

Cidarına Isıtıcı Yerleştirilmiş Kapalı Kutu İçindeki Su Bazlı Nanoakışkanların Laminer Doğal Taşınım ile Isı Transferi

Zerrin SERT, Çisil TİMURALP

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Eskişehir.
e-posta: zbocu@ogu.edu.tr, e-posta: cisil@ogu.edu.tr

Geliş Tarihi: 11.06.2014; Kabul Tarihi: 02.04.2015

Özet

Bu çalışmada, dik kenarlardan biri soğutulurken diğeri ısıtılan, alt ve üst kenarları yalıtılmış, bir kare kutu ele alınmıştır. Kapalı kare kutunun içi, tek faz olarak ele alınan su bazlı nanoakışkan ile doludur. Nanopartikül olarak Cu, Al₂O₃ ve TiO₂ seçilmiştir. Çalışmada katı partiküllerin hacim fraksiyonunun $0.0 \leq \varphi \leq 0.2$ aralığındaki değerleri göz önüne alınmıştır. Kare kutunun, sol dik kenardaki ısıtıcı konumu, içindeki su bazlı nanoakışkan çeşidi ve katı hacim fraksiyonu değiştirilerek, sürekli rejimde laminer doğal taşınım ile meydana gelen ısı geçişi sayısal olarak incelenmiştir. Sol dik kenarda iki farklı parçalı ısıtıcı kullanımının ısı geçişine ve hava sirkülasyonuna etkisi araştırılmıştır. Bu esnada sisteme giren ısı sabit tutulmuş, ısıtıcı ve soğuk duvar izotermal kabul edilmiştir. Yönetici denklemler; süreklilik, yoğunluk farkı için Boussinesq yaklaşımının kullanıldığı Navier-Stokes denklemleri ve enerji denklemi Fluent® yazılımı aracılığıyla çözülmüştür. Çözümde SIMPLE algoritması ve taşınım terimlerinin ayrıştırılmasında ikinci mertebeden ayrıştırma seçeneği kullanılmıştır. Rayleigh sayısı $10^3 - 5 \times 10^8$ arasında değiştirilmiş, sürekli rejimde ısıtıcıdan ortama geçen ısının hesabının bir ölçüsü olarak soğuk duvar yüzeyi üzerinden ortalama Nusselt sayısı hesaplanmıştır. Bu parametrik çalışma sonucunda Rayleigh sayısı, ısıtıcıların konumu, seçilen su bazlı nanoakışkan çeşidi ve katı partiküllerin hacim fraksiyonu değiştirilerek parametrik analizleri yapılmış, ısıtıcıların soğutulması açısından elde edilen sayısal değerler, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri ile verilmiştir.

Anahtar kelimeler

Isı geçişinin iyileştirilmesi;
Nanoakışkanlar, Kapalı kutu; Doğal taşınım;
Ortalama nusselt sayısı.

Laminar Natural Convection Heat Transfer of Water-Based Nanofluids in Square Enclosure Containing Heater

Abstract

In this study, a square enclosure is analyzed while one of the vertical side is cooling and the left vertical side is heating. The top and the bottom sides are isolated. The inside of the enclosure is filled with a single-phase, water-based nanofluid. Cu, Al₂O₃ and TiO₂ are selected as of nanoparticles. The volume fraction of solid particles is in the range $0.0 \leq \varphi \leq 0.2$. Steady laminar natural convection heat transfer in the enclosure, while changing the type and the volume fraction of nanoparticle and the position of heater on the left vertical side, is investigated numerically. The effect of using two discrete heaters on the heat transfer and flow circulation is investigated. The total heat strength of the discrete heaters, which are the only source of heat to the system, is kept constant. The heater and cold side are

Keywords

Heat transfer enhancement;
Nanofluids;
Enclosures; Natural convection; Mean nusselt number.

isothermal. The governing equations; continuity equation, Navier-Stokes equations and the energy equation along with Boussinesq approximation are solved using the Fluent® software. The SIMPLE algorithm and second order upwind scheme was used in the discretization of transport terms. Rayleigh number is chosen as $10^3 - 5 \times 10^8$ and as a measure of the steady state convection heat transfer, the average Nusselt number over the cold surface is calculated. In this parametric study, the position of heater, the type of water-based nanofluid and the volume fraction of solid particles are changed and parametric analyses are conducted. As a result, obtained numerical values and the contours of temperature and stream function for cooling of heaters are given.

© Afyon Kocatepe Üniversitesi

1. Giriş

Doğal taşınım, mühendislikte birçok uygulamada karşılaştığımız ısı geçişi süreçlerinden biridir. Farklı sıcaklıklara ulaşan akışkanın yoğunluk farkının sebep olduğu hava dolaşımı nedeniyle akışkanın fan, vantilatör vb. araçlarla devir daim yaptırmaya gerek yoktur. Bu nedenle ucuz bir alternatif oluşturma sebebiyle özellikle elektronik cihazların soğutulmasında doğal taşınım ile ısı transferinden yararlanılmaktadır. Hava ve su gibi akışkan kullanılarak doğal taşınım ile ısı transferi çalışmalarını kapsayan literatürde birçok makale mevcuttur. Bilindiği üzere bu akışkanlar düşük ısı iletkenlik katsayısına sahiptirler. Elektronik cihazların performanslarının yükseltilmesi ve mümkün olduğu kadar boyutlarının küçültülmesi için kullanılan akışkanların yüksek oranda ısı geçişi gerçekleştirmeleri istenir. Son yıllarda nano teknolojideki gelişmeler sayesinde ısı transfer karakteristiklerinin artırılması için baz akışkan içerisine ısı iletkenlik değeri baz akışkandan daha yüksek olan farklı büyüklüklerde partikül katılması ile yüksek ısı iletkenliğine sahip yeni akışkanlar elde edilmesine olanak sağlamıştır. Nano teknolojideki gelişmeler ile yüksek ısı iletkenliğe sahip akışkan kullanarak yapılan çalışmalar yeni bir korelasyonu literatüre katmışlardır. Jou ve Tzeng (2006), Cu-su nanoakışkan içeren kapalı kare kutularda ısı transferini incelemişlerdir. Kutunun incelik oranının azalmasıyla ortalama Nusselt sayısının arttığını görmüşlerdir. Ho vd. (2008), içerisinde su bazlı Al_2O_3 bulunan kare kapalı kutularda laminar doğal taşınım ısı transferini

literatürde yerini almıştır. Pak ve Choe (1998) yaptıkları çalışmada, Al_2O_3 (13 nm) ve TiO_2 (27 nm) nanopartikül ilaveli su bazlı nano akışkan kullandıklarında ϕ ve Re 'nin artması ile Nu sayısının arttığını tespit etmişlerdir. Li vd.(2012), Cu (25 nm) – su bazlı nanoakışkan kullanarak saf suya göre ısı transferi katsayısında %52'ye varan artış olduğunu gözlemlemişlerdir. Wen ve Ding (2004), Al_2O_3 (26-56 nm) – su bazlı nano akışkan kullandıkları çalışmalarında saf suya göre $\phi = 0.16$ için ısı transferindeki artışın % 41 olduğunu gözlemlemişlerdir. Jung vd. (2006), Al_2O_3 (10 nm) – su bazlı nanoakışkan kullandıkları çalışmalarında ısı transferi katsayısındaki artışın % 32 olduğunu hesaplamışlardır. Nanoakışkan içeren kapalı ortamlarda doğal konveksiyon ile ısı transferi üzerine de çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalardan birinde, Khanafer vd. (2003), su bazlı bakır nano partiküllü kare kutularda doğal taşınım ısı transferini nümerik olarak incelemişlerdir. Dikey duvarlardan biri sıcak karşı duvarı soğuk tutulurken, alt ve üst duvarları yalıtılmıştır. Çalışmalarında katı hacim fraksiyonu ve Grashof sayısı değişiminin ısı transferi üzerine etkilerini gözlemlemişlerdir. Elde ettikleri verilere dayanarak Nusselt sayısının, katı hacim fraksiyonu ve Grashof sayısı ilişkisini veren nümerik olarak çalışmışlardır. Nanoakışkana ait dinamik viskozite ve termal ısı iletkenlik değerleri için dört farklı model kullanmışlardır. Çalışmalarında $Ra=10^3-10^6$ ve katı hacim fraksiyonu % 0-4 oranında değiştirmişlerdir. Öztöp ve Abunada (2008), su bazlı Al_2O_3 , Cu, TiO_2 nanoakışkan ile düşey bir duvardan kısmi olarak ısıtılan kapalı kare

kutularda doğal konveksiyonu incelemiştir. Çalışma parametreleri $0.5 \leq L/H \leq 2$, $10^3 \leq Ra \leq 5 \times 10^5$, $0.0 \leq \varphi \leq 20$ (%) olarak almışlardır. Isıtıcı uzunluğunun ve kullanılan nanoakışkanın kesir oranının artması ile ısı transferinin arttığını tespit etmişlerdir. Ayrıca nanoakışkan kullanımı ile ısı transferindeki artışın kapalı ortam L/H oranının küçük değerleri için büyük değerlere oranla daha fazla olduğunu göstermişlerdir. Öğüt (2009), komşu duvarları farklı şekilde ısıtılmış, diğer duvarların yalıtılmış olduğu eğik kare kapalı kutu içindeki Cu, Ag, Al₂O₃ nanoakışkanların daimi, laminar doğal taşınım akışı nümerik olarak incelemiştir. Çalışma parametreleri, $10^4 \leq Ra \leq 10^6$, kapalı bölge eğim açısı 0° ve 120°, katı hacim fraksiyonu 0-0.2 arasında değiştirilmiştir. Sonuçlarında Rayleigh sayısı, eğim açısı ve katı hacim fraksiyonunun akış ve ısı transferi üzerinde önemli etkileri olduğunu göstermiştir. Öztuna ve Kahveci (2013) yaptıkları çalışmalarında, kısmi bölmeli kapalı bir kutuda su-bazlı nanoakışkanların doğal taşınım ile ısı transferini incelemiştir. Bölme yeri 0.2, 0.4, 0.6 ve 0.8, bölme uzunluğu için 0.25, 0.5, 0.75 ve 1 değerlerini alarak parametrik analiz yapmışlardır. Cu, CuO, Al₂O₃ nanopartiküllü nanoakışkanda katı hacim fraksiyonu %0-0.1 arasında, Rayleigh sayısı 10^4 ile 10^6 arasında değerler alarak çözümler elde etmişlerdir. Sonuçlarında; ısı transferinin artan bölme uzunluğu ile önemli mertebede düştüğünü, nanopartikül kullanımı ile arttığını göstermişlerdir. Ayrıca bölme sıcak duvardan uzaklaştıkça küçük Rayleigh sayıları için ortalama Nusselt sayısında önce bir azalma sonra bir artış; büyük Rayleigh sayıları için ise önce bir artış sonra bir azalma gözlemlenmiştir. Abu-nada ve Öztop (2009), düşey duvardan ısıtıp karşı duvardan soğutulan içinde su-Cu nanoakışkanlı kapalı kutularda eğim açısının ısı transferine etkilerini nümerik olarak incelemiştir. Kahveci (2010), eğimli kare kutularda karşılıklı iki duvar soğutulup ısıtılırken, alanı maksimum seviyede tutulması amaçlanmaktadır. Bununla birlikte, ısı transfer alanının maksimum seviyede tutma stratejisi mikro işlemciler ve mikro elektro mekanik sistemlerde uygulanamamaktadır, çünkü ısı transferi alanını artırmak için konstrüksiyon boyutlarının artırılması

içerisinde su bazlı 5 farklı nanoakışkan kullanarak doğal taşınım ısı transferini incelemiştir. Çalışma parametrelerini $10^4 \leq Ra \leq 10^6$, katı hacim fraksiyonunu % 0-20, kutu eğimini 0°-90° aralığında seçmiştir. Sonuçlarında maksimum ısı transferini Ra=10⁴ için 45° eğimli, Ra=10⁵ ve 10⁶ değerinde ise 30° eğimli kapalı kutularda elde edildiğini tespit etmiştir. Mahmoodi (2011) çalışmasında, kapalı kare kutunun ortasına sıcak ince bir plaka ısıtıcı yerleştirerek su-bazlı nanoakışkanların doğal taşınım ile ısı transferini incelemiştir. Kapalı kutunun dikey duvarları soğuk, alt ve üst duvarlar yalıtılmıştır. Çalışmada ısıtıcı konumu ve boyutu değiştirilmiştir. Ben-Cheikh vd. (2013) çalışmalarında alt duvar üzerine yerleştirilen ısıtıcı ısı yükünü fonksiyon ile tanımlamışlar, diğer üç duvar soğutulmuş kapalı kare kutu içerisinde farklı nanopartiküller ile doğal taşınımını incelemiştir. Çalışmalarında katı hacim fraksiyonu ve Rayleigh sayısı değiştirilmiştir. Ra=10⁶ için akışkan olarak saf su seçildiğinde akış düzensiz iken, nanopartiküllü akışkanın katı hacim fraksiyonu artırıldığında akışın düzenli hale geldiğini gözlemlemişlerdir. Son yıllarda, triboloji alanındaki araştırmalarda da, yağlayıcı özellikteki yağların içerisine nanopartikül [CuO (Hernández Battez et al. 2007), TiO₂ (Ingole et al. 2013), MoS₂ (Kalin et al. 2012), Al₂O₃/SiO₂ (Jiao et al. 2011), Cu (Zhang et al. 2011), Fe₃O₄ (Zhou et al. 2013)] ilave edilmesiyle birlikte yağlayıcı tabakanın yük taşıma kapasitesinin ve aşınmaya karşı direncinin arttığı, sürtünmenin ise azaldığını tespit etmişlerdir. Bu özelliklerinden ötürü nano akışkanlar, soğutucu/yağlayıcı özellikleri ile endüstride imalat, taşımacılık, enerji ve elektronik gibi bölümlerde uygulama alanı bulabilmektedir (Saidur et al. 2011). Isı transferini geliştirmek için en yaygın yöntemlerden birisi ısı transfer yüzey alanını maksimum seviyeye getirmek olup, radyatör gibi birçok ısı değiştiricisi tasarlanırken ısı transfer

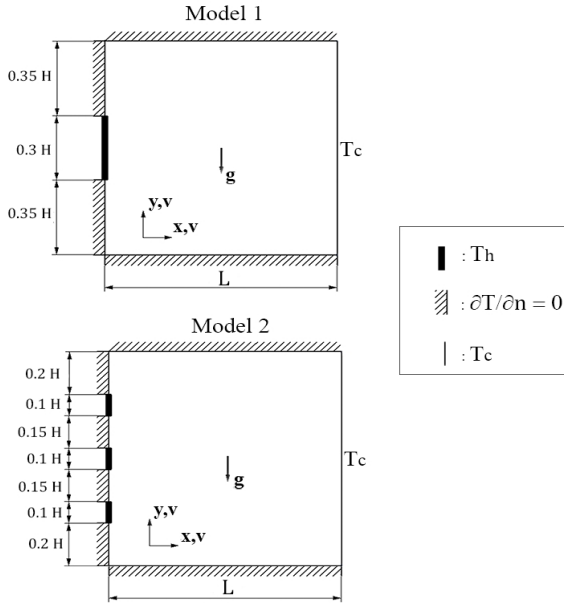
sisteme bağlı olarak mümkün olmamaktadır. Özellikle havacılık ve otomotiv sistemlerinde, ısı transferi alanının artırılması ile istenilmeyen ağırlık artışı meydana gelmektedir (Saidur et al. 2011). Bu sebeplerden ötürü konstrüksiyona bağlı ısı transferi yüzey alanının arttırılmadığı durumlarda nano

akışkan kullanılarak ısı transferinin iyileştirilmesi sağlanabilmektedir.

Diğer çalışmalarda kapalı kutunun ısıtılan yüzeyi tüm kenarı kaplarken, bu çalışmada kısmi olarak yerleştirilen ısıtıcının ayrık ve bitişik yerleştirilmesi ile ısı ve akış analizinde meydana gelen farklılıklar nümerik olarak incelenmiştir. Ayrıca nanopartiküllü akışkanın katı hacim fraksiyonu ve Rayleigh sayısı değerleri değiştirilerek ısı transferinde meydana gelen değişimler gözlenmiştir.

2. Matematik Model

Yüksekliği H , eni L olan kare kapalı kutunun alt ve üst yüzeyleri ile ısıtıcısız yüzeyleri yalıtılmıştır. İncelenen sistem geometrisi Şekil 1'de verilmiştir.



Şekil 1. İki farklı modele ait geometrinin koordinat sistemi ve sınır şartları.

Kapalı kutu içerisindeki baz akışkanın ve nanopartiküllerin aynı hızla aktığı ve termodinamik dengede olduğu kabul edilmiştir. Sol dik kenara yerleştirilen ısıtıcılar için Şekil 2'deki gibi iki farklı model ele alınmıştır. Soğutmanın gerçekleştiği soğuk duvar sıcaklığı T_c , ısıtıcıların sıcaklığı T_h olarak alınmıştır. Laminer doğal taşınım ile akış ve ısı Nanoakışkanın efektif yoğunluğu, ısı kapasitesi ve termal genişleme katsayısı sırasıyla,

$$\rho_{nf} = (1-\phi)\rho_f + \phi\rho_s \quad (5)$$

$$(\rho c_p)_{nf} = (1-\phi)(\rho c_p)_f + \phi(\rho c_p)_s \quad (6)$$

geçişini analiz edebilmek için yönetici denklemlerin çözümlenmesi gerekir. Bu yüzden içerisinde nanoakışkanın bulunduğu kapalı bir kutuda aşağıda verilen iki boyutlu Kartezyen koordinat sisteminde süreklilik, momentum ve enerji denklemi Boussinesq yaklaşımı kullanılarak çözülmüştür.

Isı ve akış analizleri sırasıyla; süreklilik, momentum ve enerji denklemleri çözümlenerek elde edilmiştir ve denklemler aşağıda verilmiştir.

Süreklilik denklemi,

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

x-momentum denklemi,

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

y-momentum denklemi,

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g\beta(T-T_\infty) \quad (3)$$

Enerji denklemi,

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_{nf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

Burada u ve v sırasıyla x ve y yönlerindeki boyutlu hız bileşenleri, β ısıl genişleme katsayısı, α ısı yayılım katsayısı, ν kinematik viskozite, g yerçekimi ivmesi, P basınç, ρ akışkanın yoğunluğu, T sıcaklıktır. nf , f ve s alt indisleri ise sırasıyla nanoakışkan, sıvı ve katı partikülleri temsil etmektedir. α_{nf} nanoakışkanın ısı yayılım katsayısı ve ν_{nf} nanoakışkanın kinematik

viskozitesi olup sırasıyla $\alpha_{nf} = \frac{k_{eff}}{(\rho c_p)_{nf}}$ ve

$\nu_{nf} = \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}}$ şeklinde tanımlanmıştır.

$$(\rho\beta)_{nf} = (1-\phi)(\rho\beta)_f + \phi(\rho\beta)_s \quad (7)$$

şeklinde ifade edilmektedir (Öztop ve Abu-Nada (2008), Khanafer vd. (2003)). Burada ϕ katı partiküllerin hacim fraksiyonudur. Nanoakışkanın dinamik viskozitesini ifade etmek için Brinkman

(1952) tarafından önerilen aşağıdaki model kullanılmıştır.

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\varphi)^{2.5}} \quad (8)$$

Nanoakışkanın ısı iletim katsayısı için Yu ve Choi (2003) tarafından önerilen aşağıdaki model kullanılmıştır. Yu ve Choi (2003) geliştirdikleri model sonuçlarını nanoakışkanlar için yapılmış pek çok deneysel verilerle karşılaştırmışlar ve modellerinin deneysel sonuçlarla çok iyi uyum sağladığını görmüşlerdir. Bu çalışmada sıvı tabaka kalınlığının orijinal partikül yarıçapına oranı $\gamma = 0.1$ alınmıştır.

$$k_{eff} = k_f \frac{k_s + 2k_f + 2\varphi(k_s - k_f)(1+\gamma)^3}{k_s + 2k_f - \varphi(k_s - k_f)(1+\gamma)^3} \quad (9)$$

Tüm duvar cidarlarında hız bileşenleri için kaymanın olmadığı koşullar geçerlidir. Sınır koşullar aşağıda verilmiştir:

$$\text{Kanal duvarlarında, } u = v = 0$$

$$\text{Isıtıcılarda, } T = T_h$$

$$\text{Soğuk kenarda, } T = T_c \quad (10)$$

$$\text{Adyabatik duvarlarda, } \frac{\partial T}{\partial n} = 0$$

Burada h sıcak, c soğuk duvarı ve n duvara dik (x veya y) doğrultuyu temsil etmektedir.

Boyutsuz sayılardan Rayleigh ve Prandtl sayısı aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$Ra = \frac{g \beta_f H^3 (T_h - T_c)}{\nu_f \alpha_f}, Pr = \frac{\nu_f}{\alpha_f} \quad (11)$$

Soğuk duvar için ortalama Nusselt sayısı

$$Nu_c = \frac{1}{H \Delta T} \int_{y=0}^H - \frac{k_{eff}}{k_f} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=L} dy \quad (12)$$

yukarıdaki şekilde yüzey integrali alınarak hesaplanmıştır.

Baz akışkan su için $Pr = 6.2$ kabul edilmiş ve Rayleigh sayısı 10^3 ve 5×10^8 arasında değiştirilmiştir.

belirtmişlerdir. Duangthongsuk ve Wongwises (2010) ise ortalama boyutları 21 nm ve hacimsel fraksiyonu %0.2-2 arasında değişen TiO_2 nanopartiküllü s esaslı nano akışkanın analizini

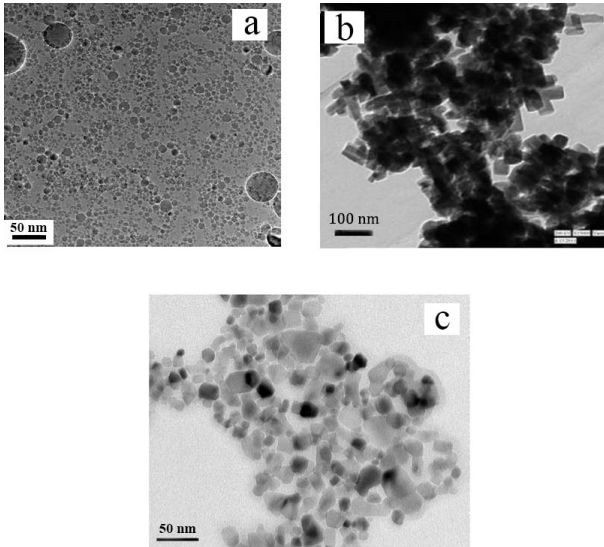
Bu çalışmada nanopartikül olarak Cu, TiO_2 ve Al_2O_3 seçilmiş ve katı partiküllerin hacimsel fraksiyonu için $0.0 \leq \varphi \leq 0.2$ arasında değerler alınmıştır. Akışkanın ve katı partiküllerin termofiziksel özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Baz akışkan suyun ve nanopartiküllerin termofiziksel özellikleri.

Fiziksel Özellikler	Su			
	(Baz Akışkan)	Cu	TiO_2	Al_2O_3
ρ (kg / m^3)	997.1	8954	4250	3970
c_p (J / kgK)	4179	383	686.2	765
k (W / mK)	0.6	400	8.9538	40
$\alpha \times 10^{-7}$ (m^2 / s)	1.43	1166.39	30.7021	131.707
$\beta \times 10^{-6}$ ($1 / K$)	210	16.7	9	8.5

Şekil 2'de, Tablo 1'de verilen (a) Al_2O_3 , (b)Cu ve (c) TiO_2 nanopartiküllerine ait TEM görüntüleri verilmiştir. Lee vd. (2008), su esaslı bir nano akışkan içerisine ortalama boyutları 30 nm olan Al_2O_3 nano partiküllerinden %0.01-0.3 hacimsel oranda ilave etmişler ve nanoakışkanın termal iletkenliğinin nanopartikül ilave edilmediği duruma kıyaslandığında termal iletkenlik özelliğinde bir artış söz konusu olduğunu belirtmişlerdir. Kole ve Dey (2013), Cu nanopartikül ilave edilmiş nanoakışkan üzerine yaptıkları çalışmada akışkanın bazı termal özelliklerini araştırmışlardır. Kullandıkları nano partiküllerin ortalama boyutu 40 nm'dir ve su esaslı akışkan içerisine %0.005-0.5 hacimsel fraksiyonda partikül ilave etmişlerdir. Yapılan analizlerin sonucunda, %15 oranında termal iletkenliğin arttığı, %27 oranında ise termal direncin düştüğünü

yapmışlardır. Yaptıkları analizlerde, $\varphi = 1$ 'de maksimum değeri %26 olan ısı transferi katsayısını elde etmişlerdir.



Şekil 2. a) Al₂O₃ (Lee et al. 2008), b) Cu (Kole ve Dey 2013) c) TiO₂ (Duangthongsuk ve Wongwises 2010).

3. Nümerik Yöntem

Denklem (1) - (4) ayırıklaştırma yöntemi olarak (FVM) sonlu hacim metodu ile konveksiyon terimlerinde ikinci mertebeden şema, çözüm algoritması olarak SIMPLE algoritması kullanılarak Fluent® paket programı ile çözülmüştür.

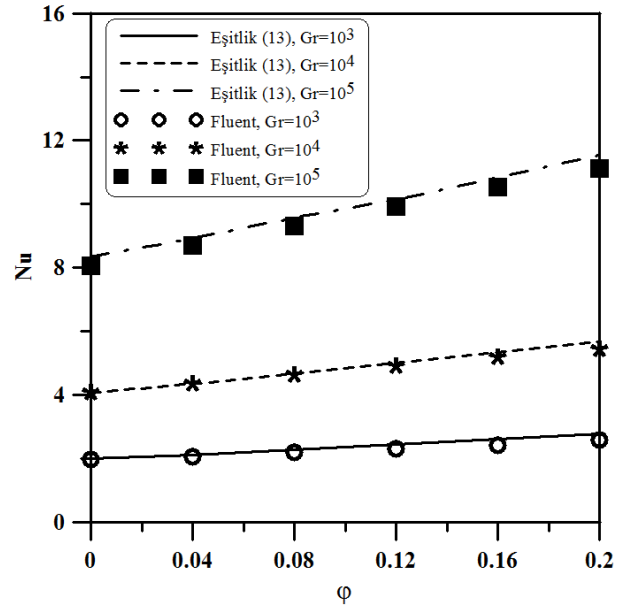
Kullanılan model ve çözümlerin ızgara yapısından bağımsız olup olmadığının araştırılması amacıyla, klasikleşen ve programlar için test problemi olarak kullanılan, dik yüzeylerinden birinden ısıtılan diğer yüzeyden soğutulan, üst ve alt yüzeyleri yalıtılmış, kare kutu modeli öncelikle oluşturulmuştur. Khanafer vd. (2003), yapmış olduğu çalışmada da karşılıklı duvarları soğuk ve sıcak olarak tutulan, alt ve üst yüzeyleri yalıtılmış olan kapalı bir kare ortam içindeki, su bazlı bakır nanoakışkanın doğal konveksiyonla ısı transferini incelemiştir. Çalışmalarında aşağıdaki eşitlik (13) ile verilen korelasyonu elde etmişlerdir.

$$Nu = 0.5163 (0.4436 + \varphi^{1.0809}) Gr^{0.3123} \quad (13)$$

$$10^3 \leq Gr \leq 10^5, 0 \leq \varphi \leq 0.25$$

İçi su bazlı bakır nanopartikülle dolu olan yalın kutu için hazırlanan FLUENT® çözümleri ile eşitlik (13) karşılaştırılmış ve Şekil 3'te verilmiştir. Bu şekilden Model 2 için incelendiğinde kullanılan nanoakışkan ile ortalama Nusselt sayısı değişimi Model 1'e göre

görüldüğü gibi, Fluent ile elde edilen sonuçlar literatürdeki çalışma ile mükemmel bir uyum göstermiştir. Çalışmadaki geometri 401x401 bölünerek homojen kare elementler oluşturulmuştur.



Şekil 3. Yalın kutu koşulu altında Fluent ve Khanafer Korelasyon çözümlerinin kıyaslanması.

Yalın kare kutuda oluşturulan ızgara sistematığı ve düğüm nokta sayısı, bu çalışmadaki 2 farklı durumda (Model 1 ve Model 2) ısıtıcı kapalı kutu ile aynı tutulmuştur.

4. Bulgular ve Tartışmalar

Model 1 ve Model 2'den Rayleigh sayısı için kullanılan nanopartikül türüne göre ısı geçişi değişimleri Şekil 4'te verilmiştir. En yüksek ortalama Nusselt sayı değerleri Cu partikül kullanılan nanoakışkandan elde edilmiştir. Model 1 için incelendiğinde; Cu veya Al₂O₃ partiküllü nanoakışkanın kullanılması ortalama Nusselt sayısını pek etkilememiştir. Bu iki nanoakışkan sonuçları birbirine oldukça yakın çıkmıştır (~%1-1.5). Oysa TiO₂ nanoakışkan kullanıldığında ortalama Nusselt sayısı Cu nanoakışkanlı duruma göre ~%7-7.5 oranında azalmıştır.

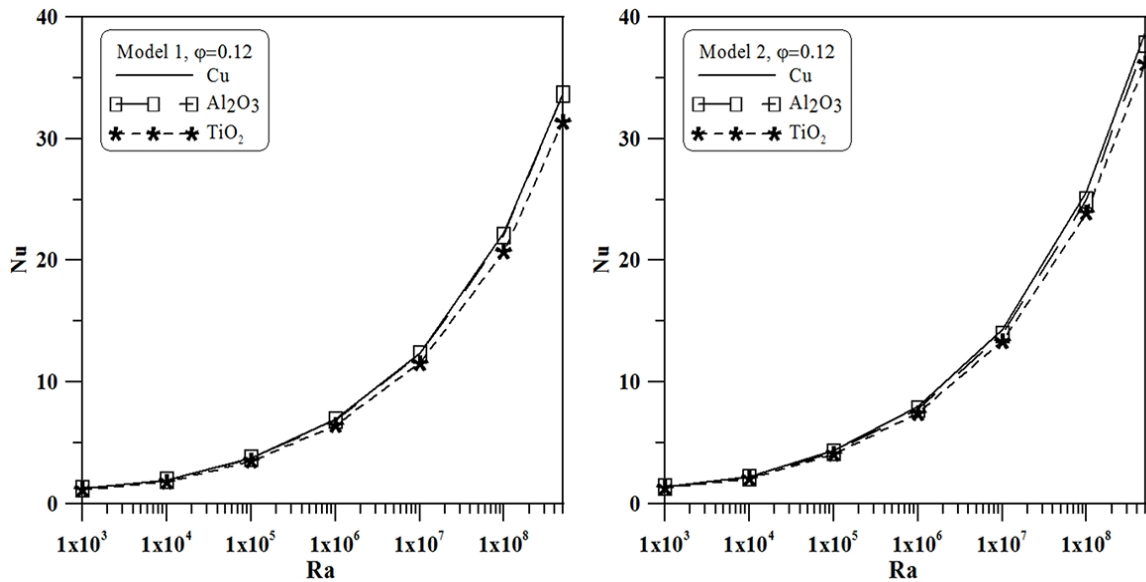
daha rahat ayırt edilebilmektedir. Elde edilen sonuçlara göre; Cu nanopartiküllü akışkan Al₂O₃

nanopartiküllü akışkana göre $Ra=10^3$ değerinde %1.5'lük bir artış varken, $Ra>10^4$ değerinde bu fark ~%3-4 arasında değişmektedir. Cu ve TiO_2 kıyaslandığında ise Cu nanoakışkanlı durumda %7-7.5 oranında arttığı tespit edilmiştir. Sonuç olarak durumların hepsinde ortalama Nusselt sayıları sırasıyla seçilen nanoakışkanlara göre Cu, Al_2O_3 ve TiO_2 olarak sıralanmıştır. Ayrıca her durum için Rayleigh sayısı arttıkça ortalama Nusselt sayısı hızlı bir şekilde artmaktadır.

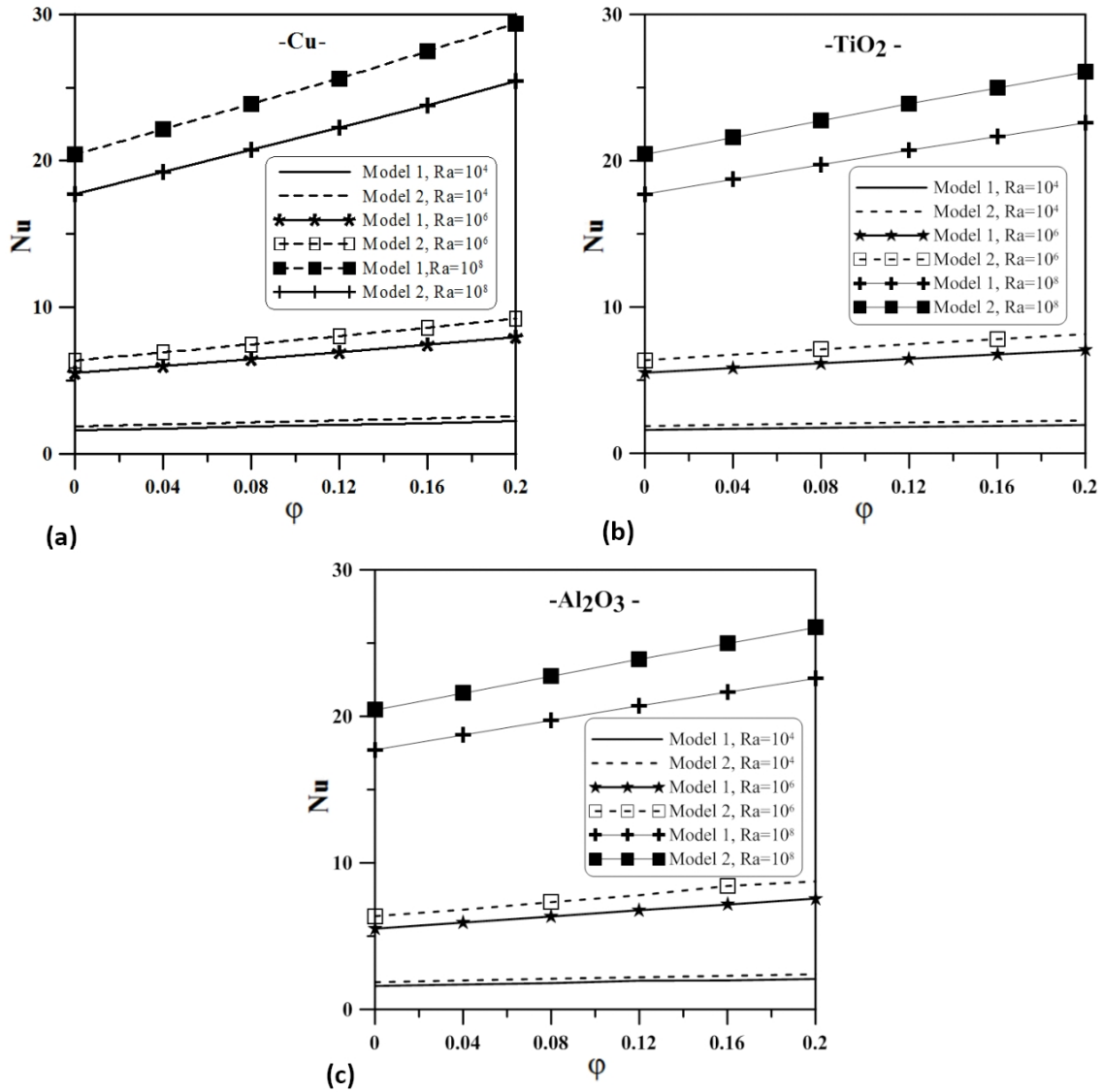
Şekil 5'te, $Ra=10^4$, 10^6 ve 10^8 için iki modelin katı hacim fraksiyonu değişiminin ortalama Nusselt sayısına etkisi verilmiştir (a-Cu nanopartiküllü, b- Al_2O_3 nanopartiküllü, c- TiO_2 nanopartiküllü akışkan). Her durum için katı hacim fraksiyonu arttıkça ortalama Nusselt sayısında artış gerçekleşmiştir. Ortalama Nusselt sayısı, nanoakışkan ile baz akışkan arasında kıyaslama yapıldığında nanoakışkanlıda ortalama Nusselt sayısının daha yüksek çıktığı görülmektedir. Her iki model için Cu-nanoakışkanlı durumda saf suya göre, $Ra=10^4$ 'de ısı transferindeki artış $\phi=0.04$ için %7, $\phi=0.2$ için %27 oranında iken; $Ra=10^6$ 'da ısı transferindeki artış $\phi=0.04$ için %8, $\phi=0.2$ için %31,

$Ra=10^8$ 'da ısı transferindeki artış $\phi=0.04$ için %8.51, $\phi=0.2$ için %43.786 oranında olmaktadır. Ayrıca Şekil 5'ten yararlanarak ısıtıcıların konumlarının ısı geçişine etkisi incelenebilir. Sonuçlardan görüldüğü üzere, Model 2'deki gibi ayrı ayrı yerleştirilen ısıtıcılardan ısı geçişi, bitişik durumlu ısıtıcılı Model 1'e göre ısı geçişi %15-17 oranında daha fazladır. Böylece aynı ısı yüküne sahip olan ısıtıcıların ayrı ayrı yerleştirilmesi ile ısı geçişinde bir artış elde edilebildiği belirlenmiştir.

Isıtıcıların iki farklı modeline ait Cu bazlı nanoakışkanların, $Ra=10^4$, 10^6 ve 10^8 , katı hacim fraksiyonu $\phi = 0.0$ ve 0.2 için eş sıcaklık eğrileri (solda) ve akım çizgileri (sağda) Şekil 6'da verilmiştir. Diğer nanoakışkanlar ile çizilen eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri hemen hemen benzer davranış gösterdiği için, yalnızca Cu nanopartikül ile elde edilen eğrilere yer verilmiştir. $Ra=10^4$ için akış tek hücreli ve saat hareketi yönündedir. Bilindiği gibi doğal taşınımında ısınan akışkanın yoğunluğu azalacağından, akışkan yer çekiminin tersi yönünde hareket eder; böylece bir kaldırma kuvveti oluşur.



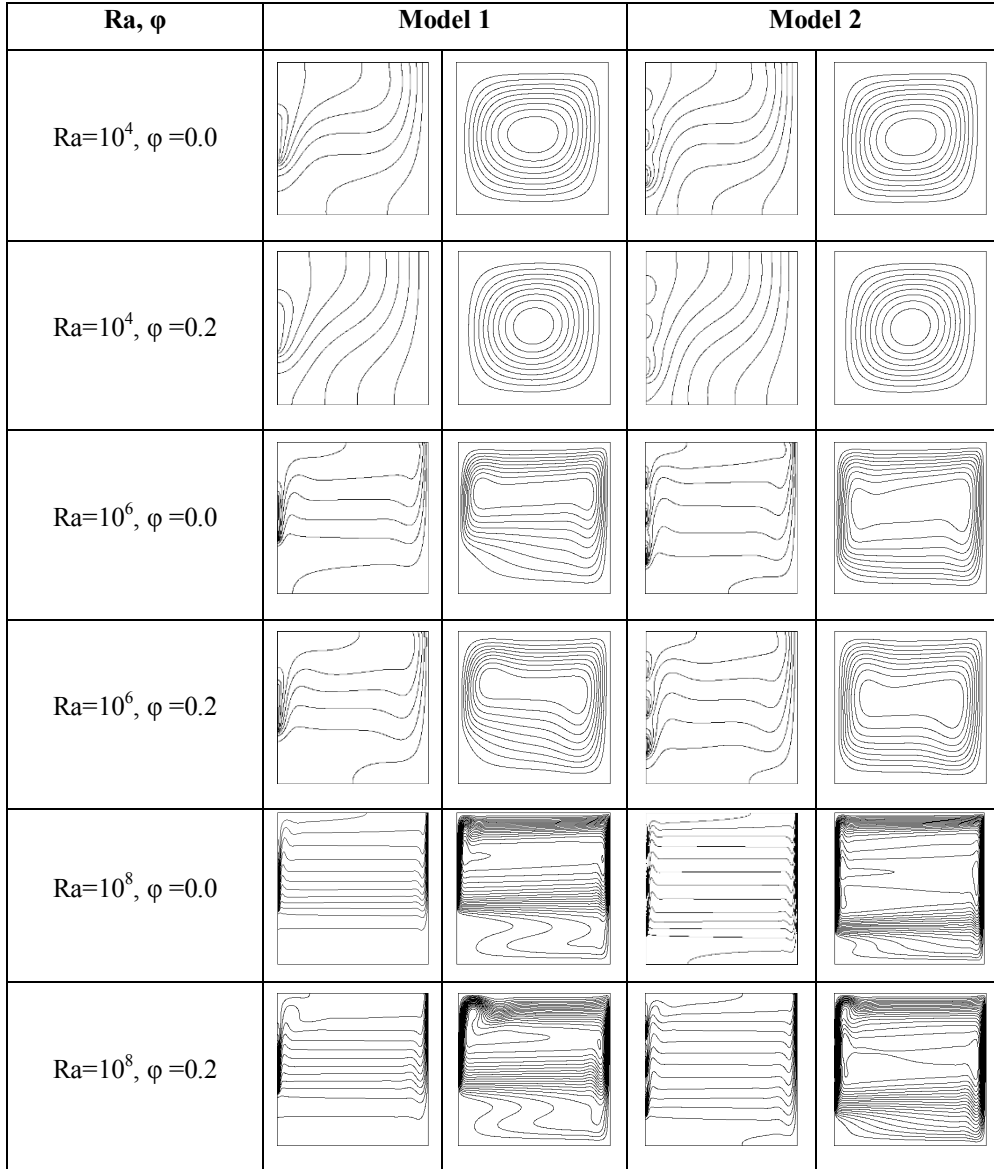
Şekil 4. Üç farklı nanoakışkanın ($\phi = 0.12$) Rayleigh sayısı değişiminin ortalama Nusselt sayısı üzerine etkisi.



Şekil 5. Rayleigh sayısı ve katı hacim fraksiyonu değişimine göre Model 1 ve Model 2 için ortalama Nusselt sayısı değişimi. (a)Cu bazlı nanoakışkan, b) Al_2O_3 bazlı nanoakışkan, c) TiO_2 bazlı nanoakışkan)

Akışkan hem sıcak, hem soğuk yüzeylerle temasta bulunduğu için sınır şartlarına bağlı olarak yerçekimi yönünde veya buna ters yönde akışkan hareketleri eş zamanlı olarak oluşur. Sol cidarda ısınan akışkan yükselirken sağ cidarda soğuyan akışkanın yoğunluğu artacağından aşağı çekilmesine neden olur. $Ra=10^6$ değerinde akışkan sirkülasyon şiddeti artmaktadır. Merkezde oluşan sirkülasyon genişlemektedir ve kapalı kutu ortasındaki hücre şekli bozulmuştur. Akışkanın akışı kanal cidarlarına doğru kaymaktadır. Eş sıcaklık eğrileri incelendiğinde, sol duvardan ısınan akışkanın, Rayleigh sayısı arttıkça sağ duvara doğru hareketi artmaktadır. $Ra=10^8$ 'de eş sıcaklık eğrileri incelendiğinde sıcak ısıtıcıdan ayrılan havanın yatay

olarak soğuk duvara gittiği gözlenmiştir. Hava sirkülasyonu şiddeti de artmıştır. Düşük Rayleigh sayılarındaki düzgün akım çizgilerinin yerine, yüksek Rayleigh sayılarında daha karmaşık akım çizgileri gözlenmiştir. Ayrıca elde edilen verilere dayanarak, katı partikül hacim fraksiyonu arttıkça ısı geçişinde artış gözlenmiştir. Her iki Rayleigh sayısında, katı partikül hacim fraksiyonunu ($\phi = 0.0$ ve 0.2) incelemek için eş sıcaklık eğrileri kıyaslandığında, $\phi = 0.2$ durumundaki eş sıcaklık eğrilerinin soğuk duvara daha çok yaklaştığı görülmektedir.



Şekil 6. $\phi=0.0$ ve 0.2 katı hacim fraksiyonlu Cu bazlı nanoakışkanın Rayleigh sayısı değişimine göre eş sıcaklık eğrileri (sol) ve akım çizgileri (sağ) değişimi.

5. Sonuçlar

Bu çalışma ticari Fluent® yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Bu sayısal çalışmadan aşağıdaki sonuçlar çıkarılmıştır:

✓ Isı geçişi miktarı, saf akışkanın nanoakışkana kıyasla yüksek ısı iletkenlikli nanopartikül ilavesiyle önemli ölçüde artmıştır. Seçilen nanopartiküllerden en yüksek ısı geçişine Cu, en düşük ısı geçişine ise TiO_2 ile elde edildiği tespit edilmiştir. Cu ve TiO_2 nanoakışkanlar kıyaslandığında bu oran yaklaşık %7-7.5 arasındadır.

✓ Rayleigh sayısı arttıkça ortalama Nusselt sayısı artmaktadır. Rayleigh sayısı akış ve sıcaklık

alanlarını direkt etkilediği tespit edilmiştir. Yüksek Rayleigh sayılarında dönele akımlar güçlenmiş, hidrodinamik ve ısı sınır tabaka incelmış bu yüzden de ısı transferi artmıştır.

✓ Katı hacim fraksiyonunun akış ve ısı transferi üzerinde önemli etkilere sahip olduğu görülmektedir. Katı hacim fraksiyonu arttıkça ortalama Nusselt sayısı artmaktadır.

✓ Toplam uzunlukları eşit olan ısıtıcılar, ayrı olarak yerleştirildiğinde daha fazla ısı geçişine sebep olmaktadır. Isıtıcılardan Model 2'nin, Model 1 durumuna göre ortalama Nusselt sayısı %15-17 oranında daha fazladır.

Teşekkür

Fluent® programındaki teknik bilgilerinden dolayı Prof. Dr. Zekeriya ALTAÇ'a teşekkür ederiz.

Kaynaklar

- Abu-Nada, E., Oztop, H.F., 2009, Effects of inclination angle on natural convection in enclosures filled with Cu-water nanofluid, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 30, 669–678.
- Baghbanzadeh, M., Rashidi, A., Rashtchian, D., Lotfi, R. and Amrollahi, A., 2012, Synthesis of spherical silica/multiwall carbon nanotubes hybrid nanostructures and investigation of thermal conductivity of related nanofluids, *Thermochimica Acta*, 549, 87-94.
- Ben-Cheikh, N., Chamkha, A. J., Ben-Beya, B., Lili, T., 2013, Natural convection of water-based nanofluids in a square enclosure with non-uniform heating of the bottom wall, *Journal of Modern Physics*, 4, 147-159.
- Brinkman, H.C., 1952, The viscosity of concentrated suspensions and solutions, *The Journal of Chemical Physics*, 2, 571–581.
- Duangthongsuk, W. and Wongwises, S., 2009, Measurement of temperature-dependent thermal conductivity and viscosity of TiO₂-water nanofluids, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33(4), 706-714.
- Duangthongsuk, W. and Wongwises, S., 2010, An experimental study on the heat transfer performance and pressure drop of TiO₂-water nanofluids flowing under a turbulent flow regime, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(1-3), 334-344.
- Hernández Battez, A., González, R., Felgueroso, D., Fernández, J. E., del Rocío Fernández, M., García, M. A. and Peñuelas, I., 2007, Wear prevention behaviour of nanoparticle suspension under extreme pressure conditions, *Wear*, 263(7-12), 1568-1574.
- Ho, C.J., Chen, M.W., Li, Z.W., 2008, Numerical simulation of natural convection of nanofluid in a square enclosure: effects due to uncertainties of viscosity and thermal conductivity, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51, 4506–4516.
- Ingole, S., Charanpahari, A., Kakade, A., Umare, S. S., Bhatt, D. V. and Menghani, J., 2013, Tribological behavior of nano TiO₂ as an additive in base oil, *Wear*, 301(1-2), 776-785.
- Jiao, D., Zheng, S., Wang, Y., Guan, R. and Cao, B., 2011, The tribology properties of alumina/silica composite nanoparticles as lubricant additives, *Applied Surface Science*, 257(13), 5720-5725.
- Jou, R., ve Tzeng, S., 2006, Numerical research of nature convective heat transfer enhancement filled with nanofluids in rectangular enclosures, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 33(6), 727–736.
- Jung, J.-Y., Oh, H.-S. and Kwak, H.-Y., 2009, Forced convective heat transfer of nanofluids in microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(1-2), 466-472.
- Kahveci, K., 2010, Buoyancy Driven Heat Transfer of Nanofluids in a Tilted Enclosure, *Journal of Heat Transfer*, 132 (6), 12.
- Kalin, M., Kogovšek, J. and Remškar, M., 2012, Mechanisms and improvements in the friction and wear behavior using MoS₂ nanotubes as potential oil additives, *Wear*, 280-281, 36-45.
- Khanafer, K., Vafai, K., Lightstone, M., 2003, Buoyancy-driven heat transfer enhancement in a two-dimensional enclosure utilizing nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 3639–3653.
- Khedkar, R. S., Sonawane, S. S. and Wasewar, K. L., 2012, Influence of CuO nanoparticles in enhancing the thermal conductivity of water and monoethylene glycol based nanofluids, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39(5), 665-669.
- Kole, M. and Dey, T. K., 2013, Enhanced thermophysical properties of copper nanoparticles dispersed in gear oil, *Applied Thermal Engineering*, 56(1-2), 45-53.
- Kole, M. and Dey, T. K., 2013, Thermal performance of screen mesh wick heat pipes using water-based

- copper nanofluids, *Applied Thermal Engineering*, 50(1), 763-770.
- Lee, J.-H., Hwang, K. S., Jang, S. P., Lee, B. H., Kim, J. H., Choi, S. U. S. and Choi, C. J., 2008, Effective viscosities and thermal conductivities of aqueous nanofluids containing low volume concentrations of Al_2O_3 nanoparticles, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(11-12), 2651-2656.
- Lee, S. W., Park, S. D., Kang, S., Bang, I. C. and Kim, J. H., 2011, Investigation of viscosity and thermal conductivity of SiC nanofluids for heat transfer applications, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(1-3), 433-438.
- Li, Q., Xuan, Y. and Yu, F., 2012, Experimental investigation of submerged single jet impingement using Cu-water nanofluid, *Applied Thermal Engineering*, 36, 426-433.
- Mahmoodi, M., 2011, Numerical simulation of free convection of nanofluid in a square cavity with an inside heater, *International Journal of Thermal Sciences*, 50, 2161-2175.
- Nasiri, A., Shariaty-Niasar, M., Rashidi, A. M. and Khodafarin, R., 2012, Effect of CNT structures on thermal conductivity and stability of nanofluid, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(5-6), 1529-1535.
- Oztop, H.F., Abu-nada, E., 2008, Numerical study of natural convection in partially heated rectangular enclosures filled with nanofluids, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 29, 1326-1336.
- Ögüt, E. B., 2009, Natural convection of water-based nanofluids in an inclined enclosure with a heat source, *International Journal of Thermal Sciences*, 48, 2063-2073.
- Öztuna, S. ve Kahveci, K., 2013, Natural convection heat transfer of nanofluids in a partially divided enclosure, *Journal of Thermal Science and Technology*, 33, 139-154.
- Pak, B. C. and Cho, Y. I., 1998, Hydrodynamic and Heat Transfer Study of Dispersed Fluids with Submicron Metallic Oxide Particles, *Experimental Heat Transfer*, 11(2), 151-170.
- Pang, C., Jung, J.-Y., Lee, J. W. and Kang, Y. T., 2012, Thermal conductivity measurement of methanol-based nanofluids with Al_2O_3 and SiO_2 nanoparticles, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(21-22), 5597-5602.
- Philip, J. and Shima, P. D., 2012, Thermal properties of nanofluids, *Advances in Colloid and Interface Science*, 183-184, 30-45.
- Saidur, R., Leong, K. Y. and Mohammad, H. A., 2011, A review on applications and challenges of nanofluids, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(3), 1646-1668.
- Saleh, R., Putra, N., Prakoso, S. P. and Septiadi, W. N., 2013, Experimental investigation of thermal conductivity and heat pipe thermal performance of ZnO nanofluids, *International Journal of Thermal Sciences*, 63, 125-132.
- Sharma, P., Baek, I.-H., Cho, T., Park, S. and Lee, K. B., 2011, Enhancement of thermal conductivity of ethylene glycol based silver nanofluids, *Powder Technology*, 208(1), 7-19.
- Syam Sundar, L., Singh, M. K. and Sousa, A. C. M., 2013, Investigation of thermal conductivity and viscosity of Fe_3O_4 nanofluid for heat transfer applications, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 44, 7-14.
- Wen, D. and Ding, Y., 2004, Experimental investigation into convective heat transfer of nanofluids at the entrance region under laminar flow conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(24), 5181-5188.
- Yu, W., Choi, S.U.S., 2003, The role of interfacial layers in the enhanced thermal conductivity of nanofluids: a renovated Maxwell model, *Journal of Nanoparticle Research*, 5, 167-171.
- Yu, W., Xie, H., Chen, L. and Li, Y., 2010, Investigation on the thermal transport properties of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles, *Powder Technology*, 197(3), 218-221.

- Yu, W., Xie, H., Li, Y. and Chen, L., 2011, Experimental investigation on thermal conductivity and viscosity of aluminum nitride nanofluid, *Particuology*, 9(2), 187-191.
- Yu, W., Xie, H., Li, Y., Chen, L. and Wang, Q., 2012, Experimental investigation on the heat transfer properties of Al₂O₃ nanofluids using the mixture of ethylene glycol and water as base fluid, *Powder Technology*, 230, 14-19.
- Zhang, B.-S., Xu, B.-S., Xu, Y., Gao, F., Shi, P.-J. and Wu, Y.-X., 2011, Cu nanoparticles effect on the tribological properties of hydrosilicate powders as lubricant additive for steel–steel contacts, *Tribology International*, 44(7-8), 878-886.
- Zhang, X., Gu, H. and Fujii, M., 2007, Effective thermal conductivity and thermal diffusivity of nanofluids containing spherical and cylindrical nanoparticles, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 31(6), 593-599.
- Zhou, G., Zhu, Y., Wang, X., Xia, M., Zhang, Y. and Ding, H., 2013, Sliding tribological properties of 0.45% carbon steel lubricated with Fe₃O₄ magnetic nanoparticle additives in baseoil, *Wear*, 301(1-2), 753-757.