

DUBLEKS EV GEOMETRİSİNE SAHİP KAPALI ORTAMLARDA FARKLI ISITMA YÖNTEMLERİNİN DOĞAL TAŞINIMLA ISI TRANSFERİ ÜZERİNE ETKİLERİNİN SAYISAL ANALİZİ

Birol ŞAHİN

ÖZET

Dubleks ev benzeri kısmi olarak bölünmüş kapalı ortamlardaki doğal taşınım ile ısı transferi sayısal olarak incelendi. Kış sınır şartları altındaki doğal taşınım problemi, alttan ısıtma ve yan yüzeyden kısmi olarak ısıtma durumları için analiz edildi.

Belirlenen durumların her biri için elde edilen sayısal bulgular, çözüm bölgesi içerisindeki akım çizgileri, eş sıcaklık eğrileri, normalize edilmiş Nusselt sayılarının değişimi ve ortalama Nusselt sayıları olarak sunuldu. Doğal taşınım probleminin çözümü için geçerli olan Navier-Stokes denklemleri ve enerji denklemi boyutsuzlaştırılmış olup sonlu kontrol hacmi metodu kullanılarak SIMPLE algoritmasına göre çözüldü. Çalışma, laminer doğal taşınım ile ısı transferinin gerçekleştiği Rayleigh sayısının 10^4 - 10^7 aralığındaki değerleri için yapıldı. Kapalı ortam içerisinde kullanılan akışkanın hava olduğu kabulüyle Prandtl sayısı 0.72 alındı. Diğer taraftan, kış sınır şartlarında farklı ısıtma yöntemlerinin, ısı transferi ve ısıl konfor açısından önemli birer kontrol parametreleri olduğu sonucuna varıldı.

1. GİRİŞ

Genel olarak taşınım ile ısı transferi doğal ve zorlanmış 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 molekülün yoğunluğu azalacağından dolayı yer çekiminin tersi yönünde hareket eder, böylece bir kaldırma kuvveti meydana gelir. Genelde akışkanlar 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. Doğal taşınım ile ısı transferi, Rayleigh sayısına bağlı olarak laminer ve türbülanslı doğal taşınım olarak ikiye ayrılmaktadır. Kullanılan akışkana ve sınır şartlarına göre Rayleigh sayısının 10^3 - 10^7 aralığındaki değerleri için laminer doğal taşınım, Rayleigh sayısının 10^7 den büyük olması durumunda türbülanslı doğal taşınım geçerlidir.

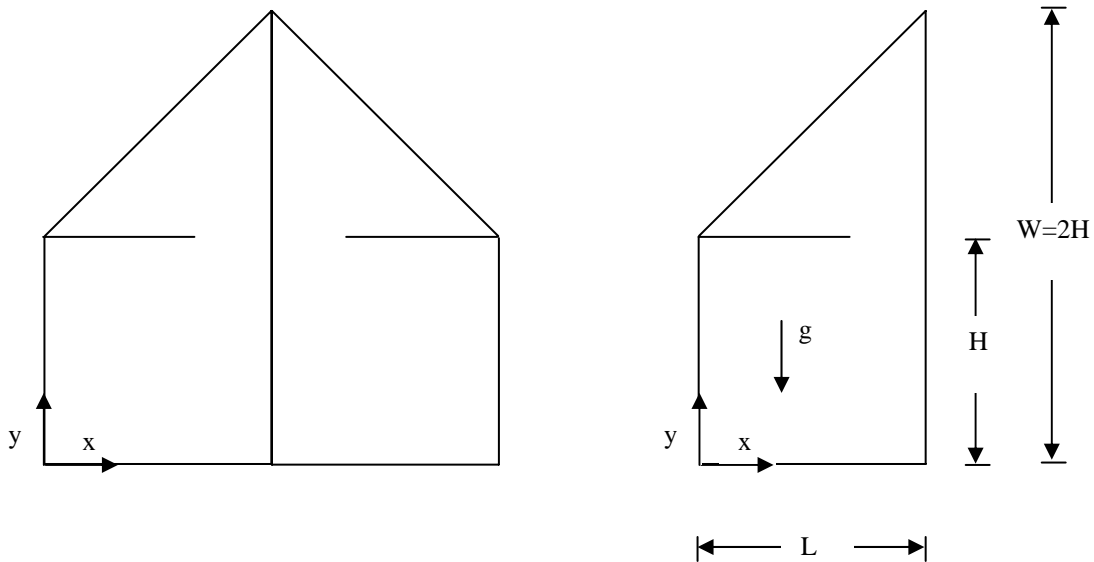
Kapalı ortamlarda doğal taşınım ile ısı transferi, günümüzde pek çok alanda uygulaması olan bir konudur. Genel olarak elektronik cihazların soğutulmasında, güneş enerjisinden yararlanılan sistemlerde, nükleer reaktörlerin soğutulmasında, damıtma işlemlerinde, kapalı ortamlarda ısıl konforun sağlanması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

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. Şahin ve Arıcı [1,10,11], yaptıkları çalışmalarda kapalı ortamların değişik konfigürasyonları ve farklı sınır şartları için sayısal çalışmalar yapmışlardır.

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. [2] tarafından çalışılmıştır. Corcione [3], alttan ısıtılmış, üstten soğutulmuş, yan duvarları farklı sınır şartlarındaki iki boyutlu kapalı ortamlarda meydana gelen doğal taşınım ile ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Davis [4], 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 kapalı bir ortamdaki laminar doğal taşınım problemi çözümleri Davis ve Jones [5] tarafından karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Karşılaştırma, değişik Rayleigh sayılarında elde edilen sonuçlar için yapılmıştır. Moukalled ve Acharya [6], 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 [7] tarafından incelenmiştir. Ostrach [8], kapalı ortamlardaki doğal taşınım problemi için geniş bir literatür araştırması vermiş olup problemlerin çözümü için önerilerde bulunmuştur. Salmun [12], 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. Shi ve Khodadadi [13], kapalı kare ortamın sıcak olan sol yüzeyine yerleştirilen kanatçığın ısı transferi üzerine etkisini, laminar doğal taşınım için sonlu kontrol hacmi metodunu kullanarak sayısal olarak çözmüşlerdir.

2. TEORİK ÇALIŞMA

İncelenen problem geometrisi Şekil 1 de verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi incelenen geometri dubleks ev benzeri kapalı ortam olup, geometri simetrik olduğu için modelin yarısı incelenmiştir.



Şekil 1. Dubleks ev benzeri kapalı ortam geometrisi.

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:

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

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

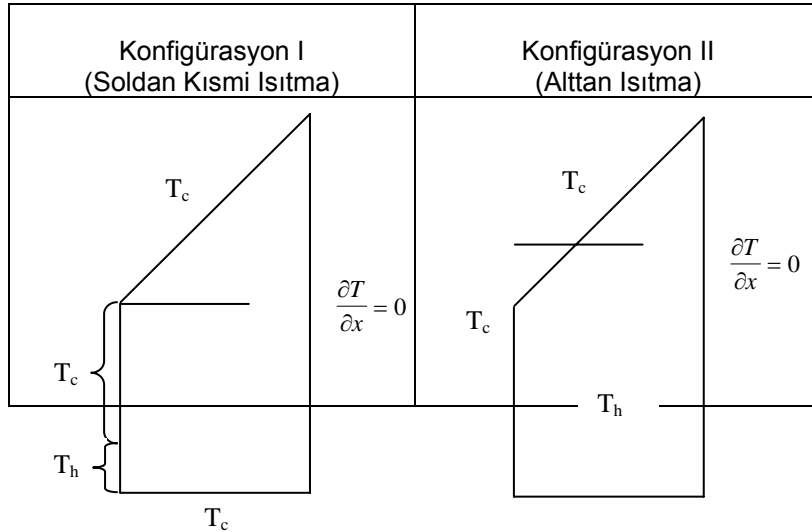
$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \quad (3)$$

Denklemlerde kullanılan boyutsuz büyüklükler şu şekildedir:

$$X = \frac{x}{H}, Y = \frac{y}{H}, U = \frac{uH}{\alpha}, V = \frac{vH}{\alpha}, T_o = \frac{T_h + T_c}{2}, \theta = \frac{T - T_o}{T_h - T_c}, P = \frac{\rho H^2}{\rho \alpha^2}$$

Eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri için karakteristik uzunluk sıcaklık farkının meydana geldiği H yüksekliğidir. Bu nedenle boyutsuzlaştırma yapılırken karakteristik uzunluk olarak trapezoidal ortamın kısa kenar yüksekliği alınmıştır. Çözüm bölgesi içerisinde duvar yüzeylerinde kaymama sınır koşulu geçerli olup akışkan özellikleri sabit alınmıştır.

Şekil 1 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, kapalı ortamın sol düşey uzunluğu üzerine yerleştirilmiştir. Trapezoidal ortam içerisinde kısa olan sol düşey duvarın L/4 ü uzunluğundaki kısmından ısıtma durumu konfigürasyon I, kapalı ortamın alttan ısıtılması durumu ise konfigürasyon II olarak adlandırılmıştır. Kapalı ortamın dış ortamla temasta bulunan yüzeylerinin soğuk olması durumu kış sınır şartı olarak adlandırılmıştır. Bütün durumlar için kapalı ortamın sağ tarafındaki duvarın, simetriden dolayı, yalıtılmış olduğu kabul edilmiştir. Çalışılan sınır şartları ve konfigürasyonlar Şekil 2 de gösterilmiştir:



Şekil 2. Kış sınır şartları altında çalışılan konfigürasyonlar.

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

$$Nu_{Cl} = -\frac{\partial\theta}{\partial X}\bigg|_{X=0} \quad \overline{Nu_{Cl}} = \int_0^{1/4} Nu_{Cl} dY \quad (\text{Sol duvardan kısmi ısıtma için})$$

$$Nu_{CII} = -\frac{\partial\theta}{\partial Y}\bigg|_{Y=0} \quad \overline{Nu_{CII}} = \int_0^1 Nu_{CII} dX \quad (\text{Alt duvardan ısıtma için})$$

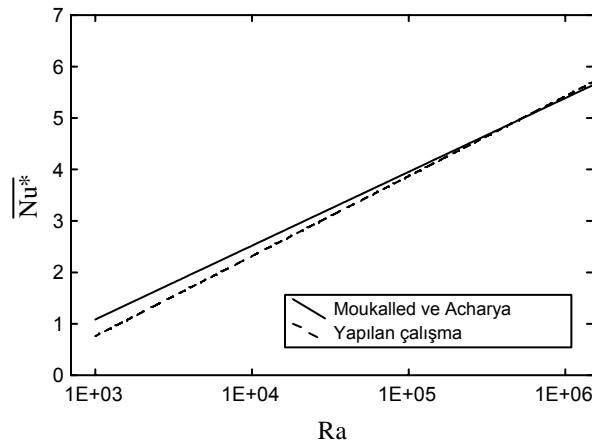
Normalize Nusselt sayısı, hesaplanan Nusselt sayısının iletim Nusselt sayısına bölünmesi ile elde edilmiştir. İletim Nusselt sayısı ise ortamdaki akışkanın hareketsiz olması durumu için ($Ra=0$), yani ısı transferinin sadece iletimle gerçekleştiğinin varsayıldığı durumda hesaplanan Nusselt sayısıdır ($\overline{Nu_o}$).

$$\overline{Nu^*} = \frac{\overline{Nu_{Cl,CII}}}{\overline{Nu_o}}$$

Çözüm için eliptik bir FORTRAN programı problemi çözecek şekilde geliştirilmiştir. Sayısal çalışma, iki boyutlu dikdörtgen ortamın 60x120 uniform ağ yapısına bölünmesiyle yapılmıştır. Problemi temsil eden iki momentum ve bir enerji denklemi sonlu kontrol hacmi yöntemiyle ayrıklaştırılmış ve ayrık denklemler iteratif olarak Patankar [9] tarafından verilen SIMPLE algoritması ile çözülmüştür. Momentum denklemleri için duvarlarda kaymama sınır koşulu olarak sıfır hız, enerji denklemi için sağ kenarda yalıtım sınır koşulu, diğer duvarlarda 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 0.72 olarak alınmıştır.

3. BULGULAR

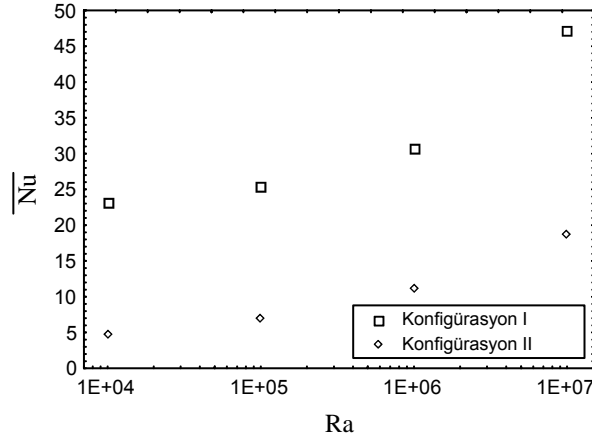
Verilen sınır şartları altında elde edilen bulgular, Rayleigh sayısının 10^4 - 10^6 değerlerinde trapezoidal ortam için normalize edilmiş Nusselt sayıları, akım çizgileri, eş sıcaklık eğrilerinin değişimleri Şekil 3-5 te sunulmuştur. Karşılaştırma yapmak amacıyla boş trapezoidal ortam için elde edilen normalize edilmiş ortalama Nusselt sayıları, Moukalled ve Acharya [6] tarafından yapılan çalışma ile karşılaştırılmıştır. Şekil 3 ten de görüleceği gibi elde edilen sonuçlarla literatürde verilen sonuçlar benzerlik göstermektedir.



Şekil 3. Yapılan çalışma ile Moukalled ve Acharya [6] tarafından elde edilen sonuçların karşılaştırılması.

Şekil 4 ten görüldüğü gibi ısı transferi konfigürasyon I de diğer konfigürasyona göre daha yüksek olmaktadır. Kış sınır şartları altında iki ayrı konfigürasyon için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin Rayleigh sayısına göre değişimleri Şekil 5 te verilmektedir. Her bir durum için oluşturulan şekillerin sol tarafına yerleştirilen kapalı ortama akım çizgisi, sağ tarafına yerleştirilen kapalı ortama ise eş sıcaklık eğrileri çizilmiştir.

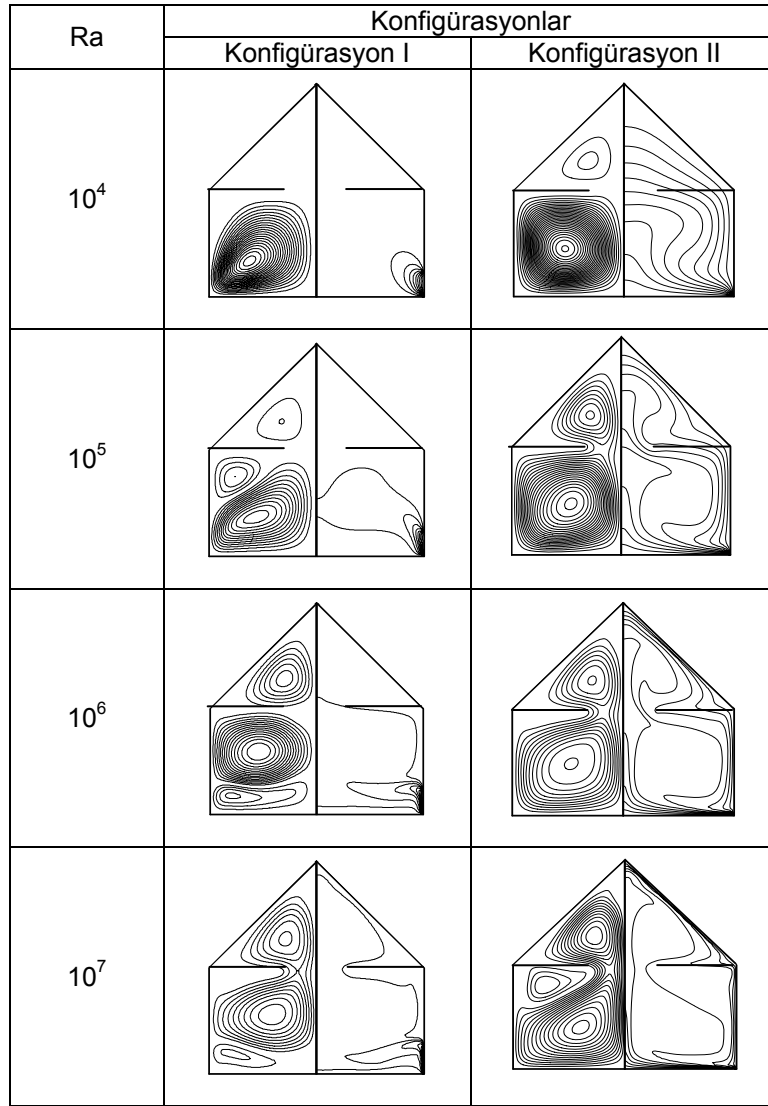
Kış sınır şartları için elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri, akış alanının sıcaklık alanı üzerindeki etkisini açık olarak göstermektedir. Akış ve sıcaklık alanları üzerinde hem Rayleigh sayısı hem de ısıtma yöntemi önemli birer parametredir. Şekil 4 te görüldüğü gibi artan Rayleigh sayısıyla birlikte doğal taşınım ile ısı transferi de artmaktadır.



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

Şekil 5 ten görüldüğü gibi konfigürasyon I uygulamasındaki kısmi ısıtma yönteminde her ne kadar ısı transferi diğerine göre daha fazla olsa da, eş sıcaklık eğrilerinin değişimi göz önüne alındığında kapalı ortam içerisinde uygun bir ısı konforu sağlanamadığı görülmüştür. Alt ve üst bölgede birbirinden hemen hemen bağımsız gelişen akış alanlarının etkisi sıcaklık alanına da benzer tarzda bağımsız olarak yansımaktadır. Kapalı ortamın yaşamsal alan olarak kullanılabilir büyük bir kısmında soğuk havanın hakim olduğu görülmektedir. Bu durum ısı konforu açısından istenmeyen bir durumdur.

Konfigürasyon II uygulamasında ise akım çizgileri her iki bölgede birbirine bağımlı olarak gelişmekte ve sonuç sıcaklık alanına da o şekilde yansımaktadır. Isıl konfor açısından eş sıcaklık eğrilerinin dağılımı göz önüne alındığında daha uygun şartların sağlandığı görülmüştür. Kapalı ortamın yaşamsal alan olarak kullanılabilir büyük bir kısmında ılık olarak kabul edilen havanın hakim olduğu görülmektedir.



Şekil 5. Kış sınır şartları altında farklı konfigürasyonlarda Rayleigh sayısının $10^4 - 10^7$ değerleri için elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri.

SONUÇLAR

Bulguların karşılaştırmalı analizinden, kış sınır şartlarında farklı ısıtma yöntemlerinin kapalı ortamlardaki toplam ısı geçişini önemli ölçüde etkilediği sonucu çıkarılmıştır. Kış sınır şartlarında yan yüzeyden kısmi ısıtmada doğal taşınım ile ısı transferi alttan ısıtmaya göre daha fazla olmasına rağmen ısı konfor açısından uygun olmadığı görülmüştür. Kapalı ortamın yaşamsal alan olarak kullanılacak büyük bir kısmında soğuk havanın hakim olduğu görülmektedir. Bu durum ısı konfor açısından istenmeyen bir durumdur. Kısmi ısıtmada ısı konforunun sağlanabilmesi için ısıtma yüzeyinin artırılması ve/veya farklı yüzeylerden ısıtma yapılması gerektiği sonucuna varılmıştır.

Altan ısıtmanın uygulandığı durumlarda kapalı ortam içindeki büyük bir alanda ılık olarak kabul edilebilecek havanın hakim olduğu daha uygun ısı konfor şartları sağlanmıştır.

Her iki ısıtma yöntemi için artan sıcaklık farkına bağlı olarak ısı transferinin de arttığı görülmüştür.

Kullanılan semboller

| | |
|-------------------|---|
| H, L | kapalı ortamın kısa düşey kenar yüksekliği, kapalı ortamın uzunluğu |
| Nu | Nusselt sayısı |
| Nu _{x,y} | yerel Nusselt sayısı |
| Nu _o | sadece iletimin meydana geldiği Nusselt sayısı |
| \overline{Nu} | ortalama Nusselt sayısı |
| Nu* | normalize edilmiş ortalama Nusselt sayısı |
| P | boyutsuz basınç |
| Pr | Prandtl sayısı, ν / α |
| Ra | Rayleigh sayısı, $\rho g \beta (T_h - T_c) L^3 / (\mu \alpha)$ |
| T, \square | sıcaklık, boyutsuz sıcaklık |
| u, U | yatay hız bileşeni, boyutsuz yatay hız bileşeni |
| v, V | düşey hız bileşeni, boyutsuz düşey hız bileşeni |
| W | uzun düşey kenar yüksekliği |
| x, X | yatay koordinat, boyutsuz yatay koordinat |
| y, Y | düşey koordinat, boyutsuz düşey koordinat |

Alt indisler

| | |
|-----|----------------------|
| c | Soğuk yüzey |
| h | Sıcak yüzey |
| CI | 1 nolu konfigürasyon |
| CII | 2 nolu konfigürasyon |

KAYNAKLAR

- [1] Arıcı, M.E. ve Şahin, B., "İki Levha Arasındaki Laminer Akışta Değişken Duvar Kalınlığının Isı Transferine Etkisinin Sayısal Analizi", 14.Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi ULIBTK, Isparta, 2003
- [2] Aydın, 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.
- [3] Corcione, M., Effects of the Thermal Boundary Conditions at the Sidewalls upon Natural Convection in Rectangular Enclosures Heated from Below and Cooled from Above, *International Journal of Thermal Sciences*, 42, 199-208, 2003.
- [4] 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.
- [5] 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.
- [6] 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.
- [7] Moukalled, F., Darwish, M., Natural Convection in a Partitioned Trapezoidal Cavity Heated from the Side, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 43, 543-563, 2003.
- [8] Ostrach, S., Natural Convection in Enclosures, *Journal of Heat Transfer*, 10, 1175-1190, 1988.
- [9] Patankar, S. V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw Hill, New York, 1980.
- [10] Şahin, B., Arıcı, M.E., "Kapalı Kare Ortamlarda Yatay, Düşey ve Eğik İç Bölmelerin Doğal Taşınım İle Isı Transferine Etkisinin Sayısal İncelenmesi", 15.Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi ULIBTK, Trabzon, 2005
- [11] Şahin, B., Arıcı, M.E., "Dubleks Ev Benzeri Kapalı Ortamlarda Doğal Taşınım İle Isı Transferinin Sayısal İncelenmesi", 16.Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi ULIBTK, Kayseri, 2007



- [12] Salmun, H., Convection Patterns in a Triangular Domain, *International Journal of Heat Mass Transfer*, 38, 351-368, 1995.
- [13] Shi, X., 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, 624-634, 2003.

ÖZGEÇMİŞ

Birol ŞAHİN

1977 yılı Trabzon doğumludur. 1998 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversiteden 2002 yılında Yüksek Mühendis ünvanını almıştır. 2000-2007 yılları arasında KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsünde Araştırma Görevlisi, 2007 yılından itibaren KTÜ Beşikdüzü Meslek Yüksekokulunda Öğretim Görevlisi olarak görev yapmaktadır. Doğal taşınım ile ısı transferi ve birleşik ısı transferi konularında çalışmaktadır.