

Farklı Tip Isı Değiştiriciler için Termodinamik Analiz

Eda Feyza AKYÜREK¹, Kadir GELİŞ^{2*}, Mehmet YOLADI¹

ÖZET: Bu çalışmada çift borulu ısı değiştirici, gövde borulu ısı değiştirici ve plakalı ısı değiştirici için termodinamik analiz yapılmıştır. Bu 3 tip ısı değiştiricinin performansları deneysel olarak test edilmiştir. Isı değiştirici test bölgesinin soğuk su debisi 1.5 L/dk değerinde sabit tutulurken sıcak su debisi 0.8 L/dk, 1.6 L/dk ve 2.4 L/dk değerlerinde değiştirilmiştir. Sıcak su beslemesi 50°C, 60°C ve 70°C olarak seçilmiştir. Deneyler hem karşıt akışlı hem de paralel akışlı olarak yapılmıştır. Yapılan deneyler neticesinde sıcaklığın ve debinin artışı ile ısı değiştiriciden alınan gücün arttığı tespit edilmiştir. Birim alandan elde edilen ısı transferi miktarı değerinin en yüksek olduğu ısı değiştirici tipi gövde borulu ısı değiştirici iken en düşük performansı çift borulu ısı değiştirici tipi göstermiştir.

Anahtar Kelimeler: Çift borulu ısı değiştirici, gövde borulu ısı değiştirici, plakalı ısı değiştirici, termodinamik analiz

Thermodynamic Analysis for Different Type of Heat Exchangers

ABSTRACT: In this study, thermodynamic analysis was performed for tubular heat exchanger, shell and tube heat exchanger, and plate heat exchanger. The performances of these 3 types of heat exchangers were experimentally tested. The cold water flow rate of the heat exchanger test zone was kept constant at 1.5 L / min, while the hot water flow rate was set at 0.8 L / min, 1.6 L / min and 2.4 L / min. The hot water tank temperature was selected as 50 ° C, 60 ° C and 70 ° C. The experiments were conducted in both counter flow and parallel flow. As a result of the experiments, it was observed that increasing temperature and flow rate increased the power taken from the heat exchanger. The heat exchanger type with the highest amount of heat transfer from the test zone is the shell and tube heat exchanger, and the tubular heat exchanger type has the lowest performance.

Keywords: Tubular heat exchanger, shell and tube heat exchanger, plate heat exchanger, thermodynamic analysis

¹ Eda Feyza AKYÜREK (Orcid ID: 0000-0003-4007-6846), Mehmet YOLADI (Orcid ID: 0000-0002-4729-0768), Erzurum Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Erzurum, Türkiye

² Kadir GELİŞ (Orcid ID: 0000-0001-8612-2233), Bolu Abant İzzet Baysal Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Bolu, Türkiye

*Sorumlu Yazar/Corresponding Author: Kadir GELİŞ, e-mail: kadirgelis@ibu.edu.tr

Geliş tarihi / Received: 07-08-2019

Kabul tarihi / Accepted: 25-01-2020

GİRİŞ

Maliyet, verimlilik ve çevresel faktörler, enerji gereksinimlerini karşılamak için tüm termal uygulamalarda önemlidir. Isı değiştiriciler ısı uygulama sistemlerinin en önemli elemanlarından biridir (Dal, 2019). Farklı sıcaklıklarda ki iki veya daha fazla akışkan arasında ısı değişimlerine birçok mühendislik uygulamalarında rastlarız (Kızıllan, 2007). Bu değişimi sağlayan cihazlara ısı değiştirici denir (Genceli, 1999). Isı değiştiriciler; ısıtma, havalandırma, soğutma ve ısı geri kazanımı gibi birçok alanda yaygın olarak kullanılmaktadırlar. En yaygın kullanıma sahip olanlar ise kanatlı-borulu ısı değiştiricilerdir (Kırtepe ve Özbalta, 2018). Örnek olarak soğutma tesislerinde ki yoğunlaştırıcılar ve buharlaştırıcılar, su ile soğutmalı motorlarda ki radyatörler, termik santrallerde ve kimya tesislerinde kullanılan yoğunlaştırıcılar verilebilir. Isı değiştiricilerinde enerji tasarrufu, enerjinin verimli ve etkin kullanılması, ısı transferinin artırılması ile mümkündür. Enerji ihtiyacının günden güne arttığı ve enerji kaynaklarının azaldığı düşünüldüğünde ısı değiştiricilerinde ısı transferinin artırılmasının ne kadar önemli olduğu daha iyi anlaşılmaktadır. Bu kapsamda ısı değiştiricilerinde ısı transferinin artırılmasına yönelik çok sayıda çalışma yapılmış ve yapılmaya devam edilmektedir (Boran ve ark., 2014). Isı değiştiricilerinde ısı transferinin iyileştirilmesine yönelik yapılan çalışmaların amaçlarından bazıları, ağırlıklarının ve boyutlarının azaltılması, ısı transferi miktarının artırılması, toplam verimliliği iyileştirmek için akışkanlar arasındaki ortalama sıcaklık farkının azaltılması vb. olarak özetlenebilir. Genişletilmiş yüzeyler, yüzeyde yapılan bazı değişiklikler, akış alanında oluşturulan türbülans, ısı transferini artırmak için kullanılan yöntemlerden bazılarıdır (Liou ve Hwang, 1992). Isı değiştirici tipinin belirlenmesi ısı değişim problemlerinde alınan en önemli karardır. Isı değiştirici tipinin seçiminde kullanılacak temel ilke, benzer proses koşullarında çalışan ısı değiştiricisine benzer olanın tipinin seçilmesidir, bu nedenle mühendisin deneyimi çok önemlidir (Yılmaz ve Şara, 2000). Isı değiştirici tipini belirlerken benzer proses şartlarında çalışan ısı değiştiricisi bulunamıyorsa, performans parametreleri (sıcaklık programı, debiler, basınç düşümleri), ısı değiştiricinin boyutu, basınç ve sıcaklık, konstrüksiyon malzemeleri, akışkanların tipleri ve fazları, kirlenme eğilimleri, temizleme, muayene, tamir, bulunabilirlik ve ekonomik vb. faktörler dikkate alınmalıdır (Walker, 1990; Saunders, 1988; Fraas, 1989). Borulardan yapılan ısı değiştiriciler borsal ısı değiştiricilerdir. Bu ısı değiştiricilerde akışkanlardan biri borunun içinden, diğer akışkan borunun dışından akmaktadır. Borsal ısı değiştiricilerinin boru çapı, boru uzunluğu, boru sayısı, boru düzenlemesi ve boru adımı değiştirilerek farklı dizaynları yapılabilir. Borsal ısı değiştiricileri tipleri gövde borulu, çift borulu ve spiral borulu ısı değiştiriciler olmak üzere 3 çeşittir. Bunların arasından gövde borulu ısı değiştiricisinin işletme basıncının ve sıcaklık aralığının geniş olması nedeniyle diğerlerine kıyasla oldukça fazla uygulama alanı vardır (Genceli, 1999). Bu ısı değiştiriciler farklı boyutlarda borular içeren kanallardan oluşur ve farklı ebatlarda ve akış konfigürasyonlarında kolay üretilebilir olması ile tanınırlar (Mirzaei ve ark., 2017). Transfer edilen ısı oranı, besleme sıcaklığı ve basıncı, gövde çapı, boru sayısı, boru geometrisi, bölme boşluğu ve kesme boşluğu gibi çeşitli faktörlere bağlıdır Gövde borulu ısı değiştiriciler kompakt parçalardan oluşmaktadır (Liu ve ark., 2016). Birim ısı transfer yüzeyi başına ısı transfer hacmi $50 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'den $100 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'e kadar değişebilmektedir. Bunun sonucu olarak diğer ısı değiştiricilerle karşılaştırıldığında maliyetlidirler. Fiyatları karşılaştırıldığında ise gövde borulu ısı değiştiriciler ısı transferinde daha etkili ve verimlidirler. Shah ve Sekulic (2003) ve Abd ve Naji (2017) tarafından yapılan çalışmada gövde borulu ısı değiştiricisinin tasarımını incelenmiş ve ayrıntılı olarak farklı demet çapları kullanılarak gövde çapının toplam ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi test edilmiştir. Shinde ve Chavan (2017) iki boru arası mesafe aralığının ve şaşırtma levhası tipinin ısı değiştiricilerde ısı transferini artırmada hayati bir rol oynayabileceği sonucuna varmışlardır. Benzer bir çalışmada Eryener

şasırtma levhasının malzemesinin ısı transfer katsayısı ve basınç düşüşü üzerindeki etkisini farklı malzemeler kullanarak test etmişler ve en iyi seçenek olarak paslanmaz çeliği önermişlerdir (Eryener, 2006). Yu ve ark. (2018) şasırtma levhasının uzaklık, genişlik, profil ve yerleşim düzeninin ısı değiştiricilerin genel ısı aktarımı üzerindeki etkilerini test etmişlerdir. Dizaji ve ark.(2017) ısı transferini iyileştirmek için düz bir gövde ve boru yerine bir kıvrımlı gövde ve boru kullanarak deneysel olarak araştırmalar yapmışlardır. Alimoradi ve Veysi (2017) geometrik parametrelerinin ısı transferi ve entropi üretimi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Gao ve ark. (2015) deneysel olarak helis açılı kullanmanın gövde borulu ısı değiştirici performansı üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Kızıllan (2007) çalışmasında gövde borulu ısı değiştiricilerinde şasırtma levhası kesmesinin ve aralığının ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümüne etkisinin araştırmışlardır. Şasırtma levhası kesilmesiyle ve aralığının artmasıyla ısı taşınım katsayısının ve basınç düşüşünün azaldığı belirtmişlerdir. Isı değiştiricilerindeki her parça, aktarılan toplam ısı üzerinde doğrudan bir etkiye sahiptir, bu nedenle tüm parametrelerin dikkatlice seçilmesi önemlidir (Ammar ve ark., 2018).

Çift borulu ısı değiştiricileri ısı değiştirici tiplerinin arasında en basit olanlardır. Büyük çaplı bir borunun içerisine daha küçük çaplı bir borunun eş merkezli olarak yerleştirilmesi ile oluşturulur. İçteki borudan akışkanlardan birisi akarken dıştaki borudan da diğeri akar. İstenilen basınç düşüşü ve sıcaklık farkını sağlamak için seri veya paralel bağlı olarak düzenlenebilirler. İçteki boru tek veya çok borulu bir şekilde yapılabilir. Eksenel kanatçıklara sahip iç boru (veya borular), halkadaki ısı taşınım katsayısı düşük olduğu durumlarda kullanılabilir (Yılmaz ve Şara, 2000). Çift borulu ısı değiştiricileri düşük tasarım ve bakım maliyetleri, esneklikleri ve düşük kurulum maliyetleri nedeniyle birçok endüstride kullanılmaktadır (Omidi ve ark., 2017). Yapılandırma, bakım ve temizlik kolaylığı nedeniyle, yüksek basınçlı akışkanlar ve yüksek kirlenme koşulları için de uygundur (Kakac ve Lui, 2002). Bu tip ısı değiştiricilerinin uygulama alanları; ısı geri kazanım işlemleri, iklimlendirme ve soğutma sistemleri, kimyasal reaktörler ve yiyecek prosesleridir (Naphon ve Suchana, 2011). Bununla birlikte, en büyük dezavantajları büyük hacimli tasarımları ve birim transfer yüzeyi başına maliyetidir (Ghani ve ark., 2018). Pourahmad ve Pesteei (2016) çift borulu ısı değiştiricileri üzerinde, iç boruya dalgalı şerit türbülatorlerini yerleştirerek deneysel çalışma yapmışlardır. Onların bulguları, ısı transfer özelliklerinin geliştirilmesinde önemli gelişmelerdir. Gupta ve Atrey (2000) düşük sıcaklık uygulamaları için zıt akışlı ısı değiştiricisinin performansının değerlendirmesi üzerinde çalıştılar, zıt akışlı ısı değiştiricilerin, yüksek etkinliklerinden dolayı kriyojenik sistemlerde yaygın olarak kullanıldığını bulmuşlardır. Bu ısı değiştiricilerinin ısı performansını, duvar boyunca uzunlamasına iletkenlik, çevredeki sızıntılardan ısı kaybı, akışta bozulma gibi çeşitli kayıplar tarafından belirlendiği ifade edilmiştir. 300-80 K ve 80-20 K sıcaklık aralığında ısı kaybı ve eksenel iletkenlik parametrelerinde ısı değiştirici performansının düşmesi üzerindeki nicel etkisini anlamak için çalışmalarını genişlettiler.

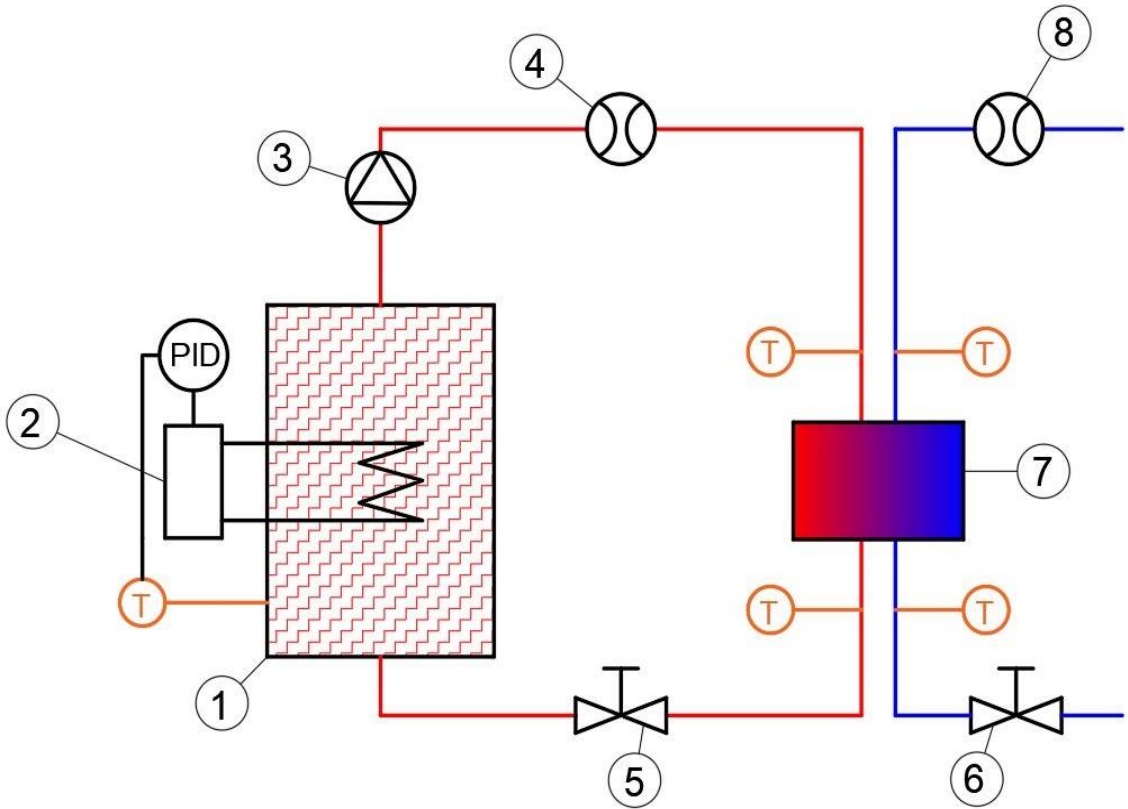
Akış kanalları ince plakalardan oluşan ısı değiştirici; plakalı ısı değiştiricilerdir. Plakalı ısı değiştiriciler; gaz, sıvı veya iki-fazlı akışların herhangi bir kombinasyonu için ısı transfer etmek amacıyla kullanılırlar. Bu ısı değiştiricilerinin contalı-plakalı, spiral plakalı ve lamelli olmak üzere 3 değişik tipi vardır (Yılmaz ve Şara, 2000). Plakalı ısı değiştiricileri; ısıtma, soğutma, ısı geri kazanımı, yoğuşma ve buharlaşma gibi çeşitli uygulamalarda yaygın şekilde kullanılır. Plakalı ısı değiştiricilerinin karmaşık geometri profili, yüksek ısı transferiyle sonuçlanan yüksek derecede türbülans sağlar (Imrana ve ark., 2017). Plakalı ısı değiştiriciler kompaktlık, etkinlik, tasarım esnekliği ve düşük maliyet gerektiren çok sayıda endüstriyel uygulama için yaygın olarak kullanılır (Wang ve ark., 2007). Plakalı ısı değiştiriciler genellikle karşılıklı temas halinde olan metal plakalardan oluşur. Her plaka, giriş ve çıkış delikleri olarak işlev gören dört açıklığa ve akışkanları alternatif akış geçişlerinde yönlendirmek için tasarlanmış contalara sahiptir. Bitişik plakalar akış kanallarını oluşturur, böylece iki akış alternatif

kanallardan geçerken ısı alışverişi yapar (Zhang ve ark., 2019). Basıncın yüksek olduğu uygulamalarda düşük basınçlarda kullanılabilen ısı değiştiricisi tipleri hemen seçimin dışına atılabilir. Belirli sıcaklık aralığında çalışan ısı değiştiricileri de bunların seçilmemesinin nedeni olabilir. Çalışma sıcaklığının 200 °C' nin altında, daima plakalı tip özellikle de contalı plakalı tip ısı değiştiricisinin seçilmesine daha uygundur. Daha yüksek basınç ve sıcaklıklarda çift borulu ısı değiştirici, gövde borulu ısı değiştirici veya kaynaklı plakalı ısı değiştiricilerinden biri seçilmelidir. Özellikle çift-borulu ısı değiştirici küçük kapasiteli ve yüksek basınçlı uygulamalar için daha uygundur (Saunders, 1988). Araştırmacılar farklı tipteki ısı değiştiricilerini değişik amaç ve metodoloji ile optimize etmek için çaba sarf etmişlerdir. Örneğin, Patel ve Rao farklı optimizasyon algoritmalarıyla gövde borulu ısı değiştirici (Patel ve Rao, 2010; Rao ve Patel, 2013), plaka-kanatlı ısı değiştirici (Rao ve Patel, 2013; Rao ve Patel, 2010) ve rejeneratif ısı değiştiricinin (Rao ve Patel, 2011) optimizasyonunu gerçekleştirdi.

Yapılan bu çalışmada farklı ısı değiştirici tiplerinin performanslarının kıyaslanması, debi ve sıcaklığın değişimi ile ısı değiştirici performansının nasıl değiştiği araştırılmıştır.

MATERYAL VE YÖNTEM

Çalışmada kullanılan deney düzeneğinin şematik resmi Şekil 1 de verilmiştir.

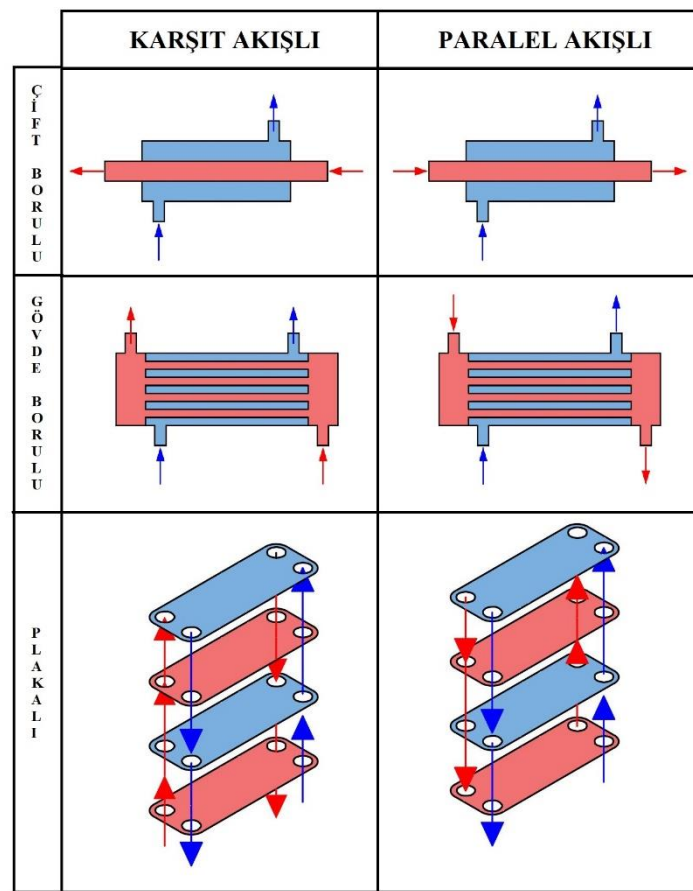


- | | | |
|-------------|-------------------------|-----------------------|
| 1-Tank | 4-Debimetre(Sıcak su) | 7-Isı Değiştirici |
| 2-Rezistans | 5-Ayar Vanası(Sıcak Su) | 8-Debimetre(Soğuk Su) |
| 3-Pompa | 6-Ayar Vanası(Soğuk Su) | |

Şekil 1. Deney düzeneği şematik gösterimi

Düzenek temel olarak iki kısımdan oluşmaktadır. Bunlar sıcak su ısıtma için kullanılan tank kısmı ve ısı değiştirici tiplerinin bağlandığı test kısımlarıdır. Tankta bulunan su rezistans vasıtasıyla ısıtılır.

Tankın orta kısmında bağlı olan pt100 sıcaklık sensörü ve buna bağlı PID sıcaklık kontrol ünitesi ile su istenilen sıcaklığa ayarlanır. Tankın çıkış kısmında debi değeri ayarlanabilen bir sirkülasyon pompası bulunmaktadır, bu pompadan çıkan iş akışkanı kanatçık tipi bir debimetreden ve ısı değiştiriciden de geçerek tanka geri döner ve çevrim tamamlanır. Deney setinin ısı değiştirici kısmı modülerdir, istenilen tip ısı değiştirici tipi kolay bağlantı elemanları ile sökülüp takılabilmektedir. Test bölgesinde ısı değiştiricilerin giriş ve çıkışlarına bağlanmak üzere 4 adet bağlantı hortumu bulunmaktadır, bunlardan ikisi sıcak hattın gidiş ve dönüşü, diğer ikisi ise soğuk hattın gidiş ve dönüşleridir. Hem sıcak hat hem de soğuk hattın giriş ve çıkışlarında sıcaklık ölçümlerinin yapıldığı ve K tipi termokupl bağlı olan sıcaklık ölçüm noktaları vardır. Deneysel sistemden alınan veriler bir otomasyon ekranı üzerinden izlenebilmekte ve veriler otomasyon ekranı üzerinden okunabilmektedir. Test bölgesine bağlanarak performans testleri alınan ısı değiştirici tipleri ve bu ısı değiştiricilerin akış yönleri Şekil 2 de verilmiştir.



Şekil 2. Deneylerde kullanılan ısı değiştirici tipleri ve akış yönleri

Verilerin İşlenmesi

Deney düzeneğinde, test bölgesine sıcak akışkan ile aktarılan ısının tamamının taşınım mekanizması ile soğuk akışkana transfer edildiği kabul edilmiştir. Bu sebeple ısı kayıpları ihmal edilmiş ve soğuk akışkan tarafından alınan ısı, eşitlik 1 kullanılarak hesaplanmıştır. Eşitlik 2 ile eşitlik 1 in oranı sistemden olan ısı kayıpların ihmal edilebilir seviyede olup olmadığını kontrol etmek amacıyla kullanılmıştır. Test bölgesine bağlanan 3 farklı tip ısı değiştirici için ısı transfer yüzey alanları farklıdır. Eşitlik 3 ise her bir ısı değiştiriciden elde edilen güç değerlerinin o ısı değiştiricinin ısı transfer yüzey alanına bölünmesiyle elde edilen güç yoğunluğu değerlerini temsil etmektedir. Deneylerde kullanılan ısı değiştirici tipleri ve o ısı değiştirici tipinin ısı transfer yüzey alanı Çizelge 1 de verilmiştir.

Çizelge 1. Deneylerde kullanılan ısı değiştirici tipleri ve ısı transfer yüzey alanları

Isı Değiştirici Tipi	Isı Transfer Yüzey Alanı (m ²)
Çift Borulu Isı Değiştirici	0,025
Plakalı Isı Değiştirici	0,048
Gövde Borulu Isı Değiştirici	0,02

$$Q_{alınan} = \dot{m}C_p(T_{g,soğuk} - T_{ç,soğuk}) \quad (1)$$

$$Q_{verilen} = \dot{m}C_p(T_{g,sıcak} - T_{ç,sıcak}) \quad (2)$$

$$Q'' = \frac{Q}{A} \quad (3)$$

Belirsizlik Analizi

Deneysel parametrelerin belirsizliğini belirlemek için Kline ve McClintock (Kline ve McClintock, 1953) tarafından önerilen tema uygulanmıştır. Bu yöntemde ölçülecek sonuç işlevidir ve $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ 'nin R değerini etkileyen bağımsız değişkenlerdir. Bu durumda;

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$$

olarak ifade edilebilir.

w_1, w_2, \dots, w_n bağımsız değişkenlerin belirsizlikleri olsun. R sistemin toplam belirsizliğini vermek üzere, aşağıdaki gibi verilebilir (Kline ve McClintock, 1953).

$$W = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4)$$

Bu çalışmadaki en önemli parametrelerin (sıcaklık ve debi) belirsizlikleri aşağıda yer alan Çizelge 2'de verilen parametreler esas alınarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak sıcaklık ölçüm belirsizliği $\pm 1.224^\circ\text{C}$, debi ölçüm belirsizliği $\pm 0.0141^\circ\text{C}$ olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 2. Ölçüm cihazlarının teknik özellikleri, hassasiyetleri ve toplam belirsizlikleri

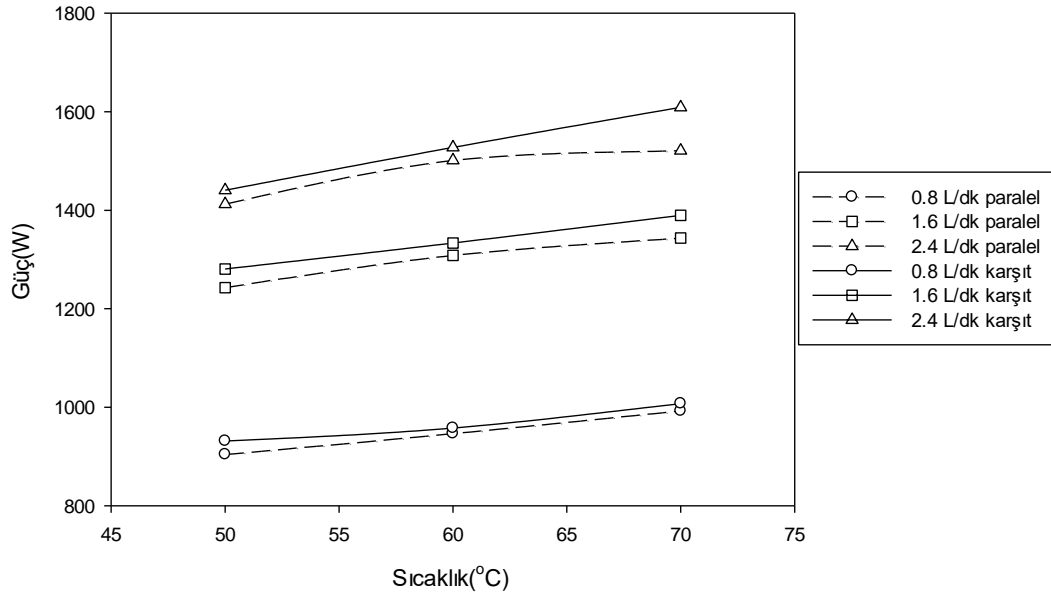
Cihaz	Teknik Özellik	Hassasiyet	Toplam Belirsizlik
Data logger	K tipi; Ölçüm aralığı (-200°C-1200°C)	$\pm 0.5^\circ\text{C}$	$\pm 1.224^\circ\text{C}$
Debimetre	Ölçüm aralığı (0-30 L/dk)	± 0.01 L/dk	$\pm 0.0141^\circ\text{C}$

BULGULAR VE TARTIŞMA

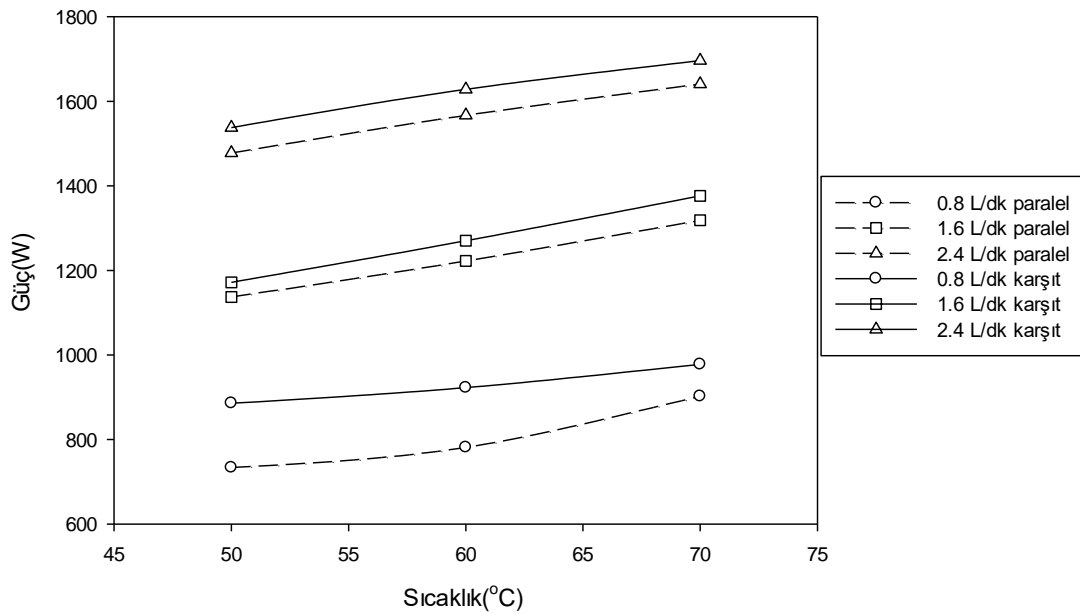
Bulgular ve Tartışma başlığı altında deneyler esnasında kullanılan 3 farklı tip ısı değiştiricinin farklı sıcaklık, debi değerlerindeki güç çıktıları ve farklı tip ısı değiştiricilerin güç yoğunluğu kıyaslamaları sunulmuştur.

Hem sıcaklık hem debi farklı tip ısı değiştiriciler için değişik etkiler oluşturmuşlardır. DeneySEL olarak değerlendirilen 3 tip ısı değiştirici için aynı çalışma şartlarında karşıt akış durumu paralel akış durumuna göre daha iyi performans sağlamaktadır. Çift borulu ısı değiştirici tipinde karşıt akışlı durum için sıcaklığın 50, 60 ve 70 °C değerlerinde ve 2.4 L/dk debi değeri için güç değerleri sırasıyla 1440.7 W, 1527.6 W ve 1609.1 W olmuştur. Gövde borulu ısı değiştirici tipinde karşıt akışlı durum için

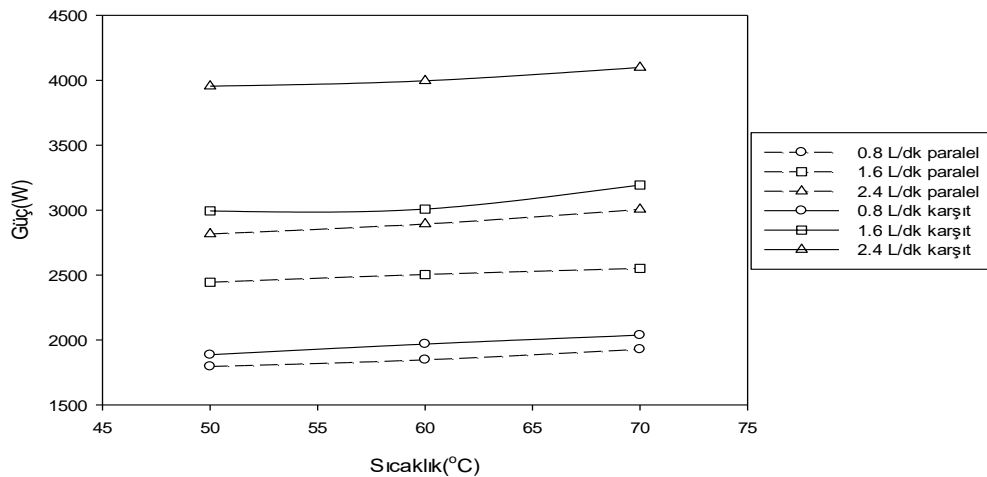
sıcaklığın 50, 60 ve 70 °C değerlerinde ve 2.4 L/dk debi değeri için güç değerleri sırasıyla 1538 W, 1628.4 W ve 1696.3 W olmuştur. Plakalı ısı değiştirici tipinde karşıt akışlı durum için sıcaklığın 50, 60 ve 70 °C değerlerinde ve 2.4 L/dk debi değeri için güç değerleri sırasıyla 3955.2 W, 3996.4 W ve 4098.9 W olmuştur. Bu değerler deneyde kullanılan 3 tip ısı değiştirici için karşıt akışlı ve 2.4 L/dk değerlerine karşılık gelen güç değerleridir, diğer debilere karşılık gelen güç değerleri Şekil 3, Şekil 4 ve Şekil 5 te grafik halinde sunulmuştur. En yüksek güç değeri plakalı ısı değiştiricide elde edilmesine rağmen, güç yoğunluğu (birim alandan elde edilen güç) en yüksek olan ısı değiştirici tipi plakalı ısı değiştirici değildir. Güç yoğunluklarına ilişkin veriler Şekil 6, Şekil 7 ve Şekil 8 de verilmiştir.



Şekil 3. Çift borulu ısı değiştirici için sıcaklık-güç grafiği



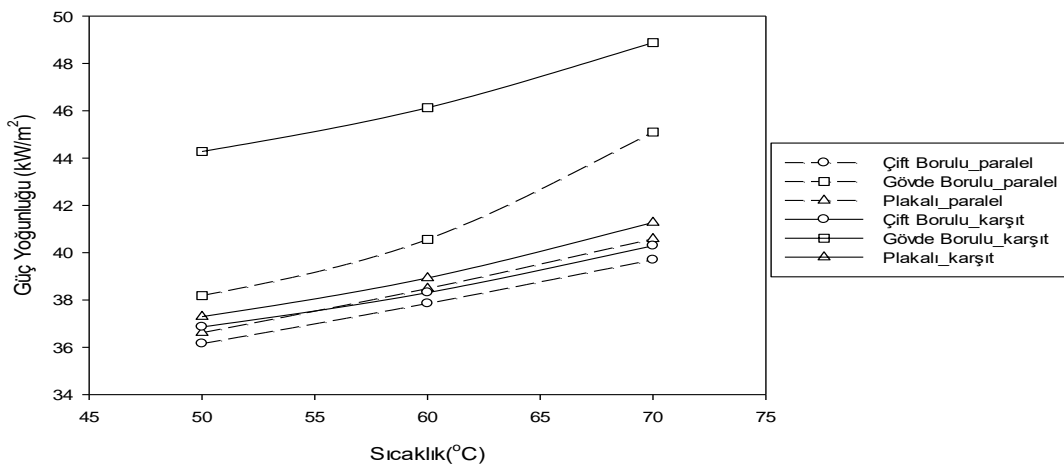
Şekil 4. Gövde borulu ısı değiştirici için sıcaklık-güç grafiği



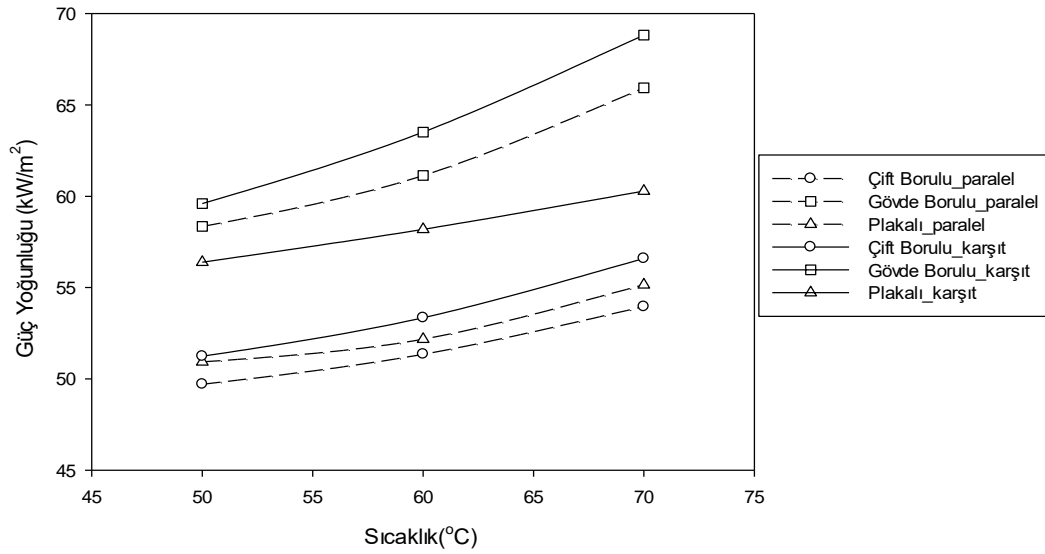
Şekil 5. Plakalı ısı değiştirici için sıcaklık-güç grafiği

Değerlerden de anlaşılacağı üzere sıcaklık ve debinin değişimleri her tip ısı değiştirici de farklı bir tepki ile sonuçlanmıştır. Bu değişimin ısı değiştirici tipi ve tasarım ile yakından ilişkisi olduğu düşünülmektedir. Elde edilen veriler ışığında optimum işletme parametrelerinin ve doğru ısı değiştirici tipinin seçilmesi termal performansı önemli derecede etkilemektedir.

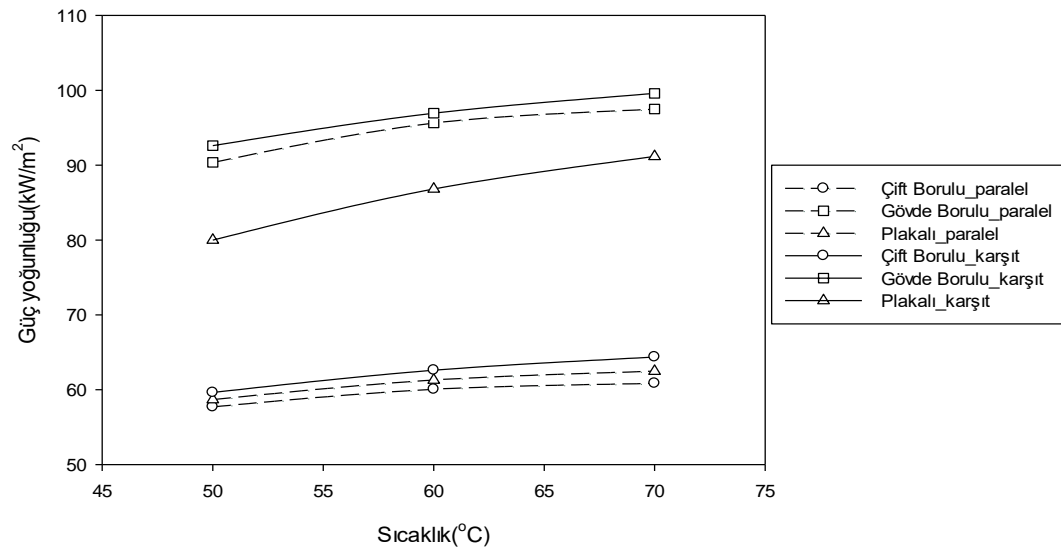
Şekil 6, Şekil 7 ve Şekil 8 incelendiğinde en yüksek güç yoğunluğunu gövde borulu ısı değiştiricide sağlandığı, en düşük güç yoğunluğunun ise çift borulu ısı değiştirici de sağlandığı görülmektedir. Her ısı değiştirici tipi için karşıt akış durumunda daha iyi bir performans sağlanmıştır. En iyi performansı sergileyen gövde borulu ısı değiştirici için; sıcak su besleme debisi 0.8 L/dk iken sıcaklığın 50, 60 ve 70 °C değerlerinde güç yoğunluğu değerleri sırasıyla 44.28 kW/m², 46.13 kW/m² ve 48.88 kW/m², sıcak su besleme debisi 1.6 L/dk iken sıcaklığın 50, 60 ve 70 °C değerlerinde güç yoğunluğu değerleri sırasıyla 59.60 kW/m², 63.51 kW/m² ve 68.82 kW/m², sıcak su besleme debisi 2.4 L/dk iken sıcaklığın 50, 60 ve 70 °C değerlerinde güç yoğunluğu değerleri sırasıyla 92.61 kW/m², 96.94 kW/m² ve 99.60 kW/m² olmuştur. Bu veriler ışığında birim alandan (m²) elde edilen en yüksek güç gövde borulu ısı değiştirici kullanılarak ve karşıt akış durumunda 2.4 L/dk debi değerinde 99.60 kW olduğu, en düşük gücün ise çift borulu ısı değiştirici ile paralel akış durumunda 0.8 L/dk debi değerinde 36.15 kW değerinde olduğu görülmüştür. Şekil 6, Şekil 7 ve Şekil 8'de deneylerde kullanılan ısı değiştirici tipleri için farklı debi değerlerinde güç yoğunlukları verilmiştir.



Şekil 6. Farklı ısı değiştirici tiplerinin güç yoğunluğu kıyaslaması (0.8 L/dk için)



Şekil 7. Farklı ısı değiştirici tiplerinin güç yoğunluğu kıyaslaması (1.6 L/dk için)



Şekil 8. Farklı ısı değiştirici tiplerinin güç yoğunluğu kıyaslaması (2.4 L/dk için)

SONUÇ

Endüstride sıkça karşılaşılan uygulamalardan birisi olan ısı değiştiricilerin etkin kullanımı ısı transferi problemlerinde önemli bir konudur. Bu çalışmada da uygulamada sıkça kullanılan ısı değiştirici tiplerinin performanslarının kıyaslanması konularında çalışma yapılmıştır. Bu sayede ileride ısı değiştirici konularında çalışmalar yapmayı düşünen araştırmacılara ısı değiştiricilerin performansları hakkında deneysel verilerden elde edilen bir veri seti oluşturulmuştur. Bu çalışmanın deneysel parametreleri; 3 farklı tip ısı değiştirici (çift borulu, gövde borulu ve plakalı), 3 farklı besleme suyu sıcaklığı (50°C, 60°C, 70°C) ve 3 farklı besleme debisi (0.8 L/dk, 1.6 L/dk, 2.4 L/dk) olarak belirlenmiş ve deneyler tamamlanmıştır. Deneylerden elde edilen verilerden şu sonuçlara varılmıştır:

- Besleme suyu sıcaklığının artışı ile ısı transfer hızı artmıştır.
- Besleme suyu debisi artışı ile ısı transfer hızı artmıştır.

- Deneyleerde kullanılan gövde borulu, plakalı ve çift borulu ısı değiştiricilerin her biri için karşıt akışlı akış yönü durumunda paralel akışlı duruma göre daha yüksek performans sergilemiştir.
- Gövde borulu ısı değiştiricinin sıcaklığa olan duyarlılığı diğer 2 tip ısı değiştiriciden daha fazla olmuştur. Yani besleme suyu sıcaklığının artışı gövde borulu ısı değiştiricide diğer ısı değiştirici tiplerinden daha etkin performans artışı olmuştur.
- Gövde borulu ısı değiştirici de karşıt akışlı durum paralel akışlı duruma ortalama olarak %3.87 kadar daha iyi güç yoğunluğu sağlamıştır.
- Çift borulu ısı değiştirici de karşıt akışlı durum paralel akışlı duruma ortalama olarak %3.89 kadar daha iyi güç yoğunluğu sağlamıştır.
- Plakalı ısı değiştirici de karşıt akışlı durum paralel akışlı duruma ortalama olarak %11.53 kadar daha iyi güç yoğunluğu sağlamıştır.
- Akış yönünün etkisi en fazla plakalı ısı değiştiricinin güç yoğunluğunu etkilemiştir. Çift borulu ve gövde borulu tip ısı değiştiricilerin güç yoğunluğunu ise yaklaşık olarak aynı düzeyde etkilemiştir. Buradan akış yönünün farklı tip ısı değiştiricilerde farklı etkilere sebep olduğu sonucuna varılmıştır.
- Karşıt akışlı durumda gövde borulu ısı değiştirici çift borulu tip ısı değiştiriciye göre ortalama olarak % 19.06 daha iyi güç yoğunluğu değeri sağlarken, plakalı tip ısı değiştirici çift borulu tip ısı değiştiriciye göre ortalama olarak % 9.09 daha iyi güç yoğunluğu değeri sağlamıştır.
- Paralel akışlı durumda gövde borulu ısı değiştirici çift borulu tip ısı değiştiriciye göre ortalama olarak % 18.08 daha iyi güç yoğunluğu değeri sağlarken, plakalı tip ısı değiştirici çift borulu tip ısı değiştiriciye göre ortalama olarak % 1.61 daha iyi güç yoğunluğu değeri sağlamıştır.
- Kıyaslanan ısı değiştirici tiplerinden birim alan için en yüksek performanslı olandan en düşük performanslı olana doğru sırasıyla; gövde borulu ısı değiştirici, plakalı ısı değiştirici ve çift borulu ısı değiştirici olduğu tespit edilmiştir.

KAYNAKLAR

- Abd AA, Naji SZ, 2017. Analysis Study Of Shell And Tube Heat Exchanger For Clough Company With Reselect Different Parameters To Improve The Design. *Case Studies in Thermal Engineering*, 10: 455–467.
- 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.
- Boran K, Daştan F, Şahin HM, Aktaş M, 2014. Isı Eşanjörlerinde Isı Transferi İyileştirme Yöntemlerinin Sayısal Ve Deneysel Olarak İncelenmesi. *Politeknik Dergisi*, 17(4): 183-191
- Dal AR, 2019. Düz Plakalı Borulu Bir Isı Değiştiricisinin Optimum Kanatçık Aralığının Sayısal Analizi. *Ömer Halis demir Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 8(1): 479-501.
- Dizaji HS, Jafarmada S, Asaadi S, 2017. Experimental Exergy Analysis For Shell And Tube Heat Exchanger Made Of Corrugated Shell And Corrugated Tube. *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 475–481.
- Eryener D, 2006. Thermoeconomic Optimization Of Baffle Spacing For Shell And Tube Heat Exchangers. *Energy Convers. Manag.* 47 (11–12): 1478–1489.
- Fraas AP, 1989. *Heat Exchanger Design*. John Wiley&Sons.
- Genceli, OF, 1999. *Isı Degistiricileri*. Birsen Yayın evi, İstanbul, 424 S.
- Gao B, Bi Q, Nie Zi, 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.
- Ghani S, Gamaledin SMA, Rashwana MM, Atieh MA, 2018. Experimental Investigation Of Double-Pipe Heat Exchangers in Air Conditioning Applications. *Energy And Buildings*, 158: 801-811.

- Gupta P, Atrey Md. 2000. Performance Evaluation Of Counter Flow Heat Exchangers Considering The Effect Of Heat In Leak And Longitudinal Conduction For Low temperature Applications. *Cryogenics*, 40(7): 469–474.
- Imrana M, Pambudi AN, Farooq M, 2017. Thermal And Hydraulic Optimization Of Plate Heat Exchanger Using Multi Objective Genetic Algorithm. *Case Studies in Thermal Engineering*, 10: 570-578.
- Kakac S, Lui H, 2002. Heat exchangers. Selection, Rating and thermal design, Second edi, Crcpress, Florida,
- Kırtepe E, Özbalt N, 2018. Kanatlı-Borulu Isı Değiştiricilerde Belirsizlik Analizi. *Dümf Mühendislik Dergisi*, 9 (1): 161 - 175.
- Kızıllan Ö, 2007. Gövde Borulu Bir Isı Değiştiricisinde Şaşırtma Levhasının Isı Tasınım Katsayısına Ve Basınç Düşümüne Etkisinin İncelenmesi. *Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 11(3): 246-251.
- S.J. Kline, F.A. McClintock, Describing uncertainties in single-sample experiments, *Mech. Eng.* 75(1)(1953)3-8.
- Liou TM, Hwang JJ, 1992. Developing Heat Transfer And Friction In A Ribbed Rectangular Duct With Flow Separation At Inlet. *Asme J. Fluids Eng.*, 114 (3): 565-573.
- Liu L, Ding N, Shi J, Xu N, Guo W, Wu C, 2016. Failure Analysis Of Tube-To-Tube sheet Welded Joints In A Shell-Tube Heat Exchanger. *Case Stud. Eng. Fail. Anal.* 32–40.
- Mirzaei M, Hajabdollahi H, Fadaakar H, 2017. Multi-Objective Optimization Of Shell-And-Tube Heat Exchanger By Constructal Theory. *Appl. Therm. Eng.*, 125: 9–19.
- Naphon P, Suchana T, 2011. *Int. Communications In Heat And Mass Transfer*, 38: 236-241.
- Omidi M, Farhadi M, Jafari M, 2017. A comprehensive review on double pipe heat exchangers, *Appl. Therm. Eng.*, 110: 1075–1090.
- Patel VK, Rao RV, 2010. Design Optimization Of Shell-And-Tube Heat Exchanger Using Particle Swarm Optimization Technique. *Appl Therm Eng.*, 30: 1417–1425.
- 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.
- Rao RV, Patel VK, 2013. Multi-Objective Optimization Of Heat Exchangers Using A Modified Teaching-Learning Based Optimization. *Algorithm, Appl Math Model*, 37:1147–1162.
- Rao RV, Patel VK, 2010. Thermodynamic Optimization Of Cross-Flow Plate-Fin Heat Exchangers Using A Particle Swarm Optimization. *Technique, Int J Therm Sci.*, 49: 1712–1721.
- Rao RV, Patel VK, 2011. Design Optimization Of Rotary Regenerator Using Artificial Bee Colony Algorithm. *P I Mech Eng A-J Pow*, 225: 1088–1098.
- Saunders EAD, 1988. *Heat Exchangers-Selection, Design & Construction*. Longman&Scientific Technical, 1-160.
- Shah RK, Sekulic DP, 2003. *Fundamentals Of Heat Exchanger Design*. John Wiley & Sons, Inc., New Jersey, 976, USA.
- Shinde S, Chavan U, 2017. Numerical And Experimental Analysis On Shell Side Thermo-Hydraulic Performance Of Shell And Tube Heat Exchanger With Continuous Helical Frp Baffles. *Therm. Sci. Eng.*, 5: 158-171.
- Walker G, 1990. *Industrial Heat Exchangers. A Basic Guide*, Second Edition, Hemisphere Publishing Corporation, 410.
- Wang L, Sunden B, Manglik RM, 2007. *Plate Heat Exchangers: Design, Applications And Performance*. 288, USA.
- Yılmaz M, Şara ON, 2000. Isı Değiştirici Seçimi. *Mühendis ve Makine*, 41(490): 24-37.
- Yu C, Ren Z, Zeng M, 2018. Numerical Investigation Of Shell-Side Performance For Shell And Tube Heat Exchangers With Two Different Clamping Type Anti-Vibration Baffles. *Appl. Therm. Eng.*, 133: 125-136.
- 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.