



Helisel sarılmış ısı eşanjörünün deneysel ve sayısal analizi Experimental and numerical analysis of helical coiled heat exchanger

Mustafa Caner^{1,*} , Ertan Buyruk² 

^{1,2} Sivas Cumhuriyet Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 58140, Sivas, Türkiye

Öz

Bu çalışmada, helisel ısı eşanjörlerinin ısı transferi karakteristikleri sürekli şartlarda araştırılmıştır. Deneylerde soğuk suyun eşanjöre giriş sıcaklığı 20 °C, sıcak su sıcaklığı ise 50 °C olarak belirlenmiştir. Soğuk suyun debisi 2 – 3 – 4 ve 5 L/dk olarak ayarlanmıştır. Soğuk suyun eşanjörden çıkış sıcaklığı ölçülmüş ve iç taraf Nu sayısı hesaplanmıştır. Sayısal çalışma için eşanjörün üç boyutlu modeli oluşturulmuştur. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği paket programı (Fluent 18.2) kullanılarak eşanjördeki ısı özelliklerinin ve hız konturlarının belirlenmesi için sayısal analiz gerçekleştirilmiştir. İç taraf Nu sayısı ve soğuk suyun eşanjörden çıkış sıcaklığı deneysel çalışmada elde edilen verilerle karşılaştırılmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği sonuçlarının deneysel bulgularla uyumlu olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Helisel ısı eşanjörü, Nu sayısı, Isı transferi, HAD

1 Giriş

Farklı sıcaklıklara sahip ve katı bir sınır tarafından ayrılmış iki akışkan arasındaki ısı transferi, pek çok mühendislik uygulamasında gerçekleştirilmektedir. Isı transferi sürecini gerçekleştirmek için ısı değiştiriciler kullanılmaktadır. Çeşitli uygulamalar için çeşitli türde ısı değiştiriciler geliştirilmiştir. Bu uygulamalar arasında buhar enerji santralleri, kimyasal işleme tesisleri, bina ısıtma ve iklimlendirme sistemleri ile soğutma üniteleri yer almaktadır. Helisel ısı eşanjörleri, mühendislik alanlarında kullanılan bir ısı değiştirici tipidir ve enerji santralleri, nükleer reaktörler, soğutma ve iklimlendirme sistemleri, ısı geri kazanım sistemleri, kimyasal işleme ve gıda endüstrileri gibi alanlarda tercih edilmektedir [1-3]. Bu eşanjörler, yüksek ısı transfer performansları, basit yapıları ve ekonomik üretim maliyetleri nedeniyle ön plana çıkmaktadır [4-7].

Literatürde, helisel ısı eşanjörlerinde ısı transferinin düz borulardakine kıyasla daha yüksek olduğu yaygın olarak raporlanmıştır. Merkezkaç kuvveti etkisiyle meydana gelen ikincil akış, helisel sarılmış borulardaki ısı transferini artırmak için önemli bir yeteneğe sahiptir [8-9]. Son yıllarda helisel sarılmış borularda eğrilik etkisi ve merkezkaç kuvveti tarafından üretilen ikincil akış hareketinin etkilerini araştırmak için bir dizi teorik ve sayısal çalışma sunulmuştur.

Abstract

In this study, heat transfer characteristics of helical heat exchangers were investigated under steady state conditions. In the experiments, the inlet temperature of the cold water into the heat exchanger was set as 20 °C and the hot water temperature was set as 50 °C. The flow rates of cold water were set as 2 - 3 - 4 and 5 l/min. The outlet temperature of the cold water from the heat exchanger was measured and the inside Nu number was calculated. For numerical study a three dimensional model of the heat exchanger was designed. Numerical analysis was carried out to determine the thermal properties and velocity contours in the heat exchanger using a computational fluid dynamics software program package (Fluent 18.2). The inside Nu number and the outlet temperature of the water from the heat exchanger were compared with the data recorded in the experimental study. The computational fluid dynamics results were obtained to be in agreement with the experimental results.

Keywords: Helical coiled heat exchanger, Nu number, Heat transfer, CFD

Neshat vd. [10] Helisel sarılmış ısı değiştiricilerin dış yüzeyinde meydana gelen doğal konveksiyonu incelemek için deneysel ve sayısal araştırma yapmıştır. Deneysel çalışmada iki farklı eğrilik oranına sahip toplam dört helisel ısı değiştirici kullanılmıştır. Her bir ısı değiştirici, tanka hem yatay hem de dikey olarak yerleştirilmiştir. Sayısal çalışmada ise üç farklı boru çapı, üç farklı sarmal çapı, üç farklı hatve ve iki tur sayısı değişken parametre olmak üzere oluşturulan 54 ısı değiştirici incelenmiştir. Sonuçlar L / d (toplam boru uzunluğu / boru çapı) > 90.546 olduğu durumda dikey yerleştirilmiş ısı değiştiricinin yataya göre daha yararlı olduğunu göstermektedir. Ayrıca ısı değiştirici uzunluğunun artması ile Nusselt sayısı da artmıştır. Amori [11] gerçekleştirdiği deneysel çalışmada soğuk suya batırılmış helisel borulardan oluşan ısı değiştiricilerin ısı ve hidrolik özelliklerini incelemiştir. İnceleme kapsamında, dikey tek borulu helisel ısı değiştirici ve paralel bağlantılı üç dikey helisel sarmaldan oluşan iki farklı ısı değiştirici tipi test edilmiştir. Üçlü ısı değiştirici, tek borulu helisel yapıya kıyasla belirgin bir şekilde daha yüksek ısı transfer performansı sergilemiştir. Bu sonuçlar, daha küçük boyutlu ısı değiştiricilerinin kullanılabilir potansiyelini göstermiştir. Aynı zamanda, üçlü ısı değiştiricideki basınç düşüşü, tek borulu yapıya göre oldukça düşük seviyede gerçekleşmiştir. Pawar ve Sunnapwar [12] sürekli koşullarda

* Sorumlu yazar / Corresponding author, e-posta / e-mail: mustafacaner@cumhuriyet.edu.tr (M. Caner)
Geliş / Received: 20.07.2023 Kabul / Accepted: 23.08.2023 Yayınlanma / Published: 15.10.2023
doi: 10.28948/ngumuh.1330247

konveksiyon yoluyla ısı transferini deneysel olarak araştırmak amacıyla suya yerleştirilmiş helisel ısı değiştiricileri kullanmıştır. Araştırma kapsamında, farklı geometrik özelliklere sahip üç adet ısı değiştirici kullanılmıştır. Deneyler sırasında, tank içerisindeki su 60 °C sabit sıcaklıkta tutulmuş ve helisel borular içinden soğuk su akışı sağlanmıştır. Toplamda 10 farklı soğuk su debisi için 3 farklı ısı değiştiricisinde 30 ayrı test gerçekleştirilmiştir. Jayakumar vd. [13] tarafından dikey yerleştirilmiş helisel ısı değiştiriciler için sarmal çapı, hatve ve boru çapı gibi değişen parametreler için hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonları gerçekleştirilmiş ve bunların ısı transferi üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Bu parametrelerin etkisi belirlendikten sonra, Nusselt sayısının tahmini için korelasyonlar geliştirilmiştir. Diğer bir uygulamada ise [14] sabit ısı akışı uygulanan helisel sarılmış ısı eşanjörlerinin dış yüzeylerinden meydana gelen zorlanmış konveksiyon deneysel olarak incelenmiştir. 7.086 ile 16.142 arasında değişen D / d_o (sargı çapının borunun dış çapına oranı) ve 1.81 ile 3.205 arasında değişen P / d_o (hatvenin borunun dış çapına oranı) oranlarına sahip ısı eşanjörleri kullanılmıştır. Sonuçlar, bu parametrelerin (D / d_o ve P / d_o) ortalama ısı transfer katsayısı üzerinde önemli etkilere sahip olduğunu göstermiştir. Zheng vd. [3] çukurlu helisel sarılmış mini borularda meydana gelen ısı transferi ve akış yapısı sayısal olarak incelemiştir. Boru çapının sarmal çapına oranının, çukur yoğunluğunun ve çukur boyutunun etkileri incelenmiştir. Çukurlu durumun, pürüzsüz durumdan daha yüksek bir Nusselt sayısına sahip olduğu elde edilmiştir. Ayrıca, çukurlar nedeniyle duvar sıcaklığı değerinde büyük bir azalma görülmüştür. Zhang vd. [15] küresel oluklu helisel sarılmış borudaki ısı transferi ve basınç düşüşünü üç boyutlu bir sayısal simülasyon ile incelemiştir. Helisel sarılmış ısı eşanjörlerinde küresel oluklu çeşitli geometrik parametreler, ısı transferini arttırmak için incelenmiştir. Helisel sarılmış oluklu borunun toplam ısı transfer performansının, aynı koşulda pürüzsüz sarmal borununkinden daha iyi olduğu sonucuna varılmıştır. Prabhanjan vd. [16] helisel sarılmış boruların suya yerleştirildiği durumda doğal konveksiyonla gerçekleşen ısı transferini deneysel olarak araştırmışlardır. Dış Nu sayısı farklı karakteristik uzunluklar kullanılarak Ra sayısı ile ilişkilendirilmiştir. Geliştirilen modeller, helisel sarılmış bir ısı değiştiriciden geçen akışkanın giriş sıcaklığı, tankdaki suyun sıcaklığı, eşanjör boyutları ve akışkanın debisi gibi belirtilen koşullar altında çıkış sıcaklığını tahmin etmek amacıyla bir tahmin modeli geliştirmek için kullanılmıştır. Fernández-Seara vd. [17] bir sıvı depolama tankı içine yerleştirilmiş helisel sarılmış bir ısı eşanjöründe ısı transferi ve basınç düşüşünü tahmin etmek için sayısal bir model geliştirmiştir. Kurulan sistemde iç ve dış akışkan olarak su kullanılmıştır. Isı eşanjörünün dış yüzeyi için sınır koşulu olarak doğal konveksiyon seçilmiştir. Geliştirilen model, temsili geometrik parametrenin toplam ısı transfer katsayısı ve basınç düşüşü üzerindeki etkisini değerlendirmek için kullanılmıştır.

Literatür incelendiğinde helisel sarılmış ısı eşanjörlerinde ısı transferini inceleyen ve yabancı dilde yayınlanmış çalışmalar olduğu görülmektedir, ancak

konuyla ilgili Türkçe çalışmaların sınırlı olduğu belirlenmiştir. Bu çalışmanın önemli bir boşluğu doldurarak ulusal literatüre katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

Bu çalışmada, helisel sarılmış ısı değiştiricilerinde ısı transferinin deneysel ve sayısal olarak incelenmesi hedeflenmiştir. Bu hedef doğrultusunda öncelikle deney düzeneği tasarlanıp kurulmuştur. Elde edilen deneysel bulgular, önceden gerçekleştirilmiş çalışmaların sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Helisel ısı değiştiricilerde ısı özellikleri karakterize etmek amacıyla hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizi gerçekleştirilmiştir. HAD sonuçları deneysel bulgular ile karşılaştırılmış ve grafikler halinde sunulmuştur.

2 Deneysel yöntem

Helisel sarılmış ısı eşanjörlerinde ısı transferini araştırmak amacıyla deney sistemi kurulmuştur. Tablo 1'de çalışmada kullanılan helisel borulu ısı eşanjörünün boyutları görülmektedir.

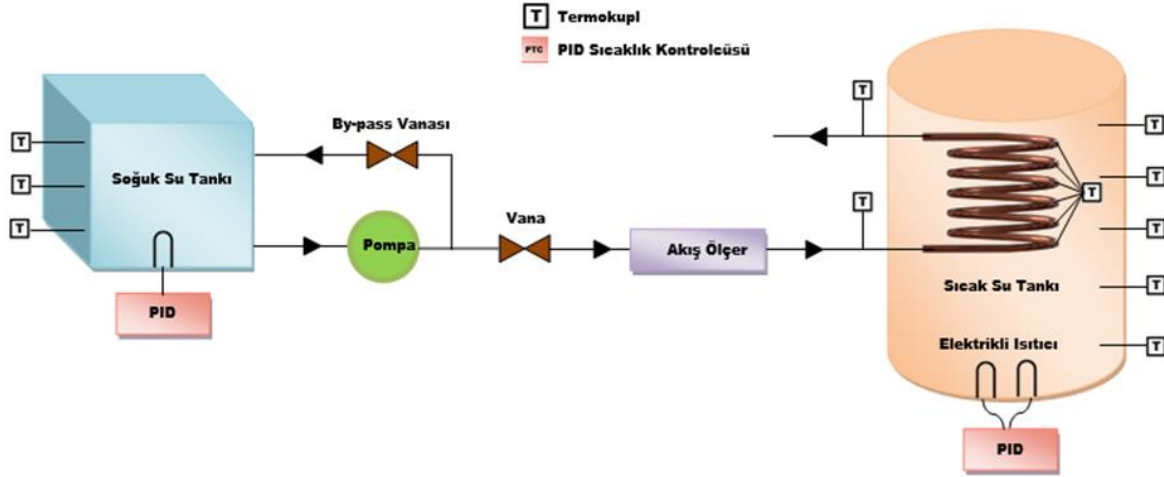
Tablo 1. Çalışmada kullanılan eşanjörün boyutları

Parametre	Değer (mm)
Borunun dış çapı	16
Borunun iç çapı	14
Et kalınlığı	1
Hatve	25
Sarım çapı	170

Sıcak su 35 cm çapında 80 cm yüksekliğinde bir tankta depolanmıştır. Helisel borulara gönderilecek soğuk suyu depolamak için ise 45 x 45 x 50 cm boyutlarında tank kullanılmıştır. Her iki tankta 2 mm kalınlığında galvanizli çelikten üretilmiştir. Isı kaybını azaltmak için tanklar 10 cm kalınlığında cam yünü ile yalıtılmıştır.

Deneylerin sürekli şartlarda gerçekleştirilmesi planlanmıştır. Bu nedenle tankta bulunan su sıcaklıklarının zamanla değişmemesi gerekmektedir. Sıcak su tankındaki suyu belirlenen deney sıcaklığına ısıtmak ve deneyler sırasında sıcaklığını sabit tutmak için tankın alt kısmına toplam gücü 7.5 kW olan iki adet elektrikli ısıtıcı yerleştirilmiştir. Isıtıcıların kontrolü daha önce farklı bir çalışmada [18] kullanılan ve detayları verilen PID sıcaklık kontrolcüsü ile sağlanmıştır. Böylece tanktaki suyun sıcaklığı test sıcaklığında sabit tutulmuştur. Soğuk su tankındaki suyun sıcaklığını test sıcaklığına ısıtmak için tankın içine 3.75 kW gücünde elektrikli ısıtıcı yerleştirilmiştir. Bu tanktaki suyun sıcaklığını ayarlamak için benzer şekilde PID sıcaklık kontrolcüsü kullanılmıştır. Kurulan deney düzeneğinin şematik görüntüsü Şekil 1'de görülmektedir.

Soğuk suyun ısı eşanjörüne giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçebilmek için daldırma tip termokupllar kullanılmıştır. Eşanjörün duvar sıcaklığını ölçebilmek için borunun dış yüzeyine yüzey tip termokupllar yerleştirilmiştir. Bu termokuplların sıcak sudan etkilenmesini engellemek amacıyla termokuplların üzeri yalıtılmıştır. Sıcak su tankındaki sıcaklık dağılımını belirleyebilmek için tankta 15'er cm aralıklarla beş adet termokupl yerleştirilmiştir. Soğuk su tankına ise 10'er cm aralıklarla üç adet termokupl yerleştirilmiştir.



Şekil 1. Deney düzeneğinin şematik görünümü

Isı eşanjöründe suyun dolaşımı frekans konvertörlü bir sirkülasyon pompası ile sağlanmıştır. Eşanjöre giren suyun debisi vana yardımıyla ayarlanmış ve akış ölçer ile ölçülmüştür.

Deney parametreleri Tablo 2’de özetlenmiştir. Veri toplama işlemi için sistemin rejime gelmesi beklenmiştir. Sürekli koşullar gerçekleştikten sonra veriler 15 s aralıklarla kayıt edilmiştir. Hesaplamalarda kayıt edilen son 12 verinin ortalaması kullanılmıştır. Deneysel sonuçların doğruluğunu kontrol etmek için tüm deneyler ikinci kez tekrarlanmıştır.

Tablo 2. Deney parametreleri

Deney Parametresi	Değer
Sıcak su sıcaklığı (°C)	50
Soğuk su sıcaklığı (°C)	20
Soğuk su debisi (L/dk)	2 – 3 – 4 – 5

Boru içinden akan suyun termofiziksel özellikleri (ρ , c_p , μ , k) sabit kabul edilmiştir ve akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalamasında alınmıştır. Soğuk suya ısı geçişi Denklem (1) kullanılarak belirlenmiştir.

$$\dot{Q} = \rho \dot{V} c_p (T_o - T_i) \quad (1)$$

Bu denklemde T_o soğuk suyun borudan çıkış sıcaklığını, T_i ise soğuk suyun boruya giriş sıcaklığını ifade etmektedir. İç taraftaki ısı taşınım katsayısı Denklem (2) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$h_i = \frac{\dot{Q}}{A_i \Delta T_i} \quad (2)$$

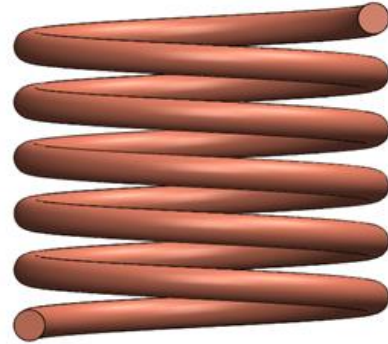
ΔT_i akışkanın ortalama sıcaklığı ile borunun iç yüzeyinin ortalama sıcaklığı arasındaki farkı ifade etmektedir. İç yüzey sıcaklığı sürekli şartlarda enerji dengesinden hesaplanmıştır.

İç tarafta Nu sayısı ise Denklem (3) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$Nu_i = \frac{h_i d_i}{k} \quad (3)$$

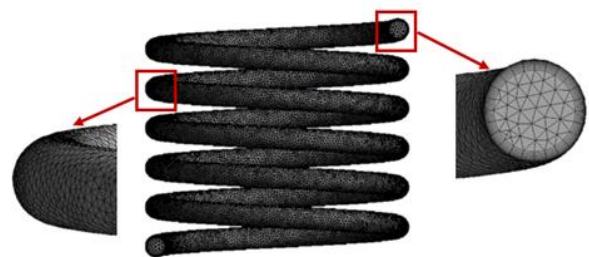
3 Sayısal analiz

Helisel sarılmış ısı eşanjörlerinde hız konturlarını ve sıcaklık dağılımlarını incelemek amacıyla sayısal analiz gerçekleştirilmiştir. Analizler için deneysel çalışmada kullanılan ısı eşanjörü üç boyutlu olarak modellenmiştir. Şekil 2’de ısı eşanjörünün üç boyutlu modeli görülmektedir.



Şekil 2. Helisel sarılmış ısı eşanjörü modeli

Sayısal analizler hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) paket programı (ANSYS Fluent 18.2) [19] kullanılarak farklı Re sayıları için gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan ağ yapısı 460594 düğüm noktası ve 1087605 hücreden meydana gelmektedir. Analizlerde kullanılan ağın yapısı Şekil 3’de görülmektedir.



Şekil 3. Helisel sarılmış ısı eşanjörü modeli

Deneylerde kullanılan bakır borunun et kalınlığı 1 mm'dir. Et kalınlığı düşük olduğu için sayısal çalışmada duvarda ağ oluşturulmasına gerek duyulmayan cidar iletim (shell conduction) modeli kullanılmıştır. Böylece ağ sayısı ve hesaplama süresi azaltılarak; sıcak sudaki doğal taşınım, boru duvarından iletim ve boru içinde zorlanmış taşınım modellenmiştir.

Akışkanın boruya giriş hızları, boruya giriş sıcaklığı, deneysel olarak elde edilen sıcak su sıcaklıkları ve dış taraftaki ısı taşınım katsayıları sınır koşulları olarak tanımlanmıştır. 4 L/dk debisinde kullanılan sınır koşulları örnek olarak Tablo 3'de gösterilmiştir.

Tablo 3. 4 L/dk debisinde kullanılan sınır koşulları

Sınır Koşulu	Değer
Giriş hızı (m/s)	0.4331
Soğuk suyun eşanjöre giriş sıcaklığı (°C)	20
Ort. Sıcak su sıcaklığı (°C)	50.5
Dış taraftaki ısı transfer katsayısı (W/m ² K)	1023

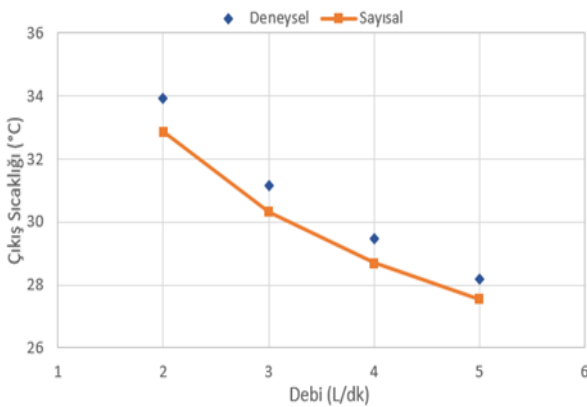
Süreklilik ve momentum denklemlerinde basınç ve hız alanlarını ilişkilendirmek üzere SIMPLE algoritması ve taşınım terimlerini ele almak için ikinci dereceden upwind şeması kullanılmıştır. Yakınsama kriteri, süreklilik ve x, y ve hız bileşenleri için 10⁻⁵, enerji denklemi için ise 10⁻⁶ olarak belirlenmiştir. Ayrıca ikincil akış nedeniyle meydana gelen karmaşık akış yapısını daha iyi çözümlmek adına k-ε türbülans modeli kullanılmıştır.

4 Bulgular

Deneysel çalışma sonucunda akışkanın eşanjörden çıkış sıcaklığı ölçülmüştür. Ayrıca kayıt edilen veriler kullanarak iç tarafta Nu sayısı hesaplanmıştır. Sayısal analiz sonucunda ise akışkanın çıkış sıcaklığı, hız konturları ve sıcaklıklar konturları elde edilmiştir.

4.1 Çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması

Deneyler sırasında soğuk suyun eşanjör çıkışındaki sıcaklığı daldırma tip termokupl ile ölçülmüştür. HAD analizinde ise çıkış kesitinde alan ağırlıklı ortalama sıcaklık değeri belirlenmiştir. Elde edilen deneysel ve sayısal çalışma sonuçlarına göre debinin artması ile çıkış sıcaklığı azaltmıştır. Deneysel ve sayısal verilerin karşılaştırılması Şekil 4'te sunulmuştur.

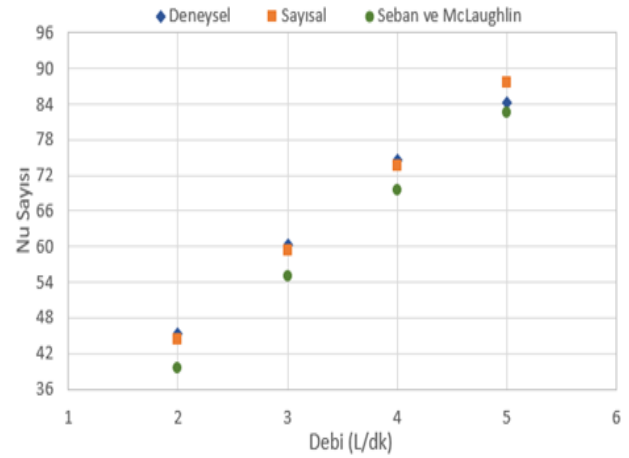


Şekil 4. Deneysel ve sayısal çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması

Deneysel ve sayısal çalışmalar arasındaki en yüksek fark %3.23 olarak hesaplanmıştır. Sayısal analiz sonuçlarının deneysel sonuçlara oldukça yakın olduğu görülmektedir.

4.2 Nu sayısının karşılaştırılması

Deneysel çalışma sırasında ölçülen veriler kullanılarak farklı debiler için iç Nu sayıları hesaplanmıştır. Sayısal çalışmaya ait Nu sayılarını hesaplamak için gerekli veriler HAD analizi sonuçlarından alınmıştır. Şekil 5'te deneysel olarak, sayısal olarak ve literatürden yararlanılarak [20] hesaplanan Nu sayılarının karşılaştırılması görülmektedir. Şekil incelendiğinde sonuçların uyumlu olduğu görülmektedir. Debi arttıkça beklenildiği gibi Nu sayısı da artmıştır.



Şekil 5. Nu sayılarının karşılaştırılması

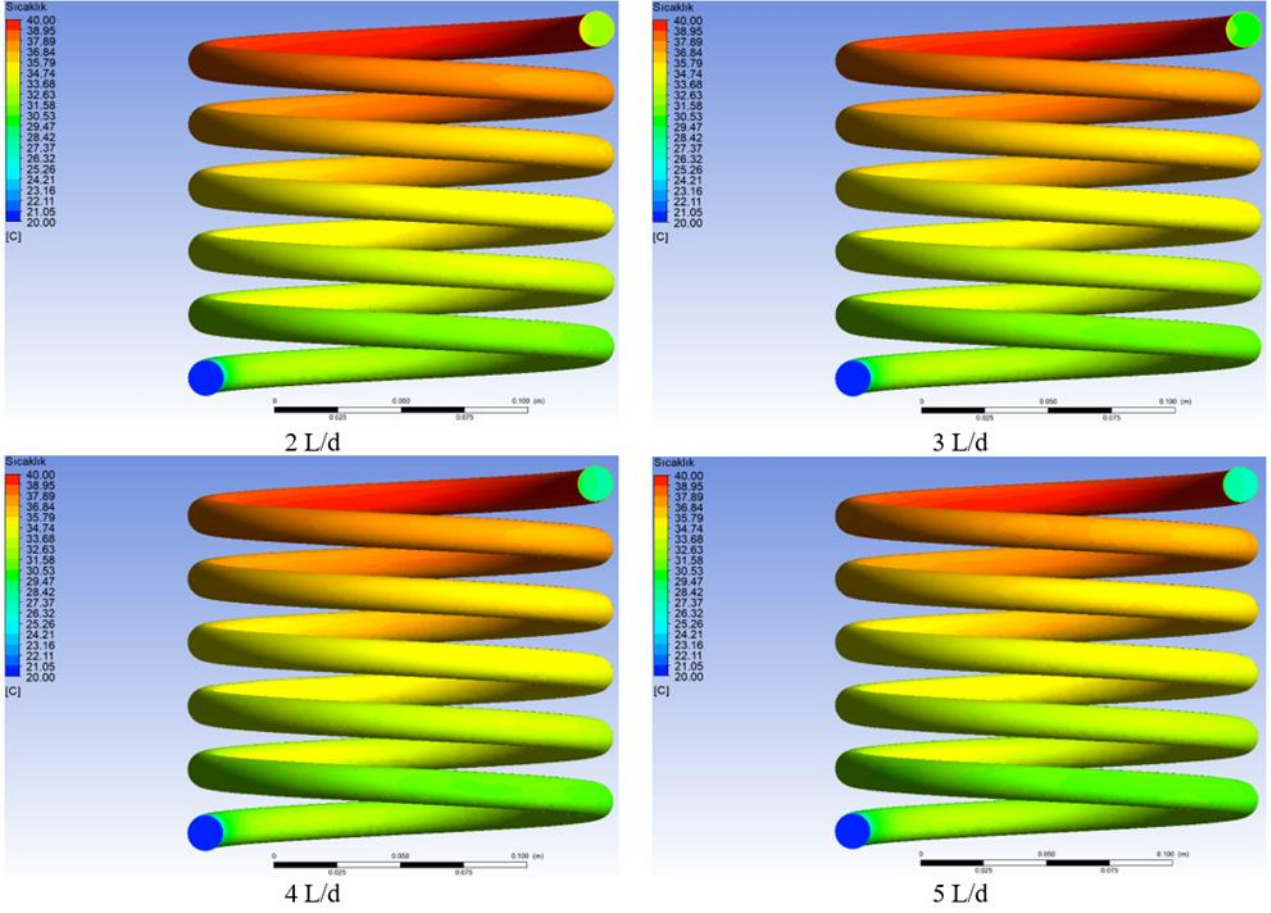
4.3 Sayısal analiz sonuçları

Şekil 6'da farklı debilerde boru duvarındaki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Isı değiştirici girişinde suyun sıcaklığı 20 °C olarak belirlenmiştir. Isı değiştiricinin çevresindeki suyun sıcaklığı ise 50 ±0.5 °C'dir. Sıcak sudan soğuk suya ısı transferi sonucunda boru içindeki su boru boyunca ısınır ve boru duvar sıcaklığı artar.

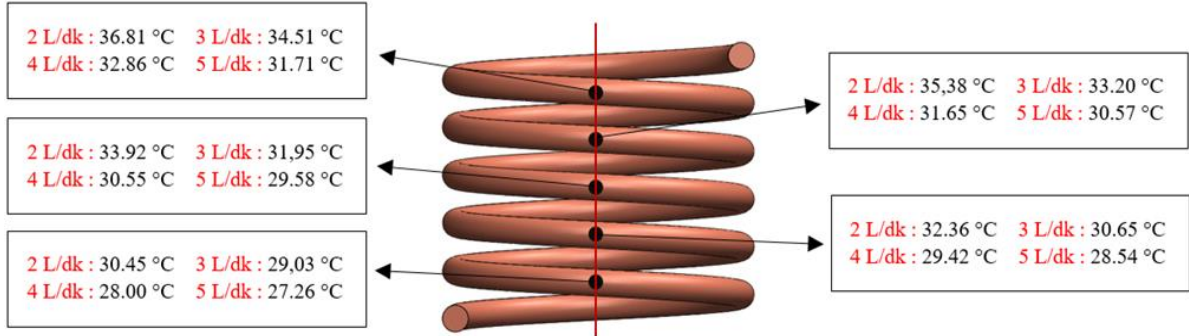
Sıcaklık değerleri birbirine yakın olduğu için sayısal değerlerdeki farklılıklar Şekil 6'da net olarak görülememektedir. Farklılıkları net olarak ortaya koyabilmek adına eşanjör yüzeyinde bir doğru çizilerek her bir turda bu doğru üzerinde yer alan noktaların koordinatları belirlenmiştir. Farklı debilerde bu koordinatlara ait sıcaklık değerleri Fluent'ten alınmıştır. Şekil 7'de eşanjör yüzeyinde belirlenen noktalar ve farklı debilerde bu noktalara ait sıcaklık değerleri görülmektedir. Beklenildiği gibi debi arttıkça belirlenen noktaların sıcaklık değerleri azalmıştır.

Şekil 8'de 2 L/dk debisinde elde edilen sıcaklık konturları verilmiştir. Sıcaklık konturları incelendiğinde helisin iç kısmında sıcaklığın daha yüksek dış kısmında ise daha düşük olduğu görülmektedir. Girişte suyun sıcaklığı 20 °C iken her bir turda suyun sıcaklığı artmış ve en yüksek su sıcaklığı 38.63 °C olarak elde edilmiştir.

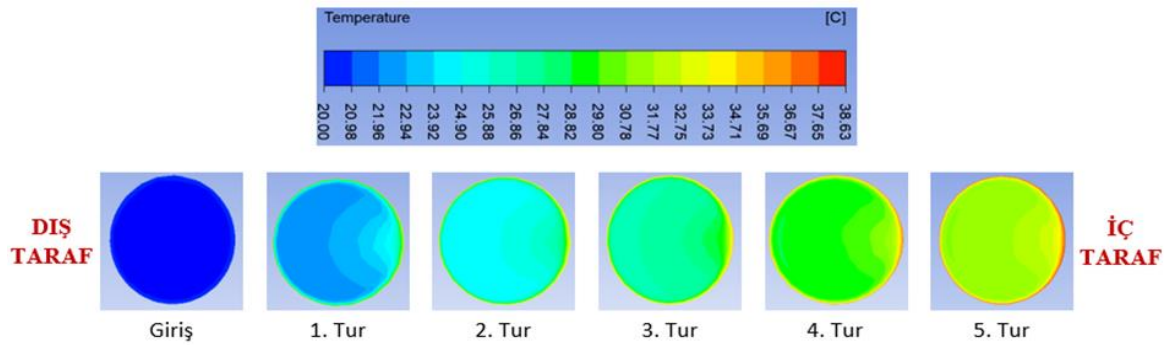
Şekil 9'da farklı debiler için eşanjörün son turunda elde edilen hız konturları görülmektedir. Hız konturlarına göre helisin dış tarafında akışkan hızı iç tarafa göre daha yüksektir.



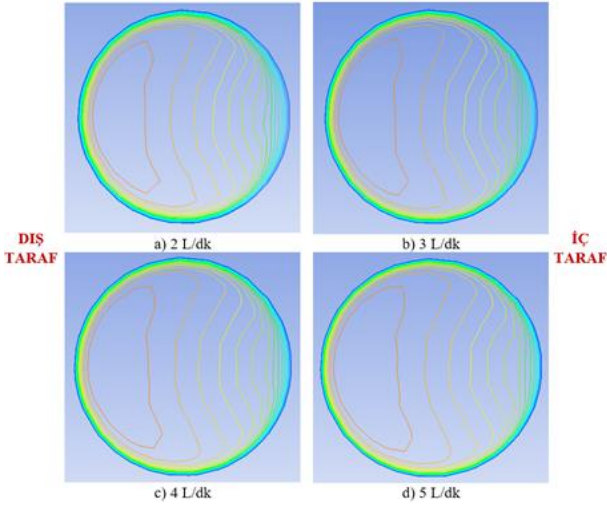
Şekil 6. Farklı debilerde yüzey sıcaklıkları



Şekil 7. Belirlenen noktaların sıcaklık değerlerinin farklı debilerde karşılaştırılması

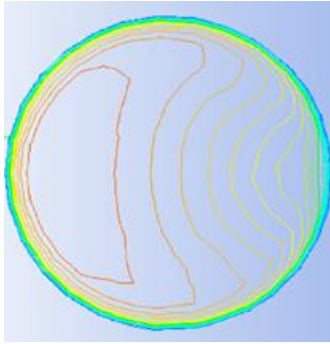


Şekil 8. 2 L/dk debisinde sıcaklık konturları



Şekil 9. Farklı debilerde son turdaki hız konturları

Pawar ve Sunnapwar [21] tarafından helisel eşanjörlerde elde edilen hız konturu Şekil 10'da sunulmuştur. Şekil 9 ve Şekil 10 birlikte incelendiğinde sonuçların görsel olarak uyumlu olduğu görülmektedir.



Şekil 10. Önceki çalışmada elde edilen hız konturu

5 Sonuçlar

Helisel sarılmış ısı eşanjörlerinde ısı transferi özelliklerinin elde edilebilmesi amacıyla deneysel ve sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir. Öncelikle deneysel, sayısal ve literatürden yararlanılarak hesaplanan iç taraf Nu sayıları karşılaştırılmıştır. Daha sonra suyun eşanjörden çıkış sıcaklıklarının deneysel ve sayısal değerleri incelenmiştir. Sonuçların uyumlu olduğu görüldükten sonra HAD analiz çıktıları olarak sıcaklık konturları ve hız konturları incelenmiştir. Bu çalışmadan helisel ısı eşanjörleri ile ilgili olarak elde edilen bazı sonuçlar aşağıda vurgulanmıştır:

1. Eşanjörde dolaşan suyun debisinin artırılması beklenildiği gibi Nu sayısını artırmıştır.
2. Eşanjörde dolaşan suyun debisinin artmasıyla birlikte suyun eşanjörden çıkış sıcaklığı düşmüştür.
3. Suyun eşanjörden çıkış sıcaklıkları için deneysel ve sayısal sonuçlar arasındaki fark en fazla %3.23 olarak hesaplanmıştır. Bu değer sonuçların uyumlu olduğunu göstermektedir.
4. Suyun hızı helisin dış tarafında iç tarafa göre daha fazladır. Dış tarafta meydana gelen yüksek hızlı akış

nedeniyle ısı transferinin daha yüksek olduğu yorumu yapılabilir

5. Sıcaklık konturları incelendiğinde sıcaklığın helisin iç kısmında daha yüksek olduğu görülmektedir.

Simgeler

\dot{Q}	Isı transferi [kW]
ρ	Yoğunluk [kg/m^3]
\dot{V}	Hacimsel debi [m^3/s]
c_p	Özgül ısı [kJ/kgK]
T	Sıcaklık [$^{\circ}\text{C}$]
h	Isı taşınım katsayısı [$\text{W/m}^2\text{K}$]
Nu	Nusselt sayısı
A	Alan [m^2]
d	Boru çapı [m]
k	Isı iletim katsayısı [W/mK]

Teşekkür

Bu çalışma, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (CÜBAP) tarafından M-2022-828 proje numarası ile desteklenmiştir.

Çıkar çatışması

Yazarlar çıkar çatışması olmadığını beyan etmektedir.

Benzerlik oranı (iThenticate): % 14

Kaynaklar

- [1] M. E. Ali, Laminar natural convection from constant heat flux helical coiled tubes. International Journal of Heat and Mass Transfer, 41 (14), 2175–2182, 1998. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(97\)00322-0](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(97)00322-0).
- [2] S. Vashisth, V. Kumar and K. D. P. Nigam, A Review on the Potential Applications of Curved Geometries in Process Industry. Industrial & Engineering Chemistry Research, 47 (10), 3291–3337, 2008. <https://doi.org/10.1021/ie701760h>.
- [3] L. Zheng, Y. Xie and D. Zhang, Numerical investigation on heat transfer and flow characteristics in helically coiled mini-tubes equipped with dimples. International Journal of Heat and Mass Transfer, 126, 544–570, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.111>.
- [4] R. C. Xin, A. Awwad, Z. F. Dong, M. A. Ebadian and H. M. Soliman, An investigation and comparative study of the pressure drop in air-water two-phase flow in vertical helicoidal pipes. International Journal of Heat and Mass Transfer, 39 (4), 735–743, 1996. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(95\)00164-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(95)00164-6).
- [5] M. Kahani, S. Z. Heris and S. M. Mousavi, Experimental investigation of TiO_2 /water nanofluid laminar forced convective heat transfer through helical coiled tube. Heat Mass Transfer, 50 (11), 1563–1573, 2014. <https://doi.org/10.1007/s00231-014-1367-4>
- [6] H. S. Dizaji, S. Jafarmadar and M. Hashemian, The effect of flow, thermodynamic and geometrical characteristics on exergy loss in shell and coiled tube heat exchangers. Energy, 91, 678–684, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.08.084>

- [7] E. Izadpanah, A. Zarei, S. Akhavan and M. B. Rabiee, An experimental investigation of natural convection heat transfer from a helically coiled heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 93, 38–46, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.06.008>
- [8] M. Wang, M. Zheng, R. Wang, L. Tian, C. Ye, Y. Chen and H. Gu, Experimental studies on local and average heat transfer characteristics in helical pipes with single phase flow. *Annals of Nuclear Energy*, 123, 78–85, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.anucene.2018.09.017>.
- [9] B. K. Hardik, P. K. Baburajan and S. V. Prabhu, Local heat transfer coefficient in helical coils with single phase flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 89, 522–538, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.05.069>.
- [10] E. Neshat, S. Hossainpour and F. Bahirae, Experimental and numerical study on unsteady natural convection heat transfer in helically coiled tube heat exchangers. *Heat Mass Transfer*, 50 (6), 877–885, 2014. <https://doi.org/10.1007/s00231-014-1299-z>.
- [11] K. E. Amori, Thermal and hydraulic characteristics of a novel helical coiled tube used as a heat exchanger. *Arab J Sci Eng*, 39 (5), 4179–4186, 2014. <https://doi.org/10.1007/s13369-014-1034-6>.
- [12] S. S. Pawar and V. K. Sunnapwar, Studies on convective heat transfer through helical coils. *Heat Mass Transfer*, 49 (12), 1741–1754, 2013. <https://doi.org/10.1007/s00231-013-1210-3>.
- [13] J. S. Jayakumar, S. M. Mahajani, J. C. Mandal, K. N. Iyer and P. K. Vijayan, CFD analysis of single-phase flows inside helically coiled tubes. *Computers & Chemical Engineering*, 34 (4), 430–446, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2009.11.008>.
- [14] M. Moawed, Experimental study of forced convection from helical coiled tubes with different parameters. *Energy Conversion and Management*, 52 (2), 1150–1156, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.09.009>.
- [15] C. Zhang, D. Wang, S. Xiang, Y. Han and X. Peng, Numerical investigation of heat transfer and pressure drop in helically coiled tube with spherical corrugation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 13, 332–341, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.05.108>.
- [16] D. G. Prabhanjan, T. J. Rennie and G. S. V. Raghavan, Natural convection heat transfer from helical coiled tubes. *International Journal of Thermal Sciences*, 43 (4), 359–365, 2004. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2003.08.005>.
- [17] J. Fernández-Seara, C. Piñeiro-Pontevedra and J. A. Dopazo, On the performance of a vertical helical coil heat exchanger. Numerical model and experimental validation. *Applied Thermal Engineering*, 62 (2), 680–689, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.09.054>.
- [18] Ö. Karabey ve A. Akkuş, Sürünme Test Cihazı Tasarımı ve İmalatı. *Bitlis Eren Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 11 (1), 369–376, 2022. <https://doi.org/10.17798/bitlisfen.1030964>.
- [19] ANSYS, ANSYS Fluent 18.2. ANSYS Inc., 2016.
- [20] R.A. Seban and E.F. McLaughlin, Heat transfer in tube coils with laminar and turbulent flow. *Int J Heat Mass Tran.*, 6, 387–395, 1963. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(63\)90100-5](https://doi.org/10.1016/0017-9310(63)90100-5).
- [21] S. S. Pawar and V. K. Sunnapwar, Experimental and CFD investigation of convective heat transfer in helically coiled tube heat exchanger. *Chemical Engineering Research and Design*, 92 (11), 2294–2312, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.cherd.2014.01.016>.

