

KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**KİSMİ EĞİK YAN DUVARLARA SAHİP KAPALI ORTAMLARDA
DOĞAL TAŞINIMLA ISI TRANSFERİNİN SAYISAL ANALİZİ**

DOKTORA TEZİ

Mak. Yük. Müh. Birol ŞAHİN

NİSAN 2008

TRABZON

KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ





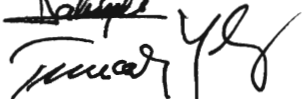
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

KİSMİ EĞİK YAN DUVARLARA SAHİP KAPALI ORTAMLARDA
DOĞAL TAŞINIMLA ISI TRANSFERİNİN SAYISAL ANALİZİ

Makina Yük. Müh. Birol ŞAHİN

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde
“Doktor (Makina Mühendisliği)”
Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 20.02.2008
Tezin Savunma Tarihi : 02.04.2008

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Mehmet Emin ARICI 
Jüri Üyesi : Prof. Dr. Orhan AYDIN 
Jüri Üyesi : Yrd. Doç. Dr. Hakan BAYRAKTAR 
Jüri Üyesi : Prof. Dr. Alican DALOĞLU 
Jüri Üyesi : Prof. Dr. Tuncay YILMAZ 

Enstitü Müdürü V. : Doç. Dr. Salih TERZİOĞLU

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında, kısmi eğik yan duvara sahip kapalı ortamlardaki doğal taşınım değişik sınır koşulları altında analiz edilmiştir. Yapılan çalışma sayısal bir çalışma olup bu amaçla geliştirilen program önce basit problemleri (iki boyutlu ısı iletimi) çözecek şekilde test edilmiştir. Önceden yapılan çalışmalarla kıyaslama yapılarak değişik kapalı ortam geometrileri için farklı Rayleigh sayılarında ve farklı sınır koşullarındaki laminer doğal taşınım ile ısı transfer karakteristiklerinin değişimi incelenmiştir. İncelenen geometriler sırasıyla, kare, dikdörtgen, üçgen, kısmen eğik yan duvarlara sahip kapalı ortam geometrileridir. Ayrıca, bir kare, ya da dikdörtgen ile bu dikdörtgenin tavanına bitişik durumdaki üçgenin birleştirilmesi ile oluşan ve üçüncü boyutu ihmal edilebilen tek hacimli eğik yüzeyli kapalı ortam içerisinde meydana gelen doğal taşınım ile ısı transferi, zaman bağımlı sınır şartları altında sayısal olarak analiz edilmiştir. Sayısal çalışma amacıyla iki boyutlu akış ve ısı transferi problemini çözebilen FORTRAN dilinde hazırlanan bilgisayar programı istenilen geometriye uygulanmıştır.

Tez çalışması süresince yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Doç.Dr. Mehmet Emin ARICI' ya, değerli jüri üyelerine, eşime ve aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Birol ŞAHİN
Trabzon 2008

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ.....	II
İÇİNDEKİLER.....	III
ÖZET.....	VI
SUMMARY.....	VII
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	VIII
TABLolar DİZİNİ.....	XVI
SEMBOLLER DİZİNİ.....	XVII
1. GENEL BİLGİLER.....	1
1.1. Giriş.....	1
1.2. Doğal Taşınım ile Isı Transferi.....	4
1.3. Tez Çalışmasının Konusu ve Amacı.....	9
1.4. Literatür Araştırması.....	10
2. TEZ KAPSAMINDA YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	33
2.1. Problemin Tanımı.....	33
2.2. Temel Denklemler.....	34
2.3. Temel Denklemlerin Boyutsuzlaştırılması.....	38
2.4. Boyutsuz Denklemlerin Ayrıklaştırılması.....	40
2.5. Çözüm Algoritması.....	44
2.6. Sayısal Çalışma.....	46
2.7. İki Boyutlu Isı İletimi.....	50
2.8. Nusselt Sayısının Hesaplanması.....	52
2.9. Ortalama Sıcaklık ve Ortalama Sıcaklıktan Sapmanın Bulunması.....	53
2.10. Konvansiyonel Doğal Taşınımın Ağ Yapısına Bağımlılığı.....	54
3. BULGULAR VE İRDELEME.....	57
3.1. Kapalı Kare Ortamlarda Doğal Taşınım.....	57
3.1.1. Konvansiyonel Doğal Taşınım.....	57
3.1.2. Komşu Duvarları Farklı Sıcaklıklarda Olan Kare Ortamlarda Doğal Taşınım.....	64

3.1.3.	Taban Kısmından Sinüzoidal Olarak Isıtılan Kare Ortamda Doğal Taşınım İle Isı Transferi.....	68
3.1.4.	Sol Kısmındaki Aktif Duvarından Sinüzoidal Olarak Isıtılan Kare Ortamda Doğal Taşınım İle Isı Transferi.....	74
3.1.5.	Alt Kısmından Trigonometrik Olarak Isıtılan Ortamlarda Doğal Taşınım İle Isı Transferi	77
3.2.	Kare Ortam İçerisine Yerleştirilen İç Bölmenin Doğal Taşınım İle Isı Transferi Üzerine Etkileri.....	82
3.3.	Sağa Eğimli Üçgen Ortamlarda Doğal Taşınım.....	87
3.4.	Sola Eğimli Üçgen Ortamlarda Doğal Taşınım.....	94
3.5.	Dikdörtgen Ortamlarda Doğal Taşınım	96
3.6.	Kısmen Eğik Yan Duvarlara Sahip Ortamlarda Doğal Taşınım	103
3.6.1.	Yaz Sınır Şartları Altında Doğal Taşınım	103
3.6.2.	Kış Sınır Şartları Altında Doğal Taşınım	107
3.6.3.	Ortamın Sol Kenarının Sıcak Sağ Kenarının Soğuk Olması Durumu	109
3.6.4.	Ortamın Sol Kenarının Soğuk Sağ Kenarının Sıcak Olması Durumu	114
3.7.	Kısmen Eğik Yüzeyle Ortama Yatay Engel Yerleştirilmesi Durumu	118
3.8.	Zaman Bağımlı Doğal Taşınım Problemi.....	124
3.8.1.	Kare Ortamlarda Zaman Bağımlı Doğal Taşınım	125
3.8.1.1.	Komşu Duvarları Farklı Sıcaklıklarda Olan Kare Ortamlarda Zaman Bağımlı Doğal Taşınım Problemi	125
3.8.1.2.	Kare Ortamlarda Zaman Bağımlı Konvansiyonel Doğal Taşınım.....	128
3.8.1.3.	Kapalı Kare Ortamlarda Zaman Bağımlı Doğal Taşınım.....	133
3.8.1.4.	Yaz Sınır Şartları İçin Gün İçerisindeki Sıcaklık Değişiminin Doğal Taşınım İle Isı Transferi Üzerine Etkileri	138
3.8.1.5.	Kış Sınır Şartları İçin Gün İçerisindeki Sıcaklık Değişiminin Doğal Taşınım İle Isı Transferi Üzerine Etkileri	145
3.8.2.	Kısmen Eğik Yüzeyle Kapalı Ortamlarda Zaman Bağımlı Doğal Taşınım.....	151
3.8.2.1.	Kısmen Eğik Yüzeyle Kapalı Ortamda Yaz Sınır Şartlarının Doğal Taşınım İle Isı Transferi Üzerine Etkileri	151
3.8.2.2.	Kısmen Eğik Yüzeyle Kapalı Ortamda Kış Sınır Şartlarının Doğal Taşınım İle Isı Transferi Üzerine Etkileri	154
3.8.2.3.	Kısmen Eğik Yüzeyle Kapalı Ortamda Yaz Sınır Şartları İçin Tabanın Sıcaklık Değişiminin Doğal Taşınım İle Isı Transferi Üzerine Etkileri	156
3.8.2.4.	Kısmen Eğik Yüzeyle Kapalı Ortamda Kış Sınır Şartları İçin Tabanın Sıcaklık Değişiminin Doğal Taşınım İle Isı Transferi Üzerine Etkileri	162

3.8.2.5. Eğik Yüzeyle Kapalı Ortamda Yaz Sınır Şartları İçin Gün İçerisindeki Sıcaklık Değişiminin Doğal Taşınım İle Isı Transferi Üzerine Etkileri	167
3.8.2.6. Eğik Yüzeyle Kapalı Ortamda Kış Sınır Şartları İçin Gün İçerisindeki Sıcaklık Değişiminin Doğal Taşınım İle Isı Transferi Üzerine Etkileri	173
4. SONUÇLAR	178
5. ÖNERİLER	180
6. KAYNAKLAR	181
ÖZGEÇMİŞ	

ÖZET

Kapalı ortamlarda doğal taşınım ile ısı transferi problemi ile ilgili çalışmalar yaklaşık kırk yıl kadar önce başlamıştır. Bu çalışmalar halen artan nicelik ve gelişen nitelikte devam etmektedir. Bunların çoğu dikdörtgen (veya kare) kapalı ortamlarla, daha azı ise üçgen kapalı ortamlarla ilgilidir. Bu tez çalışmasında, kare, üçgen ve kısmi eğik yan duvarlara sahip kapalı ortamlardaki zaman bağımlı doğal taşınım ile ısı transferi farklı sınır koşulları altında incelenmiştir. Kısmi eğik yan duvarlara sahip kapalı ortam, bir karenin üzerine bir dik üçgenin yerleştirilmesi ve iki kapalı ortamın birleştiği yatay duvarın kaldırılarak oluşması şeklinde tasarlanmıştır. Ayrıca bu ortamlar içerisine yerleştirilen engellerin doğal taşınımına etkisi de incelenmiştir. Kapalı ortamın duvarlarına uygulanan sınır koşullarından biri, yeni bir sınır koşulu olarak, gün boyu sıcaklık değişimi sınır koşulu olarak adlandırılmıştır ve yirmi dört saatlik sıcaklık değişimini vermektedir. Zamana bağlı sıcaklık değişimi, bir günlük periyot içerisindeki gece ve gündüz zamanlarında minimum ve maksimum sıcaklıkları verecek şekilde tanımlanmıştır. Ortamın tabanı yaz sınır koşulu uygulaması olarak gece yarısı sıcaklığına, kış sınır koşulu uygulaması olarak ise öğlen sıcaklığında tutulmuştur.

İki boyutlu kapalı ortamdaki doğal taşınım problemini temsil eden denklemler sonlu kontrol hacmi yöntemi ile ayrıştırılmıştır. Ayrıştırılmış olan denklemler SIMPLE algoritması kullanılarak geliştirilen FORTRAN tabanlı bir programla çözülmüştür. Geliştirilen program literatürde mevcut benzer problemlerle karşılaştırılarak test edilmiştir. Sayısal analiz Rayleigh sayısının 10^3 - 10^7 aralığı için gerçekleştirilmiştir.

Belirlenen durumlar için elde edilen sonuçlar akım çizgileri, eş sıcaklık eğrileri ve ortalama Nusselt sayıları cinsinden verilmiştir. Gün boyu sıcaklık değişiminin etkisi ile ortam içerisindeki maksimum sıcaklığın konumu zamana göre değişmektedir ve bu değişim de çalışmada sunulmuştur. Yaz sınır koşulları uygulaması için gün boyu değişen sıcaklık sınır koşulunda ısı kaybının az olduğu sonucuna varılmıştır. Kış sınır koşulları uygulaması için gün boyu değişen sıcaklık sınır koşulunun uygulandığı duvara yakın yerlerde güçlü akımlar ve bunun sonucunda da yüksek sıcaklık gradyanları oluşmaktadır. Bu durum söz konusu sınırlardan önemli bir miktarda ısının kaybına sebep olmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Doğal Taşınım ile ısı Transferi, Gün Boyu Sıcaklık Değişimi, Kısmi Eğik Yan Duvarlara Sahip Kapalı Ortam

SUMMARY

Numerical Analysis of Natural Convection Heat Transfer in Enclosures Having Partially Inclined Side Walls

The studies concerning about the natural convection heat transfer in enclosures have begun about forty years ago. These studies are still in progress both in increasing quantity and in developing quality. Most of them are related with rectangular (or square) enclosures, and the lesser are related with triangular enclosures. In the present study, unsteady natural convection heat transfer problem under several boundary conditions for square, triangular and partially inclined side wall included enclosures is considered for the analysis. The construction of the enclosure is imagined to obtain by superimposing a right triangular enclosure on a square enclosure, and then removing the common horizontal wall of the enclosures. Effect of obstacle positioned in the enclosures is also analyzed. A boundary condition applied to wall of the enclosures, as a newly introduced boundary condition, is defined as a time dependent temperature variation for a twenty four hour period such that the maximum and the minimum of the period correspond to the noon and the midnight of a day. The bottom side of the enclosure is kept at midnight temperature value for the summertime boundary condition and at noon temperature value for the wintertime boundary condition.

The set of equations that govern the natural convection heat transfer problem for a two-dimensional confined space are discretized by the finite control volume method. A FORTRAN based program in conjunction with the SIMPLE algorithm is developed to solve the discretized equations. The program is compared and tested with the results of existing literature for the similar problems. Analysis for the current problem is performed for 10^3 to 10^7 range of Rayleigh number.

Results of the prescribed cases are presented in terms of stream function, isotherms and average Nusselt numbers. Because of the effect of the daytime temperature variation concern, time varying position of the maximum temperature within the enclosure is also presented. It is concluded that, heat loss to the daytime temperature boundary is low for summertime application. For the wintertime application, strong recirculation and resulting high temperature gradient occurs near the daytime temperature boundary. This occurrence leads a remarkable amount of heat loss to that boundary.

Key Words: Natural Convection Heat Transfer, Daytime Temperature Variation, Inclined Wall Owned Enclosure

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 1.1.	Serbest doğal taşınım problemi.....	5
Şekil 1.2.	Geleneksel doğal taşınım için karakteristik problem.....	6
Şekil 1.3.	Kararsız doğal taşınım için karakteristik problem.....	7
Şekil 1.4.	Kararlı doğal taşınım için karakteristik problem.....	7
Şekil 1.5.	Kapalı ortamlardaki doğal taşınım problemi.....	8
Şekil 2.1.	Doğal taşınım ile ısı transferinin incelendiği problem geometrisi.....	33
Şekil 2.2.	İki boyutlu durum için kontrol hacmi.....	42
Şekil 2.3.	İki boyutlu durum için kontrol hacmi içerisindeki hız ve basınç alanlarının gösterimi.....	44
Şekil 2.4.	Kısmen eğik yüzeye sahip iki boyutlu kapalı ortam.....	46
Şekil 2.5.	Şekil 2.5. İki boyutlu ısı iletiminin inceleneceği kare geometri.....	50
Şekil 2.6.	Farklı sınır koşulları için kapalı ortam içerisindeki iki boyutlu ısı iletimi çözümleri.....	51
Şekil 2.7.	Konvansiyonel doğal taşınımın gerçekleştiği kare ortam.....	54
Şekil 2.8.	Ortalama Nusselt sayılarının ağ sıklığı ve Rayleigh sayısı ile değişimi.....	54
Şekil 2.9.	120x120 eş dağılımı ağ yapısı.....	55
Şekil 3.1.	Kare ortam için problemin şematik resmi.....	57
Şekil 3.2.	$Ra=10^3$ için elde edilmiş olan eş sıcaklık eğrileri (a) Shi [56]; (b) Yapılan çalışma.....	58
Şekil 3.3.	$Ra=10^4$ için elde edilmiş olan eş sıcaklık eğrileri (a) Shi [56]; (b) Yapılan çalışma.....	58
Şekil 3.4.	$Ra=10^5$ için elde edilmiş olan eş sıcaklık eğrileri (a) Shi [56]; (b) Yapılan çalışma.....	59
Şekil 3.5.	$Ra=10^6$ için elde edilmiş olan eş sıcaklık eğrileri (a) Shi [56]; (b) Yapılan çalışma.....	59
Şekil 3.6.	$Ra=10^7$ için elde edilmiş olan eş sıcaklık eğrileri (a) Shi [56]; (b) Yapılan çalışma.....	60
Şekil 3.7.	$Ra=10^3$ için elde edilmiş olan akım fonksiyonu eğrileri (a) Shi [56]; (b) Yapılan çalışma.....	60
Şekil 3.8.	$Ra=10^4$ için elde edilmiş olan akım fonksiyonu eğrileri (a) Shi [56]; (b) Yapılan çalışma.....	61

Şekil 3.9.	Ra=10 ⁵ için elde edilmiş olan akım fonksiyonu eğrileri (a) Shi [56]; (b) Yapılan çalışma	61
Şekil 3.10.	Ra=10 ⁶ için elde edilmiş olan akım fonksiyonu eğrileri (a) Shi [56]; (b) Yapılan çalışma	62
Şekil 3.11.	Ra=10 ⁷ için elde edilmiş olan akım fonksiyonu eğrileri (a) Shi [56]; (b) Yapılan çalışma	62
Şekil 3.12.	Farklı Rayleigh sayılarında yapılan çalışma ile Davis [9] tarafından elde edilen ortalama Nusselt sayılarının karşılaştırılması.....	63
Şekil 3.13.	Farklı Rayleigh sayılarında yerel Nusselt sayılarının sıcak yüzey boyunca değişimi	64
Şekil 3.14.	Komşu duvarları farklı sıcaklıklarda olan kare ortam geometrisi	64
Şekil 3.15.	Aydın vd. [75] tarafından farklı Rayleigh sayılarında elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri	65
Şekil 3.16.	Aydın vd. [75] tarafından (en/boy oranının 0.5 olması durumunda) farklı Rayleigh sayılarında elde edilen eş sıcaklık eğrileri	65
Şekil 3.17.	En/boy oranının 0.5 olması durumunda farklı Rayleigh sayılarında bu çalışmada elde edilen eş sıcaklık eğrileri.....	66
Şekil 3.18.	Farklı Rayleigh sayılarında bu çalışmada elde edilen (a)Akım çizgileri, (b) Eş sıcaklık eğrileri	67
Şekil 3.19.	Tavandan yalıtılmış, tabandan sinüzoidal ısıtılan ortam	68
Şekil 3.20.	Alt duvardaki ortalama Nusselt sayılarının Basak vd. [16] tarafından elde edilen sonuçlarla karşılaştırılması (a) Yapılan çalışma, (b) Basak vd. [16]	69
Şekil 3.21.	Düşey duvardaki ortalama Nusselt sayılarının Basak vd. [16] tarafından elde edilen sonuçlarla karşılaştırılması (a) Yapılan çalışma, (b) Basak vd. [16]	69
Şekil 3.22.	Farklı Rayleigh ve Prandtl sayılarında elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri	70
Şekil 3.23.	Farklı Rayleigh ve Prandtl sayılarında Basak vd. [16] tarafından elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri.....	71
Şekil 3.24.	Farklı Rayleigh ve Prandtl sayılarında alt duvara göre yerel Nusselt sayılarının değişimi. a) Yapılan çalışma, b) Basak vd. [16].....	72
Şekil 3.25.	Farklı Rayleigh ve Prandtl sayılarında sol duvara göre yerel Nusselt sayılarının değişimi. a) Yapılan çalışma, b) Basak ve diğerleri [16].....	73
Şekil 3.26.	Sol duvarından sinüzoidal olarak ısıtılan problem geometrisi.....	74
Şekil 3.27.	Farklı Rayleigh sayılarında yapılan çalışma ile Bilgen ve Yeder [74] tarafından elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri.....	75
Şekil 3.28.	Farklı Rayleigh sayılarında yapılan çalışma ile Bilgen ve Yeder[74] tarafından elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri.....	76

Şekil 3.29.	İki boyutlu kapalı ortam geometrisi.....	77
Şekil 3.30.	Farklı Rayleigh sayılarında yapılan çalışma ile Dalal ve Das [26] tarafından elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri.....	78
Şekil 3.31.	Farklı Rayleigh sayılarında sağ duvar için yerel Nusselt sayılarının değişimi. a) Yapılan çalışma, b) Dalal ve Das [26].....	79
Şekil 3.32.	Farklı Rayleigh sayılarında alt duvar için yerel Nusselt sayılarının değişimi. a) Yapılan çalışma, b) Dalal ve Das [26].....	80
Şekil 3.33.	Farklı Rayleigh sayılarında üst duvar için yerel Nusselt sayılarının değişimi. a) Yapılan çalışma, b) Dalal ve Das [26].....	81
Şekil 3.34.	Karşılaştırma yapılan iç bölmeli ortam geometrileri.....	82
Şekil 3.35.	Kullanılan engellerin farklı Rayleigh sayılarında ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	82
Şekil 3.36.	$Ra=10^3$ için yerel Nusselt sayısının engellere göre değişimi.....	83
Şekil 3.37.	$Ra=10^5$ için yerel Nusselt sayısının engellere göre değişimi.....	83
Şekil 3.38.	$Ra=10^7$ için yerel Nusselt sayısının engellere göre değişimi.....	84
Şekil 3.39.	Yatay engel için farklı Rayleigh sayılarında yerel Nusselt sayısının değişimi	84
Şekil 3.40.	Farklı Rayleigh sayılarında boş, yatay, düşey, sola ve sağa eğik iç bölmeli ortam için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri.....	86
Şekil 3.41.	Sağa eğimli üçgen için problem geometrisi.....	87
Şekil 3.42.	Sağa eğimli üçgen geometride farklı Rayleigh sayılarında yerel Nusselt sayılarının üçgen ortamın tabanı boyunca değişimi	88
Şekil 3.43.	Eğimli duvarın sıcak olması durumunda farklı Rayleigh sayıları için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin değişimi	89
Şekil 3.44.	$Ra= 71000$, $Pr=0.71$ değerlerinde eğimli yüzeyin sıcak olması durumu için elde edilen akım çizgileri (a) Hasani [98], (b) Yapılan çalışma	90
Şekil 3.45.	$Ra= 71000$, $Pr=0.71$ değerlerinde eğimli yüzeyin sıcak olması durumu için elde edilen eş sıcaklık eğrileri. (a) Hasani [98], (b) Yapılan çalışma.....	90
Şekil 3.46.	$Ra= 71000$, $Pr=0.71$ değerlerinde eğimli yüzeyin soğuk olması durumu için elde edilen akım çizgileri. (a) Hasani [98], (b) Yapılan çalışma	91
Şekil 3.47.	$Ra= 71000$, $Pr=0.71$ değerlerinde eğimli yüzeyin soğuk olması durumu için elde edilen eş sıcaklık eğrileri. (a) Hasani [98], (b) Yapılan çalışma.....	91
Şekil 3.48	$Ra= 71000$, $Pr=0.71$ değerlerinde eğimli yüzeyin soğuk olması durumu için elde edilen akım çizgileri. (a) Hasani [98], (b) Yapılan çalışma	92
Şekil 3.49	$Ra= 71000$, $Pr=0.71$ değerlerinde eğimli yüzeyin soğuk olması durumu için elde edilen eş sıcaklık eğrileri. (a) Hasani [98], (b) Yapılan çalışma.....	93

Şekil 3.50.	Ra= 72000, Pr=0.72 değerlerinde eğimli yüzeyin soğuk, taban bölgesinin sıcak olması durumu için elde edilen akım çizgileri. (a) Poulikakos ve Bejan [94], (b) Yapılan çalışma.....	93
Şekil 3.51.	Sola eğimli üçgen için problem geometrisi	94
Şekil 3.52.	Sola eğimli yüzeyin sıcak olması durumunda farklı Rayleigh sayıları için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin değişimi	95
Şekil 3.53.	İki boyutlu sola eğimli üçgen geometri için değişik Rayleigh sayılarında yerel Nusselt sayılarının üçgen ortamın tabanı boyunca değişimi	96
Şekil 3.54.	Dikdörtgen ortam için problemin şematik resmi	97
Şekil 3.55.	Ra=10 ⁴ için elde edilen (a) Akım çizgileri; (b) Eş sıcaklık eğrileri.....	97
Şekil 3.56.	Ra=10 ⁵ için elde edilen (a) Akım çizgileri; (b) Eş sıcaklık eğrileri.....	98
Şekil 3.57.	Ra=10 ⁶ için elde edilen (a) Akım çizgileri; (b) Eş sıcaklık eğrileri.....	98
Şekil 3.58.	Dikdörtgen ortam için farklı sınır koşulları	99
Şekil 3.59.	L/H=2 için Rayleigh sayısının 10 ⁴ -10 ⁶ değerlerinde eş sıcaklık eğrilerinin ve akım çizgilerinin değişimi	100
Şekil 3.60.	Corcione [86] tarafından farklı Rayleigh sayılarında L/H=2 için elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri	101
Şekil 3.61.	L/H=8, Ra=10 ⁵ değeri için elde edilen (a) Akım çizgileri, (b) Eş sıcaklık eğrileri	102
Şekil 3.62.	L/H=8, Ra=10 ⁵ değeri için Corcione [86] tarafından elde edilen (a) Akım çizgileri, (b) Eş sıcaklık eğrileri	102
Şekil 3.63.	Kısmen eğik yan duvarlara sahip ortam için yaz sınır şartları.....	103
Şekil 3.64.	Farklı Rayleigh sayılarında 60x120 ağ yapısı için elde edilen (a) Akım çizgileri, (b) Eş sıcaklık eğrileri	104
Şekil 3.65.	Moukalled ve Acharya [146] tarafından yaz sınır koşulları altında farklı Rayleigh sayılarında elde edilen (a) Akım çizgileri, (b) Eş sıcaklık eğrileri	105
Şekil 3.66.	Yapılan çalışma ile Moukalled ve Acharya [146] tarafından elde edilen normalize edilmiş ortalama Nusselt sayılarının Rayleigh sayısıyla değişimi.....	106
Şekil 3.67.	Kısmen eğik yan duvarlara sahip ortam için kış sınır şartları.....	107
Şekil 3.68.	Moukalled ve Acharya [146] tarafından kış sınır koşulları altında farklı Rayleigh sayılarında elde edilen (a) Akım çizgileri, (b) Eş sıcaklık eğrileri	107
Şekil 3.69.	Farklı Rayleigh sayılarında 60x120 ağ yapısı için elde edilen (a) Akım çizgileri, (b) Eş sıcaklık eğrileri	108
Şekil 3.70.	Kısmen eğik yan duvara sahip iki boyutlu kapalı ortam	109

Şekil 3.71.	Farklı Rayleigh sayılarında 60x120 ağ yapısı için elde edilen (a) Akım çizgileri, (b) Eş sıcaklık eğrileri	110
Şekil 3.72.	Moukalled ve Darwish [147] tarafından farklı Rayleigh sayılarında elde edilen (a) Akım çizgileri, (b) Eş sıcaklık eğrileri	111
Şekil 3.73.	Yapılan çalışma ile Moukalled ve Darwish [147] tarafından elde edilen ortalama Nusselt sayılarının Rayleigh sayısına göre değişimi	113
Şekil 3.74.	Kısmen eğik yan duvara sahip iki boyutlu kapalı ortam	114
Şekil 3.75.	Farklı Rayleigh sayılarında 60x120 ağ yapısı için elde edilen (a) Akım çizgileri, (b) Eş sıcaklık eğrileri	115
Şekil 3.76.	Moukalled ve Darwish [147] tarafından farklı sınır koşullarında $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ için elde edilen (a) Akım çizgileri, (b) Eş sıcaklık eğrileri	116
Şekil 3.77.	Yapılan çalışma ile Moukalled ve Darwish [147] tarafından elde edilen ortalama Nusselt sayılarının Rayleigh sayısına göre değişimi	117
Şekil 3.78.	İçerisine engel yerleştirilen kısmen eğik yüzeyli kapalı ortam.....	118
Şekil 3.79.	Yapılan çalışma ile Moukalled ve Acharya [146] tarafından elde edilen sonuçların karşılaştırılması. (a) Yaz sınır şartı, (b) Kış sınır şartı	119
Şekil 3.80.	Farklı konfigürasyonlarda Rayleigh sayısının $10^4 - 10^7$ değerleri için elde edilen ortalama Nusselt sayıları. (a) Yaz sınır şartı, (b) Kış sınır şartı.....	121
Şekil 3.81.	Yaz sınır şartları altında farklı konfigürasyonlarda Rayleigh sayısının $10^4 - 10^7$ değerleri için elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri	122
Şekil 3.82.	Kış sınır şartları altında farklı konfigürasyonlarda Rayleigh sayısının $10^4 - 10^7$ değerleri için elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri	123
Şekil 3.83.	$Ra=10^6$ için 40x40 ağ yapısında elde edilen (a) Akım çizgileri, (b) Eş sıcaklık eğrileri	126
Şekil 3.84.	$Ra=10^6$ için 41x41 ağ yapısında Aydın [28] tarafından elde edilen (a) Akım çizgileri, (b) Eş sıcaklık eğrileri	127
Şekil 3.85.	Farklı Rayleigh sayılarında 40x40 ağ yapısı için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi	129
Şekil 3.86.	Farklı Rayleigh sayılarında 40x40 ağ yapısı için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi	130
Şekil 3.87.	Farklı Rayleigh sayılarında 40x40 ağ yapısı için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi	131
Şekil 3.88.	Farklı Rayleigh sayılarında 40x40 ağ yapısı için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi	132
Şekil 3.89.	Farklı Rayleigh sayılarında 120x120 ağ yapısı için sol yüzeyde ortalama Nusselt sayısının zamanla değişimi	133
Şekil 3.90.	$Ra=10^6$ için farklı iterasyon sayılarında elde edilen ortalama Nusselt sayıları.....	134

Şekil 3.91.	120x120 ağ yapısında $Ra=10^6$ için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi.....	135
Şekil 3.92.	$Ra=10^6$ için Nusselt sayısının sol ve sağ yüzeyler boyunca yerel olarak değişimi.....	136
Şekil 3.93.	Farklı Rayleigh sayılarında 120x120 ağ yapısı için sol duvardaki ortalama Nusselt sayısının zamanla değişimi	137
Şekil 3.94.	Kapalı kare ortam için problemin şematik resmi.....	138
Şekil 3.95.	Sol tarafı sinüzoidal olarak ısıtılan, sağ tarafı düşük sıcaklıktaki kapalı ortam için sol yüzeydeki ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişimi	139
Şekil 3.96.	$Ra=10^6$ için sol tarafı sinüzoidal olarak ısıtılan kapalı ortamdaki sol ve sağ duvarlar için ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişimi.....	140
Şekil 3.97.	$Ra=10^6$ için sol tarafı sinüzoidal olarak ısıtılan ortam için ortalama sıcaklık ve ortalama sıcaklıktan sapma değerleri	141
Şekil 3.98.	$Ra=10^6$ için sol tarafı sinüzoidal olarak ısıtılan ortam içerisindeki maksimum sıcaklıkların zamanla değişimi.....	142
Şekil 3.99.	$Ra=10^6$ için sol tarafı sinüzoidal olarak ısıtılan ortam içerisindeki maksimum sıcaklıkların yatay uzunluk ve zamanla değişimi	143
Şekil 3.100.	120x120 ağ yapısında $Ra=10^6$ için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi.....	144
Şekil 3.101.	Kapalı kare ortam için problemin şematik resmi.....	145
Şekil 3.102.	Sol tarafı sinüzoidal olarak ısıtılan duvardaki ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişimi	146
Şekil 3.103.	$Ra=10^6$ için sol tarafı sinüzoidal olarak ısıtılan ortamdaki sol ve sağ duvarlar için ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişimi	147
Şekil 3.104.	$Ra=10^6$ için sol tarafı sinüzoidal olarak ısıtılan ortam için ortalama sıcaklık ve ortalama sıcaklık değerlerinden sapma değerleri	148
Şekil 3.105.	$Ra=10^6$ için sol tarafı sinüzoidal olarak ısıtılan duvarın sıcaklığının zamanla değişimi	149
Şekil 3.106.	120x120 ağ yapısında $Ra=10^6$ için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi.....	150
Şekil 3.107.	Yaz sınır şartlarında alt duvardaki ortalama Nusselt sayılarının Rayleigh sayısı ve zamanla değişimi	151
Şekil 3.108.	60x120 ağ yapısında $Ra=10^6$ için yaz sınır şartlarındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi	152
Şekil 3.109.	$Ra=10^6$ için ortam içindeki ortalama sıcaklık ve ortalama sıcaklıktan sapma değerleri.....	153
Şekil 3.110.	Kış sınır şartlarında alt duvar için ortalama Nusselt sayılarının Rayleigh sayısı ve zamanla değişimi.....	154

Şekil 3.111.	60x120 ağ yapısında $Ra=10^6$ için kış sınır şartlarındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi	155
Şekil 3.112.	Yaz sınır şartları için kısmen eğik yüzeyli kapalı ortam geometrisi.....	156
Şekil 3.113.	60x120 ağ yapısında $Ra=10^6$ için alt duvarın sıcaklığı sinüzoidal değişen yaz sınır şartlarındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi	157
Şekil 3.114.	Alt duvarı sinüzoidal olarak ısıtılan ortam için yaz sınır şartlarında ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişimi	158
Şekil 3.115.	$Ra=10^6$ için alt duvarı sinüzoidal olarak ısıtılan ortam için ortalama sıcaklık ve ortalama sıcaklık değerlerinden sapma değerleri	159
Şekil 3.116.	$Ra=10^6$ için alt duvarı sinüzoidal olarak ısıtılan duvarın sıcaklığının zamanla değişimi	160
Şekil 3.117.	60x120 ağ yapısında $Ra=10^6$ için alt duvarın sıcaklığı sinüzoidal değişen yaz sınır şartlarındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi	161
Şekil 3.118.	Alt duvarı sinüzoidal olarak ısıtılan ortam için kış sınır şartlarında ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişimi	162
Şekil 3.119.	60x120 ağ yapısında $Ra=10^6$ için alt duvarın sıcaklığı sinüzoidal değişen kış sınır şartlarındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi	163
Şekil 3.120.	$Ra=10^6$ için alt duvarı sinüzoidal olarak ısıtılan ortam için ortalama sıcaklık ve ortalama sıcaklık değerlerinden sapma değerleri	164
Şekil 3.121.	$Ra=10^6$ için alt duvarı sinüzoidal olarak ısıtılan ortam içerisindeki maksimum sıcaklıkların zamanla değişimi.....	165
Şekil 3.122.	$Ra=10^6$ için alt duvarın sıcaklığı sinüzoidal değişen kış sınır şartlarındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi	166
Şekil 3.123.	Yaz sınır şartları için kısmen eğik yüzeyli kapalı ortam geometrisi.....	167
Şekil 3.124.	60x120 ağ yapısında $Ra=10^6$ için yaz sınır şartlarındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi	168
Şekil 3.125.	Yaz sınır şartlarında ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişimi	169
Şekil 3.126.	$Ra=10^6$ için ortalama sıcaklık ve ortalama sıcaklık değerlerinden sapma değerleri	170
Şekil 3.127.	Sinüzoidal olarak ısıtılan duvarın sıcaklığının zamanla değişimi	170
Şekil 3.128.	$Ra=10^6$ için sinüzoidal olarak ısıtılan ortam içerisindeki maksimum sıcaklıkların zamanla değişimi.....	171
Şekil 3.129.	60x120 ağ yapısında $Ra=10^6$ için yaz sınır şartlarındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi	172
Şekil 3.130.	Kısmen eğik yüzeyli kapalı ortam geometrisi	173

Şekil 3.131.	60x120 ağ yapısında $Ra=10^6$ için kış sınır şartlarındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi	174
Şekil 3.132.	Sinüzoidal olarak ısıtılan ortam için kış sınır şartlarında ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişimi	175
Şekil 3.133.	$Ra=10^6$ için sinüzoidal olarak ısıtılan ortam için ortalama sıcaklık ve ortalama sıcaklık değerlerinden sapma değerleri.....	176
Şekil 3.134.	$Ra=10^6$ için kış sınır şartlarındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi.....	177

TABLolar DİZİNİ

Sayfa No

Tablo 2.1.	Temel denklemlerle ilgili katsayılar	41
Tablo 2.2.	Farklı çözüm yöntemleri için $A(Pe)$ fonksiyonu	43
Tablo 2.3.	Doğal taşınım ile ısı transferinin incelendiği geometriler ve sınır koşulları.....	47
Tablo 2.4.	İçerisinde engel bulunan geometriler ve sınır koşulları.....	48
Tablo 2.5.	Doğal taşınım ile ısı transferinin incelendiği eğik yüzeyli geometri ve sınır koşulları	49
Tablo 2.6.	İki boyutlu ısı iletimi problemi için geçerli sınır koşulları	50
Tablo 2.7.	Farklı Rayleigh sayıları ve ağ sıklıkları için ortalama Nusselt sayıları ile Davis [9] ve Shi [56] tarafından elde edilen benchmark sonuçların karşılaştırılması.....	56
Tablo 3.1.	Farklı Rayleigh sayılarında iç bölmelere göre sıcak ve soğuk yüzeydeki ortalama Nusselt sayıları.....	85
Tablo 3.2.	Yapılan çalışma ile Moukalled ve Acharya [146] tarafından elde edilen normalize edilmiş ortalama Nusselt sayılarının Rayleigh sayısına göre değişimi.....	105
Tablo 3.3.	Yaz ve kış sınır şartları altında farklı konfigürasyonlarda Rayleigh sayısının $10^4 - 10^7$ değerleri için elde edilen maksimum akım çizgi değerleri.....	120
Tablo 3.4.	Yaz ve kış sınır şartları altında farklı konfigürasyonlarda Rayleigh sayısının $10^4 - 10^7$ değerleri için elde edilen ortalama Nusselt sayıları.....	120

SEMBOLLER DİZİNİ

A	taşınım difüzyon katsayısı
b	ayrık eşitlikteki sabit terim
c	özgül ısı
D	difüzyon direnci
e	P ve E arasındaki kontrol hacmi yüzeyi
E	pozitif X yönündeki komşuluk, doğu yönü
F	kontrol hacmi yüzeyi boyunca kütleli debi
g	yerçekimi ivmesi
H	kapalı ortamın yüksekliği, kısa düşey kenar yüksekliği
i	ağ sıklığına göre X yönünde değişen koordinat
j	ağ sıklığına göre Y yönünde değişen koordinat
k	ısı iletim katsayısı
l	X yönündeki kontrol hacmi sayısı
L	kapalı ortamın genişliği
m	Y yönündeki kontrol hacmi sayısı
n	P ve N arasındaki kontrol hacmi yüzeyi
N	pozitif Y yönündeki komşuluk, kuzey yönü
Nu, Nu _{x,y}	Nusselt sayısı, yerel Nusselt sayısı
Nu _o , \overline{Nu}	sadece iletimle ısı transferindeki Nusselt sayısı, ortalama Nusselt sayısı
\overline{Nu}^*	normalize edilmiş ortalama Nusselt sayısı ($\overline{Nu} / \overline{Nu}_o$)
p	basınç, son zaman adımı
P	kontrol hacminin merkez noktası, boyutsuz basınç
Pe	Peclet sayısı, F/D
Pr	Prandtl sayısı, ν / α
\dot{q}	birim hacimde birim zamanda üretilen enerji
Ra	Rayleigh sayısı, $\rho g \beta (T_h - T_c) L^3 / (\mu \alpha)$
s	P ve S arasındaki kontrol hacmi yüzeyi
S	kaynak terimi, negatif Y yönündeki komşuluk, güney yönü
t	zaman

T	sıcaklık
T_H	yüksek sıcaklıktaki yüzeyin sıcaklığı
T_C	düşük sıcaklıktaki yüzeyin sıcaklığı
T_o	başlangıç sıcaklığı
u	yatay hız bileşeni
U	boyutsuz yatay hız bileşeni
v	düşey hız bileşeni
V	boyutsuz düşey hız bileşeni
x	yatay koordinat
X	boyutsuz yatay koordinat, x yönündeki gövde kuvveti
w	P ve W arasındaki kontrol hacmi yüzeyi
W	negatif X yönündeki komşuluk, batı yönü, uzun düşey kenar yüksekliği
y	düşey koordinat
Y	boyutsuz düşey koordinat, y yönündeki gövde kuvveti
α	ısı yayılım katsayısı
β	hacimsel genleşme katsayısı, $1/T$
δx	x yönündeki iki komşu nokta arasındaki uzaklık
δy	y yönündeki iki komşu nokta arasındaki uzaklık
Δx	x yönündeki kontrol hacmi genişliği
Δy	y yönündeki kontrol hacmi genişliği
ϕ	bağımlı değişken
Φ	viskoz yayılım
Ψ	akım fonksiyonu
μ	dinamik viskozite
ν	kinematik viskozite
ρ	akışkan yoğunluğu
θ	boyutsuz sıcaklık
τ	boyutsuz zaman
τ^*	boyutsuz zaman periyodu
Γ	difüzyon katsayısı

1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Isı transferi, sıcaklık farkından kaynaklanan enerji aktarımı şeklinde ifade edilebilir. Bu enerji aktarımı üç değişik şekilde gerçekleşebilir. Bir maddenin yüksek enerjiye sahip parçacıklarından düşük enerjiye sahip parçacıklarına, bu parçacıklar arasındaki etkileşimler sonucu enerjinin aktarılmasına, iletim; hareket halindeki bir akışkan ile onu çevreleyen yüzey arasındaki sıcaklık farkından meydana gelen ısı transferi, taşınım; sonlu sıcaklığa sahip bir yüzeyden elektromanyetik dalgalar halinde yayılan ısı transferi de ışınım olarak adlandırılmaktadır. İletim veya taşınım ile ısı transferi olabilmesi için bir ortam şart iken ışınım ile ısı transferi için maddi ortamın varlığı şart değildir.

Taşınım ile ısı transferi kendi arasında zorlanmış ve doğal taşınım olarak ikiye ayrılır. Zorlanmış taşınım, bir fan, vantilatör, pompa, vb. dış etkiler sonucu meydana gelirken; doğal taşınım da akışı zorlayıcı dış etkiler yoktur. Doğal taşınım ile ısı transferi yoğunluk farkından kaynaklanmaktadır. Isınan akışkanın yoğunluğu azalacağından dolayı yer çekiminin tersi yönünde hareket eder, böylece bir kaldırma kuvveti meydana gelir. Benzer şekilde, soğuyan akışkanın yoğunluğu artacağından dolayı yer çekimi yönünde bir akışkan hareketi meydana gelir. Akışkanlar genellikle hem sıcak, hem de soğuk yüzeylerle temasta buldukları için, sınır şartlarına bağlı olarak yer çekimi yönünde veya buna ters yönde akışkan hareketleri eş zamanlı olarak oluşur.

Isı transferiyle ilgili ilk literatürde kaldırma kuvveti etkili ısı transferinin zorlanmış taşınım ile meydana geldiği düşünülmekteydi. Sadece bu tip akışlarda ısı transferinin farklı hızlardaki akışkan hareketiyle meydana geldiği yaygın bir kanıydı. Örneğin doğal taşınım akışı, düşük akışkan hızlarında veya Mach sayılarında meydana gelen bir zorlanmış akış gibi düşünülmekteydi. Birçok durumda kaldırma kuvveti nedeniyle akışkan yükseldiğinden, zamanla sıcaklık farkı terimini de içeren geliştirilmiş momentum eşitlikleri bulunmuştur. Böylece ısı taşınım için duvar ve akışkan arasındaki sıcaklık farkının gerçekte ana kaldırma kuvveti olduğu anlaşılmıştır. Hareket ise bölge içerisindeki farklı sıcaklıklarla ısı ve hidrodinamik alanların etkileşimi sonucu oluşmaktadır [1].

Doğal taşınım ile zorlanmış taşınım arasındaki başlıca fark akış oluşumunun mekanizmasıdır. Zorlanmış taşınım da dışardan etki eden akış genellikle biliniyor, fakat doğal

taşınımdaki akış, sıcaklık ve/veya konsantrasyon farkına bağlı olarak yerçekimi alanı ve yoğunluk farkı sonucu oluşur. Bu nedenle hareket, ısı ve kütle transferi işlemleriyle akışkan akışı mekanizmasının birleşimi sonucu çözülebilir. Doğal taşınımdaki hız ve basınç farkları zorlanmış taşınımdakine oranla daha küçüktür [2].

Uygulamada çoğu zaman doğal taşınım ve zorlanmış taşınım eş zamanlı olarak meydana gelmektedir. Verilen koşullar altında hangisinin baskın olacağı analiz yapılarak belirlenebilir. Eğer doğal ve zorlanmış taşınım yaklaşık eşit değere sahipse her ikisinin birlikte analiz edilmesi gerekir [3].

Kaldırma kuvveti etkili akışlar doğada, çevremizde ve cihazlarda sıkça karşımıza çıkmaktadır. Örneğin vücudumuz etrafındaki hava sirkülasyonu, su havuzlarında ve atmosferdeki akış olayları yoğunluk farkıyla yerçekimi kuvvetinin etkileşiminden doğmaktadır. Kaldırma kuvveti, sıcaklıktaki değişimlerden kaynaklanan yoğunluk farkından, kimyasal türlerdeki konsantrasyon farkından, faz değişimlerinden ve diğer birçok etki sonucu ortaya çıkmaktadır [4].

Taşınımla ısı transfer katsayısı ağırlıklı olarak hızın bir fonksiyonudur; yüksek hızlarda yüksek ısı taşınım katsayısı oluşmaktadır. Doğal taşınımda genellikle akışkan hızları 1m/s den daha düşüktür. Bu nedenle doğal taşınımdaki ısı transfer katsayısı zorlanmış taşınımdakine oranla daha düşüktür. Buna rağmen ısı transfer araçlarının birçoğu zorlanmış taşınım yerine doğal taşınıma göre tasarlanmaktadır. Çünkü doğal taşınımda akışkanı hareketlendirecek bir araca gerek yoktur [5].

Doğal taşınımla ısı transferi, laminar ve türbülanslı doğal taşınım olarak ikiye ayrılır ve Rayleigh sayısının 10^3 - 10^7 aralığındaki değerleri için laminar doğal taşınım, Rayleigh sayısının 10^9 dan büyük olması durumunda ise türbülanslı doğal taşınım olduğu kabul edilir.

Doğal taşınımla ısı transferinde zorlanmış taşınımdan farklı olarak bir fan veya vantilatör gibi akışı zorlayıcı ve enerji ihtiyacı duyan cihazlar kullanılmadığı için hem enerji tasarrufu sağlanır, hem de var olan enerji daha verimli bir şekilde kullanılır. Elektronik cihazların soğutulmasında sıkça kullanılan fanlar gürültülü olup çalışmaları için bir enerjiye ihtiyaç duyarlar. Bu nedenle elektronik cihazların soğutulmasında doğal taşınımla ısı transferinin kullanılması daha ekonomik ve sessiz bir çalışma imkanı sağlar [6].

Akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerini çözmek için iki değişik çalışma düşünülebilir. Bunlar teorik çalışmalar ve deneysel çalışmalardır. Teorik çalışma da

analitik ve sayısal (CFD) olmak üzere iki değişik şekilde olabilir. Deneysel çalışmalarda, incelenmesi istenilen fiziksel bir olay hakkındaki bilimsel veriler, laboratuvar ortamında aynı fiziksel koşulları sağlayan bir deney düzeneği üzerinde yapılan ölçümler ve gözlemler neticesinde elde edilebilir. Fakat, fiziksel bir olayı modelleyen bir deney düzeneğinde gerçek fiziksel olaydaki yanma, kaynama v.s. gibi tüm özelliklerin bir bileşimi her zaman sağlanamaz ve bazılarının ihmal edilmesi gerekebilir. Ayrıca deneysel çalışmalarda, birçok durum için lme güçlükleri vardır ve ölçü aletlerindeki hata paylarından kaynaklanan yetersizlikler vardır. Teorik bir çalışmada ise fiziksel bir model yerine fiziksel olayın matematik modelinden yararlanılır. İncelenmesi istenilen fiziksel olay için matematik model bir diferansiyel denklem takımından oluşur. Fiziksel bir olayı matematiksel olarak modelleyen diferansiyel denklemlerin analitik zmleri ise bazı durumlarda imkansızdır veya üzümlerinde özel fonksiyonlar, sonsuz seriler gibi kapalı formda ifade edilemeyen eşitlikler içerirler [7]. Fiziksel olayı modelleyen matematiksel ifadelerin zor veya imkansız olan analitik olarak üzülmesine başvurmak yerine, bu ifadelere sayısal zm yöntemleri uygulayarak incelemekte olduğumuz fiziksel olay hakkında önemli bilimsel bulgular elde edebiliriz. Özellikle son zamanlarda bilgisayar teknolojisindeki ilerlemeler ve buna paralel olarak sayısal yöntemlerdeki gelişme ve iyileştirmeler, sayısal yöntemlerin kullanımını artırmıştır. Sayısal yöntemlerde, fiziksel olayı modelleyen diferansiyel denklemler bilgisayarda ifade edilebilen cebrik denklemler haline getirilir. Bu denklemlerin zm ile de fiziksel olayda istenilen özelliklerin birçok noktadaki sayısal değerleri elde edilerek zm bölgesine ait hız, sıcaklık ve basınç dağılımları gibi birçok sonuç elde edilebilir. Sayısal yöntemlerin deneysel çalışmalara göre en önemli üstünlüğü düşük maliyetli olmalarıdır. Birçok uygulamada sayısal çalışma için kullanılan bilgisayar maliyeti deneysel araştırmaya ait düzeneklerin maliyetinden dşktir. Bu stnlk özellikle çok kapsamlı ve karmaşık deneysel çalışmalarda önem kazanmaktadır. Sayısal çalışmanın bir diğer üstünlüğü ise hızlı olmasıdır. Deneysel çalışmada değişik konfigürasyonların denenmesi aylar sürerken sayısal çalışmada aynı işlem birçok gün içerisinde yapılıp istenilen bulgular elde edilebilir. Ayrıca bir problemin bilgisayarda elde edilen sayısal sonuçları ilgilenilen zm alanı hakkında hız, sıcaklık, basınç gibi deneysel çalışmada elde edilmesi zor olan tüm bilgileri içerebilir. Bir bilgisayar programı için geometrinin çok büyük veya kk olması, yüksek sıcaklık değerleri, zehirleyici veya yanıcı maddeler, fiziksel olayın çok hızlı veya çok yavaş gerçekleşmesinin bir önemi yoktur ve bu nedenle sayısal çalışma ile fiziksel olayın tam bir benzeşimi kurulabilir. Bir çalışmada fiziksel olaydaki temel birçok

parametre üzerine yoğunlaşmak için ilgisiz diğer tüm fiziksel özellikler göz ardı edilebilir. İki boyutluluk, sabit yoğunluk veya adyabatik bir yüzey örnek olarak gösterilebilir. Bu tür koşullar sayısal çalışmada tam olarak kolaylıkla sağlanabilir. Sayısal çalışmaların, deneysel çalışmalara göre olan bu üstünlüğüne karşın sakıncaları ve sınırlamaları vardır. Daha önce de belirtildiği gibi, sayısal çalışmada bilgisayar analizi, bir matematik model üzerine çalışır. Matematik modeli tam olarak oluşturulmamış bir fiziksel olayın çözümünde, bazı araştırmacılar tarafından günümüze kadar yapılmış çalışmalardan elde edilen tecrübe ve birikimlerle ortaya konulmuş ampirik modeller kullanılır. Sayısal çalışmalarla ilgili söylenebilecek bir diğer sakınca ise sayısal yöntemlerden gelen kesme ve bilgisayarlardan kaynaklanan yuvarlatma hatalarıdır.

1.2. Doğal Taşınım İle Isı Transferi

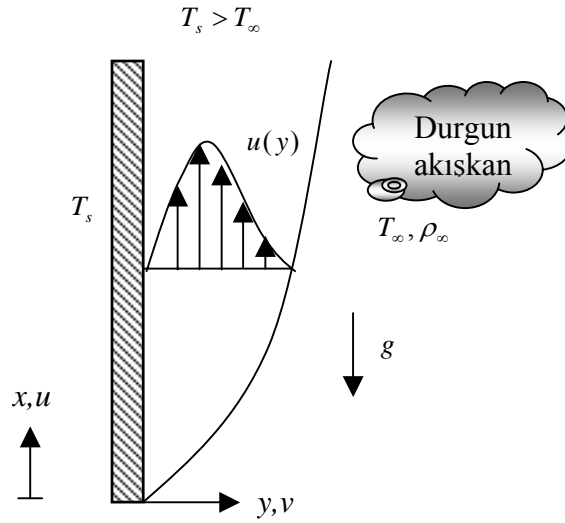
Doğal taşınım, yoğunluk farkından kaynaklanan bir akışkan hareketidir. Doğal taşınımın sebep olan mekanizma ise ısınan akışkanın yoğunluğunun azalmasıdır. Bilindiği gibi gazların ve sıvıların yoğunlukları sıcaklığa bağlı olarak değişmektedir. Isınan akışkanın yoğunluğu azaldığı için yerçekimi kuvvetine karşı bir kuvvet oluşur. Oluşan bu kuvvet kaldırma kuvvetidir. Isınan akışkan yerçekimine zıt yönde yukarıya doğru harekete geçerler. Doğal taşınım olarak adlandırılan bu mekanizmada akış hızları oldukça düşüktür. Bu nedenle doğal taşınım meydana gelen ısı geçişi zorlanmış taşınımına oranla daha düşük mertebede kalır.

Akışkanın yoğunluğu sıcaklığa, bazı kimyasal bileşiklerden oluşan konsantrasyona ve statik basınca bağlıdır. Yerçekimi alanı g olan ortam içindeki akışkana düşük yoğunluktaki yerel bir bölgede yukarı doğru bir kaldırma kuvveti etki eder. Bu kuvvet bir vektör gibi yazılır ve hareket sonucu oluşur. Basınç gradyanındaki bu değişim kaldırma kuvveti yönünde hareketi sürükler.

Doğal taşınım, günümüzde birçok uygulamada kullanılmaktadır. Özellikle elektronik aygıtların soğutulmasında, binaların ısı dizaynında, fırın ve nükleer reaktörlerin dizaynında, güneş toplayıcılarında, metalürjide, ısı izolasyonunda, aydınlatma endüstrisinde (fener, lamba), meteorolojide dünyanın etrafındaki atmosferik sınır tabakaların hesaplanmasında, yangın önlemede ve kapalı ortamlarda ısı konforun sağlanması gibi alanlarda doğal taşınım ile ısı transferinden faydalanılmaktadır.

Doğal taşınım ile ısı transferi problemi arasında bazı önemli farklılıklar vardır. Zorlanmış taşınım problemi hareket denklemleri enerji denkleminin bağımsız, enerji denklemi ise hareket denklemlerine bağımlıdır. Doğal taşınım ise hareket denklemleri ile enerji denklemi birbirinden bağımsız değildir. Bir diğer önemli fark ise hareketi sağlayan dış kuvvetin her iki taşınım mekanizması için farklı nitelikte olmalarıdır. Zorlanmış taşınım hareketin kaynağını oluşturan basınç farkı, ısı transferi ile ilgili parametrelerden, dolayısıyla enerji denkleminin bağımsız iken doğal taşınım hareketi sağlayan kaldırma kuvveti doğrudan sıcaklık dağılımına bağlı olarak oluşur.

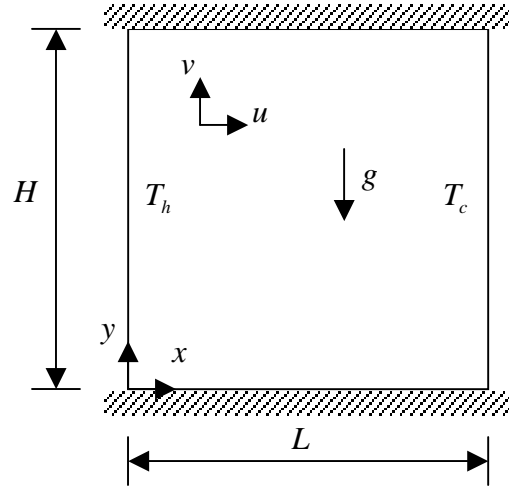
Doğal taşınım problemi de kendi arasında iki ana başlık altında incelenir. Bunlardan biri, Şekil 1.1 de görüldüğü gibi sonlu sıcaklığa sahip olan katı bir yüzeye temas halinde bulunan farklı sıcaklıktaki ortam arasındaki doğal taşınım problemi, diğeri ise kapalı ortam içerisindeki doğal taşınım problemidir. Birincisi çoğu zaman serbest taşınım olarak adlandırılır ve teorik çalışmalarda (analitik ve sayısal) zorlanmış taşınımın sınır tabaka denklemleri ile ilgili kabullere benzer kabuller yapılır.



Şekil 1.1. Serbest doğal taşınım problemi

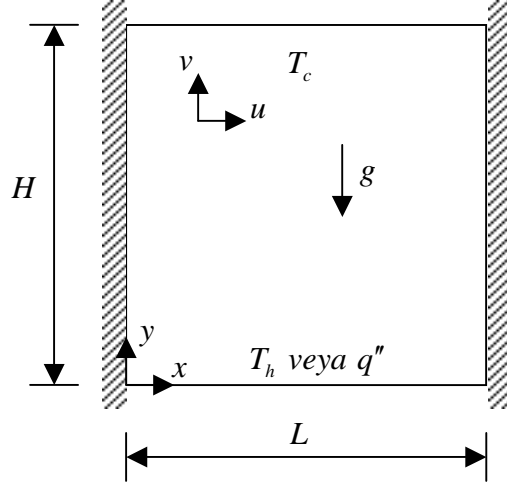
Kapalı ortamlardaki doğal taşınım problemini de uygulanan sınır koşullarına göre kendi arasında sınıflandırmak mümkündür. Şekil 1.2 de görülen geleneksel (konvansiyonel) taşınım olarak da adlandırılan doğal taşınım sıcaklık farkından kaynaklanan yoğunluk değişimi yerçekimi vektörüne dik doğrultudadır. Bu taşınım

mekanizmasında akış hemen gelişir. Kararsız (unstable) taşınım olarak ta bilinen ikinci tür doğal taşınım probleminde ise yoğunluk değişimi yerçekimi vektörüne paralel fakat ters yöndedir. Geleneksel doğal taşınım için karakteristik problem, yan duvarları farklı sıcaklığa sahip tavan ve tabanı yalıtılmış (ya da sıcaklığı lineer olarak değişen) dikdörtgen ya da kare şeklindeki kapalı ortamdır. Bu şekildeki kapalı ortama farklı sıcaklıktaki sınır koşullarının uygulanması ile akışkan hareketi hemen başlar.



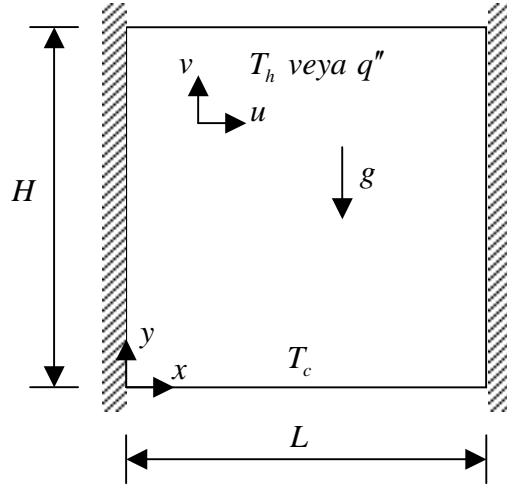
Şekil 1.2. Geleneksel doğal taşınım için karakteristik problem

Kararsız doğal taşınım için karakteristik problem Şekil 1.3 te görüldüğü gibi tavan ve tabanına farklı sıcaklıklar uygulanan (tabandan ısıtılmış) yan duvarları yalıtılmış kapalı ortamdır. Bu durumda, kritik yoğunluk farkına ulaşıncaya kadar yoğunluğu yüksek olan akışkan düşük yoğunluklu akışkanın üzerinde kalır. Bu durum “kararsız denge” (unstable equilibrium) durumu olarak da adlandırılır ve kritik yoğunluk farkı aşılmıca akış kendiliğinden kararlı akışa dönüşerek doğal taşınım hücreleri oluşur. Bazı durumlarda ise verilen geometriye ve uygulanan sınır koşullarına bağlı olarak tek bir problemin içerisinde hem kararlı hem de kararsız doğal taşınım birlikte bulunabilir. Böylece, değişik uygulamalarda yeri olan çok sayıda doğal taşınım problemi ortaya çıkmış olur.



Şekil 1.3. Kararsız doğal taşınım için karakteristik problem

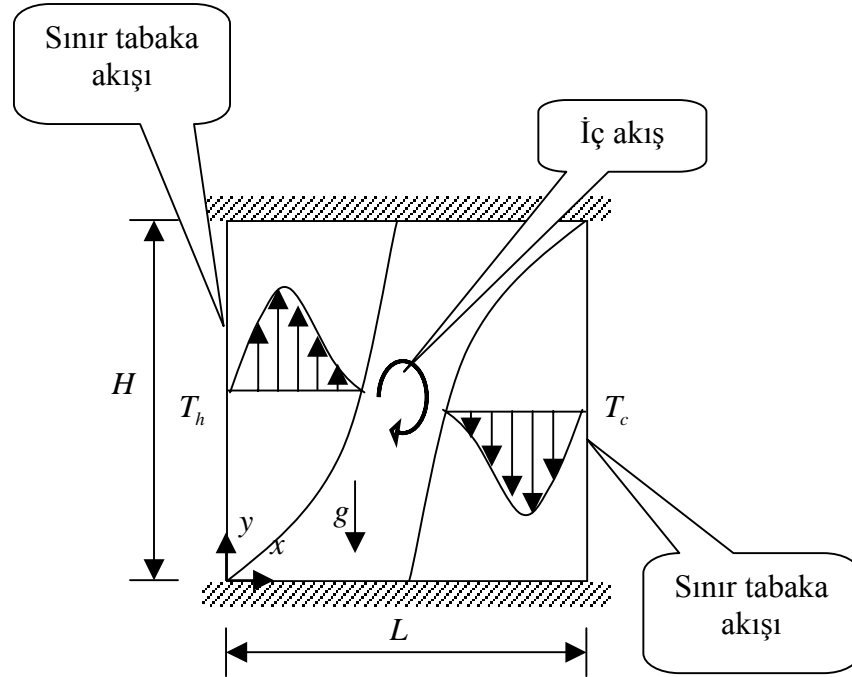
Kararlı doğal taşınım için karakteristik problem Şekil 1.4 te tavan ve tabanına farklı sıcaklıklar uygulanan (tavandan ısıtılmış) yan duvarları yalıtılmış kapalı ortamdır. Bu şekildeki bir ortamda ısı transferi sadece iletim yolu ile olur.



Şekil 1.4. Kararlı doğal taşınım için karakteristik problem

Konu ile ilgili yapılan çalışmalardan elde edilen sonuçlar, kapalı ortam içerisindeki doğal taşınımın, problem geometrisinin değiştirilmesine ve uygulanan sınır koşullarına

duyarlı olduğunu göstermektedir. Bu nedenle benzer gibi görülen problemlerin çözümünden birbirine yakın sonuçların çıkacağı beklenmemelidir. Kapalı ortamlardaki doğal taşınım, Şekil 1.5 te görüldüğü gibi duvara yakın bölgelerdeki sınır tabaka akışı ile duvardan uzaktaki iç akış bölgelerinden oluşur. İç akış bölgesi sınır tabaka akışı ile çevrelenmiş olduğundan bu akış doğrudan sınır koşullarına bağlı olmayıp sınır tabaka akışına bağlıdır. Sınır tabaka da aynı zamanda iç akış bölgesinin etkisi altındadır. Sınır tabaka ile iç akış bölgesinin bu şekilde karşılıklı etkileşimi kapalı ortamlardaki doğal taşınım probleminin önemli bir özelliğidir ve bu özellik problemin sınır koşulları ve geometriye olan duyarlılığının da kaynağıdır. Bu duyarlılık nedeniyle kapalı ortamlarda doğal taşınım konusu üzerindeki araştırmalar artmış ve ilgili literatürün kapsamı genişlemiştir.



Şekil 1.5. Kapalı ortamlardaki doğal taşınım problemi

1.3. Tez Çalışmasının Konusu ve Amacı

Kapalı ortamlarda doğal taşınım ile ısı transferi problemi ile ilgili çalışmalar yaklaşık 40 yıl kadar önce başlamış olup günümüzde de artan nicelik ve gelişen nitelikte devam etmektedir. Çoğu sayısal olan bu çalışmaların büyük bir kısmı dikdörtgen (veya karesel) kapalı ortamlar, daha azı ise üçgen kapalı ortamlarla ilgili çalışmalardır. Bunun dışında, az sayıdaki çalışmalarda karmaşık geometriye sahip kapalı ortamlarda doğal taşınım ile ısı transferi problemi incelenmiştir.

Kapalı ortamlarda doğal taşınım ile ısı transferi probleminin sınır koşullarına ve yüzey konfigürasyonuna duyarlılığı giriş kısmında da vurgulanmıştır. Problemin bu duyarlılığı konu ile ilgili farklı problemlerin tanımlanabilmesinin yolunu da açmıştır. Bu problemlerin önemli bir bölümü mühendislikte uygulama alanı bulmuştur ve analize değer niteliktedir. Konu, uygulamada hem ısı transferini artırma hem de azaltmanın amaçlandığı durumlar için karşılık bulmaktadır. Bu nedenle, geometrik çeşitliliğin yanında aynı geometriye farklı sınır koşullarının uygulanmasıyla yeni problemler ortaya çıkabilmektedir. Örneğin, karşılıklı iki yüzeyi yalıtılmış ve bu yüzeylere dik yüzeyleri farklı sıcaklıkta olan bir kare kapalı ortam düşünülün. Bu örnekte, yalıtılmış yüzeylerin yatay olması durumunda ortaya çıkan problem ile bu yüzeylerin düşey konumda bulunması durumundaki problem aynı değildir. Örneğin böyle bir problem mühendislikte sırasıyla, düşey duvardaki kare boşluklu yapı elemanı ve tavan, ya da döşemedeki kare boşluklu yapı elemanında uygulama alanı bulmaktadır. Benzer değerlendirmeyi diğer geometrik konfigürasyon ve sınır koşulları için de yapmak mümkündür.

Kapalı ortam içerisindeki doğal taşınım probleminin karakteri, yani taşınımın laminer, ya da türbülanslı oluşu, ortamın boyutları ile doğrudan ilgilidir. Bu nedenle taşınımın küçük boyutlu ortamlarda laminer, büyük boyutlu ortamlarda ise türbülanslı olması beklenir. Bununla beraber pratik öneme sahip büyük boyutlu ortamlardaki doğal taşınım problemi, laminer akışın geçerli olduğu boyutsuz parametre sınırları içerisinde kalınarak analiz edilir. Konu ile ilgili literatürde yer alan bilgiler, laminer bölge içinde kalınarak yapılan analizlerde büyük boyutlu kapalı ortamlarda doğal taşınım ile ısı transferi hakkında önemli bilgilerin elde edilebileceğini göstermektedir. Böylece laminer akış sınırları içerisinde kalınarak hem küçük boyutlu kapalı ortamlardaki doğal taşınım ile ısı transferi analiz edilebilmekte, hem de benzer geometrideki büyük boyutlu kapalı ortamlardaki doğal taşınım olayı hakkında bilgi sahibi olunmaktadır.

Bu tez çalışmasında, bir kare, ya da dikdörtgen ile bu dikdörtgenin tavanına bitişik durumdaki üçgenin birleştirilmesi ile oluşan ve üçüncü boyutu ihmal edilebilen tek hacimli eğik yüzeyle kapalı ortam içerisinde meydana gelen doğal taşınım ile ısı transferi sayısal olarak analiz edilmiştir. Tek başına kare, ya da dikdörtgen ortamlarla ilgili çok sayıda çalışma mevcuttur. Daha az sayıda üçgen kapalı ortam ve sınırlı sayıda da, iki geometrinin birleşik biçimi de kabul edilebilecek olan, trapezoidal kapalı ortamlarla ilgili çalışma bulunmaktadır. Üçgen kapalı ortamlarla ilgili çalışmaların uygulamadaki karşılığının çatı arası boşlukların olduğu sıkça vurgulanmaktadır. Benzer biçimde, trapezoidal geometri ile ilgili analizlerde de konunun pratik önemi için çatı arası boşluğu, ya da özellik arz eden yaşam ortamlarına dikkat çekilmektedir. Bu nedenle, sınır koşulları da yaz sınır koşulu ve kış sınır koşulu olarak isimlendirilmektedir. Ancak bu isimlendirmeye rağmen sınır koşulları sabit sıcaklık sınır koşulu kabul edilmektedir ve çalışmaların çoğu, zaman bağımsız çözümler şeklindedir. Diğer taraftan, sözü edilen kapalı ortamlar ister yapı elemanları içerisindeki küçük boyutlu boşluklar isterse yaşam ortamları şeklinde büyük boyutlu boşluklar olsun, her iki durumda da problemin zaman bağımlı sınır koşulu altında analiz edilme zorunluluğu açıktır. Bu durum, söz konusu kapalı ortamlarla ilgili doğal taşınım probleminin, gerçekçi bir zaman bağımlı sınır koşulunu ve uygulamada karşılığını bulan yüzey konfigürasyonunu da hesaba alarak, incelenmesi gerektiğini ortaya koymaktadır.

Açıklanan bu nedenlerden dolayı tez çalışmasının konusu, kısmi eğik yan yüzeylere sahip kapalı ortamlardaki doğal taşınım probleminin analizi olarak seçilmiştir. Konu, yapı elemanları içerisindeki boşluklarda doğal taşınım probleminde uygulama alanı bulmaktadır. Ayrıca analiz sonuçlarının, benzer şekildeki büyük boyutlu yaşam ortamlarındaki doğal taşınım olayı hakkında önemli ayrıntılar vereceği düşünülmektedir.

1.4. Literatür Araştırması

Doğal taşınım ile ısı transferinin günlük hayatta birçok uygulama alanı olması nedeniyle bu alanda bugüne kadar gerek deneysel, gerekse sayısal birçok çalışma yapılmış olup bu çalışmalardan bazıları çalışılan geometriye göre aşağıda kısaca verilmiştir. Bugüne kadar çalışılan geometriler sırasıyla dikdörtgen (veya kare), üçgen, daire, dikdörtgen ile üçgenin birleşiminden oluşan yamuk (trapezoidal) şeklindeki kapalı ortamlar ile bunların dışında değişik geometriye sahip kapalı ortamlardır. Bahsedilen geometrilere sahip ortamlardaki doğal taşınım ile ısı transferi üzerine yapılan çalışmaların büyük bir kısmı

zaman bağımsız çözümlerden oluşmaktadır. Halbuki doğada gerçekleşen ısı transferi işlemleri zaman bağımlı olarak meydana gelmektedir. Literatürde zaman bağımlı doğal taşınım incelemeleri de yapılmış olup, gelişen bilgisayar teknolojisine bağlı olarak gerek farklı sınır şartları, gerekse farklı geometriler için yapılan çalışmaların sayısı gün geçtikçe artmaktadır.

Kapalı ortamlardaki doğal taşınım ile ısı transferi üzerine yapılan çalışmalar yaklaşık 40–50 yıl öncesine dayanmaktadır. Ostrach [8] 'ın 1988 tarihli makalesi, o tarihe kadar kapalı ortamlarla ilgili yapılan çalışmalara ait literatür özeti niteliğinde olup bu çalışmalardan bazıları ile ilgili yararlı bir tartışmayı da içermektedir. Bu makalenin önemli bir tarafı da, konu ile ilgili sayısal çalışmalarda yapılan boyut analizi tekniği ile ilgili yaklaşımların irdelenmesidir.

a) Kare ortamlarla ilgili yapılan çalışmalar:

Kare ortamla ilgili çalışmaların öncülerinden Davis [9], iki boyutlu geometriye sahip alttan ve üstten yalıtılmış, farklı sıcaklıklara sahip yan duvarlar arasındaki doğal taşınım ile ısı transferi olayını Grashoff sayısının 10^3 - 10^6 aralığında değişmesi durumu için incelemiştir.

Kare geometrisine sahip ortamdaki laminar doğal taşınım problemi çözümleri Davis ve Jones [10] tarafından karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Karşılaştırma, değişik Rayleigh sayılarında elde edilen sonuçlar için yapılmıştır.

De la Cruz ve Ramos [11], zaman bağımlı doğal taşınım olayını akış oluşturacak şekilde değişken sıcak ve soğuk sıcaklıklara sahip olan iki boyutlu kapalı ortamlarda incelemiştir. Böylece üst ve alt duvarları periyodik olarak ısıtılan ve soğutulan iki boyutlu kapalı ortamlar için geliştirilen doğal taşınım eşitlikleriyle sayısal bir çözüm yapılmıştır. Verilen sınır şartları nedeniyle zaman bağımlı olarak oluşan akımın merkezi ile kapalı ortamın geometrik merkezi çakışmaktadır.

Das vd. [12], her iki kenarından simetrik olarak ısıtılan uniform ısı kaynaklı iki boyutlu bir ortamdaki geçici ve zaman bağımsız doğal taşınım olayını deneysel ve sayısal olarak çalışmışlardır. Deneysel çalışmada sıcaklıklar, kenar duvarlar ve tankın merkez çizgisi boyunca yerleştirilen ısı çiftleri (termokupl) yardımıyla ölçülmüştür. Akış görünümleri ultraviyole ışıkla aydınlatılmış kalıpta elde edilen video kayıtlarıyla gösterilmiştir. Kapalı ortamlardaki akış görüntüleriyle farklı şekilde ısıtılan kapalı ortamlardakiler arasında önemli farklar bulunmuştur. Sayısal modellemede sabit hacim

metodu kullanılmıştır. Ölçülen sıcaklıklar ve akış görüntüleri sayısal olarak elde edilen sonuçlarla benzerlik göstermektedir.

Antohe ve Lage [13], bir yüzeyinden aralıklı olarak ısıtılan ortam içerisindeki doğal taşınım akışına Prandtl sayısının etkisini sayısal olarak çalışmışlardır. Sistemin farklı Prandtl sayılarındaki rezonans frekansları belirlenerek test edilmiştir.

Yüzey sıcaklığı zamanla periyodik olarak değişen düşey bir duvara sahip kapalı kare ortamdaki laminar doğal taşınım ile ısı transferi olayı Kazmierczak ve Chinoda [14] tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Sıcak olan yüzeyin sıcaklığı sinüzoidal şekilde değişmekte olup ortalama bir sıcaklık değeri civarında salınım yapmaktadır. Soğuk olan karşı duvar ise sabit bir sıcaklığa sahiptir. Kapalı ortam boyunca yüzey sıcaklığındaki değişimin akış ve ısı transferine etkisini farklı durumlar için elde etmişlerdir. Zaman bağımlı çözümler bütün periyodik zamanlar için gösterilmiştir. Ortamın sıcak olan yüzeyine yakın üst köşesi civarında zayıf ikincil akımlar oluştuğu gözlenmiştir.

Liaquat ve Baytaş [15], ince iletim duvarlarına sahip kare ortamlardaki laminar doğal taşınım akışını sayısal olarak analiz etmişlerdir. Etrafı çeviren duvarlar sonlu iletim özelliklerine sahiptirler. Problem, kontrol hacmi metodu ve katı-akışkan ara yüzeyinde hayali noktalar kullanılarak analiz edilmiştir. Dıştaki duvarlar sabit sıcaklıkta tutulmuştur. Kare oyuk uniform hacimsel kaynak içeren Prandtl sayısı 7.0 olan Boussinesq akışkanla doldurulmuştur. Rayleigh sayısı 10^7 ile 10^{12} arasında değişmektedir. Özel durumlarda benchmark sonuçları literatürdeki sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Çalışmadan elde edilen sayısal sonuçlar, benzer geometriler üzerine duvar etkilerinin göz önünde bulundurulmadan yapılan çalışma sonuçlarından önemli ölçüde farklı olduğunu göstermiştir. Eş sıcaklık eğrileri, akış çizgileri ve duvardaki Nusselt sayıları elde edilip kontrol edilmiştir. Özellikle kapalı ortamdaki akışkanın soğutulması isteniyorsa, yüksek ısı iletimine sahip duvarların kullanılmasının daha uygun olduğu görülmüştür.

Altan uniform olmayan bir sıcaklık profiliyle ısıtılan, üstten yalıtılmış, diğer yüzeyleri düşük sıcaklıkta tutulan kare geometrisine sahip ortam içerisinde meydana gelen zaman bağımsız doğal taşınım problemi Basak vd. [16] tarafından sayısal olarak çalışılmıştır. Rayleigh sayısının 10^3 - 10^5 aralığındaki değerleri ile Prandtl sayısının 0.7 ve 10 değerleri için çalışma yapılmıştır. Uniform olmayan ısıtmada, uniform ısıtmaya göre alt yüzey merkezinde daha fazla ısı transferinin meydana geldiği belirlenmiştir.

İçerisi gözenekli madde ile dolu olan kare ortamlardaki doğal taşınım ile ısı transferi problemi Basak vd. [17] tarafından sayısal olarak çalışılmıştır. Çalışmada kare ortamın alt

duvarının uniform veya uniform olmayan bir şekilde ısıtılması durumu sonlu elemanlar yöntemiyle farklı Rayleigh ve Prandtl sayılarında incelenmiştir.

Roy ve Basak [18], kare ortamdaki doğal taşınım ile ısı transferini duvarların uniform veya uniform olmayan bir şekilde ısıtılması durumu için incelemiştir. Yapılan çalışmada düşey bir duvar ve alt duvar uniform veya uniform olmayan bir şekilde ısıtılırken diğer düşey duvar düşük sıcaklıkta olup üst duvar ise yalıtılmıştır. Rayleigh sayısının geniş bir aralığı için farklı Prandtl sayılarında ısı transfer karakteristikleri incelenmiştir.

Sathiyamoorthy vd. [19], alttan uniform, düşey duvarlarından lineer olarak ısıtılan, üstten yalıtılmış kare geometrisine sahip ortam içerisinde meydana gelen zaman bağımsız doğal taşınım problemini sayısal olarak çalışılmışlardır. Rayleigh sayısının 10^3 - 10^5 aralığındaki değerleri ile Prandtl sayısının 0.7 ve 10 değerleri için çalışma yapılmıştır. Sayısal sonuçlar, eş sıcaklık eğrileri, yerel Nusselt sayıları ve Rayleigh sayısının fonksiyonu olan ortalama Nusselt sayıları cinsinden gösterilmiştir.

Alt duvarı uniform olarak, düşey duvarları lineer olarak ısıtılan üst duvarı yalıtılmış içerisi gözenekli madde ile dolu olan kare ortamlardaki doğal taşınım ile ısı transferi problemi Sathiyamoorthy vd. [20] tarafından sayısal olarak çalışılmıştır. Boyutsuz denklemlerin sonlu elemanlar yöntemiyle çözüldüğü çalışmada farklı Rayleigh, Darcy ve Prandtl sayılarında inceleme yapılmıştır.

Hyun ve Lee [21], kare ortamda zamana bağlı gelişen doğal taşınımı yüksek Rayleigh sayılarında kapsamlı bir şekilde sayısal olarak incelemiştir. Karşılıklı duvarlarda aniden yükselen ve düşen sıcaklıklar akışı oluşturmaktadır. Çalışmada sıcaklık ve hızın zamana göre değişiminin bulunmasına odaklanılmıştır. Ayrıca zaman bağımlı Nusselt sayıları da elde edilmiştir.

Karşılıklı duvarlarından ısıtılan sıkıştırılmaz Boussinesq akışkanla dolu kare ortamdaki doğal taşınımın zamanla değişimi Kwak ve Hyun [22] tarafından sayısal olarak çalışılmıştır. Yan duvarlardan biri düşük sıcaklıkta olup diğer duvarın sıcaklığı ise zamana bağlı olarak değişmektedir. Rezonans durumunda içerideki ısı transferindeki dalgalanma sayısal olarak incelenmiştir.

Shim ve Hyun [23], kare ortam içerisindeki doğal taşınımı zamana bağlı olarak sayısal incelemiştir. Zaman bağımsız akış alanları farklı sıcaklıklara sahip düşey duvarların etkilediği dış Rayleigh sayısı ve uniform iç ısı üretiminin olduğu iç Rayleigh sayısı yardımıyla hesaplanmıştır.

Düşey duvarlarından birinden zamana bağlı olarak ısıtılan veya zamana bağlı ısı üretimi olan bir duvar ile düşük sıcaklıktaki düşey duvar arasındaki doğal taşınım ile ısı transferindeki rezonans frekansı Kwak vd. [24] tarafından daha önceden yapılan çalışmalarla karşılaştırılmıştır.

Kwak vd. [25], yan duvarlarından biri düşük sıcaklıkta, karşısındaki sıcak duvarın sıcaklığı sinüzoidal olarak değişen, sıkıştırılamaz akışkanla dolu kare ortamdaki doğal taşınımı sayısal olarak araştırmışlardır. Rayleigh ve Prandtl sayılarının sabit kalması durumuna ait geniş kapsamlı sayısal çözümler elde edilmiştir.

Kapalı bir ortam içerisindeki doğal taşınım olayını Dalal ve Das [26] incelemişlerdir. Alt kısımdaki duvar trigonometrik olarak değişen sıcaklık değerine sahip olup, diğer duvarlar düşük sıcaklıkta sabit tutulmuştur. İntegral formda geliştirilen eşitlikler, sonlu kontrol hacmi yöntemiyle sayısal olarak çözülmüştür. SIMPLE algoritması yüksek dereceden upwind yöntemiyle çözülmüştür. Yerel ve ortalama Nusselt sayıları, Rayleigh sayısının 10^0-10^6 , en/boy oranının 0.5-2 aralığında olması durumları için elde edilmiştir. Prandtl sayısı 0.71 olan bir akışkan için farklı Rayleigh sayılarındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri verilmiştir. Bütün en/boy oranlarında $Ra=10^0-10^3$ aralığında iletimle ısı transferinin etkin olduğu, $Ra \geq 10^4$ değerleri için taşınım ile ısı transferinin etkin olduğu görülmüştür.

Aydın ve Yang [27], alttan yerel olarak ısıtılan ve kenarlarından simetrik olarak soğutulan iki boyutlu ortamda meydana gelen doğal taşınım olayını sayısal olarak incelemişlerdir. Yerel ısıtma, alttaki duvara merkezlenmiş yerel ısı kaynağıyla uygulanmış olup ısı kaynağı uzunluğu olarak 1/5, 2/5, 3/5, 4/5 değerleri kullanılmıştır. Sonuçlar, Rayleigh sayısının 10^3-10^6 değerleri için elde edilmiştir. Yerel sonuçlar, hem akım fonksiyonu ve eş sıcaklık eğrileri şeklinde, hem de ısıtılan duvardaki yerel Nusselt sayısının değişimleri şeklinde verilmiştir. Sonuçta, alttaki duvarın ısıtılan kısmındaki ortalama Nusselt sayısı artan Rayleigh sayısı veya boyutsuz ısı kaynağı kalınlığı ile artmaktadır.

Aydın [28], iki boyutlu ortamlarda zaman bağımlı doğal taşınım ile ısı transferi olayını tek fazlı akışkan için Prandtl sayısının 0.71 ve 7.1, Rayleigh sayısının 10^3-10^7 değerleri için sayısal olarak incelemiştir. Akışkanın başlangıçta sabit sıcaklıkta ve hareketsiz olduğu kabul edilmiştir. Daha sonra yüksek sıcaklıktaki sol duvardan düşük sıcaklıktaki üst duvara doğru aniden akış başlamıştır. Diğer duvarlar yalıtım sınır koşuluna sahiptir. Zaman bağımlı Navier-Stokes eşitlikleri Boussinesq yaklaşımıyla beraber vortisite-akım

fonksiyonu formülasyonu ile sonlu farklar yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Akışın gelişimi ve sıcaklık alanları sayısal olarak belirlenmiştir. Sıcak duvar için ortalama Nusselt sayısının zamanla değişimi grafikler halinde gösterilmiştir. Artan Prandtl sayısı ve Rayleigh sayısına bağlı olarak sistemin kararlı hale gelme süresinin gittikçe arttığı görülmüştür.

Yatay duvarları farklı ısıtma modellerine sahip kare oyuklardaki doğal taşınım olayını sonlu farklar yöntemini kullanarak Abourida vd. [29] çalışmışlardır. Yüksek sıcaklığa sahip alt yüzey zaman bağımlı sinüzoidal olarak değişmekte olup, üst yüzeyin sıcaklığı ise sabit veya sinüzoidal olarak değişmektedir. Düşey duvarlar ise yalıtılmıştır. Çalışma farklı zaman periyotları ve Rayleigh sayıları için yapılmış olup bu parametrelerin ısı transferi ve akışa etkileri çalışılmıştır.

Patterson ve Armfield [30], düşey duvarlarından biri ısıtılan diğeri soğutulan iki boyutlu kapalı ortamlardaki doğal taşınım ile ısı transferini deneysel ve sayısal olarak karşılaştırmışlardır. Sayısal ve deneysel araştırmalardan pek çok değişken belirlenmiş ve detaylı olarak açıklanmıştır.

Yatay yüzeyleri yalıtılmış, düşey olan bir yüzeyi soğuk ve izotermal, diğeri yüzeyi değişken ısı akısıyla ısıtılan kare ortamlardaki doğal taşınım, sayısal ve teorik olarak Lage ve Bejan [31] tarafından incelenmiştir. Belirli bir frekanstaki değişken ısı girişinin kaldırma kuvveti etkili akış üzerindeki etkileri sayısal olarak gösterilmiştir.

Sarris vd. [32], üst duvarı zaman bağımsız sinüzoidal olarak ısıtılan, adyabatik alt ve yan duvarlara sahip bir ortamdaki doğal taşınım ile ısı transferini sayısal olarak çalışmışlardır. Kapalı ortamdaki Rayleigh sayısının akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri Rayleigh sayısının geniş bir aralığı için çalışılmıştır. Artan yükseklik/genişlik oranına bağlı olarak akışkan sirkülasyonunun şiddeti de artmaktadır.

Yatay kapalı ortamlardaki zaman bağımlı doğal taşınım olayı Bennacer vd. [33] tarafından sayısal ve analitik olarak çalışılmıştır. Kapalı ortam düşey duvarlarından birinden ısıtılmakta, diğeri ise soğutulmakta olup çözüm gradyanı düşey olarak tesir etmektedir. Çalışmanın amacı ise ısı ve çözüm etkisi altındaki akışlar için akış rejiminin belirlenmesidir.

Küblbeck vd. [34], iki boyutlu zaman bağımlı sayısal hesaplama metodunu hem kapalı ortamlardaki laminer doğal taşınım için, hem de kanallardaki ve açık ortamlardaki zorlanmış taşınım için geliştirmişlerdir. Enerji ve vortisite için taşınım eşitliklerini ADI metodunu kullanarak çözmüşlerdir. Sonuçlardan implicit metodun Rayleigh sayısının 10^9

değerine kadar kararlı kalabildiği görülmüştür. Kabul edilebilir büyük zaman adımları seçilerek zaman bağımlı problemlerde özelliklerin yavaşça değişimi daha açık görülebilmektedir.

Baytas [35], kare ortamlarda sinüzoidal olarak değişen ısı kaynağının akış ve ısı transferi üzerine etkisini sayısal olarak çalışmıştır. Kapalı ortamın katı duvarları sabit sıcaklığa sahip olup, iç ısı kaynağını uniform olarak dağıtan akışkanla dolu olduğu kabul edilmiştir. Farklı periyotlardaki sinüzoidal değişen iç ısı kaynağının ısı transferi üzerindeki etkisi araştırılmıştır.

Düşey duvarlarından farklı olarak ısıtılan kare ortamlardaki kaldırma kuvveti etkili laminer akışlar Xia vd. [36] tarafından sayısal olarak çalışılmıştır. Üst ve alt duvarların yalıtılmış olduğu kabul edilmiştir. Düşey duvarlardan birinin sıcaklığı ise zamana bağlı olarak sinüzoidal bir şekilde değişmektedir. Diğer düşey duvar ise sabit sıcaklığa sahiptir. Farklı rejimler ve Rayleigh sayıları için çalışmalar yapılmıştır.

Ha vd. [37], içerisine kare cisim yerleştirilmiş ortamdaki zaman bağımlı doğal taşınım için iki boyutlu çözümü Chevyshev metodunu kullanarak elde etmişlerdir. Düşük Rayleigh sayıları için akış ve sıcaklık dağılımı simetrik olmakla birlikte kararlı bir yapı göstermektedir. Rayleigh sayısı arttıkça bu simetriklik bozulmaktadır.

Jiracheewanun vd. [38], eş ısı akısına sahip düşey duvarlar ile yalıtılmış üst ve alt duvarlar arasındaki iki boyutlu zaman bağımlı doğal taşınım akışını sayısal olarak çalışmışlardır. Sonuçlardan, eş ısı akısına sahip kapalı ortamın zaman bağımlı akış özelliklerinin eş sıcaklığa sahip durumla benzerlik gösterdiği görülmüştür.

Yarı açık kare oyuktaki zaman bağımlı ve zaman bağımsız ısı transferi ve hava akışı sayısal olarak Hinojosa vd. [39] tarafından sayısal olarak çalışılmıştır. Çalışma farklı Rayleigh sayılarında sonlu kontrol hacmi metodu ve SIMPLEC algoritması kullanılarak yapılmıştır.

Leal vd. [40], zaman bağımlı klasik biçimde farklı olarak ısıtılan kare ortamdaki sabit ve değişken akışkan özellikleri ele alınarak, genelleştirilmiş integral transform tekniği ile çözüm yapmışlardır. Değişken akışkan özellikleri ile sabit akışkan özellikleri için farklı Rayleigh sayılarında çözümler yapılarak birbirleriyle karşılaştırılmıştır.

Kare ortamın sıcak duvarına yüksek iletim katsayısına sahip ince bir engel yerleştirilmesinin etkisi Tasnim ve Collins [41] tarafından sonlu kontrol hacmi metodu kullanılarak sayısal olarak çalışılmıştır. Engelin yüksekliği, genişliği ve Rayleigh sayısının

ısı transfer performansına etkisi, kullanılan akışkanın hava olduğu kabul edilerek sayısal çalışma yapılmıştır.

Tasnim ve Collins [42], yalıtılmış yay şeklinde engel bulunan kare ortamdaki laminer doğal taşınım ile ısı transferi problemini analiz etmişlerdir. Sayısal sonuçlar belirli Rayleigh sayıları, engelin yay genişliği ve engelin şekil parametreleri için elde edilmiştir.

Duvarlarından birinde ısı kaynağı bulunan hava ile doldurulmuş iki boyutlu kısmen açık ortamlardaki zaman bağımsız laminer kaldırma kuvveti etkili akış Jilani vd. [43] tarafından sayısal olarak çalışılmıştır. Enerji ve vortisite eşitlikleri ADI sonlu farklar yöntemi ve uniform ağ yapısı kullanılarak çözülmüştür. Rayleigh sayısının akış ve ısı alanını önemli ölçüde etkilediği görülmüştür.

Müftüoğlu ve Bilgen [44], bir tarafı açık kare ortamlarda iletimi maksimum yapan optimum ısıtıcı konumunu belirlemiş ve buna göre ısı transferi ve akış üzerine çalışma yapmışlardır. Süreklilik, Navier-Stokes ve enerji eşitlikleri sonlu farklar-sonlu kontrol hacmi metodu kullanılarak çözülmüştür.

İçi hava ile doldurulmuş alttan sabit bir ısı kaynağıyla ısıtılan üstten soğutulan kare ortamdaki üst ve yan duvarların farklı sınır koşullarında olmaları durumundaki doğal taşınım Cheikh vd. [45] tarafından çalışılmıştır. Isı kaynağının iki farklı boyutu için farklı Rayleigh sayılarında çalışmalar yapıp sonuçlar verilmiştir.

Kaminski ve Prakash [46], zamandan bağımsız laminer taşınım olayını kare şeklindeki ortamlar için sayısal olarak çalışmışlardır. Kare ortamın düşey duvarlarından biri ince olup sonlu bir ısı iletim katsayısına sahiptir. Diğer duvarlar ise sıfır kalınlıkta alınmıştır. Problem birleşik bir olay olup asıl amaç kapalı ortamlardaki doğal taşınım akışına duvardaki ısı iletiminin etkisinin belirlenmesidir.

Valencia ve Frederick [47] tarafından yapılan çalışmada, yarısı aktif ve diğer yarısı yalıtılmış duvarlara sahip kare şeklindeki ortam içindeki hava için doğal taşınım problemi incelenerek, güneş toplayıcıları ve elektronik cihazların soğutulması uygulamalarıyla ilişkilendirilmiştir.

Bir duvarından uniform olmayan bir şekilde ısıtılan hava ile doldurulmuş kare ortamdaki laminer doğal taşınım Saeid ve Yaacob [48] tarafından sayısal olarak çalışılmıştır. Isıtılan duvarın sıcaklığı ortalama sabit bir değerde olup sinüzoidal olarak değişmektedir. Isıtılan duvardaki sıcaklığın periyodunun ve genliğinin kare ortamdaki doğal taşınımına etkisi araştırılmıştır.

November ve Nansteel [49], alttan ısıtılan ve bir düşey kenarından soğutulan suyla dolu kare ortamdaki zamandan bağımsız doğal taşınım olayını analitik ve sayısal olarak çalışmışlardır. Düşük Rayleigh sayıları için genleşmeler Ra^2 şeklinde düzenlenmiştir. Alttaki yüzeyin yarısından daha azının küçük bir miktarda ısıtılması sonucunda taşınımınla ısı transferinin daha önemli olduğu görülmüştür.

Yao [50], iki boyutlu kare ve paralel kenar geometriler içerisinde oluşan doğal taşınımınla ısı transferini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Sayısal çalışmada sonlu kontrol hacmi metodu kullanılmış olup farklı ağ yapılarında elde edilen hız ve sıcaklık alanları önceki çalışmalarla karşılaştırılmıştır.

Kare ortamlardaki zaman bağımlı doğal taşınımınla ısı transferi Lakhal vd. [51] tarafından sayısal olarak çalışılmıştır. Yapılan çalışmada ortamın üst yüzeyi soğutulmuş olup, yan yüzeylerinden birinden kısmen ısıtılmaktadır. Isıtılan yüzeyin sıcaklığı zamana bağlı olarak sinüzoidal bir şekilde değişmektedir. Isıtılan yüzeyin konumu, uzunluğu, genliği ile Rayleigh sayısının değişiminin ısı transferi üzerine etkisi incelenmiştir.

İçerisinde kanatçık bulunan kare ortamdaki zaman bağımsız doğal taşınımınla ısı transferi, sonlu kontrol hacmi metodu kullanılarak Shi ve Khodadadi [52] tarafından sayısal olarak çalışılmıştır. Yüksek iletim özelliğine sahip kanatçığın boyutları ve konumunun farklı Rayleigh sayılarındaki etkileri incelenmiştir.

El-Refae vd. [53], kaldırma kuvveti etkili laminer iç akışlarda iki boyutlu zaman bağımsız sonuçlar elde etmek için FITS (Fast False Implicit Transient Scheme) yöntemini kullanmışlardır. Zaman bağımlı vortisite ve enerji denklemleri, power-law tekniğiyle ADI (Alternating Direction Implicit) ve SGR (Successive Grid Refinement) metotlarını birlikte içeren kontrol hacmi metodu üzerine kurulmuş olan yeni düzenlemeyle çözülmüştür.

Farklı sıcaklıklardaki izotermal düşey duvarlar ve yalıtılmış yatay duvarlarla çevrili kare ortam içindeki kararlı haldeki doğal taşınımınla ısı transferi iki sıcaklık modeli yardımıyla Baytas ve Pop [54] tarafından sayısal olarak çalışılmıştır. Bu modele göre sıvı ve katı fazlar, yerel ısı eşitliklerden değil, ısı transfer oranı ve akış davranışlarından belirlenmektedir.

Dağtekin ve Öztöp [55], doğal taşınımınla ısı transferini ve kapalı bir ortamda ısıtılan iki bölgedeki akışkan akışını sayısal olarak incelemiştir. Kapalı ortamın sağ tarafındaki ve altındaki duvarlar çok iyi bir şekilde yalıtılmış olup soldaki duvar ve üstteki duvar aynı uniform sıcaklığa sahiptir. Bölgeler, kapalı ortamın altına yerleştirilmiş olup sıcaklıkları

izole edilmeyen duvarlara göre daha yüksek sıcaklıklarda tutulmuştur. Bölgelerin pozisyonları ve yüksekliklerinin ısı transferine ve akış alanına etkileri araştırılmıştır.

Shi [56], içerisinde sabit veya hareketli kanatçık bulunan ortamlardaki doğal ve zorlanmış taşınım ile ısı transferini incelemiştir. Reynolds sayısı, kanatçığın uzunluğu ve konumunun üst kısmı hareketli kapalı ortamlardaki akışkan akışı ve ısı transferine etkisi detaylarıyla incelenmiştir.

Doğal taşınım ve serbest yüzey akımı için Navier-Stokes eşitliklerinin farklı yöntemlerle çözümü Norris [57] tarafından yapılmıştır. Özellikle sonlu kontrol hacmi metodu üzerine yapılan çalışmada farklı ağ yapıları da göz önüne alınmıştır.

Bubnovich vd. [58], zaman bağımlı doğal taşınım problemi üzerine sonlu farklar yöntemiyle implicit çözüm metodunun uygulanabilirliğini araştırmışlardır. İkinci dereceden enerji diferansiyeli ve dördüncü dereceden momentum eşitlikleri ADI (alternate direction implicit) metodu kullanılarak ayrıklaştırılmıştır.

Kare ortam içerisindeki laminar doğal taşınımın hybrid sayısal-analitik çözümünü integral dönüşümü metoduyla Leal vd. [59] incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlar benchmark sonuçlar ile karşılaştırılarak analiz edilmiştir.

Deng vd. [60], duvarlarında ayrık ısı kaynakları bulunan kapalı ortamlardaki iki boyutlu zaman bağımsız laminar doğal taşınımı sayısal olarak incelemişlerdir. Doğal taşınım için geliştirilen boyutsuz eşitliklerde kullanılmak üzere yeni bir birleşik sıcaklık boyutu tavsiye edilmiştir.

İçerisi akışkanla dolu ortam içerisindeki kaldırma kuvveti etkili akış Kim ve Viskanta [61] tarafından deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Farklı durumlar için ortamı çeviren duvarlar sonlu iletim özelliğine sahiptir. Duvarlardaki ısı iletiminin kapalı ortamdaki sıcaklık farkını ve doğal taşınım ile ısı transferini azalttığı görülmüştür.

Jahnke vd. [62], üst ve alt duvarlarından yalıtılmış iki boyutlu bir kutu içerisindeki kararsız sıcaklık dağılımının doğal taşınım ile etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Düşük Rayleigh sayılarında simetrik sınır koşulları için 2x2 tek akım hücrelerinin meydana geldiği bulunmuştur.

Kapalı ortamdaki doğal taşınım ile birleşik iletimi sonlu elemanlar yöntemiyle Misra ve Sarkar [63], sayısal olarak incelemişlerdir. Katı bölgedeki iletim özelliği bu bölge için yüksek değerdeki boyutsuz viskozite tanımı yapılarak elde edilmiştir. Farklı duvar kalınlıkları ve Rayleigh sayıları için çalışma yapılmıştır.

Hung ve Cheng [64], Boussinesq olmayan akışkanla dolu kapalı ortam içerisindeki doğal taşınımın ısı transfer karakteristiklerine basıncın etkisinin sayısal olarak tahmini üzerine çalışma yapmışlardır. Sıkıştırılabilir akış modeli üzerine kurulu çözüm modeli geliştirilerek kapalı ortam içerisindeki mutlak basınç, yoğunluk, sıcaklık ve hız dağılımları belirlenmiştir.

Farklı alt ve üst yüzey sıcaklıklarına sahip kapalı kare ortam içerisindeki entropi üretimi Yılbas vd. [65] tarafından sayısal olarak analiz edilmiştir. Sonlu kontrol hacmi metodu üzerine kurulu olan sayısal çözüm yöntemiyle akış ve enerji denklemleri çözülmüştür.

Prasad ve Kulacki [66], düşey bir yüzeyinden sabit ısı akısıyla ısıtılan diğer yüzeyi izotermal olarak soğutulan kapalı ortamdaki zaman bağımsız doğal taşınımı sayısal olarak incelemiştir. Elde edilen sonuçların, her iki düşey yüzeyin sabit sıcaklığa sahip olması durumundan oldukça farklı olduğu görülmüştür.

İçerisinde ısıtılmış blok olan ve farklı şekilde ısıtılan kare ortamda meydana gelen iletim, taşınım ve ışınmadan kaynaklanan ısı transferi problemi sonlu elemanlar yöntemiyle Liu ve Rhan-Thien [67] tarafından incelenmiştir. Isıtılan blok, kapalı ortamın farklı sıcaklıklara sahip duvarları arasında gerçekleşen ısı transferine direnç gösteren bir özelliğe sahiptir. Artan yutma oranı ile birlikte taşınım akışının azalmakta olduğu belirlenmiştir.

b) Dikdörtgen ortamlarla ilgili yapılan çalışmalar:

İçerisinde ısı kaynağı olan, farklı şekillerde ısıtılan kapalı ortam içerisindeki doğal taşınım, Fusegi vd. [68] tarafından sayısal olarak incelenerek deneysel çalışma ile karşılaştırılmıştır. Farklı Rayleigh sayıları ve yükseklik/genişlik oranları için çalışma yapılmıştır.

Bae ve Hyun [69], düşey duvarlarından birine üç ayrı ısı kaynağı yerleştirilen dikdörtgen kapalı ortamdaki zaman bağımlı doğal taşınımı sayısal olarak çalışmışlardır. Bu üç ayrı ısı kaynağının açık veya kapalı olmaları durumuna göre ortam içerisinde meydana gelen doğal taşınımın ısı transferi incelenmiştir.

Kapalı ortam içerisindeki doğal taşınımın sonlu elemanlar metoduyla explicit olarak bulunabilmesi için Dunn ve McCallen [70] sayısal bir çalışma yapmışlardır. Dikdörtgen ortamın yükseklik/genişlik oranı 8:1 olup sıkıştırılmaz Navier-Stokes eşitlikleri Boussinesq yaklaşımı yardımıyla hesaplanmıştır.

Nansteel ve Greif [71] düşey adyabatik duvar eklenmiş dikdörtgen şeklindeki kapalı bir ortamda ısı transferi ve akışkan akışını deneysel olarak incelemiştir. Bölge,

duvarlarından birisi sıcak, diğeri soğuk iki düşey izotermal duvara paralel olarak yerleştirilmiş olup kapalı ortamın diğer bütün yüzeyleri izole edilmiştir. Deneylerde akışkan olarak su kullanılmış olup Rayleigh sayısının 10^{10} - 10^{11} değerleri için, yükseklik/genişlik oranının $\frac{1}{2}$ olduğu durumlar ele alınmıştır. Akışkan sıcaklıkları ısı çift (termokupl) sondalarıyla elde edilmiştir. Kapalı ortamdaki geçen ısı transferi de Rayleigh sayısının ve bölge geometrisinin bir fonksiyonu olarak elde edilmiştir. Kapalı ortamdaki geçen ısı transferinin Rayleigh sayısına ve bölgenin açılan kısmına bağımlılığı çalışılmıştır.

D'orazio vd. [72], alttan ısıtılan üstten soğutulan diğer duvarları ise yalıtılmış olan hava ile dolu dikdörtgen şeklindeki kapalı ortamlar için doğal taşınımı sayısal olarak çalışmışlardır. Sayısal model SIMPLE-C algoritması üzerine kurulu olup kütle, momentum ve enerji transferi eşitliklerinin çözümü için kullanılmıştır. Doğal taşınım, kapalı ortamın farklı yükseklik/genişlik oranları için $2 \leq A \leq 6$, Rayleigh sayısının $10^3 \leq H/B \leq 2 \times 10^6$ aralığındaki değerleri için çalışılmıştır.

Değişik en/boy oranlarına sahip dikdörtgen şeklindeki ortamların taban ve tavanında engellerin bulunması durumundaki doğal taşınım problemi Bilgen [73] tarafından sonlu kontrol hacmi ayrıklaştırma yöntemi ve SIMPLER algoritması kullanılarak analiz edilmiştir. Çalışma sonucunda, Rayleigh sayısı, en/boy oranı ve engel yüksekliğinin Nusselt sayısı üzerindeki etkisi bir bağıntı ile verilmiştir.

Bilgen ve Yedder [74], bir duvarı aktif, diğer duvarları yalıtılmış olan dikdörtgen geometrideki ortamlarda sayısal çalışma yapmışlardır. Eşit olarak ikiye bölünen aktif duvar sinüzoidal sıcaklık profili ile bir yarısından ısıtılırken, diğer yarısından soğutulmaktadır. Altta kısmın ısıtılıp üstteki kısmın soğutulması ve üstteki kısmın ısıtılıp alttaki kısmın soğutulması durumu üzere iki durum çalışmıştır. Zaman bağımsız laminer doğal taşınım problemi kütle, momentum ve enerji denklemlerinin sayısal olarak çözülmesiyle kapalı ortamlar içerisindeki ısı yayılımı ve Rayleigh sayısının fonksiyonu olan ısı transferi, en/boy oranı ve ısıtılan kısmın pozisyonu sayısal olarak çalışılmıştır. Rayleigh sayısı 10^3 - 10^6 , en/boy oranının 0.2-5 aralığında olması durumu için sonuçlar akım çizgileri, eş sıcaklık eğrileri, yerel ve ortalama Nusselt sayıları ve ısı yayılım uzunluğu cinsinden verilmiştir. Isıl yayılımın, aktif duvarın üst kısmının soğutulurken alt kısmının ısıtılması durumlarındaki yüksek Rayleigh sayılarında % 100 e ulaştığı sonucu elde edilmiştir. Üst kısmın ısıtılıp alt kısmın soğutulduğu durumlarda, Rayleigh sayısının 10^6 dan küçük değerleri için ısı yayılım % 70 ile sınırlanmaktadır.

Aydın vd. [75], izotermal olarak bir taraftan ısıtılan ve tavandan soğutulan iki boyutlu bir ortamdaki zaman bağımsız doğal taşınım olayını akım fonksiyonu-vortisite formülasyonunu kullanmak suretiyle sayısal olarak incelemişlerdir. Rayleigh sayısının ve uzunluk/yükseklik oranının akış özelliklerine ve enerji geçişine etkileri, Rayleigh sayısının 10^3 - 10^7 değerleri ve uzunluk/yükseklik oranının 0.25, 0.50, 1.0, 2.0, ve 4.0 olduğu beş farklı durum için incelenmiştir. Kapalı ortamın uzunluk/yükseklik oranının 1 den büyük olması durumunda kapalı ortamın uzun ve Rayleigh sayısının yüksek olması durumunda uzunluk/yüksekliğin ısı transferine etkisi daha belirgin olmaktadır.

Christon vd. [76], yükseklik/genişlik oranı 8:1 olan dikdörtgen ortamdaki kaldırma kuvveti etkili akışı sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada üç ana amaç belirlenmiştir: Akışın zaman bağımlı olması halindeki en doğru kritik Rayleigh sayısının belirlenmesi; değişik Rayleigh ve Prandtl sayılarına bağlı olarak, farklı ısıtılan 8:1 dikdörtgen ortamlardaki en iyi zaman bağımlı benchmark çözümü elde edecek doğru sonuçların bulunması; sonuçların doğruluğunun farklı metotlarla belirlenmesi.

Chu vd. [77], dikdörtgensel kanallardaki yerel ısıtmanın etkisini kütle, momentum enerji denklemlerine ait kısmi diferansiyel denklemlerin zaman bağımsız formülasyonunu kullanılarak ADI metoduyla çözmüşlerdir. Alt ve üst yüzeyleri yalıtılmış, düşey duvarlarından biri soğutulmuş, diğeri ise yerel olarak ısıtılan duvarın ısıtılmayan yüzeyi de yalıtılmıştır. Farklı Rayleigh sayıları, yükseklik/genişlik oranları, ısıtıcı yüksekliği ve ısıtıcının konumu gibi parametreler çalışılmıştır.

Paolucci ve Chenoweth [78], düşük yükseklik/genişlik oranına sahip, düşey yöndeki sıcaklık farkının yüksek olduğu dikdörtgen ortamlar için çalışma yapmışlardır. Zaman bağımsız sonuçlar, Navier-Stokes eşitliklerinin zaman bağımlı çözümlerinden ideal gaz kanunu ve Sutherland taşınım özellikleri yardımıyla sayısal olarak elde edilmiştir.

Karayiannis ve Tarasuk [79], üst soğuk yüzeyi farklı sıcaklık sınır koşullarına sahip dikdörtgensel ortamlar içerisindeki doğal taşınımı, Mach-Zender interferometresi kullanarak yatayla farklı eğim açıları için çalışmışlardır. Böylece her bir durum için kritik Rayleigh sayıları ve eğim açıları bulunmuştur.

Patterson [80], akış rejimlerinde yükseklik/genişlik oranlarına bağlı olarak değişen kritik Rayleigh sayısı serileri, zaman bağımlı iç dalgalanmalar için geçerli boyut analizi düzenlemelerini sunmuştur.

Du ve Bilgen [81], uniform sıcaklık girişi yapılan sonlu kalınlıktaki iletimli düşey duvar, yalıtılmış diğer duvar ve ısı banyosuna batırılmış yatay duvarlardan oluşan kapalı

bir ortamdaki birleşik ısı transferini sayısal olarak çalışmışlardır. İletim özelliğine sahip düşey duvarın ısıtılmasıyla birlikte ortam içerisinde doğal taşınım olayı başlamaktadır. Çalışma, farklı Rayleigh sayıları, katı-akışkan iletim oranları, boyutsuz katı duvar kalınlıkları, yükseklik/genişlik oranları gibi değişik parametreler için yapılmıştır.

Bahlaoui vd. [82], uzun dikdörtgenel kapalı ortamlardaki doğal taşınım ve ışıınımı bir arada çözmüşlerdir. Çalışmada duvarın yutma oranı, Rayleigh sayısı, kapalı ortamın eğiminin akış karakteristikleri üzerine etkileri çalışılmıştır.

Evin ve Tanyıldızı [83], tabanı sabit ısı akısı sınır şartını sağlamak üzere kısmî olarak ısıtılan dikdörtgen bir kanalda, yukarı akış bölgesine yerleştirilen farklı çaplardaki silindirik engellerin ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Kanal içerisine, kısmî ısıtılan, yüzeye paralel ve akışa dik olarak, çeşitli büyüklüklerde engeller yerleştirilmiştir. Çalışmada, silindirik engellerin kanaldaki -akış doğrultusunda ve akışa dik doğrultuda- yerleşim noktaları değiştirilerek bu parametrelerin, ısı transferi karakteristikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Frederick [84], farklı şekillerde ısıtılan içi hava ile dolu dikdörtgen ortam içindeki doğal taşınım olayını çalışmıştır. Her bir yükseklik/genişlik oranında üç farklı Rayleigh sayısı için aktif duvarlar arasındaki ısı transferinin maksimum olduğu değerler bulunmuştur.

Başkaya ve Alpay [85], duvarlarında düzlemsel ayırık ısı kaynakları bulunan iki boyutlu yatay ortamda, sürekli şartlarda, laminer doğal taşınım akış özelliklerini sayısal olarak incelemişlerdir. İki boyutlu laminer sayısal modellemeler, tam eliptik korunum denklemlerinin sonlu hacim metoduna dayalı sayısal akışkanlar dinamiği kodu ile çözülmesi sonucu elde edilmiştir.

SIMPLER algoritması kullanılarak yatay dikdörtgen ortam içerisindeki doğal taşınım problemi Corcione [86] tarafından sayısal olarak analiz edilmiştir. Bu çalışmada alttan ısıtılan ortamın yan duvarlarına değişik sınır koşullarının uygulanması ile ortaya çıkan akış ve ısı transferi sonuçları, her iki yan duvarlardaki sınır koşulunun adyabatik olması durumu ile karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir.

Ganzarolli ve Milanez [87], alttan ısıtılan ve kenarlarından soğutulan ortamdaki zamandan bağımsız doğal taşınım olayını akım fonksiyonu-vortisite formülasyonunu kullanan sayısal bir çalışma yapmışlardır. Oyuğun yüksekliğine bağlı olarak Rayleigh sayısı 10^3 - 10^7 arasında değişmektedir. Prandtl sayısı 0.7-7.0 arasında düşünülmüştür. Uzunluk/yükseklik oranının değişimi 1-9 arasında olmaktadır. Sınır koşulları ise uniform

duvar sıcaklığı ve uniform ısı akısıdır. Nusselt sayısının sayısal değerleri Rayleigh sayısına bağlı bir fonksiyonmuş gibi gösterilmiş olup, Prandtl sayısı Nusselt sayısına çok az bir miktarda etki etmektedir. En/boy oranının 1 olması durumunda (kare şeklindeki ortam) sabit sıcaklık sınır koşulu ile sabit ısı akısı sınır koşulunun sonuçlar üzerinde yaklaşık aynı etkiyi gösterdiği, en/ boy oranının büyütülmesi durumunda (yatay dikdörtgen) ise her iki sınır koşulu için oldukça farklı sonuçların elde edildiği görülmüştür.

Aydın [88], komşu duvarları farklı sıcaklıkta tutulan dikdörtgensel kapalı ortamlarda doğal taşınım ile ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Zaman bağımlı çözümler, akım fonksiyonu-vortisite formülasyonu kullanılarak elde edilmiştir. Sığ ve uzun kapalı ortamlar için de çözümler yapılmıştır.

Zhu ve Yang [89], uzun kapalı ortamlardaki zaman bağımlı laminer doğal taşınım ile ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Rayleigh sayısı arttıkça ısı transferinin arttığı ve fazla miktarda akım hücrelerinin olduğu belirlenmiştir.

Yükseklik/genişlik oranı 9 olan hava ile dolu kapalı ortam içerisindeki doğal taşınım akışı Cheikh vd. [90] tarafından sayısal olarak araştırılmıştır. Sayısal metotta ikinci dereceden sonlu kontrol hacmi ve izdüşümü metodu kullanılmıştır. Çoklu ağ ile akışın kararsız olduğu kritik Rayleigh sayısı belirlenmiştir.

Cheikh vd. [91], periyodik sıcaklık sınır koşuluna sahip ortamdaki doğal taşınım akışına yükseklik/genişlik oranının etkisini sayısal olarak incelemiştir. Isıtılan duvardaki sıcaklık profili zamanla sinüzoidal olarak değişmekte olup diğer duvarın sıcaklığı sabit kabul edilmiştir. Doğal taşınım ile ısı transferi olayı farklı Rayleigh sayılarında, değişik yükseklik/genişlik oranlarında ve çeşitli periyotlarda çalışılmıştır.

c) Üçgen ortamlarla ilgili yapılan çalışmalar:

Holtzman vd. [92] tarafından ikizkenar üçgen şeklindeki kapalı ortam içerisindeki doğal taşınım problemi sayısal olarak analiz edilerek sonuçlar akış gözlem deneyleri ile de desteklenmiştir. Bu çalışmada, konu ile ilgili literatüre benzerlerinden farklı ve önemli sonuçlar kazandırılmıştır. Çalışmada, tabanda sıcak yüzey, ikiz kenarlarda ise soğuk yüzey sınır koşullarının olması halinde geometrik simetriklikle birlikte doğal taşınım etkili akışta da simetriklik kabulünün her zaman doğru olmadığı vurgulanmaktadır. Sayısal sonuçlar, farklı yükseklik/genişlik oranına sahip üçgen şeklindeki kapalı ortamların her biri için kritik Grashoff sayısının bulunduğunu; bu kritik değer altında geometrik simetriklik gibi akışta da simetrikliğin kabul edilebileceğini, ancak kritik Grashoff sayısı üzerine çıktığında problemin kararsız hale geldiğini ve akıştaki simetrikliğin bozulduğunu

göstermektedir. Makalede bu sonuç, akış gözleme deneyi fotoğrafları ile de nitel olarak desteklenmektedir. Akışla ilgili bu önemli sonucun ısı transferi üzerine de önemli etkisi olduğu belirtilmektedir.

Çatı şeklindeki yüzeylerde sürekli rejimde doğal taşınım ile ısı transferi Poulikakos ve Bejan [93] tarafından deneysel olarak çalışılmıştır. Yükseklik/uzunluk oranı 0.207 olan üçgen geometrisindeki kapalı ortamın hava veya su ihtiva etmesi durumuna göre ısı transferi olayı değişik Rayleigh sayılarında elde edilmiştir.

Poulikakos ve Bejan [94] üst duvarı soğuk, alt duvarı sıcak olan üçgen geometrideki ortamlarda akışkan dinamiği üzerine çalışmışlardır. Çalışma, farklı yükseklik/uzunluk oranlarında ve farklı Rayleigh sayılarında yapılmış olup teorik sonuçlar elde edilmiştir.

Asan ve Namlı [95, 96], üçgen kesitli ziftli çatılarda yaz ve kış günü sınır koşulları altında iki boyutlu doğal taşınım olayını sayısal olarak çalışmışlardır. Akım fonksiyonu-vortisite formülasyonu uygulanmış ve bu çalışmada kontrol hacmi integrasyon çözüm tekniği benimsenmiştir. Çözümler Rayleigh sayısının 10^6 değeri için elde edilmiştir. Zamandan bağımsız çözümler yükseklik-taban oranlarının $0.125 \leq L^* \leq 1$ olması durumunda elde edilmiştir. Yükseklik-taban oranı ve Rayleigh sayısının akış yapısına ve ısı transferine etkileri araştırılmıştır. Isı transferinin büyük bir kısmı bölgenin taban duvarından yatay soğuk duvar ve eğimli sıcak duvarın kesiştiği yere doğru olmaktadır. Ortalama Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı ve yükseklik-taban oranı arasındaki ilişkilerde yükseklik-taban oranı büyük ölçüde etkili faktördür.

Salmun [97]'un çalışmasında, tabanı yatay olan dik üçgen şeklindeki ortam içerisindeki doğal taşınım, zaman bağımlı olarak analiz edilmiştir. Bu çalışmada sayısal çözüm modeli geliştirilirken, Poulikakos ve Bejan [12] tarafından yapılan çalışma sonuçları yeniden elde edilmiş ve her iki çalışmanın sonucu tartışılmıştır. İki çalışmanın sonuçları arasındaki farklılıklar, kullanılan ayrıklaştırma tekniklerinin etkisi de göz önünde bulundurularak irdelenmiştir.

Üçgen geometriye sahip kapalı ortamlardaki doğal taşınım ile ısı transferinin yanında ışınım ile ısı transferini de ihtiva eden durumlar için akım çizgileri, eş sıcaklık eğrileri ve Nusselt sayılarının değişimleri en/boy oranının 0.2-1.0 ve Rayleigh sayısının 710-710000 aralığındaki değerlerinde Hasani [98] tarafından incelenmiştir.

Akinsete ve Coleman [99], içi hava ile dolu olan üçgen şeklindeki ortamlarda iki boyutlu doğal taşınım olayını sayısal teknikler kullanarak incelemişlerdir. Zaman bağımsız çözümler, yükseklik/genişlik oranının $0.0625 \leq H/B \leq 1$, Grashoff sayısının

$800 \leq Gr \leq 64000$ aralığındaki değerleri için elde edilmiştir. Sonuçlardan, taban duvarından hipotenüs/tabana kesişim noktasına doğru ısı transferi artmakta olup, ısı transferinin % 60 lık bir kısmı bu kesişim noktasına yakın bölgede meydana gelmektedir. Ayrıca sonuçlar bir eşitlik şeklinde verilmiştir.

Öztop vd. [100], yaz sınır şartları altında saçaklı veya saçaksız çatılardaki doğal taşınım ile ısı transferi ve akışkan akışını sayısal olarak incelemişlerdir. Akım fonksiyon-vortisite formülasyonuna göre laminer, iki boyutlu, zaman bağımsız çözümler sonlu farklar yöntemiyle elde edilmiştir. Farklı yükseklik/genişlik oranları, saçak uzunlukları ve Rayleigh sayılarında çözümler yapılmıştır.

Binalardaki çatıları temsil eden içi hava ile dolu olan ikizkenar üçgen ortamlardaki türbülanslı doğal taşınım olayı Ridouane vd. [101] tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Rayleigh sayısının yüksek olması durumunda geçerli olan türbülans için düşük Reynolds sayısı k-ε modeli kullanılmıştır.

Ridouane vd. [102], içerisi hava ile dolu olan sağa eğimli üçgen ortam içerisindeki laminer doğal taşınımın sayısal olarak incelenmesi amacıyla çalışma yapmışlardır. Sonlu kontrol hacmi metodunun kullanıldığı çalışmada farklı eğim açıları ve Rayleigh sayılarının ortam içerisindeki akış ve ısı transferine etkileri incelenmiştir.

Ev ve binalardaki eğimli çatıları temsil eden, içi hava ile dolu ikizkenar üçgen içerisindeki laminer doğal taşınım Ridouane vd. [103], tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Daha önceden yapılan deneysel çalışmalar ile sayısal karşılaştırma yapmak amacıyla eğimli yüzeylerin sıcak veya soğuk olması durumlarındaki doğal taşınım probleminin çözümleri elde edilmiştir.

Yükseklik/genişlik oranı 0.5 olan dikdörtgen, ikizkenar üçgen ve sola eğimli üçgen ortamlar içerisinde meydana gelen doğal taşınım ile ısı transferi analizleri Ridouane ve Campo [104] tarafından karşılaştırmalı olarak yapılmıştır.

Lei ve Patterson [105,106], su veya hava ile dolu olan üçgen geometri içerisindeki doğal taşınım ile ısı transferi ve akış karakteristiklerini zaman bağımlı olarak sayısal incelemişlerdir.

d) Eğimli ortamlarla ilgili yapılan çalışmalar:

Asimetrik kısmen eğik ortamlardaki ısı ve kütle transferi Papanicolaou ve Belessiotis [107] tarafından sayısal olarak çalışılmıştır. İki boyutlu akış eşitlikleri akım fonksiyon-vortisite metodu kullanılarak çözülmüştür. Kullanılan akışkan karışımı nemli hava olup daha çok türbülanslı akış şartları için inceleme yapılmıştır.

Eğik kare şeklindeki kapalı ortarlarda doğal taşınım problemi, ortamın ısı kaynağı da ihtiva etmesi durumu için May [108] tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Eğiklik açısının kapalı ortam içerisindeki doğal taşınım ve ısı transferi karakteristiklerine etkisi deneysel verilerle karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir.

Boussaid vd. [109], alttan ısıtılan, eğimli üst duvarından soğutulan kısmen eğik ortamlardaki ısı ve kütle transferini incelemiştir. Momentum, enerji ve kütle eşitlikleri sonlu kontrol hacmi yöntemiyle çözülmüş olup SIMPLER algoritması kullanılmıştır. Çalışmada iki farklı tip ağ yapısı kullanılmıştır. Bunlardan birincisi uniform ağ yapısı, ikincisi ise uniform olmayan ağ yapısıdır. Elde edilen sonuçlardan üst duvarın eğim açısının akış konfigürasyonlarını etkilediği görülmüştür. Küçük eğim açılarında Rayleigh-Benard hücreleri oluşmakta iken büyük eğim açılarında ise akış konfigürasyonu farklı yönlerden ısıtılmış dikdörtgen kapalı ortam tiplerine benzemektedir. Isı ve kütle transferi uzunluk/yükseklik oranının artmasıyla beraber artmaktadır. Lewis sayısının azaltıldığı durumlarda ısı ve kütle transferi oranları artmaktadır.

Aydın vd. [110], bir yüzeyinden ısıtılan, diğer yüzeyinden soğutulan eğimli ortamlardaki kaldırma kuvveti etkili laminer akış olayını sonlu farklar yöntemini kullanarak sayısal olarak çözmüşlerdir. Eğim açısının akışkan akışı ve ısı transferi üzerine etkisi, eğim açısının 0° - 360° aralığındaki değerleri için incelenmiş olup sonuçlar; farklı eğim açıları ve Rayleigh sayıları için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri olarak verilmiştir. Sayısal verilere dayanılarak kapalı ortam içerisindeki ısı transfer oranının maksimum veya minimum olduğu kritik eğim açıları belirlenmiştir.

Eğimli kare ortamlardaki doğal taşınım ile ısı transferi Kalabin vd. [111] tarafından sayısal olarak çalışılmıştır. Üst ve alt yatay duvarlar yalıtılmış olup sağdaki duvar T_0 sabit sıcaklığına sahiptir. Diğer duvarın sıcaklığı ise ortalama değeri T_0 olmak üzere sinüzoidal olarak değişmektedir. Navier-Stokes eşitlikleri Boussinesq yaklaşımıyla beraber sonlu kontrol hacmi yöntemi kullanılarak SIMPLER algoritmasına göre sayısal olarak çözülmüştür. Kapalı ortam hava ile doldurulmuş olup ($Pr=1$), sonuçlar, eğim açısının $0^{\circ} \leq \alpha \leq 90^{\circ}$ ve Grashoff sayısının iki değeri için (2×10^5 ve 3×10^5) elde edilmiştir. Her iki Grashoff sayısı için maksimum ısı transferinin, eğim açısının $\alpha = 54^{\circ}$ ve boyutsuz frekansın $f=20\pi$ olduğu durumlarda meydana geldiği bulunmuştur.

Chen vd. [112] düşey, eğimli ve yatay düzlem levhalardaki sınır tabaka akışı içerisinde olan laminer doğal taşınımındaki akış ve ısı transfer karakteristiklerini analiz etmişlerdir. Düzlem levha üzerinde farklı sınır koşulları uygulanarak değişik Prandtl ve

Rayleigh sayılarında sayısal çözümler yapılmıştır. Çalışılan sınır koşulları için yerel ve ortalama Nusselt sayılarını hesaplamaya yardımcı olan korelasyon bağıntıları elde edilmiştir.

Hava ile dolu olan eğimli kare ortamlardaki doğal taşınım olayı, deneysel ve sayısal olarak Bairy [113] tarafından çalışılmıştır. Ölçümler ve simülasyonlar farklı geometriler ve ısı konfigürasyonlar için çalışılmıştır.

Bitişik duvarları ısıtılan, karşı duvarları soğutulan hava ile doldurulmuş eğimli kare ortamlardaki doğal taşınım Cianfrini vd. [114] tarafından sayısal olarak çalışılmıştır. Kütle, momentum ve enerji eşitlikleri SIMPLE algoritmasına göre çözülmüştür. Farklı Rayleigh sayıları ve eğim açıları çalışılan parametrelerdir.

Alt tarafından uniform ve uniform olmayan bir şekilde ısıtılan kısmen eğik kapalı ortamdaki doğal taşınım ile ısı transferi Natarajan vd. [115] tarafından analiz edilmiştir. Yapılan çalışmada iki düşey duvar düşük sıcaklıkta, üst duvar ise yalıtılmış olup alt duvar uniform ve uniform olmayan bir şekilde ısıtılmaktadır. Farklı Rayleigh ve Prandtl sayılarında elde edilen sonuçlar akım fonksiyonları, eş sıcaklık eğrileri, yerel ve ortalama Nusselt sayıları cinsinden gösterilmiştir.

Wang ve Hamed [116], hava ile doldurulmuş eğimli dikdörtgen ortamlardaki iki boyutlu zaman bağımsız doğal taşınım ile ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada SIMPLE algoritması kullanılmış olup sonlu kontrol hacmi yöntemine göre geçerli sonuçlar elde edilmiştir.

İçerisine düşey bir sıcak levha konulmuş olan eğimli dikdörtgen ortamlardaki doğal taşınım Altaç ve Kurtul [117] tarafından sayısal olarak çalışılmıştır. Levha oldukça ince olup her iki yana doğru son noktaları izotermal kabul edilen bir ısı kaynağı gibi düşünülebilir. Geçerli eşitlikler SIMPLE algoritmasına göre sonlu hacim metodu kullanılarak çözülmüştür. Elde edilen sonuçlar bir korelasyon bağıntısıyla verilmiştir.

İçerisi doymuş gözenekli ortam ile dolu, kısmen soğutulan eğimli dikdörtgen geometrilerdeki doğal taşınım ile ısı transferi Öztöp [118] tarafından sayısal olarak analiz edilmiştir. Duvarlardan biri yüksek sıcaklıkta, bitişik duvar ise kısmen soğutulmakta olup diğer duvarlar yalıtılmıştır. Sonlu kontrol hacmi metodu ve Simple algoritması kullanılarak çözümler elde edilmiştir.

Upton ve Watt [119], eğimli kare ortamlardaki zaman bağımlı doğal taşınım ile ısı transferini deneysel olarak çalışmışlardır. Zaman bağımsız sonuca ulaşılan kadar geçen

zaman içerisinde farklı eğim açılarında elde edilen sonuçlar grafiksel olarak gösterilmiştir.

e) Üç boyutlu ortamlarla ilgili yapılan çalışmalar:

Düşey bir duvarı soğuk, karşı tarafındaki kare bölge sıcak olan kübik bir ortam içindeki zaman bağımsız laminar doğal taşınım olayı Frederick vd. [120] tarafından sayısal olarak çalışılmıştır. İletimden taşınım rejimine geçişin Rayleigh sayısının 10^5 değerinde sona erdiği bulunmuş olup farklı Rayleigh sayılarında elde edilen Nusselt sayıları test durumu ile karşılaştırılmıştır.

Gelfgat [121], iki ve üç boyutlu kutulardaki Rayleigh-Benard düzensizliği için kullanılan parametrik çalışmaya bağlı değerlendirme probleminin tam sayısal çözümünü çalışmıştır.

Nakano vd. [122], düşük Prandtl sayısına sahip bir akışkan için zaman bağımlı doğal taşınımı, $5 \times 5 \times 1$ boyutlarındaki alttan ısıtılan üstten soğutulan, diğer dört yüzeyi yalıtılmış sığ dikdörtgenel ortamlarda incelemiştir. Elde edilen sonuçlar hız ve sıcaklık alanları olarak gösterilmiştir.

Awbi [123], ısıtılan bir duvar, zemin ve tavan için doğal taşınım ile ısı transfer katsayılarını sayısal akışkanlar dinamiği (CFD) ile hesaplamıştır. Bu katsayıların hesaplanması için iki türbülans modeli kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar iki test odasından elde edilenlerle karşılaştırılmıştır.

f) Farklı geometrilere sahip ortamlarla ilgili yapılan çalışmalar:

Elektronik cihazların soğutulması hakkında kapsamlı bir araştırma Incropera [124] tarafından yapılmıştır. Elektronik cihazların soğutulması, iç ve dış bileşenler olmak üzere iki başlık altında incelenmiştir. Bunlardan birincisi, farklı malzemelerden iletim yoluyla; ikincisi ise cihaz yüzeylerinin soğutulması için taşınım yoluyla gerçekleşen ısı transferidir.

Das ve Morsi [125], kubbe şeklindeki ortamlar için ısı transferi ve doğal taşınım hareketinin analizini sayısal olarak yapmışlardır. Çözüm, sonlu elemanlar metodu üzerine kurulu olup önceden hesaplanan değerler kubbe şeklinde kapalı ortamlardaki ısı transfer karakteristikleri ve akış parametrelerinin çözümünde kullanılmaktadır. Çözüm formülasyonunda genel bir konik eşitlik düşünülmüş olup dairesel, eliptik, parabolik ve hiperbolik şekillerdeki kubbe için gösterilmiştir. Dairesel ve eliptik şeklindeki kubbe için daha yüksek ısı transfer oranı elde edilmiş olup kubbe şeklinin taşınım ile ısı transferine etkisi oldukça önemlidir.

Paralel yüzölçü kapalı ortamlarda düşey duvarlarından birinin neden olduğu doğal taşınım deneysel olarak Filis ve Poulidakos [126], tarafından deneysel olarak çalışılmıştır. Bu duvarın üst yarısı sıcak, alt yarısı ise soğuktur. Kapalı ortamın diğer yüzeyleri ise yalıtılmıştır. Deneysel çalışmada akışkan olarak su kullanılmış olup yüksek Rayleigh sayıları için sonuçlar elde edilmiştir.

Da Silva vd. [127], düşey yüzeyi açık olan, doğal taşınım ile soğutulan bir kanaldaki ısı kaynaklarının optimum dağılımını ve ısıtıcı boyutlarını belirlemişlerdir. Çalışmada, ısı kaynağının ve ısı akışının sabit olması durumu, toplam ısı değeri sabit olan değişken boyutlu tek ısı kaynağı durumu gibi iki farklı geometri düşünülmüştür.

Da Silva ve Gosselin [128], doğal taşınımın meydana geldiği L ve C şekilli kanallarda geometrik optimizasyon üzerine çalışmışlardır. Çalışmanın asıl konusu ise sıcak duvardan soğutucu akışkana olan ısı transferini maksimum yapmaktır.

Ayrık ısı kaynaklarının laminar doğal taşınım ile soğutulması için ısı kaynaklarının optimum dağılımını belirleyen bir çalışma Da Silva vd. [129] tarafından yapılmıştır. Çalışmada, sistem boyutlarının ve toplam ısı üretiminin belirli olduğu durumlardaki duvardan akışkana iletimle olan geçişin maksimum değerleri belirlenmiştir.

Khalifa [130], bina geometrilerindeki özel durumlar için yalıtılmış düşey ve yatay yüzeylerdeki doğal taşınım ile ısı transfer katsayısı hakkında o güne kadar yapılmış olan çalışmaların geniş kapsamlı bir özetini vermiştir.

İki paralel levhadan alttakinin üzerine monte edilen elektronik bir yonganın simülasyonu yapılarak bu yonga üzerindeki akış ve sıcaklık dağılımını analiz eden bir çalışma Etemoğlu vd. [131] tarafından yapılmıştır. Çalışmada, yonga üzerindeki yerel ısı transfer katsayıları da hesaplanmıştır.

Kops ve Arenson [132], belirli şartlarda var olan koşullardan, dönme durumundaki taşınım ile ısı transferi katsayılarının belirlenmesi amacıyla çalışma yapmışlardır. Elde edilen sonuçlarla deneysel sonuçların uyum içinde olduğu görülmüştür.

Üzerine dışa doğru beş adet duvar eklenmiş ayrılarak ısıtılan tümleşik devrenin bulunduğu düşey duvarın laminar doğal taşınım ile soğutulması Wang vd. [133] tarafından sayısal olarak araştırılmıştır.

Uzun vd. [134], sabit duvar sıcaklığı sınır şartı altında dikey bir plakada zamana bağlı doğal ısı taşınımını problemini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada Boussinesq varsayımı ile elde edilen laminar sınır tabaka denklemlerinin çözümü yapılmıştır.

Khalifa ve Khudheyer [135], kapalı ortamlardaki doğal taşınım ile ısı transferini 14 farklı bölünmüş konfigürasyon için deneysel olarak incelemiştir. Küçültülen boyutlardaki test hücreleri iki düşey sıcak ve soğuk izotermal duvarlar arasındaki bölgeye yerleştirilmiştir. Kapalı ortamın geri kalan diğer duvarları ise yalıtılmıştır. Deneysel hava kullanılmış olup Rayleigh sayısı 6×10^7 ile 1.5×10^8 arasında, yükseklik/genişlik oranı ise 0.5 seçilmiştir. Test edilen konfigürasyonlar için korelasyonlar elde edilmiş ve her bir durum için ısı transferindeki yüzdelik azalma tek odalı durumla karşılaştırılmıştır. Sonuçta ısı transferindeki değişim %6-65 aralığında olmaktadır. Elde edilen sonuçlara göre odadaki bölgenin konumunun ısı transferine etkisi azdır.

Değişik geometriler için doğal taşınım ile ısı transferi ve akışkan akışı Varol vd. [136-145] tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Yapılan çalışmalarda Rayleigh sayısı, yükseklik/genişlik oranı, farklı sınır şartları, kullanılan kanatçıkların konumu ve boyutları, ortamın gözenekli olması gibi durumlar çalışılmıştır.

g) Trapezoidal ortamlarla ilgili yapılan çalışmalar:

Moukalled ve Acharya [146], eğimli yüzeylerine engeller yerleştirilmiş kısmen eğik geometrideki kapalı ortamdaki akış ve ısı transferine Rayleigh sayısının ve ortam içine yerleştirilen engellerin etkisini sayısal olarak incelemişler ve eğimli yüzeylerin değişik sınır koşullarına sahip olmaları durumundaki sonuçları elde etmişlerdir.

Endüstriyel binalarda kısmen bölünmüş, kısmen eğik kapalı ortamlardaki doğal taşınım ile ısı transferi Moukalled ve Darwish [147] tarafından sayısal olarak çalışılmıştır. İki farklı sınır şartı altında çalışma yapılmıştır. Rayleigh sayısı, Prandtl sayısı, engelin yüksekliği ve konumunun ısı transferi üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Yıl içerisindeki ısıtma veya soğutma durumlarını gösteren yaz ve kış sınır koşulları altında trapezoidal ortamlar içerisindeki doğal taşınım ile ısı transferini Ridouane vd. [148] sonlu kontrol hacmi metodunu kullanarak sayısal olarak çözmüşlerdir.

Trapezoidal ortam içerisine yerleştirilen engellerin uzunluğu ve Rayleigh sayısının ısı transferi üzerindeki etkileri Ridouane ve Campo [149] tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Çalışma sonucunda engellerin enerji tasarrufuna önemli katkıları olduğu görülmüştür.

Haese ve Teubner [150], çatı aralarındaki ısı transferini ve tavan fanlarını içeren pahalı olmayan çözüm tekniklerini tetkik etmişlerdir. Daha önceden yapılan araştırmaları doğru bir şekilde çözen bilgisayar modeli geliştirilmiş olup gerçek Grashoff sayılarıyla yapılan çözümlerle tavan kısmına yerleştirilen fanın binaları etkilediği kanıtlanmıştır.

Baytaş ve Pop [151], içerisi gözenekli maddeyle dolu olan eğimli trapezoidal ortamlardaki zaman bağımsız doğal taşınımın ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Ortamın silindirik üst yüzeyi soğutulmuş olup alt yüzeyi ısıtılmıştır. Diğer yüzeylerin ise yalıtılmış olduğu kabul edilmiştir. Darcy ve enerji denklemleri sonlu farklar metoduyla çözülmüştür. Rayleigh sayısının geniş bir aralığı için, farklı eğim açılarında ve yükseklik/genişlik oranlarındaki ısı transfer karakteristikleri incelenmiştir.

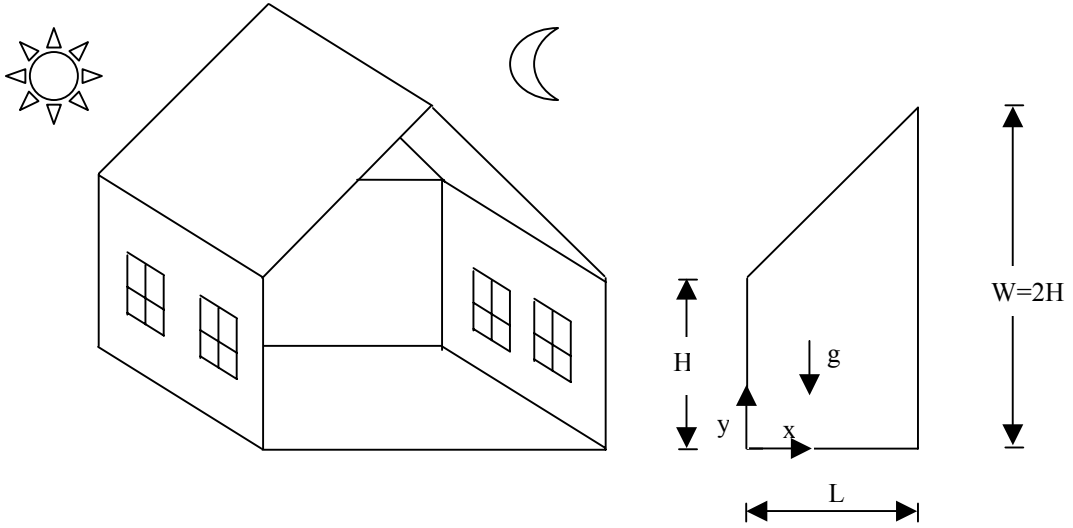
İçerisi gözenekli madde ile dolu olan izotermal bir duvara sahip trapezoidal kapalı ortam için geliştirilen lineer olmayan diferansiyel eşitlikler, sonlu elemanlar metodu yardımıyla sayısal olarak Kumar ve Kumar [152] tarafından çözülmüştür. Farklı geometri parametreleri ve akış değerleri için incelemeler yapılmıştır.

Van Der Eyden vd. [153], trapezoidal ortam içerisinde iki gaz karışımından kaynaklanan kararsız ısı katmanlaşma durumundaki türbülanslı doğal taşınımı sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Günlük hayatta kullanılan geometrinin küçültülmüş bir modeli uygun sınır koşulları altında incelenmiştir.

2. TEZ KAPSAMINDA YAPILAN ÇALIŞMALAR

2.1. Problemin Tanımı

Sunulan çalışmada; bir kare, ya da dikdörtgen ile bu dikdörtgenin tavanına bitişik durumdaki üçgenin birleştirilmesi ile oluşan ve üçüncü boyuttaki etkileri ihmal edilebilen tek hacimli eğik yüzeyli kapalı ortam şeklindeki bir geometri içerisinde meydana gelen doğal taşınım ile ısı transferi incelenmiştir. Bu amaçla, yüksekliği genişliğinin iki katı olan Şekil 2.1 deki problem geometrisi tanımlanmıştır. Verilen geometri, çatıyla bütünleşik bir evin modellenmiş hali olup geometri simetrik olduğu için modelin simetrik olan bir kısmı çalışılmıştır.



Şekil 2.1. Doğal taşınım ile ısı transferinin incelendiği problem geometrisi

Bir evin, gün boyunca güneş ışınımı alan duvarlarında zamana bağlı olarak meydana gelen sıcaklık değişimini göstermek amacıyla bir sıcaklık fonksiyonu tanımlanarak bu fonksiyona göre ortam içerisinde meydana gelen doğal taşınım ile ısı transferi karakteristikleri incelenmiştir. Tanımlanan sıcaklık fonksiyonuna göre duvarlardaki sıcaklıklar öğlen saatleri için maksimum olmakta iken gece saatleri için ise minimum değerler almaktadır. Bu durum, zaten günlük hayatta karşılaşılan bir olaydır.

İncelenen geometrinin, günlük hayattaki sınır koşullarını daha gerçekçi bir şekilde yansıtmayı amacıyla yaz ve kış aylarını temsil eden tanımlamalar da yapılmıştır. Yaz aylarını temsilen, ortamın alt duvarının soğuk, sol ve eğimli duvarın sıcaklığının zamanla değişmesi yaz sınır koşulu; kış aylarını temsilen, ortamın alt duvarının sıcak, sol ve eğimli duvarın sıcaklığının zamanla değişmesi kış sınır koşulu olarak adlandırılmıştır. Böylece, verilen yaz ve kış sınır şartları altında akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin dağılımı farklı Rayleigh sayılarında incelenmiştir.

2.2. Temel Denklemler

Isı transferi içeren problemlerin çözümünde kullanılan genel denklemler, kütle korunumu, momentumun korunumu ve enerjinin korunumu denklemleridir. Hız sınır tabakası ile ilgili korunum yasası, kütle korunumudur.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (2.1)$$

elde edilir. Yukarıda verilen (2.2) denklemi “süreklilik denklemi” olarak bilinir ve toplam kütle korunumunun genel bir ifadesidir. Denklem, tek fazlı bir akış için geçerli olduğu gibi, içinde yayılım veya kimyasal reaksiyon olan karışımlar için de uygulanabilir.

Sınır tabaka içinde akışkana iki tür kuvvet etkiyebilir: hacimle orantılı olan gövde kuvveti ve alanla orantılı olan yüzey kuvvetleri. Yerçekimi, merkezkaç kuvvet, manyetik ve elektrik alanlar toplam gövde kuvvetine katkıda bulunabilir. Bu kuvvetin akışkanın birim hacmi için x ve y bileşenleri sırasıyla X ve Y olarak gösterilir.

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \mu \left[2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] \right\} + \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right\} + X \quad (2.2)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \mu \left[2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] \right\} + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right\} + Y \quad (2.3)$$

İki boyutlu bir hız sınır tabakasını tam olarak ifade eden (2.1), (2.2) ve (2.3) numaralı denklemler sınır tabaka içindeki hız dağılımı denklemlerin çözümünden belirlenebilir.

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \mu \Phi + \dot{q} \quad (2.4)$$

Madde eğer sıkıştırılmaz ise $c_v = c_p$ olur ve süreklilik denklemi sadeleşir:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.5)$$

X eksenini yönündeki momentum denklemi (2.2) numaralı denklemin sadeleştirilmesiyle;

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2.6)$$

olarak elde edilir.

Y eksenini yönündeki (2.3) numaralı momentum denkleminde, kaldırma kuvveti terimlerini ihtiva eden Boussinesq yaklaşımı kullanılarak aşağıdaki şekilde elde edilmiştir:

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho g \beta (T - T_o) + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (2.7)$$

Denklem (2.7) de eşitliğin sağ tarafındaki ikinci terimde sıcaklığa bağlı olarak meydana gelen kaldırma kuvvetleri terimi bulunmaktadır. Bu terimdeki sıcaklıklar ancak enerjinin korunumu kanunundan elde edilebilir. Bu nedenle doğal taşınım ile ısı transferi problemlerinde momentum denklemleriyle enerji denkleminin eş zamanlı olarak çözülmesi gerekir. Enerji denkleminde elde edilen sıcaklık değeri yerçekimine karşı yapılan kaldırma kuvvetinde yerine konularak problemin çözümü elde edilir.

Zorlanmış taşınım da olduğu gibi doğal taşınım da momentum ve enerji geçişini tanımlayan denklemler korunum ilkelerinden elde edilirler. Ayrıca, doğal taşınımı etkileyen süreçler zorlanmış taşınımına benzerdir. Atalet ve sürtünme kuvvetleri yine etkilidir; enerji geçişi kütle hareketi ve yayılımlardır. İki akış türü arasındaki temel fark, doğal taşınımda ana rolün kaldırma kuvvetleri tarafından üstleniliyor olmasıdır. Bu kuvvetler gerçekte, akışa destek olur, onu sürdürür [6].

Kaldırma kuvvetleri tarafından yaratılan bir laminar sınır tabaka akışının verildiği Şekil 1.1 ele alınırsa, sürekli, iki boyutlu bir akışın olduğu, özelliklerin sabit kaldığı ve

yerçekimi kuvvetinin eksi x yönünde etkilediği varsayalım. Akışkan bir durum dışında sıkıştırılamaz olsun. Bu durum, yoğunluk değişiminin akışkan hareketini gerçekleştiren kaldırma kuvvetine etkisini göz önüne alır ve “Boussinesq yaklaşımı” olarak bilinir. Son olarak da, sınır tabaka basitleştirmelerinin geçerli olduğu varsayalım.

Ön görülen kabullerle x-momentum denklemi (2.6), sınır tabaka denklemine dönüşür, sadece X gövde kuvveti terimi denklemde kalır. Eğer bu kuvvete tek katkı yerçekimi tarafından yapılıyorsa birim hacim için gövde kuvveti $X=-\rho.g$ olur, burada g yerçekimi ivmesidir. Bu durumda x-momentum denklemi aşağıdaki biçimi alır:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - g + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (2.8)$$

y yönünde gövde kuvveti yoksa, y-momentum denkleminde $\partial p / \partial y = 0$, olacağından, (2.8) denklemi, daha uygun bir biçimde yazılabilir. Bu durumda, sınır tabaka içindeki herhangi bir noktada x-basınç gradyanı, sınır tabaka dışındaki durgun bölge içindeki basınç gradyanına eşit olmalıdır. Ancak bu bölgede $u=0$ dır. Bu nedenle (2.8) denklemi,

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho_{\infty} g \quad (2.9)$$

olur. Denklem (2.9), (2.8) numaralı denklemde yerine konursa, düşey eksen x olacak şekilde doğal taşınım sınır tabakası içindeki her noktada geçerli olan aşağıdaki bağıntı elde edilir:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{g}{\rho} (\rho_{\infty} - \rho) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.10)$$

Denklem (2.10) un sağ tarafındaki ilk terim kaldırma kuvveti terimidir; akış, yoğunluğun değişmesinden kaynaklanır. Bu değişim, *hacimsel ısıl genişleme katsayısı* 'nın denkleme konmasıyla daha açık yazılabilir:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (2.11)$$

Akışkanın bu termodinamik özelliği, yoğunluğun sabit basınçta sıcaklığa göre değişimini gösterir ve yaklaşık olarak,

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\rho_\infty - \rho}{T_\infty - T} \right)_p$$

biçiminde yazılabilir, böylece:

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

olur ve (2.10) denkleminde yerine konduğunda, x-momentum denklemi

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = g\beta(T - T_\infty) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.12)$$

biçimini alır. Böylece akışkanın hareketini yaratan kaldırma kuvvetinin sıcaklık farkına bağlılığı açıkça gösterilmiş olur.

Kaldırma kuvvetleri sadece momentum denklemini etkilediği için, kütle ve enerji korunum denklemleri zorlanmış taşınımında olduğu gibidir. Bu nedenle (2.5) ve (2.6) numaralı denklemler problemin formülasyonunu tamamlar. Bu durumda, ilgili denklemler aşağıda gösterildiği gibidir:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.13)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = g\beta(T - T_o) + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2.14)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (2.15)$$

Enerji denklemi (2.15) içindeki sürtünme kayıpları terimi göz ardı edilmiştir. Doğal taşınımında hızların düşük olduğu göz önüne alınırsa bunun akla yakın bir varsayım olduğu söylenebilir. Matematiksel açıdan bakıldığında (2.14) denklemi içindeki kaldırma terimi problemi güçleştirmektedir. Çünkü, (2.13) ve (2.14) denklemleriyle tanımlanan hidrodinamik problem, (2.15) numaralı denklemle verilen ısıl problemden bağımsız değildir. Momentum denkleminin çözümü sıcaklığın bilinmesine ve bu nedenle de enerji denkleminin çözümüne bağlıdır. Böylece (2.14) ve (2.15) denklemleri birbirine bağlıdır ve birlikte çözülmek zorundadır.

Doğal taşınım etkilerinin genişleme katsayısı β ya bağılılığı açıktır. β nın nasıl belirleneceği akışkanın türüne bağlıdır. Mükemmel gaz için,

$$\rho = \frac{p}{RT}$$

olur ve

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = \frac{1}{\rho} \frac{p}{RT^2} = \frac{1}{T} \quad (2.16)$$

bağıntısı yazılabilir, burada T mutlak sıcaklıktır. Sıvılar ve gerçek gazlar için β , özellik tablolarından bulunmalıdır.

Enerjinin korunumunun verildiği denklem (2.4) te viskoz yutulmaların ve ısı üretiminin olmadığı kabul edilirse aşağıdaki hali alır:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (2.17)$$

2.3. Temel Denklemlerin Boyutsuzlaştırması

Isı transferi ve akışkan akışının eş zamanlı gerçekleştiği durumlar için yukarıda verilen kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerinde incelenmesi gereken birçok parametre vardır. Daha önce yapılan çalışmalardan, farklı boyutsuzlaştırma modelleri kullanılarak, bu tip problemlerde incelenmesi gereken parametre sayısı önemli ölçüde azaltılmıştır. Böylece, boyutlu problemlerdeki değişkenleri içeren boyutsuz sayılar tanımlanmıştır. Tanımlanan boyutsuz sayılar yardımıyla problemlerin çözümü daha basit bir yapıya indirgenmekte ve elde edilen sonuçların değerlendirilmesi daha kolay olmaktadır. Aynı zamanda, problemin çözümünde etkili olan boyutsuz sayının değiştirilmesi sonucu daha geniş bir aralıkta çalışma olanağı sağlanmaktadır.

Yapılan araştırmalar sonucunda Rayleigh sayısı ve Prandtl sayısının doğal taşınım ile ısı transferi üzerinde önemli etkilerinin olduğu görülmüştür. Yalnız, Prandtl sayısındaki değişimin doğal taşınım üzerindeki etkisi Rayleigh sayısına göre daha az olmaktadır. Prandtl sayısının artması, akış ve sıcaklık alanının daha karmaşık bir yapıda ilerlemesine neden olmaktadır [88]. Doğal taşınımında akışkan hızları çok küçük olduğu için ısı transferi

üzerinde fazla bir etkisi olmayıp daha çok akışkan hızlarında etkisi görülmüştür. İçerisinde sıcaklıktan dolayı meydana gelen yoğunluk farklarını içeren kaldırma kuvvetlerini barındırdığı için Rayleigh sayısının özellikle ısı transferi ve akışkan akışı üzerindeki etkisi daha önemlidir.

İki boyutlu geometriler için geçerli olan kütle korunumu, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri zaman bağımlı olarak kartezyen koordinat sisteminde boyutlu halde daha önceden denklem (2.6), (2.7) ve (2.17) de verilmiştir. Denklemi boyutsuzlaştırmak için kullanılan parametreler ise aşağıda verilmiştir:

$$\begin{aligned} X &= \frac{x}{L} & Y &= \frac{y}{L} \\ U &= \frac{uL}{\alpha} & V &= \frac{vL}{\alpha} \\ \theta &= \frac{T - T_c}{T_h - T_c} & P &= \frac{pL^2}{\rho\alpha^2} & \tau &= \frac{t\alpha}{L^2} \\ \text{Pr} &= \frac{\nu}{\alpha} & Ra &= \frac{\rho g \beta (T_h - T_c) L^3}{\mu \alpha} \end{aligned}$$

Yukarıda verilen boyutsuzlaştırma parametreleri Denklem (2.6), (2.7) ve (2.17) de yerine konursa,

x eksen yönündeki boyutsuz momentum denklemi,

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \text{Pr} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (2.18)$$

olarak elde edilir. Aynı parametreler y eksen yönündeki iki boyutlu momentum denkleminde yerine konursa,

$$\frac{\partial V}{\partial \tau} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial Y} + Ra \text{Pr} \theta + \text{Pr} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) \quad (2.19)$$

elde edilir. Enerji denklemi ise,

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \quad (2.20)$$

olarak elde edilir.

2.4. Boyutsuz Denklemlerin Ayrıklaştırılması

Isı transferi ve akış problemlerinin çözümü, analitik ve sayısal çözümler olarak ikiye ayrılabilir. Analitik çözümler daha kesin sonuçlar vermekte olup ileri matematik bilgisi gerektiren, uygulama alanı sınırlı olan çözümlerdir. Sayısal çözümler ise, analitik çözümlere göre daha kolay olup problem türüne göre uygulama alanı daha geniştir. Günümüzde sonlu elemanlar, sonlu farklar ve sonlu kontrol hacmi metotları yardımıyla problemlerin sayısal çözümü yapılmaktadır. Bu metotlar da, kullanılan çözüm yöntemine göre kendi aralarında alt başlıklara ayrılmaktadırlar.

Yapılan sayısal analizde sonlu kontrol hacmi metodu kullanılmış olup, bu metoda göre belirli bir kontrol hacmine sahip sistem için korunum denklemlerinin ayrıklaştırılarak gerekli katsayılar yardımıyla bulunması amaçlanır. Bu nedenle öncelikle problemin çözümünde etkili olan değişkenler belirlenerek ele alınan kontrol hacmi içindeki değişimleri dikkate alınır.

Kapalı ortamlardaki doğal taşınım ile ısı transferinde hız ve sıcaklık değişiminin her iki yönde de etkili olması nedeniyle problemi temsil eden denklemler eliptik denklemlerdir. Temel denklemlerin sayısal çözümü, sonlu kontrol hacmi yöntemi ile ayrıklaştırılmış denklemlerin, Patankar [7] tarafından açıklanan SIMPLE (The Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations) algoritmasına göre gerçekleştirilmiştir. Bu yöntemin kullanılmasıyla lineer olmayan kısmi diferansiyel denklem setlerinin çözümü için iteratif sayısal yaklaşımlar sağlanır.

En genel şekilde kartezyen koordinatlarda momentum ve enerji denklemleri bağımlı değişken ϕ olmak üzere adveksiyon ve difüzyon terimlerini de içerecek şekilde aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \nabla(\rho U\phi) = \nabla(\Gamma\nabla\phi) + S \quad (2.21)$$

Denklem (2.21) bir boyutlu bölge için yazılacak olursa,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho U\phi) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial x}\right) + S \quad (2.22)$$

denklemini elde edilir. İki boyutlu kontrol hacmi için bu denklem,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho U\phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V\phi) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y}\right) + S \quad (2.23)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Bu duruma göre (2.23) numaralı genel diferansiyel denklemdeki bağımlı değişken ϕ , difüzyon katsayısı Γ ve kaynak terimi S , akışkanın yoğunluğu ρ olmak üzere (2.18), (2.19) momentum ve (2.20) enerji denklemleri için Tablo 2.1 deki değerleri alır.

Tablo 2.1. Temel denklemlerle ilgili katsayılar

ϕ	Γ	S
U	Pr	$-\frac{\partial P}{\partial X} - \frac{\Delta x \Delta y U^0}{\Delta t}$
V	Pr	$-\frac{\partial P}{\partial Y} + Ra Pr \theta - \frac{\Delta x \Delta y V^0}{\Delta t}$
θ	1	$-\frac{\Delta x \Delta y T^0}{\Delta t}$

Bir diferansiyel denklemin sayısal çözümü için önce çözüm bölgesine ait sonlu sayıda düğüm noktalarından oluşan bir ağ elde edilir. Daha sonra, ilgili diferansiyel denklem düğüm noktalarındaki bilinmeyenleri içeren basit cebirsel denklemlere dönüştürülerek ayrıklaştırılır. Bu ayrıklaşma işlemi değişik yöntemlerle yapılabilir. Bu çalışmada, hesaplamalarda kullanılan cebirsel denklemler kontrol hacmi yöntemi ile elde edilmiştir [7]. Buna göre (2.23) nolu denklemin Şekil 2.2 deki kontrol hacmine göre ayrıklaştırılmış cebirsel formu

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (2.24)$$

şeklindedir ve denkleme ait katsayılar

$$a_E = D_e A(|Pe_e|) + [-F_e, 0] \quad (2.25)$$

$$a_W = D_w A(|Pe_w|) + [F_w, 0] \quad (2.26)$$

$$a_N = D_n A(|Pe_n|) + [-F_n, 0] \quad (2.27)$$

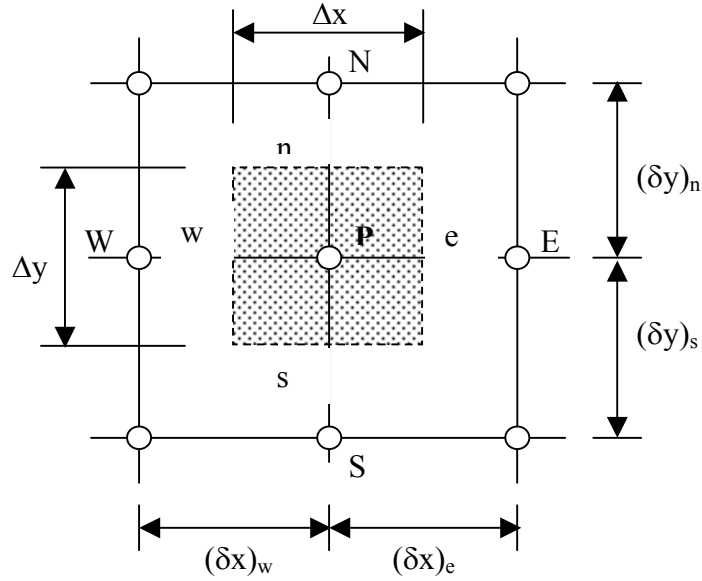
$$a_S = D_s A(|Pe_s|) + [F_s, 0] \quad (2.28)$$

$$a_P^0 = \frac{\rho_P^0 \Delta x \Delta y}{\Delta t} \quad (2.29)$$

$$b = S_C \Delta x \Delta y + a_P^0 \phi_P^0 \quad (2.30)$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + a_P^0 - S_p \Delta x \Delta y \quad (2.31)$$

olarak elde edilir.



Şekil 2.2. İki boyutlu durum için kontrol hacmi

Buradaki F değerleri kontrol hacminin yüzeyindeki akış debisini ifade eder ve aşağıdaki gibidirler;

$$F_e = u_e A_e \quad (2.32)$$

$$F_w = u_w A_w \quad (2.33)$$

$$F_n = u_n A_n \quad (2.34)$$

$$F_s = u_s A_s \quad (2.35)$$

Cebirsel denklemin katsayılarında yer alan D değerleri ise kontrol hacmi yüzeyindeki difüzyon miktarıdır ve aşağıdaki şekilde tanımlanmışlardır;

$$D_e = \frac{\text{Pr} A_e}{(\delta x)_e} \quad (2.36)$$

$$D_w = \frac{\text{Pr } A_w}{(\delta x)_w} \quad (2.37)$$

$$D_n = \frac{\text{Pr } A_n}{(\delta y)_n} \quad (2.38)$$

$$D_s = \frac{\text{Pr } A_s}{(\delta y)_s} \quad (2.39)$$

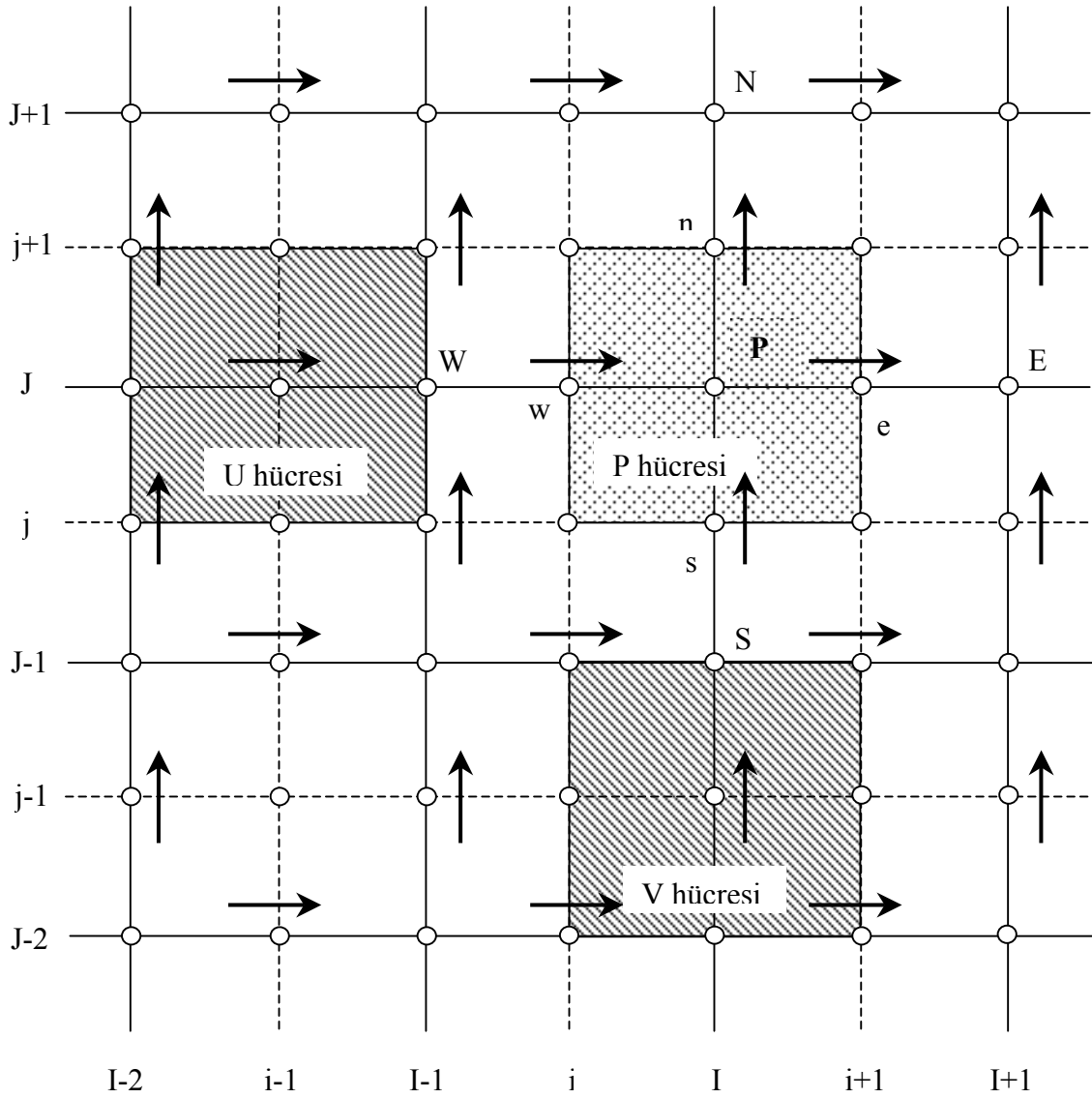
Peclet sayıları ise $Pe = F/D$ şeklinde tanımlıdır ve (2.25-28) nolu denklemlerde görülen $A(|Pe|)$ fonksiyonu istenilen çözüm yöntemine göre Tablo 2.2 den seçilmektedir. Kaynak terim S ise Patankar [7] tarafından ifade edildiği şekilde lineerleştirilmiştir ve aşağıdaki gibidir,

$$S = S_C + S_P \phi_P \quad (2.40)$$

Çözüm tekniğine göre kontrol hacmi içerisinde hız ve basınç alanlarının dağılımı Şekil 2.3 te gösterilmiştir. Buna göre ana düğüm noktalarında basınç değerleri hesaplanırken, hız değerleri ise ara düğüm noktalarından elde edilmektedir.

Tablo 2.2. Farklı çözüm yöntemleri için $A(|Pe|)$ fonksiyonu.

Yöntemin adı	$A(Pe)$ fonksiyonu
Merkezi fark	$1 - 0.5 Pe $
Upwind	1
Hybrid	$[\max(0, 1 - 0.5 Pe)]$
Üslü kuvvet	$[\max(0, 1 - 0.5 Pe ^5)]$
Üstel	$ Pe / [\exp(Pe) - 1]$



Şekil 2.3. İki boyutlu durum için kontrol hacmi içerisindeki hız ve basınç alanlarının gösterimi

2.5. Çözüm Algoritması

Daha önce de bahsedildiği gibi, doğal taşınımında momentum ve enerji denklemleri birbirine bağımlıdır. Bu nedenle bu denklemlerin eş zamanlı olarak çözülmesi gerekir. Zaman bağımlı olarak yapılan çalışmalarda her bir zaman adımı için belirli bir iterasyon sayısına göre çözümler elde edilmektedir. Aynı zamanda her bir iterasyon sayısı da belirli bir zaman adımını temsil etmektedir. Her bir zaman adımı için iterasyon sayısı arttırıldıkça incelenen problem daha kısa zamanda kararlı hale gelmekte iken iterasyon sayısının

azaltılmasıyla incelenen değişkenlerdeki değişimler daha açık bir şekilde görülebilmektedir. Zaman bağımlı olarak yapılan çalışmada, her bir zaman adımı için dört iterasyonun daha önceden yapılan çalışmalara göre benzer sonuçlar verdiği görülmüştür. Bu nedenle zaman bağımlı çözümlerde dört iterasyon, değişimlerin daha detaylı incelenmesi gereken yerlerde ise bir iterasyon yapılmıştır.

Problemde sırasıyla u ve v hızları hesaplandıktan sonra sıcaklık değerleri hesaplanır. *SIMPLE* algoritması yardımıyla basınç düzeltme faktörü hesaplanır. Simple algoritmasına göre işlem sırası şu şekildedir:

1. Basınç alanı p^* tahmin edilir.
2. Aşağıdaki eşitliklerden u^* ve v^* elde edilerek momentum eşitlikleri çözülür.

$$a_e u_e^* = \sum a_{nb} u_{nb}^* + b + (p_P^* - p_E^*) A_e \quad (2.41)$$

$$a_n v_n^* = \sum a_{nb} v_{nb}^* + b + (p_P^* - p_N^*) A_n \quad (2.42)$$

3. p' eşitliği çözülür.

$$p = p^* + p' \quad (2.43)$$

formülünde p' ve p^* eklenerek p hesaplanır.

5. u ve v aşağıdaki hız düzeltme formüllerinde yıldızlı değerleri kullanılarak elde edilir.

$$u_e = u_e^* + d_e (p_P' - p_E') \quad (2.44)$$

$$v_n = v_n^* + d_n (p_P' - p_N') \quad (2.45)$$

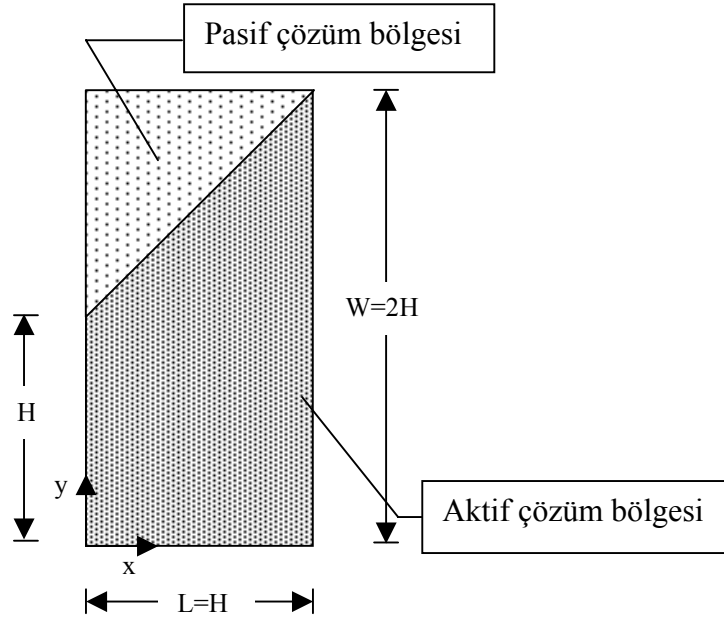
6. Eğer akış özellikleri, kaynak terimi, v.s. den akış alanı etkileniyorsa diğer ϕ ler için (sıcaklık, yoğunluk, türbülans miktarları gibi) eşitlikler çözülür. Belirli bir ϕ akış alanından etkilenmiyorsa akış alanı için yakınsama çözüm elde edildikten sonra hesaplamak daha iyi olur. Doğal taşınım ile ısı transferinde kaldırma kuvveti terimindeki sıcaklık değerinin enerji denkleminde elde edilmesi gerekir. Bu nedenle momentum ve enerji denklemi eş zamanlı olarak çözülmelidir.

Ele alınan düzeltilmiş p basıncı yeni tahmin edilmiş p^* basıncıymış gibi 2. basamağa dönülür ve yakınsama çözümü elde edilinceye kadar bütün işlem tekrar edilir.

2.6. Sayısal Çalışma

Kapalı ortamlardaki doğal taşınım problemi sınır koşulları ve problem geometrisine bağlı olarak değiştiği için yapılan çalışmada bu hususlar göz önünde bulundurulmuştur. Bu amaçla, ortamın kare, üçgen veya eğik yüzeyli olması durumları için farklı sınır koşulları altında sayısal çalışma yapılmış olup ortam içerisine yerleştirilen iç bölmelerin akış ve ısı transferine etkisi incelenmiştir. Ortam içerisine yerleştirilen iç bölme yüzeylerinin momentum akılarını geçirmediği, fakat iletimden kaynaklanan ısı akılarını ise geçirdiği kabul edilmiştir. Problemin çözümü için geçerli sınır koşulları, duvarlarda kaymama sınır koşulu olarak sıfır hız, enerji denklemi için ise Tablo 2.3-2.5 te sabit sıcaklık ve adyabatiklik sınır koşulları verilmiştir.

Dikdörtgen geometri ile üçgen geometrinin birleşiminden oluşan kısmen eğik geometrinin genel görünümü Şekil 2.4 te verilmiştir.



Şekil 2.4. Kısmen eğik yüzeye sahip iki boyutlu kapalı ortam

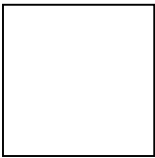

Çözüm yapabilmek amacıyla dikdörtgen ortam Şekil 2.4 teki gibi aktif çözüm bölgesi ve pasif çözüm bölgesi olarak ikiye ayrılmıştır. Bu yaklaşımda akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin hesaplanmayacağı pasif çözüm bölgesi için Rayleigh sayısı sıfır (0) değerini almaktadır. Böylece pasif kabul edilen bölge içinde akış olmadığı kabul edilir. Ayrıca, eğimli yüzeyin bitişik olduğu karşı duvarlara gerekli sınır koşulları verilip pasif çözüm bölgesi içerisinde Prandtl sayısının çok büyük (10^{30}) olduğu kabul edilerek bu bölgenin

yüksek ısı iletimine sahip bir katı gibi davrandığı göz önüne alınmıştır. Böylece, karşı duvarlara verilen sınır koşulları eğimli yüzeye taşınmış olur.

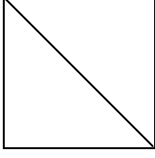
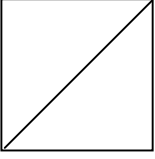
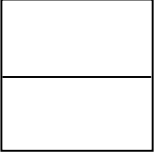
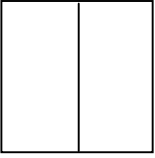
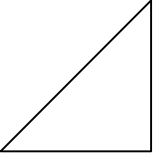
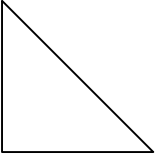
Geliştirilen programda kütlelerin korunumunun sağlanması için denkleminin sağ tarafına ilave edilen artık terimlerin en düşük değeri alması istenir. Relaksasyon faktörlerinin uygun seçilmesiyle hız ve sıcaklık alanları için istenilen bulgular elde edilebilir. Bu amaçla relaksasyon faktörleri hız alanları için 0.5, sıcaklık alanı için 1.0 seçilmiştir. Sayısal çalışmada kapalı ortam içerisinde bulunan akışkan başlangıçta düşük sıcaklığa ($\theta=0$) sahiptir.

Tablo 2.3-2.5 te verilen sınır koşullarında L sol duvarı, R sağ duvarı, U üst duvarı, B alt duvarı temsil etmektedir.

Tablo 2.3. Doğal taşınım ile ısı transferinin incelendiği geometriler ve sınır koşulları

Geometri No	Geometri	Sınır Koşulları				
		No	L	R	U	B
1		1	$\theta=1$	$\theta=0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$
		2	$\theta=1$	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$	$\theta=0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$
		3	$\theta=0$	$\theta=0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$	$\theta = \text{Sin}(\pi X)$
		4	$\theta = \pm \text{Sin}(2\pi Y)$	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$
		5	$\theta=0$	$\theta=0$	$\theta=0$	$\theta = \frac{1}{2}[1 - \cos(2\pi X)]$
		6	$\theta = \frac{1}{2}\left[1 - \text{Sin}\left(\frac{2\pi\tau}{\tau^*}\right)\right]$	$\theta=0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$
		7	$\theta = \frac{1}{2}\left[1 - \text{Sin}\left(\frac{2\pi\tau}{\tau^*}\right)\right]$	$\theta=1$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$
2		1	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$	$\theta=0$	$\theta=1$
		2	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$	$\theta=1$	$\theta=0$	$\theta=1$
		3	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$	$\theta=0$	$\theta=0$	$\theta=1$
		4	$\theta=1$	$\theta=0$	$\theta=0$	$\theta=1$
		5	$\theta=1$	$\theta=1$	$\theta=0$	$\theta=1$
		6	$\theta=0$	$\theta=0$	$\theta=0$	$\theta=1$

Tablo 2.4. İçerisinde engel bulunan geometriler ve sınır koşulları

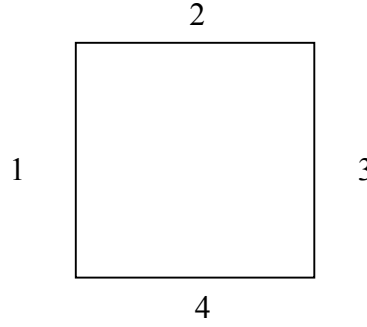
Geometri No	Geometri	Sınır Koşulları					Eğik Yüzey
		No	L	R	U	B	
1		1	$\theta=1$	$\theta=0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$	-
2		1	$\theta=1$	$\theta=0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$	-
3		1	$\theta=1$	$\theta=0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$	-
4		1	$\theta=1$	$\theta=0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$	-
5		1	-	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$	-	$\theta=1$	$\theta=0$
		2	-	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$	-	$\theta=0$	$\theta=1$
		3	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$	-	-	$\theta=0$	$\theta=1$

Tablo 2.5. Doğal taşınım ile ısı transferinin incelendiği eğik yüzeyli geometri ve sınır koşulları

Geometri No	Geometri	Sınır Koşulları				
		No	L	R	B	Eğik Yüzey
1		1	$\theta=1$	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$	$\theta=0$	$\theta=1$
		2	$\theta=0$	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$	$\theta=1$	$\theta=0$
		3	$\theta=1$	$\theta=0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial n} = 0$
		4	$\theta=0$	$\theta=1$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial n} = 0$
2		1	$\theta=1$	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$	$\theta=0$	$\theta=1$
		2	$\theta=0$	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$	$\theta=1$	$\theta=0$
		3	$\theta=1$	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$	$\theta = \frac{1}{2} \left[1 - \sin\left(\frac{2\pi\tau}{\tau^*}\right) \right]$	$\theta=1$
		4	$\theta=0$	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$	$\theta = \frac{1}{2} \left[1 - \sin\left(\frac{2\pi\tau}{\tau^*}\right) \right]$	$\theta=0$
		5	$\theta = \frac{1}{2} \left[1 - \sin\left(\frac{2\pi\tau}{\tau^*}\right) \right]$	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$	$\theta=1$	$\theta = \frac{1}{2} \left[1 - \sin\left(\frac{2\pi\tau}{\tau^*}\right) \right]$
		6	$\theta = \frac{1}{2} \left[1 - \sin\left(\frac{2\pi\tau}{\tau^*}\right) \right]$	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$	$\theta=0$	$\theta = \frac{1}{2} \left[1 - \sin\left(\frac{2\pi\tau}{\tau^*}\right) \right]$
3		1	$\theta=1$	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$	$\theta=0$	$\theta=1$
		2	$\theta=0$	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$	$\theta=1$	$\theta=0$
4		1	$\theta=1$	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$	$\theta=0$	$\theta=1$
		2	$\theta=0$	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$	$\theta=1$	$\theta=0$

2.7. İki Boyutlu Isı İletimi

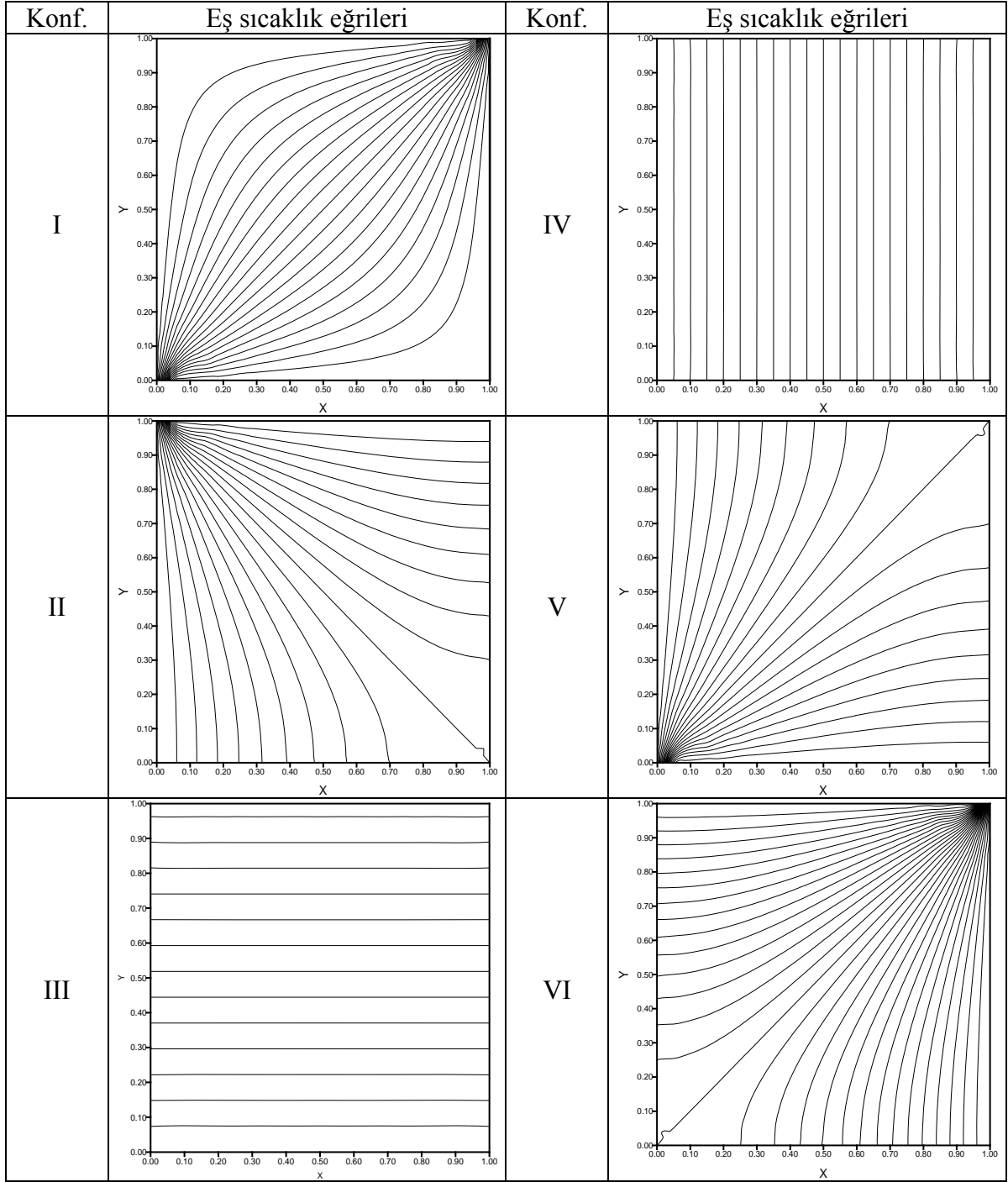
Program önce iki boyutlu ısı iletimi problemini çözebilecek şekilde değiştirilerek test edilmiştir. Bu amaçla, Şekil 2.5 te verilen geometrinin tamamen katı olduğu varsayılmıştır. Kare geometrinin katı olarak kabul edilmesi amacıyla ortam içinde bulunan akışkanın viskozite değeri çok büyük (10^{30}) ve Rayleigh sayısı sıfır (0) alınmıştır. Viskozite değeri çok büyük olan durgun bir akışkan içerisinde verilen sınır şartlarına göre ısı transferinin sadece iletim yoluyla meydana geldiği görülür. Programın iki boyutlu durum için Tablo 2.6 da verilen değişik sınır koşulları altında çalıştırılması sonucunda aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:



Şekil 2.5. İki boyutlu ısı iletiminin inceleneceği kare geometri

Tablo 2.6. İki boyutlu ısı iletimi problemi için geçerli sınır koşulları

Konfigürasyonlar	Sınır Koşulları			
	1	2	3	4
I	$T_1 = 200 \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_2 = 200 \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_3 = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_4 = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$
II	$T_1 = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_2 = 200 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\frac{\partial T}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$
III	$\frac{\partial T}{\partial x} = 0$	$T_2 = 300 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\frac{\partial T}{\partial x} = 0$	$T_4 = 273 \text{ } ^\circ\text{C}$
IV	$T_1 = 200 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$	$T_3 = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$
V	$T_1 = 300 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial T}{\partial x} = 0$	$T_4 = 200 \text{ } ^\circ\text{C}$
VI	$\frac{\partial T}{\partial x} = 0$	$T_2 = 200 \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_3 = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$



Şekil 2.6. Farklı sınır koşulları için kapalı ortam içerisindeki iki boyutlu ısı iletimi çözümleri

Program önce iki boyutlu ısı iletimi problemini çözebilecek şekilde geliştirilerek test edilmiştir. Şekil 2.6 da farklı sınır koşulları için kapalı ortam içerisindeki iki boyutlu ısı iletimi çözümleri verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi eş sıcaklık eğrileri yalıtılmış olan duvarları dik olarak kesmektedir. Bu durumda yalıtım sınır koşulunun sağlandığı görülür.

Benzer biçimde yan duvarları yalıtılmış, alt ve üst duvarları farklı sıcaklıklardaki kare geometri için eş sıcaklık eğrilerinin verildiği III nolu konfigürasyonda da sıcaklık eğrilerinde herhangi bir düzensizlik görülmemekte olup ortam içerisinde akış yoktur. Başka bir deyişle iki boyutlu ortam, ısı transferi yönünden katı bir cisim özelliği göstermektedir. Böylece verilen sınır koşulları altında elde edilen eş sıcaklık eğrilerinden programın ısı iletimini doğru bir şekilde çözdüğü sonucuna varılır.

2.8. Nusselt Sayısının Hesaplanması

Katı bir yüzeyle temasta bulunan akışkana taşınım ile geçen ısı miktarını bulmak için akışın ısı taşınım katsayısının, ısı iletim katsayısının ve ısı transferinin gerçekleştiği alanların bilinmesi gerekir. Taşınım ile ısı transferinin gerçekleştiği bu tür problemlerde geçen ısı miktarı Nusselt sayısının bulunması ile hesaplanabilir. Nusselt sayısı, katı bir yüzeyle temasta bulunan akışkan arasındaki sıcaklık farkından kaynaklanan ısı transferinin bulunmasını sağlayan boyutsuz bir sayıdır. Bu nedenle, Tablo 2.3-2.5 te incelenen geometrileri çevreleyen duvarlar ile temasta bulunan iş akışkanı arasındaki ısı geçişi Nusselt sayısının hesaplanması ile bulunabilir. Nusselt sayısının sol, sağ, üst ve alt duvarlar boyunca yerel değişimi ve bu duvarlar için ortalama değerleri aşağıda verilen denklemler yardımıyla hesaplanabilir:

$$Nu_L = -\left. \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_{X=0} \quad \overline{Nu}_L = \int_0^1 Nu_L dY \quad (2.46)$$

$$Nu_R = -\left. \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_{Y=L} \quad \overline{Nu}_R = \int_0^1 Nu_R dY \quad (2.47)$$

$$Nu_U = -\left. \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right|_{X=H} \quad \overline{Nu}_U = \int_0^1 Nu_U dX \quad (2.48)$$

$$Nu_B = -\left. \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right|_{X=0} \quad \overline{Nu}_B = \int_0^1 Nu_B dX \quad (2.49)$$

Eğik yüzeyli ortamlar için daha önceden yapılan çalışmalar ile karşılaştırma yapmak amacıyla normalize edilmiş Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Normalize edilmiş Nusselt sayısını bulabilmek için kapalı ortamda sadece iletimle olan ısı transferindeki Nusselt sayısının bulunması gerekir. Ortamda iş akışkanının hareketsiz olduğu durum için ($Ra=0$),

yani ısı transferinin sadece iletimle gerçekleştiği şartlardaki Nusselt sayısı (\overline{Nu}_o) bulunarak normalize edilmiş Nusselt sayısı hesaplanmıştır.

$$\overline{Nu}^* = \frac{\overline{Nu}_B}{\overline{Nu}_o} \quad (2.50)$$

2.9. Ortalama Sıcaklık ve Ortalama Sıcaklıktan Sapmanın Bulunması

Kapalı ortamlar, günlük hayatta yaşadığımız iç mekanlar gibi düşünülürse bu mekanlar içerisindeki sıcaklıkların her noktada eşit bir şekilde dağılmış olması istenir. Bu durum ise ısıl konfor ile açıklanabilir. Isıl konforu etkileyen başlıca parametreler, sıcaklık, akım hızı ve nemdir. Bu nedenle ortam içerisindeki sıcaklıkların dağılımının bulunması gerekir.

Zamana bağlı sıcaklıkların ortalaması, ortam içerisindeki her bir düğüm noktasındaki sıcaklıklar toplamının düğüm sayısına oranı olarak aşağıdaki şekilde hesaplanabilir:

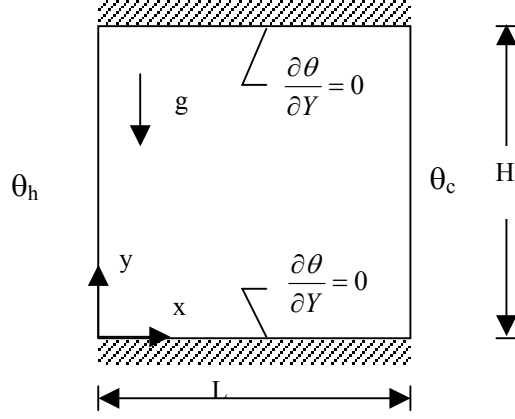
$$\theta_{ort} = \sum_{\tau=0}^p \frac{\sum_{i,j=1}^{l,m} \theta(i,j)}{l(i).m(j)} \quad (2.51)$$

Ortalama sıcaklıktan sapma değeri ise kapalı ortamdaki sıcaklık dağılımının ne kadar uniform olduğunu gösteren bir parametredir. Ortalama sıcaklıktan sapma değeri ne kadar düşük olursa kapalı ortam içerisindeki sıcaklık dağılımı da o kadar iyi olmaktadır. Ortalama sıcaklıktan sapmanın değeri aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır:

$$\theta_{sapma} = \sum_{\tau=0}^p \frac{\sum_{i,j=1}^{l,m} |(\theta(i,j) - \theta_{ort})|}{l(i).m(j)} \quad (2.52)$$

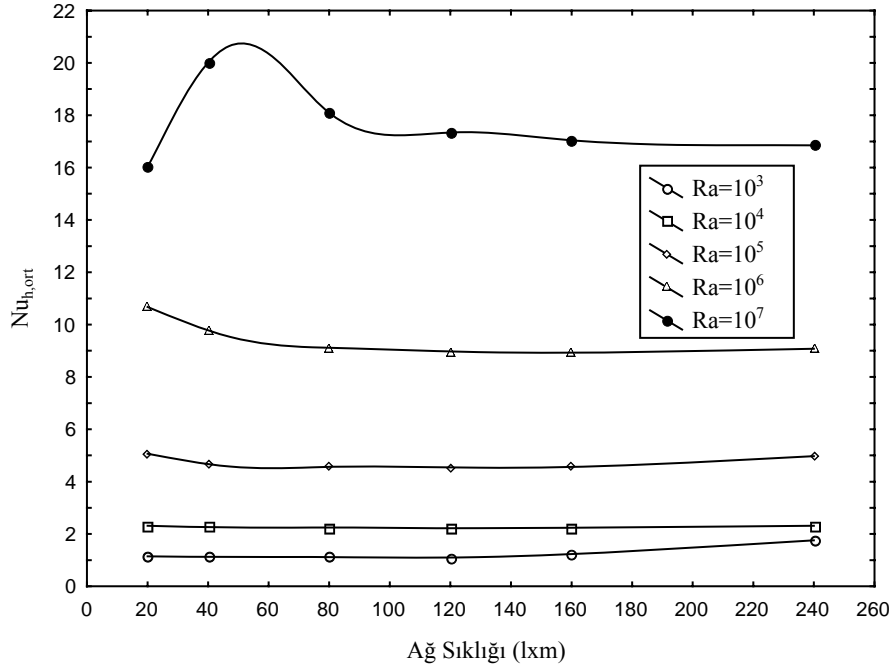
2.10. Konvansiyonel Doğal Taşınımın Ağ Yapısına Bağımlılığı

Konvansiyonel doğal taşınımın gerçekleştiği kapalı ortam geometrisi sınır koşulları ile birlikte Şekil 2.7 de verilmiştir.

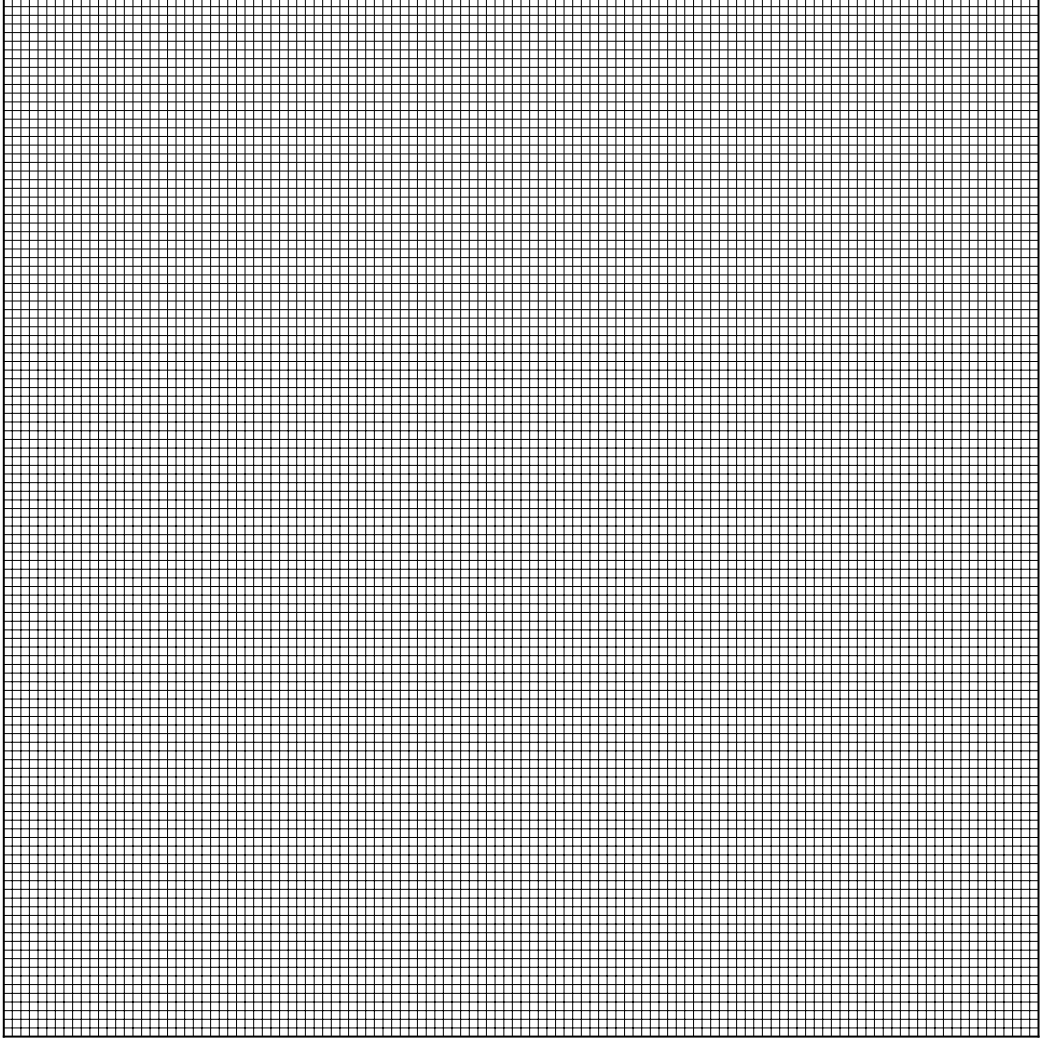


Şekil 2.7. Konvansiyonel doğal taşınımın gerçekleştiği kapalı ortam

Konvansiyonel doğal taşınımın ağ sıklığına bağımlılığının verildiği Şekil 2.8 de 120x120 ağ sıklığından sonra ortalama Nusselt sayılarında önemli bir değişimin olmadığı görülmektedir. Bu nedenle kare ortam için yapılan çözümlerde 120x120 ağ sıklığı kullanılmıştır.



Şekil 2.8. Ortalama Nusselt sayılarının ağ sıklığı ve Rayleigh sayısı ile değişimi



Şekil 2.9. 120x120 eş dağılı ağ yapısı

Yapılan çalışmaların bütününde eş dağılı ağ yapısı kullanılmış olup kare geometri için 120x120 ağ yapısı Şekil 2.9 da verilmiştir. Yükseklik/genişlik oranına göre bu ağ yapısı 60x120 veya 120x60 şeklinde alınmıştır.

Tablo 2.7. Farklı Rayleigh sayıları ve ağ sıklıkları için ortalama Nusselt sayıları ile Davis [9] ve Shi [56] tarafından elde edilen benchmark sonuçların karşılaştırılması.

Ra	Çalışmalar	Ağ sıklığı (lxm)					
		20	40	80	120	160	240
10^3	Davis	1,118	1,118	1,118	1,118	1,118	1,118
	Yapılan çalışma	1,142	1,128	1,114	1,117	1,230	1,756
	% Değişim	2,147	0,887	-0,359	-0,090	9,106	36,333
10^4	Davis	2,243	2,243	2,243	2,243	2,243	2,243
	Yapılan çalışma	2,316	2,260	2,247	2,246	2,239	2,309
	% Değişim	3,152	0,752	0,178	0,133	-0,179	-2,858
10^5	Davis	4,519	4,519	4,519	4,519	4,519	4,519
	Yapılan çalışma	5,068	4,670	4,563	4,543	4,560	4,970
	% Değişim	10,833	3,233	0,964	0,528	0,899	9,074
10^6	Davis	8,800	8,800	8,800	8,800	8,800	8,800
	Yapılan çalışma	10,673	9,780	9,116	8,975	8,926	9,080
	% Değişim	17,549	10,020	3,466	1,950	1,412	3,084
10^7	Shi	16,935	16,935	16,935	16,935	16,935	16,935
	Yapılan çalışma	16,034	20,017	18,091	17,341	17,041	16,849
	% Değişim	-5,307	15,397	6,826	2,397	0,626	-0,508

Tablo 2.7 den görüldüğü gibi benchmark çözüme en yakın ortalama Nusselt sayıları 120x120 ağ sıklığında elde edilmekte olup bu değerden sonra Nusselt sayılarında fazla bir değişim görülmemektedir. Tablo 2.7 de koyu renkle gösterilen değerler, verilen Rayleigh sayısı için % değişimin en az olduğu ağ sıklığını göstermektedir.

Şekil 2.8 ve Tablo 2.7 de benchmark çözüme en yakın ortalama Nusselt sayıları 120x120 ağ sıklığında elde edilmekte olup bu değerden sonra Nusselt sayılarında fazla bir değişim görülmemektedir.

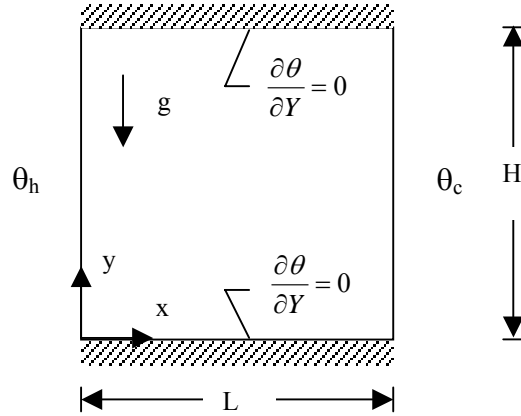
3. BULGULAR VE İRDELEME

3.1. Kapalı Kare Ortamlarda Doğal Taşınım

3.1.1. Konvansiyonel Doğal Taşınım

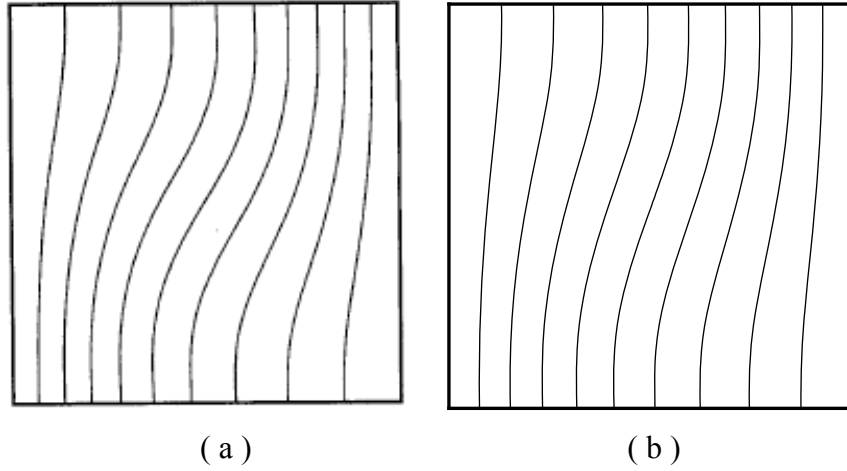
Doğal taşınım probleminin çözümü için 120x120 uniform ağ yapısına sahip iki boyutlu problemleri çözen eliptik bir program geliştirilmiştir. Bilindiği gibi doğal taşınım olayı sıcaklık farkından dolayı meydana gelen kaldırma kuvvetlerinden kaynaklanmaktadır. Bu kaldırma kuvvetleri y eksenine doğrultusundaki momentum denkleminde Boussinesq yaklaşımıyla ifade edilmiştir. Programın doğal taşınım olayını çözebilmesi amacıyla y momentum denklemini çözen alt programda kaynak terimine kaldırma kuvvetlerini ihtiva eden ifadeler eklenmiştir. Bu kaynak terimi Tablo 2.1’ de verilmiştir.

Çalışılan geometri iki boyutlu olup Şekil 3.1 de enerji eşitliği için sınır koşulları ile beraber verilmiştir. Çözüm bölgesi $0 \leq X \leq 1$ ve $0 \leq Y \leq 1$ sınırları arasındadır.



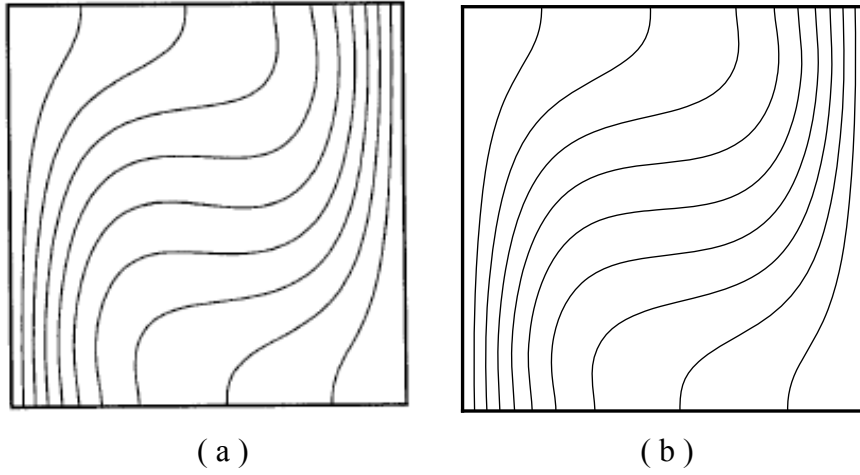
Şekil 3.1. Kare ortam için problemin şematik resmi

Sınır koşulları Tablo 2.3 te verilen kare geometrisi için bir nolu sınır koşullarının geçerli olduğu durumda elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri Şekil 3.2-16 da verilmiştir.



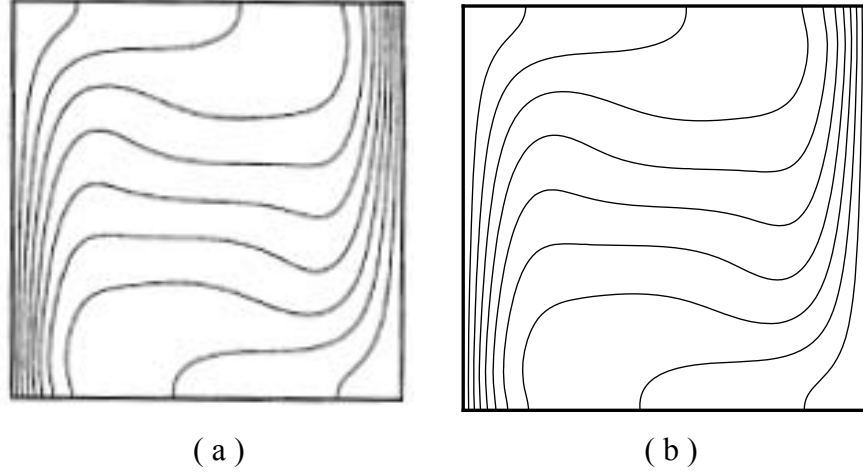
Şekil 3.2. $Ra=10^3$ için elde edilmiş olan eş sıcaklık eğrileri.
(a) Shi [56]; (b) Yapılan çalışma

Şekil 3.2 de $Ra=10^3$ değeri için sıcaklık eğrilerinde az da olsa bir değişim gözlenmektedir. Bunun sebebi ise kapalı ortam içerisinde doğal taşınım olayının başlamasıdır.



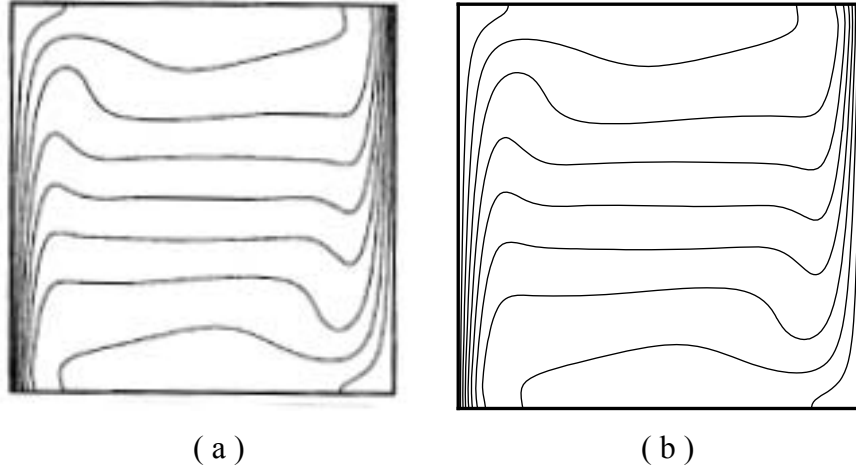
Şekil 3.3. $Ra=10^4$ için elde edilmiş olan eş sıcaklık eğrileri.
(a) Shi [56]; (b) Yapılan çalışma.

Şekil 3.3 te elde edilen sıcaklık eğrileri Shi [56] tarafından elde edilen verilerle büyük benzerlik göstermektedir. Yüksek sıcaklığa sahip olan sol duvardan düşük sıcaklığa sahip sağ duvara doğru sıcaklıklar gittikçe azalmaktadır. Sıcaklık eğrileri iki boyutlu bölgenin sıcak olan sol ve soğuk olan sağ bölgelerinde sıklaşmaktadır.



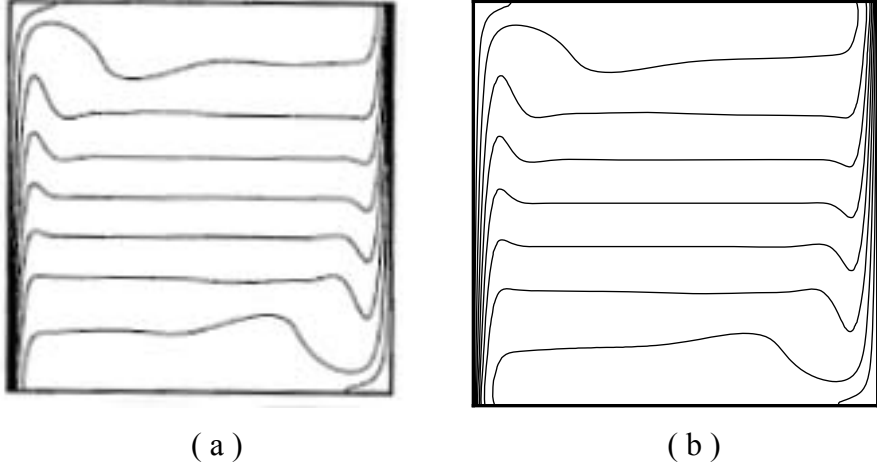
Şekil 3.4. $Ra=10^5$ için elde edilmiş olan eş sıcaklık eğrileri.
(a) Shi [56]; (b) Yapılan çalışma.

Şekil 3.4 te artan Rayleigh sayısına bağlı olarak değişen kaldırma kuvveti etkisiyle sıcaklık eğrilerinde değişimler başlamıştır. Yüksek sıcaklıktaki sol bölgedeki yoğunluk değişiminin fazla olmasından dolayı akış yukarıya doğru hızlanmaktadır. Aynı durumun tam tersi de bölgenin sağ tarafı için geçerlidir. Sağ taraftaki bölgede yüksek sıcaklıktaki akışkan daha düşük sıcaklığa sahip sağ bölgeyle temasa geçince akış aşağıya doğru olmaktadır.



Şekil 3.5. $Ra=10^6$ için elde edilmiş olan eş sıcaklık eğrileri.
(a) Shi [56]; (b) Yapılan çalışma.

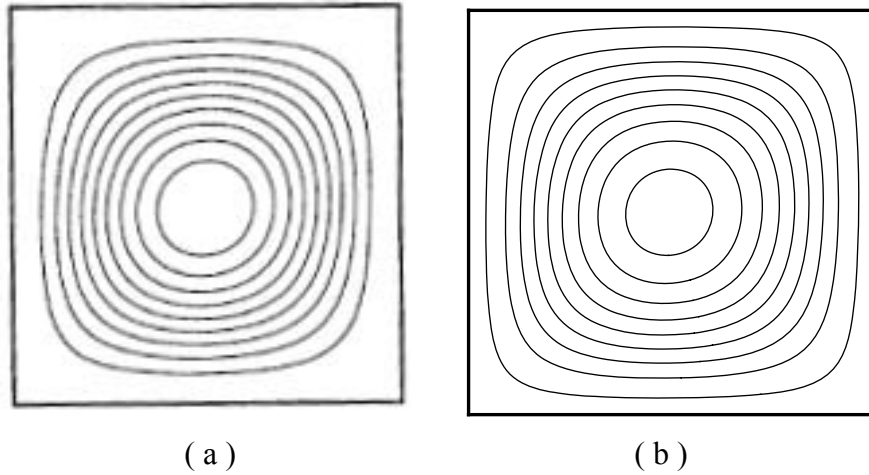
Rayleigh sayısı arttıkça kaldırma kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı artmakta, böylece Şekil 3.5 te görüldüğü gibi sıcaklık eğrileri iki boyutlu bölgenin sağ ve sol tarafında yoğunlaşmaktadır.



Şekil 3.6. $Ra=10^7$ için elde edilmiş olan eş sıcaklık eğrileri.
(a) Shi [56]; (b) Yapılan çalışma.

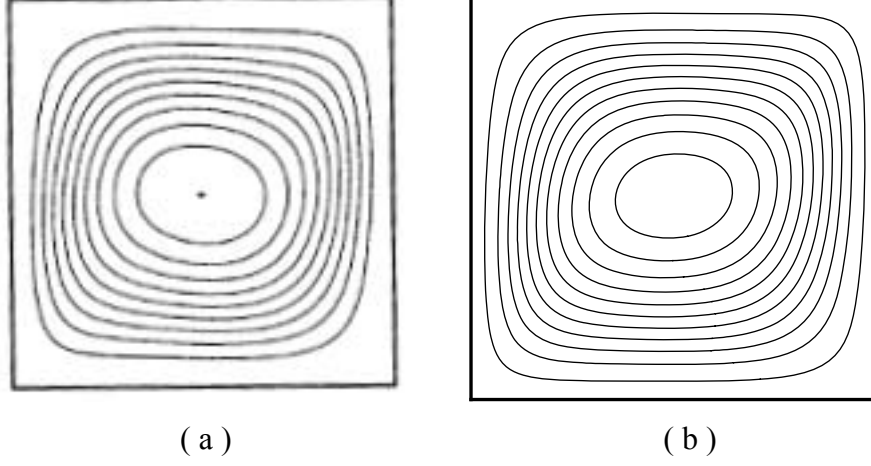
$Ra=10^7$ için elde edilen sıcaklık eğrileri literatürde elde edilenlerle büyük bir benzerlik göstermektedir. Şekil 3.6 dan da görüldüğü gibi üst ve alt kenarlarından yalıtım olması durumunda sıcaklık eğrileri iki boyutlu bölgenin sol üst ve sağ alt bölgelerine doğru yaklaşıldıkça değişim göstermektedir. Bunun sebebi ise yoğunluk farkının bu bölgelerde diğerlerine göre daha fazla olmasıdır. Şekiller arasındaki küçük farkların sebepleri ise farklı ağ yapılarının kullanılmasıdır.

Konvansiyonel doğal taşınım için farklı Rayleigh sayılarındaki eş sıcaklık eğrilerinin verildiği Şekil 3.2-6 dan görüldüğü gibi düşük Rayleigh sayılarında ortam içerisinde iletim çözümüne yakın sonuçlar görülmekte, artan Rayleigh sayısı ile birlikte kaldırma kuvvetleri de artacağından dolayı ısı transferi iletimden taşınımına geçmektedir. Taşınım ile ısı transferinin etkisi yüksek Rayleigh sayılarında daha belirgin bir şekilde görülmektedir.



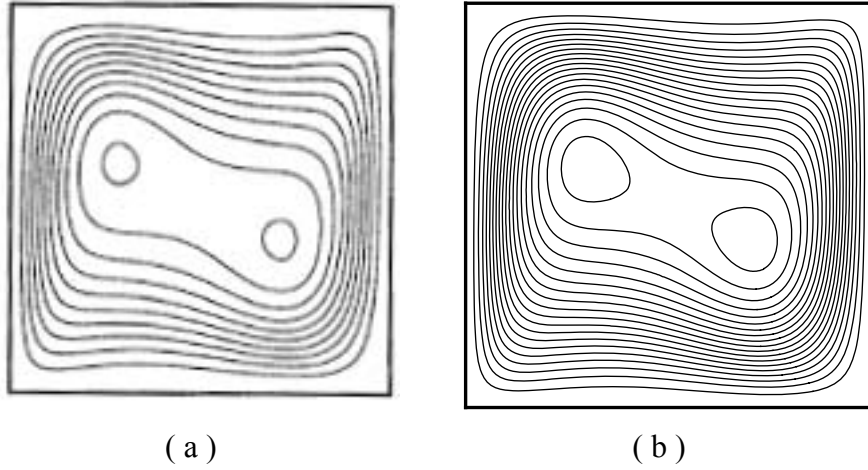
Şekil 3.7. $Ra=10^3$ için elde edilmiş olan akım fonksiyonu eğrileri.
(a) Shi [56]; (b) Yapılan çalışma

Düşük Rayleigh sayılarındaki doğal taşınım ile olan ısı transferinde, Şekil 3.7 de görüldüğü gibi akış neredeyse simetriktir. Ancak doğal taşınımın etkisiyle akış az da olsa düşük sıcaklığa sahip olan sağ taraftaki duvara doğru olur.



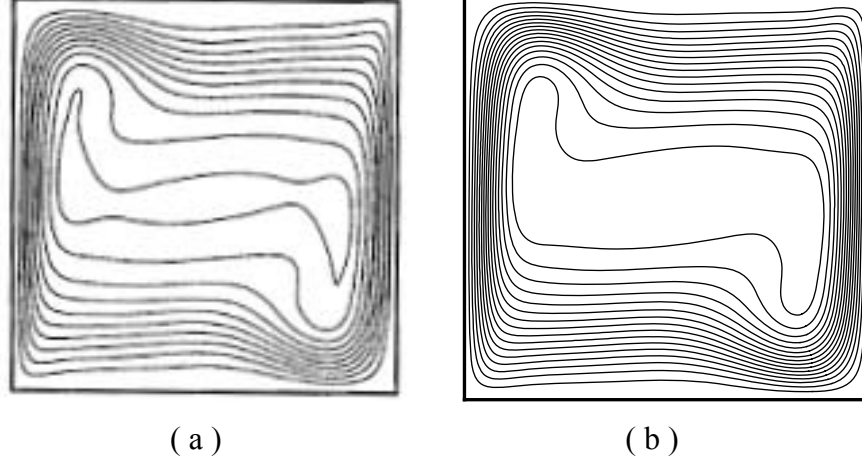
Şekil 3.8. $Ra=10^4$ için elde edilmiş olan akım fonksiyonu eğrileri
(a) Shi [56]; (b) Yapılan çalışma

Rayleigh sayısı arttıkça akış daha da belirginleşmekte ve Şekil 3.8 deki halini almaktadır. Burada da yüksek sıcaklıktaki bölgeye yakın olan akışkanın yoğunluğunun düşmesinden dolayı yerçekiminin tersi yönünde, yani yukarıya doğru hareket etmekte; düşük sıcaklıktaki sağ duvara yakın yerde ise aşağıya doğru bir hareket göstermektedir.



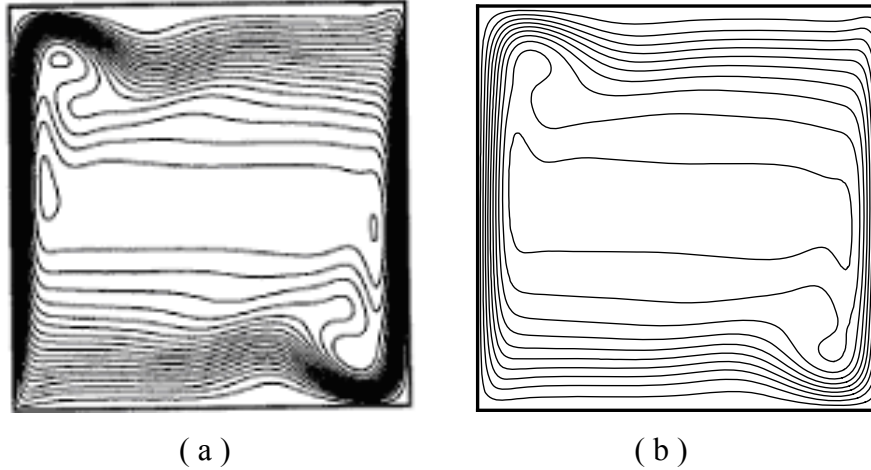
Şekil 3.9. $Ra=10^5$ için elde edilmiş olan akım fonksiyonu eğrileri
(a) Shi [56]; (b) Yapılan çalışma

Artan Rayleigh sayısıyla birlikte kapalı ortamdaki akışkan moleküllerinin hareketleri Şekil 3.9 da görüldüğü gibi daha belirgin olmakta ve kapalı hacmin sol üst ve sağ alt bölgelerinde akış yoğunlaşmaktadır.



Şekil 3.10. $Ra=10^6$ için elde edilmiş olan akım fonksiyonu eğrileri
(a) Shi [56]; (b) Yapılan çalışma

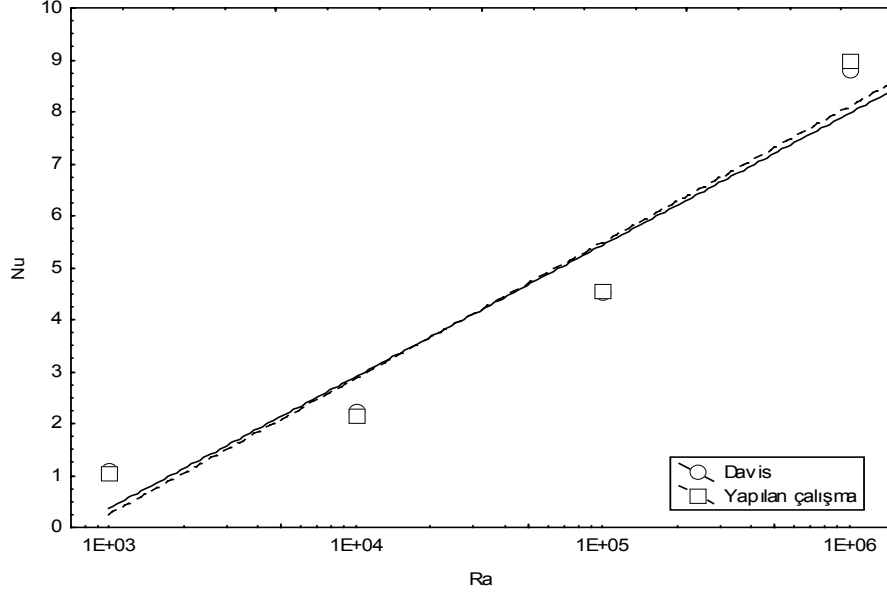
Şekil 3.10 da görüldüğü üzere akım çizgileri yüksek sıcaklıktaki sol duvar ve düşük sıcaklıktaki sağ duvar civarında yoğunlaşmakta ve sol duvar yakınında akış yukarıya doğru, sağ duvar yakınında ise aşağıya doğrudur.



Şekil 3.11. $Ra=10^7$ için elde edilmiş olan akım fonksiyonu eğrileri
(a) Shi [56]; (b) Yapılan çalışma

Şekil 3.11 de kapalı hacim içindeki kaldırma kuvvetlerinin artmasından dolayı akış daha karışık bir hale gelmekte ve böylece yüksek sıcaklıktaki ve düşük sıcaklıktaki bölgelerdeki akışın daha yoğun olduğu gözlenmektedir.

Konvansiyonel doğal taşınım için farklı Rayleigh sayılarındaki akım çizgilerinin verildiği Şekil 3.7-11 den görüldüğü gibi düşük Rayleigh sayılarında merkezde bir tane akım hücresi varken Rayleigh sayısı arttıkça bu akım hücresinin merkezi sıcak ve soğuk olan duvarlara doğru kaymaktadır ve farklı yönlerde akımlar meydana gelmektedir.

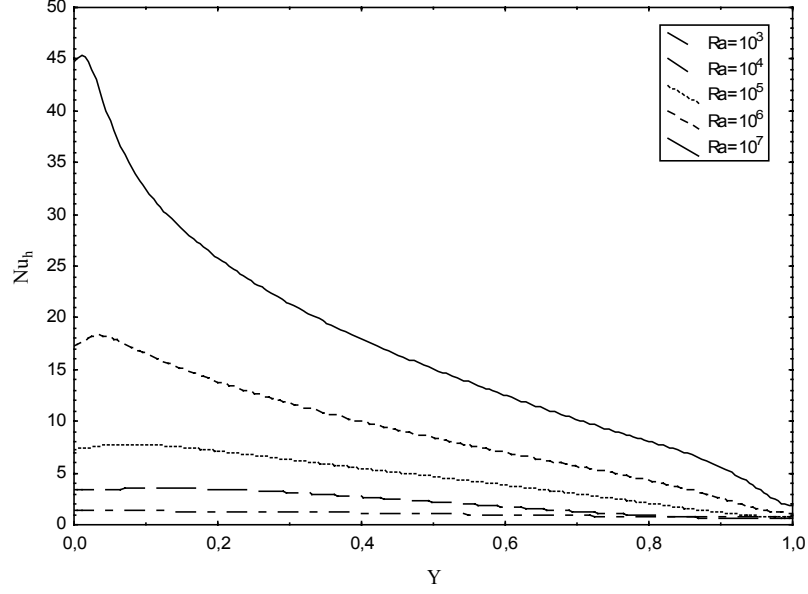


Şekil 3.12. Farklı Rayleigh sayılarında yapılan çalışma ile Davis [9] tarafından elde edilen ortalama Nusselt sayılarının karşılaştırılması

Şekil 3.12 den görüldüğü gibi Rayleigh sayısı arttıkça kaldırma kuvvetleri de artacağından ortalama Nusselt sayısı, dolayısıyla doğal taşınım ile ısı transferi de artmaktadır. Rayleigh sayısının 10^3 - 10^6 arasındaki değerlerinde kapalı kare ortamlar için elde edilen ortalama Nusselt sayıları ile Davis [9] tarafından elde edilen sonuçların benzer olduğu görülür. Böylece programın boyutsuz denklemleri doğru bir şekilde çözdüğü sonucuna varılır.

Artan Rayleigh sayısı ile birlikte sıcak duvardan akışkana doğal taşınım ile transfer edilen ısı miktarının arttığı Şekil 3.13 ten görülmektedir. Kare geometri için yerel Nusselt sayılarının sıcak yüzey boyunca değişiminin verildiği Şekil 3.13 te, Nusselt sayısındaki en büyük değişimin Rayleigh sayısının 10^7 değerinde, en küçük değişimin 10^3 değerinde olduğu görülmektedir. Doğal taşınım ile ısı transferinin $Ra=10^7$ değerlerinde laminardan türbülansa geçtiği göz önüne alınırsa bu durum son derece normaldir. Rayleigh sayısının 10^3 değeri civarındaki çözümler laminar doğal taşınımından çok iletimle olan ısı transferini ihtiva etmektedir. Çünkü düşük Rayleigh sayılarında akış hızları da düşük olduğundan elde

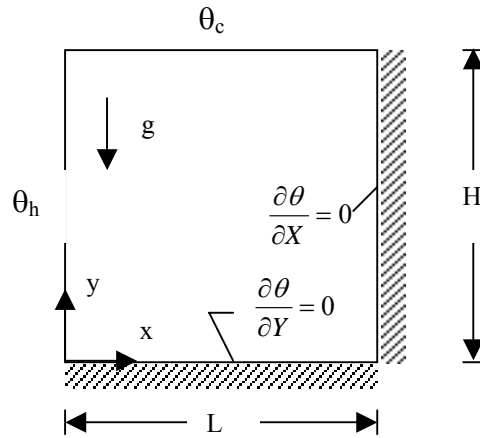
edilen çözümler, iletimle meydana gelen ısı transferi çözümlerinden pek farklı değildir. Bu nedenle grafikten de görüldüğü gibi Rayleigh sayısının 10^3 değeri için Nusselt sayısı sabit kalmaktadır. Artan Rayleigh sayısı ile düşey doğrultuda (y doğrultusunda) hidrodinamik sınır tabakanın gelişmesi Nusselt sayısının yerel olarak değişmesine neden olmaktadır.



Şekil 3.13. Farklı Rayleigh sayılarında yerel Nusselt sayılarının sıcak yüzey boyunca değişimi

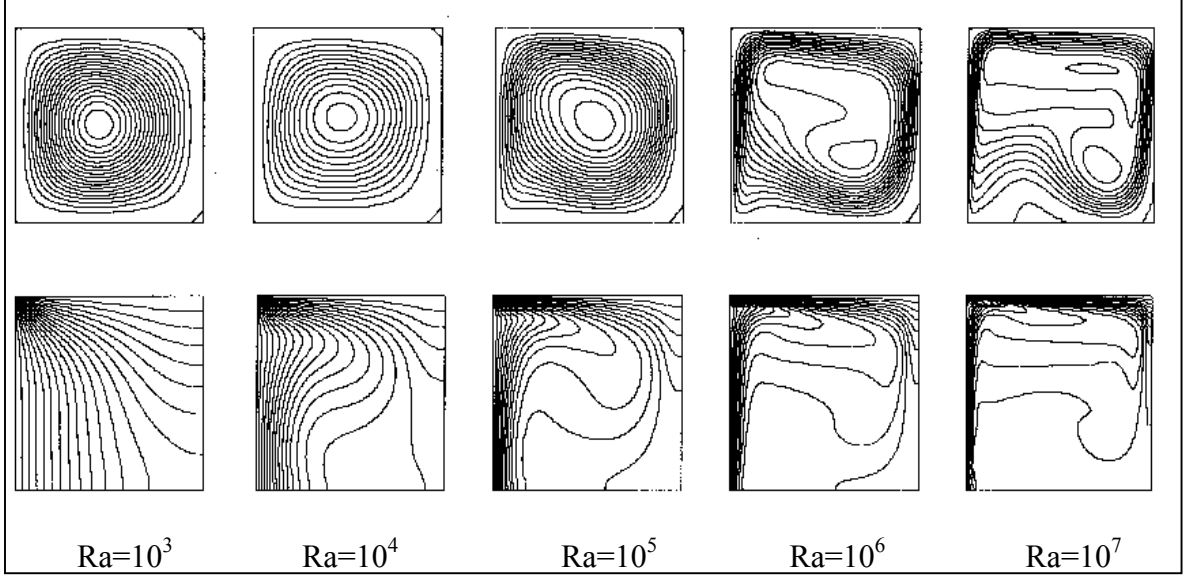
3.1.2. Komşu Duvarları Farklı Sıcaklıklarda Olan Kare Ortamlarda Doğal Taşınım

Problem geometrisi Şekil 3.14 te ve sınır koşulları Tablo 2.3 te iki nolu sınır koşullarında verilmiştir.

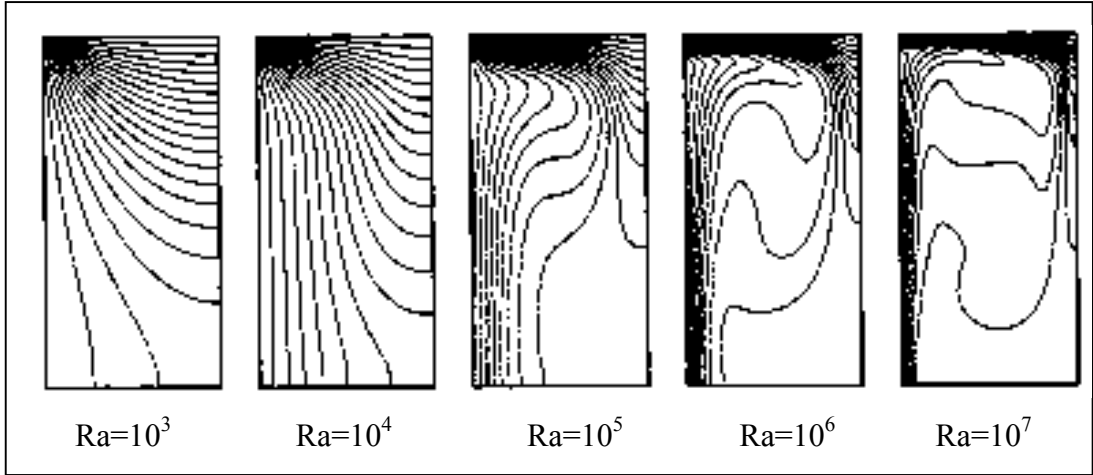


Şekil 3.14. Komşu duvarları farklı sıcaklıklarda olan kare ortam geometrisi

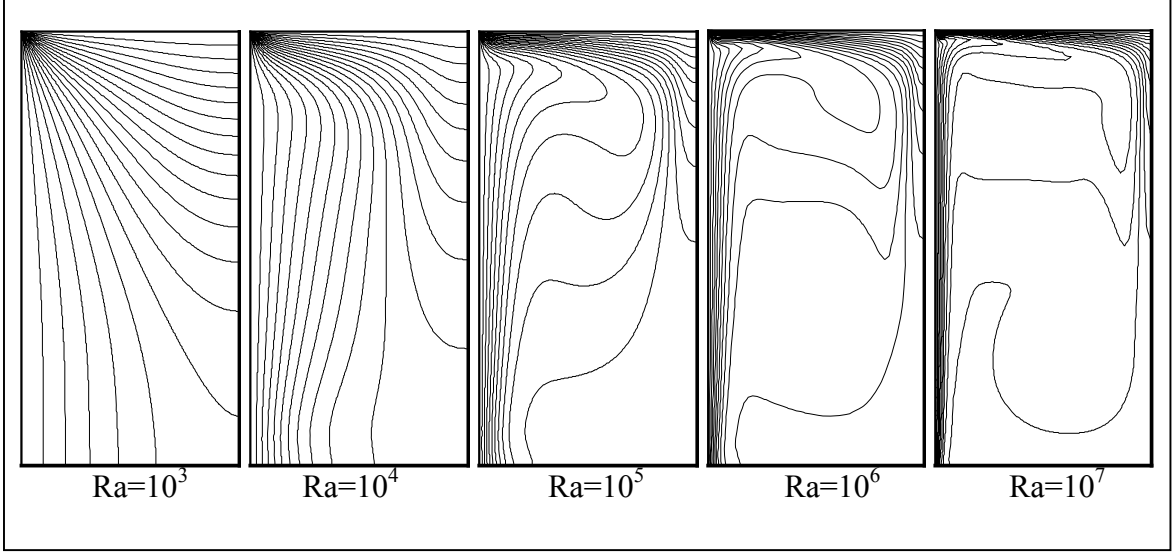
Yapılan çalışma sonucu elde edilen bulgular ile Aydın vd. [75] tarafından elde edilen bulguların verildiği Şekil 3.15-18 den akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerin büyük oranda benzediği sonucuna varılır. Kullanılan çözüm yöntemi ile ağ yapısının farklı olmasından kaynaklanan küçük farklılıklar da mevcuttur.



Şekil 3.15. Aydın vd. [75] tarafından farklı Rayleigh sayılarında elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri.

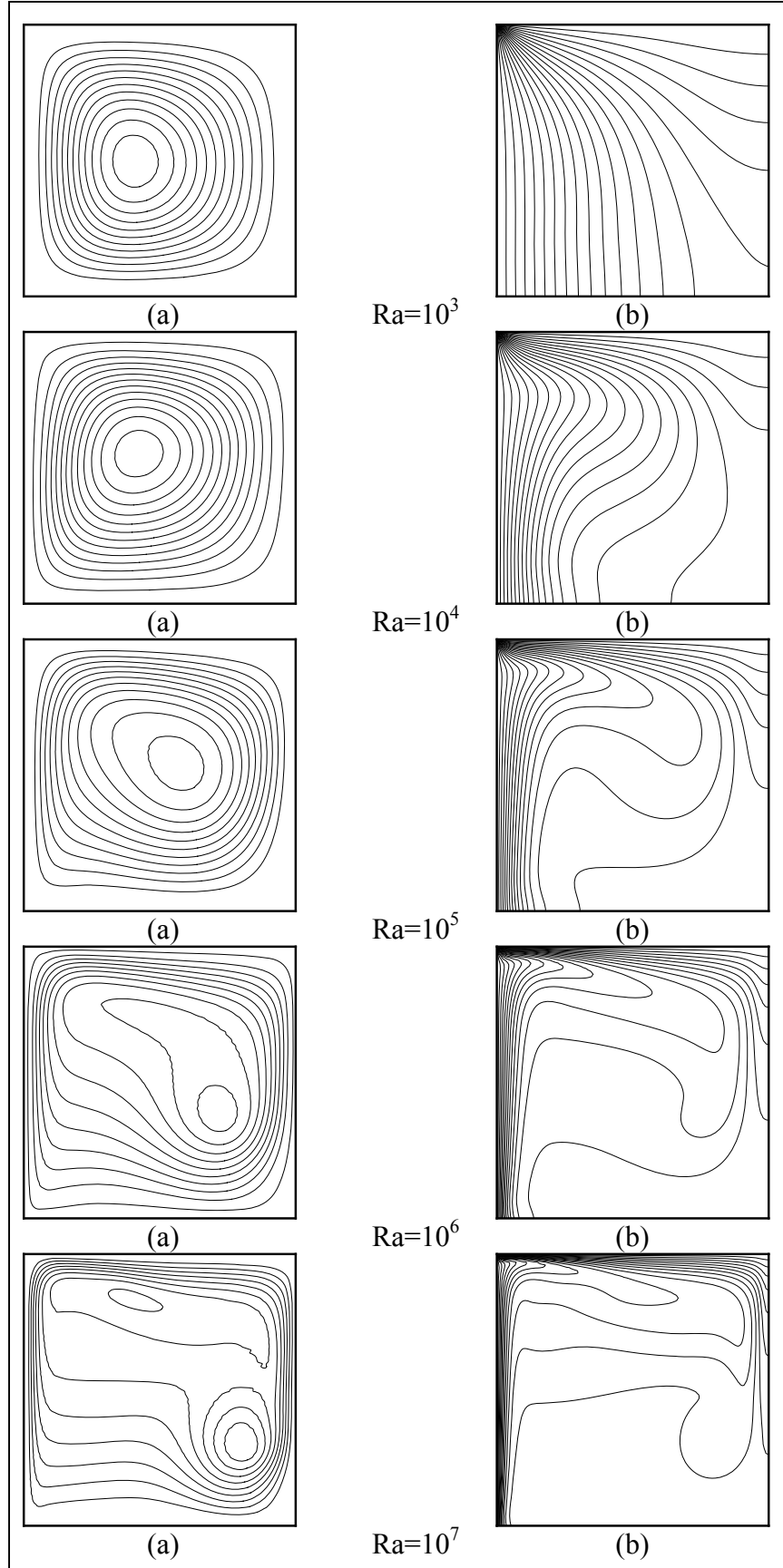


Şekil 3.16. Aydın vd. [75] tarafından (en/boy oranının 0.5 olması durumunda) farklı Rayleigh sayılarında elde edilen eş sıcaklık eğrileri.



Şekil 3.17. En/boy oranının 0.5 olması durumunda farklı Rayleigh sayılarında bu çalışmada elde edilen eş sıcaklık eğrileri

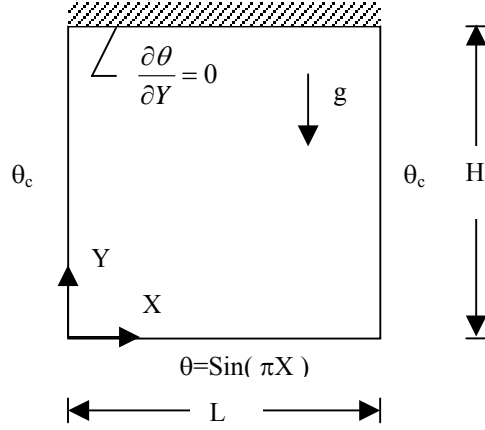
Komşu duvarları farklı sıcaklılardaki kare ortamda Rayleigh sayısının 10^3 - 10^7 aralığında olması durumu için elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin verildiği Şekil 3.18 den görüldüğü gibi Rayleigh sayısının 10^6 değerinden sonra ikincil akımlar ortaya çıkmaya başlamaktadır. Bu durum Rayleigh sayısının 10^7 değerinde açıkça görülmektedir. Yapılan çalışma sonucu elde edilen bulgular ile Aydın vd. [75] tarafından elde edilen bulguların verildiği Şekil 3.15-18 den akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin büyük oranda benzediği sonucuna varılır. Eş sıcaklık eğrilerinden görüldüğü gibi Rayleigh sayısı arttıkça ortamın sıcak ve soğuk yüzeylerine yakın yerlerde eş sıcaklık eğrileri sıklaşmaktadır. Rayleigh sayısının 10^6 değerinden sonra eş sıcaklık eğrilerinde akıştan kaynaklanan büyük değişimlerin olduğu Şekil 3.17 de görülmektedir. Kullanılan çözüm yöntemi ile ağ yapısının farklı olmasından kaynaklanan ufak farklılıklar da mevcuttur.



Şekil 3.18. Farklı Rayleigh sayılarında bu çalışmada elde edilen (a) Akım çizgileri, (b) Eş sıcaklık eğrileri

3.1.3. Taban Kısmından Sinüzoidal Olarak Isıtılan Kare Ortamda Doğal Taşınım İle Isı Transferi

Çalışılan problem geometrisi Şekil 3.19 da verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi çalışılan geometri alt tabanından sinüzoidal olarak ısıtılmaktadır. Üst kısmından yalıtılmış olan iki boyutlu ortamın yan duvarları düşük sıcaklıktadır

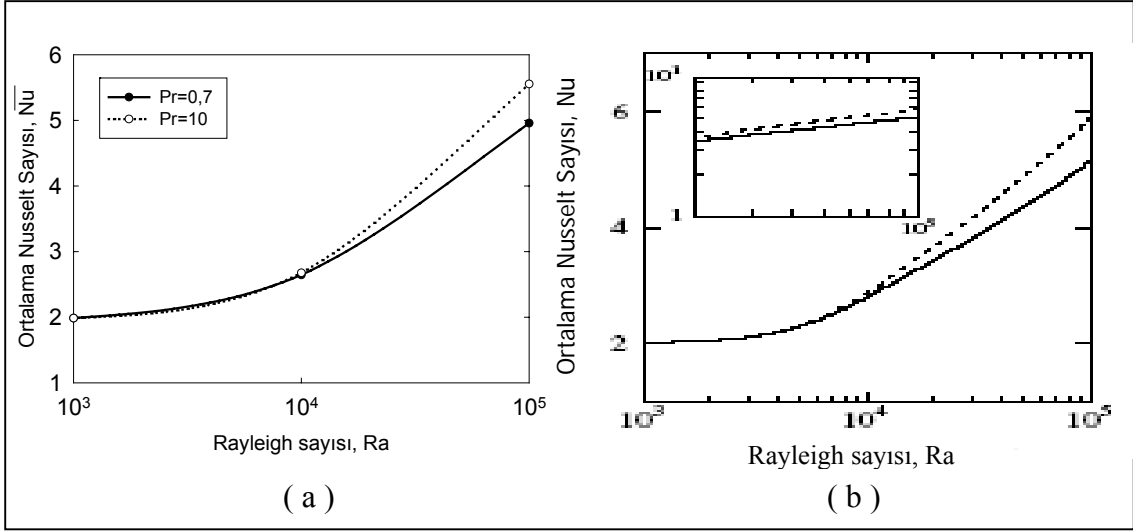


Şekil 3.19. Tavandan yalıtılmış, tabandan sinüzoidal ısıtılan ortam

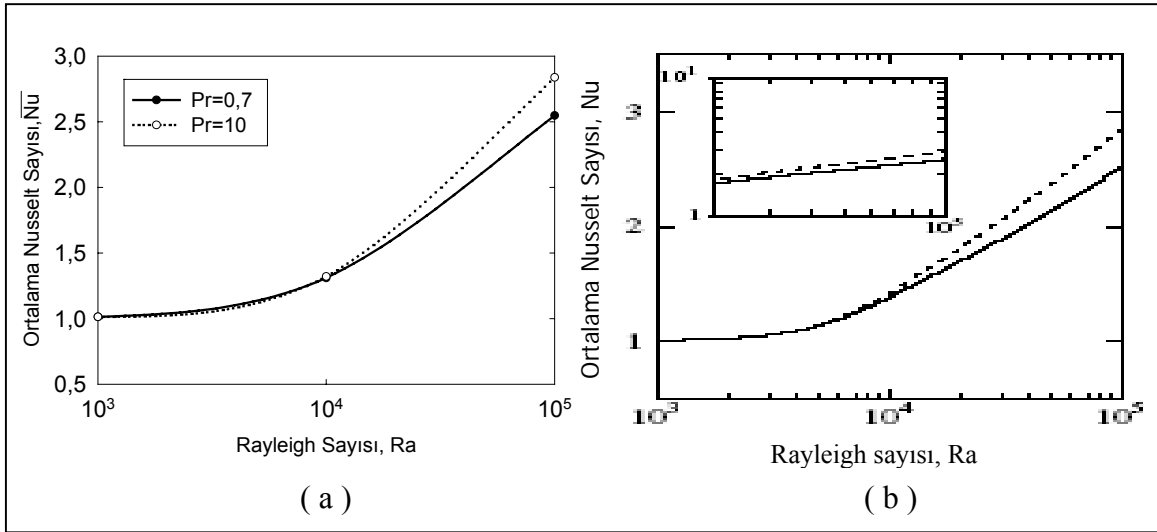
Şekil 3.19 daki geometri için sınır koşulları Tablo 2.3 te üç nolu sınır koşullarında verilmiştir. Eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri için karakteristik uzunluk, sıcaklık farkının meydana geldiği L genişliğidir.

Verilen sınır koşulları altında elde edilen bulgular, Rayleigh sayısının 10^3 - 10^5 , Prandtl sayısının 0.7 ve 10 değerleri için yerel ve ortalama Nusselt sayıları, akım çizgileri, eş sıcaklık eğrilerinin değişimleri Şekil 3.20-25 te sunulmuştur.

Tavandan yalıtılmış tabandan sinüzoidal olarak ısıtılmış ortamlarda artan Rayleigh sayısına bağlı olarak transfer edilen ısı miktarı da artmaktadır. Küçük Rayleigh sayılarında Prandtl sayısının artmasının ısı transferine fazla bir etkisinin olmadığı Şekil 3.20-21 den görülmektedir. Sıcaklıkların alt duvarın merkezine yakın noktalarda maksimum olduğu 3.22-23 ten görülmektedir. Maksimum sıcaklıklar alt duvarın merkezinde olmasına rağmen bu noktalarda ısı transferinin azaldığı Şekil 3.24 ten görülmektedir. Düşük Rayleigh sayılarında Prandtl sayısının ısı transferi üzerinde fazla bir etkisinin olmadığı, ancak yüksek Rayleigh sayılarında Prandtl sayısındaki artışın ısı transferini artırdığı Şekil 3.25 ten görülmektedir.

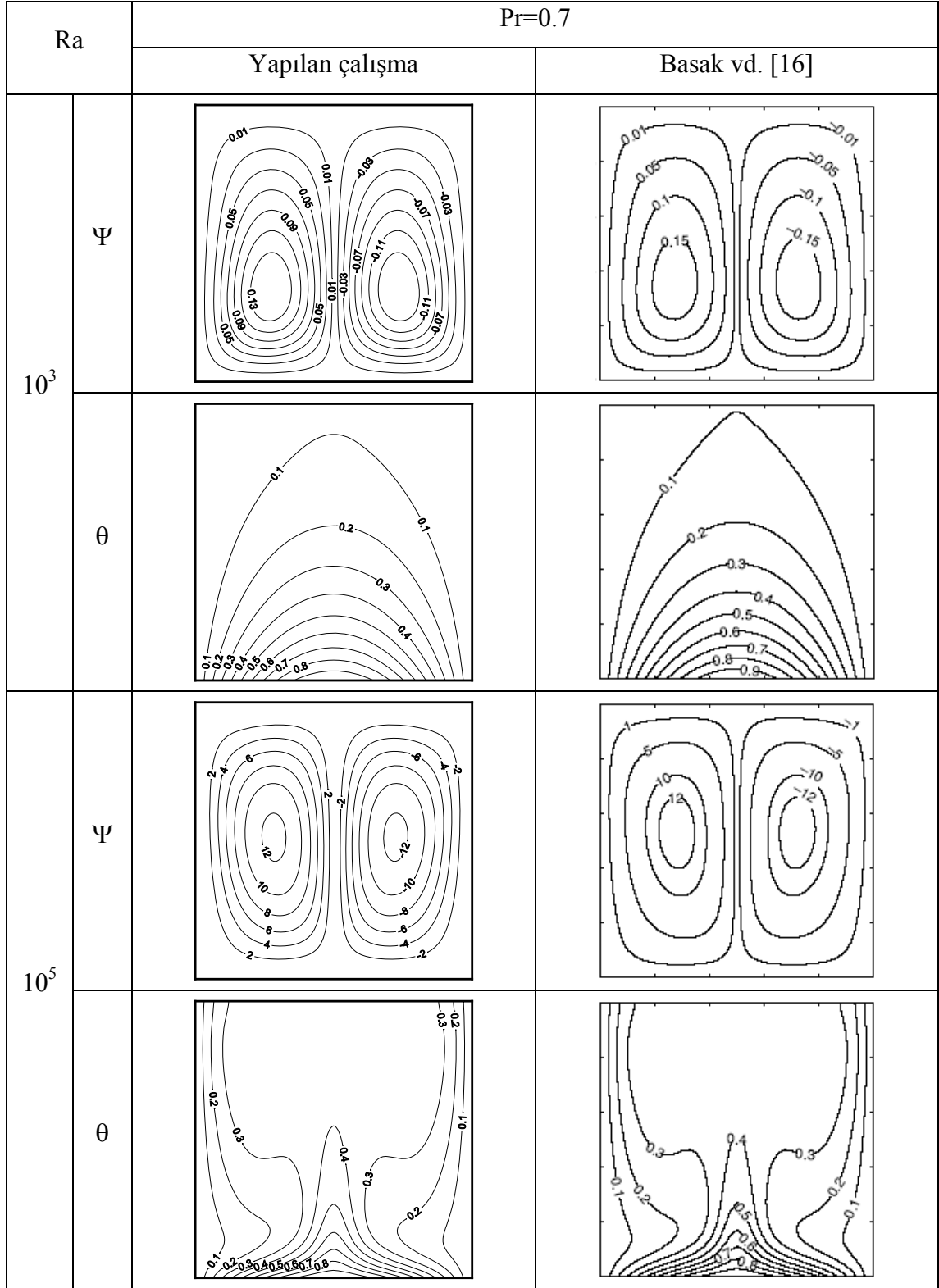


Şekil 3.20. Alt duvardaki ortalama Nusselt sayılarının Basak vd. [16] tarafından elde edilen sonuçlarla karşılaştırılması
(a) Yapılan çalışma, (b) Basak vd. [16]

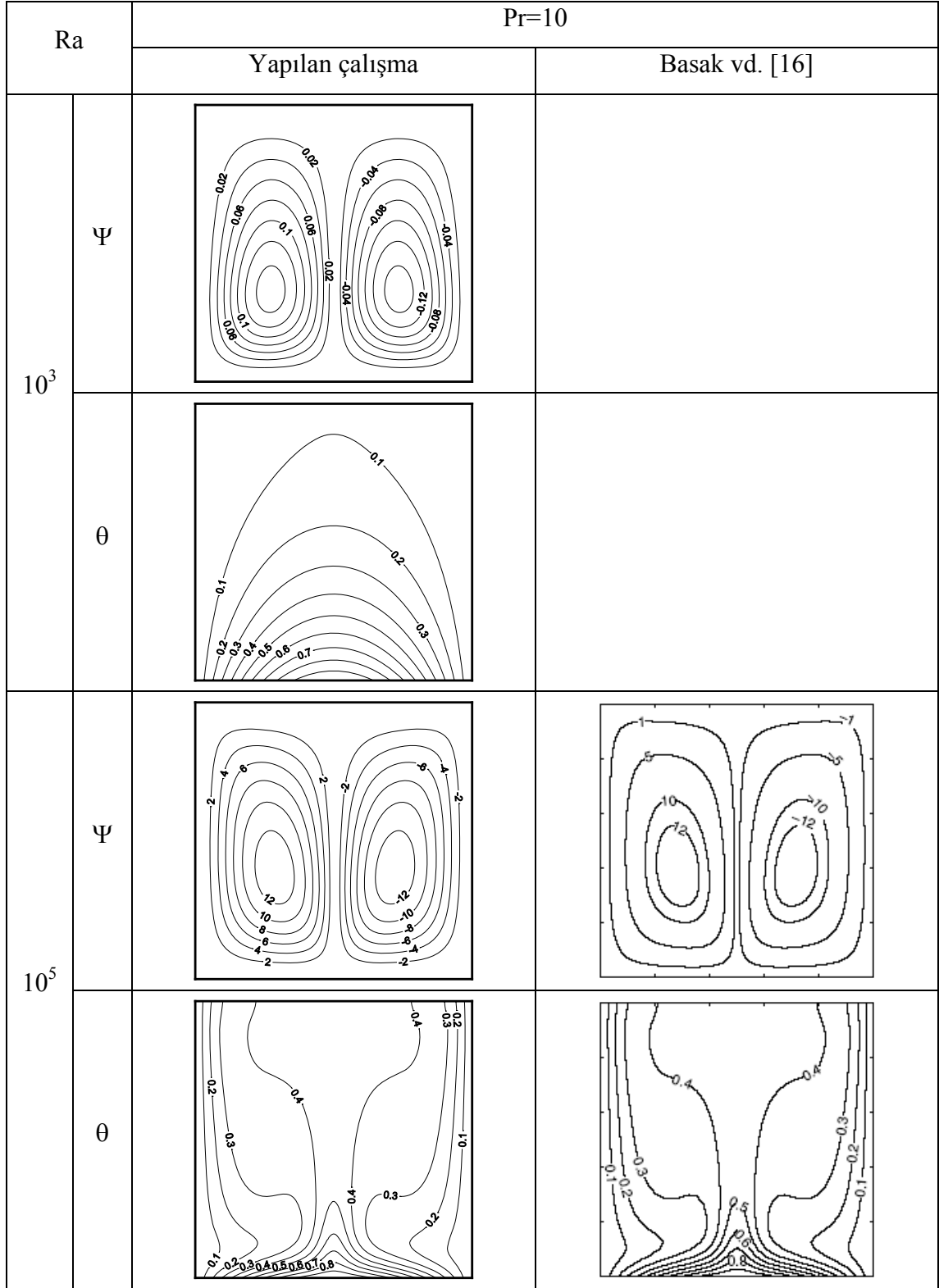


Şekil 3.21. Düşey duvardaki ortalama Nusselt sayılarının Basak vd. [16] tarafından elde edilen sonuçlarla karşılaştırılması
(a) Yapılan çalışma, (b) Basak vd. [16]

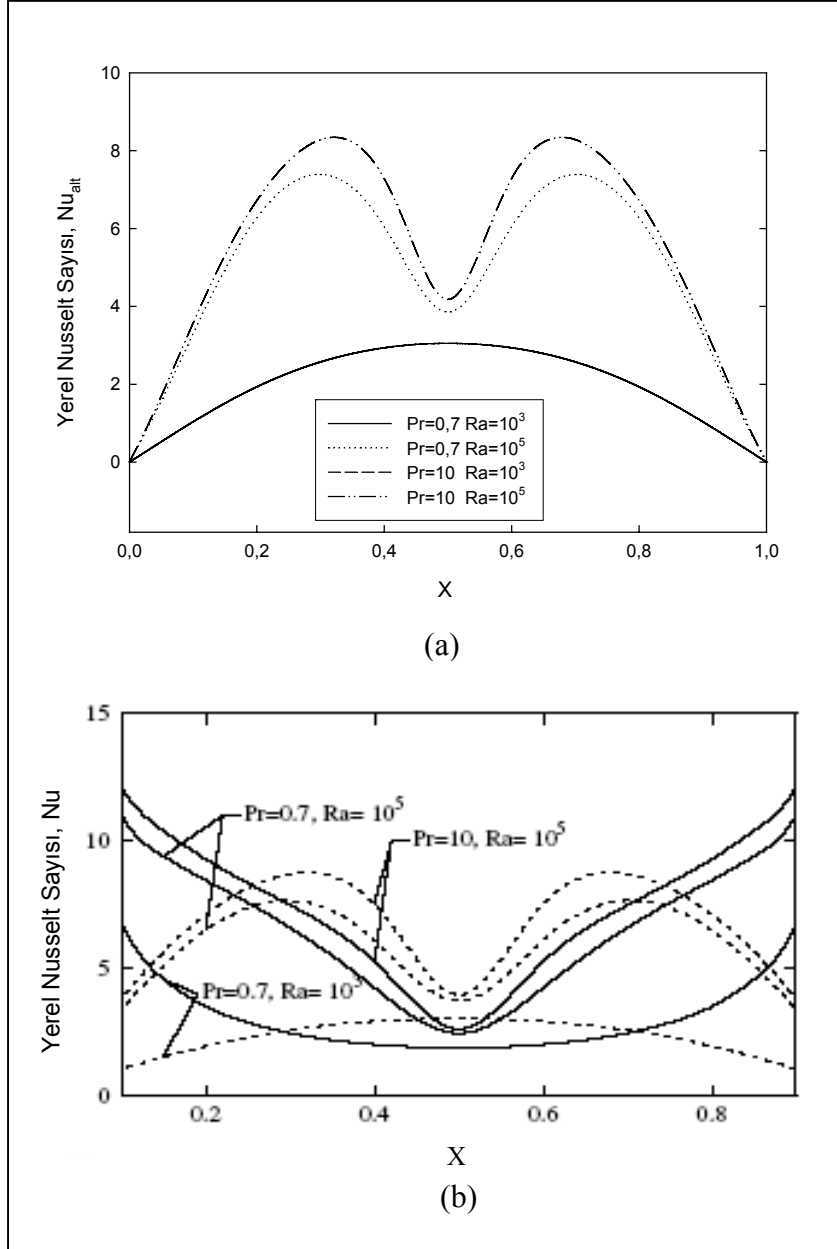
Elde edilen sonuçlardan görüldüğü gibi artan Rayleigh sayısına bağlı olarak transfer edilen ısı miktarı da artmaktadır. Düşük Rayleigh sayılarında Prandtl sayısının artmasının ısı transferine fazla bir etkisinin olmadığı Şekil 3.22-23 dan görülmektedir.



Şekil 3.22. Farklı Rayleigh ve Prandtl sayılarında elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri

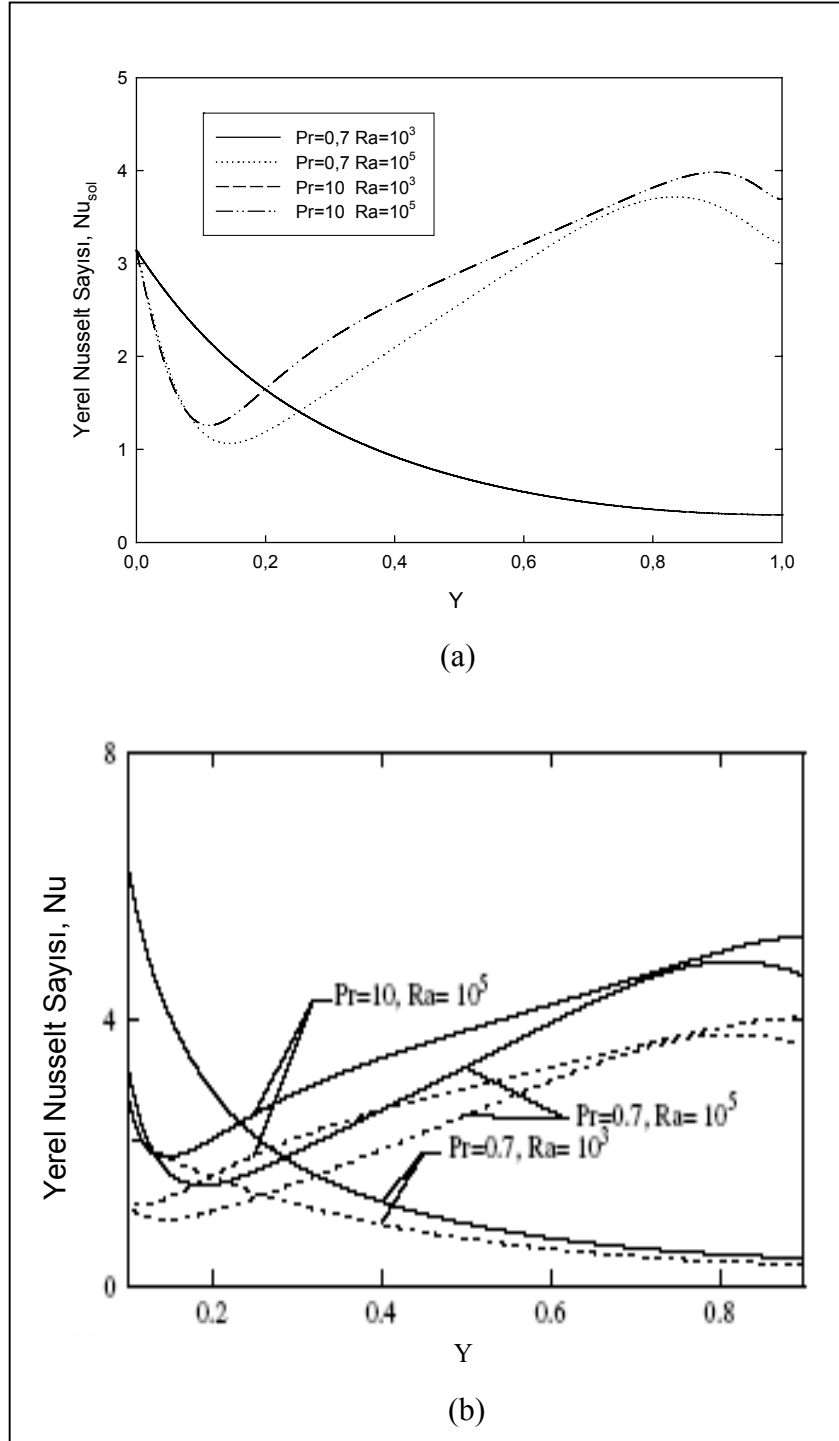


Şekil 3.23. Farklı Rayleigh ve Prandtl sayılarında Basak vd. [16] tarafından elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri.



Şekil 3.24. Farklı Rayleigh ve Prandtl sayılarında alt duvara göre yerel Nusselt sayılarının değişimi.
a) Yapılan çalışma, b) Basak vd. [16].

Şekil 3.24 ve 3.25 te Basak vd. [16] tarafından elde edilen yerel Nusselt sayılarındaki düz çizgi ile işaretli olanlar sabit sıcaklıktaki, kesikli çizgi ile gösterilenler ise duvar sıcaklığının sinüzoidal değişmesi durumu için geçerlidir.

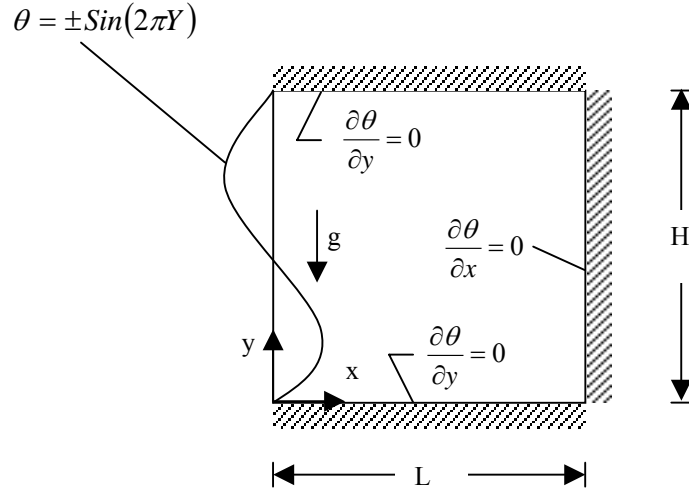


Şekil 3.25. Farklı Rayleigh ve Prandtl sayılarında sol duvara göre yerel Nusselt sayılarının değişimi. a) Yapılan çalışma, b) Basak vd. [16].

Yapılan çalışma sonucu elde edilen akım çizgileri, eş sıcaklık eğrileri, yerel ve ortalama Nusselt sayılarının literatürdekilerle büyük bir uyum gösterdiği Şekil 3.22-25 ten görülmektedir.

3.1.4. Sol Kısımındaki Aktif Duvarından Sinüzoidal Olarak Isıtılan Kare Ortamda Doğal Taşınım İle Isı Transferi

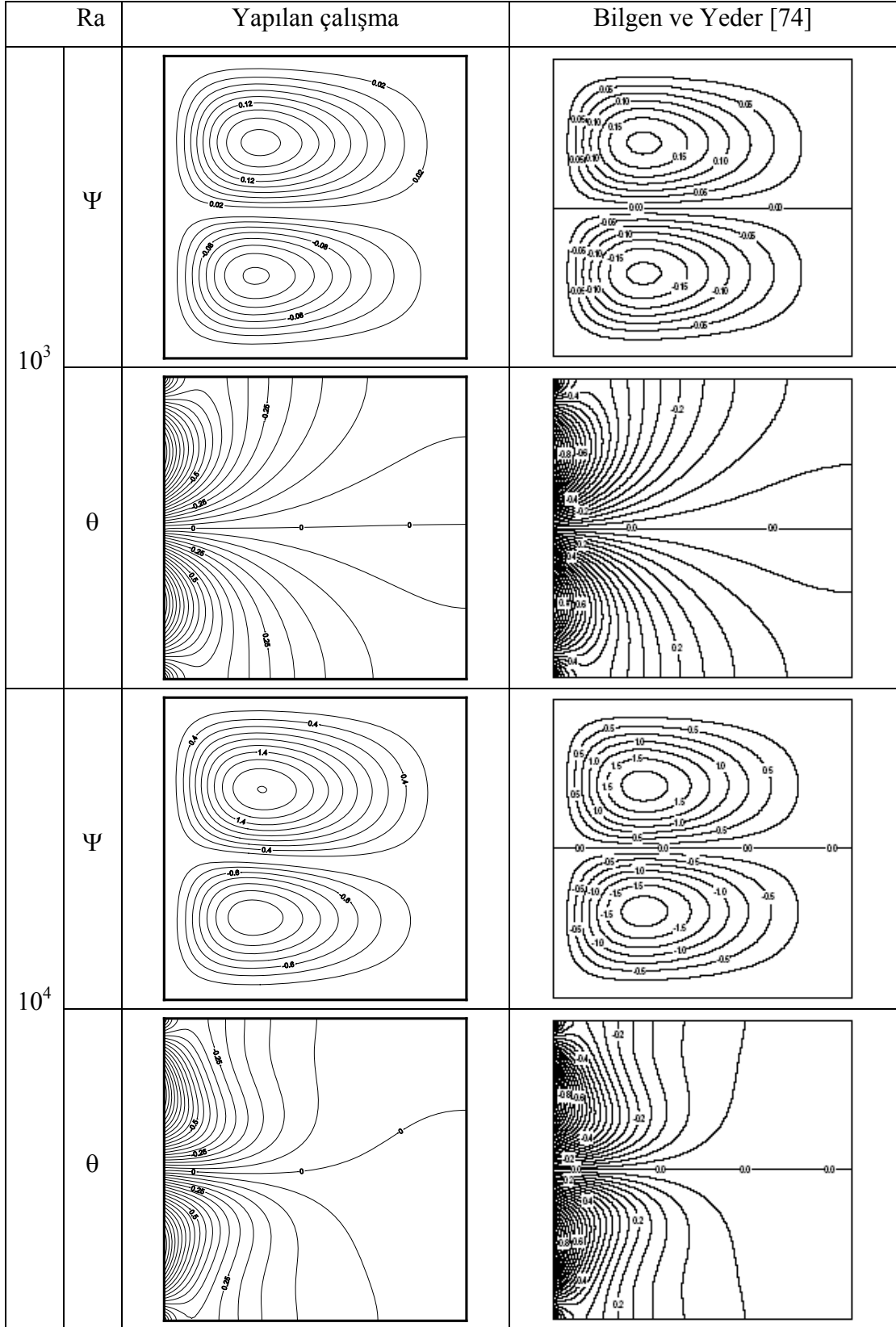
Sol kısmındaki ısı olarak aktif duvarın bir yarısından ısıtılırken diğer yarısından soğutulan problem geometrisi Şekil 3.26 da verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi aktif duvar bir yarısından sinüzoidal olarak ısıtılırken, diğer yarısından da sinüzoidal olarak soğutulmaktadır. İki boyutlu kapalı ortamın diğer duvarları ise yalıtılmıştır.



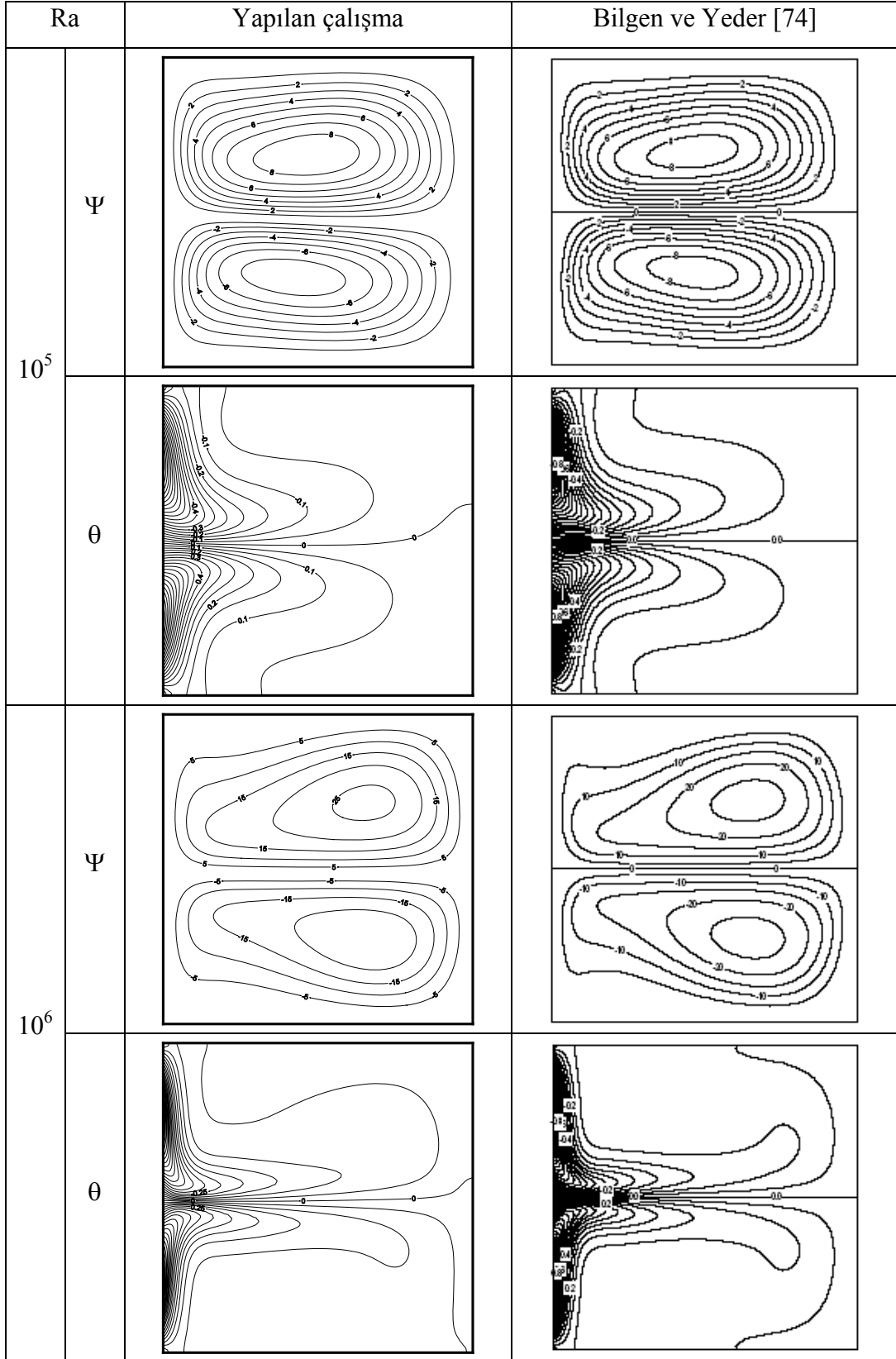
Şekil 3.26. Sol duvarından sinüzoidal olarak ısıtılan problem geometrisi

Problem için sınır koşulları boyutsuz olarak Tablo 2.3 te dört nolu sınır koşullarında verilmiştir. En/boy oranının 1 olduğu durum için Rayleigh sayısının 10^3 - 10^6 aralığındaki değerlerinde sayısal çalışma yapıp literatürde yapılan çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri şeklinde Şekil 3.27-28 de verilmiştir.

Şekil 3.27-28 den görüldüğü gibi ısı olarak aktif olan sol duvarın alt yarısından ısıtılıp üst yarısından soğutulması durumunda yaklaşık olarak simetrik bir sıcaklık dağılımı elde edilmektedir. Rayleigh sayısı arttıkça eş sıcaklık eğrileri ısı olarak aktif olan sol duvar civarında yoğunlaşmaktadır. Sınır şartına bağlı olarak ortam içerisinde farklı yönlerde iki tane akım hücresi meydana gelmektedir.



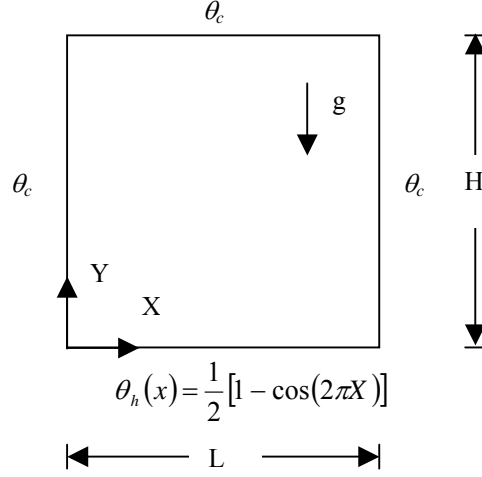
Şekil 3.27. Farklı Rayleigh sayılarında yapılan çalışma ile Bilgen ve Yeder [74] tarafından elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri.



Şekil 3.28. Farklı Rayleigh sayılarında yapılan çalışma ile Bilgen ve Yeder[74] tarafından elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri.

3.1.5. Alt Kısmından Trigonometrik Olarak Isıtılan Ortamlarda Doğal Taşınım İle Isı Transferi

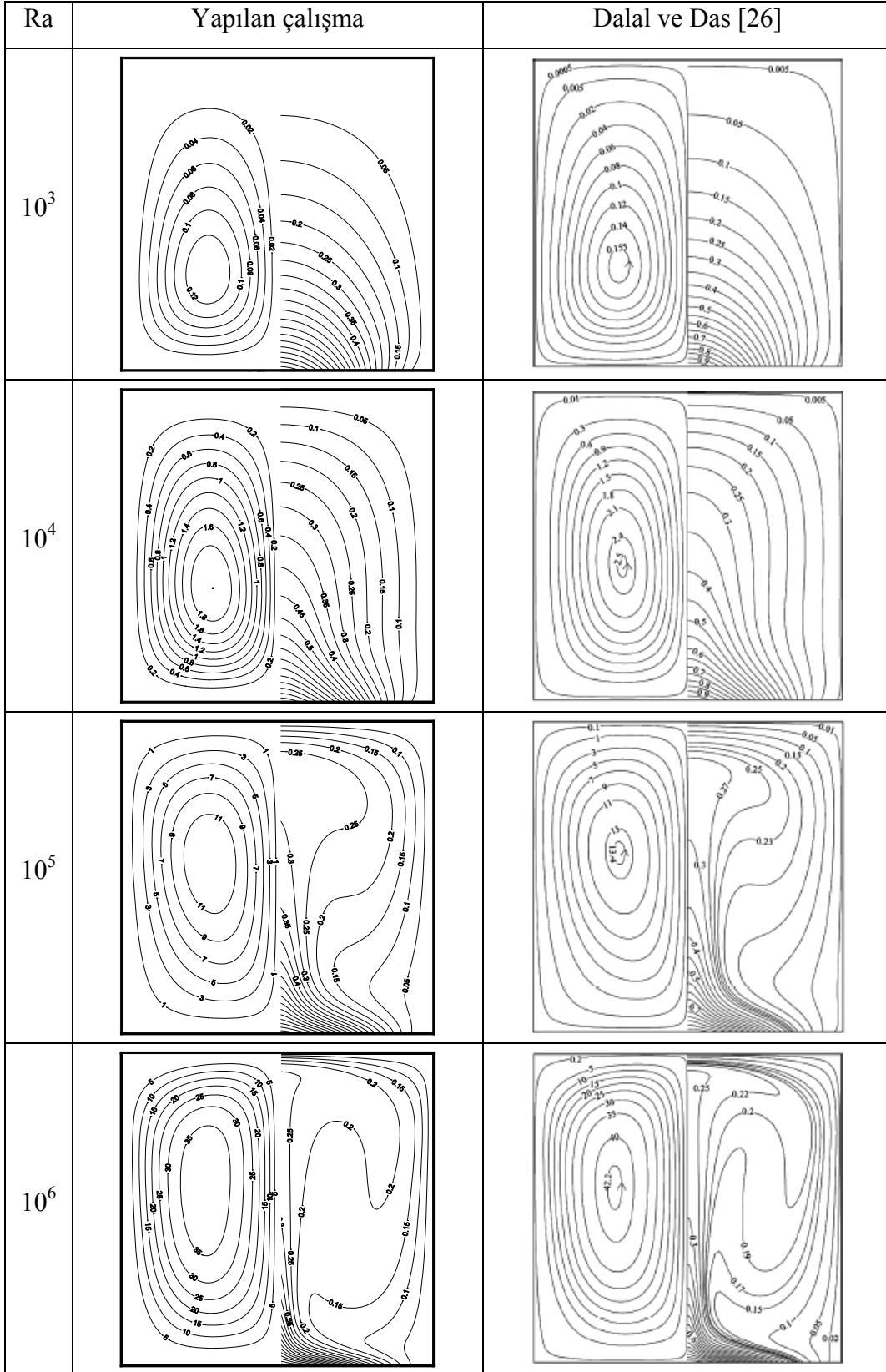
Alttan trigonometrik bir fonksiyona bağlı olarak ısıtılan, diğer yüzeylerinden ise soğutulan problem geometrisi boyutsuz sınır koşulları ile birlikte Şekil 3.29 da verilmiştir.



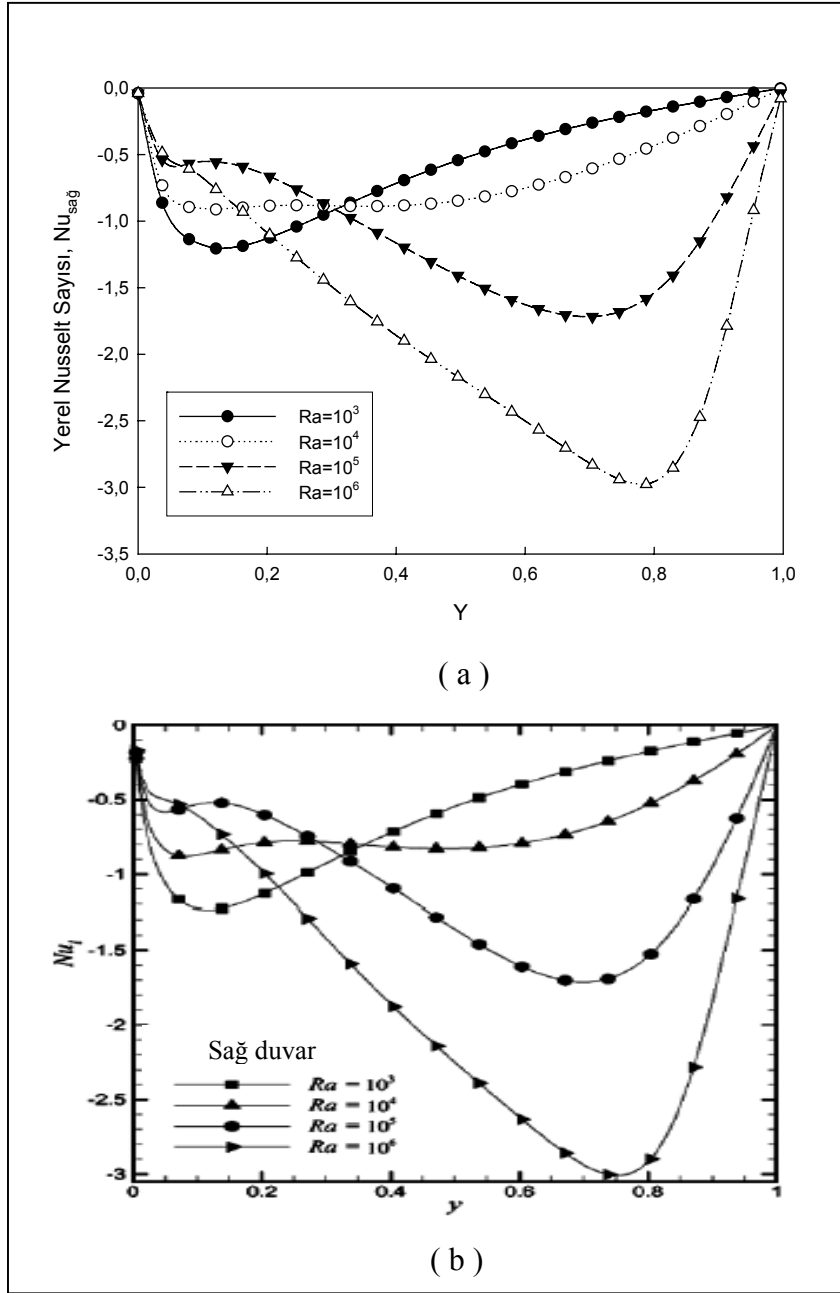
Şekil 3.29. İki boyutlu kapalı ortam geometrisi

Problem için sınır koşulları boyutsuz olarak Tablo 2.3 te beş nolu sınır koşullarında verilmiştir. Şekil 3.29 da verilen problem geometrisi için 120×120 ağ sıklığında Rayleigh sayısının $10^3 - 10^6$ aralığındaki değerlerde sayısal çözümler yapılmıştır. İş akışkanı olarak hava kullanıldığı için Prandtl sayısı 0.71 alınmıştır. Elde edilen sonuçlar akım çizgileri, eş sıcaklık eğrileri, yerel ve ortalama Nusselt sayıları cinsinden verilmiştir. Elde edilen sonuçlar Dalal ve Das [26] tarafından elde edilen sonuçlarla Şekil 3.30-33 te karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Alt kısmından trigonometrik olarak ısıtılan ortamlarda Şekil 3.30 dan görüldüğü gibi Rayleigh sayısının artmasıyla birlikte akım merkezleri kapalı ortamın alt yüzeyine yakın yerlerden üst yüzeyine doğru kaymaktadır. Eş sıcaklık eğrileri ise Rayleigh sayısının artmasına bağlı olarak kare ortamın köşelerine doğru kaymaktadır.

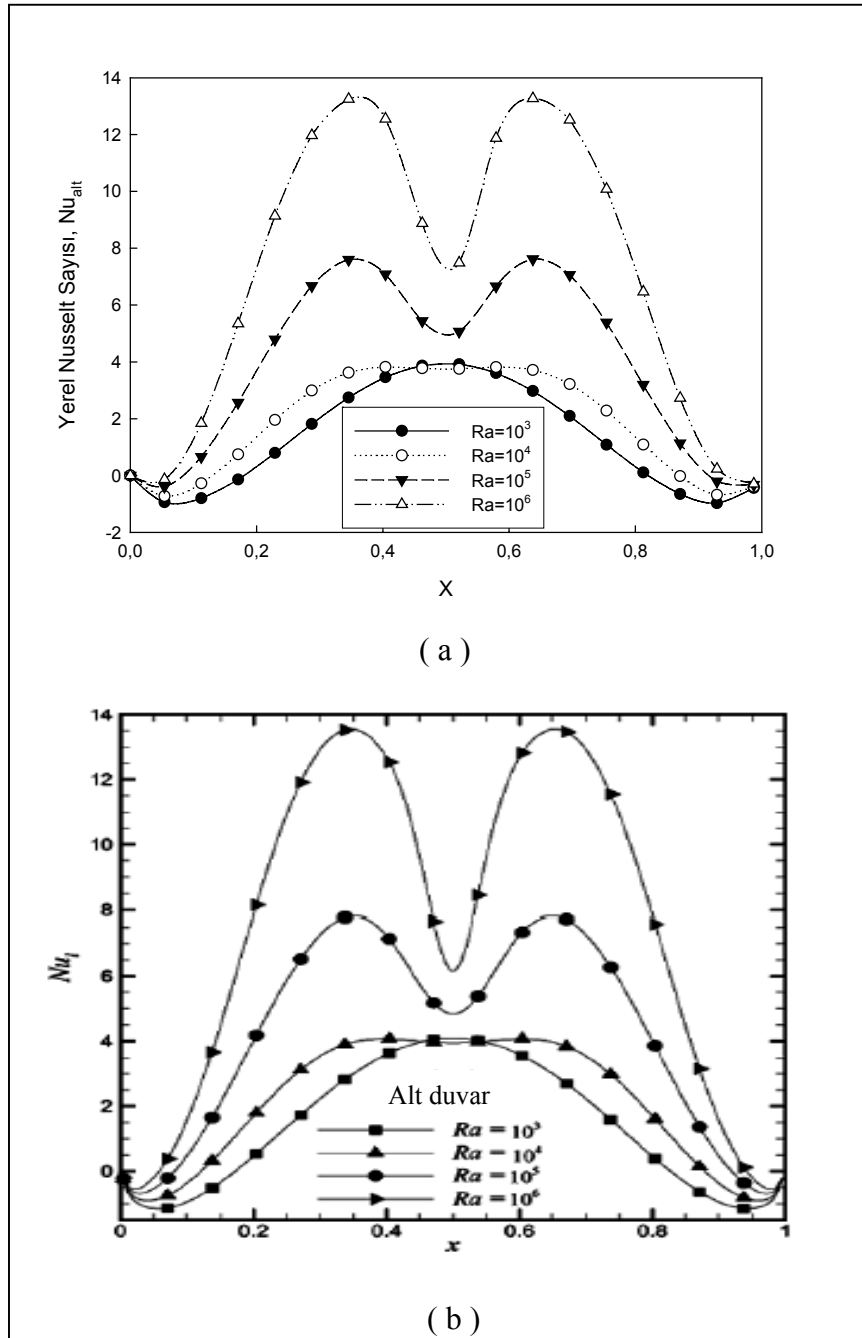


Şekil 3.30. Farklı Rayleigh sayılarında yapılan çalışma ile Dalal ve Das [26] tarafından elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri.



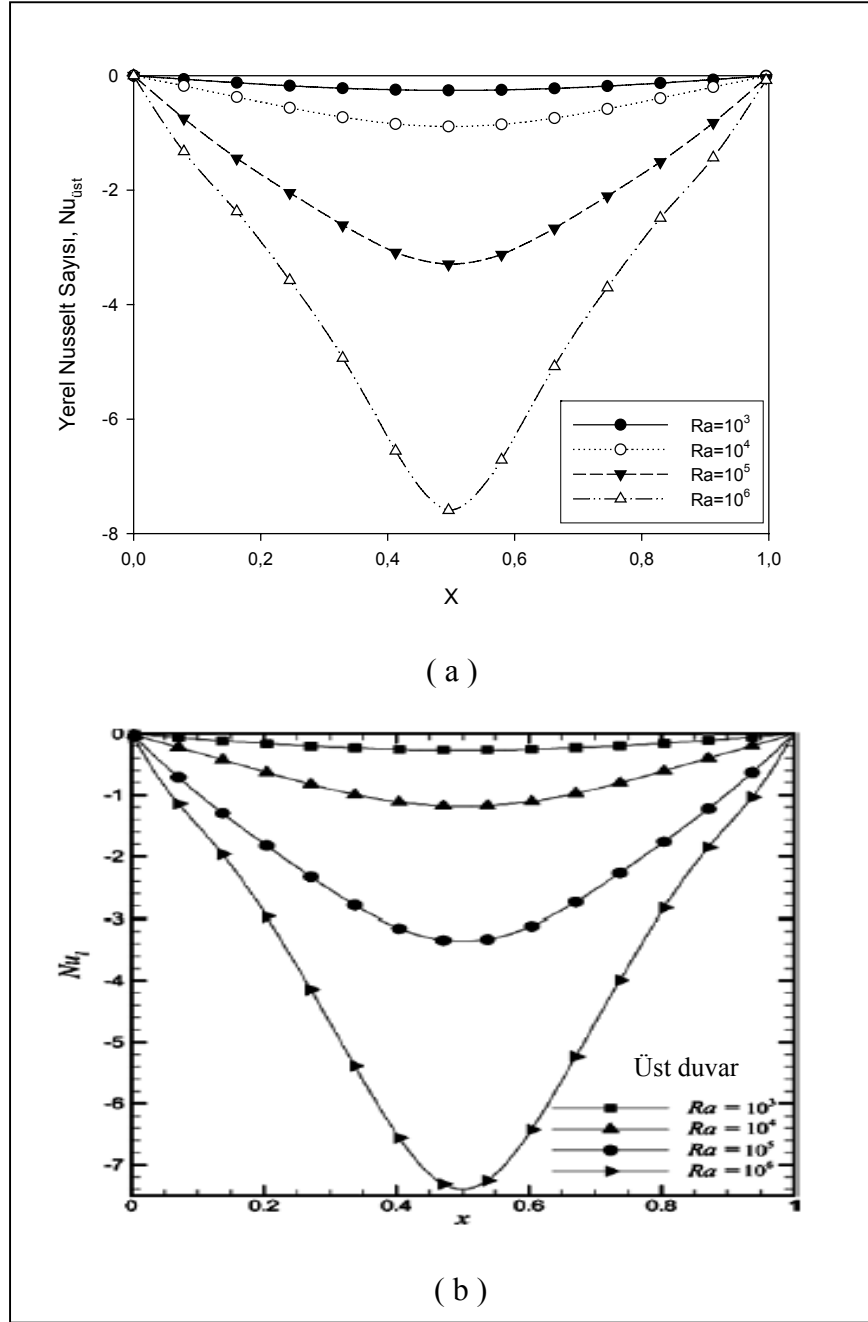
Şekil 3.31. Farklı Rayleigh sayılarında sağ duvar için yerel Nusselt sayılarının değişimi. a) Yapılan çalışma, b) Dalal ve Das [26].

Sağ duvar için yerel Nusselt sayılarının değişiminin verildiği Şekil 3.31 den, ısı transferinin belirli bir düşey uzunluğa kadar düştüğü, bu değerden sonra arttığı görülmektedir. Sıcak olan akışkan, ortamın tavan kısmına yakın bölgelerde toplanacağı için bu bölgeye yakın yerlerde sağ duvara olan ısı transferi de artmaktadır. Isı transferi iç ortamdan soğuk olan duvarlara doğru gerçekleştiği için Nusselt sayıları negatif değerler almıştır.



Şekil 3.32. Farklı Rayleigh sayılarında alt duvar için yerel Nusselt sayılarının değişimi. a) Yapılan çalışma, b) Dalal ve Das [26].

Alt duvara göre yerel Nusselt sayılarının verildiği Şekil 3.32 de yapılan çalışma ile Dalal ve Das [25] tarafından elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Verilen sınır şartına bağlı olarak alt duvar yüzeyinde maksimum sıcaklıklar merkezde meydana geldiği için ısı transferinin azaldığı görülmektedir.

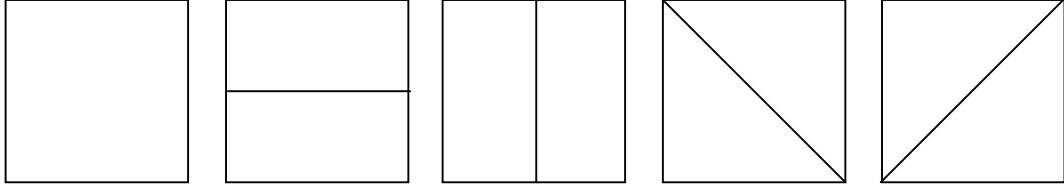


Şekil 3.33. Farklı Rayleigh sayılarında üst duvar için yerel Nusselt sayılarının değişimi. a) Yapılan çalışma, b) Dalal ve Das [26].

Soğuk olan üst duvar için Nusselt sayılarının değişiminin verildiği Şekil 3.33 te ise ısı transferi üst duvar merkezine yaklaştıkça artmaktadır. Şekil 3.30 da da görüldüğü gibi eş sıcaklık eğrileri üst duvara doğru sıklaştığından burada ısı transferinin maksimum olması beklenen bir sonuçtur.

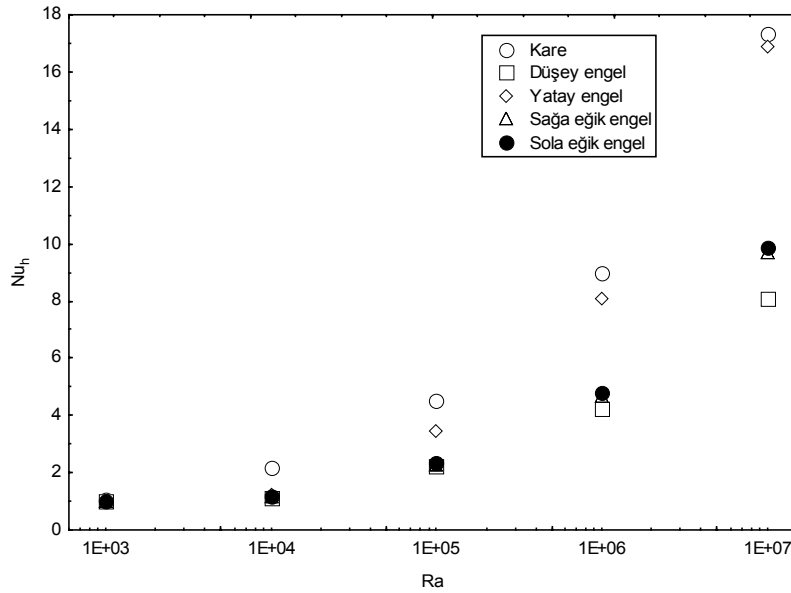
3.2. Kare Ortam İçerisine Yerleştirilen İç Bölmenin Doğal Taşınım İle İlişkili Isı Transferi Üzerine Etkileri

Kare ortam içerisine Şekil 3.34 te görüldüğü gibi toplam hacmi eşit olarak ikiye bölecek şekilde yatay, dikey ve eğik iç bölme yerleştirilmiştir. İç bölme malzemesinin ısı iletim katsayısı akışkanın ısı iletim katsayısına yakın değerde ve kalınlığının da ihmal edilebilir olduğu kabul edilmiştir.



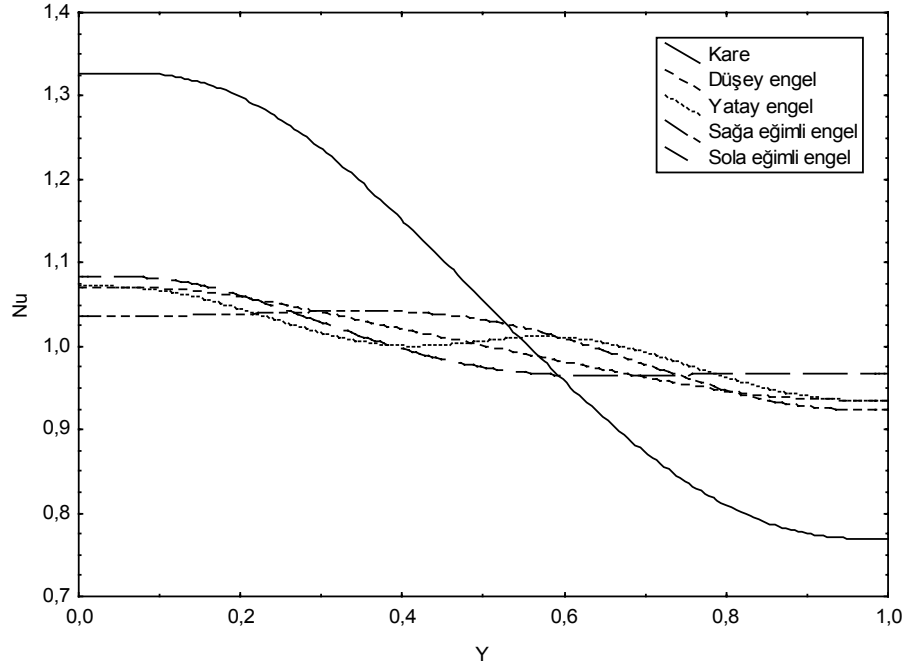
Şekil 3.34. Karşılaştırma yapılan iç bölmeli ortam geometrileri

Duvarlarda ve engel yüzeyinde kaymama sınır koşulu olarak sıfır hız, enerji denklemi için tavan ve tabandan yalıtım sınır koşulu, sol duvar için yüksek sıcaklık, sağ duvar için düşük sıcaklık sınır koşulu verilmiştir. İş akışkanı olarak hava için Prandtl sayısı 0.71 değeri alınmıştır. Yukarıda verilen sınır koşulları altında çözüm yapılması sonucu elde edilen akım çizgileri, eş sıcaklık eğrileri, yerel ve ortalama Nusselt sayılarının değişimleri Şekil 3.35-40 ta verilmiştir:

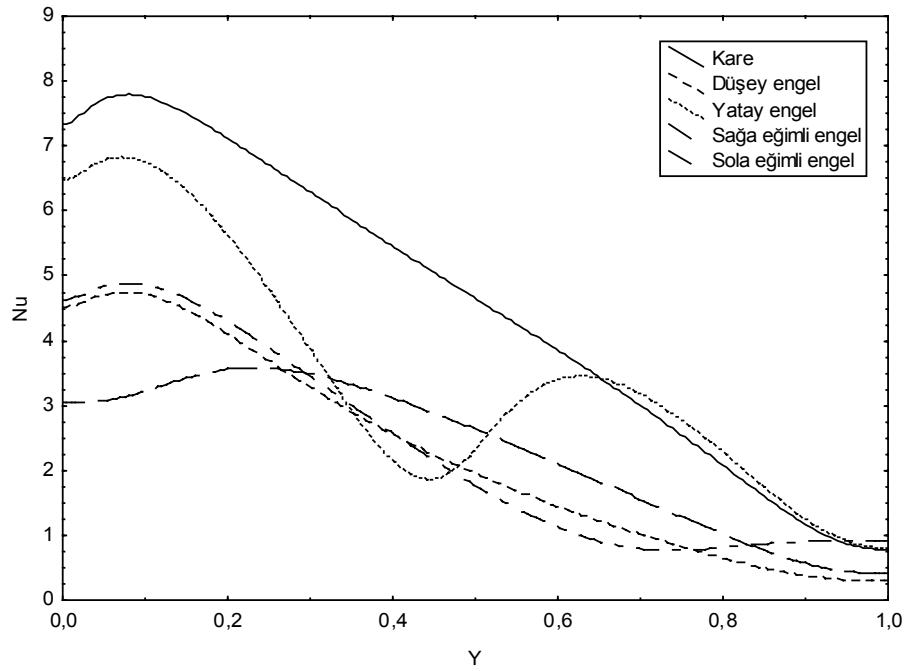


Şekil 3.35. Kullanılan engellerin farklı Rayleigh sayılarında ortalama Nusselt sayısına etkisi

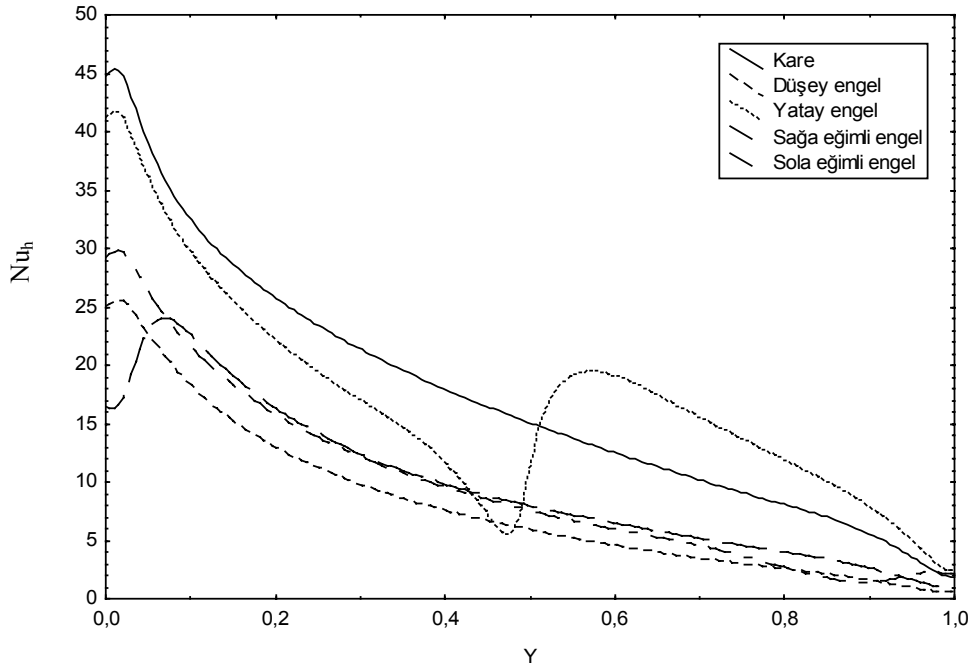
Kare ortam içerisinde engel yerleştirilmesinin incelendiği Şekil 3.35 te kaldırma kuvvetlerine bağlı olarak artan Rayleigh sayısı ile birlikte ısı transferinin de arttığı görülmektedir.



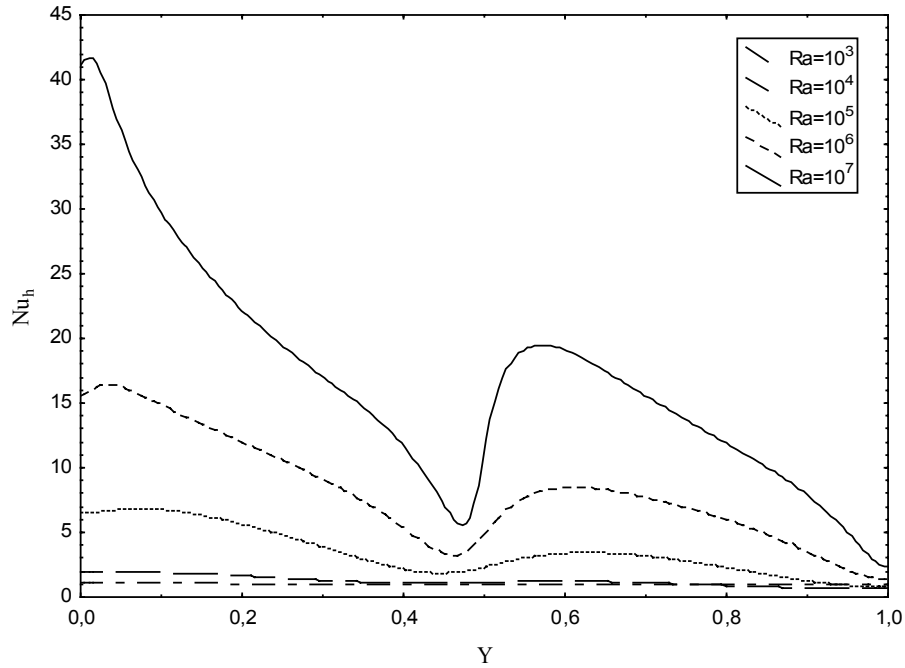
Şekil 3.36. $Ra=10^3$ için yerel Nusselt sayısının engellere göre değişimi



Şekil 3.37. $Ra=10^5$ için yerel Nusselt sayısının engellere göre değişimi



Şekil 3.38. $Ra=10^7$ için yerel Nusselt sayısının engellere göre değişimi




























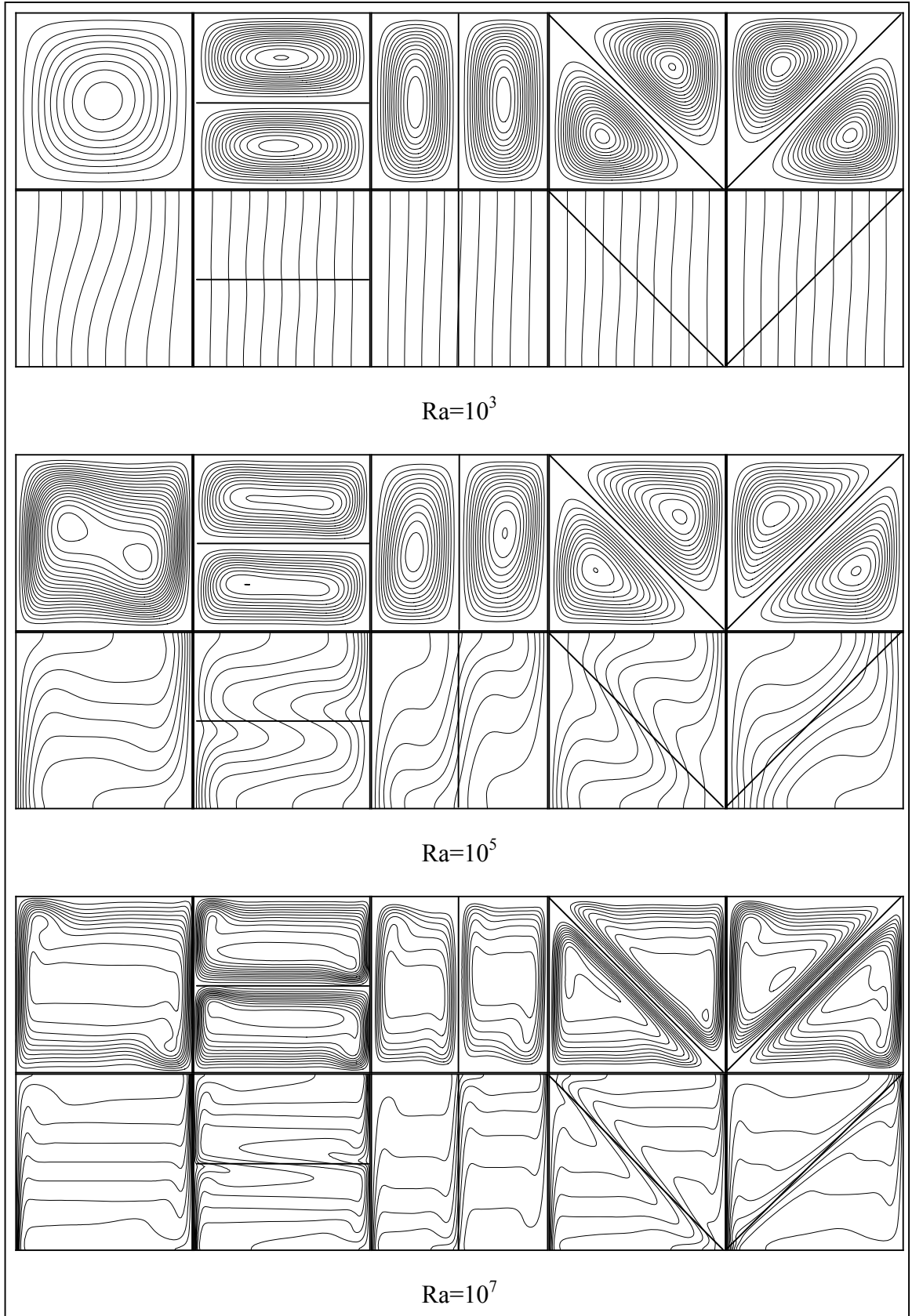
Şekil 3.39. Yatay engel için farklı Rayleigh sayılarında yerel Nusselt sayısının değişimi

Yerel Nusselt sayılarının değişiminin incelendiği Şekil 3.36-39 da ısı transferinde boş kareye göre en büyük azalmanın düşey iç bölmeli karede meydana geldiği sonucuna varılır. Boş kare ortam ile dört değişik iç bölmeli ortam, ısı transferinin azalmasına göre, boş kare ortam, yatay iç bölmeli ortam, sola eğik iç bölmeli ortam, sağa eğik iç bölmeli

ortam ve düşey iç bölmeli ortam şeklinde sıralanabilir. Durum ısı direnç açısından değerlendirildiğinde, dirençteki en büyük artışın düşey iç bölmeli ortamda meydana geldiği görülür. Bu durum daha açık olarak Tablo 3.1 de görülmektedir.

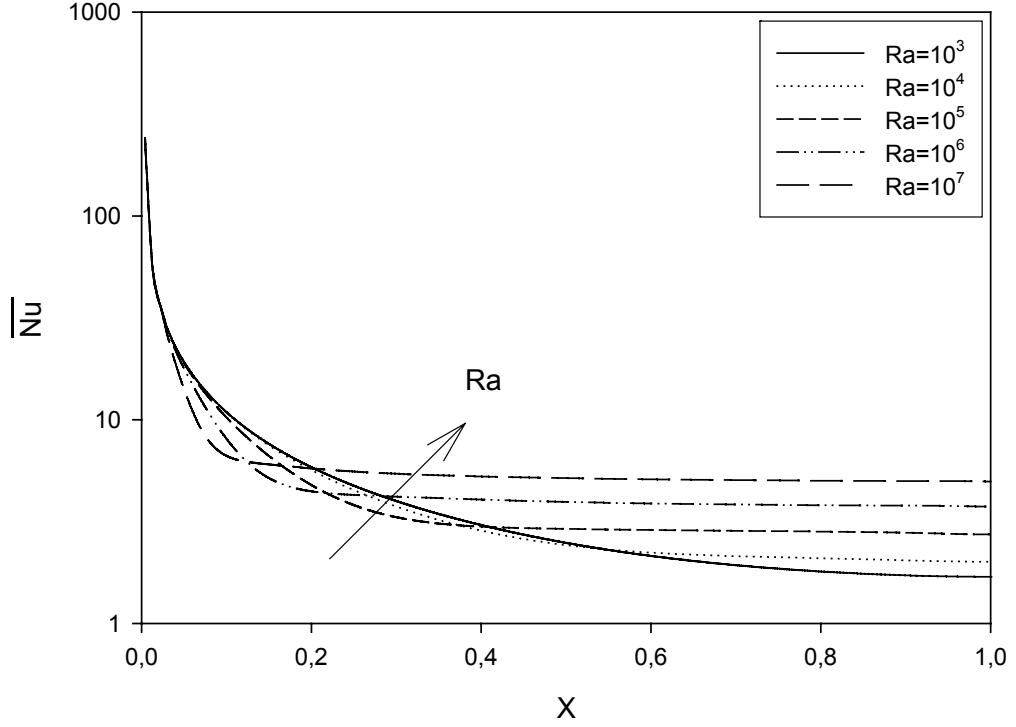
Tablo 3.1. Farklı Rayleigh sayılarında iç bölmelere göre sıcak ve soğuk yüzeydeki ortalama Nusselt sayıları

Ra	Geometri	$Nu_{h,ort}$	$Nu_{h,min}$	$Nu_{h,max}$	$Nu_{c,ort}$	$Nu_{c,min}$	$Nu_{c,max}$
10^3	Kare 	1.0530	0.7685	1.3275	1.0532	0.7736	1.3241
	Yatay Engel 	1.0045	0.9346	1.0722	1.0046	0.9397	1.0763
	Düşey Engel 	1.0023	0.9358	1.0708	1.0023	0.9334	1.0734
	Sola Eğik Engel 	1.0038	0.9644	1.0841	1.0038	0.9617	1.0864
	Sağa Eğik Engel 	1.0030	0.9239	1.0426	1.0030	0.9252	1.0425
10^4	Kare 	2.1542	0.5606	3.5365	2.1571	0.5580	3.5574
	Yatay Engel 	1.2387	0.6657	1.9411	1.2413	0.6711	2.0140
	Düşey Engel 	1.1356	0.5673	1.8170	1.1386	0.5489	1.8416
	Sola Eğik Engel 	1.1789	0.7888	1.9356	1.1815	0.7641	1.9623
	Sağa Eğik Engel 	1.1586	0.5531	1.4698	1.1611	0.5549	1.4794
10^5	Kare 	4.5432	0.7809	7.7979	4.5426	0.7742	7.7827
	Yatay Engel 	3.4570	0.8059	6.8282	3.4573	0.7863	6.9076
	Düşey Engel 	2.2557	0.2968	4.7481	2.2553	0.2971	4.7040
	Sola Eğik Engel 	2.3454	0.7700	4.8830	2.3448	0.7117	4.8971
	Sağa Eğik Engel 	2.2903	0.4110	3.5843	2.2897	0.4098	3.5957
10^6	Kare 	8.9750	1.1302	18.2987	8.9746	1.1235	18.2598
	Yatay Engel 	8.0688	1.4246	16.4462	8.0691	1.4299	16.4933
	Düşey Engel 	4.2531	0.3975	10.3232	4.2526	0.3941	10.2887
	Sola Eğik Engel 	4.7999	0.9645	11.5884	4.7986	0.8496	11.6531
	Sağa Eğik Engel 	4.7131	0.5419	9.2588	4.7117	0.5502	9.2775
10^7	Kare 	17.3414	1.8778	45.4368	17.3389	1.8709	45.1795
	Yatay Engel 	16.9149	2.4111	41.8036	16.9148	2.4306	41.7907
	Düşey Engel 	8.0826	0.5540	25.6516	8.0807	0.5500	25.4508
	Sola Eğik Engel 	9.8403	1.4100	29.8886	9.8371	1.1457	30.1601
	Sağa Eğik Engel 	9.6990	0.9066	24.0241	9.6849	0.9398	24.1287



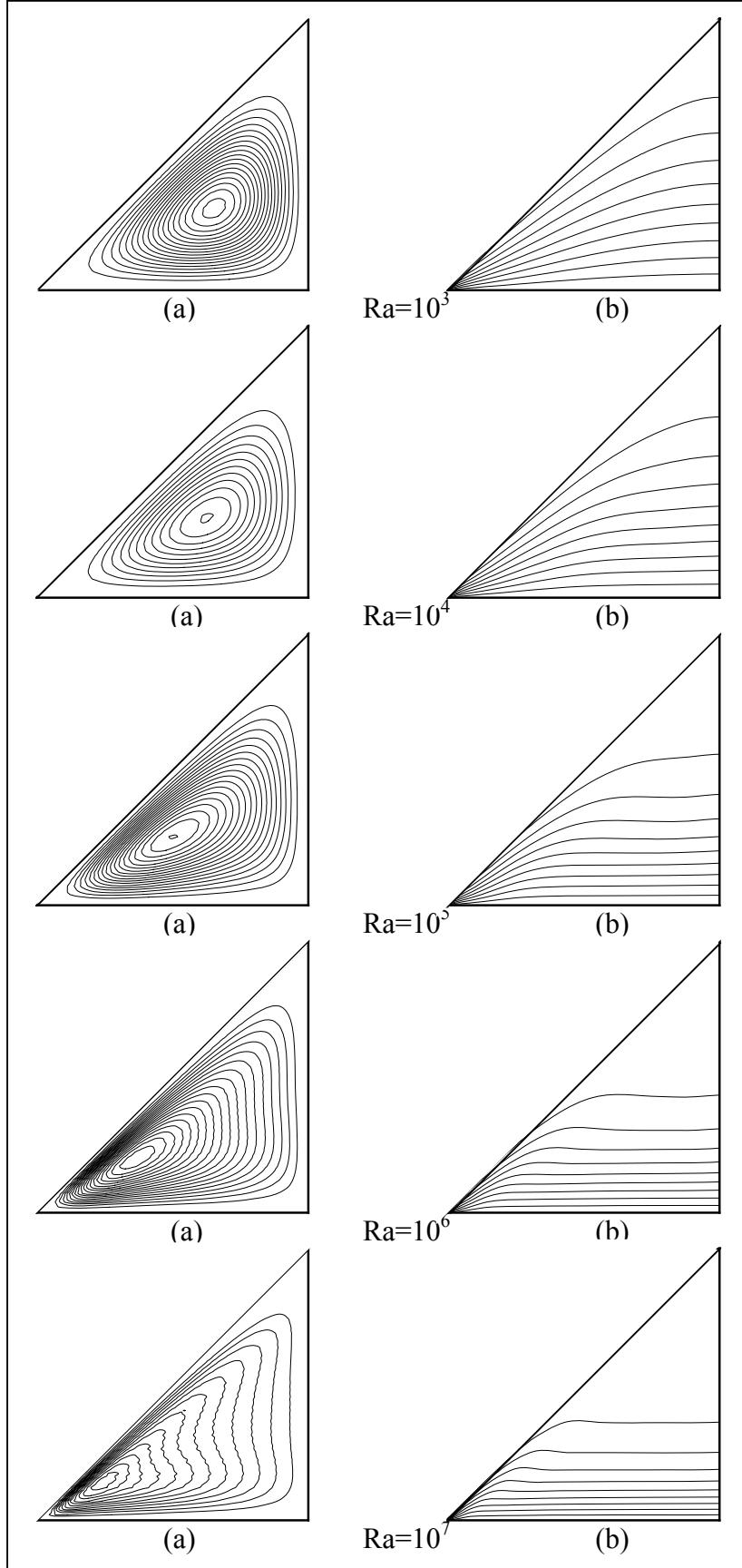
Şekil 3.40. Farklı Rayleigh sayılarında boş, yatay, düşey, sola ve sağa eğik iç bölmeli ortam için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri

Sağa eğimli üçgen ortamlarda yerel Nusselt sayısının üçgen ortamın taban kısmı boyunca değişiminin verildiği Şekil 3.42 den görüldüğü gibi yerel Nusselt sayısındaki en büyük değişim, Rayleigh sayısının 10^3 değerinde, en az değişim ise 10^7 değerinde meydana gelmektedir. Bunun nedeni ise yüksek Rayleigh sayılarında eş sıcaklık eğrilerinin birbirine paralel bir şekilde değişmesidir. Düşük Rayleigh sayılarında ısı transferi de az olacağından dolayı yerel Nusselt sayıları diğerlerine göre daha düşük çıkmıştır.



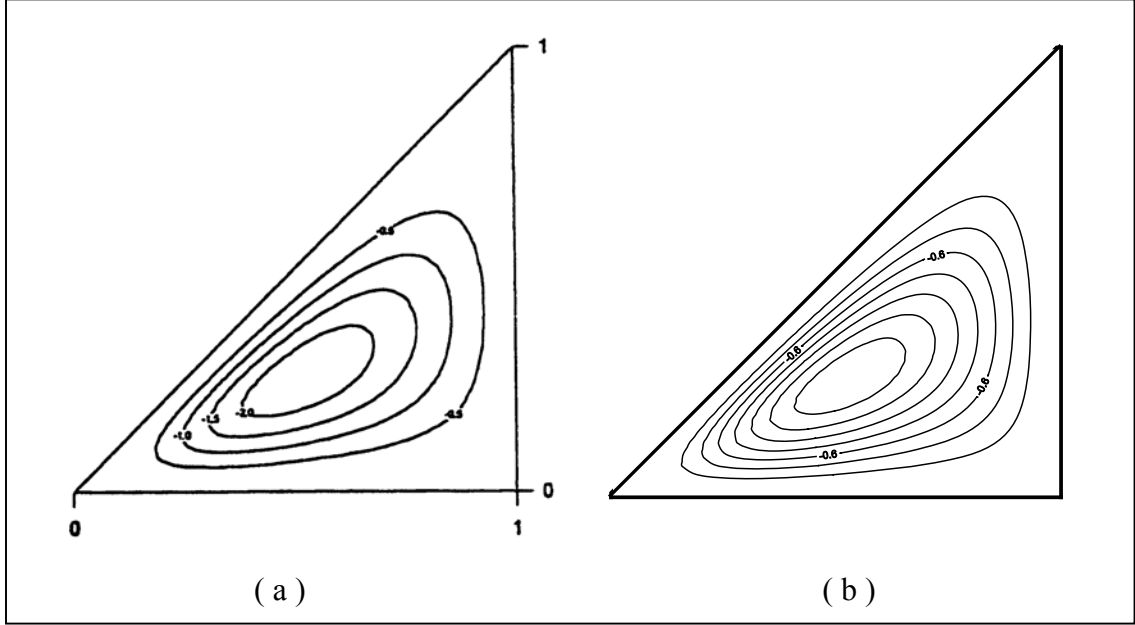
Şekil 3.42. Sağa eğimli üçgen geometride farklı Rayleigh sayılarında yerel Nusselt sayılarının üçgen ortamın tabanı boyunca değişimi

Sağa eğimli üçgen ortam içinde. Rayleigh sayısının değişiminin akım çizgilerine ve eş sıcaklık eğrilerine etkisinin görüldüğü Şekil 3.43 te artan Rayleigh sayısı ile birlikte akım, sıcaklık farkının fazla olduğu üçgen ortamın merkezinden sol alt köşesine doğru kaymaktadır. Böylece akım çizgileri üçgen ortamın sol alt köşesinde yoğunlaşmaktadır. Şekilden görüleceği üzere eş sıcaklık eğrileri Rayleigh sayısının 10^6 değerinden sonra yaklaşık olarak birbirine paralel bir şekilde değişmektedir. Rayleigh sayısının 10^7 değerindeki akım çizgilerinde bir kararsızlık olduğu görülmektedir. Doğal taşınım ile ısı transferi için Rayleigh sayısının 10^7 değeri laminar doğal taşınımından türbülanslı doğal taşınımına geçişin başladığı kritik bir değer olduğu için bu değerde elde edilen çözümleri daha dikkatli değerlendirmek gerekir.

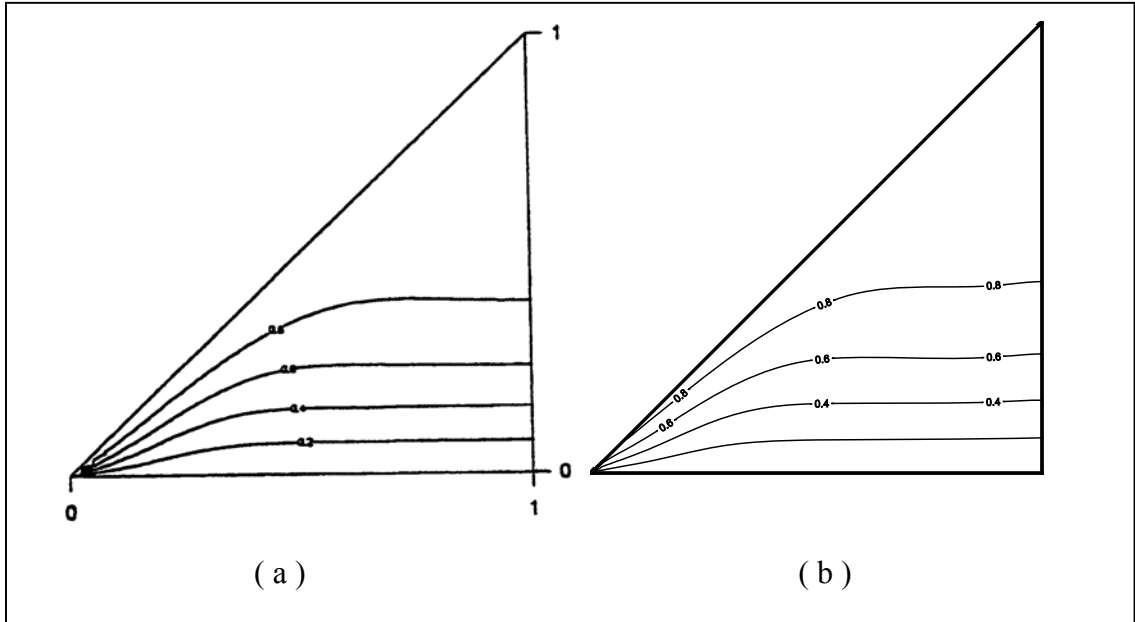


Şekil 3.43. Eğimli duvarın sıcak olması durumunda farklı Rayleigh sayıları için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin değişimi

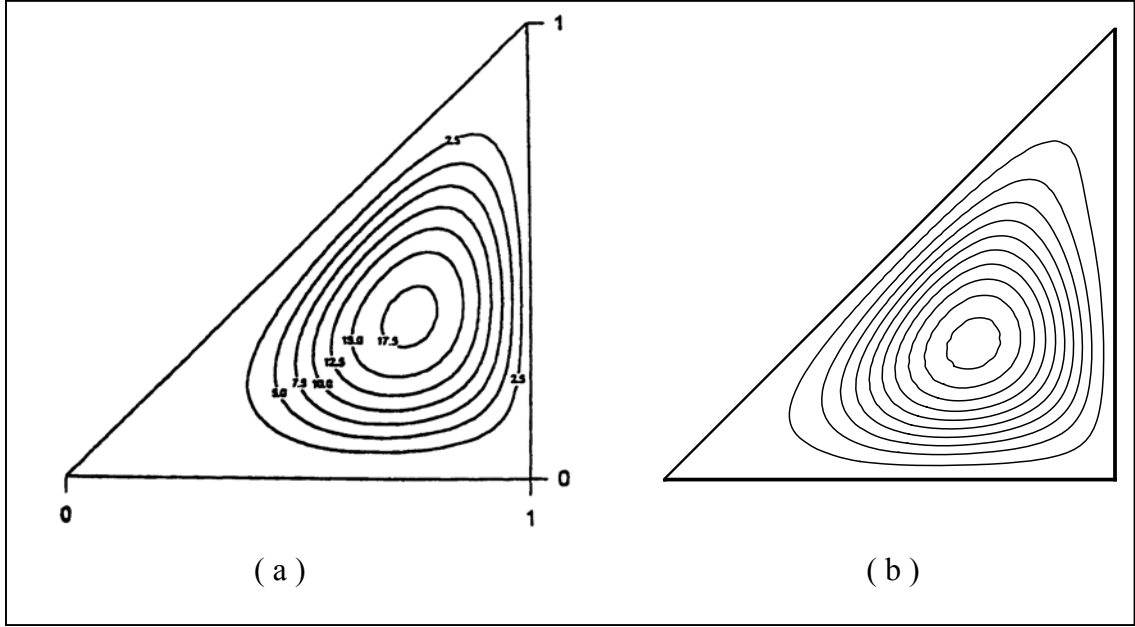
Yapılan çalışma ile literatürden elde edilen veriler karşılaştırılırsa Şekil 3.44 ve 3.45 ten görüldüğü gibi elde edilen eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri büyük oranda benzerlik göstermektedir.



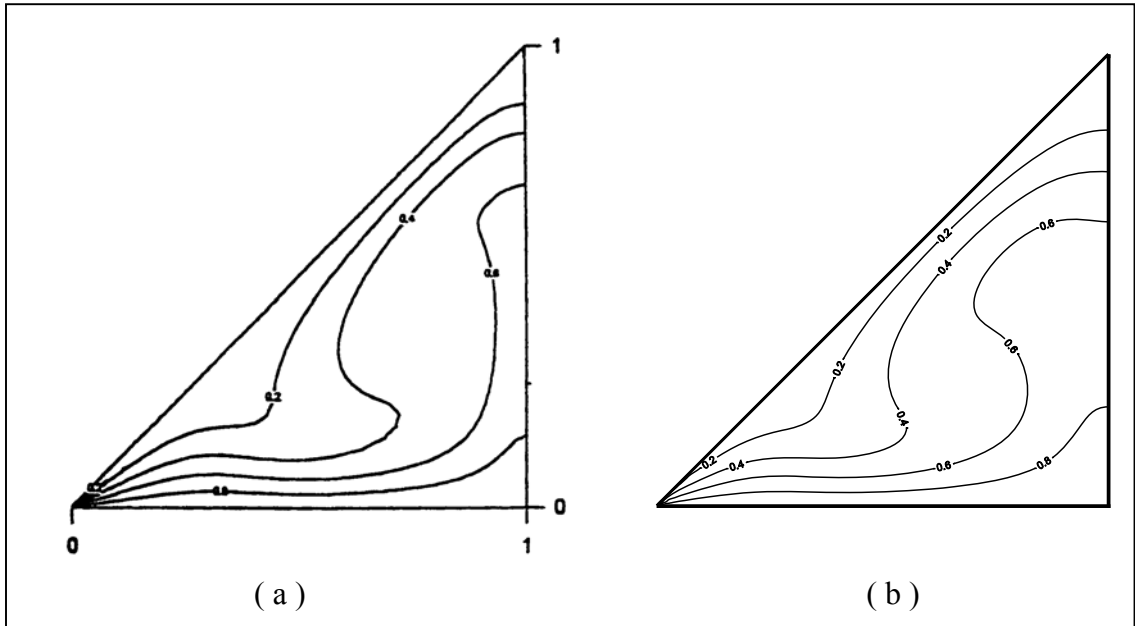
Şekil 3.44. $Ra=71000$, $Pr=0.71$ değerlerinde eğimli yüzeyin sıcak olması durumu için elde edilen akım çizgileri
(a)Hasani [98], (b)Yapılan çalışma.



Şekil 3.45. $Ra=71000$, $Pr=0.71$ değerlerinde eğimli yüzeyin sıcak olması durumu için elde edilen eş sıcaklık eğrileri.
(a)Hasani [98], (b)Yapılan çalışma.

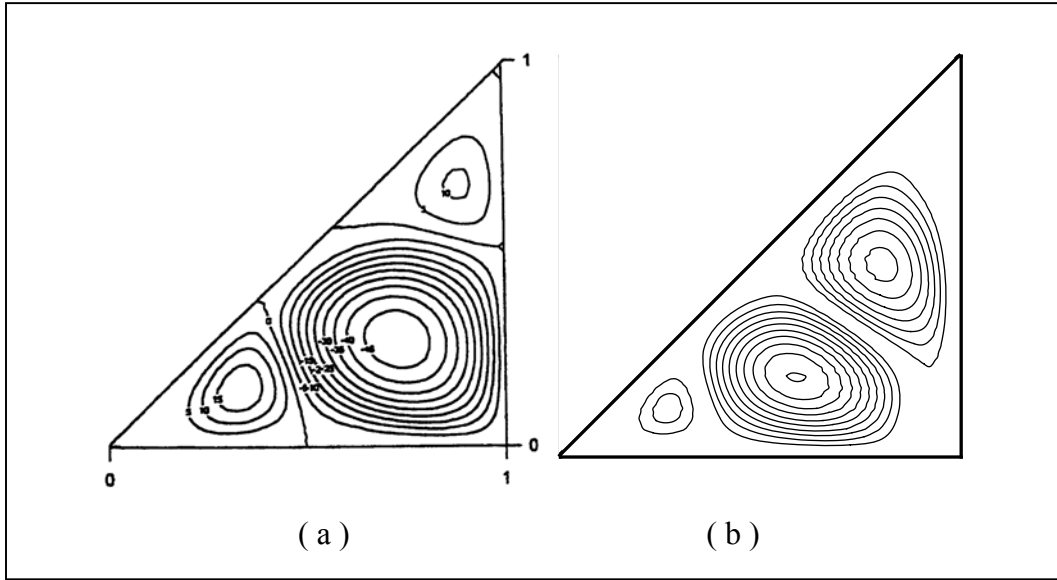


Şekil 3.46. $Ra= 71000$, $Pr=0.71$ değerlerinde eğimli yüzeyin soğuk olması durumu için elde edilen akım çizgileri.
(a)Hasani [98], (b)Yapılan çalışma.

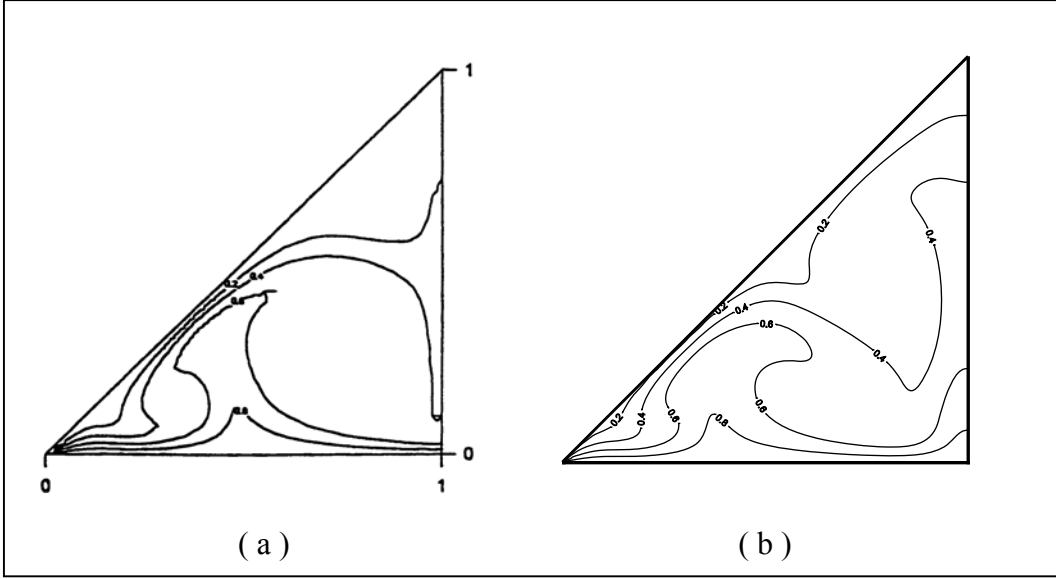


Şekil 3.47. $Ra= 71000$, $Pr=0.71$ değerlerinde eğimli yüzeyin soğuk olması durumu için elde edilen eş sıcaklık eğrileri.
(a)Hasani [98], (b)Yapılan çalışma.

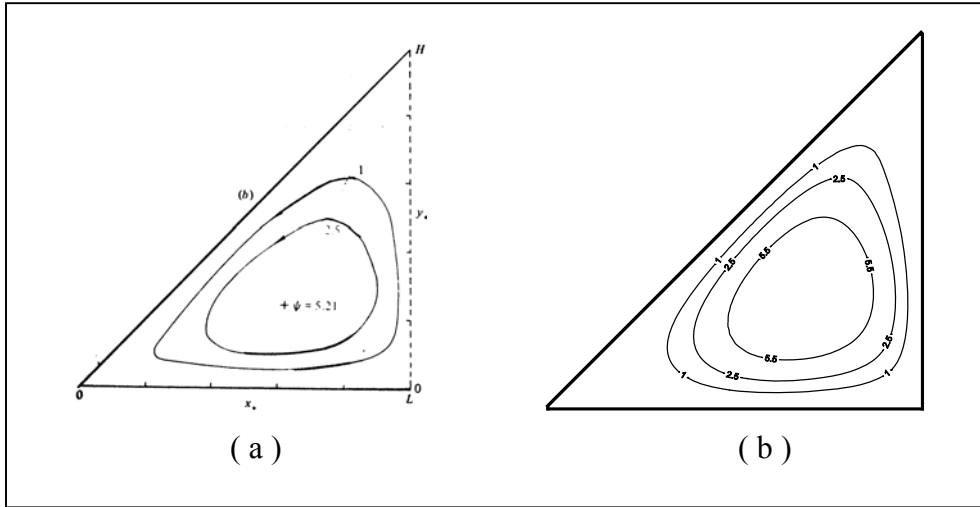
Şekil 3.46-47 den, eğimli yüzeyin soğuk olarak kabul edildiği durum için Hasani [89] tarafından elde edilen sonuçlar ile yapılan çalışmanın sonuçları eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri cinsinden gösterilmiştir. Burada çözüm yapılırken karakteristik uzunluk olarak üçgen ortamın yüksekliği (H) alınmıştır. Elde edilen sonuçlarla Hasani [98] tarafından verilen sonuçlar farklı çözüm yöntemleri kullanılmasından dolayı biraz farklılıklar göstermektedir. Hasani [98], problemi sayısal olarak çözerken vortisite-transport denklemlerini kullanmış olup bu denklemlerin çözümünde sonlu farklar yöntemini ve 41x41 uniform ağ yapısını kullanmıştır. Yapılan çalışmada ise boyutsuz denklemler, Patankar [7] tarafından verilen sonlu hacim metodu (FVM) kullanılarak çözümlenmiş olup 120x120 uniform ağ yapısı kullanılmıştır.



Şekil 3.48. $Ra= 710000$, $Pr=0.71$ değerlerinde eğimli yüzeyin soğuk olması durumu için elde edilen akım çizgileri.
(a) Hasani [98], (b) Yapılan çalışma.



Şekil 3.49. $Ra=710000$, $Pr=0.71$ değerlerinde eğimli yüzeyin soğuk olması durumu için elde edilen eş sıcaklık eğrileri.
(a) Hasani [98], (b) Yapılan çalışma.

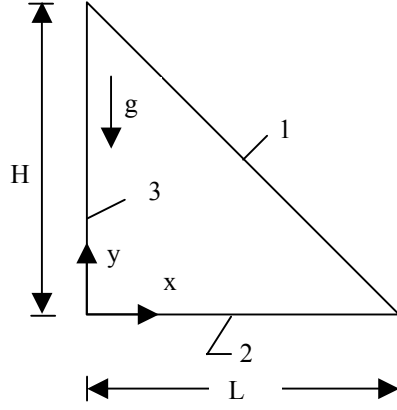


Şekil 3.50. $Ra=72000$, $Pr=0.72$ değerlerinde eğimli yüzeyin soğuk, taban bölgesinin sıcak olması durumu için elde edilen akım çizgileri.
(a) Poulikakos ve Bejan [94], (b) Yapılan çalışma.

Akım çizgilerinin değişiminin verildiği Şekil 3.50 de Poulikakos ve Bejan [94] tarafından elde edilen verilerle yapılan çalışma sonucu elde edilen verilerin büyük oranda benzerlik gösterdiği görülmektedir. Poulikakos ve Bejan [94] tarafından yapılan çalışmada karakteristik uzunluk olarak üçgen ortamın yüksekliği alınmıştır.

3.4. Sola Eğimli Üçgen Ortamlarda Doğal Taşınım

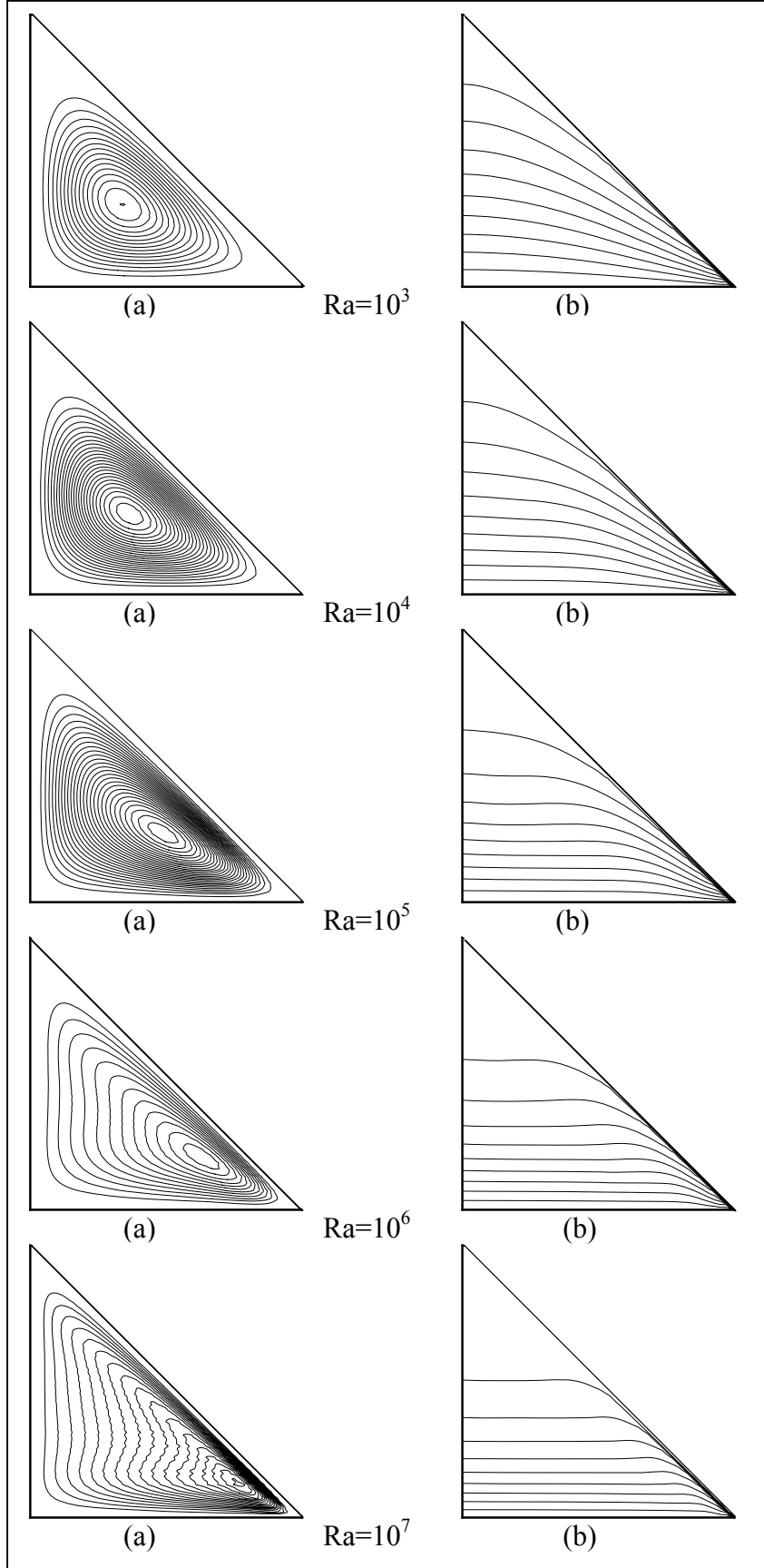
Sağa eğimli üçgen geometrisindeki kapalı ortam, Şekil 3.51 de verilmiştir. Çalışılan geometri için Tablo 2.4 te sınır koşulları verilmiştir.



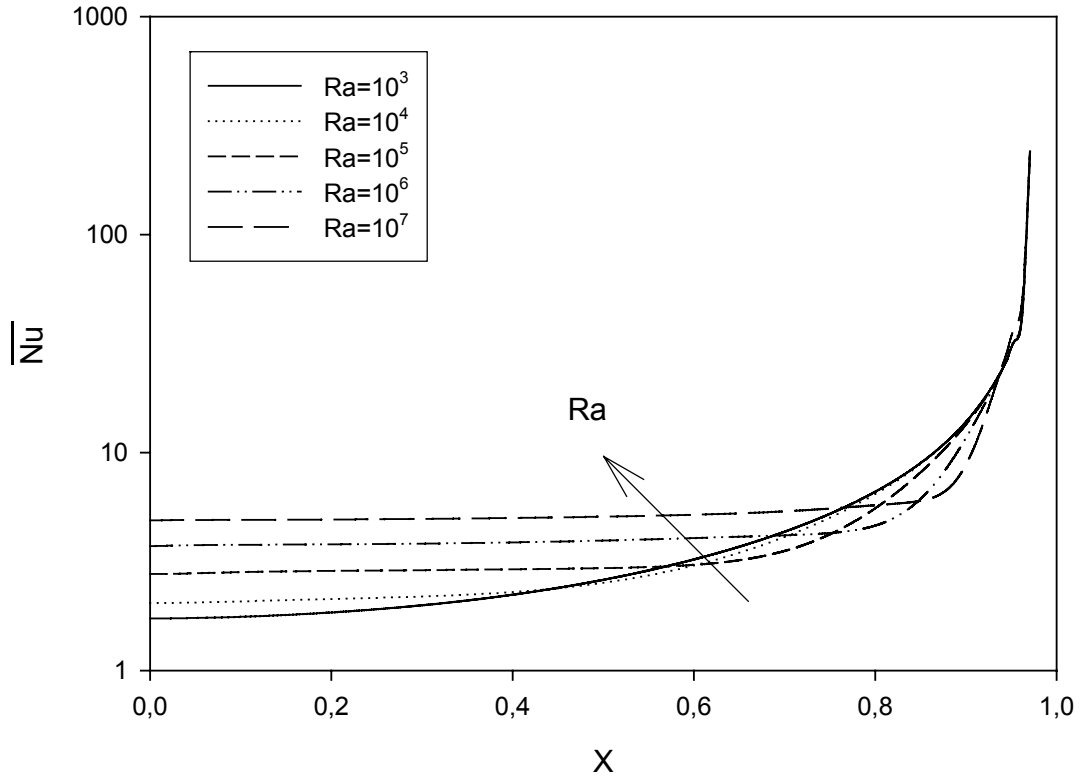
Şekil 3.51. Sola eğimli üçgen için problem geometrisi

Eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri için karakteristik uzunluk, sıcaklık farkının meydana geldiği H yüksekliğidir. Bu nedenle boyutsuzlaştırma yapılırken karakteristik uzunluk olarak üçgen ortamın yüksekliği alınmıştır.

Sola eğimli üçgen ortamlarda akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin verildiği Şekil 3.52 den görüldüğü gibi Rayleigh sayısı arttıkça, kapalı ortam içerisindeki akım, üçgenin merkezinden sağ alt tarafa doğru kaymaktadır. Rayleigh sayısının 10^7 değerinde akışın kararsızlaştığı, doğal taşınımın laminardan türbülansa geçtiği görülmektedir. Bu nedenle çözümler doğal taşınımın laminar olduğu Rayleigh sayısının bu değerine kadar yapılmıştır.



Şekil 3.52. Sola eğimli yüzeyin sıcak olması durumunda farklı Rayleigh sayıları için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin değişimi

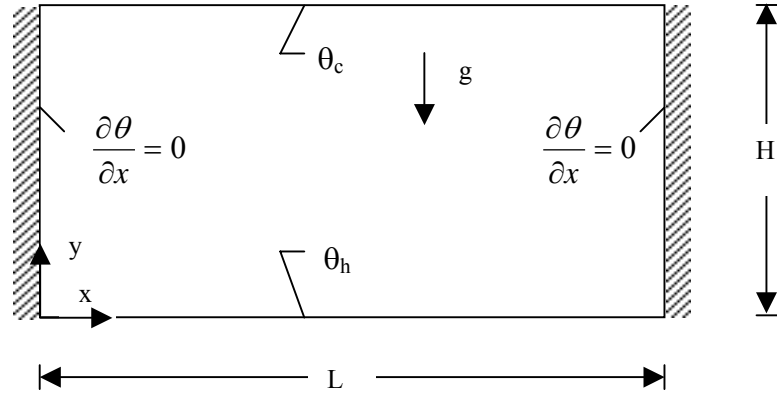


Şekil 3.53. İki boyutlu sola eğimli üçgen geometri için değişik Rayleigh sayılarında yerel Nusselt sayılarının üçgen ortamın tabanı boyunca değişimi

Farklı Rayleigh sayılarına karşılık gelen yerel Nusselt sayılarının üçgen ortamın taban kısmı boyunca değişiminin verildiği Şekil 3.53 ten görüldüğü gibi yerel Nusselt sayısındaki en büyük değişim, Rayleigh sayısının 10^3 değerinde, en az değişim ise 10^7 değerinde meydana gelmektedir. Şekilden görüldüğü gibi Rayleigh sayısının artması ısı transferini iyileştirmektedir.

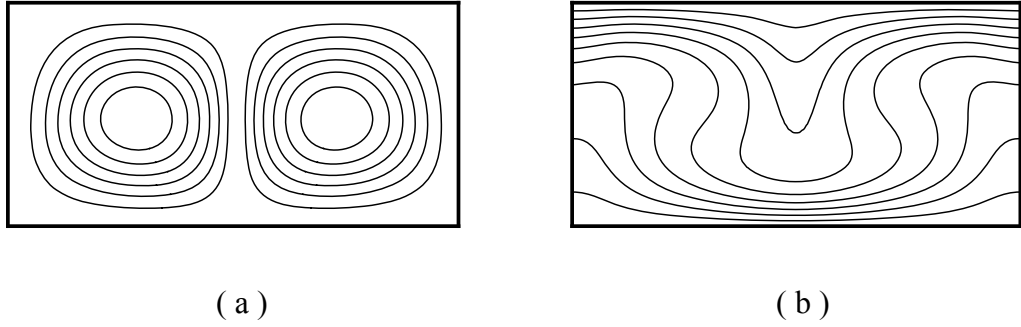
3.5. Dikdörtgensel Ortamlarda Doğal Taşınım

Dikdörtgen ortam geometrisi Şekil 3.54 te gösterilmiştir. Çalışılan geometri için sınır koşulları Tablo 2.3 te verilmiştir. Sayısal çalışma, iki boyutlu dikdörtgen ortam için en/boy oranına bağlı olarak, en/boy oranının $L/H=2$ değeri için 66×33 ; en/boy oranının $L/H=8$ değeri için 264×33 uniform ağ yapısına bölünerek gerçekleştirilmiştir. Eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri için karakteristik uzunluk sıcaklık farkının meydana geldiği H yüksekliği alınmıştır.



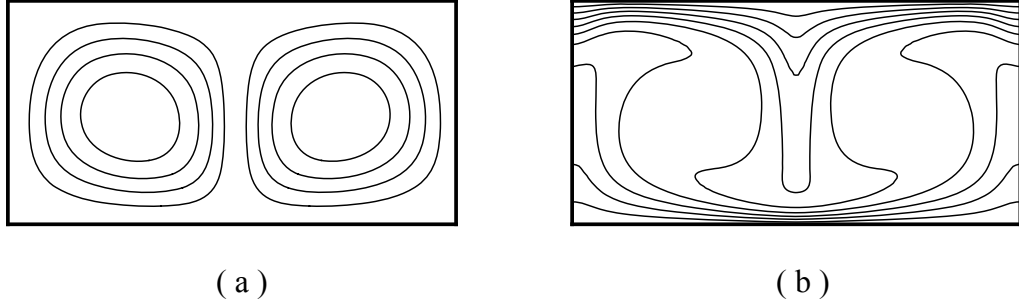
Şekil 3.54. Dikdörtgen ortam için problemin şematik resmi

Dikdörtgen geometri için farklı uzunluk/yükseklik oranlarındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin Rayleigh sayısına göre değişimleri aşağıdaki şekillerde verilmiştir:



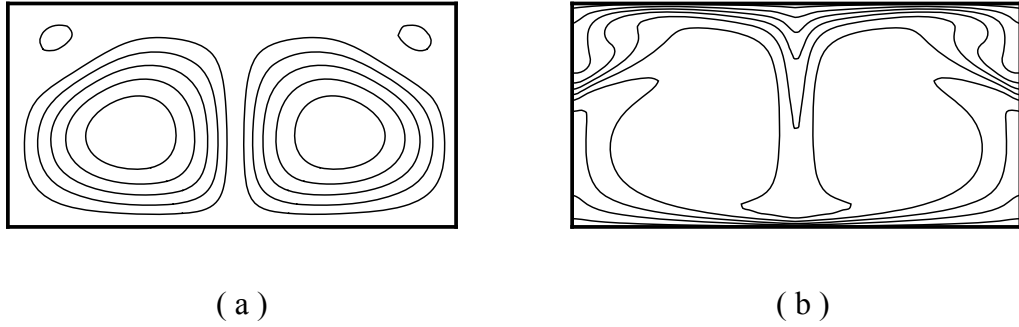
Şekil 3.55. $Ra=10^4$ için elde edilen (a) Akım çizgileri; (b) Eş sıcaklık eğrileri

Dikdörtgen ortamlarda Rayleigh sayısının 10^4 değeri için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin değişiminin verildiği Şekil 3.55 ten görüldüğü gibi L/H oranının 2 olduğu iki boyutlu dikdörtgen ortam içerisinde ikincil akımlar oluşmuştur. Sıcak olan alt yüzeyden soğuk olan üst yüzeye doğru sıcaklık farkından dolayı ısı transferi ve akışkan hareketi meydana gelmekte olup bu akış dikdörtgen ortamın merkezine doğru yalıtılmış yan duvarlar boyunca olmaktadır.



Şekil 3.56. $Ra=10^5$ için elde edilen (a) Akım çizgileri; (b) Eş sıcaklık eğrileri

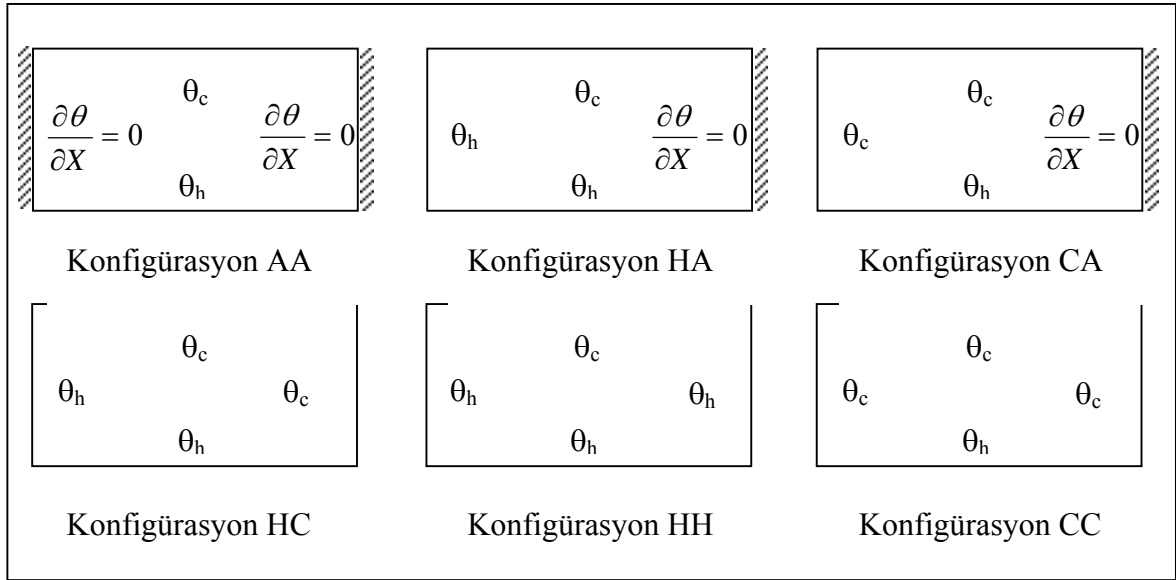
Şekil 3.56 da Rayleigh sayısının artması sonucu akışkan hareketinin merkezden dikdörtgen ortamın köşelerine doğru kaydığı görülmektedir.



Şekil 3.57. $Ra=10^6$ için elde edilen (a) Akım çizgileri; (b) Eş sıcaklık eğrileri

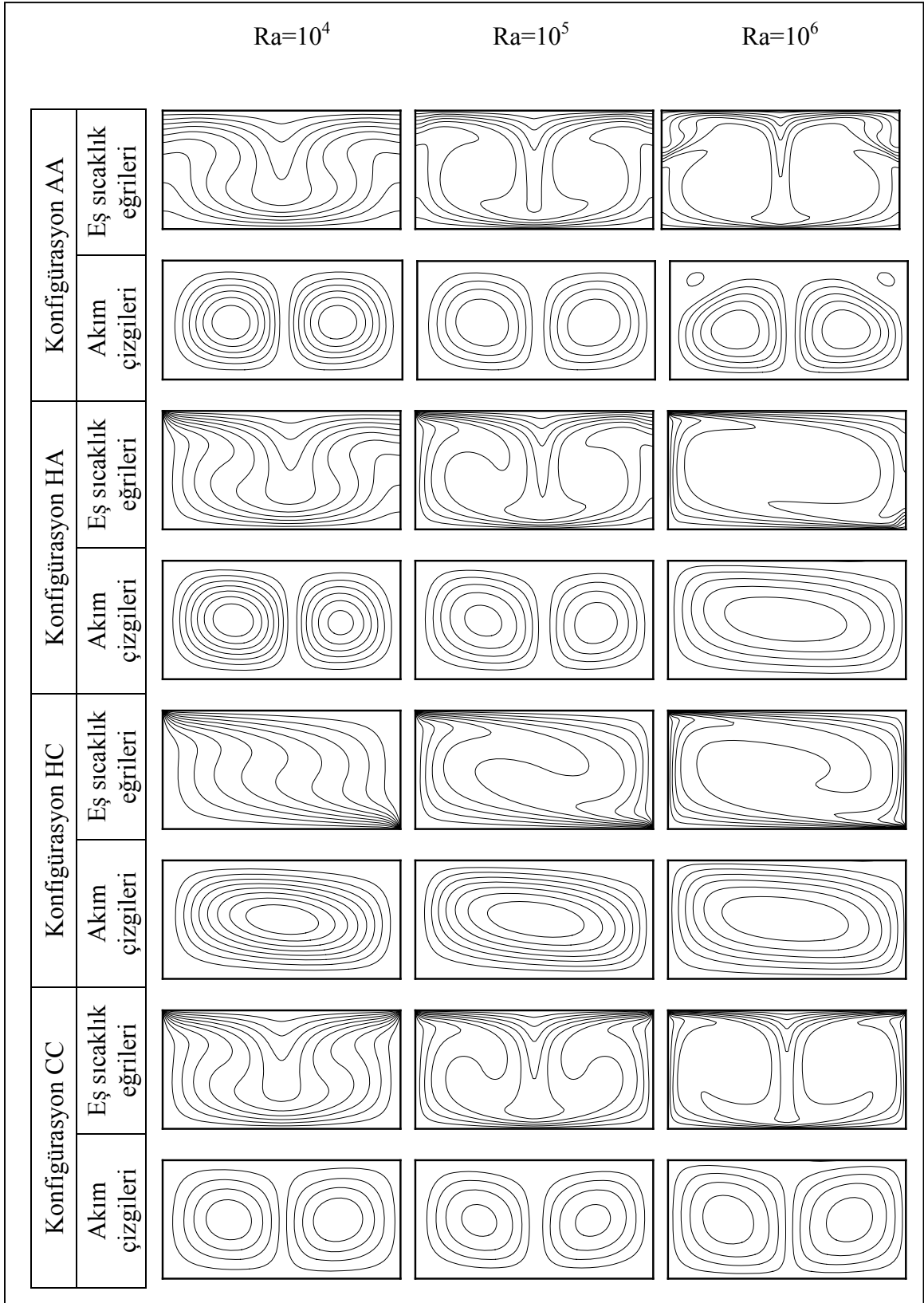
En/boy oranının 2 olduğu dikdörtgen ortamı yan yana eklenmiş iki kare ortam gibi düşünersek eş sıcaklık eğrileri bu kare ortamların merkezleri etrafında değişmektedir. Rayleigh sayısının 10^6 değeri için dikdörtgen ortamın sol ve sağ üst köşeleri civarında yeni akımlar meydana gelmektedir. Bu akımlardan dolayı eş sıcaklık eğrilerinin dikdörtgen ortamın köşelerine yakın yerlerde sıklaştığı Şekil 3.57 de görülmektedir.

Yapılan bu çalışmalara ilaveten literatürle karşılaştırma amacıyla değişik sınır koşulları altında çalışmalar da yapılmış olup problem için sınır koşulları Şekil 3.58 de verilmiştir:

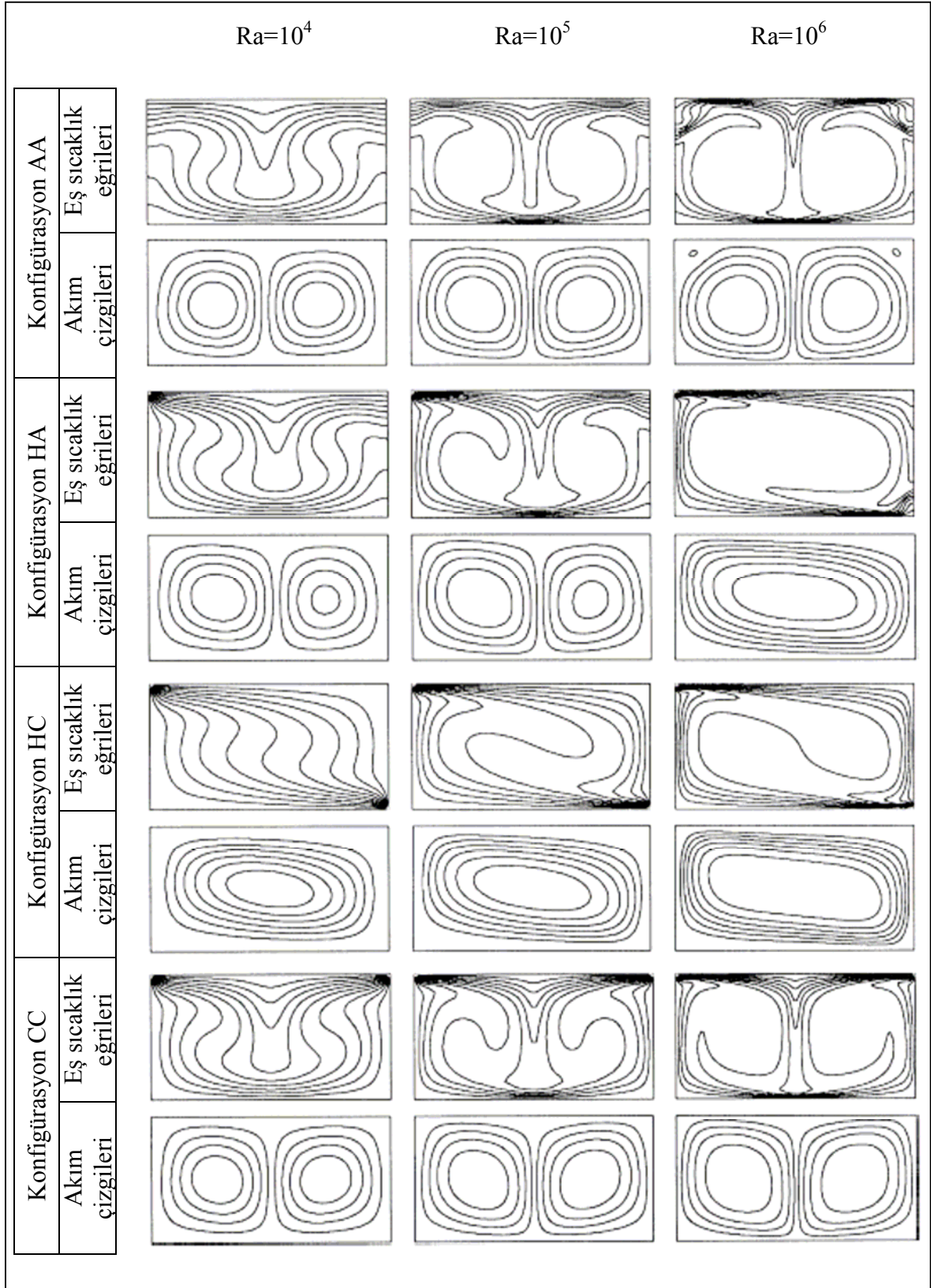


Şekil 3.58. Dikdörtgen ortam için farklı sınır koşulları

Problem geometrisi için bütün sınır koşullarında alt duvar sıcak ve üst duvar soğuk olmak üzere, sol ve sağ duvarların yalıtılması AA konfigürasyonu; sol duvarın sıcak, sağ duvarın yalıtılmış olması HA konfigürasyonu; sol duvarın soğuk, sağ duvarın yalıtılmış olması CA konfigürasyonu; sol duvarın sıcak, sağ duvarın soğuk olması HC konfigürasyonu; sol ve sağ duvarların sıcak olması HH konfigürasyonu; sol ve sağ duvarların soğuk olması CC konfigürasyonu olarak kabul edilmiştir. Bütün bu konfigürasyonlar için elde edilen eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri Şekil 3.59 da verilmiştir.



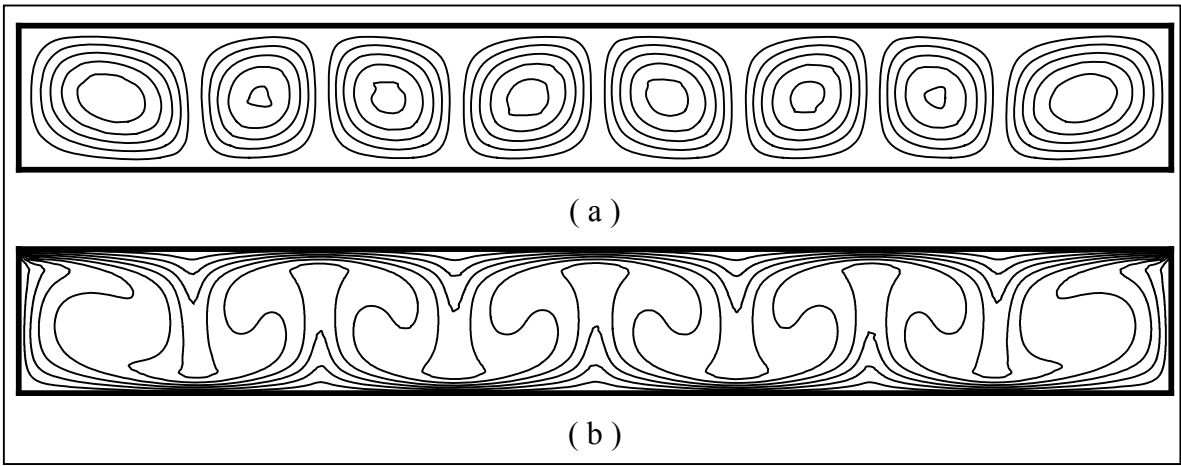
Şekil 3.59. $L/H=2$ için Rayleigh sayısının 10^4 - 10^6 değerlerinde eş sıcaklık eğrilerinin ve akım çizgilerinin değişimi



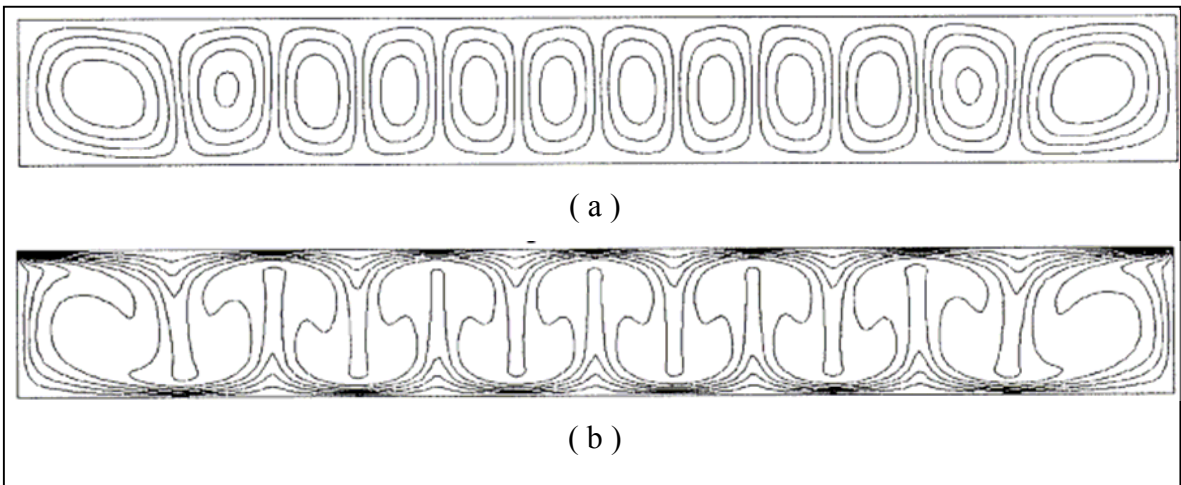
Şekil 3.60. Corcione [86] tarafından farklı Rayleigh sayılarında $L/H=2$ için elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri

Farklı Rayleigh sayılarında eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgilerinin değişiminin verildiği Şekil 3.59 ile Corcione [86] nin çalışmasının verildiği Şekil 3.60 tan görüldüğü gibi elde edilen veriler büyük bir uyum göstermektedir. Verilen sınır şartlarına bağlı olarak ortam içerisinde bir veya daha fazla akım hücresi meydana gelebilmektedir.

L/H oranının 8, Rayleigh sayısının da 10^5 değeri için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri aşağıda verilmiştir. Genişlik/yükseklik oranı arttıkça ortam içerisindeki akım hücresi sayısının arttığı Şekil 3.61 den görülmektedir. Şekil 3.61, literatürde elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin yer aldığı Şekil 3.62 ile karşılaştırıldığında programın doğru sonuçlar verdiği görülmektedir.



Şekil 3.61. L/H=8, Ra= 10^5 değeri için elde edilen
 (a) Akım çizgileri,
 (b) Eş sıcaklık eğrileri.

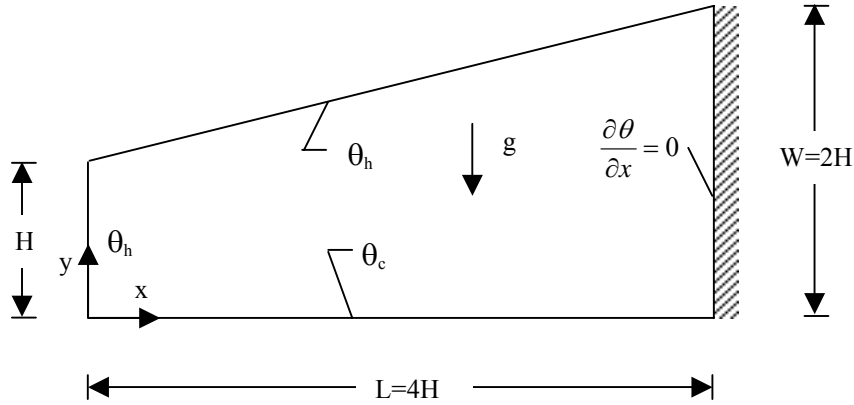


Şekil 3.62. L/H=8, Ra= 10^5 değeri için Corcione [86] tarafından elde edilen
 (a) Akım çizgileri,
 (b) Eş sıcaklık eğrileri.

3.6. Kısmen Eğik Yan Duvarlara Sahip Ortamlarda Doğal Taşınım

3.6.1. Yaz Sınır Şartları Altında Doğal Taşınım

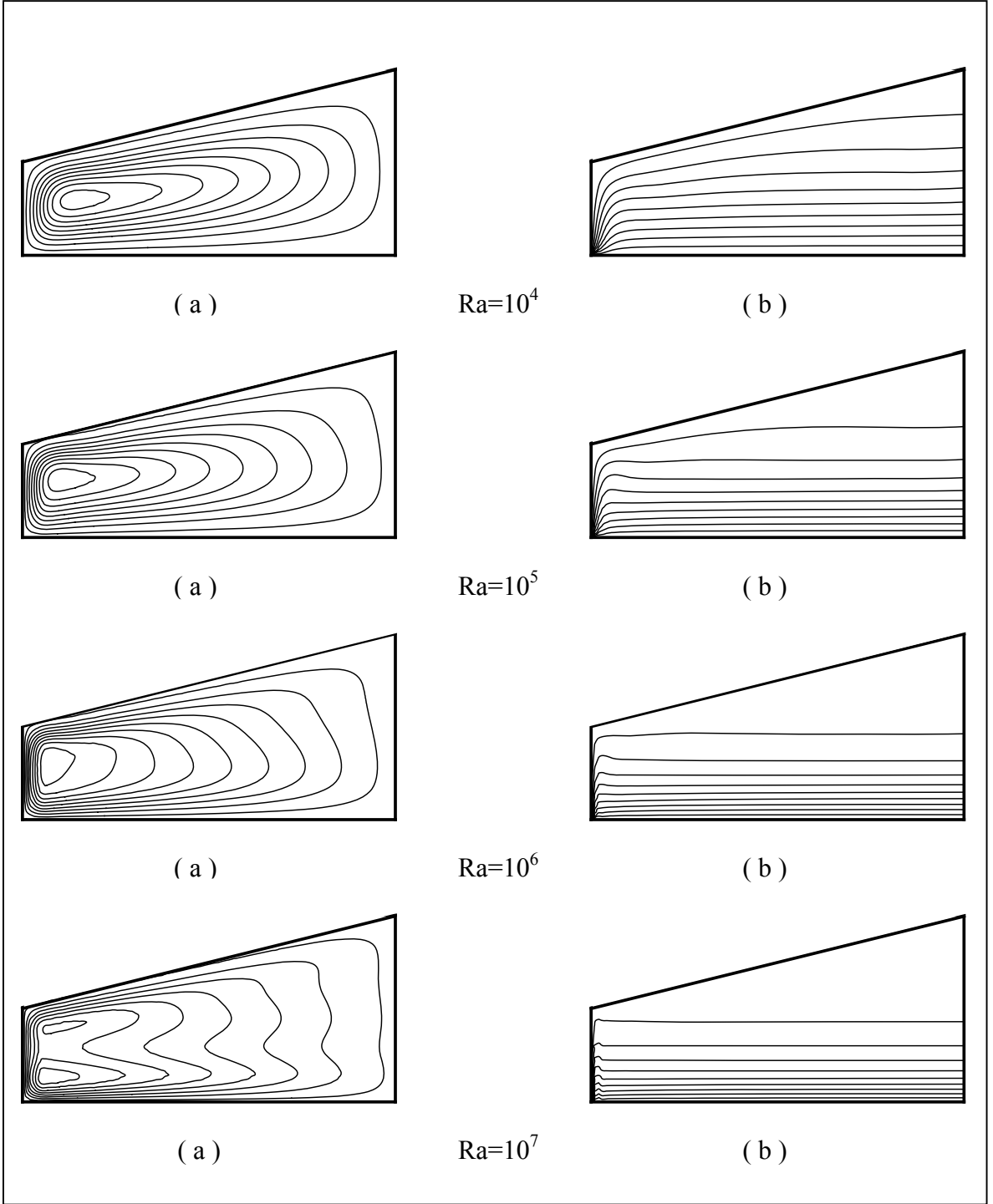
Dikdörtgen geometri ile üçgen geometrinin birleşiminden oluşan kısmen eğik geometrinin genel görünümü ve bu geometri için çalışılan sınır koşulları Şekil 3.63 te verilmiştir. Eğik yüzeyli ortamın uzun olan düşey kenarı kısa düşey kenarın iki katı, kapalı ortamın uzunluğu ise kısa düşey kenarın dört katıdır.



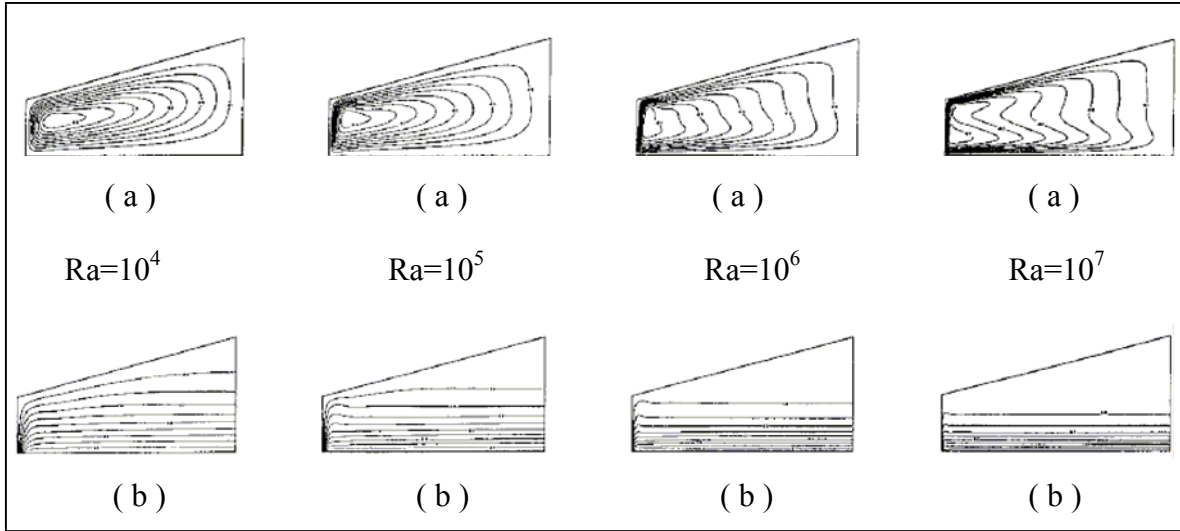
Şekil 3.63. Kısmen eğik yan duvarlara sahip ortam için yaz sınır şartları

Eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri için karakteristik uzunluk sıcaklık farkının meydana geldiği H yüksekliğidir. Bu nedenle boyutsuzlaştırma yapılırken karakteristik uzunluk olarak kısmen eğik ortamın kısa kenar yüksekliği alınmıştır.

Şekil 3.63 te verilen kısmen eğik yüzeyli ortamlarda yaz sınır şartları altında Rayleigh sayısının 10^3 - 10^6 aralığı için elde edilen eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri Şekil 3.64 te verilmiştir. Akım çizgileri, sıcaklık farkının yüksek olduğu kısa kenar ile eğimli yüzeyin kesiştiği nokta civarında yoğunlaşmaktadır. Eş sıcaklık eğrilerinde ise önemli bir değişim olmamaktadır.



Şekil 3.64. Farklı Rayleigh sayılarında 60x120 ağ yapısı için elde edilen
 (a) Akım çizgileri,
 (b) Eş sıcaklık eğrileri.



Şekil 3.65. Moukalled ve Acharya [146] tarafından yaz sınır koşulları altında farklı Rayleigh sayılarında elde edilen
 (a) Akım çizgileri,
 (b) Eş sıcaklık eğrileri.

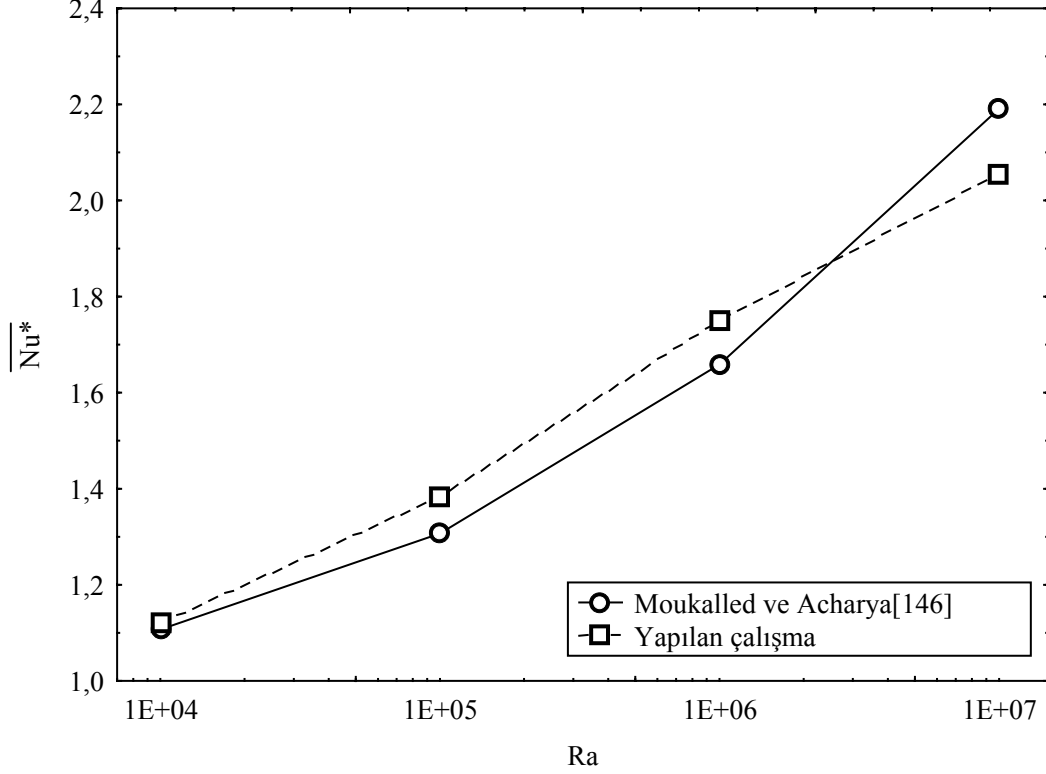
Yapılan çalışma, Moukalled ve Acharya [146] nın çalışmasının verildiği Şekil 3.65 ile karşılaştırıldığında eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgilerinin büyük bir oranda benzerlik gösterdiği görülmektedir. Aynı durum, alt yüzey için normalize edilmiş Nusselt sayılarının verildiği Tablo 3.2 de de görülmektedir. Normalize edilmiş Nusselt sayısının hesaplanması yapılan çalışmalar kısmında verilmiştir.

Tablo 3.2. Yapılan çalışma ile Moukalled ve Acharya [146] tarafından elde edilen normalize edilmiş ortalama Nusselt sayılarının Rayleigh sayısına göre değişimi

	Ra			
	10^4	10^5	10^6	10^7
\overline{Nu}^* (Yapılan çalışma)	1.121	1.382	1.749	2.056
\overline{Nu}^* (Moukalled ve Acharya[90])	1.107	1.307	1.659	2.191

Ortamın eğik olan üst yüzeyi sıcak olduğundan dolayı buradaki ısı transferinin büyük bir çoğunluğu iletimle meydana gelmektedir. Tablo 3.2 de farklı Rayleigh sayıları için elde edilen normalize edilmiş Nusselt sayıları da bu durumu doğrulamaktadır. Elde edilen değerler iletimle ısı transferine yakın sonuçlar vermektedir. Yapılan çalışma ile Moukalled

ve Acharya [146] tarafından elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığı Şekil 3.66 da ağ yapısından ve korelasyon bağıntısından kaynaklanan küçük farklılıklar görülmektedir.

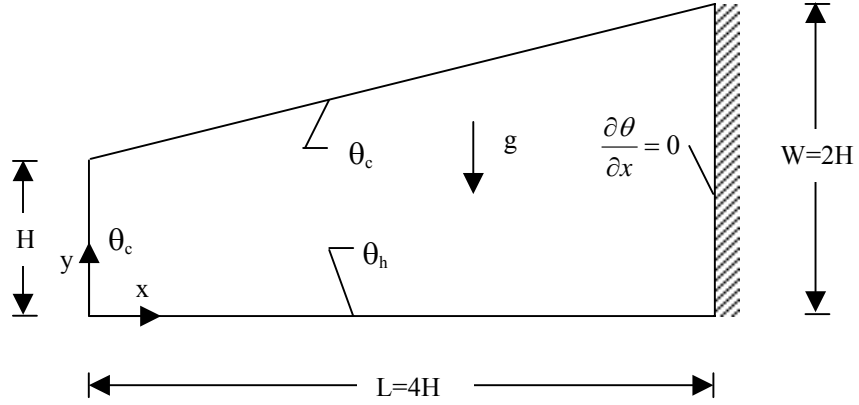


Şekil 3.66. Yapılan çalışma ile Moukalled ve Acharya [146] tarafından elde edilen normalize edilmiş ortalama Nusselt sayılarının Rayleigh sayısı ile değişimi.

Tablo 3.2 ve Şekil 3.66 da literatürde var olan verilerle yapılan çalışma sonucu elde edilen veriler karşılaştırılırsa programın kısmen eğik geometri için gerekli sınır şartları altında uygun sonuçlar verdiği görülür. Programın doğru bir şekilde çalıştığı test edildikten sonra farklı sınır koşulları için de çalışmalar yapılmıştır.

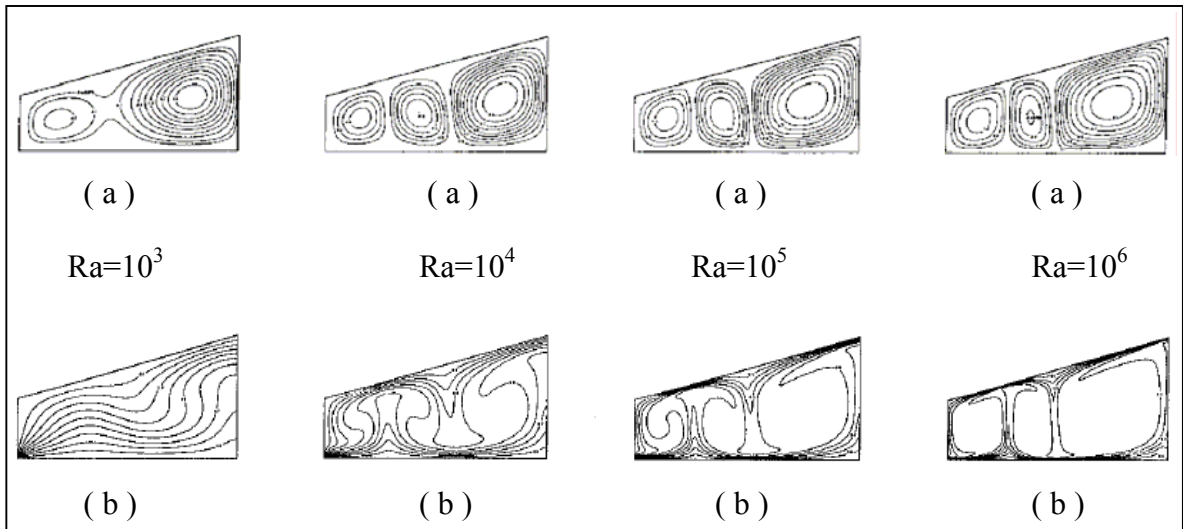
3.6.2. Kış Sınır Şartları Altında Doğal Taşınım

Kısmen eğik geometrinin genel görünümü ve bu geometri için çalışılan sınır koşulları Şekil 3.67 de verilmiştir.

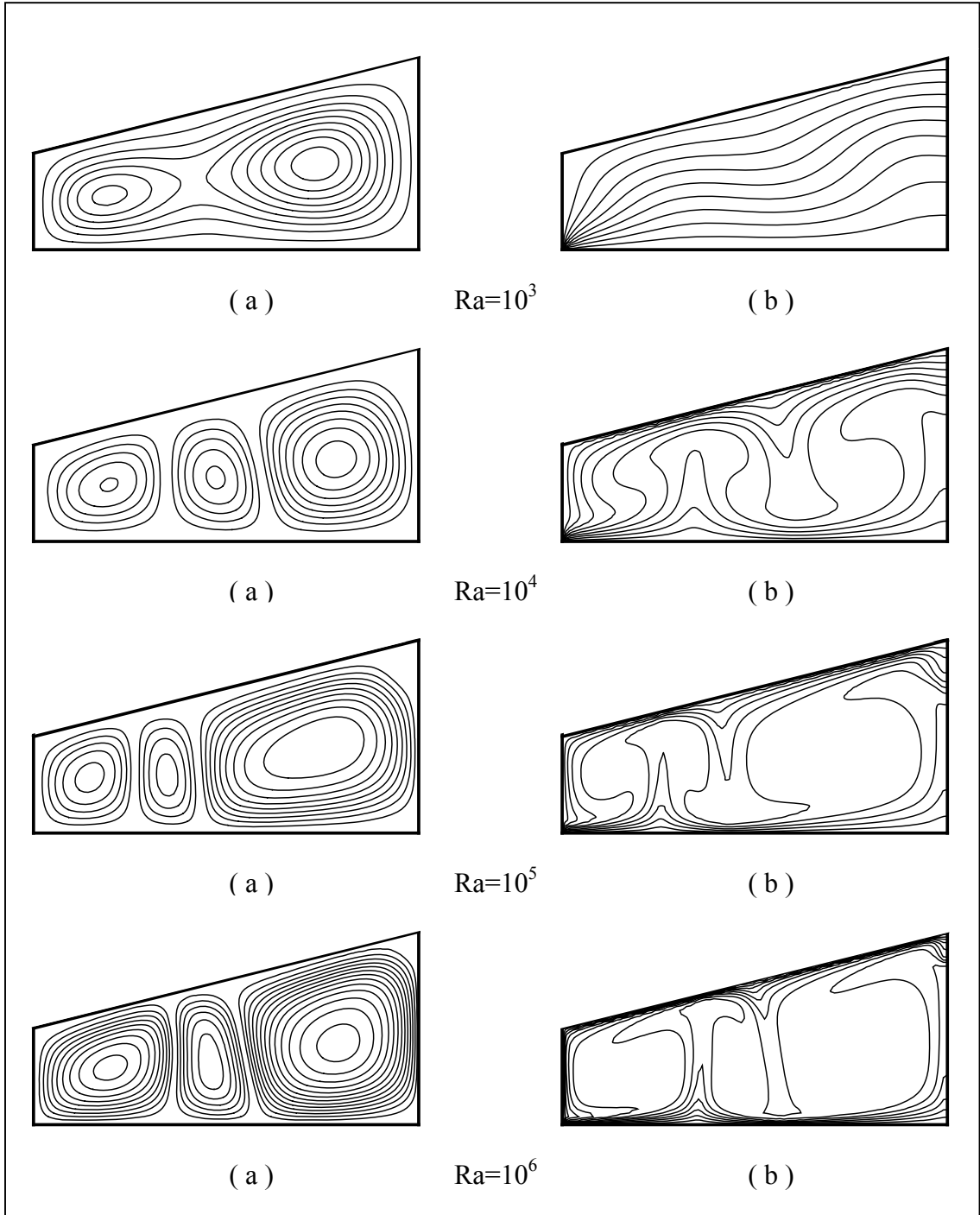


Şekil 3.67. Kısmen eğik yan duvarlara sahip ortam için kış sınır şartları

Şekil 3.67 de verilen geometriye ait sınır koşulları Tablo 2.3 te iki nolu sınır koşulları adı altında verilmiştir. İş akışkanı olarak hava için Prandtl sayısı 0.72 değeri alınmıştır.



Şekil 3.68. Moukalled ve Acharya [146] tarafından kış sınır koşulları altında farklı Rayleigh sayılarında elde edilen
 (a) Akım çizgileri,
 (b) Eş sıcaklık eğrileri.



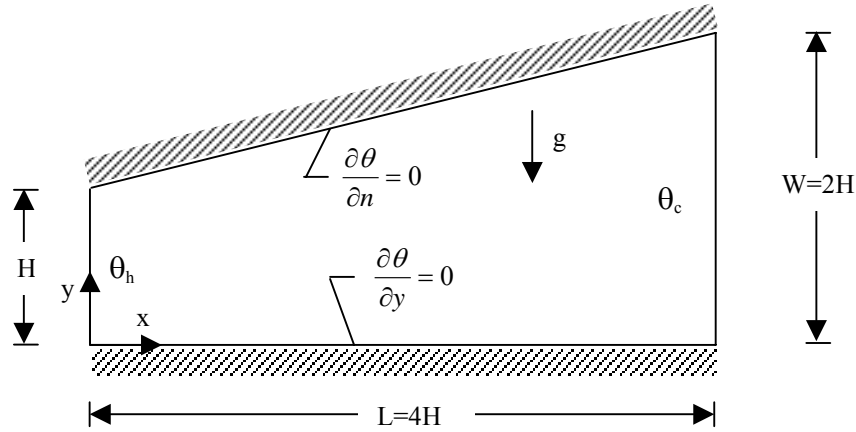
Şekil 3.69. Farklı Rayleigh sayılarında 60x120 ağ yapısı için elde edilen
 (a) Akım çizgileri,
 (b) Eş sıcaklık eğrileri.

Kısmen eğik yan yüzeye sahip ortamlarda kış sınır şartları altında elde edilen eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri Şekil 3.69 da verilmiştir. Ortam içerisinde birden fazla akım hücresi meydana gelmektedir. Yalıtılmış olan sağ duvara yakın bölgedeki akım

hücresinin ortamın büyük bir kısmını kapladığı görülmektedir. Yaz sınır şartlarından farklı olarak eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri önemli farklılıklar göstermektedir. Ortamın eğik olan üst yüzeyi soğuk olduğundan sıcak ve soğuk olan moleküllerin birbirine karşı hareketinden dolayı Benard hücreleri oluşmaktadır. Kapalı ortamın uzunluğu yüksekliğine göre fazla olduğunda ve gerekli sınır şartları verildiğinde farklı akım hücrelerinin oluşması beklenen bir durumdur. Şekil 3.69 da sınır şartlarının değişmesi ile birlikte kapalı ortam içerisinde üç akım hücresi oluştuğu görülmektedir. Kapalı ortamın taban kısmı sıcak olduğu için akışkan yoğunluğunun düşmesinden dolayı yukarıya doğru hareket etmek isteyeceklerdir. Akışkan yukarıya doğru hareket ederken soğuk olan yüzeylerle karşılaşınca yoğunluğu artacağı için aşağıya doğru hareket eder. Kış sınır şartları altında yapılan çalışma ile Moukalled ve Acharya [146] tarafından yapılan çalışmaların verildiği Şekil 3.68 ile Şekil 3.69 karşılaştırılırsa farklı ağ yapısı kullanılmasına rağmen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri uyum göstermektedir.

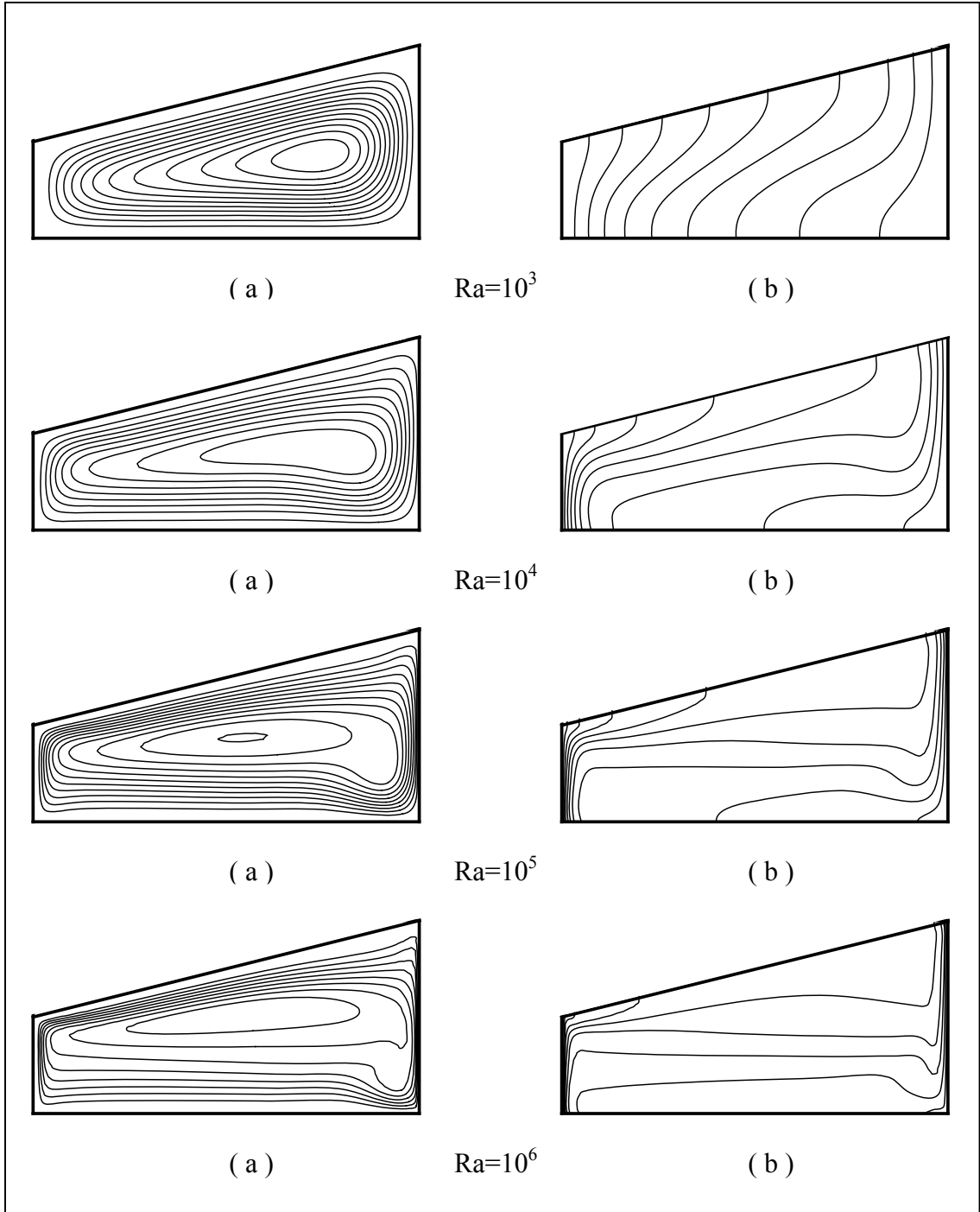
3.6.3. Ortamın Sol Kenarının Sıcak Sağ Kenarının Soğuk Olması Durumu

Kısmen eğik geometrinin genel görünümü ve bu geometri için çalışılan sınır koşulları Şekil 3.70 te verilmiştir.

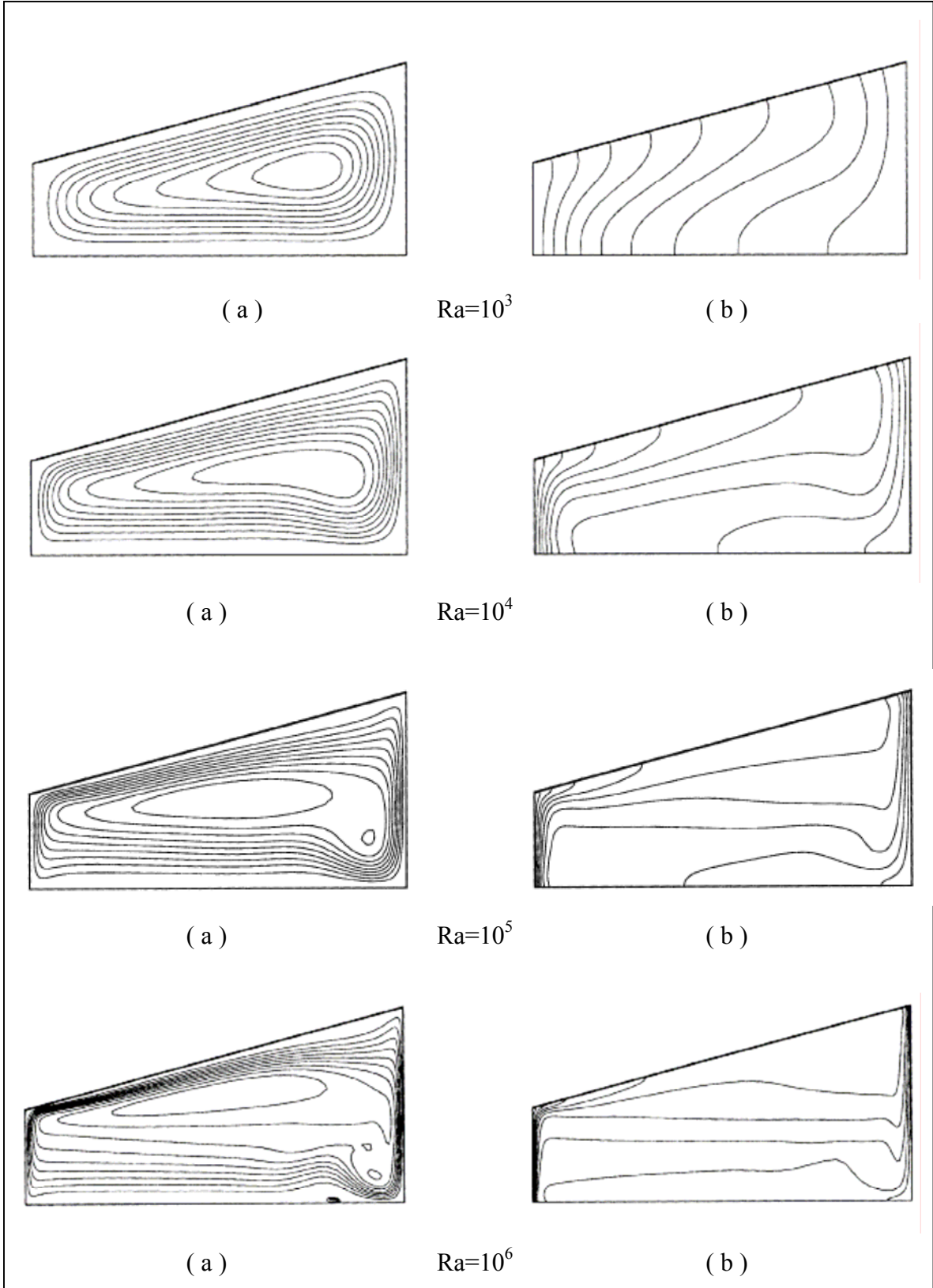


Şekil 3.70. Kısmen eğik yan duvara sahip iki boyutlu kapalı ortam

Şekil 3.70 de verilen geometriye ait sınır koşulları Tablo 2.3 te üç nolu sınır koşulları adı altında verilmiştir. İş akışkanı olarak hava için Prandtl sayısı 0.72 değeri alınmıştır.

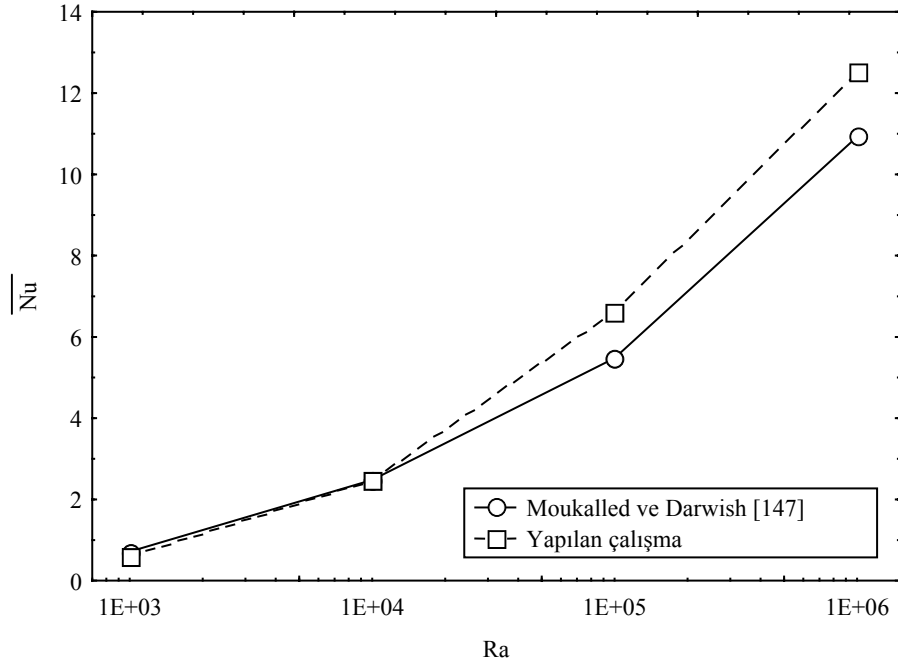


Şekil 3.71. Farklı Rayleigh sayılarında 60x120 ağ yapısı için elde edilen
 (a) Akım çizgileri,
 (b) Eş sıcaklık eğrileri



Şekil 3.72. Moukalled ve Darwish [147] tarafından farklı Rayleigh sayılarında elde edilen
 (a) Akım çizgileri,
 (b) Eş sıcaklık eğrileri.

Kısmen eğik yan duvarlara sahip ortamın sol duvarının sıcak, sağ duvarının soğuk olması durumunda elde edilen eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri Şekil 3.71 de verilmiştir. Çalışılan problem sınır koşulları açısından konvansiyonel doğal taşınımına benzemesine rağmen elde edilen sonuçlarda önemli farklılıklar vardır. Bu durumdan eğimli yüzeyin ortam içerisindeki doğal taşınımı etkilediği sonucu çıkarılır. Soğuk olan sağ yüzeyin yüksekliği sıcak olan sol yüzeyden fazla olduğu için akım ortam içerisindeki akım hücreleri soğuk olan sağ yüzeye yakın bir yerde meydana gelmektedir. Rayleigh sayısı arttıkça akım hızları da artacağı için akım hücrelerinin ortamın merkezine doğru kaymaktadır. Düşük Rayleigh sayılarındaki ısı transferinde doğal taşınımın yanında iletimle de ısı transferi gerçekleşmektedir. Şekil 3.71 te görüldüğü gibi Rayleigh sayısı arttıkça eş sıcaklık eğrilerindeki uyum gittikçe bozulmaktadır. Kapalı ortamda ikincil akım hücrelerinin oluşumu ise Rayleigh sayısının 10^5 değerinde meydana gelmektedir. Eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri, kapalı ortamın sıcak ve soğuk yüzeylerinin bulunduğu sol ve sağ kenarlar boyunca sıklaşmaktadır. Yapılan çalışma, Moukalled ve Darwish [147] tarafından yapılan çalışma ile karşılaştırılacak olursa akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri bakımından fazla bir fark olmadığı Şekil 3.72 de görülmektedir. İki çalışma arasında meydana gelen farklar ise farklı ağ yapılarının ve çözüm yöntemlerinin kullanılmasından kaynaklanmaktadır. Moukalled ve Darwish [147], problemin çözümünde 68x62 uniform olmayan ağ yapısını kullanmışlardır.

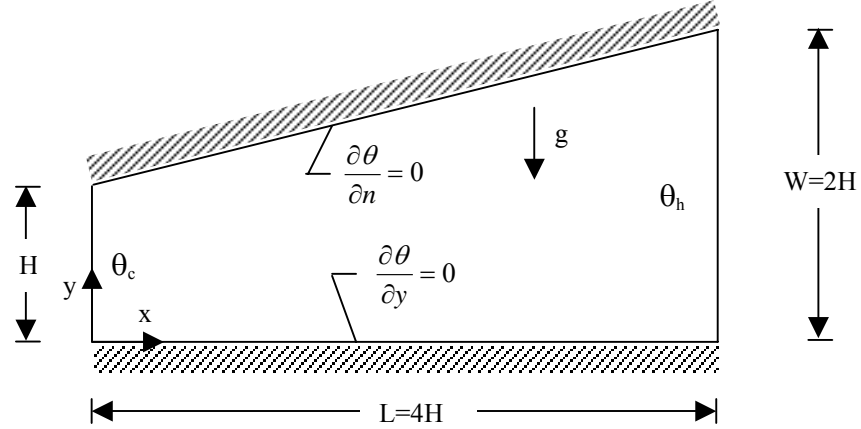


Şekil 3.73. Yapılan çalışma ile Moukalled ve Darwish [147] tarafından elde edilen ortalama Nusselt sayılarının Rayleigh sayısına göre değişimi.

Moukalled ve Darwish [147] tarafından elde edilen ortalama Nusselt sayılarının verildiği Şekil 3.73 te düşük Rayleigh sayılarındaki ısı transferi çözümlerinin yaklaşık aynı olduğu görülür. Artan Rayleigh sayısına bağlı olarak ısı transferi de artmaktadır.

3.6.4. Ortamın Sol Kenarının Soğuk Sağ Kenarının Sıcak Olması Durumu

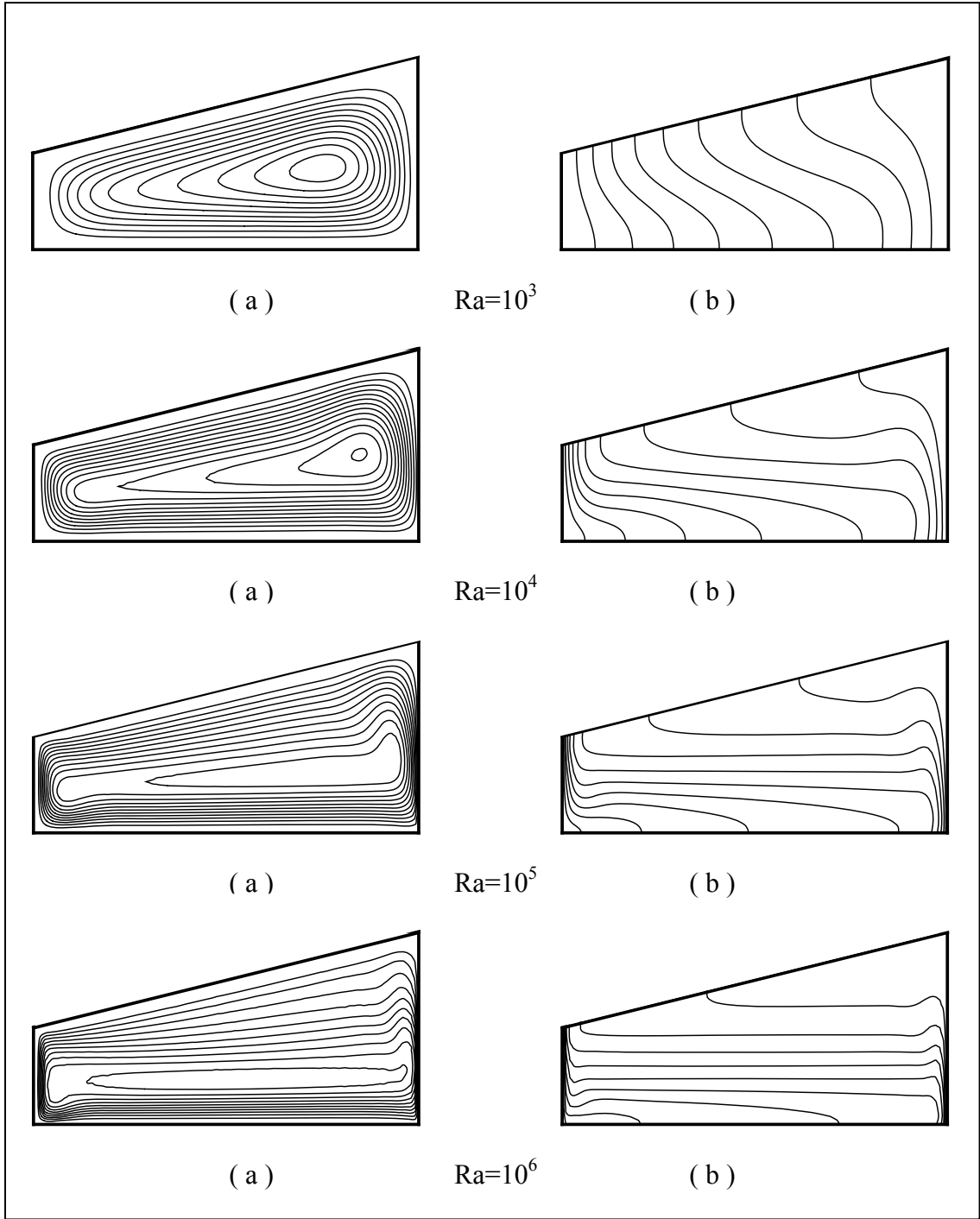
Kısmen eğik geometrinin genel görünümü ve bu geometri için çalışılan sınır koşulları Şekil 3.74 te verilmiştir.



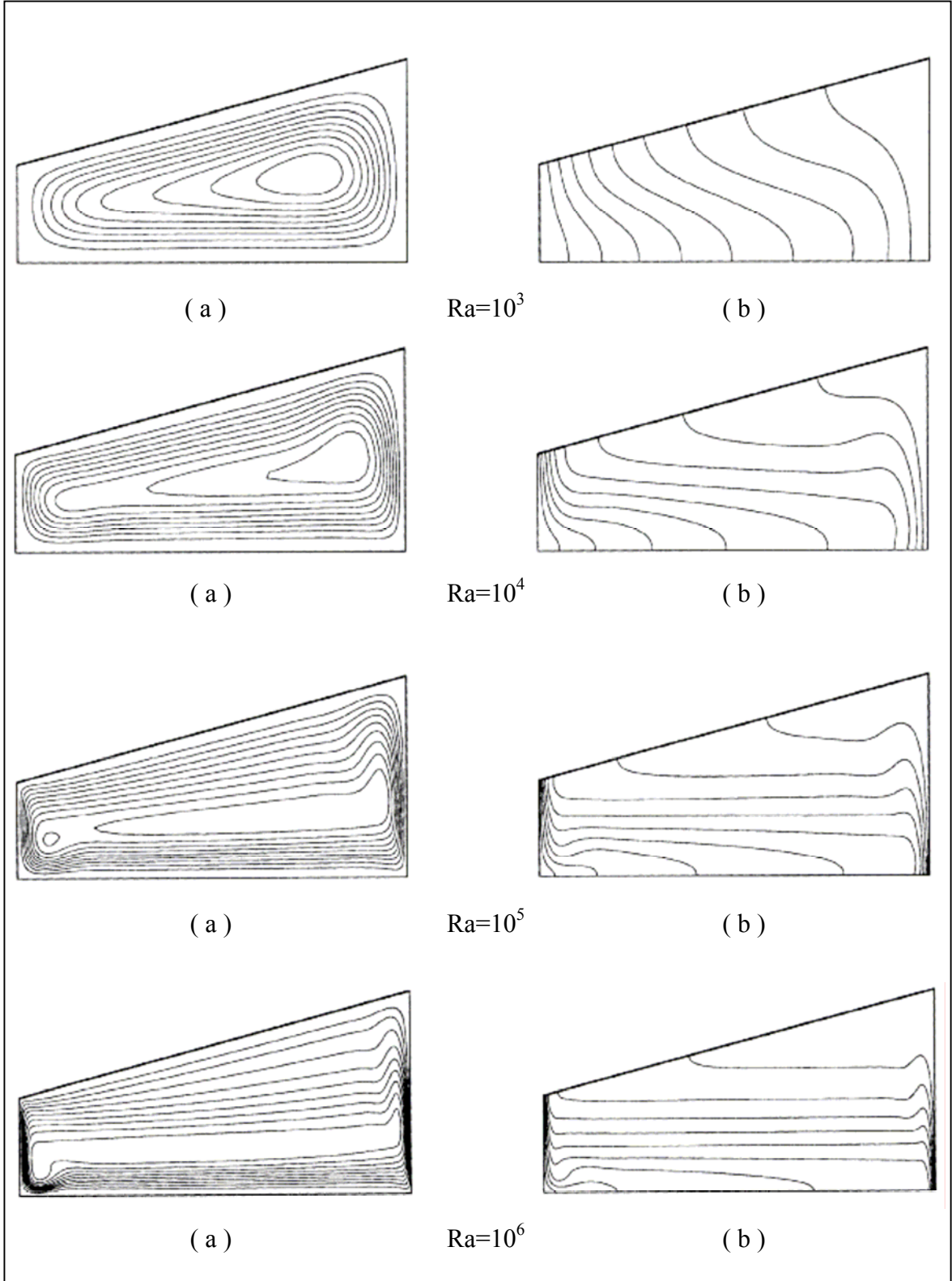
Şekil 3.74. Kısmen eğik yan duvara sahip iki boyutlu kapalı ortam

Şekil 3.74 te verilen geometriye ait sınır koşulları Tablo 2.3 te üç nolu sınır koşulları adı altında verilmiştir. İş akışkanı olarak hava için Prandtl sayısı 0.7 değeri alınmıştır. Çözüm 60x120 uniform ağ yapısında yapılmıştır.

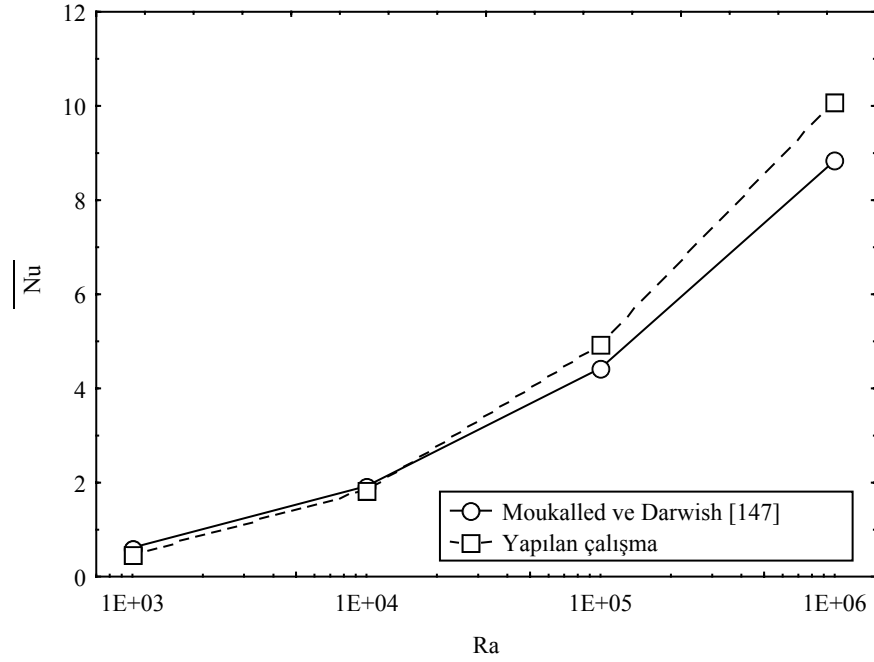
Kısmen eğik yan duvara sahip ortamın sol kenarının soğuk, sağ kenarının sıcak olması durumundaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri Şekil 3.75 te verilmiştir. Rayleigh sayısının 10^3 değerinde akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri arasında fazla bir değişim olmadığı görülmektedir. Daha sonra artan Rayleigh sayısına bağlı olarak akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri kapalı ortamın sol tarafına doğru kaymaktadır. Rayleigh sayısının 10^4 değerinden sonra kapalı ortam içerisinde artan kaldırma kuvvetlerinden dolayı ikincil akım hücrelerinin meydana geldiği Şekil 3.75 ve Şekil 3.76 da görülmektedir.



Şekil 3.75. Farklı Rayleigh sayılarında 60x120 ağ yapısı için elde edilen
 (a) Akım çizgileri,
 (b) Eş sıcaklık eğrileri.



Şekil 3.76. Moukalled ve Darwish [147] tarafından farklı sınır koşullarında $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ için elde edilen
 (a) Akım çizgileri,
 (b) Eş sıcaklık eğrileri.

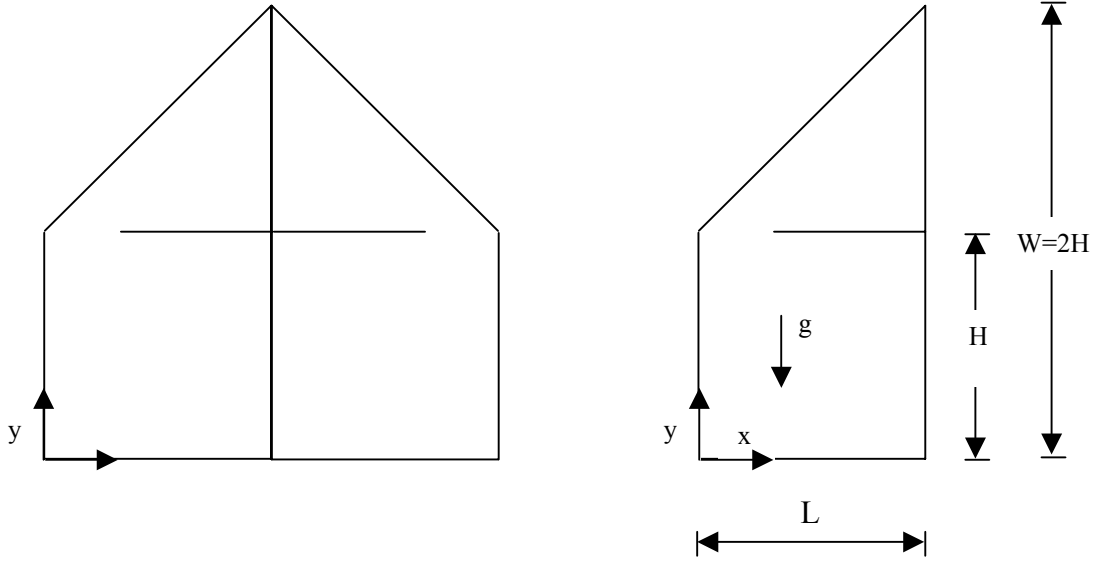


Şekil 3.77. Yapılan çalışma ile Moukalled ve Darwish [147] tarafından elde edilen ortalama Nusselt sayılarının Rayleigh sayısına göre değişimi.

Yapılan çalışma ısı transferi karakteristiği açısından karşılaştırılacak olursa Şekil 3.77 de düşük Rayleigh sayılarındaki çözümlerin yüksek Rayleigh sayılarındakilere göre daha uyumlu olduğu görülür. Moukalled ve Darwish [147] tarafından elde edilen ortalama Nusselt sayılarının verildiği Şekil 3.77 de Şekil 3.73 te olduğu gibi düşük Rayleigh sayılarındaki ısı transferi çözümlerinin yaklaşık aynı olduğu görülür. Artan Rayleigh sayısına bağlı olarak ısı transferi de artmaktadır.

3.7. Kısmen Eğik Yüzeyle Ortama Yatay Engel Yerleştirilmesi Durumu

Çalışılan problem geometrisi Şekil 3.78 de verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi çalışılan geometri iki katlı dubleks bir evin modellenmiş hali olup geometri simetrik olduğu için modelin simetrik olan bir kısmı çalışılmıştır.

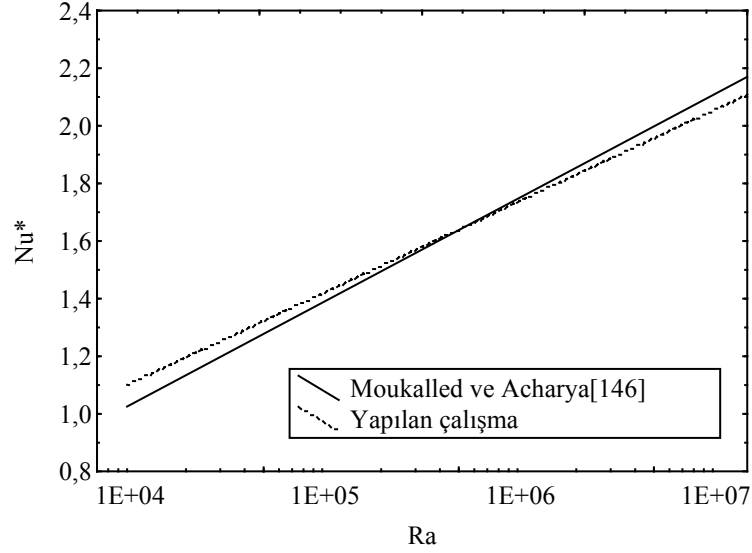


Şekil 3.78. İçerisine engel yerleştirilen kısmen eğik yüzeyle kapalı ortam

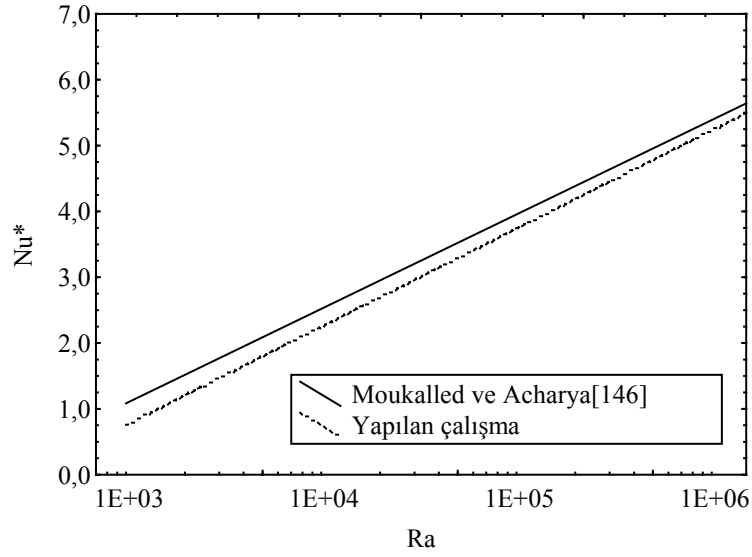
Dikdörtgen geometri ile üçgen geometrinin birleşiminden oluşan kısmen eğik geometrinin genel görünümü Şekil 3.78 de verilmiştir. Problem geometrisi için sınır şartları Tablo 2.5 te verilmiştir.

Şekil 3.78 de verilen problem geometrisi için kapalı ortamın yüksekliği genişliğinin iki katı olup $H=L$ de kapalı ortam içerisine $2/3L$ uzunluğunda bir engel yerleştirilmiştir. Bu engel, konfigürasyona göre kapalı ortamın sağ veya sol düşey kenarı üzerine yerleştirilmiştir. Kısmen eğik ortam içerisinde herhangi bir engelin olmadığı durum konfigürasyon 0, kapalı ortamın sağ düşey kenarına engelin yerleştirilmesi durumu konfigürasyon I, kapalı ortamın kısa olan sol düşey kenarı üzerine engelin yerleştirilmesi durumu konfigürasyon II olarak adlandırılmıştır. Sol düşey kenarın ve eğimli üst kenarın sıcak, alt kenarın soğuk olması yaz sınır şartı; benzer şekilde sol düşey kenarın ve eğimli olan üst kenarın soğuk, alt kenarın sıcak olması durumu ise kış sınır şartı olarak adlandırılmıştır.

Verilen sınır şartları altında elde edilen bulgular, Rayleigh sayısının 10^4 - 10^7 değerlerinde kısmen eğik yan duvara sahip ortam için ortalama Nusselt sayıları, akım çizgileri, eş sıcaklık eğrilerinin değişimleri Şekil 3.79-82 de sunulmuştur.



(a)



(b)

Şekil 3.79. Yapılan çalışma ile Moukalled ve Acharya [146] tarafından elde edilen sonuçların karşılaştırılması.
(a) Yaz sınır şartı, (b) Kış sınır şartı.

Kısmen eğik yüzeyli ortam içerisine engel yerleştirilmesi durumunda karşılaştırma yapmak amacıyla normalize edilmiş ortalama Nusselt sayıları, Moukalled ve Acharya

[146] tarafından yapılan çalışma ile karşılaştırılmıştır. Şekil 3.79 dan da görüleceği gibi elde edilen sonuçlarla literatürde verilen sonuçlar benzerlik göstermektedir.

Ayrıca yaz ve kış sınır şartları altında her üç konfigürasyon için farklı Rayleigh sayılarında akım çizgilerinin maksimum değerleri elde edilerek Tablo 3.3 te verilmiştir. Tablo 3.3 ten görüldüğü gibi akım çizgilerinin değerleri artan Rayleigh sayısı ile birlikte artmaktadır. Akım çizgilerindeki en büyük artış kış sınır şartları altında elde edilmiş olup akım çizgileri Rayleigh sayısının 10^7 değerinde maksimum değerini almaktadır.

Tablo 3.3. Yaz ve kış sınır şartları altında farklı konfigürasyonlarda Rayleigh sayısının $10^4 - 10^7$ değerleri için elde edilen maksimum akım çizgi değerleri

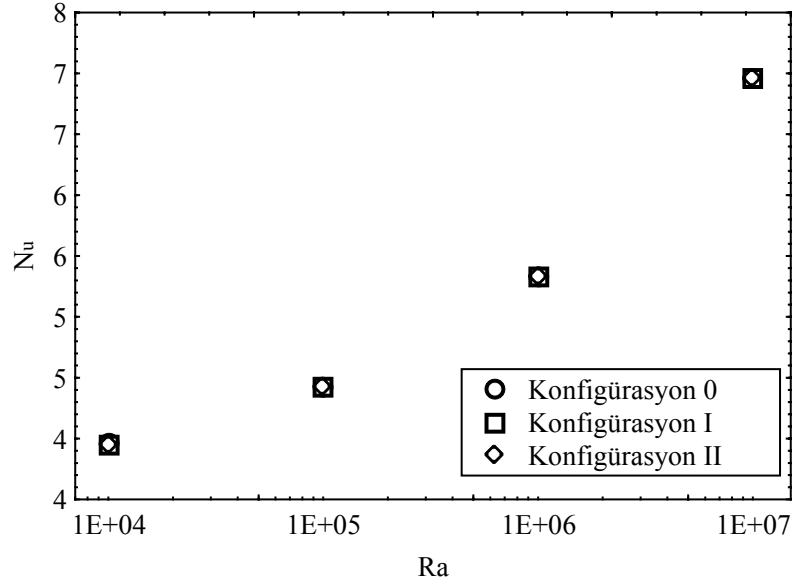
Konfigürasyon	$ \Psi_{\max} $							
	Yaz				Kış			
	Ra= 10^4	Ra= 10^5	Ra= 10^6	Ra= 10^7	Ra= 10^4	Ra= 10^5	Ra= 10^6	Ra= 10^7
0	2.001	3.658	6.023	8.977	7.637	24.483	60.603	114.604
I	2.007	3.752	6.017	8.979	5.816	20.744	49.904	78.842
II	2.010	3.765	6.018	8.979	5.73	20.704	56.658	149.889

Alt duvar için ortalama Nusselt sayılarının yaz ve kış sınır şartları altında her üç konfigürasyon için farklı Rayleigh sayılarındaki değişimleri ise Tablo 3.4 te ve grafiksel olarak Şekil 3.80 de verilmiştir.

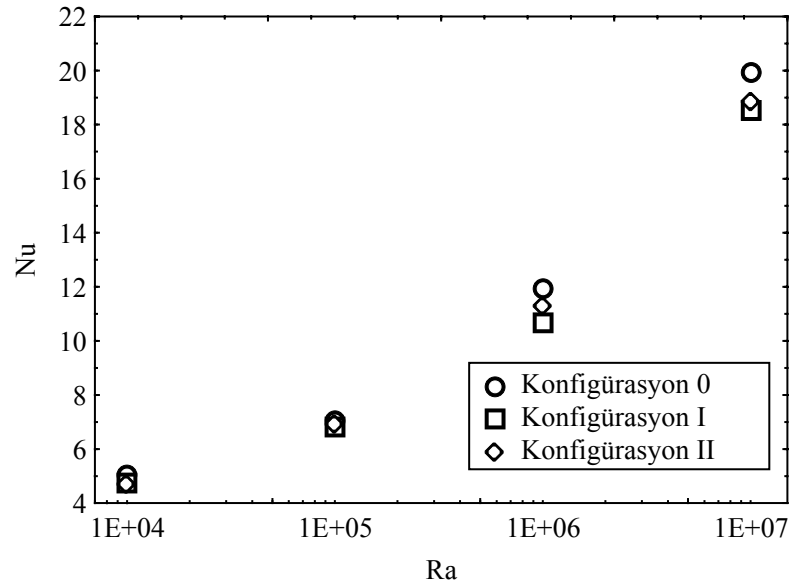
Tablo 3.4. Yaz ve kış sınır şartları altında farklı konfigürasyonlarda Rayleigh sayısının $10^4 - 10^7$ değerleri için elde edilen ortalama Nusselt sayıları

Konfigürasyon	\overline{Nu}							
	Yaz				Kış			
	Ra= 10^4	Ra= 10^5	Ra= 10^6	Ra= 10^7	Ra= 10^4	Ra= 10^5	Ra= 10^6	Ra= 10^7
0	3.961	4.424	5.329	6.951	5.040	7.027	11.951	19.957
I	3.951	4.419	5.328	6.951	4.718	6.841	10.699	18.503
II	3.951	4.417	5.327	6.950	4.704	6.878	11.270	18.784

Tablo 3.4 ten görüldüğü gibi ortalama Nusselt sayıları da, artan Rayleigh sayısı ile birlikte artmaktadır. Ortalama Nusselt sayılarının, kış sınır şartları altındaki değerleri yaz sınır şartlarındaki değerlerine göre daha büyük olup Rayleigh sayısının 10^7 değerinde maksimum değerini almaktadır.



(a)

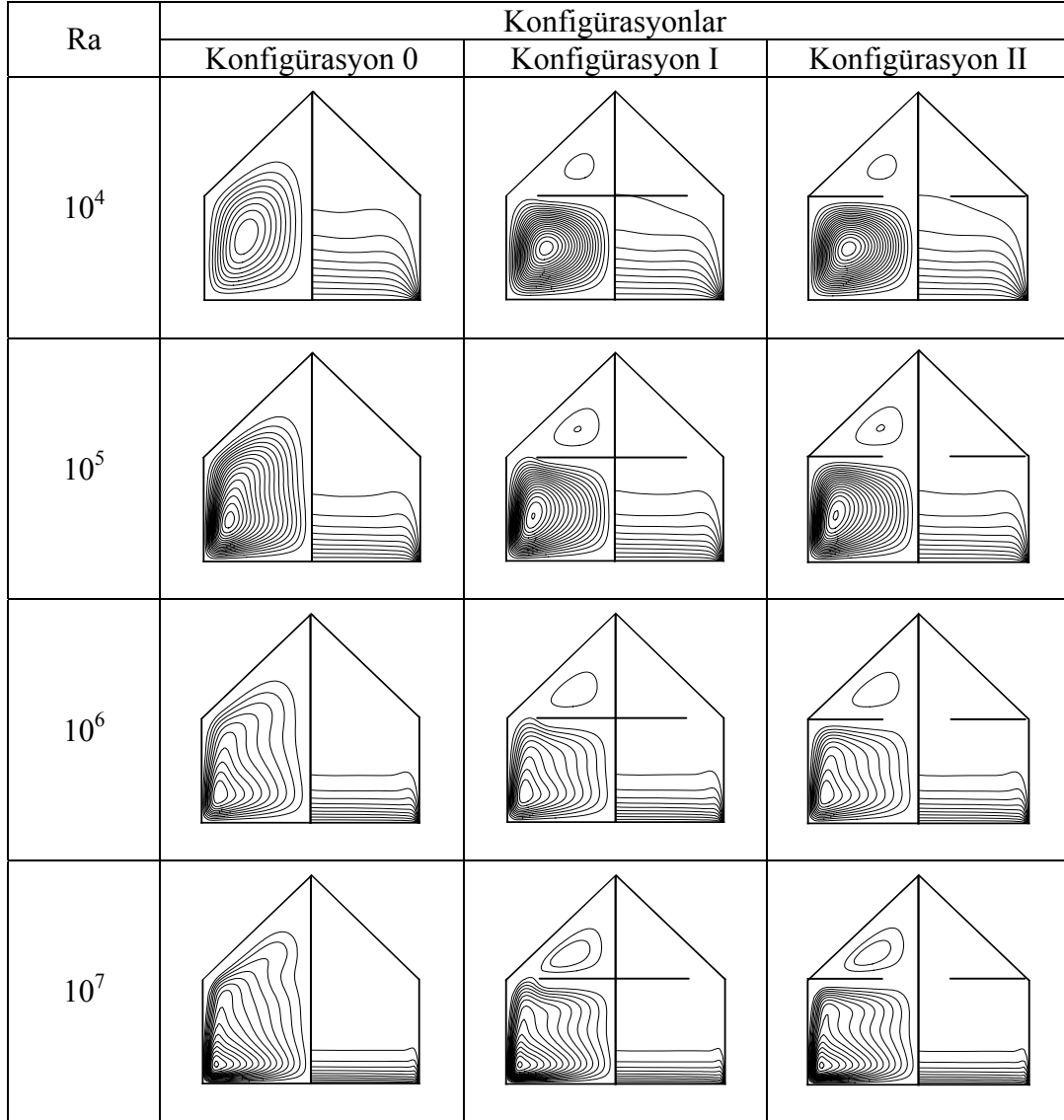


(b)

Şekil 3.80. Farklı konfigürasyonlarda Rayleigh sayısının $10^4 - 10^7$ değerleri için elde edilen ortalama Nusselt sayıları.

(a) Yaz sınır şartı, (b) Kış sınır şartı

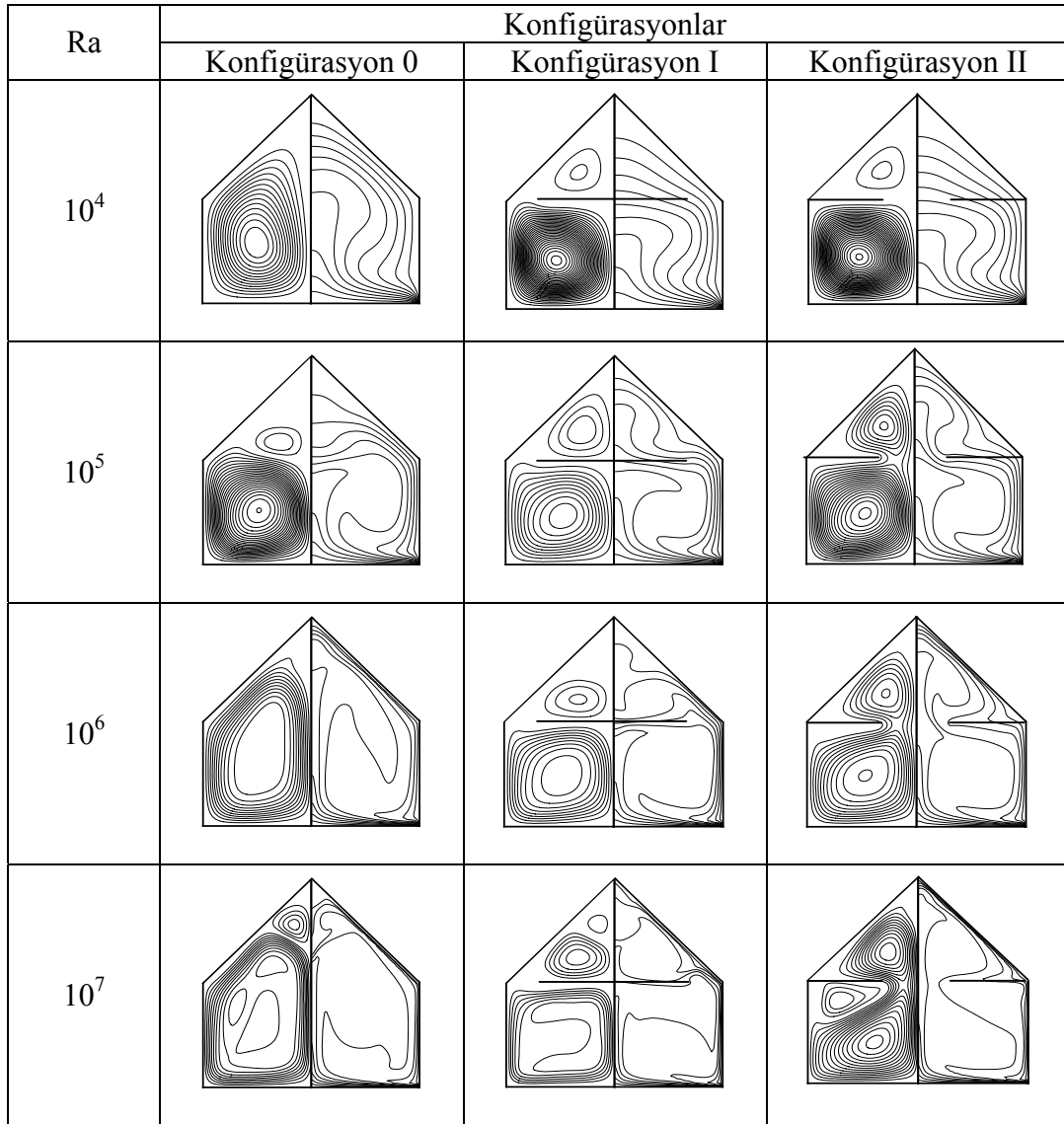
Şekil 3.80 den görüldüğü gibi ısı transferi boş kısmen eğik yüzeyli ortamda diğer konfigürasyonlara göre daha yüksektir. Yaz sınır şartları altında yapılan çalışmadan da görüldüğü gibi Rayleigh sayısının ve konfigürasyonların değişiminin ısı transferi üzerindeki etkisi çok azdır.



Şekil 3.81. Yaz sınır şartları altında farklı konfigürasyonlarda Rayleigh sayısının $10^4 - 10^7$ değerleri için elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri

Yaz sınır şartları altında üç konfigürasyon için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin Rayleigh sayısına göre değişimleri Şekil 3.81 de verilmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi konfigürasyon 0 da, artan Rayleigh sayısı ile birlikte akım çizgileri kısmen eğik yüzeyli kapalı ortamda sıcaklık farkının yüksek olduğu sol alt köşe civarında yoğunlaşmaktadır. Eş

sıcaklık eğrileri de Rayleigh sayısına bağlı olarak kapalı ortamın soğuk olan alt yüzeyine yakın yerlerde yoğunlaşmaktadır. Konfigürasyon I de, kapalı ortamın yalıtılmış olan sağ kenarına engel yerleştirilmesi sonucu ikincil akımlar meydana geldiği görülmektedir. Eş sıcaklık eğrileri de sıcaklık farkının yüksek olduğu sol alt köşe civarında yoğunlaşmaktadır. Konfigürasyon II de de, kapalı ortamın sol kenarına engel yerleştirilmesi sonucu ikincil akımlar meydana gelmektedir. Eş sıcaklık eğrileri de diğer konfigürasyonlarla benzer özellikler göstermektedir.



Şekil 3.82. Kış sınır şartları altında farklı konfigürasyonlarda Rayleigh sayısının $10^4 - 10^7$ değerleri için elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri

Kış sınır şartları altında her üç konfigürasyon için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin Rayleigh sayısına göre değişimleri Şekil 3.82 de verilmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi konfigürasyon 0 da, akım çizgileri kısmen eğik kapalı ortamın merkezi etrafında oluşmaktadır. Rayleigh sayısına bağlı olarak kapalı ortam içerisinde ikincil akımlar da meydana gelebilmektedir. Eş sıcaklık eğrileri de Rayleigh sayısına bağlı olarak kapalı ortamın sıcak ve soğuk olan yüzeylerine yakın yerlerde yoğunlaşmakta olup artan Rayleigh sayısı ile birlikte kısmen eğik ortamın merkezi civarındaki büyük bir bölgede yaklaşık aynı sıcaklık değerinin olduğu görülmektedir. Konfigürasyon I de de, akım çizgileri kısmen eğik kapalı ortamın merkezi etrafında oluşmaktadır. Rayleigh sayısına bağlı olarak kapalı ortam içerisinde ikincil ve hatta üçüncül akımlar meydana gelmektedir. Eş sıcaklık eğrileri de yüksek Rayleigh sayılarında kapalı ortamın sıcak ve soğuk olan yüzeylerine yakın yerlerde yoğunlaşmaktadır. Konfigürasyon 0 da olduğu gibi konfigürasyon I de de, kısmen eğik ortamın merkezi civarındaki büyük bir bölgede yaklaşık aynı sıcaklık değerinin olduğu görülmektedir. Konfigürasyon II de, düşük Rayleigh sayılarında bağımsız ikincil akımlar meydana gelmektedir, fakat artan Rayleigh sayısı ile birlikte kapalı ortam içerisinde birbirine bağımlı ikincil akımlar meydana gelmektedir. Rayleigh sayısının 10^7 değerinde kapalı ortam içerisinde üçüncül akımların meydana geldiği ve bu akımların eş sıcaklık eğrilerini önemli ölçüde etkilediği görülmektedir.

3.8. Zaman Bağımlı Doğal Taşınım Problemi

Genel olarak günümüzde birçok uygulamada karşımıza çıkan doğal taşınım ile ısı transferi problemlerinin çoğu, zaman bağımlı olarak meydana gelmektedir. Örneğin bir ev içerisinde meydana gelen doğal taşınım olayı, gün içerisindeki sıcaklık değişimlerine bağlı olarak farklılıklar göstermektedir. Sıcaklık farkının yüksek olduğu sabah ve akşam saatlerinde kapalı ortam içerisinde meydana gelen doğal taşınım ile ısı transferi olayı diğer zamanlardakinden daha farklı olmaktadır. Sıcaklık farkına bağlı olarak doğal taşınım ile olan ısı transferi miktarı artan sıcaklık farkıyla beraber artmaktadır.

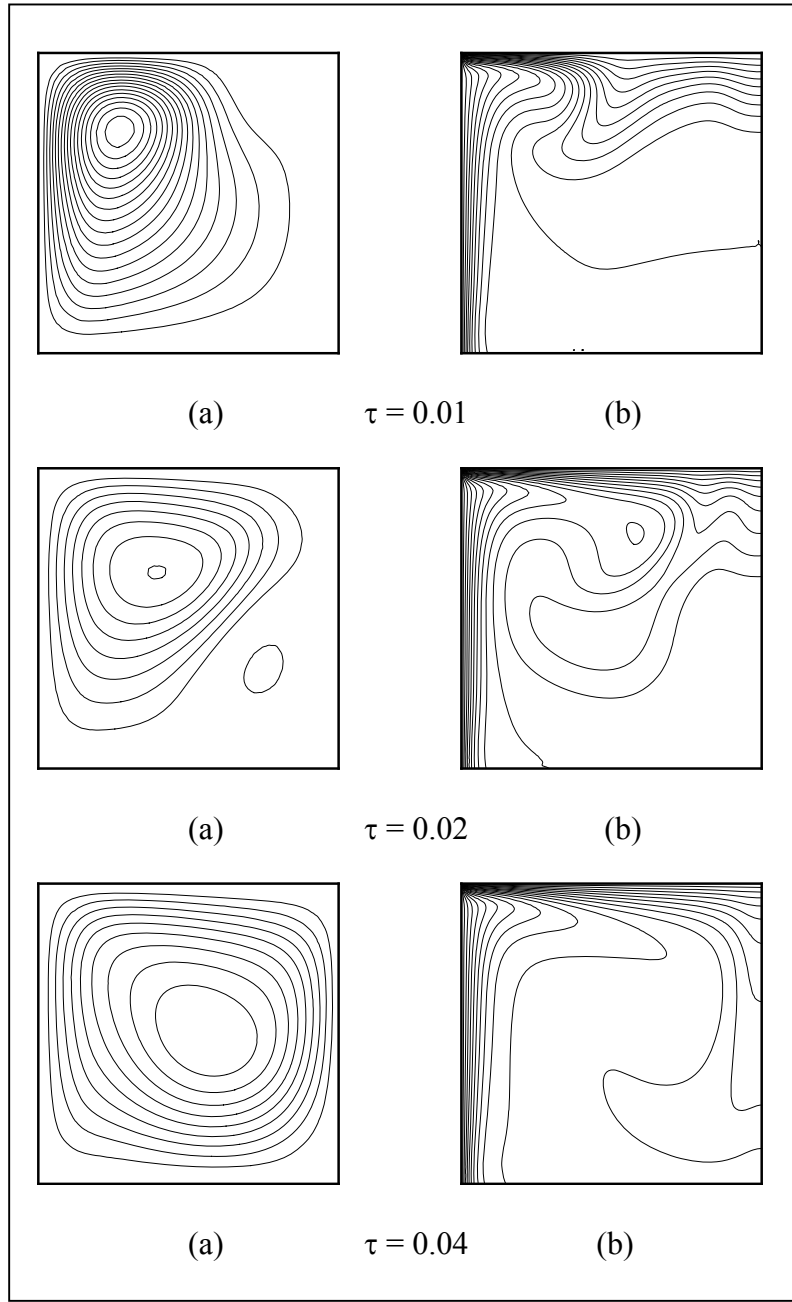
3.8.1. Kare Ortamlarda Zaman Bağımlı Doğal Taşınım

Bundan önceki bölümlerde zaman bağımsız sonuçları elde edilen kare ortamlardaki doğal taşınımın ısı transferinin zamana göre değişim karakteristikleri sayısal olarak incelenmiş ve literatürde verilenlerle karşılaştırılmıştır.

3.8.1.1. Komşu Duvarları Farklı Sıcaklıklarda Olan Kare Ortamlarda Zaman Bağımlı Doğal Taşınım Problemi

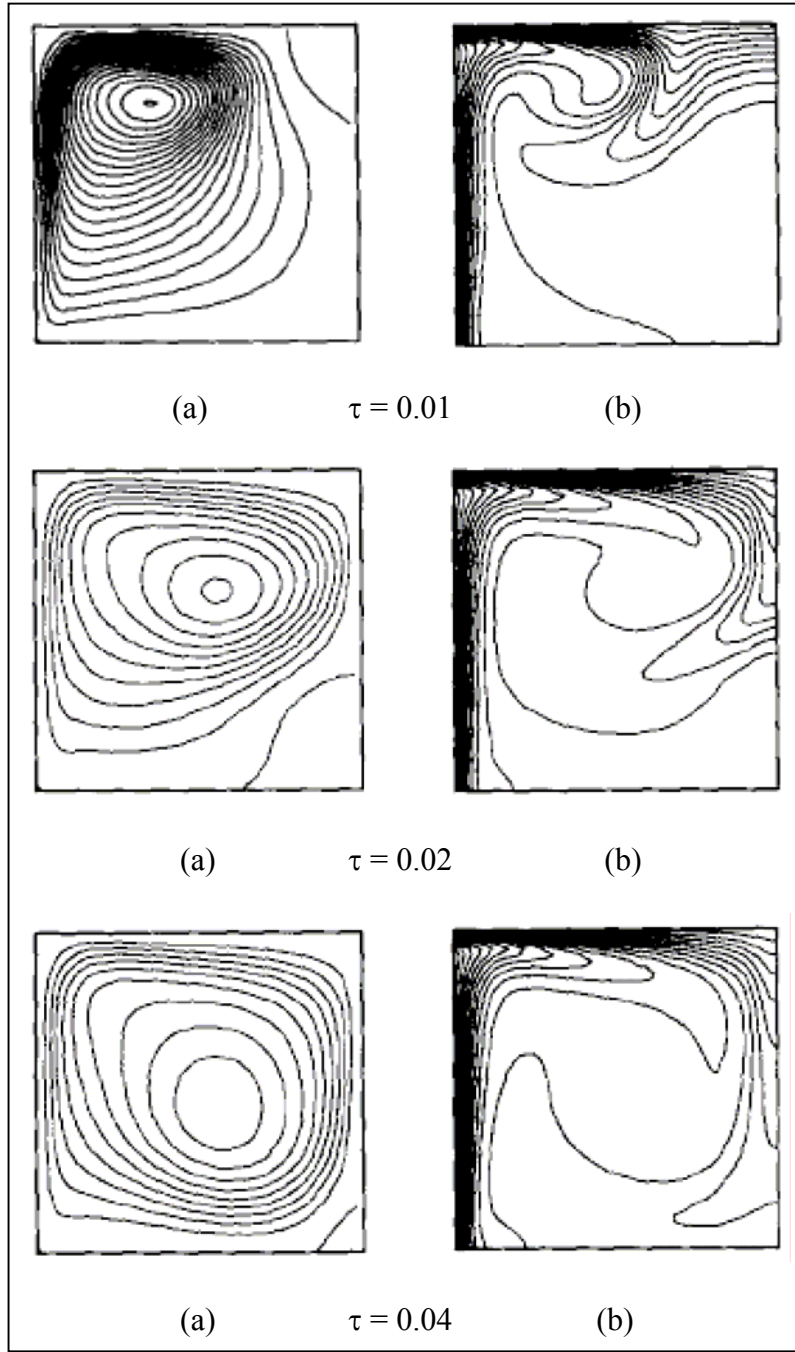
Problem geometrisi Şekil 3.14 te ve sınır koşulları Tablo 2.3 te iki nolu sınır koşullarında verilmiştir. $\tau=0.01$ zaman adımları için 40×40 ağ yapısına sahip kare geometrisindeki ortam için çözümler yapılmıştır. Zaman bağımlı doğal taşınımın ısı transferi elde edilen eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri Şekil 3.83 te verilmiştir.

Zaman bağımlı doğal taşınım probleminin çözümü sonucunda programda bulunan relaksasyon faktörlerinin önemi göz önüne çıkmıştır. Relaksasyon faktörlerinin küçük seçilmesi sonucunda zaman bağımlı doğal taşınım problemi için farklı zamanlarda elde edilen sonuçlar arasındaki farklar daha belirgin olmaktadır. Bu durum Rayleigh sayısına bağlı olarak da değişmektedir. Düşük Rayleigh sayılarında yüksek relaksasyon faktörlerinin seçilmesinin daha uygun olduğu görülmüştür. Yüksek Rayleigh sayılarında ise küçük relaksasyon faktörlerinin seçilmesi daha uygundur. Seçilen relaksasyon değerleri kullanılacak olan kontrol hacmine göre de değişiklik göstermektedir. Kaynak terimine ilave edilen $\Delta x \Delta y / \Delta t$ oranının uygun bir değerde seçilmesiyle doğal taşınım probleminin zamanla gelişimi daha kolay elde edilebilir.



Şekil 3.83. $Ra=10^6$ için 40×40 ağ yapısında elde edilen
 (a) Akım çizgileri,
 (b) Eş sıcaklık eğrileri

Komşu duvarları farklı sıcaklıktaki kare ortamda zaman bağımlı doğal taşınım için eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgilerinin verildiği Şekil 3.83 ten görüldüğü gibi $\tau=0.01$ anında sıcaklık farkının yüksek olduğu sol üst köşe civarında başlayan akışkan hareketi ilerleyen zamanlarda kapalı ortamın yalıtılmış olan sağ alt köşesine doğru kaymaktadır.



Şekil 3.84. $Ra=10^6$ için 41×41 ağ yapısında Aydın [28] tarafından elde edilen
 (a) Akım çizgileri,
 (b) Eş sıcaklık eğrileri

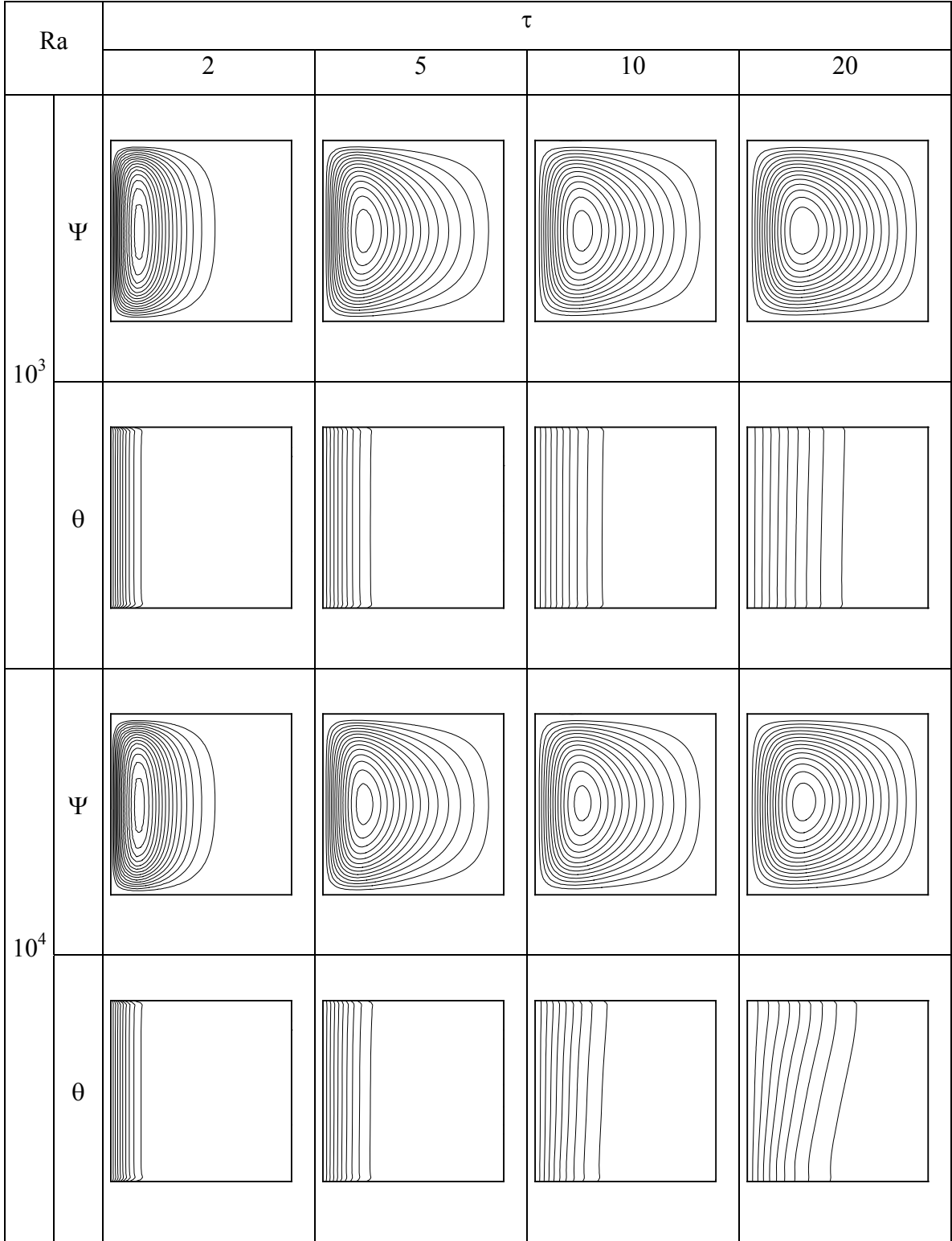
Yapılan çalışma sonucu elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin Aydın [28] tarafından elde edilenlerle benzerlik gösterdiği Şekil 3.83 ve 3.84 den görülmektedir.

3.8.1.2. Kare Ortamlarda Zaman Bağımlı Konvansiyonel Doğal Taşınım

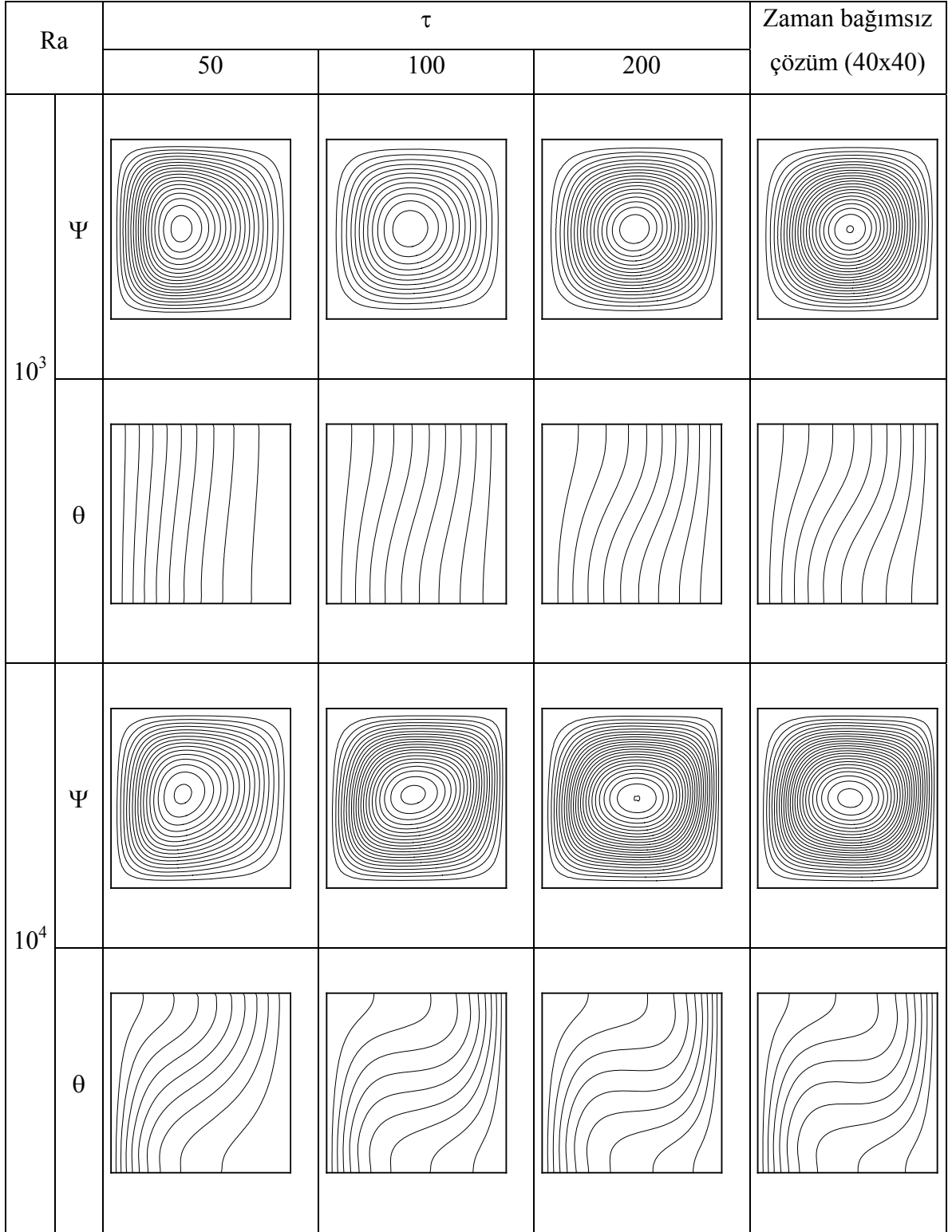
Konvansiyonel doğal taşınımın gerçekleştiği problem geometrisi Şekil 3.1 de, sınır koşulları ise Tablo 2.3 te verilmiştir. $\Delta\tau=1$ zaman adımları için 40x40 ağ yapısına sahip kare geometrisindeki ortam için çözümler yapılmıştır. Eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri için karakteristik uzunluk sıcaklık farkının meydana geldiği L genişliğidir.

Verilen sınır şartları altında elde edilen bulgular, Rayleigh sayısının 10^3-10^6 değerleri için zaman adımı $\Delta\tau=1$ olmak üzere eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri olarak Şekil 3.85–88 de verilmiştir. Zaman adımı ve iterasyon sayısına bağlı olarak, verilen sınır şartlarındaki doğal taşınım probleminin zamana bağlı olarak gelişimi değişmektedir. Sistemin daha kısa bir zamanda kararlı hale gelmesi için iterasyon sayıları yüksek seçilmelidir. Bunun yanı sıra zaman adımının da yüksek seçilmesiyle sistemin kararlı hale gelmesi daha kısa bir zaman almaktadır. Yapılan çalışmada her bir zaman adımı için bir iterasyon yapılmıştır.

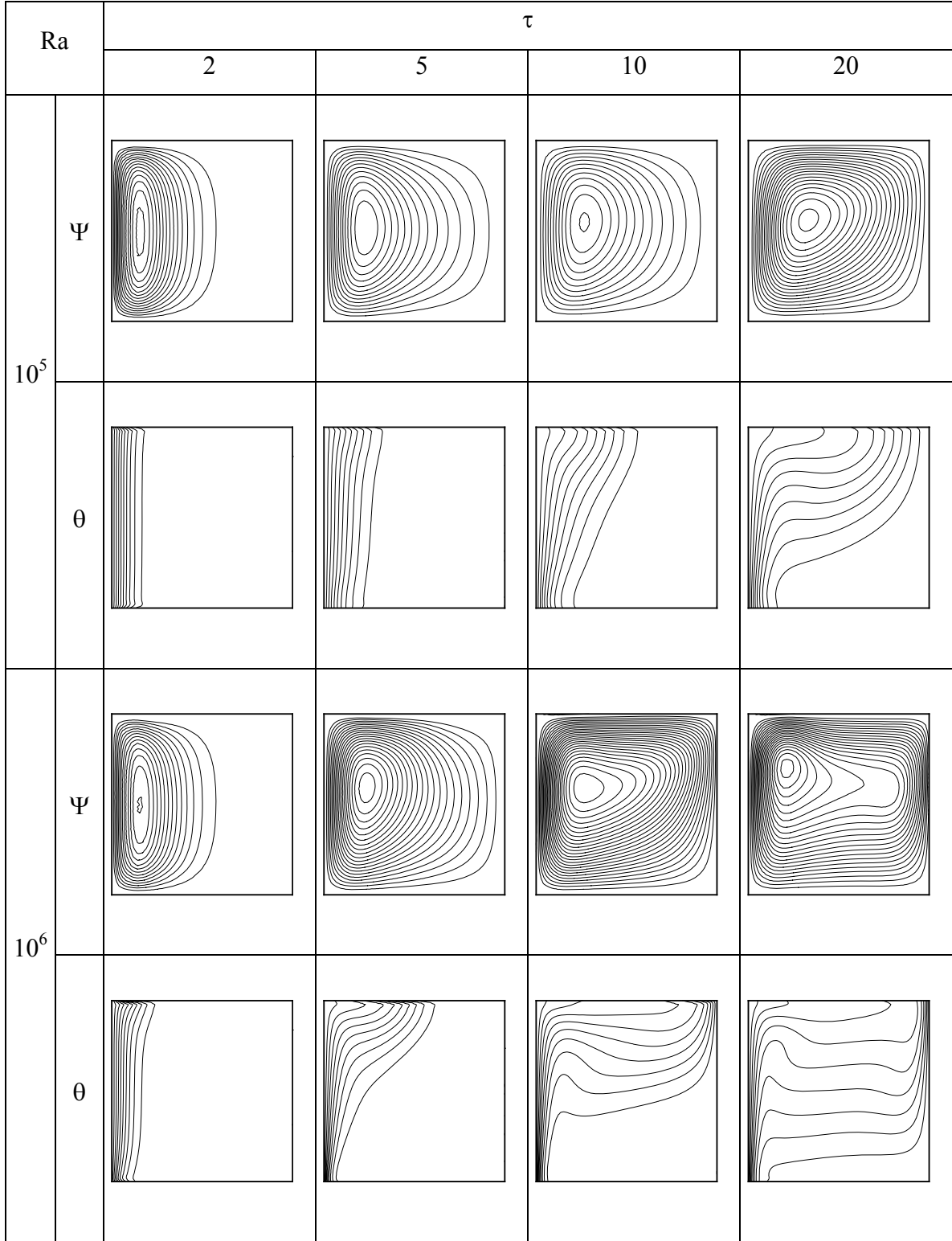
Konvansiyonel doğal taşınımın zamana bağlı olarak gelişiminin verildiği Şekil 3.85-88 den görüldüğü gibi başlangıçta sıcak olan sol yüzey civarında akımlar ve eş sıcaklık eğrileri oluşmakta iken, akım zamanla kare ortamın diğer taraflarına doğru yayılmaktadır. Bu durum eş sıcaklık eğrilerinde de benzer özellikler göstermektedir. Düşük Rayleigh sayılarında daha uzun bir sürede kararlı hale gelen sistem, yüksek Rayleigh sayılarında ise daha kısa bir sürede kararlı hale gelmektedir. Rayleigh sayısının artmasıyla beraber kaldırma kuvvetleri ve dolayısıyla akım hızı artacağından dolayı sistem daha kısa bir zamanda kararlı hale gelmektedir.



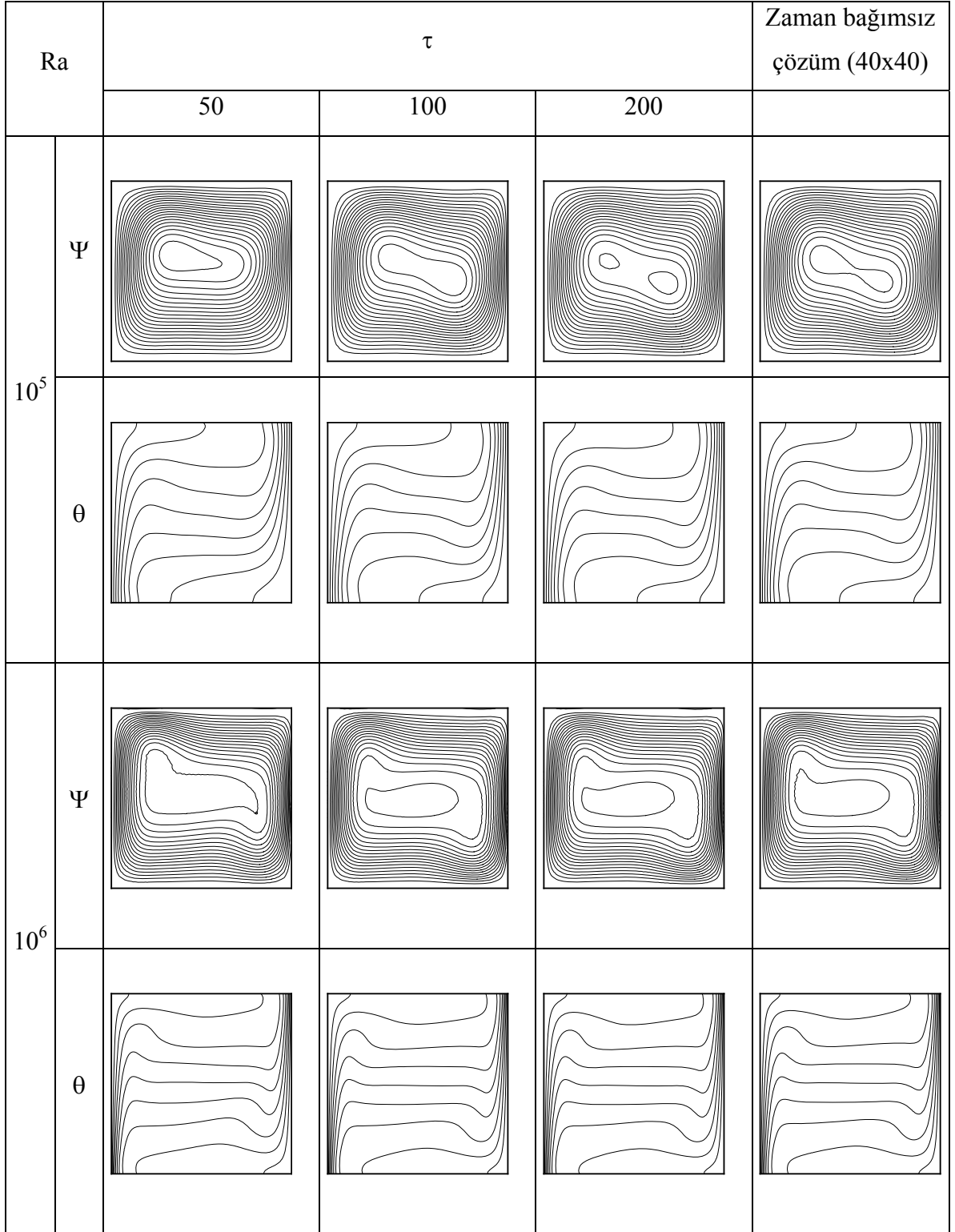
Şekil 3.85. Farklı Rayleigh sayılarında 40x40 ağ yapısı için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi



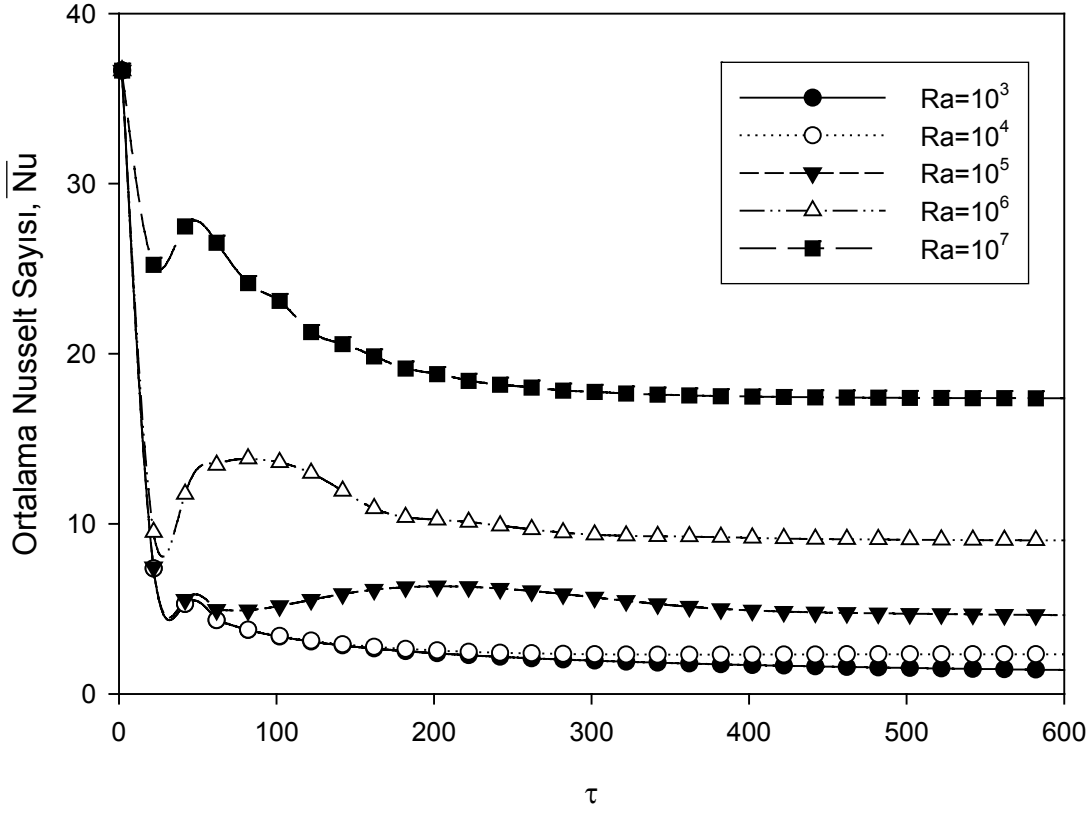
Şekil 3.86. Farklı Rayleigh sayılarında 40x40 ağ yapısı için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi



Şekil 3.87. Farklı Rayleigh sayılarında 40x40 ağ yapısı için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi



Şekil 3.88. Farklı Rayleigh sayılarında 40x40 ağ yapısı için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi



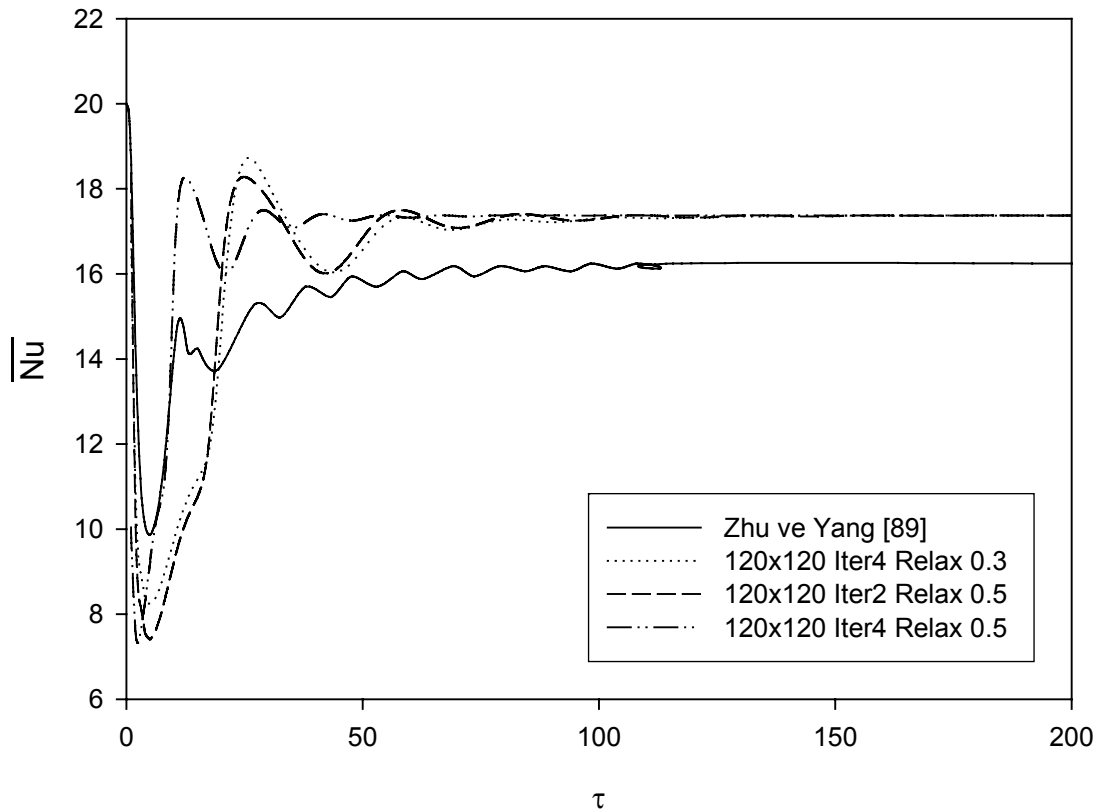
Şekil 3.89. Farklı Rayleigh sayılarında 120x120 ağ yapısı için sol yüzeyde ortalama Nusselt sayısının zamanla değişimi

Yüksek sıcaklıktaki sol yüzey için hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının ve dolayısıyla ısı transferinin artan Rayleigh sayısı ile birlikte arttığı ve yaklaşık olarak $\tau=400$ den sonra ise fazla bir değişimin olmadığı Şekil 3.89 dan görülmektedir.

3.8.1.3. Kapalı Kare Ortamlarda Zaman Bağımlı Doğal Taşınım

Konvansiyonel doğal taşınımın gerçekleştiği problem geometrisi Şekil 3.1 de, sınır koşulları ise Tablo 2.3 te verilmiştir. Zaman bağımlı doğal taşınım problemlerinde daha önce yapılan çalışmalara benzer geçerli sonuçlar elde etmek için ağ sıklığı, iterasyon sayısı vb. bazı parametrelerin sayısal olarak analiz edilmesi gerekmektedir. Zamana bağlı olarak farklı ağ sıklığı ve iterasyon sayıları için elde edilen sonuçlar, Şekil 3.90 da Zhu ve Yang [89] tarafından yapılan çalışma ile karşılaştırılmış olup iterasyon sayısının belirlenmesine çalışılmıştır. İterasyon sayısı belirlendikten sonra farklı parametreler için çalışma yapılmıştır.

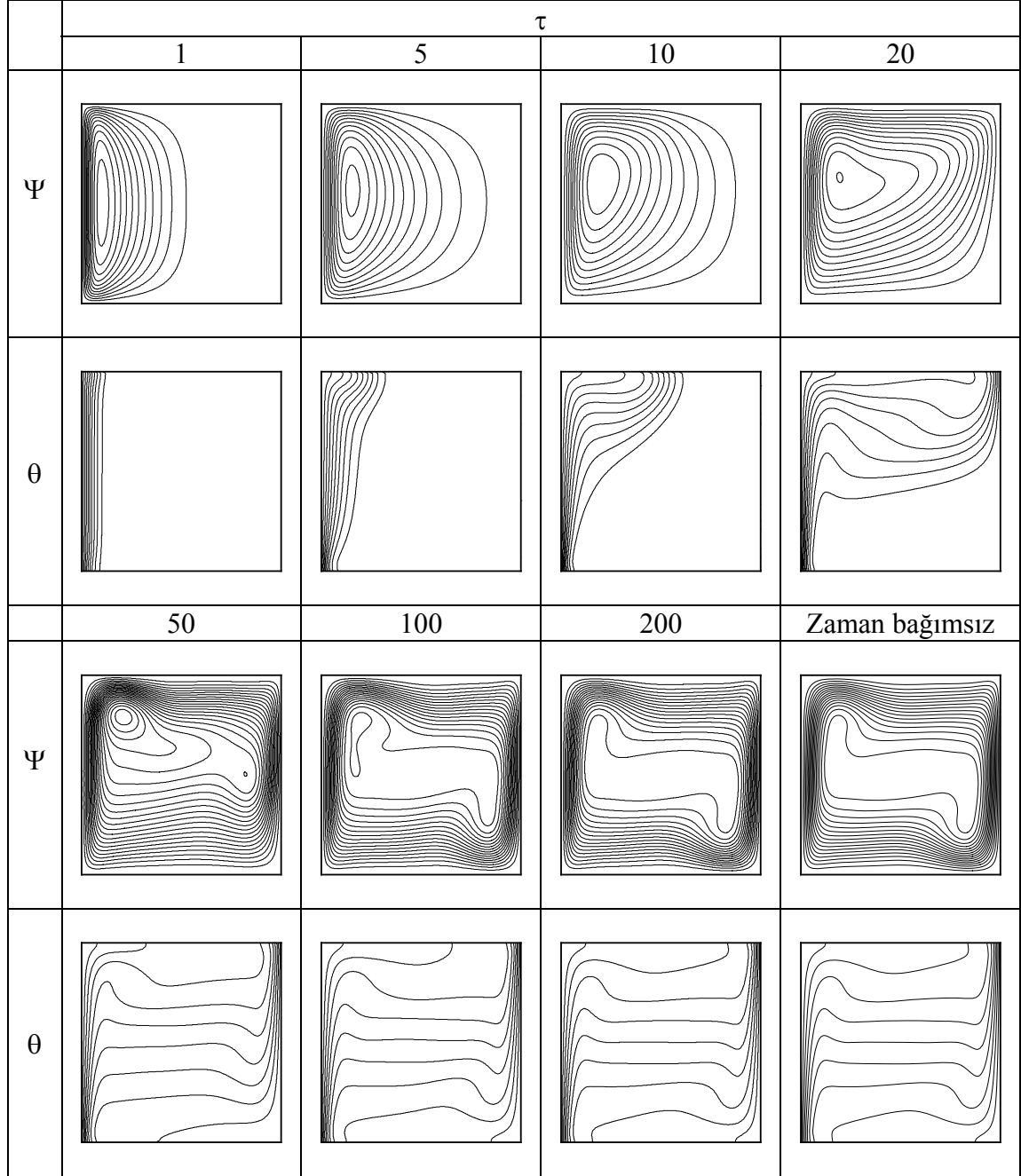
Şekil 3.90 daki farklı iterasyon sayıları ve relaksasyon faktörlerinde elde edilen verilerden dört iterasyonun en uygun sonuç verdiği görülmüştür. Bu nedenle zaman bağımlı çalışmalarda dört iterasyondan sonra sonuçlar elde edilmiştir. Yüksek sıcaklıktaki sol yüzeyden düşük sıcaklıktaki sağ yüzeye doğal taşınım ile olan ısı transferinin zamana bağlı değişimi için ortalama Nusselt sayıları, eşsıcaklık eğrileri ve akım çizgilerini içeren sonuçlar elde edilmiştir.



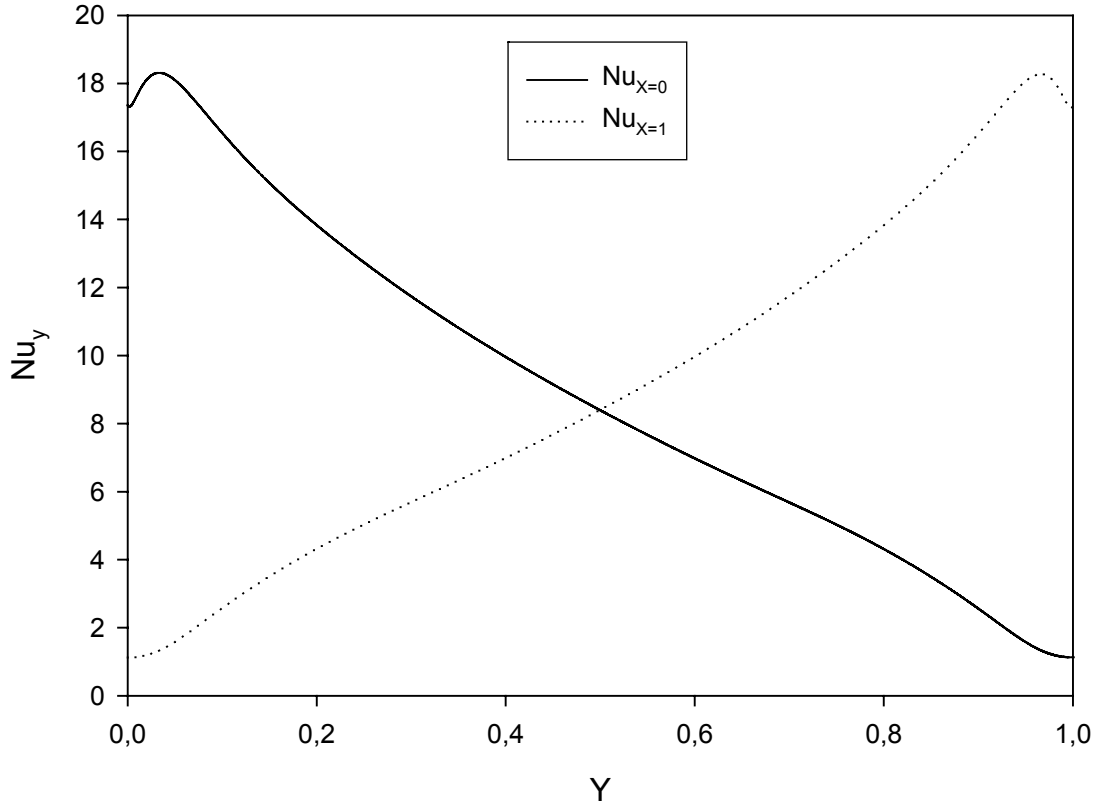
Şekil 3.90. $Ra=10^6$ için farklı iterasyon sayılarında elde edilen ortalama Nusselt sayıları

Kare ortamın bir tarafının sıcak, diğer tarafının soğuk olması durumunda zamana bağlı olarak elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin değişimleri Şekil 3.91 de verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi akım çizgileri başlangıçta sıcak olan yüzey civarında yoğunlaşmakta iken zamanla soğuk olan yüzeye doğru kaymaktadır. Isı transferi kararlı hale geldiği zaman kapalı ortamın sıcak veya soğuk yüzeylerinin yalıtılmış yüzeylerle birleştiği yer civarında bir akım olmaktadır. Eş sıcaklık eğrileri de sıcak ve soğuk olan yüzeylere yakın noktalarda yoğunlaşmaktadır. Sıcak olan duvara yakın bölgede akışkan yukarıya doğru hareket ederken, soğuk olan duvara yakın bölgede ise aşağıya

doğru hareket etmektedir. Bu durum, doğal taşınımla ısı transferinin ana mekanizmasını oluşturmaktadır.



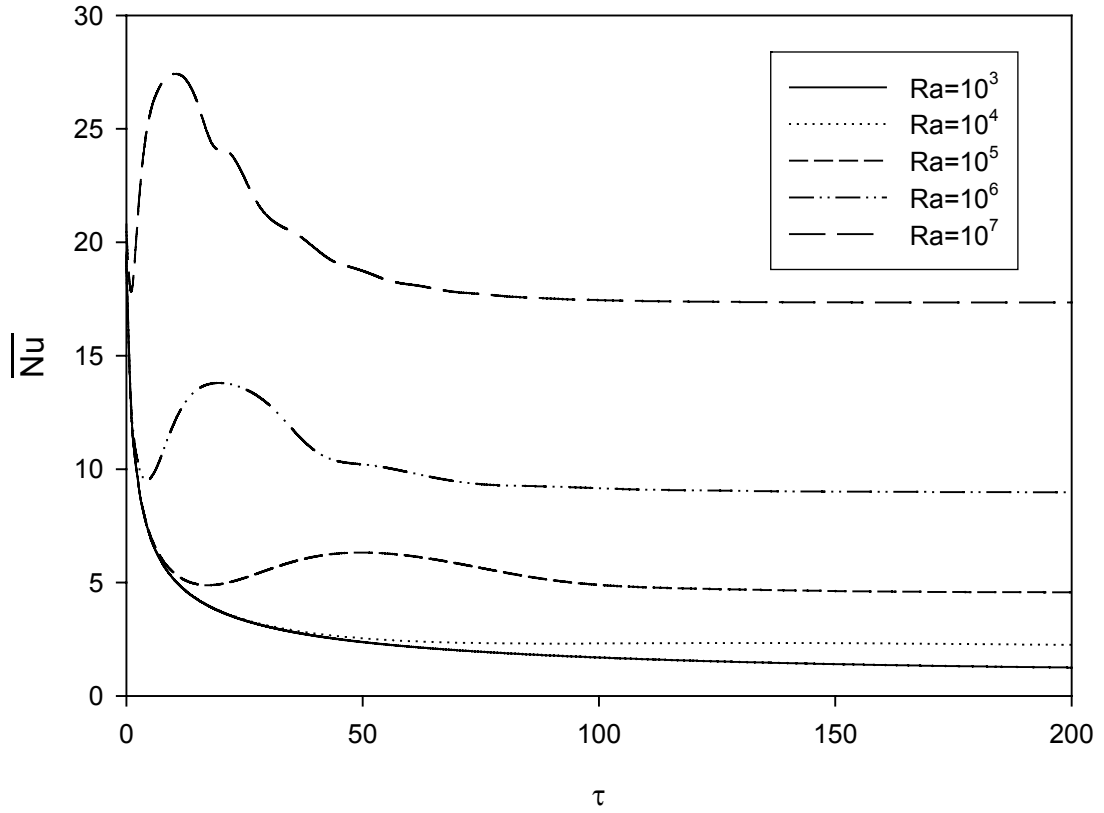
şekil 3.91. 120x120 ağ yapısında $Ra=10^6$ için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi



Şekil 3.92. $Ra=10^6$ için Nusselt sayısının sol ve sağ yüzeyler boyunca yerel olarak değişimi

Nusselt sayısının sol ve sağ yüzeyler için yerel olarak değişimi Rayleigh sayısının 10^6 değeri için Şekil 3.92 de verilmiştir. Sol yüzey için sıcak olan akışkan kapalı ortamın üst yüzeyine yakın yerlerde bulunduğundan üst yüzeye yaklaştıkça ısı transferinin azaldığı görülmektedir. Benzer şekilde sağ yüzey için soğuk olan akışkan kapalı ortamın alt yüzeyine yakın yerlerde bulunduğundan üst yüzeye yakın bölgelerdeki sıcaklık farkları alt yüzeye göre daha fazla olmakta ve dolayısıyla ısı transferi de artmaktadır.

Farklı Rayleigh sayıları için elde edilen ortalama Nusselt sayıları Şekil 3.93 te verilmiştir. Rayleigh sayısının artmasıyla birlikte ısı transferi de artmakta, kapalı ortam kararlı hale gelince ortalama Nusselt sayıları değişmemektedir. Düşük Rayleigh sayılarında ısı transferinde fazla bir değişim olmamasına rağmen yüksek Rayleigh sayılarında önemli artışlar görülmektedir.

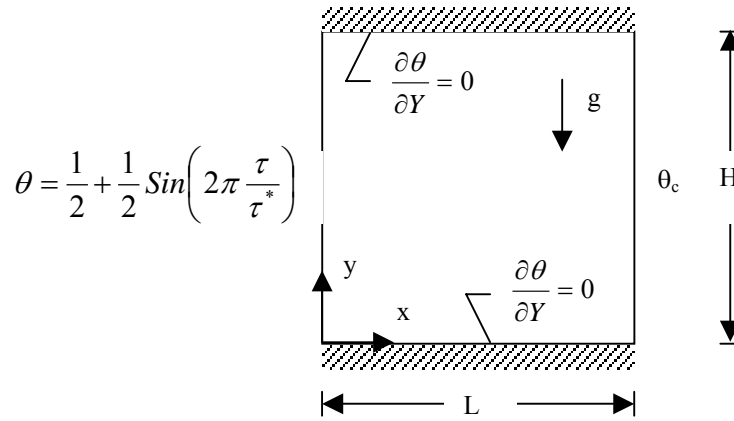


Şekil 3.93. Farklı Rayleigh sayılarında 120×120 ağ yapısı için sol duvardaki ortalama Nusselt sayısının zamanla değişimi

Başlangıçta kapalı ortam içerisinde bulunan akışkanın düşük sıcaklıkta olduğu kabul edildiğinden dolayı ısı transferi değeri yüksek değerlere çıkmakta, daha sonra akışkan zamanla ısınıp kararlı hale gelene kadar ısı transferi de yavaş yavaş azalmakta ve kararlı halden sonra sabit olmaktadır.

3.8.1.4. Yaz Sınır Şartları İçin Gün İçerisindeki Sıcaklık Değişiminin Doğal Taşınım İle Isı Transferi Üzerine Etkileri

Çalışılan geometri Şekil 3.94 te gösterilmiştir. Kare ortam için sınır koşulları boyutsuz olarak Tablo 2.3 te altı nolu sınır koşulu olarak verilmiştir. Yüksek sıcaklıktaki sol yüzeyden düşük sıcaklıktaki sağ yüzeye doğal taşınım ile olan ısı transferinin zamana bağlı değişimi için ortalama Nusselt sayıları, eşsıcaklık eğrileri ve akım çizgilerini içeren sonuçlar elde edilmiştir.

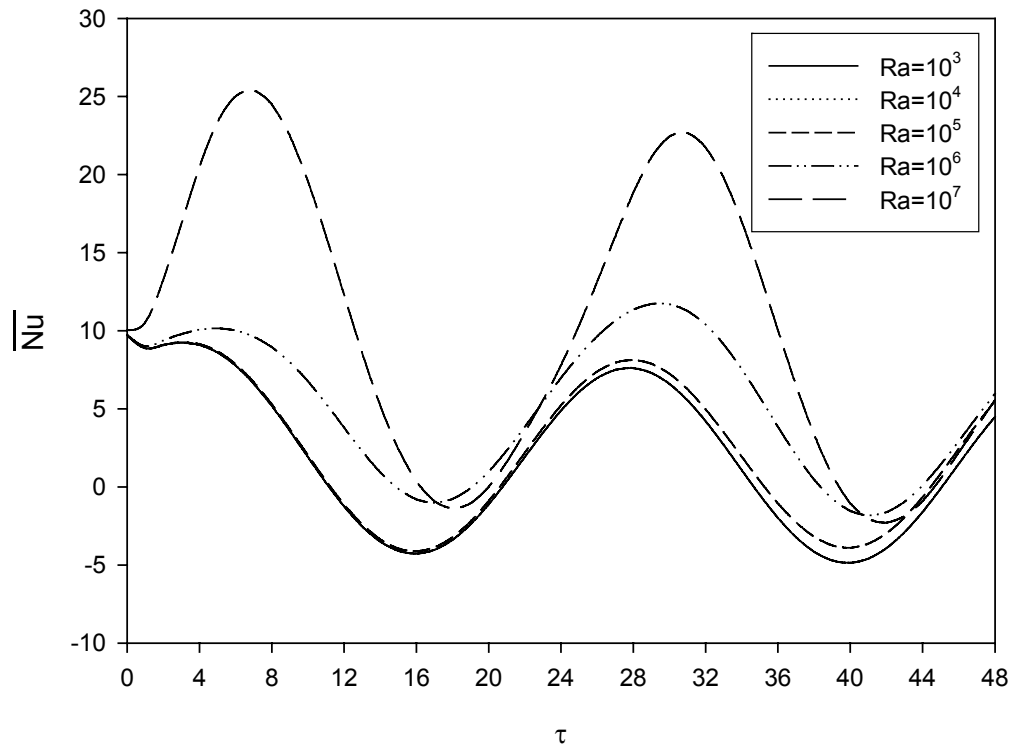


Şekil 3.94. Kapalı kare ortam için problemin şematik resmi

Gün içerisindeki sıcaklık değişimini ifade etmek için periyot (τ^*) yirmi dört seçilmiştir. Gün içerisinde sıcaklığın minimum olduğu gece saatlerine karşılık gelen zamanlar için sıcaklık değeri 0, sıcaklığın maksimum olduğu öğle saatleri için sıcaklık değeri 1 olmaktadır.

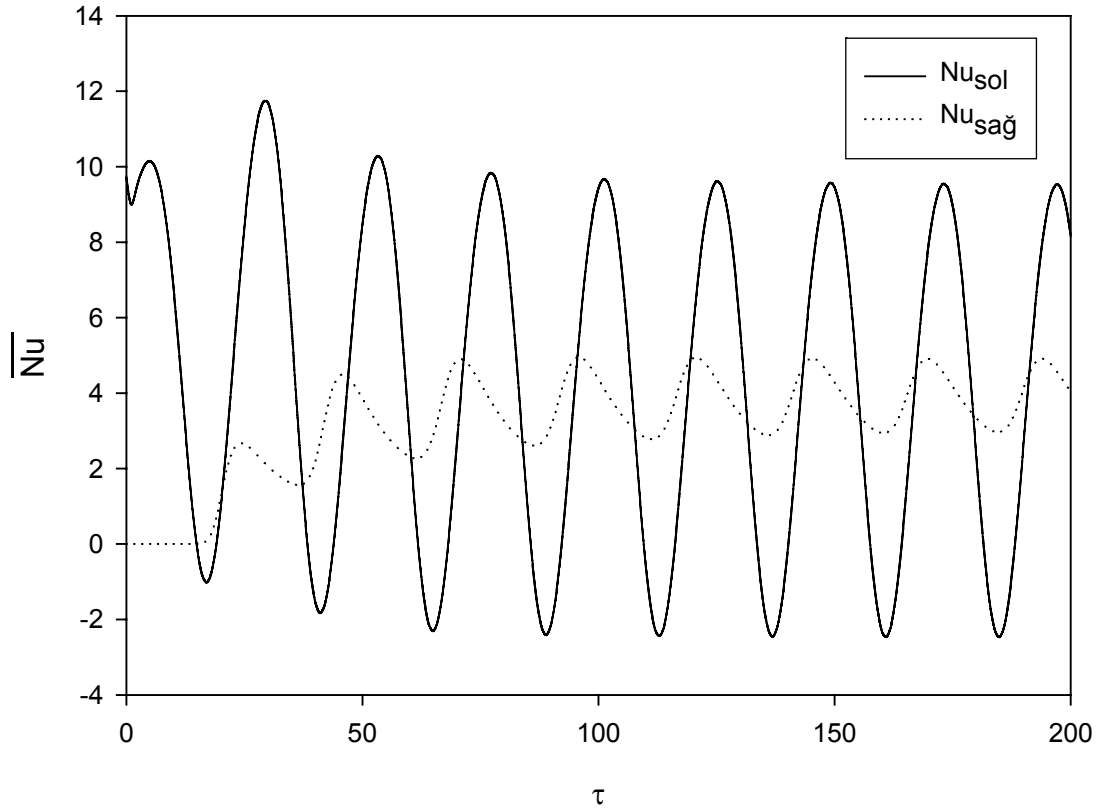
Yaz sınır şartları için zamanla değişen yüzey sıcaklığına sahip kare ortamın sol duvarı için ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişimi Şekil 3.95 te verilmiştir. Ortalama Nusselt sayısının salınım değerleri Rayleigh sayısına bağlı olarak artmaktadır. Düşük Rayleigh sayıları için ortalama Nusselt sayıları pozitif ve negatif değerler alabilmektedir. Bunun bir nedeni kapalı ortam içerisindeki akımın soğuk olan sağ duvara ulaşmadan sol duvardaki sınır şartına bağlı olarak düşük sıcaklık değerlerinin ortaya çıkmasıdır. Böylece akışkan akımı tekrar sol duvara doğru meydana gelmektedir. Yüksek Rayleigh sayılarında ise akımının artmasıyla birlikte kapalı ortam içerisindeki akışkan düşük sıcaklıktaki sağ yüzeye ulaşabilmektedir. Bu nedenle yüksek Rayleigh sayılarındaki ortalama Nusselt sayılarının negatif olduğu değerler düşük Rayleigh sayılarına göre daha azdır. Başka bir

deyişle sağ yüzeyin sıcaklığı düşük olduğu için kapalı ortamın ısı depolama özelliği düşüktür. Bu nedenle iç ortamdan soğuk olan duvarlara (sıcaklığı sinüzoidal olarak değişen sol duvar ve düşük sıcaklıktaki sağ duvar) olan ısı transferi daha az olmaktadır. Çünkü yaz sınır şartlarında aynı anda zamana bağlı olarak birden fazla soğuk duvar bulunabildiği için iç ortamdan sol yüzeye olan ısı transferi de azalmaktadır. Bunun bir nedeni de soğuk olan yüzeylerin alanlarının fazla olmasıdır. Bu nedenle yaz sınır şartlarında ortalama Nusselt sayısının negatife indiği değerler daha az olup genellikle pozitif değerlere sahiptir.



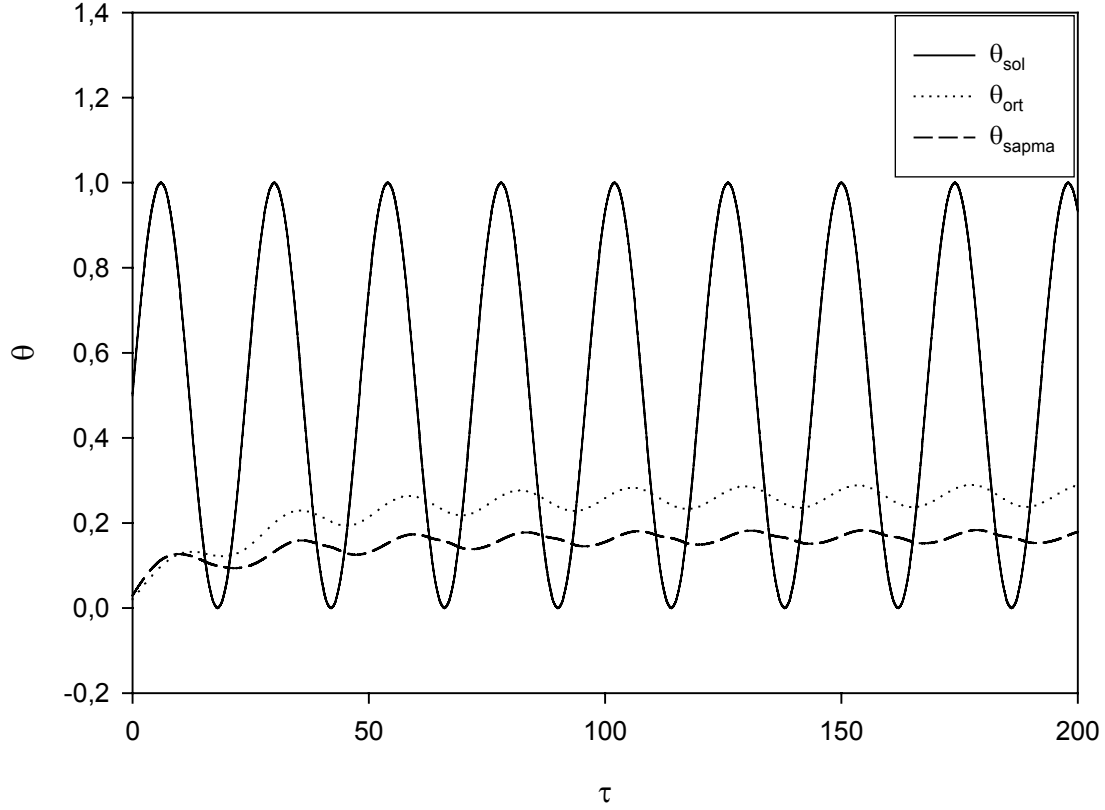
Şekil 3.95. Sol tarafı sinüzoidal olarak ısıtılan, sağ tarafı düşük sıcaklıktaki kapalı ortam için sol yüzeydeki ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişimi

Sol ve sağ yüzeydeki ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişiminin verildiği Şekil 3.96 dan görüldüğu gibi sıcak olan akışkan soğuk olan sağ duvara ulaşıncaya kadar sağ duvar için ortalama Nusselt sayısı sıfır olmakta, ısı transferinin başlamasıyla birlikte bu değer artmaktadır. Sistem periyodik olarak kararlı hale gelince de sağ duvar için ortalama Nusselt sayısı belirli bir periyotta değişmektedir.



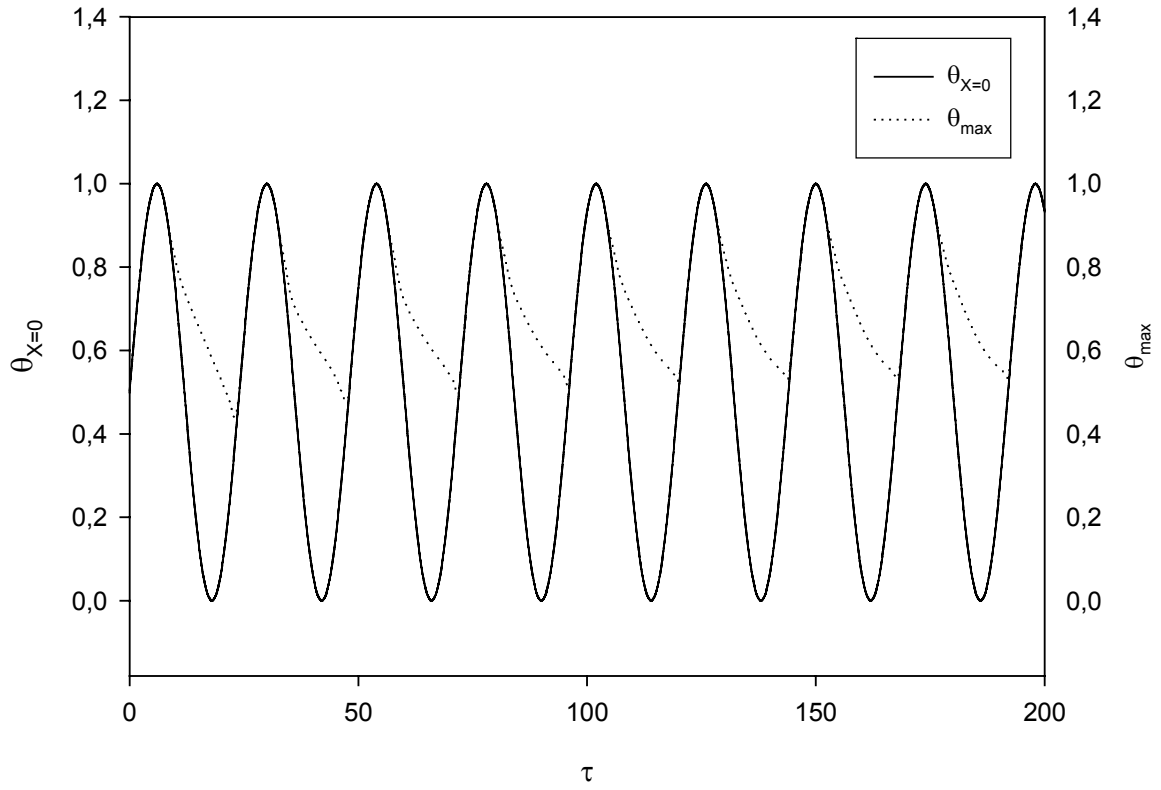
Şekil 3.96. $Ra=10^6$ için sol tarafı sinüzoidal olarak ısıtılan kapalı ortamdaki sol ve sağ duvarlar için ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişimi

Kapalı ortamın sol duvarının sıcaklığının zamanla değişiminin verildiği Şekil 3.97 de ayrıca kapalı ortam içerisindeki ortalama sıcaklık değerleri ve ortalama sıcaklık değerlerinden sapma değerleri de verilmektedir. Sol duvarın sıcaklığı sinüzoidal bir şekilde değişmekte olup buna bağlı olarak kapalı ortam içerisindeki ortalama sıcaklık değeri ve ortalama sıcaklıktan sapma değeri de sinüzoidal bir şekilde değişmektedir. Ortalama sıcaklıktan sapma değeri kapalı ortamdaki sıcaklık dağılımının ne kadar uniform olduğunu gösteren bir parametredir. Ortalama sıcaklıktan sapma değeri ne kadar düşük olursa kapalı ortam içerisindeki sıcaklık dağılımı da o kadar iyi olmaktadır. Şekil 3.97 den görüldüğü gibi kapalı ortam içerisindeki ortalama sıcaklık değerleri, sol duvardaki sıcaklığın maksimum olduğu zamandan kısa bir süre sonra maksimum değerine ulaşmaktadır. Aynı durum ortalama sıcaklıktan sapma değerleri için de geçerlidir. Bunun bir nedeni de sol duvardaki sıcaklığın zamanla kapalı ortam içerisindeki akışkan molekülleri yardımıyla yayılmasıdır. Sol duvardaki sıcaklığın kapalı ortam içerisinde yayılması için geçen zaman, ortalama sıcaklık ve ortalama sıcaklıktan sapma değerlerinin maksimum olduğu zaman farkıdır.



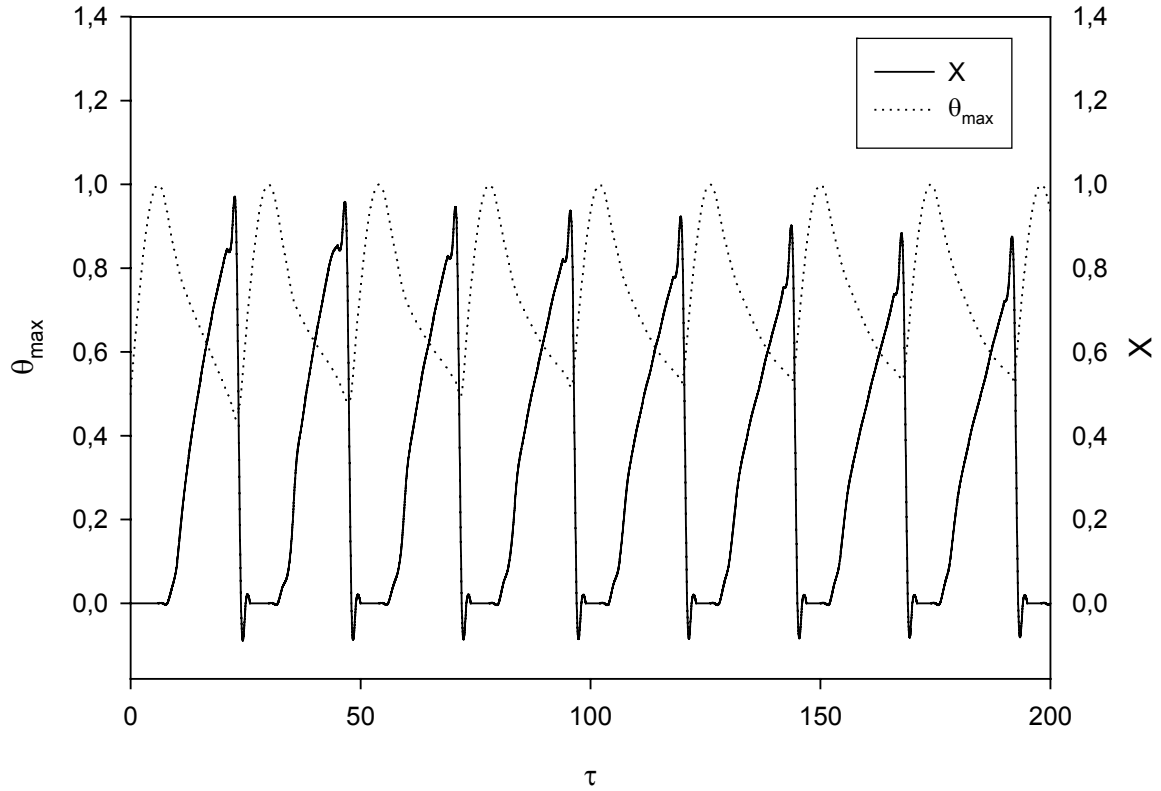
Şekil 3.97. $Ra=10^6$ için sol tarafı sinüzoidal olarak ısıtılan ortam için ortalama sıcaklık ve ortalama sıcaklıktan sapma değerleri

Kapalı ortam içerisindeki sıcaklıkların maksimum değerleri ve sol duvarın sıcaklığının zamana bağlı olarak değişimi Şekil 3.98 de verilmiştir. Sol duvarın sıcaklığına bağlı olarak maksimum sıcaklıklar bu duvar boyunca olmakta iken, sıcaklık değerlerinin düşmesi sonucu maksimum sıcaklıklar sol duvarın sıcaklık profilinden ayrılmaktadır. Bunun nedeni ise kapalı ortam içerisindeki akışkanın sıcaklığa bağlı olarak ısı depolaması ve sol duvarın sıcaklığı düşmesine rağmen bu ısıyı belirli bir zaman koruyabilmesidir. Şekilden de görüldüğü gibi sol duvarın sıcaklığı belirli bir değerin üzerine çıktıktan sonra kapalı ortam içerisindeki maksimum sıcaklıklar sol duvar boyunca meydana gelmektedir. Bu durum Şekil 3.99 dan da açıkça görülebilmektedir.



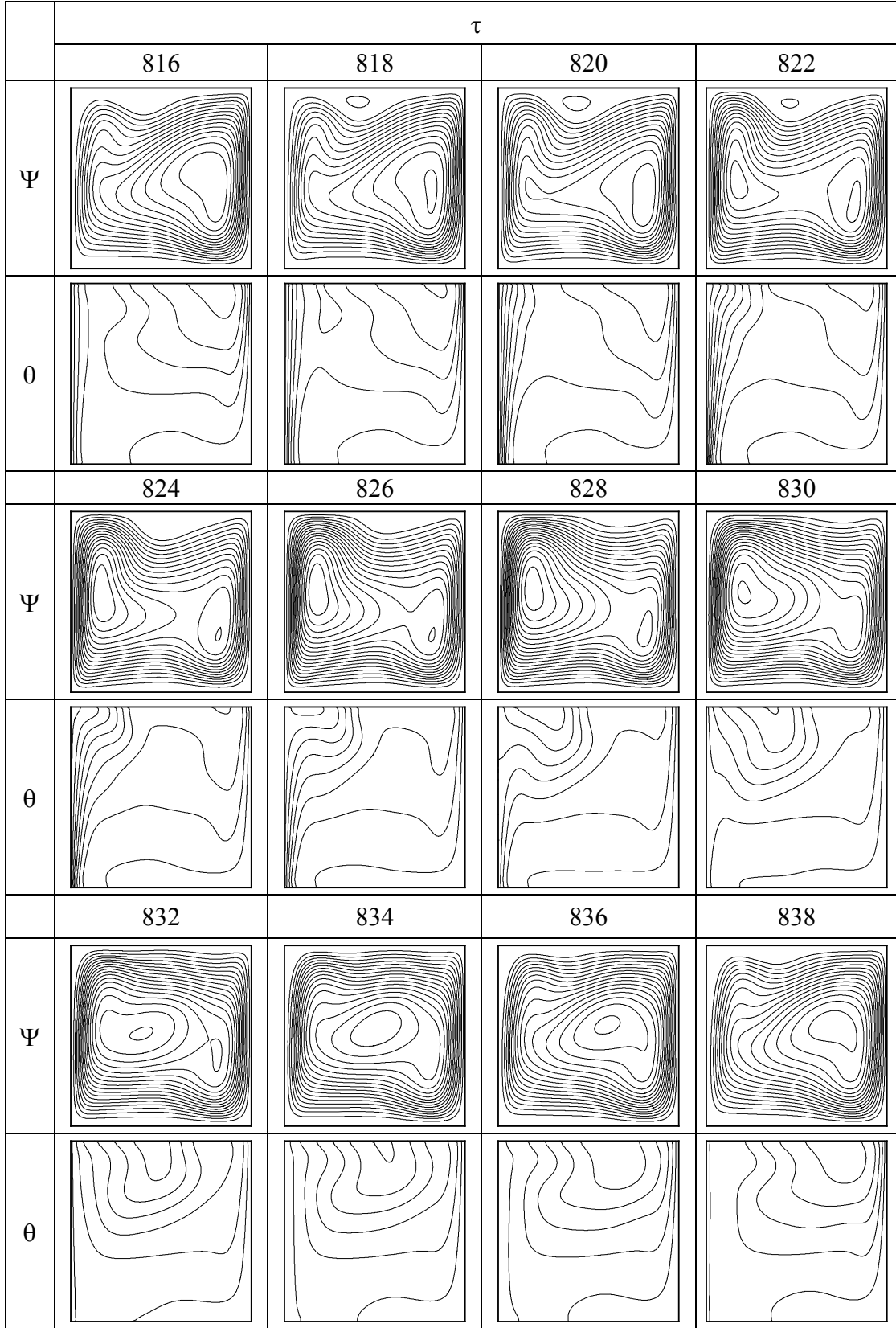
Şekil 3.98. $Ra=10^6$ için sol tarafı sinüzoidal olarak ısıtılan ortam içerisindeki maksimum sıcaklıkların zamanla değişimi

Yapılan çalışma sonucunda ortam içerisindeki maksimum sıcaklıkların, ortamın üst yüzeyi boyunca meydana geldiği belirlenmiştir. Zamana bağlı olarak kapalı ortam içerisindeki maksimum sıcaklık değerinin boyutsuz yatay uzunluk X boyunca değişimi Şekil 3.99 da verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi ortam içerisindeki sıcaklıkların maksimum değeri ($\theta_{max}=1$) X koordinatının sıfır olduğu noktada, yani sol duvar boyunca olmaktadır. Maksimum sıcaklıkların en düşük olduğu noktalar ise ortamın sağ duvarına yakın koordinatlardır.



Şekil 3.99. Ra=10⁶ için sol tarafı sinüzoidal olarak ısıtılan ortam içerisindeki maksimum sıcaklıkların yatay uzunluk ve zamanla değişimi

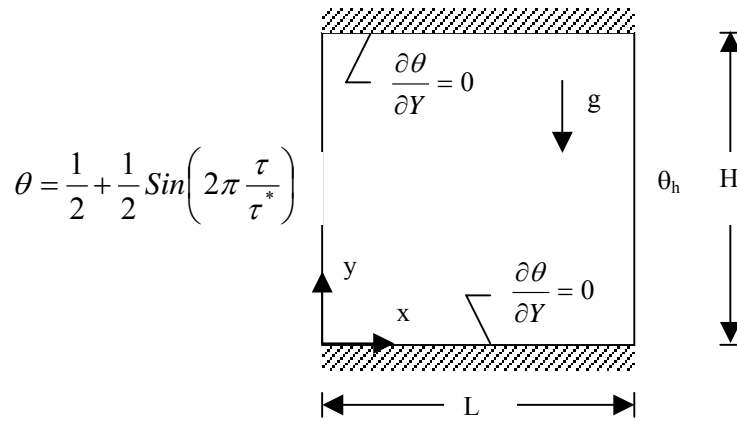
Yirmi dört saatlik zaman dilimini ifade eden bir gün için kapalı ortam içerisindeki sıcaklıkların ve akış alanının değişimi Şekil 3.100 de ikişer saatlik aralarla verilmiştir. Sistemin periyodik olarak kararlı hale gelmesi için sonuçlar zaman değerinin 800 den sonraki ilk periyodik değerinde alınmıştır. Şekil 3.100 den görüldüğü gibi ortam içerisinde bir tane akım hücresi varken sol duvarın sıcaklığı artmaya başladıkça bu duvara yakın bir bölgede ikinci bir akım hücresi oluşmaktadır. Sol duvarın sıcaklığı düştükçe kapalı ortam içerisindeki akım hücresi sayısı yine bire düşmekte ve bu akım hücresinin merkezi zamanla soğuk olan sağ duvara doğru kaymaktadır. Aynı durum eş sıcaklık eğrileri açısından değerlendirilecek olursa sol duvarın ısınmasıyla birlikte bu duvara yakın bölgede eş sıcaklık eğrileri sıklaşmakta, zamanla bu sıcaklık eğrileri sağ duvara doğru kaymaktadır.



Şekil 3.100. 120x120 ağ yapısında $Ra=10^6$ için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi

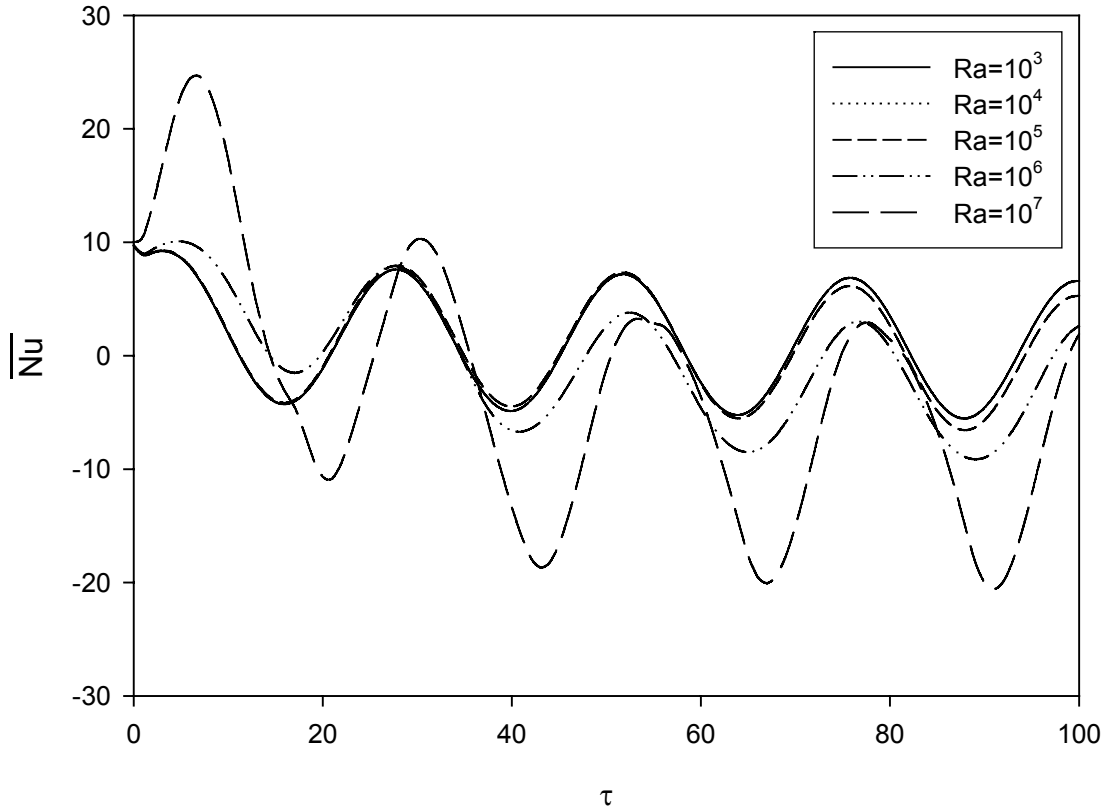
3.8.1.5. Kış Sınır Şartları İçin Gün İçerisindeki Sıcaklık Değişiminin Doğal Taşınım İle Isı Transferi Üzerine Etkileri

Çalışılan geometri Şekil 3.101 de gösterilmiştir. Kare ortam için sınır koşulları boyutsuz olarak Tablo 2.3 te yedi nolu sınır koşulu olarak verilmiştir. Yüksek sıcaklıktaki sağ yüzeyden değişken sıcaklıktaki sol yüzeye doğal taşınım ile olan ısı transferinin zamana bağlı değişimi için ortalama Nusselt sayıları, eşsıcaklık eğrileri ve akım çizgilerini içeren sonuçlar elde edilmiştir.



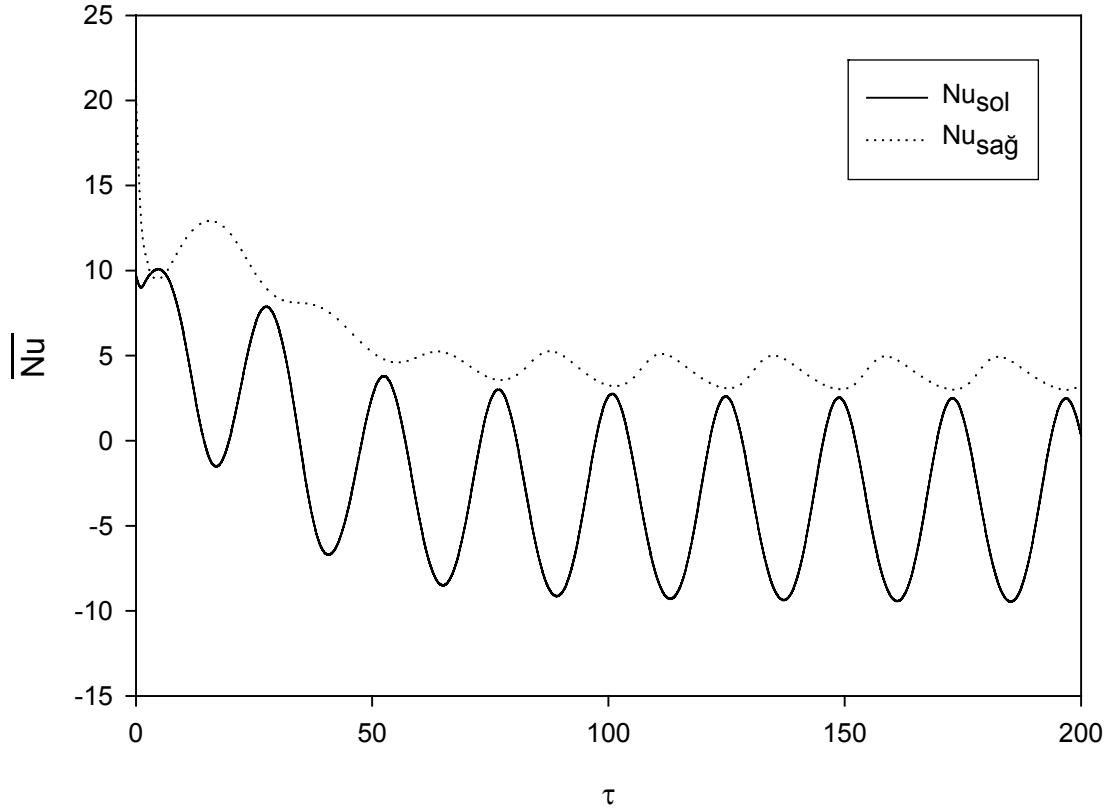
Şekil 3.101. Kapalı kare ortam için problemin şematik resmi

Kış sınır şartları için zamanla değişen yüzey sıcaklığına sahip kare ortamın sol duvarı için ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişimi Şekil 3.102 de verilmiştir. Ortalama Nusselt sayısının salınım değerleri Rayleigh sayısına bağlı olarak değişmektedir. Düşük Rayleigh sayıları için ($Ra=10^3-10^5$) ortalama Nusselt sayıları pozitif ve negatif değerler alabilmektedir. Yüksek Rayleigh sayılarında ise ortalama Nusselt sayılarının negatif olduğu değerler düşük Rayleigh sayılarına göre daha fazladır. Kapalı ortamın sağ duvarının yüksek sıcaklıkta olmasından dolayı Rayleigh sayısı arttıkça akım miktarı da artmakta, böylece kapalı ortamdan dışarıya olan ısı transferi de artmaktadır. Sağ duvarın sıcaklığının yüksek olmasından dolayı ortamın ısı depolama özelliği yüksek olup, yüksek Rayleigh sayılarında dışarıya doğru ısı transferi artmakta ve bunun sonucunda ortalama Nusselt sayılarının büyük bir çoğunluğu negatif değerler almaktadır.



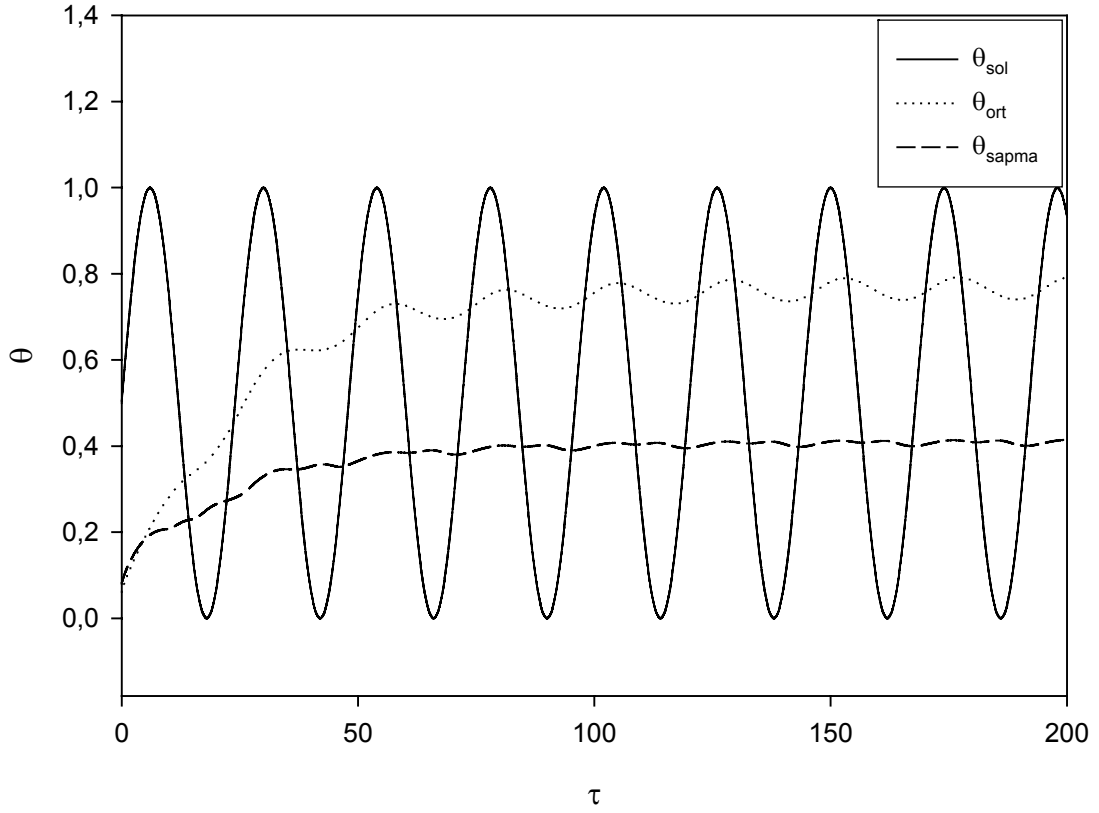
Şekil 3.102. Sol tarafı sinüzoidal olarak ısıtılan duvardaki ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişimi

Sol ve sağ duvarlardaki ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişiminin verildiği Şekil 3.103 ten görüldüğü gibi sağ yüzeyden ortama olan ısı transferi zamanla azalmakta iken kapalı ortam periyodik olarak kararlı hale geldikten sonra zamanla periyodik olarak değişmektedir. Sağ duvardan olan ısı transferi arttıkça, sol duvardaki ısı transferi miktarının azalması da önemli bir bulgudur. Bu durum termodinamiğin birinci kanununu doğrular niteliktedir. Kapalı ortamın sağ duvarından ortama sürekli bir ısı transferi olmakta iken, sol duvarından zamana bağlı olarak belirli aralıklarda ortama ısı transferi olmakta, belirli aralıklarda ise ortamdaki ısı sol duvara ısı transferi olmaktadır. Kapalı ortama olan ısı transferi değerleri pozitif değerler taşırken, kapalı ortamdaki duvarlara olan ısı transferi değerleri ise negatif değerler taşımaktadır.



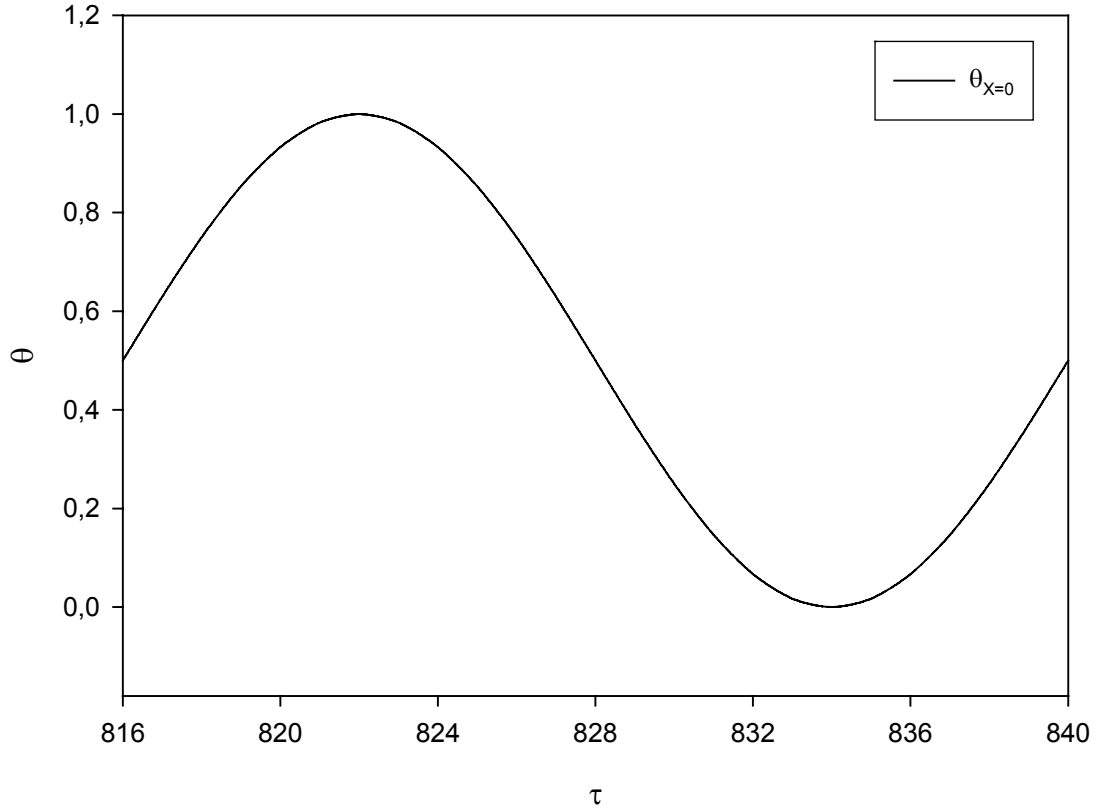
Şekil 3.103. $Ra=10^6$ için sol tarafı sinüzoidal olarak ısıtılan ortamdaki sol ve sağ duvarlar için ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişimi

Kapalı ortamın sol duvarının sıcaklığının zamanla değişiminin verildiği Şekil 3.104 te ayrıca kapalı ortam içerisindeki ortalama sıcaklık değerleri ve ortalama sıcaklık değerlerinden sapma değerleri de verilmektedir. Sol duvarın sıcaklığı sinüzoidal bir şekilde değişmekte olup buna bağlı olarak kapalı ortam içerisindeki ortalama sıcaklık değeri ve ortalama sıcaklıktan sapma değeri de sinüzoidal bir şekilde değişmektedir. Şekil 3.104 ten görüldüğü gibi kapalı ortam içerisindeki ortalama sıcaklık değerleri, sol duvardaki sıcaklığın maksimum olduğu zamandan kısa bir süre sonra maksimum değerine ulaşmaktadır. Aynı durum ortalama sıcaklıktan sapma değerleri için de geçerlidir. Kapalı ortamın sağ duvarının yüksek sıcaklıkta olması durumu için yapılan çalışma sonucunda ortalama sıcaklıktan sapma değerlerindeki değişimin sağ duvarın soğuk olması durumuna göre daha az olduğu belirlenmiştir.



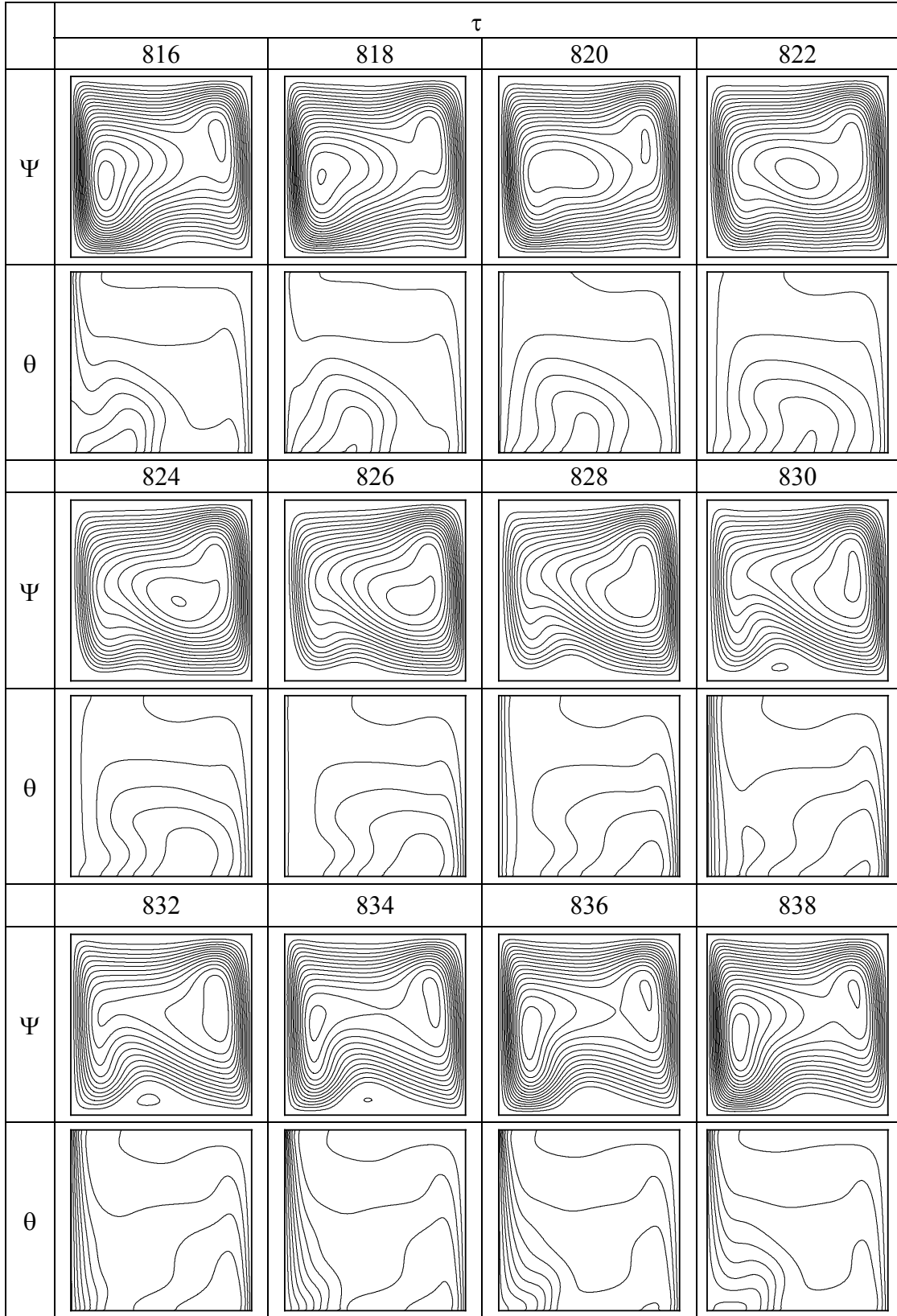
Şekil 3.104. $Ra=10^6$ için sol tarafı sinüzoidal olarak ısıtılan ortam için ortalama sıcaklık ve ortalama sıcaklık değerlerinden sapma değerleri

Sol duvardaki sıcaklığın zamanla değişimi Şekil 3.105 te verilmiştir. Bir gün içerisindeki zaman dilimini saat olarak ifade etmek amacıyla periyot zamanı (τ^*) olarak yirmi dört seçilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi sol duvarın sıcaklık değerleri ilk altı saatlik zamanda artmakta ve maksimum değerine ulaşmakta iken daha sonra ilk on sekiz saatlik zaman dilimi sonucunda minimum değerine ulaşmaktadır. Son altı saatlik dilim boyunca sıcaklık tekrar artmakta olup periyot başlangıcındaki ilk değerine gelmektedir.



Şekil 3.105. $Ra=10^6$ için sol tarafı sinüzoidal olarak ısıtılan duvarın sıcaklığının zamanla değişimi

Yirmi dört saatlik zaman dilimini ifade eden bir gün için sıcaklıkların ve akış alanının değişimi Şekil 3.106 da ikişer saatlik aralarla verilmiştir. Sistemin periyodik olarak kararlı hale gelmesi için sonuçlar zaman değerinin 800 den sonraki ilk periyodik değerinde alınmıştır. Şekil 3.106 dan görüldüğü gibi periyot başlangıcında kapalı ortam içerisinde iki tane akım hücresi varken sol duvarın sıcaklığı artmaya başladıkça bir akım hücresi oluşmakta ve bu akım hücresinin merkezi zamanla sıcak olan sağ duvara doğru kaymaktadır. Daha sonra zamanla ortam içerisinde ikinci bir akım hücresi oluşmaktadır. Aynı durum eş sıcaklık eğrileri açısından değerlendirilecek olursa sol duvarın ısınmasıyla birlikte bu duvara yakın alt bölgede eş sıcaklık eğrileri sıklaşmakta, zamanla bu sıcaklık eğrileri sağ duvara doğru kaymaktadır.



Şekil 3.106. 120x120 ağ yapısında $Ra=10^6$ için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi

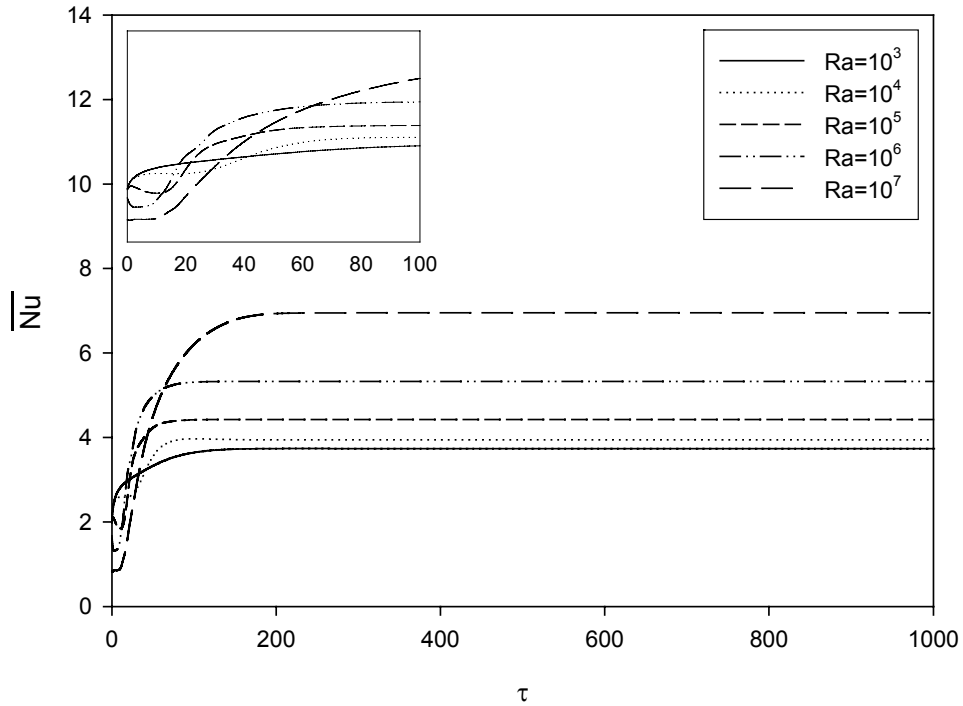
3.8.2. Kısmen Eğik Yüzeyle Kapalı Ortamlarda Zaman Bağımlı Doğal Taşınım

Eğik yüzeyle kapalı ortamlarda doğal taşınım ile ısı transferinin gelişimini görebilmek amacıyla farklı sınır koşullarında zaman bağımlı çözümler elde edilerek incelenmiştir.

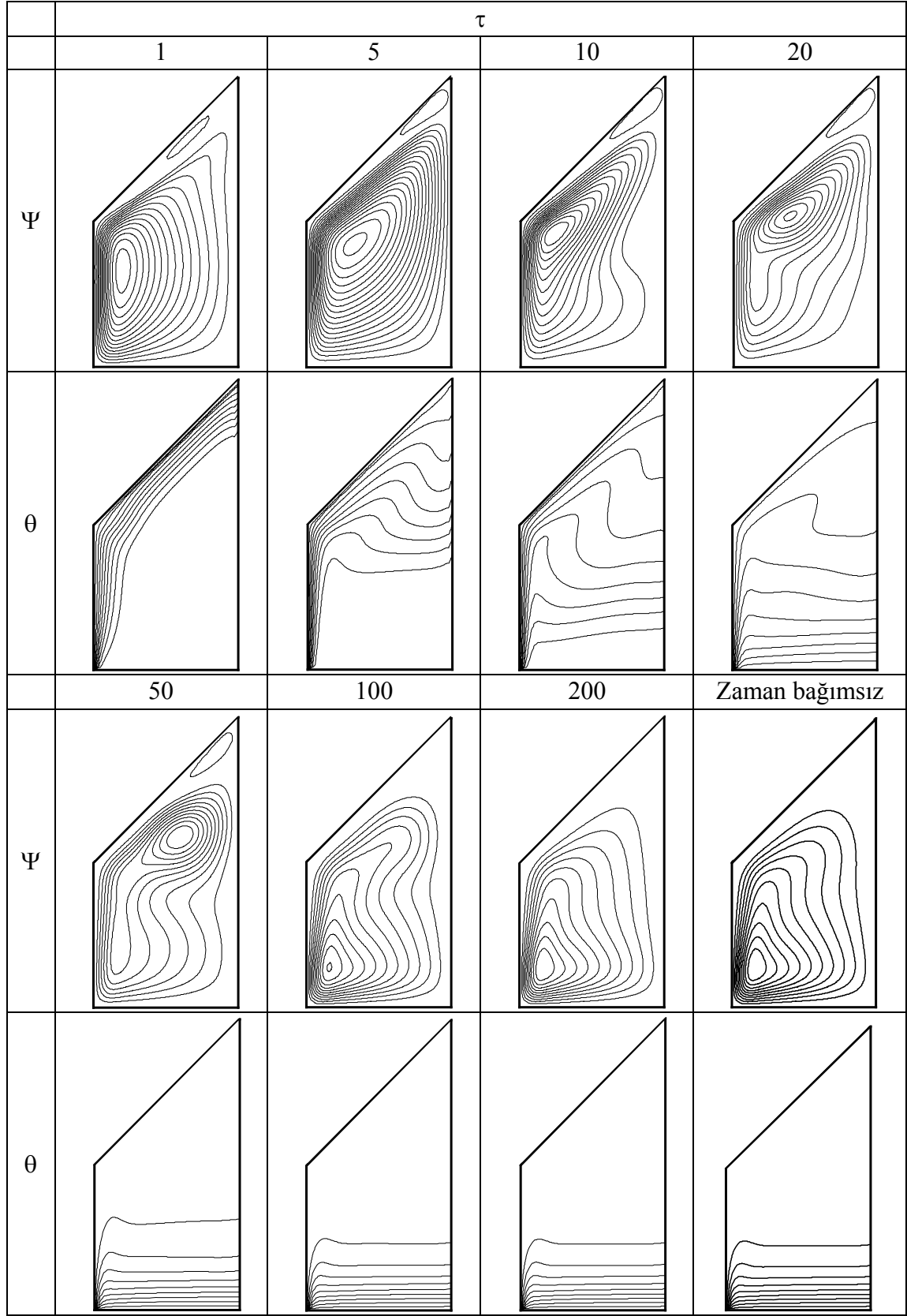
3.8.2.1. Kısmen Eğik Yüzeyle Kapalı Ortamda Yaz Sınır Şartlarının Doğal Taşınım ile Isı Transferi Üzerine Etkileri

Dikdörtgen geometri ile üçgen geometrinin birleşiminden oluşan kısmen eğik yan duvarlara sahip geometrinin genel görünümü daha önceden Şekil 3.78 de, sınır koşulları Tablo 2.5 te verilmiştir. Daha önceden zaman bağımsız çözümü yapılan problem geometrisinin burada zaman bağımlı çözümleri elde edilmiştir. Çalışılan geometrinin yüksekliği genişliğinin iki katı olup çözüm bölgesi $0 \leq X \leq 1$ ve $0 \leq Y \leq 2$ sınırları arasındadır. Problemin çözümü için 60×120 uniform ağ yapısı kullanılmıştır.

Yaz sınır şartları için kapalı ortamdaki doğal taşınımın zamanla gelişiminin incelendiği Şekil 3.107 den artan Rayleigh sayısı ile birlikte ortalama Nusselt sayısının arttığı görülmektedir. Rayleigh sayısı arttıkça akım hızı da artacağından dolayı iç ortamdan duvara olan ısı transferi de artmaktadır. Rayleigh sayısının artışının ısı transferi üzerinde etkisi nispeten azdır.



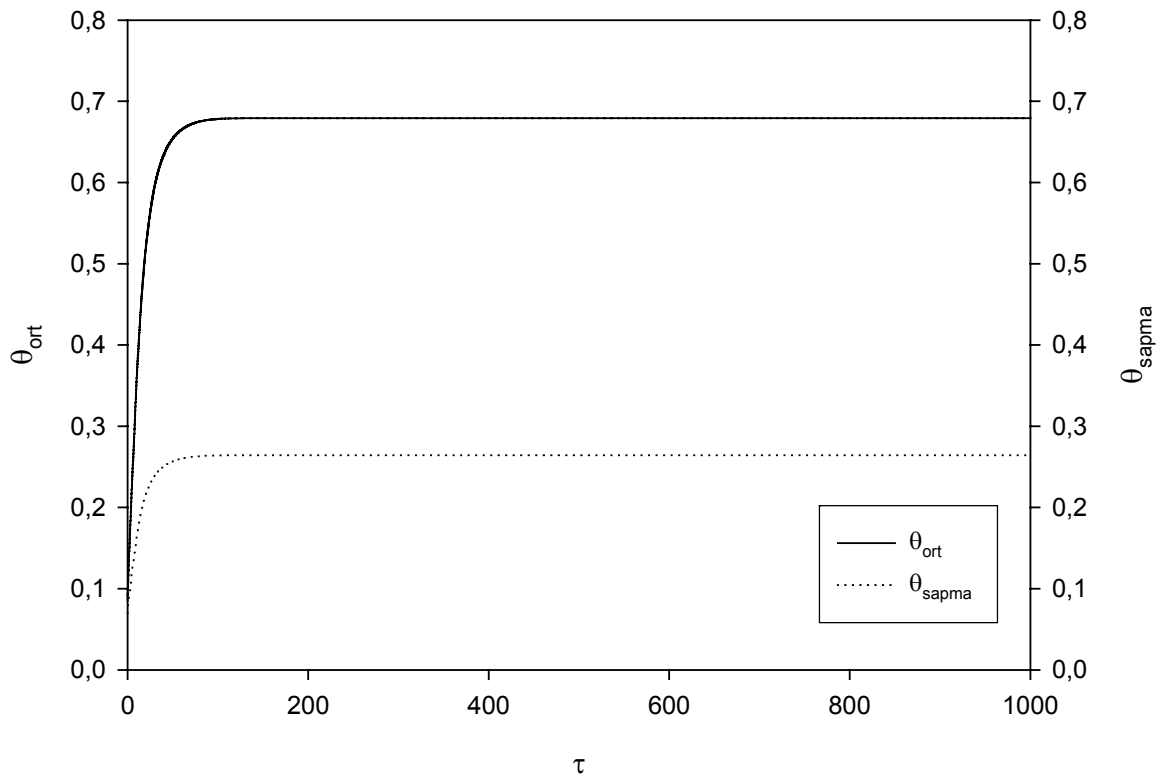
Şekil 3.107. Yaz sınır şartlarında alt duvardaki ortalama Nusselt sayılarının Rayleigh sayısı ve zamanla değişimi



Şekil 3.108. 60x120 ağ yapısında $Ra=10^6$ için yaz sınır şartlarındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi

Sınır şartları Tablo 2.5 te verilen geometri için doğal taşınım ile ısı transferinin zamanla gelişimi Şekil 3.108 de verilmiştir. Şekil 3.108 de başlangıçta sıcak olan sol duvar ve eğimli duvar civarında oluşan akım hücreleri zamanla sıcaklık farkının en yüksek olduğu yer olan alt duvar ve sol duvara yakın bir bölgede toplanmaktadır. Sistem kararlı hale gelince kapalı ortamın büyük bir kısmında sıcak akışkanın hakim olduğu görülmektedir.

Yaz sınır şartları için ortalama sıcaklık ve ortalama sıcaklıktan sapma değerleri Şekil 3.109 da verilmiştir. Ortam içerisindeki akışkan, sistem kararlı hale gelene kadar ısındığından dolayı ortalama sıcaklık değeri zamanla artmakta, sistem kararlı hale geldikten sonra ise sabit kalmaktadır. Aynı durum ortalama sıcaklıktan sapma değerleri için de geçerlidir.

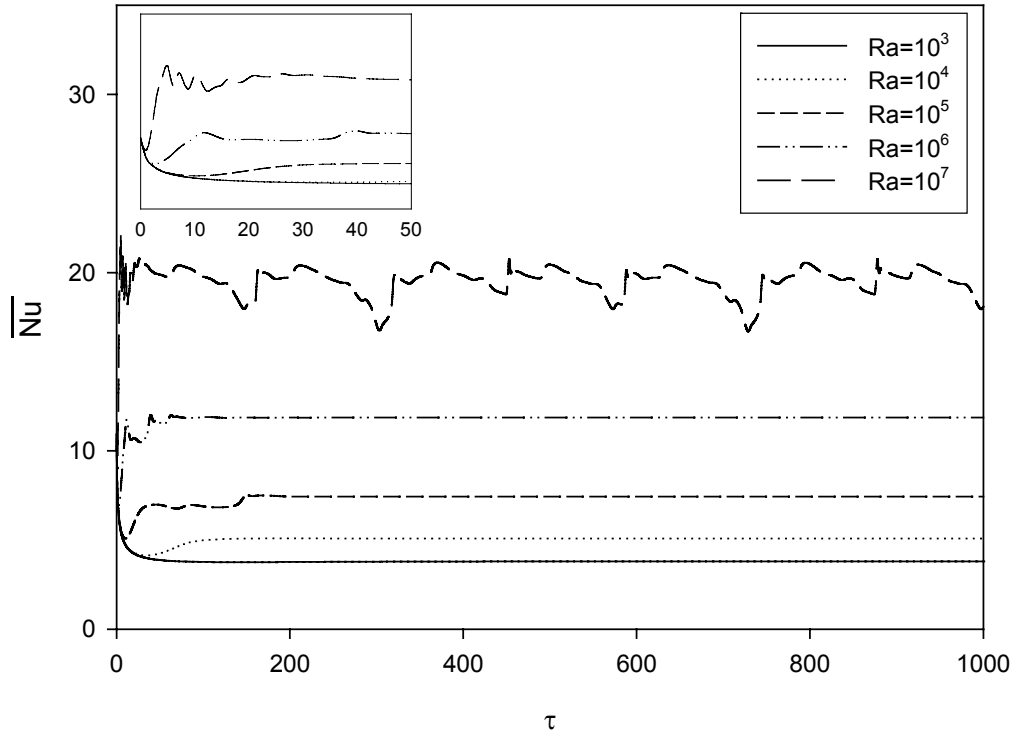


Şekil 3.109. $Ra=10^6$ için ortam içindeki ortalama sıcaklık ve ortalama sıcaklıktan sapma değerleri

3.8.2.2. Kısmen Eğik Yüzeyle Kapalı Ortamda Kış Sınır Şartlarının Doğal Taşınım İle Isı Transferi Üzerine Etkileri

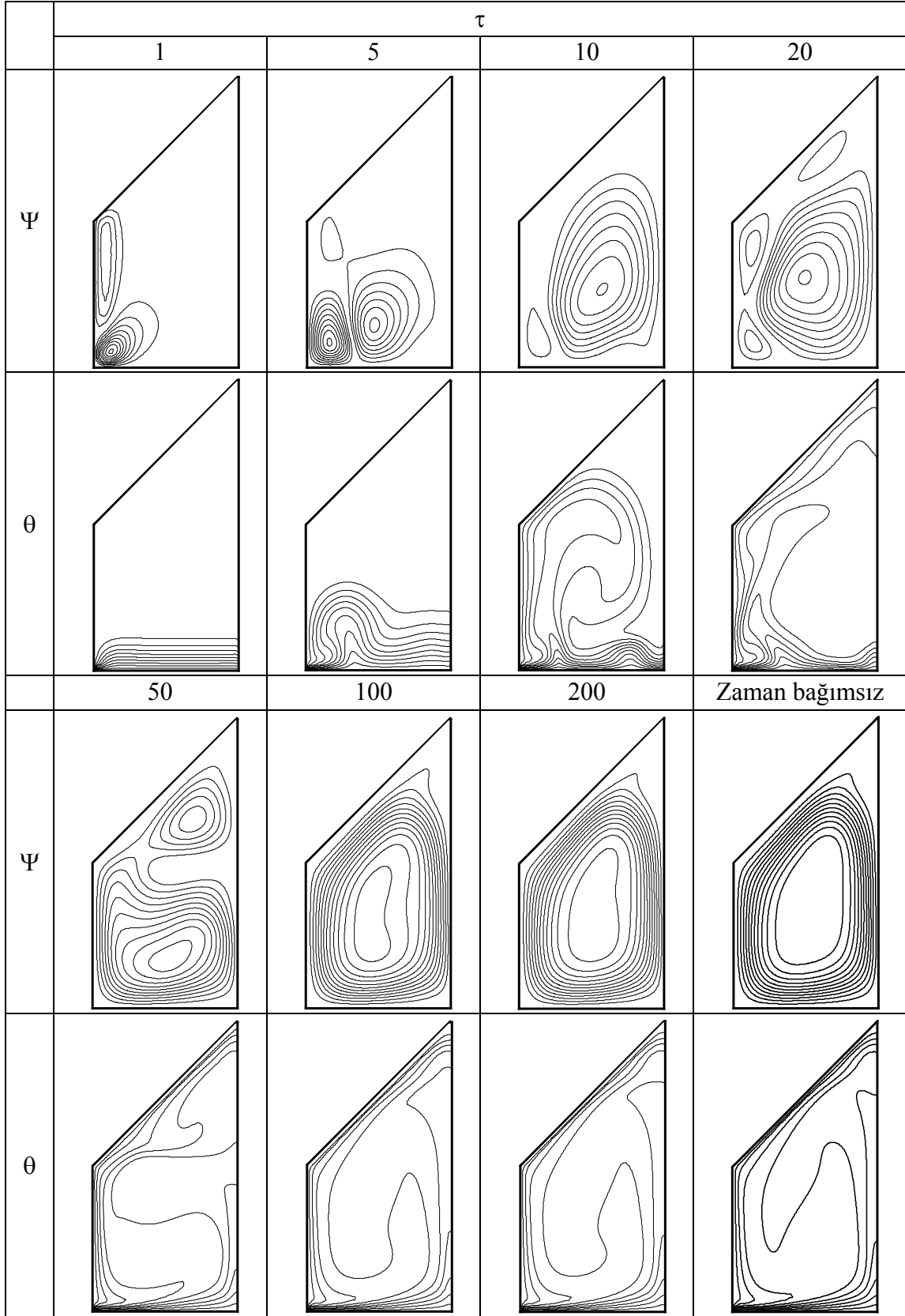
Dikdörtgen geometri ile üçgen geometrinin birleşiminden oluşan kısmen eğik geometri kış sınır şartları altında daha önceden Şekil 3.78 de, sınır koşulları Tablo 2.5 te iki nolu başlıkta verilmiştir. Daha önceden zaman bağımsız çözümü yapılan problem geometrisinin burada zaman bağımlı çözümleri elde edilmiştir.

Kış sınır şartları için kısmen eğik yüzeyle kapalı ortamda doğal taşınımın zamanla gelişiminin incelendiği Şekil 3.110 dan artan Rayleigh sayısı ile birlikte ortalama Nusselt sayısının arttığı görülmektedir. Rayleigh sayısı arttıkça akım hızı da artacağından dolayı alt duvardan iç ortama olan ısı transferi de artmaktadır. Rayleigh sayısının 10^7 değeri için laminar doğal taşınımdan türbülanslı doğal taşınımına doğru geçiş başladığı için ısı transferinde düzensizlikler görülmektedir.



Şekil 3.110. Kış sınır şartlarında alt duvar için ortalama Nusselt sayılarının Rayleigh sayısı ve zamanla değişimi

Sınır koşulları Tablo 2.5 te verilen geometri için doğal taşınım ile ısı transferinin zamanla gelişimi Şekil 3.111 de verilmiştir.

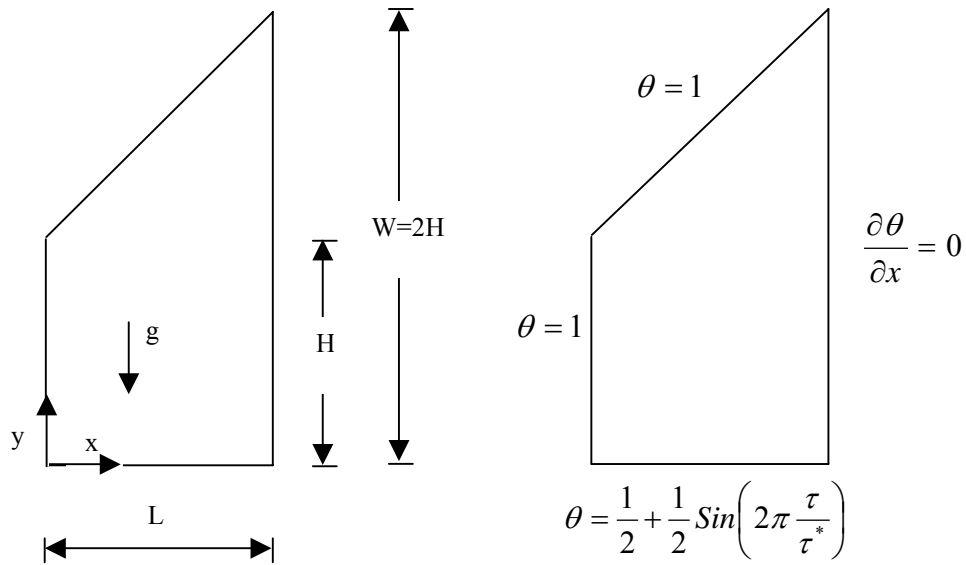


Şekil 3.111. 60x120 ağ yapısında $Ra=10^6$ için kış sınır şartlarındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi

Şekil 3.111 de alttan ısıtılan ortam için, ısınan moleküllerin ortamın üst duvarlarına doğru hareket ettiği görülmektedir. Bu hareket esnasında başlangıçta sistem kararlı hale gelene kadar ikincil hatta üçüncül akım hücrelerinin olduğu belirlenmiştir. Sistem kararlı hale gelince kapalı ortam merkezi civarında tek bir akım hücresi oluşmakta ve bu hücre etrafında akım meydana gelmektedir. Yaz sınır şartlarından farklı olarak ortam içerisinde sıcak ve soğuk bölgeler meydana gelmektedir. Kapalı ortamın büyük bir kısmında ise ılık olarak sayılabilecek bir sıcaklık dağılımının olduğu açıkça görülmektedir.

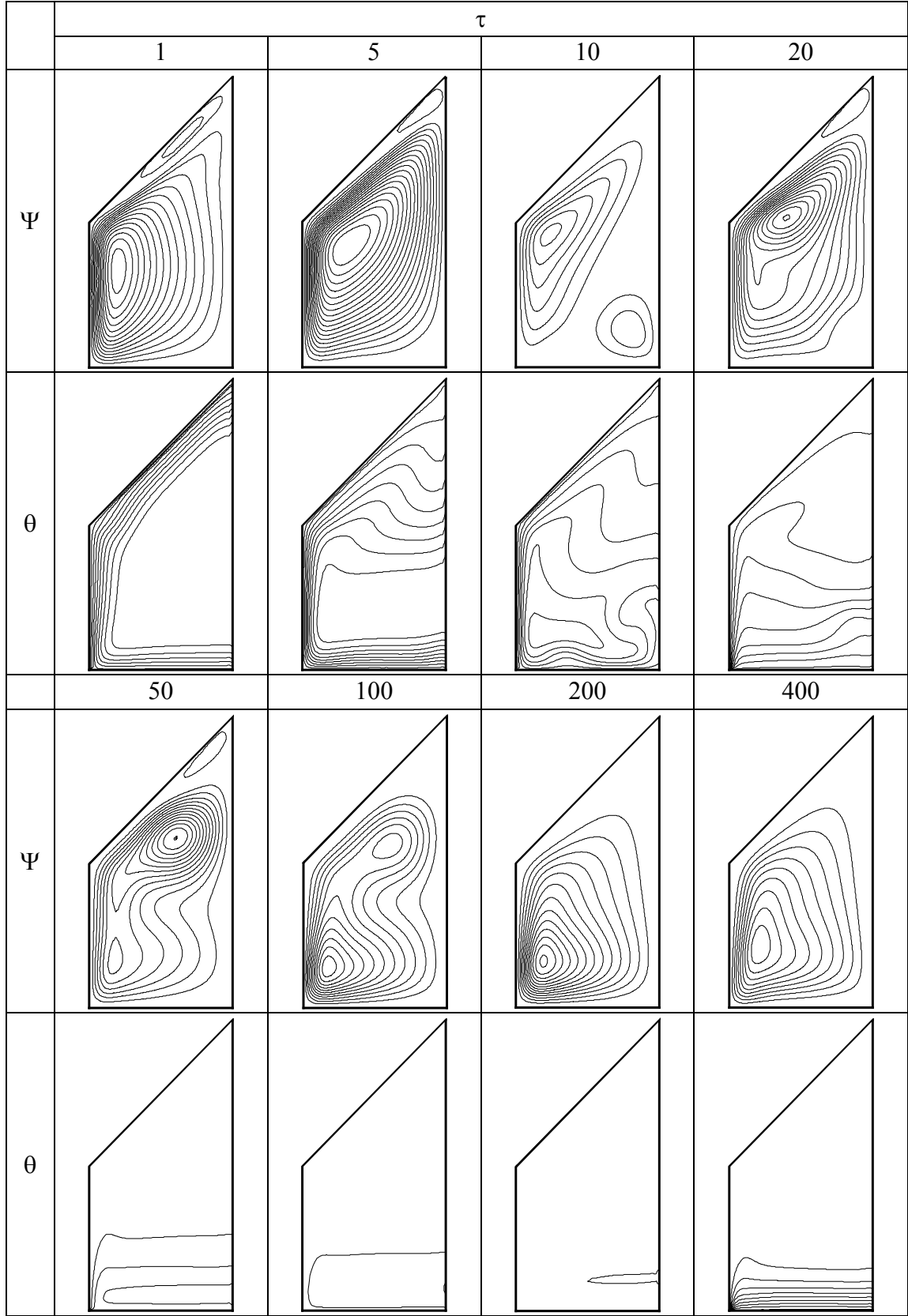
3.8.2.3. Kısmen Eğik Yüzeyle Kapalı Ortamda Yaz Sınır Şartları İçin Tabanın Sıcaklık Değişiminin Doğal Taşınım İle Isı Transferi Üzerine Etkileri

Eğik yüzeyle geometriler için daha önce yapılan çalışmalarda duvar sıcaklıkları sabit alınmaktayken çalışmanın bu ve bundan sonraki kısmında duvar sıcaklıklarından bazılarının sinüzoidal olarak değişmesi durumu incelenmektedir. Çalışılan geometri iki boyutlu olup Şekil 3.112 de, sınır koşulları Tablo 2.5 te üç nolu başlıkta verilmiştir.



Şekil 3.112. Yaz sınır şartları için kısmen eğik yüzeyle kapalı ortam geometrisi

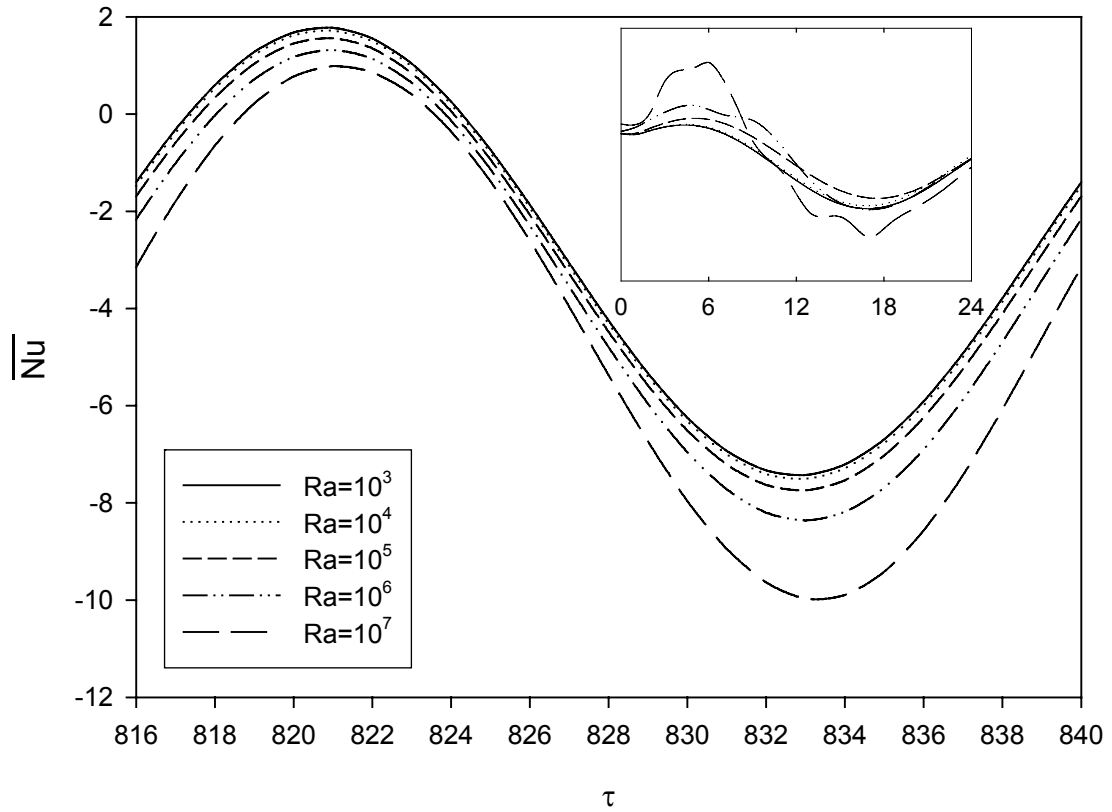
Geometrisi Şekil 3.112 de kısmen eğik yüzeyle ortam için doğal taşınım ile ısı transferinin zamanla gelişimi Şekil 3.113 te verilmiştir.



Şekil 3.113. 60x120 ağ yapısında $Ra=10^6$ için alt duvarın sıcaklığı sinüzoidal değişen yaz sınır şartlarındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi

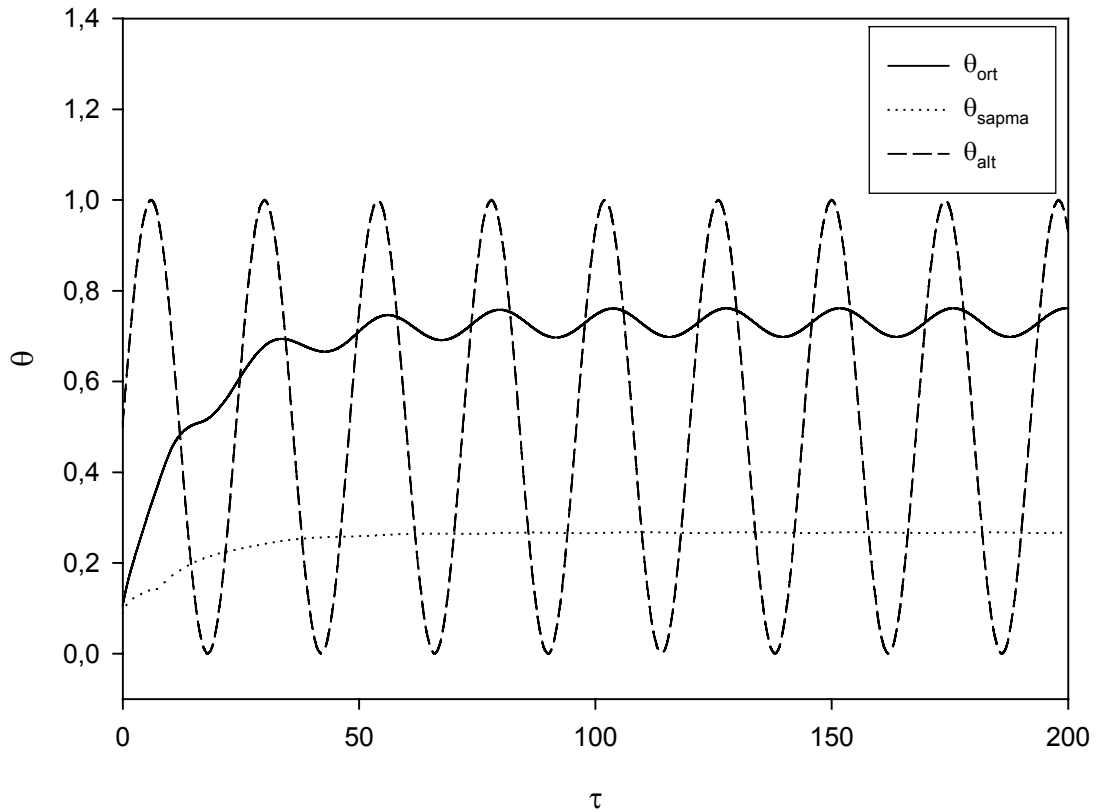
Yaz sınır şartları için kısmen eğik yüzeyli kapalı ortamın taban sıcaklığının zamanla değişiminin incelendiği Şekil 3.113 te başlangıçta sıcak olan sol duvar ve eğimli duvar civarında oluşan akım hücreleri zamanla sıcaklık farkının en yüksek olduğu yer olan alt duvar ve sol duvara yakın bir bölgede toplanmaktadır. Eş sıcaklık eğrileri ise alt duvarın sıcaklığına bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Ancak ortamın büyük bir kısmında sıcak akışkanın hakim olduğu görülmektedir.

Değişken yüzey sıcaklığına sahip alt duvar için ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişimi Şekil 3.114 te verilmiştir. Ortamın büyük bir kısmında sıcak akışkan olduğundan dolayı ortalama Nusselt sayılarının çoğunlukla negatif değer aldığı görülmektedir. Başka bir deyişle ısı transferi ortamdaki alt duvara doğru olmaktadır. Sadece alt duvarın sıcaklığının ortam sıcaklığı üstüne çıktığı zamanlarda ısı transferi duvardan ortama doğru olmaktadır ve böylece ortalama Nusselt sayıları pozitif değer almaktadır.



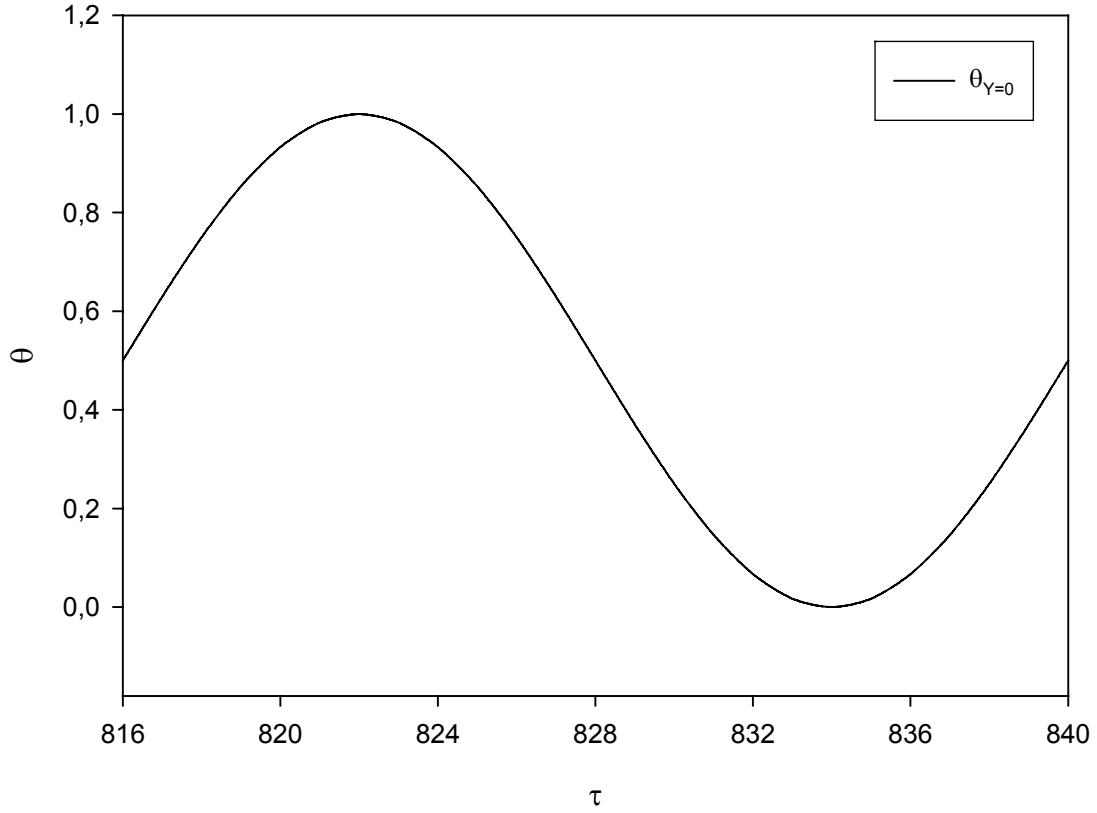
Şekil 3.114. Alt duvarı sinüzoidal olarak ısıtılan ortam için yaz sınır şartlarında ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişimi

Alt duvarının sıcaklığının zamanla değişiminin verildiği Şekil 3.115 te, kapalı ortam içerisindeki ortalama sıcaklık değerleri ve ortalama sıcaklıktan sapma değerleri de verilmektedir. Alt duvarın sıcaklığı sinüzoidal bir şekilde değişmekte olup buna bağlı olarak kapalı ortam içerisindeki ortalama sıcaklık değeri ve ortalama sıcaklıktan sapma değeri de sinüzoidal bir şekilde değişmektedir. Ortalama sıcaklıktan sapma değerlerindeki sinüzoidal değişim küçük bir aralıkta olup yaklaşık sabit değerdedir.



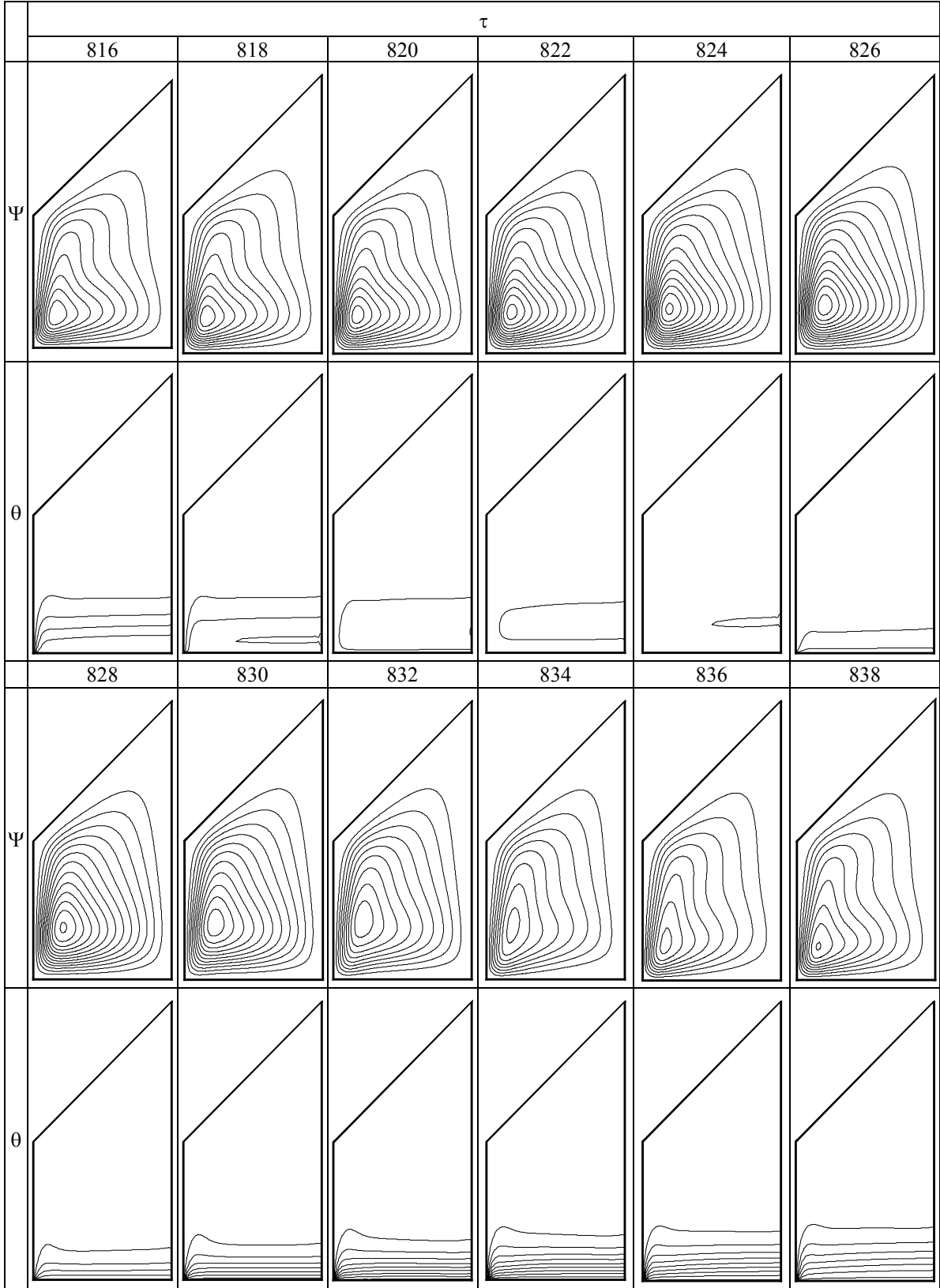
Şekil 3.115. $Ra=10^6$ için alt duvarı sinüzoidal olarak ısıtılan ortam için ortalama sıcaklık ve ortalama sıcaklık değerlerinden sapma değerleri

Şekil 3.116 dan görüldüğü gibi alt duvarın sıcaklık değerleri ilk altı saatlik zamanda artmakta ve maksimum değerine ulaşmakta iken daha sonra ilk on sekiz saatlik zaman dilimine kadar azalmaktadır. Toplam on sekiz saat sonunda alt duvardaki sıcaklık değeri minimum değerine ulaşmakta ve son altı saatlik dilim boyunca tekrar artmakta olup periyot başlangıcındaki ilk değerine gelmektedir. Bu durum bütün periyotlarda ardışık olarak devam etmektedir.



Şekil 3.116. $Ra=10^6$ için alt duvarı sinüzoidal olarak ısıtılan duvarın sıcaklığının zamanla değişimi

Ortam içerisindeki sıcaklıkların ve akış alanının değişimi Şekil 3.117 de ikişer saatlik aralarla verilmiştir. Sistemin periyodik olarak kararlı hale gelmesi için sonuçlar zaman değerinin 800 den sonraki ilk periyodik değerinde alınmıştır. Şekilden de görüldüğü gibi ortam içerisinde sıcak olan sol duvar ve sıcaklığı periyodik olarak değişen alt duvar civarında akım oluşmaktadır. Bu akım hücrelerinin merkezi alt duvarın sıcaklığına bağlı olarak zamanla ortam merkezine doğru kaymakta olup alt duvarın sıcaklığı arttıkça sol duvarla alt duvarın kesiştiği yere doğru kaymaktadır. Alt duvarın sıcaklığı arttıkça ortamın büyük bir kısmında sıcak akışkanın hakim olduğu görülür. Alt duvarın sıcaklığı azaldıkça ortam içerisinde farklı sıcaklıklar oluşmakta olup eş sıcaklık eğrilerindeki değişim daha açıkça görülmektedir.

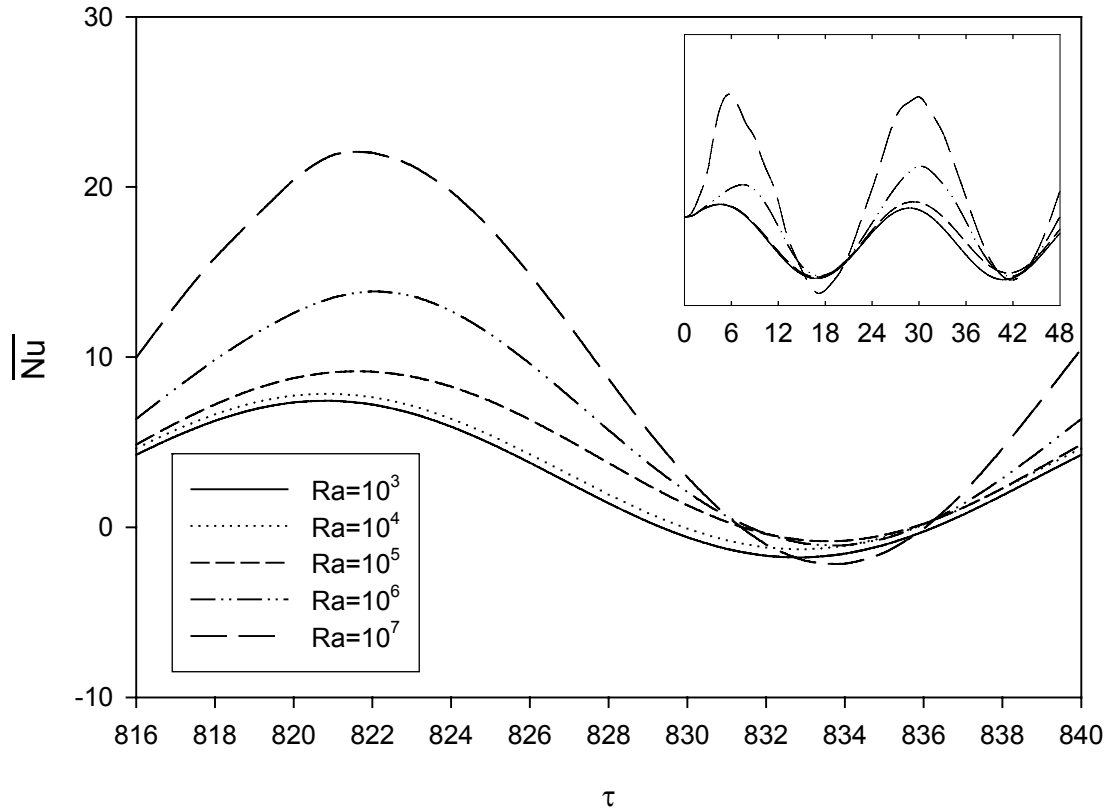


Şekil 3.117. 60x120 ağ yapısında $Ra=10^6$ için alt duvarın sıcaklığı sinüzoidal değişen yaz sınır şartlarındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi

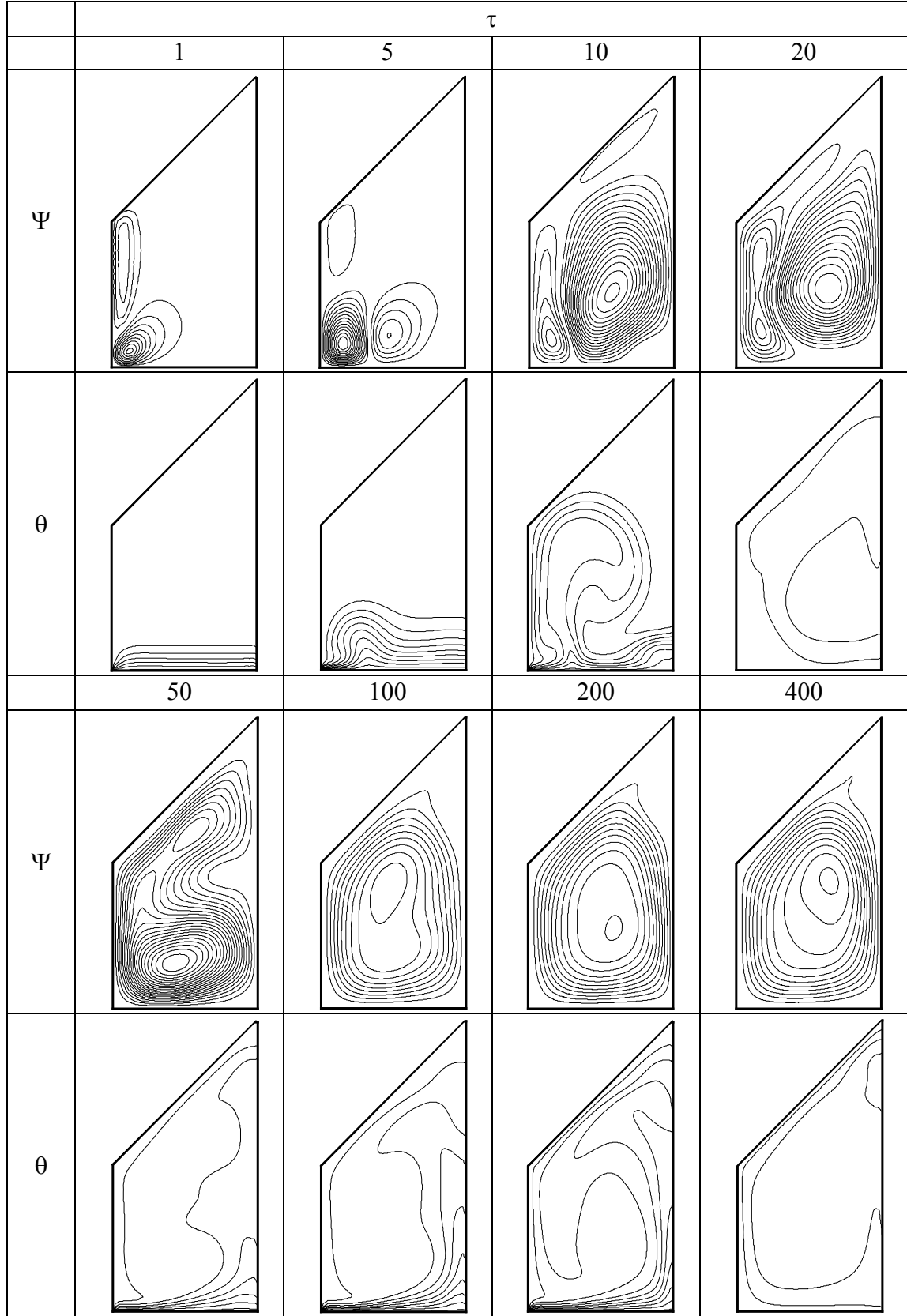
3.8.2.4. Kısmen Eğik Yüzeyle Kapalı Ortamda Kış Sınır Şartları İçin Tabanın Sıcaklık Değişiminin Doğal Taşınım İle Isı Transferi Üzerine Etkileri

Çalışılan geometri iki boyutlu olup Şekil 3.112 de, sınır koşulları Tablo 2.5 te dört nolu başlıkta verilmiştir.

Kış sınır şartları için kısmen eğik yüzeyle kapalı ortamın taban sıcaklığının zamanla değişiminin incelendiği Şekil 3.118 de alt duvar için ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişimi de verilmiştir. Alt duvarın sıcaklık değeri arttıkça ısı transferi de artmakta olup ortamdaki alt duvara ısı transferinin olduğu negatif değerler oldukça azdır. Ortamın duvarlarının büyük bir çoğunluğu soğuk olduğu için ısı depolama özelliği az olup zamana bağlı olarak ısı transferinin büyük bir çoğunluğunun iç ortama doğru olduğu görülmektedir. Sadece ortam sıcaklığının alt duvarın sıcaklığının üstüne çıktığı zamanlarda ısı transferi ortamdaki duvara doğru olmaktadır ve böylece ortalama Nusselt sayıları negatif değerler almaktadır.



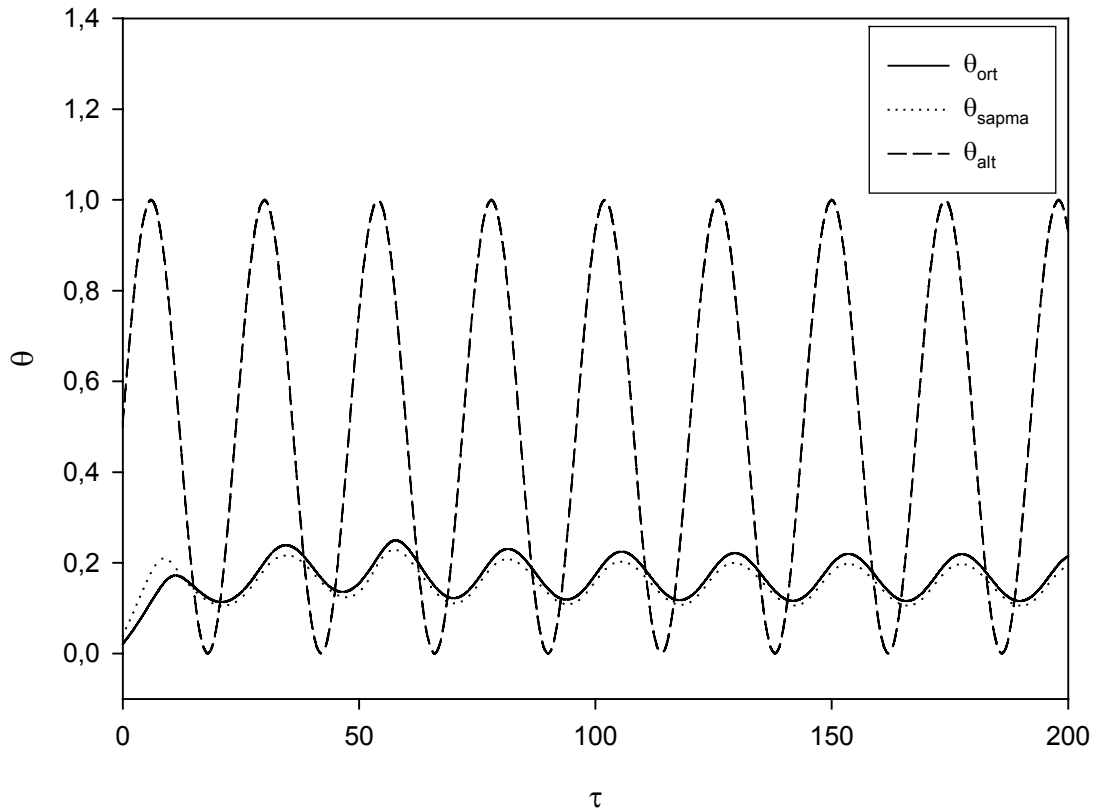
Şekil 3.118. Alt duvarı sinüzoidal olarak ısıtılan ortam için kış sınır şartlarında ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişimi



Şekil 3.119. 60x120 ağ yapısında $Ra=10^6$ için alt duvarın sıcaklığı sinüzoidal değişen kış sınır şartlarındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi

Şekil 3.119 da başlangıçta düşük sıcaklıkta olan sol duvar ve eğimli duvar civarında oluşan akım hücreleri zamanla kapalı ortamın merkezine doğru kaymaktadır. Akım hücrelerinin merkezi ise alt duvarın sıcaklığına bağlı olarak alt duvara veya eğimli duvara doğru hareket etmektedir.

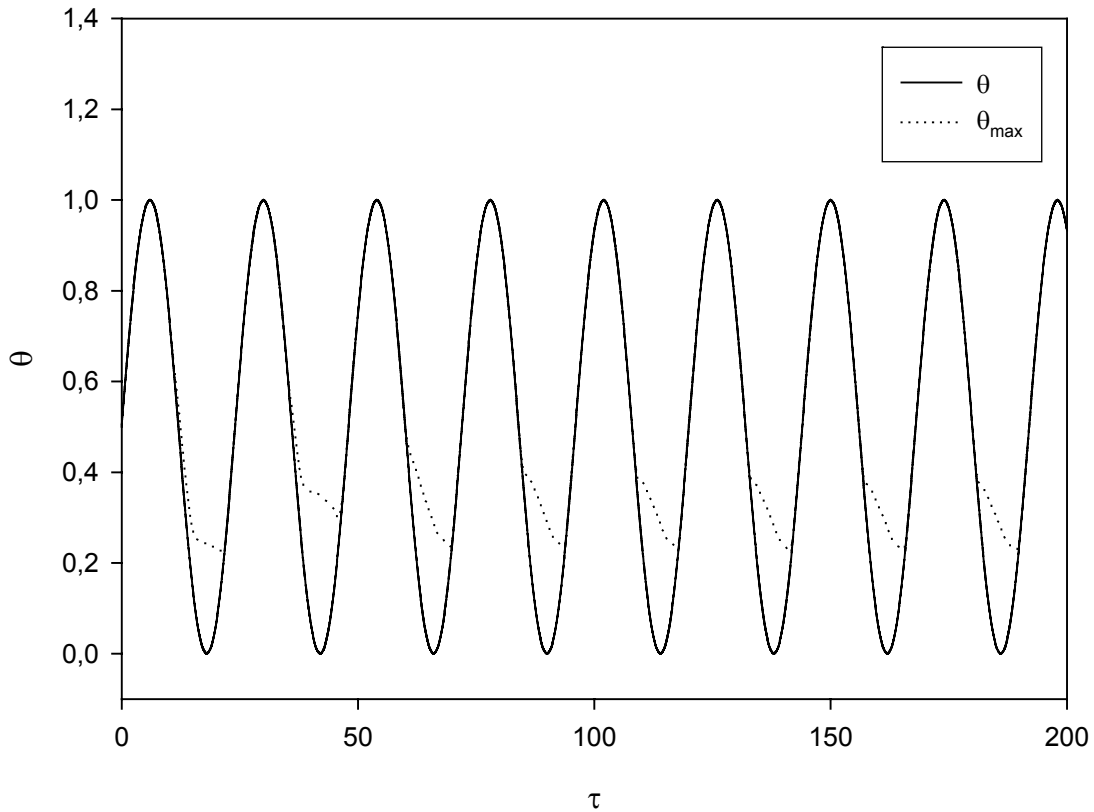
Kapalı ortamın alt duvarının sıcaklığının zamanla değişiminin verildiği Şekil 3.120 de, ortalama sıcaklık değerleri ve ortalama sıcaklıktan sapma değerleri de verilmektedir. Alt duvarın sıcaklığı sinüzoidal bir şekilde değişmekte olup buna bağlı olarak kapalı ortam içerisindeki ortalama sıcaklık değeri ve ortalama sıcaklıktan sapma değeri de sinüzoidal bir şekilde değişmektedir. Sistem periyodik olarak kararlı haline gelene kadar sıcaklık değerleri artmakta, daha sonra belirli bir salınımla periyodik olarak tekrar etmektedir.



Şekil 3.120. $Ra=10^6$ için alt duvarı sinüzoidal olarak ısıtılan ortam için ortalama sıcaklık ve ortalama sıcaklık değerlerinden sapma değerleri

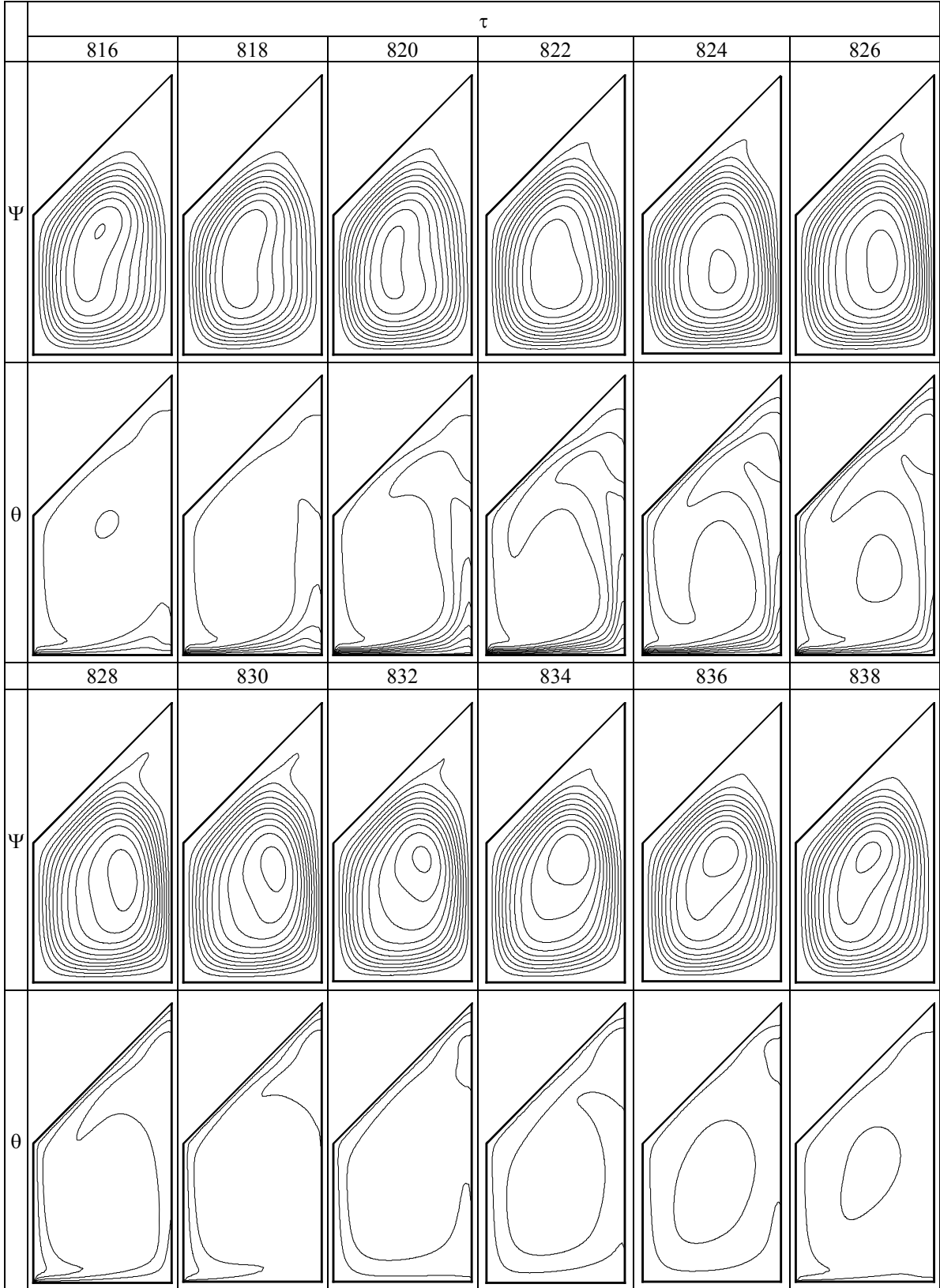
Kapalı ortam içerisindeki sıcaklıkların maksimum değerleri ve alt duvarın sıcaklığının zamana bağlı olarak değişimi Şekil 3.121 de verilmiştir. Kapalı ortam içerisinde alt duvarın sıcaklığına bağlı olarak maksimum sıcaklıklar bu duvar boyunca

olmakta iken, sıcaklık değerlerinin düşmesi sonucu maksimum sıcaklıklar alt duvarın sıcaklık profilinden ayrılmaktadır. Bunun nedeni ise kapalı ortam içerisindeki akışkanın sıcaklığa bağlı olarak ısı depolaması ve alt duvarın sıcaklığı düşmesi rağmen bu ısıyı belirli bir zaman koruyabilmesidir. Şekilden de görüldüğü gibi alt duvarın sıcaklığı belirli bir değerin üzerine çıktıktan sonra kapalı ortam içerisindeki maksimum sıcaklıklar alt duvar boyunca meydana gelmektedir.



Şekil 3.121. $Ra=10^6$ için alt duvarı sinüzoidal olarak ısıtılan ortam içerisindeki maksimum sıcaklıkların zamanla değişimi

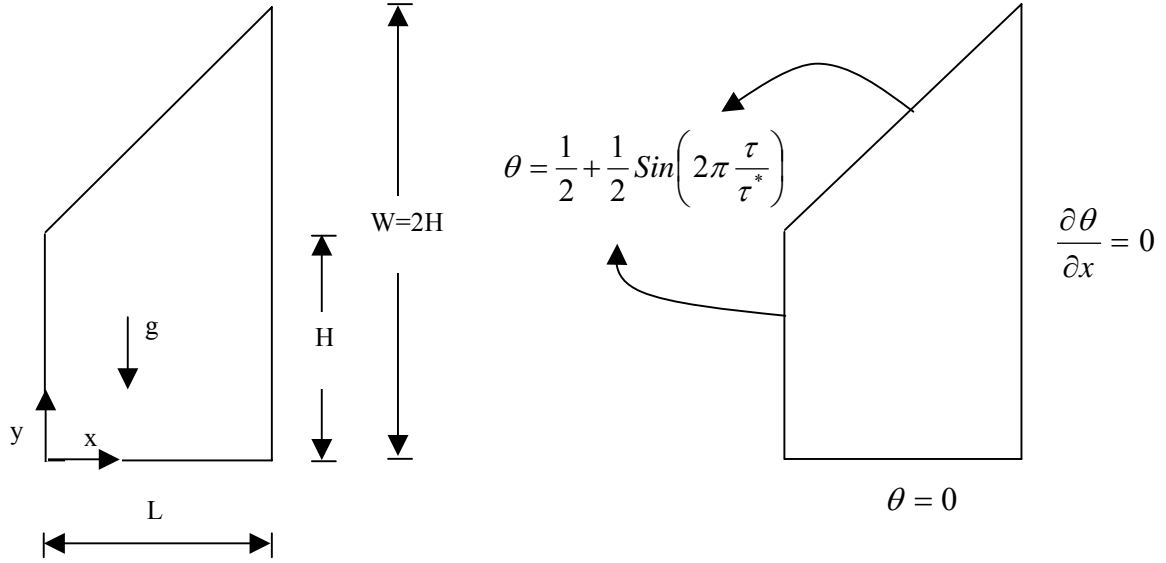
Ortam içerisindeki sıcaklıkların ve akışkan akışının değişimi Şekil 3.122 de ikişer saatlik aralarla verilmiştir. Sistemin periyodik olarak kararlı hale gelmesi için sonuçlar zaman değerinin 800 den sonraki ilk periyodik değerinde alınmıştır. Şekilden de görüldüğü gibi ortam içerisindeki akım hücresinin merkezi alt duvarın sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Eş sıcaklık eğrilerinden de görüldüğü gibi alt duvarın sıcaklığı azaldıkça ortam içerisinde soğuk akışkan hakim olmakta, alt duvarın sıcaklığı arttıkça farklı sıcaklıklar meydana gelmektedir.



Şekil 3.122. $Ra=10^6$ için alt duvarın sıcaklığı sinüzoidal değişen kış sınır şartlarındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi

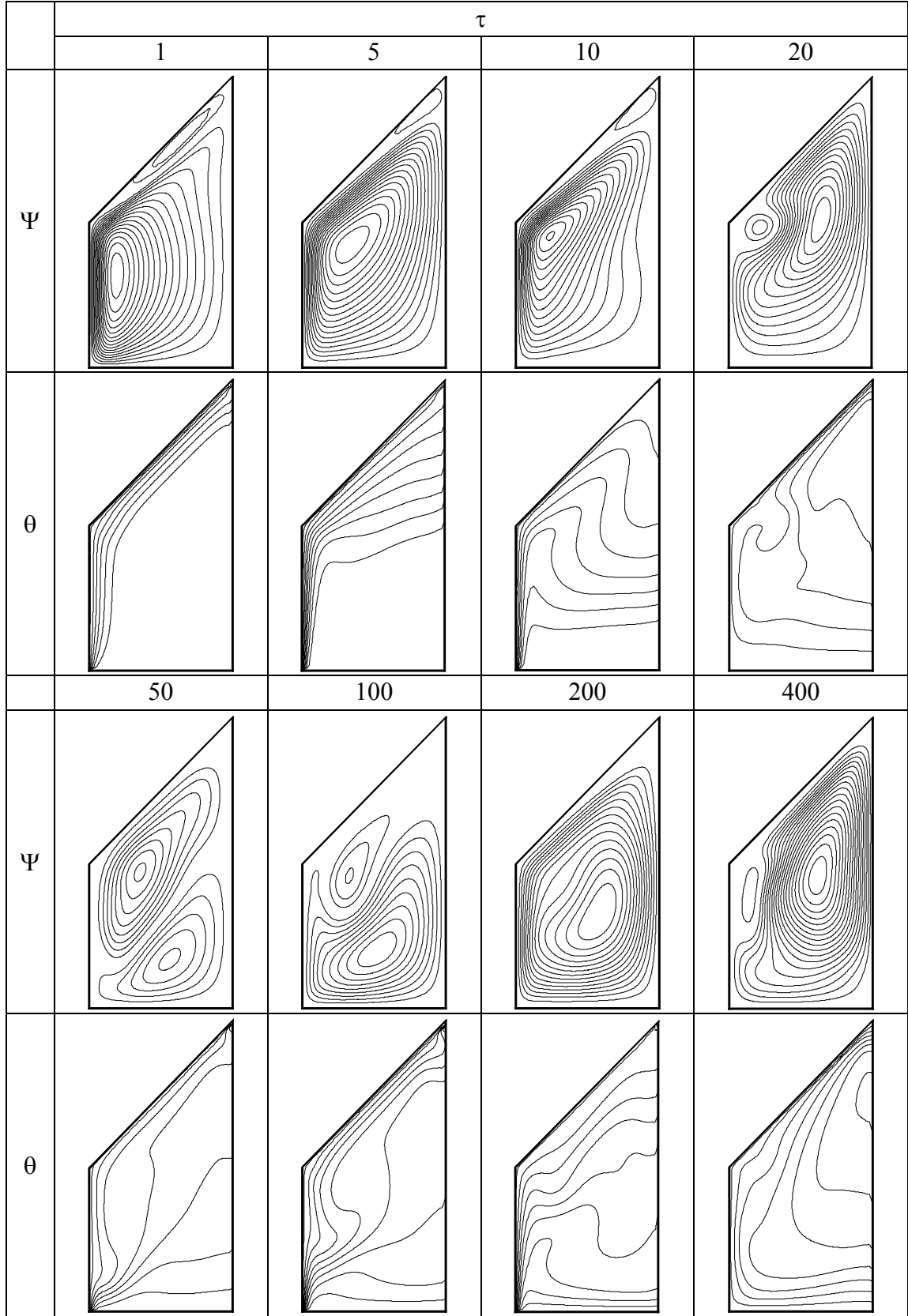
3.8.2.5. Eğik Yüzeyle Kapalı Ortamda Yaz Sınır Şartları İçin Gün İçerisindeki Sıcaklık Değişiminin Doğal Taşınım İle Isı Transferi Üzerine Etkileri

Çalışılan geometri iki boyutlu olup Şekil 3.123 te, sınır koşulları Tablo 2.5 te altı nolu başlık altındadır.



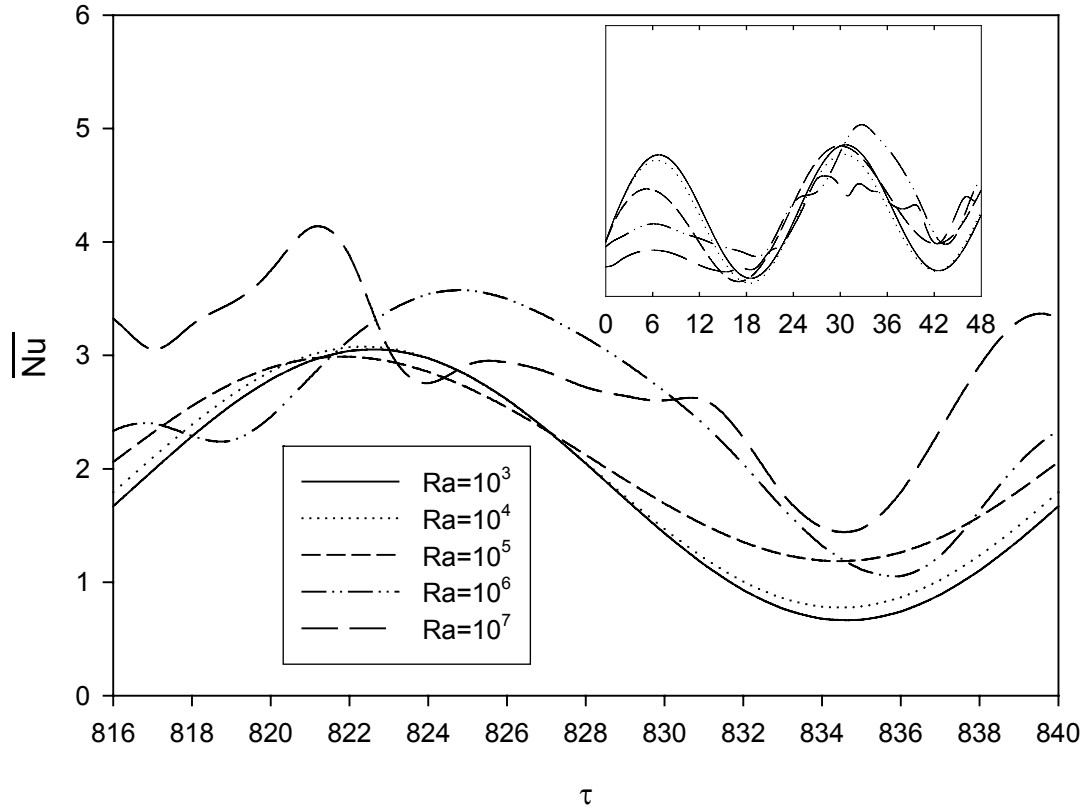
Şekil 3.123. Yaz sınır şartları için kısmen eğik yüzeyle kapalı ortam geometrisi

Yaz sınır şartları için gün içerisindeki sıcaklık değişiminin kısmen eğik yüzeyle kapalı ortamdaki doğal taşınım üzerine etkileri Şekil 3.124-129 da verilmiştir. Sol ve eğimli duvar civarında sıklaşan eş sıcaklık eğrilerinin zamanla ortamın içerisine yayıldığı Şekil 3.124 ten görülmektedir.



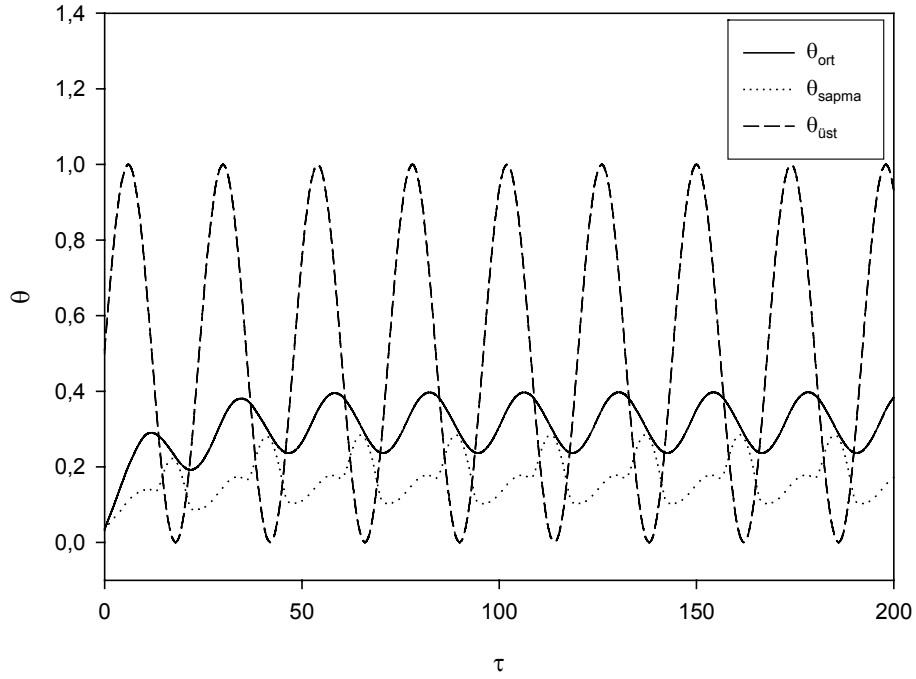
Şekil 3.124. 60x120 ağ yapısında $Ra=10^6$ için yaz sınır şartlarındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi

Alt duvar için ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişimi Şekil 3.125 te verilmiştir. Belirli bir periyot için Nusselt sayılarının değişiminin verildiği Şekil 3.125 te Rayleigh sayısının artmasıyla birlikte ısı transferinin de arttığı, Nusselt sayılarının belirli bir ortalama değer civarında değiştiği ve bütün değerlerinin pozitif olduğu görülmektedir.



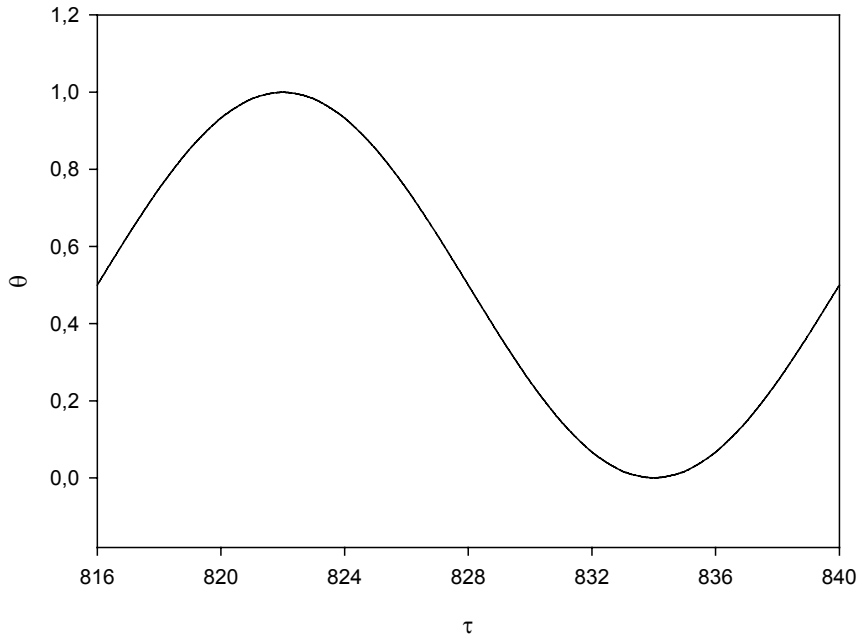
Şekil 3.125. Yaz sınır şartlarında ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişimi

Ortalama sıcaklık ve ortalama sıcaklıktan sapmanın verildiği Şekil 3.126 da ortalama sıcaklığın maksimum değeri, verilen sıcaklık değerinin maksimum olduğu zamandan kısa bir sonra meydana gelmektedir. Aradaki bu zaman farkı, ısınan akışkanın zamanla ortam içerisine dağılması için geçen süredir. Ortalama sıcaklıktan sapma değerinin ise verilen sıcaklık profilinin minimum olduğu zamanda en yüksek değerine ulaşmaktadır.



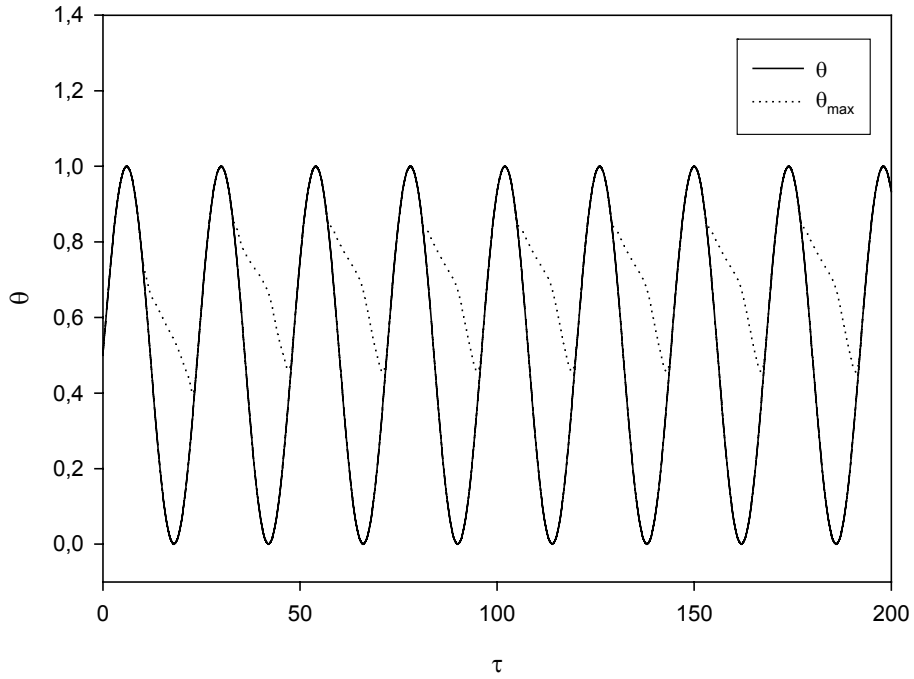
Şekil 3.126. $Ra=10^6$ için ortalama sıcaklık ve ortalama sıcaklık değerlerinden sapma değerleri

Şekil 3.127 den görüldüğü gibi üst duvarın sıcaklık değerleri ilk altı saatlik zamanda artmakta ve maksimum değerine ulaşmakta iken daha sonra ilk on sekiz saatlik zaman dilimine kadar azalmaktadır.



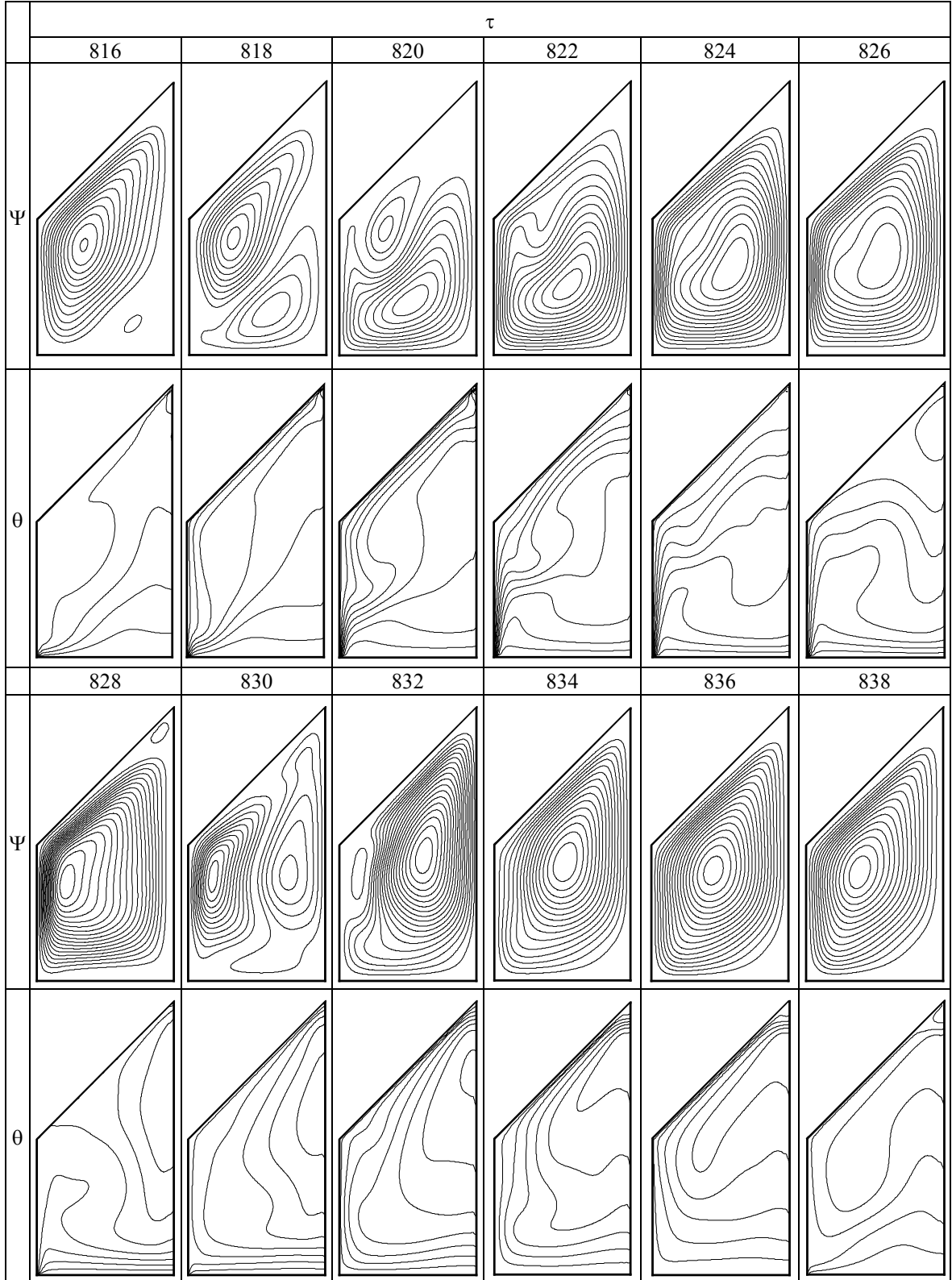
Şekil 3.127. Sinüzoidal olarak ısıtılan duvarın sıcaklığının zamanla değişimi

Ortam içerisindeki maksimum sıcaklıkların zamanla değişiminin verildiği Şekil 3.128 de maksimum sıcaklık değerinin belirli zamanlarda sıcaklık profilinden ayrıldığı görülmektedir. Ortam içerisinde belirli zamanlarda ısı depolanacağı için periyodik sıcaklık değeri düşse bile depolanan ısı yardımıyla sıcaklıklar belirli bir değerin altına düşmemektedir.



Şekil 3.128. $Ra=10^6$ için sinüzoidal olarak ısıtılan ortam içerisindeki maksimum sıcaklıkların zamanla değişimi

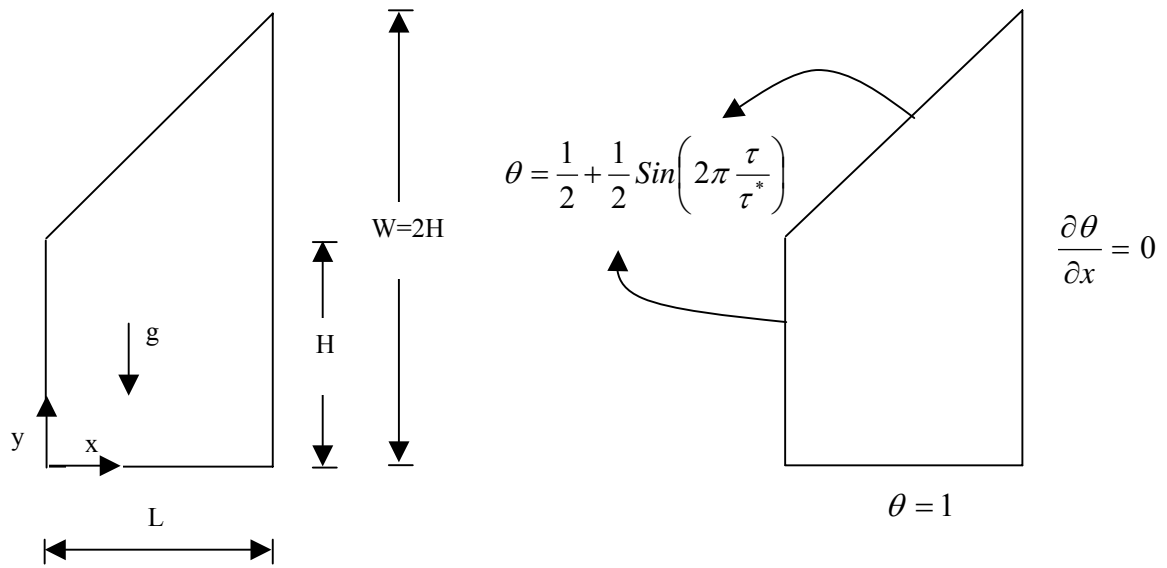
Doğal taşınımın belirli bir periyot için değişiminin verildiği Şekil 3.129 da ortam içerisinde ikincil akım hücrelerinin oluştuğu görülmektedir. Eş sıcaklık eğrileri ise zamana bağlı olarak sıcaklık profilinin yüksek olduğu zamanlarda sol ve eğimli duvara paralel iken, sıcaklık profilinin düşük olduğu zamanlarda ise alt duvara paralel bir şekilde gelişmektedir.



Şekil 3.129. 60x120 ağ yapısında $Ra=10^6$ için yaz sınır şartlarındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi

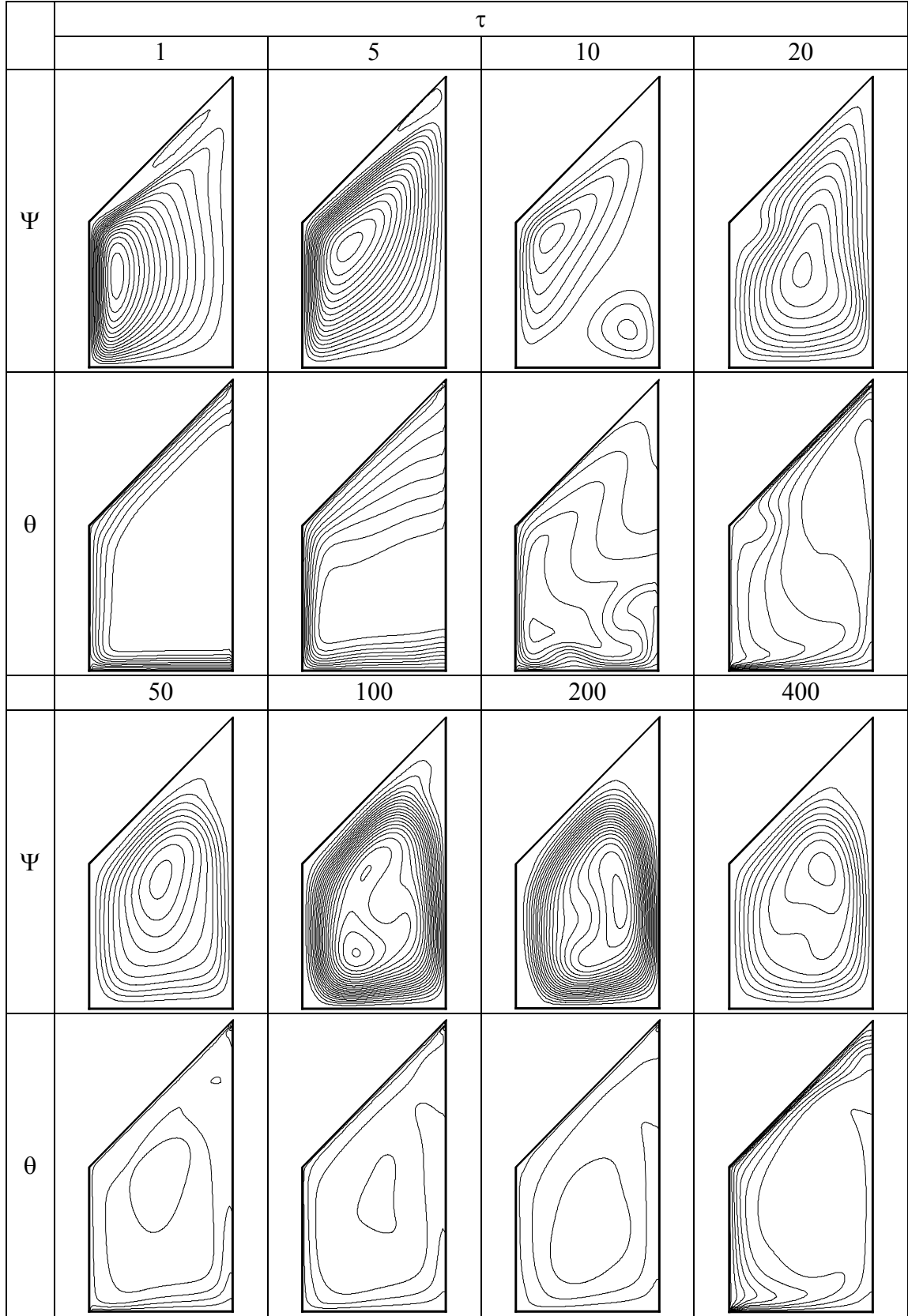
3.8.2.6. Eğik Yüzeyle Kapalı Ortamda Kış Sınır Şartları İçin Gün İçerisindeki Sıcaklık Değişiminin Doğal Taşınım ile Isı Transferi Üzerine Etkileri

Çalışılan geometri iki boyutlu olup Şekil 3.123 te, sınır koşulları Tablo 2.5 te beş nolu başlık altındadır. Şekil 3.130 dan görüleceği üzere kapalı ortamın alt taraftaki duvarı yalıtılmış olup, sol taraftaki duvarın ve eğimli duvarın sıcaklığı yirmi dört saatlik zaman dilimini içeren bir gün içerisindeki sıcaklık değişimini göstermektedir.



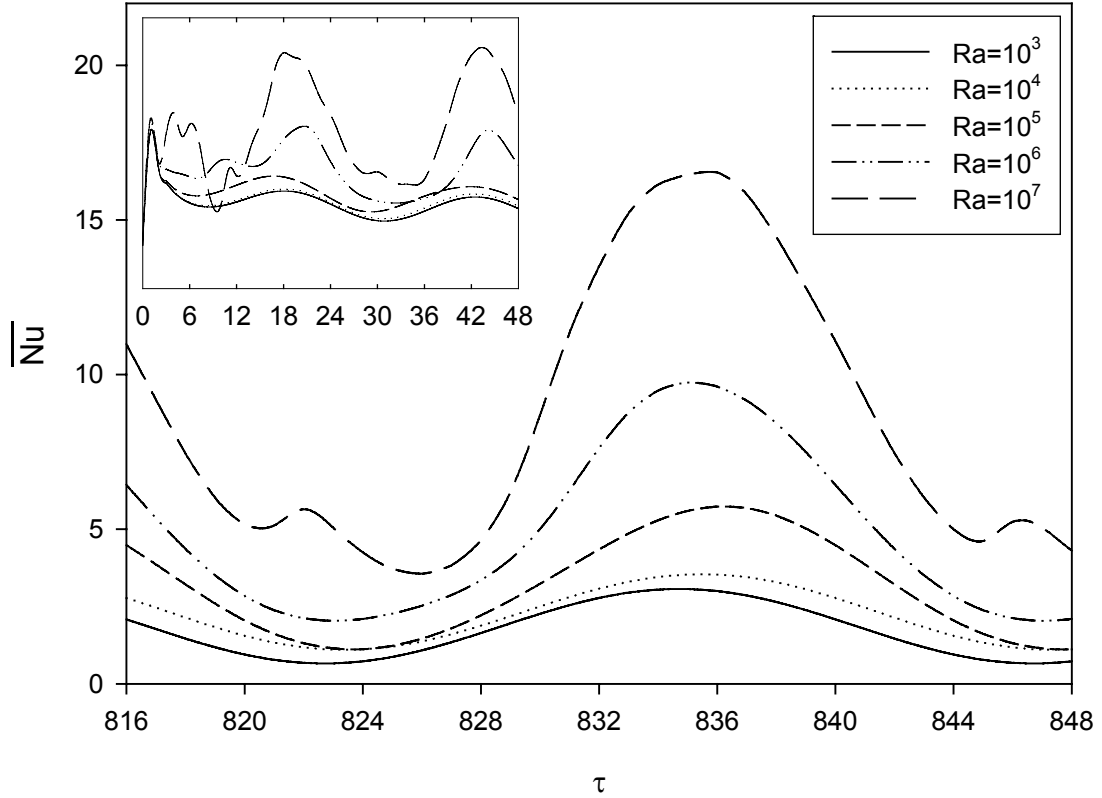
Şekil 3.130. Kısmen eğik yüzeyle kapalı ortam geometrisi

Sınır şartları Şekil 3.130 da verilen geometri için doğal taşınım ile ısı transferinin zamanla gelişimi Şekil 3.131 de verilmiştir. Sol duvar civarında başlayan akım hücrelerinin zamanla ortamın yalıtılmış olan duvarına doğru kaydığı Şekil 3.131 den görülmektedir.



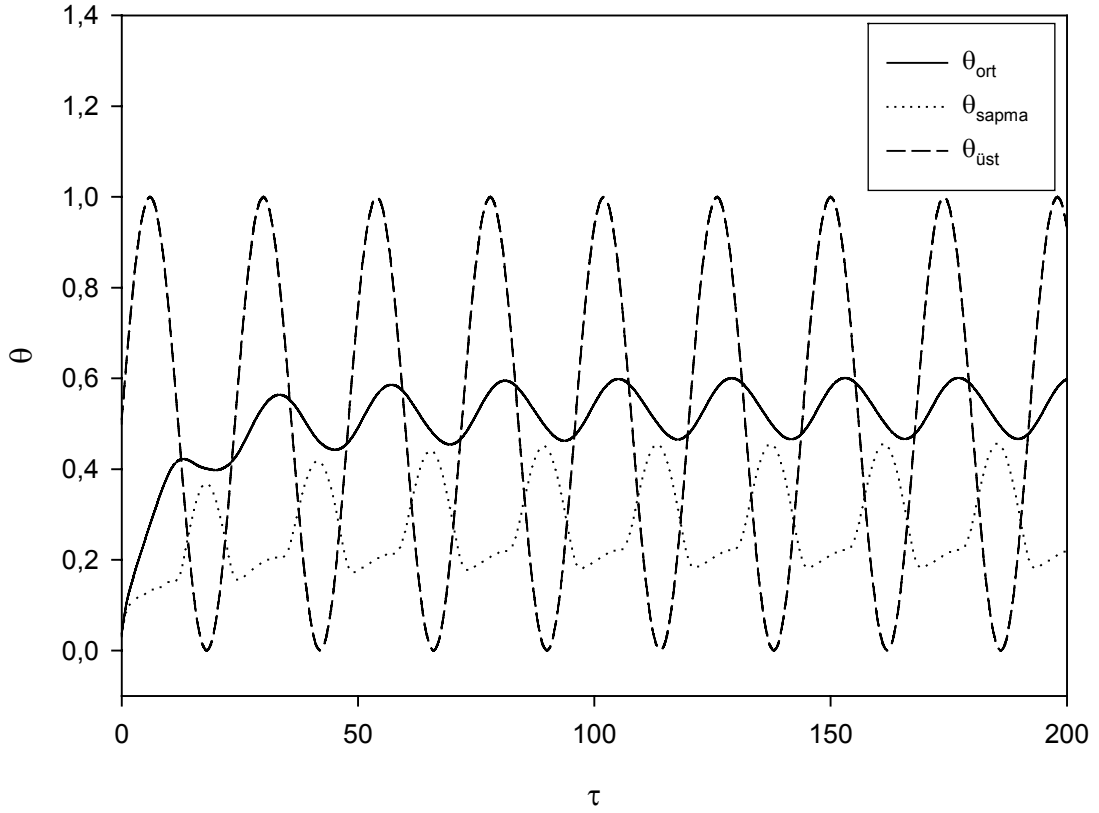
Şekil 3.131. 60x120 ağ yapısında $Ra=10^6$ için kış sınır şartlarındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi

Belirli bir periyot için ortalama Nusselt sayılarının değişiminin verildiği Şekil 3.132 de Rayleigh sayısının artmasıyla birlikte ısı transferinin de arttığı, Nusselt sayılarının belirli bir ortalama değer civarında değiştiği ve bütün değerlerinin pozitif olduğu görülmektedir. Kış sınır koşullarında gerçekleşen doğal taşınım ile gerçekleşen ısı transferinin yaz sınır koşullarına göre daha yüksek olduğu görülmüştür.



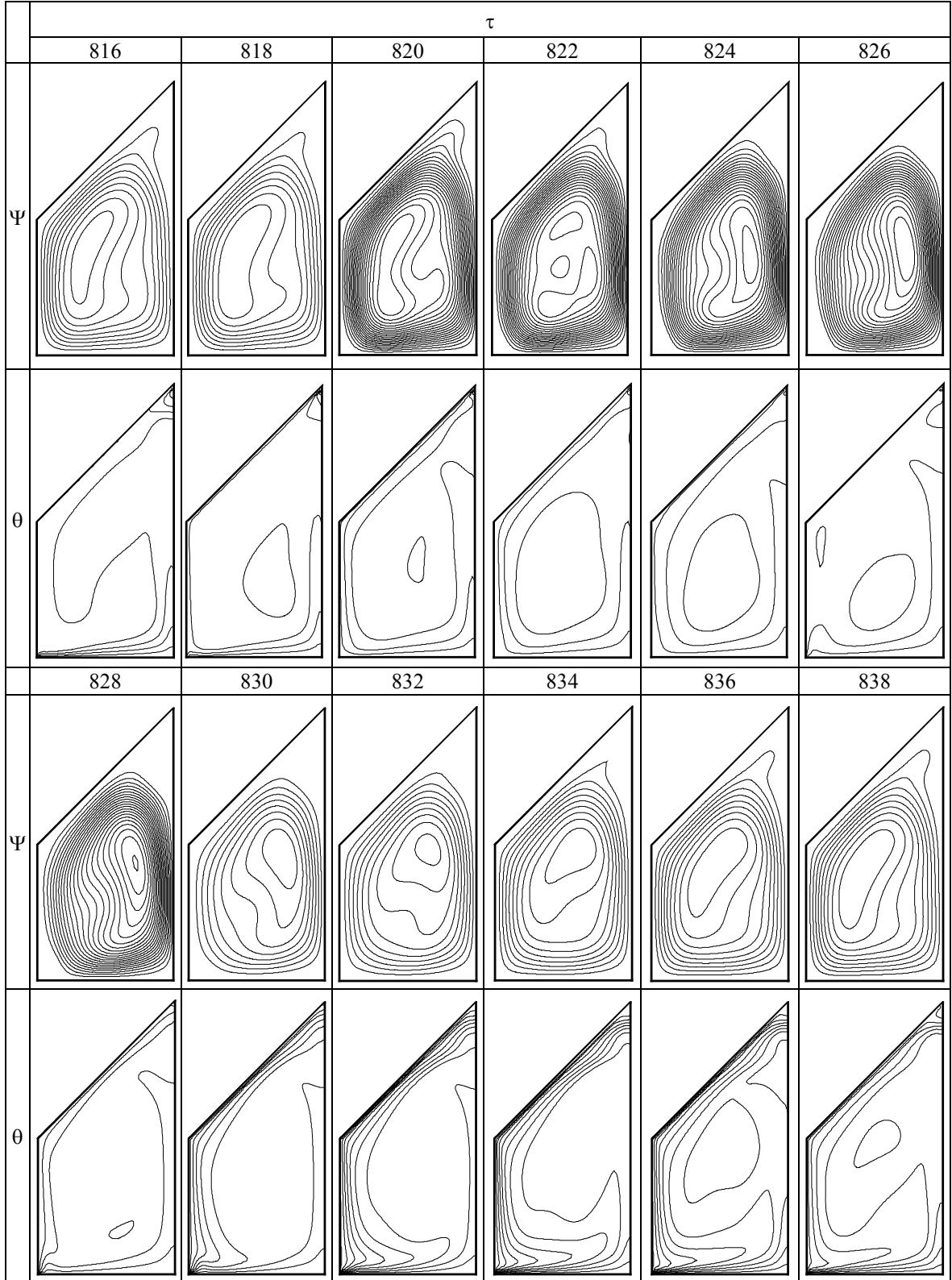
Şekil 3.132. Sinüzoidal olarak ısıtılan ortam için kış sınır şartlarında ortalama Nusselt sayılarının zamanla değişimi

Ortalama sıcaklık ve ortalama sıcaklıktan sapmanın verildiği Şekil 3.126 da yaz sınır şartlarında olduğu gibi ortalama sıcaklığın maksimum değeri, verilen sıcaklık değerinin maksimum olduğu zamandan kısa bir sonra meydana gelmektedir. Ortalama sıcaklıktan sapma değeri de yine aynı şekilde verilen sıcaklık profilinin minimum olduğu zamanda en yüksek değerine ulaşmaktadır.



Şekil 3.133. $Ra=10^6$ için sinüzoidal olarak ısıtılan ortam için ortalama sıcaklık ve ortalama sıcaklık değerlerinden sapma değerleri

Doğal taşınımın belirli bir periyot için değişiminin verildiği Şekil 3.134 te (yaz sınır şartlarından farklı olarak) ortam içerisinde tek akım hücresinin oluştuğu görülmektedir. Eş sıcaklık eğrileri ise zamana bağlı olarak değişen sıcaklık değerinin yüksek olduğu zamanlarda ortamın büyük bir kısmında aynı sıcaklık değeri bulunurken, sıcaklık profiline düşük olduğu zamanlarda ise farklı sıcaklık alanlarının geliştiği görülmektedir.



Şekil 3.134. $Ra=10^6$ için kış sınır şartlarındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin zamanla değişimi

4. SONUÇLAR

Bu tez çalışmasında, kısmi eğik yan duvarlara sahip kapalı ortamlardaki doğal taşınım probleminin sayısal analizi yapılmıştır. Çalışmada, geliştirilen sayısal programının seçilen geometri ve sınır koşullarına uygulanabilirliği test edilerek kanıtlanmıştır. Konunun pratik önemi de göz önünde bulundurularak yapılan analizlerden aşağıdaki sonuçlar çıkarılmıştır:

1. Analitik sonuçları literatürde var olan Couette akışı, Poiseuille akışı ve ısı iletimi için elde edilen sonuçlardan, geliştirilen sayısal çözüm yönteminin uygulanabilir bir yöntem olduğu görülmektedir.
2. Literatürdeki çalışmalarda da olduğu gibi düşük Rayleigh sayısı için yapılan çalışmalar ışığında, laminar doğal taşınımından çok iletimle olan ısı transferinin etkin olduğu, kapalı ortamı çevreleyen duvarlara uygulanan sınır şartlarının, ısı transferi ve akışı önemli ölçüde etkilediği belirlenmiştir.
3. Konvansiyonel doğal taşınımında düşük Rayleigh sayılarında ortam içerisinde bir tane akım hücresi varken sıcaklığın yerel olarak değiştiği durumlarda iki tane akım hücresi oluştuğu belirlenmiştir.
4. Düşük Rayleigh sayılarında Prandtl sayısının ısı transferi üzerinde fazla bir etkisinin olmadığı, ancak yüksek Rayleigh sayılarında Prandtl sayısındaki artışın ısı transferini artırdığı belirlenmiştir.
5. Yerel olarak değişen sıcaklık sınır şartlarında maksimum sıcaklıklar ısıtılan duvar merkezinde meydana geldiği halde bu bölgede doğal taşınım ile ısı transferinin azaldığı belirlenmiştir.
6. Boş kare ortam içerisine engel yerleştirilmesi durumu ısı direnç açısından değerlendirildiğinde, dirençteki en büyük artışın düşey iç bölme ortamda meydana geldiği belirlenmiştir.
7. Eğik yüzeyli ortamlar için yaz sınır şartlarında ortam içerisine yerleştirilen engellerin ısı transferi üzerindeki etkisinin, kış sınır şartlarına göre oldukça az olduğu belirlenmiştir.
8. Kare ortamlarda zaman bağımlı duvar sıcaklığı durumunda, ortalama Nusselt sayısı salınım değerleri (genlik) Rayleigh sayısına bağlı olarak artmakta, zamana bağlı olarak pozitif veya negatif değerler almaktadır.

9. Yaz sınır şartlarında zaman bağımlı duvar sıcaklığına sahip kare ortamlarda ortalama Nusselt sayısının negatife indiği değerler kış sınır şartlarına göre daha az sayıdadır.
10. Zaman bağımlı duvar sıcaklığına sahip kare ortamlarda yaz sınır şartlarında aynı anda zamana bağlı olarak birden fazla soğuk duvar bulunabildiği için iç ortamdan soğuk yüzeye olan ısı transferi de azalmaktadır.
11. Zaman bağımlı duvar sıcaklığına sahip kare ortamlarda ortam içerisindeki ortalama sıcaklık değerlerinin, sol duvardaki sıcaklığın maksimum olduğu zamandan kısa bir süre sonra maksimum değerine ulaştığı belirlenmiştir. Sol duvarın sıcaklığına bağlı olarak maksimum sıcaklıkların bu duvar boyunca olduğu, sıcaklık değerlerinin düşmesi sonucu maksimum sıcaklıkların, sol duvarın sıcaklık profilinden ayrıldığı belirlenmiştir.
12. Zaman bağımlı duvar sıcaklığına sahip kare ortamlardaki sıcaklıkların maksimum değerlerinin sol duvar boyunca olduğu, sağ duvara yaklaştıkça maksimum sıcaklık değerlerinin azaldığı belirlenmiştir.
13. Yaz sınır şartlarında zaman bağımlı duvar sıcaklığına sahip kare ortamlarda düşük Rayleigh sayıları için ($Ra=10^3-10^5$) ortalama Nusselt sayılarının pozitif ve negatif değerler alabildiği, yüksek Rayleigh sayılarında ise ortalama Nusselt sayılarının negatif olduğu değerlerin düşük Rayleigh sayılarına göre daha fazla olduğu belirlenmiştir.
14. Kısmen eğik yan yüzeyli ortamlarda Rayleigh sayısının 10^7 değerinde laminer doğal taşınımından türbülanslı doğal taşınıma doğru geçiş başladığı için ısı transferinde düzensizliklerin olduğu belirlenmiştir.
15. Yaz sınır şartları için zaman bağımlı duvar sıcaklığına kısmen eğik yan yüzeyli ortamların büyük bir kısmında sıcak akışkanın olduğu, ortalama Nusselt sayılarının çoğunlukla negatif değerler aldığı belirlenmiştir. Alt duvarın sıcaklığı arttıkça ortamın büyük bir kısmında sıcak akışkan hakim olmaktadır.
16. Yaz ve kış sınır şartları için kısmen eğik yan yüzeyli kapalı ortamlarda zaman bağımlı duvar sıcaklığı değişiminin belirli zamanlarda ısı depolama şeklinde kendini gösterdiği ve bu durumun uygulamada karşılaşılan bir problemi ifade ettiği belirlenmiştir.

5. ÖNERİLER

Sunulan çalışmada, kısmen eğik yan duvarlara sahip kapalı ortam geometrisinin incelendiği çalışmada bazı kabuller yapılarak çözümler elde edilmiştir. Bu nedenle yapılan kabullerin ne kadar geçerli olduğu ancak deneysel çalışmalar sonucunda belirlenebilir. Bu amaçla aşağıda belirtilen hususların da dikkate alınmasıyla probleme daha gerçekçi bir bakış açısı sağlanabilir.

1. Yapılan çalışmada kapalı ortamın içini dolduran akışkanın termofiziksel özellikleri sabit alınmıştır. Halbuki gerçekte akışkanların termofiziksel özellikleri sıcaklık vb. nedenlerle değişmektedir.
2. İki boyutlu olarak yapılan çalışmaya üçüncü boyutta ilave edilerek daha gerçekçi bir yaklaşım yapılabilir.
3. Kullanılan sınır koşullarında duvarların özellikleri göz önüne alınmamıştır. Günlük hayatta ise kullanılan duvarların özellikleri ortam içerisindeki akış ve sıcaklık dağılımını etkilemektedir. Bu nedenle duvar özelliklerini de içeren birleşik (conjugate) ısı transferi çözümleri elde edilebilir.
4. Eğik yüzeyli ortamlarda sınır koşulu tanımlanırken sıcaklıkların gün boyunca belirli bir fonksiyona göre değiştiği varsayılmıştır. Oysa incelenecek geometrinin dünya üzerindeki konumuna bağlı olarak aldığı güneş ışınımı da değişeceğinden ışınım etkisi ve güneş ışınlarının geliş açısı da ayrı bir konu olarak incelenebilir.
5. Doğada doğal taşınım ile ısı transferinin büyük bir çoğunluğu türbülanslı olarak meydana gelmektedir. Bu nedenle uygun bir türbülans modelinin çalışmaya ilave edilmesiyle daha gerçekçi sonuçlar elde edilebilir.
6. Kısmen eğik yüzeye sahip kapalı ortamlar için farklı sınır koşulları, ortam içerisine farklı şekillerde engel yerleştirilmesi gibi parametrelerin ısı transferi üzerine etkisi sayısal olarak incelenebilir.
7. İncelenen kısmen eğik yüzeyli geometrinin bir modeli oluşturularak ısı transfer karakteristikleri deneysel olarak incelenebilir.

6. KAYNAKLAR

1. Pop, I. ve Ingham D.B., Convective Heat Transfer: Mathematical and Computational Modelling of Viscous Fluids and Porous Media, Pergamon, Oxford, 2000.
2. Bejan, A. ve Kraus, A.D., Heat Transfer Handbook, John Wiley&Sons Inc., New York, 2003.
3. Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P. ve Cho, Y.I., Handbook of Heat Transfer, 3rd Edition, McGraw-Hill, New York, 1998.
4. Gebhart, B., Jaluria, Y., Mahajan, R.L. ve Sammakia, B., Buoyancy-Induced Flows and Transport, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1988.
5. Cengel, Y.A., Heat Transfer: A Practical Approach, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, 2003.
6. Incropera, F.P. ve DeWitt, D.P., Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Dördüncü Basım, Literatür Yayıncılık, İstanbul, 2001.
7. Patankar, S. V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGraw-Hill, New York, 1980.
8. Ostrach, S., Natural Convection in Enclosures, Journal of Heat Transfer, 110 (1988) 1175-1190.
9. De Vahl Davis, G., Natural Convection of Air in a Square Cavity: A Benchmark Numerical Solution, International Journal for Numerical Methods in Fluids, 3 (1983) 249-264.
10. De Vahl Davis, G. ve Jones, I.P., Natural Convection in a Square Cavity: A Comparison Exercise, International Journal for Numerical Methods in Fluids, 3 (1983) 227-248.
11. De La Cruz L.M. ve Ramos, E., Mixing with Time Dependent Natural Convection, International Communications in Heat and Mass Transfer, 33 (2006) 191-198.
12. Das, S.P., Chakraborty, S. ve Dutta, P., Natural Convection in a Two-Dimensional Enclosure Heated Symmetrically from both Sides, International Communications in Heat and Mass Transfer, 29, 3 (2002) 345-354.
13. Antohe, B.V. ve Lage, J.L., The Prandtl Number Effect on the Optimum Heating Frequency of an Enclosure Filled with Fluid or with a Saturated Porous Medium, Int. J. Heat Mass Transfer, 40, 6 (1997) 1313-1323.

14. Kazmierczak, M. ve Chinoda, Z., Buoyancy-Driven Flow in an Enclosure with Time Periodic Boundary Conditions, International Journal of Heat and Mass Transfer, 35, 6 (1992) 1507-1518.
15. Liaqat, A. ve Baytas, A.C., Conjugate Natural Convection in a Square Enclosure Containing Volumetric Sources, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44 (2001) 3273-3280.
16. Basak, T., Roy, S. ve Balakrishnan, A.R., Effects of Thermal Boundary Conditions on Natural Convection Flows within a Square Cavity, International Journal of Heat and Mass Transfer, 49 (2006) 4525-4535.
17. Basak, T., Roy, S., Paul, T. ve Pop, I., Natural Convection in a Square Cavity Filled with a Porous Medium: Effects of Various Thermal Boundary Conditions, International Journal of Heat and Mass Transfer, 49 (2006) 1430-1441.
18. Roy, S. ve Basak, T., Finite Element Analysis of Natural Convection Flows in a Square Cavity with Non-Uniformly Heated Wall(s), International Journal of Engineering Science, 43 (2005) 668-680.
19. Sathiyamoorthy, M., Basak, T., Roy, S. ve Pop, I., Steady Natural Convection Flows in a Square Cavity with Linearly Heated Side Wall(s), International Journal of Heat and Mass Transfer, 50 (2007) 766-775.
20. Sathiyamoorthy, M., Basak, T., Roy, S. ve Pop, I., Steady Natural Convection Flow in a Square Cavity Filled with a Porous Medium for Linearly Heated Side Wall(s), International Journal of Heat and Mass Transfer, 50 (2007) 1892-1901.
21. Hyun, J.M. ve Lee, J.W., Numerical Solutions for Transient Natural Convection in a Square Cavity with Different Sidewall Temperatures, International Journal of Heat and Fluid Flow, 10, 2 (1989) 146-151.
22. Kwak, H.S. ve Hyun, J.M., Natural Convection in an Enclosure Having a Vertical Sidewall with Time-Varying Temperature, Journal of Fluid Mechanics, 329 (1996) 65-88.
23. Shim, Y.M. ve Hyun, J.M., Transient Confined Natural Convection with Internal Heat Generation, International Journal of Heat and Fluid Flow, 18 (1997) 328-333.
24. Kwak, H.S., Kuwahara, K. ve Hyun, J.M., Prediction of the Resonance Frequency of Natural Convection in an Enclosure with Time-Periodic Heating Imposed on One Sidewall, International Journal of Heat and Mass Transfer, 41 (1998) 3157-3160.
25. Kwak, H.S., Kuwahara, K. ve Hyun, J.M., Resonant Enhancement of Natural Convection Heat Transfer in a Square Enclosure, International Journal of Heat and Mass Transfer, 41 (1998) 2837-2846.

26. Dalal, A. ve Das, M.K., Natural Convection in a Rectangular Cavity Heated from Below and Uniformly Cooled from the Top and both Sides, Numerical Heat Transfer, Part A, 49 (2006) 301-322.
27. Aydin, O. ve Yang, W.J., Natural Convection in Enclosures with Localized Heating from Below and Symmetrical Cooling from Sides, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, 10, 5 (2000) 518-529.
28. Aydin, O., Transient Natural Convection in Rectangular Enclosures Heated from One Side and Cooled from Above, International Communications in Heat and Mass Transfer, 26, 1 (1999) 135-144.
29. Abourida, B., Hasnaoui, M. ve Douamna, S., Transient Natural Convection in a Square Enclosure with Horizontal Walls Submitted to Periodic Temperatures, Numerical Heat Transfer, Part A, 36 (1999) 737-750.
30. Patterson, J. ve Armfield, S.W., Transient Features of Natural Convection in a Cavity, Journal of Fluid Mechanics, 219 (1990) 469-497.
31. Lage, J.L. ve Bejan, A., The Resonance of Natural Convection in an Enclosure Heated Periodically from the Side, International Journal of Heat and Mass Transfer, 36, 8 (1993) 2027-2038.
32. Sarris, I.E., Lekakis, I. ve Vlachos, N.S., Natural Convection in a 2D Enclosure with Sinusoidal Upper Wall Temperature, Numerical Heat Transfer, Part A, 42 (2002) 513-530.
33. Bennacer, R., Mohamad, A.A. ve Akrou, D., Transient Natural Convection in an Enclosure with Horizontal Temperature and Vertical Solutal Gradients, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 40, 2001, 899-910.
34. Küblbeck, K., Merker, G.P. ve Straub, J., Advanced Numerical Computation of Two-Dimensional Time-Dependent Free Convection in Cavities, International Journal of Heat and Mass Transfer, 23 (1980) 203-217.
35. Baytas, A.C., Buoyancy-Driven Flow in an Enclosure Containing Time Periodic Internal Sources, Heat and Mass Transfer, 31 (1996) 113-119.
36. Xia, Q., Yang, K.T. ve Mukutmoni, D., Effect of Imposed Wall Temperature Oscillations on the Stability of Natural Convection in a Square Enclosure, Journal of Heat Transfer, 117 (1995) 113-120.
37. Ha, M.Y., Kim, I.K., Yoon, H.K., Yoon, K.S., Lee, J.R., Balachandar, S. ve Chun, H.H., Two-Dimensional and Unsteady Natural Convection in a Horizontal Enclosure with a Square Body, Numerical Heat Transfer, Part A, 41 (2002) 183-210.

38. Jiracheewanun, S., Armfield, S.W., Behnia, M. ve McBrain, G.D., The Transient Behaviour of a Differentially Heated Cavity with Isoflux Boundaries, 15th Australasian Fluid Mechanics Conference, , Sydney, Australia, 2004.
39. Hinojosa, J.F., Estrada, C.A., Cabanillas, R.E. ve Alvarez, G., Numerical Study of Transient and Steady-State Natural Convection and Surface Thermal Radiation in a Horizontal Square Open Cavity, Numerical Heat Transfer, Part A, 48 (2005) 179-196.
40. Leal, M.A., Machado, H.A. ve Cotta, R.M., Integral Transform Solutions of Transient Natural Convection in Enclosures with Variable Fluid Properties, International Journal of Heat Mass Transfer, 43 (2000) 3977-3990.
41. Tasnim, S.H. ve Collins, M.R., Numerical Analysis of Heat Transfer in a Square Cavity with a Baffle on the Hot Wall, International Communications in Heat and Mass Transfer, 31, 5 (2004) 639-650.
42. Tasnim, S.H. ve Collins, M.R., Suppressing Natural Convection in a Differentially Heated Square Cavity with an Arc Shape Baffle, International Communications in Heat and Mass Transfer, 32 (2005) 94-106.
43. Jilani, G., Jayaraj, S. ve Khadar Voli , K., Numerical Analysis of Free Convective Flows in Partially Open Enclosure, Heat and Mass Transfer, 38 (2002) 261-270.
44. Müftüoğlu, A. ve Bilgen, E., Natural Convection in an Open Square Cavity with Discrete Heaters at Their Optimized Positions, International Journal of Thermal Sciences, 47 (2008) 369-377.
45. Cheikh, N.B., Beya B.B. ve Lili, T., Influence of Thermal Boundary Conditions on Natural Convection in a Square Enclosure Partially Heated from Below, International Communications in Heat and Mass Transfer, 34 (2007) 369-379.
46. Kaminski, D.A., ve Prakash C., Conjugate Natural Convection in a Square Enclosure: Effect of Conduction in One of the Vertical Walls, International Journal of Heat and Mass Transfer, 29, 12 (1986) 1979-1988.
47. Valencia, A., ve Frederick, R.L., Heat Transfer in Square Cavities with Partially Active Vertical Walls, International Journal of Heat and Mass Transfer, 32, 8 (1989) 1567-1574.
48. Saeid, N.S. ve Yaacob, Y., Natural Convection in a Square Cavity with Spatial Side-Wall Temperature Variation, Numerical Heat Transfer, Part A, 49 (2006) 683-697.
49. November, M. ve Nansteel, M. W., Natural Convection in Rectangular Enclosures Heated from Below and Cooled Along One Side, International Journal of Heat and Mass Transfer, 30, 11 (1987) 2433-2440.

50. Yao, H., Studies of Natural Convection in Enclosures Using the Finite Volume Method, PhD Thesis, York University, Ontario, 1999.
51. Lakhali, E.K., Hasnaoui, M. ve Vasseur, P., Numerical Study of Transient Natural Convection in a Cavity Heated Periodically with Different Types of Excitations, International Journal of Heat and Mass Transfer, 42 (1999) 3927-3941.
52. Shi, X. ve Khodadadi, J.M., Laminar Natural Convection Heat Transfer in a Differentially Heated Square Cavity Due to a Thin Fin on the Hot Wall, Journal of Heat Transfer, 125 (2003) 624-634.
53. El-Refaei, M.M., Elsayed, M.M., Al-Najem, N.M. ve Megahid, I.E., Steady-State Solutions of Buoyancy-Assisted Internal Flows Using a Fast False Implicit Transient Scheme (FITS), Int. J. Num. Meth. Heat Fluid Flow, 6, 6 (1996) 3-23.
54. Baytas, A.C. ve Pop, I., Free Convection in a Square Porous Cavity Using a Thermal Nonequilibrium Model, International Journal of Thermal Sciences, 41 (2002) 861-870.
55. Dağtekin, I. ve Öztop, H.F., Natural Convection Heat Transfer by Heated Partitions within Enclosure, International Communications in Heat and Mass Transfer, 28, 6 (2001) 823-834.
56. Shi, X., Forced and Natural Convection Heat Transfer Within Enclosures with Fixed and Moving Fins and Partitions, PhD. Thesis, Auburn University, Alabama, 2003.
57. Norris, S.E., A Parallel Navier-Stokes Solver for Natural Convection and Free Surface Flow, PhD. Thesis, University of Sydney, 2000.
58. Bubnovich, V., Rosas, C., Santander, R. ve Cáceres, G., Computation of Transient Natural Convection in a Square Cavity by an Implicit Finite-Difference Scheme in Terms of the Stream Function and Temperature, Numerical Heat Transfer, Part A, 42 (2002) 401-425.
59. Leal, M.A., Perez-Guerrero, J.S. ve Cotta, M., Natural Convection Inside Two-Dimensional Cavities: The Integral Transform Method, Commun. Numer. Meth. Engng, 15 (1999) 113-125.
60. Deng, Q.H., Tang, G.F. ve Li, Y., A Combined Temperature Scale for Analyzing Natural Convection in Rectangular Enclosures with Discrete Wall Heat Sources, International Journal of Heat Mass Transfer, 45 (2002) 3437-3446.
61. Kim, D.M. ve Viskanta, R., Effect of Wall Conduction on Natural Convection Heat Transfer in a Square Enclosure, Journal of Heat Transfer, 107 (1985) 139-146.
62. Jahnke, C.C., Subramanian, V. ve Valentine, D.T., On the Convection in an Enclosed Container with Unstable Side Wall Temperature Distributions, International Journal of Heat Mass Transfer, 41, 15 (1998) 2307-2320.

63. Misra, D. ve Sarkar, A., Finite Element Analysis of Conjugate Natural Convection in a Square Enclosure with a Conducting Vertical Wall, Comput. Methods Appl. Engrg., 141 (1997) 205-219.
64. Hung, K.S. ve Cheng, C.H., Pressure Effects on the Buoyancy-Induced Convective Heat Transfer for Non-Boussinesq Fluid in a Rectangular Enclosure, International Mechanical Engineering Congress and Exposition, New York, 2001.
65. Yilbas, B.S., Shuja, S.Z., Gbadebo, S.A., Abu Al-Hamayel, H.I. ve Boran, K., Natural Convection and Entropy Generation in a Square Cavity, International Journal of Energy Research, 22 (1998) 1275-1290.
66. Prasad, V. ve Kulacki, F.A., Natural Convection in a Rectangular Porous Cavity with Constant Heat Flux on One Vertical Wall, Journal of Heat Transfer, 106 (1984) 152-157.
67. Liu, Y. ve Phan-Thien, N., A Complete Conjugate Conduction Convection and Radiation Problem for a Heated Block in a Vertical Differentially Heated Square Enclosure, Computational Mechanics, 24 (1999) 175-186,.
68. Fusegi, T., Hyun, J.M. ve Kuwahara, K., Numerical Study of Natural Convection in a Differentially Heated Cavity with Internal Heat Generation: Effects of the Aspect Ratio, Journal of Heat Transfer, 114 (1992) 773-777.
69. Bae, J.H. ve Hyun, J.M., Time-Dependent Buoyant Convection in an Enclosure with Discrete Heat Sources, International Journal of Thermal Science, 43 (2004) 3-11.
70. Dunn, T.A. ve McCallen, R.C., Parallel Computations of Natural Convection Flow in a Tall Cavity Using an Explicit Finite Element Method, International Journal for Numerical Methods in Fluids, 40 (2002) 1075-1081.
71. Nansteel, M.W. ve Greif, R., An Investigation of Natural Convection in Enclosures with Two- and Three-Dimensional Partitions, International Journal of Heat and Mass Transfer, 27, 4 (1984) 561-571.
72. D'Orazio, M.C., Cianfrini, C. ve Corcione, M., Rayleigh-Benard Convection in Tall Rectangular Enclosures, International Journal of Thermal Sciences, 43 (2004) 135-144.
73. Bilgen, E., Natural Convection in Enclosures with Partial Partitions, Renewable Energy, 26 (2002) 257-270.
74. Bilgen, E. ve Ben Yedder, R., Natural Convection in Enclosure with Heating and Cooling by Sinusoidal Temperature Profiles on One Sides, International Journal of Heat and Mass Transfer, 50 (2007) 139-150.

75. Aydın, O., Ünal, A. ve Ayhan, T., Natural convection in rectangular enclosures heated from one side and cooled from the ceiling, International Journal of Heat and Mass Transfer, 42, 13 (1999) 2345-2355.
76. Christon, M.A., Gresho, P.M. ve Sutton, S.B., Computational Predictability of Time-Dependent Natural Convection Flows in Enclosures (Including a Benchmark Solution), International Journal for Numerical Methods in Fluids, 40 (2002) 953-980.
77. Chu, H.H.S., Churchill, S.W. ve Patterson, C.V.S., The Effect of Heater Size, Location, Aspect Ratio, and Boundary Conditions on Two-Dimensional, Laminar, Natural Convection in Rectangular Channels, Journal of Heat Transfer, (1976) 194-201.
78. Paolucci, S. ve Chenoweth, D.R., Natural Convection in Shallow Enclosures with Differentially Heated Endwalls, Journal of Heat Transfer, 110 (1988) 625-634.
79. Karayiannis, T.G. ve Tarasuk, J.D., Natural Convection in an Inclined Rectangular Cavity with Different Thermal Boundary Conditions at the Top Plate, Journal of Heat Transfer, 110 (1988) 350-357.
80. Patterson, J.C., On the Existence of an Oscillatory Approach to Steady Natural Convection in Cavities, Journal of Heat Transfer, 106 (1984) 104-108.
81. Du, Z.G. ve Bilgen, E., Coupling of Wall Conduction with Natural Convection in a Rectangular Enclosure, International Journal of Heat Mass Transfer, 35, 8 (1992) 1969-1975.
82. Bahlaoui A., Raji, A. ve Hasnaoui, M., Combined Effect of Radiation and Natural Convection in a Rectangular Enclosure Discretely Heated from One Side, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, 16, 4 (2006) 431-450.
83. Evin, D. ve Tanyıldızı, V., Tabanı Kısmi Olarak Isıtılan Yatay Bir Kanalda Akışa Dik Engellerin Isı Transferi Üzerine Etkileri, Science and Eng., J of Fırat Univ., 18, 2 (2006) 249-255.
84. Frederick, R.L., On the Aspect Ratio for Which the Heat Transfer in Differentially Heated Cavities is Maximum, International Communications in Heat and Mass Transfer, 26, 4 (1999) 549-558.
85. Başkaya Ş. ve Alpay, E., Yatay Kapalı Bir Ortamda Ayrık Isı Kaynaklarından Olan Doğal Taşımın Akışın Sayısal İncelenmesi, J. Fac. Eng. Arch. Gazi Univ., 18, 2 (2003) 49-62.
86. Corcione, M., 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 Science, 42 (2003) 199-2008.

87. Ganzarolli, M.M. ve Milanez, L.F., Natural Convection in Rectangular Enclosures Heated from Below and Symmetrically Cooled from the Sides, International Journal of Heat and Mass Transfer, 38, 6 (1995) 1063-1073.
88. Aydın, O., Komşu Duvarları Farklı Sıcaklıkta Tutulan Dikdörtgensel Kapalı Ortamlarda Doğal Taşınım, Doktora Tezi, KTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1998.
89. Zhu, Z.J. ve Yang, H.X., Numerical Investigation of Transient Laminar Natural Convection of Air in a Tall Cavity, Heat and Mass Transfer, 39 (2003) 579-587.
90. Cheikh, N.B., Beya, B.B. ve Lili, T., Natural Convection Flow in a Tall Enclosure Using a Multigrid Method, C.R. Mecanique, 35 (2007) 113-118.
91. Cheikh, N.B., Beya, B.B. ve Lili, T., Aspect Ratio Effect on Natural Convection Flow in a Cavity Submitted to a Periodical Temperature Boundary, Journal of Heat Transfer, 129 (2007) 1060-1068.
92. Holtzman, G.A., Hill, R.W. ve Ball, K.S., Laminar Natural Convection in Isosceles Triangular Enclosures Heated from Below and Symmetrically Cooled from Above, Journal of Heat Transfer, 122 (2000) 485-491.
93. Poulidakos, D. ve Bejan, A. Natural Convection Experiments in a Triangular Enclosure, Journal of Heat Transfer, 105 (1983) 652-655.
94. Poulidakos, D. ve Bejan, A., the Fluid Dynamics of an Attic Space, Journal of Fluid Mechanics, 131 (1983) 251-269.
95. Asan, H. ve Namli, L., Laminar Natural Convection in a Pitched Roof of Triangular Cross-Section: Summer Day Boundary Conditions, Energy and Buildings, 33 (2000) 69-73.
96. Asan, H. ve Namli, L., Numerical Simulation of Buoyant Flow in a Roof of Triangular Cross-Section under Winter Day Boundary Conditions, Energy and Buildings, 33 (2001) 753-757.
97. Salmun, H., Convection Patterns in Triangular Domain, International Journal of Heat and Mass Transfer, 38, 2 (1995) 351-362.
98. Hasani, S.M.F., Combined Natural Convection and Radiation in a Triangular Enclosure, PhD Thesis, University of Akron, 1998.
99. Akinsete, V.A. ve Coleman, T.A., Heat Transfer by Steady Laminar Free Convection in Triangular Enclosures, International Journal of Heat and Mass Transfer, 25, 7 (1982) 991-998.
100. Oztop, H.F., Varol, Y. ve Koca, A., Laminar Natural Convection Heat Transfer in a Shed Roof with or without Eave for Summer Season, Applied Thermal Engineering, 27 (2007) 2252-2265.

101. Ridouane, E.H., Campo, A. ve Hasnaoui, M., Turbulent Natural Convection in an Air-Filled Isosceles Triangular Enclosure, International Journal of Heat and Fluid Flow, 27 (2006) 476-489.
102. Ridouane, E.H., Campo, A. ve Chang, J.Y., Natural Convection Patterns in Right-Angled Triangular Cavities with Heated Vertical Sides and Cooled Hypotenuses, Journal of Heat Transfer, 127 (2005) 1181-1186.
103. Ridouane, E.H., Campo, A. ve McGarry, M., Numerical Computation of Buoyant Airflows Confined to Attic Spaces Under Opposing Hot and Cood Wall Conditions, International Journal of Thermal Sciences, 44 (2005) 944-952.
104. Ridouane, E.H. ve Campo, A., Relationship between Thermal Convection Intensity and Aspect Ratio of Two Triangular Cavities Inscribed in Horizontal Rectangular Cavities, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, 16, 3 (2006) 338-355.
105. Lei, C.W. ve Patterson, J.C., Unsteady Natural Convection in a Triangular Enclosure Induced by Absorption of Radiation, Journal of Fluid Mechanics, 460 (2002) 181-209.
106. Lei, C.W. ve Patterson, J.C., Unsteady Natural Convection in a Triangular Enclosure Induced by Surface Cooling, International Journal of Heat and Fluid Flow, 26 (2005) 307-321.
107. Papanicolaou, E. ve Belessiotis, Double-Diffusive Natural Convection in an Asymmetric Trapezoidal Enclosure: Unsteady Behavior in the Laminar and the Turbulent-Flow Regime, International Journal of Heat and Mass Transfer, 48 (2005) 191-209.
108. May, H.-O., A Numerical Study on Natural Convection in an Inclined Square Enclosure Containing Internal Heat Sources, International Journal of Heat and Mass Transfer, 34, 4-5 (1991) 919-928.
109. Boussaid, M., Mezenner, A. ve Bouhadeh, M., Free Heat and Mass Convection in a Trapezoidal Enclosure, International Journal of Thermal Sciences, 38 (1999) 363-371.
110. Aydın, O., Ünal, A. ve Ayhan, T., A Numerical Study on Buoyancy-Driven Flow in an Inclined Square Enclosure Heated and Cooled on Adjacent Walls, Numerical Heat Transfer, Part A, 36 (1999) 585-599.
111. Kalabin, E.V., Kanashina, M.V. ve Zubkov, P.T., Natural-Convective Heat Transfer in a Square Cavity with Time-Varying Side-Wall Temperature, Numerical Heat Transfer, Part A, 47 (2005) 621-631.
112. Chen, T.S., Tien, H.C. ve Armaly B.F., Natural Convection on Horizontal, Inclined, and Vertical Plates with Variable Surface Temperature or Heat Flux, International Journal of Heat Mass Transfer, 29, 10 (1986) 1465-1478.

113. Bairi, A., Nusselt-Rayleigh Correlations for Design of Industrial Elements: Experimental and Numerical Investigation of Natural Convection in Tilted Square Air Filled Enclosures, Energy Conversion and Management, 49 (2008) 771-782.
114. Cianfrini, C., Corcione, M. ve Dell’Omo, P.P., Natural Convection in Tilted Square Cavities with Differentially Heated Opposite Walls, International Journal of Thermal Sciences, 44 (2005) 441-451.
115. Natarajan, E., Basak, T. ve Roy, S., Natural Convection Flows in a Trapezoidal Enclosure with Uniform and Non-uniform Heating of Bottom Wall, International Journal of Heat and Mass Transfer, 51 (2008) 747-756.
116. Wang, H. ve Hamed, M.S., Flow Mode-transition of Natural Convection in Inclined Rectangular Enclosures Subjected to Bidirectional Temperature Gradients, International Journal of Thermal Sciences, 45 (2006) 782-795.
117. Altaç, Z. ve Kurtul, Ö., Natural Convection in Tilted Rectangular Enclosures with a Vertically Situated Hot Plate Inside, Applied Thermal Engineering, 27 (2007) 1832-1840.
118. Oztop, H.F., Natural Convection in Partially Cooled and Inclined Porous Rectangular Enclosures, International Journal of Thermal Sciences, 46 (2007) 149-156.
119. Upton, T.D. ve Watt, D.W., Experimental Study of Transient Natural Convection in an Inclined Rectangular Enclosure, Int. J. Heat Mass Transfer, 40, 11 (1997) 2679-2690.
120. Frederick, R.L. ve Quiroz, F., On the Transition from Conduction to Convection Regime in a Cubical Enclosure with a Partially Heated Wall, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44 (2001) 1699-1709.
121. Gelfgat, A.Y., Different Modes of Rayleigh-Benard Instability in Two- and Three-Dimensional Rectangular Enclosures, Journal of Computational Physics, 156 (1999) 300-324.
122. Nakano, A., Ozoë, H. ve Churchill, S.W., Numerical Computation of Natural Convection for a Low-Prandtl Number Fluid in a Shallow Rectangular Region Heated from Below, Chemical Engineering Journal, 71 (1998) 175-182.
123. Awbi, B.A., Calculation of Convective Heat Transfer Coefficients of Room Surfaces for Natural Convection, Energy and Buildings, 28 (1998) 219-227.
124. Incropera, F.P., Convection Heat Transfer in Electronic Equipment Cooling, Journal of Heat Transfer, 110 (1988) 1097-1111.
125. Das, S. ve Morsi, Y., Natural Convection Inside Dome Shaped Enclosures, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, 12, 2 (2002) 126-141.

126. Filis, P. ve Poulikakos, D., An Experimental Study of the Effect of Wall Temperature Nonuniformity on Natural Convection in an Enclosure Heated from the Side, International Journal of Heat & Fluid Flow, 7, 4 (1986) 258-265.
127. Da Silva, A.K., Lorenzini, G. ve Bejan, A., Distribution of Heat Sources in Vertical Open Channels with Natural Convection, International Journal of Heat and Mass Transfer, 48 (2005) 1462-1469.
128. Da Silva, A.K. ve Gosselin, L., Optimal Geometry of L and C-Shaped Channels for Maximum Heat Transfer Rate in Natural Convection, International Journal of Heat and Mass Transfer, 48 (2005) 609-620.
129. Da Silva, A.K., Lorente, S. ve Bejan, A., Optimal Distribution of Discrete Heat Sources on a Wall with Natural Convection, International Journal of Heat and Mass Transfer, 47 (2004) 203-214.
130. Khalifa, A.J.N., Natural Convective Heat Transfer Coefficient – A Review I. Isolated Vertical and Horizontal Surfaces, Energy Conversion and Management, 42 (2001) 491-504.
131. Etemoğlu, A.B., İşman, M.K., Pulat, E. ve Can, M., Tek Yongalı Elektronik Cihazların Laminer ve Türbülanslı Akışta Soğutulmalarının Analizi, Mühendis ve Makina, 45, 535 (2004) 18-28.
132. Kops, L. ve Arenson, M., Convective Heat Transfer Coefficients in Turning, 15th Brazillian Congress of Mechanical Engineering, Sao Paulo, 1999.
133. Wang, H.Y., Penot, F. ve Sauliner, J.B., Numerical Study of a Buoyancy-Induced Flow Along a Vertical Plate with Discretely Heated Integrated Circuit Packages, International Journal Heat Mass Transfer, 40, 7 (1997) 1509-1520.
134. Uzun, İ., Terlemezoğlu, N. ve Doğan, B., Zamana Bağlı Doğal Isı Taşımının Dikey Plakada Sayısal Analizi, Mühendislik Bilimleri Dergisi, 11, 1 (2005) 153-159.
135. Khalifa, A. J. N. ve Khudheyer, A. F., Natural Convection in Partitioned Enclosures: Experimental Study on 14 Different Configurations, Energy Conversion and Management, 42 (2001) 653-661.
136. Varol, Y., Koca, A. ve Oztop, H.F., Application of Central Difference Scheme to the Solution of Natural Convection Equations for Irregular Shaped Enclosures, Journal of Applied Sciences, 7, 4 (2007) 553-558.
137. Varol, Y., Koca, A. ve Oztop, H.F., Laminar Natural Convection in Saltbox Roofs for Both Summerlike and Winterlike Boundary Conditions, Journal of Applied Sciences, 6, 12 (2006) 2617-2622.
138. Varol, Y., Koca, A. ve Oztop, H.F., Natural Convection Heat Transfer in Gambrel Roofs, Building and Environment, 42 (2007) 1291-1297.

139. Varol, Y., Avci, E., Koca, A. ve Oztop, H.F., Prediction of Flow Fields and Temperature Distributions Due to Natural Convection in a Triangular Enclosure Using Adaptive-Network-Based Fuzzy Inference System (ANFIS) and Artificial Neural Network (ANN), International Communications in Heat and Mass Transfer, 34 (2007) 887-896.
140. Varol, Y., Oztop, H.F. ve Varol, A., Natural Convection in Porous Triangular Enclosures with a Solid Adiabatic Fin Attached to the Horizontal Wall, International Communications in Heat and Mass Transfer, 34 (2007) 19-27.
141. Varol, Y., Oztop, H.F. ve Pop, I., Numerical Analysis of Natural Convection for a Porous Rectangular Enclosure with Sinusoidally Varying Temperature Profile on the Bottom Wall, International Communications in Heat and Mass Transfer, 35, 1 (2008) 56-64.
142. Varol, Y., Oztop, H.F. ve Pop, I., Influence of Inclination Angle on Buoyancy-Driven Convection in Triangular Enclosure Filled with a Fluid-Saturated Porous Medium, Heat and Mass Transfer, 44, 5 (2008) 617-624.
143. Varol, Y., Oztop, H.F. ve Yilmaz, T., Natural Convection in Triangular Enclosures with Protruding Isothermal Heater, International Journal of Heat and Mass Transfer, 50 (2007) 2451-2462.
144. Varol, Y., Oztop, H.F. ve Yilmaz, T., Two-Dimensional Natural Convection in a Porous Triangular Enclosure with a Square Body, International Communications in Heat and Mass Transfer, 34 (2007) 238-247.
145. Varol, Y. ve Oztop, H.F., Buoyancy Induced Heat Transfer and Fluid Flow Inside a Tilted Wavy Solar Collector, Building and Environment, 42 (2007) 2062-2071.
146. Moukalled, F., ve Acharya, S., Natural Convection in Trapezoidal Cavities with Baffles Mounted on the Upper Inclined Surfaces, Numerical Heat Transfer, Part A, 37 (2000) 545-565.
147. Moukalled, F., ve Darwish, M., Natural Convection in a Partitioned Trapezoidal Cavity Heated from the Side, Numerical Heat Transfer, Part A, 43 (2003) 543-563.
148. Ridouane, E.H., Campo, A. ve Hasnaoui, M., Benefits Derivable from Connecting the Bottom and Top Walls of Attic Enclosures with Insulated Vertical Side Walls, Numerical Heat Transfer, Part A, 49, 2 (2006) 175-193.
149. Ridouane, E.H. ve Campo, A., Effects of Attaching Baffles onto the Inclined Walls of Attic Frames for Purposes of Energy Conservation, Heat Transfer Engineering, 28, 2 (2007) 103-111.
150. Haese, P.M. ve Teubner, M.D., Heat Exchange in an Attic Space, International Journal of Heat and Mass Transfer, 45 (2002) 4925-4936.

151. Baytas, A.C. ve Pop, I., Natural Convection in a Trapezoidal Enclosure Filled with a Porous Medium, International Journal of Engineering Sciences, 39 (2001) 125-134.
152. Kumar, B.V.R. ve Kumar, B., Parallel Computation of Natural Convection in Trapezoidal Porous Enclosures, Mathematics and Computers in Simulation, 65 (2004) 221-229.
153. Van Der Eyden, J.T., Van Der Meer, TH.H., Hanhalic, K., Biezen, E. ve Bruining, J., Double-Diffusive Natural Convection in Trapezoidal Enclosures, International Journal of Heat and Mass Transfer, 41, 13 (1998) 1885-1898.

ÖZGEÇMİŞ

Birol ŞAHİN, 1977 yılında Trabzon ilinin Arsin ilçesinde doğdu. İlk ve orta öğrenimini Erzurum ilinde, lise öğrenimini Denizli ilinde tamamladı. 1998 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden lisans, 2002 yılında K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'ndan Yüksek Lisans derecelerini aldı. 2000-2007 yılları arasında K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü'nde Araştırma Görevlisi olarak çalıştı. 2007 yılından itibaren KTÜ Beşikdüzü Meslek Yüksekokulu'nda Öğretim Görevlisi olarak çalışmaktadır. İngilizce bilmektedir. Evli ve bir çocuk babasıdır.