

Helisel İç Borulu Isı Değiştiricilerde Isı Transferi ve Basınç Düşümü Analizinin Deneysel Olarak İncelenmesi

Tarkan KOCA^{1*}, Aykut ZEDELİ¹

ÖZET: Bir ısı değiştiricisinde en önemli amaç sıcak suyun çıkış sıcaklık değeri ile soğuk suyun çıkış sıcaklık değerinin birbirine çok yakın olmasıdır. Yapılan bütün çalışmalarda bu hedefe ulaşmaya çalışılmıştır. Sıcaklıklar birbirine yaklaştırmaya çalışıldıkça basınç düşümleri de meydana gelmektedir. Basınç düşümlerinin artması sisteme işletme masrafı olarak yansımakta ve maliyeti artırmaktadır. Bu çalışmada helis sayısı farklı olan helisel iç borulu ısı değiştiricisinin dik konumlandırılmasıyla ısı transferinin artırılması deneysel olarak ele alınmıştır. Dik konumlandırılan ısı değiştiricisindeki ısı transferi miktarını ve basınç düşümünü analiz etmek için deney seti kurulmuştur. Isı transferi ve basınç düşümü farklı kapasite oranlarında, farklı debilerde analiz edilmiştir. Helisel iç borular bakırdan imal edilmiştir. Isı değiştiricisinin dış borusu ise çelik malzemeden imal edilmiştir. Isıtıcı ile elde edilen sıcak su besleme tankından ısı değiştiricideki helisel bakır borulara yönlendirilerek üstten girmekte ve alttan çıkmaktadır. Soğuk su ise ısı değiştiriciye alttan girip üstten çıkmaktadır. Bu şekilde akış düzeni oluşturularak akışın zıt yönlü olması sağlanmıştır. Isı değiştiricisinde kullanılan helisel bakır boruların helis sayıları artırılarak ısı transferinde bir iyileşme deneylerden elde edilen sonuçlarla oluşturulan grafiklerde görülmüştür. Deneylerden elde edilen sonuçlarla literatürde verilen değerler arasında uyum olduğu saptanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Isı transferi, dikey ısı değiştiricileri, helisel borular içinden akış.

Analysis of Heat Transfer and Pressure Drop in Vertical Heat Exchangers with Helical Inner Pipe

ABSTRACT: The most important aim of a heat exchanger is that the outlet temperature of the hot water and the outlet temperature of the cold water are very close to each other. This goal has been tried to be reached in all studies. As the temperatures are tried to come closer together, pressure drops occur also. The increase in pressure drops is reflected in the system as operating costs and increases the cost. In this study, increasing the heat transfer by vertical positioning of the helical inner tube heat exchanger with different helix numbers has been handled experimentally. Experiment set was installed to analyze the amount of heat transfer and pressure drop in the vertical positioned heat exchanger. Heat transfers and pressure drops were analyzed at different capacity rates and at different flow rates. Helical inner pipes are made of copper. The outer tube of the heat exchanger is made of steel. The hot water obtained by the heater is directed from the feeding tank to the helical copper pipes in the heat exchanger and enters from the top and exits from the bottom. In this way, the flow order is created and the flow is provided in opposite directions. In the graphics created with the results obtained from the experiments, an increase in heat transfer was observed by increasing the helix numbers of the spiral copper pipes used in the heat exchanger. There was a match between the results obtained from the experiments and the values given in the literature.

Keywords: Heat transfer, vertical heat exchangers, flow through helical pipes

¹Tarkan KOCA (Orcid ID: 0000-0002-6881-4153), Aykut ZEDELİ (Orcid ID: 0000-0002-8385-7303), İnönü Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Bölümü, Malatya, Türkiye

*Sorumlu Yazar/Corresponding Author: Tarkan KOCA, e-mail: tarkan.koca@inonu.edu.tr

Bu çalışma Aykut ZEDELİ'nin Yüksek Lisans tezinden üretilmiştir.

Geliş tarihi / Received: 19-05-2020

Kabul tarihi / Accepted: 22-06-2020

GİRİŞ

Enerji; bir sistemin, kendisi dışında etkinlik üretme kabiliyeti, değişikliklere neden olabilme yeteneği veya sistemde bulunan mevcut iş yapabilme kabiliyeti olarak tanımlanmaktadır. Diğer bir söylemle, enerji bir sistemin iş ve ısı verebilme yeteneğidir. Enerji, günümüz dünyasında insanların yaşamlarını devam ettirebilmesi için, yaşam konfor standartlarını üst seviyede konumlandırması açısından çok önemli bir konuma sahiptir. Sınırsız insan ihtiyaçlarının karşılanması için kaynak yaratmadaki çözüm sürecinde enerji büyük öneme sahiptir. Bu maksatla enerji, değişik miktar ve yöntemlerle sürekli üretilmekte ve tüketilmektedir; üretimde girdi olarak, tüketimde ise bir maliyet unsuru olarak yer alır. Bu yönüyle ekonomide önemli bir hamle oyuncusu haline gelen enerji ülkelerin gelişmişlik düzeyinin göstergesi ve kalkınmayı doğrudan etkileyen bir faktör olarak kabul edilmektedir. Endüstride, kimya sanayiinde, enerji sektöründe çok yaygın olarak kullanılan ısı değiştiricilerinde en önemli konu ısı transferi miktarının optimum düzeyde iyileştirilmesi ve böylece daha düşük miktarda enerji sarfiyatı ile daha fazla ısı transferi yapabilme kabiliyetine erişmektir. Bunu gerçekleştirmek için ise, sıcak akışkan ile soğuk akışkan arasında ısı transferi miktarının en yüksek düzeyde, ısı geçiş olayının en verimli durumda ve bu sürecin maddi olarak en ucuz şekilde gerçekleşmesi gerekmektedir. Özellikle ısı transferi uygulama sistemlerinde ısı değiştiricileri önemli bir yer kaplar (Dal, 2019). Farklı sıcaklıklarda bulunan iki veya daha fazla akışkan arasında ısı transferini sağlayan cihazlara ısı değiştirici denilmektedir (Genceli, 1999). Özellikle endüstride ve enerji sektöründe kazanlarda ve yardımcı teçhizatlarda ısı transferinin, dolayısıyla kazan veriminin artırılması için farklı tasarımda ısı değiştirici kullanımı oldukça fazladır. Isı değiştiriciler bir çok alanda kullanılmakta olup, endüstride daha çok kanatlı-borulu ısı değiştiricileri ile karşılaşmaktadır (Kırtepe ve ark, 2018). İç içe borulu ısı değiştiricilerinde iç borunun giriş bölümüne dairesel delikli tip dönel akış üreticisi yerleştirilerek, bu elemanların ısı transferine ve basınç düşümüne etkisini deneysel olarak incelenmiş ve deney sonuçlarında ısı transferinin iyileştiğini ve az miktarda basınç düşümünün olduğunu gözlemlenmiştir (Kavak ve ark., 2000). İç içe borulu ısı değiştirgeçlerinde ısı transferinin artırılması için içteki boru helisel bir boru seçilmiş ve bu boruyu döndürerek ısı transferine ve basınca etkisi incelenmiş ve Nu sayısı için ampirik denklemler üretilmiştir (Biçer ve ark., 1998). Helezon şekilli türbülötörlerin; ısı transferi, sürtünme kaybı ve ısı performans faktörü özelliklerine etkileri boru içerisinde incelenmiştir. Dokuz farklı Helezon şekilli türbülötör eğilme oranı ($y / W = 3.0$), üç farklı derinlik oranı ($DR = d / W = 0.11, 0.22$ ve 0.33), her biri üç farklı genişlik oranıyla ($0.11, 0.22$ ve 0.33) denenmiştir. Deneyler, 1000 ila 20.000 aralığındaki Reynolds sayısı ile tekrarlanmıştır. Çalışma sıvısı olarak su kullanılmıştır. İncelenen aralıkta; helezon şekilli türbülötör Nusselt sayısını düz boruya göre türbülanslı akışta 2.6 kat, laminar akışta ise 12.8 kat arttırdığı gözlemlenmiştir. Bunlar türbülanslı akışta 1.29, laminar akışta ise 4.88 maksimum performans faktörüne karşılık gelmektedir (Eiamsa ve ark., 2010). Genellikle metal plakalardan oluşan plakalı ısı değiştirgeçlerinde bütün plakalar dört açıklığa sahip olup, akışı yönlendiren contalar mevcuttur. Bu kanallardan geçen akışkanlar ısı transferi yapmış olur (Zhang ve ark., 2019). Gövde borulu ısı değiştiricilerinde helis açılarının etkileri incelenmiştir (Gao ve ark., 2015). Isı değiştiricilerinde geometrik unsurların ısı transferi üzerine etkileri incelenmiştir (Alimoradi ve ark., 2017). İç içe borulu ısı değiştiricileri endüstrinin birçok alanında tasarımının kolay olması kurulum ve bakım maliyetlerinin düşük olması nedeniyle çok fazla tercih edilmektedir (Omid ve ark., 2017). İç içe borulu tip bir ısı değiştirici tasarlayarak deneysel bir sistem kurmuş ve eşmerkezli iç içe borulu ısı eşanjörlerinin iç borusunda sıcak hava, dış taraftaki boruda ise sıcak havaya zıt yönde su akacak şekilde deneyleri yapmıştır (Daştan, 2012). İç içe borulu ısı değiştiricilerinde iç boruya dalga şerit geometrili türbülötörler yerleştirilerek deneyler yapılmış ve ısı verimliliğinin arttığı gözlemlenmiştir (Pourahmad ve

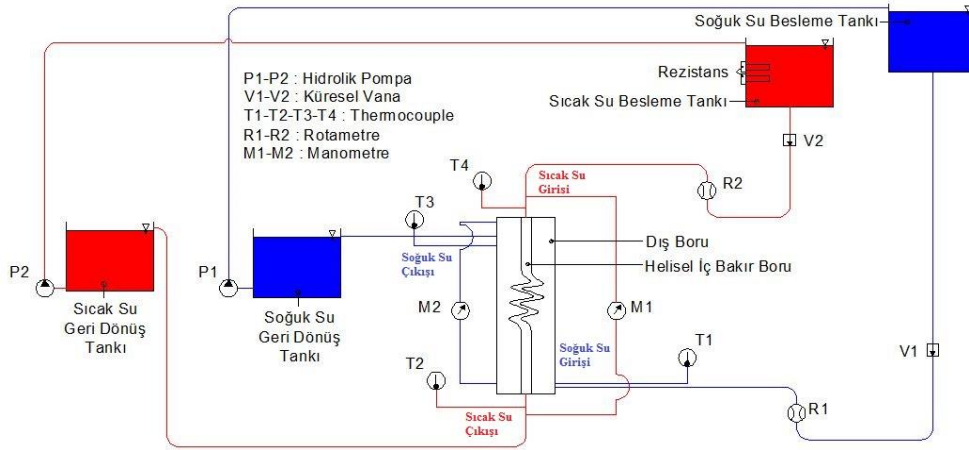
ark., 2016). Isı değiştiricilerinde kullanılan parçaların ısı transferi üzerine etkileri araştırılmış ve öneriler verilmiştir (Ammar ve ark., 2018). İç içe borulu ısı değiştiricilerinde farklı boru ölçülerinin ve akış şekillerinin bu tür ısı değiştiricilerinin üretimi için zor olmayacağı belirtilmiştir. (Mirzaei ve ark., 2017). Farklı plaka yüzey açısına sahip plakalı ısı değiştiricilerin ekserji kaybı analizi deneysel olarak incelenmiş ve plaka yüzey açısı $\beta=60^\circ$ için en yüksek ısı transfer miktarı 3.7 kW, en düşük ısı transfer miktarı 3 kW olarak elde edilmiştir (Kılıç, 2017). Farklı plaka yüzey açıları olan plakalı ısı değiştiricilerinin (PID) ısı geçiş ve etkinlik değerleri deneysel olarak incelenmiş ve en yüksek toplam ısı transfer değeri 42227 W ve etkinlik değeri 0.74 olarak belirlenmiştir (Kılıç ve ark., 2019). Türbülans oluşturan kanatlar, borulara yerleştirilmiş ve boş boru ile karşılaştırılmış olup sürtünme faktörü ve Nusselt sayısına etkileri araştırılmıştır (Karagöz ve ark., 2017). Dairesel halka türbülatorünün bir ısı eşanjör borusundaki ısı transferi ve sıvı sürtünme özellikleri üzerindeki etkisini araştırmışlardır (Kongkaitpaiboon ve ark., 2010). Isı eşanjörünün termal performansını iyileştirmeye yönelik araştırmalar yapılmış ve farklı kanat yüzeyinin ısı transferi ve basınç düşmesi üzerindeki etkileri irdelenmiş ve önerilerde bulunulmuştur (Mangrulkar ve ark., 2019). Helisel iç borulu ısı değiştiricisinde 5 farklı tipteki helisel iç boruya dönme hareketi vererek ısı transferi miktarı değişimi ve basınç düşümü üzerine çalışma yapmıştır. Çalışma sonunda ısı transferi miktarının devir arttıkça arttığını fakat bununla birlikte basınç düşümü de yaşandığını gözlemlemiştir (Koca, 2007). Çift borulu ısı değiştirici, gövde borulu ısı değiştirici ve plakalı ısı değiştirici için termodinamik analiz yapılmış olup kıyaslanan ısı değiştirici tiplerinden birim alan için en yüksek performanslı olanı çift borulu ısı değiştirici olduğu tespit edilmiştir (Akyürek ve ark., 2020).

Bu çalışma ile ele alınan ısı değiştirici modellemesi için çeşitli geometriler tasarlanmış ve deneysel ortamda çözümlenerek optimum ısı değiştiricisi olarak helisel iç boru geometrisi belirlenmiştir. Bu çalışma ile hedeflenen amaç ise ele alınan ısı değiştiricisi helisel iç boru tipi için belirlenen toplam beş farklı geometride en etkin ve verimli ısı değiştirici tipinin deneysel olarak belirlenmesidir. Yapılan bu deneysel çalışmadaki ısı değiştiricilerin farklı tasarım koşullarında modellemesi de diğer çalışmalara ilave olarak bir bilgi kaynağı oluşturacaktır. Bu araştırmada zıt akışlı gövde borulu tek geçişli tip ısı değiştirici tasarlanıp imal edilerek deneysel bir sistem kurulmuştur.

MATERYAL VE YÖNTEM

Deney Düzenegi

Deney düzenegi ana elemanları dış çelik boru ve içine geçen farklı helis sayılı bakır borular olup; dıştaki çelik borunun dış çapı 80 mm iç çapı 66 mm'dir. Dış borunun içine geçen farklı helis sayısındaki (2 helisli, 3 helisli, 4 helisli, 5 helisli) bakır boruların dış çapı 19 mm, iç çapı ise 16 mm'dir. Helis adımı her boruda sabit olup 7.5 mm ve helis çapı ise 54 mm olarak imal edilmiştir. Şekil 1'de görüldüğü gibi soğuk su dikey konumlandırılan dış boruya alttan girip üst taraftan çıkmaktadır, sıcak su ise bakır boruya üst taraftan girip alt taraftan çıkmaktadır. Bu durum sayesinde deney düzeneginde zıt akış sağlanmıştır. Dış boruya kaynakla sabitlenmiş flanş ve stabiliteyle birlikte sızdırmazlığı sağlaması için aynı ölçülerde flanş aynası imal edilerek eş eksenli olarak bakır boruların sıkı geçeceği delikler açılmıştır. Dış borunun her iki ucundan eşit mesafede delikler açılmış ve besleme tankından gelen suyun boru içine girişini sızdırmaz kılmak adına nipelli bağlantıyı sağlaması için somun kaynak yapılmıştır. Dış borunun içinden geçen suyun sıcaklığını ölçmek için giriş ve çıkışa termokupllar yerleştirilmiş ve sıcaklık değerleri sayısal kontrol cihazlarından okunmuştur.



Şekil 1. Deneysel Düzenek

Deneysel Yapılması

Yapılan deney çalışması 4(dört) farklı helisel iç bakır boru kullanılarak yapılmış olup her bir helisel iç bakır boru için aynı dış boru kullanılmıştır. Helisel iç borulardan farklı olarak düz bakır boru ile de deney yapılmıştır. Önce düz bakır boru ve ardından sırasıyla 2 helisli, 3 helisli, 4 helisli ve 5 helisli bakır borularla deney gerçekleştirilmiştir. Yapılan deney çalışmasında sıcak suyun debisinin soğuk suyun debisine oranı \dot{V}_h/\dot{V}_C kapasite oranı olarak kabul edilmiş ve 4 (dört) farklı kapasite oranı için deney çalışmaları yapılmıştır. Hacimsel debi deney düzeneğinde bulunan rotametrelerin hemen önüne yerleştirilen küresel vanalar aracılığıyla kontrol edilmiştir. Sıcak suyun debisinin soğuk suyun debisine orana kapasite oranı olarak kabul edilmiştir. Kapasite oranları 0.25; 0.5; 0.75 ve 1 olarak seçilmiştir. Yapılan deney çalışmalarında sıcak ve soğuk akış türbülanslı tiptedir. İlk olarak düz bakır boru sisteme bağlanıp deneyler bu düz bakır boru için yapılmıştır. Gerekli düşü miktarını sağlamak için deney düzeneğinden 8 metre yüksekte konumlandırılan su tanklarına su dolumu yapılmış ve sıcak su temini için sıcak su besleme tankında mevcut olan termostatlı rezistanslar çalıştırılarak suyun istenilen sıcaklığa gelmesi sağlanmıştır. Her bir helisel iç bakır boru için yapılan deneylerde sıcak su giriş sıcaklık değerinin birbirine yakın olmasına (± 2 °C) deney sonunda kıyaslama yapılabilmesi için dikkat edilmiştir. İlk deney yapılmadan önce sistem çalıştırılmış ve akışkan hareketi sağlanmıştır. Besleme tankından gelip ısı değiştiriciden geçen akışkanların geri dönüş tanklarına dolmasına müteakip pompalar vasıtasıyla besleme tanklarına basılması işlemi gerçekleştirilmiştir. Bu proses her farklı tip iç boru deneyi başlamadan önce sistem 15 dakika süreyle ölçüm yapılmadan çalıştırılmıştır. Her deney sonunda sıcak suyun istenilen sıcaklığa gelmesi için bir süre bekleme yapılmış ve termostatlı rezistanslar ile istenilen sıcaklık değerleri sağlanmıştır. Yapılan deney çalışmasında ilk olarak debi sıcak ve soğuk su için eşit alınıp kapasite oranının 1(bir) olması sağlanmış ve bu değer için deney yapılmıştır. Debi değeri hem soğuk hem de sıcak su için kelebek vanalar yardımıyla kontrol edilerek 1000 L h^{-1} , 1100 L h^{-1} , 1200 L h^{-1} , 1300 L h^{-1} ve 1400 L h^{-1} olarak seçilmiş ve bu değerlerde deney çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Beş farklı debi değerinde yapılan deneylerin tümünde akış türbülanslıdır. Deney düzeneği rejime girdikten sonra düzeneğe termokupllarla bağlı olan sayısal kontrol cihazlarından belirli sürelerde (10- 20 saniye aralığında) ölçüm değerleri okunup kaydedilmiştir. Kaydedilen bu ölçüm değerlerinde veya bağlantı noktalarında hata olup olmadığı kontrol edilmiştir. Çizelge 1’de deneyde kullanılan ölçüm cihazlarının özellikleri ve belirsizlikleri verilmiştir.

Çizelge 1. Deneyler Sırasında Kullanılan Ekipman Özellikleri

Ekipman	Teknik Özellikler	Belirsizlik
Termokupl	J Tipi, DIN 43710 ve IEC 60584 standartlarında Ölçüm Aralığı: 0-200 °C, Doğruluk : ± 0,4 – 0,5 °C	0.42 °C
Rotametre	Değişken alan tipi, şamandıralı, Soğuk su: 250 L h ⁻¹ Sıcak su: 250 L h ⁻¹ , Doğruluk : ± 4 – 6 L h ⁻¹	4.8 L h ⁻¹
Sayısal Kontrol Cihazı	DIN 43710 standartlarında, Güç sarfı: 7 W Okuma hızı: 2 Okuma saniye ⁻¹ , A S ⁻¹ Çevrim: 16 bit Doğruluk sınıfı: 0,005	0.005

BULGULAR VE TARTIŞMA

Deney setinde dış boru dik konumlandırılmış ve karşıt akış sağlanarak deneyler yapılmıştır. İçerisinden sıcak suyun geçtiği helisel boruya sıcak su; zemin kotuna göre daha yüksek seviyeden girip daha düşük seviyeden çıktığı için giriş ve çıkış değerleri arasında basınç düşümü değil basınç artışı yaşanmaktadır. Çizelge 2’de farklı kapasite oranlarında farklı iç borularda soğuk su ve sıcak su için Reynolds sayıları verilmiştir. Deneylerde sıcak su ve soğuk su için ayrı ayrı Reynolds değerleri saptanmış ve deneylerin türbülanslı akımda gerçekleşmesi sağlanmıştır.

Çizelge 2. Farklı kapasite oranlarında ve farklı iç borularda Reynolds değerleri

Kapasite Oranı	Düz Boru		2 Helisli Boru		3 Helisli Boru		4 Helisli Boru		5 Helisli Boru	
	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su
$\dot{V}_h/\dot{V}_c=0.25$	14262.48	4684.49	14287.54	4694.3	14299.72	4697.01	14289.26	4699.74	14350.22	4720.09
$\dot{V}_h/\dot{V}_c=0.5$	28532.42	4686.94	28577.49	4693.22	28610.71	4697.15	28578.85	4701.62	28717.86	4717.32
$\dot{V}_h/\dot{V}_c=0.75$	42785.27	4688.44	42867.02	4694.07	42926.44	4698.77	43033.13	4703.76	43076.12	4718.79
$\dot{V}_h/\dot{V}_c=1$	61335.02	5200.68	57803.8	5249.05	57993.11	5278.87	57997.52	5310.92	49787.99	5317.15

Çizelge 3’te tüm deneyler için farklı kapasite oranlarında ve farklı iç borularda soğuk su ve sıcak suda oluşan basınç düşüm değerleri verilmiştir. Basınç düşüm değerlerinde yer alan negatif (-) işaretli değerler basınç artışını göstermektedir.

Çizelge 3. Farklı kapasite oranlarında ve farklı iç borularda Ortalama Basınç Değişim Miktarları (kPa).

Kapasite Oranı	Düz Boru		2 Helisli Boru		3 Helisli Boru		4 Helisli Boru		5 Helisli Boru	
	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su
$\dot{V}_h/\dot{V}_c=0.25$	-4.24	4.80	-2.98	5.39	-2.62	5.65	-2.08	6.21	0.85	7.57
$\dot{V}_h/\dot{V}_c=0.5$	-3.57	4.80	-2.69	5.30	-2.23	5.49	-1.84	6.05	0.37	7.36
$\dot{V}_h/\dot{V}_c=0.75$	-2.98	4.80	-2.42	5.09	-2.08	5.38	-1.44	5.87	0.02	6.45
$\dot{V}_h/\dot{V}_c=1$	-2.34	4.80	-2.0	5.01	-1.97	5.04	-1.12	5.55	-0.45	6.08

Çizelge 4’te farklı kapasite oranlarında ve farklı iç borularda sıcak su ve soğuk su için ortalama ısı transferi miktarı verilmiştir. Aynı kapasite oranında helis sayısı arttıkça ısı transferi miktarı artmaktadır.

Çizelge 4. Farklı kapasite oranlarında ve farklı iç borularda Ortalama Isı Transferi Miktarları (J s⁻¹).

Kapasite Oranı	Düz Boru		2 Helisli Boru		3 Helisli Boru		4 Helisli Boru		5 Helisli Boru	
	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su
$\dot{V}_h/\dot{V}_c=0.25$	3388.41	9506.72	3387.44	9474.87	3624.97	9684.2	4233.41	9633.34	5932.09	10195.8
$\dot{V}_h/\dot{V}_c=0.5$	6763.41	9515.99	6760.68	9523.32	7257.45	9715.61	8501.55	9679.1	12022.7	10123.8
$\dot{V}_h/\dot{V}_c=0.75$	10178.5	9563.73	10137.2	9572.39	10821.3	9705.99	12708.7	9839.58	18124.1	10251.2
$\dot{V}_h/\dot{V}_c=1$	13696.9	9630.18	13698.3	9659.33	14635	9920.7	17170.6	10370.4	24673.8	10477.5

Çizelge 5’te farklı kapasite oranlarında beş helisli borunun diğer iç borular ile ısı transferi miktarı kıyaslanması görülmektedir. Düz bakır boruya oranla en fazla ısı transferi artış miktarının 5 helisli bakır boruda kapasite oranı (C=1) olduğu durumda %80.14 düzeyinde olduğu görülmektedir.

Çizelge 5. Beş helisli borunun diğer borulara göre ortalama ısı transferi miktarı değişimi ($J s^{-1}$) ve yüzdesi

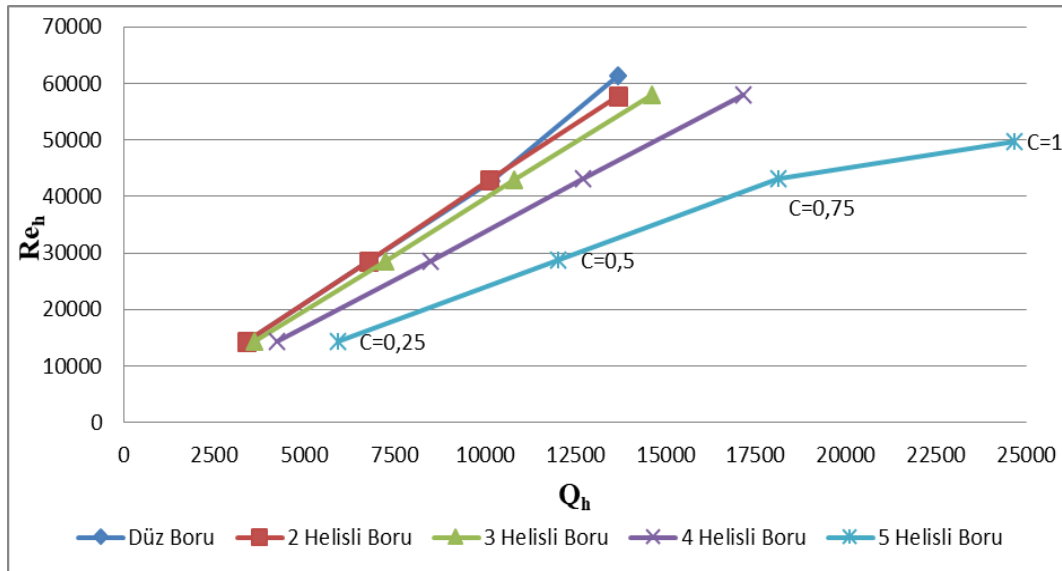
Kapasite Oranı	Düz Boruya Oranla		2 Helisli Boruya Oranla		3 Helisli Boruya Oranla		4 Helisli Boruya Oranla	
	Değişim	Yüzdesi	Değişim	Yüzdesi	Değişim	Yüzdesi	Değişim	Yüzdesi
$\dot{V}_h/\dot{V}_c=0.25$	2544	%74	2545	%75	2308	%63.6	1699	%40.07
$\dot{V}_h/\dot{V}_c=0.5$	5259	%76	5162	%77	4782	%66.01	3521	%41.4
$\dot{V}_h/\dot{V}_c=0.75$	7946	%77.56	7617	%76.7	7303	%67.48	5416	%42.61
$\dot{V}_h/\dot{V}_c=1$	10977	%80.14	10675	%80.1	10038	%68.04	7503	%44.09

Çizelge 6’da farklı kapasite oranlarında beş helisli borunun diğer iç borular ile basınç düşüş miktarı kıyaslanması görülmektedir. Düz bakır boruya oranla en fazla basınç düşüşü artış miktarının 5 helisli bakır boruda kapasite oranı ($C=1$) olduğu durumda %80.76 düzeyinde olduğu görülmektedir.

Çizelge 6. Beş helisli borunun diğer borulara göre ortalama basınç değişim miktarı (kPa) ve yüzdesi

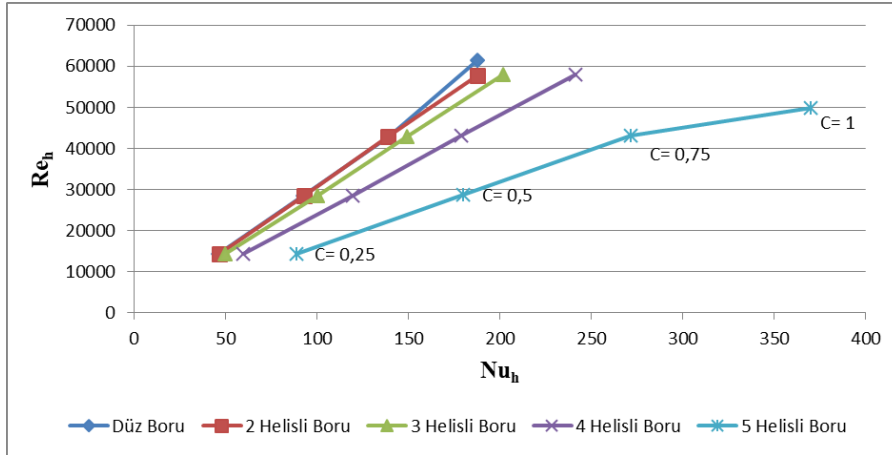
Kapasite Oranı	Düz Boruya Oranla		2 Helisli Boruya Oranla		3 Helisli Boruya Oranla		4 Helisli Boruya Oranla	
	Değişim	Yüzdesi	Değişim	Yüzdesi	Değişim	Yüzdesi	Değişim	Yüzdesi
$\dot{V}_h/\dot{V}_c=0.25$	5.08	%119.81	3.82	%128.18	3.46	%132.06	2.92	%140.38
$\dot{V}_h/\dot{V}_c=0.5$	3.94	%110.36	3.06	%113.75	2.6	%116.59	2.21	%120.1
$\dot{V}_h/\dot{V}_c=0.75$	3	%100.67	2.44	%100.82	2.1	%100.96	1.46	%101.38
$\dot{V}_h/\dot{V}_c=1$	1.89	%80.76	1.56	%77.61	1.52	%77.15	0.67	%59.82

Şekil 2’de görüleceği üzere gerçekleşen en yüksek ısı transferi 5 helisli iç bakır boruda gerçekleşmektedir. Kapasite oranının 1 olduğu durumda yani $\dot{V}_h/\dot{V}_c=1$ olduğunda en yüksek miktarda ısı transferinin gerçekleştiği görülmektedir. Kapasite oranı arttıkça ortalama ısı transferi miktarı her tip boruda genel olarak artmaktadır.



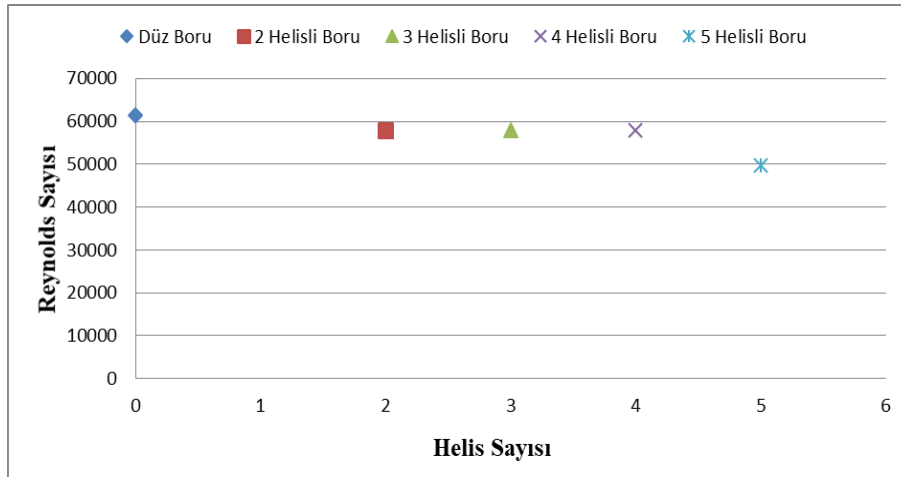
Şekil 2. Sıcak su için farklı kapasite oranlarında ortalama ısı transferi miktarı-Reynolds sayısı değişimi

Şekil 3’te görüleceği üzere Reynolds sayısı ile Nusselt sayısı doğru orantılı artmaktadır. Helis sayısı artmasından kaynaklı ısı transferi miktarı ve Nusselt sayısındaki artış görülmektedir. Kapasite oranı arttıkça farklı tip borularda ortalama Reynolds sayılarıyla birlikte ortalama Nusselt sayılarında da artış gözlenmektedir.



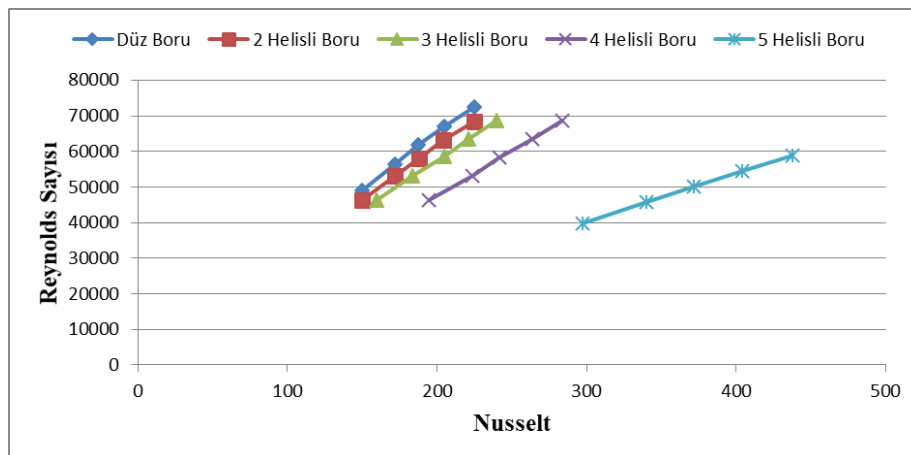
Şekil 3. Farklı İç Borularda Farklı Kapasite Oranlarında Reynolds Sayısı ile Nusselt Sayısı Değişimi

Şekil 4'te görüleceği üzere ortalama Reynolds sayısı iç borulardaki helis sayısı arttıkça azalmaktadır. Helis sayısı arttıkça iç boru içinde dolaşan sıcak suyun hızındaki düşmeden kaynaklı ortalama Reynolds sayısındaki azalma grafikte gösterilmiştir



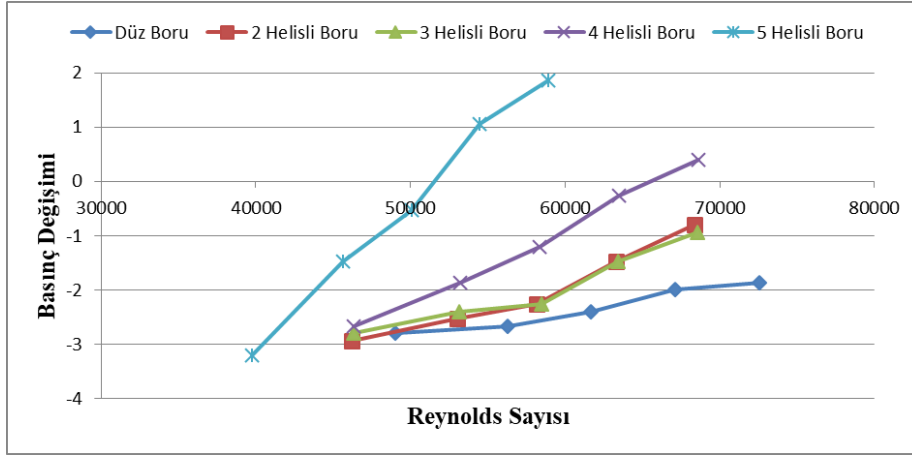
Şekil 4. Farklı Helis Sayısındaki İç Borularda Ortalama Reynolds Sayısı Değişimi

Şekil 5'te kapasite oranının 1 (C=1) olmasının sağlandığı 5 farklı hacimsel debi oranında farklı iç borulardaki deneysel verilerden elde edilen Reynolds sayısı ve Nusselt sayısının değişimi gösterilmiş olup hacimsel debinin artmasıyla birlikte Reynolds sayısı ile Nusselt sayısı doğru orantılı arttığı görülmektedir.



Şekil 5. Farklı iç borularda farklı hacimsel debi değerlerinde Reynolds sayısı ile Nusselt sayısı değişimi

Şekil 6'da basınç değişiminin Reynolds sayısı değişimi görülmektedir. Deney setindeki dış borunun dikey konumlandırılmış olmasından kaynaklı yer çekimi etkisiyle basınç düşümleri negatif yönlüdür, yani artış görülmektedir. Ancak yer çekiminin oluşturduğu potansiyel hesaplanıp göz ardı edildiğinde doğal olarak 5 helisli iç bakır boruda en çok basınç düşümü olduğu görülmektedir.



Şekil 6. Farklı iç borularda farklı hacimsel debi değerlerinde Reynolds sayısı ile basınç değişimi

Deney Sonuçlarının Teorik Sonuçlarla Karşılaştırılması

Isı değiştiricilerinde ısı transferi miktarının hesaplanmasında sınır tabaka şartlarında, süreklilik denklemi, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerinin çözümlenmesi yapılmalıdır. Bu tip denklemler uygun sınır şartları belirlenerek çözülür. Isı değiştiricilerinde sıcaklık dağılımı sıkıştırılmaz akışkanlar için aşağıda gösterildiği gibi çözülür.

Enerjinin Korunumu Denklemi

Silindirik koordinatlarda üç boyutlu enerji denklemi şu şekildedir.

$$\rho \cdot c_p \cdot \left[\frac{\partial T}{\partial t} + U_r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{U_\theta}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial \theta} + U_z \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right] = k \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \mu \cdot q \quad (1)$$

Süreklilik Denklemi (Continuity Equation)

Süreklilik denklemi silindirik yapılarda sıkıştırılmaz akışkanlar için şu şekildedir.

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial(r \cdot U_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial(U_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(U_z)}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

Navier - Stokes Denklemi (Navier - Stokes Equation)

Silindirik yapılarda sıkıştırılmaz akışkanlar için Navier-Stokes denklemi "r" bileşenine bağlı olarak şu şekilde yazılır.

$$\rho \cdot \left[\frac{\partial U_r}{\partial t} + U_r \cdot \frac{\partial U_r}{\partial r} + \frac{U_\theta}{r} \cdot \frac{\partial U_r}{\partial \theta} - \frac{U_\theta^2}{r} + U_z \cdot \frac{\partial U_r}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial r} + \rho \cdot g_r + \mu \cdot \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot \frac{\partial U_r}{\partial r} \right) - \frac{U_r}{r^2} - \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 U_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \cdot \frac{\partial U_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 U_r}{\partial z^2} \right] \quad (3)$$

Silindirik yapılarda sıkıştırılmaz akışkanlar için Navier-Stokes denklemi "θ" bileşenine bağlı olarak şu şekilde yazılır.

$$\rho \cdot \left[\frac{\partial U_r}{\partial t} + U_r \cdot \frac{\partial U_r}{\partial r} + \frac{U_\theta}{r} \cdot \frac{\partial U_r}{\partial \theta} - \frac{U_\theta^2}{r} + U_z \cdot \frac{\partial U_r}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial \theta} + \rho \cdot g_\theta + \mu \cdot \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot \frac{\partial U_\theta}{\partial r} \right) - \frac{U_\theta}{r^2} - \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 U_\theta}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \cdot \frac{\partial U_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 U_\theta}{\partial z^2} \right] \quad (4)$$

Silindirik yapılarda sıkıştırılamaz akışkanlar için Navier-Stokes denklemi “z” bileşenine bağlı olarak şu şekilde yazılır.

$$\rho \cdot \left[\frac{\partial U_z}{\partial t} + U_r \cdot \frac{\partial U_z}{\partial r} + \frac{U_\theta}{r} \cdot \frac{\partial U_z}{\partial \theta} + U_z \cdot \frac{\partial U_z}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho \cdot g_z + \mu \cdot \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot \frac{\partial U_z}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 U_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 U_z}{\partial z^2} \right] \quad (5)$$

Deneysel Sonuçlarının Doğrulanması

Yapılan bu çalışmada yapılan deneylerden elde edilen sonuçlarla literatürdeki deneysel çalışmalardan elde edilen teorik sonuçlar karşılaştırarak doğruluğu incelenecektir.

Bu çalışmada ısı, iç boruda akan sıcak sudan boru dışında zıt yönde akan soğuk suya aktarılmaktadır. Zıt akışta transfer edilen ısı miktarı;

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h \cdot C_{ph} (T_{hg} - T_{hç}) \quad (6)$$

Enerjinin korunumu kanunundan ısı taşınım katsayısı;

$$\dot{Q}_h = h \cdot A_y \cdot \Delta T'_{\log} \text{ dan } \rightarrow h = \frac{\dot{Q}_h}{A_y \cdot \Delta T'_{\log}} \quad (7)$$

Burada;

$$\Delta T'_{\log} = \frac{(T_{hg} - T_{yg}) - (T_{hç} - T_{yç})}{\ln \frac{(T_{hg} - T_{yg})}{(T_{hç} - T_{yç})}} \quad (8)$$

Ayrıca Reynolds sayısı;

$$Re_h = \frac{\rho \cdot V_h \cdot d_{eş}}{\mu_h} \quad (9)$$

Nusselt sayısı;

$$Nu = \frac{h \cdot d_{eş}}{k} \quad (10)$$

Sürtünme faktörü;

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{d_{eş}} \right) \left(\frac{\rho \cdot V^2}{2} \right)} \quad (11)$$

Literatürdeki Nusselt Sayısı deneysel ifadeleri aşağıda verilmiştir;

Gnielinski'ye göre;

Daha küçük Reynolds sayılarında geçerli olan bu bağıntı $0.5 < Pr < 2000$ ve $2300 < Re < 5 \times 10^6$ aralığında geçerlidir. Denklem (13)'te f ile gösterilen sürtünme katsayısı aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$f = (0.79 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (12)$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (13)$$

Sieder ve Tate'ye göre;

Fiziksel özelliklerin değişimi göz önüne alınarak $0.7 < Pr < 16700$ aralığında $Re > 10000$ ve $L/D \geq 10$ için;

$$Nu = 0.027 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14} \quad (14)$$

Burada μ_s yüzey sıcaklığında diğer fiziksel özellikler ortalama akışkan sıcaklığında alınmalıdır. Bu bağıntı hem sabit yüzey sıcaklığı hem de sabit ısı akısı için kullanılabilir. Denklem (13) ve Denklem (14)'ün hesap sonuçlarında %25 kadar hata payı vardır. Daha karmaşık ama daha az hatalı bağıntı Petukhov tarafından oluşturulmuştur.

Petukhov'a göre;

$0.5 < Pr < 2000$ aralığında $10^4 < Re < 5 \times 10^6$ değerleri için geçerli olan bağıntıda f sürtünme katsayısını göstermekte olup Moody diyagramından bulunabileceği gibi pürüzsüz borular için Denklem (15)'te gösterildiği gibi hesaplanabilir.

$$f = (1.82 \log_{10} Re - 1.64)^{-2} \quad (15)$$

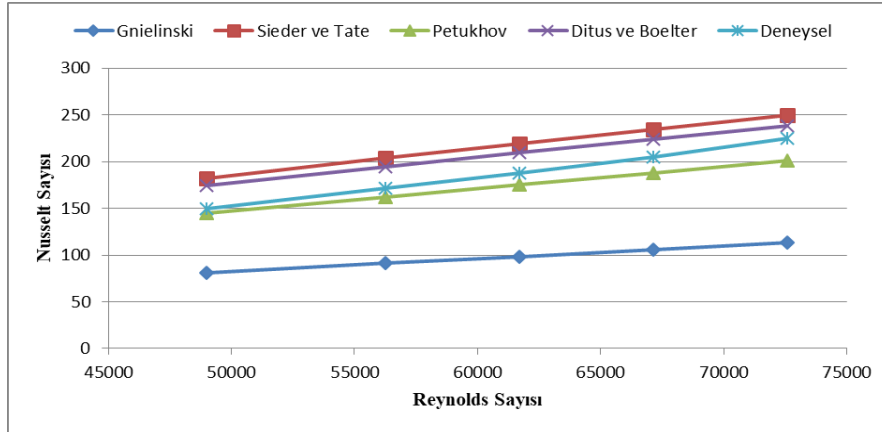
$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot Re \cdot Pr}{1.07 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (16)$$

Ditus ve Boelter'e göre;

Ditus ve Boelter boru içinde tam gelişmiş türbülanslı akış halinde $Re > 10000$, $0.7 < Pr < 160$ aralığında $L/D \geq 10$ için Denlem (17)'de verilen bağıntıyı vermişlerdir. Boru içindeki akışkanın ısınması halinde $n=0.4$ soğuması halinde ise $n=0.3$ 'tür. Bu bağıntıda fiziksel özellikler ortalama akışkan sıcaklığındadır.

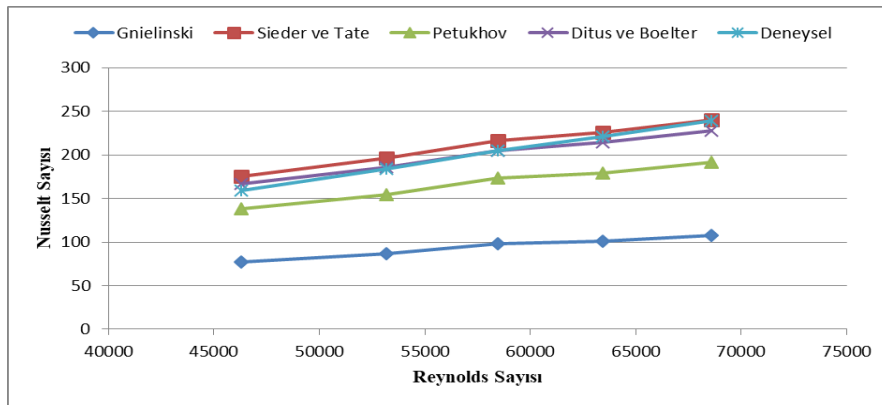
$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \quad (17)$$

Şekil 7' de düz boru ile yapılan deneylerde elde edilen Reynolds sayılarının teorik olarak hesaplanan Nusselt sayılarının değişimi gösterilmektedir. Değerler karşılaştırıldığında deney sonuçlarına göre elde edilen Nusselt sayıları teorik olarak hesaplanan Nusselt sayılarının arasında yer alıp Petukhov ile Ditus ve Boelter' in vermiş olduğu eşitliğe yakın seyir izlemiştir.



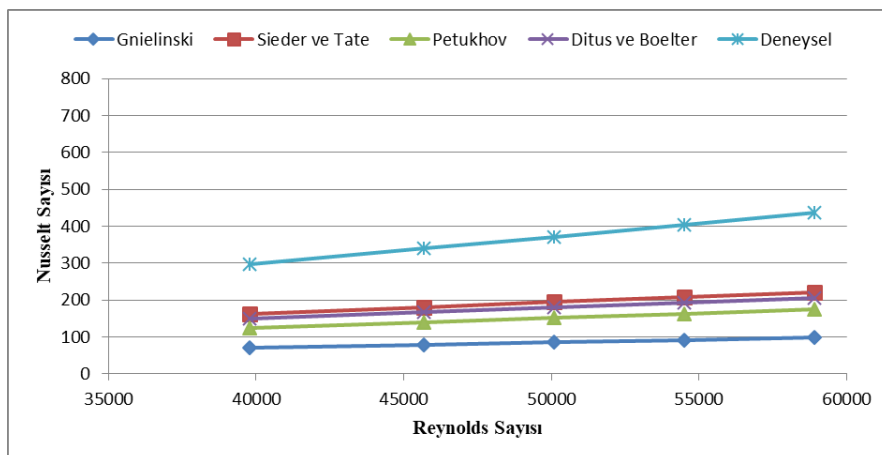
Şekil 7. Düz boru deneylerinde elde edilen Reynolds sayıları ile teorik olarak hesaplanan Nusselt sayılarının değışimi

Şekil 8' de 3 helisli boru ile yapılan deneylerde elde edilen Reynolds sayılarının teorik olarak hesaplanan Nusselt sayılarının değışimini göstermekte olup, deney sonuçlarına göre elde edilen Nusselt sayıları teorik olarak hesaplanan Nusselt sayılarının arasında yer alıp Sieder ve Tate ile Ditus ve Boelter' in vermiş olduğu eşitliğe yakın seyir izlemiştir.



Şekil 8. 3 Helisli boru deneylerinde elde edilen Reynolds sayıları ile teorik olarak hesaplanan Nusselt sayılarının değışimi

Şekil 9' da 5 helisli boru ile yapılan deneylerde elde edilen Reynolds sayılarının teorik olarak hesaplanan Nusselt sayılarının değışimi gösterilmektedir. Değerler karşılaştırıldığında deney sonuçlarına göre elde edilen Nusselt sayıları teorik olarak hesaplanan Nusselt sayılarının üzerinde yer alıp Sieder ve Tate ile Ditus ve Boelter' in vermiş olduğu eşitliğe paralel olarak seyir izlemiştir.



Şekil 9. 5 Helisli boru deneylerinde elde edilen Reynolds sayıları ile teorik olarak hesaplanan Nusselt sayılarının değışimi

SONUÇ

Isı transferindeki artış miktarını en iyi sağlayan boru tipinin beş helisli iç bakır boru olduğu ancak diğer borulara oranla basınç düşümünde artışın daha fazla olduğu sonuçlardan gözlenmiştir. Beş helisli iç bakır borudaki ısı transferi artış miktarı düz iç bakır boruya oranla % 80.14 daha fazladır. Helisel iç bakır boru tiplerinde meydana gelen basınç düşümleri helis sayısına bağlı olarak artmaktadır. Akışkanın helisel iç bakır boru içerisinde helislerden geçmesi sebebiyle yolunun uzaması ve akışkanın dönmemesinin, giriş ve çıkış arasında basınç düşümü meydana gelmesine sebebiyet verdiği değerlendirilmiştir. Yapılan deney çalışmasında helisel iç bakır boruların helis sayısı arttıkça ısı transferi miktarı da artmaktadır. Isı transferi miktarı artarken bununla birlikte basınç düşümü değerlerinde de artış gözlenmektedir. Basınç düşümü açısından yeni sistemler yapılarak iyi sonuçlar alınabilir. Sistemin dikey olarak tasarlanmış olmasının da etkisiyle basınç düşüm değerleri helis sayısı arttıkça büyük oranda artmaktadır. Yapılan deney çalışmasında dış boru dikey konumlandırılarak sistemde oluşması öngörülen basınç düşüm miktarının daha az seviyede olması düşünülmüştür. Dış borunun dikey konumlandırılmasıyla oluşan basınç düşüm miktarı literatürdeki dış borusu yatay konumlandırılmış ısı değiştiricilerle kıyaslandığında basınç düşüm miktarı açısından iyileştirme sağlamadığı görülmüştür, ancak dış borunun dikey konumlandırılarak karşıt akış oluşturulması ısı transfer miktarı açısından ciddi oranlarda iyileştirme sağlamıştır.

Bu çalışmadan elde edilen deneysel verilerle teorik sonuçlar birbiriyle uyum içerisindedir. Ayrıca literatürde benzer boru ve kanatçıklarla yatay olarak tasarlanan sistemler için ısı transferi artışı yakın olmasına rağmen basınç düşümü değerlerinde yaşanan artışlar karşılaştırıldığında, benzer sistemlere göre daha fazla basınç düşümü değerleri görülmektedir. Bu çalışmada iç boru helis sayılarının artmasıyla ısı transferi miktarlarında artış sağlanmıştır ancak basınç düşümü açısından farklı sistemler tasarlanarak daha iyi sonuçlar alınabilir.

Yapılacak ısı transferi artış miktarını yükseltmek için helisel iç bakır boruların helis sayısı ve helis adımları artırılabilir ve böylelikle daha fazla ısı transferi yüzey alanı elde edilerek daha düşük konstrüksiyon boyutlarında ısı transferi miktarı üst seviyelere çıkarılabilir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma, İnönü Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi tarafından FYL-2019-1924 numaralı proje ile desteklenmiştir.

KAYNAKLAR

- Akyürek E, Geliş K, Yoladı M, 2020. Farklı Tip Isı Değiştiriciler için Termodinamik Analiz. Journal of the Institute of Science and Technology, 10 (2): 1202-1212.
- Alimoradi A, Veysi F, 2017. Optimal and Critical Values of Geometrical Parameters of Shell and Helically Coiled Tube Heat Exchanger. Case Studies in Thermal Engineering, 73–78.
- Ammar A, Abda C, Kareema MQ, Naji SZ, 2018. Performance Analysis of Shell and Tube Heat Exchanger: Parametric Study. Case Studies in Thermal Engineering, 12: 563-568.
- Bıçer Y, Yıldız C, Pehlivan D, 1998. Effect of Twisted Strips on Heat Transfer and Pressure Drop in heat Exchangers. Energy Convers, 39: 331-336
- Dal A, 2019. Düz Plakalı Borulu Bir Isı Değiştiricisinin Optimum Kanatçık Aralığının Sayısal Analizi. Ömer Halis demir Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 8(1): 479-501.
- Daştan ÇF, 2012. Isı Eşanjörlerinde Isı Transferi İyileştirme Yöntemlerinin Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.

- Eiamsa-ard S, Seemawute P, Wongcharee K, 2010. Influences of Peripherally-Cut Twisted Tape Insert on Heat Transfer and Thermal Performance Characteristics in Laminar and Turbulent Tube Flows. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34: 711–719.
- Gao B, Bi Q, Nie Z, Wu J, 2015. Experimental Study of Effects of Baffle Helix Angle on Shell-Side Performance of Shell-and-Tube Heat Exchangers with Discontinuous Helical Baffles. *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 48–57.
- Genceli OF, 1999. Isı Değiştiricileri. Birsen Yayın Evi, İstanbul, 424 s.
- Karagöz Ş, Abdi H, Ömeroğlu G, 2017. Yatay Borulardaki Isı Transferine Türbülötörlerin Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi. *Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 17(2): 810-817.
- Kavak E, Biçer Y, Yıldız C, 2000. İç İç Borulu Isı Değiştirgeçlerinde Dönel Akış Üreticisi Pervanelerin Isı Transferi ve Basınç Düşüşüne Etkisinin İncelenmesi. Fırat üniversitesi Mühendislik Fakültesi Yanma ve Hava Kirliliği Kontrolü V.Ulusal Sempozyumu, Elazığ.
- Kılıç B, 2017. Farklı Plaka Yüzey Açısına Sahip Plakalı Isı Değiştiricilerin Ekserji Analizi. *Karaelmas Fen ve Mühendislik Dergisi*, 7(1): 283-290.
- Kılıç B, İpek O, 2019. Plakalı Isı Değiştiricilerinde Isı Geçişi ve Etkinliğin Deneysel Olarak İncelenmesi ve Yapay Sinir Ağlarının (YSA) Uygulanması. *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 7(1): 399-412.
- Kırtepe E, Özbalta N, 2018. Kanatlı-Borulu Isı Değiştiricilerde Belirsizlik Analizi. *Dümf Mühendislik Dergisi*, 9 (1): 161 - 175.
- Koca T, 2007. Dönel Helisel İç Borularda Isı Transferi ve Basınç Düşümü Analizi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi.
- Kongkaitpaiboon V, Nanan K, Eiamsa-Ard S, 2010. Experimental Investigation of Convective Heat Transfer and Pressure Loss in A Round Tube Fitted with Circular-Ring Turbulators. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37: 568–574.
- Mangrulkar CK, Dhoble A.S, Chamoli S, Gupta A, Gawande VB, 2019. Recent Advancement in Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics in Cross Flow Heat Exchangers. *Renew Sustain Energy Reviewer*, 113:1-31.
- Mirzaei M, Hajabdollahi H, Fadakar H, 2017. Multi-Objective Optimization of Shell-and-Tube Heat Exchanger by Constructal Theory. *Appl. Therm. Eng.*, 125: 9–19.
- Omidi M, Farhadi M, Jafari M, 2017. A Comprehensive Review on Double Pipe Heat Exchangers. *Appl. Therm. Eng.*, 110: 1075–1090.
- Pourahmad S, Pesteei SM, 2016. Effectiveness-Ntu Analyses in A Double Tube Heat Exchanger Equipped with Wavy Strip Considering Various Angles. *Energy Conversion and Management*, 123: 462-469.
- Zhang J, Zhu X, Mondejar ME, Haglind F, 2019. A Review of Heat Transfer Enhancement Techniques in Plate Heat Exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 101: 305-328.