



Dairesel Türbülötörler ile Asimetrik Trapez Dalgalı bir Kanalda Termohidrolik Performans Analizi

Selma AKÇAY¹ **Nasser Abdoul Halim ISMAEL¹** **ve Maher Abdulhameed Sadeq SADEQ¹**

How to cite: Akçay, S., Ismael, N.A.H., & Sadeq, M.A.S (2025). Dairesel türbülötörler ile asimetrik trapez dalgalı bir kanalda termohidrolik performans analizi. *Sinop Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 10(1), 149-164. <https://doi.org/10.33484/sinopfbid.1631618>

Araştırma Makalesi

Sorumlu Yazar

Selma AKÇAY

selmaakcay@karatekin.edu.tr

Yazarlara ait ORCID

S.A: 0000-0003-2654-0702

N.A.H.I: 0009-0003-4779-0847

M.A.S.S: 0009-0005-0563-316X

Received: 02.02.2025

Accepted: 02.06.2025

Öz

Bu çalışma, içerisine dairesel türbülötörler yerleştirilmiş asimetrik trapez dalgalı bir kanalda türbülanslı akışın ısı transferini analiz etmektedir. Çözümlerde, ANSYS Fluent programı kullanılmıştır. Çözümlerde, standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Dairesel türbülötörler kanal içine 3 farklı çapta (d: 2 mm, 4 mm, 6 mm) ve 3 farklı konumda (t: 7 mm, 9 mm ve 11 mm) yerleştirilmiş ve her birinin akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çalışmada, Reynolds sayısı $3000 \leq Re \leq 10000$ aralığında değiştirilmiş ve kanalın asimetrik dalgalı yüzeyleri $T_s=340$ K sıcaklığında sabit tutulmuştur. Kanal içine farklı çap ve konumlarda yerleştirilen türbülötörler için farklı Reynolds sayılarında Nusselt sayısı (Nu), iyileşme oranı (η), basınç düşüşü (ΔP) ve termohidrolik performans (THP) değerleri hesaplanmıştır. Ayrıca elde edilen sonuçlar, türbülötörlerin olmadığı asimetrik trapez dalgalı kanal ile karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda, farklı parametrelerde kanal içinde hız ve sıcaklık görüntüleri sunulmuştur. Bulgular, türbülötör çapının ve konumunun basınç düşüşünü ve ısı transferini etkilediğini göstermiştir. $Re=10000$, $d=6$ mm ve $t=7$ mm parametreleri için ısı transferinin türbülötörsüz kanala göre 1.31 kat iyileştiği tespit edilmiştir. En yüksek termohidrolik performans $Re=3000$, $d=6$ mm ve $t=11$ mm durumunda $THP=1.14$ olarak bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler: Asimetrik trapez kanal, dairesel türbülötörler, ısı transferi, sayısal çalışma

Thermohydraulic Performance Analysis in an Asymmetric Trapezoidal Wavy Channel with Circular Turbulators

¹Çankırı Karatekin Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi, Makine
Mühendisliği Bölümü, Çankırı,
Türkiye

Abstract

This numerical study analyzes the heat transfer of turbulent flow in an asymmetric trapezoidal wavy channel with circular turbulators. The ANSYS Fluent program was used for the solutions. The standard k-ε turbulence model was used in the solutions. Circular turbulators were placed in the channel with 3 different diameters (d: 2 mm, 4 mm, 6 mm) and 3 different positions (t: 7 mm, 9 mm, 11 mm) and the effects of each on the flow and heat transfer were investigated. In the study, the Reynolds number was changed in the range of $3000 \leq Re \leq 10000$, and the asymmetric wavy surfaces of the channel were kept constant at $T_s=340$ K. Nusselt number (Nu), enhancement ratio (η), pressure drop (ΔP), and thermohydraulic performance (THP) values were calculated for different

Reynolds numbers, different turbulator diameters and positions in the channel. In addition, the results obtained were compared with the asymmetric trapezoidal wavy channel without turbulators. As a result of the study, velocity and temperature images were presented in the channel for different parameters. The findings showed that the turbulator diameter and position affect the pressure drop and heat transfer. It was found that for the parameters $Re=10000$, $d=6$ mm, and $t=7$ mm, the heat transfer was improved by 1.31 times compared to the channel without a turbulator. The highest thermohydraulic performance was found to be $THP=1.14$ for $Re=3000$, $d=6$ mm, and $t=11$ mm.

Keywords: Asymmetric trapezoidal channel, circular turbulators, heat transfer, numerical study

Giriş

Son zamanlarda elektronik cihazların boyutlarının giderek küçülmesi ve güç tüketiminin her geçen gün artması nedeniyle bu parçaların uygun çalışma koşullarının sağlanması, nükleer reaktörlerin termal yönetimi ve gaz türbini kanatlarının soğutulması, etkin bir ısı transferinin sağlanması ile mümkündür [1]. Bu uygulamalarda etkin ısı transferinin sağlanması, sistemin verimliliğini artırmakla birlikte enerji verimliliği ve tasarrufu, sistemin ömrünün uzatılması ve maliyetlerin azaltılması açısından da çok önemlidir. Bu nedenle araştırmacılar, farklı ısı transferi iyileştirme yöntemleri üzerinde uzun süredir çalışmaktadır [2]. Bu yöntemlerden, pasif yöntemler, ilave bir güç girişine gereksinim duymazlar ve dinamik parçalar içermedikleri için hem basit hem de ekonomiktir. Bu yöntem, enerji tasarrufuna katkı sağlaması, düşük yatırım ve işletme maliyetleri nedeniyle yaygın olarak pek çok uygulamalarda tercih edilmektedir [3, 4]. Pasif ısı transferi yöntemleri, dalgalı yüzeyleri, uzatılmış yüzeyleri, türbülötörleri, kanat/kanatçıkları ve vorteks üreteçleri gibi uygulamaları içerir. Bu uygulamalardaki temel amaç ısı transferinin gerçekleştiği yüzey alanını artırmak, akışkanın istenilen doğrultuya yönlendirmek ve akış karışımını iyileştirerek homojen bir akış yapısını oluşturmaktır. Bu uygulamaların ısı transferinde önemli iyileşmeler sağladığı yapılan pek çok deneysel ve sayısal çalışmalarda kanıtlanmıştır [5, 6]. Çalışma sonuçları, ısı transferini artıran bu yöntemlerin basınç düşüşünde bir artışa neden olduğunu göstermiştir. Araştırmacılar, daha az basınç kaybı ile daha yüksek ısı transferi sağlayan yöntemler üzerinde çalışmaktadır [7-9]. Bugüne kadar farklı geometriye sahip dalgalı kanalların akış yapısı ve ısı transfer davranışı deneysel ve sayısal çalışmalarla incelenmiştir. Bu çalışmalardan, Krishnan [10] ve Li vd. [11] üçgen dalgalı kanalları, Zontul vd. [12] dikdörtgen dalgalı kanalları, Nakhchi [13] ve Liu vd. [14] sinüzoidal dalgalı kanalları, Togun [15] ve Akçay [16] yarı-dairesel geometriye sahip kanalları, Ajeel vd. [17] ve Doğukan ve Akçay [18] hibrit dalgalı kanalları araştırmışlardır. Çalışmaların sonuçları, dalgalı kanallarda ısı transferinin düz kanallara göre daha yüksek olduğunu göstermiştir. Zhang ve Che [19] akış ve ısı transferi üzerinde beş farklı dalga profilinin (üçgen, dikdörtgen, sinüzoidal, elips ve trapez) etkilerini incelemişler ve trapez kanalda diğer kanallara göre daha yüksek ısı transferi ve basınç düşüşü elde edildiğini bildirmişlerdir. Ahmet vd. [20] sayısal çalışmalarının sonucunda, üç farklı geometriye sahip (sinüzoidal, trapez ve üçgen) dalgalı kanallar arasında trapez kanalda daha fazla basınç

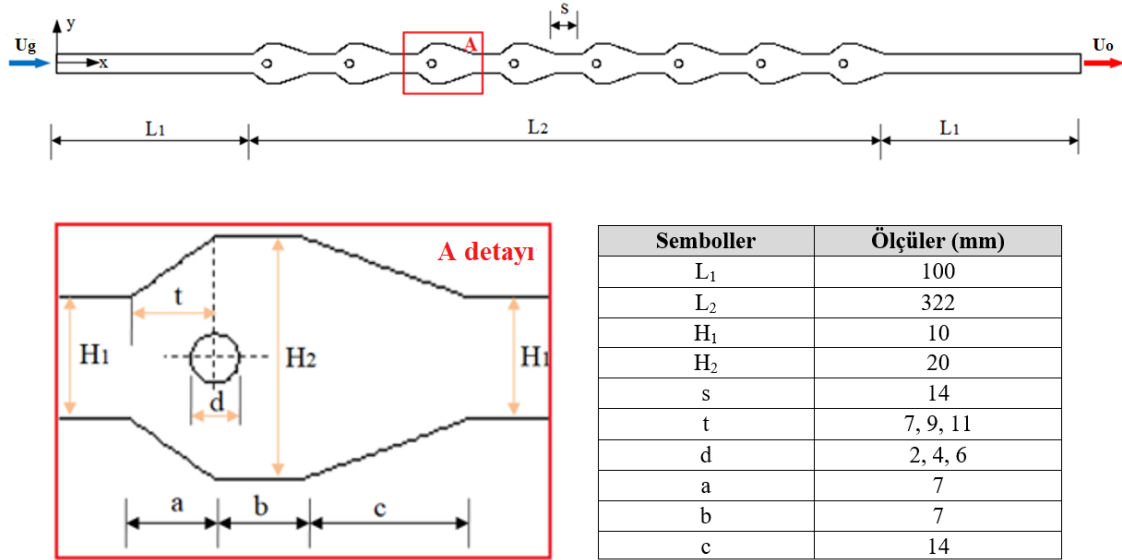
kaybının ve ısı transferinin sağlandığını bulmuşlardır. Bir başka çalışmada, Salami vd. [21] farklı geometrideki kanallar içinde trapez profilin en yüksek ısı transferi sağladığını belirtmişlerdir. Daha yüksek ısı transferi gerektiren uygulamalarda birden fazla pasif yöntemin birlikte kullanılması yaygın bir uygulamadır. O nedenle dalgalı kanallar içerisine türbülator, bölme, kanatçık gibi düzenlemeler ilave edilerek ısı transfer katsayısının artırılması amaçlanır [22-24]. Kanal içine ilave edilen türbülatorlerin geometrisi, sayısı ve kanal içine yerleşim düzeni akış ve ısı transferini etkilemektedir. Zheng vd. [25] dikdörtgen kesit alanına sahip bir kanal içine ilave edilen dairesel ve üçgen engellerin yüksekliğinin türbülanslı akışta ısı transferine etkilerini incelemişler ve çalışma sonucunda dairesel engellerin daha yüksek ısı transferi sağladığını ve engellerin yüksekliğinin artması ile basınç kaybının arttığını bildirmişlerdir. Naderifar vd. [26] içerisine kanatçıklar yerleştirilmiş dikdörtgen profile sahip dalgalı bir kanalda, dalga sayısının (1-5 adet) ve kanatçık uzunluğunun (5-10mm) ısı transferine etkisini araştırmışlar ve en yüksek ısı transferinin dalga sayısının 2 ve kanatçık uzunluğunun 7.5 mm olduğunda elde edildiğini bildirmişlerdir. Akçay [27] dört farklı dalga profiline (üçgen, dikdörtgen, yarım daire ve trapez) sahip dalgalı bir kanalda katı ve delikli dikey bölmelerin basınç düşüşü ve ısı transferine etkisini türbülanslı akış için sayısal olarak araştırmıştır. Katı bölmelerin ısı transferini iyileştirdiğini ancak basınç düşüşünü artırdığını göstermiş ve delikli bölmelerin ise basınç düşüşünü azalttığını bildirmiştir. Literatür araştırmasından da anlaşıldığı gibi dalgalı kanallar ve kanal içine ilave edilen türbülatorler ısı transferini artırmaktadır. Dalgalı kanallarda, trapez profilin diğer profillere göre daha yüksek ısı transferi sağladığı konusunda genel bir görüş hakimdir [19-21]. Ayrıca kanal içine eklenen türbülatorlerin dairesel geometride olması ısı transferini artırdığı ve basınç düşüşünü azalttığı bildirilmektedir [25]. Bu nedenle sunulan çalışma kapsamında, asimetrik trapez dalgalı bir kanal geometrisi kullanılmış ve kanal içine ilave edilen engellerin geometrisi ise dairesel olarak seçilmiştir. Çalışmanın özgünlüğü asimetrik trapez geometriye sahip bir dalgalı kanal içine ilave edilen farklı çaplardaki (d : 2 mm, 4 mm ve 6 mm) ve farklı konumlardaki (t : 7 mm, 9 mm ve 11 mm) engellerin basınç düşüşü ve ısı transferine etkilerini türbülanslı akış ($3000 \leq Re \leq 10000$) şartlarında incelenmesidir. Sayısal çalışmanın amacı, asimetrik trapez bir kanala eklenen dairesel engellerin çapının ve konumunun akış ve ısı transferine etkilerini belirlemek ve bu konuda çalışan kanal tasarımcılarına bir yol göstermektir.

Sayısal Çalışma

Sayısal Modelin Geometrisi

Sayısal çalışmada kullanılan, içerisinde dairesel türbülatorlerin olduğu asimetrik trapez kanalın geometrisi Şekil 1’de verilmiştir. Kanalın minimum ve maksimum yüksekliği sırasıyla $H_1=10$ mm ve $H_2=20$ mm’dir. Kanalın giriş ve çıkışı $L_1=100$ mm uzunluğunda düz bölümden oluşmaktadır. Kanal girişinde, türbülanslı akışta tam gelişmiş akış şartlarını sağlamak amacıyla kanal yüksekliğinin 10 katı uzunluğunda ($L_1=10H$) adyabatik düz bir bölüm kullanılmıştır. Ayrıca çıkış bölümünde de dalgalı kanal geometrisinden ve türbülatorün anlık yerel etkisinden akışı uzaklaştırmak amacıyla adyabatik düz bölüm

eklenmiştir. Bu amaçla önceki çalışmalarda da kanal giriş ve çıkışında adyabatik düz bölümlerin kullanıldığı görülmektedir [5, 12, 18]. Kanal, toplamda 8 adet trapez dalgalı bölüm içermektedir ve her bir dalgalı bölüm, $s=14$ mm düz uzunluk ile birbirine bağlanmaktadır. Her bir dalgalı bölümün içine farklı çaplarda (d : 2 mm, 4 mm ve 6 mm) ve konumlarda (t : 7 mm, 9 mm ve 11 mm) dairesel türbülátörler yerleştirilmiştir. Kanala ait diğer geometrik ölçüler Şekil 1’de detaylı olarak gösterilmiştir.



Şekil 1. Sayısal modelin geometrisi

Korunum Eşitlikleri

Çalışmada kullanılan akışkan havadır. Hava sıkıştırılmaz özellikte ve ideal gaz olarak düşünülmüştür. Akışkan tek fazlı ve Newtoniyen tiptir. Çözüm alanı iki boyutlu olarak ele alınmıştır. Viskoz yayılım terimleri ihmal edilmiştir. Çalışmada ısı iletimi ve yerçekimi etkileri dikkate alınmamıştır. Bu varsayımlar için korunum denklemleri aşağıdaki eşitliklerde verilmiştir (Eşitlik 1-10) [12].

Süreklilik denklemi:

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

Momentum denklemi:

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

Enerji denklemi:

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

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = (\mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

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

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial t} (\varepsilon) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} (\varepsilon \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (7)$$

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (8)$$

$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr} \quad (9)$$

$$\Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (10)$$

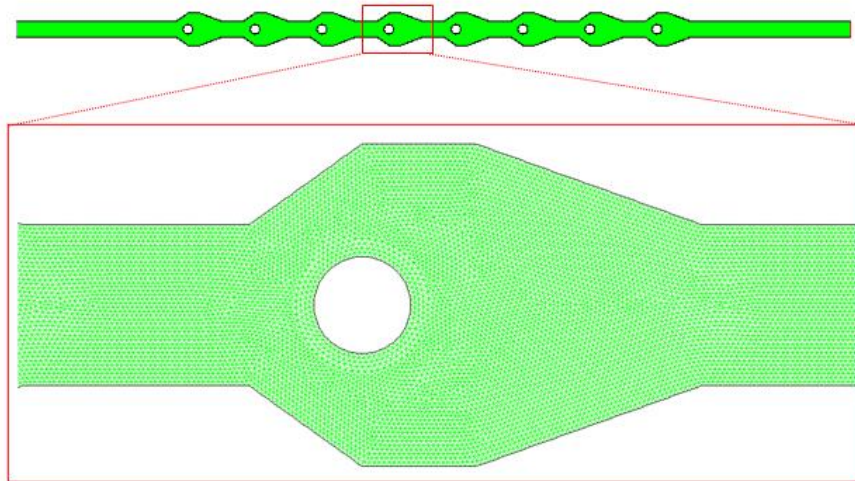
Önceki çalışmalarda dalgalı/oluklu kanallarda akış ve ısı transferi hesaplamalarında standart k-ε türbülans modelinin deneysel ve sayısal sonuçlarla uyumlu olduğu bildirilmiştir [12]. Bu nedenle bu çalışmada viskoz model olarak standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Eşitliklerde kullanılan sabitler Tablo 1’de verilmiştir [12].

Tablo 1: Türbülans modelinde kullanılan sabitler [12]

Türbülans sabitleri	σ_k	σ_ε	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_μ	Pr_t
Değerleri	1.0	1.3	1.44	1.92	0.09	0.9

Sayısal Yöntem ve Sınır Şartları

Çözüm alanının 2d geometrisinin çizilmesi ve ağ yapısının oluşturulmasında Gambit yazılımı kullanılmıştır. Eleman yapısında yapılandırılmamış üçgen elemanlar tercih edilmiştir. İçerisinde diareseel türbülantörlerin bulunduğu kanalda (d=6 mm ve t=7 mm için) çözüm alanına uygulanan ağ yapısı ve detay görüntüsü Şekil 2’de gösterilmiştir.



Şekil 2. Çözüm alanının eleman yapısı (d=6 mm ve t=7 mm)

Ağ yapısında çözümlerin etkilenmediği eleman sayısı belirlenmiştir. Bunun için dairesel engellerin olmadığı trapez dalgalı kanalda $Re=10000$ için farklı eleman sayılarında Nusselt sayıları hesaplanmış ve en uygun eleman sayısı tespit edilmiştir. 169134 eleman sayısından sonra çözümlerin pek fazla etkilenmediği dikkate alınarak çözüm alanına bu eleman sayısı uyarlanmıştır. Sayısal çözümlerde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) tabanlı çözüm yapan ANSYS Fluent yazılımı kullanılmıştır. Eşitliklerin ayrıştırılması sonlu hacim yaklaşımı ile yapılmıştır. Taşınım denklemleri ikinci dereceden ileri fark yaklaşımı ile ayrıştırılmıştır. Basınç-hız bağıntısı SIMPLE algoritması ile çözülmüştür. Çözümlerin, tam çözüme yaklaşmasını ifade eden yakınsama kriteri değerine ulaştığında iterasyonlar sona ermiştir. Enerji eşitliklerinde yakınsama kriteri 10^{-7} , diğer eşitliklerde 10^{-4} olarak alınmıştır. Kanalda akan akışkan havadır. Hava kanala sabit bir hızla (U_g) ve sabit bir sıcaklık ($T_g=293$ K) ile girmekte ve basınç çıkışı sınır şartı ile kanalı terketmektedir. Akış hızını temsil eden Reynolds sayısı $3000 \leq Re \leq 10000$ aralığında değişmektedir. Kanalin giriş ve çıkışındaki düz bölümler (L_1) ile dairesel türbülötörler adyabatik özelliktedir. Trapez dalgalı kanal yüzeylerine sabit sıcaklık sınır şartı ($T_s=340$ K) uygulanmıştır. Tüm yüzeyler kaymaz şartlara sahiptir.

Isı Transfer Hesaplamaları

Kanal giriş hızı Reynolds sayısı (Re) ile hesaplanmıştır (Eşitlik 11) [28]:

$$Re = \frac{\rho U_g D_h}{\mu} \quad (11)$$

Burada D_h , U_g , μ ve ρ sırasıyla hidrolik çap, akışkanın kanala giriş hızı, akışkanın dinamik viskozitesi ve yoğunluğunu gösterir. Hidrolik çap (D_h) $2H_{ort}$ olarak alınmış olup Eşitlik 12 ile bulunur [5]

$$D_h = H_1 + H_2 \quad (12)$$

Nusselt sayısı Eşitlik 13 ile elde edilmiştir [28]:

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (13)$$

Burada h ve k , sırasıyla taşınım ısı transfer katsayısı ve ısıl iletkenliktir. Isı taşınım katsayısı (h) Eşitlik 14 ile elde edilmiştir [27]:

$$h = \frac{q''}{\Delta T_{log}} \quad (14)$$

burada q'' birim alan için ısı akısını gösterir ve Eşitlik 15 [28] ile hesaplanmıştır. ΔT_{log} ise logaritmik sıcaklık farkıdır (Eşitlik 16) [27]:

$$q'' = \frac{\theta}{m} = C_p (T_o - T_g) \quad (15)$$

burada m kütleli debi, C_p akışkanın özgül ısıdır.

$$\Delta T_{log} = \frac{[(T_s - T_o) - (T_s - T_g)]}{\ln \left[\frac{(T_s - T_o)}{(T_s - T_g)} \right]} \quad (16)$$

burada T_g , T_o , ve T_s sırasıyla akışkanın kanala giriş, kanaldan çıkış sıcaklığı ve trapez dalgalı kanalın yüzey sıcaklığıdır.

Isı transferi iyileşme oranı (η), türbülatorlerin olduğu durumda hesaplanan Nusselt sayısının ($Nu_{türbülatorlü}$), türbülatorlerin olmadığı durumda hesaplanan Nusselt sayısına ($Nu_{türbülatorsüz}$) oranını ifade eder ve Eşitlik 17 ile bulunur [27]:

$$\eta = \frac{Nu_{türbülatorlü}}{Nu_{türbülatorsüz}} \quad (17)$$

Basınç düşüşüne (ΔP) göre bulunan Darcy sürtünme faktörü (f) Eşitlik 18 ile elde edilmiştir [29]:

$$f = \frac{2\Delta P D_h}{\rho U_g^2 L} \quad (18)$$

Sürtünme faktörü oranı (f_{rel}), türbülatorlerin olduğu durumda bulunan sürtünme faktörünün ($f_{türbülatorlü}$), türbülatorlerin olmadığı durumda bulunan sürtünme faktörüne ($f_{türbülatorsüz}$) oranı ile elde edilmektedir (Eşitlik 19) [27]:

$$f_{rel} = \frac{f_{türbülatorlü}}{f_{türbülatorsüz}} \quad (19)$$

Termohidrolik performans (THP) ısı transferi iyileşme oranının sürtünme faktörüne oranına bölünmesi ile elde edilmektedir (Eşitlik 20) [29]:

$$THP = \frac{(Nu_{türbülatorlü}/Nu_{türbülatorsüz})}{(f_{türbülatorlü}/f_{türbülatorsüz})^{1/3}} \quad (20)$$

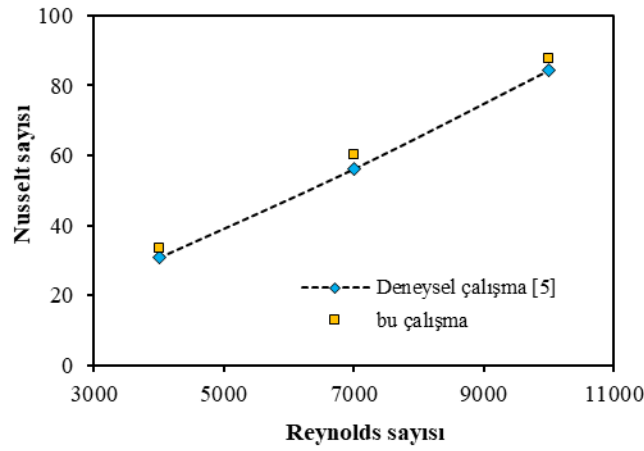
Tartışma ve Sonuçlar

Sayısal çalışma, ilk önce asimetrik trapez dalgalı bir kanala yerleştirilen dairesel türbülatorlerin üç farklı çap değerinde ($d=2$ mm, 4 mm ve 6 mm) ve $3000 \leq Re \leq 10000$ aralığındaki Reynolds sayıları için gerçekleştirilmiştir. Daha sonra türbülatorlerin çapı sabit tutularak ($d=6$ mm) üç farklı türbülator konumunda ($t=7$ mm, 9 mm ve 11 mm) ve aynı Reynolds sayılarında çalışmalar yapılmıştır. Türbülator çapının, konumunun ve Reynolds sayısının akış ve ısı transferine etkilerini gözlemlemek için kanal içinde hız ve sıcaklık dağılımları sunulmuştur. Çalışma sonucunda, Nusselt sayısı (Nu), basınç düşüşü (ΔP), sürtünme faktörü (f) ve termohidrolik performans (THP) değerleri tespit edilmiş ve elde edilen sonuçlar tartışılmıştır.

Çözümlerin Doğrulanması

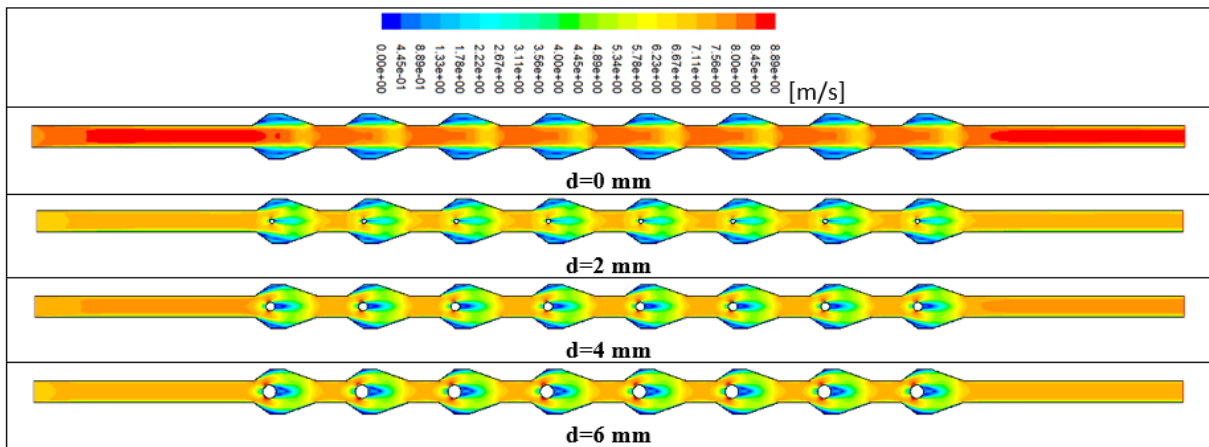
Bu çalışmada bulunan sonuçlar, Zontul vd. [5] tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışma sonuçları ile karşılaştırılmış ve çözümlerin doğruluğu sağlanmıştır. Bunun için her iki çalışmada da iş yapan akışkan

hava kullanılarak benzer hidrolik çapa sahip düz bir kanal için Reynolds sayıları ile Nusselt sayıları karşılaştırılmış ve sonuçlar Şekil 3 ile gösterilmiştir.

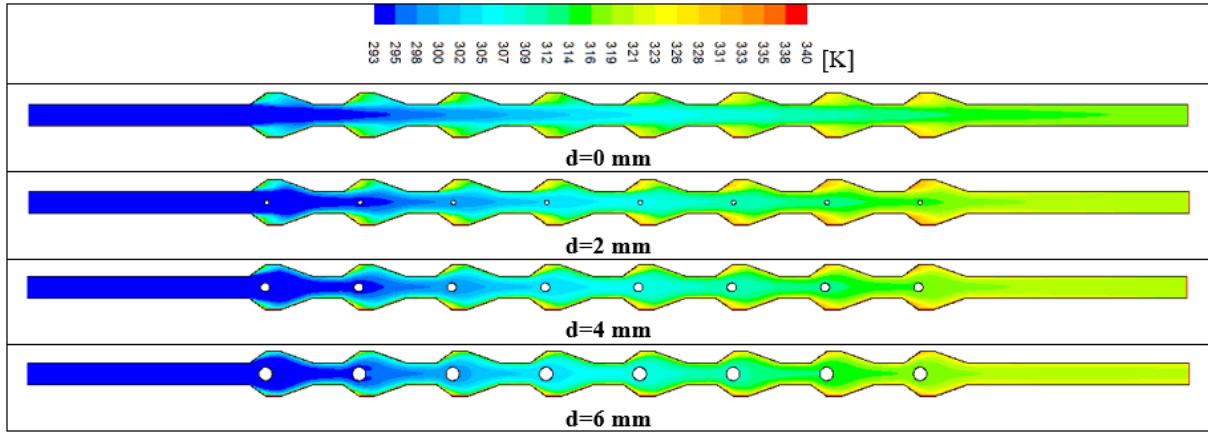


Şekil 3. Çözümlerin doğrulanması [5].

Şekil 4'te, asimetrik trapez dalgalı kanalda, sabit bir Reynolds sayısı ($Re=6000$) ve sabit bir türbülötör konumu ($t=7$ mm) için dairesel türbülötörlerin farklı çaplarında hız konturları gösterilmiştir. Asimetrik trapez dalgalı kanaldaki dairesel türbülötörlerin akış alanlarını önemli ölçüde değiştirdiği görülmektedir. İçerisinde türbülötörlerin olmadığı asimetrik trapez dalgalı kanal $d=0$ olarak gösterilmiştir. Türbülötörlerin olmadığı kanalda ($d=0$) akışkan bir engelle karşılaşmadığı için kanal boyunca akışına devam etmiştir, ancak trapez kavitelere bir akış döngüsü oluşturduğu gözlenmiştir. Her trapez dalgalı bölümün sonuna doğru kesit alanının artmasından kaynaklı akış hızında bir azalma meydana gelmiştir. Dairesel türbülötörlerin olduğu kanalda akış iki kola ayrılarak dalgalı kavitelere yönelmektedir. Türbülötörün çapının artması ile kanal girişindeki soğuk akışkanın sıcak olan dalgalı yüzeylere daha fazla temas ettiği görülmektedir. Türbülötörsüz kanalda, dalgalı kavitelere durgun akışkanın varlığı dikkat çekmektedir. Türbülötör çapının artması, bu durgun akış bölgesini azaltmıştır. Ancak, türbülötör çapındaki artış, türbülötörlerin arkasında oluşan düşük basınç bölgelerinin artmasına neden olmuştur.

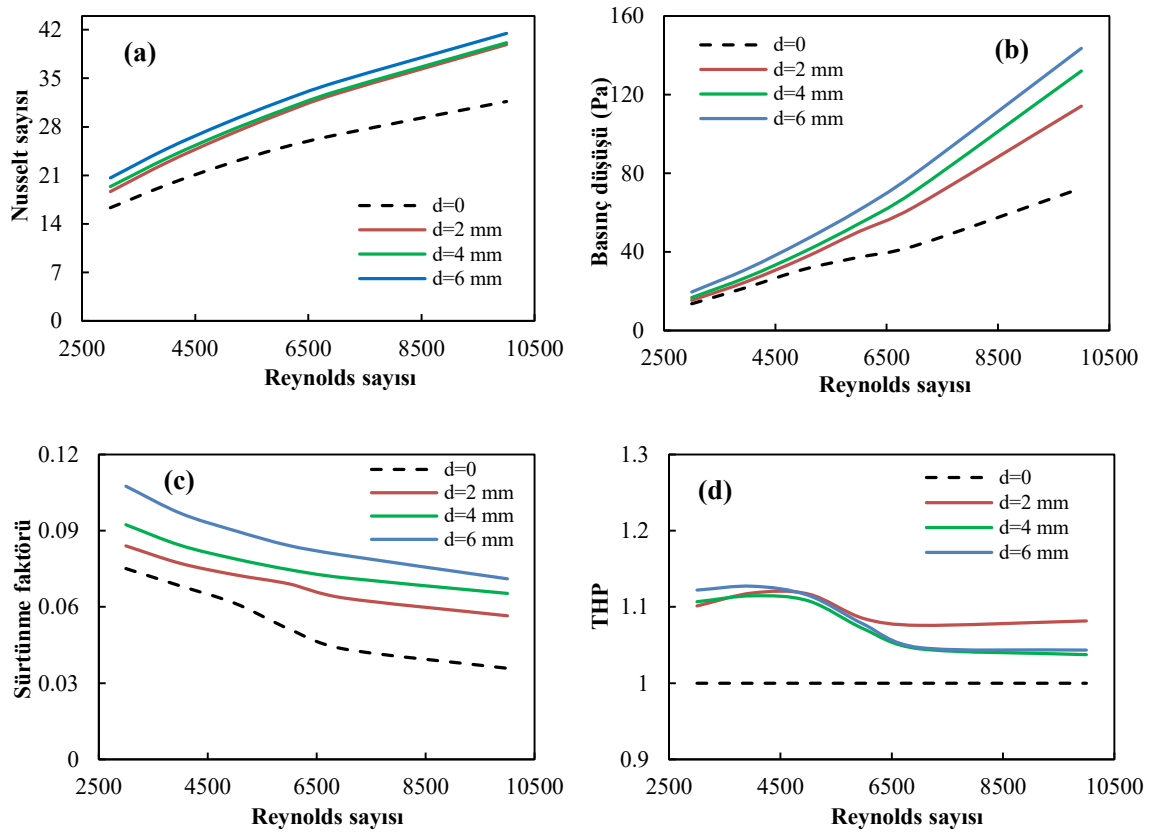


Şekil 4. $Re=6000$ ve $t=7$ mm için farklı türbülötör çaplarında hız konturları



Şekil 5. $Re=6000$ ve $t=7$ mm için farklı türbülötör çaplarında sıcaklık konturları

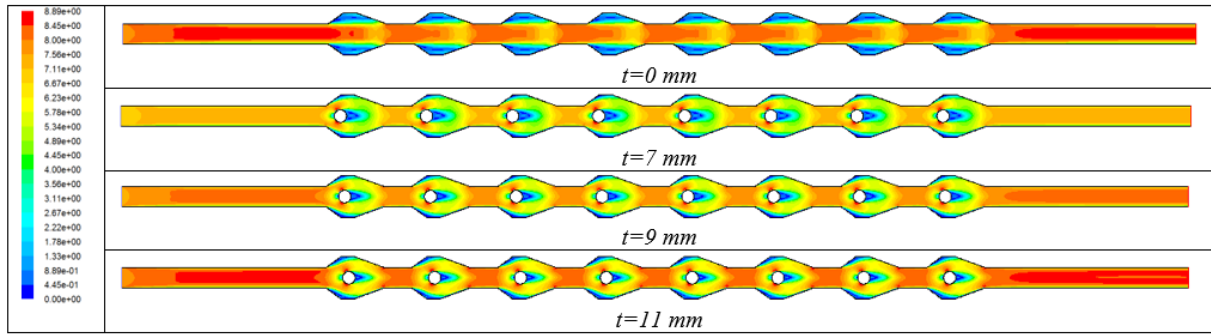
Şekil 5, $Re=6000$ ve $t=7$ mm için farklı çaplardaki dairesel türbülötörlere sahip asimetrik trapez dalgali kanaldaki sıcaklık konturlarını göstermektedir. Dairesel türbülötörlerin termal alanları etkilediği gözlenmektedir. Türbülötörlerin çapının artmasıyla kanal içerisindeki sıcaklık gradyanının azaldığı görülmüştür. Artan türbülötör çaplarında, dalgali yüzeylerin sıcaklığında azalma meydana gelmiştir. Türbülötör çapının $d=6$ mm olduğu kanalda dalgali yüzeylerin sıcaklığı, türbülötör çapı $d=2$ mm olan kanala göre önemli ölçüde düşmüştür. Bunun nedeni, Şekil 4'te açıklandığı gibi dairesel türbülötörlerin çapının artması ile soğuk akışkanın sıcak yüzeylere daha iyi nüfuz etmesindendir. Ayrıca türbülötörlü ve türbülötörsüz tüm kanallarda kanal sıcaklığının akış yönünde arttığı görülmüştür. Şekil 6'da, $t=7$ mm konumunda dairesel türbülötörlere sahip asimetrik trapez dalgali kanal için farklı türbülötör çapları ve Reynolds sayılarında Nusselt sayısının, Nu (a), basınç düşüşünün (ΔP), (b), sürtünme faktörünün, f (c) ve termohidrolik performansın, THP (d) değişimi gösterilmektedir. Ayrıca sonuçlar türbülötörün olmadığı asimetrik trapez dalgali kanal ile karşılaştırılmıştır. Tüm kanal akışları için Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısının arttığı gözlenmiştir. $Re=10000$ için $d=2$ mm ve $d=4$ mm çaplarındaki türbülötörlerin Nusselt sayıları, sırasıyla $Nu=38.84$ ve $Nu=40.12$ olarak bulunmuştur. Tüm türbülötör boyutları dikkate alındığında, en büyük türbülötör çapında ($d=6$ mm) daha yüksek ısı transferi elde edilmiştir.



Şekil 6. Farklı türbülator çapları ve Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının (a), basınç düşüşünün (Pa) (b), sürtünme faktörünün (c) ve termohidrolik performansın (d) değişimi

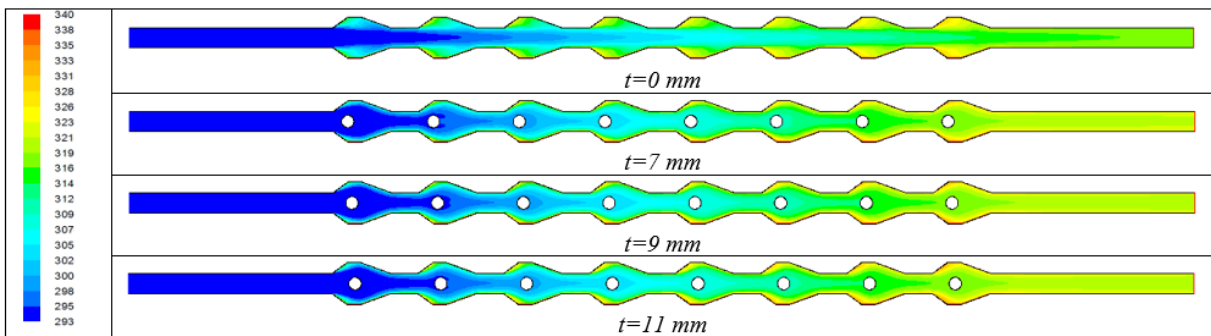
Re=10000 ve t=7 mm, d=6 mm parametreleri için en yüksek Nusselt sayısı Nu=41.48 olarak bulunurken türbülatorsüz asimetrik trapez dalgali kanalda aynı Reynolds sayısında ısı transferinin Nu= 31.64 olduğu tespit edilmiştir. Türbülatorsüz dalgali kanala göre dairesel türbülatorlü kanalda ısı transferinin en fazla 1.31 kat iyileştiği görülmüştür (Şekil 6a). Türbülatorlü kanallarda elde edilen basınç düşüşü türbülatorsüz kanaldan daha yüksek bulunmuştur (Şekil 6b). Reynolds sayısı ve türbülatorlerin çapının artması ile basınç düşüşü artmaktadır. Kanal içine ilave edilen dairesel türbülatorler, akış içinde bir engel teşkil ettiği için akışa karşı bir direnç oluşturmaktadır. Türbülatorlerin çapının artması ile akışa karşı direnç de artmaktadır ve bu nedenle basınç düşüşünün artmasına neden olmaktadır. En yüksek basınç düşüşü, Re=10000 ve d=6 mm durumunda $\Delta P=143.52$ Pa olarak tespit edilmiştir ve bu değer türbülatorsüz kanaldan yaklaşık 1.98 kat daha yüksektir. Türbülator çapındaki artışın basınç düşüşünü artırmasına bağlı olarak sürtünme faktörü de artmaktadır (Şekil 6c). En yüksek sürtünme faktörü, Re=3000 ve d=6 mm parametrelerinde $f=0.107$ olarak elde edilmiştir. Isı transferi iyileşme oranı ve sürtünme faktörü oranına göre termohidrolik performans değerleri Eşitlik 18 ile hesaplanmıştır. Düşük Reynolds sayılarında ($3000 \leq Re \leq 5000$) basınç düşüşünün daha az olması nedeniyle THP değerleri yüksek bulunmuştur ve bu Reynolds sayısı aralığında her üç türbülator çapında elde edilen THP değerleri birbirlerine yakın olduğu görülmektedir. Yüksek Reynolds sayılarında ($6000 \leq Re \leq 10000$) basınç düşüşündeki artışın ısı transferindeki artıştan daha fazla olması nedeniyle THP değerlerinde

azalma görülmüştür. Türbülötör çapının en düşük olduğu ($d=2$ mm) durumda, sürtünme faktörünün de düşük olması nedeniyle THP değerleri diğer türbülötör çaplarından ($d=4$ mm ve 6 mm) daha yüksek bulunmuştur. $Re=10000$ 'de $d=2$ mm ve $d=4$ mm çaplarında THP değerleri 1.04 olarak neredeyse aynı bulunurken ve $d=6$ mm için THP değerinin 1.08 olduğu tespit edilmiştir. En yüksek THP değeri ise $Re=3000$ ve $d=6$ mm parametrelerinde 1.12 olarak elde edilmiştir (Şekil 6d). Şekil 7, sabit Reynolds sayısı ($Re=6000$) ve türbülötör çapı ($d=6$ mm) için farklı konumlarda (t : 7 mm, 9 mm ve 11 mm) dairesel türbülötörlere sahip asimetrik trapez dalgali kanalda hız konturlarını vermektedir. Asimetrik trapez dalgali kanaldaki dairesel türbülötörlerin kanal içinde akış yönünde kayması, akış yapısını etkilediği gözlenmiştir. Türbülötörlerin $t=7$ mm olduğu konumda akışın dalgali yüzeylere daha iyi temas ettiği görülmektedir. Türbülötörlerin akış yönünde sağa doğru kayması ile dalgali yüzeylerin sol kısmında durgun akışkan bölgelerinin arttığı gözlenmiştir. Ayrıca, türbülötörlerin akış yönünde kayması, dairesel engellerin arkasında oluşan düşük basınç bölgelerinin küçülmesine neden olmuştur.



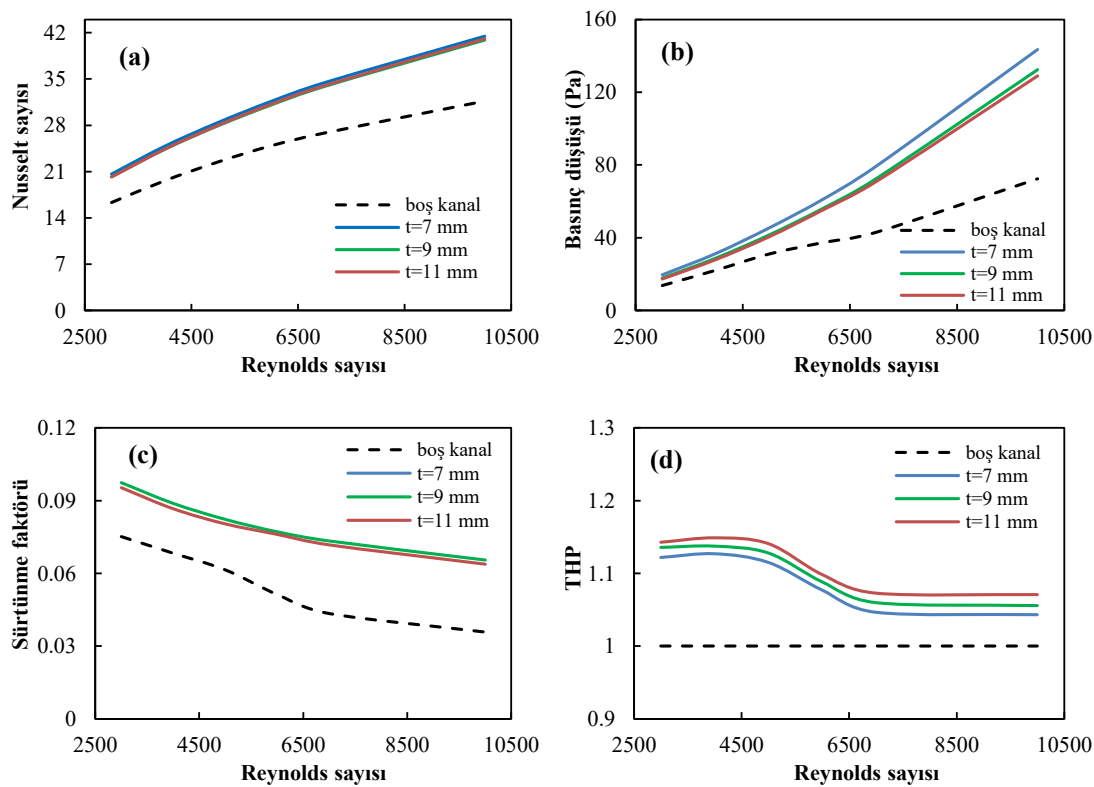
Şekil 7. $Re=6000$ ve $d=6$ mm için farklı türbülötör konumlarında hız konturları

$Re=6000$ ve $d=6$ mm parametreleri için farklı konumlardaki dairesel türbülötörlere sahip asimetrik trapez dalgali kanalda sıcaklık dağılımı Şekil 8 ile gösterilmektedir. Dairesel türbülötörlerin konumları, termal alanları oldukça etkilemiştir. Dairesel türbülötörlerin akış yönünde kayması ile kanal içinde sıcaklık gradyanının yükseldiği görülmektedir. Türbülötörlerin $t=7$ mm konumundaki kanal yüzey sıcaklığının $t=11$ mm konumuna göre daha düşük olduğu gözlenmiştir. Ayrıca türbülötörlü ve türbülötörsüz tüm kanallarda kanal sıcaklığının akış yönünde arttığı görülmüştür.



Şekil 8. $Re=6000$ ve $d=6$ mm için farklı türbülötör konumlarında sıcaklık dağılımı

Şekil 9'da, $d=6$ mm çapında dairesel türbülatorler içeren asimetrik trapez dalgali kanal için farklı türbülator konumları ve Reynolds sayıları ile Nusselt sayısının (a), basınç düşüşünün (Pa) (b), sürtünme faktörünün (c) ve termohidrolik performansın (d) değişimi sunulmuştur. Türbülatorün olmadığı trapez dalgali kanal “boş kanal” olarak ile gösterilmiştir. Tüm türbülatorlü kanallarda Nusselt sayısı türbülatorsüz kanaldan yüksek bulunmuştur ve Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısının arttığı gözlenmiştir. Ancak türbülator konumlarının değişmesi Nusselt sayısı üzerinde çok az etkili olmuştur ve Nusselt sayıları birbirine yakın elde edilmiştir. Türbülatorlerin $t=9$ mm ve $t=11$ mm konumundaki Nusselt sayıları sırasıyla 40.87 ve 41.08 olarak elde edilirken $t=7$ mm konumunda ise $Nu=41.48$ olduğu tespit edilmiştir ve bu değer diğer konumlardan hafifçe yüksektir (Şekil 9a).



Şekil 9. Farklı türbülator konumları ve Reynolds sayısıyla Nusselt sayısının (a), basınç düşüşünün (Pa) (b), sürtünme faktörünün (c) ve termohidrolik performansın (d) değişimi

Türbülatorlerin $t=7$ mm konumunda en fazla basınç düşüşü ($\Delta P=143.52$ Pa) gözlenirken, $t=11$ mm konumunda en az basınç düşüşü ($\Delta P=128.94$ Pa) meydana gelmiştir (Şekil 9b). Bu durum türbülatorlerin akış yönünde kayması ile akışa karşı direncin azalması nedeniyledir. Tüm kanal akışlarında Reynolds sayısı ile sürtünme faktörü azalma eğilimindedir (Şekil 9c). Türbülator konumlarının sürtünme faktörüne etkisinin çok az olduğu gözlenmiştir. Şekil 9d’de görüldüğü gibi düşük Reynolds sayılarında ($3000 \leq Re \leq 5000$) basınç düşüşünün daha az olması nedeniyle THP değerleri daha yüksek elde edilmiştir. Yüksek Reynolds sayılarında ($6000 \leq Re \leq 10000$) basınç düşüşündeki artışla THP değerlerinde düşüş gözlenmiştir. Ancak tüm türbülator konumlarında, THP değerleri referans olarak alınan türbülatorsüz

kanaldan daha yüksektir. Türbülator konumunun en yüksek değerinde ($t=11$ mm), sürtünme faktörünün de düşük olması nedeniyle THP değerleri, diğer türbülator konumlarından ($t=7$ mm ve 9 mm) daha yüksek elde edilmiştir. $Re=3000$ değerinde, türbülatorlerin $t=7$ mm, $t=9$ mm ve $t=11$ mm konumları için THP değerleri sırasıyla 1.12, 1.13 ve 1.14 olarak elde edilmiştir. $Re=10000$ 'de ise $t=7$ mm, $t=9$ mm ve $t=11$ mm türbülatorler konumları için THP değerleri sırasıyla 1.04, 1.05 ve 1.07 olduğu tespit edilmiştir.

Sonuçlar

Bu çalışmada, asimetrik trapez dalgali bir kanalda dairesel türbülatorlerin akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri türbülanslı akış koşulları altında sayısal olarak incelenmiştir. Analizler, üç farklı türbülator çapında (d : 2 mm, 4 mm ve 6 mm) ve üç farklı türbülator konumunda (t : 7 mm, 9 mm ve 11 mm) $3000 \leq Re \leq 10000$ aralığındaki Reynolds sayıları için gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, farklı parametreler için elde edilen Nusselt sayısı, basınç düşüşü, sürtünme faktörü ve termohidrolik performans değerleri grafikler halinde sunulmuştur. Ayrıca çözümler türbülatorlerin olmadığı trapez dalgali kanal ile karşılaştırılmıştır. Kanal akışında, türbülatorlerin çapının, konumunun ve Reynolds sayısının etkilerini gözlemlemek için hız ve sıcaklık görüntüleri elde edilmiştir. Çalışma sonucunda tespit edilen önemli bulgular liste halinde aşağıda verilmiştir:

- Kanalin geometrik yapısının ve kanala eklenen dairesel türbülatorlerin çapının ve konumunun akış ve ısı transferini önemli ölçüde etkilediği gözlenmiştir.
- Çalışılan tüm kanal akışlarında Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısı yükselmiştir.
- Reynolds sayısının ve dairesel türbülatorlerin çapının artması, ısı transferini ve basınç düşüşünü artırmıştır.
- Türbülatorlü kanallarda elde edilen basınç düşüşü, türbülatorsüz kanaldan daha yüksek bulunmuştur.
- $Re=10000$, $t=7$ mm ve $d=6$ mm parametrelerinde türbülatorsüz asimetrik trapez dalgali kanala göre ısı transferinin 1.31 kat iyileştiği görülmüştür. Buna karşı basınç düşüşünün yaklaşık 1.98 kat arttığı tespit edilmiştir.
- Dairesel türbülatorlerin konumu ısı transferini ve basınç düşüşünü farklı şekilde etkilemiştir. Dairesel türbülatorlerin akış yönünde kayması, ısı transferini çok fazla etkilemediği ancak basınç kaybını düşürdüğü gözlenmiştir.
- Düşük Reynolds sayılarında ($3000 \leq Re \leq 5000$) THP değerleri yüksek bulunurken yüksek Reynolds sayılarında ($6000 \leq Re \leq 10000$) basınç düşüşündeki artma nedeniyle THP değerleri azalmıştır.

Teşekkür -

Fon/Finansman bilgileri: Bu çalışmada, finansal destek Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK) tarafından sağlanmıştır (Proje No: 1919B012319076, 2209A Üniversite Öğrencileri Araştırma Projeleri Destekleme Programı, 2023-2).

Etik Kurul Onayı ve İzinler: Çalışma, etik kurul izni veya herhangi bir özel izin gerektirmemektedir.

Çıkar çatışmaları/Çatışan çıkarlar: Yazarlar herhangi bir çıkar çatışması olmadığını beyan ederler.

Yazarların Katkısı: 1. yazar %80 oranında, 2. yazar %15 oranında, 3. yazar %5 oranında katkı sağlamıştır.

Kaynaklar

- [1] Murshed, S. M. S., & Nieto de Castro C. A. (2017). A critical review of traditional and emerging techniques and fluids for electronics cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 78, 821–833. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.04.112>
- [2] 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>
- [3] Zhang, J., Zhu, X., Mondejar, M. E., & Haglind, F. (2019). A review of heat transfer enhancement techniques in plate heat exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 101, 305-328. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.11.017>
- [4] Alam, T., & Kim, M. H. (2018). A comprehensive review on single phase heat transfer enhancement techniques in heat exchanger applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81, 813-839. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.08.060>
- [5] Kurtulmuş, N., Zontul, H., & Sahin, B. (2020). Heat transfer and flow characteristics in a sinusoidally curved converging-diverging channel. *International Journal of Thermal Sciences*, 148, 106163. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.106163>
- [6] Kurtulmus, N., & Sahin, B. (2019). A review of hydrodynamics and heat transfer through corrugated channels. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 108, 104307. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.104307>
- [7] Kumar, K., Kumar, R., Bharj, R. S., & Mondal, P. K. (2021). Irreversibility analysis of the convective flow through corrugated channels: A comprehensive review. *European Physical Journal Plus*, 136(4), 1–40. <https://doi.org/10.1140/epjp/s13360-021-01388-x>
- [8] 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>
- [9] Sharma, A. & Khan, M. K. (2023). Heat transfer and flow characteristics of varying curvature wavy microchannels. *International Journal of Thermal Sciences*, 185, 108096. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2022.108096>
- [10] 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>
- [11] 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>

- [12] Zontul, H., Hamzah, H., Kurtulmuş, N., & Şahin, B. (2021). Investigation of convective heat transfer and flow hydrodynamics in rectangular grooved channels. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 126, 105366. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105366>
- [13] Nakhchi, M. E. (2019). Experimental optimization of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop inside sinusoidal wavy channels. *Thermal Science and Engineering Progress*, 9, 121–131. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.11.006>
- [14] Liu, X., Fu, Y., Wang, J., Zhang, H., & Zhu, J. (2022). Investigation on flow and heat transfer in rectangular cross-section sinusoidal channels. *International Journal of Thermal Sciences*, 176, 107490. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2022.107490>
- [15] Togun, H., Homod, R. Z., Yaseen, Z. M., Abed, A. M., Dhabab, J. M., Ibrahim, R. K., Dhahbi, S., Rashidi, M. M., Ahmadi, G., Yaïci, W. A., & Mahdi, J. M. (2022). Efficient heat transfer augmentation in channels with semicircle ribs and hybrid $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Cu}$ /water nanofluids. *Nanomaterials*, 12(15), 2720. <https://doi.org/10.3390/nano12152720>
- [16] Akçay, S. (2023). 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>
- [17] Ajeel, R. K., Sopian, K., & Zulkifli, R. (2021). A novel curved-corrugated channel model: thermal-hydraulic performance and design parameters with nanofluid. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 120, 105037. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.105037>
- [18] 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>
- [19] Zhang, L., & Che, D. (2011). Influence of corrugation profile on the thermalhydraulic performance of cross-corrugated plates. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 59 (4) 267–296. <https://doi.org/10.1080/10407782.2011.540963>
- [20] 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>
- [21] Salami, M., Khoshvaght-Aliabadi, M., & Feizabadi, A. (2019). Investigation of corrugated channel performance with different wave shapes. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 138(5), 3159–3174. <https://doi.org/10.1007/s10973-019-08361-y>
- [22] 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>
- [23] 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. *Iranian Journal of Science and Technology-Transactions of Mechanical Engineering*, 48, 145–162. <https://doi.org/10.1007/s40997-023-00649-7>
- [24] 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>

- [25] 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>
- [26] 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>
- [27] Akçay, S. (2023). Numerical study of turbulent heat transfer process in different wavy channels with solid and perforated baffles. *Heat Transfer Research*, 54(18), 53-82. <https://doi.org/10.1615/HeatTransRes.2023046621>
- [28] Acir, A., Ata, I., & Canlı, M. E. (2016). Investigation of effect of the circular ring turbulators on heat transfer augmentation and fluid flow characteristic of solar air heater. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 77, 45-54. <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.04.012>
- [29] Acir, A., & Ata, I. (2016). A study of heat transfer enhancement in a new solar air heater having circular type turbulators. *Journal of the Energy Institute*, 89, 606-616. <http://dx.doi.org/10.1016/j.joei.2015.05.008>