



# Dalgalı trapez plakalı ısı eşanjörü içindeki nanoakışkanların akış ve ısı transfer karakteristiklerinin incelenmesi

**Elif BÜYÜK ÖĞÜT\***

Kocaeli Üniversitesi Hereke MYO, 41800, Hereke, Kocaeli  
elif.ogut@kocaeli.edu.tr ORCID: 0000-0001-7037-9018

**Seda DİLKİ\*\***

Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Bölümü, Kocaeli  
seda\_dilki@hotmail.com ORCID: 0000-0001-7983-0952

Geliş: 14.06.2018, Revizyon: 23.10.2018, Kabul Tarihi: 12.11.2018

## Öz

*Bu çalışmada, dalgalı trapez şeklindeki plakalı ısı eşanjöründeki su bazlı nanoakışkanın tam gelişmiş türbülanslı akış ve ısı transferi davranışları sayısal olarak incelenmiştir. Analizlerde sabit ısı akısı altında ( $6 \text{ kW/m}^2$ ), farklı hacim oranlarında ( $\phi = \%0 - \%4$ ), farklı Reynolds sayılarında (6000 - 20000) ve çapı  $d = 20 \text{ nm}$  olan  $\text{SiO}_2$  nanopartiküllerin etkileri incelenmiştir. Trapez şeklindeki kanalın geometrik parametreleri; trapezin yüksekliği  $e=5 \text{ mm}$ , trapezin vida adım uzunluğu  $Pe = 12 \text{ mm}$ , trapezin genişliği  $w = 3 \text{ mm}$  olarak ele alınmıştır. Yönetici denklemler Ansys Fluent programı ile çözülmüştür.*

*Çalışmada  $\text{SiO}_2$  nanoakışkanının ısı ve akış alanları üzerindeki etkileri incelenmiş olup, ısı transferi nanopartikül hacim oranıyla birlikte artmaktadır. Zorlanmış bir konveksiyonda baz akışkan olarak su kullanılması ile nanoakışkan kullanılması kıyaslandığında, nanoakışkanın 20 nm çapında, % 4 nanopartikül hacimsel oranında, Reynolds sayısı 20000 için ortalama Nusselt sayısında % 18'lik bir artış olmaktadır, ancak basınç düşümü 2.5 katı artmaktadır. Nanoakışkanın ısı transferini iyileştirmesine karşılık basınç düşümündeki artış, kabul edilebilir değer aralığındadır. Nanoakışkanların trapez kanalda kullanımıyla sistemlerin termal performansı artmakta ve daha kompakt ısı eşanjörlerin gelişimine katkı sağlamaktadır.*

**Anahtar Kelimeler:** Isı eşanjörü; dalgalı trapez plaka; nanoakışkan; ısı transferi; CFD.

\* Yazışmaların yapılacağı yazar

## Giriş

Akışkanın termofiziksel özelliklerini yada akış geometrisini veya sınır koşullarını değiştirerek pasif yöntemlerle konvektif ısı transferi iyileştirilebilir. Bir akışkan vasıtasıyla ısı transferi; ısı eşanjörleri, güneş kolektörleri, buzdolapları, otomobiller, elektronik cihazların soğutulması, elektrik santralleri gibi birçok mühendislik alanlarında önemli bir parametredir. Bir akışkan vasıtasıyla küçük bir sıcaklık gradyanı boyunca büyük miktarda ısı aktarabilme kabiliyeti, enerji dönüştürme verimliliğini artırır, ayrıca ısı eşanjörlerinin tasarımını ve performansını geliştirir. Endüstrinin ihtiyacını karşılamak için yüksek termal iletkenliğe sahip, kompakt ve performanslı eşanjörler geliştirmek için, ileri ısı transfer akışkanlarını geliştirmeye ihtiyaç vardır. Ancak konvektif ısı transfer için kullanılan hava, su, yağ, etilen glikol gibi bazı akışkanlar, çok düşük ısı iletkenliğe sahip olduğundan, günümüz teknolojisinde istenen özellikleri karşılayamamaktadır. Isı transfer akışkanlarının ısı transfer karakteristiklerinin artırılması için kullanılan tekniklerden birisi de akışkan içerisine ısı iletkenlikleri akışkanlarınkine göre daha yüksek olan katı partiküllerin ilave edilmesidir (S.Lee,S-S. Choi, S.U.S., Li, S., Eastman,1999).

Son zamanlarda yapılan çalışmalar sonucunda içerisinde 100 nanometreden daha küçük katı partiküllerin (metal, metaloksit, karbon nanotüp) söz konusu olduğu yeni bir süspansiyon tipi olan nanoakışkanların keşfiyle ısı transfer akışkanları olarak kullanımı artmıştır. Bu artışın nedeni ise, çok küçük nanopartikül konsantrasyonlarında bile, nanoakışkanların yüksek ısı iletkenlik değerlerine sahip olmasıdır (Choi, S.U.S.,1995). Nanopartikül olarak genellikle bakır, gümüş, bakır oksit, titanyum oksit ve alüminyum oksit kullanılmaktadır. Nanoakışkanlardaki ısı iletim kabiliyetindeki önemli artışın, katı partiküllerin Brownian hareketine, sıvı katı ortak yüzeyinde söz konusu olan moleküler seviyedeki sıvı tabakalaşması, ısı transfer mekanizmasının

doğası ve nanopartikül yığılmaları gibi faktörlere bağlıdır (Kebllinski vd.,2002).

Dalgalı plakaların kullanımı termal performansı ve kompaktlığı uygun bir şekilde artırabilir. Dalgalı bir kanalın kullanılması daha karmaşık bir akış yapısı ile sonuçlanır ve geleneksel bir düz kanalın iki veya üç katına kadar ısı transferini geliştirir. Pekçok araştırmacı çeşitli enine kesit şekilli bir kanaldan geçen geleneksel akışkanın sistem boyutunu azaltmak ve sistem performansını arttırmak için stratejiler geliştirmişlerdir. Dalga açısı ve kanal yüksekliğinin sıcaklık dağılımı ve akış gelişimini önemli ölçüde etkilediğini belirtmişlerdir. Dikdörtgen bir kanal ve V şekilli kırık nervürlü ve enine dikdörtgen kanallarda zorlanmış taşınım üzerine deneysel bir çalışma yapılmıştır. (Tanda,2007).

Literatürde plakalı ısı eşanjörünün (PHE) su bazlı nanoakışkanların termal performansı ile ilgili birçok çalışma bulunmaktadır. Balıksırtı tipi plakalı ısı eşanjörünün (PHE) performansı üzerinde % 4 CuO nanoakışkanların etkisi deneysel olarak incelenmiştir (Pantzali vd.,2009)

Elde edilen deneysel veriler ışığında, akış tipinin, fiziksel özelliklerinin yanı sıra ısı eşanjörü teçhizatındaki soğutucu olarak bir nanoakışkanın etkinliğini de etkilediğini doğrulamışlardır. Akışkanın viskozitesi, ısı eşanjörü performansı için çok önemli bir faktör olarak değerlendirilmiştir. Nanopartikül hacmi %0 ila %5 aralığında değişen bir Cu-su nanoakışkanı kullanarak dalgalı ve trapez bir kanaldaki akış ve ısı transferi arttırımının laminer zorlanmış konveksiyonunu sayısal olarak incelenmiştir (Ahmed vd.,2011). Sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı, dalgalı kanalın genliği arttıkça önemli oranda artmaktadır. Nanopartikül hacimsel oranı arttıkça Nusselt sayısı, sürtünme katsayısında hafif bir artış ile birlikte önemli ölçüde artmaktadır. Trapez kanalın en yüksek Nusselt sayısına sahip olduğunu ve bunu sinusoidal, üçgen ve düz kanalın izlediğini tespit etmişlerdir. Bir zigzag dalgalı plakalı ısı eşanjöründe (PHE) akan  $CeO_2$ - su ve  $Al_2O_3$ - su

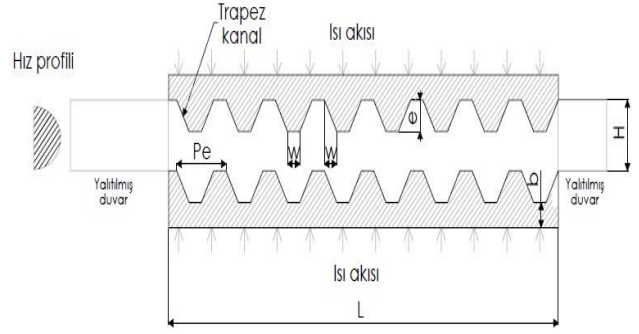
nanoakışkanların akış karakteristiklerini sayısal olarak incelenmiştir (Tiwari vd.,2014). Alternatif soğutucu olarak nanoakışkan kullanılması, soğutma sıvısı olarak suyun aynı olan basınç düşüşü için, daha fazla ısı aktarımı sağladığı için pompalama maliyetini düşürdüğünü ifade etmişlerdir. Dalgalı trapez şeklindeki plakalı ısı eşanjöründeki,  $Al_2O_3$ ,  $CuO$ ,  $SiO_2$  ve  $ZnO$  su bazlı nanoakışkanın türbülanslı konvektif ısı transferinde, kanal geometrisinin etkileri, ısı ve hidrodinamik akışın davranışları sayısal olarak incelenmiştir (Abed vd.,2015).

Bu çalışmada, sabit kanal genişliği ve uzunluğuna vida adım uzunluğu olan trapez dalgalı kanallarda, nanoakışkan kullanarak türbülanslı ısı transferi ve akışkan akışının sayısal modellenmesi gerçekleştirilmiştir. Sıcaklık ve parçacık boyutuna bağlı efektif termal iletkenlik ve viskozitenin korelasyonlarını göstermek için tek fazlı akış modeli kullanılmıştır. Bir trapez dalgalı kanalda türbülanslı zorlanmış konveksiyon için ısıl hidrolük performansını, Nusselt sayısını ve basınç düşüşü ile belirlemek, ısı ve akış alanları üzerinde nanoakışkan etkilerini incelemek bu çalışmanın en önemli hedefleri arasındadır.

## Materyal ve Yöntem

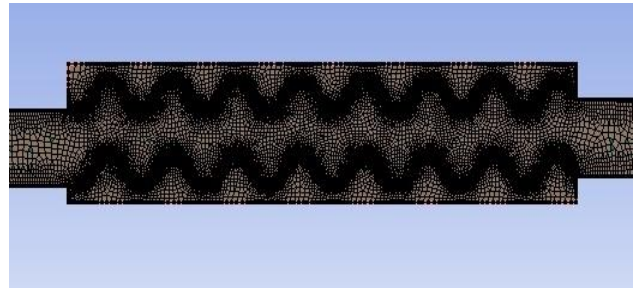
### Fiziksel Model

Bu çalışmada kullanılan trapez kanal plakasının iki boyutlu geometrisi Şekil 1'de gösterilmiştir. Şekil üzerindeki parametreler; kanal yüksekliği  $H = 12,5$  mm, kanal uzunluğu  $L = 95$  mm, trapezin taban yüksekliği  $b = 4$  mm, trapez yüksekliği  $e = 5$  mm, trapez vida adımı  $Pe = 12$  mm, üst trapez kanalın genişliği  $w = Pe/4 = 3$  mm olarak ele alınmıştır. Tam gelişmiş türbülanslı akış için kanalın girişinde 250 mm, çıkışında 100mm yalıtılmış düz kanal mevcuttur.



Şekil 1. Dalgalı trapez kanalın şematik diyagramı

Analizler 20.000, 46.000, 92.000 ve 196.000 olmak üzere farklı eleman sayıları için yapılmıştır. Ortalama Nu sayısı 196.000 eleman sayısında Abed vd'nin yapmış oldukları çalışma ile uyumluluk göstermektedir. Bu değer üzerindeki eleman sayılarında sonuçlar değişmemektedir. Ağ yapısı Şekil 2'de gösterilmiştir.



Şekil 2. Dalgalı trapez kanalın ağ yapısı

Analizlerde nanopartikül ve akışkanın aynı hızla aktığı ve termodinamik dengede olduğu kabul edilmiştir. Temel akışkan olarak su, nanopartikül olarak  $SiO_2$  kullanılmıştır. Baz akışkan su içerisine  $SiO_2$  nanopartikülleri 20 nm çapında ve %0, %1, %2, %3, %4 olmak üzere farklı hacim oranlarında eklenerek nanoakışkan süspansiyonu elde edilmiştir. Baz akışkan ve nanopartikülün termodinamik özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Termofiziksel özellikler ( $T=20$  °C)

Özellik	Su	$SiO_2$
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	996.5	6320
$C_p$ (J/kgK)	4181	531.8
$k$ (W/mK)	0.613	76.5
$\beta$ (1/K)	0.00021	1.4594
$\mu$ (kg/m.s)	0.001003	-

### Matematiksel Model

Bu çalışmada çözümleme için tek fazlı k-ε standart türbulans modeli kullanılmıştır. Yönetici denklemler aşağıdaki gibidir;

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

Momentum denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\overline{\rho u_i u_j}) \quad (2)$$

Enerji denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( k + \frac{C_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{eff} \right] \quad (3)$$

Denklemlerdeki semboller  $\rho$  akışkanın yoğunluğunu,  $\mu$  akışkanın viskozitesini,  $u_i$  eksenel hızı,  $u_j$  düşey yöndeki hızı,  $u'$  dalgalanma hızı,  $\overline{\rho u_i u_j}$  türbülanslı kayma gerilmesi,  $Pr_t$  türbülanslı Prandtl sayısı (0.85) ve  $(\tau_{ij})_{eff}$  sapma gerilimi tensörü olarak ifade edilmektedir.

### Sınır Koşulları

Trapez dalgalı kanalın dışında uygulanan sınır şartlarında, kaymama sınır koşulu ve sabit ısı akısı uygulanmıştır. Düz duvarlar ise ısı olarak yalıtılmıştır. Hız sınır şartı girişte, basınç sınır şartı ise dışta uygulanmaktadır. İki boyutlu akış ve daimi durum için sınır şartları aşağıdaki gibidir;

Duvar için sınır koşulları

$$u = 0, v = 0, q = q_{wall} \quad (4)$$

Giriş sınır koşulları

$$u = u_{in}, v = 0, T = T_{in} \quad (5)$$

Trapez dalgalı kanal boyunca ortalama ısı transfer katsayısı ve  $A_c$  dalgalı trapez kanalın yüzey alanı olmak üzere ortalama ısı transferi aşağıdaki gibi ifade edilmiştir;

$$Q_{ave} = h_c A_c (\Delta T_{LMTD}) \quad (6)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \left[ \frac{(T_{s,ave} - T_{nf,ave,in}) - (T_{s,ave} - T_{nf,ave,out})}{\ln(T_{s,ave} - T_{nf,ave,in} / T_{s,ave} - T_{nf,ave,out})} \right] \quad (7)$$

Ortalama Nusselt sayısı

$$Nu_{ave} = \frac{h_c H \bar{x}}{k L_{corr}} \quad (8)$$

Giriş hızı

$$u_{in} = \frac{Re \mu}{\rho D_H} \quad (9)$$

Hidrolik çap

$$D_H = \frac{4 A_{cross}}{P} \quad (10)$$

Fanning Sürtünme faktörü

$$C_{fx} = \frac{2 \tau_s}{\rho u_{in}^2} \quad (11)$$

Sürtünme faktörü

$$f = 4 C_{fx} \quad (12)$$

Basınç düşümü

$$\Delta p = f \frac{L \rho u_{in}^2}{2 D_H} \quad (13)$$

Analizlerde kullanılan değerler;  $A_c = 0.278 \text{m}^2$ ,  $H = 0.0125 \text{m}$ ,  $L_{corr} = 0.095 \text{m}$ ,  $\bar{x} = 0.05 \text{m}$ ,  $D_H = 0.02 \text{m}$  olarak ele alınmıştır.

### Nanoakışkanın Termofiziksel Özellikleri

Nanoakışkanın viskozitesi ve ısı iletkenliği için kullanılan iki fazlı karışımlar için önerilmiş modeller aşağıda ifade edilmektedir. Nanopartiküllerin sıvı içerisindeki Brownian hareketini dikkate alan modeller kullanılmaktadır. Bu denklemlerde  $\phi$  katı partiküllerin hacimsel oranları olup,  $nf$ ,  $f$  ve  $s$  alt indisleri ise sırasıyla nanoakışkan, sıvı ve katı partikülleri temsil etmektedir.

Yoğunluk

$$\rho_{nf} = (1 - \phi) \rho_f + \phi \rho_p \quad (14)$$

Isıl kapasite

$$(\rho C_p)_{nf} = (1 - \phi) (\rho C_p)_f + \phi (\rho C_p)_p \quad (15)$$

Efektif termal iletkenlik

$$k_{eff} = k_{statik} + k_{Brownian} \quad (16)$$

$$k_s = k_f \left[ \frac{(k_p + 2k_f) - 2\phi(k_f - k_p)}{(k_p + 2k_f) + \phi(k_f - k_p)} \right] \quad (16.1)$$

$$k_{Brownian} = 5 * 10^4 \beta \phi \rho_f C_{p,f} \sqrt{\frac{\kappa T}{2 \rho_p d_p}} f(T, \phi) \quad (16.2)$$

$$\beta = 1.9526(100\phi)^{-1.4594} \quad (17)$$

Model fonksiyonu

$$f(T, \phi) = (2.8217 \times 10^{-2} \phi + 3.917 \times 10^{-3}) \left( \frac{T}{T_0} \right) + (-3.0669 \times 10^{-2} \phi - 3.91123 \times 10^{-3}) \quad (18)$$

Nanoakışkanın viskozitesi

$$\mu_{eff} = \mu_f \left( \frac{1}{1 - 34.87 \left( \frac{d_p}{d_f} \right)^{-0.3} x \phi^{1.03}} \right), df = \left[ \frac{6M}{N\pi\rho_f} \right]^{1/3} \quad (19)$$

Analizlerde kullanılan parametre değerleri;  $T_0 = 293K$ ,  $T = 300K$ , Boltzman sabiti  $\kappa = 1.3807 \times 10^{-23}$  J/K,  $d_p = 2 \times 10^{-8}$  (m),  $d_f = 3.9 \times 10^{-10}$  (m), baz akışkanın mol ağırlığı  $M = 0.018$  (kg/mol), Avogadro sayısı  $N = 6.022 \times 10^{23}$  (1/mol) olarak ele alınmıştır.

Nanoakışkanın farklı hacim oranlarındaki termofiziksel özellikleri Tablo 2’de, farklı Reynolds sayıları için sınır koşulu giriş hızları Tablo 3’de sunulmuştur.

**Tablo 2.** Nanoakışkanın termofiziksel özellikleri (T=300K)

$\phi$	$(\rho)_{nf}$	$(C_p)_{nf}$	$(\mu)_{eff}$	$k_{statik}$	$k_{browian}$	$(k)_{eff}$	$f(T, \phi)$	$\beta$
<b>0</b>	996.5	4181	0.001003	0.610	0	0.610	0.000619	0
<b>0.01</b>	1008.73	4105.38	0.001106	0.615	0.023	0.639	0.000602	1.952
<b>0.02</b>	1020.97	4031.57	0.001238	0.621	0.016	0.638	0.000584	0.715
<b>0.03</b>	1033.20	3959.52	0.001409	0.627	0.013	0.640	0.000566	0.392
<b>0.04</b>	1045.44	3889.14	0.001637	0.633	0.011	0.644	0.000548	0.258

**Tablo 3.** Nanoakışkanın giriş hızları

$\phi/Re$	<b>6000</b>	<b>8000</b>	<b>12000</b>	<b>16000</b>	<b>20000</b>
<b>0</b>	0.242	0.322	0.483	0.644	0.805
<b>0.01</b>	0.263	0.350	0.526	0.702	0.877
<b>0.02</b>	0.291	0.388	0.582	0.776	0.969
<b>0.03</b>	0.327	0.436	0.654	0.872	1.091
<b>0.04</b>	0.375	0.501	0.752	1.002	1.253

## Sayısal Çözüm Yöntemi

Bu çalışmada süreklilik, momentum ve enerji denklemleri sonlu hacimler yöntemi esasına dayanan Ansys Fluent paket programı kullanılarak çözülmüştür. Problem iki boyutlu ele alınmıştır. Akışın türbülanslı olduğu kabul edilerek daha kısa sürede çözüme ulaştıran k-ε standart türbülans modeli kullanılmıştır.

Akışın yönetici denklemlerini ayırıklaştırmada ,Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations-Consistent algoritması ve basınç-hız ikili sistemi kullanılarak,Second order upwind şeması ve üniform grid ağ yapısı kullanılmıştır.

Normalize edilen artık değerler tüm değişkenler için  $10^{-6}$ 'ya ulaştığında çözümlerin yakınsadığı kabul edilmiştir.

Nümerik çalışmadaki kodun doğruluğunu test etmek için, Abed vd.'nin yapmış oldukları çalışma ile mevcut sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Katı hacim oranının  $\phi = 0.04$  olan SiO<sub>2</sub>-su nanoakışkanının farklı Re sayıları ile ortalama Nusselt sayısının mevcut ve referans çalışmanın analiz sonuçlarının kıyaslaması Tablo 4' de sunulmuştur. Mevcut çalışmaya kıyasla referans çalışmada, yönetici denklemleri ayırıklaştırmada Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations algoritması ve 180.000 eleman sayısında, tüm değerler için  $10^{-5}$ 'e ulaştığında çözümlerin yakınsadığı kabul edilmiştir. Elde edilen sonuçlar arasında iyi bir uygunluk olduğu görülmüştür.

**Tablo 4.** Farklı Reynolds sayıları için ortalama Nusselt değerinin mevcut ve literatür sonuçlarının karşılaştırması

Re	6000	8000	12000	16000	20000
Mevcut	45.48	56.94	78.90	92.61	110.15
Abed vd.	45.48	56.94	78.90	92.61	110.14

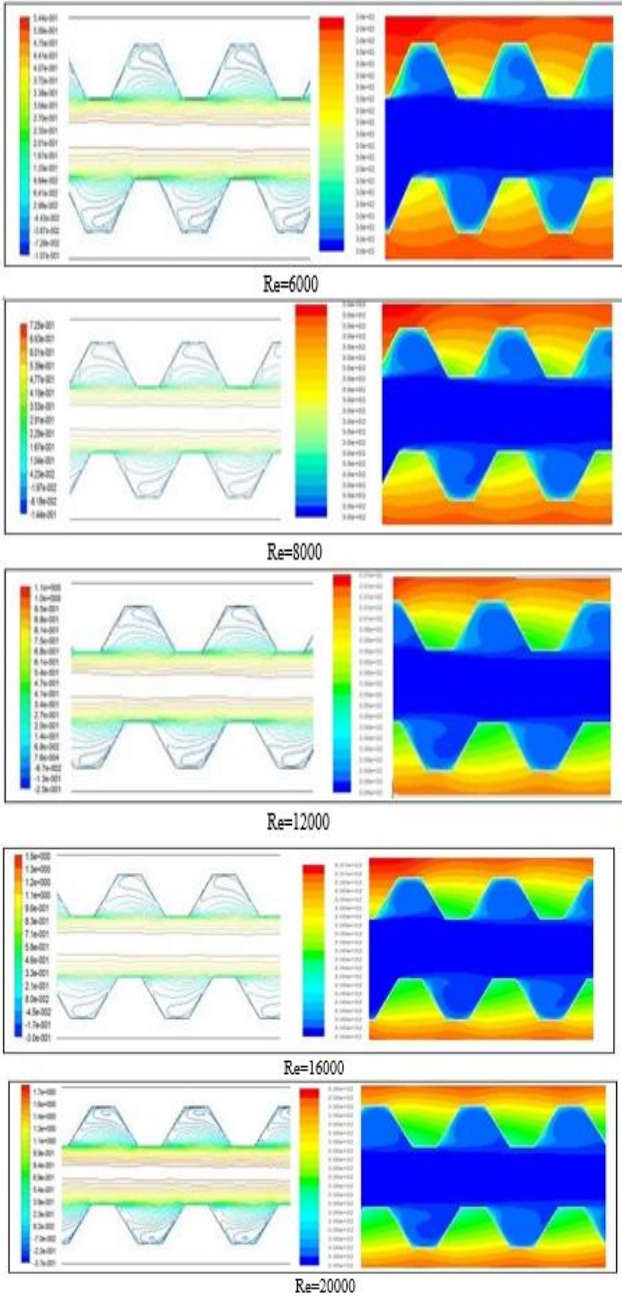
## Bulgular ve Tartışma

Nümerik analizlerdeki çalışma aralıkları olarak; sabit ısı akısı altında ( $q = 6 \text{ kW/m}^2$ ), farklı hacim oranlarında ( $\phi = \%0 - \%4$ ) ve çapı  $d = 20\text{nm}$  olan SiO<sub>2</sub> nanopartiküllerin etkileri incelenmiştir. Trapez şeklindeki kanalın

geometrik parametreleri; trapezin yüksekliği  $e = 5 \text{ mm}$ , trapezin vida adım uzunluğu  $Pe = 12 \text{ mm}$ , trapezin genişliği  $w = 3\text{mm}$  olarak ele alınmıştır. Isı kaynağının uzunluğu ( $w = L$ ) olarak alınmıştır.

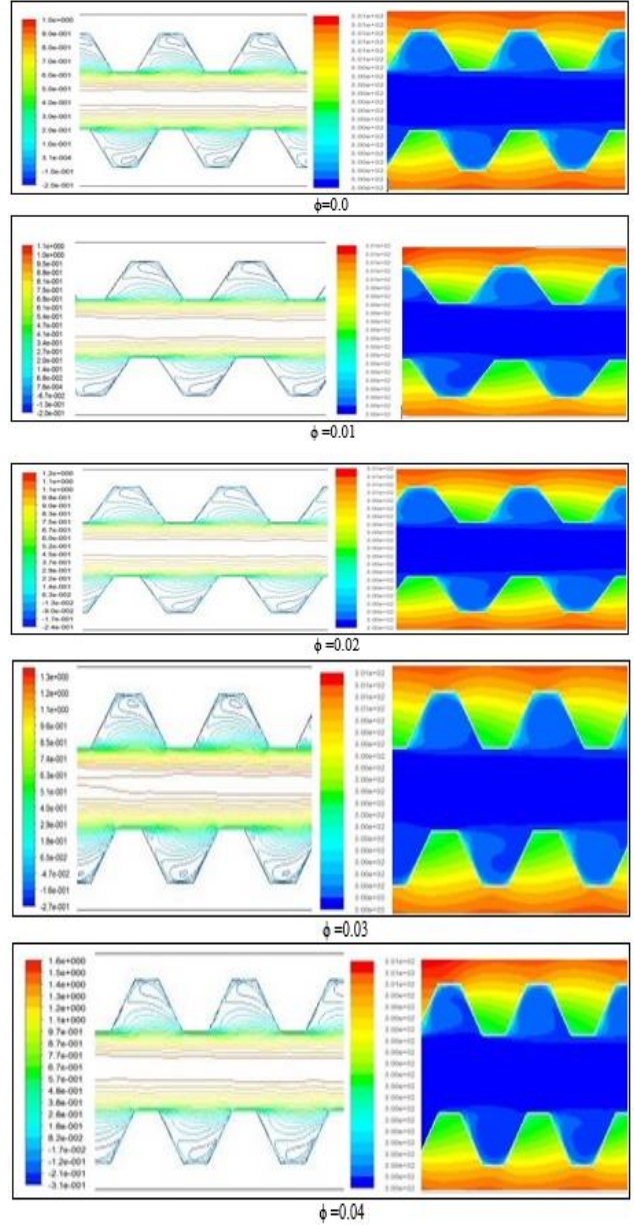
Şekil 3'de farklı Reynolds sayıları ve  $\phi = 0.01$  katı hacim oranlarına sahip nanoakışkanın sol tarafta hız dağılımları grafiği sağ tarafta ise eş sıcaklık eğrileri görülmektedir. Reynolds sayısı arttıkça sirkülasyon çoğalmakta dalgalı kanalın duvarına yakın bölgelerde girdap görünümünde akış hız profilleri görülmektedir. Reynolds sayısı arttıkça hızda artmaktadır. Buna göre hız arttıkça, sirkülasyon bölgeleri dalgalı kanal kavimleri boyunca yanal olarak büyümeye başlar.

Eşsıcaklık eğrilerine bakıldığında nanoakışkanın, ısı sınır tabakanın yakınındaki sıcak akışkan ile merkez bölgedeki soğuk akışkanın karıştırılmasını desteklemektedir. Sirkülasyon akışının başlaması ve büyümesi, çekirdek bölgedeki akışkanın sınır tabakanın yakınındaki sıcak akışkan ile karıştırılmasını sağlar. İkincil sirkülasyon akışı meydana gelen bir oluk içindeki akış belirlenir. Reynolds sayısının artışıyla ısı sınır tabaka kalınlıkları incelmektedir. Ters akış, dalgalı kanalın üst ve alt duvarlarının yakınındaki olukta meydana gelir. Reynolds sayısı arttıkça, ana akışın zıt yönünde olan duvarların yakınındaki oluktaki hız artar. Ana akışa sekonder akışın yoğunluğu artar ve devridaim bölgesinin boyutu artar. Ardından, sirkülasyon akışı daha da çalkantılı olur. Eş sıcaklık eğrilerinde, dalgalı kanalın duvarlarının yakınındaki sıcak akışkan ile merkezdeki soğuk akışkanın karışması Reynolds sayısının artmasıyla artmaktadır. Sıcaklık gradyanları, oluklu duvarın yakında oluşturulan sirkülasyon akışı nedeniyle artan Reynolds sayısıyla birlikte artmaktadır.



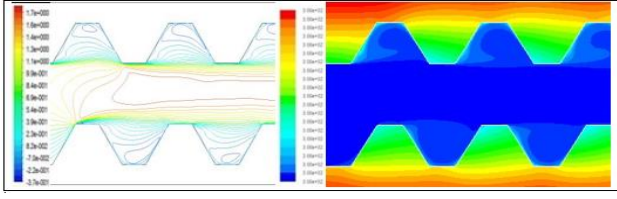
Şekil 3. Farklı Re sayıları ve  $\phi = 0.01$  hacimsel oranındaki a) Hız dağılımları (solda) ve b) eş sıcaklık eğrileri (sağda)

Şekil 4’de farklı hacim oranlarında ve Reynolds sayısı 12000, nanoakışkanın sol tarafta hız dağılımları ve sağ tarafta ise eş sıcaklık eğrileri görülmektedir. Artan katı hacim oranıyla hız değerleri artmaktadır. Baz akışkan suya ilave edilen nanopartiküllerin Brownian hareketiyle arttığı söylenebilir. Eş sıcaklık eğrilerine bakıldığında baz akışkana göre ısıl iletkenliği yüksek katı partiküllerin ilavesiyle katı hacim oranının artışıyla sıcaklık gradyanı artmaktadır.



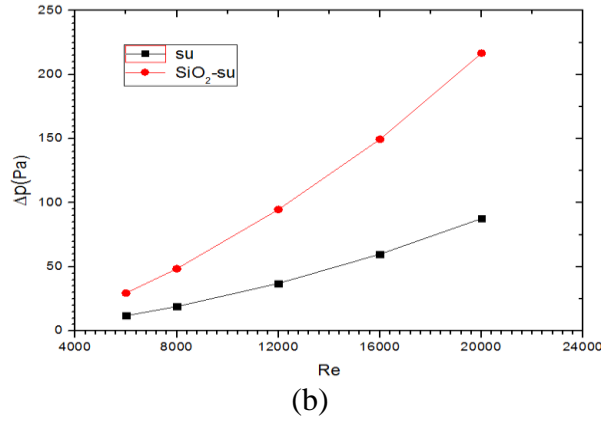
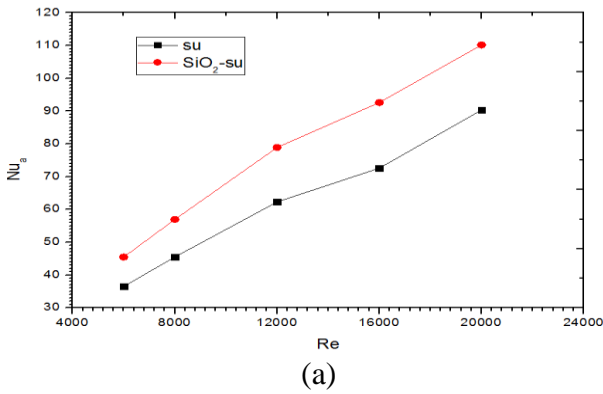
Şekil 4. Farklı hacim oranlarında ve  $Re = 12000$  değerinde a) Hız dağılımları (solda) ve b) eş sıcaklık eğrileri (sağda).

Şekil 5’de Reynolds sayısı 20000,hacim oranı  $\phi = 0.04$  olan nanoakışkanın solda hız dağılımı, sağda eş sıcaklık eğrileri görülmektedir. Hız dağılımı çekirdek bölgede hız artışıyla birlikte üniform olup, sıcaklık etkisi trapez kanal içinde, hacim oranının ve Reynolds sayısının maksimum değerleri alması nedeniyle kanal kenarında daha iyi ısı transferi sağladığı gözlemlenmiştir.



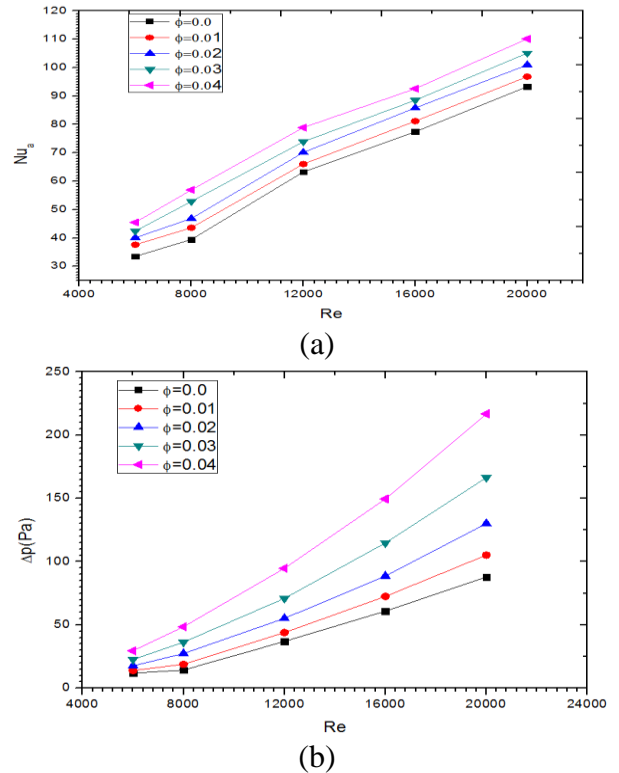
Şekil 5.  $\phi = 0.04$  hacim oranında ve  $Re = 20000$  değerinde a) Hız dağılımları (solda) ve b) eş sıcaklık eğrileri (sağda).

Şekil 6'de baz akışkan su ve  $\phi = 0.04$  katı hacim oranındaki  $SiO_2$ -su nanoakışkanının farklı Reynolds sayılarında, (a) ortalama  $Nu$  sayısı, (b) basınç düşüm değişimleri görülmektedir. Ortalama Nusselt sayısı, baz akışkan su ile, %4 katı hacim oranındaki nanoakışkan kıyaslandığında, nanoakışkanın daha yüksek değerlerde olduğu görülmektedir. Bu da ısıl iletkenliği yüksek katı partiküllerin ilave edilmesinden kaynaklanmaktadır. Reynolds sayısı arttıkça artan sirkülasyonla ortalama Nusselt sayısı artmaktadır. Ayrıca Reynolds sayısı arttıkça basınç düşümü de artmaktadır. Nanoakışkanın basınç düşümü saf suya göre daha yüksektir. Akış giriş hızının Reynolds sayısı ile artmasıyla basınç düşümünde artmaktadır.



Şekil 6. Su ve  $\phi = 0.04$  hacimsel orana sahip  $SiO_2$ -su nanoakışkanının farklı  $Re$  sayılarının; (a) ortalama  $Nu$  sayısı ve (b) basınç düşüm değişimleri

Şekil 7'de farklı Reynolds sayıları ve farklı hacim oranlarındaki nanoakışkanın, (a) ortalama  $Nu$  sayısı, (b) basınç düşüm değişimleri görülmektedir. Buna göre artan Reynolds sayısı ve katı hacim oranıyla hem ortalama Nusselt sayısı hem de basınç düşümü artmaktadır.



Şekil 7. Farklı  $Re$  sayıları ve farklı hacim oranlarındaki nanoakışkanın, (a) ortalama  $Nu$  sayısı (b) basınç düşüm değişimleri



## Sonuçlar

Bu çalışmada, iki boyutlu dalgalı trapez şeklindeki plakalı ısı eşanjöründeki SiO<sub>2</sub>- su bazlı nanoakışkanın tam gelişmiş türbülanslı zorlanmış konvektif akış ve ısı transferi davranışları sayısal olarak incelenmiştir. Dalgalı trapez kanala sabit ısı akısı sınır şartı uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre; baz akışkana nanopartikül eklenmesi ve nanopartikülün hacim oranının artırılması ısı transferini iyileştirmekte, ortalama Nusselt sayısını artırmaktadır. Ancak arzu edilmeyen basınç kaybını artırmaktadır.

Nanoakışkanın hacim oranının % 4, Reynolds sayısının 20000 olduğu durumdaki basınç kaybının artışı baz akışkanın yaklaşık 2.5 katı kadardır. Ortalama Nusselt sayısında ise baz akışkana göre % 18 civarında bir iyileşme olmuştur.

Isı transferinin iyileşmesinde kanal geometrisi de etkin rol oynamaktadır. Kanal duvarlarında girdapların oluşması ısı transferini artırmaktadır. Literatür çalışmaları da incelendiğinde, düz ve silindirik kanallara kıyasla, girinti ve çıkıntılara sahip dalgalı trapez gibi kanallarda ısı transferinin iyileşme oranlarının daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Bu nedenle, bu çalışmada nanoakışkan ve dalgalı trapez kanal kullanılması detaylı olarak incelenmiş ve yüksek termal performans katkıda bulunmasından dolayı daha kompakt ve daha düşük maliyetli ısı eşanjörleri tasarımı için kullanılabilir olduğu sonucuna varılmıştır. Yalnız nanoakışkan kullanımı ile ısı transfer iyileşmesi sağlanırken, basınç düşümünün artmasıyla, pompa maliyeti yükselir. Ancak bu sonuç nanoakışkan kullanımını sınırlamaz. Isı transfer artışı basınç düşümünün eksik yönüyle performansın genel artışında dengelenir. Bununla birlikte katı hacim oranı arttıkça hem nanoakışkan maliyeti artar hem de süspansiyon içinde çökme meydana gelebilir. Bu nedenle optimum ısı transfer iyileşmesinin sağlandığı değerler tercih edilmelidir.

Çalışmadan elde edilen sonuçlar neticesinde, endüstrinin ihtiyacı olan daha düşük maliyetli, daha hafif ve daha kompakt ısı eşanjörü tasarımları yapılabilir.

## Kaynaklar

- A.M. Abed, M.A. Alghoul, K. Sopian, H.A. Mohammed, Hasan sh. Majdi, Ali Najah Al-Shamani, Design characteristics of corrugated trapezoidal plate heat exchangers using nanofluids, *Chemical Engineering and Processing* **87**, 88 – 103, 2015.
- A.K. Tiwari, P. Ghosh, J. Sarkar, H. Dahiya, J. Parekh, Numerical investigation of heat transfer and fluid flow in plate heat exchanger using nanofluids, *Int. J. Therm. Sci.* **85**, 93 – 103, 2014.
- Choi, S.U.S., Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, *Develop. Appl. Non Newtonian Flows*, 99 – 106, 1995.
- G. Tanda, Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs, *Int. J. Heat Mass Transfer* **47**, 229 – 243, 2007.
- H.G. Kwon, S.D. Hwang, H.H. Cho, Flow and heat/mass transfer in a wavy duct with various corrugation angles in two dimensional flow regimes, *Heat Mass Transfer* **45**, 157 – 165, 2008.
- H. Heidary, M. Kermani, Effect of nano-particles on forced convection in sinusoidal-wall channel, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* **37**, 1520 – 1527, 2010.
- H. Heidary, M. Kermani, Heat transfer enhancement in a channel with block (s) effect and utilizing nano-fluid, *Int. J. Therm. Sci.* **57**, 163 – 171, 2012.
- H. Mohammed, A.M. Abed, M.Wahid, The effects of geometrical parameters of a corrugated channel with in out-of-phase arrangement, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* **40**, 47 – 57, 2013.
- Kebllinski, P., Phillpot, S.R., Choi, S.U.S. and Eastman, J.A. , Mechanisms of Heat Flow in Suspensions of Nano-sized Particles (nanofluids), *Int. J. Heat Mass Transfer*, **45**, 855 – 863, 2002.
- M. Ahmed, N. Shuaib, M. Yusoff, A. Al-Falahi, Numerical investigations of flow and heat transfer enhancement in a corrugated channel using nanofluid, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* **38**, 1368 – 1375, 2011.
- M. Pantzali, A. Mouza, S. Paras, Investigating the efficacy of nanofluids as coolants in plate heat exchangers (PHE), *Chem. Eng. Sci.* **64**, 3290 – 3300, 2009.
- P.Naphon, Laminar convective heat transfer and pressure drop in the corrugated channels, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* **34**, 62 – 71, 2007.
- P.Naphon, Effect of wavy plate geometry configurations on the temperature and flow

distributions, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* **36**, 942 – 946, 2009.

S.Lee,S-S. Choi, S.U.S., Li, S., Eastman, J.A.,  
Measuring thermal conductivity of fluids  
containing oxide nanoparticles, *ASME J. Heat  
Transfer* **121**, 280 – 289, 1999.

Y. Islamoglu, C. Parmaksizoglu, The effect of  
channel height on the enhanced heat transfer  
characteristics in a corrugated heat exchanger  
channel, *Appl. Therm. Eng.* **23**, 979 - 987, 2003.

## Investigation of flow and heat transfer characteristics of corrugated trapezoidal plate heat exchangers using nanofluids

### Extended abstract

*In this study, fully developed turbulent flow and heat transfer behaviors of the water based nanofluid in the corrugated trapezoidal plate heat exchanger have been numerically investigated. The effects of SiO<sub>2</sub> nanoparticles with different volume fractions ( $\phi = 0\% - 4\%$ ), different Reynolds numbers (6000-20000) and diameter 20nm were investigated under constant heat flux (6 kW / m<sup>2</sup>) in the analyzes. Geometrical parameters of the corrugated trapezoidal channel, trapezoidal height  $e = 5\text{mm}$ , trapezoidal pitch length  $Pe = 12\text{mm}$ , width of the top trapezoidal channel  $w = 3\text{mm}$ . The problem is assumed to be two dimensional. To ensure a fully-developed flow, the length of each adiabatic flat wall section before and after the corrugated section is set to be 250 and 100mm, respectively.*

*Executive equations have been solved with Ansys Fluent programme. The  $k-\epsilon$  standard turbulence model, which delivers the solution in a shorter time, is used. Second order upwind scheme and uniform grid structure are used to discretize executive equations, using Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations-Consistent algorithm and pressure-velocity binary system. Solutions are assumed to converge when normalized residual values reach  $10^{-6}$  for all variables. In order to test the correctness of the code in the numerical study, the results obtained are compared with Abed et al. and it has been seen that there is a good fit between the results.*

*The effects on heat and flow fields have been investigated heat transfer increases together with the nanoparticle volume concentration.*

*Adding nanoparticles to the base fluid and the increase in the coefficient of thermal conductivity due to the volume fraction of the nanoparticle improves heat transfer and increases the average Nusselt number but the*

*pressure loss also increases. Because Reynolds number and increased viscosity due to the volume fraction increases velocity.*

*In this study, velocity distributions, isotherm contours, average Nusselt numbers and pressure loss are obtained at different Reynolds numbers and different volume fractions. When compared results to the base fluid, nanofluid increases of 18 % in the average Nusselt number is observed for the nanoparticle at 4% nanoparticle volume fraction and Reynolds number 20000. The increase in pressure loss is about 2.5 times that of the base fluid.*

*The geometry of channel that provides a turbulence flow plays an effective role in improving heat transfer. The formation of vortices in the channel walls increases heat transfer. When literature studies are examined, it is observed that the recovery rates of heat transfer in channels such as corrugated trapezoidal with recesses and protrusions are higher than those of flat and cylindrical channels.*

*The use of nanofluid and corrugated trapezoidal channels has resulted in being able to design compact and more cost-efficient heat exchangers due to its contribution to high thermal performance. The pump cost is increased by increasing the pressure drop while heat transfer recovery is achieved by using only nanofluid. However, this result does not limit the use of nanofluids. The increase in heat transfer is compensated for in the overall increase in performance in the missing direction of pressure drop. As the volume fraction increases, both nano activity costs increase and precipitation may occur in the suspension. For this reason, optimum heat transfer recovery values should be preferred.*

*This study conclude that the use of nanofluid instead of traditional heat transfer fluid enhances heat transfer. Therefore in need of the industry, having a high thermal performance, it contributes to a compact and more cost-efficient design of plate heat exchanger.*

**Keywords:** Heat exchanger; Corrugated trapezoidal plate; Nanofluid; Heat transfer; CFD.