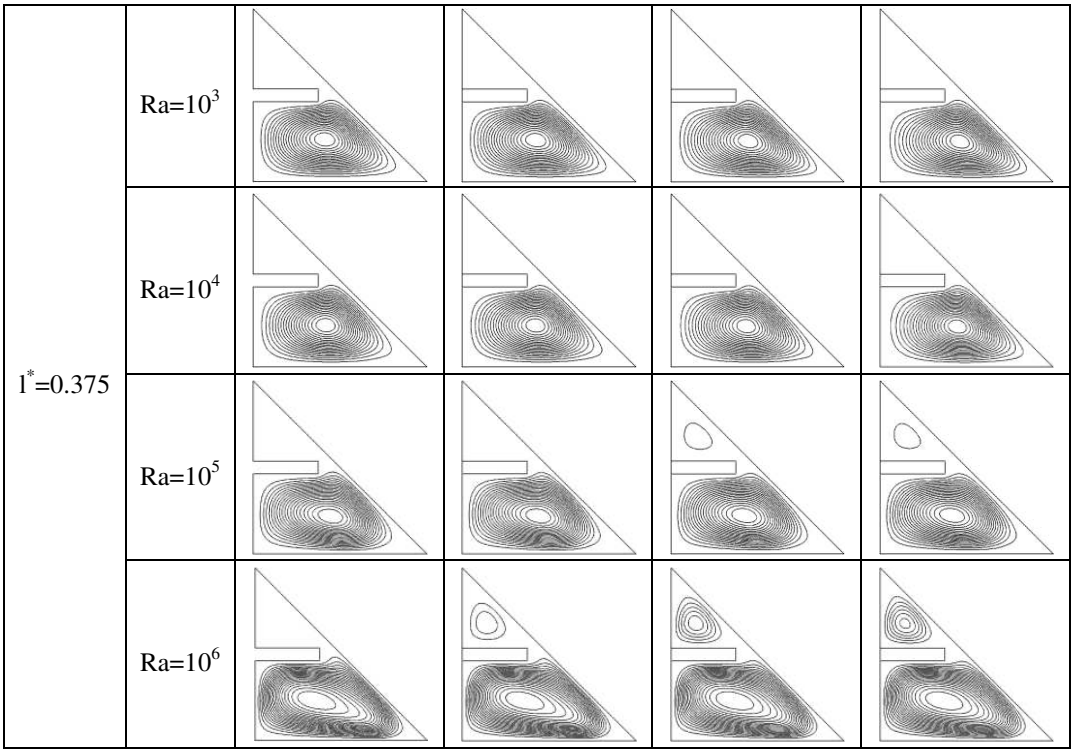
değerinde akım tamamen taşınımladır ve yüzeylere yakın bölümlerde sınır tabaka akışı gözlemlenmektedir.

		$h^*=0.5$			
	Ψ	Adyabatik	$k_r=0.1$	$k_r=1$	$k_r=10$
$l^*=0.125$	$Ra=10^3$				
	$Ra=10^4$				
	$Ra=10^5$				
	$Ra=10^6$				

(a)

$l^*=0.25$	$Ra=10^3$				
	$Ra=10^4$				
	$Ra=10^5$				
	$Ra=10^6$				

(b)



(c)

Şekil 3.6. h^*=0.5'de farklı engel uzunlukları ve ısı iletim katsayısı oranlarında akım fonksiyonu grafikleri

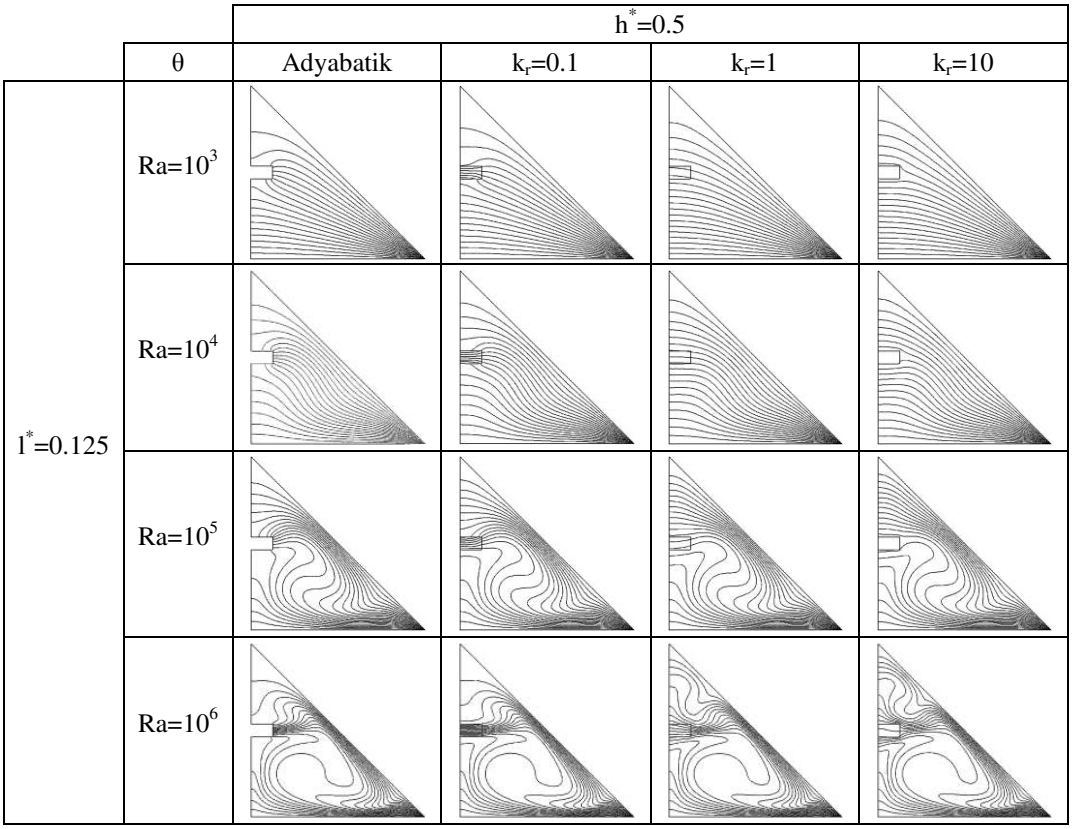
Üçgen kapalı ortam içerisinde h^*=0.5 iken, farklı ısı iletim katsayısı oranları (k_r=0.1-1-10) ile engelin adyabatik olması durumu ve farklı engel uzunluklarına (l^*=0.125-0.25-0.375) bağlı olarak elde edilen akım fonksiyonu grafikleri Şekil 3.6'da gösterilmiştir.

Şekil 3.6.a'da, l^*=0.125 iken, bütün k_r oranları ve düşük Rayleigh sayılarında tek bir sirkülasyon hücresi oluşmaktadır. Rayleigh sayısındaki artışla birlikte kapalı ortam içerisindeki akımın şiddeti artmakta ve sirkülasyon hücreleri genişlemektedir. Bu durum Rayleigh sayısındaki artışla taşınım etkilerinin arttığını dolayısıyla doğal taşınım akışının kuvvetlendiğini gösterir.

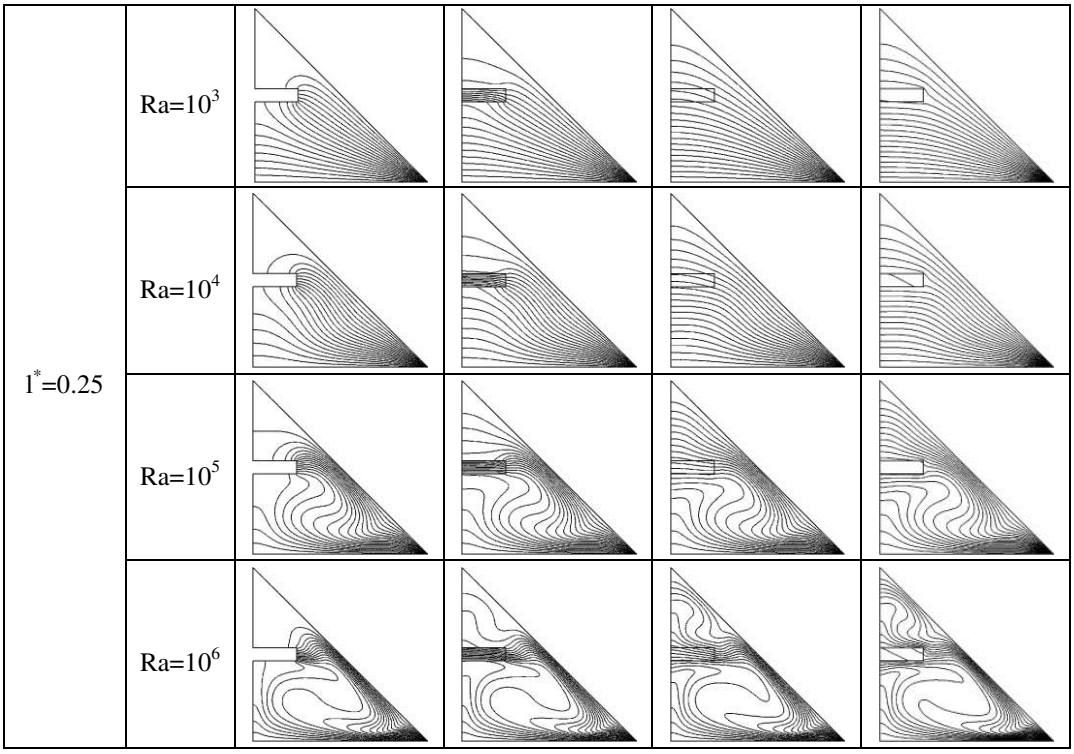
Şekil 3.6.b'de, l^*=0.25 iken, engelin kapalı ortam içerisindeki akıma etkisi daha belirgin hale gelmektedir. Düşük Rayleigh sayılarında l^*=0.125 uzunluğunda olduğu gibi akım kapalı ortamın üst kısmına ulaşamamaktadır. Ancak Rayleigh sayısındaki artışla birlikte akımın şiddeti artmaktadır. Ra=10^5 ve 10^6 iken, l^*=0.125 uzunluğundaki engel kullanımına göre kapalı ortamın üst kısmında akımın şiddeti daha zayıftır. Bu durum Şekil 3.6.c'de, engel uzunluğunun l^*=0.375'e çıktığı durumda daha net bir şekilde görülebilmektedir.

Düşey yüzey üzerinde konumlandırılan engel, özellikle düşük Rayleigh sayılarında, kapalı ortamın üst kısmında kuvvetli bir akımın oluşmasını engellemektedir. Rayleigh sayısının artmasıyla birlikte akımın şiddeti artmakta ve kapalı ortamın üst bölümünde ikincil sirkülasyon hücreleri oluşmaktadır. k_r oranındaki artışla birlikte ısı transferi artmakta, bu durum akım fonksiyonu grafiklerinden anlaşılabilmektedir. Kapalı ortamın üst bölümünde akımın şiddeti, k_r oranının yükselmesiyle birlikte artmaktadır.

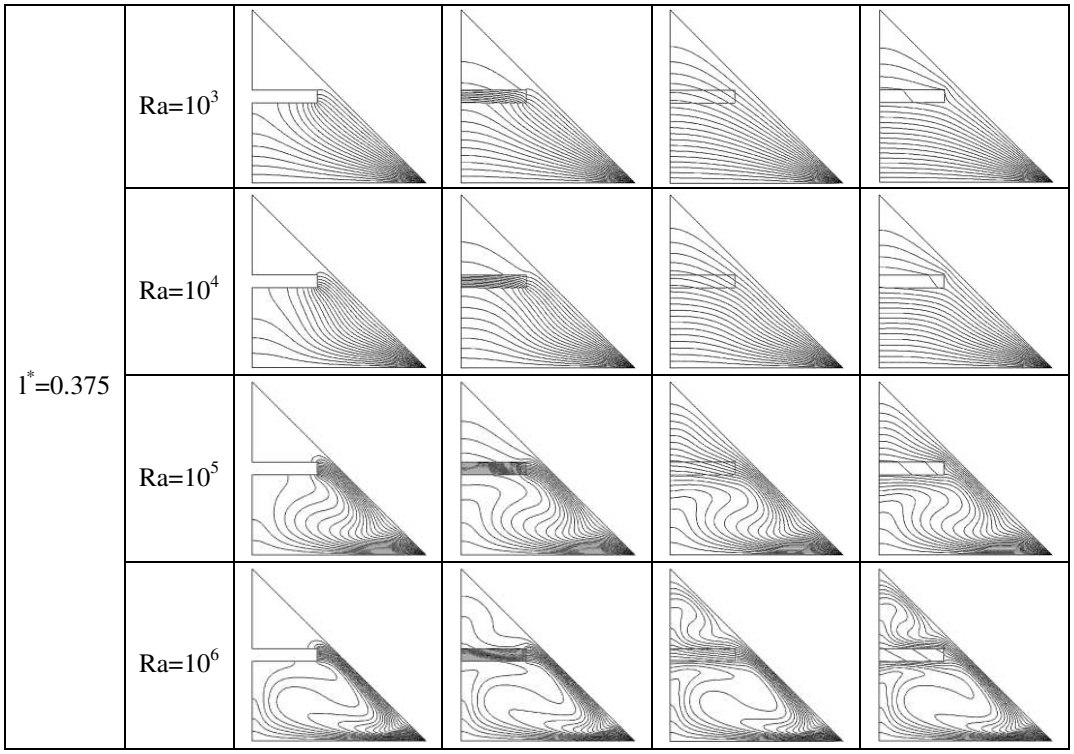
Düşey yüzey üzerinde konumlandırılan engelin etkinliği engel uzunluğundaki artışla birlikte daha belirgin hale gelmektedir. l^*'deki artışla birlikte engel adyabatik yüzey boyunca yükselen akışkanı engellemekte, akımın kapalı ortamın üst kısmına ulaşmasını engellemektedir. Böylece kapalı ortamın üst kısmında akım zayıflamakta ve akım çizgileri alt kısımda oldukça genişlemektedir. Kapalı ortamın üst kısmında akımın şiddetinin düşmesiyle üst kısımdan gerçekleşen ısı transferi düşmektedir.



(a)



(b)



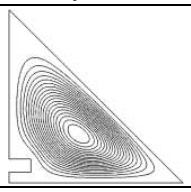
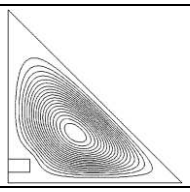
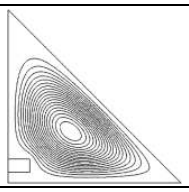
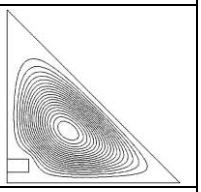
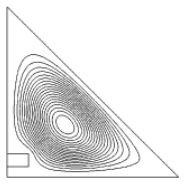
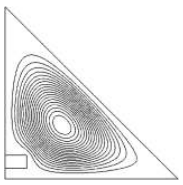
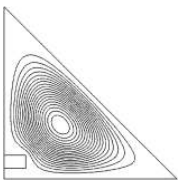
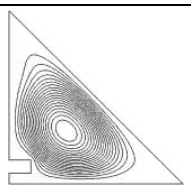
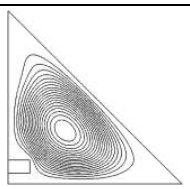
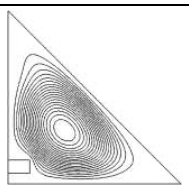
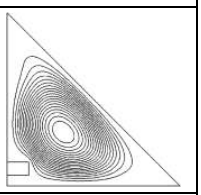
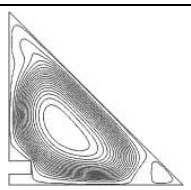
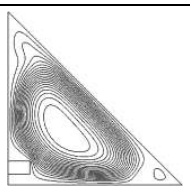
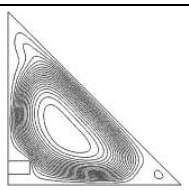
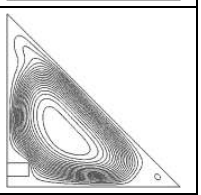
(c)

Şekil 3.7. h^*=0.5'de farklı engel uzunlukları ve ısı iletim katsayısı oranlarında eş sıcaklık eğrileri

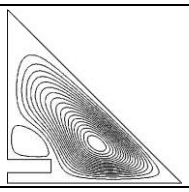
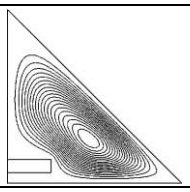
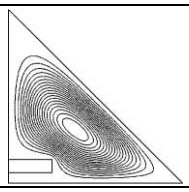
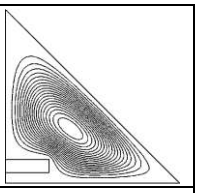
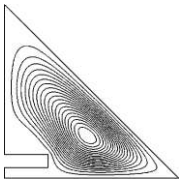
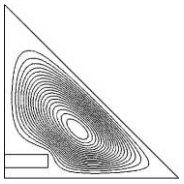
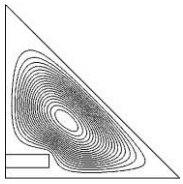
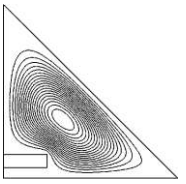
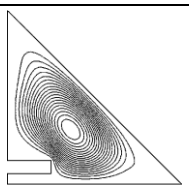
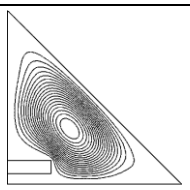
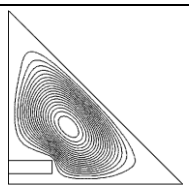
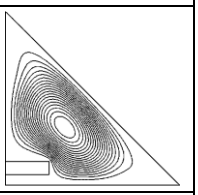
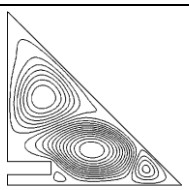
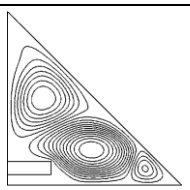
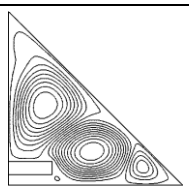
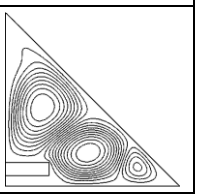
Şekil 3.7'de, h^*=0.5 yüksekliğinde konumlandırılan engelin, üçgen kapalı ortam içerisinde eş sıcaklık eğrilerine olan etkisi görülmektedir. Adyabatik yüzey üzerinde konumlandırılan engelin akımın kapalı ortamın üst kısmına ulaşmasını engellediği belirtilmişti. Benzer şekilde doğal taşınım akışını kesen engelin yatay yüzeyde ısınan havanın kapalı ortamın üst kısmına ulaşmasına engel olduğu söylenebilir.

Şekil 3.7.a'da, l^*=0.125 iken engelin, eş sıcaklık eğrileri üzerine fazla bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Çalışılan tüm Rayleigh sayısı ve k_r oranlarında yatay yüzeyde ısınan havanın kapalı ortamın üst kısmına ulaştığı görülmektedir. Bu sebeple l^*=0.125 uzunluğundaki engelin etkinliği diğer engel uzunluklarına göre daha azdır. Böylece kapalı ortamın bütün bölgelerinde sıcaklık farkları meydana gelmiş, üst kısımda soğuk izotermal bölge oluşmamıştır. Ancak engel uzunluğunun artışı ısınan havanın kapalı ortamın üst kısmına yükselmesini engellemektedir. Şekil 3.7.b ve Şekil 3.7.c'de, l^*=0.25 ve 0.375 iken kullanılan engel akışkanın üst kısımlara çıkmasını engellediğinden bu kısımlarda soğuk izotermal bölge oluşmaktadır. Bu durum özellikle akışkan hızlarının düşük olduğu (iletimle ısı transferinin baskın olduğu) Rayleigh sayısının 10^3 ve 10^4 değerlerinde geçerlidir.

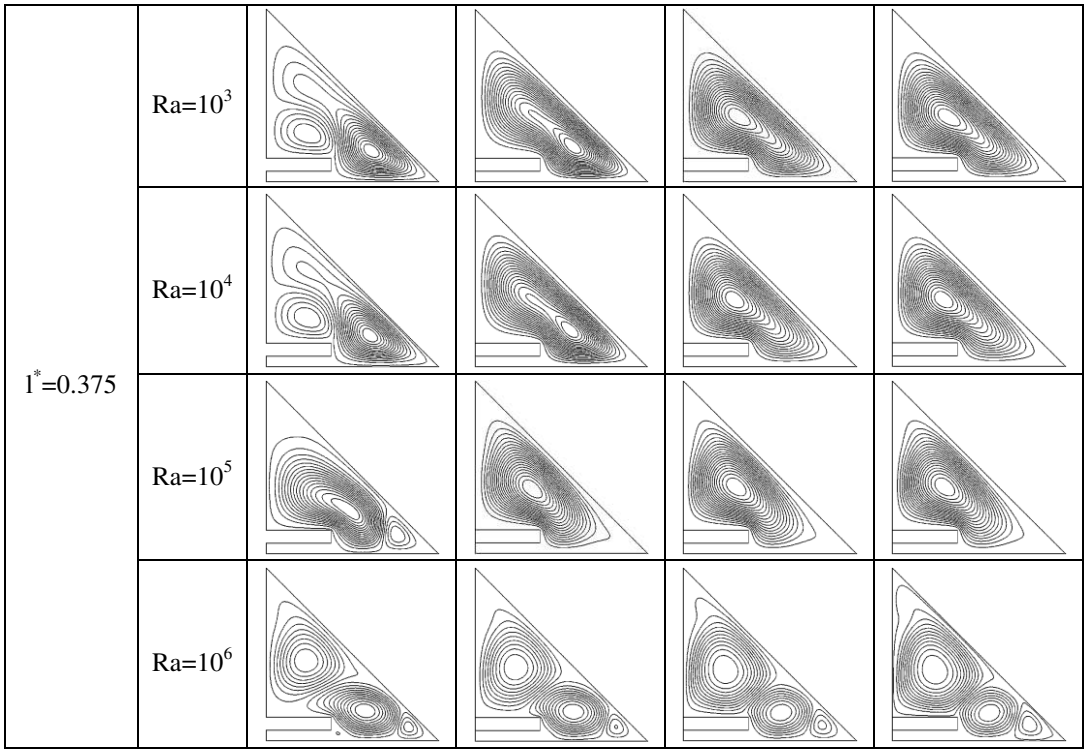
Isı iletim katsayısı oranlarının etkisi incelendiğinde ise, adyabatik engelin kullanımı, özellikle l^*=0.25 ve 0.375 iken sıcak yatay yüzeyle eğimli soğuk yüzeyin üst kısmı arasında ısı alışverişini düşürmektedir. Kapalı ortamın üst kısmında soğuk izotermal bölge oluşmakta, alt kısımda ise sıcak hava hapsolmaktadır. k_r=0.1 iken engel içerisinde yoğun sıcaklık değişimleri meydana gelmekte eş sıcaklık eğrileri engel içerisinde yoğunlaşmaktadır. k_r=1'e çıktığında eş sıcaklık eğrileri kapalı ortam ve engel içerisinde birbirinin devamı şeklinde uzanmaktadır. k_r=10 iken ise engelin ısı iletim katsayısının havanın ısı iletim katsayısından çok yüksek olmasından dolayı engel içerisinde sıcaklık dağılımı hemen hemen uniformdur. Ayrıca ısı iletim katsayısı oranının düşük olması kapalı ortamın alt bölümünde sıcak havanın hapsolmasına, üst kısma ulaşamamasına sebep olmaktadır. Fakat engelin ısı iletim katsayısının artmasıyla birlikte, engel alt bölümdeki daha sıcak olan havayı üst bölüme taşımakta, dolayısıyla üst bölümde sıcaklık gradyeni meydana gelmektedir.

		$h^*=0.1$			
	ψ	Adyabatik	$k_r=0.1$	$k_r=1$	$k_r=10$
$l^*=0.125$	$Ra=10^3$				
	$Ra=10^4$				
	$Ra=10^5$				
	$Ra=10^6$				

(a)

$l^*=0.25$	$Ra=10^3$				
	$Ra=10^4$				
	$Ra=10^5$				
	$Ra=10^6$				

(b)



(c)

Şekil 3.8. h^*=0.1'de farklı engel uzunlukları ve ısı iletim katsayısı oranlarında akım fonksiyonu grafikleri

Şekil 3.8'de farklı engel uzunlukları (l^*=0.125-0.25-0.375), ısı iletim katsayısı oranları (k_r=0.1-1-10) ve engelin adyabatik olması durumunda üçgen kapalı ortam içerisinde oluşan akım fonksiyonu grafikleri görülmektedir.

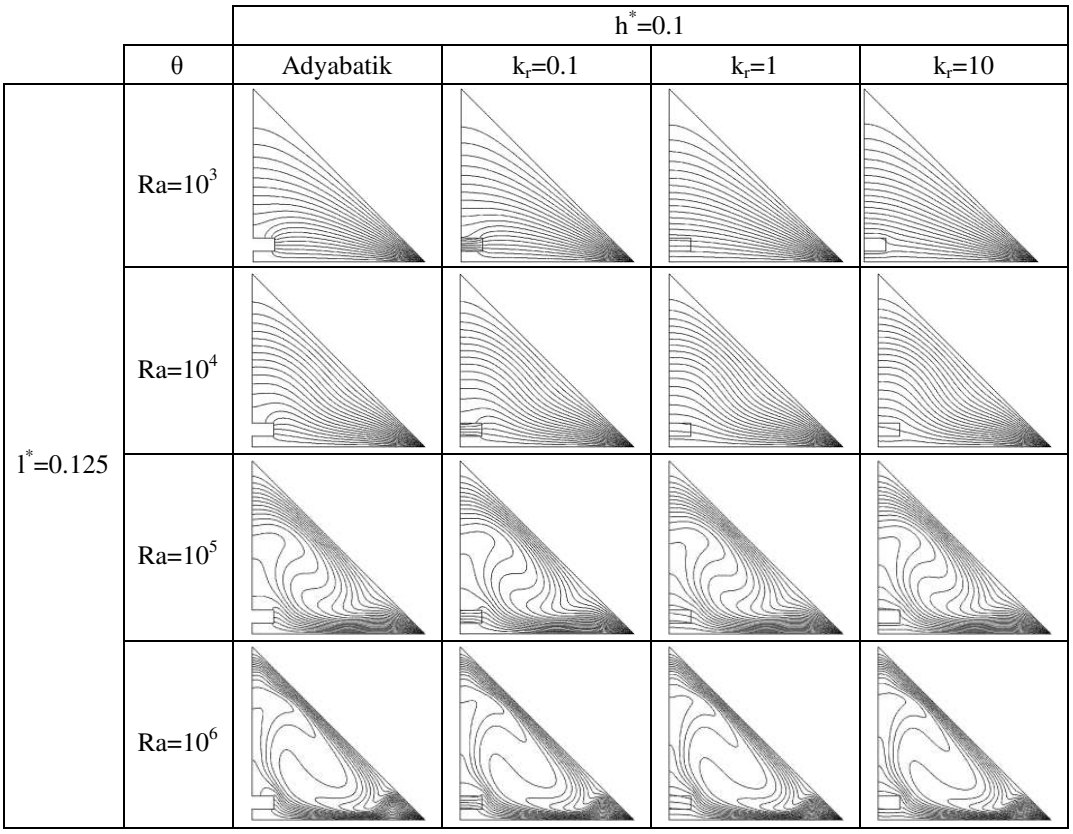
Şekil 3.8.a'da, h^*=0.1 ve l^*=0.125 iken farklı Rayleigh sayılarında akımın, engel boyutları küçük olduğundan k_r oranından etkilenmediği görülmektedir. Rayleigh sayısı 10^3 iken hücre merkezi elips şeklinde ve sıcak yüzey ile soğuk yüzeyin kesişim bölgesine daha yakındır. Rayleigh sayısı arttıkça taşınım etkileri artmakta, hücre merkezi yükselmekte ve genişlemektedir. Ayrıca Rayleigh sayısı 10^6'ya çıktığında ana sirkülasyon hücresinden ayrılmalar gözlemlenebilmektedir.

Engel uzunluğunun artışıyla birlikte, kapalı ortam içindeki akım daha çok etkilenmektedir. Engel uzunluğunun artışıyla ısı iletim katsayısı oranının önemi artmakta, engelin ısı iletim katsayısındaki artışla birlikte tabanda ısınan akışkan, kapalı ortamın üst bölümlerine yükselmektedir.

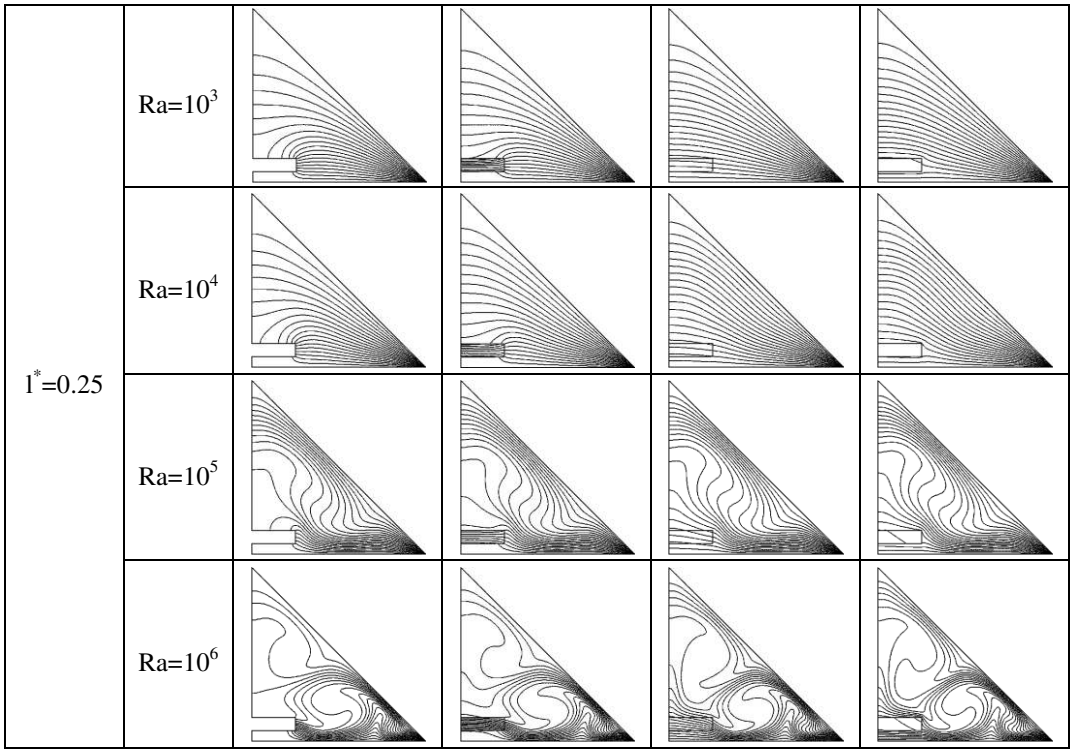
Şekil 3.8.b'de, l^*=0.25, Ra=10^3 ve engel adyabatik iken sirkülasyon hücresi merkezinin sıcaklık farklarının yüksek olduğu sıcak ve soğuk yüzeylerin kesişim bölgesine

daha yakın olduğu ve k_r oranının artışıyla birlikte hücre merkezinin yükseldiği görülmektedir. Bu durum Rayleigh sayısının 10^4 ve 10^5 değerlerinde de geçerlidir. Rayleigh sayısı 10^6'ya çıktığında ise kapalı ortamın merkezinde ana sirkülasyon hücresi ve sağ alt ve üst köşe noktalara doğru ikincil hücre yapılarının oluştuğu görülmektedir.

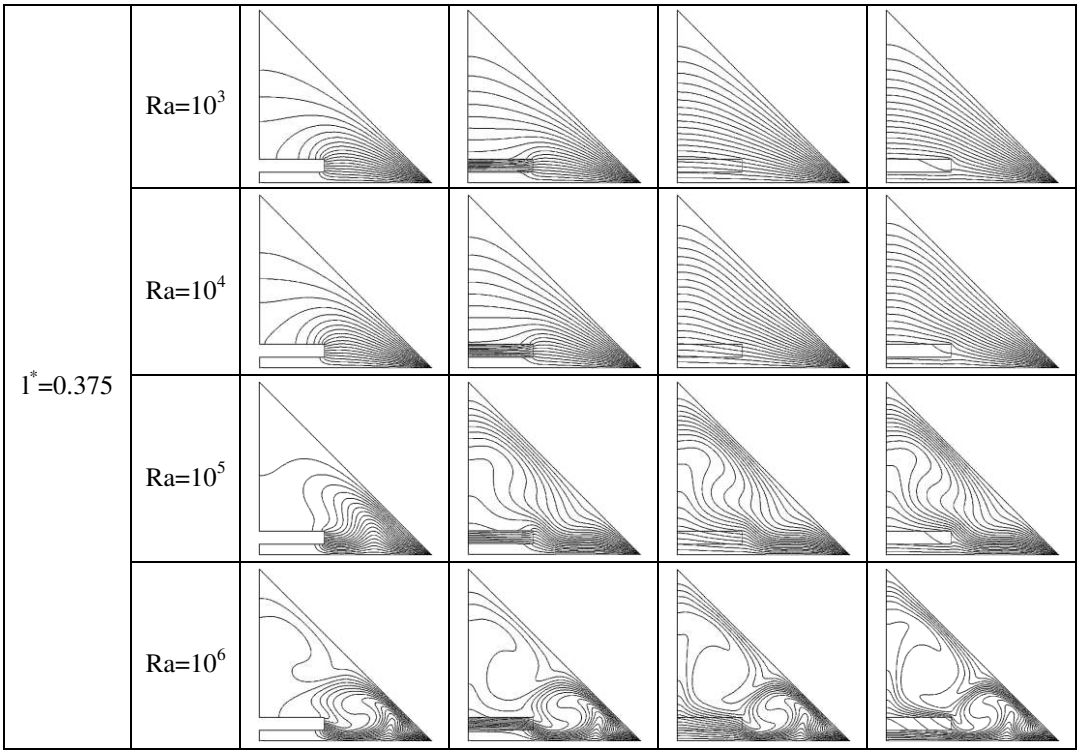
Şekil 3.8.c'de, l^*=0.375 iken aynı Rayleigh sayısında (Ra=10^3,10^4 ve 10^5), ısı iletim katsayısı oranının (k_r) artmasıyla sirkülasyon hücresinin merkezinin genişlediği ve yükseldiği görülmektedir. Ayrıca bütün engel uzunluklarında, Ra=10^6 iken çok hücreli yapı görülmekte, k_r'nin artışıyla birlikte kapalı ortam içerisindeki akım şiddetinin arttığı görülmektedir. Dikkat edilecek diğer bir nokta ise engel uzunluğunun artışıyla birlikte kapalı ortamdaki akımın şiddetinin azaldığıdır. Özellikle iletimle ısı transferinin etkin olduğu düşük Rayleigh sayılarında, hücre merkezinin sıcaklık farklarının yüksek olduğu sıcak ve soğuk yüzeylerin kesişim bölgesine yakın olduğuna dikkat edilmelidir.



(a)



(b)



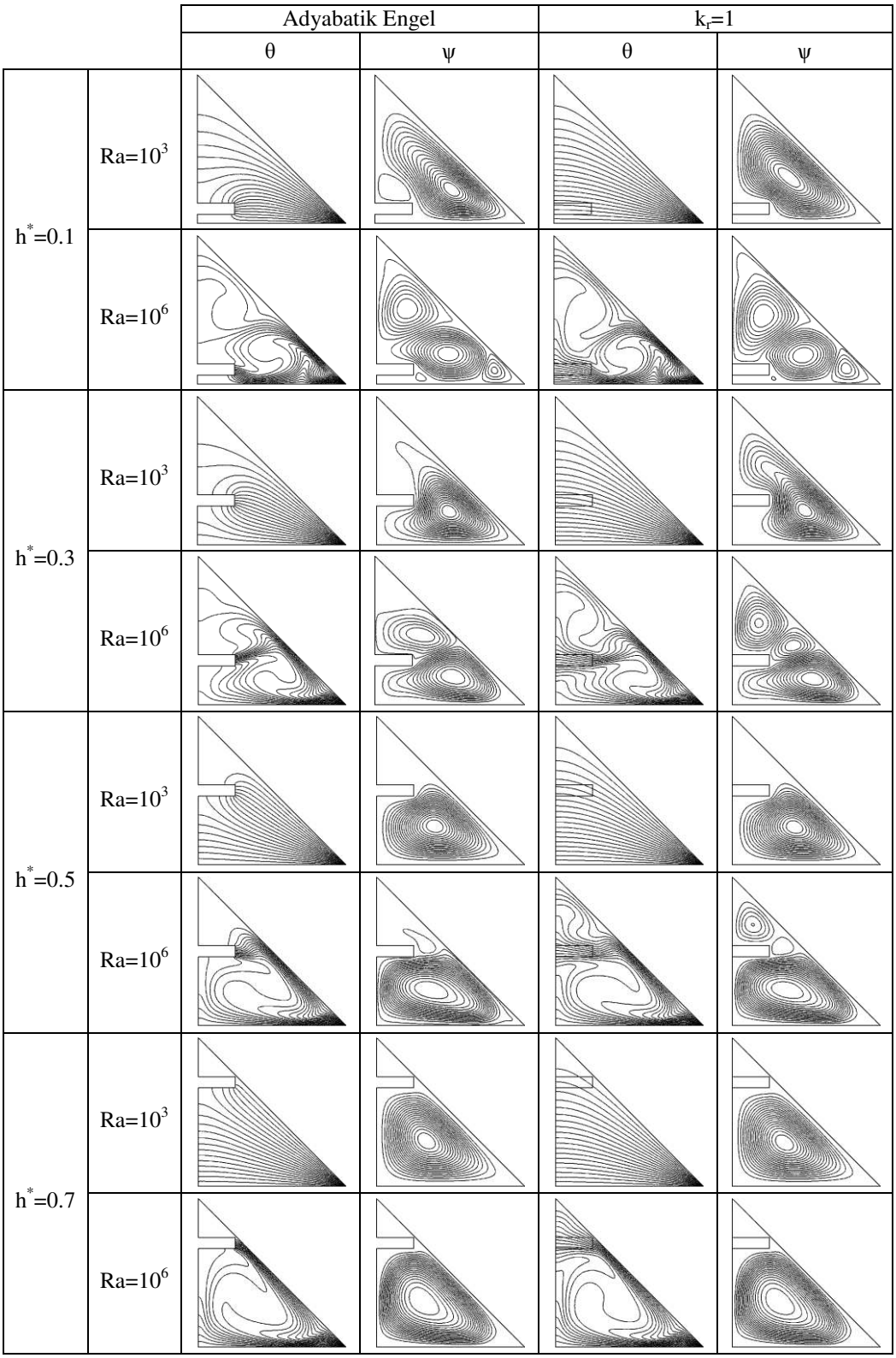
(c)

Şekil 3.9. h^*=0.1'de farklı engel uzunlukları ve ısı iletim katsayısı oranlarında eş sıcaklık eğrileri

Şekil 3.9'da, h^*=0.1 yüksekliğindeki engel parametrelerinin kapalı ortam içerisindeki sıcaklık dağılımına etkileri görülmektedir. Şekil 3.9.a'da, engelin h^*=0.1 yüksekliğinde ve l^*=0.125 uzunluğunda olması durumunda, akım fonksiyonu grafiklerine paralel şekilde, farklı ısı iletim katsayısı oranlarının kapalı ortam içerisinde eş sıcaklık eğrilerine fazla bir etkisi bulunmadığı görülmektedir. k_r=0.1 iken eş sıcaklık eğrileri engel içerisinde yoğunlaşmakta, engel içerisinde sıcaklık gradyeni oluşmaktadır. k_r=1 durumunda ise kapalı ortam ve engel içerisinde eş sıcaklık eğrileri birbirinin devamı şeklinde uzanmaktadır. k_r=10'a yükseldiğinde ise engelin ısı iletim katsayısının havanın ısı iletim katsayısından yüksek olması sebebiyle engel içerisinde uniform sıcaklık profili gözlemlenmektedir.

Engel uzunluğunun artışıyla ısı iletim katsayısı oranının önemi artmaktadır. Sıcak yüzeye yakın konumlandırılan engel sıcak yüzeyde ısınan sıcak havayı hapsetmekte, bu durum ısı iletim katsayısı oranının azalmasıyla daha belirgin hale gelmektedir. Adyabatik engelin kullanıldığı durumda eş sıcaklık eğrilerinden görüldüğü gibi, adyabatik engelin alt kısmında herhangi bir sıcaklık gradyeni oluşmamaktadır. Bu durum sıcak havanın engelin alt kısmında hapsolduğunu gösterir. Isı iletim katsayısı oranının artmasıyla, özellikle k_r=1 ve 10 iken engelin alt kısmında eş sıcaklık eğrilerinin yoğunlaştığı ve sıcak havanın, kapalı ortamın üst kısımlarına taşındığı görülmektedir.

Engel uzunluğundaki artış, ısı iletim katsayısı oranında düşüş ve engelin yüksekliğinin azalmasıyla birlikte, sıcak yüzeyde ısınan havanın engelin alt kısmında hapsolduğu açıkça görülmektedir. Bu durum l^*=0.25 ve özellikle l^*=0.375 uzunluğunda açıkça belli olmaktadır. Bu durum kapalı ortamın üst kısmında soğuk izotermal bölgenin oluşumuna sebep olmaktadır. Engelin uzunluğunun artması, engelin sıcak yüzeye yakın şekilde konumlandırılması ve ısı iletim katsayısı oranının düşmesiyle "özellikle adyabatik engel kullanımında" soğuk izotermal bölgenin genişliği artmaktadır. Bu ise üçgen kapalı ortamda doğal taşınımla ısı transferinin azalmasına sabep olmaktadır.



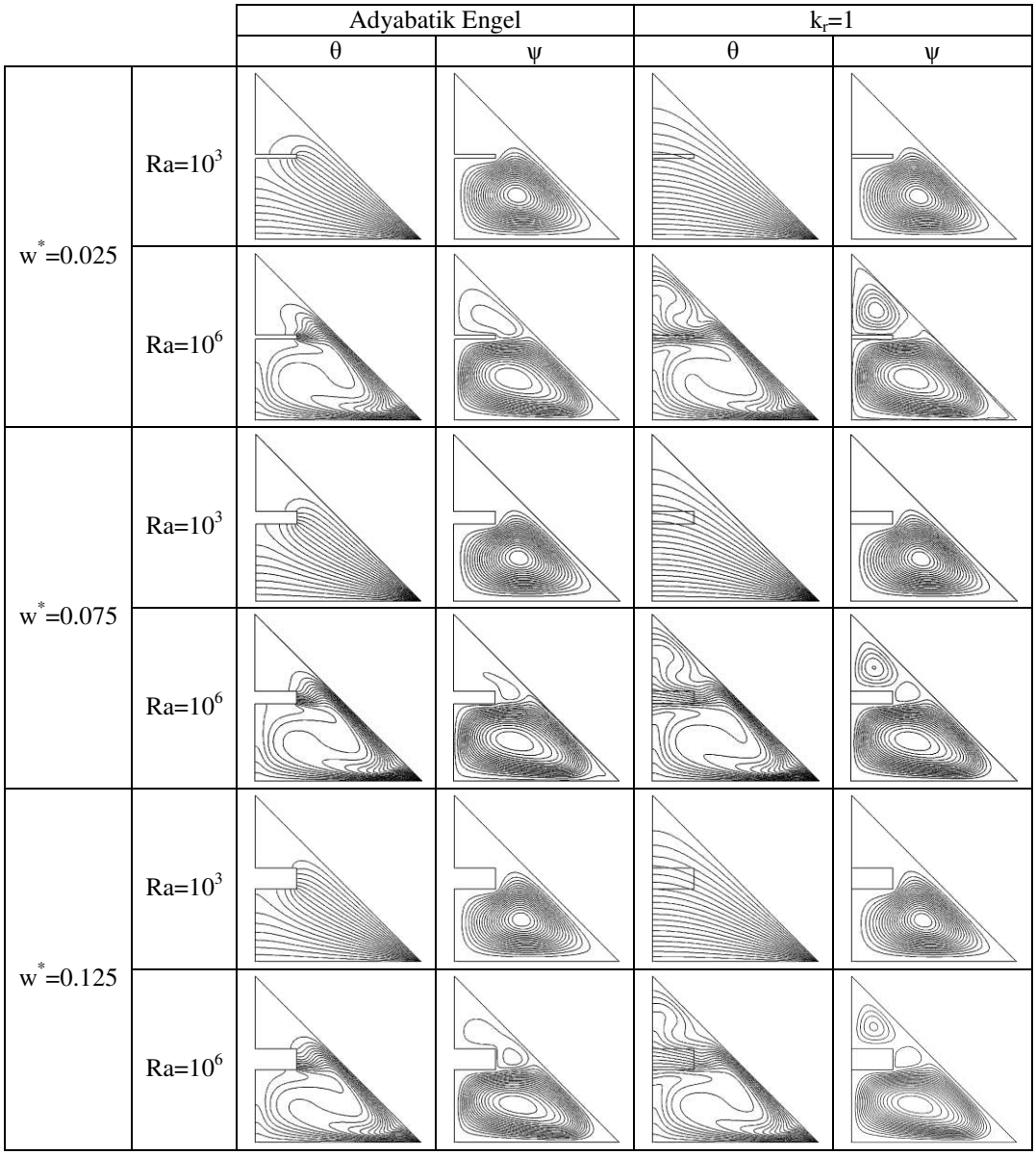
Şekil 3.10. l^*=0.25'de, farklı engel yükseklikleri, farklı ısı iletim katsayısı oranları ve Rayleigh sayılarında eş sıcaklık eğrileri ve akım fonksiyonu grafikleri

Rayleigh sayısının 10^3 değerinde iletimle ısı transferi baskındır. Eş sıcaklık eğrileri sıcak ve soğuk yüzeyler arasında uzanmakta, Rayleigh sayısı 10^6 değerini aldığında ise eş sıcaklık eğrilerinde dalgalanmalar görülmektedir. Üçgen kapalı ortam içerisinde hava sıcak yüzeyde ısınarak yükselmekte ve soğuk eğimli yüzeyde soğuyarak alçalmaktadır. Bu durumda düşey yüzeye yerleştirilen engel akımın kapalı ortamın üst kısmına ulaşmasını engellemekte ve sıcak havanın kapalı ortamın alt kısmında hapsolmasını sağlamaktadır. Bu durum özellikle düşük ısı iletim katsayısı oranı ve engelin sıcak yüzeye yakın konumlandırılmasıyla belirginleşmektedir. Isı iletim katsayısı oranının artışıyla, kapalı ortamın üst kısmında akımın şiddeti artmakta ve üst kısımda sıcaklık farkları gözlemlenmektedir. Adyabatik engel kullanımında ise kapalı ortamın üst kısmında soğuk izotermal bölge oluşmaktadır.

Rayleigh sayısı 10^3 iken kapalı ortam içerisinde akım şiddeti düşük olup sirkülasyon hücresinin merkezi sıcak ve soğuk yüzeylerin kesişim bölgesine yakındır ve bu durum özellikle engel yüksekliğinin $h^*=0.1$ değerinde gözlemlenmektedir. Engelin varlığının, akışkana etkiyen sürtünme kuvvetini arttırarak akımın zayıflamasına sebep olmasının yanı sıra sıcak havanın hapsolmasının sağlayarak akışkan içinde yoğunluk farklarının azalmasına sebep olduğu ve akışkana etkiyen kaldırma kuvveti etkisini azalttığı görülmektedir. Bu durum özellikle engel yüksekliğinin düşük olduğu durumlarda gözlemlenmektedir.

Ayrıca Şekil 3.10'da, $Ra=10^6$'da ana sirkülasyon hücresinden kopan ikincil hücre yapıları görülmektedir. Özellikle engel yüksekliği düşükken kapalı ortam içerisinde çok hücreli yapı oluştuğu gözlemlenmektedir. Isı iletim katsayısı oranının artışıyla ana sirkülasyon hücresi merkezi ve ikincil hücre merkezleri yükselirken aynı zamanda genişlemektedir. Bu durum akışkana etkiyen kaldırma kuvvetinin, k_r oranının artışıyla birlikte arttığını göstermektedir. $h^*=0.7$ durumunda ise adyabatik engel kullanımı ve $k_r=1$ iken akım fonksiyonu grafiklerinde değişiklik gözlemlenmemektedir.

$Ra=10^3$ durumunda çalışılan tüm engel yüksekliklerinde eş sıcaklık eğrileri sıcak ve soğuk yüzeyler arasında eş dağılıdır. Ancak Rayleigh sayısının 10^6 değerinde doğal taşınım tamamen etkin ısı transfer mekanizmasıdır. Bunun sonucunda eş sıcaklık eğrilerinde dalgalanmalar görülmekte ve ısı transferi artmaktadır. Ayrıca, özellikle $h^*=0.5$ ve 0.7 iken engelin alt kısmında ılık bölge oluşumu gözlemlenmektedir.



Şekil 3.11. h^*=0.5'de, farklı ısı iletim katsayısı oranları, Rayleigh sayıları ve engel kalınlıklarında akım fonksiyonu grafikleri ve eş sıcaklık eğrileri

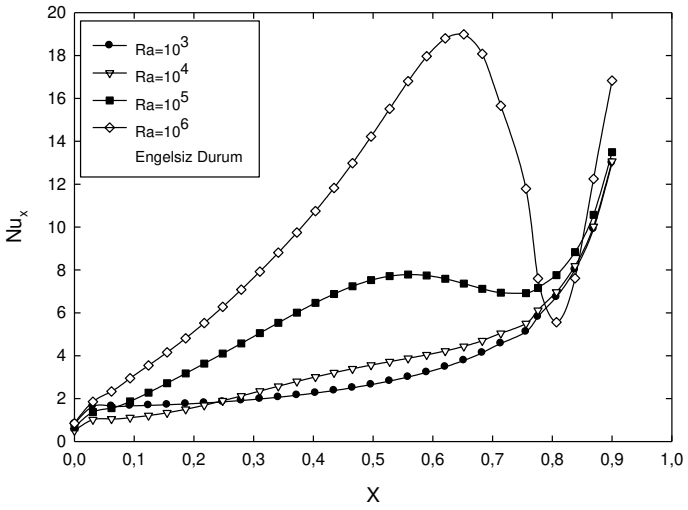
h^*=0.5 durumunda farklı engel kalınlıklarının eş sıcaklık eğrileri ve akım fonksiyonu grafiklerine etkileri Şekil 3.11'de gösterilmiştir. Bütün engel kalınlıklarında, adyabatik engel kullanımı Rayleigh sayısının 10^3 değerinde kapalı ortamın üst kısmında soğuk izotermal bölge oluşmasına sebep olmuştur. Yine aynı şekilde Ra=10^3 olup engel adyabatik ya da k_r=1 iken akım fonksiyonu grafiklerinde fazla bir değişiklik görülmemektedir. Ra=10^3 iken iletimle ısı transferi etkin olup akım çizgileri engelin alt kısmında yoğunlaşmıştır. Rayleigh sayısı 10^6'ya yükseldiğinde ise kapalı ortam içerisinde doğal taşınım akışı daha şiddetli olup, adyabatik yüzeye yerleştirilen engel, akımın kapalı

ortamın üst kısmına ulaşmasını engellemektedir. Yine engelin kalınlığındaki artışla birlikte kapalı ortamın üst kısmında akımın şiddetinin azaldığı görülmektedir.

Genel olarak eş sıcaklık eğrileri ve akım fonksiyonu grafiklerinden görüldüğü gibi engel yüksekliğinin azalması, engel uzunluğunun artması, ısı iletim katsayısı oranının azalması ya da adyabatik engel kullanımı kapalı ortam içerisinde akım şiddetinin düşmesine ve doğal taşınımın zayıflamasına sebep olmaktadır.

3.2.2. Yatay konumda (φ=0°) Isı Transferi

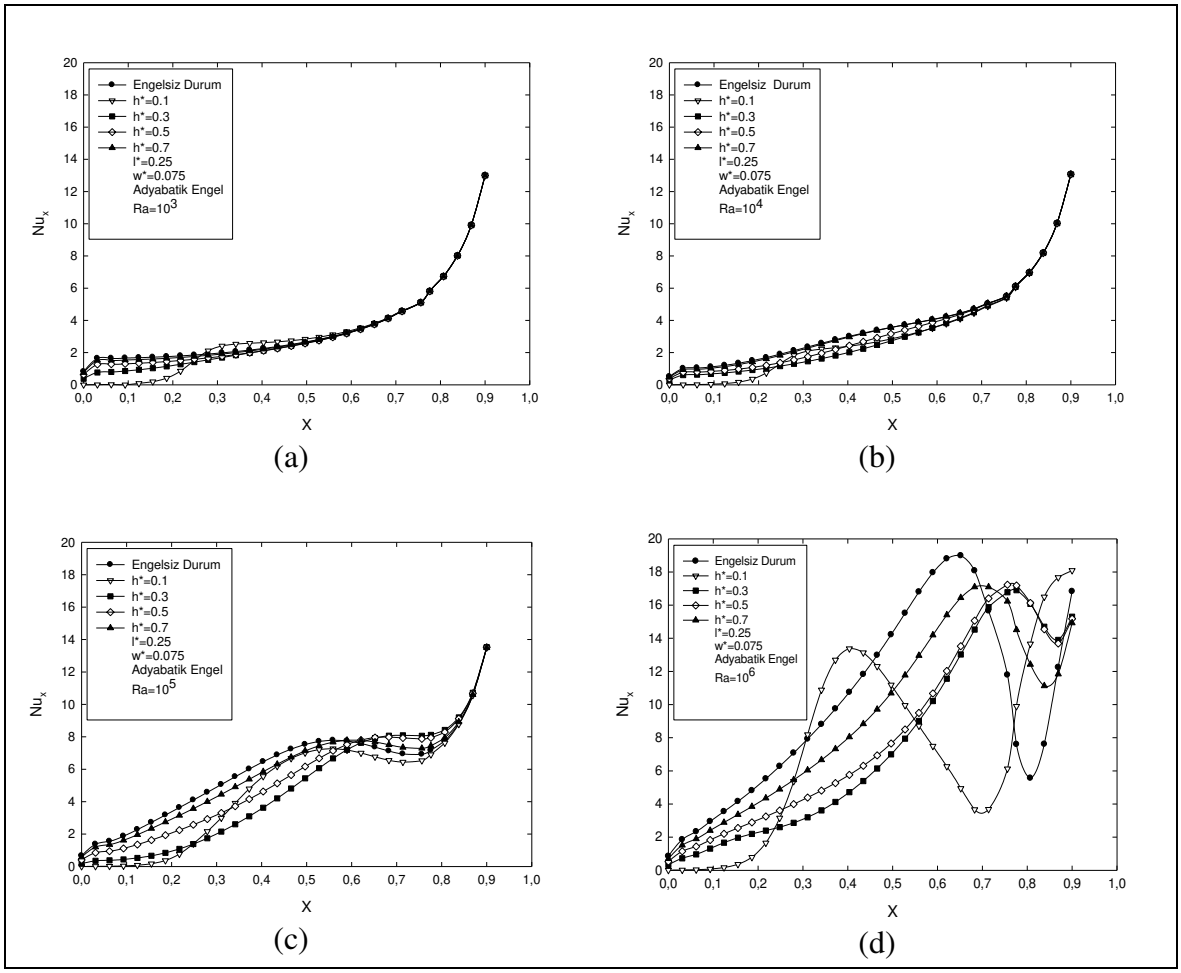
Bu bölümde, φ=0° durumunda engel parametrelerinin doğal taşınımla ısı transferi üzerine etkileri incelenirken ilk önce engel kullanılmayan durum için sıcak yüzeyde elde edilen yerel ve ortalama Nusselt sayıları sunulacak, sonrasında engel parametrelerindeki değişimin üçgen kapalı ortamdaki doğal taşınımla ısı transferini nasıl etkilediği üzerinde durulacaktır.



Şekil 3.12. Engel kullanılmayan durumda sıcak tabandaki yerel Nusselt sayısı değişimi

Yatay yüzeyinden ısıtılan üçgen kapalı ortamda sıcak yüzeyde elde edilen yerel Nusselt sayısı değerlerinin farklı Rayleigh sayıları ile değişimi Şekil 3.12'de gösterilmiştir. Genel olarak yerel Nusselt sayısı değerleri sıcak yatay yüzey ve soğuk eğimli yüzeyin kesişim noktasına doğru yükselmektedir. Rayleigh sayısının 10^3 ve 10^4 değerlerinde yerel Nusselt sayılarında dalgalanma gözlenmemekte yerel Nusselt sayısı değerleri asimptotik bir şekilde artmaktadır. Rayleigh sayısı 10^5'e çıktığında taşınım etkileri artmakta ve yerel

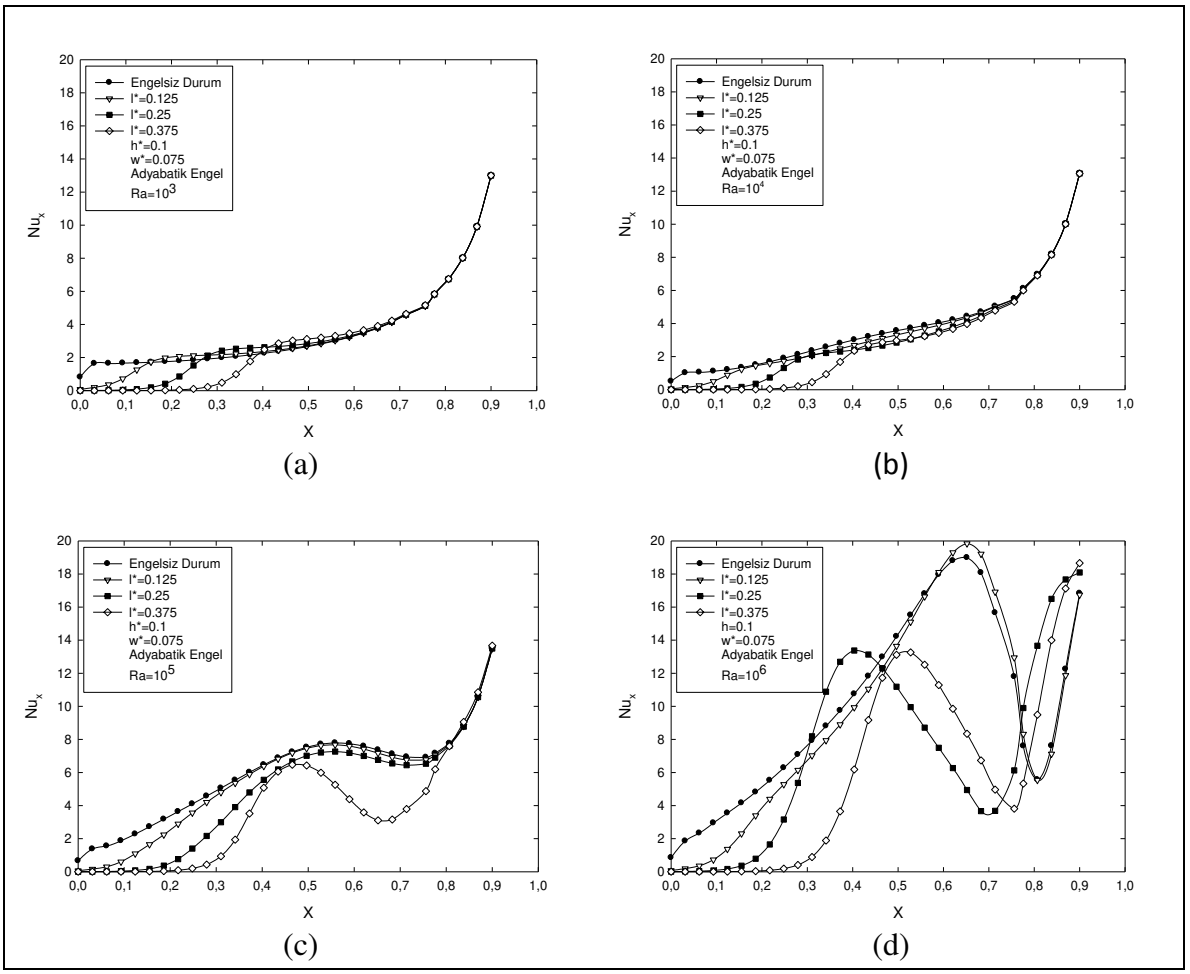
Nusselt sayısı değerlerinde dalgalanmalar görülmektedir. 10^6 Rayleigh sayısında ise tabanda 0.7 noktasına yaklaşırken yerel Nusselt sayısı en yüksek değerini almaktadır. Yerel Nusselt sayısında özellikle taşınımla ısı transferinin etkin olduğu Rayleigh sayısının 10^6 değerinde, yerel Nusselt sayısının en yüksek ve en düşük değerlerini aldığı konum ile; akım fonksiyonundaki ayrılma ve eş sıcaklık eğrilerindeki dalgalanmalar paralellik göstermektedir.



Şekil 3.13. l^*=0.25, w^*=0.075 ve engelin adyabatik olduğu durumda engel yüksekliğinin yerel Nusselt sayılarına etkisi

Şekil 3.13'de farklı engel yüksekliklerinde sıcak yüzey için elde edilen yerel Nusselt sayılarının Rayleigh sayısı ile değişimi verilmiştir. Ra=10^3 ve 10^4 iken (iletimle ısı transferi baskın) yerel Nusselt sayılarının, engel kullanılmayan ve farklı engel yüksekliklerinde değişimleri aynı karakteristik eğilimdedir. Eş sıcaklık eğrilerinde, düşük ısı iletim katsayısı oranları (k_r=0.1 ve engel adyabatik) ve engelin sıcak yüzeye yakın konumlarında, sıcak havanın engelin alt kısmında hapsolduğu görülmüştü. Buna paralel şekilde sıcak yüzeye yakın konumda bulunan engelin alt kısmına denk gelen bölgede

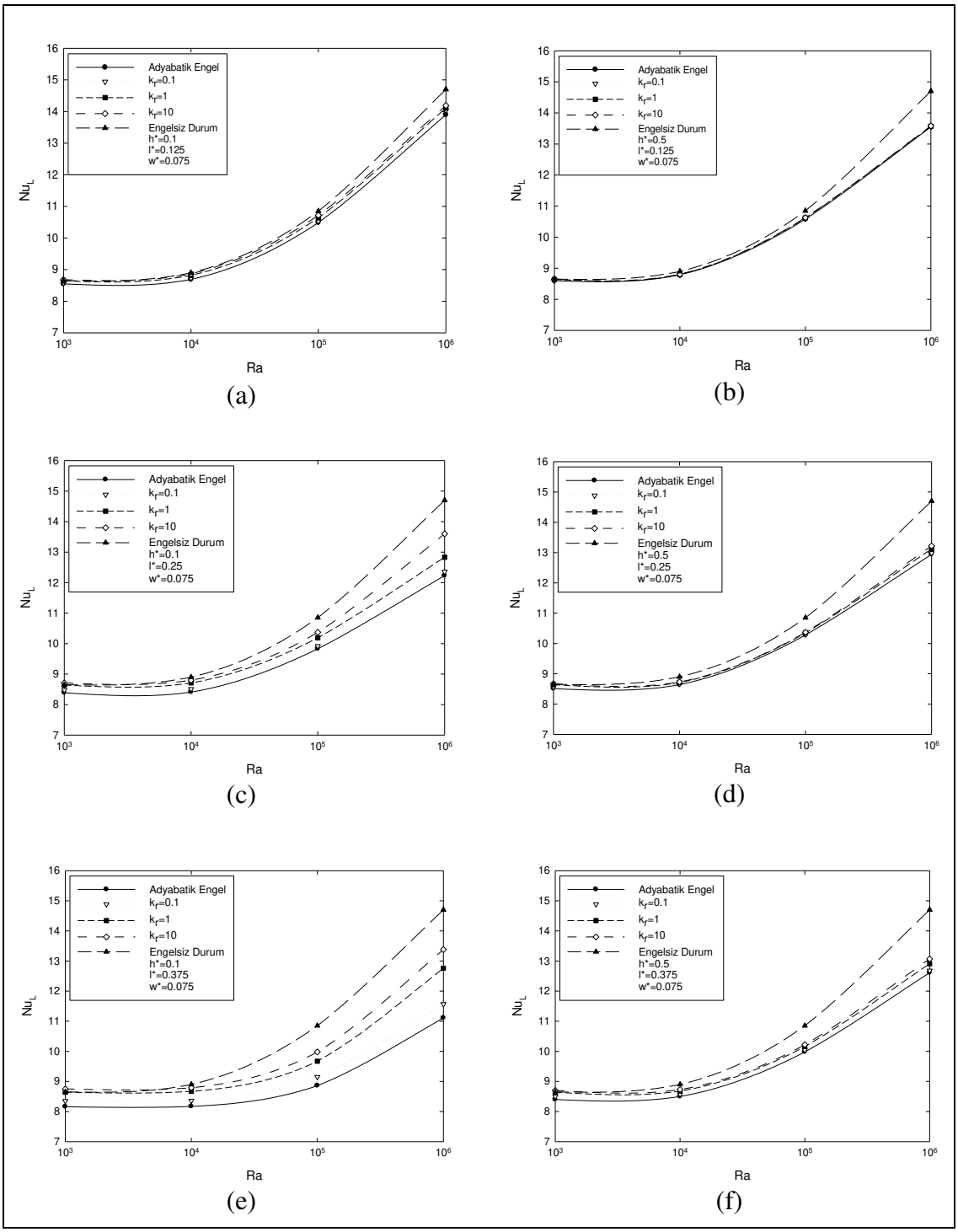
(X=0.2'ye kadar) yerel Nusselt sayılarının sıfıra çok yakın değerler aldığı görülmektedir. Bunun dışında engel yüksekliğindeki artışla birlikte bu etki azalmakta ve yerel Nusselt sayıları birbirine çok yakın değerler almaktadır. Rayleigh sayısının 10^5'e çıkmasıyla yerel Nusselt sayılarında dalgalanmalar başlamıştır. Rayleigh sayısının 10^6 değerinde ise taşınımla ısı transferi etkindir. Ayrıca yerel Nusselt sayıları dalgalı bir değişim sergilemekte, yerel nusselt sayılarının en yüksek ve en düşük değerlerinin X mesafesi üzerindeki konumu engel yüksekliğiyle birlikte değişmektedir. h^*=0.3 ve 0.5 konumlarında yerel Nusselt sayıları benzer değişimler göstermekteyken, engel yüksekliğindeki artışla birlikte yerel Nusselt sayısı değerlerinin arttığı görülmektedir.



Şekil 3.14. w^*=0.075 ve adyabatikengel durumunda engel yüksekliği ve engel uzunluğunun yerel Nusselt sayılarına etkisi

Engel uzunluğunun yerel Nusselt sayısının değişimine etkisi Şekil 3.14'de görülmektedir. Çalışılan tüm Rayleigh sayılarında l^*=0.125 iken yerel Nusselt sayılarında fazla bir değişiklik olmamakta ancak engel uzunluğundaki artışla orantılı olarak yerel Nusselt sayıları engelin alt kısmında sıfıra yakın değerler almaktadır. Farklı engel

uzunluklarında, Rayleigh sayısının 10^3 ve 10^4 değerlerinde yerel Nusselt sayıları birbirine çok yakın değerler almakta, Rayleigh sayısının 10^5 ve 10^6'ya çıkmasıyla yerel Nusselt sayısındaki değişim farklılaşmaktadır. Özellikle taşınımla ısı transferinin baskın olduğu 10^5 ve 10^6 Rayleigh sayılarında engelin uzunluğunun artışıyla birlikte etkinliğinin de arttığı grafiklerden açık bir şekilde görülmektedir.



Şekil 3.15. w^*=0.075'de h^*, l^* ve k_r'nin ortalama Nusselt sayısına etkisi

Sabit engel kalınlığında (w^*=0.075), farklı engel yükseklikleri (h^*=0.1 ve 0.5), ısı iletim katsayısı oranları (k_r=0.1-1-10 ve engel adyabatik) ve engel uzunluklarında (l^*=0.125, 0.25 ve 0.375) ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi Şekil 3.15'de gösterilmiştir.

l^*=0.125 uzunluğunda ve Rayleigh sayısının 10^3 değerinde iletimle ısı transferinin baskın olmasından dolayı, ortalama Nusselt sayıları bütün parametreler için birbirine çok yakındır. Rayleigh sayısının 10^3'den 10^4'e çıkmasıyla ortalama Nusselt sayılarında fazla bir değişiklik meydana gelmemiştir. Ancak Rayleigh sayısının 10^5'e çıkması ile taşınım etkileri artmakta, bu ise Rayleigh sayısında hızlı bir yükselişe sebep olmaktadır. Yükseliş, Rayleigh sayısının 10^6 değerinde de devam etmekte ve ortalama Nusselt sayısı önemli derecede artmaktadır. Kullanılan engelin etkisi Rayleigh sayısındaki artışla birlikte artmakta, bu ise özellikle düşük engel yüksekliğinde (h^*=0.1) daha belirgin olarak görülmektedir. Grafiklerden anlaşılacağı üzere çalışılan parametrelerde l^*=0.125 uzunluğundaki engelin ısı transferi üzerine fazla bir etkisi görülmemektedir.

l^*=0.25 uzunluğundaki engelin kullanımında ise ortalama Nusselt sayısındaki azalma, l^*=0.125 uzunluğundaki engelin kullanımına oranla daha net bir şekilde görülebilmektedir. Engel h^*=0.1 konumunda iken ısı iletim katsayısı oranının ısı transferi üzerinde daha çok etkisi olduğu görülebilemektedir. Özellikle k_r'nin 0.1 değerinde ve adyabatik engel kullanımında ortalama Nusselt sayısı değerleri birbirine çok yakın değerler almakta fakat, k_r oranının 1 ve 10 olduğu durumlardan oldukça farklı olmaktadır. Çünkü sıcak yüzeye yakın konumlandırılan engel, adyabatik ve k_r=0.1 iken, sıcak havanın engelin alt kısmına hapsolmasını sağlamaktadır. h^*=0.5 durumunda ise ısı iletim katsayısının düşmesiyle ortalama Nusselt sayısı azalmakta fakat bu fark h^*=0.1yüksekliğindeki engelin kullanımındaki kadar belirgin olmamaktadır.

Uzunluğu l^*=0.375 olan engelin kullanımında ortalama Nusselt sayıları daha da düşük değerler almaktadır. Özellikle h^*=0.1 iken ortalama Nusselt sayıları arasındaki fark açılmakta ve ısı transferi belirgin bir şekilde düşmektedir. h^*=0.5 yüksekliğinde ise diğer engel uzunluklarında olduğu gibi engelin etkinliği azalmaktadır.

Engel kullanılan bütün durumlarda engelin, engelin düşey yüzey üzerinde konumlandırılmasıyla birlikte akım şiddetinin düşmesi ve akımın kapalı ortamın üst kısmına ulaşmasına engel olduğu; sonuç olarak ısı transferinde azalmaya sebep olduğu

görülmektedir. Ayrıca ısı iletim katsayısı oranlarının ısı transferine etkisi engelin tabana yakın konumlandırılması ve engel uzunluğundaki artışla daha belirgin hale gelmektedir. Bütün engel yüksekliği ve engel uzunluklarında en az ısı transferi adyabatik engelin kullanımında gerçekleşmektedir.

Tablo 3.1. Bazı engel parametreleri ve Rayleigh sayılarında ortalama Nusselt sayıları

			$h^*=0.1$		$h^*=0.5$	
			Adyabatik	$k_r=1$	Adyabatik	$k_r=1$
$w^*=0.075$	$Ra=10^3$	$l^*=0.125$	8.55	8.65	8.60	8.65
		$l^*=0.25$	8.39	8.65	8.51	8.65
		$l^*=0.375$	8.16	8.65	8.40	8.65
	$Ra=10^6$	$l^*=0.125$	13.9	14.11	13.55	13.56
		$l^*=0.25$	12.23	12.83	12.94	13.12
		$l^*=0.375$	11.11	12.76	12.61	12.91
$w^*=0.125$	$Ra=10^3$	$l^*=0.125$	8.54	8.64	8.59	8.65
		$l^*=0.25$	8.37	8.64	8.49	8.65
		$l^*=0.375$	8.13	8.64	8.37	8.65
	$Ra=10^6$	$l^*=0.125$	13.41	13.43	13.44	13.46
		$l^*=0.25$	12.32	13.19	12.80	12.95
		$l^*=0.375$	11.04	12.56	12.50	12.73

Tablo 3.1'de, farklı engel parametreleri ve Rayleigh sayılarında ortalama Nusselt sayısının aldığı değerler görülmektedir. Tablo3.1'de 10^3 ve 10^6 Rayleigh sayısında sonuçların gösterilmesi, Rayleigh sayısının aradaki değerlerinde sonuçların benzer seyretmesinden kaynaklanmaktadır. Ayrıca iki farklı engel kalınlığı ($w^*=0.075$-0.125) ve yine iki farklı engel yüksekliği ($h^*=0.1$-0.5), sonuçların açıklanması için yeterli görülmüş, ara değerler ayrıca sunulmamıştır. Ayrıca farklı engel parametrelerinde ısı transferindeki düşüşü belirlemek ve engelin hangi parametrelerde etkin olduğunu görmek amacıyla Tablo 3.1'de engel kullanılmayan durum için de ortalama Nusselt sayıları sunulmuştur.

Rayleigh sayısının 10^3 değerinde iletim, 10^6 değerinde ise taşınımla ısı transferinin baskın olduğu daha önceki bölümlerde belirtilmişti. Engel kullanılmayan durumda Rayleigh sayısı 10^3 iken ortalama Nusselt sayısı 8.65 değerini, Rayleigh sayısı 10^6 iken ise 14.7 değerini almaktadır.

Engelin sıcak yüzeye yakın konumlandırılması, ısı iletim katsayısı oranının düşük olması ve engel kalınlığı ile engel uzunluğunun artması ısı transferini düşürmektedir. Bu sebeple en etkin engel parametresi olarak; $l^*=0.375$, $h^*=0.1$, $w^*=0.125$ ve engelin adyabatik olduğu durum gösterilebilir. Bu parametrelerde $Ra=10^6$ iken ısı transferindeki net düşüş %24.9 olmaktadır. $w^*=0.075$ durumunda ise ısı transferindeki net düşüşün %24.4 olduğu görülmektedir. Aynı uzunluk ve yüksekliğe sahip, fakat farklı kalınlıktaki adyabatik engel kullanımında engelin kalınlığındaki değişikliğin ısı transferi üzerinde fazla bir etkisinin olmadığı görülmektedir.

Rayleigh sayısı, ortalama Nusselt sayısı üzerinde büyük bir etkiye sahiptir. Rayleigh sayısının 10^3 değerinde engel kullanımının ortalama Nusselt sayısı üzerine etkisi incelenirse, adyabatik engein kullanıldığı durumda $l^*=0.375$, $w^*=0.125$ ve $h^*=0.1$ iken ısı transferindeki net düşüş %6 olmaktadır. Rayleigh sayısı 10^6'ya çıktığında ise aynı engel parametrelerinde ısı transferindeki net düşüşün %24.9'a çıktığı görülmektedir. Sonuç olarak Rayleigh sayısının artışıyla birlikte ısı transferindeki net düşüş artmakta; ısı transferinin tamamen taşınımla gerçekleştiği 10^6 Rayleigh sayısında engelin etkinliğinin, 10^3 Rayleigh sayısına göre çok daha fazla olduğu görülmektedir.

Engelin yüksekliğinin ısı transferi üzerine etkisi incelendiğinde ise engelin yüksekiğinin azalmasıyla birlikte net ısı transferinde düşüş görülmektedir. Rayleigh sayısı 10^6, $w^*=0.125$, $l^*=0.375$ ve $h^*=0.1$ iken ısı transferindeki net düşüş %24.9, aynı engel parametrelerinde fakat $h^*=0.5$ iken ısı transferindeki net düşüş ise %14.9 olmaktadır.

Engelin uzunluğundaki artışla birlikte üçgen kapalı ortam içerisinde ısı transferinin düştüğü gözlemlenmektedir. Rayleigh sayısının 10^6 değerinde, $w^*=0.125$, $l^*=0.125$ ve $h^*=0.1$ iken ısı transferindeki net düşüş %8.9, $w^*=0.125$, $l^*=0.25$ ve $h^*=0.1$ iken ısı transferindeki net düşüş %17.6 olmaktadır.

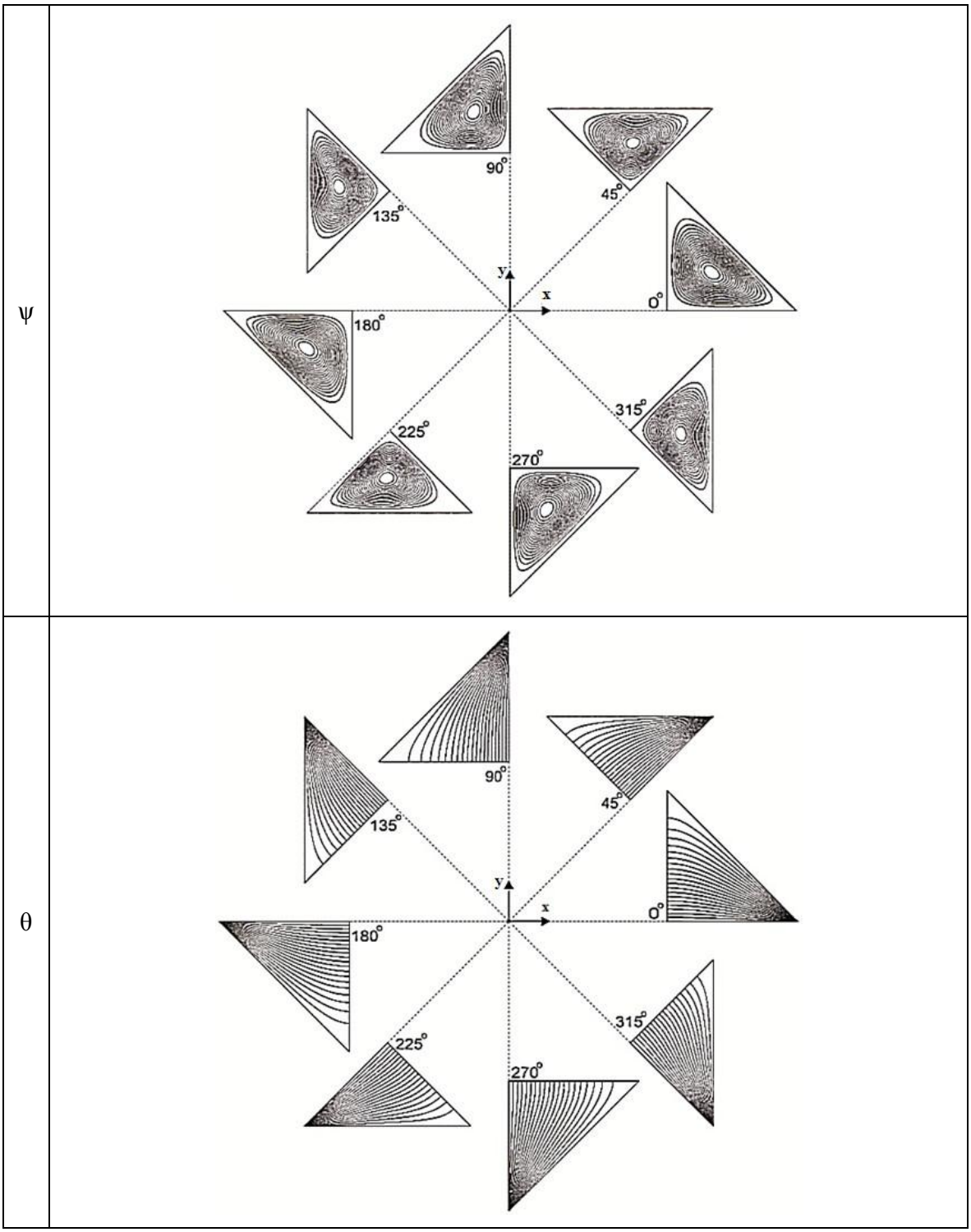
Engelin ısı iletim katsayısı oranına bağlı olarak ısı transferindeki net düşüş incelendiğinde, adyabatik engel kullanımı ve $l^*=0.375$, $w^*=0.125$ ve $h^*=0.1$ iken ısı transferindeki net düşüş %24.9; $l^*=0.375$, $w^*=0.125$ ve $h^*=0.1$ ve $k_r=1$ iken ısı transferindeki net düşüş %14.5 oranında gerçekleşmektedir

Elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde engelin yüksekliğinin azaltılması, engelin uzunluğunun arttırılması ve ısı iletim katsayısı oranının düşürülmesi ya da adyabatik

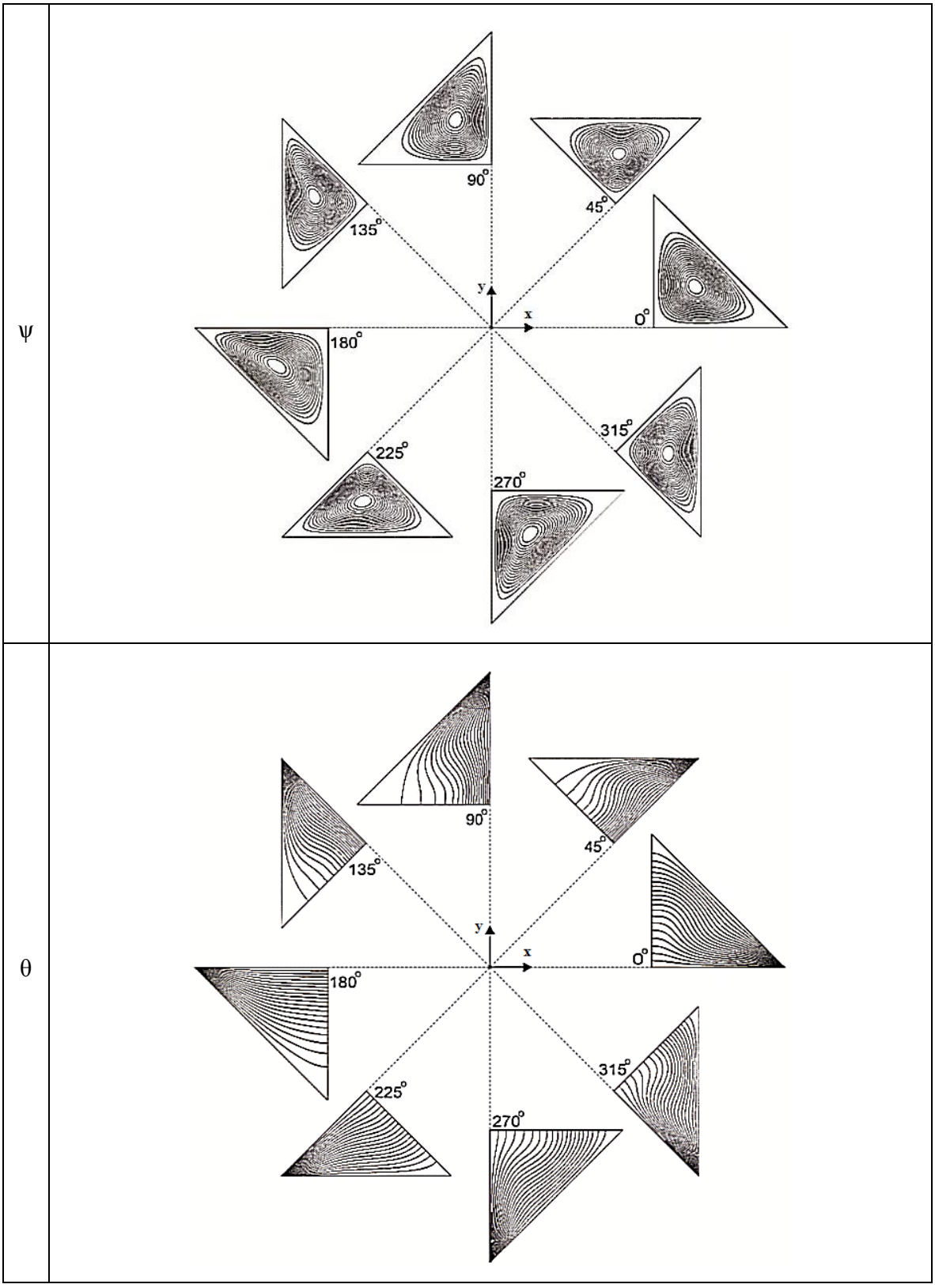
engelin kullanılmasıyla üçgen kapalı ortam içeisinde doğal taşınımla ısı transferi miktarının oldukça değiştiği görülmektedir. Ancak engelin kalınlığındaki değişim aynı etkiyi vermemekte ve ısı transferindeki değişim daha az olmaktadır. Ayrıca Rayleigh sayısındaki artışla birlikte engelin etkinliğinin arttığı açıkça görülmektedir. Sonuçlar ışığında engel kullanımına bağlı olarak ısı transferindeki net düşüş en fazla %24.9 oranında olmaktadır.

3.3. Eğimli Üçgen Kapalı Oramda Doğal Taşınım

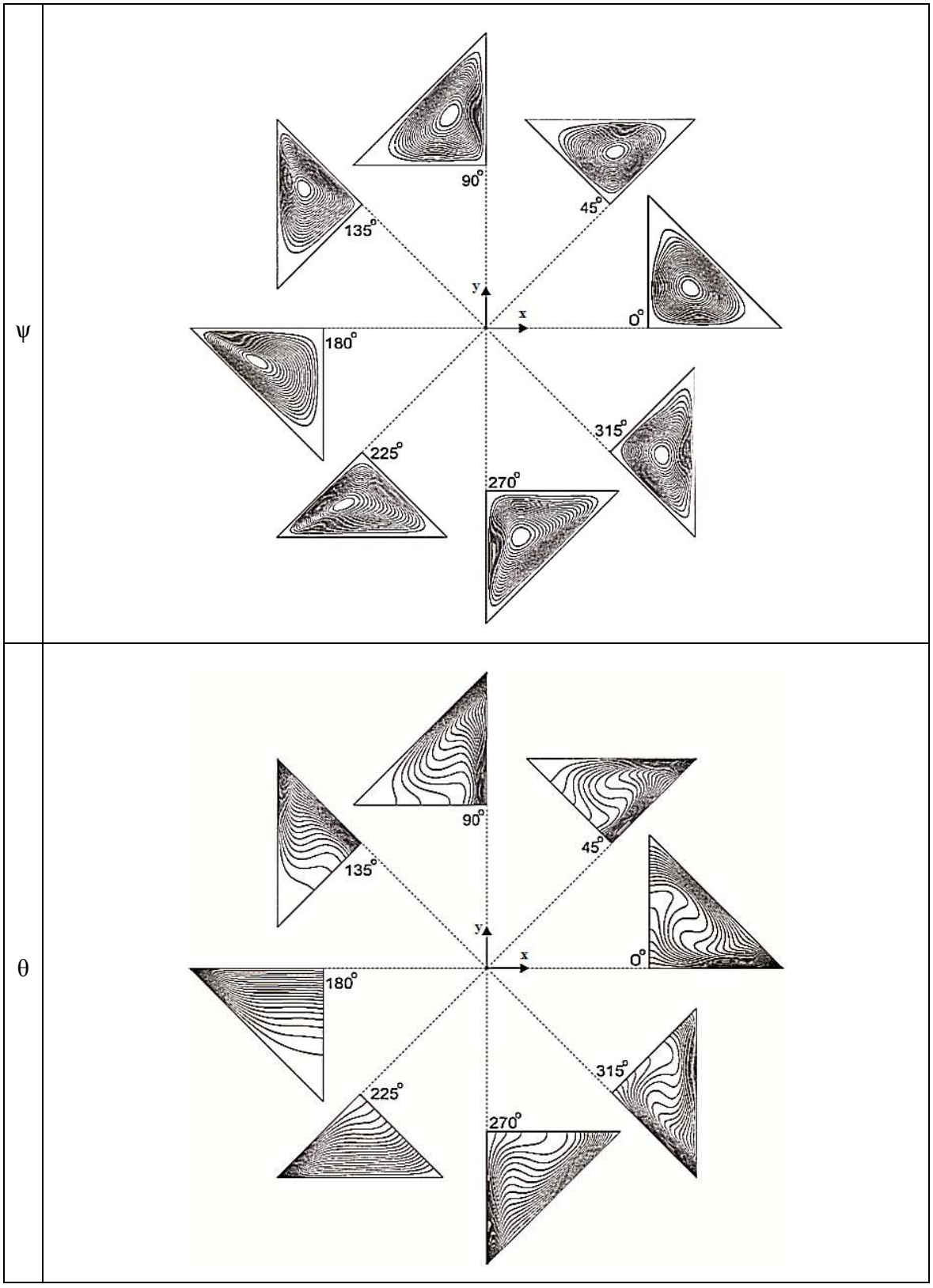
3.3.1. Eğimli Üçgen Kapalı Ortamda Eş Sıcaklık Eğrileri ve Akım Fonksiyonu Grafikleri



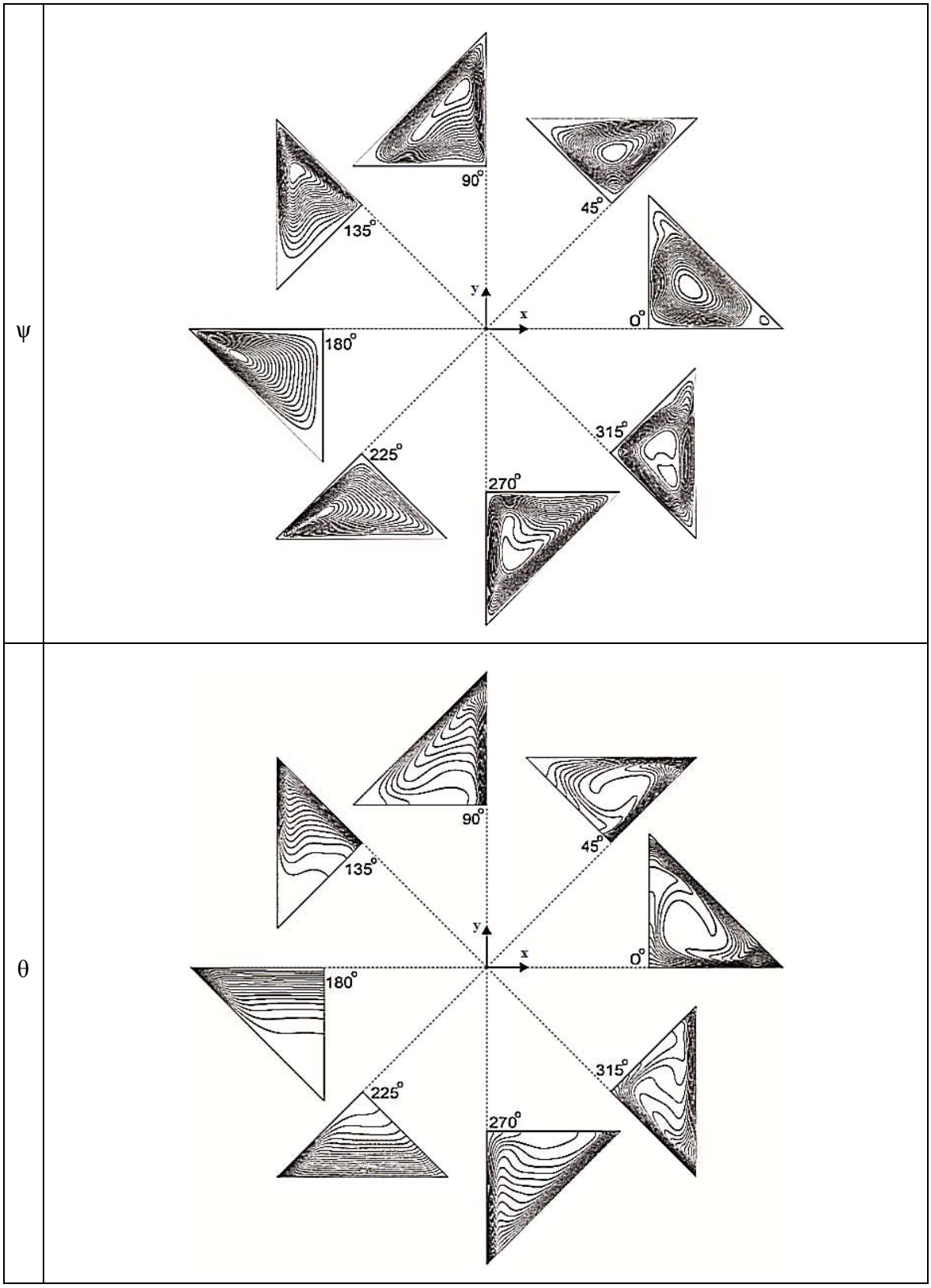
Şekil 3.16. Engel kullanılmayan durum ve $Ra=10^3$'te eş sıcaklık eğrileri ve akım fonksiyonu grafikleri



Şekil 3.17. Engel kullanılmayan durum ve $Ra=10^{4}$'te eş sıcaklık eğrileri ve akım fonksiyonu grafikleri



Şekil 3.18. Engel kullanılmayan durum ve $Ra=10^5$'te eş sıcaklık eğrileri ve akım fonksiyonu grafikleri



Şekil 3.19. Engel kullanılmayan durum ve Ra=10^6'te eş sıcaklık eğrileri ve akım fonksiyonu grafikleri

Eğik kapalı ortamda doğal taşınımla ısı transferi, 0° ile 315°'lik eğim açıları arasında 45°'lik farklarla incelenmiştir. Sonuçlar akım fonksiyonu grafikleri, eş sıcaklık eğrileri, ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ve eğim açısı ile değişimini inceleyen grafikler şeklinde sunulmuştur. Ayrıca eğik kapalı ortamlarda $w^*=0.075$ kalınlığında, $l^*=0.25$ uzunluğunda, $h^*=0.1$ ve 0.5 yüksekliğinde adyabatik engel kullanılması ile ısı iletim katsayısı oranının $k_r=1$ olması durumunda engelin etkinliği 10^3 ile 10^6 Rayleigh sayısı aralığında incelenmiştir.

Eğim açısını 45° olduğu ve engel kullanılmayan durumda, $Ra=10^3$ iken kapalı ortam içerisinde akışkan hızları oldukça düşük olup iletimle ısı transferi etkindir. $\varphi=45°$ olması durumunda kapalı ortam içerisinde tek bir sirkülasyon hücresi görülmektedir. Rayleigh sayısındaki artışa bağlı olarak akışkana etkiyen kaldırma kuvvetinin etkisi artmakta, sonuç olarak akışkan hızlarının artmasıyla birlikte taşınımla ısı transferi etkin ısı transfer mekanizması haline gelmektedir. Rayleigh sayısının 10^4 değerinde sirkülasyon hücresinde fazla bir değişiklik meydana gelmemekte, ancak Rayleigh sayısı 10^5 ve 10^6 değerlerini aldığında sirkülasyon hücresinin genişlediği görülmektedir.

$Ra=10^3$ iken eş sıcaklık eğrileri sıcak ve soğuk yüzeyler arasında uzanmaktadır. Rayleigh sayısının yükselmesine bağlı olarak eş sıcaklık eğrilerinde dalgalanmalar artmakta, eğimli ve adyabatik yüzeylerin kesişim bölgesinde soğuk izotermal bölge oluşmaktadır. Rayleigh sayısındaki artışla birlikte eş sıcaklık eğrileri sıcak ve soğuk yüzeylere yakın bölgelerde yoğunlaşmakta, sınır tabaka akışı net bir şekilde belli olmaktadır. Rayleigh sayısının 10^6'ya çıkmasıyla eş sıcaklık eğrilerindeki dalgalanmalar en artmakta, üçgen kapalı ortamın merkezinde ılık bir izotermal bölge oluşmaktadır. $\varphi=0°$'den farklı olarak $\varphi=45°$ ve $Ra=10^6$ iken kapalı ortamda akımın yönü eş sıcaklık eğrilerindeki dalgalanmalardan net bir şekilde görülebilmektedir. Kapalı ortam içerisinde akım saat yönünün tersi yönde oluşmakta, sıcak yüzeyde ısınan akışkan eğimli yüzeyde soğuyarak adyabatik duvara yakın bölümde alçalmaktadır.

$\varphi=90°$ iken sıcak yüzey düşey, adyabatik yüzey ise yatay konuma gelmektedir. Bu durumda düşey yüzey boyunca ısınan akışkan eğimli yüzeyde soğuyarak sirkülasyonu tamamlamakta, kapalı ortam içerisinde saat yönünün tersi yönde sirkülasyon oluşmaktadır. Çalışılan bütün Rayleigh sayılarında tek hücreli yapı gözlemlenmekte, Rayleigh

sayısındaki artışla birlikte hücre merkezinin yükseldiği ve eğimli yüzey boyunca aşağı yönlü genişlediği görülmektedir.

Eş sıcaklık eğrileri, $Ra=10^3$ iken düşey sıcak yüzey ve eğimli yüzey arasında uzanmakta iken, Rayleigh sayısındaki artışla birlikte eş sıcaklık eğrilerinde dalgalanmalar başlamaktadır. Soğuk yüzeye yakın akışkanın yoğunluğunun artmasıyla akışkan aşağı yönlü bir hareket kazanmakta, yoğunluk değişiminin soğuk ve sıcak yüzeylere yakın bölümlerde fazla olmasıyla birlikte eş sıcaklık eğrileri bu bölgelerde yoğunlaşmaktadır.

Eğim açısının 135° değerini almasıyla birlikte sıcak yüzey konum itibariyle yükselmeye başlamakta, bu ise kapalı ortam içerisinde kararlı akışkan dolaşımının oluşmasına sebep olmaktadır. $\varphi=135°$ iken akım, saat yönünün tersi yönde oluşmaktadır. Tüm Rayleigh sayılarında tek bir sirkülasyon hücresi görülmektedir. Rayleigh sayısındaki artışla birlikte hücre merkezi genişlemekte, sıcaklık farklarının yüksek olduğu soğuk ve sıcak yüzeylerin kesişim bölgesine doğru yükselmektedir.

Rayleigh sayısının 10^3 değerinde iletimin baskın olmasından dolayı diğer açı değerlerinden farklı bir yapı görülmemekte, Rayleigh sayısındaki artışla birlikte eş sıcaklık eğrilerinde farklılıklar meydana gelmektedir. Rayleigh sayısındaki artışla birlikte eş sıcaklık eğrileri birbirine yaklaşmakta ve soğuk yüzey ile adyabatik yüzey arasındaki soğuk izotermal bölgenin genişliği artmaktadır.

$\varphi=180°$ iken sıcak yüzey yatayda üst konuma gelmektedir. Sınır koşullarının bu şekilde olması, eğim açısının 180° değerinde doğal taşınım akışını zayıflatmakta ve kapalı ortam içerisinde kararlı akışkan dolaşımına sebep olmaktadır. Bu durumda akımın şiddeti düşmekte, akımın neredeyse durgun hale gelmesiyle, iletimle ısı transferi taşınıma baskın hale gelmektedir. Rayleigh sayısının artışıyla sirkülasyon hücresinin merkezi sıcak ve soğuk yüzeylerin kesişim bölgesine yaklaşmaktadır.

Eş sıcaklık eğrileri incelendiğinde ise, düşük Rayleigh sayılarında eş sıcaklık eğrilerinde belirgin bir fark ortaya çıkmamakta ancak Rayleigh sayısındaki artışla birlikte eş sıcaklık eğrileri katmanlar halinde dizilmektedir. Eş sıcaklık eğrilerinin bu şekilde kapalı ortamın üst kısmında yoğunlaşması, yoğunluğu düşük olan sıcak havanın üst bölümde sıkıştığını ve kapalı ortam içerisinde akışkan dolaşımının çok zayıf olduğunu göstermektedir.

φ=225° durumunda soğuk yüzey yatay (taban), eğimli yüzeylerden biri sıcak diğeri ise adyabatik konuma gelmektedir. Bu durumda kapalı ortam içerisinde akım saat yönünde oluşmaktadır. Rayleigh sayısının 10^3 değerinde sirkülasyon hücresinin merkezi kapalı ortamın ortasında iken Rayleigh sayısındaki artışla birlikte hücre merkezi soğuk ve sıcak yüzeylerin kesişim noktası olan sol alt bölgeye doğru alçalmaktadır.

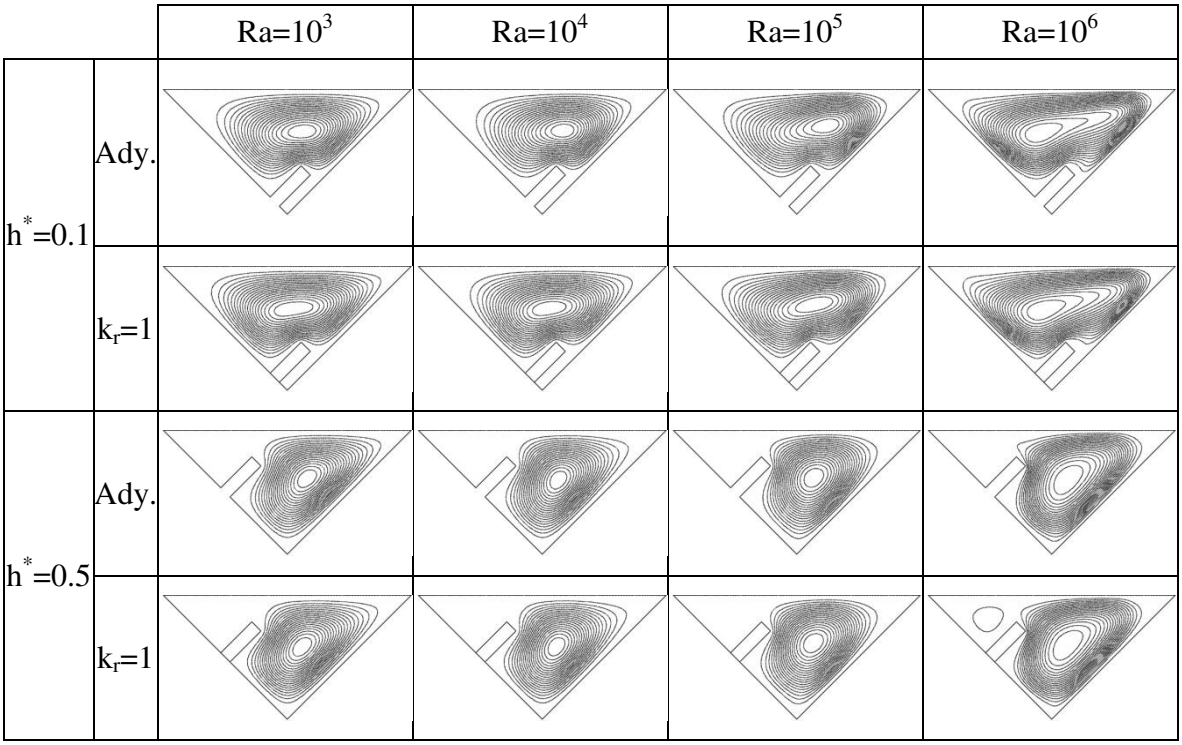
Eş sıcaklık eğrilerinde ise, çalışılan tüm Rayleigh sayılarında belirgin bir değişiklik olmamakta, eş sıcaklık eğrileri sıcak ile soğuk yüzeyler arasında uzanmaktadır. Rayleigh sayısının 10^5 ve 10^6 değerlerinde (özellikle 10^6 iken) eş sıcaklık eğrileri soğuk yüzeye paralel şekilde uzanmakta ve soğuk yüzeye yakın bölgelerde yoğunlaşmaktadır. Ayrıca Rayleigh sayısı 10^6 iken sıcak yüzey ile adyabatik yüzeyin kesişim bölgesi olan üst kısımda sıcak izotermal bölge oluşmaktadır.

Eğim açısının 270° olduğu durumda sıcak yüzey düşey konuma, adyabatik yüzey ise üstte yatay konuma gelmektedir. Bu durumda akım saat yönünde oluşmakta, sıcak düşey yüzeyde ısınan akışkan eğimli yüzeyde soğuyarak sirkülasyonu tamamlamaktadır. Rayleigh sayısındaki artışla sirkülasyon hücresinin merkezi soğuk ve sıcak yüzeylerin kesişim bölgesine doğru genişlemekte, bu durum sıcaklık farklarının yüksek olduğu bölgede kuvvetli akımın oluştuğunu göstermektedir.

Eş sıcaklık eğrileri ise, düşük Rayleigh sayılarında iletimle ısı transferi baskın olduğundan sıcak ve soğuk yüzeyler arasında uzanmaktadır. Ancak Rayleigh sayısındaki artışla birlikte dalgalanmalar başlamakta, sıcak yüzeyde eş sıcaklık eğrileri yukarı yönlü, soğuk yüzeyde ise aşağı yönlü bir durum sergilemektedir. Rayleigh sayısının artmasıyla eş sıcaklık eğrileri sıcak ve soğuk yüzeylere yakın bölgelerde yoğunlaşmakta bu durum ise sıcak ve soğuk yüzeylerin yakınında yoğunluk farklarınınfazla olduğunu göstermektedir.

Son olarak φ=315° iken sınır koşullarının değişmesi ile (sıcak yüzeyin alt konuma gelirken soğuk yüzeyin üste çıkması) kararsız akışkan dolaşımı yani doğal taşınım akışının tekrar etkin hale geldiği söylenebilir. 315°'lik eğim açısında akım saat yönünde oluşmaktadır. Daha önceki eğim açılarında görüldüğü gibi bu sefer de Rayleigh sayısındaki artışla birlikte sirkülasyon hücresi genişlemekte ve Rayleigh sayısı 10^6'ya çıktığında ise hücre merkezinin ikiye ayrıldığı görülmektedir.

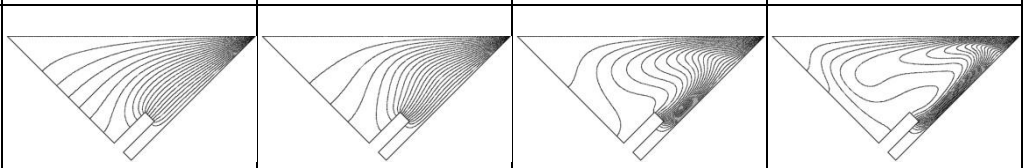
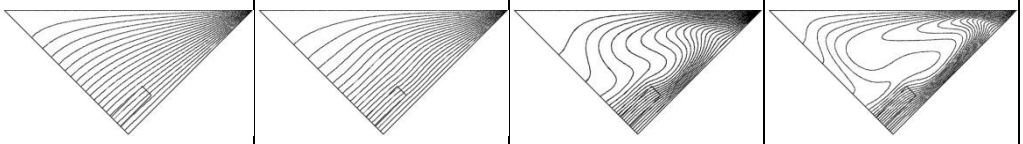
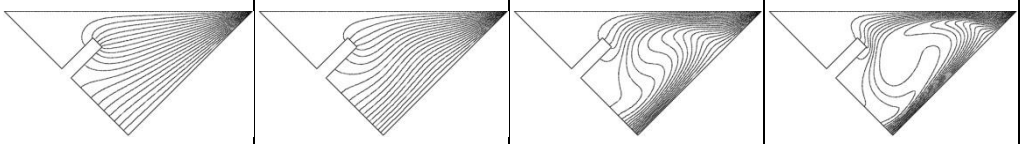
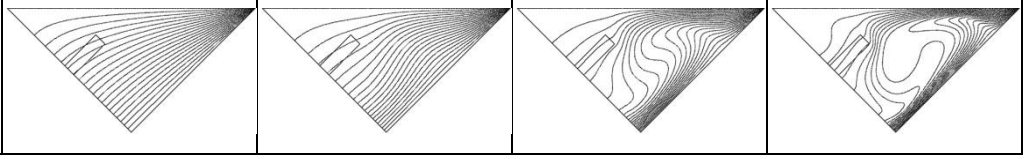
Ayrıca φ=315° durumunda, eş sıcaklık eğrileri yine düşük Rayleigh sayılarında sıcak ve soğuk yüzey arasında uzanmakta, Rayleigh sayısındaki artışla birlikte dalgalanmalar başlamaktadır. Rayleigh sayısının 10^6 değerine çıkmasıyla dalgalanmalar artmakta, sıcak ve soğuk yüzeylere yakın bölgelerde eş sıcaklık eğrileri yoğunlaşmaktadır.



Şekil 3.20. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=45°'deki akım fonksiyonu grafikleri

Şekil 3.20'de engel kullanımının φ=45°'de, üçgen kapalı ortamda doğal taşınıma etkisi incelenmiştir. φ=45° ve h^*=0.1 iken adyabatik engelin kullanıldığı durumda kapalı ortam içerisinde tek bir sirkülasyon hücresinin oluştuğu ve sirkülasyon hücresinin Rayleigh sayısındaki artışla birlikte genişlediği görülmektedir. Rayleigh sayısındaki artış ile sirkülasyon hücresinin merkezi sıcak ve soğuk yüzeyin kesişim bölgesine doğru kaymaktadır. k_r=1 iken ısı transferinin daha kuvvetli olması sebebiyle çalışılan tüm Rayleigh sayılarında sirkülasyon hücresi daha geniştir ve kapalı ortam içerisinde doğal taşınım akışı daha kuvvetlidir.

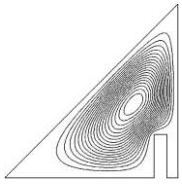
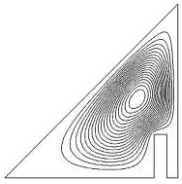
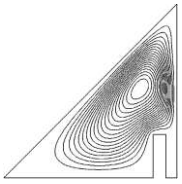
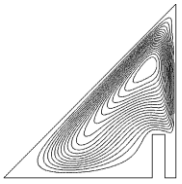
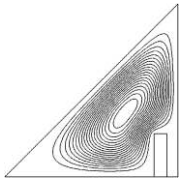
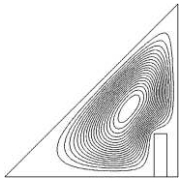
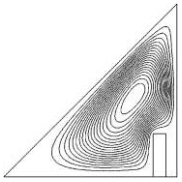
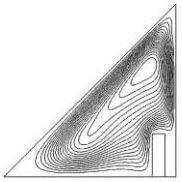
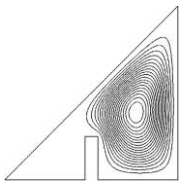
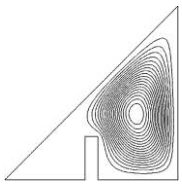
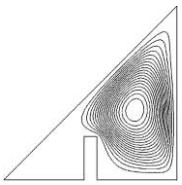
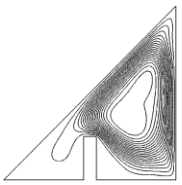
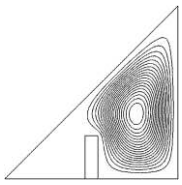
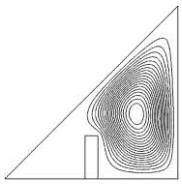
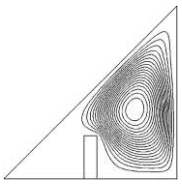
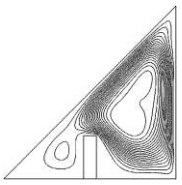
h^*=0.5 yüksekliğinde, adyabatik engelin kullanıldığı durumda ise kapalı ortam içerisinde akım engelin alt kısmında oluşmakta, Rayleigh sayısının atışıyla sirkülasyonhücresi genişlemektedir. k_r=1 iken ise Rayleigh sayısının 10^6 değerinde ısı transferine fazla bir etkisi bulunmayan ikincil sirkülasyon hücresi yapısı görülmektedir.

		$Ra=10^3$	$Ra=10^4$	$Ra=10^5$	$Ra=10^6$
$h^*=0.1$	Ady.				
	$k_r=1$				
$h^*=0.5$	Ady.				
	$k_r=1$				

Şekil 3.21. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=45°'deki eş sıcaklık eğrileri

Şekil 3.21'de φ=45° iken eş sıcaklık eğrileri incelendiğinde, $h^*=0.1$ yüksekliğinde adyabatik engelin kullanıldığı durumda engelin alt kısmında sıcak havanın hapsolduğu görülmektedir. Engelin alt kısmında herhangi bir sıcaklık gradyeni oluşmamakta ve bu bölgenin ısı transferi üzerinde etkisi bulunmamaktadır. Rayleigh sayısındaki artışla birlikte eş sıcaklık eğrilerinde dalgalanmalar artmakta, adyabatik ve soğuk yüzeylerin kesişim bölgesinde soğuk izotermal bölgenin oluştuğu görülmektedir. $k_r=1$ iken ise sıcak ve soğuk yüzeyler arasında ısı transferi daha kuvvetli olup, engelin alt kısmında sıcaklık gradyeni meydana gelmektedir.

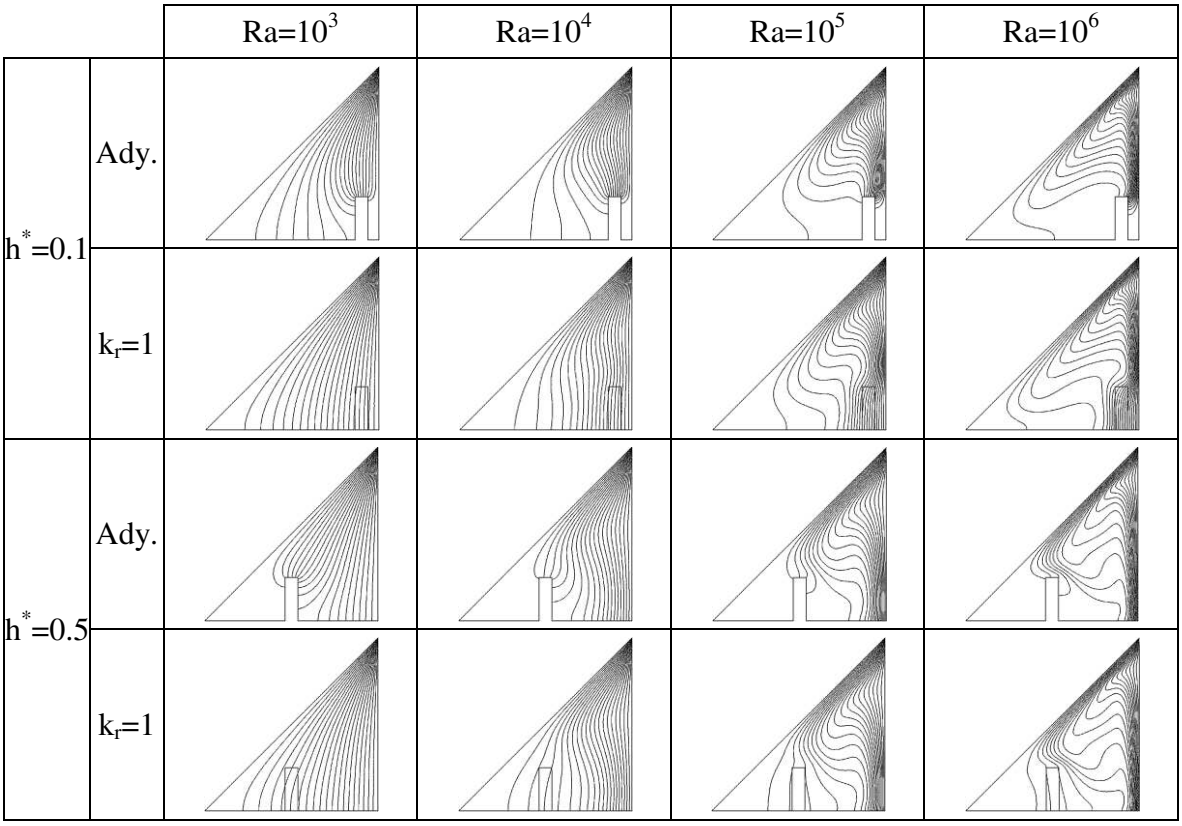
$h^*=0.5$ yüksekliğindeki adyabatik engelin kullanımında ise eş sıcaklık eğrileri engel ile sıcak yüzey arasında sınırlanmış olup, engelin üst kısmında geniş bir soğuk izotermal bölge oluşmaktadır. Yine ısı iletim katsayısı oranının artmasıyla ısı transferi artmakta ve engelin üst bölümünde sıcaklık farkları meydana gelmektedir. $k_r=1$ iken engel ve havanın ısı iletim katsayıları birbirlerine eşit olduğundan kapalı ortam ve engel içerisinde eş sıcaklık eğrileri birbirinin devamı şeklinde uzanmaktadır.

		$Ra=10^3$	$Ra=10^4$	$Ra=10^5$	$Ra=10^6$
$h^*=0.1$	Ady.				
	$k_r=1$				
$h^*=0.5$	Ady.				
	$k_r=1$				

Şekil 3.22. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=90°'deki akım fonksiyonu grafikleri

Şekil 3.22'de, φ=90° iken $h^*=0.1$ yüksekliğindeki adyabatik engelin kullanımında akım adyabatik ve soğuk yüzeylerin kesişimi olan sol alt bölgeye ulaşamazken, sirkülasyon hücresinin merkezi sıcak ve soğuk yüzeylerin kesişim bölgesine yakın bir konum almaktadır. Rayleigh sayısındaki artış ile sirkülasyon hücresinin merkezi yükselmekte ve genişlemektedir. $k_r=1$ iken ısı transferi daha yüksektir. Bunun sonucunda sirkülasyon hücresinin merkezi özellikle düşük Rayleigh sayılarında daha aşağıda olup, Rayleigh sayısının artışıyla yükselmektedir.

Engelin $h^*=0.5$ konumunda, akımın engelin sağ tarafında oluştuğu, sirkülasyonun ise engelin sol tarafını etkilemediği görülmektedir. Rayleigh sayısının 10^3, 10^4 ve 10^5 değerlerinde akım fonksiyonu grafiklerinde belirli bir değişim gözlenmemekteyken Rayleigh sayısının 10^6'ya çıkmasıyla sirkülsayon hücresinin genişlediği görülmektedir. k_r'nin 1 olması durumunda ise engelin solunda ısı transferine fazla bir etkisi olmayan ikincil bir hücrenin oluştuğu görülmektedir.

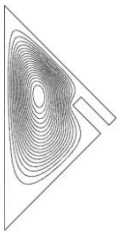
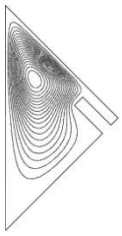
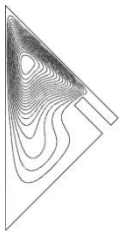
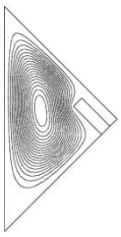
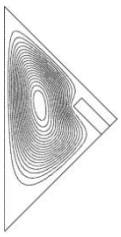
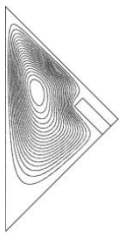
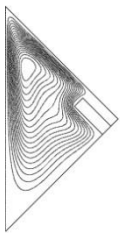
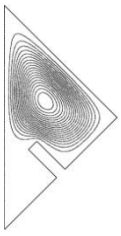
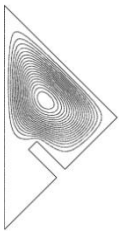
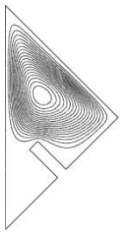
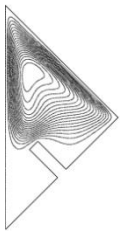
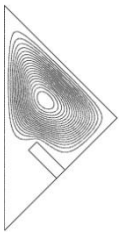
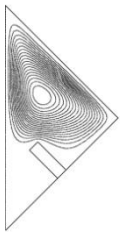
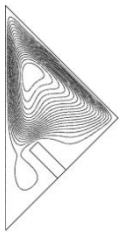


Şekil 3.23. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=90°'deki eş sıcaklık eğrileri

Şekil 3.23'de eş sıcaklık eğrileri incelendiğinde, h^*=0.1 iken 10^3 ve 10^4 Rayleigh sayılarında adyabatik engelin sağ kısmında sıcak izotermal bölge oluşmaktadır. Ancak Rayleigh sayısının artışıyla birlikte taşınımın baskın hale gelmesiyle birlikte eş sıcaklık eğrilerinin engelin sağ bölümüne doğru genişlediği, sıcak yüzeye yakın bölümde eş sıcaklık eğrilerinin yoğunlaştığı görülmektedir. Yine h^*=0.1 ve engel adyabatik iken özellikle Rayleigh sayısının yükselmesiyle birlikte sol alt bölümde soğuk izotermal bölgenin genişliği artmakta, k_r'nin 1 değerini almasıyla sol alt bölümde sıcaklık gradyeni oluşmaktadır.

h^*=0.5 ve adyabatik engel kullanımında yine eş sıcaklık eğrilerinin engelin sağ tarafında yoğunlaştığı görülmekte, akışkan sıcak yüzeyde ısınarak yükselmekteyken soğuk eğimli yüzeyde soğuyarak alçalmaktadır. Engelin kapalı ortamın sol bölümünde ısı transferini düşürdüğü eş sıcaklık eğrilerinden açık bir şekilde görülmektedir. Rayleigh sayısının artışıyla eş sıcaklık eğrileri sıcak ve soğuk yüzeylere yakın bölümlerde yoğunlaşmıştır. k_r=1 iken kapalı ortam ve engel içerisinde eş sıcaklık eğrileri birbirinin

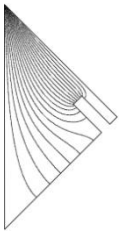
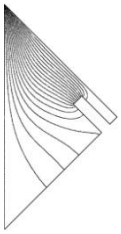
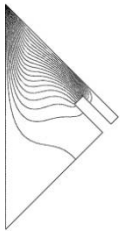
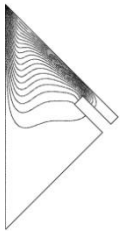
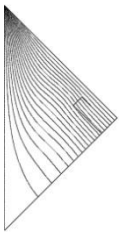
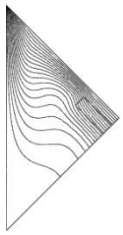
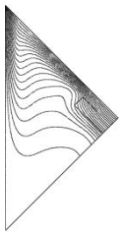
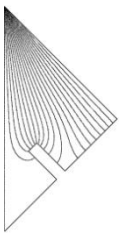
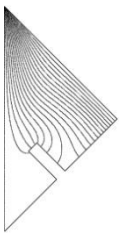
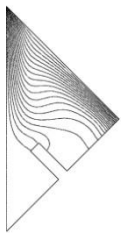
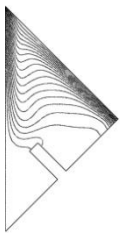
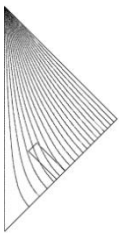
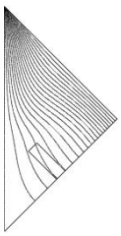
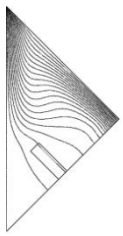
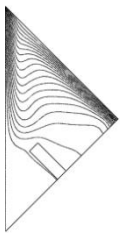
devamı olarak uzanmakta, eş sıcaklık eğrileri kapalı ortamın sol alt bölümüne ulaşabilmektedir.

		$Ra=10^3$	$Ra=10^4$	$Ra=10^5$	$Ra=10^6$
$h^*=0.1$	Ady.				
	$k_r=1$				
$h^*=0.5$	Ady.				
	$k_r=1$				

Şekil 3.24. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=135°'deki akım fonksiyonu grafikleri

Şekil 3.24'de, φ=135° iken akım fonksiyonu grafiklerinden görüldüğü gibi, $h^*=0.1$ ve adyabatik engel kullanımında sirkülasyon hücresinin merkezi, kapalı ortamın üst bölümüne daha yakındır. $k_r=1$ iken hücre merkezi elips şeklini almakta ve daha aşağıda konumlanmaktadır. Ayrıca $k_r=1$ iken hücre merkezi daha geniş olup akım kapalı ortamın daha büyük bölümünü etkilemektedir. Bu durum ısı transferinin daha yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca Rayleigh sayısındaki artışla birlikte hücre merkezi soğuk ve sıcak yüzeylerin kesişim bölgesine yükselmektedir.

h^*=0.5 iken kapalı ortamın üst bölümünde akım daha şiddetli olup engel, akımın kapalı ortamın alt bölümüne ulaşmasını engellemektedir. Yine Rayleigh sayısındaki artışla hücre merkezi yükselmekte ve genişlemektedir.

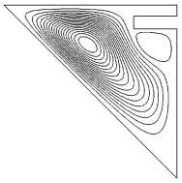
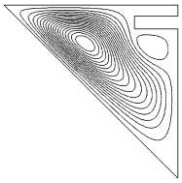
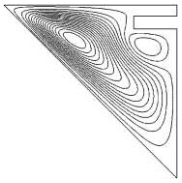
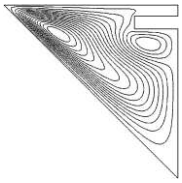
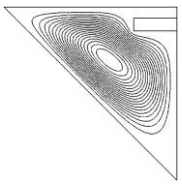
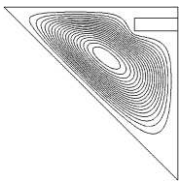
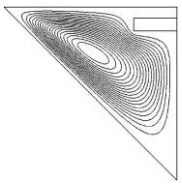
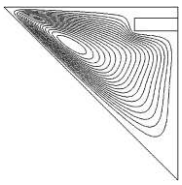
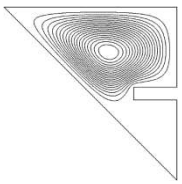
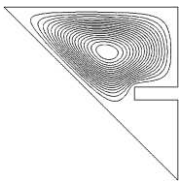
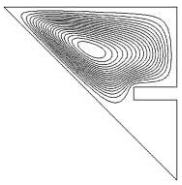
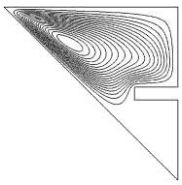
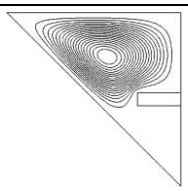
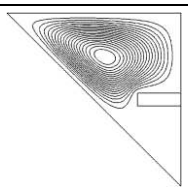
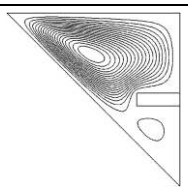
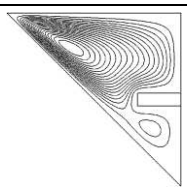
		$Ra=10^3$	$Ra=10^4$	$Ra=10^5$	$Ra=10^6$
h^*=0.1	Ady.				
	k_r=1				
h^*=0.5	Ady.				
	k_r=1				

Şekil 3.25. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=135°'deki eş sıcaklık eğrileri

Şekil 3.25'de, φ=135°, h^*=0.1 ve engel adyabatik iken, düşük Rayleigh sayılarında kapalı ortamın alt bölümünde soğuk izotermal bölge görülmektedir. Rayleigh sayısının artışıyla eş sıcaklık eğrileri kapalı ortamın üst bölümünde yoğunlaşmakta ve soğuk izotermal bölge genişlemektedir. Özellikle Rayleigh sayısı 10^6 iken kapalı ortamın neredeyse yarısında soğuk izotermal bölgenin oluştuğu görülmektedir.

h^*=0.5 ve engel adyabatik iken özellikle düşük Rayleigh sayılarında eş sıcaklık eğrileri sıcak ve soğuk yüzeyler arasında uzanmaktadır. Rayleigh sayısındaki artışla birlikte eş sıcaklık eğrilerinde ayrılmalar görülmekte, engelin sol tarafında soğuk izotermal

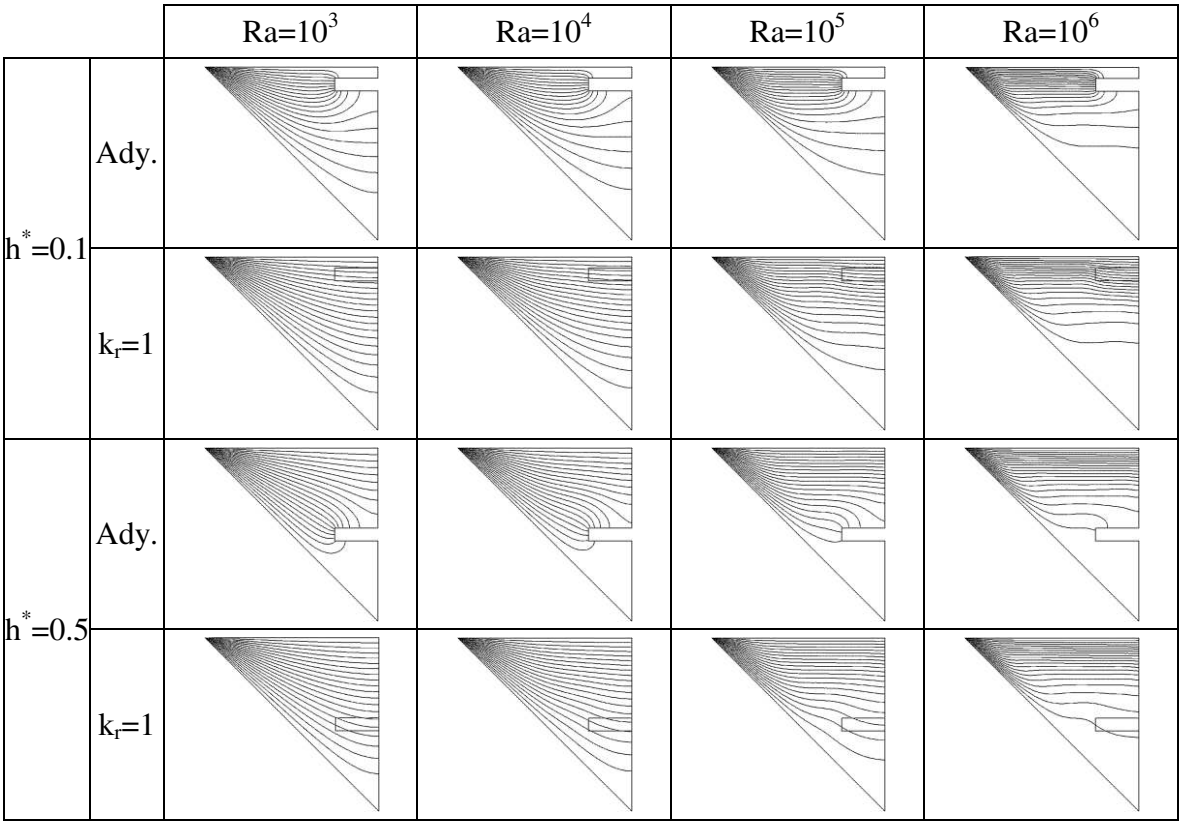
bölge oluşmaktayken engelin sağ tarafında soğuk bölge genişlemektedir. k_r=1 iken engelin sol tarafında azda olsa sıcaklık farkları meydana gelmektedir.

		$Ra=10^3$	$Ra=10^4$	$Ra=10^5$	$Ra=10^6$
h^*=0.1	Ady.				
	k_r=1				
h^*=0.5	Ady.				
	k_r=1				

Şekil 3.26. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=180°'deki akım fonksiyonu grafikleri

Şekil 3.26'da, 180°'lik eğim durumunda sıcak yüzeyin yatayda üstte, soğuk eğimli yüzeyin ise sıcak yüzeyin altında konumlandığı ve bunun iletimle ısı transferini baskın hale getirdiği daha önce belirtilmişti. h^*=0.1 yüksekliğinde engelin kullanımında hücre merkezi kapalı ortamın üst bölümünde iken Rayleigh sayısındaki artışla hücre merkezi sıcak ve soğuk yüzeylerin kesişim bölgesine doğru yükselmektedir. Adyabatik engel kullanımında engelin hemen üzerinde zayıf ikincil hücre yapısı görülmekte, k_r=1 iken ısı transferi daha kuvvetli olduğundan akım bu bölgelerde daha kuvvetlidir.

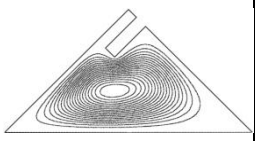
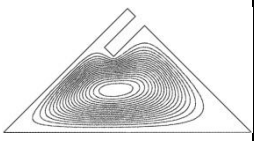
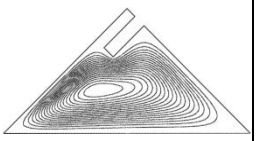
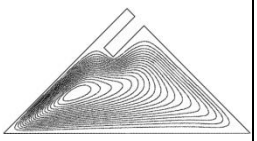
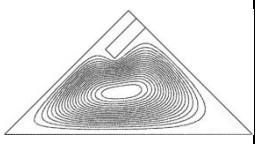
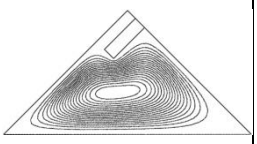
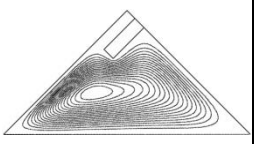
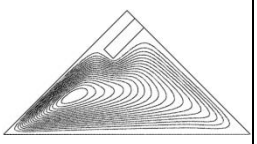
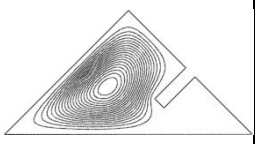
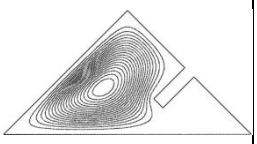
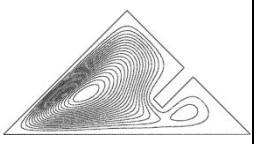
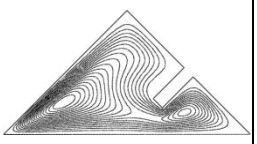
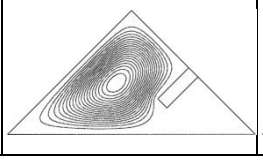
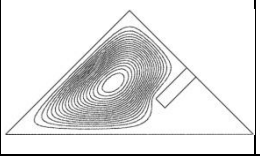
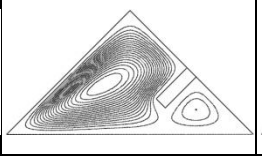
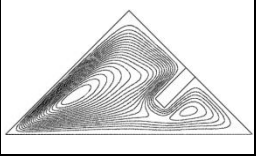
h^*=0.5 konumunda benzer durum söz konusu olup akım, engel ile sıcak yüzey arasında oluşmakta, Rayleigh sayısının artışıyla hücre merkezi genişlemekte ve yükselmektedir. k_r=1 iken akım şiddeti artmakta özellikle Rayleigh sayısındaki artışla akım kapalı ortamın alt bölümüne ulaşabilmektedir.



Şekil 3.27. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=180°'deki eş sıcaklık eğrileri

Şekil 3.27'de, eş sıcaklık eğrileri incelendiğinde sıcak akışkanın kapalı ortamın üst bölümünde yoğunlaştığı, kapalı ortamın alt bölümünde ise soğuk akışkanın yer aldığı görülmektedir. h^*=0.1 konumunda adyabatik engelin kullanımıyla birlikte engelin sıcak havayı hapsettiği görülmektedir. Rayleigh sayısındaki artışla eş sıcaklık eğrileri kapalı ortamın sıcak yüzeyi civarında yoğunlaşmakta, soğuk izotermal bölge genişlemektedir.

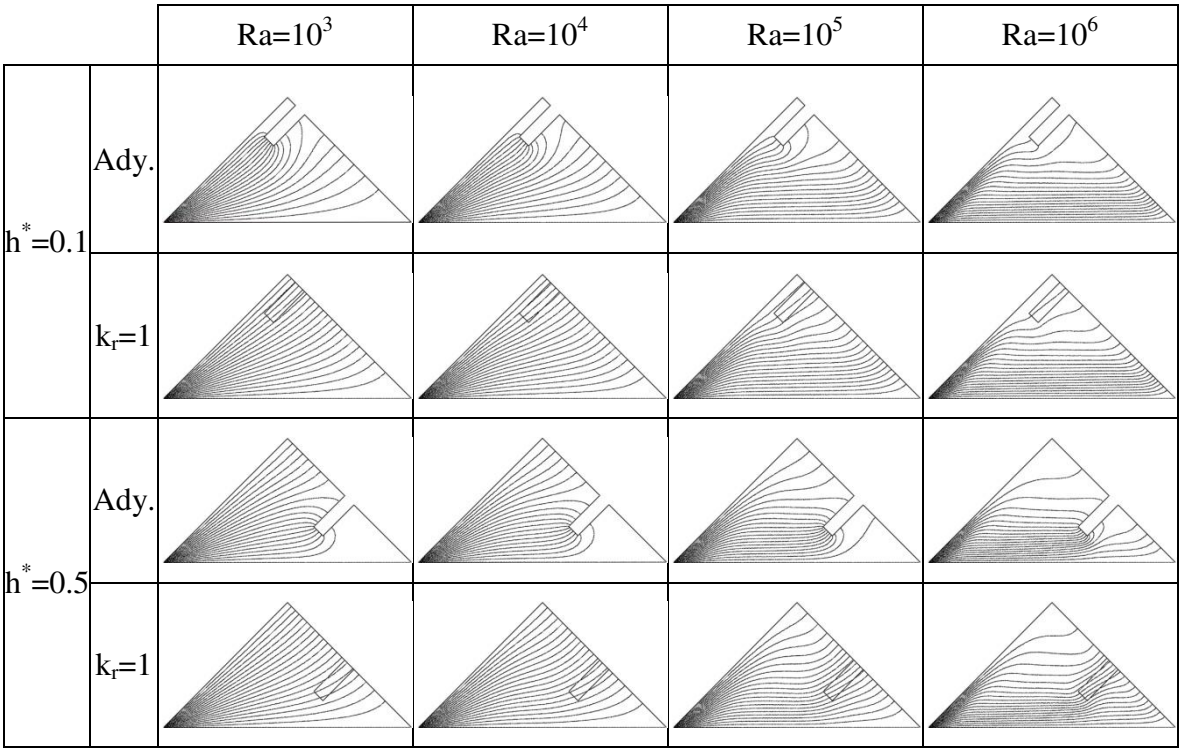
h^*=0.5 konumunda adyabatik engel kullanılan durumda eş sıcaklık eğrileri sıcak yüzey ile engel arasında yoğunlaşmakta, kapalı ortamın alt bölümünde soğuk izotermal bölge oluşmaktadır. Rayleigh sayısındaki artışla birlikte eş sıcaklık eğrileri ayrılmaya başlamış, engel ile soğuk yüzey arasındaki kısımda soğuk bölge genişlemiştir. k_r=1 iken eş sıcaklık eğrileri kapalı ortamın alt bölümüne doğru uzanmakta iken Rayleigh sayısındaki artışla alttaki soğuk izotermal bölge genişlemektedir.

		$Ra=10^3$	$Ra=10^4$	$Ra=10^5$	$Ra=10^6$
$h^*=0.1$	Ady.				
	$k_r=1$				
$h^*=0.5$	Ady.				
	$k_r=1$				

Şekil 3.28. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=225°'deki akım fonksiyonu grafikleri

Şekil 3.28'de, φ=225°, $h^*=0.1$ ve Rayleigh sayısı 10^3 iken sirkülasyon hücresinin merkezi kapalı ortamın merkezine yakındır. Rayleigh sayısının artışıyla hücre merkezi genişlemekteyken sıcak ve soğuk yüzeylerin kesişimi olan sol alt bölüme doğru kaydığı görülmektedir. İletimle ısı transferi etkin olduğundan dolayı Rayleigh sayısındaki artışla hücre merkezi daralmaktadır. $k_r=1$ iken hücre merkezi daha geniş olup bu durum ısı transferinin daha yüksek ve akımın daha şiddetli olduğunu gösterir.

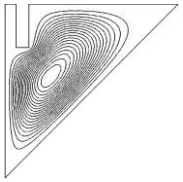
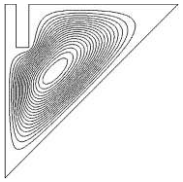
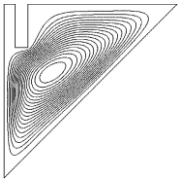
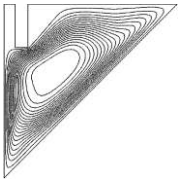
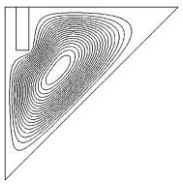
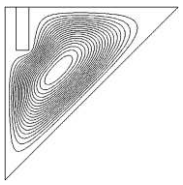
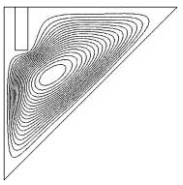
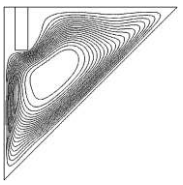
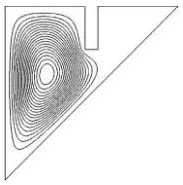
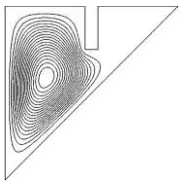
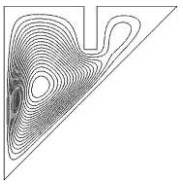
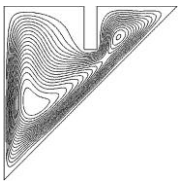
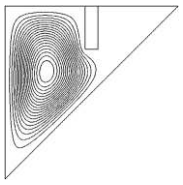
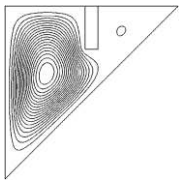
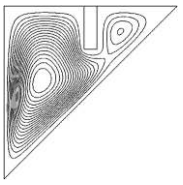
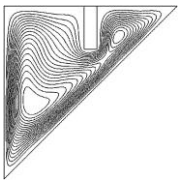
$h^*=0.5$ iken düşük Rayleigh sayılarında kapalı ortamın sol bölümünde akım kuvvetlidir. Düşük Rayleigh sayılarında engelin akımı engellemede etkili olduğu fakat Rayleigh sayısının artışıyla akımın kapalı ortamın sağ bölümünde kuvvetlendiği görülmektedir. Bu durum 225°'lik eğim açısında kullanılan sınır koşullarının iletimle ısı transferini etkin kılmasından kaynaklanmaktadır. Yine ısı iletim katsayısı oranının 1 değerini almasıyla kapalı ortam içerisinde ısı transferinin miktarı artmakta, buna bağlı olarak akımın şiddeti de artmaktadır. Akım fonksiyonu grafiklerinden $h^*=0.5$ ve $k_r=1$ iken kapalı ortamın sağ alt bölümünde hücre merkezinin adyabatik duruma göre daha geniş olduğu görülmektedir.



Şekil 3.29. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=225°'deki eş sıcaklık eğrileri

Şekil 3.29'da, φ=225° iken, h^*=0.1 yüksekliğinde adyabatik engel kullanılan durumda, engelin aşağı bakan tarafında sıcak bölge oluşmaktadır. Eş sıcaklık eğrilerindeki ayrılmalardan görüldüğü gibi sıcak bölge Rayleigh sayısının artışıyla genişlemektedir. Ayrıca Rayleigh sayısındaki artışla eş sıcaklık eğrileri soğuk yüzeye paralel hale gelmekte ve soğuk yüzey civarında yoğunlaşmaktadır. Aynı durum k_r=1 iken de görülmekte ancak engel civarında eş sıcaklık eğrileri daha sık olmaktadır.

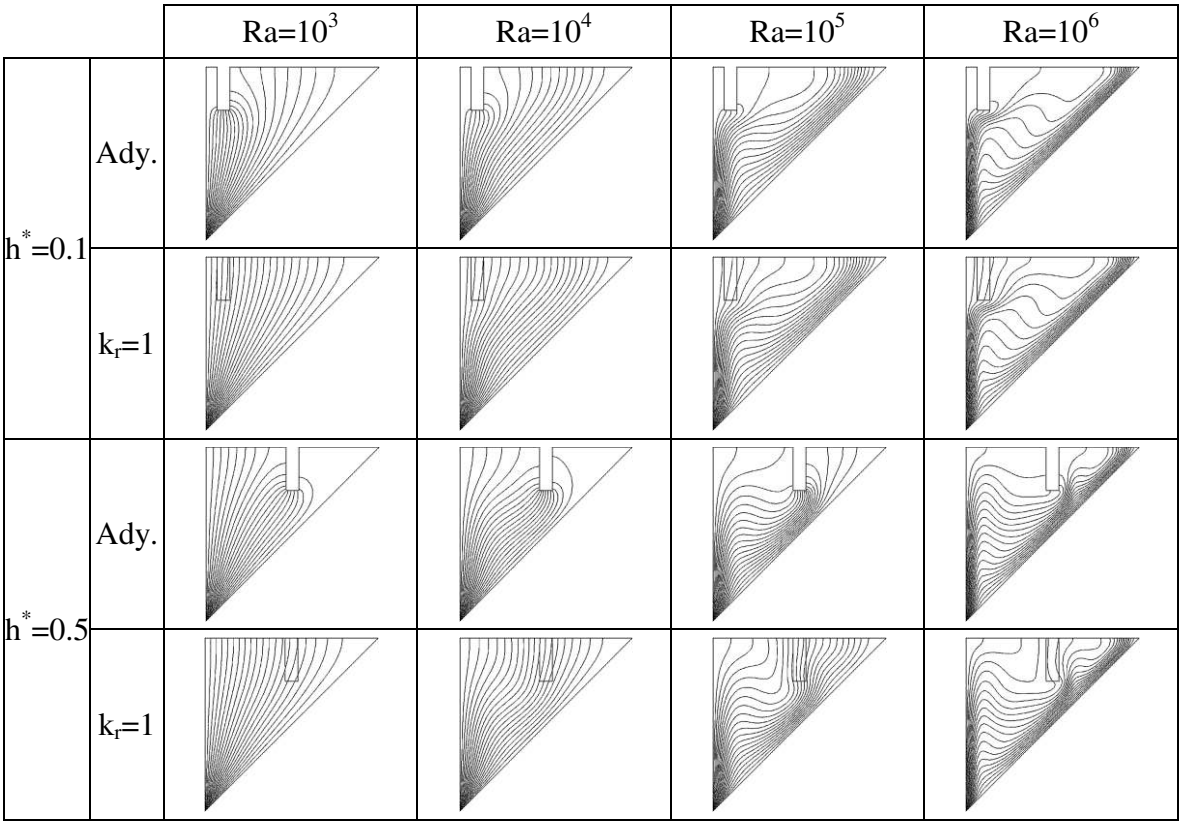
h^*=0.5 ve engel adyabatik iken engel ile soğuk yüzey arasında soğuk izotermal bölge meydana gelmekte, engel sıcak havanın kapalı ortamın sağ alt bölümüne ulaşmasını engellemektedir. k_r=1 iken bu durum ortadan kalkmakta, engel ile havanın ısı iletim katsayılarının birbirine eşit olmasından dolayı ısı transferi daha yüksek olmaktadır. Bu durumda sıcak yüzey ve adyabatik yüzeyin kesişim bölgesinde sıcak hava bulunmakta ve bu bölge Rayleigh sayısındaki artışla birlikte büyümektedir.

		$Ra=10^3$	$Ra=10^4$	$Ra=10^5$	$Ra=10^6$
$h^*=0.1$	Ady.				
	$k_r=1$				
$h^*=0.5$	Ady.				
	$k_r=1$				

Şekil 3.30. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=270°'deki akım fonksiyonu grafikleri

Şekil 3.30'da, φ=270° iken eğimli yüzey soğuk, düşey yüzey ise sıcak izotermal sıcaklık koşuluna sahiptir. Eğim açısının 270° olduğu durumda taşınım tekrar etkin hale gelmeye başlamakta ve doğal taşınım akışının şiddeti artmaktadır. $h^*=0.1$ ve Rayleigh sayısı 10^3 iken iletimin etkin olmasından dolayı sirkülasyon hücresinin merkezi küçüktür. Rayleigh sayısının artışıyla hücre merkezi genişlemekte ve elips şeklini almaktadır. Engel ile havanın ısı iletim katsayısının birbirine eşit olmasıyla birlikte kapalı ortam içerisinde transfer edilen ısının miktarı artmakta, akımın şiddetinin artmasıyla birlikte sirkülasyon hücresi genişlemektedir.

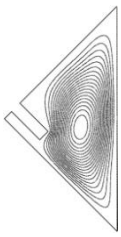
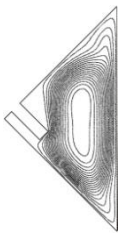
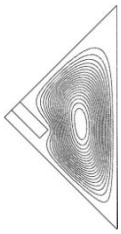
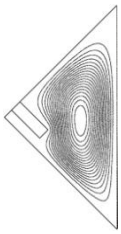
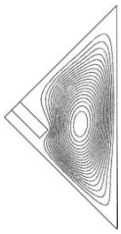
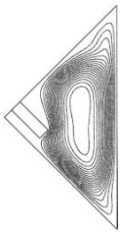
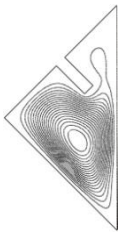
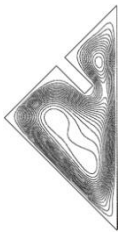
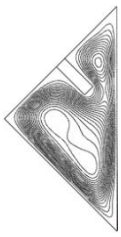
$h^*=0.5$ iken özellikle düşük Rayleigh sayılarında akım kapalı ortamın sol bölümünde yoğunlaşmakta, Rayleigh sayısının artışıyla sirkülasyon hücresinin merkezi sıcak ve soğuk yüzeylerin kesişimi olan sol alt bölüme doğru genişlemektedir. Rayleigh sayısının artışıyla hücre merkezinin sol alt bölüme kayması kullanılan engelin akıma mani olamamasına ve engelin sağ tarafında sirkülasyonun artmasına sebep olmaktadır.



Şekil 3.31. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=270°'deki eş sıcaklık eğrileri

270°'lik eğim açısında düşük Rayleigh sayılarında eş sıcaklık eğrileri sıcak ve soğuk yüzey arasında uzanmakta iken Rayleigh sayısının artışıyla eş sıcaklık eğrilerinde dalgalanmalar ortaya çıkmaktadır. h^*=0.1 konumundaki engel adyabatik iken engelin sağında sıcak bölge oluşmakta ve Rayleigh sayısındaki artışla sıcak bölge genişlemektedir. Yüksek Rayleigh sayılarında eş sıcaklık eğrileri sıcak ve soğuk yüzeye yakın bölümlerde yoğunlaşmaktadır. k_r=1 iken engel içerisinde sıcaklık farkları meydana gelmekte ve engelin sağ tarafında eş sıcaklık eğrileri engele yakın bölümde yoğunlaşmaktadır.

h^*=0.5 iken düşük Rayleigh sayılarında eş sıcaklık eğrileri adyabatik engel ve sıcak yüzey arasında yoğunlaşırken, engelin sağ tarafında soğuk bölge meydana gelmektedir. k_r=1 olduğu durumda kapalı ortam içerisinde ısı transferinin miktarı artmakta, özellikle yüksek Rayleigh sayılarında eş sıcaklık eğrileri sıcak ve soğuk yüzeylere yakın bölgelerde yoğunlaşmaktadır.

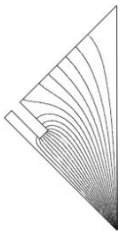
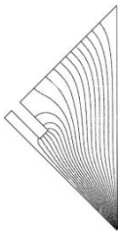
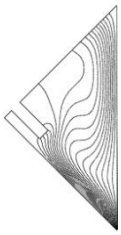
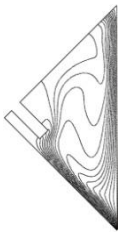
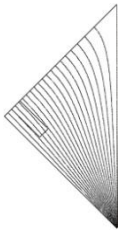
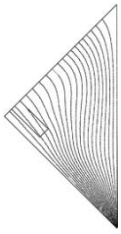
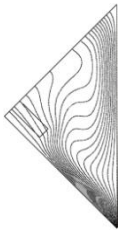
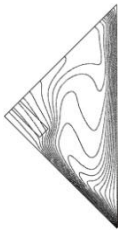
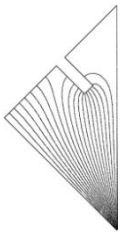
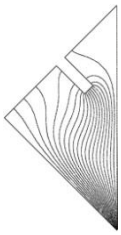
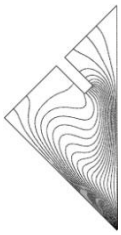
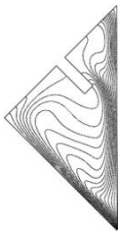
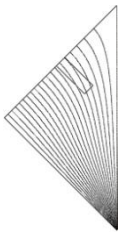
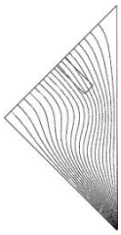
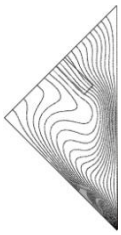
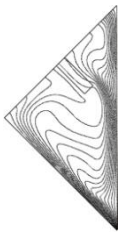
		$Ra=10^3$	$Ra=10^4$	$Ra=10^5$	$Ra=10^6$
$h^*=0.1$	Ady.				
	$k_r=1$				
$h^*=0.5$	Ady.				
	$k_r=1$				

Şekil 3.32. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=315°'deki akım fonksiyonu grafikleri

Şekil 3.32'de, φ=315° ve engel yüksekliği $h^*=0.1$ iken çalışılan Rayleigh sayılarında kapalı ortam içerisinde tek bir sirkülayon hücresi oluşmaktadır. Rayleigh sayısının artışıyla hücre merkezi elips şeklini almakta ve soğuk yüzey boyunca genişlemektedir. $h^*=0.5$ iken engel, kapalı ortam içerisindeki akımı sınırlandırmakta, sirkülasyon hücresinin merkezi soğuk yüzey boyunca değil, sıcak yüzey boyunca genişlemektedir. Yine Rayleigh sayısının artışıyla engelin üst kısmında akımın şiddeti artmaktadır.

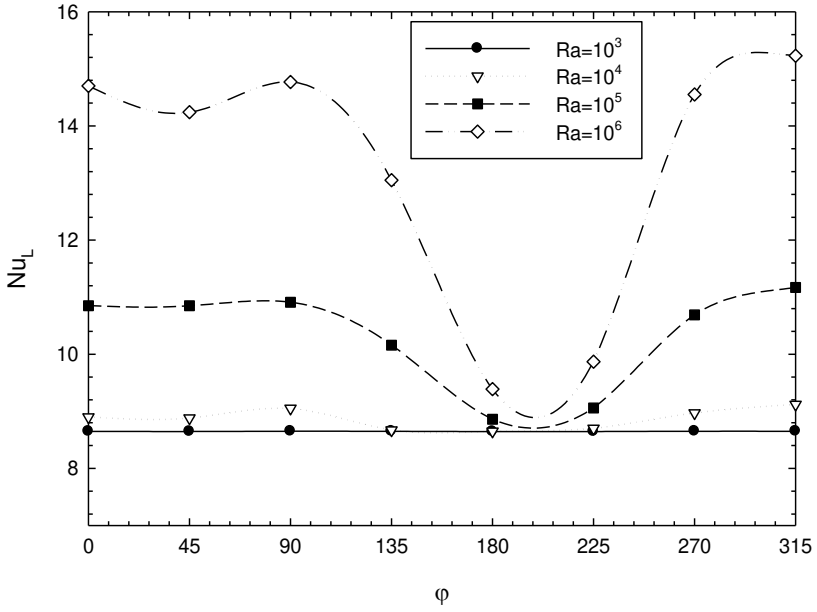
Eş sıcaklık eğrileri incelendiğinde ise $h^*=0.1$ iken yüksek Rayleigh sayılarında engelin üst kısmında sıcak, kapalı ortamın orta bölümünde ise ılık bölgenin oluştuğu görülmektedir. $h^*=0.5$ iken adyabatik engel kullanımı ve yüksek Rayleigh sayılarında; engel ile havanın ısı iletim katsayısı eşit iken çalışılan tüm Rayleigh sayılarında eş sıcaklık

eğrileri engelin üst kısmında yoğunlaşmaktadır. φ=270°'de olduğu gibi engelin üst kısmında sıcaklık farkları fazla ve eş sıcaklık eğrileri yoğundur. Ayrıca eş sıcaklık eğrilerinin sıcak ve soğuk yüzeylerde yoğunlaşması ısı transferinin φ=315° durumunda daha kuvvetli olduğunu göstermektedir.

		$Ra=10^3$	$Ra=10^4$	$Ra=10^5$	$Ra=10^6$
$h^*=0.1$	Ady.				
	$k_r=1$				
$h^*=0.5$	Ady.				
	$k_r=1$				

Şekil 3.33. Farklı yükseklik ve ısı iletim katsayısı oranlarında, φ=315°'deki eş sıcaklık eğrileri

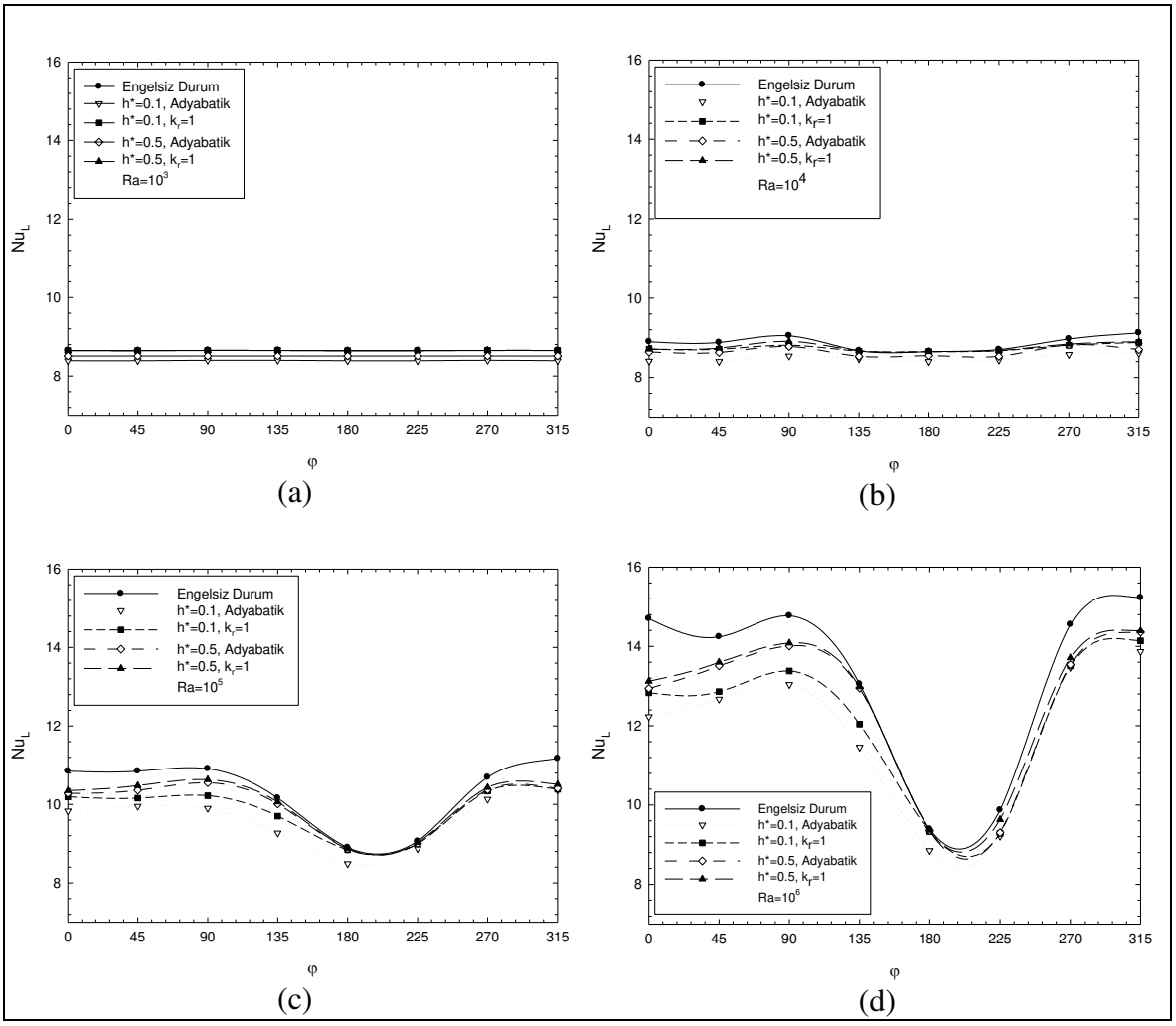
3.3.2. Eğimli Üçgen Kapalı Ortamda Isı Transferi



Şekil 3.34. Engel kullanılmayan durumda, farklı eğim açıları ve Rayleigh sayılarında ortalama Nusselt sayısının değişimi

Farklı Rayleigh sayılarında, engel kullanılmayan durum için ortalama Nusselt sayısının aldığı değerler Şekil 3.34'de gösterilmiştir. Rayleigh sayısının 10^6 değerinde taşınımla ısı transferi tamamen etkin parametre olduğundan ortalama Nusselt sayısı çalışılan diğer Rayleigh sayılarına göre daha yüksek değerler almakta ve eğim açısının değişiminden daha fazla etkilenmektedir. Eğim açısı, 0°'den 45°'ye çıkarken ortalama Nusselt sayısında bir miktar azalma gözlenirken eğim açısı 90° değerini aldığında ise ortalama Nusselt sayısında artış gözlemlenmektedir. Eğim açısının 135°'ye çıkmasıyla ortalama Nusselt sayısında azalma görülmektedir. Üçgenin eğim açısının arttırılmasıyla sınır koşullarının iletimle ısı transferini etkin hale getirmesi sonucu ortalama Nusselt sayısında keskin bir düşüş gözlemlenmekte, elde edilen sonuçlar düşük Rayleigh sayılarındaki sonuçlara çok yaklaşmakta ve φ=180° iken ortalama Nusselt sayısı minimum değerini almaktadır. 225° ve sonrasında ortalama Nusselt sayısında artış gözlemlenmekte olup, 315°'lik eğim açısında ortalama Nusselt sayısı en yüksek değerini almaktadır. Benzer durum $Ra=10^5$ iken gözlemlenmektedir. 90° sonrasında ortalama Nusselt sayısı düşerken; ortalama Nusselt sayısı en düşük değerini 180°'de, en yüksek değerini ise 315°'de almaktadır.

Rayleigh sayısının 10^4 değerinde akım şiddetinin düşük olmasından dolayı iletimle ısı transferi taşınıma oranla baskındır. Bunun sonucunda ortalama Nusselt sayısı değerleri, 10^5 ve 10^6 Rayleigh sayılarında elde edilen sonuçlara göre düşük olup üçgenin eğim açısının değişiminden daha az etkilenmektedir. Özellikle iletimle ısı transferinin etkin olduğu durumlar olan 180° ve 225°'lik eğim açılarında ortalama Nusselt sayıları 10^5 ve 10^6 Rayleigh sayılarında elde edilen sonuçlara yakındır. Rayleigh sayısının 10^3 değerinde ise iletimle ısı transferi tamamen etkin olduğundan dolayı ortalama Nusselt sayısı eğim açısının değişiminden neredeyse etkilenmemektedir.



Şekil 3.35. Farklı eğim açıları ve Rayleigh sayılarında, engel parametrelerinin ortalama Nusselt sayısına etkisi

Şekil 3.35'de, düşük Rayleigh sayılarında ($Ra=10^3$-10^4) iletimle ısı transferi taşınıma oranla baskın olduğundan ortalama Nusselt sayısı üçgen kapalı ortamın eğiminden daha az etkilenmektedir. Bu durum farklı engel parametrelerindeki sonuçları da

etkilemektedir. Rayleigh sayısının 10^3 değerinde akışkan hızlarının oldukça düşük olması sebebiyle, k_r=1 ve h^*=0.1-0.5 durumlarında ortalama Nusselt sayısı bütün eğim açılarında hemen hemen aynı değeri almaktadır. Ortalama Nusselt sayısındaki en fazla düşüş h^*=0.1 yüksekliğindeki adyabatik engelin kullanımında gerçekleşirken, sonrasında h^*=0.5 yüksekliğindeki engelin kullanıldığı durumlar gelmektedir.

Rayleigh sayısı 10^4 iken, üçgenin eğim açısına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısı değerlerinde dalgalanmalar başlamıştır. Ortalama Nusselt sayısı değerleri 10^5 ve 10^6 Rayleigh sayısı için elde edilen sonuçlardan daha düşüktür. φ=90° öncesi ve φ=270° sonrasında ortalama Nusselt sayıları daha yüksek değerler alırken φ=135°-225° aralığında iletimle ısı transferi daha baskın olduğundan ortalama Nusselt sayısının aldığı değerler daha düşüktür. Ayrıca incelenen tüm eğim açısı değerlerinde sıcak yüzeye yakın konumlandırılan engelin ısı transferini düşürmede daha etkin rol oynadığı; adyabatik engel kullanımının ısı transferini azaltmada daha etkili olduğu görülmektedir.

Rayleigh sayısı 10^5 iken kapalı ortam içerisinde akışkan hızlarının artışına bağlı olarak doğal taşınım akışı kuvvetlenmektedir. Bunun sonucunda ortalama Nusselt sayısı değerleri artmakta ve üçgenin eğim açısına bağlı olarak daha çok değişmektedir. 135°'lik eğim açısına kadar engelin ortalama Nusselt sayısına etkisi açık bir şekilde görülebilmektedir. Buna karşın k_r=1 olması durumunda farklı engel yükseklikleri ve engel kullanılmayan durumda ortalama Nusselt sayıları birbirine çok yakın değerler almaktadır. Yine aynı şekilde 180° ve 225° eğim açılarında farklı engel parametrelerinde ortalama Nusselt sayıları birbirine çok yakın değerler almaktadır. Eğim açısının arttırılmasıyla engel parametrelerinin ısı transferi üzerine etkisi daha belirgin şekilde görülebilmektedir.

Rayleigh sayısının 10^6 değerinde üçgen kapalı ortam içerisinde doğal taşınımla ısı transferi üçgenin eğim açısından oldukça etkilenmektedir. Özellikle 90°'den sonra ortalama Nusselt sayısının düştüğü, 180°'de en düşük değerini aldığı ve sonrasında tekrar artışa geçtiği daha önce belirtilmişti. Ra=10^6 iken farklı parametrelere sahip engellerin kullanıldığı durumlarda ortalama Nusselt sayısının değişimi engel kullanılmayan durumla benzerlik göstermektedir. Çalışılan tüm eğim açılarında sıcak yüzeye yakın konumlandırılan engelin etkinliği çok daha fazla olup, ısı iletim katsayısı oranının 1 olması engelin etkinliğini azaltmaktadır. h^*=0.5 yüksekliğinde engelin etkinliği azalmaktadır. Ayrıca iletimle ısı transferinin etkin olduğu φ=135°'den 270°'ye kadar olan bölümde ısı

iletim katsayısının 1 olduğu engelin kullanımında ortalama Nusselt sayıları birbirine çok yakın değerler almaktadır. Bu durum özellikle $h^*=0.5$ durumunda belirgin hale gelmektedir. 270° sonrasında taşınım tekrar baskın hale gelmekte ve engel parametrelerinin ısı transferine olan etkisi daha net biçimde görülebilmektedir.

Eğik kapalı ortamlarda ortalama Nusselt sayısının farklı engel yükseklikleri ve ısı iletim katsayısı oranlarında aldığı değerler Tablo 3.2'de 10^3 ile 10^6 Rayleigh sayısı aralığında sunulmuştur. Ortalama Nusselt sayısının üçgenin eğimi, Rayleigh sayısı, engelin konumu ve engel ile havanın ısı iletim katsayısı oranından büyük oranda etkilendiği görülmüştür.

Rayleigh sayısının 10^3 değerinde, eğim açısının ısı transferi üzerine fazla bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Ortalama Nusselt sayısı çalışılan tüm eğim açılarında 8.65 değerini almakta ve ısı iletim katsayısı oranı 1 olan engel kullanımında da devam etmektedir. Sıcak yüzeye yakın konumlandırılan adyabatik engelin ısı transferini daha çok düşürdüğü Tablo 3.2'deki ortalama Nusselt sayısı değerlerinden görülmektedir. Düşük Rayleigh sayılarında iletimle ısı transferi etkin olduğundan engelin etkinliği daha düşüktür. $Ra=10^3$ iken çalışılan tüm eğim açılarında kullanılan engel parametrelerine bağlı olarak ısı transferindeki en fazla düşüş %3 olarak belirlenmiştir.

Rayleigh sayısı 10^4'e çıktığında üçgenin eğim açısına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısında dalgalanmalar başlamaktadır. Eğim açısının 90° değerinden sonra ortalama Nusselt sayısı düşmekte ve engelin etkinliği de bu durumdan etkilenmektedir. Engelin etkinliği iletimle ısı transferinin baskın olduğu 135°, 180° ve 225° eğim açılarında daha düşük olup en düşük değerini $h^*=0.5$ ve $k_r=1$ iken 135° ve 180°'lik eğim açısında almaktadır. Rayleigh sayısının 10^4 değerinde, 315°'lik eğim açısında, $h^*=0.1$ ve engel adyabatik iken engelin etkinliği en yüksek değerine ulaşmakta, ısı transferindeki net düşüş % 5.6 olmaktadır.

Tablo 3.2. w^*=0.075'de, farklı engel yükseklikleri, ısı iletim katsayısı oranları, eğim açıları ve Rayleigh sayılarında ortalama Nusselt sayısı değerleri

		φ=0°	**φ=45°**	**φ=90°**	**φ=135°**	**φ=180°**	**φ=225°**	**φ=270°**	**φ=315°**
Engelsiz Durum	**$Ra=10^3$**	8.65	8.65	8.65	8.65	8,65	8.65	8.65	8.65
	$Ra=10^4$	8.90	8.88	9.05	8.67	8,65	8.7	8.97	9.12
	$Ra=10^5$	10.85	10.85	10.91	10.16	8,90	9.06	10.69	11.17
	$Ra=10^6$	14.70	14.24	14.77	13.05	9,39	9.87	14.55	15.23
$h^*=0.1$, $l^*=0.25$, Adyabatik	**$Ra=10^3$**	8.39	8.39	8.40	8.40	8.39	8.39	8.4	8.39
	$Ra=10^4$	8.41	8.40	8.54	8.47	8.40	8.44	8,58	8.61
	$Ra=10^5$	9.83	9.95	9.90	9.27	8.49	8.87	10.13	10.37
	$Ra=10^6$	12.23	12.67	13.04	11.46	8.85	9.21	13.47	13.87
$h^*=0.1$, $l^*=0.25$, $k_r=1$	**$Ra=10^3$**	8.65	8.65	8.65	8.65	8.65	8.65	8.65	8.65
	$Ra=10^4$	8.71	8.71	8.81	8.66	8.65	8.67	8.81	8.88
	$Ra=10^5$	10.19	10.16	10.22	9.70	8.84	8.99	10.34	10.39
	$Ra=10^6$	12.83	12.86	13.38	12.04	9.33	9.28	13.51	14.14
$h^*=0.5$, $l^*=0.25$, Adyabatik	**$Ra=10^3$**	8.51	8.51	8.51	8.51	8.51	8.51	8.51	8.51
	$Ra=10^4$	8.64	8.63	8.78	8.53	8.55	8.53	8.82	8.7
	$Ra=10^5$	10.28	10.36	10.55	10.01	8.86	9.00	10.37	10.41
	$Ra=10^6$	12.94	13.51	14.01	12.95	9.35	9.30	13.54	14.36
$h^*=0.5$, $l^*=0.25$, $k_r=1$	**$Ra=10^3$**	8.65	8.65	8.65	8.65	8.65	8.65	8.65	8.65
	$Ra=10^4$	8.71	8.74	8.91	8.67	8.65	8.68	8.84	8.9
	$Ra=10^5$	10.35	10.48	10.63	10.06	8.87	9.02	10.43	10.51
	$Ra=10^6$	13.12	13.60	14.08	12.98	9.36	9.63	13.71	14.39

Rayleigh sayısı 10^5 iken engelin en etkin olduğu açı değeri 0° dir. Bu durumda tabana yakın konumlandırılan adyabatik engelin ($h^*=0.1$) kullanımına bağlı ısı transferindeki düşüş % 9.4 olmaktadır. Yine engelin etkinliği iletimle ısı transferinin baskın olduğu yüksek eğim açılarında düşmekte, eğim açısı 180°, $h^* =0.5$ ve $k_r=1$ iken ısı transferindeki düşüş %0.34 olmaktadır.

Rayleigh sayısı 10^6 iken kapalı ortam içerisinde taşınımla ısı transferi etkin olup, eğim açısı değiştikçe ortalama Nusselt sayısında değişmeler meydana gelmektedir. Taşınımın tamamen etkin hale gelmesiyle ortalama Nusselt sayısındaki değişmeler daha fazla olup, engel kullanımında da bu durum görülebilmektedir. Eğim açısı 0°, $h^*=0.1$ ve engel adyabatik iken ısı transferindeki düşüş %16.8 iken, eğim açısı 180°, $h^*=0.5$ ve $k_r=1$ iken ısı transferindeki düşüş %0.32 dir. Bu durum 180°'lik eğim açısında sınır şartlarının iletimle ısı transferini baskın kılmasından kaynaklanmaktadır.

Tablo 3.3'de farklı engel parametreleri ve eğim açılarına bağlı olarak engelin etkinliği sunulmaktadır. Genel olarak, üçgenin bütün eğim açılarında, Rayleigh sayısındaki artışla birlikte taşınımla ısı transferinin baskın hale gelmesinden dolayı engelin etkinliğinin arttığı görülmektedir. Engelin etkinliği, engel yüksekliği ve ısı iletim katsayısı oranındaki azalma ile birlikte yükselmektedir. Bütün eğim açılarında, $h^*=0.1$ konumunda kullanılan engelin etkinliği en yüksektir. Ayrıca engelin etkinliği, eğim açısının 135°, 180° ve 225° değerlerinde (iletimle ısı transferi baskın) diğer eğim değerlerinde olduğundan daha düşük değerler almaktadır. Son olarak $\varphi=0°$'de $h^*=0.1$, $l^*=0.25$ ve kullanılan engel adyabatik iken ısı transferindeki net düşüş %16.8 olmakta, bu parametreler eğimli üçgen kapalı ortamda incelenen parametreler içinde engel için en etkin parametreler olarak göze çarpmaktadır.

Tablo3.3. Farklı eğim açıları ve Rayleigh sayılarında, engel parametrelerine bağlı olarak ısı transferinde meydana gelen net düşüş

		φ=0°	**φ=45°**	**φ=90°**	**φ=135°**	**φ=180°**	**φ=225°**	**φ=270°**	**φ=315°**
h^*=0.1, l^*=0.25, Adyabatik	**$Ra=10^3$**	%3	%3	%3	%3	%3	%3	%3	%3
	$Ra=10^4$	%5.5	%3	%5.6	%2.3	%3	%3	%4.3	%5.6
	$Ra=10^5$	%9.4	%8.3	%9.3	%8.7	%4.6	%2.1	%5.2	%7.2
	$Ra=10^6$	%16.8	%11	%11.7	%12.1	%5.8	%6.7	%7.4	%8.9
h^*=0.1, l^*=0.25, k_r=1	**$Ra=10^3$**	%0	%0	%0	%0	%0	%0	%0	%0
	$Ra=10^4$	%2.1	%1.9	%2.7	%0.1	%0	%0.3	%1.8	%2.6
	$Ra=10^5$	%6.1	%6.4	%6.3	%4.5	%0.7	%0.7	%3.3	%7
	$Ra=10^6$	%12.72	%9.7	%9.4	%7.7	%0.6	%6	%7.1	%7.2
h^*=0.5, l^*=0.25, Adyabatik	**$Ra=10^3$**	%1.6	%1.6	%1.6	%1.6	%1.6	%1.6	%1.6	%1.6
	$Ra=10^4$	%2.9	%2.8	%2.9	%1.6	%1.2	%2	%1.7	%4.6
	$Ra=10^5$	%5.3	%4.5	%3.7	%1.5	%0.5	%0.6	%3	%6.8
	$Ra=10^6$	%11.9	%5.1	%5.1	%0.76	%0.4	%5.8	%6.9	%5.7
h^*=0.5, l^*=0.25, k_r=1	**$Ra=10^3$**	%0	%0	%0	%0	%0	%0	%0	%0
	$Ra=10^4$	%2.1	%1.6	%1.5	%0	%0	%0.2	%1.1	%2.4
	$Ra=10^5$	%4.6	%3.4	%2.6	%0.9	%0.3	%0.4	%2.4	%5.9
	$Ra=10^6$	%10.2	%4.5	%4.7	%0.5	%0.3	%2.4	%5.8	%5.5

4. SONUÇLAR

Düşey yüzeyinde adyabatik sınır koşulu bulunan , yatay yüzeyi eğimli yüzeyinden daha sıcak olan üçgen şeklindeki kapalı ortamda engel parametreleri ve üçgenin eğim açısının doğal taşınımla ısı transferi üzerine etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Hesaplamalar gerçekleştirilirken akışkan üzerine kaldırma kuvvetinin etkisini dikkate alan Boussinesq yaklaşımı kullanılmıştır. Kapalı ortam içerisinde iş akışkanı olarak hava kullanılmış, havanın Prandtl sayısı 0.71 alınmıştır. Kullanılan engel parametrelerinin doğal taşınımla ısı transferi üzerine etkileri Rayleigh sayısının $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ ve eğim açısının $0° \leq \varphi \leq 315°$ değerleri arasında incelenmiş olup, boyutsuz engel uzunluğu l^*=0.125-0.25-0.375, boyutsuz engel kalınlığı w^*=0.025-0.075-0.125, boyutsuz engel yüksekliği h^*=0.1-0.3-0.5-0.7 ve engel ile havanın ısı iletim katsayısı oranları k_r=0.1-1-10 olarak alınmıştır. Ayrıca engelin adyabatik olduğu durum için de hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışma neticesinde şu sonuçlar elde edilmiştir.

1. Üçgen kapalı ortam içerisinde doğal taşınımla ısı transferinin Rayleigh sayısından önemli derecede etkilendiği görülmüştür. Eğim açısı $\varphi=0°$ iken, Rayleigh sayısının 10^3 ve 10^4 için ortalama Nusselt sayısı değerleri birbirine çok yakındır. Ancak Rayleigh sayısının 10^5 değerini almasıyla ortalama Nusselt sayısında hızlı bir artış gerçekleşmiş ve bu durum 10^6 Rayleigh sayısında da devam etmiştir. Ortalama Nusselt sayısındaki bu artış, Rayleigh sayısındaki artışla birlikte taşınımla ısı transferinin etkin hale geldiğini göstermektedir.
2. Isı transferi üzerine engel parametrelerinin etkileri incelendiğinde, düşük Rayleigh sayılarında kapalı ortamın içerisindeki akımın zayıf olmasından dolayı engelin etkinliği düşük iken, Rayleigh sayısındaki artışla birlikte engelin kullanımına bağlı olarak ısı transferindeki net düşüş artmaktadır.
3. Kapalı ortam içerisinde, engelin sıcak yüzeye yakın şekilde konumlandırılması ısı transferini azaltmakta ve bu durum ısı iletim katsayısı oranındaki düşüş ile belirgin hale gelmektedir. h^*=0.1 ve engel adyabatik iken sıcak yüzey ve engel arasında, sıcak hava hapsolduğundan ısı transferindeki net düşüş daha fazla olmaktadır.

4. Engel uzunluğunun artışı ile doğal taşınımla ısı transferi belirgin olarak düşmekte, daha uzun engel kullanımı doğal taşınım akışını zayıflatmakta ve ayrıca sıcak yüzeyde ısınan havanın hapsolmasını sağlamaktadır.
5. Engel kalınlığındaki artış diğer engel parametrelerinde olduğu gibi doğal taşınımla ısı transferi üzerinde belirgin bir etki yaratmamıştır.
6. Doğal taşınımla ısı transferi üzerine üçgenin eğim açısının etkisi incelendiğinde, eğim açısının kapalı ortamın sınır koşullarında değişmelere sebep olduğu görülmüştür. Örneğin $\varphi=0°$'de sınır koşulları kararsız akışkan dolaşımını desteklerken, eğim açısının $\varphi=180°$ değeri kararlı akışkan durumuna sebep olmaktadır.
7. Rayleigh sayısı 10^3 iken iletimle ısı transferi baskın olduğundan dolayı farklı eğim açılarında ortalama Nusselt sayısı değerlerinde belirgin bir değişim görülmemektedir. Rayleigh sayısının 10^4 değerini almasıyla ortalama Nusselt sayısında dalgalanmalar başlamaktadır. $\varphi=90°$ değerinden sonra sınır koşulları iletimle ısı transferini etkin kılmakta, 180°'de ısı transferi tamamen iletimle gerçekleşmektedir. Sonrasında ortalama Nusselt sayısı artmaya başlamakta ve 315°'de en yüksek değerini almaktadır.
8. Rayleigh sayısının 10^5 ve 10^6 değerlerinde taşınım etkin olduğundan dolayı ortalama Nusselt sayıları daha yüksek değerler almakta ve özellikle $Ra=10^6$'da üçgenin eğim açısından daha fazla etkilenmektedir. Yine $\varphi=90°$ sonrasında ve $\varphi=270°$'ye kadar iletimle ısı transferi baskın olup $\varphi=315°$ iken ortalama Nusselt sayısı en yüksek değerini almaktadır.
9. Eğik üçgen kapalı ortamda engel parametrelerinin etkileri incelendiğinde, sıcak yüzeye yakın konumlandırılan adyabatik engelin ısı transferindeki net düşüşü arttırdığı görülmüş, $h^*=0.5$ ve $k_r=1$ oranındaki engelin ısı transferi üzerine etkisinin daha az olduğu belirlenmiştir.
10. Taşınımla ısı transferinin baskın olduğu 0° ile 90° arası ve 270° ve 315° aralığında kullanılan engellerin ısı transferinde daha çok azalmaya sebep oldukları belirlenmiştir. 90° ile 270° aralığında ise engelin etkinliği azalmakta, özellikle $k_r=1$ iken ortalama Nusselt sayıları birbirine çok yakın değerler almaktadır.
11. Rayleigh sayısındaki artışla birlikte eğik kapalı ortamda, kullanılan engelin etkinliği artmakta, ısı transferindeki net düşüş yükselmektedir.

12. Sonuç olarak üçgen kapalı ortamda doğal taşınımla ısı transferi üzerinde Rayleigh sayısı ve üçgenin eğim açısının önemli etkisi olduğu görülmüştür. Ayrıca kullanılan engelin uzunluğu, adyabatik yüzey üzerindeki yüksekliği ve engel ile havanın ısı iletim katsayısı oranının ısı transferi üzerinde önemli etkisi olurken, engel kalınlığındaki değişim, ısı transferini çok fazla etkilememektedir.

5. ÖNERİLER

Yürütülen çalışmada üçgen kapalı ortamda doğal taşınımla ısı transferi, problemi çözülebilir hale getirmek ve daha basitleştirmek açısından belirli kabuller yapılarak incelenmiştir. Bu sebeple aşağıdaki hususlar dikkate alınarak problem için daha gerçekçi bir çözüm yapılabilir.

1. Kullanılan matematiksel ifade ve denklemler akışkanın hareketini yeterli şekilde tanımlayabilmektedir. Ancak daha kesin sonuçlar elde etmek açısından yürütülen sayısal çalışma deneysel bulgularla desteklenebilir.
2. Akışkanın hareketini tanımlayan diferansiyel korunum denklemleri yazılırken, momentum denkleminde akışkanın yoğunluk dışındaki termofiziksel özelliklerinin sıcaklıkla değişmediğini kabul eden boussinesq yaklaşımı kullanılmıştır. Bunun yerine akışkanın termofiziksel özelliklerinin değişimini göz önünde bulundurmak daha kesin sonuçların elde edilmesini sağlayacaktır.
3. Ayrıca akış ve ısı transferinin zamana bağlı olarak değişimini incelemek açısından zamana bağlı çözümün yapılması yararlı olacaktır.
4. Farklı engel parametreleri, farklı yüzeylerde ve farklı tipte engel kullanımı, engel sayısının değişimi ve sınır koşullarının değişimine bağlı olarak probleme genişlik katılabilir.
5. Son olarak, yürütülen çalışma neticesinde engel kullanımına bağlı olarak, ısı transferinde meydana gelen net düşüşün Rayleigh sayısı ile arttığı belirlenmiştir. Gerçek hayatta karşılaşılan problemlerin çoğu ise türbülanslı akış koşullarındadır. Bu sebeple çalışılan problemin türbülanslı akış koşullarında incelenmesi pratik sonuçlar vermesi açısından faydalı olacaktır.

6. KAYNAKLAR

Aich, W., Hajri, I., Omri, A., 2011. Numerical Analysis of Natural Convection in a Prismatic Enclosure, Thermal Science, 15, 437-446.

Akinsete, V.A., Coleman, T.A., 1982. Heat Trasfer by Steady Laminar Free Convection in Triangular Enclosures, International Journal of Heat and Mass Transfer, 25,991-998.

Alhazmy, M.M, 2010. Numerical Investigation on Using Inclined Partitions to Reduce Natural Convection Inside The Cavities of Hollow Bricks, International Journal of Thermal Sciences, 49, 2201-2210.

Altaç, Z., Kurtul, Ö., 2007. Natural Convection in Tilted Rectangular Enclosures with a Vertically Situated Hot Plate Inside, Applied Thermal Engineering, 27, 1832-1840.

Altaç, Z., Konrat, S., 2009. Natural Convection Heat Transfer from a Thin Horizontal Isothermal Plate in Air-Filled Rectangular Enclosures, Journal of Science and Technology, 29, 55-65.

Arici, M.E., Sahin, B., 2009. Natural Convection Heat Transfer in a Partially Divided Trapezoidal Enclosure, Thermal Science, 13, 213-220.

Asan, H., Namli, L., 2000. Laminar Natural Convection in A Pitched Roof of Triangular Cross-Section: Summer Day Boundary Conditions, Energy and Buildings, 33, 69-73.

Asan, H., Namli, L., 2001. Numerical Simulation of Buoyant Flow in a Roof of Triangular Cross-Section Under Winter Day Boundary Conditions, Energy and Buildings, 33, 753-757.

Aydin, O., 1999. Transient Natural Convection in Rectangular Enclosures Heated from One Side and Cooled from Above, International Communications in Heat and Mass Transfer, 26,135-144.

Aydin, O., Unal, A., Ayhan, T., 1999. A Numerical Study on Buoyancy-Driven Flow in an Inclined Square Enclosure Heated and Cooled on Adjacent Walls, Numerical Heat Transfer, Part A, 36, 585-599.

Aydin, O., Unal, A., Ayhan, T., 1999. Natural Convection in Rectangular Enclosures Heated from One Side And Cooled from the Ceiling, International Journal of Heat and Mass Transfer, 42, 2345-2355.

Bairi, A., 2008. Nusselt-Rayleigh Correlations for Design of Industrial Elements: Experimental and Numerical Investigation of Natural Convection in Tilted Square Air Filled Enclosures, Energy Conversion and Managament, 49, 771-782.

Basak, T., Roy, S., Thirumalesha, C., 2007. Finite Element Analysis of Natural Convection in a Triangular Enclosure: Effects of Various Thermal Boundary Conditions, Chemical Engineering Science, 62, 2623-2640.

Basak, T., Roy, S., Babu, S.K., Balakrishnan, A.R., 2008. Finite Element Analysis of Natural Convection Flow in a Isosceles Triangular Enclosure Due to Uniform and Non-Uniform Heating at The Side Walls, International Journal of Heat and Mass Transfer, 51, 4496-4505.

Basak, T., Aravind, G., Roy, S., 2009. Visulation of Heat Flow Due to Natural Convection within Triangular Cavities Using Bejan's Heatline Concept, International Journal of Heat and Mass Transfer, 52, 2824-2833.

Bilgen, E., 2002. Natural Convection in Enclosures with Partial Partitions, Renewable Energy, 26, 257 270.

Bilgen, E., Yedder, R.B., 2007. Natural Convection in Enclosure with Heating and Cooling by Sinusoidal Temperature Profiles on One Side, International Journal of Heat And Mass Transfer, 50, 139-150.

Cheikh, N.B., Beya, B.B., Lili, T., 2007. Convection Flow in A Cavity Submitted to a Periodical Temperature Boundary, Journal of Heat Transfer, 129, 1060-1068.

Cheikh, N.B., Beya, B.B., Lili, T., 2007. Influence of Thermal Boundary Conditions on Natural Convection in Square Enclosure Partially Heated from Below, 34, 369-379.

Chen, C-L., Cheng, C-H., 2012. Numerical Predictions of Natural Convection with Liquid Fluids Contained in an Inclined Arc-Shaped Enclosure, International Communications in Heat and Mass Transfer, 39, 209-215.

Cianfrini, C., Corcione, M., Dell'Omo, P.P., 2005. Natural Convection in Tilted Square Cavities with Differentially Heated Opposite Walls, International Journal of Thermal Sciences, 44, 441-451.

Corcione, M., 2003. Effects of Thermal Boundary Conditions at The Sidewalls upon Natural Convection in Rectangular Enclosures Heated From Below and Cooled from Above, International Journal of Thermal Sciences, 49, 199-208.

Çengel, Y.A., 2011, Isı ve Kütle Transferi- Pratik Bir Yaklaşım, (Çeviri Editörü: VedatTanyıldızı), İzmir Güven Kitabevi, ISBN:978-975-6240-41-0, İzmir, 579s.

Dagtekin I., Oztop, H.F., 2001. Natural Convection Heat Transfer by Heated Partitions within Enclosure, International Communications in Heat and Mass Transfer, 28, 823-834.

Dalal, A., Das, M.K., 2006. Natural Convection in a Rectangular Cavity Heated from Below and Uniformly Cooled from The Top and Both Sides, Numerical Heat Transfer, Part A, 49, 301-322.

Das, S.P., Chakraborty S., Dutta, P., 2002. Natural Convection in a Two-Dimensional Enclosure Heated Symmetrically from Both Sides, International Communications in Heat and Mass Transfer, 29, 345-354.

Da Silva, A.K., Lorente, S., Bejan, A., 2004. Optimal Distribution of Discrete Heat Sources on A Wall With Natural Convection, International Journal of Heat and Mass Transfer, 47, 203-214.

De Vahl Davis, G., Jones, I.P., 1983. Natural Convection in a Square Cavity: A Comparison Exercise, International Journal for Numerical Methods in Fluids, 3, 227-248.

De Vahl Davis, G., 1983. Natural Convection of Air in a Square Cavity: A BenchmarkNumerical Solution, International Journal for Numerical Methods in Fluids, 3, 249-264.

Flack, R.D., Witt, C.L., 1979. Velocity Measurements in Two Natural Convection Air Flows Using a Laser Velocimeter, Journal of Heat Transfer, 101, 256-260.

Flack, R.D., Konopnicki, T.T., Rooke, J.H., 1979. The Measurement of Natural Convective Heat Transfer in Triangular Enclosures, Journal of Heat Transfer, 101, 648-654.

Flack, R.D., 1980. The Experimental Measurement of Natural Convection Heat Transfer in Triangular Enclosures Heated or Cooled from Below, Journal of Heat Transfer, 102, 770-772.

Flack, R.D., Brun, K., Schnipke, R.T., 1995. Measurement and Prediction of Natural Convection Velocities in Triangular Enclosures, Journal of Heat and Fluid Flow, 16, 106-113.

Ghassemi, M., Fathabadi, M., Shadaram, A, 2008. Numerical Analysis of Turbulent Natural Convection Heat Transfer Inside a Triangular-Shaped Enclosure Utilizing Computational Fluid Dynamic Code, International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, 18, 14-23.

Haese, P.M., Teubner, M.D., 2002, Heat Exchange in An Attic Space , International Journal of Heat And Mass Transfer, 45, 4925-4936.

Holtzman, G.A., Hill, R.W., Ball, K.S., 2000. Laminar Natural Convection in Isosceles Triangular Enclosures Heated from Below and Symetrically Cooled from Above, Journal of Heat Transfer, 122, 485-491.

Ilis, G.G., Mobedi, M., Oztop, H.F., 2011. Heat Transfer Reduction Due to a Ceiling-Mounted Barrier in an Enclosure with Natural Convection, Heat Transfer Engineering, 32, 429-438.

Incropera, F.P., DeWitt, D.P., 2007, Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Literatür Yayınları, ISBN:975-8431-11-0, İstanbul, 960s.

Kalabin, E.V., Kanashina, M.V., Zobkov, P.T., 2005. Natural-Convective Heat Transfer in a Square Cavity With Time-Varying Side-Wall Temperature, Numerical Heat Transfer, Part A, 47, 621-631.

Kaluri, R.S., Anandalakshmi, R., Basak, T., 2010. Bejan's Heatline Analysis of Natural Convection in Right-Angled Triangular Enclosures: Effects of Aspect-Ratio and Thermal Boundary Conditions, International Journal of Thermal Sciences, 49, 1576-1592.

Kent, E.F., Asmaz, E., Ozerbay, S., 2007. Laminar Natural Convection in Right Triangular Enclosures, Heat and Mass Transfer, 44, 187-200.

Kent, E.F., 2009. Numerical Analysis of Laminar Natural Convection in Isosceles Triangular Enclosures for Cold Base and Hot Inclined Walls, Mechanics Research Communications, 36, 497-508.

Kent, E.F., 2010. Laminar Natural Convection in Isosceles Triangular Roofs in Wintertime Conditions, Heat Transfer Engineering, 31, 1068-1081.

Koca, A., Oztop, H.F., Varol, Y., 2007. The Effects of Prandtl Number on Natural Convection in Triangular Enclosures with Localized Heating from Below, International Communications in Heat and Mass Transfer, 34, 511-519.

Koca, A., Oztop, H.F., Varol, Y., 2008. Numerical Analysis of Natural Convection in Shed Roofs with Eave of Buildings for Cold Climates, Computers and Mathematics with Applications, 56, 3165-3174.

Kucuk, H., Gedikli, H., 2010. Natural Convection in a Triangular Cross Section Roof Under Daylight Conditions, Journal of Thermal Science and Technology, 30, 99-110.

Lasfer, K., Bouzaiane, M., Lili, T., 2010. Numerical Study of Laminar Natural Convection in a Side-Heated Trapezoidal Cavity at Various Inclined Heated Sidewalls, Heat Transfer Engineering, 31, 362-373.

Leal, M.A., Machado, H.A., Cotta, R.M., 2000. Integral Transform Solutions of Transient Natural Convection in Enclosures with Variable Fluid Properities, International Journal of Heat and Mass Transfer, 43, 3977-3990.

Lei, C., Armfield, S.W., Patterson, J.C., 2008. Unsteady Natural Convection in a Water-Filled Isosceles Triangular Enclosure Heated from Below, International Journal of Heat and Mass Transfer, 51, 2637-2650.

Lienhard, J.H. IV, Lienhard, J.H. V, 2001, A Heat Transfer Textbook, Phologiston Press,Cambridge, MA, 739p.

Moukalled, F., Acharya, S., 1997. Buoyancy-Induced Heat Transfer in Partially Divided Trapezoidal Cavities, Numerical Heat Transfer, Part A, 32, 787-810.

Moukalled, F., Acharya, S., 2000. Natural Convection in Trapezoidal Cavities with Baffles Mounted on The Upper Inclined Surfaces, Numerical Heat Transfer, Part A, 37, 545-565.

Moukalled, F., Darwish, M., 2003. Natural Convection in Partitioned Trapezoidal Cavity Heated from The Side, Numerical Heat Transfer, Part A, 43, 543-563.

Omri, A., Najjari, M., Nasrallah, S.B., 2007. Numerical Analysis of Natural Buoyancy-Induced Regimes in Isosceles Triangular Cavities, Numerical Heat Transfer, Part A, 52, 661-678.

Oztop, H.F., Varol, Y., Koca, A., 2007. Laminar Natural Convection Heat Transfer in a Shed Roof with or without Eave for Summer Season, Applied Thermal Engineering, 27, 2252-2265.

Oztop, H.F., Varol, Y., 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.

Oztop, H.F., Fu, Z., Yu, B., Wei, J., 2011. Conjugate Natural Convection in Air Filled Tube İnserted a Square Cavity, International Communications in Heat and Mass Transfer, 38, 590-596.

Oztop, H.F., Varol, Y., Koca, A., Fırat, M., 2012. Experimental and Numerical Analysis of Buoyancy-Induced Flow in Inclined Triangular Enclosures, International Communications in Heat And Mass Transfer, 39, 1237-1244.

Patankar, S.V., 1980. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow,McGraw-Hill Book Company, ISBN 0-07-048740-5, New York, 214s.

Poulikakos, D., Bejan, A., 1983. The Fluid Dynamics of Attic Space, Journal of Fluid Mechanics, 131, 251-269.

Rahman, M., Sharif, M.A.R., 2003. Numerical Study of Laminar Natural Convection in Inclined Rectangular Enclosures of Various Aspect Ratios, Numerical Heat Transfer, Part A, 44, 355-373.

Ridouane, E.H., Campo, A., McGarry, M., 2005. Numerical Computation of Buoyant Airflows Confined to Attic Spaces Under Opposing Hot and Cold Wall Conditions, International Journal of Thermal Sciences, 44, 944-952.

Ridouane, E.H., Campo, A., Hasnaoui, M., 2006. Turbulent Natural Convection in an Air-Filled Isosceles Triangular Enclosure, International Journal of Heat and Fluid Flow, 27, 476-489.

Ridouane, E.H., Campo, A., 2007. Effects of Attaching Baffles onto The Inclined Walls of Attic Frames for Purposes of Energy Conservation, Heat Transfer Engineering, 28, 103-111.

Ridouane, E.H., Campo, A., 2008. Numerical Simulation of The 3D Behaviour of Thermal Buoyant Airflows in Pentahedral Spaces, International Journal of Heat and Fluid Flow, 29, 1360-1368.

Roy, S., Basak, T., 2005. Finite Element Analysis 0f Natural Convection Flows in a Square Cavity with Non-Uniformly Heated Wall(s), International Journal Of Engineering Science, 43, 668-680.

Roy, S., Basak, T., Thirumalesha, C., Krishna, C.M., 2008. Finite Element Analysis on Natural Convection Flow in a Triangular Enclosure Due to Uniform and Nonuniform Bottom Heating, Journal of Heat Transfer, 130, 032501-1-10.

Saha, S.C., Lei, C., Patterson, J.C., 2007. Effect of Aspect Ratio on Natural Convection in Attics Subject to Periodic Thermal Forcing, Anziam Journal, 48, 677-691.

Saha, S.C., Patterson, J.C., Lei, C., 2010. Natural Convection Heat Transfer in Attics Subject to Periodic Thermal Forcing, International Journal of Thermal Sciences, 49, 1899-1910.

Salmun, H., 1995. Convection Patterns in Triangular Domain, International Journal of Heat and Mass Transfer, 38, 351-362.

Sarris, I.E., Lekakis, I., Vlachos, N.S., 2002. Natural Convection in A 2D Enclosure With Sinusoidal Upper Wall Temperature, Numerical Heat Transfer, Part A, 42, 513-530.

Shi, X., Khodadadi, J.M., 2003. Laminar Natural Convection Heat Transfer in a Differentially Heated Square Cavity Due to A Thin Fin on The Hot Wall, 125, 624-634.

Silva, A., Fontana, E., Mariani, V.C., Marcondes, F., 2012. Numerical Investigation of Several Physical and Geometric Parameters in The Natural Convection into Trapezoidal Cavities, International Journal of Heat and Mass Transfer, 55, 6808-6818.

Şahin, B., Arıcı, M.E., 2005. Kapalı Kare Ortamlarda Yatay, Düşey ve Eğik İç Bölmelerin Doğal Taşınımla Isı Transferine Etkisinin Sayısal İncelenmesi, 15. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi ULIBTK05, Trabzon, Türkiye, S. 789-794.

Şahin, B., 2008. Gün İçerisindeki Güneş Işınımının Kapalı Ortamlardaki Doğal Taşınımla Isı Transferi Üzerine Etkilerinin İncelenmesi, 8. Uluslararası Yapıda Tesisat Teknolojisi Sempozyumu, 12-14 Mayıs 2008, İstanbul, Türkiye, S. 343-352.

Şahin, B., 2008. Çatı Aralarında Meydana Gelen Doğal Taşınımla Isı Transferinin Çatı Aralarındaki Isıl Konfora Etkisinin Sayısal Analizi, IV. Ege Enerji Sempozyumu, 21-23 Mayıs 2008, İzmir, Türkiye, S. 221-227.

Şahin, B., 2008. Kısmi Eğik Yan Duvarlara Sahip Kapalı Ortamlarda Doğal Taşınımla Isı Transferinin Sayısal Analizi, Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 192s.

Şahin, B., Arıcı, M.E., 2011. Periyodik Olarak Değişen Sıcaklığa Sahip Kapalı Kare Ortamlara Konulan Engellerin Doğal Taşınımla Isı Transferi Üzerine Etkilerinin Sayısal İncelenmesi, X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 13-16 Nisan 2011, İzmir, Türkiye, S. 129-139.

Tasnim, S.H., Collins, M.R., 2005. Suppressing Natural Convection in a Differentially Heated Square Cavity with an Arc Shaped Baffle, International Communications in Heat and Mass Transfer, 32, 94-106.

Tzeng, S.C., Liou, J.H., Jou, R.Y., 2005. Numerical Simulation-Aided Parametric Analysis of Natural Convection in a Roof of Triangular Enclosures, Heat Transfer Engineering, 26, 69-79.

Varol, Y., Koca, A., Oztop, H.F., 2006. Laminar Natural Convection in Saltbox Roofs for Both Summerlike and Winterlike Boundary Conditions, Journal of Applied Sciences, 6, 2617-2622.

Varol, Y., Koca, A., Oztop, H.F., 2006. Natural Convection in a Triangle Enclosure with Flush Mounted Heather on The Wall, International Communications in Heat and Mass Transfer, 33, 951-958.

Varol, Y., Koca, A., Oztop, H.F., 2007. Natural Convection Heat Transfer in Gambrel Roofs, Building and Environment, 42, 1291-1297.

Varol, Y., Oztop, H.F., Yilmaz, T., 2007. Natural Convection in Triangular Enclosures With Protruding Isothermal Heater, International Journal of Heat and Mass Transfer, 50, 2451-2462.

Varol, Y., Oztop, H.F., Koca, A., Ozgen, F., 2009. Natural Convection and Fluid Flow in Inclined Enclosure with a Corner Heater, Applied Thermal Engineering, 29, 340-350.

Varol, Y., Oztop, H.F., Koca, A., 2010. Effects of Inclination Angle on Conduction-Natural Convection in Divided Enclosures Filled with Different Fluids, International Communications in Heat and Mass Transfer, 37, 182-191.

Varol, Y., Oztop, H.F., Koca, A., 2011. Effects of Inclination Angle on Natural Convection in Composite Walled Enclosures, Heat Transfer Engineering, 32, 57-68.

Varol, Y., Oztop, H.F., Ozgen, F., Koca, A., 2012. Experimental and Numerical Study on Laminar Natural Convection in a Cavity Heated From Bottom Due to an Inclined Fin, Heat Mass Transfer, 48, 61-70.

Vasseur, P., Hasnaoui, M., Bilgen, E., 1994. Analytical and Numerical Study of Natural Convection Heat Transfer in an Inclined Composite Enclosure, Applied Scientific Research, 52, 187-207.

Wang, H., Hamed, M.S., 2006. Flow Mode-Transition of Natural Convection in Inclined Rectangular Enclosures Subjected to Bidirectional Temperature Gradients, International Journal Of Thermal Sciences, 45, 782-795.

Wang, S., Shen, Z., Gu, L., 2012, Numerical Simulation of Buoyancy-Driven Turbulent Ventilation in Attic Space Under Winter Conditions, Energy and Buildings, 47, 360-368.

Xu, X., Yu, Z., Hu, Y., Fan, L., Cen, K., 2010. A Numerical Study of Laminar Natural Convective Heat Transfer Around a Horizontal Cylinder İnside a Concentric Air-Filled Triangular Enclosure, International Journal of Heat and Mass Transfer, 53, 345-355.

Yu, Z-T., Hu, Y-C., Fan, L-W., Cen, K-F., 2010. A Parametric Study of Prandtl Number Effects on Laminar Natural Convection Heat Transfer from a Horizontal Circular Cylinder to Its Coaxial Triangular Enclosure, Numerical Heat Transfer, Part A, 58, 564-580.

Yesiloz, G., Aydin, O., 2011. Natural Convection in an Inclined Quadrantal Cavity Heated and Cooled on Adjacent Walls, Experimental Thermal and Fluid Science, 35, 1169-1176.

ÖZGEÇMİŞ

Buğra SARPER, 1988 yılında Konya'da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Konya'da tamamladı. 2010 yılında, Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden lisans derecesini aldı. 2011 yılından beri Gümüşhane Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır. İngilizce bilmektedir. Evlidir.