

KAPALI KARE ORTAMLARDA YATAY, DÜŞEY VE EĞİK İÇ BÖLMELERİN DOĞAL TAŞINIMLA ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN SAYISAL İNCELENMESİ

Birol ŞAHİN, Mehmet Emin ARICI
KTÜ Makina Mühendisliği Bölümü, 61080 TRABZON
birsahin@ktu.edu.tr, arici@ktu.edu.tr

ÖZET

Kapalı kare ortamlardaki doğal taşınım, ortam içerisinde değişik konumlara iç bölmelerin yerleştirilmesi durumları için sayısal olarak incelendi. İncelenen kapalı ortamın yatay duvarlarının yalıtılmış, düşey duvarlarının ise sabit sıcaklıklara sahip olduğu kabul edildi. İç bölmenin konumu, her durum için kapalı ortamın toplam iç hacmi eşit olarak ikiye bölünecek şekilde tasarlandı. Sayısal inceleme, kapalı ortamı yatay, düşey ve köşegenlerden bölünecek şekilde ve Rayleigh sayısının 10^3 den 10^7 ye kadar değişik değerlerinde gerçekleştirildi.

Belirlenen durumların her biri için elde edilen sayısal bulgular, çözüm bölgesi içerisindeki akım çizgileri, eş sıcaklık eğrileri, yerel Nusselt sayılarının değişimi ve ortalama Nusselt sayıları olarak sunuldu. Bulguların karşılaştırmalı analizinden elde edilen sonuç, farklı konumlardaki iç bölmelerin kare ortam boyunca meydana gelen toplam ısı geçişini önemli ölçüde etkilediğini göstermektedir. Boş kare ortama göre ısı dirençteki en büyük artış, kare ortamı düşey yönde iki eşit dikdörtgene ayırmak suretiyle ortaya çıkmaktadır.

ABSTRACT

Natural convection in square enclosures has been numerically investigated for the case of different oriented internal partitions. The enclosure under consideration was assumed to have insulated horizontal and constant temperatures vertical walls. The partitions were assumed to be located in a manner that the total volume of the enclosure is divided in two equal parts for each case. The numerical computation is performed for the cases of horizontally, vertically and diagonally divided volume of the square space and different values of Rayleigh numbers from 10^3 to 10^7 .

The numerical results obtained from the determined cases are presented as distribution of streamlines and isotherms, as

variations of local Nusselt numbers and as average Nusselt numbers. Comparative analysis of the results shows that the orientation of the partitions has great effect on heat transfer across the hot and the cold walls of the enclosure. Comparing with the single square space, the highest increment in thermal resistance occurs when the square space is divided vertically into two rectangular parts.

1. GİRİŞ

Kapalı ortamlarda doğal taşınım ile ısı transferi günümüzde pek çok alanda uygulaması olan bir konudur. Genel olarak elektronik cihazların soğutulmasında, güneş enerjisinden yararlanılan sistemlerde, nükleer reaktörlerin soğutulmasında, kapalı ortamlarda ısı konforunun sağlanması gibi alanlarda doğal taşınım ile ısı transferinden faydalanılmaktadır.

Doğal taşınım ile ısı transferinde zorlanmış taşınımından 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. Örneğin elektronik cihazların soğutulmasında sıkça kullanılan fanlar gürültülü olup çalışmaları için bir enerjiye ihtiyaç duyarlar. Bu nedenle elektronik cihazların soğutulmasında doğal taşınım ile ısı transferinin kullanılması daha ekonomik ve sessiz bir çalışma imkanı sağlar.

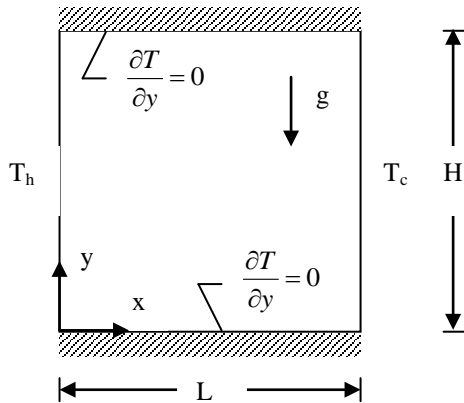
Doğal taşınım ile ısı transferinin öneminin kavranması sonucu, bu alanda yapılan çalışmalar artmıştır. Daha çok 1980 yılı ve sonrasında bilgisayarların hızına ve kapasitesine bağlı olarak değişik parametre ve geometriler için çalışmalar yapılmıştır. Davis (1983), iki boyutlu geometriye sahip alttan ve 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. Bir tarafı yüksek sıcaklıkta, tavan kısmı düşük sıcaklıkta olan ve diğer yüzeyleri yalıtılmış iki boyutlu kapalı ortam için doğal taşınım problemi, akım fonksiyonu-vortisite formülasyonu kullanılarak değişik en/boy oranlarında ve Rayleigh sayısının 10^3 - 10^7 aralığında olması durumları için Aydın vd. (1999) tarafından çalışılmıştır. Kare

geometrisine sahip kapalı bir ortamdaki laminer doğal taşınım problemi çözümleri Davis ve Jones (1983) tarafından karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Karşılaştırma, değişik Rayleigh sayılarında elde edilen sonuçlar için yapılmıştır. Salmun (1995), üçgen geometriye sahip tabanı yüksek sıcaklıkta, eğimli yüzeyi düşük sıcaklıkta ve diğer yüzeyi yalıtılmış olan kapalı ortam için en/boy oranının 0.1-1.0 ve Rayleigh sayısının 10^2-10^5 aralığında değişmesi durumlarındaki ısı transferi olayını incelemiştir. Moukalled ve Acharya (2000), eğimli yüzeylerine engeller yerleştirilmiş trapezoidal geometrideki kapalı ortam için 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. Trapezoidal geometriye sahip kapalı ortamın eğimli yüzeyinin ve tabanının yalıtılması, diğer yüzeylerinin sabit sıcaklıklarda olmaları durumu Moukalled ve Darwish (2003) tarafından incelenmiştir. Ostrach (1988), kapalı ortamlardaki doğal taşınım problemi için geniş bir literatür araştırması vermiş olup problemlerin çözümü için önerilerde bulunmuştur.

Daha önce yapılan çalışmalardan da görüldüğü gibi kapalı ortamın değişik geometriye sahip olması durumu için birçok çalışma yapılmıştır. Yine literatürde çeşitli iç bölme, ya da bölmeler ihtiva eden kapalı ortamlarda doğal taşınım ile ısı transferi konusunda değişik çalışmalar mevcuttur. Ancak, bu bildiriye konu olan çalışmadaki gibi kapalı ortamı yatay, düşey ve eğimli bölmeler ile tamamen ve eşit olarak ikiye ayıracak şekilde iç bölme ihtiva eden kapalı ortamlardaki doğal taşınım problemini ele alan herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır.

2. TEORİK ÇALIŞMA

Şekil 1 de problemin şematik resmi görülmektedir. Şekilden de görüleceği üzere kapalı ortamın alt ve üst duvarları yalıtılmış olup, sol taraftaki duvar



Şekil 1. Problemin şematik resmi

yüksek sıcaklıkta, sağ taraftaki duvar ise düşük sıcaklıktadır. Çözüm bölgesi $0 < X < 1$ ve $0 < Y < 1$ sınırları arasındaki bölgeyi kapsamaktadır.

Bilindiği gibi doğal taşınım olayı sıcaklık farkından dolayı meydana gelen kaldırma kuvvetlerinden kaynaklanmaktadır. İki boyutlu sürekli rejimde doğal taşınım için geçerli olan momentum denklemleriyle enerji denklemi kaldırma kuvvetlerini de ihtiva edecek şekilde boyutsuz olarak aşağıda verilmiştir:

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \text{Pr} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (1)$$

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

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \quad (3)$$

Denklemlerde kullanılan boyutsuz büyüklükler şu şekildedir:

$$X = \frac{x}{L}, \quad Y = \frac{y}{L}, \quad U = \frac{uL}{\alpha}, \quad V = \frac{vL}{\alpha}, \quad T_o = \frac{T_h + T_c}{2},$$

$$\theta = \frac{T - T_o}{T_h - T_c}, \quad P = \frac{\rho L^2}{\rho \alpha^2}$$

Şekil 1 deki geometri için sınır koşulları,

$$X=0 \text{ da } T=T_h$$

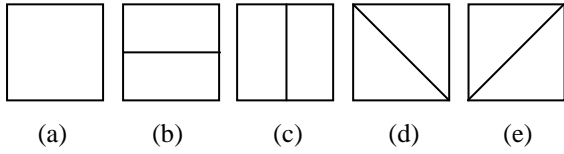
$$X=L \text{ de } T=T_c$$

$$Y=0 \text{ da } \frac{\partial T}{\partial Y} = 0 \quad (4)$$

$$Y=H \text{ da } \frac{\partial T}{\partial Y} = 0 \quad (5)$$

şeklinde verilmiştir. Çözüm bölgesi içerisinde duvar yüzeylerinde kaymama sınır koşulu geçerli olup akışkan özellikleri sabit alınmıştır.

Kare ortam içerisine Şekil 2 de görüldüğü gibi toplam hacmi eşit olarak ikiye bölecek şekilde yatay, düşey ve eğik iç bölmeler yerleştirilmiştir. İç bölme malzemesinin ısı iletim katsayısı akışkanın ısı iletim katsayısına yakın değerlerde ve kalınlığının da ihmal edilebilir olduğu kabul edilmiştir. Böylece yerleştirilen iç bölme yüzeylerinin momentum akılarını geçirmediği, fakat iletimden kaynaklanan ısı akılarını ise geçirdiği kabul edilmiştir.



Şekil 2. Karşılaştırma yapılan geometriler
(a) Kare ortam, (b) Yatay iç bölmeli kare ortam,
(c) Düşey iç bölmeli kare ortam, (d) Sola eğimli iç bölmeli kare ortam, (e) Sağa eğimli iç bölmeli kare ortam.

Taşınımın ısı transferinin göstergesi olarak kabul edilen Nusselt sayısının yüksek sıcaklıktaki ve düşük sıcaklıktaki yüzeyler için yerel ve ortalama değerleri aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$Nu_h = - \frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_{x=0}$$

$$Nu_c = - \frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_{x=L}$$

$$\overline{Nu_h} = \int_0^H Nu_h dY$$

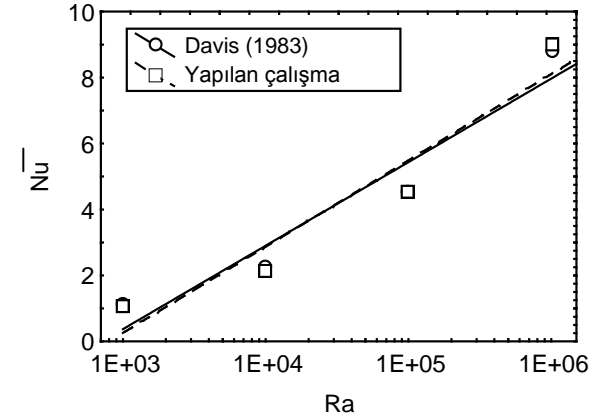
$$\overline{Nu_c} = \int_0^H Nu_c dY$$

Çözüm için eliptik bir FORTRAN programı problemi çözecek şekilde geliştirilmiştir. Sayısal çalışma, iki boyutlu kare ortamın 120x120 uniform ağ yapısına bölünerek gerçekleştirilmiştir. Problemi temsil eden iki momentum ve bir enerji denklemi sonlu kontrol hacmi yöntemiyle ayrıklaştırılmış ve ayrık denklemler iteratif olarak Patankar (1980) tarafından verilen SIMPLE algoritması ile çözülmüştür. Momentum denklemleri için sınır koşulları duvarlarda kaymama sınır koşulu olarak sıfır hız, enerji denklemi için tavan ve tabandan yalıtım sınır koşulu, yan duvarlardan ise sabit sıcaklık sınır koşulu verilmiştir. Çözüm, boyutsuz denklemlerle gerçekleştirildiği için sınır koşulları da boyutsuz sınır koşulu olarak; sıcak duvar için 1 ve soğuk duvar için 0 değerleri verilmiştir. İş akışkanı olarak hava için Prandtl sayısı 0.71 değeri alınmıştır. Sayısal inceleme kare geometrisindeki ortamı, yatay, düşey ve köşegenlerden eşit olarak bölecek şekilde dört ayrı durum için ve Rayleigh sayısının 10^3 den 10^7 ye kadar değişik değerleri için gerçekleştirilmiştir.

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Verilen sınır şartları altında elde edilen bulgular, Rayleigh sayısının 10^3 , 10^5 ve 10^7 değerlerinde sırasıyla kapalı kare ortam, yatay bölmeli, düşey bölmeli, sağa eğimli bölmeli ve sola eğimli bölmeli kare ortamlar için yerel Nusselt sayıları, akım çizgileri, eş sıcaklık eğrilerinin değişimleri Şekil 4-6 ve Şekil 8 de sunulmuştur. Karşılaştırma yapmak amacıyla kare ortam için elde edilen ortalama Nusselt sayıları, Davis (1983) tarafından yapılan

çalışma ile karşılaştırılmıştır. Şekil 3 ten de görüleceği gibi elde edilen sonuçlarla literatürde verilen sonuçlar benzerlik göstermektedir.



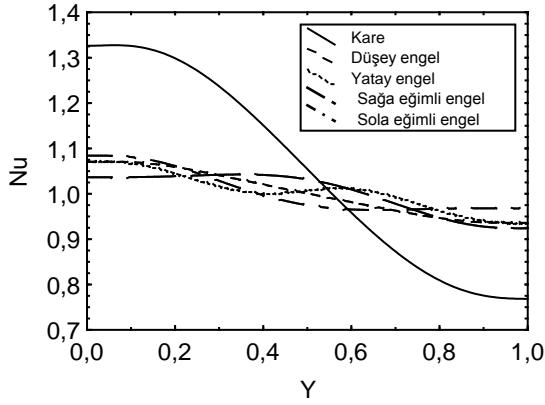
Şekil 3. Yapılan çalışma ile Davis (1983) tarafından elde edilen sonuçların karşılaştırılması.

Ayrıca Tablo 1 de sıcak ve soğuk yüzeylerdeki yerel Nusselt sayılarının ortalaması ve Şekil 7 de de ortalama Nusselt sayılarının Rayleigh sayısı ile değişimi sunulmuştur. Burada Rayleigh sayısının 10^3 ve 10^5 değerleri için hem boş kare, hem de bütün iç bölmeli durumlar için sıcak ve soğuk yüzeydeki ortalama Nusselt sayıları eşit çıkmaktadır. Bu sonuç beklenen bir durum olup sıcak yüzeyden transfer edilen ısının soğuk yüzeye tamamen geçtiğini gösterir. Böylece kapalı ortam tavan ve tabandan yalıtılmış olduğuna göre fiziksel olarak da düşey yüzeylerden transfer edilen ısının eşit olması gerekir. Böylece çözümün yakınsadığı ve kullanılan çözüm yönteminin de doğru olduğu kanıtlanmış olur. Ancak Rayleigh sayısının 10^7 değeri için sıcak ve soğuk yüzeylerdeki ortalama Nusselt sayılarının birbirine tam olarak eşit olmadığı görülmektedir. Bu sonuç, program sayısal olarak yakınsadığı halde fiziksel sonucu tam olarak yansıtmadığını gösterir. Konuyla ilgili geçerli literatür bilgileri de Rayleigh sayısının 10^7 değeri civarında doğal taşınımın laminardan türbülansa geçtiğini ve laminar çözüm sonuçlarının tartışılır olduğunu belirtmektedir.

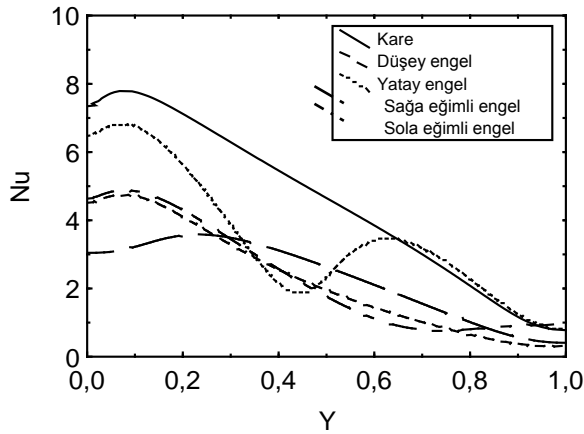
Şekil 4, Şekil 5, Şekil 6 ve Tablo 1 bir arada değerlendirildiğinde Nusselt sayısının en yüksek değeri boş karede, en düşük değeri ise düşey bölmeli kare ortamda aldığı görülür. Diğer taraftan ilgili grafikler incelendiğinde yerel Nusselt sayısının düşey doğrultudaki değişiminin boş kare ortamda yüksek, bölmeli durumlarda ise daha düşük olduğu görülür. Bölmeli durumlar için elde edilen yerel Nusselt sayılarının değişimine bakıldığında ısı transferinin boş kare ortama göre düştüğü görülür. Bu durum ayrıca daha önce de belirtildiği gibi ortalama Nusselt sayıları değerlerinden de anlaşılmaktadır.

İlgili durumlar için Şekil 8 de sunulan akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinden akışın karakteri

ve sıcaklık dağılımları izlenebilir. Kare ortamlarla ilgili akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin değişimleri literatürde mevcut çözümlerle tamamen aynı eğilimi göstermektedirler. Diğer taraftan iç bölmelerin akım çizgileri yanında sıcaklık dağılımlarını da önemli ölçüde etkilediği görülür. Sıcaklık dağılımındaki bu etki artan Rayleigh sayısı ile daha belirgin bir hale gelmektedir. Yatay bölmeli engel ile düşey bölmeli engel karşılaştırıldığında düşey bölmeli engelin sıcaklık dağılımındaki eğilimi kare ortama göre yatay bölmeden daha fazla değiştirdiği görülür. Sola eğimli iç bölme ile sağa eğimli iç bölme karşılaştırıldığında sola eğimli bölmenin sıcaklık alanını daha fazla değiştirdiği görülür.



Şekil 4. $Ra=10^3$ için sıcak yüzey boyunca Nusselt sayısının değişimi

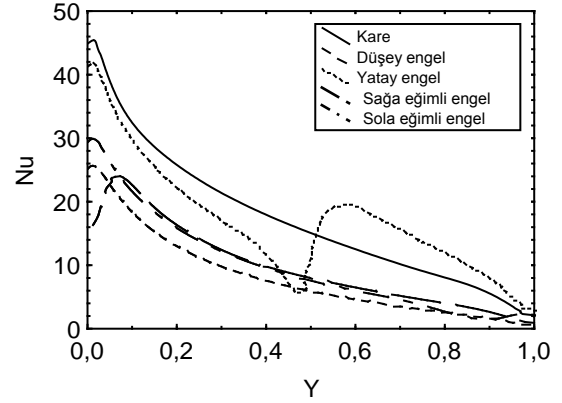


Şekil 5. $Ra=10^5$ için sıcak yüzey boyunca Nusselt sayısının değişimi

4. SONUÇLAR

Bulguların karşılaştırmalı analizinden, farklı konumlardaki iç bölmelerin kare ortam boyunca meydana gelen toplam ısı geçişini önemli ölçüde etkilediği sonucu çıkarılmıştır. Bu etki, kare ortamın iç bölme ihtiva etmesi durumunda ısı transferinde azalma şeklinde ortaya çıkmaktadır. İç bölmeler kendi aralarında karşılaştırıldığında ısı transferinde boş kareye göre en büyük azalmanın

düşey iç bölmeli karede meydana geldiği sonucuna varılır. Boş kare ortam ile dört değişik iç bölmeli



Şekil 6. $Ra=10^7$ için sıcak yüzey boyunca Nusselt sayısının değişimi

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.

Sonuç olarak, durum ısı direnç açısından değerlendirildiğinde, dirençteki en büyük artışın düşey iç bölmeli ortamda meydana geldiği görülür. Bu da uygulamada kare ortamdaki ısı kaybının az olmasının istendiği durumlarda düşey iç bölmenin tercih edilmesi gerektiğini gösterir. Diğer taraftan kare ortamlarda ısı transferinin artırılmasına yatay, ya da eğik iç bölmelerin yarar sağlamadığı görülür.

5. SEMBOLLER

g	yerçekimi ivmesi
H	kapalı ortamın yüksekliği
L	kapalı ortamın genişliği
Nu	yerel Nusselt sayısı
\overline{Nu}	ortalama Nusselt sayısı
p	basınç
P	boyutsuz basınç
Pr	Prandtl sayısı, ν / α
Ra	Rayleigh sayısı, $\rho g \beta (T_h - T_c) L^3 / \mu \alpha$
T	sıcaklık
T_o	ortalama yüzey sıcaklığı, $(T_h + T_c) / 2$
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
y	düşey koordinat
Y	boyutsuz düşey koordinat
α	ısı yayılım katsayısı
β	hacimsel genleşme katsayısı, $1/T$
ρ	akışkan yoğunluğu

θ boyutsuz sıcaklık
 ν kinematik viskozite

Alt İndisler

h sıcak yüzey
 c soğuk yüzey

6.KAYNAKLAR

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

Davis, G.de.V., Natural Convection of Air in a Square Cavity: A Benchmark Numerical Solution, *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 3, 249-264, 1983.

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

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

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

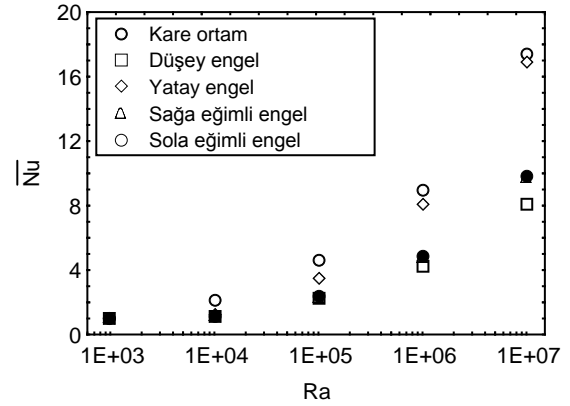
Ostrach, S., Natural Convection in Enclosures, *Journal of Heat Transfer*, 10, 1175-1190, 1988.

Patankar, S. V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw Hill, New York, 1980.

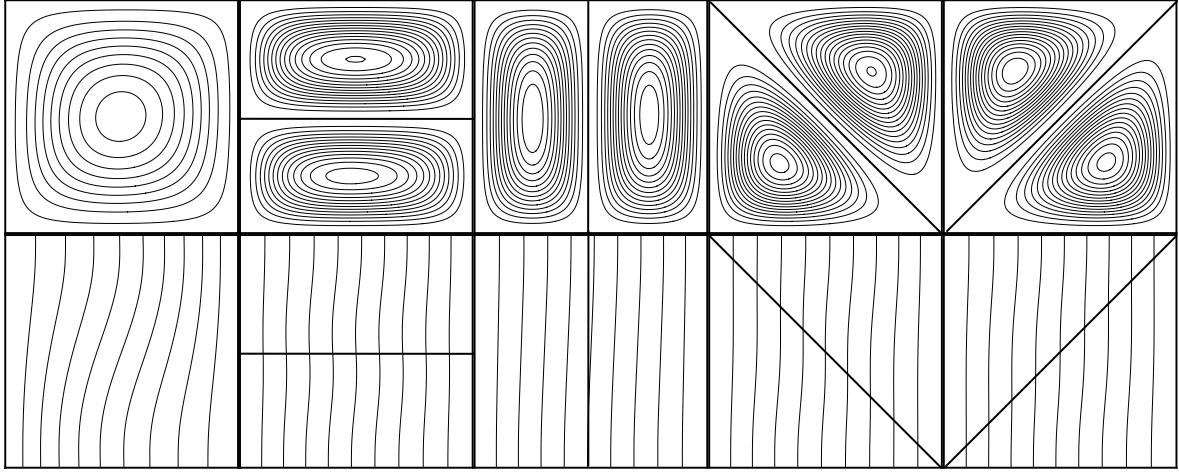
Salmun, H., Convection Patterns in a Triangular Domain, *International Journal of Heat Mass Transfer*, 38, 351-368, 1995.

Tablo 1. Değişik Rayleigh sayılarında farklı iç bölmelere göre sıcak ve soğuk yüzeydeki ortalama Nusselt sayıları.

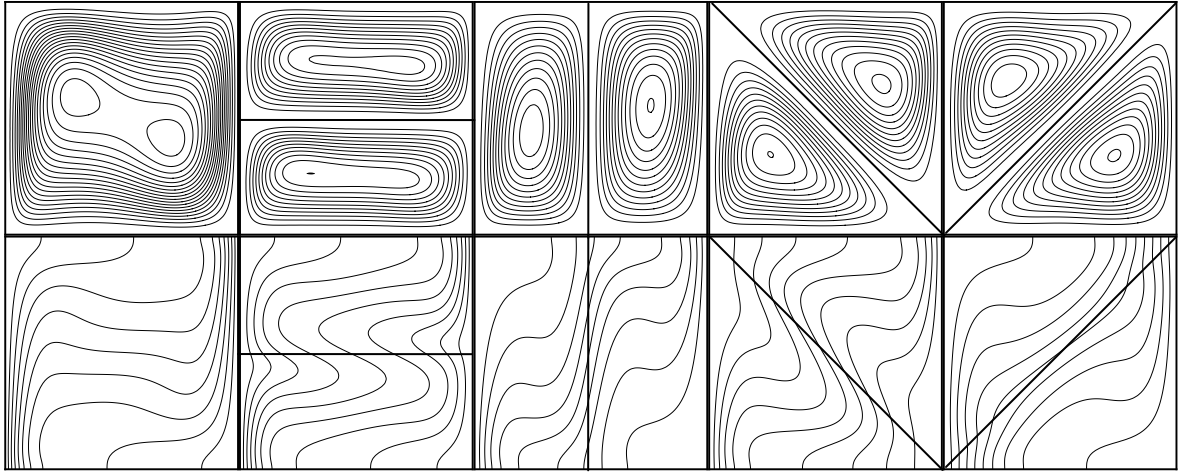
Ra	Geometri	\overline{Nu}_h	\overline{Nu}_c
10^3	Kare	1.053	1.053
	Yatay Engel	1.005	1.005
	Düşey Engel	1.002	1.002
	Sola Eğik Engel	1.004	1.004
	Sağa Eğik Engel	1.003	1.003
10^5	Kare	4.543	4.543
	Yatay Engel	3.457	3.457
	Düşey Engel	2.256	2.255
	Sola Eğik Engel	2.345	2.345
	Sağa Eğik Engel	2.290	2.290
10^7	Kare	17.341	17.339
	Yatay Engel	16.915	16.915
	Düşey Engel	8.083	8.081
	Sola Eğik Engel	9.840	9.837
	Sağa Eğik Engel	9.699	9.685



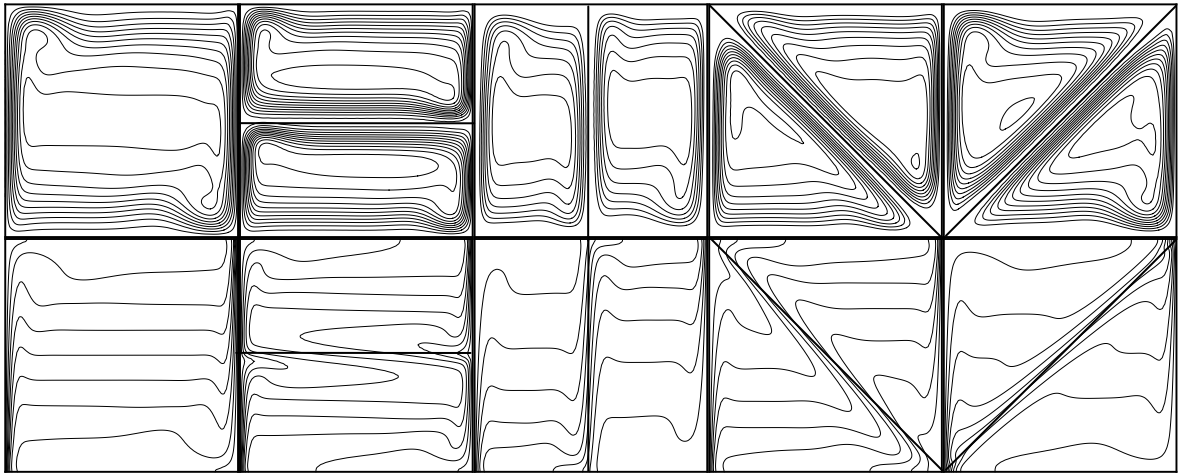
Şekil 7. Değişik Rayleigh sayılarında farklı iç bölmelere göre sıcak ve soğuk yüzeydeki ortalama Nusselt sayılarının değişimi.



a.) $Ra=10^3$ için akım çizgileri ve sıcaklık eğrileri



b.) $Ra=10^5$ için akım çizgileri ve sıcaklık eğrileri



c.) $Ra=10^7$ için akım çizgileri ve sıcaklık eğrileri

Şekil 8. Üç değişik Rayleigh sayısı için boş, yatay, düşey, sola ve sağa eğik iç bölmeli ortam için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri.