

Değişik Yüzey Profiline Sahip Tek Geçişli Plaka Tipli Isı Değiştiricilerinde Isı Transferinin İncelenmesi

Hüseyin BENLİ¹, Hasan GÜL¹ ve Aydın DURMUŞ²

¹Fırat Üniversitesi, Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, 23119, Elazığ

²Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Bölümü, 23119, Elazığ
hgul@firat.edu.tr

(Geliş/Received:06.02.2006, Kabul/Accepted:24.11.2006)

Özet: Bu çalışmada PHE_{ondulin} ve $PHE_{\text{yıldız}}$ olarak adlandırılan iki farklı plakalı ısı değiştiricilerinin yüzey geometrilerinin ısı transferi ve sürtünme katsayısı üzerine etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Bu amaç için iki tip ısı değiştiricisi imal edilmiştir. Plakaların yan yana monte edilmesiyle, elde edilen ısı değiştiricisinde sıcak ve soğuk akışkan tarafından, Nusselt sayısının Reynolds sayılarına göre değişimleri araştırılmıştır. Aynı yönlü paralel akış ve zıt yönlü paralel akış için, ısı değiştiricisi etkinliğinin, NTU'ya göre değişimi bulunmuştur. Laminar akış şartlarında yapılan bu çalışmada Reynolds sayısı $50 \leq Re \leq 1000$ ve Prandtl sayısı ise $3 \leq Pr \leq 7$ arasında seçilmiştir. Deneysel sonuçlarından, ısı transferi, etkinlik ve basınç kaybı için deneysel bağıntılar elde edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Isı Değiştiricileri, Plaka Akışı, Laminer Akış, Dalgalı Kanal

Investigation of Heat Transfer of Single Pass Plate Type Heat Exchangers Having Different Surface Profiles

Abstract: In this study, effects of the surface profiles of two different plate heat exchangers called PHE_{ondulin} and $PHE_{\text{yıldız}}$ on heat transfer and friction factor are investigated experimentally. Two types of heat exchangers are designed and manufactured for this aim. Nusselt variation along the heat exchanger, obtained by mounting the plates side by side, with respect to Reynolds number was investigated. Heat exchanger effectiveness according to NTU was obtained for parallel and counter-flow configurations. Reynolds and Prandtl numbers varied in the range of $50 \leq Re \leq 1000$ and $3 \leq Pr \leq 7$, respectively. As a result of the experimental findings, correlations for heat exchanger effectiveness and pressure loss were obtained and presented in the study.

Keywords: Heat exchanger, plate flow, laminar flow, corrugate surface.

1. Giriş

Son zamanlarda plakalı ısı değiştiricileri, ısıtma, ısıtma-soğutma uygulamalarında, gıda ve kozmetik sanayinde yoğun bir şekilde kullanılmaktadır. Plaka tipli ısı değiştiricileri, başlangıçta daha çok sıhhi uygulama gerektiren pastörize sıvı yiyecek alanları için geliştirilmiştir. Ancak daha sonra bu ısı değiştiricilerinin kompakt olmaları, kolay temizlenebilme özelliği nedeniyle başta kimya ve yiyecek sektörü olmak üzere geniş bir uygulama alanı bulmuşlardır. Bu ısı değiştiricilerinde akışın dağıtımı, paralel, seri veya mümkün olabilecek değişik varyasyonlarda olabilir.

Isı transferini iyileştirme teknikleri, aktif ve pasif yöntemler olmak üzere iki gruba ayrılır [1,2]. Aktif yöntemde sisteme ek bir enerji

vermek gerekirken, pasif yöntemde yüzey şeklinin değiştirilmesi ile ek enerjiye ihtiyaç duyulmaz. Bu nedenle yüksek ısı transferi katsayısına ulaşmak için, ısı değiştiricinin imalatında kullanılan yöntemlerin farklılığı ile beraber plakaların yüzey geometrileri de karmaşık hale gelmiştir.

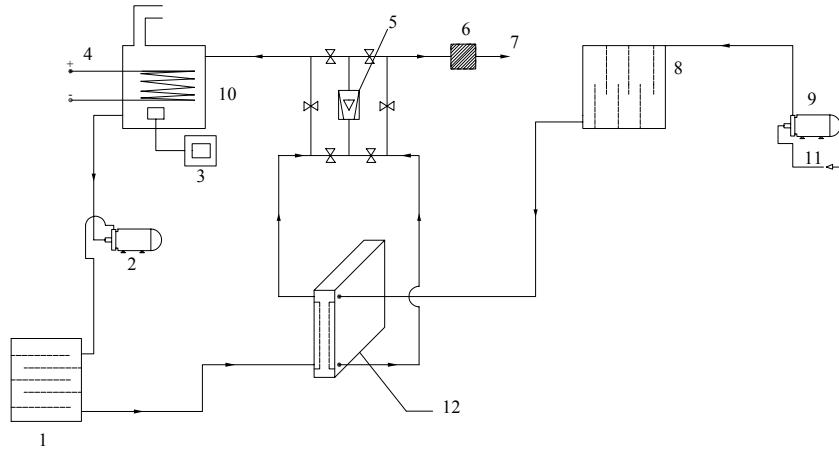
Günümüzde enerji ve malzeme maliyetlerinin yüksek olması nedeniyle, daha etkin ısı değiştiricisi üretim çalışmaları hızlanmıştır. Isı değiştiricilerinin etkinliklerinin artırılması, boyutlarının küçültülmesini ve işletme masraflarının düşürülmesini sağlar. Pasif yöntemle ısı transferini artırma amaçlı yapılan bir çalışmada, pürüzlü yüzeyler kullanılmıştır [3]. Baehr ve arkadaşlarının yaptıkları bir çalışmada pasif teknikler kullanılarak yüksek ısı

transfer katsayıları elde edilmiştir [4]. Bu araştırmacılar pasif iyileştirme teknikleri olarak, bükülmüş teller ve türbülötörler kullanmışlardır. Deneylerini laminar ve türbülanslı akış şartlarında yapmışlardır. Sparrow ve arkadaşları değişik yüzey profillerinin ısı transferine etkilerini, Re , $2000 \leq Re \leq 35000$ ve Pr $4 \leq Pr \leq 11$ aralığında incelemişlerdir. Bu çalışmada akışkan olarak su kullanılmıştır. Araştırmacılar, keskin yüzey geometrileri için $Nu=0.491.Re^{0.63}Pr^{0.3}$ eşitliğinin kullanılabileceğini önermişlerdir. Yine aynı çalışmada bükülmüş yüzeyli ısı değiştiricilerin, düz yüzeyli ısı değiştiricilerine göre; Nusselt sayısının katlanarak artabileceğini ve bunun; hava için dokuz, su için ise on dört faktöre bağlı olduğunu belirlemişlerdir. Deneysel çalışmanın sonucunda $Re > 250$ şartlarında

$$Nu = 4 + 29.2 \cdot \ln \left[\frac{(Re Pr^{0.4} + 100)}{1200} \right] \text{ bağıntısının}$$

kullanılabileceğini göstermişlerdir.

2. Deneysel Düzenek



- 1- Su deposu, 2-Sıcak su pompası, 3-Termostat, 4-Isıtıcı, 5-Rotametre, 6-Kalibreli ölçüm kabı, 7-Tahliye, 8-Kapalı soğuk su deposu 9-Soğuk su pompası, 10-Su deposu, 11-Su girişi, 12-Deney elemanları

Şekil 1. Deneysel düzenek

Deneylerin gerçekleştirilmesi için Şekil 1’de görülen deneysel düzenek kurulmuştur. Deneysel düzenek esas itibarı ile kolayca sökülüp takılabilen plakalı bir ısı değiştiricisidir. Şekil 2’de plaka yüzey detayları verilen ısı değiştiricilerinin ısı transfer ve sürtünme katsayısı üzerindeki etkilerini belirlemek için iki tip ısı değiştiricinin imalatı yapılmıştır. $PHE_{ondulın}$ ve $PHE_{yıldız}$ olarak adlandırılan

Fabbri “genetik algoritma” tekniğini kullanarak, dalgalı kanallarda ısı değiştiricileri ile ilgili ilginç bir optimizasyon çalışması yapmıştır [7]. Re ve Pr sayısının çok küçük olmadığı durumlarda dalgalı plaka yüzeylerinin ısı transferini iyileştirdiğini göstermiştir. ısı değiştiricilerinin ısı transferini iyileştirme teknikleri araştırılırken, çeşitli yüzey profillerini geliştirmenin yanı sıra en uygun akış şartlarının belirlenmesi üzerinde de yoğunlaşmaktadır.

Kandlikar ve arkadaşları yaptıkları deneysel çalışmalarda, akış şartlarının ısı değiştiricisinin etkinliği üzerine etkilerini araştırmışlardır [9,10].

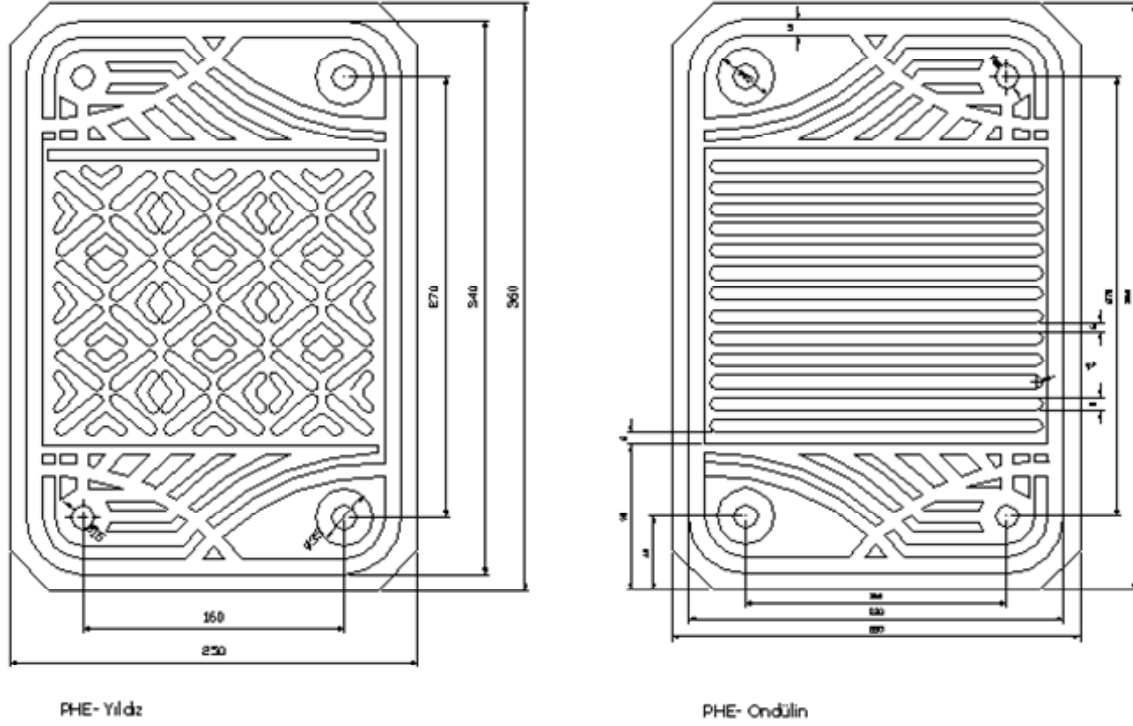
Bu çalışmada plakalı ısı değiştiricilerin geometrik özelliklerinin ısı transferi üzerine etkisi deneysel olarak, aynı yönlü paralel akış ve zıt yönlü paralel akış düzenlemelerinde, ϵ , Nu , f sayıları temelinde incelenmiştir.

plakaların yan yana monte edilmesi ile ısı değiştiricisi grubu oluşturulmuştur.

İki plaka arasındaki boşluk $\delta=6, 8, 10$ mm olarak belirlenmiş ve her δ değeri için 15, toplam 135 adet plaka kullanılmıştır. Bu plakalardan 7 tanesi soğuk su tarafında 8 tanesi ise sıcak su tarafında veya bunun tam tersi kullanılmıştır. Deneysel akışkan plaka yüzeylerindeki kirlenmeyi önlemek için arıtılmış su kullanılmıştır. Ayrıca

plaka yüzeylerinde meydana gelen kirlenmenin ısı transferi üzerine olan olumsuz etkilerinden

korunmak için her deneyde önce plaka yüzeyleri temizlenmektedir.



Şekil.2. $PHE_{ondulin}$ ve $PHE_{yıldız}$ yüzey yapısına sahip plakalı ısı değiştiricileri

Plaka yüzeyli ısı değiştiricileri, soğuk ve sıcak akışkan bölgeleri olmak üzere iki kısımdan incelenmektedir.

Deney düzeneğinde sıcak-soğuk giriş-çıkış sıcaklıkları ve basınç kayıpları, ortam sıcaklığı, kütleli debi ölçülerek data-toplayıcılar vasıtasıyla bilgisayara aktarılmaktadır. Deneylerde sıcak su debisi 0.03 kg/s–0.16 kg/s arasında, sıcak su girişleri ise 45–60 °C arasında seçilmiştir. Kütleli debi değerleri soğuk su girişi ve sıcak su giriş bölgelerinde ayrı debi ölçerler ile direkt olarak ölçülmektedir. Su giriş ve çıkış değerleri her 10 saniyede bir kaydedilmektedir. Elde edilen verilerden ardışık yapılan iki değer arasındaki değişim istenilen seviyeye geldiği durumlarda veriler kaydedilmekte aksi durumda deney yenilenmektedir.

3. Isı Transferi Hesaplamaları

Isı değiştirgecinin ısı performansını belirlemek için akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları, yüzey ısı transfer katsayısı ve toplam ısı transfer yüzey alanının bilinmesi

gereklidir. Ele alınan sistemde soğuk ve sıcak akışkanın, eğer kinetik enerji, potansiyel enerji ve çevreye olan ısı kaybı da ihmal edilirse soğuk ve sıcak akışkan arasındaki toplam ısı transfer oranı enerji dengesinde

$$\dot{E}_{in} + \dot{E}_g - \dot{E}_{out} = \frac{d\dot{E}_{st}}{dt} \equiv \dot{E}_{st} \quad (1)$$

$$q = \dot{m}_h (i_{h,i} - i_{h,o}) \quad (2)$$

$$q = \dot{m}_c (i_{c,o} - i_{c,i}) \quad (3)$$

Akışkan faz değişikliğine uğramıyorsa ve özgül ısıları sabit kabul edilirse (2)ve (3) eşitlikleri

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (4)$$

$$q = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (5)$$

şekline dönüşür. Ancak (2), (3), ve (4), (5) eşitlikleri akış düzenlenmesinden ve ısı değiştirgeci tipinden bağımsızdır. Bu nedenle bir başka kullanılabilecek eşitlik, Newton Soğutma Kanunu'ndan

$$q = UA\Delta T_m \quad (6)$$

U , değerinin belirlenmesi gerekir. Akışkanın fiziksel özelliklerinin sabit ve plaka yüzeyindeki akış dağılımının homojen olduğu durumlarda yüzey ısı transfer katsayısı ;

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{e_p}{k_p} + R_{f,h} + R_{f,c} \quad (7)$$

şeklinde bulunur. Isı taşınım katsayısını belirlemek için, $h_{sıcak}$ ve $h_{soğuk}$ değerlerinin seçilen plaka yüzey tipi ve seçilen yüzey geometrisine için belirlenmesi gerekir.

Newtonian akışkanlarda ve türbülanslı akış için, $Nu = aRe^b Pr^c$ eşitliği yaygın olarak kullanılan genel bir eşitliktir. Burada boyutsuz büyüklükler; Nusselt sayısı, Reynolds ve Prandtl sayılarıdır ve plaka yüzey geometrisine bağlı, a, b, c katsayılarının belirlenmesi gerekir [5]. a, b, c parametrelerini belirlemek için, belirlenen plaka yüzey geometrisinde, istenilen Re ve Pr sayılarında yeterli sayıda ısı transfer deneylerinin yapılması gerekir.

4. Etkinlik-NTU Hesaplaması

Isı değiştiricisinde etkinliğini belirlemek için, ısı değiştiricinin maksimum mümkün olabilecek ısı transfer oranı q_{max} belirlenmesi gerekir Isı değiştiricilerinde aynı yönlü paralel akış için ısı kapasitelerini $C_c = \dot{m}_c c_{p,c}$, $C_h = \dot{m}_h c_{p,h}$ olarak ve $L \rightarrow \infty$ olduğu kabul edilerek,

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})}, \quad (8)$$

şeklinde yazılır. Isı transferi birim sayısı (NTU = AU/C_{min}) boyutsuz bir parametredir ve ısı değiştiricisi analizinde aşağıdaki gibi tanımların [7, 8, 9].

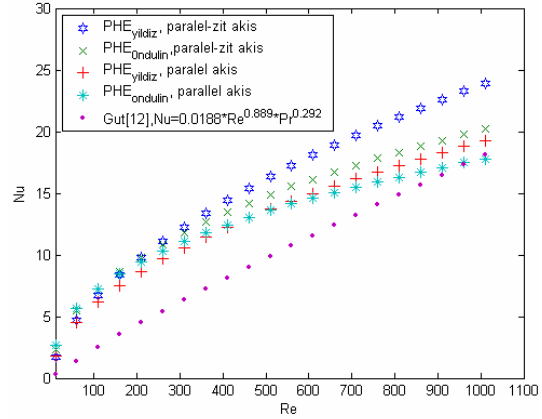
$$NTU = \frac{(N-1)A_p U}{\min(\dot{m}_h C_{p,h}, \dot{m}_c C_{p,c})} \quad (9)$$

Ele alınan bu çalışmada iki farklı tip ısı değiştiricisinin ısı transferi, basınç kaybı ve etkinlik değerleri yüzey geometrisi ve akış düzenlemesine göre deneysel olarak araştırılmıştır.

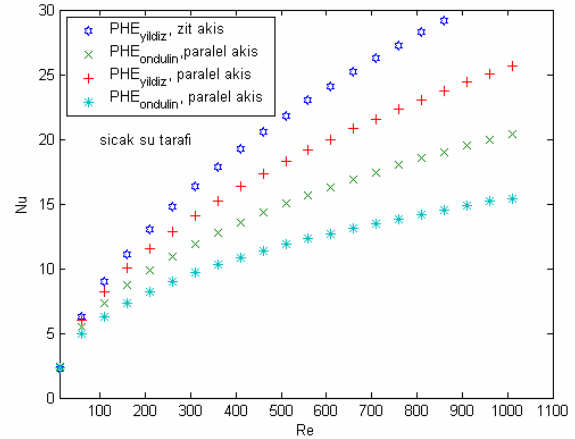
5. Sonuçlar

Şekil 3’de Gut[12] tarafında tanımlanan $Nu = 0.017Re^{0.90}Pr^{1/3}$ ampirik bağıntı ile deneysel çalışmanın sonuçları karşılaştırılmıştır. Grafikte de görüldüğü gibi bu araştırmacının plaka yüzeyli ısı değiştiricileri için elde ettikleri $Nu-Re$ değişiminin bu çalışmada sunulan plaka

yüzeyli ısı değiştiricileri için elde ettiği değerleri ile iyi bir uyum içerisinde. Aynı yönlü paralel akış ve zıt yönlü paralel akış şartlarında $PHE_{yıldız}$ tipli ısı değiştiricinin, $PHE_{ondulın}$ tipliye göre ısı transferinin, yaklaşık %30 değerinde iyileşme sağladığı görülmektedir.



Şekil 3. Aynı yönlü paralel akış ve zıt yönlü paralel akış düzenlemelerine göre $Nu-Re$ sayısını değişimi.

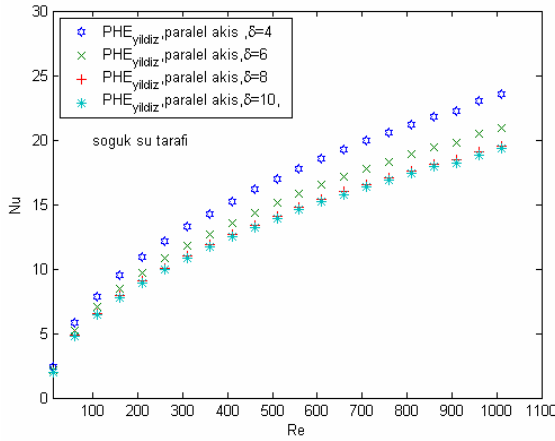


Şekil 4. Zıt yönlü paralel akış için sıcak su tarafından $Nu-Re$ sayısının değişimi.

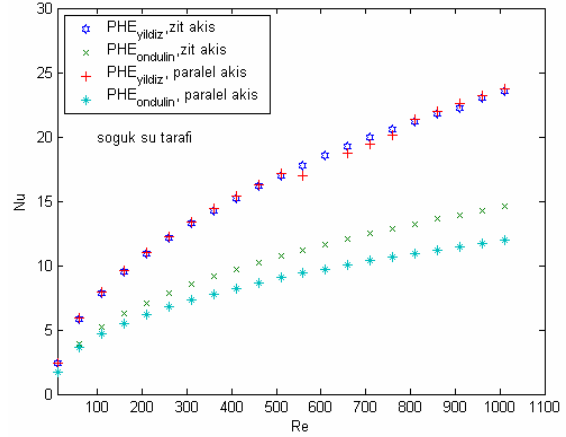
Şekil 4’de sıcak su tarafı için aynı yönlü paralel akış ve zıt yönlü paralel akış konfigürasyonları için yıldız ve ondululu yüzey özelliklerine sahip ısı değiştiricisinin $Re-Nu$ sayısına göre değişimleri verilmiştir. Grafikten görüldüğü gibi $PHE_{yıldız}$ tip ısı değiştiricisinde zıt yönlü paralel akış şartlarında maksimum ısı transferi elde edilmiştir. Plakalar arası mesafenin sabit olduğu durumlarda zıt yönlü paralel akış şartlarındaki iyileşmenin aynı yönlü paralel akış şartlarına göre %23 fazla olduğu görülmüştür. Bu iyileşme yıldız yüzey konfigürasyonunda ondululu konfigürasyonuna göre yaklaşık %18 daha

fazladır. Buda şunu göstermektedir ki yüzey profili ikincil akışları oluşturmakta ve akışkana ilave bir türbülans etkisi vermekte bu durum ısı taşınım katsayısını artırmaktadır.

Plakalar arası kalınlık değerinin Nu-Re değişimine etkisi Şekil 5–6'de verilmiştir. Zıt yönlü paralel akış ve aynı yönlü paralel akış için $\delta=4, 6, 8, 10$ mm yüzey düzenlemesi için her iki ısı değiştirgeci için karşılaştırması yapılmıştır. Plakalar arasındaki δ değerinin küçülmesiyle her iki tip akış şekli içinde ısı transferinin iyileştiği görülmektedir.



Şekil 5. Plakalar arasındaki kalınlığın ısı transferi üzerine etkisi, soğuk su tarafı

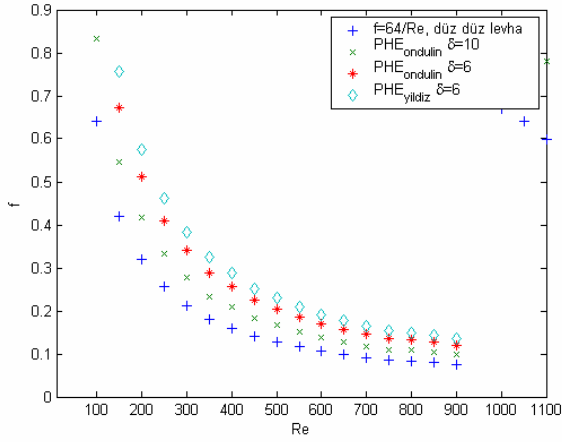


Şekil 6. PHE_{ondulin} ve PHE_{yıldız} ısıdeğiştiricilerinin Re-Nu değişimi

Dalgalı yüzey geometrilerine sahip ısı değiştiricileri için PHE_{ondulin} ve PHE_{yıldız} paralel ve paralel-zıt yönlü akış şartlarında aşağıda belirlenen ampirik bağıntılar elde edilmiştir.

Tablo1. PHE_{ondulin} ve PHE_{yıldız} ısı değiştiricisi için elde edilen ampirik bağıntılar

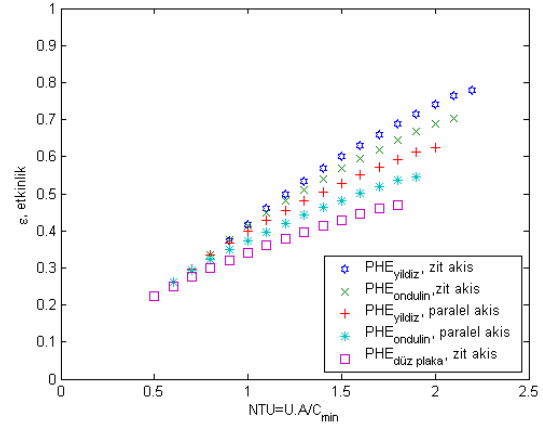
Zıt yönlü paralel akış ve sıcak su için	
$Nu_{yıldız} = 1.348 Re^{0.58} Pr^{0.355} \left(\frac{D_{es}}{L} \right)^{0.33}$	$; 10 \leq Re \leq 1000, \quad 3 \leq Pr \leq 7$
$Nu_{ondulin} = 1.8453 Re^{0.47} Pr^{0.335} \left(\frac{D_{es}}{L} \right)^{1/3}$	$; 10 \leq Re \leq 1000, \quad 3 \leq Pr \leq 6.3$
Zıt yönlü paralel akış ve soğuk su için	
$Nu_{yıldız} = 1.730 Re^{0.58} Pr^{0.355} \left(\frac{D_{es}}{L} \right)^{0.33}$	$; 10 \leq Re \leq 1000, \quad 3 \leq Pr \leq 7$
$Nu_{ondulin} = 1.320 Re^{0.47} Pr^{0.335} \left(\frac{D_{es}}{L} \right)^{1/3}$	$; \quad 10 \leq Re \leq 1000, \quad 3 \leq Pr \leq 6.3$
Aynı yönlü paralel akış ve sıcak su için	
$Nu_{yıldız} = 1.632 Re^{0.58} Pr^{0.355} \left(\frac{D_{es}}{L} \right)^{0.33}$	$; \quad 10 \leq Re \leq 1000, \quad 3 \leq Pr \leq 7$
$Nu_{ondulin} = 2.095 Re^{0.41} Pr^{0.335} \left(\frac{D_{es}}{L} \right)^{1/3}$	$; 10 \leq Re \leq 1000, \quad 3 \leq Pr \leq 6.3$



Şekil 7. Sürtünme katsayısının Re sayısı ile değişimi

Şekil.7’de yüzey geometrik özelliklerinin sürtünme katsayısı üzerine etkileri görülmektedir. Elde edilen değerlerden aynı plaka aralık değerlerinde $\delta=6$ için PHE_{yıldız} plaka yüzeyine sahip ısı değiştirgecinde, PHE_{ondülin} yüzeyli ısı değiştirgecine göre, basınç kayıp katsayısının yaklaşık olarak 1.4 kat arttığı görülmektedir. Sürtünme katsayısının, plaka yüzeyli ısı değiştiricileri için tanımlanan laminar akım şartları için geçerli olan $f=64/Re$ ifadesiyle referans olarak alınmış ve karşılaştırılması yapılmıştır.

Şekil 8’de zıt yönlü paralel akış ve aynı yönlü paralel akış şartlarında ϵ -NTU değişimi, $\delta=6$ için verilmiştir. Şekil 8. de görüldüğü gibi birim ısı transfer değeri, artışı ile plakalı ısı değiştiricilerinin etkinlik değeri de artmaktadır. Aynı δ değerlerinde her iki akış şeklinde artan NTU değerlerinde etkinlik değerinin arttığı görülmektedir. Etkinlik değeri literatürlerde verilen teorik düz plakalı ısı değiştirgecine göre yaklaşık % 7 ile %21 arsında bir iyileşme sağlamıştır.



Şekil 8 Etkinlik değerinin NTU ile değişimi

NTU = 1.8 değerleri için zıt yönlü paralel akış için ve $\epsilon = 0.8$ değerine ulaşmasına rağmen aynı yönlü paralel akış şartları için bu değer $\epsilon = 0.7$ değerinde kalmıştır. aynı yönlü paralel akış için etkinlik değeri %8–60 arasında iyileşme gösterirken zıt yönlü paralel akış şartlarında için bu değer %9–65 arasında değişim göstermiştir.

6. Tartışma

Sunulan bu çalışmada dalgalı yüzeylere sahip plakalı ısı değiştiricilerinde, plaka aralığının, yüzey profillerinin ısı transferi ve basınç kayıpları üzerine etkisi incelemiştir. Plakalar arasındaki boşluğun ve plaka yüzey şeklinin ısı transferi üzerine etkili olduğu belirlenmiştir. PHE_{yıldız} tipli yüzey konfigürasyonuna sahip ısı değiştirgecinin, PHE_{ondülin} yüzey şekline sahip ısı değiştirgecine göre, ısı transferinde %12–65 arasında bir iyileşme sağladığı ancak dalgalı yüzeyin ilave türbülans yaratması nedeniyle basınç kayıp katsayısında ise yaklaşık %200–320 arasında bir artış belirlenmiştir.

7. Semboller

A	ısı transfer alanı, m ²
A _p	etkili ısı transfer alanı, m ²
C	ısı kapasite oranı,
C _p	sabit basınçta ısınma ısısı, J/kg ⁰ C
D _h	eşdeğer çap,
h	yüzey film katsayısı, W/m ² °C
k	akışkanın ısı iletim katsayısı,
W/m ⁰ C	

L	plaka uzunluğu, m
N	kanal sayısı
NTU	birim ısı transfer sayısı
Nu	Nusselt sayısı, $D_h h/k$, boyutsuz.
\dot{m}	kütleli debi, kg/s
Pr	Prandtl sayısı number, $Pr=C_p \mu/k$, boyutsuz
Q	ısı yükü, W
R	akışkan kirlilik faktörü, $m^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$
Re	Reynolds sayısı,
	$Re = \dot{m} D_h / (\mu N A_c)$, boyutsuz
δ	plakalar arası mesafe, m
T	sıcaklık, $^\circ\text{C}$
U	yüzey ısı transfer katsayısı, $\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
ε	ısı değiştirgeci etkinlik değeri
μ	akışkan viskozitesi, Pa s

8. Kaynaklar

- Bergles, A. E. (1985). "Techniques to augment heat transfer", in: W. M. Rosenhow, J. P. Hartnett, and E.N. Ganic (Eds.), Handbook of Heat Transfer Applications, McGraw-Hill, New York, (Chapter 3).
- Dewan, A., Mahanta, P., K.S. P, Raju and Kumar, S. (2004). A review of Passive Heat Transfer augmentation Techniques, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, **218**, 509-527
- Sparrow, E.M., Hossfeld, L.M. (1984). Effect of rounding of protruding edges on heat transfer and pressure drop in a duct, *In .J. Heat transfer*, **27**, 1715-1723
- Fabbri, G., (2000). Heat Transfer Optimization in Corrugated Wall Channels, *Int. J. Heat Mass Transfer* **43**, 4299-4310
- Kandikar, S.G., Shah, R.K. (1989). Multi-Pass Plate Heat Exchangers-Effectiveness-NTU Result and Guidelines for Selecting Pass Arrangement. *Journal of Heat Transfer*, **111**, 300-313
- Zaleski, T., Klepacke, K. (1992). Plate Heat-Exchanger-Method of Calculation, Chart and Guidelines for Selecting plate Heat-Exchangers Configuration. *Chemical Engineering and Processing*, **31(1)**, 45-56.
- Rohsenow, W.M., Hartnett and J. P., Cho, Y.I (Eds) (1998). Handbook of Heat Transfer Third ed. McGraw-Hill, New York
- Gut, J. A. W., Pinto, J. M. (2003). Modeling of Plate Heat Exchangers with Generalized Configurations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **46** (14),2571–2585
- Bennet, C.O., Myers. (1982). Momentum, Heat and Mass Transfer. (Third ed) McGraw-Hill, London.
- Kakaç, S., Shah, R.K., Aung, W. (1987) Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, Wiley, New York
- Kays, W.M., and A. L. London. (1984). Compact Heat Exchangers, 3.ed., McGraw-Hill, New York, Jorge, A.W. Gut., Renato F., Jose M. Pinto., Carmen C. Tadini., 2004,Thermal model validation of plate exchanger with generalized configuration, *Chemical Engineering Science*, **59** , 4591-4600.
- Benli, H. (1998). Değişik yüzey profillerine sahip tek geçişli plaka tipli Isı değiştirgeçlerinde ısı transferinin araştırılması. Yüksek Lisans Tezi,Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü. 45s