



Kahramanmaraş Sutcu Imam University

Journal of Engineering Sciences



Geliş Tarihi : 13.09.2022
Kabul Tarihi : 17.10.2022

Received Date : 13.09.2022
Accepted Date : 17.10.2022

HELİSEL KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE HAVA TARAFI ISI TRANSFERİ VE BASINÇ DÜŞÜMÜNÜN SAYISAL ANALİZİ

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE AIR-SIDE HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP WITH HELICAL FINNED-TUBE HEAT EXCHANGERS

Murat GÖRELİ (ORCID: 0000-0003-0261-8579)
*İ. Gökhan AKSOY** (ORCID: 0000-0002-8798-5847)

İnönü Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Malatya, Türkiye

*Sorumlu Yazar / Corresponding Author: İ. Gökhan AKSOY, gokhan.aksoy@inonu.edu.tr

ÖZET

Bu çalışmada helisel kanatlı borulu bir ısı değiştiricisinin Ansys-Fluent hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) paket programında sayısal çözümü yapılmıştır. Sayısal çözümlemede akışkan giriş sıcaklığı ve boru dış yüzey sıcaklığı sabit tanımlanmış, akışkan olarak da dış ortam havası kullanılmıştır. Analizlerde kanat yüksekliği, boru çapı, kanat kalınlığı ve kanat adımı değiştirilerek 5000-20000 Re sayısı aralığında hesaplanan giriş hızlarıyla, elde edilen çıkış sıcaklıkları ve basınç düşümüne göre Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü incelenmiştir. Değişken parametrelerden boru çapı ve kanat adımının artması ısı transfer etkisini artırırken, kanat yüksekliğinin ve kanat kalınlığının artması ise ısı transfer etkisinin azalttığı görülmüştür. Ayrıca, kanat kalınlığı ve kanat adımının artması sürtünme etkisini artırırken, boru çapı ve kanat yüksekliğinin artması ise sürtünme etkisinin azaldığı görülmüştür. Sayısal analizin doğrulaması literatürdeki deneysel sonuçlar ile karşılaştırılarak yapılmış ve sonuçlar arasında iyi bir uyum olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Helisel kanat, ısı değiştiricisi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği

ABSTRACT

In this study, numerical analysis of a helical finned tube heat exchanger was performed in the Ansys-Fluent computational fluid dynamics (CFD) package program. In the numerical analysis, fluid inlet temperature and pipe outer surface temperature was defined as constant and surrounding air was used as a fluid. In the analysis, Nusselt number and friction factor were investigated according to the inlet velocities calculated in the range of 5000-20000 Re number, obtained outlet temperatures and pressure drop by changing the fin height, pipe diameter, fin thickness and fin pitch. It has been seen that increasing the pipe diameter, fin pitch increases the heat transfer, besides increasing the fin height and fin thickness decreases the heat transfer. In addition, it has been observed the fin thickness and fin pitch increases the friction factor, besides increasing the pipe diameter and fin height decreases friction factor. The verification of numerical results was done by compared the experimental results in the literature and a good agreement was observed between results.

Keywords: Helical fin, heat exchanger, computational fluid dynamics

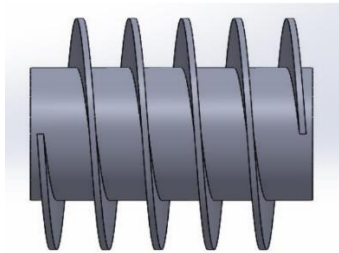
GİRİŞ

Isı değiştiricileri farklı sıcaklıklarda olan akışkanları katı bir cidar boyunca birbirinden ayrılıp aralarında ısı geçişi sağlayan sistemlerdir. Günümüzde yaygın olarak kanatlı borulu ısı değiştiricileri kullanılmaktadır. Çapraz akışlı ısı değiştiricileri şeklinde de ifade edilen bu ısı değiştiricilerinde, sıvı akışkan boru içerisinden geçerken, gaz akışkan ise kanatlı boru yüzeyden geçmektedir. Kanat geometrisi, kanat yüksekliği, kanat kalınlığı, kanat adımı ve boru sıra sayısı gibi birçok parametre ısı performansını etkilemektedir. Bu parametreleri dikkate alan deneysel ve sayısal çalışma literatürde mevcuttur. L ayaklı spiral kanatlı-borulu ısı değiştiricisinin hava tarafı ısı taşınım katsayısı, Nusselt sayısı, Colburn ve sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi deneysel olarak incelemiştir. Ayrıca, Colburn ve sürtünme faktörünü veren bağıntılar elde edilmiştir (Kırtepe, 2014). Farklı Reynolds sayılarında spiral kanatlı borulu ısı değiştiricisi deneysel olarak yapılan çalışmada Colburn faktörü ve sürtünme faktörü incelenmiştir (Pongsoi et al., 2012b). 3500-13000 Reynolds sayılarında L ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştiricisinin hava tarafındaki performansı deney olarak incelemiştir (Pongsoi et al., 2012a). Spiral kanatlı borulu ısı değiştiricisinin hava giriş hızı, suyun kütledebisi, suyun giriş sıcaklığı ve kanat hatvesi değiştirilerek deneysel olarak optimum kanat hatvesi belirlenmeye çalışılmıştır (Pongsoi et al., 2012c). Farklı Reynolds sayılarında L ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştiricisi kanat adımının değiştirilmesini ısı transfer performansına ve sürtünme karakteristiğine etkisi deneysel olarak incelemiştir (Pongsoi et al., 2013). Plaka tipli ısı değiştiricisinde kanatların levha yüzeyine yerleştirilmesiyle Fluent programıyla ısı geçiş etkisi incelenmiştir (Karabulut, 2011). Kanatlı boru tipi ısı değiştiricisi sayısal modellemesi yapılarak performans bakımından uygun kanat geometri tespiti yapılmıştır (Çorak, 2010). İç içe çift borulu ısı değiştiricisine yerleştirilmiş çeşitli kanat yapısını Fluent programıyla ısı geçiş etkisini sayısal olarak incelemiştir (Kayataş, 2003). Kaydırılmış sıra ile düzgün sıralı dizilişe sahip dairesel kanatlı boru demetlerinin kanat arası mesafe değişimiyle Fluent programıyla ısı transferi ve basınç düşümü etkisi incelenmiştir (Mon and Gross, 2004). Düz kanatlı borulu ısı değiştiricisinde farklı kanat geometrileri kullanarak Fluent programıyla basınç düşümü ve ısı geçişi sayısal olarak incelemiştir (Erek et al., 2005). Kanatlı borulu ısı değiştiricisinde kanat açıları değiştirilerek basınç düşümü ve ısı geçişi Fluent programıyla sayısal olarak incelemiştir (Şahin et al., 2007). Helisel sarıllı kanatlı borulu ısı değiştiricisinin havanın giriş sıcaklığı sabit tutularak suyun giriş sıcaklığı, kütledebisi ve havanın debisini değiştirerek ısı geçiş etkisi deneysel olarak incelenmiştir (Srisawad and Wongwises, 2009). Çalışmada kullanılan farklı boru demetleri olan spiral kanatlı boru demetlerinde ısı geçiş ve basınç düşümü deneysel olarak incelenmiştir (Naess, 2010). Spiral kanatlı borulu ısı değiştiricisinde kanat adımı ve kanat malzemesinin hava tarafına olan ısı performansını deneysel olarak incelenmiştir (Pongsoi et al., 2011).

Bu çalışmada, helisel kanatlı borulu bir çapraz akışlı ısı değiştiricisinin ısı ve akış performansı sayısal olarak incelenmiştir. Değişken parametre olarak kanat yüksekliği, boru çapı, kanat kalınlığı ve kanat adımı dikkate alınarak, 5000-20000 Re sayısı aralığında Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar literatürdeki deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

DEĞİŞKEN PARAMETRELER

Şekil 1’de akış ortamında helisel kanatlı boru gösterilmiştir. Şekil 2’de ise akış ortamında helisel kanat boru demetinin perspektif görünümü verilmiştir. Boru demeti kaydırılmış olarak düzenlenmiş olup, akış yönünde 4 sıradan oluşmaktadır. Sayısal hesaplamalarda boru yüzey sıcaklığı sabit alınarak sadece boru demetindeki dışarıda olan hava akışı dikkate alınmıştır.



Şekil 1. Helisel Kanatlı Boru



Şekil 2. Helisel Kanatlı Boru Demeti

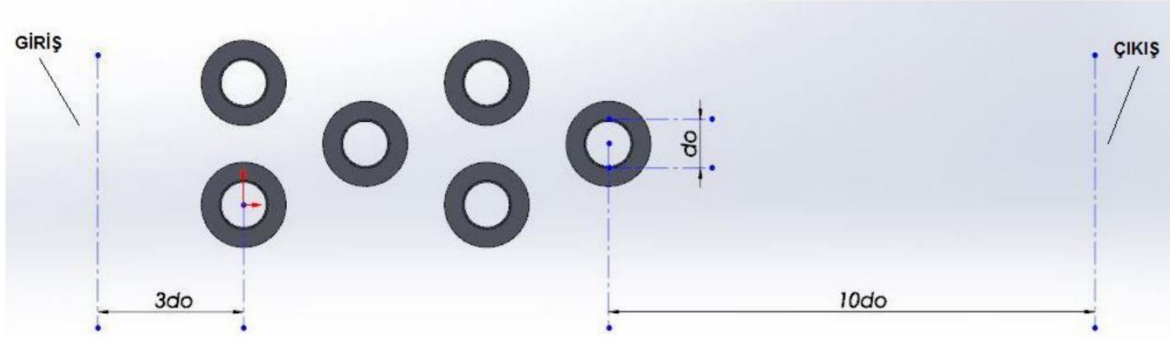
Sayısal hesaplamada dikkate alınan kanat adımı, kanat yüksekliği, kanat kalınlığı ve boru çapı Tablo 1’de verilmiştir.

Tablo 1. Geometri için Belirlenen Parametreler

| Değişken Parametreler | | | |
|-----------------------|----------|------------|------------|
| f_p (mm) | h (mm) | f_i (mm) | d_o (mm) |
| 2,5 | 5 | 0,4 | 21,0 |
| 4,5 | 10 | 1,0 | 26,9 |
| 8,0 | 16 | 1,2 | 34,0 |

SAYISAL MODELLEME

Sayısal çalışmada Ansys-Fluent programı kullanılarak üç boyutlu analiz yapılmıştır. Şekil 3'te görüldüğü gibi hava girişi $3d_o$, çıkış ise $10d_o$ mesafeden tanımlanmıştır. Yakınsama kriterleri için programdaki varsayılan değerler dikkate alınmıştır. Parametrelere bağlı olarak yapılan analizler yaklaşık 5-6 saat sürmüştür.



Şekil 3. Sayısal Modellemede Hava Giriş ve Çıkışı

Isı ve Akış Denklemleri

Üç boyutlu akış modelinde hava akımı için kullanılan süreklilik ile Navier-Stokes denklemi aşağıdaki gibi verilebilir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\tau_{ij} - \overline{\rho u'_i u'_j}) \quad (2)$$

Viskoz kayma gerilmesi:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (3)$$

Akış boyunca entalpi ve kinetik enerjinin hesaplaması için kullanılan Reynolds ortalamalı enerji denklemi:

$$\frac{\partial(\rho h_{total})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i h_{total})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{\rho u'_j h} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(u_i (\tau_{ij} - \overline{\rho u'_i u'_j}) \right) \quad (4)$$

burada h_{total} ile k sırasıyla,

$$h_{total} = h + \frac{1}{2} u^2 + k, \quad k = \frac{1}{2} \overline{u_i^2}$$

ifadeleri ile tanımlanır.

Türbülans Model

Bu tür çalışmalarda genel olarak iki farklı türbülans modeli kullanılmaktadır. Bunlar RNG (Renormalization Group) k-ε türbülans modeli ile SST (Shear Stress Transport) k-ε türbülans modelleridir. Yaptığımız çalışmada RNG k-ε türbülans modelinden elde edilen sonuçlar deneysel verilere daha yakın çıktığından bu türbülans modeli seçilmiştir.

Termofiziksel Özellikler

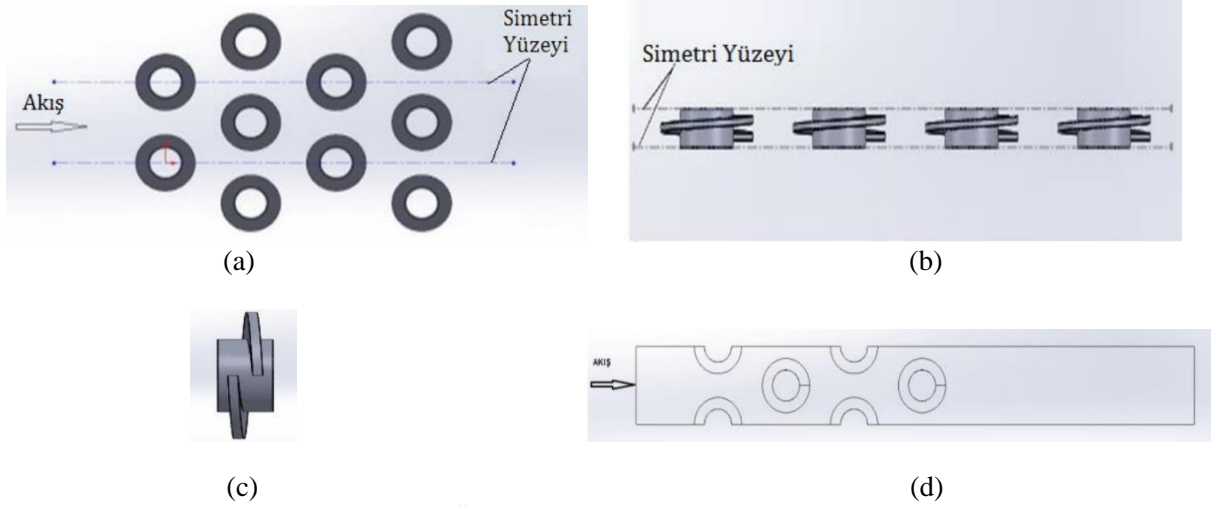
Yapılan çalışmalarda akışkan olarak hava kullanılmıştır. Havanın özelliklerini belirlemek için Tablo 2’de sıcaklığa bağlı verilen özellikler kullanılmış ve ara sıcaklık değerleri için Excel’de hazırlanan interpolasyon formülüyle gerekli özellikler alınmıştır.

Tablo 2. Havanın Özellikleri (Çengel, 2015)

| T(°C) | ρ [kg/m ³] | c_p [kJ/kg.K] | k[W/m.K] | μ [k/m.s]x10 ⁵ |
|-------|-----------------------------|-----------------|----------|-------------------------------|
| 15 | 1,225 | 1007 | 0,02476 | 1,802 |
| 20 | 1,204 | 1007 | 0,02514 | 1,825 |
| 25 | 1,184 | 1007 | 0,02551 | 1,849 |
| 30 | 1,164 | 1007 | 0,02588 | 1,872 |
| 35 | 1,145 | 1007 | 0,02625 | 1,895 |

Sınır Şartları

Akışkan için hız girişi, çıkış için basınç çıkış sınır şartı tanımlanmıştır. Çıkış basıncı olarak atmosfer basıncı alınmıştır. Boru yüzey sıcaklığı sabit olarak kabul edilmiş olup 373 K olarak alınmış, havanın giriş sıcaklığı 293 K olarak tanımlanmıştır. Bu çalışmaya benzer durumlarda da sabit yüzey sıcaklıkları tanımlanmıştır. Kanat yüzeyi ise iletim-taşınım sınır şartı (via System Coupling) seçilmiştir. Analiz süresi kısaltmak için Şekil 4(a-b)’de gösterildiği gibi simetri yüzeyleri tanımlanarak simetri sınır koşulu seçilmiştir. Simetri yüzeyi Şekil 4(c)’de verildiği gibi tek kanat adımı (360°) olacak şekilde çizilmiş ve tasarıma uygun HAD modeli Şekil 4(d)’de gösterilmiştir.



Şekil 4. HAD Modelinin Simetri Durumu (a) Üstten Görünüş (b) Yandan Görünüş (c) Tek Kanat Formu (d) HAD Modeli

Hesaplama Yöntemi

Reynolds sayısı maksimum akış hızı dikkate alınarak,

$$Re = \frac{\rho u_{max} d_o}{\mu} \quad (5)$$

ifadesinden bulunur. Burada, u_{max} minimum akış alanındaki akışkan hızı, d_o boru dış çapı, ρ ve μ ise akışkanın ortalama sıcaklıktaki yoğunluğu ve dinamik viskozitesidir.

Toplam ısı transferi, logaritmik ortalama sıcaklık farkı ve toplam ısı transfer katsayısı sırasıyla,

$$Q_{top} = \dot{m} c_p (T_{c2} - T_{c1}), \quad \Delta T_{ln} = \frac{(T_w - T_{c1}) - (T_w - T_{c2})}{\ln\left(\frac{T_w - T_{c1}}{T_w - T_{c2}}\right)}, \quad U = \frac{Q_{top}}{A_{top} \Delta T_{ln}} \quad (6)$$

ifade edilir. Burada, \dot{m} akışkanın kütleli debisi, c_p akışkanın özgül ısısı, T_{c1} ve T_{c2} sırasıyla akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları, T_w boru yüzey sıcaklığı, A_{top} toplam ısı transfer yüzey alanıdır.

Toplam yüzey verimi,

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_f) \quad (7)$$

ifade edilir. Burada, A_f toplam kanat yüzey alanı, A_o toplam ısı transfer alanı, η_f kanat verimidir. Kanat verimi ifadesi (Çengel, 2015) kaynaktan referans alınmıştır.

Toplam ısı direnci,

$$\frac{1}{UA_o} = \frac{1}{h_i A_i} + R_t + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} \quad (8)$$

ifade edilir. Burada eşitliğin sağındaki ilk terim boru içi akışkanın ısı taşınım direnci, ikinci terim borunun ısı iletim direnci ve son terim ise borunun dışındaki kanatlı yüzeyin ısı taşınım direncidir. Boru dış yüzeyi sabit sıcaklık kabul edildiğinden, boru içi ısı taşınım direnci ve borunun ısı iletim direnci ihmal edilebilir. Bu durumda toplam ısı direnci,

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\eta_o h_o} \quad (9)$$

denklemleri ile ifade edilir.

Nusselt sayısı Denklem 10'da ifade edilmiştir.

$$Nu = \frac{h_o d_o}{k_{hava}} \quad (10)$$

burada, k_{hava} havanın ısı iletim katsayısıdır.

Akışkan ve boru arasındaki etkileşime bağlı olarak bir borudaki akışkanın basınç kaybını temsil eden f sürtünme faktörü Denklem 11'de verilmiştir (Pongsoi et al., 2012c).

$$f = \frac{A_{min} \rho}{A_o} \left[\frac{2\Delta P}{G_C^2} \right] \quad ve \quad G_C = \frac{\dot{m}}{A_{min}} \quad (11)$$

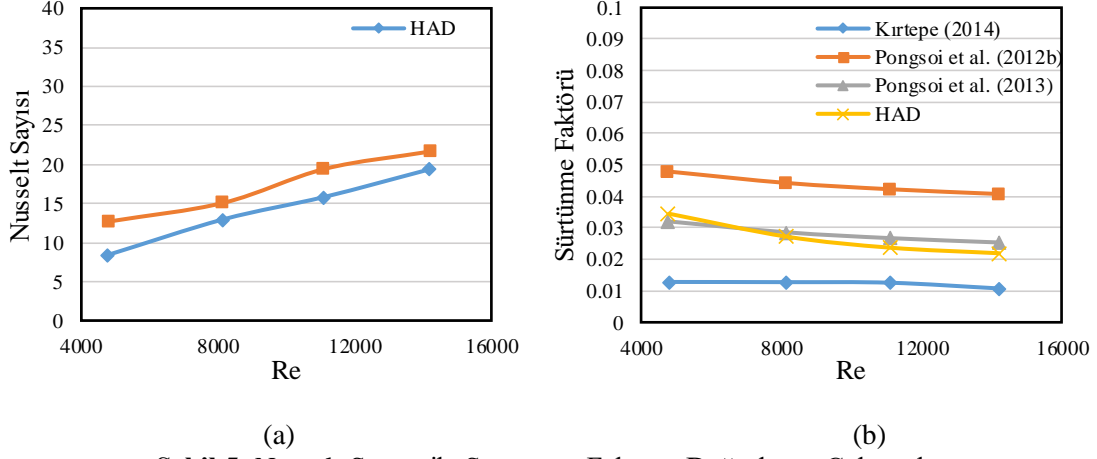
burada, A_{min} minimum akış alanı, A_o toplam yüzey alanı, G_C kütle akısı, ΔP basınç düşümü ve \dot{m} kütleli debidir.

Sayısal analizlerde geometrik parametrelere bağlı olarak 5000 ile 20000 aralığındaki Re sayılarında ısı taşınım katsayısı ve sürtünme faktörü hesaplanmıştır. Sayısal analizlerde akışkanın giriş hızı Re sayısından maksimum hız çekilerek kütleli korunumu denkleminde hesaplanmıştır. Isı taşınım katsayısı hesabında ise, sayısal analiz sonucu elde edilen akışkanın çıkış sıcaklığı ve kütleli debisi okunmuştur. Akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları dikkate alınarak ortalama akışkan sıcaklığı hesaplanmış ve bu değere göre akışkanın termodinamik özellikleri Tablo 2' den interpolasyon ile bulunmuştur. Denklem 6'da verilen formüller kullanılarak, toplam ısı transferi, logaritmik ortalama sıcaklık farkı ve toplam ısı transfer katsayısı hesaplanmıştır. Kanat verimi (η_f) hesaplanarak, Denklem 7' den toplam yüzey verimi (η_o) ve Denklem 9'dan ise hava tarafı ısı taşınım katsayısı (h_o) hesaplanmıştır. Son işlem olarak Denklem 10 kullanılarak Nu sayısı bulunmuştur. Sürtünme faktörü ise sayısal analizden bulunan basınç düşümü (ΔP) kullanılarak Denklem 11'de verilen bağıntı ile hesaplanmıştır.

TARTIŞMA

Doğrulama Çalışması

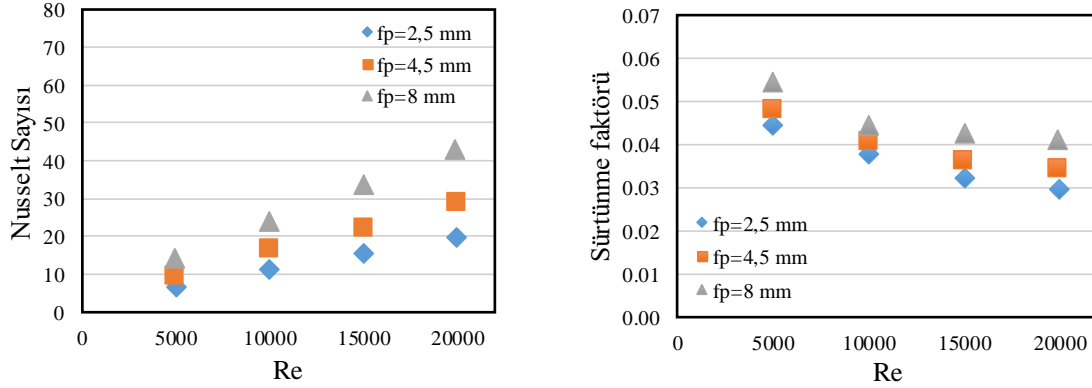
Helisel kanatlı boru demetleri için elde edilen sayısal sonuçlar doğrulama çalışması amacıyla Şekil 5 (a-b)' de gösterildiği gibi literatürdeki deneysel çalışmalar ile karşılaştırılmıştır. Re sayısının ortalama 14200 değerinde sayısal analizde hesaplanan Nusselt sayısı deneysel sonuca (Kırtepe, 2014) %10' luk bir hata miktarı ile yaklaşmıştır. Sürtünme katsayısı ise deneysel sonuca (Pongsoi et al., 2013) %13' lük bir hata miktarı ile yakınsamış, ayrıca diğer deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçların arasında olduğu görülmüştür.



Şekil 5. Nusselt Sayısı ile Sürtünme Faktörü Doğrulama Çalışmaları

Kanat Adımının Etkisi (f_p)

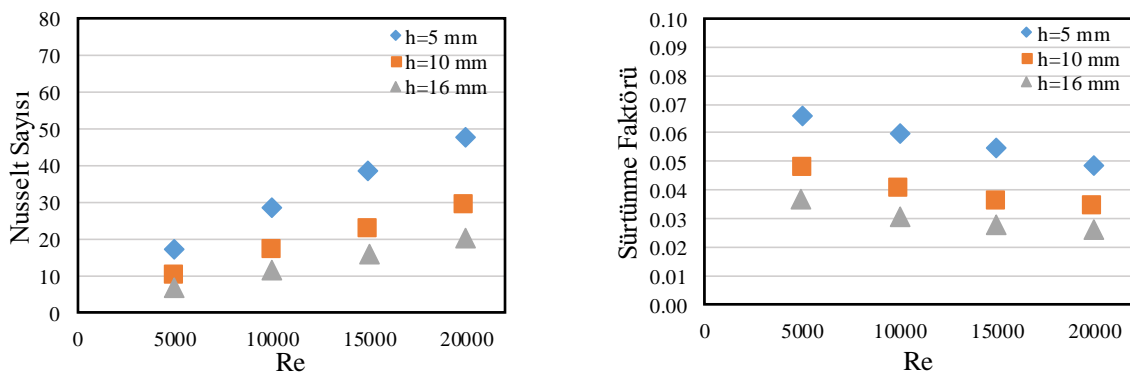
Şekil 6'da üç farklı kanat adımı için Re sayısına bağlı Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün değişimi gösterilmiştir. Sayısal analizlerde Tablo 1'in 2. satırındaki kanat adımı dışındaki diğer parametreler sabit alınarak sonuçlar elde edilmiştir. Kanat adımının belli bir değeri için Re sayısının artması ile ısı performansının arttığı buna ters olarak da sürtünme faktörünün azaldığı görülmektedir. Ayrıca, belli bir Re sayısı için kanat adımının artması ile Nu sayısı ve sürtünme faktörünün arttığı görülmüştür.



Şekil 6. Kanat Adımının Etkisi

Kanat Yüksekliğinin Etkisi (h)

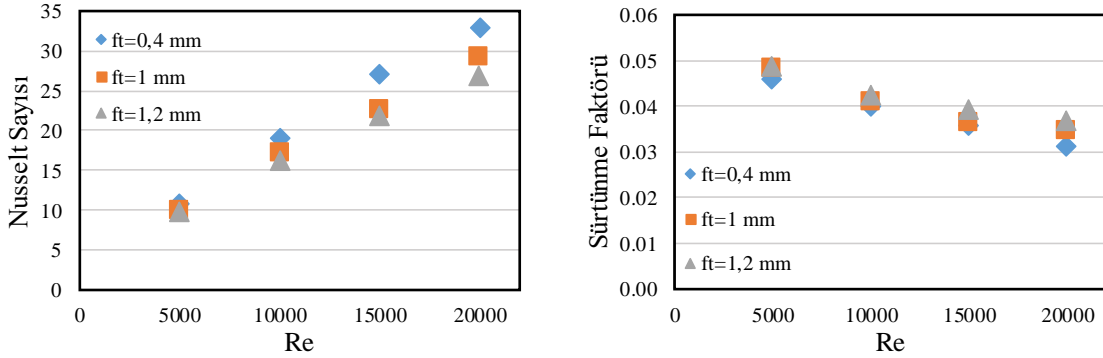
Şekil 7'de üç farklı kanat yüksekliği için Re sayısına bağlı Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün değişimi gösterilmiştir. Tablo 1'in 2. satırındaki kanat yüksekliği dışındaki diğer parametreler sabit alınarak sonuçlar elde edilmiştir. Kanat yüksekliğinin belli bir değeri için Re sayısının artması ile ısı performansının arttığı buna bağlı olarak da sürtünme faktörünün azaldığı görülmektedir. Ayrıca, Re sayısının belli bir değeri için kanat yüksekliğinin azalması ile Nu sayısı ve sürtünme faktörünün arttığı görülmüştür.



Şekil 7. Kanat Yüksekliğinin Etkisi

Kanat Kalınlığının Etkisi (f_t)

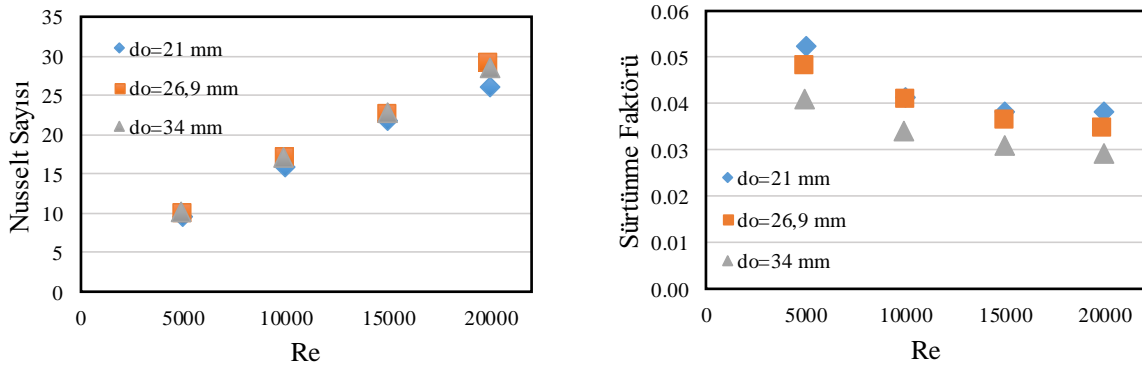
Şekil 8'de üç farklı kanat kalınlığı için Re sayısına bağlı Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün değişimi gösterilmiştir. Tablo 1'in 2. satırındaki kanat kalınlığı dışındaki diğer parametreler sabit alınarak sonuçlar elde edilmiştir. Kanat kalınlığının belli bir değeri için Re sayısının artması ile ısı performansının arttığı buna bağlı olarak da sürtünme faktörünün azaldığı görülmektedir. Ayrıca, Re sayısının belli bir değeri için kanat kalınlığının azalması ile Nu sayısı arttığı ve sürtünme faktörünün azaldığı görülmüştür.



Şekil 8. Kanat Kalınlığının Etkisi

Boru Çapının Etkisi (d_o)

Üç farklı boru çapına göre Re sayısına bağlı olarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün değişimi Şekil 9'da verilmiştir. Tablo 1'in 2. satırındaki boru çapı dışındaki diğer parametreler sabit alınarak sonuçlar elde edilmiştir. Boru çapının belli bir değeri için Re sayısının artması ile ısı performansının arttığı buna bağlı olarak da sürtünme faktörünün azaldığı görülmektedir. Ayrıca, Re sayısının belli bir değeri için boru çapının artması ile Nu sayısının çok az miktarda arttığı ve sürtünme faktörünün azaldığı görülmüştür.



Şekil 9. Boru Çapının Etkisi

SONUÇLAR

Helisel kanatlı borulu ısı değiştiricisinin hava tarafı ısı transferi ve basınç düşümü geometrik parametrelere bağlı olarak sayısal analizi yapılmıştır. Geometrik parametrelerin değişiminin ısı transferi ve basınç düşümü üzerinde etkili olduğu görülmüştür. Geometrik parametrelerin değişimi sonucu Nu sayısı ve sürtünme faktörünün değişimi Re sayısına bağlı olarak grafiklerde gösterilmiştir. Sonuç olarak:

- Tüm değişken parametrelerde Re sayısının artması ile ısı transferi artmış, sürtünme faktörü ise azalmıştır.
- Boru çapının artması ısı transferini arttıran ancak sürtünmeyi azaltan bir etkiye sahiptir.
- Kanat yüksekliğinin artması ısı transfer etkisinin ve sürtünme faktörünün azaltıcı yönde etkisi olmaktadır.
- Kanat adınının artması ısı transfer etkisini ve sürtünme faktörünün artmasına neden olmaktadır.
- Kanat kalınlığındaki artış ısı transfer etkisini azalttığı, sürtünme etkisinin de artmasına neden olmaktadır.

Yapılan sayısal çalışma ile literatürdeki deneysel çalışmalar doğrulanmış olup, deneysel çalışmada olmayan değişken parametrelerin farklı değerleri için ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkisi incelenmiştir. Yapılan bu çalışma ile elde edilen sonuçlar, literatürdeki deneysel çalışmalara katkı sağlamıştır.

KAYNAKLAR

- Çengel, Y. (2015). Ghajar, A.J., Isı ve Kütle Transferi, Esaslar ve Uygulamalar, Vedat Tanyıldızı, İhsan Dağtekin (Çev.). Ankara: Palme Yayıncılık.
- Çorak, A. (2010). Kanatçıklı Isı Değiştiricilerinin Isıl Performanslarının Sayısal Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri 82s.
- Erek, A., Özerdem, B., Bilir, L. & İken, Z. (2005). Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, 25, 2421-2431.
- Karabulut, Ö.O. (2011). Kanatçıklı Yüzeylerde Isı Aktarımının Üç Boyutlu Sayısal Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sivas 139s.
- Kayataş, N. (2003). İç İç Borulu Isı Değiştiricisinde Isı Transferinin İyileştirilmesinin Nümerik Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri 93s.
- Kırtepe, E. (2014). Kanatlı Dairesel Borularda Isı Transfer Etkinliğinin İncelenmesi, Ege Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, İzmir.
- Mon, M.S. & Gross, U. (2004). Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 1953-1964.
- Naess, E. (2010). Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in serrated-fin tube bundles with staggered tube layouts, *Applied Thermal Engineering*, 30, 1531-1537.
- Pongsoi, P., Pikulkajorn, S., Wang, C.C. & Wongwises, S. (2011). Effect of fin pitches on the air-side performance of crimped spiral fin-and-tube heat exchangers with a multipass parallel and counter cross-flow configuration, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, 2234-2240.
- Pongsoi, P., Pikulkajorn, S., Wang, C.C. & Wongwises, S. (2012b). Effect of number of tube rows on the air-side performance of crimped spiral fin-and-tube heat exchanger with a multipass parallel and counter cross flow configuration, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 1403-1411.
- Pongsoi, P., Pikulkajorn, S. & Wongwises, S. (2012a). Experimental study on the air-side performance of a multipass parallel and counter cross-flow L-footed spiral fin-and-tube heat exchanger, *Heat Transfer Engineering*, 33(15), 1251-1263.
- Pongsoi, P., Pikulkajorn, S. & Wongwises, S. (2012c). Effect of fin pitches on the optimum heat transfer performance of crimped spiral fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 6555-6566.
- Pongsoi, P., Promoppatum, P., Pikulkajorn, S. & Wongwises, S. (2013). Effect of fin pitches on the air-side performance of L-footed spiral fin-and tube heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 59, 75-82.
- Srisawad, K. & Wongwises, S. (2009). Heat transfer characteristics of a new helically coiled crimped spiral finned tube heat exchanger, *Heat Mass Transfer*, 45, 381-391.
- Şahin, H.M., Dal, A.R. & Baysal, E. (2007). 3-D Numerical study on the correlation between variable inclined fin angles and thermal behavior in plate fin-tube heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 27, 1806-1816.