

## Sinüzoidal dalgalı bir kanalda akış ve ısı transferi üzerinde dalga genliğinin ve dairesel engellerin etkisinin incelenmesi

*Investigation of the effect of wave amplitude and circular obstacles on flow and heat transfer in a sinusoidal wave channel*

Elif ÇELİK<sup>1</sup> , Selma AKÇAY\*<sup>2</sup> 

<sup>1</sup>Çankırı Karatekin Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği ABD, 18100, Çankırı

<sup>2</sup>Çankırı Karatekin Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 18100, Çankırı

• Geliş tarihi / Received: 08.10.2024

• Kabul tarihi / Accepted: 23.12.2024

### Öz

Bu çalışma, sinüzoidal dalgalı bir kanalda dalga genliğinin ve kanal içerisine eklenen dairesel engellerin akış ve ısı transferini sayısal olarak incelemektedir. Çözümler, ANSYS Fluent çözücü ile analiz edilmiştir. Çalışmada, kanalın dalga genliğinin ( $s$ ), dairesel engellerin çapının ( $d$ ) ve kanalın giriş hızının etkileri araştırılmıştır. Analizler, ilk önce dairesel engellerin olmadığı ( $d=0$ ) kanalın üç farklı dalga genliği için ( $s$ : 20mm, 30mm ve 40mm) gerçekleştirilmiş, daha sonra dalga genliği sabit tutularak ( $s=40$ mm) kanal merkezine yerleştirilen dört adet dairesel engellerin farklı çapları ( $d$ : 4mm, 6mm, 8mm) için incelenmiştir. Dalgalı kanalın yüzeyleri,  $T_s=350$  K sıcaklığında korunmaktadır. Çözümler,  $3000 \leq Re \leq 8000$  aralığındaki Reynolds sayıları için uygulanmıştır. Çalışma sonucunda, Nusselt sayısı ( $Nu$ ), ısı transferi iyileşme oranı ( $ER$ ), basınç düşüşü ( $\Delta P$ ), sürtünme faktörü ( $f$ ) ve performans faktörü ( $PF$ ) hesaplanmıştır. Sonuç olarak tüm kanallarda Reynolds sayısının artması ile ısı transferi iyileşmiştir. Kanalın dalga genliğinin artması ile  $Nu$  artmıştır. İçerisinde dairesel engellerin olmadığı ( $d=0$ ) kanalda,  $s=40$ mm dalga genliğinde ısı transferi, düz kanal göre 1.47 kat iyileşmiştir. Sabit bir dalga genliğinde ( $s=40$ mm) içerisinde engellerin olduğu kanalda, dairesel engellerin çaplarının artması ile Nusselt sayısı artmıştır. En yüksek engel çapında ( $d=8$ mm) ısı transferinin düz kanala göre 1.82 kat iyileştiği tespit edilmiştir. İçerisinde engellerin olmadığı ( $d=0$ ) kanallarda, en yüksek  $PF$ ,  $s=40$ mm ve  $Re=4000$ 'de  $PF=1.10$  olarak elde edilmiştir. Dairesel engellerin varlığında, en yüksek  $PF$ ,  $Re=8000$  ve  $d=4$ mm durumunda  $PF=1.08$  olarak bulunmuştur. Bu çalışmada, iki farklı pasif yöntemin birlikte kullanılması ile akış ve ısı transferi davranışı incelenmiş ve sonuçların kanal tasarımcılarına bir kılavuz olması amaçlanmıştır.

**Anahtar kelimeler:** Dalga genliği, Dairesel engeller, Isı transfer iyileşmesi, Sinüzoidal dalgalı kanal

### Abstract

This study numerically investigates the flow and heat transfer of the wave amplitude and the circular obstacles added into the channel in a sinusoidal wave channel. The solutions are analyzed with ANSYS Fluent solver. In the study, the effects of the wave amplitude ( $s$ ) of the channel, the diameter of the circular obstacles ( $d$ ) and the inlet velocity of the channel are investigated. The analyses are first carried out for three different wave amplitudes ( $s$ : 20 mm, 30 mm and 40 mm) of the channel without circular obstacles ( $d=0$ ), then the wave amplitude is kept constant ( $s=40$  mm) and the four circular obstacles placed at the center of the channel with different diameters ( $d$ : 4 mm, 6 mm, 8 mm) are investigated. The surfaces of the wavy channel are maintained at the temperature  $T_s=350$  K. The solutions are applied for Reynolds numbers in the range of  $3000 \leq Re \leq 8000$ . As a result of the study, Nusselt number ( $Nu$ ), heat transfer improvement rate ( $ER$ ), pressure drop ( $\Delta P$ ), friction factor ( $f$ ) and performance factor ( $PF$ ) were calculated. As a result, heat transfer improved with the increase in Reynolds number in all channels. Increasing the wave amplitude of the channel increased the  $Nu$ . In the channel without circular obstacles ( $d=0$ ), heat transfer at  $s=40$ mm wave amplitude was improved by 1.47 times compared to the straight channel. In the channel with obstacles at a constant wave amplitude ( $s=40$ mm), Nusselt number increased with the increase in the diameters of the circular obstacles. It was determined that heat transfer at the highest obstacle diameter ( $d=8$ mm) improved by 1.82 times compared to the straight channel. In channels without obstacles ( $d=0$ ), the highest  $PF$  was obtained as  $PF=1.10$  at  $s=40$ mm and  $Re=4000$ . In the presence of circular obstacles, the highest  $PF$  was found to be  $PF=1.08$  in the case of  $Re=8000$  and  $d=4$ mm. In this study, the flow and heat transfer behavior was investigated by using two different passive methods together and the results were aimed to be a guide for channel designers.

**Keywords:** Wave amplitude, Circular obstacles, Heat transfer improvement, Sinusoidal wavy channel

\*Selma AKÇAY; selmaakcay@karatekin.edu.tr

## 1. Giriş

### 1. Introduction

Isı değiştiricileri, elektronik devrelerin soğutulması, nükleer reaktörlerin termal yönetimi, gıda ve kimya sanayi başta olmak üzere pek çok proseslerinin etkili şekilde yürütülmesi, sistemin verimliliğinin artırılması ve maliyetlerin azaltılması açısından ısı transferi iyileştirme yöntemlerine olan ihtiyaç her geçen gün artmaktadır (Zhang vd., 2019). Isı transferi iyileştirme yöntemleri, mevcut enerjinin etkin kullanılması ve enerji tasarrufunun sağlanması için büyük önem arz etmektedir. Bu nedenle araştırmacılar, farklı ısı transferi iyileştirme yöntemleri üzerinde çalışmaktadır. Bu yöntemlerden pasif yöntemler, harici enerjiye ihtiyaç duymaması ve diğer yöntemlere göre daha ekonomik olması nedeniyle pek çok mühendislik uygulamalarında büyük ilgi görmektedir (Ajarostaghi vd., 2022).

Pasif yöntemler arasında, dalgalı ve uzatılmış yüzeylerin kullanılması yaygın bir uygulamadır. Bu yüzeyler, ısı transfer yüzey alanını artırdığı için ısı transferinin iyileşmesine önemli katkı sağlar. Bu nedenle farklı geometrilere sahip dalgalı yüzeylerde, akış ve ısı transferi pek çok sayısal ve deneysel çalışmalarda araştırılmış ve bu çalışmaların sonucunda, basınç düşüşünde bir artışla birlikte dalgalı kanallarda ısı transferinin düz kanallara göre daha yüksek elde edildiği bildirilmiştir (Kurtuluş & Şahin, 2019; Alfellag vd., 2022). Dalgalı kanallarda kullanılan dalga/oluk geometrileri arasında, üçgen veya V şeklinde geometriler (Krishnan, 2021; Li vd., 2022), yarı dairesel geometriler (Ajeel vd., 2019; Akçay, 2023b), dikdörtgen geometriler (Zontul vd., 2021), trapez geometriler (Abed vd., 2015; Ajeel vd., 2018), sinüzoidal geometriler (Khoshvaght-Aliabadi, 2014; Nakhchi, 2019) ve diğer geometrilerin kombinasyonlarından oluşan yeni dalga geometrileri (Ajeel vd., 2021; Khan vd., 2021) en çok incelenen dalga profillerini oluşturmaktadır.

Sayısal bir çalışmada, Zhang ve Che (2011) dikdörtgen, üçgen, trapez, sinüzoidal ve eliptik profillere sahip beş farklı dalgalı kanalın ısı transferini ve akışkan davranışını araştırmışlar ve çalışma sonucunda trapezoidal profile sahip kanalda ısı transferinin ve basınç kaybının diğer profillerden daha yüksek olduğunu bulmuşlardır. Ahmet vd. (2014) üçgen, trapez ve sinüzoidal dalgalı kanalların akış ve ısı transferi davranışını sayısal olarak karşılaştırmışlar ve çalışmalarının sonucunda, trapez kanalda ısı transferinin ve basınç düşüşünün diğer kanallardan daha yüksek elde edildiğini ancak en yüksek termohidrolik performansın sinüzoidal kanalda sağlandığını bildirmişlerdir. Salami vd. (2019) çalışmalarında farklı geometrilere sahip kanallarda trapez kanalın en yüksek ısı transferini sağladığını, sinüzoidal kanalın ise en iyi termohidrolik performansa sahip olduğunu bildirmişlerdir. Bir diğer çalışmada, Shahsavari vd. (2021) üçgen, sinüzoidal ve trapez dalgalı kanallar arasında ısı transferi açısından en uygun dalga profilinin sinüzoidal kanal olduğunu belirtmişlerdir. Feng vd. (2022) üst duvarında trapez bölmeler bulunan ve alt duvarı üçgen dalgalı bir kanalda ısı transferinin düz kanala göre 1.7 kat arttığını, basınç düşüşünün 3.5 kat yükseldiğini bulmuşlar ve trapez bölmelerin performans faktörünü %30 artırdığını bildirmişlerdir. Yapılan bu çalışmalardan, dalgalı kanal profilleri arasında sinüzoidal dalga profilinin ısı transferi, basınç düşüşü ve dolayısı ile termo hidrolik performans açısından en uygun geometri olduğu konusunda genel bir görüşün hâkim olduğu anlaşılmaktadır.

İç akışlarda, kanala ilave edilen engel veya kanatçık gibi modifikasyonlar, pasif yöntemlerden bir diğeridir. Bu tür düzenlemeler, akışı belli bir yöne yönlendirmede ve akış karışımını iyileştirmede önemli rol oynar. Bu nedenle ısı transferi iyileştirme uygulamalarında yaygın olarak kullanılır (Nitturi vd., 2023; Kanchan vd., 2024). Ancak bu modifikasyonların, akışa karşı bir direnç oluşturmaları nedeniyle basınç düşüşünde ve dolayısıyla pompalama gücünde bir artışa yol açmaları kaçınılmaz olmaktadır. Yapılan çalışmalarda, en az basınç düşüşü ile ısı transferini iyileştiren geometriler araştırılmaktadır (Alfellag vd., 2022; Raza vd., 2024). Zheng vd. (2021) dikdörtgen bir kanala yerleştirilen farklı yüksekliklere sahip üçgen ve dairesel engellerin türbülanslı akışta ısı transferini araştırmışlar ve engellerin yüksekliğinin artması ile basınç düşüşünün arttığını ve dairesel engellerin üçgen engellere göre daha yüksek ısı transferi sağladığını göstermişlerdir. Choudhary vd. (2022) dalgalı ve oluklu kanallara sahip ısı değiştiricilerinin akış ve ısı transferini karşılaştırmışlar ve dalgalı kanaldaki basınç kaybının oluklu kanala göre daha düşük olduğunu bildirmişlerdir. Naderifar vd. (2022) dikdörtgen oluklu bir kanalda oluk sayısının (1-5 adet) ve kanala yerleştirilen kanatçıkların uzunluğunun (5-10mm) ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişler ve oluk sayısının 2 ve kanatçık yüksekliğinin 7.5 mm olduğu durumda ısı transferinin en yüksek olduğunu bildirmişlerdir. Akçay (2023a) sayısal çalışmada, dikdörtgen, dairesel, üçgen ve trapez oluklu kanallar içerisine dik olarak ilave edilen katı ve delikli bölmelerin, hidrolik ve termal performansını incelemiş ve katı bölmelerin ısı transferini ve basınç düşüşünü artırdığını, delikli bölmelerin daha az basınç kaybına neden olduğunu bildirmiştir.

Yukarıdaki çalışmalar, dalgalı kanallar içerisine ilave edilen engellerin ve kanatçıkların akış ve ısı transferi davranışının geometrik parametrelere bağlı olarak değiştiğini göstermektedir. Dalgalı kanallarda, dalga sayısının artması ısı transferini olumlu yönde etkilerken basınç kaybında ise bir artışa neden olmaktadır. Yine bu araştırmalardan, sinüzoidal profile sahip kanalların ve dairesel engellerin daha düşük basınç kaybına neden olduğu anlaşılmaktadır. O nedenle bu çalışmada, sadece bir dalga uzunluğuna sahip sinüzoidal bir kanal profili kullanılmış ve kanal içerisine eklenen engeller, dairesel geometride seçilmiştir. Kanalın dalga genliğinin ( $s$ ) ve dairesel engel çaplarının ( $d$ ) akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri analiz edilmiştir.

## 2. Sayısal çalışma

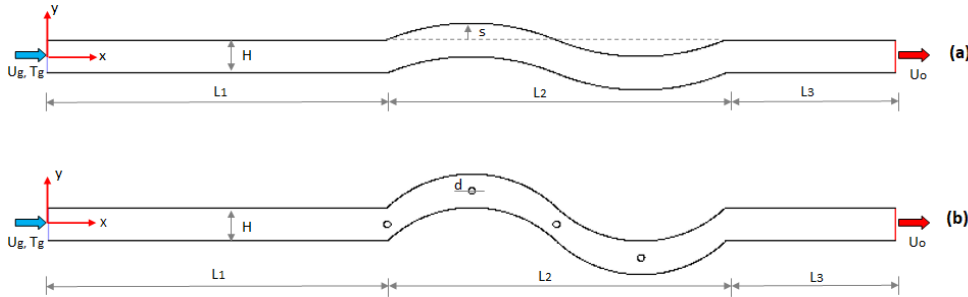
### 2. Numerical study

Sayısal analizler, sonlu hacim metodu ile çözüm yapan ANSYS Fluent (2015) programı yardımıyla yapılmıştır. Çalışmada, dalgalı kanalın genliği ( $s$ ), dairesel engellerin çapı ( $d$ ) ve kanalın giriş hızını temsil eden Reynolds sayısı ( $Re$ ) değiştirilmiştir. Bu parametreler harici diğer geometrik ve akış özellikleri sabit kalmıştır. Analizler, ilk önce dairesel engellerin bulunmadığı ( $d=0$ ) dalgalı kanalda üç farklı dalga genliği ( $s$ : 20 mm, 30 mm ve 40 mm) için yapılmış, daha sonra dalgalı kanalın genliği  $s=40$  mm sabit tutulup dalgalı bölüm içerisine farklı çapta ( $d$ : 4 mm, 6 mm ve 8 mm) dört adet dairesel engeller yerleştirilerek gerçekleştirilmiştir.

### 2.1. Sayısal modelin tanımı

#### 2.1.1. Description of the numerical model

Şekil 1'de, çalışmaya ait sayısal çözüm alanının şematiği iki boyutlu olarak gösterilmektedir. Şekil (1a)  $s=20$  mm ve  $d=0$  durumundaki, Şekil (1b) ise  $s=40$  mm ve  $d=8$  mm durumundaki sinüzoidal dalgalı kanalın geometrisini göstermektedir. Kanalın girişinde  $L_1=400$  mm ve kanalın çıkışında  $L_3=200$  mm uzunluğunda adyabatik düz bir bölüm mevcuttur. Kanalın ortasında  $L_2=400$  mm uzunluğunda, sabit yüzey sıcaklığına sahip sinüzoidal dalgalı bir bölüm vardır. Kanalın yüksekliği  $H=40$  mm'dir.



Şekil 1. Sayısal modelin geometrisi, (a)  $s=20$ mm ve  $d=0$ , (b)  $s=40$ mm ve  $d=8$ mm.

Figure 1. Geometry of the numerical model, (a)  $s=20$ mm and  $d=0$ , (b)  $s=40$ mm and  $d=8$ mm.

### 2.2. Korunum denklemleri

#### 2.2.1. Governing equations

Çalışmada iş yapan akışkan havadır. Analizlerde, havanın ideal gaz olduğu, tek fazlı ve Newton tipi sıkıştırılmaz bir akışkan olduğu varsayılmıştır. Akış, tam gelişmiş, sürekli şartlarda ve türbülans rejimindedir. Kanal içinde ısı üretimi yoktur. Viskoz terimler, gövde kuvvetlerin etkisi ve ışınlama ısı transferi ihmal edilmiştir. Viskoz model olarak standart k- $\epsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır. Bu kabullere göre korunum denklemleri aşağıda verilmiştir (Zontul vd., 2021):

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{u}_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial t} (\bar{u}_i) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] - \rho \overline{u'_i u'_j} \quad (2)$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial t} (c\bar{T}) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\Gamma + \Gamma_t) \left( \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) \right] \quad (3)$$

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = (\mu_t) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4)$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial t} (k) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} (k \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (5)$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial t} (\varepsilon) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} (\varepsilon \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6)$$

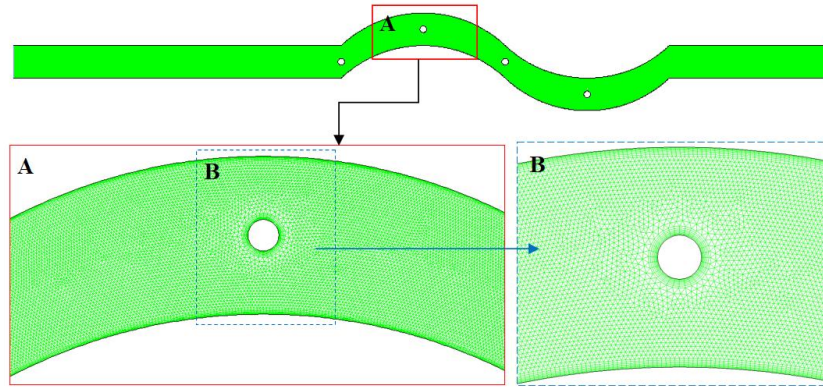
$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}, \quad \Gamma = \frac{\mu}{Pr}, \quad \Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (7)$$

Eşitliklerin çözümünde, türbülans modelinde yer alan sabitler için,  $\sigma_k=1.0$ ,  $\sigma_\varepsilon=1.3$ ,  $C_{1\varepsilon}=1.44$ ,  $C_{2\varepsilon}=1.92$ ,  $C_\mu=0.09$  ve  $Pr_t=0.9$  değerleri set edilmiştir (Zontul vd., 2021).

### 2.3. Sayısal metod ve sınır şartlar

#### 2.3. Numerical method and boundary conditions

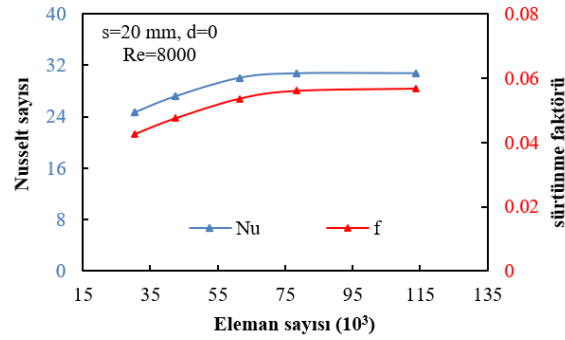
Sayısal modelin geometrisi Gambit yazılımı ile oluşturulmuştur. Modelin ağ yapısında, viskoz alt tabakayı doğru bir şekilde yakalamak için boyutsuz parametre  $y^+$  değeri 1'den küçük ( $y^+ < 1$ ) tutulmuştur. Bu nedenle kanal yüzeylerine ve silindirik duvarlarına 1.1 geometrik büyüme oranında 9 sıradan oluşan yapılandırılmış bir ağ tabakası uyarlanmış ve sınırların yakınındaki eleman sayıları daha yüksek tutulmuştur. Böylece ilk ızgara noktasının viskoz alt tabakanın içinde kaldığından emin olunmuştur. Kanalın geri kalan yüzeylerine yapılandırılmamış üçgen eleman yapısı uyarlanmıştır. Modelin ağ yapısında, ağ kalitesi 0.91, hücrelerin çarpıklık (skewness) değeri ise 0.38 olduğu belirlenmiştir. Sinüzoidal dalgalı kanalın ( $s=40\text{mm}$  ve  $d=8\text{mm}$  için) ağ yapısı detaylı olarak Şekil 2'de verilmiştir. Çözümlerin ağdan bağımsız olduğu en uygun eleman sayısının tespiti için tüm kanallara ağ bağımsızlık testi uygulanmıştır. İçerisinde dairesel engellerin olmadığı kanala uyarlanan eleman sayıları,  $s=20\text{mm}$ ,  $s=30\text{mm}$  ve  $s=40\text{mm}$  için sırasıyla 78368, 79864 ve 81078'dir. İçerisinde dairesel engellerin bulunduğu kanallarda ise eleman sayıları  $d=4\text{mm}$ ,  $d=6\text{mm}$  ve  $d=8\text{mm}$  için sırasıyla 98245, 99136, 147668'dir.  $Re=8000$ 'de, dalga genliği  $s=20\text{mm}$  ve  $d=0$  durumundaki dalgalı kanal için ağ bağımsızlık testi Şekil 3'te verilmiştir.



Şekil 2. Sayısal modelin eleman yapısı ve detayı ( $s=40\text{mm}$  ve  $d=8\text{mm}$ ).

Figure 2. Mesh structure and detail of the numerical model ( $s=40\text{mm}$  and  $d=8\text{mm}$ ).

Sayısal analizler, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) tabanlı ANSYS Fluent (2015) yazılımı ile yürütülmüştür. Denklemlerin ayrıştırılması, ikinci dereceden ileri fark şeması ile gerçekleştirilmiştir. Hız-basınç ilişkisi SIMPLE algoritması ile ele alınmıştır. Standart k- $\varepsilon$  türbülans modelinin dalgalı kanal çalışmalarında deneysel sonuçlar ile iyi bir uyum gösterdiği yapılan çalışmalarla bildirilmiştir (Zontul vd., 2021). Sayısal çalışmada, bu nedenle viskoz model olarak standart k- $\varepsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır. Çözümlerde iterasyonlar arasındaki fark, süreklilik, momentum ve türbülans denklemleri için  $10^{-5}$ , enerji denklemi için  $10^{-7}$  olduğunda çözümler sonlandırılmıştır. Çözümlerin bu değerlerde yakınsadığı görülmüştür.



**Şekil 3.** Eleman sayısı ile Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü ( $Re=8000$ ,  $s=20\text{mm}$  ve  $d=0$  mm).

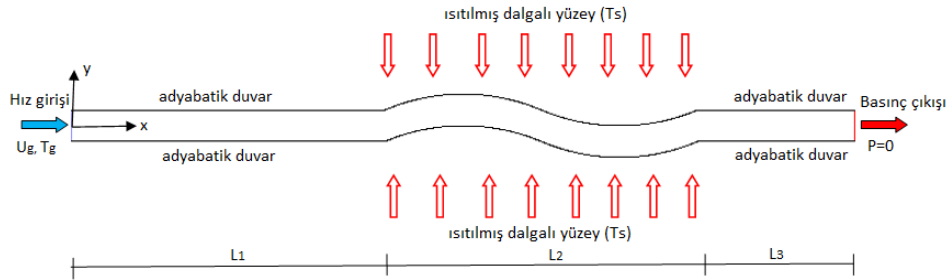
**Figure 3.** Nusselt number and friction factor with the element numbers ( $Re=8000$ ,  $s=20\text{mm}$  and  $d=0$  mm).

Akışkan kanala  $T_g=300$  K sabit sıcaklıkta ve üniform bir hızla girmektedir. Akış hızı Reynolds sayısına bağlı olarak hesaplanmaktadır. Analizlerde, Reynolds sayısı  $3000 \leq Re \leq 8000$  aralığında değişmektedir ve test edilen Reynolds sayılarına karşılık gelen kanal akış hızları Tablo 1’de verilmiştir. Kanalın girişindeki ( $L_1$ ) ve çıkışındaki ( $L_3$ ) düz uzunluklar adyabatik ve kaymaz şartlara sahiptir. Kanalın  $L_2$  uzunluğundaki sinüzoidal dalgalı yüzeyleri  $T_s=350$  K sıcaklığında sabit tutulmuştur. Kanalın çıkışında akışkan basınç çıkışı sınır şartı ile kanalı terk etmektedir. Sayısal modele uygulanan sınır şartları Şekil 4’te detaylı olarak gösterilmiştir.

**Tablo 1.** Reynolds sayıları ve kanal giriş hızları.

**Table 1.** Reynolds number and the velocity inlet of the channel.

Reynolds sayısı	3000	4000	5000	6000	7000	8000
Kanal giriş hızı (m/s)	1.095	1.460	1.826	2.191	2.556	2.921



**Şekil 4.** Sayısal modele uygulanan sınır şartları ( $d=0$  mm).

**Figure 4.** Boundary conditions applied to the numerical model ( $d=0$  mm).

## 2.4. Sayısal çözümlerin doğrulanması

### 2.4. Validation of numerical solutions

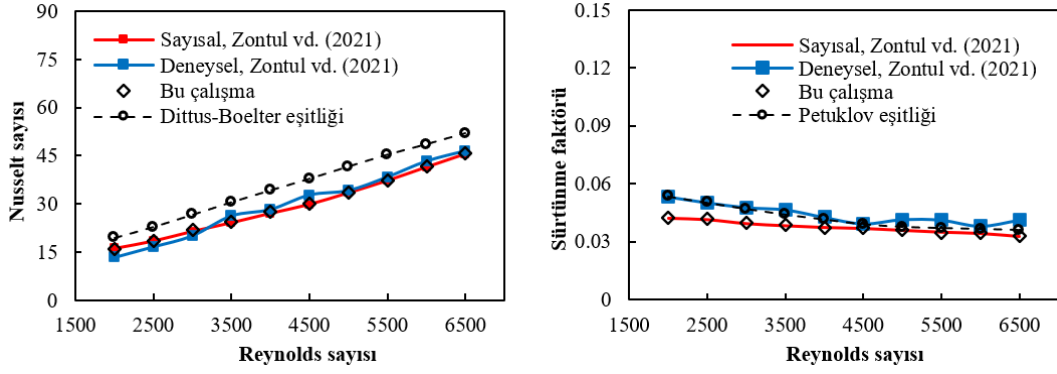
Sayısal çalışmanın geçerliliğini sağlamak amacıyla sonuçlar, Zontul vd. (2021)’in deneysel ve sayısal sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Her iki çalışmada, benzer hidrolik çapa sahip düz bir kanal için benzer akış şartları kullanılarak Reynolds sayısı ile Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü elde edilmiştir. Düz kanallarda Nusselt sayısını tespit etmek için Dittus-Boelter eşitliği (Eşitlik 8) ve sürtünme faktörünü hesaplamak için Petuklov eşitliği (Eşitlik 9) yaygın olarak kullanılmaktadır. Sayısal çalışmadan elde edilen Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri, bu ampirik bağıntılar ile karşılaştırılmıştır. Analiz sonuçlarının önceki çalışma sonuçları ile karşılaştırılması Şekil 5’te sunulmuş ve sonuçlar arasındaki uyum gösterilmiştir.

Dittus-Boelter korelasyonu Eşitlik 8, Petuklov korelasyonu ise Eşitlik 9’da verilmektedir (Zontul vd., 2021):

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (8)$$

$$f = [0.79 \ln(Re) - 1.64]^{-2} \quad (9)$$





**Şekil 5.** Çözümlerin önceki çalışma sonuçları ile doğrulanması, (a) Re ile Nu, (b) Re ile f.  
**Figure 5.** Validation of the solutions with previous study results, (a) Nu vs. Re, (b) f vs. Re.

## 2.5. Akış ve ısı transfer hesaplamaları

### 2.5. Flow and heat transfer calculations

Reynolds sayısı (Re), hidrolik çapa ( $D_h$ ) bağlı olarak Eşitlik 10 ile hesaplanmıştır (Akçay, 2023a):

$$Re = \frac{\rho U_g D_h}{\mu} \quad (10)$$

Burada,  $\rho$ ,  $U_g$  ve  $\mu$  sırasıyla akışkan yoğunluğunu, akışkanın giriş hızını ve dinamik viskoziteyi göstermektedir.

Taşıma ısı transfer katsayısı (h) Eşitlik 11 ile verilmiştir (Doğukan & Akçay, 2024):

$$h = \frac{\theta}{A_s \Delta T_{log}} \quad (11)$$

$$\theta = mc_p (T_o - T_g) \quad (12)$$

Burada,  $\Delta T_{log}$  logaritmik sıcaklık farkını gösterir ve Eşitlik 13 ile hesaplanır (Doğukan & Akçay, 2024):

$$\Delta T_{log} = \frac{[(T_s - T_o) - (T_s - T_g)]}{\ln \left[ \frac{(T_s - T_o)}{(T_s - T_g)} \right]} \quad (13)$$

burada,  $T_g$ ,  $T_o$ , ve  $T_s$  sırasıyla akışkanın kanala giriş ve çıkış sıcaklıkları ve dalgalı yüzeyin sıcaklığıdır.

Nusselt sayısı (Nu) Eşitlik 14'de verilmiştir (Doğukan & Akçay, 2024):

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (14)$$

Isı transfer iyileşme oranı (ER), dalgalı kanalda hesaplanan Nusselt sayısının ( $Nu_s$ ), düz kanalda hesaplanan Nusselt sayısına ( $Nu_o$ ) oranı olarak belirlenmiş ve Eşitlik 15 ile verilmiştir (Akçay, 2023a):

$$ER = \frac{Nu_s}{Nu_o} \quad (15)$$

Sürtünme faktörü (f), basınç düşüşüne ( $\Delta P$ ) bağlı olarak Eşitlik 16 ile hesaplanmıştır (Akçay, 2023a):

$$f = \frac{\Delta P}{L} \frac{D_h}{\frac{1}{2} \rho U_g^2} \quad (16)$$

Dalgalı kanalda hesaplanan sürtünme faktörünün ( $f_s$ ) düz kanalda hesaplanan sürtünme faktörüne ( $f_o$ ) oranı relatif sürtünme faktörü olarak tanımlanmış ve Eşitlik 17'de verilmiştir (Doğukan & Akçay, 2024):

$$f_{rel} = \frac{f_s}{f_o} \quad (17)$$

Kanallarda ısı transferi iyileşmesinin ve sürtünme faktörünün birlikte değerlendirilmesi amacıyla performans faktörü (PF) tanımlanmış ve performans faktörü Eşitlik 18 ile gösterilmiştir (Doğukan & Akçay, 2024):

$$PF = (Nu_s/Nu_o) (f_s/f_o)^{-1/3} \quad (18)$$

### 3. Tartışma ve sonuçlar

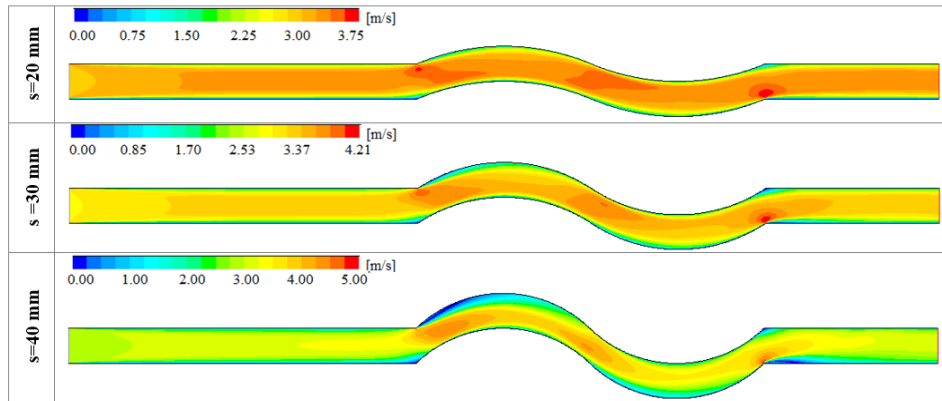
#### 3. Discussion and results

Sayısal analizler, üç farklı dalga genliğinde ve sabit bir dalga genliği için üç farklı dairesel engellerin varlığında  $3000 \leq Re \leq 8000$  aralığındaki Reynolds sayısı için gerçekleştirilmiştir. Isı transferi ve akış yapısı üzerinde her bir parametrenin etkilerini görüntülemek amacıyla sıcaklık ve hız dağılımları sunulmuştur. Çalışılan tüm kanal akışları için Nusselt sayısı, ısı transferindeki iyileşme oranı, basınç düşüşüne bağlı olarak hesaplanan sürtünme faktörü ve performans faktörü elde edilmiş ve sonuçlar grafikler halinde sunulmuş ve tartışılmıştır.

#### 3.1. Dalga genliğinin akış ve ısı transferine etkisi

##### 3.1. Effect of wave amplitude on flow and heat transfer

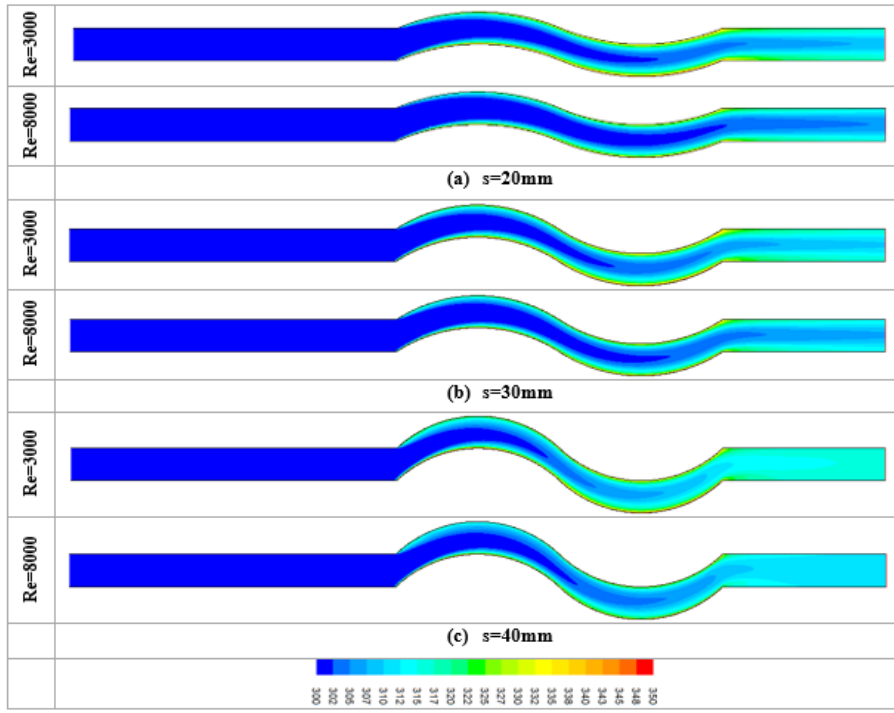
$Re=8000$ 'de içerisinde dairesel engellerin bulunmadığı ( $d=0$ ) dalgalı kanallarda farklı dalga genlikleri için hız görüntüleri Şekil 6'da verilmiştir. Akışkanın, kanal girişindeki düz bölümlerde yüzeye paralel aktığı ve dalgalı yüzeylerde kanalın geometrisi nedeniyle bir salınım hareketi yaptığı görülmektedir. Dalga genliğinin artması ile akış salınımı da artmaktadır. Tüm genliklerde, akışkan hızı dalgalı kanalın girişinde, dalga genliğinin yarısında ve kanalın çıkışında kanal geometrisi nedeniyle artmaktadır. Akışkanın, düşük dalga genliğinde dalgalı yüzeylere tamamen temas ettiği görülmektedir. Ancak dalga genliğinin artması ile akışkanın dalgalı yüzeyin bazı bölgelerinde düşük hız bölgelerinin varlığına neden olduğu görülmektedir. Dalga genliğinde daha fazla bir artış, bu düşük hız bölgesini artırabileceği ve bu durumun bir dezavantaj oluşturabileceği düşüncesiyle çalışmada dalga genliği daha fazla artırılmamıştır.



Şekil 6.  $Re=8000$  de farklı dalga genlikleri için hız görüntüleri ( $d=0$ ).

Figure 6. Velocity images for different wave amplitudes at  $Re=8000$  ( $d=0$ ).

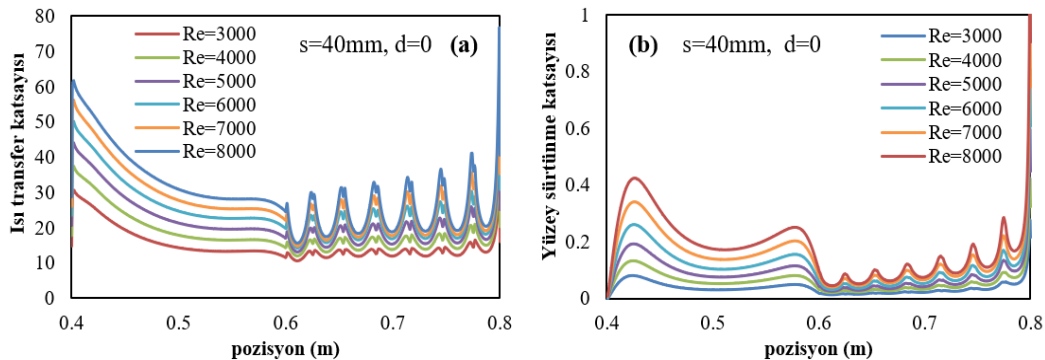
Şekil 7, farklı dalga genliklerinde ve  $d=0$  durumunda Reynolds sayısının sıcaklık dağılımları üzerindeki etkisini göstermektedir. Kanal içinde sabit sıcaklıkta tutulan dalgalı yüzeylere yakın olan akışkan tabakasının sıcaklığının yüksek olduğu görülmektedir. Akışkan hızının artması kanaldaki atalet kuvvetlerinin ve kanala giren akışkanın kütsel debisinin artmasına neden olmaktadır. Böylelikle yüksek Reynolds sayılarında daha fazla soğuk akışkan tabakası kanala girmektedir. Kanala giren daha düşük sıcaklıktaki akışkan, sıcaklığı daha yüksek olan dalgalı yüzeylerden geçerken yüzeylerden akışkana ısı transferi meydana gelmektedir. Böylece dalgalı yüzeylerin sıcaklığının düşmesi sağlanmaktadır. Düşük  $Re$  için dalgalı kanal yüzeylerindeki sıcaklık gradyanı oldukça yüksektir. Artan  $Re$  ile dalgalı yüzeylerin sıcaklığında azalma gözlenmektedir. Tüm dalga genliklerinde,  $Re=8000$ 'de dalgalı kanalın yüzey sıcaklığı,  $Re=3000$ 'e göre oldukça düşüktür. Dalga genliğinin artması ile ısı transfer yüzey alanı artmaktadır ve bu durum kanaldan olan ısı transferini de olumlu yönde etkileyecektir. Ayrıca tüm dalga genlikleri için akışkan sıcaklığının akış yönünde arttığı görülmektedir.



Şekil 7. Farklı dalga genlikleri ve Re için sıcaklık dağılımı, (a)  $s=20\text{mm}$ , (b)  $s=30\text{mm}$ , (c)  $s=40\text{mm}$ .

Figure 7. Temperature distribution for different wave amplitudes and Re, (a)  $s=20\text{mm}$ , (b)  $s=30\text{mm}$ , (c)  $s=40\text{mm}$ .

Şekil 8,  $s=40\text{ mm}$  ve  $d=0$  durumunda dalgalı kanalın yerel ısı transfer katsayısının (a) ve yüzey sürtünme katsayısının (b) farklı Reynolds sayıları için yüzey boyunca değişimini sunmaktadır. Reynolds sayısının artması ile dalgalı yüzey boyunca yerel ısı transfer katsayısının arttığı görülmektedir. Yerel ısı transfer katsayısı,  $0.4\text{ m}$  ile  $0.6\text{ m}$  arasında yüzey boyunca azalmakta ve  $0.6\text{ m}$  ile  $0.8\text{ m}$  arasında ise artma eğilimi göstermektedir. Ancak bu artışın dalgalanma şeklinde olduğu görülmektedir. Bu durumun sinüzoidal dalga geometrisinden kaynaklandığı düşünülmektedir.  $x=0.6\text{ m}$ 'den sonra akışkanın yönü değişmektedir ve bu nedenle akış içinde çalkantılar ve dalgalanmalar meydana gelmektedir. Şekil 8b'de Reynolds sayısının artması ile dalgalı yüzey boyunca yüzey sürtünme katsayısı artmaktadır. Sabit bir Re için yüzey sürtünme katsayısı, dalgalı kanal girişinde artarak bir tepe noktası oluşturmakta ve daha sonra azalarak devam etmektedir. Yüzey sürtünmeleri,  $0.6\text{ m}$ 'den önce hafif bir tepe noktası daha oluşturmaktadır.  $0.6\text{ m}$  ile  $0.8\text{ m}$  aralığında yüzey boyunca sürtünme katsayısı dalgalı bir şekilde artma eğilimindedir.



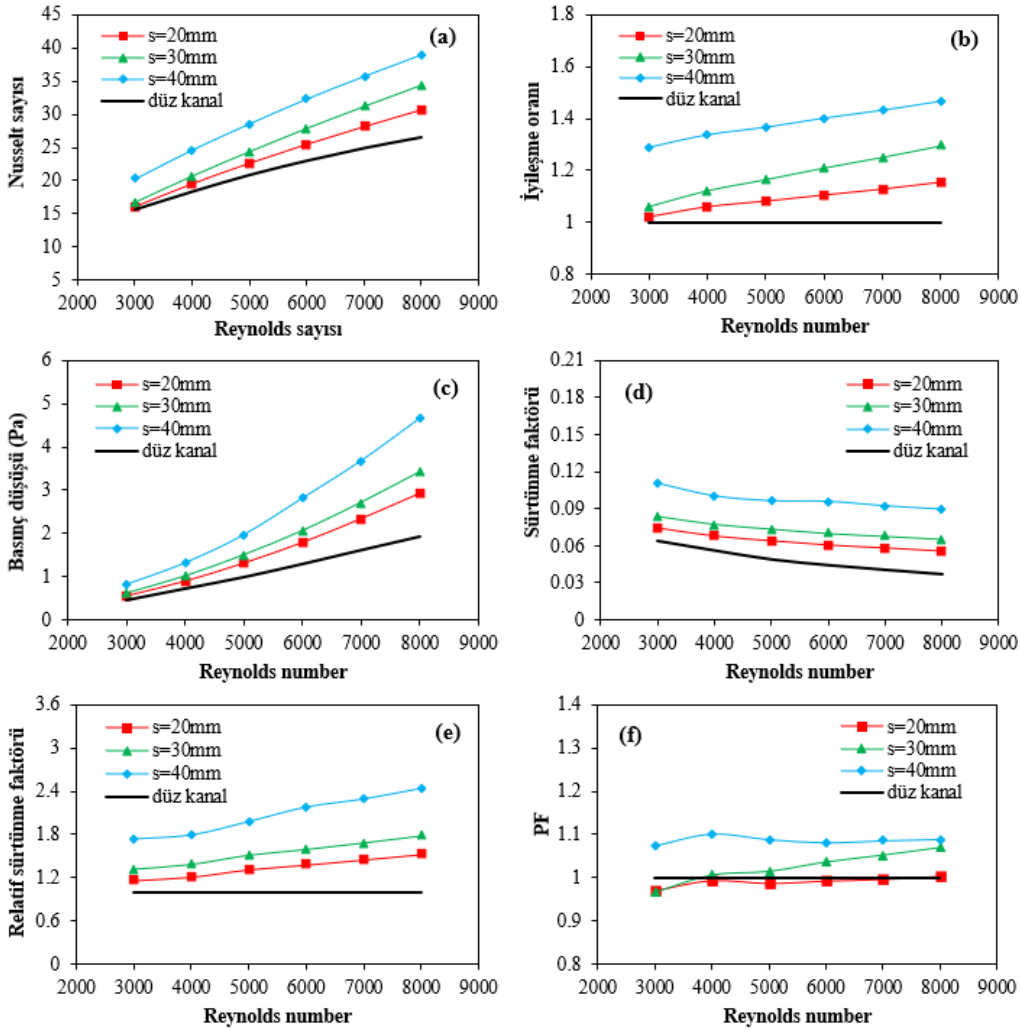
Şekil 8. Farklı Re için yüzey boyunca (a) yerel ısı transfer katsayısı, (b) yüzey sürtünme katsayısı.

Figure 8. (a) Local heat transfer coefficient, (b) surface friction coefficient along the surface for different Re.

Şekil 9, içerisinde dairesel engellerin olmadığı ( $d=0$ ) kanalda, farklı dalga genlikleri için Reynolds sayısı ile (a) Nusselt sayısının, (b) ısı transfer iyileşme oranının, (c) basınç düşüşünün, (d) sürtünme faktörünün, (e) relatif sürtünme faktörünün ve (f) performans faktörünün değişimini göstermektedir. Şekil 9a, farklı dalga genliklerinde Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının değişimini düz kanal ile karşılaştırarak vermektedir. Kanal



genliğinin artması Nusselt sayısını artırmaktadır. Çünkü artan dalga genliği, ısı transfer yüzey alanını artırmakta ve dalgalı kanal geometrisi nedeniyle akıştaki salınım etkilerinin artmasına neden olmaktadır (Şekil 6 ve 7). Dalgalı kanalın tüm genlik değerlerinde elde edilen Nusselt sayıları düz kanaldan daha yüksektir. Tüm kanallar için en yüksek Nusselt sayısı  $Re=8000$ 'de, düz kanal için  $Nu=26.57$ ,  $s=20$  mm dalga genliği için  $Nu=30.70$ ,  $s=30$  mm dalga genliği için  $Nu=34.45$  ve  $s=40$  mm dalga genliği için  $Nu=38.94$  olarak elde edilmiştir.



**Şekil 9.** Farklı dalga genlikleri için Re ile (a) Nu, (b) iyileşme oranı, (c) basınç düşüşü, (d) sürtünme faktörü, (e) relatif sürtünme faktörü, (f) PF ( $d=0$ ).

**Figure 9.** (a) Nu, (b) enhancement ratio, (c) pressure drop, (d) friction factor, (e) relative friction factor, (f) PF ( $d=0$ ) with Re for different wave amplitudes.

Şekil 9b'de, farklı genliklere sahip dalgalı kanalların düz kanala göre ısı transfer iyileşme oranı gösterilmiştir. Düz kanal referans kabul edilmiş ve değeri 1 olarak gösterilmiştir. Tüm genlikler için ısı transfer iyileşme oranı, tüm Reynolds sayılarında düz kanaldan yüksektir. Artan Reynolds sayılarında iyileşme oranı da artma eğilimindedir. Ayrıca kanal genliğinin artması ısı transfer iyileşme oranını artırmaktadır. Düz kanala göre en yüksek ısı transfer iyileşme oranı  $Re=8000$  değerinde,  $s=20$ mm dalga genliği için  $ER=1.15$ ,  $s=30$ mm dalga genliği için  $ER=1.30$ , ve  $s=40$ mm dalga genliği için  $ER=1.47$  olduğu tespit edilmiştir. Şekil 9c, farklı dalga genliklerinde Re ile basınç düşüşünün değişimini düz kanal ile karşılaştırarak göstermektedir. Tüm kanallar için Re ve kanalın dalga genliğinin artması basınç düşüşünü artırmaktadır. Basınç düşüşü, tüm dalga genliklerinde düz kanaldan daha yüksektir. Tüm kanallarda en yüksek basınç düşüşü,  $Re=8000$  değerinde düz kanal için  $\Delta P=1.92$  Pa,  $s=20$ mm dalga genliği için  $\Delta P=2.93$  Pa,  $s=30$ mm dalga genliği için  $\Delta P=3.42$  Pa ve  $s=40$ mm dalga genliği için  $\Delta P=4.67$  Pa olarak bulunmuştur. Şekil 9d, farklı dalga genliklerinde Re ile sürtünme faktörünün değişimini vermektedir. Tüm genliklerde sürtünme faktörünün tüm Reynolds sayıları için düz kanala göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Artan Reynolds sayılarında sürtünme faktörü azalma

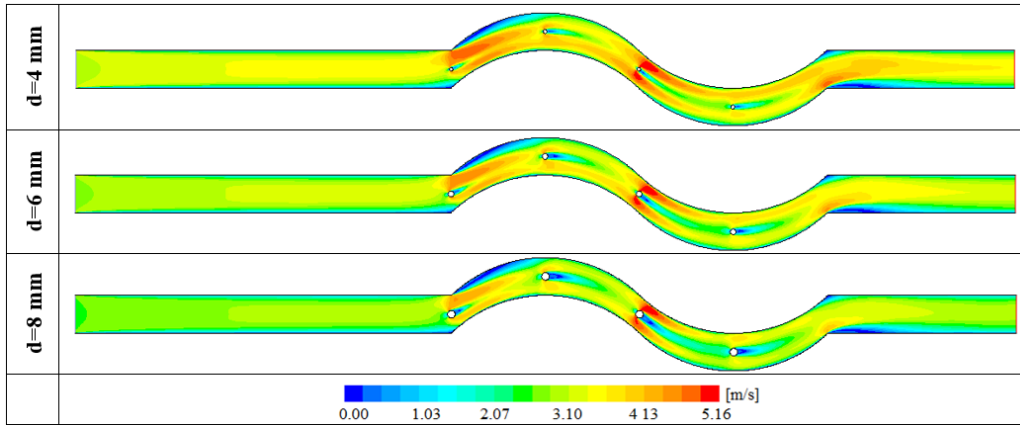
eğilimindedir. Ayrıca kanal genişliğinin artması da sürtünme faktörünü artırmaktadır. En yüksek sürtünme faktörü,  $Re=3000$ 'de  $s=40$  mm dalga genliği için  $f=0.11$  olarak hesaplanmıştır.

Şekil 9e'de, farklı dalga genliklerinde  $Re$  ile relatif sürtünme faktörünün değişimi verilmektedir. Düz kanal referans kabul edilmiş ve değeri 1 alınmıştır. Tüm genliklerde kanalın relatif sürtünme faktörü tüm Reynolds sayıları için düz kanaldan yüksektir. Artan Reynolds sayılarında ve genlik değerlerinde, relatif sürtünme faktörü de artmaktadır. Relatif sürtünme faktörü,  $Re=8000$  değerinde ve  $s=40$  mm dalga genliği için en yüksek değerine ( $f_{rel}=2.44$ ) ulaşmıştır. Şekil 9f, farklı dalga genlikleri için Reynolds sayısı ile performans faktörünün değişimini göstermektedir. Düz kanal referans kabul edilmiştir. Dalga genliği  $s=20$  mm olan dalgalı kanalda performans faktörü, referans değerinin altında kalmıştır ( $Re=8000$  hariç). Dalga genliği  $s=30$  mm durumunda performans faktörü,  $Re=3000$  hariç referans değerinin üzerinde bulunmuştur ve Reynolds sayısının artması ile artış göstermiştir.  $s=30$  mm için en yüksek PF değeri,  $Re=8000$ 'de 1.07 olarak elde edilmiştir. Dalga genliği  $s=40$  mm durumunda performans faktörü  $Re=4000$ 'de hafif bir tepe noktası oluşturmuş, diğer Reynolds sayılarında birbirine yakın elde edilmiştir. En yüksek PF,  $s=40$  mm ve  $Re=4000$ 'de 1.10 olarak elde edilmiştir. Performans faktörünün referans değerinin üzerinde elde edilmesi kanal içinde ısı transferi iyileşmesinin sürtünme faktöründen daha yüksek olduğunu göstermektedir.

### 3.2. Dairesel engellerin ısı transferine ve akışkan akışına etkisi

#### 3.2. Effect of circular obstacles on heat transfer and fluid flow

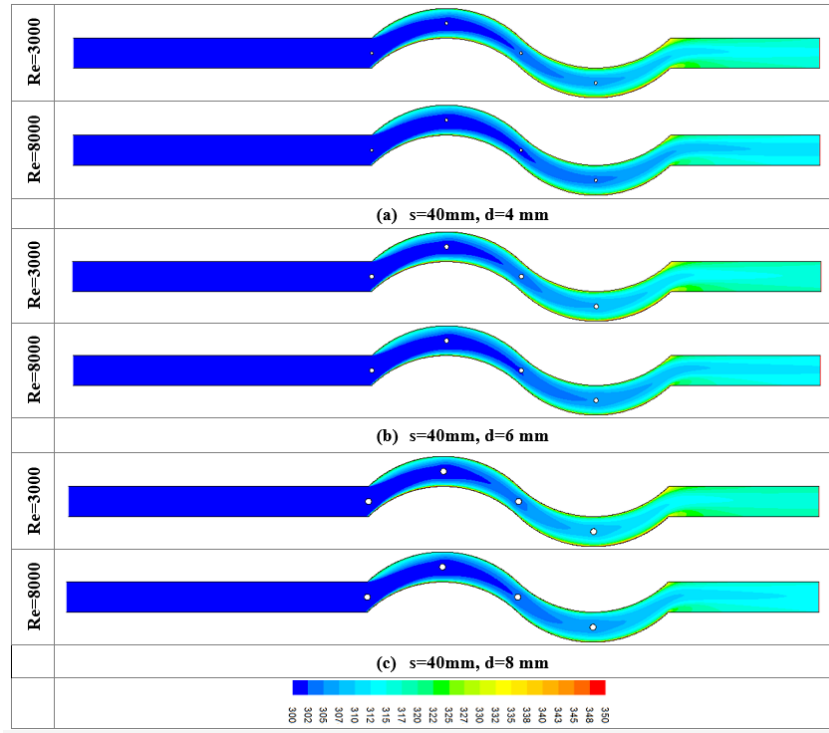
Kanala ilave edilen engeller, türbülans etkilerini artırarak akış karışımını iyileştirebilir. Bu nedenle bu çalışmada, pasif ısı transferi iyileştirme yöntemlerinden olan dalgalı kanallar ve dairesel engellerin birlikte kullanımı ile daha yüksek ısı transferi amaçlanmıştır. Bu bölümde, dalga genliği  $s=40$  mm sabit tutularak kanalın merkezine yerleştirilen dört adet dairesel engellerin üç farklı çap değerlerinde ( $d$ : 4mm, 6mm ve 8mm) akış ve ısı transferine etkileri araştırılmıştır. Şekil 10,  $Re=7000$  için  $s=40$  mm sabit bir dalga genliğinde farklı dairesel engel çaplarının hız alanlarına etkisini göstermektedir. Dairesel engellerin çapının, hız alanları üzerinde etkili olduğu açıkça görülmektedir. Engellerin çapının artması, akışkanın dalgalı yüzeylere daha iyi temasını sağlamaktadır. Dairesel engeller ayrıca akışta türbülans etkilerini artırarak homojen bir akış karışımına neden olmaktadır. Homojen bir akış, ısı transferi açısından önemli bir rol üstlenmektedir.



Şekil 10. Dairesel engellerin farklı çapları için hız görüntüleri ( $Re=7000$  ve  $s=40$  mm).

Figure 10. Velocity images for different diameters of circular obstacles ( $Re=7000$  and  $s=40$  mm).

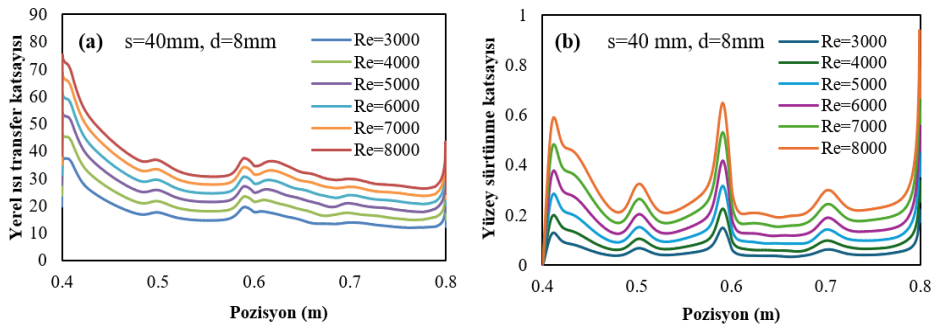
Şekil 11, sabit bir dalga genliğinde ( $s=40$  mm) Reynolds sayısının ve dairesel engellerin çapının sıcaklık alanları üzerindeki etkilerini göstermektedir. Düşük Reynolds sayılarında dalgalı yüzeylerdeki sıcaklık farkının oldukça fazla olduğu ve Reynolds sayısının artması ile sıcaklık farkının da düştüğü gözlenmektedir. Reynolds sayısının artması ile kanal yüzeyinden akışkana olan ısı transferi nedeniyle yüzey sıcaklığı azalmaktadır.  $Re=8000$ 'de dalgalı yüzeylerin sıcaklığının  $Re=3000$ 'e göre belirgin bir şekilde düştüğü gözlenmektedir. Dairesel engellerin çapının sıcaklık alanları üzerinde etkili olduğu görülmektedir. Engellerin çapının artması yüzey sıcaklığını düşürmektedir. Bunun nedeni, daha büyük çaptaki engellerin ana akışı kanal duvarlarına doğru yönlendirmesi ve akışta oluşturduğu çalkantılardır.



Şekil 11. Re ve dairesel engel çaplarının sıcaklık alanlarına etkisi, (a)  $d=4$  mm, (b)  $d=6$  mm (c)  $d=8$  mm.

Figure 11. Effect of Re and circular obstacle diameters on temperature fields (a)  $d=4$  mm, (b)  $d=6$  mm, (c)  $d=8$  mm.

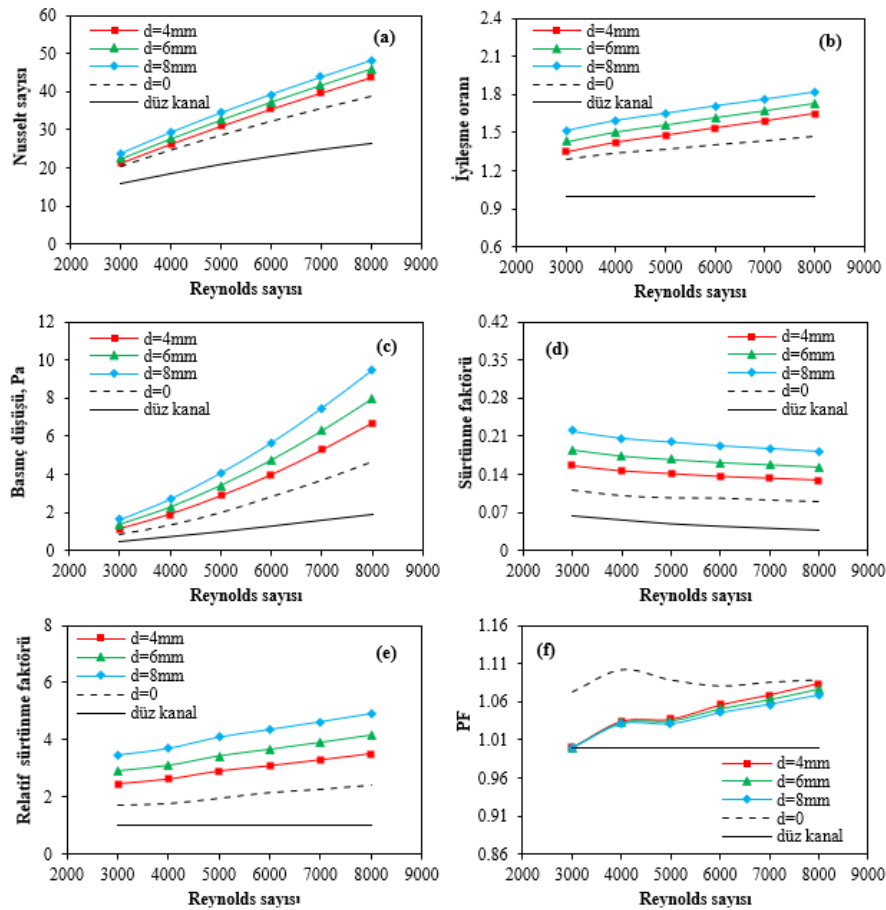
Şekil 12’de,  $s=40$  mm ve  $d=8$ mm için Re ile yerel ısı transfer katsayısının (a) ve yüzey sürtünme katsayısının (b) değişimi verilmiştir. Re’nin artması, yüzey boyunca yerel ısı transfer katsayısını artırmaktadır. Sabit bir Re değerinde, yerel ısı transfer katsayısı dalgalı yüzey boyunca azalma eğilimindedir. Ancak  $0.6$ m’den hemen önce ısı transfer katsayısının küçük bir tepe noktası oluşturduğu gözlenmiştir. Bu durumun kanal geometrisi ve dairesel engellerin varlığı nedeniyle akışın yön değiştirirken türbülans etkilerini artırmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Şekil 12b’de, Re ve dairesel engel çapının artması yüzey sürtünme katsayısını artırdığı görülmektedir. Yüzey sürtünme katsayısı,  $0.4$ m’den hemen sonra ve  $0.6$ m’den hemen önce belirgin birer tepe noktaları oluşturmuştur ve bu tepe noktalarına ilave olarak  $0.5$ m ve  $0.7$ m’de ise daha küçük tepe noktalarının varlığı dikkat çekmektedir. Bu tepe noktaları Re artması ile daha belirgin hale gelmiştir. Bu durum Reynolds sayısının artması ile kanal yüzeyindeki sürtünmelerin arttığını göstermektedir.



Şekil 12. Farklı Re’de (a) yerel ısı transfer katsayısı, (b) yüzey sürtünme katsayısı.

Figure 12. (a) Local heat transfer coefficient, (b) surface friction coefficient at different Re.

Şekil 13’te, sabit bir dalga genişliğinde ( $s=40$ mm) farklı dairesel engel çapları için Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının (a), ısı transfer iyileşme oranının (b), basınç düşüşünün (c), sürtünme faktörünün (d), relatif sürtünme faktörünün (e) ve performans faktörünün (f) değişimi verilmektedir. Ayrıca sonuçlar,  $s=40$ mm dalga genişliğinde içerisinde dairesel engellerin olmadığı ( $d=0$ ) dalgalı kanal ve düz kanal ile karşılaştırılmıştır.



**Şekil 13.** Farklı dairesel engel çaplarında Re ile (a) Nu, (b) iyileşme oranı, (c) basınç düşüşü, (d) sürtünme faktörü, (e) relatif sürtünme faktörü ve (f) PF.

**Figure 13.** (a) Nu, (b) enhancement ratio, (c) pressure drop, (d) friction factor, (e) relative friction factor and (f) PF with different circular obstacle diameters versus Re.

İçerisinde dairesel engellerin olduğu kanallarda elde edilen Nu, dairesel engellerin olmadığı ( $d=0$ ) kanal ve düz kanalda elde edilen Nusselt sayılarından daha yüksektir. Tüm kanallar için Re ve dairesel engellerin çapının artması, Nusselt sayısını artırmaktadır. Yüksek Re değerinde akışkanın kütleli debisi ve kanal içindeki atalet kuvvetleri artmaktadır. Dolayısı ile yüksek Reynolds sayılarında kanala daha fazla miktarda soğuk akışkanın girişi sağlanmaktadır. Dairesel engellerin çapının artması ile daha soğuk olan ana akış, dalgalı yüzeylere daha iyi nüfuz etmekte ve sıcak yüzeylerin soğumasında daha etkili olmaktadır (Şekil 11). Bu durum Nusselt sayısının artmasına neden olmaktadır.  $Re=8000$  değerinde en yüksek Nusselt sayısı, düz kanal için  $Nu=26.57$ ,  $d=0$  için  $Nu=38.94$ ,  $d=4\text{mm}$  için  $Nu=43.73$ ,  $d=6\text{mm}$  için  $Nu=45.97$  ve  $d=8\text{mm}$  için  $Nu=48.33$  olarak elde edilmiştir. Kanal içerisine ilave edilen dairesel engellerin ısı transferini artırmada önemli bir etkisinin olduğu açıkça görülmektedir (Şekil 13a). Şekil 13b, farklı dairesel engel çapları için Re ile ısı transfer iyileşme oranının değişimini vermektedir. Düz kanal referans olarak kabul edilmiştir. Tüm dairesel engel çaplarındaki dalgalı kanalın ısı transfer iyileşme oranı, tüm Re için referans değer ve  $s=40\text{mm}$  ve  $d=0$  durumundaki kanalın üzerinde bulunmuştur. Reynolds sayısının ve engel çaplarının artması, ısı transfer iyileşme oranını kayda değer şekilde artırmıştır. Düz kanala göre en yüksek ısı transfer iyileşme oranı, tüm kanallarda  $Re=8000$  değerinde elde edilmiş ve içerisinde dairesel engellerin olmadığı ( $s=40\text{mm}$  ve  $d=0$ ) dalgalı kanal için  $ER=1.47$ ,  $d=4\text{mm}$  için  $ER=1.64$ ,  $d=6\text{mm}$  için  $ER=1.73$  ve  $d=8\text{mm}$  için  $ER=1.82$  olduğu tespit edilmiştir.

Şekil 13c, farklı dairesel engel çapları için Re ile basınç düşüşünün değişimini göstermektedir. İçerisinde dairesel engellerin olduğu kanallarda elde edilen basınç kaybı, engel bulunmayan ( $s=40\text{mm}$  ve  $d=0$ ) dalgalı kanaldan ve düz kanalda elde edilen basınç kaybından daha yüksektir. Tüm kanallar için Reynolds sayısının ve dairesel engellerin çapının artması ile basınç kaybı artmaktadır. En yüksek basınç düşüşü,  $Re=8000$ 'de düz kanal için  $\Delta P=1.92$  Pa, içerisinde dairesel engellerin olmadığı ( $s=40\text{mm}$  ve  $d=0$ ) dalgalı kanal için  $\Delta P=4.67$  Pa,  $d=4\text{mm}$  için  $\Delta P=6.71$  Pa,  $d=6\text{mm}$  için  $\Delta P=7.96$  Pa ve  $d=8\text{mm}$  için  $\Delta P=9.45$  Pa olarak elde edilmiştir.

Kanal içerisine ilave edilen dairesel engeller, ısı transferini artırmada önemli bir potansiyele sahiptir ancak bununla birlikte basınç kaybında bir miktar artış kaçınılmaz olmaktadır. Şekil 13d'de, dairesel engellerin olduğu kanallarda elde edilen sürtünme faktörünün, içerisinde dairesel engel bulunmayan ( $s=40\text{mm}$  ve  $d=0$ ) dalgalı kanaldan ve düz kanaldan daha yüksek olduğu anlaşılmaktadır. Tüm kanallar için artan  $Re$  ile sürtünme faktörü azalma eğilimindedir. Kanala ilave edilen dairesel engellerin çapının artması sürtünme faktörünü artırmaktadır. Tüm kanallarda en yüksek sürtünme faktörü,  $Re=3000$ 'de ve  $d=8\text{mm}$  dairesel engellere sahip kanal için  $f=0.22$  olarak bulunmuştur. Şekil 13e'de, tüm dairesel engel çapları için relatif sürtünme faktörü tüm Reynolds sayılarında,  $s=40\text{mm}$  ve  $d=0$  durumundan ve düz kanaldan daha yüksek bulunmuştur. Artan Reynolds sayıları ve dairesel engel çapları, relatif sürtünme faktörünü artırmıştır. En yüksek relatif sürtünme faktörünün  $Re=8000$ 'de ve  $d=8\text{mm}$  için  $f_{rel}=4.93$  olduğu tespit edilmiştir.

Dalgalı kanalların genliğinin artması ve kanal içerisine ilave edilen engellerin çapının artması ısı transferini artırmaktadır. Ancak bu kanallarda dalga genliğinin ve dairesel engellerin çapının artması basınç düşüşünü artırmaktadır. Bu nedenle ısı transferi iyileşmesini basınç düşüşü ile değerlendirmek için performans faktörü tanımlanmıştır (Eşitlik 18). Şekil 13f,  $s=40\text{mm}$  sabit dalga genliğine sahip içerisinde farklı çapta dairesel engellerin olduğu dalgalı kanalda,  $Re$  ile performans faktörünün değişimini vermektedir. Düz kanal referans kabul edilmiş ve değeri 1 olarak alınmıştır.  $Re=3000$ 'de tüm dairesel engel çapları için PF, referans değere yakın elde edilmiştir. Diğer Reynolds sayılarında,  $Re$  artması ile PF artmaktadır. Ayrıca dairesel engellerin çapının artması performans faktörünün düşmesine neden olmuştur. PF, tüm kanallarda  $Re=4000$ 'de hafif bir tepe noktası oluşturmuştur.  $s=40\text{mm}$  dalga genliğinde içerisinde dairesel engellerin olmadığı ( $d=0$ ) dalgalı kanalın PF değeri, içerisinde engellerin olduğu diğer kanallardan daha yüksek elde edilmiştir. Çünkü  $d=0$  durumunda basınç düşüşü, dairesel engellerin olduğu kanallara göre daha düşüktür. Dairesel engellerin ısı transferini artırmasına rağmen basınç düşüşünü de artırması nedeniyle PF,  $d=0$  durumuna göre daha düşük elde edilmiştir. Dairesel engellerin varlığında en yüksek PF,  $Re=8000$  ve  $d=4\text{mm}$  durumunda  $PF=1.08$  olarak bulunmuştur. Bu çalışma, içerisinde engellerin olduğu dalgalı bir kanalda uygun geometrik parametrelerin ve akış şartlarının belirlenmesi halinde termo-hidrolik performansın artabileceğini göstermiştir.

## Sonuç

### Conclusion

Bu çalışmada, sinüzoidal dalgalı bir kanalda üç farklı dalga genliğinin ( $s$ : 20mm, 30mm, 40mm)  $3000 \leq Re \leq 8000$  aralığındaki Reynolds sayılarında türbülanslı akış ve ısı transferi sayısal olarak araştırılmıştır. Daha sonra dalga genliği sabit ( $s=40\text{mm}$ ) tutularak kanalın merkezine eklenen dört adet dairesel engellerin üç farklı çapı ( $d$ : 4mm, 6 mm, 8mm) için akış ve ısı transferi davranışı incelenmiştir. Çalışma sonuçları düz kanal ile karşılaştırılmıştır. Kanal geometrisinin, kanalın genliğinin, dairesel engel çaplarının ve Reynolds sayısının akış ve ısı transferi üzerinde önemli etkileri olduğu belirlenmiştir. İçerisinde dairesel engellerin olmadığı ( $d=0$ ) kanallarda, kanalın dalga genliğinin ve Reynolds sayısının artması ile  $Nu$  ve ısı transfer iyileşme oranı artmıştır. En yüksek  $Nu$ ,  $Re=8000$ 'de  $s=40\text{mm}$  dalga genliğinde 38.94 olarak elde edilmiştir. Aynı parametreler için ısı transferinin düz kanala göre 1.47 kat iyileştiği tespit edilmiştir. Dairesel engellerin olmadığı ( $d=0$ ) kanallarda, dalga genliğinin ve Reynolds sayısının artması basınç düşüşü artırmıştır. En yüksek basınç kaybı  $Re=8000$  ve  $s=40\text{mm}$  için  $\Delta P = 4.67$  Pa olarak bulunmuştur. Sürtünme faktörü,  $Re=8000$  ve  $s=40\text{mm}$  dalga genliğinde düz kanala göre  $f_{rel} = 2.44$  kat artmıştır.  $d=0$  durumunda en yüksek PF,  $s=40\text{mm}$  ve  $Re=4000$ 'de  $PF=1.10$  olarak elde edilmiştir. İçerisinde dairesel engellerin olduğu dalgalı kanallarda,  $Re$  ve dairesel engel çapının artması Nusselt sayısını, ısı transfer iyileşme oranını, basınç düşüşünü ve relatif sürtünme faktörünü artırmıştır. En yüksek  $Nu$ ,  $Re=8000$ 'de ve  $d=8\text{mm}$  engel çapı için 48.33 olarak elde edilmiştir. Aynı parametreler için ısı transferi düz kanala göre 1.82 kat iyileşmiş ancak sürtünme faktörü  $f_{rel} = 4.93$  kat artmıştır. Dairesel engellerin çapının artması ile PF değerlerinde azalma görülmüştür. Dairesel engellerin varlığında en yüksek PF,  $Re=8000$  ve  $d=4\text{mm}$  durumunda 1.08 olarak elde edilmiştir.

**Öneriler:** Bu çalışma sonuçları, verilen geometri ve çalışılan Reynolds sayısı aralığı ile sınırlıdır. İleriki çalışmalarda, kanal içerisindeki dairesel engellerin farklı düzenlemelerinin (asimetrik vb.) ve farklı geometriye sahip engellerin akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri araştırılabilir.

## Yazar katkısı

### Author contribution

E. Çelik: Literatür çalışması; Görüntüleme, S. Akçay: Metoloji; Yorumlama; Veri analizi; Doğrulama; Yazma; Danışmanlık



**Etik beyanı***Declaration of ethical code*

Bu makalenin yazarları, bu çalışmada kullanılan materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel izin gerektirmediğini beyan etmektedir.

**Çıkar çatışması beyanı***Conflicts of interest*

Yazarlar herhangi bir çıkar çatışması olmadığını beyan eder.

**Kaynaklar***References*

- Abed, A. M., Alghoul, M. A., Sopian, K., Mohammed, H. A., & Al-Shamani, A. N. (2015). Design characteristics of corrugated trapezoidal plate heat exchangers using nanofluids. *Chem. Eng. Process. Process Intensif.*, *87*, 88–103. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2014.11.005>
- Ahmed, M., Yusoff, M., Ng, K., & Shuaib, N. (2014). Effect of corrugation profile on the thermal–hydraulic performance of corrugated channels using CuO–water nanofluid. *Case Studies in Thermal Engineering*, *4*, 65–75. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2014.07.001>
- Ajarostaghi, S. S., Zaboli, M., Javadi, H., Badenes, B., & Urchueguia, J. F. (2022). A review of recent passive heat transfer enhancement methods. *Energies*, *15*(3), 986. <https://doi.org/10.3390/en15030986>
- Ajeel, R. K., Saiful-Islam, W., & Hasnan, K. B. (2018). Thermal and hydraulic characteristics of turbulent nanofluids flow in trapezoidal-corrugated channel: Symmetry and zigzag shaped. *Case Studies in Thermal Engineering*, *12*, 620–635. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2018.08.002>
- Ajeel, R. K., Salim, W. I., & Hasnan, K. (2019). Design characteristics of symmetrical semicircle- corrugated channel on heat transfer enhancement with nanofluid. *Int. J. Mech. Sci.*, *151*, 236–250. <https://doi.org/10.1016/j.jimecsci.2018.11.022>
- Ajeel, R. K., Sopian, K., & Zulkifli, R. (2021). A novel curved-corrugated channel model: thermal-hydraulic performance and design parameters with nanofluid. *Int. Comm. Heat Mass Transf.*, *120*, 105037. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.105037>
- Akçay, S. (2023a). Numerical study of turbulent heat transfer process in different wavy channels with solid and perforated baffles. *Heat Transfer Research*, *54*(18), 53–82. DOI: 10.1615/HeatTransRes.2023046621
- Akçay, S. (2023b). Heat transfer analysis of pulsating nanofluid flow in a semicircular wavy channel with baffles. *Sādhanā*, *48*, 57. <https://doi.org/10.1007/s12046-023-02119-x>
- Alfellag, M. A., Ahmed, H. E., Jehad, M. G., & Farhan, A. A. (2022). The hydrothermal performance enhancement techniques of corrugated channels: A review. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, *147*, 10177–10206. <https://doi.org/10.1007/s10973-022-11247-1>
- Choudhary, T., Sahu, M. K., Shende, V., & Kumar, A. (2022). Computational analysis of a heat transfer characteristic of a wavy and corrugated channel. *Material Today: Proceedings*, *56*, 263–273. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.01.121>
- Feng, C-N., Liang, C-H., & Li, Z-X. (2022). Friction factor and heat transfer evaluation of cross-corrugated triangular flow channels with trapezoidal baffles. *Energy & Buildings*, *257*, 111816. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.111816>
- Kanchan, B. K., Chandan, G. K., & Kumar, J. (2024). Effect of obstacle configuration in sinusoidal bfsc on hydrothermal performance and irreversibility characteristics: A numerical study. *Iran J Sci Technol Trans Mech Eng.*, *48*, 145–162. <https://doi.org/10.1007/s40997-023-00649-7>
- Khan, M., Alsaduni, I. N., Alluhaidan, M., Xia, W-F., & Ibrahim, M. (2021). Evaluating the energy efficiency of a parabolic trough solar collector filled with a hybrid nanofluid by utilizing double fluid system and a novel

corrugated absorber tube. *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, 124, 150-161. <https://doi.org/10.1016/j.jtice.2021.04.045>

- Khoshvaght-Aliabadi, M. (2014). Influence of different design parameters and Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-water nanofluid flow on heat transfer and flow characteristics of sinusoidal-corrugated channels. *Energy Convers. Manag.*, 88, 96–105. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.08.042>
- Krishnan, E. N., Ramin, H., Guruabalan, A., & Simonson, C. J. (2021). Experimental investigation on thermo-hydraulic performance of triangular cross-corrugated flow passages. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 122, 105160. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105160>
- Kurtulmus, N., & Sahin, B. (2019). A review of hydrodynamics and heat transfer through corrugated channels. *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 108, 104307. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.104307>
- Li, Z-X., Sung, S-Q., Wang, C., Liang, C-H., Zeng, S., Zhong, T., Hud, W-P., & Feng, C-N. (2022). The effect of trapezoidal baffles on heat and flow characteristics of a cross-corrugated triangular duct. *Case Studies in Thermal Engineering*, 33, 101903. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.101903>
- Naderifar, A., Nikian, M., Javaherdeh, K., & Borji, M. (2022). Numerical investigation of the effect of fins on heat transfer enhancement of a laminar non-newtonian nanofluid flow through a corrugated channel. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 147, 9779-9791. <https://doi.org/10.1007/s10973-022-11222-w>
- Nakhchi, M. E. (2019). Experimental optimization of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop inside sinusoidal wavy channels. *Ther. Sci. Eng. Prog.*, 9, 121–131. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.11.006>
- Nitturi, L. K., Kapu, V. K. S., Gugulothu, R., Kaleru, A., Vuyyuri, V., & Farid, A. (2023). Augmentation of heat transfer through passive techniques. *Heat Transfer*, 52(6), 4422-4449, <https://doi.org/10.1002/htj.22877>
- Raza, A., Hasnain, J., Shah, S. S., Haq, R. U., & Alhushaybari, A. (2024). Influence of solid cylinders on fluid flow and thermal analysis in a curved channel with constant magnetic field. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 158, 107887. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.107887>
- Salami, M., Khoshvaght-Aliabadi, M., & Feizabadi, A. (2019). Investigation of corrugated channel performance with different wave shapes. *J. Therm. Anal. Calorim.*, 138(5), 3159–3174. <https://doi.org/10.1007/s10973-019-08361-y>
- Shahsavari, A., Alimohammadi, S. S., Askari, I. B. & Ali, H. M. (2021). Numerical investigation of the effect of corrugation profile on the hydrothermal characteristics and entropy generation behavior of laminar forced convection of non-Newtonian water/CMC-CuO nanofluid flow inside a wavy channel. *Int. Commun. Heat and Mass Transfer*, 121, 105117. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105117>
- Uysal, D., & Akçay, S. (2024). Numerical study of thermal and hydrodynamic characteristics of turbulent flow in hybrid corrugated channels with different wave profiles. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 18(2), 10026–10045. <https://doi.org/10.15282/jmes.18.2.2024.5.0792>
- Zhang, J., Zhu, X., Mondejar, M. E., & Haglind, F. (2019). A review of heat transfer enhancement techniques in plate heat exchangers. *Renew. Sustain. Energy Reviews*, 101, 305-328. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.11.017>
- Zhang, L., & Che, D. (2011). Influence of corrugation profile on the thermalhydraulic performance of cross-corrugated plates. *Numeric. Heat Transfer, Part A: Appl.*, 59 (4) 267–296. <https://doi.org/10.1080/10407782.2011.540963>
- Zheng, Y., Yang, H., Mazaheri, H., Aghaei, A., Mokhtari, N., & Afrand, M. (2021). An investigation on the influence of the shape of the vortex generator on fluid flow and turbulent heat transfer of hybrid nanofluid in a channel. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 143, 1425–1438. <https://doi.org/10.1007/s10973-020-09415-2>
- Zontul, H., Hamzah, H., Kurtulmuş, N., & Şahin, B. (2021). Investigation of convective heat transfer and flow hydrodynamics in rectangular grooved channels. *Int. Commun. Heat and Mass Transfer*, 126, 105366. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105366>