



## FARKLI TÜRBÜLATÖRLERE SAHİP DAİRESEL BİR KANALDA TERMAL PERFORMANSIN SAYISAL ANALİZİ

Selma AKÇAY\*

<sup>1</sup> Çankırı Karatekin Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Çankırı, Türkiye

### Anahtar Kelimeler

Türbülator,  
Dairesel Kanal,  
Isı Transferi,  
Termal Performans,  
Sürtünme Faktörü.

### Öz

Bu çalışmada, içerisinde farklı türbülatorlere sahip dairesel kesitli kanal akışlarının termal performansı sayısal olarak analiz edilmiştir. Simülasyonlar, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) tabanlı Fluent programı ile çözülmüştür. Çalışmada, dik ve eğik bölmelerden oluşan yedi farklı türbülator yapısı kullanılmıştır. Bu türbülatorler kanalın merkezine yerleştirilmiş ve türbülatorleri içeren kanal dış yüzeyleri sabit sıcaklık ( $T_w=350K$ ) şartlarında korunmuştur. İki farklı Reynolds sayısı ( $Re=5000$  ve  $Re=10000$ ) için Nusselt sayısı ( $Nu$ ), sürtünme faktörü ( $f$ ) ve termal performans faktörü (TPF) hesaplanmıştır. Sayısal çözümler, önceki çalışma sonuçları ve ampirik bağıntılar ile karşılaştırılmıştır. Türbülatorlerin akış ve ısı transferi üzerindeki etkilerini gözlemleyebilmek için kanal içinde akış ve sıcaklık görüntüleri elde edilmiştir. Yapılan çalışma, aynı zamanda türbülatorsüz kanal akışı ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen bulgular, kanal içine eklenen türbülatorlerin ısı transferini iyileştirdiğini ve türbülatorsüz kanala göre  $Nu$  1,38 kat arttığını göstermiştir. Ayrıca kanal giriş hızının artması ile ısı transferi artmıştır. En yüksek ısı transferi  $Re=10000$ 'de Kanal 8 durumunda  $Nu=27,17$  olarak bulunmuş ve en yüksek TPF  $Re=5000$ 'de Kanal 8'de  $TPF=1,08$  olarak elde edilmiştir.

## NUMERICAL ANALYSIS OF THERMAL PERFORMANCE IN A CIRCULAR DUCT WITH DIFFERENT TURBULATORS

### Keywords

Turbulator,  
Circular Channel,  
Heat Transfer,  
Thermal Performance,  
Friction Factor.

### Abstract

In this study, the thermal performance of circular cross-section duct flows with different turbulators was numerically analyzed. The simulations were solved with the Computational Fluid Dynamics (CFD) based Fluent program. In the study, seven turbulator structures consisting of vertical and inclined baffles were used. These turbulators were placed in the center of the duct and the duct surfaces containing the turbulators were maintained at constant temperature ( $T_w=350K$ ) conditions. Nusselt number ( $Nu$ ), friction factor ( $f$ ), and thermal performance factor (TPF) were calculated in two different Reynolds numbers ( $Re=5000$  and  $Re=10000$ ). Numerical solutions were compared with previous study results and correlations. To observe the effects of turbulators on flow and heat transfer, flow and temperature contours were obtained inside the duct. The study was also compared with the smooth duct flow. The findings showed that the turbulators added in the duct improved the heat transfer and the  $Nu$  increased 1.38 times compared to the duct without turbulator. In addition, the heat transfer increased with increasing the duct inlet velocity. The highest heat transfer was found to be  $Nu=27.17$  in the case of Duct 8 at  $Re=10000$  and the highest TPF was obtained to be  $TPF=1.08$  at  $Re=5000$  in the Duct 8.

### Alıntı / Cite

Akçay, S., (2024). Farklı Türbülatorlere Sahip Dairesel Bir Kanalda Termal Performansın Sayısal Analizi, Mühendislik Bilimleri ve Tasarım Dergisi, 12(1), 1-15.

### Yazar Kimliği / Author ID (ORCID Number)

S. Akçay, 0000-0003-2654-0702

### Makale Süreci / Article Process

Başvuru Tarihi / Submission Date	09.11.2022
Revizyon Tarihi / Revision Date	05.09.2023
Kabul Tarihi / Accepted Date	06.03.2024
Yayın Tarihi / Published Date	25.03.2024

\* İlgili yazar / Corresponding author: selmaakçay@karatekin.edu.tr, +90-376-218-9532

# A NUMERICAL ANALYSIS OF THERMAL PERFORMANCE IN A CIRCULAR DUCT WITH DIFFERENT TURBULATORS

Selma Akçay<sup>1†</sup>

Çankırı Karatekin University, Faculty of Engineering, Department of Mechanical Engineering, Çankırı, Türkiye

## Highlights

- The thermal performance in a duct with different turbulator arrangements was numerically analyzed
- Seven different turbulator designs consisting of vertical and inclined baffles were used
- Turbulators added in the duct improved the heat transfer 1.38 times compared to without turbulator
- The highest thermal performance factor was obtained to be TPF=1.08 at Re=5000 in the case of Duct 8

## Graphical Abstract

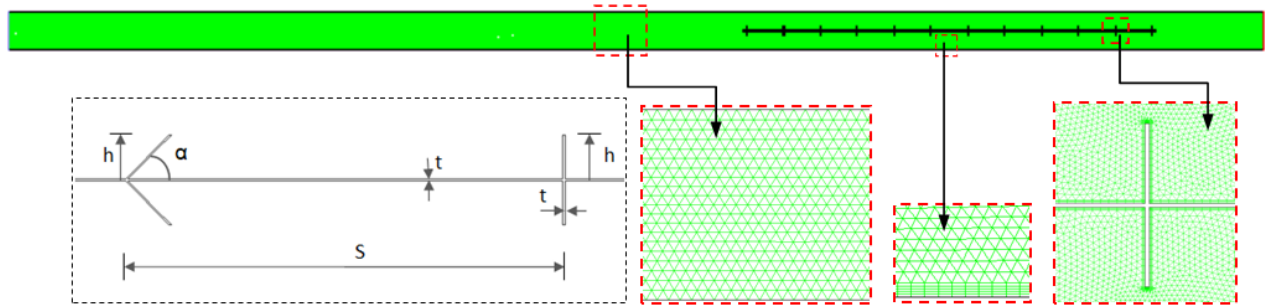


Figure. Geometric Details Of The Turbulator And The Mesh Structure Of Channel 2

## Purpose and Scope

In this study was numerically analyzed the thermal performance of a smooth duct with different turbulator arrangements to use energy more effectively in thermal devices.

## Design/methodology/approach

The study conducted with the Computational Fluid Dynamics (CFD) based Fluent program. In the study, seven turbulator structures consisting of vertical and inclined baffles were used and these turbulators were placed in the center of the duct. Nusselt number (Nu), friction factor (f), and thermal performance factor (TPF) were calculated in two different Reynolds numbers (Re=5000 and Re=10000). To observe the effects of turbulators on flow and heat transfer, flow and temperature contours were obtained inside the duct. The study was also compared with the smooth duct flow.

## Findings

The main findings showed that the turbulators added in the duct improved the heat transfer and the Nu increased 1.38 times compared to the duct without turbulator. In addition, the heat transfer increased with increasing the Reynolds number. The highest heat transfer was found to be about Nu=27.17 in the case of Duct 8 at Re=10000. The highest thermal performance factor was obtained to be about TPF=1.08 at Re=5000 in the case of Duct 8.

## Practical implications

The baffle angle and the in-line and staggered arrangement of the baffles in the turbulators added to the duct affect the flow and heat transfer. High heat transfer and turbulent kinetic energy were obtained in the case of ducts with vertical baffles and in-line arrangement. However, the friction within the duct increased slightly. In turbulator cases with inclined baffles and staggered arrangement, low heat transfer and turbulent kinetic energy were obtained, but the frictions in the ducts decreased.

## Originality

The effects of different turbulator designs on the performance factor were investigated for channel designers.

<sup>†</sup> Corresponding author: Selma Akçay: selmaakcay@karatekin.edu.tr, +90-376-218-9532

## 1. Giriş (Introduction)

Son yıllarda yaşanan küresel enerji krizi, enerjinin daha etkin kullanılmasını zorunlu hale getirmiştir. Her geçen gün artan enerji ihtiyacının kıt kaynaklarla temin edilmesi enerji verimliliği araştırmalarını ön plana çıkarmıştır. Gerek endüstri sektöründe gerek domestik uygulamalarda yaygın olarak kullanılan ısıtma, soğutma ve havalandırma sistemlerindeki termal cihazların daha verimli şekilde kullanılması amacıyla uzun süredir çalışmalar yürütülmektedir (Akdağ vd., 2014; Akçay, 2022a). Termal cihazlarda, ısı transferini artırmak için kullanılan pasif yöntemler enerji ve maliyet tasarrufu sağladığından sıklıkla tercih edilmektedir. Bu yöntem, dalgali kanal geometrileri ve kanal içerisine eklenen vorteks üreten düzenlemeleri kapsamaktadır (Alam vd., 2014; Ajarostaghi vd., 2022). Dalgali kanal geometrileri sınırlı ısı transferi iyileşmesi sağlarken basınç kaybını artırmaktadır. Bunun yerine düz kanallar tercih edilerek kanal içerisine bölme, kanatçık veya bükülü bant gibi düzenlemeler eklenmektedir (Sriromreun vd., 2012; Promvonge vd., 2015; Sun vd., 2020). Türbülötör veya vorteks üreteçleri olarak bilinen bu düzenlemeler, akış karışımını iyileştirmeyi ve ısı transfer alanı artırmayı amaçlamaktadır. Kanal içerisine ilave edilen bu türbülötörlerin farklı geometrilerde, açılarda ve düzenlemelerde yerleştirildiği ve elde edilen termal performansın bu parametrelerden oldukça etkilendiği görülmektedir (Akçay ve Akdağ, 2018; Ajarostaghi vd., 2022). Türbülötörler, kanal içerisinde akan akışın yönünü değiştirerek akışta döngüler meydana getirmektedir. Bu döngüler, kanal içinde artan türbülans etkileri nedeniyle akış karışımını iyileştirir. Ayrıca kanal yüzeylerinde sınır tabaka oluşumunu önleyerek ısı direncin azalmasına neden olur ve ısı direncin azalması sonucu ısı transferinde iyileşme meydana gelir. Bu nedenle türbülötörler, ısı transferi iyileşmesinde önemli bir potansiyele sahiptir. Ancak kanal içerisine eklenen bu uygulamalar her ne kadar ısı transferini artırsa da sürtünme kayıplarını da artırdığı için pompalama gücünde bir artış kaçınılmazdır. Kanal akışlarında pompalama maliyetlerini çok fazla artırmadan en iyi termal performans sağlayan türbülötörlerin belirlenmesi halen güncel araştırma konuları arasındadır (Akçay, 2023).

Yapılan bu çalışma ile dairesel bir kanalda farklı türbülötörlerin akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Bugüne kadar yapılan çalışmaların kısa bir özetini veren kaynak araştırmasından sonra, ilk olarak çalışmada kullanılan matematiksel model ve sayısal model açıklanmış, farklı türbülötörleri içeren kanal şekilleri tanımlanmıştır. Sonra sayısal çözüm yöntemi açıklanmış ve kullanılan sınır şartlar tariflenmiştir. Daha sonra ise termal performans analizinde kullanılan eşitlikler verilmiş ve çalışmanın önceki çalışmalarla karşılaştırması yapılmıştır. Son olarak çalışma sonucunda elde edilen akış ve sıcaklık dağılımları paylaşılmış, tüm türbülötör düzenlemeleri için ısı transferi, sürtünme faktörü, termal performans grafikleri ve yerel TKE dağılımı elde edilmiş ve bu sonuçlar detaylı olarak analiz edilmiştir.

## 2. Kaynak Araştırması (Literature Survey)

Önceki yapılan çalışmalarda, ısı transfer alanını artırması ve kendiliğinden akış dalgalanmaları oluşturması nedeniyle pasif yöntemler arasında yer alan dalgali yüzey geometrileri yaygın olarak kullanılmıştır (Kurtulmuş ve Şahin, 2019; Krishnan vd., 2021). Yapılan çalışma sonuçları ile dalgali yüzeylere sahip kanalların düz kanallara göre ısı transferini artırdığı bildirilmiştir (Zhang ve Che, 2011; Mehta vd., 2022; Alfellag vd., 2022). Choudhary vd. (2022) gerçekleştirdiği sayısal çalışmalarında düz, dalgali ve oluklu kanalların hidrodinamik ve termal davranışını karşılaştırmışlardır. Çalışma sonucunda, kanal giriş hızının artması ile türbülans etkilerinin ve basınç düşüşünün arttığını, ayrıca düz kanallara göre dalgali kanallarda daha yüksek ısı transferinin ve yüzey sürtünme katsayısının elde edildiğini bildirmişlerdir.

Dalgali yüzey geometrilerinin kullanıldığı uygulamalarda, ısı transferi iyileşmesi sınırlı kalmaktadır ve daha yüksek ısı transferi hedeflenen durumlarda yenilikçi yöntemler araştırılmaktadır. Araştırmacılar, kanallara eklenen farklı şekillere ve düzenlemelere sahip türbülötörlerin ısı transfer performansına etkilerini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir (Ajeel vd., 2021a; Ajeel vd., 2021b; Li vd., 2022). Yapılan deneysel ve sayısal çalışmalar, kanal içerisine ilave edilen bölme, kanatçık gibi uzatılmış yüzeylerin daha yüksek ısı transfer oranı sağladığını kanıtlamıştır (Kumar vd., 2016; Inan vd., 2022). Sriromreun vd. (2012) Z şeklinde türbülötörlere sahip dikdörtgen bir kanalda ısı transferi iyileşmesini deneysel ve sayısal olarak araştırmışlar ve düz kanallara göre Z tipi türbülötörlerin ısı transfer iyileşmesinde önemli bir potansiyele sahip olduğunu bildirmişlerdir.

Turgut ve Kızılırmak (2015) bölmelere sahip bir kanalda  $30^\circ \leq \alpha \leq 150^\circ$  bölme açılarında akış ve ısı transferini sayısal olarak incelemişler ve en iyi termal performansın  $150^\circ$  bölme açısında elde edildiğini bulmuşlardır. Promvonge vd. (2015) deneysel çalışmalarında, at nalı şeklinde eğimli bölmeler içeren bir kanalda Nusselt sayısının düz kanallara göre %92-208 oranında arttığını ve basınç kaybının ise 1.76- 6.37 kat arttığını göstermişlerdir. Skullong vd. (2016) delta şeklinde kanatçıklı vorteks üreteçleri içeren bir kanal akışında hidrodinamik ve termal performans analiz etmişlerdir. Sahel vd. (2016) sayısal çalışmalarının sonucunda dikdörtgen bir kanalda bölmelerin kullanılması ile ısı transferinin %65 arttığını bildirmişlerdir. Modi ve Rathod (2019)  $400 \leq Re \leq 1000$  Reynolds sayısı aralığında dalgali bir kanalda eliptik eğimli dikdörtgen kanatçıklardan oluşan

vorteks üreteçlerinin etkilerini farklı parametreler için sayısal olarak incelemişler ve termal performansın vorteks üreteçlerinin şeklinden oldukça etkilendiğini belirtmişlerdir.

Sun vd. (2020) dairesel bir ısı değiştiricisinde çoklu dikdörtgen kanatçıklardan oluşan vorteks üreteçlerinin akış ve ısı transfer davranışını analiz etmişlerdir. Promvonge vd. (2020) ayrı V kanatçıklar içeren bir ısı değiştiricisinde ısı transferi ve basınç düşüşü üzerinde farklı kanatçık adımı, kanatçık yüksekliği ve kanatçık düzenlemelerinin etkisini türbülanslı akış şartlarında deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda belirli bir kanat yüksekliği için en düşük kanatçık uzunluğunda en yüksek ısı transferinin ve basınç kaybının elde edildiğini bildirmişlerdir. Menni vd. (2020) V şeklinde çoklu kanatlara sahip güneş hava kanalında kanat açısının, kanat uzunluğunun ve akış oranlarının termal performansa etkilerini analiz etmişler ve çalışma sonucunda, en iyi termal performansın  $40^\circ$  kanat açısında ve  $Re=2163$  değerinde elde edildiğini bildirmişlerdir. Nakhchi vd. (2021) ısı değiştiricilerinde eliptik türbülötörlerin etkilerini araştıran deneysel bir çalışma yürütmüşlerdir. Ajeel vd. (2021a) L-şeklinde bölmelerin termal performansını incelerken, El-Habet vd. (2021) delikli bölmelerin kademeli ve sıralı düzenlemelerinin ısı transfer davranışını araştırmışlardır. Ajeel vd. (2021b) E şeklinde bölmeler ile eğimli bir kanalda ZnO-su nanoakışkan akışında hidrolik ve termal performansı araştırmışlar ve bölmelerin ısı transferini iyileştirdiğini belirterek sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı ile ilgili bir bağıntı önermişlerdir. Akçay (2021) dik bölmeler içeren zigzag bir kanalda nanoakışkanların daimî akışının ısı transferine etkisini  $200 \leq Re \leq 1600$  için sayısal olarak araştırmış ve en iyi termal performansın  $Re=1400$  değerinde yaklaşık 1,15 olarak elde edildiğini bildirmiştir. Bir diğer çalışmada, Akçay (2022b) üst yüzeyinde bölmeler içeren ve alt duvarı trapez oluklu bir kanalda farklı bölme yüksekliğinin ısı transferine etkisini sayısal olarak incelemiş ve bölme yüksekliği arttıkça ısı transferinin iyileştiğini ancak sürtünme faktörünün de arttığını rapor etmiştir. Ayrıca  $Re=400$  değerinde ve  $t=2H/3$  bölme yüksekliğinde termal performansın bölmesiz kanala göre 1,95 kat arttığını bildirmiştir. Menni vd. (2021) bölmelere sahip bir ısı değiştiricisinde türbülanslı akış için bölme açılarının termal iyileşme faktörü üzerindeki etkilerini araştırmışlar ve en yüksek termal performansın yüksek Reynolds sayısında ve dik bölmelerin olduğu durumda elde edildiğini bildirmişlerdir.

Salhi vd. (2021) ısı değiştiricilerinde uzunlamasına yerleştirilen bölmelerin akış ve ısı transferine etkilerini araştıran sayısal bir çalışma yürütmüşlerdir. Bir başka çalışmada, Salhi vd. (2022) düz kanallarda farklı şekillerdeki eğimli bölmelerin akış ve ısı transferine etkilerini türbülanslı akış için incelemişler ve üçgen bölmelerde %32,37, dikdörtgen bölmelerde %44,37 oranında termal performansın iyileştiğini göstermişlerdir. Al Habet vd. (2022) dikdörtgen bir kanalda delik bölmelerin sıralı ve kademeli yerleşiminin hidrolik ve termal performansa etkilerini incelemiş ve termo-hidrolik performansın akış yapısına, kanal geometrisine, bölme şekline, bölme yerleşimine ve bölme açısına bağlı olarak değiştiğini rapor etmişlerdir. Hassani vd. (2022) deneysel ve sayısal çalışmalarında dikdörtgen bir kanalda dairesel, dikdörtgen ve elmas şeklindeki eğimli türbülötörlerin farklı düzenlemelerinin akış ve ısı transferine etkilerini araştırmışlar ve en iyi termal performansın dairesel eğimli türbülötör durumunda sağlandığını bildirmişlerdir. Khan vd. (2022) farklı türbülötör düzenlemeleri ile mikrokanal ısı atıcısında laminer akış için sürtünme faktörünü ve ısı transferini sayısal olarak analiz etmişlerdir. Özellikle artan Reynolds sayılarında ısı transferinin önemli derecede iyileştiğini ve Nusselt sayısının türbülötörlü kanalda düz kanala göre daha yüksek elde edildiğini bildirmişlerdir. Çalışmalarında, en yüksek ısı transferini  $Re=800$ 'de  $Nu=21.8$  olduğunu bulmuşlar ve ısı transferi ile basınç düşüşünün kanal genişliğinden ve türbülötör düzenlemesinden oldukça etkilendiğini belirtmişlerdir. Feng vd. (2022) trapez bölmelere sahip üçgen bir kanalda ısı transferini araştırmışlardır. Trapez bölmelerin, akış karışımını iyileştirerek ısı transferini artırdığını gözlemlemişler ve bölmesiz kanala göre trapez bölmelerin Nusselt sayısını 1.7 kat, sürtünme faktörünü 3.5 kat ve performans faktörünü %30 oranında artırdığını bildirmişlerdir. Ajarostaghi vd. (2022) ısı transferini artırmak için uygulanan pasif yöntemleri içeren bir derleme çalışması sunmuşlardır. Akçay (2023a) zigzag bir kanal içinde akış yönünde eklenen V şeklindeki kanatçıkların ısı transferine etkisini sayısal olarak incelemiş ve kanatçıkların ısı transferi iyileşmesinde önemli katkı sağladığını bildirmiştir. Kanala eklenen kanatçıkların, termal performansı  $Re=400$  değerinde yaklaşık 2,12 kat artırdığını bildirmiştir.

Literatürde yapılan deneysel ve sayısal çalışmalar, kanal içerisine eklenen türbülötörlerin ısı transferini önemli ölçüde iyileştirdiğini bununla birlikte basınç kaybının da arttığını göstermektedir. Basınç düşüşünü kabul edilebilir bir seviyede tutarak ısı transfer iyileşmesini artıran kanal tasarımları halen araştırılmaktadır. İncelenen parametrelerin sayısının çok olması nedeniyle bu konuda yeni araştırmalara ihtiyaç duyulmaktadır. Bu nedenle bu çalışmada dairesel bir kanalda farklı türbülötörlerin akış ve ısı transferine etkileri, farklı Reynolds sayılarında sayısal olarak araştırılmıştır. Çalışmada yedi farklı türbülötör tasarımının termal performansa etkisi analiz edilmiştir. Bu çalışma ile termal performans açısından optimum türbülötör seçiminde kanal tasarımcılarına yol gösterici olması hedeflenmiştir.

### 3. Materyal ve Yöntem (Material and Method)

#### 3.1. Matematiksel Model (Mathematical Model)

Çalışmada kullanılan akışkan, Newtoniyen tip, tek fazlı ve sıkıştırılmaz özelliklerdedir. Kanaldaki akış daimî akış koşullarında ve türbülans rejiminde akmaktadır. Radyasyonla ısı transferi ve yerçekimi etkileri dikkate alınmamıştır. Akışkan özelliklerinin değişmediği kabul edilmiştir. Bu varsayımlara göre iki boyutlu korunum denklemleri ve ilgili parametreler Eşitlik (1)-(10) ile sunulmuştur (Zontul vd., 2021).

Süreklilik denklemi:

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

Momentum denklemi:

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

Enerji denklemi:

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

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

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

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

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

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

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

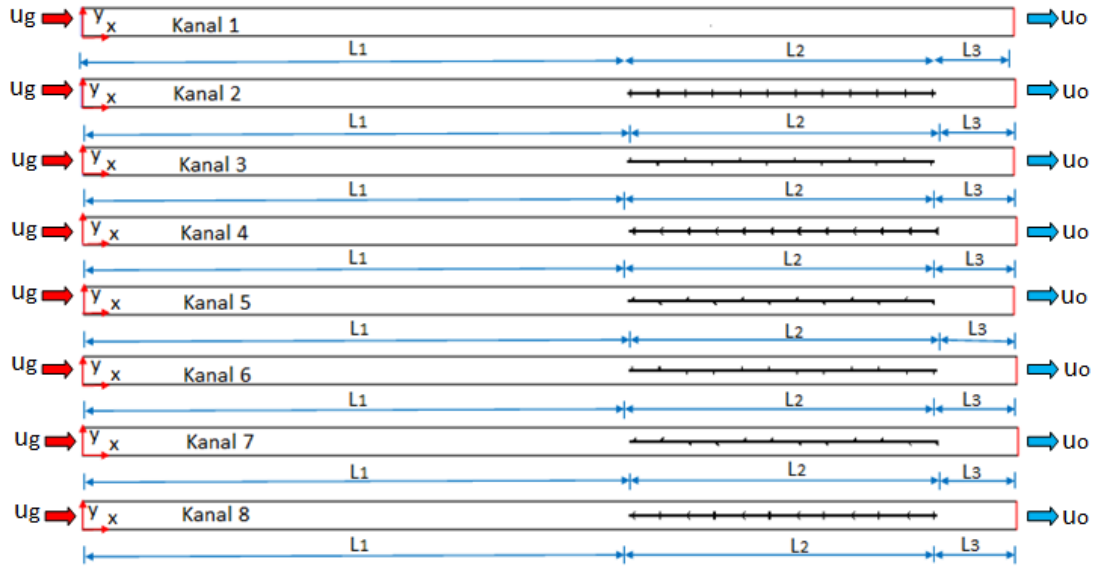
$$\Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (10)$$

Standart k-ε türbülans modeli için kullanılan sabitlerden  $C_{1\varepsilon}=1.44$ ,  $C_{2\varepsilon}=1.92$ ,  $\sigma_k=1.0$ ,  $\sigma_\varepsilon=1.3$ ,  $Pr_t=0.9$  ve  $C_\mu=0.09$  olarak alınmıştır (Zontul vd., 2021).

#### 3.2. Sayısal Model (Numerical Model)

Çalışmada kullanılan farklı türbülatorlerden oluşan kanal yapılarının geometrisi Şekil 1 ile verilmiştir. Kanallar,  $D=10\text{mm}$  dairesel kesit alanına sahiptir. Kanal girişinde  $L_1=20D$  ve çıkışında  $L_3=3D$  uzunluğunda ısıtılmamış düz bir bölüm vardır. Farklı düzenlemelerdeki türbülatorler,  $L_2=11D$  uzunluğundaki bölüme kanalın merkezine yerleştirilmiştir. Türbülatorleri ihtiva eden kanal yüzeyleri sabit sıcaklık şartlarında korunmuştur. Türbülatorler kanal içerisine dik ve akış yönünde eğimli bölmeler olarak sıralı ve kademeli düzenlemede yerleştirilmiştir. Eğimli bölmelerin açısı  $\alpha=45^\circ$ , tüm bölmelerin yüksekliği  $h=1\text{mm}$  ve kalınlığı  $t=0,05\text{mm}$  olarak alınmıştır. Her iki bölme arasındaki mesafe  $S=10\text{ mm}$ 'dir.

Kanal içerisinde kullanılan türbülatorlerin düzenlemesine göre kanal sınıflandırması ve türbülatorlerin şematığı Tablo 1'de açıklanmıştır.



Şekil 1. Türbülantörlü Kanalların Geometrijleri (Geometries Of The Channels With Turbulator)

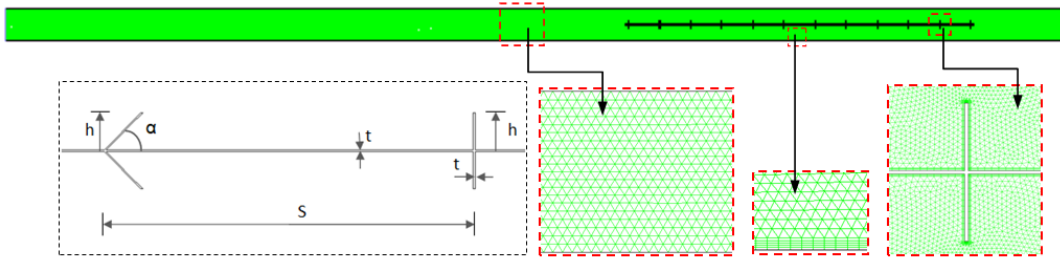
Tablo 1. Türbülantör Şekline Göre Kanal Sınıflandırmaları (Channel Classifications According To Turbulator Structures)

SİMGE	TÜRBÜLATÖR TANIMI	TÜRBÜLATÖR ŞEMATİĞİ
Kanal 1	Türbülantörsüz kanal	-
Kanal 2	90° b6lmeli sıralı düzen	
Kanal 3	90° b6lmeli kademeli düzen	┌ ───┐
Kanal 4	45° b6lmeli sıralı düzen	< < < <
Kanal 5	45° b6lmeli kademeli düzen	┌ ───┐
Kanal 6	90° b6lmeli 2'li kademeli düzen	┌ ───┐
Kanal 7	45° b6lmeli 2'li kademeli düzen	┌ ───┐
Kanal 8	45° ve 90° b6lmeli sıralı düzen	<   <

### 3.3. Sayısal Yöntem (Numerical Method)

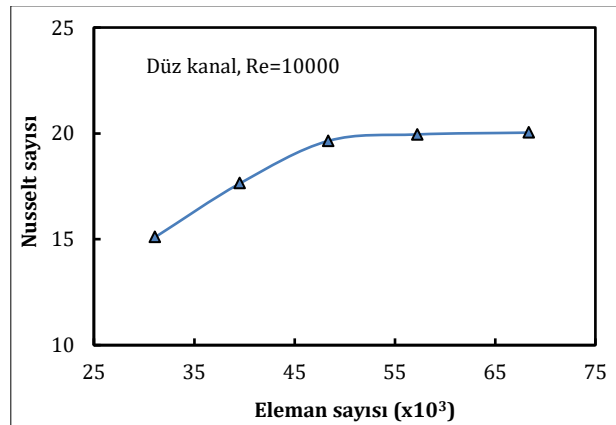
Sayısal modelin iki boyutlu geometrisi ve ađ yapısı Gambit programı ile oluşturulmuştur. Ađ yapısında üçgen eleman yapıları tercih edilmiştir. Kanal giriş ve çıkışındaki düz bölümler için daha seyrek eleman sayıları tercih edilirken ısıtılmış duvar yüzeyleri ile türbülantörlerin yüzeylerinde daha yüksek eleman sayıları kullanılmıştır ( $y^+ < 1$  şartını sağlamak için). Şekil 2'de bölmelere ait geometrik detaylar verilmiş ve Kanal 2'nin ađ yapısı gösterilmiştir.

Sayısal çözümler, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımı olan Fluent 6.3 (2010) programı ile gerçekleştirilmiştir. Taşınım terimlerinin ayrıklaştırılmasına ikinci dereceden ileri fark şeması kullanılmıştır. Çözümlerde, basınç ve hız arasındaki ilişki SIMPLE (semi-implicit pressure-linked equation) algoritması ile ele alınmıştır. Zontul vd. (2021) yaptıkları deneysel ve sayısal çalışmalarında, oluklu ve düz bir kanalda ısı transferini ve sürtünme faktörünü hesaplamışlar ve standart  $k-\epsilon$  türbülant modelinde elde ettikleri sonuçların deneysel sonuçlara daha yakın olduğunu bildirmişlerdir. Bu nedenle bu çalışmada standart  $k-\epsilon$  türbülant modeli tercih edilmiştir. Türbülant yoğunluğu %5 kabul edilmiştir. Bu konuda detaylı bilgi, Akçay (2023b) çalışmasında verilmiştir. Hesaplamalarda, yakınsama kriteri olarak süreklilik denkleminde  $10^5$ , momentum eşitliklerinde  $10^7$  ve enerji eşitliğinde  $10^9$  değerleri ayarlanmıştır. Tüm çözümlerde iterasyonlar, bu değerlere ulaşana kadar devam etmiştir.



Şekil 2. Bölmelere Ait Geometrik Detaylar Ve Kanal 2'nin Ağ Yapısı (Geometric Details Of The Turbulator And The Mesh Structure Of Channel 2)

Hesaplamlarda, çözümlerin eleman sayılarından etkilenmediğini belirlemek için ağ bağımsızlık testi uygulanmıştır. Bunun için türbülatorsüz kanalda (Kanal 1)  $Re=10000$  için farklı eleman sayılarında (31098, 39560, 48362, 57246, 68384) Nusselt sayıları elde edilmiştir. 48362 eleman sayısından sonra Nusselt sayıları arasındaki farkın %1,6'dan düşük olduğu tespit edilmiş ve bu eleman sayısının sayısal çözümler için yeterli olduğu düşünülmüştür. Kanal 2, Kanal 3, Kanal 4, Kanal 5, Kanal 6, Kanal 7 ve Kanal 8 için eleman sayıları sırasıyla 54032, 54980, 54822, 54356, 53506, 54510 ve 53164 olarak seçilmiştir. Kanal 1 için  $Re=10000$  değerinde farklı eleman sayılarında hesaplanan Nusselt sayıları Şekil 3'te sunulmuştur.



Şekil 3. Eleman Sayıları İle Nusselt Sayısının Değişimi (Variation Of Nusselt Number Versus Element Number)

### 3.4. Sınır Şartları (Boundary Conditions)

Akışkan kanala, sabit ortalama bir hız ( $u_g$ ) ile  $T_i=300K$  sıcaklığında girmektedir. Kanal girişinde,  $Re=5000$  ve  $Re=10000$  olmak üzere iki farklı hız giriş şartı tariflenmiştir. Kanal girişinde hızın ve sıcaklığın üniform olduğu kabul edilmiştir. Kanal girişinde,  $L_1$  ve çıkışında,  $L_3$  uzunluğundaki bölümler adyabatiktir. Türbülatorleri içeren  $L_2$  uzunluğundaki duvar yüzeyleri,  $T_w=350K$  sabit sıcaklık şartlarında tutulmuştur. Türbülatorlerin adyabatik şartlarda olduğu kabul edilmiş ve tüm duvar yüzeyleri için kaymaz sınır şartları tariflenmiştir. Akışkan "dışa akış" sınır şartı ile kanalı terk etmiştir. İş yapan akışkan olarak su ( $H_2O$ ) tercih edilmiş ve akışkanın termofiziksel özellikleri için programda varsayılan değerler alınmıştır.

### 3.5. Termal Performans Analizi (Thermal Performance Analysis)

Sunulan çalışmada, farklı türbülatorlere sahip kanal akışlarında  $Re=5000$  ve  $Re=10000$  için akış ve ısı transfer hesaplamaları yapılmıştır. Çalışmada performans analizi için kullanılan ana parametreler Reynolds sayısı ( $Re$ ), Nusselt sayısı ( $Nu$ ) ve sürtünme katsayısı ( $f$ ) ve termal performans faktörü (TPF)'dür. Reynolds sayısı Eşitlik (12) ile hesaplanmıştır:

$$Re = \frac{\rho u_o D_h}{\mu} \quad (12)$$

Burada,  $u_o$  kanal giriş hızı,  $\rho$  akışkan yoğunluğu,  $D_h$  hidrolik çap ve  $\mu$  dinamik viskozitedir.

Yerel Nusselt sayısı Eşitlik (13) ve ortalama Nusselt sayısı Eşitlik (14) ile hesaplanmıştır:

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

$$Nu = \frac{1}{L} \int_0^L Nu_x dx \quad (14)$$

Isı taşınım katsayısı (h), Eşitlik 15 ile logaritmik sıcaklık farkı ( $\Delta T_{log}$ ) Eşitlik (16) ile bulunmuştur (Akçay 2023b):

$$h = \frac{q''}{\Delta T_{log}} \quad (15)$$

$$\Delta T_{log} = \frac{(T_i - T_o)}{\ln \left( \frac{T_w - T_i}{T_w - T_o} \right)} \quad (16)$$

Burada k ısı iletim katsayısını,  $q''$  birim alan için ısı akısını, L kanal uzunluğunu,  $T_w$  kanal yüzey sıcaklığını,  $T_i$  ve  $T_o$  akışkanın kanala giriş ve çıkış sıcaklığını göstermektedir.

Türbülantörlü kanalda elde edilen Nusselt sayısının ( $Nu_{türbülantörlü}$ ), türbülantösüz kanalda elde edilen Nusselt sayısına ( $Nu_{türbülantösüz}$ ) oranı, ısı transfer iyileşmesini ( $\varepsilon$ ) göstermektedir (Eşitlik 17).

$$\varepsilon = \frac{Nu_{türbülantörlü}}{Nu_{türbülantösüz}} \quad (17)$$

Kanal içinde türbülantörlerin sebep olduğu sürtünmeleri tespit etmek için Eşitlik (18) ile sürtünme faktörü (f) tanımlanmıştır.

$$f = \frac{2\Delta P D_h}{\rho L u_0^2} \quad (18)$$

Burada,  $\Delta P$  kanalın giriş ve çıkışı arasındaki basınç kaybını göstermektedir.

Türbülantörlü kanalda elde edilen sürtünme faktörünün ( $f_{türbülantörlü}$ ), türbülantösüz kanalda elde edilen sürtünme faktörünün ( $f_{türbülantösüz}$ ) oranı, relative sürtünme faktörünü ( $f_{rel}$ ) göstermektedir (Eşitlik 19).

$$f_{rel} = \frac{f_{türbülantörlü}}{f_{türbülantösüz}} \quad (19)$$

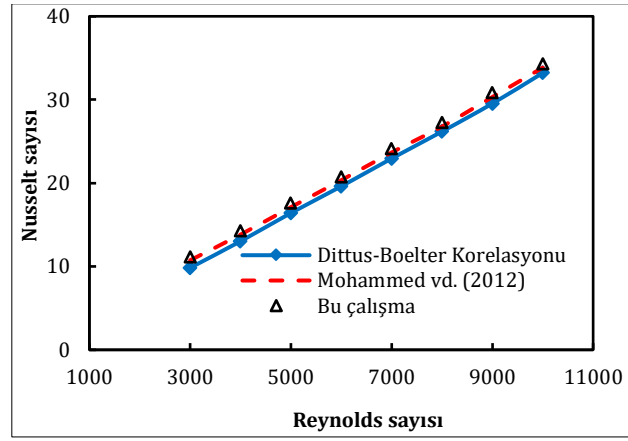
Isı transfer iyileşmesi ve relatif sürtünme faktörüne bağlı olarak termal performans faktörü (TPF) Eşitlik (20) ile hesaplanmaktadır.

$$TPF = \frac{\varepsilon}{f_{rel}^{1/3}} \quad (20)$$

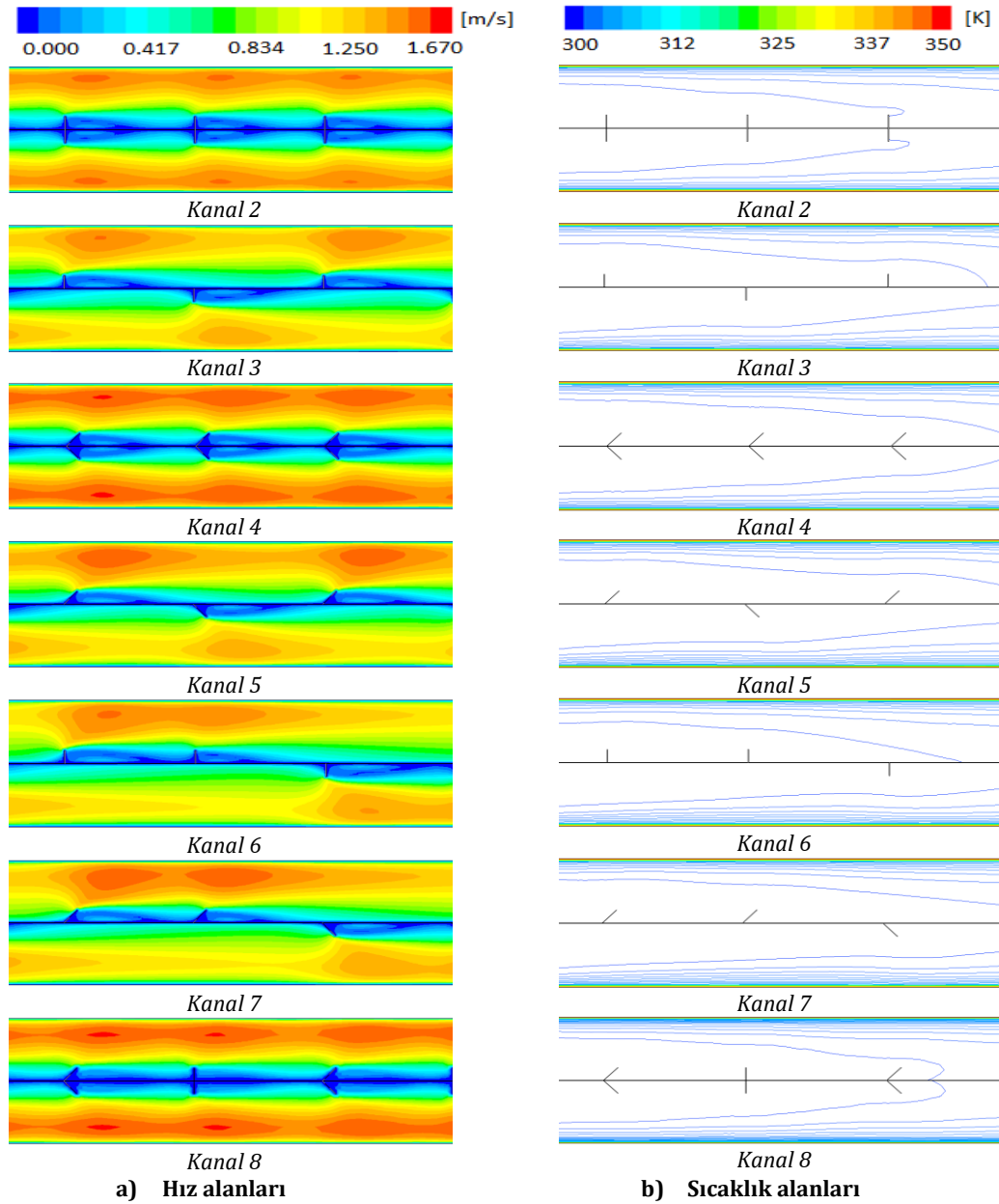
#### 4. Sayısal Sonuçlar (Numerical Results)

Sayısal çözümler Mohammed vd. (2012) tarafından yapılan çalışma sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Referans çalışmada, aynı hidrolik çapa sahip dairesel bir boru geometrisi kullanılmış ve bu çalışmada kullanılan Reynolds sayısı aralığı ( $3000 \leq Re \leq 10000$ ) için Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Dolayısı ile Referans çalışmada (Mohammed vd. 2012) aynı boru geometrisi, aynı hidrolik çap değeri ve aynı akış rejimi kullanılarak doğrulama gerçekleştirilmiştir. Ayrıca sayısal çözümler,  $3000 \leq Re \leq 10000$  aralığındaki Reynolds sayılarında Dittus-Boelter korelasyonu ile elde edilen ampirik bağıntı sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Mohammed vd. (2012)'in sonuçları ve ampirik bağıntı sonuçları ile bu çalışmadan elde edilen sonuçlar, Şekil 4'te sunulmuştur.





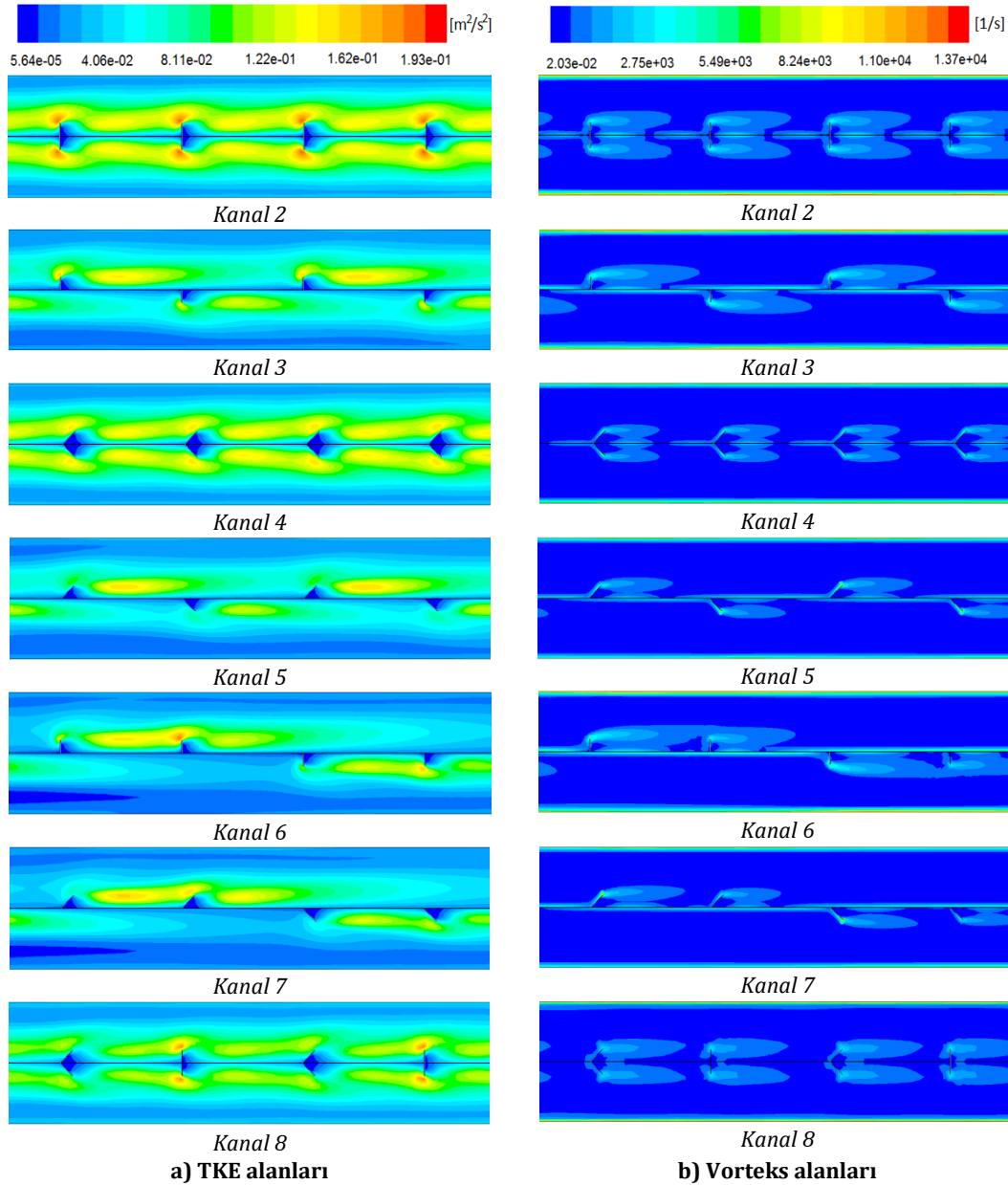
Şekil 4. Sayısal Çözümlerin Doğrulanması (Verification Of The Numerical Solutions)



Şekil 5. Re=10000 'de Farklı Türbülötörler İçin Hız Ve Sıcaklık Alanları (Velocity And Temperature Fields For Different Turbulators At Re=10000)

Bu çalışmada, farklı türbülötör yapılarının akış ve ısı transfer davranışını incelemek için kanal içinde hız, sıcaklık, TKE ve vorteks yapıları elde edilmiştir. Tüm akış ve sıcaklık görüntüleri için türbülötörün ortasındaki 4 bölmenin görüntüsü alınmıştır. Şekil 5'de tüm türbülötör düzenlemeleri için Re=10000'de hız alanları (a) ve sıcaklık

dağılımları (b) verilmiştir. Hız alanlarından (Şekil 5a), türbülator düzenlemesinin akış yapısını oldukça etkilediği görülmektedir. Bölmelerin sıralı dizilişi ile elde edilen türbülator düzenlemelerinde (Kanal 2, Kanal 4 ve Kanal 8) akışın salınımlı bir şekilde kanal yüzeylerine doğru yönlendiği gözlenmektedir. Bu kanallarda, kanal yüzeylerine yakın akışkan tabakasının hızı artmıştır. Türbülatorü oluşturan bölmelerden önce kısa, bölmelerden sonra ise daha uzun durgun akışkan bölgeleri oluşmuştur. Bölmelerin kademeli olarak yerleştirildiği türbülator düzenlemelerinde (Kanal 3, Kanal 5, Kanal 6 ve Kanal 7) hız alanları birbirlerine yakın elde edilmiş ve akıştaki salınımların azaldığı gözlenmiştir. Bu kanal yapılarında, kademeli yerleşim nedeniyle bölmelerden sonra oluşan durgun akışkan bölgesi küçülmüştür. Ayrıca eğik bölmelerin kademeli yerleşiminde (Kanal 5 ve Kanal 7) türbülator etrafındaki akışın kademeli dik bölmelere (Kanal 3 ve Kanal 6) göre daha ince olduğu ve akış salınımlarının azaldığı görülmüştür. Kanal akışlarında hız alanlarında meydana gelen değişimler, kanal yüzey sıcaklıklarını etkilemektedir. Akıştaki salınımların artması kanal yüzeyinde oluşan sınır tabakanın bozulmasına ve ısı direncin azalmasına yardımcı olmaktadır. Dolayısı ile Kanal 2, Kanal 4 ve Kanal 8 durumunda kanal yüzey sıcaklıkları diğer kanal yapılarına göre daha düşük elde edilmiştir (Şekil 5b).

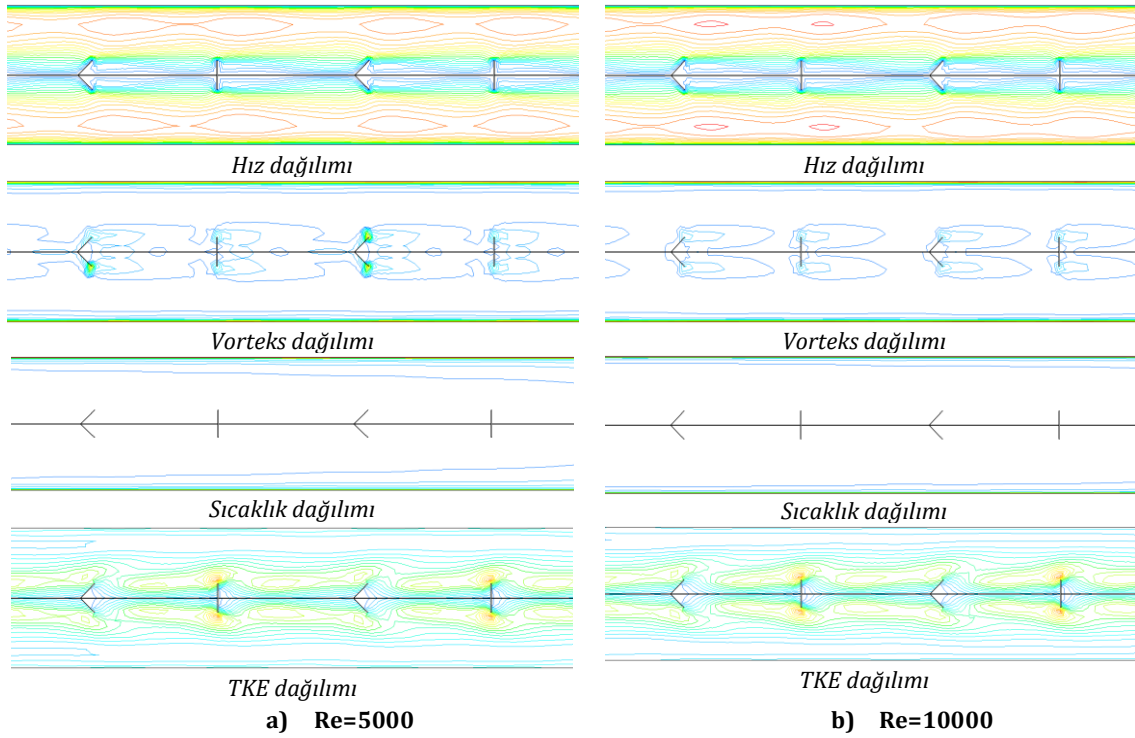


**Şekil 6.** Re=10000'de Farklı Türbülatorler İçin TKE Ve Vorteks Dağılımları (TKE And Vortex Distributions For Different Turbulators At Re=10000)

Şekil 6'da tüm kanal yapıları için Re=10000'de türbülans kinetik enerji (TKE) dağılımları (a) ve vorteks alanları (b) gösterilmiştir. Şekil 6a'dan, TKE dağılımlarının türbülator düzenlemelerinden etkilendiği açıkça gözlenmiştir. Kanal 2 durumunda TKE etkilerinin en fazla olduğu, bunu sırasıyla Kanal 4 ve Kanal 8 durumlarının takip ettiği belirlenmiştir. Kanal 5 durumunda TKE etkileri en az olurken, Kanal 6 ve Kanal 7 durumlarında ise bu etkilerin

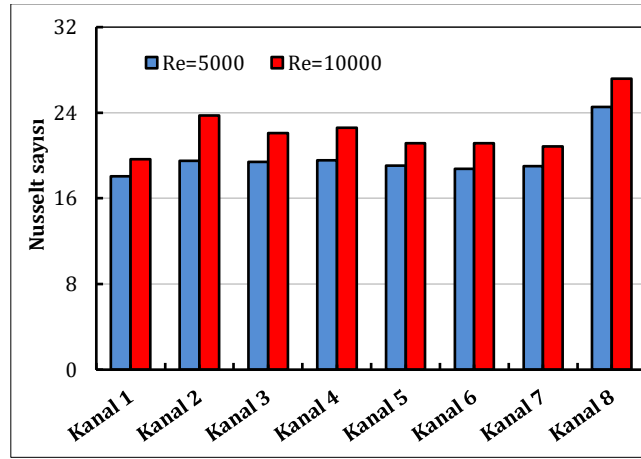
birbirlerine yakın olduğu tespit edilmiştir. Şekil 5a'da sıralı düzenlemeye sahip kanallarda (Kanal 2, Kanal 4 ve Kanal 8) görülen hız dağılımlarındaki dalgalanmaların türbülans etkilerini artırdığı açıktır. Şekil 6b'de farklı türbülátörlerin oluşturduğu vorteks yapıları verilmiştir. Vorteks yapıları, kanal içindeki akış döngülerini artıran ve akış karışımını iyileştiren yapılardır. Kanal içerisine eklenen türbülátörler, TKE ve vorteks yapılarını artırmayı hedefler. Tüm kanal durumları için bölmelerin etrafında akış yönünde uzunlamasına vorteks yapılarının şekillendiği görülmektedir. Kanal 2, Kanal 3, Kanal 6 ve Kanal 8 durumlarında bu yapıların daha büyük olduğu, Kanal 4, Kanal 5 ve Kanal 7 durumlarında ise daha küçük olduğu gözlenmiştir.

Şekil 7'de Kanal 8 durumunda  $Re=5000$  (a) ve  $Re=10000$  (b) için hız, sıcaklık, TKE ve vorteks yapıları gösterilmiştir. Burada farklı kanal giriş hızlarının akış ve sıcaklık alanlarına etkileri incelenmiştir. Reynolds sayısının artması ile artan momentum etkileri nedeniyle akıştaki salınımların arttığı ve kanal yüzeylerine yakın çekirdek bölgelerinin oluştuğu gözlenmiştir. Düşük Reynolds sayısında bölmelere yakın vorteks yapılarının oluştuğu ve bu yapıların diğer bölme kadar uzandığı görülmüştür. Artan Reynolds sayısında ise bölmelerin etrafındaki vorteks yapılarının kısaldığı ve kanal yüzeylerine yakın vorteks çizgilerinin azaldığı tespit edilmiştir. Reynolds sayısının artması ile kanal yüzeylerindeki sıcaklık gradyanının azaldığı ve türbülans kinetik enerjinin arttığı görülmüştür.



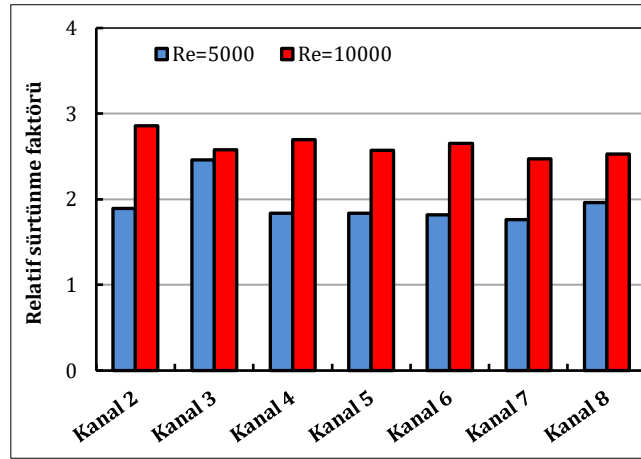
Şekil 7. Kanal 8 İçin Farklı Re'de Hız, Sıcaklık, Vorteks Ve TKE Alanları (Velocity, Temperature, Vorticity, And TKE Fields İn Different Re For Channel 8)

Şekil 8, farklı türbülátörlere sahip kanallarda  $Re=5000$  ve  $Re=10000$  için elde edilen Nusselt sayılarını göstermektedir. Ayrıca sonuçlar türbülátörsüz düz kanal akışı ile karşılaştırılmıştır. Tüm kanal yapılarında Reynolds sayısının artması ile Nusselt sayısı artmıştır. En yüksek Nusselt sayısı  $Re=10000$ 'de Kanal 8 durumunda yaklaşık  $Nu=27,17$  olarak bulunmuştur. Bunu yaklaşık  $Nu=23,73$  olarak Kanal 2 durumu takip etmiştir. Kanal 3 ve Kanal 4 durumunda elde edilen Nusselt sayıları birbirlerine yakın değerdedir. Yine Kanal 5 ve Kanal 6 durumunda da benzer ısı transferi sağlanmıştır. Tüm türbülátörlü kanal yapılarında elde edilen Nusselt sayılarının düz kanala göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Kanal içine eklenen türbülátörler, düz kanala göre ısı transferini  $Re=10000$ 'de yaklaşık 1,38 kat iyileştirmiştir.



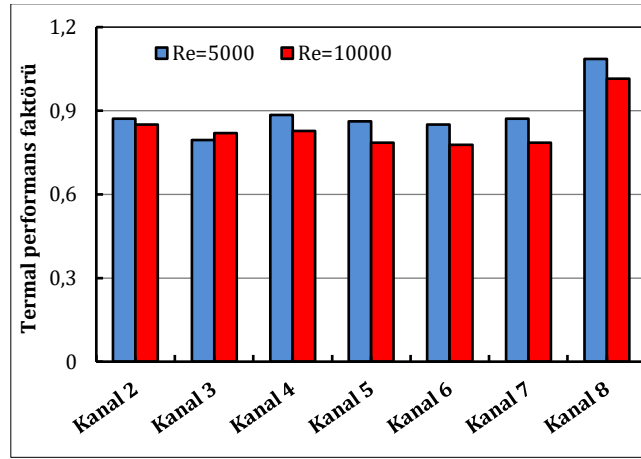
Şekil 8. Farklı Kanal Yapıları İçin Nusselt Sayısının Değişimi (Variation Of Nusselt Number For Different Channel Structures)

Şekil 9, farklı türbülator yapılarına sahip kanallarda  $Re=5000$  ve  $Re=10000$  için elde edilen relatif sürtünme faktörünü vermektedir. Tüm kanal yapılarında elde edilen relatif sürtünme faktörlerinin Reynolds sayısı ile arttığı gözlenmiştir. Kanal 3 durumunda, her iki Reynolds sayısında elde edilen relatif sürtünme faktörleri arasındaki farkın azaldığı tespit edilmiştir. Tüm türbülator tasarımlarında, bölme yükseklikleri birbirlerine eşittir, dolayısıyla dik açıda yerleştirilen bölmelerin uzunluğu açılı yerleştirilen bölmelerin uzunluğundan daha düşüktür. Dolayısıyla Kanal 3'te kullanılan türbülatorde bölmelerin kademeli yerleşimi, bölmeler arasındaki mesafenin fazla olmasına neden olmuştur. Ayrıca Kanal 3'te bölme uzunluğu açılı bölmelerden daha küçüktür. O nedenle akışta oluşan direnç diğer bölmelere göre daha azdır. Bu durum, relatif sürtünme faktörünün Reynolds sayılarından daha az etkilenmesine neden olduğu şeklinde yorumlanabilir.  $Re=5000$ 'de ise Kanal 4 ve Kanal 5 durumunda yaklaşık benzer relatif sürtünme faktörü elde edilmiştir. En yüksek relatif sürtünme faktörü  $Re=10000$ 'de ve Kanal 2 durumunda yaklaşık  $f_{rel}=2,86$  olarak elde edilmiştir. En düşük relatif sürtünme faktörü  $Re=5000$ 'de ve Kanal 7 durumunda yaklaşık  $f_{rel}=1,76$  olarak bulunmuştur.



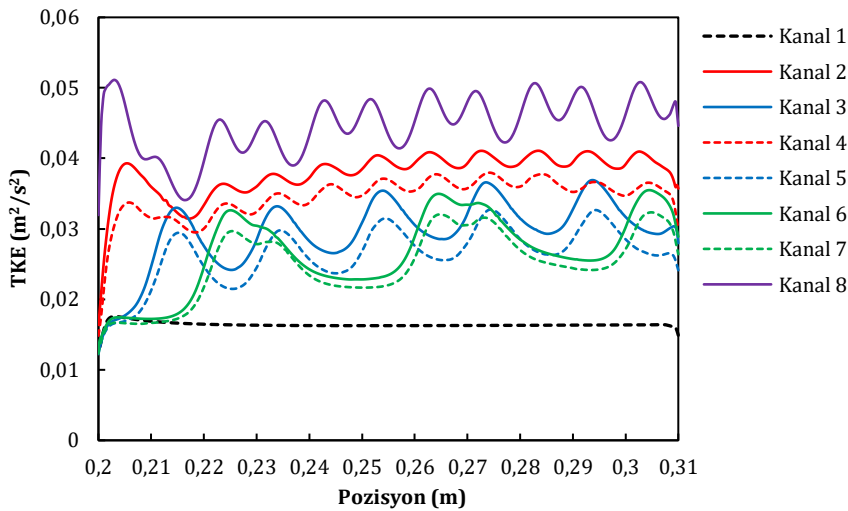
Şekil 9. Farklı Kanal Yapıları İçin Relatif Sürtünme Faktörünün Değişimi (Variation Of Relative Friction Factor For Different Channel Structures)

Şekil 10, farklı kanal yapılarında  $Re=5000$  ve  $Re=10000$  için hesaplanan TFP değerlerini göstermektedir. Tüm kanal yapılarında elde edilen performans faktörlerinin Kanal 3 durumu hariç,  $Re=5000$  değerinde daha yüksek,  $Re=10000$  değerinde ise daha düşük olduğu görülmektedir. Yüksek Reynolds sayısında TPF değerinin azalmasının nedeni sürtünme faktöründeki artışın Nusselt sayısındaki artıştan daha yüksek olmasıdır. Ancak Kanal 3 durumunda ısı transferindeki artışın sürtünme faktöründeki artıştan daha yüksek olması nedeniyle  $Re=10000$ 'de THP,  $Re=5000$ 'den daha yüksek bulunmuştur. Her iki Reynolds sayısında da en yüksek TPF Kanal 8 durumunda sağlanmıştır. Her iki Reynolds sayısında da Kanal 5 ve Kanal 6 durumunda birbirine yakın TPF değerleri bulunmuştur. En yüksek TPF değeri  $Re=5000$ 'de ve Kanal 8 durumunda yaklaşık  $TPF=1,08$  olarak elde edilmiştir.



Şekil 10. Farklı Kanal Yapıları İçin TPF Değişimi (Variation Of TPF For Different Channel Structures)

Şekil 11, farklı kanal yapılarında  $Re=10000$  için yerel TKE ( $m^2/s^2$ ) değişimini göstermektedir. Türbülantörlü kanallarda yerel TKE değerleri sinüzoidal eğriye benzeyen bir değişim sergilemektedir. Kanal yapıları içerisinde en yüksek yerel TKE değeri Kanal 8 durumunda elde edilmiştir. Kanal 2 ile Kanal 4 durumlarında, Kanal 3 ile Kanal 5 durumlarında ve Kanal 6 ile Kanal 7 durumlarında TKE eğrilerinin yapısının birbirlerine oldukça benzer olduğu gözlenmiştir. Türbülantör üzerindeki bölmelerin yerleşiminde benzer düzenlemelerin benzer etki gösterdiği tespit edilmiştir. Bölmelerin dik yerleşiminde eğimli yerleşime göre daha yüksek TKE elde edildiği gözlenmiştir.



Şekil 11. Farklı Kanal Yapıları İçin Yerel TKE Değişimi (Variation Of Local TKE For Different Channel Structures)

## 5. Sonuç ve Tartışma (Result and Discussion)

Bu çalışmada, dairesel bir kanal içine eklenen farklı türbülantör yapılarının akış ve ısı transferine etkileri sayısal olarak iki farklı Reynolds sayısı için düz kanal ile karşılaştırılarak incelenmiştir. Farklı türbülantörlerin akış ve ısı transfer davranışını gözlemlemek için hız, sıcaklık, vorteks ve TKE dağılımları elde edilmiştir. Çalışma sonucunda farklı türbülantör tasarımları için Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve termal performans faktörü hesaplanmıştır.

Yapılan çalışma, kanal içerisine ilave edilen türbülantörlerde bölmelerin sıralı ve kademeli yerleşiminin ve bölme açısının akış ve ısı transferini etkilediğini göstermiştir. Dik bölmeli ve sıralı düzenlemeye sahip kanal durumunda daha fazla ısı transferi ve TKE elde edilmiştir. Ancak kanal içindeki sürtünmeler de bir miktar artmıştır. Eğik bölmeli ve kademeli düzenlemeyi içeren kanal durumlarında daha az ısı transferi ve TKE elde edilmiş ancak kanal içindeki sürtünmeler azalmıştır. Bölmelerin sıralı yerleşimi ile dik ve eğimli bölmelerin birlikte kullanımı ısı transferini artırmıştır.

Reynolds sayısının artması ile Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerinde artış görülmüştür. Tüm türbülantör yapılarında elde edilen Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün düz kanala göre daha yüksek olduğu bulunmuştur. Türbülantörler ısı transferini,  $Re=10000$ 'de türbülantörsüz kanala göre en fazla yaklaşık 1,38 kat iyileştirmiştir. En yüksek Nusselt sayısı,  $Re=10000$ 'de ve Kanal 8 durumunda yaklaşık  $Nu=27,17$  olarak elde edilmiştir. Türbülantörler, sürtünme faktörünü  $Re=10000$ 'de türbülantörsüz kanala göre en fazla yaklaşık 2,86 kat

artırmıştır. Her iki Reynolds sayısında da en yüksek TPF Kanal 8 durumunda elde edilmiştir. En yüksek TPF değeri  $Re=5000$ 'de ve Kanal 8 durumunda yaklaşık  $TPF=1,08$  olarak bulunmuştur. Kanal yapıları içerisinde en yüksek yerel TKE değeri Kanal 8 durumunda elde edilmiştir.

### Çıkar Çatışması (Conflict of Interest)

Yazar tarafından herhangi bir çıkar çatışması beyan edilmemiştir. No conflict of interest was declared by the author.

### Kaynaklar (References)

- Ajarostaghi, S.S.M., Zaboli, M., Javadi, H., Badenes, B., Urchueguia, J.F., 2022. A Review of Recent Passive Heat Transfer Enhancement Methods. *Energies*, 15, 986. <https://doi.org/10.3390/en15030986>.
- Ajeel, R.K., Sopian, K., Zulkifli, R., 2021a. Thermal-Hydraulic Performance and Design Parameters in a Curved-Corrugated Channel with L-Shaped Baffles and Nanofluid. *Journal of Energy Storage*, 34, 101996.
- Ajeel, R.K., Sopian, K., Zulkifli, R., 2021b. A Novel Curved-Corrugated Channel Model: Thermal-Hydraulic Performance and Design Parameters with Nanofluid. *International Communications in Heat Mass Transfer*, 120, 105037.
- Akçay, S. 2021. Investigation of Thermo-Hydraulic Performance of Nanofluids in a Zigzag Channel with Baffles. *Adiyaman University Engineering Sciences Journal*, 15, 525-534.
- Akçay, S., 2022a. Numerical Analysis of Heat Transfer Improvement for Pulsating Flow in a Periodic Corrugated Channel with Discrete V-Type Winglets. *International Communications in Heat Mass Transfer*, 134, 105991.
- Akçay, S., 2022b. İçerisinde Dik Bölmeler Bulunan Trapez bir Kanalda Bölme Yüksekliğinin Akış ve Isı Transferine Etkisinin İncelenmesi. *Bitlis Eren Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 11 (2), 479-490.
- Akçay, S., 2023a. Numerical Analysis of Hydraulic and Thermal Performance of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Water Nanofluid in a Zigzag Channel with Central Winglets. *Gazi University Journal of Science*, 36 (1), 383-397.
- Akçay, S., 2023b. Numerical Study of Turbulent Heat Transfer Process in Different Wavy Channels with Solid and Perforated Baffles. *Heat Transfer Research*, 54 (18), 53-82.
- Akçay, S., Akdag, U., 2018. Parametric Investigation of Effect on Heat Transfer of Pulsating Flow of Nanofluids in a Tube Using Circular Rings. *Pamukkale University Journal of Engineering Sciences*, 24 (4), 597-604.
- Akdag, U., Akçay, S., Demiral, D., 2014. Heat Transfer Enhancement with Laminar Pulsating Nanofluid Flow in a Wavy Channel. *International Communications in Heat Mass Transfer*, 59, 17-23.
- Alam, T., Saini, R.P., Saini, J.S., 2014. Use of Turbulators for Heat Transfer Augmentation in an Air Duct—A Review. *Renewable Energy*, 62, 689-715.
- Alfella, 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.
- ANSYS Inc., 2010. ANSYS Fluent User Guide & Theory Guide- Release 6.3, USA.
- 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.
- El Habet, M.A., Ahmed, S.A., Saleh, M.A., 2021. Thermal/Hydraulic Characteristics of a Rectangular Channel with Inline/Staggered Perforated Baffles. *International Communications in Heat Mass Transfer*, 128, 105591.
- El Habet, M.A., Ahmed, S.A., Saleh, M.A., 2022. The Effect of Using Staggered and Partially Tilted Perforated Baffles on Heat Transfer and Flow Characteristics in a Rectangular Channel. *International Journal of Thermal Sciences*, 174, 107422.
- 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.
- Hassani, S.M., Khoshvaght-Aliabadi, M., Feizabadi, A., Rehman, S., Alimoradi, A., 2022. Experimental and Numerical Analysis of Curved Turbulators in Different Arrangements Through a Rectangular Channel. *Experimental Heat Transfer*, 35 (1), 22-44.
- Inan, A.T., Korten, H., Kartal, M.K., 2022. Experimental Comparison and CFD Analysis of Conventional Shell and Tube Heat Exchanger with New Design Geometry at Different Baffle Intervals. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, DOI:10.1080/10407782.2022.2101801.
- Khan, M., Shuja, S.Z., Yilbas, B.S., Al-Qahtani, H., 2022. A Case Study on Innovative Design and Assessment of a Microchannel Heat Sink with Various Turbulators Arrangements. *Case Studies in Thermal Engineering*, 31, 101816.
- 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.
- Kumar, R., Kumar, A., Chauhan, R., Sethi, M., 2016. Heat Transfer Enhancement in Solar Air Channel with Broken Multiple V-Type Baffle. *Case Studies Thermal Engineering*, 8, 187-197.
- Kurtulmus, N., Sahin, B., 2019. A Review of Hydrodynamics and Heat Transfer Through Corrugated Channels. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 108, 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.
- Mehta, S.K., Pati, S., Ahmed, S., Bhattacharyya, P., Bordoloi, J.J., 2022. Analysis of Thermo-Hydraulic and Entropy Generation Characteristics for Flow Through Ribbed-Wavy Channel. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 32 (5), 1618-1642.
- Menni, Y., A.J. Chamkha, M. Ghazvini, M.H. Ahmadi, H. Ameur, A. Issakhov, and M. Inc, Enhancement of the Turbulent Convective Heat Transfer in Channels Through the Baffling Technique and Oil/Multiwalled Carbon Nanotube Nanofluids. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 2021. 79(4): p. 311-351.

- Menni, Y., M. Ghazvini, H. Ameer, M.H. Ahmadi, M. Sharifpur, M. Sadeghzadeh, 2020. Numerical Calculations of the Thermal-Aerodynamic Characteristics in a Solar Duct with Multiple V-Baffles. *Engineering Application of Computational Fluid Mechanics*, 14(1), 1173-1197.
- Modi, J. A., Rathod, M. K., 2019. Comparative Study of Heat Transfer Enhancement and Pressure Drop for Fin-and-Circular Tube Compact Heat Exchangers with Sinusoidal Wavy and Elliptical Curved Rectangular Winglet Vortex Generator. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 141, 310-326.
- Mohammed, H.A., Al-Shamani, A.N., Sheriff, J.M., 2012. Thermal and Hydraulic Characteristics of Turbulent Nanofluids Flow in a Rib-Groove Channel. *International Communications in Heat Mass Transfer*, 39, 1584-1594.
- Nakhchi, M.E., Hatami, M., Rahmati, M., 2021. Experimental Investigation of Performance Improvement of Double-Pipe Heat Exchangers with Novel Perforated Elliptic Turbulators. *International Journal of Thermal Science*, 168, 107057.
- Promvong, P., Promthaisong, P., Skullong, S., 2020. Experimental and Numerical Heat Transfer Study of Turbulent Tube Flow Through Discrete V-Winglets, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 151, 119351.
- Promvong, P., Tamna, S., Pimsarn, M., Thianpong, C., 2015. Thermal Characterization in a Circular Tube Fitted with Inclined Horseshoe Baffles. *Applied Thermal Engineering*, 75, 1147-1155.
- Sahel, D., H. Ameer, R. Benzeguir, Y. Kamla, Enhancement of Heat Transfer in a Rectangular Channel with Perforated Baffles. *Applied Thermal Engineering*, 2016. 101: p. 156-164.
- Salhi, J.E., Zarrouk, T., Hmidi, N., Salhi, M., Salhi, N., Chennaif, M., 2022. Three-Dimensional Numerical Analysis of the Impact of the Orientation of Partially Inclined Baffles on the Combined Mass and Heat Transfer by a Turbulent Convective Airflow. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*. <https://doi.org/10.1007/s40095-022-00505-5>.
- Salhi, J.E., Zarrouk, T., Salhi, N., 2021. Numerical Study of the Thermo-Energy of a Tubular Heat Exchanger with Longitudinal Baffles. *Materials Today: Proceedings*, 45, 7306-7313.
- Skullong, S., Promvong, P., Thianpong, C., Pimsarn, M., 2016. Thermal Performance in Solar Air Heater Channel with Combined Wavy-Groove and Perforated-Delta Wing Vortex Generators. *Applied Thermal Engineering*, 100, 611-620.
- Sriromreun, P., Thianpong, C., Promvong, P., 2012. Experimental and Numerical Study on Heat Transfer Enhancement in a Channel with Z-Shaped Baffles. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39(7), 945-952.
- Sun, Z., Zhang, K., Li, W., Chen, Q., Zheng, N., 2020. Investigations of the Turbulent Thermal-Hydraulic Performance in Circular Heat Exchanger Tubes with Multiple Rectangular Winglet Vortex Generators. *Applied Thermal Engineering*, 168, 114838.
- Turgut, O., Kızılrnak, E., 2015. Effects of Reynolds Number, Baffle Angle, and Baffle Distance on 3-d Turbulent Flow and Heat Transfer in a Circular Pipe. *Thermal Science*, 19(5), 1633-1648.
- Zhang, L., Che, D., 2011. Turbulence Models for Fluid Flow and Heat Transfer Between Cross Corrugated Plates. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 60, 410-440.
- 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.