



Yüksek ısı akılı hareketli bir plakadan olan ısı transferine nanoakışkanların ve çarpan jetlerin müşterek etkisinin sayısal incelenmesi

Numerical investigation of combined effect of nanofluid and impinging jet on heat transfer from a high heat flux moving surface

Mustafa Kılıç^{1,*}, Murat Gökçek²

¹ Adana Alparslan Türkeş Bilim ve Teknoloji Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 01250, Adana Türkiye

² Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 51240, Niğde Türkiye

Özet

Gelişen teknoloji endüstriyel cihazlar üzerindeki ısı yükler gün geçtikçe artmaktadır. Bu ısı yüklerin cihazlara vereceği tahribatı engellemek için ısı transferinin artırılması çözülmesi gereken önemli bir problem haline gelmiştir. Bu çalışmada; üzerinde yüksek ısı akısı olan hareketli bir plakadan olan ısı transferinin, nanoakışkanlar ve çarpan jet kullanılarak iyileştirilmesinin sayısal incelemesini hedeflemiştir. Farklı nanoakışkan giriş hızları için hesaplanan Reynolds sayılarının ($Re=8000, 16000, 24000, 32000$), farklı nanoakışkan hacim oranları ($\phi=0.5, 1.0, 1.5, 2.0$), farklı nanoakışkan parçacık çaplarının ($D_p=10, 20, 30, 40$ nm) ve farklı plaka hızlarının ($V_{plaka}=0, 0.5, 1, 2$ m/s) ısı transferine etkisi sayısal olarak çalışılmıştır. Tüm parametreler için temel akışkan olarak $Al_2O_3-H_2O$ nanoakışkanı kullanılmıştır. Sayısal çalışmada PHOENICS hesaplamalı akışkanlar dinamiği programının $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Çalışma sonucunda; Reynolds sayısı $Re=8000-32000$ aralığında artırıldığında Nu_{ort} değerinde %54.9 artış olduğu tespit edilmiştir. Nanoakışkan hacimsel oranı $\phi=0.5-2.0$ aralığında artırıldığında ortalama Nusselt sayısında % 2.5'lik bir artış olduğu belirlenmiştir. Nanoakışkan parçacık çapı $D_p=40-10$ nm aralığında azaltdığında ortalama Nusselt sayısında % 9.1'lik bir artış meydana geldiği tespit edilmiştir. Farklı plaka hızlarında ise ortalama Nusselt sayısının genel olarak arttığı belirlenmiştir. Bu artışın; plaka hızı ve akışkan hızının ters yönde olduğu bölgede, aynı olduğu bölgeye göre daha belirgin bir şekilde ortaya çıktığı tespit edilmiştir. $V_{plaka}=0-2$ m/s aralığında Nu_{ort} değerindeki artışın %40,9 olarak meydana geldiği belirlenmiştir. Ayrıca sayısal model sonuçları, literatürdeki deneysel sonuçlarla da doğrulanmıştır.

Anahtar kelimeler: Çarpan jet, Hareketli plaka, Isı transferi, Nanoakışkan.

1 Giriş

Gelişen teknoloji ile özellikle elektronik sistemler, havacılık-uzay çalışmaları ve sağlık alanında yapılan çalışmalar sonucunda; geliştirilen endüstriyel cihazlar üzerindeki ısı yükler gün geçtikçe artmaktadır. Bu ısı yüklerin cihazlara vereceği tahribatı engellemek maksadıyla ısı transferinin artırılması, çözülmesi gereken önemli bir problem haline gelmiştir. Bu durum yeni arayışlara yönelmeye sebep olmuştur. Bu sebeple, gelişen teknoloji ile birlikte nanoteknoloji üzerine yapılan çalışmalar her geçen gün artmaktadır. Bu çalışmaların bir ürünü olarak ortaya çıkan nanoakışkanlar, 1-100 nm parçacık boyutlarından oluşan metallere temel bir sıvı içerisine belli şartlar altında karıştırılmasıyla oluşturulur. Oluşan bu yeni karışımın ısı iletim katsayısı geleneksel ısı transferi akışkanlarına göre oldukça yüksektir. Su, glikol, yağ gibi geleneksel ısı transferi

Abstract

Besides technological developments heat loads on industrial systems are also increasing. So increasing rate of heat transfer to prevent demolition of the systems by high heat flux is a significant problem to solve. In this study, enhancement of heat transfer from a moving high heat flux surface with nanofluids and impinging jets was studied numerically. Effects of different Reynolds number for different fluid velocities ($Re=8000, 16000, 24000, 32000$), different volume ratio of nanofluids ($\phi=0.5, 1.0, 1.5, 2.0$), different particle diameter of nanofluids ($D_p=10, 20, 30, 40$ nm) and different plate velocities ($V_{plate}=0, 0.5, 1, 2$ m/s) on heat transfer were investigated. $Al_2O_3-H_2O$ is used as a base fluid for all parameter. $k-\epsilon$ turbulence model of PHOENICS CFD program was used for numerical analysis. As a result; increasing Re number from $Re=8000$ to $Re=32000$ causes an increase of 54.9% on Nu_{avg} , increasing nanofluid volume ratio from $\phi=0.5$ to $\phi=2.0$ causes an increase of 2.5% on Nu_{avg} , decreasing nanofluid particle diameter from $D_p=40$ nm to $D_p=10$ nm causes an increase of 9.1% on Nu_{avg} . It was also determined that increasing plate velocity causes an increase on Nu_{avg} . This increase can be assigned at the region of fluid velocity and plate velocities were at the same direction according to the opposite direction. Increasing plate velocity from $V_{plate}=0$ m/s to $V_{plate}=2$ m/s causes and increase of 40.9% on Nu_{avg} . Additionally, numerical results were also verified with some experimental results in literature.

Keywords: Impinging jet, Moving plate, Heat transfer, Nanofluid.

akışkanlarını küçük boyutlu uygulamalarda kullanmak güçtür. Bu sebeple nanoakışkanlar son dönemde geleneksel ısı transferi akışkanlarının yerine kullanılmaya başlanmıştır. Isı transferini arttırmak için kullanılan bir başka yöntem ise çarpan jetlerdir.

Literatürde nanoakışkan ve çarpan jetlerle ilgili ayrı ayrı çalışmalar mevcut olmasına rağmen, iki etkinin birlikte kullanıldığı çok az çalışma mevcuttur. Çarpan jetlerle ilgili çalışmalar incelendiğinde; sınırlandırılmış akışkan jetlerde ısı transferini incelendiği deneysel çalışmada; Reynolds sayısının ve jet-hedef plaka mesafesinin etkilerini gözlemlenmiştir. Jet-hedef plaka mesafesindeki değişimin ısı transferine etkisinin çok önemli olmadığı, ancak Reynolds sayısındaki artışın ısı transferini artırdığı tespit edilmiştir [1]. Çoklu jetlerin uygulandığı çalışmalarda silindir bir yüzeye farklı geometrilerdeki yarıklardan

* Sorumlu yazar / Corresponding author, e-posta/e-mail: mkilic@atu.edu.tr (M. Kılıç)

Geliş / Recieved: 06.06.2020 Kabul / Accepted: 02.10.2020 Yayınlanma / Published: 15.01.2021

doi: 10.28948/ngumuh.748791

gönderilen jet akışını deneysel olarak incelemiştir. İki farklı jet/silindir konfigürasyonu denenmiştir. Birinci uygulamada; yarık uzunluğu silindir uzunluğuna eşit olacak şekilde jet akışı uygulanmıştır. İkinci uygulamada; yarık uzunluğu silindir çapına eşit olacak şekilde üç ayrı yarıktan silindire jet akışı uygulanmıştır. Sonuç olarak silindirin çoklu yarıklarla soğutulması tek bir yarıkla soğutulmasından daha etkin soğutma sağlamıştır [2]. Jet Reynolds sayılarının, jet akışlarının duvar üzerindeki konumunun, jetlerin birbirine olan mesafesinin ısı transferine olan etkisi incelenmiştir. Akışkan olarak $Pr=0.71$ olan hava kullanılmıştır. Kanal içinde iki jetin birbirine olan etkisi sonucunda çarpma bölgesinde çok katmanlı bir akış meydana gelmiştir. Ortalama Nusselt sayısı Reynolds sayısının artışı ile doğrusal olarak artmıştır. İlk jetin Reynolds sayısı ikinci jetten daha fazla olduğunda ısı transferinin önemli ölçüde arttığı gözlemlenmiştir. Sonuç olarak; iki jet birbirine yaklaştıkça ikinci jetin etkisinin azaldığı tek bir jet gibi davranıldığı gözlemlenmiştir [3]. Farklı Reynolds sayılarının ve boyutsuz kanal yüksekliklerinin incelendiği çalışmalarda; Nusselt sayısının $Re = 4000-10000$ aralığında %49.5, $H/Dh = 4-10$ aralığında ise, %17.9 oranında arttığı tespit edilmiştir [4]. Farklı nozul geometrilerinin ısı transferine etkisinin incelendiği çalışmalarda; farklı geometrilerdeki nozulun düz çıkışlı nozula göre ısı transferinde artışa sebep olduğu gözlemlenmiştir. Aynı zamanda şekil verdirilmiş nozuldan çıkan uniform akışın türbülanslı akışa sebep olan akış bozulmalarını geciktirdiği tespit edilmiştir. Sonuç olarak; yüzeydeki ısı transferinin artırılmasında yüzeye gelen akış geometrisinin önemli olduğu belirlenmiştir [5]. Jet akışına kanatçıkların etkisinin incelendiği çalışmalarda; girdap oluşum bölgesinin, yerel Nusselt sayısının, türbülans kinetik enerjisinin, jet ve kanatçık genişliğinden, jetler arası mesafeden, kanatçık kalınlığından ve jet Reynolds sayısından büyük ölçüde etkilendiği gözlemlenmiştir. Kanatçıkların yerlerinin jetlere göre değişiminin ısı transferini önemli ölçüde etkilediği tespit edilmiştir [6]. Farklı jet kombinasyonlarının, farklı akış özelliklerinde incelendiği deneysel çalışmalarda ise; jet geometrisi yanında jet konumlarının da yüzeyden olan ısı transferini önemli ölçüde etkilediği tespit edilmiştir [7, 8].

Nanoakışkan kullanılarak ısı transferinin incelendiği çalışmalarda; CuO-Su nanoakışkanı kullanarak farklı hacimsel oranlarda ısı transferini incelemişlerdir. Sonuç olarak hacim oranı arttıkça ve Reynolds sayısı arttıkça ısı transfer katsayısının da arttığı tespit edilmiştir [9]. Nanoakışkan kullanıldığında yalnızca su kullanılması durumuna göre ısı transferinde önemli bir artış sağlanabildiği, basınç düşüşünde önemli bir değişim olmadığı belirlenmiştir [10].

Al_2O_3 -Su nanoakışkanı kullanıldığı durumda, sınırlandırılmış akışkan jetlerin ısı transferine etkisini incelemiştir. Reynolds sayısı ve akışkan içerisindeki parçacık yoğunluğu arttıkça yerel ısı transfer katsayısının ve Nusselt sayısını arttırdığı, ortalama ısı transfer katsayısındaki en yüksek artışın (%36) $H/W=10$ ve nanoakışkan farklı Reynolds sayılarında ($Re=3000-32000$) ve nanoakışkanları farklı hacimsel oranlarında ($\phi=0-10$) incelenmiştir. Akışkan içindeki nanoparçacıkları artırdıkça, saf su

kullanıldığı duruma ısı transfer katsayısında %62 oranında bir artış sağlanabildiği, akışkan olarak CuO-Su kullanıldığı durumda ısı transferinde Al_2O_3 nanoakışkanı kullanılması durumuna göre %8.9 ve TiO_2 -Su nanoakışkanı kullanılması durumuna göre %12 oranında bir artış sağlanabildiği görülmüştür [12]. Kapalı devre titreşimli ısı borusunun ısı performansının incelendiği çalışmada ise; sistem ısı direncinin azaldığını belirlenmiştir [13].

Cu-Su nanoakışkanı kullanıldığı durumda; nanoakışkanların ve çoklu jetlerin ısı transferine ve akış özelliklerine etkisi incelemişlerdir. Sonuç olarak; nanoakışkan hacim oranının $\phi=2-4$ aralığında artırıldığında ortalama Nu sayısının %10.4 arttığı, en iyi performansın Cu-Su nanoakışkan ile elde edildiği ve çoklu jetlerin konumlarının ısı transferinde önemli bir belirleyici olduğunu tespit etmişlerdir [14]. Farklı Re sayılarının, parçacık çaplarının ve nanoakışkanların ısı transferine etkisinin incelendiği çalışmada; $Re= 12000-18000$ aralığında artırıldığında Nuort değerinin %28 arttığı, hacimsel oran; $\phi=2$ den $\phi=8$ 'e çıkarıldığında ortalama Nusselt sayısında %7.1 oranında bir artış olduğu ve Cu-Su nanoakışkanı kullanılması durumunda; geleneksel bir ısı transferi akışkanı olan saf suya göre ortalama Nusselt sayısında %8.3 oranında bir artış sağlandığı tespit edilmiştir [15].

Gümüş nanoparçacık ve su kullanılması durumunda; 10 nm nanoparçacıklar kullandığında saf su kullanımına göre ısı direncin %50 azaldığı ve parçacık çapı 35 nm olduğunda ısı direnci % 80 oranında azalma olduğu belirlenmişlerdir [16].

Nanoakışkanların pulsatif akışta ısı transferine etkilerinin incelendiği çalışmada; nanoakışkanların pulsatif akışı durumunda pulsatif parametrelerin artması ile sürtünme faktöründe artış ve ısı transferinde iyileşme olduğu belirlenmiştir [17-19].

Literatürdeki mevcut çalışmaların çoğunda nanoakışkanların termal özelliklerinin belirlenmesine yönelik çalışmalar ile çarpan jetlerin sınırlandırılmış ve sınırlandırılmamış uygulamaları bulunmaktadır. Ancak nanoakışkan ve çarpan jetlerin ısı transferine etkisi ayrı ayrı ele alınmıştır. Bu çalışma; literatürden farklı olarak yüksek ısı akılı, hareketli bir plakadan olan ısı transferinin, nanoakışkanlar ve çarpan jetler kullanılarak iyileştirilmesinin müşterek etkisinin sayısal incelemesini hedeflemiştir. Farklı parametrelerin ısı transferine etkisi sayısal olarak incelenmiş ve sayısal modelin deneysel sonuçlarla doğrulanması sağlanmıştır.

2 Materyal ve metod

Bu çalışmada; yüksek ısı akılı hareketli bir plakadan nanoakışkanlar ve çarpan jet kullanılarak soğutulması sayısal olarak, dört farklı parametre için (farklı Re sayılarında, farklı nanoakışkan hacim oranı, farklı nanoakışkan parçacık çapı ve farklı plaka hızlarında) incelenmiştir.

2.1. Matematiksel tanımlar

Yüzeyden olan ısı transferi iletim, taşınım ve ışınım ile gerçekleşecektir.

$$Q_{tasnm} = Q_{toplamlam} - Q_{iletim} - Q_{ışınım} \quad (1)$$

Yüzeyden konveksiyonla olan ısı transferi;

$$Q_{tasnm} = h.A.\Delta T \quad (2)$$

Burada h ısı taşınım katsayısı, A taşınım yüzey alanı, ΔT ($\Delta T = T_w - T_{ygn}$) ölçülen yüzey sıcaklığı ile akışkan ortalama sıcaklığı arasındaki farktır. Nusselt sayısı (Nu); taşınım ile olan ısı transferinin iletimle olan ısı transferine oranını gösteren boyutsuz parametredir. Dolayısı ile Nusselt sayısı akışkan tabakalarındaki ısı transferindeki iyileşmeyi gösterir. Nusselt sayısı;

$$Nu = \frac{(Q_{tasnm} \cdot D_h)}{(T_{yücey} - T_{ygin}) \cdot k_{nf}} \quad (3)$$

Burada T_s ölçülen yüzey sıcaklığı, D_h hidrolik çap ve k_{nf} ise nanoakışkan ısı iletkenlik katsayısıdır. Reynolds sayısı ise;

$$Re = \frac{(\rho_{nf} \cdot V_{jet} \cdot D_h)}{(\mu_{nf})} \quad (4)$$

Burada ρ_{nf} nanoakışkan yoğunluğu, V_{jet} jet çıkış hızı ve μ_{nf} nanoakışkan dinamik viskozitesidir. Nanoakışkan yoğunluğu ise;

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi) \cdot \rho_{bf} + \varphi \cdot \rho_p \quad (5)$$

Burada ρ_{bf} temel akışkan (su) yoğunluğu, φ nanoakışkan hacimsel oranı, ρ_p ise nanoakışkan içerisindeki katı parçacıkların yoğunluğudur. Nanoakışkan hacimsel oranı ise;

$$\varphi = \frac{1}{(1/\omega) \cdot (\rho_p - \rho_{bf})} \quad (6)$$

Burada ω nanoakışkan ile temel akışkanın (su) yoğunlukları arasındaki farktır. Nanoakışkan özgül ısısı ise;

$$C_{p_{nf}} = \frac{\varphi \cdot (\rho \cdot C_p)_p + (1 - \varphi) \cdot (\rho \cdot C_p)_f}{(\rho_{nf})} \quad (7)$$

Burada $C_{p(p)}$ parçacığın özgül ısısı, $C_{p(f)}$ temel akışkanın özgül ısısıdır. Nanoakışkanın ısı iletim katsayısı ise [20] ;

$$\frac{k_{eff}}{k_f} = 1 + 4.4 Re_{(p)}^{0.4} Pr^{0.66} \left(\frac{T}{T_{fr}} \right)^{10} \left(\frac{k_p}{k_f} \right)^{0.03} \varphi^{0.66} \quad (8)$$

Burada $Re_{(p)}$ nanoparçacık Reynolds sayısı, Pr temel akışkanın Prandtl sayısı. k_p nanoparçacıkların ısı iletim katsayısı, φ parçacık hacimsel oranı, T nanoakışkanın sıcaklığı (K), T_{fr} temel akışkanın donma noktasıdır.

Nanoparçacık Reynolds sayısı ise;

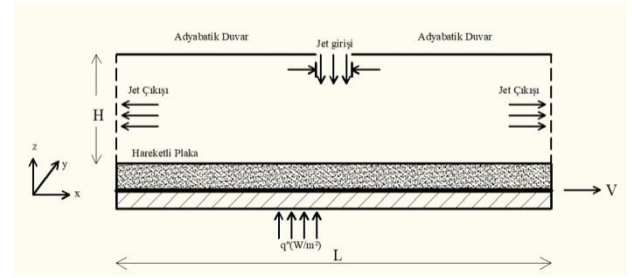
$$Re = \frac{2 \rho_f k_b \tau}{\pi \mu_f^2 d_p} \quad (9)$$

K_b Boltzmann sabitidir. Nanoakışkanın dinamik viskozitesi ise şu şekilde formüle edilmiştir;

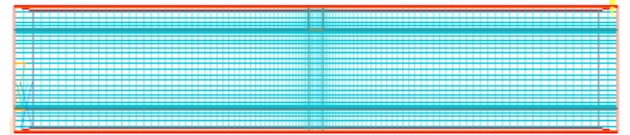
$$\mu_{nf} = \mu_{bf} (1 + 2,5 \varphi + 4,698 \varphi^2) \quad (10)$$

2.2. Sayısal Model

Bu çalışmada sayısal analiz için PHONEICS HAD programının standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Bu model; sınırlandırılmış çarpan jet uygulamalarında, hareketli duvar etkilerini daha iyi bir şekilde ortaya koyabilmesi ve uygulanan Reynolds değerinde deney sonuçları ile uyumlu sonuçlar elde edilebilmesi sebebiyle tercih edilmiştir. Analizde kullanılan HAD modeli ve hücre yapısı Şekil 1 ve Şekil 2’de gösterilmiştir.



Şekil 1. HAD modeli



Şekil 2. Hücre yapısı

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (11)$$

Momentum denklemi:

$$\rho U_i \frac{\partial U_j}{\partial x_i} = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \rho u'_i u'_j \right] \quad (12)$$

Enerji denklemi:

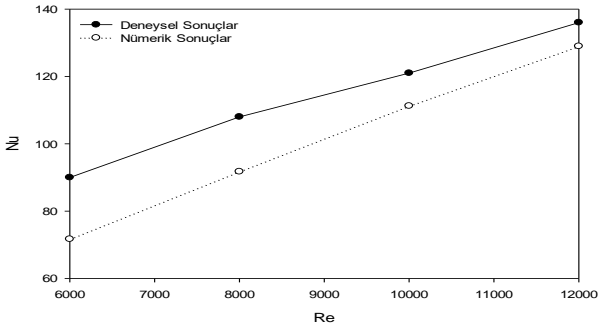
$$\rho c_p U_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k \frac{\partial T}{\partial x_i} - \rho c_p u'_i T' \right] \quad (13)$$

Bu çalışmada kullanılan sınır şartları Tablo 1’de gösterilmiştir.

Tablo 1. Sınır Şartları

	U(m/s)	V(m/s)	W(m/s)	T (K)	k	ε
Jet	U=0	V=0	W= W _{giriş}	T=T _{giriş}	$(T_1 W_{jet})^2$	$(C_\mu C_d)^{3/4} k^{3/2} / L$
Plaka	U=U _{plaka}	V=0	W=0	$q''=q''_{yüze}$ y	k=0	$\frac{\partial \varepsilon}{\partial z} = 0$
Çıkış	$\frac{\partial U}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial V}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial W}{\partial x} = 0$	T=T _{çıkış}	$\frac{\partial k}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = 0$
Ön Duvar	U=0	V=0	W=0	$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$	-	-
Üst Duvar	U=0	V=0	W=0	$\frac{\partial U}{\partial z} = 0$	-	-

Bu çalışmada 110x40x32 hücre sayısı kullanılmıştır. Hücre yapısı akış şartlarına göre ayarlanmış olup daha hassas bir sonuç alabilmek için jet girişleri ve bakır plakanın yüzeyinde hücreler yoğunlaştırılmıştır. İterasyon sayısı 1000 ve 5000 arasında, hücre sayısı 25 ve 34 aralığında çalışılmıştır. Buna göre hücre sayısı 110x40x32 ve iterasyon sayısı 3000 olduğunda sonuçların hücre sayısından ve iterasyon sayısından bağımsız olduğu görülmüştür. Sayısal model, literatürdeki deney sonuçlarına göre doğrulanmıştır [21]. Şekil 3'te görüldüğü üzere sayısal model ve deneysel sonuçlar arasındaki fark Re=12000 için %5'in altındadır. Mevcut uygulamada Re=16000 olarak çalışılmıştır.



Şekil 3. Sayısal Modelin Kıyaslanması

3 Bulgular ve tartışma

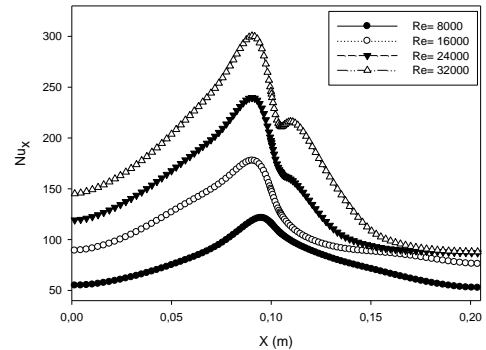
3.1. Farklı Reynolds sayılarının ısı transferine etkisi

Reynolds sayısı arttıkça (hidrodinamik sınır tabakanın artması ve ısıl sınır tabakanın azalmasına bağlı olarak) ortalama Nusselt Sayısının arttığı ve yüzey sıcaklığının düştüğü belirlenmiştir. Ancak Reynolds sayısındaki bu artış miktarının yüksek Reynolds sayılarında azalarak arttığı tespit edilmiştir. Duvar jeti bölgesinin etkisinin plaka hareketi yönünde göreceli hız azalmasına bağlı olarak azaldığı ve bu bölgede yerel Nusselt sayısının azaldığı ve aksi yönde, plaka hızına aksi yönde akan akışkanın hidrodinamik sınır tabaka artışına bağlı olarak, ısıl sınır tabakanın azaldığı ve yerel Nusselt sayısının azaldığı tespit edilmiştir. Şekil 4'te farklı Reynolds sayılarında yerel Nusselt sayılarının değişimi verilmiştir. Bu sonuçlara göre; Re=8000-16000 aralığında arttırıldığında Nu_{ort} değerinde %38.3 artış olduğu, Re=16000-24000 aralığında

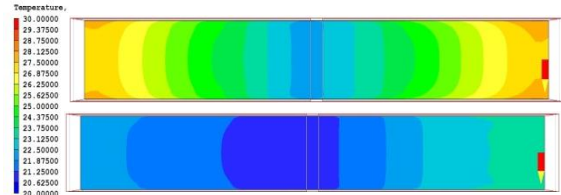
arttırıldığında Nu_{ort} değerinde %28,9 artış olduğu, Re=24000-32000 aralığında arttırıldığında Nu_{ort} değerinde %24,3 artış olduğu, Re=8000-32000 aralığında arttırıldığında Nu_{ort} değerinde %54.9 artış olduğu tespit edilmiştir. Şekil 5'te plaka yüzeyinde oluşan sıcaklık konturları Re=8000 ve Re=32000 değerleri için gösterilmiştir.

3.2. Farklı nanoakışkan hacim oranlarının ısı transferine etkisi

Nanoakışkan hacimsel oran arttıkça plakadan olan ısı transferinin arttığı, ancak bu artışın azalarak devam ettiği tespit edilmiştir. Şekil 6'te farklı hacim oranları için yerel Nusselt sayılarının değişimi, Şekil 7'te ortalama Nusselt sayısının değişimi verilmiştir. Jet giriş sıcaklığı T_{giriş}= 20 °C, Re= 16000 ve plaka hızı= 2 m/s olduğu şartlarda; hacimsel

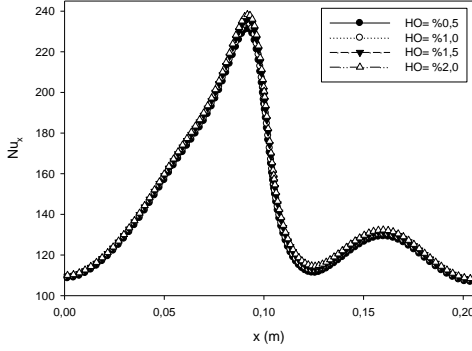


Şekil 4. Farklı Reynolds sayılarında yerel Nusselt sayıları

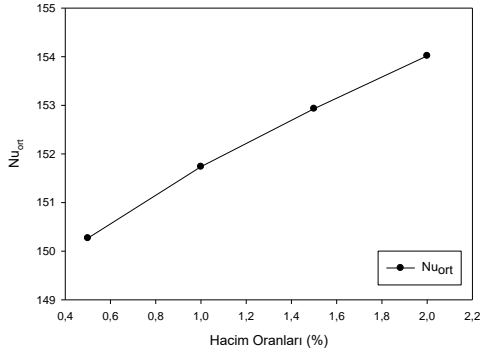


Şekil 5. Plaka Sıcaklık konturları (a) Re= 8000 (b) Re=32000

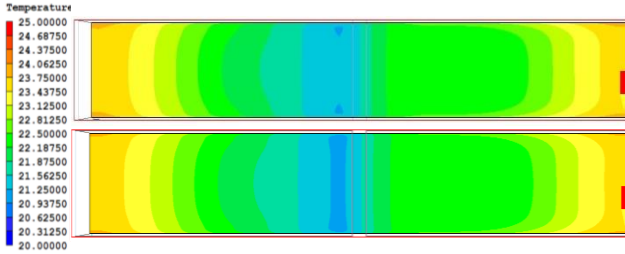
oran $\phi=0,5-1,0$ aralığında arttırıldığında ortalama Nusselt sayısında %0,98, $\phi=1,0-1,5$ aralığında arttırıldığında ortalama Nusselt sayısında %0,79, $\phi=1,5-2,0$ aralığında arttırıldığında ortalama Nusselt sayısında % 0,71 oranında artış olduğu tespit edilmiştir. Sonuç olarak; hacimsel oran dört kat arttırıldığında ($\phi=0,5-2,0$ aralığında arttırıldığında) ortalama Nusselt sayısında %2,5'lik bir artış olduğu belirlenmiştir. Nanoakışkan hacim oranının arttırılması özellikle çarpma bölgesinde belirgin bir sıcaklık azalmasına ve duvar jeti bölgesinin daha belirgin bir şekilde oluşmasını ve jet etkisinin daha fazla bir bölgede görülebilmesini sağlamıştır. Şekil 8'de plaka yüzeyinde oluşan sıcaklık konturları $\phi=0,5$ ve $\phi=2,0$ değerleri için gösterilmiştir.



Şekil 6. Farklı hacim oranlarında yerel Nusselt sayıları



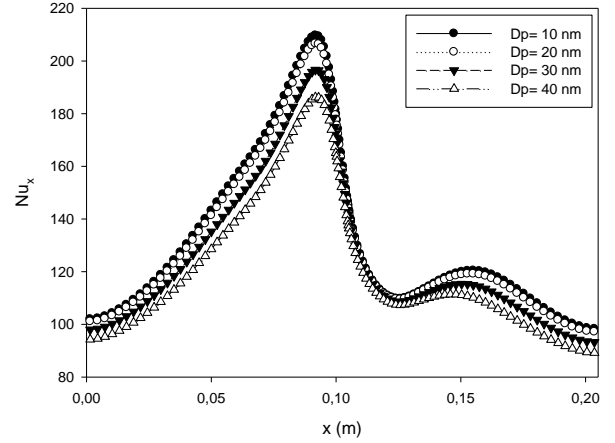
Şekil 7. Farklı hacim oranlarında Ortalama Nusselt sayıları



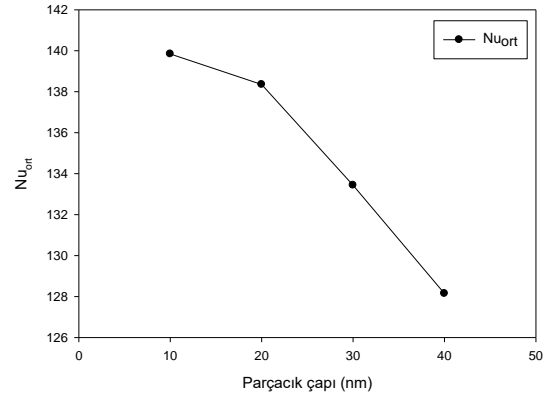
Şekil 8. Plaka Sıcaklık konturları (a) $\phi=0.5$ (b) $\phi=2.0$

3.3. Farklı nanoakışkan parçacık çaplarının ısı transferine etkisi

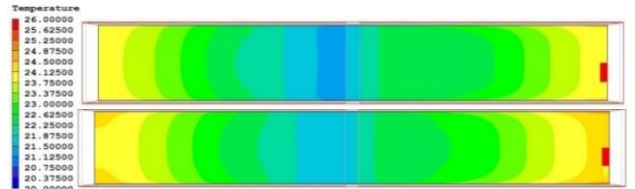
Jet giriş sıcaklığı $T_{giriş} = 20$ °C, $Re = 16000$ ve plaka hızı $V_{plaka} = 2$ m/s olduğu durumda, nanoakışkan parçacık çapı azaldıkça (katı parçacık yüzey alanının artmasına bağlı olarak) ortalama Nusselt Sayısının arttığı ve yüzey sıcaklığının düştüğü belirlenmiştir. Şekil 9'te farklı hacim oranları için yerel Nusselt sayılarının değişimi, Şekil 10'te ortalama Nusselt sayısının değişimi verilmiştir. Ancak ortalama Nusselt sayısındaki bu artışın, azalan parçacık çapları için azalarak devam ettiği tespit edilmiştir. Parçacık çapı $D_p = 40-30$ nm aralığında azaltıldığında ortalama Nusselt sayısında %4,1'lik bir artış olduğu, $D_p = 30-20$ nm aralığında azaltıldığında ortalama Nusselt sayısında %3,7'lik bir artış olduğu, $D_p = 20-10$ nm aralığında azaltıldığında ortalama Nusselt sayısında %1,1'lik bir artış olduğu tespit edilmiştir. En yüksek ısı transferi artışı, $D_p = 40-10$ nm aralığında azaltıldığında ortalama Nusselt sayısında %9,1'lik bir artış olarak meydana gelmiştir. Şekil 11'de plaka yüzeyinde



Şekil 9. Farklı parçacık çaplarının yerel Nusselt sayısına etkisi



Şekil 10. Farklı parçacık çaplarının ortalama Nusselt sayısına etkisi



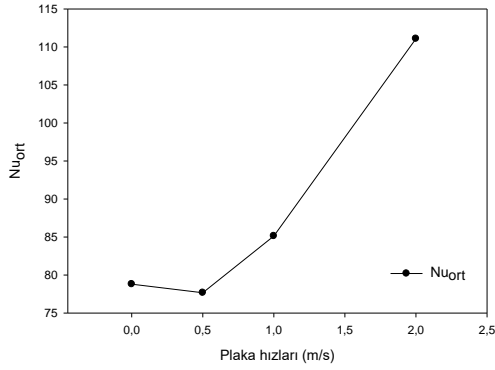
Şekil 11. Plaka Sıcaklık konturları (a) $D_p=10$ (b) $D_p=40$

oluşan sıcaklık konturları $D_p=10$ ve $D_p=40$ değerleri için gösterilmiştir.

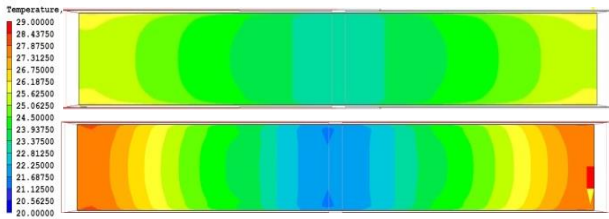
3.4. Farklı plaka hızlarının ısı transferine etkisi

Jet giriş sıcaklığı $T_{giriş} = 20$ °C, $Re = 16000$ ve soğutucu akışkan olarak %2 hacimsel orandaki Al_2O_3-Su nanoakışkanı kullanıldığı durumda, Ortalama Nusselt sayısının plaka hızı arttıkça genel olarak arttığı tespit edilmiştir. Şekil 12'da farklı plaka hızlarının ortalama Nusselt sayısına etkisi verilmiştir. $V_{plaka}=0-0.5$ m/s aralığında plaka hareketinin aksi yönde oluşan duvar jeti bölgesinde hız azalmasına bağlı olarak Nu_{ort} değerinin %1,4 azaldığı, $V_{plaka}=0.5-1$ m/s aralığında plaka hareketinin akış hızını iyileştirici yönde bir etkisinin olduğu ve Nu_{ort} değerinde %9,6 oranında bir artışa sebep olduğu, bu artışın $V_{plaka}=1-2$ m/s aralığında %30,5'e ulaştığı ve $V_{plaka}=0-2$ m/s

aralığında Nu_{ort} değerindeki artışın % 40.9 olarak meydana geldiği tespit edilmiştir. Plaka hızı arttıkça çarpma bölgesinde oluşan türbülans yoğunluğuna bağlı olarak yerel sıcaklık değerlerinde bir azalma olduğu, ancak duvar jeti bölgesinde özellikle plaka hızına ters yöndeki akışta bağlı akışkan hızı azalmasına bağlı olarak plaka sıcaklık değerlerinde bir artış olduğu belirlenmiştir. Şekil 13’de farklı plaka hızları için çarpma plakası üzerinde oluşan sıcaklık konturları görülmektedir.



Şekil 12. Farklı plaka hızlarının ısı transferine etkisi



Şekil 13. Plaka Sıcaklık konturları (a) $V_{plaka}=0$ m/s (b) $V_{plaka}=2$ m/s

4 Sonuçlar

Bu çalışmada; yüksek ısı akıllı hareketli bir plakanın nanoakışkanlar ve çarpan jet kullanılarak soğutulması sayısal olarak, dört farklı parametre için incelenmiştir. Sonuç olarak;

a. $Al_2O_3-H_2O$ nanoakışkanı için; nanoakışkan hızına bağlı Reynolds sayısı arttıkça Nu_{ort} değerinde de artış olduğu tespit edilmiştir. Ancak bu artışın Re sayısı arttıkça azalarak devam ettiği tespit edilmiştir. Re sayısı 8000-32000 aralığında arttırıldığında Nu_{ort} değerinde %54.9’luk bir artış olduğu belirlenmiştir.

b. Nanoakışkan hacimsel oranı arttıkça (akışkan içerisindeki parçacık sayısının artışına bağlı olarak) ortalama Nusselt Sayısının arttığı ve yüzey sıcaklığının düştüğü belirlenmiştir. Ancak ortalama Nusselt sayısındaki bu artışın, artan hacimsel oranlar için azalarak devam ettiği tespit edilmiştir. Hacimsel oran $\phi=0.5-2.0$ aralığında arttırıldığında ortalama Nusselt sayısında %2.5’lik bir artış olduğu belirlenmiştir.

c. Nanoakışkan parçacık çapı azaldıkça (katı parçacık yüzey alanının artışına bağlı olarak) ortalama Nusselt Sayısının arttığı ve yüzey sıcaklığının düştüğü belirlenmiştir. Ancak ortalama Nusselt sayısındaki bu artışın, azalan parçacık çapları için azalarak devam ettiği tespit edilmiştir.

Parçacık çapı $D_p= 40-10$ nm aralığında azaltıldığında ortalama Nusselt sayısında %9.1’lik bir artış olduğu belirlenmiştir.

ç. Plaka hızı arttıkça genel olarak yerel Nusselt sayısında plaka ile aynı yönde akışın olduğu bölgede yerel Nusselt sayısında azalma ve aksi yönde artış olduğu tespit edilmiştir. Bunun sebebinin akışın ters yöne olduğu bölgede hidrodinamik sınır tabakanın azalmasını ve ısıl sınır tabakanın artmasını olduğu söylenebilir. Bu sebeple; genel olarak plaka hızı arttıkça ısı transferinde artışın artarak devam ettiği belirlenmiştir. $V_{plaka}= 0-2$ m/s aralığında Nu_{ort} değerindeki artışın %40.9 olarak meydana geldiği tespit edilmiştir.

d. Müteakip çalışmalarda; farklı tipte nanoakışkanların (ferromanyetik, hibrit vb.), farklı geometrilere (gözenekli yapılarda vb.), farklı soğutma teknikleri ile, farklı ısıl özellikleri için incelenerek, ısı transferine etkisinin belirlenmesinin faydalı olacağı değerlendirilmiştir.

Teşekkür

Bu çalışma, Adana Alparslan Türkeş Bilim ve Teknoloji Üniversitesi’nin 18103006 no’lu Bilimsel Araştırma Projesi ile desteklenmiştir.

Çıkar çatışması

Yazarlar çıkar çatışması olmadığını beyan etmektedir.

Benzerlik oranı (iThenticate): % 19

Kaynaklar

- [1] Z.H. Lin, Y.J. Chou, and Y. H. Hung, Heat transfer behaviours of a confined slot jet impingement, International Journal of Heat and Mass Transfer, 49, 2760-80, 1996. [https://doi.org/10.1016/00179310\(96\)00135-4](https://doi.org/10.1016/00179310(96)00135-4)
- [2] S.A. Nada, Slot/Slots air jet impinging cooling of a cylinder for different jets-cylinder configuration, Department of Mechanical Engineering Technology BenhaUniversity, 2006. <https://doi.org/10.1007/s0023100601003>
- [3] I. Dagtekin, H. Oztop, Heat transfer due to double laminar slot jets impingement onto an isothermal wall one side closed long duct, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 35, 5, 75, 2007. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2007.05.013>
- [4] M. Kilic, T. Çalışır and Ş. Başkaya, Experimental and numerical study of heat transfer from a heated flat plate in a rectangular channel with an impinging jet, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 48, 1-16, 2016.
- [5] A. McGuinn, T. Persoons, T. O’donovan and D. Murray, Surface heat transfer from an impinging synthetic air jet, International Journal of Heat and Mass Transfer, 20, 1333-38, 2007.
- [6] S. Khudheyer, F. Oztop and I. Yılmaz, Analysis of turbulent flow and heat transfer over a double forward facing step with obstacles, Heat and Mass Transfer, 39, 1395-1403, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.07.011>

- [7] T. Demircan, Numerical analysis of cooling an electronic circuit component with cross flow and jet combination, *Journal of Mechanics*, 35, 3, 395-404, 2019. <https://doi.org/10.1017/jmech.2018.11>
- [8] T. Demircan, H. Türkoğlu, The Numerical Analysis of Oscillating Rectangular Impinging Jets, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 58, 146-161, 2010. <https://doi.org/10.1080/10407782.2010.496669>
- [9] A. Umer, S. Naveed and N. Ramzan, Experimental study of laminar forced convection heat transfer of deionized water based copper (I) oxide nanofluids in tube with constant wall heat flux, *Heat Mass Transfer*, 52, 2015-25, 2015.
- [10] B. Sun, Y. Qu and D. Yang, Heat transfer of single impinging jet with cu nanofluids, *Applied Thermal Engineering*, 102, 701-7, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.03.166>
- [11] O. Manca, D. Ricci, S. Nardini and Lorenzo G., Thermal and fluid dynamics behaviours of confined laminar impinging slot jets with nanofluids, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 70, 15-26, 2016.
- [12] M.A. Teamah, M.M. Dawood and A. Shehata, Numerical and experimental investigation of flow structure and behavior of nanofluids flow impingement on horizontal flat plate, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 74, 235-246, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2015.12.012>
- [13] J. Qu, H.Y. Wu and P. Cheng, Thermal performance of an oscillating heat pipe with Al₂O₃-water nanofluids, *International Communication Heat and Mass Transfer*, 37, 111-15, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.10.001>
- [14] M. Kilic, H.M. Ali, Numerical investigation of combined effect of nanofluids and multiple impinging jets on heat transfer, *Thermal Science*, 23, 3165-73, 2019. <https://doi.org/10.2298/TSCII171204094K>
- [15] M. Kilic, O. Ozcan, Farklı parametreler için nanoakışkanlar ve çarpan jetlerin müşterek etkisinin sayısal incelenmesi, *Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 34, 1501-16, 2019.
- [16] S. W. Kang, W. C. Wei, S. H. Tsia and S. H. Yang, Experimental investigation of silver nanofluid on heat pipe thermal performance, *Applied Thermal Engineering*, 26, 2377-82, 2006. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.02.020>
- [17] S. Akcay, U. Akdag, Parametric investigation of effect on heat transfer of pulsating flow of nanofluids in a tube using circular rings, *Pamukkale University, Journal of Engineering Sciences*, 24(4), 597-604, 2018.
- [18] U. Akdag, S. Akcay and D. Demirel, Heat transfer enhancement with nanofluids under laminar pulsating flow in a trapezoidal-corrugated channel, *Progress in Computational Fluid Dynamics, An International Journal*, 17, 302-12, 2017. <https://doi.org/10.1504/PCFD.2017.086322>
- [19] U. Akdag, M.A. Komur and S. Akcay, Prediction of heat transfer on a flat plate subjected to a transversely pulsating jet using artificial neural networks, *Applied Thermal Engineering*, 100, 412-20, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.01.147>
- [20] M. Corcione, Empirical correlating equations for predicting the effective thermal conductivity and dynamic viscosity of nanofluids, *Energy Conversion and Management*, 52, 789-793, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.06.072>
- [21] Q. Li, Y. Xuan and F. Yu, Experimental investigation of submerged single jet impingement using cu-water nanofluid, *Applied Thermal Engineering*, 36, 426-33, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.10.059>

