

Nanoakışkan Hacimsel Oranının ve Parçacık Boyutunun Gövde Borulu Isı Değiştiricisindeki Isı Transferine Etkisinin Deneysel ve Sayısal İncelenmesi

Mustafa KILIÇ¹ ORCID 0000-0002-8006-149X

Mahir ŞAHİN^{*1} ORCID 0000-0002-9565-9160

¹Adana Alparslan Türkeş Bilim ve Teknoloji Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Adana

Geliş tarihi: 06.04.2023

Kabul tarihi: 23.06.2023

Atıf şekli/ How to cite: KILIÇ, M., ŞAHİN, M., (2023). Nanoakışkan Hacimsel Oranının ve Parçacık Boyutunun Gövde Borulu Isı Değiştiricisindeki Isı Transferine Etkisinin Deneysel ve Sayısal İncelenmesi. Çukurova Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi Dergisi, 38(2), 531-543.

Öz

Bu deneysel çalışmanın amacı, farklı parametrelerin gövde borulu ısı değiştiricisinde meydana gelen ısı transferine ve akış özelliklerine etkisini sayısal olarak incelemek ve deneysel olarak doğrulamaktır. Çalışmada kullanılan parametreler; sıcak akışkan Re sayısı, TiO₂/H₂O nanoakışkanın hacimsel konsantrasyonu ve nanoakışkan oluşturulmasında kullanılan nanoparçacık boyutudur. Çalışmanın sayısal sonuçları ANSYS Fluent Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği programını kullanarak elde edilmiş ve deneysel sonuçlarla doğrulanmıştır. Çalışmanın birinci aşamasında yapılan deneysel çalışmada; farklı Re sayılarının (Re=1000, 1500, 2000, 2200) gövde borulu ısı değiştiricisi etkinliğine olan etkisi incelenmiştir. Çalışmanın ikinci aşamasında; sayısal sonuçlar deney sonuçları ile doğrulanmış ve farklı iki parametrenin (nanoakışkan hacimsel konsantrasyonu (%0,2, 0,4, 0,8, 1,6) ve nanoparçacık boyutu (D_p=5, 10, 20 40 nm) ısı değiştiricisi etkinliğine olan etkisi incelenmiştir. Sonuç olarak; sıcak akışkan giriş sıcaklığı T_{sıcak,giriş}=50 °C'de sabit iken Re sayısı Re=1000-2200 aralığında arttırıldığında ısı transfer etkinliğinde %6,15 azalma tespit edilmiştir. Sayısal olarak oluşturulan D_p=10 nm parçacık boyutlu TiO₂/H₂O nanoakışkan için sabit giriş sıcaklığı (T_{sıcak,giriş}=50 °C), sabit Re sayısında (Re=1000) nanoparçacık hacimsel konsantrasyonu φ=%0,2-1,6 aralığında arttırıldığında ısı transfer etkinliğinde %8 artış tespit edilmiştir. Nanoparçacık boyutunun etkisini incelemek için aynı şartlarda ve φ=0,2 hacimsel konsantrasyonda parçacık boyutu D_p=5-40 aralığında arttırıldığında ısı transfer etkinliğinde %1 azalma tespit edilmiştir. Bu çalışma sonucunda elde edilen veriler kullanılarak gelecekte, daha yüksek performanslı ısı değiştiricilerin tasarlanabileceği değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Gövde borulu ısı değiştiricisi, Isı transferi, Isı değiştiricisi etkinliği, Nanoakışkan

Experimental and Numerical Investigation of the Effect of Nanofluid Volume Ratio and Particle Size on Heat Transfer in a Shell-and-Tube Heat Exchanger

Abstract

The aim of this experimental study is to numerically examine and experimentally verify the effects of different parameters on the heat transfer and flow properties performing in the shell and tube heat

*Sorumlu yazar (Corresponding Author): Mahir ŞAHİN, msahin@atu.edu.tr

exchanger. The parameters used in the study; Re number of the hot fluid, volumetric concentration of the TiO₂/H₂O nanofluid, and nanoparticle size used in the producing of nanofluid. The numerical results of this study were obtained using the ANSYS Fluent Computational Fluid Dynamics program and verified with the experimental results. In the experimental study which is carried out in the first step; the effect of different Re numbers (Re=1000, 1500, 2000, 2200) on the effectiveness of the shell-tube heat exchanger was investigated. In the second step of the study; the numerical results were verified with the experimental results and the effects of two different parameters (the volumetric concentration of the nanofluid (0.2%, 0.4, 0.8, 1.6) and the nanoparticle size (D_p=5, 10, 20 40 nm)) were investigated on the heat exchanger effectiveness. As a result; when hot fluid inlet temperature is constant (T_{h,in}=50 °C), increasing Re number in the range of Re=1000-2200 caused a decrease by 6.15% in the heat transfer effectiveness. When volume concentration ratio of the nanofluid was increased in the range of φ=0.2-1.6%, the heat transfer effectiveness improved by 8.0% for the numerically created TiO₂/H₂O nanofluid with D_p=10 nm particle size for constant temperature (T_{h,in}=50 °C) and constant Re number (Re=1000). In order to examine the effect of nanoparticle size, 1.0% decrease in heat transfer effectiveness was determined when the particle size was increased in the range of D_p=5-40 under the same conditions and at volumetric concentration of φ=0.2%. Using the data obtained as a result of this study, it is evaluated that higher performance heat exchangers can be designed in the future.

Keywords: Shell-and-tube heat exchanger, Heat transfer, Heat exchanger effectiveness, Nanofluid

1. GİRİŞ

Isı değiştiricileri; ısıtma, soğutma, iklimlendirme, gıda, enerji üretim, imalat, otomotiv, havacılık ve uzay uygulamaları gibi birçok alanda sıkça kullanılmaktadırlar. Birçok uygulamaya özel olarak kolay tasarlanabilmeleri, bakımlarının basit olması, yüksek basınç dayanımları ve kolay kurulum yapılabilmesi ile gövde borulu ısı değiştiricileri sanayide en çok kullanılan türlerden biridir. Bir gövde borulu ısı değiştiricisi genellikle dairesel kesitli boru demetleri ve bu demetleri kaplayan silindirik bir gövdeden oluşur. Akışkanlardan biri boruların içinden akarken, diğer akışkan gövde ve borular arasındaki boşluktan paralel, karşıt ve çapraz düzende akar. Tek fazlı veya iki fazlı akış (buharlaştırma-yoğuşma) uygulamaları için kullanılırlar. Bir gövde borulu ısı değiştiricide ısının transfer edilmesi; gövde ve boru geçiş sayısına, girdap oluşturu, akış yönlendirici gibi elemanlara, boruların oluşturduğu düzene, akış ve akışkan tipine bağlıdır. Bu bağlamda; literatürdeki çalışmalarda Mohammadi ve arkadaşları [1] gövde borulu bir ısı değiştiricide gözenekli ara perde kullanımının termal etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Basınç kayıplarına rağmen gözenekli ara perde kullanmak ısı transfer performansını önemli derecede arttırdığını tespit etmişlerdir. Slimene ve arkadaşları [2] farklı

kesitlerdeki bir gövde borulu ısı değiştiricisinin akış dinamiği ve ısı transfer karakteristiğini nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışmada, boru akışında kullanılan glikol için Re sayısı 10³-10⁵ aralığında seçilmiştir. Maksimum ısı transfer etkinliği en düşük Re sayısında ve ara perde kullanıldığı durumda ε=0,76 olarak gerçekleşmiştir. Fares ve arkadaşları [3] grafen/su nanoakışkanı kullandıkları dikey gövde borulu ısı değiştiricisinde ısı transfer analizini deneysel olarak gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında hacimsel olarak %0,2 grafen/su nanoakışkanı kullanarak ısı transfer katsayısında %29 artış sağlayabilmişlerdir. Özden ve Tari [4] ısı değiştiricisinde sıcaklık konturlarını sayısal olarak incelemişlerdir. Isı transfer katsayısı ve basınç kaybı hesabı için farklı üç türbülans modeli ile akış yönlendirici mesafesi, kesim oranı, akış debisine göre elde edilen veriler Kern ve Bell-Delaware metotlarıyla karşılaştırılmıştır. Sonuçlara en yakın veriler Bell-Delaware metoduyla elde edilmiştir ve bu verilerle sayısal veriler arasındaki fark %2'nin altında oluşmuştur. Said ve arkadaşları [5] CuO/H₂O nanoakışkan kullanarak gövde borulu bir ısı değiştiricisinde stabilite, termofiziksel özellikler, ısı transfer performansı açısından incelemişlerdir. Deneysel çalışmada nanoakışkan kullanımı ısı transfer performansında artış sağlamıştır ve taşınım ısı transfer katsayısında %11,39; toplam ısı transfer katsayısında %7 artış sağlandığı gösterilmiştir.

Safari ve arkadaşları [6] faz değiştiren malzeme kullanarak eş merkezli ve eksantrik gövde borulu ısı değiştiricide farklı kanat konfigürasyonlarının da etkisini müşterek olarak incelemişlerdir. Deneysel bulgular kanatsız ısı değiştiricide eksantrik yapılı model eş merkezli modele göre faz değiştiren malzeme erime süresini %54 kısaltabildiğini tespit etmişlerdir. Xie ve arkadaşları [7] akış yönlendiricili bir gövde borulu ısı değiştiricisinde sıcaklık farkları ve ısı transfer hızı için elde edilen deneysel bulguları yapay sinir ağları (ANN, Artificial Neural Network) yöntemi ve ampirik bağıntılarla kıyaslamışlardır. Geri yayılım algoritması kullanılan yapay sinir ağı yönteminde elde edilen veriler, deney verilerine göre ampirik bağıntılarla elde edilen verilerden daha hassas sonuçlar vermiştir. Bu çalışmada yapay sinir ağı kullanımının karmaşık termal sistemlerin tasarımında üstünlük sağlayacağı değerlendirilmiştir. Yu ve arkadaşları [8] türbülanslı akış şartlarında gövde borulu ısı değiştiricisinde uzunlamasına kullanılan girdap üretici yapının etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Girdap üretici geometrinin yüksekliğinin ve hücum açısının artması ısı transfer performansını artırdığını göstermiştir. Bahiraei ve arkadaşları [9] gövde borulu ısı değiştiricisinde ara perde açısını ve nanoparçacık şekil faktörünün etkisini incelemişlerdir. Çalışmada soğuk akışkanın Re sayısını artırdıklarında basınç kaybının, toplam ısı transfer katsayısının, etkinliğin ve transfer birim sayısının (NTU) arttığını tespit etmişlerdir. Arani ve Moradi [10] ısı değiştiricide ara perde ve boru yapılandırılmalarının ısı transfer performans etkilerini incelemişlerdir. Wang ve arkadaşları [11] ısı değiştiricisinde boru sayısının ve boru düzenlerinin ısı transfer etkilerini analiz etmişlerdir. Helisel borulu ısı değiştiricisinde şaşırtmalı boru düzeni en iyi ısı transfer performansı gösterdiği tespit edilmiştir. Deng ve arkadaşları [12] yatay gövde borulu ısı değiştiricide faz değiştiren malzemenin erime sürelerini boru üzerindeki kanat aralarındaki açılara göre incelemişlerdir. En yüksek ısı transfer performansını ve dolayısıyla erime süresini en az sürede gerçekleşmesini sağlayan tasarım, açının 120 derece olduğu tasarım olduğunu göstermişlerdir. Abbasi ve arkadaşları [13] gövde borulu ısı değiştiricisinde ısı transfer performansını ara perdenin açısı, sayısı ve kalınlığı

parametrelerine göre sayısal olarak çalışmışlardır. Sonuçta 10 adet gözenekli ara perdenin 111,9 derece açıda ve 16,69 mm kalınlıkta en iyi performansı gösterdiğini tespit etmişlerdir. Nallusamy [14] %1 hacimsel orandaki Al_2O_3 /su nanoakışkanı kullanarak yaptığı deneysel çalışmada gövde borulu bir ısı değiştiricisinde karşıt akış ve paralel akış etkilerini laminer aralıkta farklı Re sayılarında incelemiştir. Çalışmasını Re sayısı 600 ve 1200 aralığında saf su ve nanoakışkan için gerçekleştirerek ısı transfer etkisini Nusselt sayısı, LMTD ve toplam ısı transfer katsayısına göre değerlendirmiştir. Nanoakışkan Re sayısı 600'den 1200'e artarken, LMTD, Nusselt sayısı ve toplam ısı transfer katsayısı saf suya paralel şekilde arttığı gösterilmiştir. Alazwari ve Safaei [15] termal performans ve akış karakteristiklerini inceledikleri nümerik çalışmalarında gövde borulu bir ısı değiştiricisinde farklı hacimsel oranlarda hibrit nanoakışkan kullanarak farklı ara perde açıları ve farklı Reynolds sayılarını parametre olarak kullanmışlardır. Ara perde açıları 45°, 90°, 135° ve 180° için Reynolds sayısı 10000'den 20000'e artarken aynı zamanda nanoakışkan hacimsel oranı 0'dan %0,1 oranına artarken ısı transfer performanslarında sırasıyla %99,05 %109,75 %111,03 ve %107,16 artış tespit etmişlerdir. Barzegarian ve arkadaşları [16] deneysel çalışmalarında su bazlı Al_2O_3 -gama nanoakışkanı kullanarak gövde borulu bir ısı değiştiricisinde ısı transfer performansını farklı nanoakışkan hacimsel konsantrasyonlarında ve farklı Re sayılarında incelemişlerdir. Sonuçlara göre Re sayısındaki artış toplam ısı transfer katsayısı ve Nu sayısını önemli derecede artırmıştır. Çalışma sonunda maksimum nanoparçacık hacimsel oranı olan %0,3 için termal performans faktörü %21,5 olarak gerçekleşmiştir. Bahiraei ve arkadaşları [17] böhmite nanokristallerinin farklı parçacık şeklinin etkisinin incelendiği nümerik çalışmalarında gövde borulu ısı değiştiricisinin gövde tarafında soğuk akışkan olarak saf su kullanarak yaptıkları analizde Reynolds sayısı artarken performans endeksinin düşmesine karşın; basınç kaybı, toplam ısı transfer katsayısı, ısı transfer hızı, ısı transfer etkinliği ve transfer birim sayısının arttığı tespit edilmiştir. Re sayısı 5000'den 20000'e artarken toplam ısı transfer katsayısında %2,5 ısı transfer etkinliğinde ise %6,25 artış kaydedilmiştir. Amini ve arkadaşları

[18] ANSYS Fluent yazılımı kullanarak gövde borulu bir ısı değiştiricisinde, boru yüzey pürüzlülüğü, gövde tarafındaki akışkanın Reynolds sayısı ve boru üzerine kanat eklenmesi ve bu kanatların kanat adımı ve kanat yüksekliği etkilerini incelediği nümerik çalışmalarında son olarak kanatların helisel olma durumundaki etkilerini analiz etmişlerdir. Çalışmada Re sayısının artması ısı transferini artırmış, kanatların eklenmesi Nu sayısını artırmış, kanat yüksekliğinin artması ısı transferini artırırken; kanat adımının artması ısı transferini azaltmış fakat basınç kaybını da azaltmış, ayrıca kanatların bölmeli şekil yerine helisel şekilde olması aynı Re, kanat adımı ve pürüzlülük değerleri için Nu sayısını %35 artırmıştır. Ullah ve arkadaşları [19] gövde borulu bir ısı değiştiricisinde γ - Al_2O_3 - H_2O ve TiO_2 - H_2O nanoakışkanları kullanarak türbülanslı akış şartlarında ısı transfer karakteristiklerini nümerik olarak incelemişlerdir. Re sayısı, nanoparçacık hacimsel oranı ve parçacık tipine göre ısı transferi performansı analiz edilmiştir ve ısı transferindeki artış saf suya göre değerlendirilmiştir. Çalışmadaki verilere göre saf su için Re sayısı 4000'den 9000'e artarken taşınım ısı transfer katsayısında yaklaşık %56 ve toplam ısı transfer katsayısında yaklaşık %40 oranında artış elde edilmiştir. Dharmalingam ve arkadaşları [20] laminer akış şartlarında %1 hacim oranında Al_2O_3 - H_2O nanoakışkanı kullanarak paralel akışlı ısı değiştiricisi, karşıt akışlı ısı değiştiricisi ve gövde borulu ısı değiştiricisinde zorlanmış taşınım ısı transferini ve akış karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Elde ettikleri verilere göre; nanoakışkan saf suya göre, aynı giriş sıcaklığı ve aynı kütledebide toplam ısı transfer katsayısı ve Nu sayısı daha yüksek çıkmıştır. Re sayısının 600'den 1200'e artması ısı değiştiricisinde sadece saf su için toplam ısı transfer katsayısını %17 oranında; Al_2O_3 - H_2O nanoakışkanı için ise %25 oranında artırmıştır. Ayrıca kütledebideki artış, akış yönünden bağımsız olarak logaritmik ortalama sıcaklık farkının azalmasına sebep olmuştur.

Sajadi ve Kazemi [21] dairesel kesitli boruda TiO_2 - H_2O nanoakışkanının ısı transfer özelliklerini türbülanslı şartlarda farklı hacimsel konsantrasyonlara göre incelemişlerdir. Nanoakışkan hacimsel oranının artması ısı transfer

hızını arttırdığını tespit etmişlerdir. Das ve arkadaşları [22] belirli bir sıcaklık aralığında Al_2O_3 ve CuO nanoparçacıkların saf suda ısı iletkenliklerinin artışı analiz etmişlerdir ve sıcaklık artışının ısı iletkenlik katsayısını artırdığını tespit etmişlerdir. Kristiawan ve arkadaşları [23] TiO_2 - H_2O nanoakışkanının farklı hacimsel oranda sürtünme faktörü ve termal performans davranışını mikro kanal yapılı bir boru içinde incelemişlerdir ve TiO_2 - H_2O nanoakışkanı, termal performansı önemli miktarda artırmıştır. Arani ve Amani [24] çift borulu ısı değiştiricisinde deney düzeneğinde TiO_2 - H_2O nanoakışkanının 10, 20, 30, 40 ve 50 nm parçacık boyutlarının basınç kayıplarına ve termal performans faktörüne olan etkisini karşıt akış düzeninde çalışmışlardır. Parçacık boyutunun artması Nusselt sayısını genel olarak artırmadığını ve en yüksek termal performans faktörünün 20 nm parçacık boyutunda tespit etmişlerdir. Kulkarni ve arkadaşları [25] TiO_2 , CuO ve SiO_2 nanoparçacıklarının temel akışkan olarak saf su ve etilen glikol için taşınım ısı transfer katsayısını ve viskozite özelliklerini çalışmışlardır. Nanoakışkan hacimsel oranının artışı taşınım ısı transfer katsayısını arttırdığını tespit etmişlerdir.

Cruz ve arkadaşları [26] hesaplamalı akışkanlar dinamiği analiziyle gövde borulu bir ısı değiştiricisinde CuO - H_2O nanoakışkanıyla türbülanslı akışta basınç kaybı ısı transfer katsayısı ve nanoakışkanın hidrodinamik davranışını farklı Re sayıları ($Re=17000-71000$) ve farklı akışkan hacimsel oranları (%0,1-1,0) parametre olarak kullanarak incelemişlerdir. En yüksek ısı transfer performans artışını en yüksek parçacık hacimsel yoğunluğunda elde etmişlerdir ancak basınç kaybı da artış göstermiştir. Akışkanın hidrodinamik davranışında ise önemli bir fark gözlenmediğini tespit etmişlerdir.

Zolfagharnasab ve arkadaşları [27] atık ısı geri kazanım sistemlerinde kullanılan gövde borulu bir ısı değiştiriciyi gözenekli doldurmalı olarak tasarlamışlardır ve ısı transfer performansını incelemişlerdir. Gözenekli yapı, ısı değiştiricisinde daha homojen bir termal dağılım sağlayarak ısı transfer performansını artırdığını

değerlendirmişlerdir. Geleneksel yapıdaki sistemlere göre gözenekli doldurmalı bu tasarım, gövde borulu ısı değiştiricisinde ısı transfer verimini %60 kadar artırdığını tespit etmişlerdir.

Safari ve arkadaşları [28] ısı değiştiricisinde gövde geometrisi ve boru eksantriklik etkisini faz değiştiren malzeme olan parafin mumun erime davranışına göre parametrik olarak incelemişlerdir. Eksantrik oranının artması belirli bir noktaya kadar parafinin de erime hızını artırmıştır. Eksantrik faktörü 0,5 olan tasarım, eş merkezli tasarıma göre erime süresini %50,4 oranında azaltmıştır. Ayrıca eksantrik faktörün artması taşınım bazlı erime süresini uzatırken, iletim bazlı erime süresini kısalttığı da tespit edilmiştir.

Zhou ve arkadaşları [29] yatay gövde borulu ısı değiştiricilerinde mekanik titreşimleri farklı frekans ve farklı dalga genliklerinde faz değiştiren malzemeye olan ısı transfer etkisini incelemişlerdir. Düşük frekanslarda faz değiştiren malzemenin erime hızının arttığını tespit etmişlerdir.

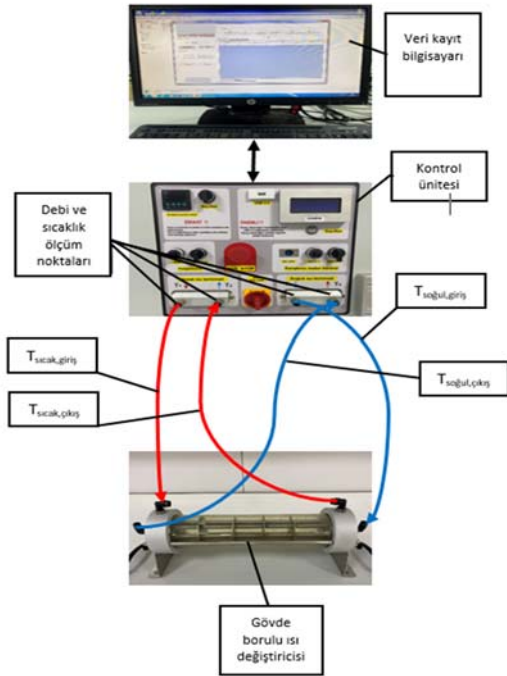
Moya-Rico ve arkadaşları [30] çift borulu ısı değiştiricilerinde termohidrolik performansı 21 farklı gövde ve boru tasarımı için çalışmışlardır.

Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde, farklı tiplerdeki ısı değiştiricilerinde ısı transfer ve akış karakteristikleri çoğunlukla pasif yöntemler olan ısı değiştiricisi yüzey alanının artırılması ve akış dinamiğini arttıran, akış yönlendirici, türbülator, girdap oluşturucu gibi yapıların kullanılmasının etkisi incelenmiş ve akış türü olarak çoğunlukla farklı türbülans modelleriyle çalışılmıştır. Ayrıca geleneksel ısı transferi akışkanları olarak kullanılan etilen glikol, motor yağları, saf su gibi akışkanların yerine yine pasif bir yöntem olan nanoakışkan kullanarak ısı transfer performansının artırıldığı çalışmalar da mevcuttur. Bu çalışmalarda da ısı transfer katsayısı artan iş akışkanının ısı transfer ve akış karakteristikleri incelenmiş; stabilite, çökme, topaklanma gibi problemler ortaya konmuş ve bu problemlerin çözümü için çalışmalar yapılmıştır. Literatürdeki çalışmalardan farklı olarak bu çalışmada, ara perdeli bir gövde borulu ısı

değiştiricisinin laminer şartlarda akış ve ısı transfer karakteristiği deneysel olarak incelenmiş, TiO₂/H₂O nanoakışkanının hacimsel oranının ve parçacık boyutunun etkisi sayısal olarak analiz edilmiştir. Bu çalışma, gelecekte ısı transfer performansının artırılması için yapılan çalışmalara ve ısı değiştiricilerinin geliştirilmesi amacıyla nanoakışkan kullanıldığı çalışmalara faydalı olacağı değerlendirilmiştir.

2. DENEY DÜZENİĞİNİN KURULUMU

Çalışmada kullanılan gövde borulu ısı değiştiricisi deney seti (Şekil 2) dört ara perdeli, dairesel boru düzeninde, tek gövde ve tek boru geçişlidir. 6 adet dairesel düzende borular 350 mm uzunlukta olup, iç çap ve dış çapı sırasıyla 7 ve 8mm'dir. Borular ve ara perde 304 paslanmaz çelik malzemeden, gövde ise polikarbon malzemeden imal edilmiştir. Gövde iç ve dış çapları sırasıyla 70 ve 80 mm'dir. Gövde içindeki ara perdeler arasındaki adım 70 mm'dir. Isı değiştiricisinin gövde kısmında soğuk saf su ve boru kısmında sıcak saf su karşıt akış formunda düzenlenmiştir. Boru kısmında sıcak akışkanın hızına bağlı Reynolds sayısı laminer aralıkta 1000-2200 arasında belirlenmiştir. Düşük sıcaklıklarda (80 °C altında) işletilen birçok atık ısı geri kazanım sistemlerinde küçük boyutlarda ısı değiştiricileri kullanılmakta olup, öngörülen ısı transfer miktarını sağlayacak en düşük akışkan kütle debisi seçilmeye çalışılmıştır. Bu sebeple, Reynolds sayısı laminer akış aralığında seçilmiştir. Hem boru tarafında hem de gövde tarafında akışkan sıvı fazda olup, akışkan hızları ısı değiştiricilerinde ($V_{akışkanboru,min}=0,08$ $V_{akışkanboru,maks}=0,18$ ve $V_{akışkan,gövde}=0,08$ m/s) müsaade edilen hız değerinin ($V_{maks}=7$ m/s) altında seçilmiştir. Basınç kaybı, titreşimler, gürültü ve aşınma problemlerinden sakınmak için düşük hızlar ısı değiştiricileri için faydalıdır. Isı değiştiricisinin gövde kısmında soğuk akışkan olarak saf su giriş sıcaklığı $T_{soğuk,giriş}=20$ °C olarak belirlenmiştir. Sabit ısı akısı, deney seti güç kontrol ünitesindeki (Şekil 3.) elektrikli ısıtıcılar tarafından sağlanmıştır. Ölçülen değerler veri kayıt bilgisayarı (Şekil 4) ile kaydedilmiştir.



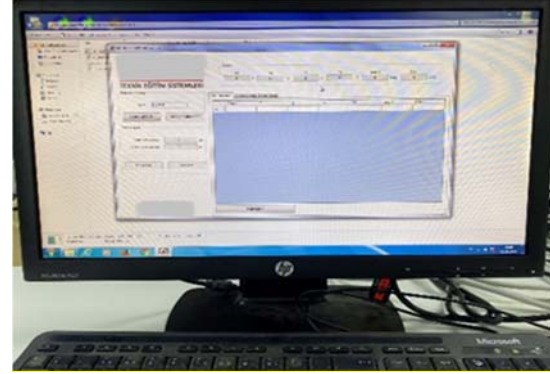
Şekil 1. Deneysel kurulumun şematik gösterimi



Şekil 2. Isı değiştiricisi test düzeneği



Şekil 3. Debi ve güç kontrol ünitesi



Şekil 4. Veri kayıt bilgisayarı

3. MATEMATİKSEL FORMÜLASYON VE SAYISAL MODEL

Bu çalışmada kullanılan parametreler, akış karakteristiğini gösteren Reynolds sayısı, nanoakışkan hacimsel konsantrasyonu ve parçacık çapıdır. Sıcak akışkan hızına bağlı olarak hesaplanan Reynolds sayısı aşağıdaki denklemden elde edilmiştir.

Reynolds sayısı:

$$Re = u_0 D_h / \nu \quad (1)$$

Burada; u_0 akışkan giriş hızını ve ν kinematik viskoziteyi ifade etmektedir.

Sıcak ve soğuk taraf ısıl yük değerleri:

$$\dot{Q}_{cold} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{hot} = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (3)$$

Isı kapasiteleri;

$$C_h = \dot{m}_h c_{ph} \quad \text{ve} \quad C_c = \dot{m}_c c_{pc} \quad (4)$$

Sıcak ve soğuk akışkan kapasiteleri;

$$\dot{Q}_{cold} = C_c (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{hot} = C_h (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (6)$$

Sıcak ve soğuk akışkan arasında oluşan sıcaklık değişimi, logaritmik ortalama sıcaklık farkı ile ifade edilmiştir.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (7)$$

Burada ΔT_1 giriş bölgesindeki sıcak ve soğuk akışkan sıcaklık farkını, ΔT_2 ise çıkış bölgesindeki sıcaklık farkını göstermektedir.

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out} \quad (8)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in} \quad (9)$$

Ortalama logaritmik sıcaklık farkından elde edilen değerlerle ısı transfer hızı;

$$\dot{Q} = UA_s F \Delta T_{lm} \quad (10)$$

Burada; U toplam ısı transfer katsayısı, A_s ısı değiştirici yüzey alanı, F şekil faktörü ve ΔT_{lm} ise logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır.

Bir gövde borulu ısı değiştiricisinin performansı ısı transfer etkinliğiyle “ ε ” aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{act}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\text{Gerçek ısı transfer miktarı}}{\text{Maksimum ısı transfer miktarı}} \quad (11)$$

Burada \dot{Q}_{act} sıcak ya da soğuk akışkandan aktarılan gerçek ısı transfer miktarını,

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \Delta T_{max} \quad (12)$$

$$\Delta T_{max} = T_{h,in} - T_{c,in} \quad (13)$$

\dot{Q}_{max} ısı değiştiricide elde edilebilecek en yüksek ısı transfer hızını, C_{min} soğuk ve sıcak akışkan ısı kapasitelerinden küçük olan ısı kapasitesini ve ΔT_{max} ısı değiştiricisinde en yüksek sıcaklık farkını ifade etmektedir.

TiO₂/H₂O nanoakışkanının termofiziksel özelliklerinin hesaplanması;

Nanoakışkan yoğunluğu [31];

$$\rho_{eff} = (1 - \varphi) \cdot \rho_f + \varphi \cdot \rho_p \quad (14)$$

Burada “ φ ” nanoakışkanın hacim oranını, ρ_f ve ρ_p sırası ile temel akışkan yoğunluğunu ve nanoparçacık yoğunluğunu ifade etmektedir.

Nanoakışkan dinamik viskozitesi [32];

$$\mu_{eff} = \mu_f (1 + 2,5\varphi + 4,698\varphi^2) \quad (15)$$

Nanoakışkan özgül ısı [33];

$$c_{p,eff} = \frac{\varphi \cdot (\rho \cdot c_p)_p + (1 - \varphi) \cdot (\rho \cdot c_p)_f}{(\rho_{eff})} \quad (16)$$

Nanoakışkan ısı iletim katsayısı [34];

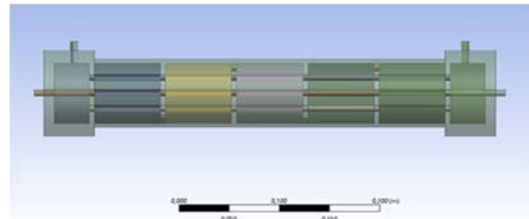
$$k_{eff} = k_f \left[1 + 4.4 (Re_p)^{0.4} (Pr_f)^{0.66} \left(\frac{T_{eff}}{T_{f(fr)}} \right)^{10} \left(\frac{k_p}{k_f} \right)^{0.03} (\varphi)^{0.66} \right] \quad (17)$$

Burada Re_p parçacık Reynolds sayısıdır [34];

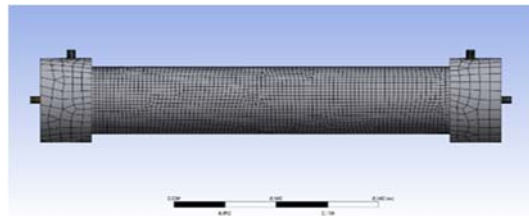
$$Re_p = \frac{2\rho_f k_b T_{eff}}{\pi(\mu_f)^2 d_p} \quad (18)$$

Burada k_b Boltzmann sabitini ve d_p nanoparçacık boyutunu göstermektedir.

ANSYS Fluent Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği programı kullanılarak oluşturulan sayısal model geometrisi Şekil 5’te ve geometriye ait ağ yapısı Şekil 6’da sunulmuştur.



Şekil 5. Sayısal model geometrisi



Şekil 6. Modelin ağ yapısı

Sayısal model analizinde kullanılan süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıda ifade edilmiştir. Bu çalışmada doğal konveksiyon etkileri ihmal edilmiştir.

Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0 \quad (19)$$

Momentum denklemleri;

r:

$$\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\phi}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \phi} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} - \frac{u_\phi^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{1}{r\rho} \frac{\partial(r\tau_{rr})}{\partial r} + \frac{1}{r\rho} \frac{\partial\tau_{r\phi}}{\partial \phi} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial\tau_{rz}}{\partial z} \quad (20)$$

ϕ :

$$\frac{\partial u_\phi}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\phi}{\partial r} + \frac{u_\phi}{r} \frac{\partial u_\phi}{\partial \phi} + u_z \frac{\partial u_\phi}{\partial z} + \frac{u_r u_\phi}{r} = -\frac{1}{r\rho} \frac{\partial P}{\partial \phi} + \frac{1}{r\rho} \frac{\partial\tau_{r\phi}}{\partial r} + \frac{1}{r^2\rho} \frac{\partial(r^2\tau_{r\phi})}{\partial \phi} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial\tau_{z\phi}}{\partial z} \quad (21)$$

z:

$$\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\phi}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \phi} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial\tau_{zz}}{\partial z} + \frac{1}{r\rho} \frac{\partial\tau_{\phi z}}{\partial \phi} + \frac{1}{r\rho} \frac{\partial r\tau_{rz}}{\partial r} \quad (22)$$

Enerji denklemi;

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(k \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{e}_{gen} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (23)$$

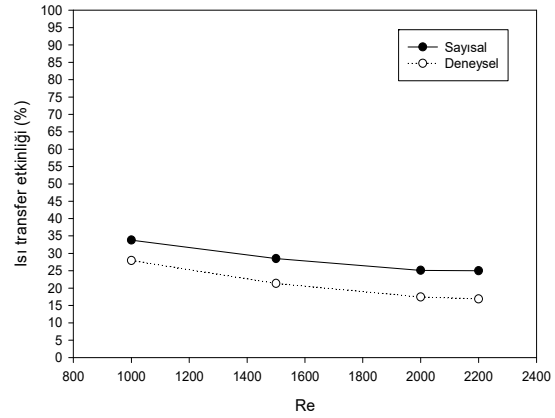
Sayısal modelin sınır şartları Çizelge 1'de sunulmuştur.

Çizelge 1. Sayısal model sınır şartları

	U(m/s)	V(m/s)	W(m/s)	T (K)
Sıcak akışkan Giriş	U=U _{giriş}	V=0	W=0	T=T _{sıcakgiriş}
Soğuk akışkan Giriş	U=0	V=V _{giriş}	W=0	T=T _{soğukgiriş}
Sıcak akışkan Çıkış	$\frac{\partial U}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial V}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial W}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial T}{\partial x} = 0$
Soğuk akışkan Çıkış	$\frac{\partial U}{\partial z} = 0$	$\frac{\partial V}{\partial z} = 0$	$\frac{\partial W}{\partial z} = 0$	$\frac{\partial T}{\partial z} = 0$
Gövde borusu	U=0	V=0	W=0	$\frac{\partial T}{\partial z} = 0$

3.1. Deneysel ve Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması

Sayısal modelin doğrulanması maksadıyla, deneysel çalışmada farklı Reynolds sayısı ve akışkan giriş sıcaklığına göre elde edilen ısı transfer etkinlik değerleri, sayısal çalışmada oluşturulan modelde karşılaştırılmıştır. Sayısal çalışma sonuçlarının, deneysel çalışma sonuçlarını Re=1000'de %6 hata ile ve Re=2200'de %8 hata ile başarılı bir şekilde modellediği tespit edilmiştir. Sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması Şekil 7'de sunulmuştur.

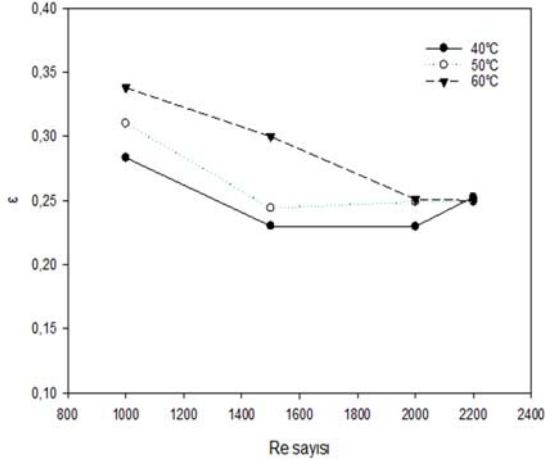


Şekil 7. Sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

4. BULGULAR VE TARTIŞMALAR

4.1. Re Sayısının Isı Transfer Etkinliğine Etkisi

Akış hızına bağlı olarak, boru tarafından akan sıcak suyun giriş sıcaklığı 40°C'de sabit tutulurken Re sayısı 1000, 1500, 2000 ve 2200 aralığında kademeli olarak artırılmıştır. Re sayısı 1000-2200 aralığında artarken ısı transfer etkinliğinin %3,07 değerinde azaldığı belirlenmiştir. Bu azalmanın giriş sıcaklığı 50°C'de sabit tutulduğunda %6,15 oranında, giriş sıcaklığı 60°C sabit tutulduğunda ise %8,87 değerinde gerçekleştiği tespit edilmiştir. Farklı Re sayılarında ısı değiştirici etkinliğinin farklı giriş sıcaklıkları için değişimi Şekil-8'de sunulmuştur.

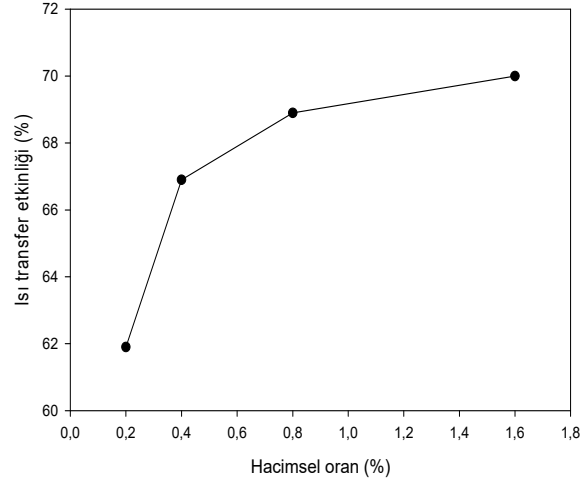


Şekil 8. Farklı Reynolds sayılarında ısı değiştirici etkinliğinin değişimi

Isı değiştirici etkinliğindeki bu azalmanın, sıcak akışkan boru uzunluğunun ve ısı transferi yüzey alanının sınırlı olmasından dolayı, boru iç yüzeyindeki hidrodinamik sınır tabakanın yeterince gelişmemesine ve ısıl sınır tabaka kalınlığının artmasından dolayı, sıcak akışkandan soğuk akışkana ısı transferinin sınırlı kalmasından kaynaklandığı değerlendirilmiştir. Bu sebeple; düşük Re sayılarında ($Re=1000, 1600$) farklı giriş sıcaklıklarında etkinlik değeri arasındaki fark daha belirginken, yüksek Re sayılarında ($Re=2000, 2200$) etkinlik değerlerindeki farkın azaldığı belirlenmiştir. Giriş sıcaklığı $40\text{ }^{\circ}\text{C}-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ aralığında arttırıldığında, $Re=1000$ değeri için ısı değiştirici etkinliği arasındaki fark %6 iken, $Re=2200$ değerinde bu fark %1'in altında düştüğü belirlenmiştir.

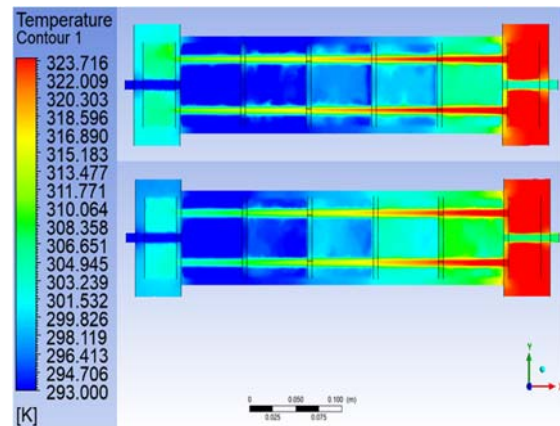
4.2. Nanoakışkan Hacimsel Konsantrasyonun Isı Transfer Etkinliğine Etkisi

Gövde borulu ısı değiştiricisinde gövde tarafında saf su sabit debide ve sabit giriş sıcaklığında ($T_{soğuk,giriş}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$); borularda ise $D_p=10\text{ nm}$ parçacık boyutlu nanoakışkan sabit debide ve sabit giriş sıcaklığında ($T_{sıcak,giriş}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$) modellenmiştir. Isı transfer etkinliğine nanoakışkan hacimsel oranlarının etkisi Şekil 9'da sunulmuştur.

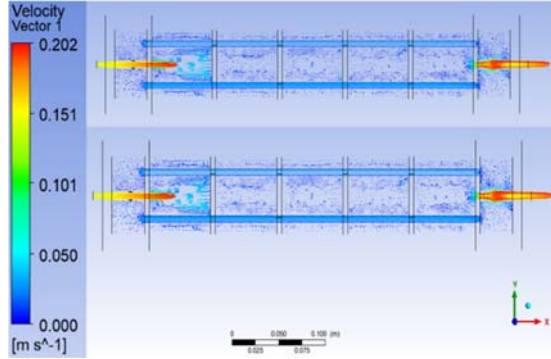


Şekil 9. Farklı nanoakışkan hacimsel oranlarında ısı değiştirici etkinliğinin değişimi

$\text{TiO}_2\text{-H}_2\text{O}$ nanoakışkan hacimsel konsantrasyonu %0,2-0,4 aralığında arttırıldığında ısı transfer etkinliğinde %5; %0,4-0,8 aralığında arttırıldığında %2; %0,8-1,6 aralığında arttırılması ise ısı transfer etkinliğinde %1 artış sağlamıştır. Hacimsel oran %0,2-1,6 aralığında arttırıldığında ısı transfer etkinliğindeki artış azalarak devam etmiştir ve toplamda %8 artış tespit edilmiştir. $\text{TiO}_2\text{-H}_2\text{O}$ nanoakışkanın hacimsel oran %0,2 ve %1,6 için sıcaklık konturları Şekil 10'da ve hız vektörleri Şekil 11'de sunulmuştur.



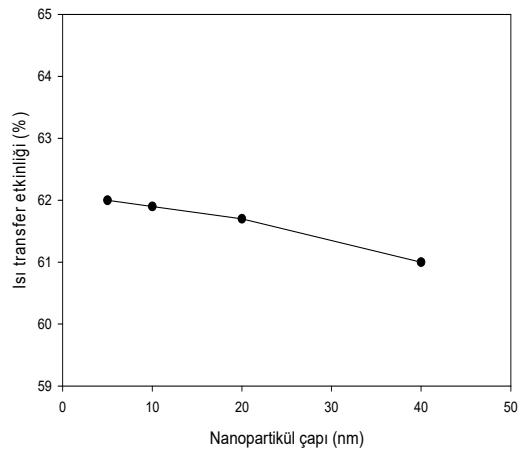
Şekil 10. Nanoakışkan hacimsel oranı %0,2 (üstteki) ve %1,6 için sıcaklık konturları



Şekil 11. Nanoakışkan hacimsel oranı %0,2 (üstteki) ve %1,6 için hız vektörleri

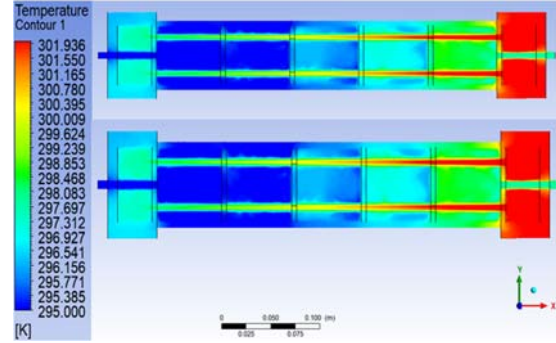
4.3. Nanoparçacık Boyutunun Isı Transfer Etkinliğine Etkisi

Nanoparçacık boyutunun ısı transfer etkinliğine olan etkisini incelemek için nanoakışkan hacimsel oranı %0,2'de sabit iken, nanoparçacık çapı $D_p=5-10$ nm aralığında arttırıldığında ısı transfer etkinliğinde %0,1; $D_p=10-20$ nm aralığında arttırıldığında %0,2; $D_p=20-40$ nm aralığında arttırıldığında ise ısı transfer etkinliğinde %0,7 azalma tespit edilmiştir. Nanoparçacık çapının $D_p=5-40$ nm aralığında arttırılırken ısı transfer etkinliğindeki azalma artarak devam etmiş ve toplamda %1 azalma tespit edilmiştir. Nanoparçacık boyutunun ısı transfer etkinliğine etkisi Şekil 12'de sunulmuştur.

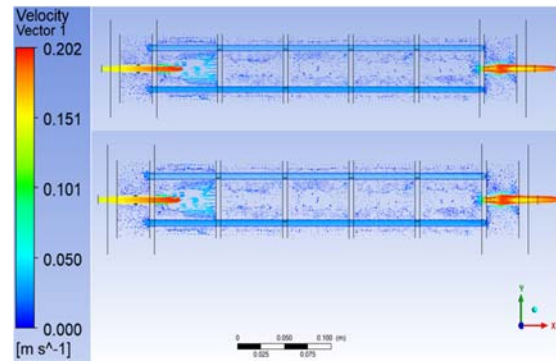


Şekil 12. Farklı nanoparçacık boyutlarında ısı değiştirici etkinliğinin değişimi

Nanoparçacık çapı $D_p=5$ nm ve $D_p=40$ nm için sıcaklık konturları Şekil 13'te ve hız vektörleri Şekil 14'te sunulmuştur.



Şekil 13. Nanoparçacık çapı $D_p=5$ nm (üstteki) ve $D_p=40$ nm için sıcaklık konturları



Şekil 14. Nanoparçacık çapı $D_p=5$ nm (üstteki) ve $D_p=40$ nm için hız vektörleri

5. SONUÇ

Bu çalışmada; gövde borulu bir ısı değiştiricisinde farklı parametrelerin ısı değiştiricisi etkinliğine etkisi sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Sonuç olarak;

1. Reynolds sayısının laminar akış şartlarında $Re=1000-2200$ aralığında kademeli olarak arttırıldığında ısı transfer etkinliğinin % 3,07 değerinde azaldığı belirlenmiştir. Bu azalmanın giriş sıcaklığı 50 °C'de sabit tutulduğunda % 6,15 oranında, giriş sıcaklığı 60 °C sabit tutulduğunda ise %8,87 değerinde gerçekleştiği tespit edilmiştir.

2. Akışkan giriş sıcaklığı $T_{sıcak,giriş}=50$ °C'de, 10 nm nanoparçacık boyutlu nanoakışkan sabit Reynolds sayısında ($Re=1000$) nanoakışkan hacimsel oranı $\varphi=0,2-1,6$ aralığında arttırıldığında ısı transfer etkinliğinde %8 artış tespit edilmiştir.
3. $T_{sıcak,giriş}=50$ °C'de giriş sıcaklığındaki nanoakışkan, %0,2 hacimsel oranında ve $Re=1000$ 'de nanoparçacık çapının $D_p=40-5$ nm aralığında azaltılması ısı transfer etkinliğinde %1 artış sağlamıştır.
4. Gelecekte bu alanda yapılacak çalışmalarda, gövde borulu ısı değiştiricilerinde farklı uygulamalara yönelik olarak metal ve metal oksit hibrit nanoparçacıkların farklı geometri ile ısı değiştiricilere uygulanmasına yönelik ısı transfer performansının incelendiği çalışmaların faydalı olacağı değerlendirilmiştir.

Kısaltmalar

HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
STHE	Gövde borulu ısı değiştiricisi
LMTD	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
CFD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
EG	Etilen glikol
ANN	Yapay sinir ağları
Pr	Prandtl sayısı
NTU	Transfer birim sayısı
D_p	Parçacık çapı

Alt simgeler

eff	efektif (nanoakışkan)
f	akışkan
p	parçacık
nf	nanoakışkan
fr	donma noktası
lm	logaritmik ortalama

6. KAYNAKLAR

1. Mohammadi, M.H., Abbasi, H.R., Yavarinasab, A., Pourrahmani, H., 2020. Thermal Optimization of Shell and Tube Heat Exchanger Using Porous Baffles. Applied Thermal Engineering, 170, 115005.
2. Slimene, M.B., Poncet, S., Bessrou, J., Kallel, F., 2022. Numerical Investigation of the Flow Dynamics and Heat Transfer in a Rectangular Shell-and-Tube Heat Exchanger. Case Studies in Thermal Engineering, 32, 101873.
3. Fares, M., Mohammad, A.M., Mohammed, A.S., 2020. Heat Transfer Analysis of a Shell and Tube Heat Exchanger Operated with Graphene Nanofluids. Case Studies in Thermal Engineering, 18, 100584.
4. Ozden, E., Tari, I., 2010. Shell Side CFD Analysis of a Small Shell-and-Tube Heat Exchanger. Energy Conversion and Management, 51(5), 1004-1014.
5. Said, Z., Rahman, S.M.A., Assad, M.E.H., Alami, A.H., 2019. Heat Transfer Enhancement and Life Cycle Analysis of a Shell-and-Tube Heat Exchanger using Stable CuO/Water Nanofluid. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 31, 306-317.
6. Safari, V., Abolghasemi, H., Darvishvand, L., Kamkari, B., 2021. Thermal Performance Investigation of Concentric and Eccentric Shell and Tube Heat Exchangers with Different Fin Configurations Containing Phase Change Material. Journal of Energy Storage, 37, 102458.
7. Xie, G.N., Wang, Q.W., Zeng, M., Luo, L.Q., 2007. Heat Transfer Analysis for Shell-and-Tube Heat Exchangers with Experimental Data by Artificial Neural Networks Approach. Applied Thermal Engineering, 27(5-6), 1096-1104.
8. Yu, C., Zhang, H., Zeng, M., Wang, R., Gao, B., 2020. Numerical Study on Turbulent Heat Transfer Performance of a New Compound Parallel Flow Shell and Tube Heat Exchanger with Longitudinal Vortex Generator. Applied Thermal Engineering, 164, 114449.
9. Bahiraei, M., Naseri, M., Monavari, A., 2022. Thermal-Hydraulic Performance of a Nanofluid in a Shell-and-Tube Heat Exchanger Equipped with New Trapezoidal Inclined Baffles: Nanoparticle Shape Effect. Powder Technology, 395, 348-359.
10. Arani, A.A.A., Moradi, R., 2019. Shell and Tube Heat Exchanger Optimization Using

- New Baffle and Tube Configuration. *Applied Thermal Engineering*, 157, 113736.
11. Wang, W., Shuai, Y., Li, B., Li, B., Lee, K.S., 2021. Enhanced Heat Transfer Performance for Multi-Tube Heat Exchangers with Various Tube Arrangements. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 168, 120905.
 12. Deng, S., Nie, C., Wei, G., Ye, W.B., 2019. Improving the Melting Performance of a Horizontal Shell-Tube Latent-Heat Thermal Energy Storage Unit using Local Enhanced Finned Tube. *Energy and Buildings*, 183, 161-173.
 13. Abbasi, H.R., Sedeh, E.S., Pourrahmani, H., Mohammadi, M.H., 2020. Shape Optimization of Segmental Porous Baffles for Enhanced Thermo-Hydraulic Performance of Shell-and-Tube Heat Exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 180, 115835.
 14. Nallusamy, S., 2017. Characterization of Al₂O₃/Water Nanofluid Through Shell and Tube Heat Exchangers over Parallel and Counter Flow. In *Journal of Nano Research*, 45, 155-163.
 15. Alazwari, M.A., Safaei, M.R., 2021. Combination Effect of Baffle Arrangement and Hybrid Nanofluid on Thermal Performance of a Shell and Tube Heat Exchanger Using 3-D Homogeneous Mixture Model. *Mathematics*, 9(8), 881.
 16. Barzegarian, R., Aloueyan, A., Yousefi, T., 2017. Thermal Performance Augmentation Using Water Based Al₂O₃-Gamma Nanofluid in a Horizontal Shell and Tube Heat Exchanger Under Forced Circulation. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 86, 52-59.
 17. Bahiraei, M., Naseri, M., Monavari, A., 2022. Thermal-Hydraulic Performance of a Nanofluid in a Shell-and-Tube Heat Exchanger Equipped with New Trapezoidal Inclined Baffles: Nanoparticle Shape Effect. *Powder Technology*, 395, 348-359.
 18. Amini, R., Amini, M., Jafarinia, A., Kashfi, M., 2018. Numerical Investigation on Effects of Using Segmented and Helical Tube Fins on Thermal Performance and Efficiency of a Shell and Tube Heat Exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 138, 750-760.
 19. Ullah, M.R., Ishtiaq, T.M., Mamun, M.A.H., 2019. Heat Transfer Enhancement in Shell and Tube Heat Exchanger by Using Al₂O₃/Water and TiO₂/Water Nanofluid. In *AIP Conference Proceedings*, 2121(1), 070018.
 20. Dharmalingam, R., Sivagnanaprabhu, K.K., Yogaraja, J., Gunasekaran, S., Mohan, R., 2015. Experimental Investigation of Heat Transfer Characteristics of Nanofluid Using Parallel Flow, Counter Flow and Shell and Tube Heat Exchanger. *Archive of Mechanical Engineering*, 62(4), 509-522.
 21. Sajadi, A.R., Kazemi, M.H., 2011. Investigation of Turbulent Convective Heat Transfer and Pressure Drop of TiO₂/Water Nanofluid in Circular Tube. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(10), 1474-1478.
 22. Das, S.K., Putra, N., Thiesen, P., Roetzel, W., 2003. Temperature Dependence of Thermal Conductivity Enhancement for Nanofluids. *J. Heat Transfer*, 125(4), 567-574.
 23. Kristiawan, B., Rifa'i, A.I., Enoki, K., Wijayanta, A.T., Miyazaki, T., 2020. Enhancing the Thermal Performance of TiO₂/Water Nanofluids Flowing in a Helical Microfin Tube. *Powder Technology*, 376, 254-262.
 24. Arani, A.A., Amani, J., 2013. Experimental Investigation of Diameter Effect on Heat Transfer Performance and Pressure Drop of TiO₂-Water Nanofluid. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 44, 520-533.
 25. Kulkarni, D.P., Das, D.K., Vajjha, R.S., 2009. Application of Nanofluids in Heating Buildings and Reducing Pollution. *Applied Energy*, 86(12), 2566-2573.
 26. Cruz, P.A.D., Yamat, E.J.E., Nuqui, J.P.E., Soriano, A.N., 2022. Computational Fluid Dynamics (CFD) Analysis of the Heat Transfer and Fluid Flow of Copper (II) Oxide-Water Nanofluid in a Shell and Tube Heat

- Exchanger. *Digital Chemical Engineering*, 3, 100014.
27. Zolfagharnasab, M.H., Pedram, M.Z., Hoseinzadeh, S., Vafai, K., 2022. Application of Porous-Embedded Shell and Tube Heat Exchangers for the Waste Heat Recovery Systems. *Applied Thermal Engineering*, 211, 118452.
 28. Safari, V., Kamkari, B., Abolghasemi, H., 2022. Investigation of the Effects of Shell Geometry and Tube Eccentricity on Thermal Energy Storage in Shell and Tube Heat Exchangers. *Journal of Energy Storage*, 52, 104978.
 29. Zhou, W., Mohammed, H.I., Chen, S., Luo, M., Wu, Y., 2022. Effects of Mechanical Vibration on the Heat Transfer Performance of Shell-and-Tube Latent Heat Thermal Storage Units During Charging Process. *Applied Thermal Engineering*, 216, 119133.
 30. Moya-Rico, J.D., Molina, A.E., Córcoles, J.I., Almendros-Ibáñez, J.A., 2022. Experimental Characterization of a Double Tube Heat Exchanger with Different Corrugated Tubes and Shells. *International Journal of Thermal Sciences*, 179, 107640.
 31. Ch, P.B., Cho, Y.I., 1998. Experimental Heat Transfer: A Journal of Thermal Energy Transport, Storage, and Conversion Hydrodynamic Generation and Heat Transfer Study of Dispersed Fluids with Sumicron Metallic Oxide. *Therm. Energy*, 11(2), 151-70.
 32. Batchelor, G.K., 1977. The Effect of Brownian Motion on the Bulk Stress in a Suspension of Spherical Particles. *Journal of Fluid Mechanics*, 83(1), 97-117.
 33. Wang, B.X., Zhou, L.P., Peng, X.F., 2006. Surface and Size Effects on the Specific Heat Capacity of Nanoparticles. *International Journal of Thermophysics*, 27, 139-151.
 34. Corcione, M., 2011. Empirical Correlating Equations for Predicting the Effective Thermal Conductivity and Dynamic Viscosity of Nanofluids. *Energy Conversion and Management*, 52(1), 789-793.

