

## Farklı Plaka Yüzey Açısına Sahip Plakalı Isı Değişiricilerin Ekserji Analizi

### *Exergy Loss Analysis in Plate Heat Exchangers Having Different Plate Surface Angles*

Bayram Kılıç

Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi, Bucak Emin Gülmez T.B.M.Y.O., Burdur, Türkiye

#### Öz

Bu çalışmada, farklı plaka yüzey açısına sahip plakalı ısı değiştiricilerin ekserji kaybı analizi deneysel olarak incelenmiştir. Plakalı ısı değiştiricilerin plaka yüzey açıları  $\beta=30^\circ$  ve  $\beta=60^\circ$  dir. Bu amaç için, plakalı ısı değiştirici kullanılan deneysel ısıtma sistemi dizayn edilmiş ve oluşturulmuştur. Farklı plaka yüzey açlarına sahip plakalı ısı değiştiricilerin termodinamik analizi yapılmıştır. Isı transfer miktarı ve ekserji kaybı değerleri hesaplanmıştır. Deneysel sonuçlar plaka yüzey açısı  $\beta=60^\circ$  olan ısı değiştiricinin ısı transfer miktarı ve ekserji kaybı değerlerinin plaka yüzey açısı  $\beta=30^\circ$  olandan daha yüksek olduğunu göstermiştir. 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. Plaka yüzey açısı  $\beta=60^\circ$  için en yüksek ekserji kaybı değeri 1.1 kW, en düşük ekserji kaybı değeri 0.075 kW olarak elde edilmiştir. Elde edilen deneysel sonuçlar grafiksel olarak sunulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Ekserji kaybı, Isı transferi, Plaka yüzey açısı, Plakalı ısı değiştirici

#### Abstract

In this paper, exergy loss analysis of plate heat exchangers having different plate surface angles were investigated as experimentally. Plate surface angles of plate heat exchangers are  $\beta=30^\circ$  and  $\beta=60^\circ$ . For this purpose, experimentally heating system used plate heat exchanger was designed and constructed. Thermodynamic analysis of plate heat exchangers having different plate surface angles were carried out. The heat transfer rate and exergy loss values are calculated. The experimental results show that heat transfer rate and exergy loss values for  $\beta=60^\circ$  is higher than  $\beta=30^\circ$ . The highest heat transfer rate for  $\beta=60^\circ$  has been obtained as about 3.7 kW. The least heat transfer rate for  $\beta=60^\circ$  has been obtained as about 3 kW. The highest exergy loss value for  $\beta=60^\circ$  has been obtained as about 1.1 kW. The least exergy loss value for  $\beta=60^\circ$  has been obtained as about 0.075 kW. Obtained experimental results were graphically presented.

**Keywords:** Exergy loss, Heat transfer, Plate surface angles, Plate heat exchangers

### 1. Giriş

Mühendislik uygulamalarının en önemli ve en çok karşılaşılan işlemlerinden birisi, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimidir. Bu değişimin yapıldığı cihazlar genelde ısı değiştirici olarak adlandırılmakta olup buharlaştırıcı, yoğuşturucu, ısıtıcı, soğutucu gibi değişik adlar altında kimya, petrokimya endüstrilerinin, termik santrallerinin, soğutma, ısıtma ve iklimlendirme tesislerinin hemen her kademesinde değişik tip ve kapasitelerde görülebilir (Kılıç 2013). 60 yıl önce geliştirilmiş olan plakalı ısı değiştiriciler, bu süre içerisinde pek çok uygulamalar ile kullanım alanlarını sürekli geliştirmişlerdir. Özellikle son 20 yıl

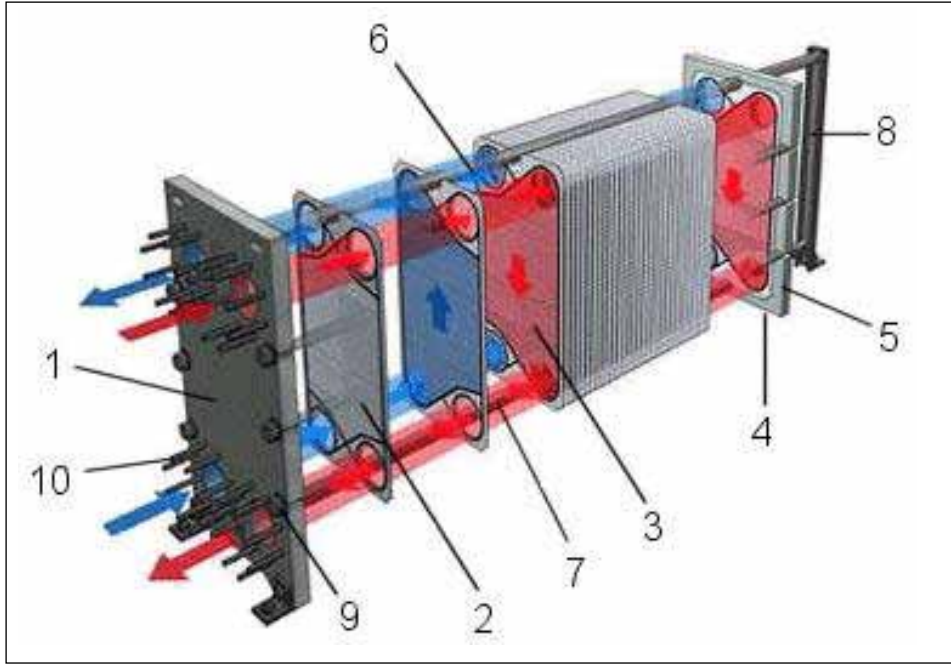
içerisinde üretim metotlarında meydana gelen gelişmelere kaynaklı tip plakalı ısı değiştiricilerinde geliştirilmesi mümkün olmuştur (Kılıç vd. 2009).

Plakalı ısı değiştiricilerinde esas ısı geçişinin olduğu yüzeyler genelde ince metal levhalardan yapılır. Bu metal yüzeyler düz veya dalgalı biçimde olabilirler. Genellikle gövde-borulu tip ısı değiştiricilerine göre daha yüksek toplam ısı transfer katsayısına sahiptirler. Şekil 1.'de plakalı bir ısı değiştiricinin yapısı görülmektedir (Reppich 1999).

### 2. Gereç ve Yöntem

Bu çalışmada, ısıtma sistemlerinde kullanılan plakalı ısı değiştiricilerinde plaka geometrisi ile dinamik ve termal parametrelerin ısı transferine etkilerinin deneysel olarak araştırılması için farklı yüzey geometrisine sahip plakalı ısı değiştirici kullanılan bir ısıtma sistemi imal edilmiş ve

\*Sorumlu yazarın e-posta adresi: bayramkiloc@mehtakif.edu.tr



**Şekil 1.** Plakalı ısı değiştiricinin yapısı  
(<http://www.tetsa.com.tr>)  
1. Sabit baskı plakası - Ön gövde  
2. Başlangıç plakası  
3. Plaka  
4. Son plaka  
5. Hareketli baskı plakası - Arka gövde  
6. Üst taşıma kolunu  
7. Alt taşıma kolunu  
8. Destek kolunu  
9. Burulmaya karşı gergin vida koruması  
10. Bağlantı



**Şekil 2.** Deney cihazı.

plakalı ısı değiştiricilerinin performans karakteristikleri belirlenmiştir. Bu amaçla plakalı ısı değiştiricisi kullanılan bir ısıtma sistemi deney cihazı tasarlanmış ve imal edilmiştir. Deney cihazı, termostat kontrollü bir ısıtıcı ile istenilen sıcaklıkta, iki farklı plaka geometrisine sahip ısı değiştirici için üç farklı pompa kademesine bağlı olarak elde edilen debilerde çalışabilmektedir. Kurulan deneysel sistem Şekil 2.'de deneysel sistemin şematik gösterimi ise Şekil 3.'de görülmektedir.

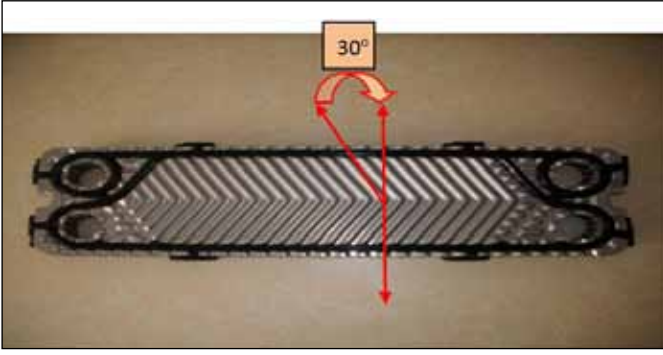
Deneysel sistem çalıştırıldığında; iki adet 4.5 kW gücünde ısıtıcılar vasıtasıyla sıcak su üretici kazanında ısıtılan su, bir pompa vasıtasıyla plakalı ısı değiştiricisine gönderilmektedir. Plakalı ısı değiştiricide ısısını, su tankından gelen suya

aktararak tekrar sıcaklığı azalmış olarak sıcak su üretici kazanına geri dönmektedir. Su tankından çıkan su yine bir başka pompa yardımıyla ısı değiştiricisine gönderilmektedir. Isı değiştiricide sıcak su üretici kazanından gelen suyun ısısını alarak sıcaklığı artan su, kullanım suyu olarak dış devreye gönderilmektedir. Plakalı ısı değiştiricide sıcak akışkandan soğuk akışkana ısının aktarıldığı devre, primer devre; soğuk akışkanın sıcak akışkandan ısı aldığı devre ise sekonder devre olarak isimlendirilmiştir.

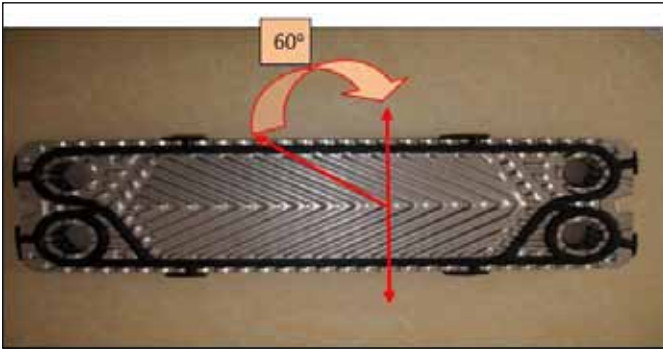
Deneysel sistem veri alımı esnasında 30° ve 60° plaka yüzey açısına sahip iki farklı ısı değiştirici, devir daim pompaları ile ayarlanabilen üç farklı debi için çalıştırılmıştır. Veri alımı işlemi deneysel sistem rejime ulaşıttıktan sonra her 15 saniyede bir olmak üzere datalogger tarafından kaydedilmiştir. Datalogger deneyler sırasında her 15 saniyede bir primer ve sekonder devre eşanjör su giriş çıkış sıcaklıklarını kaydetmiştir.

Bu çalışma dâhilinde toplam 6 adet deney yapılmıştır. İlk üç deney 30° plaka yüzey açısına sahip olan plakalı ısı değiştirici ile yapılmıştır. Sıcak su üretici kazanın termostatu 60 °C'ye ayarlanmıştır ve deney süreci başlatılmıştır. Sekonder devre suyu şehir şebekesi su sıcaklığı (15 °C) olarak sisteme gönderilmiştir. Sistemin rejime ulaşması beklenmiştir ve datalogger aracılığıyla her 15 saniyede bir primer ve sekonder devre plakalı ısı değiştiricisi su giriş çıkış sıcaklıkları kaydedilmiştir. Debi değerleri ise hem primer devre, hem de sekonder devre için sırasıyla pompa kademesi 1 için 0.167





Şekil 4. 30° açılı plakalı ısı değiştirici.



Şekil 5. 60° açılı plakalı ısı değiştirici.

$$\dot{Q} = \dot{m}_h C_{ph} (T_{hg} - T_{hc}) = \dot{m}_c C_{pc} (T_{cç} - T_{cg}) \quad (3)$$

şeklinde yazılabilir.

Belirli bir çalışma periyodundan sonra ısı değiştirici yüzeyleri üzerine akışkanlar içinde bulunabilen parçacıklar, metal tuzları veya çeşitli kimyasal elemanlar birikebilir. Bazen de korozyon etkileri nedeniyle, bu yüzeyler üzerinde bir oksidasyon tabakası oluşabilir. Bütün bu tabakalar, ısı geçişinde ilave birer ısıl direnç meydana getirirler.  $R_f$  simgesi ile gösterilen bu kirlilik direnci (veya faktörü), ısı geçiş yüzeylerinin kirliliği ve temiz olmaları hallerindeki ısıl dirençlerin farkından aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$R_f = \frac{1}{K_{kirlili}} - \frac{1}{K_{temiz}} \quad (4)$$

Metal yüzeylerdeki pürüzlülük nedeniyle iki metal arasındaki temasın mükemmel olmaması yüzünden, bu yüzeylerde bir temas direnci oluşur. İki yüzeydeki temas direnci, bu yüzeylerde bir sıcaklık azalmasına neden olur. Bu durumları göz önüne alabilmek için aşağıdaki gibi bir direnç tanımı yapılabilir:

$$R_t = \frac{(t_A - t_B)}{\frac{Q}{A}} \quad (5)$$

Isı değiştirici yüzeyindeki toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki denklem yardımıyla bulunabilir:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + R_{f1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + R_{t,1-2} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + R_{t,2-3} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + R_{f2} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (6)$$

Isı değiştiricilerinin ısı hesaplarının yapılmasında, Denklem 1.'in kullanılması durumunda ortalama logaritmik sıcaklık farkı ( $\Delta T_m$ ) ifadesinin tayini gerekir. Ortalama logaritmik sıcaklık farkı değeri, ısı değiştiricide akışın türüne göre belirlenmektedir. Çalışmada kullanılan ters akışlı plakalı ısı değiştiricinin ortalama logaritmik sıcaklık farkı ( $\Delta T_m$ ) aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (7)$$

Son eşitlik Denklem 1.'e taşınırsa:

$$\dot{Q} = \frac{KA(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (8)$$

ifadesi elde edilir.

Isı değiştiricilerinin etkinliği aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanabilir:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (9)$$

$C_h = \dot{m}_h C_{ph}$  ve  $C_c = \dot{m}_c C_{pc}$  sıcak ve soğuk akışkanların ısıl kapasite değerleri olmak üzere ısı değiştiricideki gerçek ısı geçişi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{Q} = C_h (T_{hg} - T_{hc}) = C_c (T_{cç} - T_{cg}) \quad (10)$$

Mümkün olabilen maksimum ısı geçişi olarak tanımlanan  $\dot{Q}_{\max}$  değeri ise,  $C_h$  veya  $C_c$  ısıl kapasite debilerinden hangisi daha küçükse onun kullanılması şartıyla aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} (T_{hg} - T_{cg}) \quad (11)$$

Bir sistemde ekserji kaybına neden olan durumlar; sürtünme kayıpları, sıcaklık farkı sebebiyle oluşan ısı transferi, hızlı genişleme veya sıkıştırma gibi olaylardır (Kotas 1985; Szargut 1988). Contalı plakalı ısı değiştiricilerde entropi üretimi ve ekserji kaybı aşağıdaki gibi yazılabilir (Durmuş 2009):

$$S_{\text{üretim}} = C_h \ln \frac{T_{hc}}{T_{hg}} + C_c \ln \frac{T_{cç}}{T_{cg}} \quad (12)$$

$$E = T_o \left[ C_h \ln \frac{T_{hc}}{T_{hg}} + C_c \ln \frac{T_{cç}}{T_{cg}} \right] \quad (13)$$

### 3. Bulgular

Termodinamiğin ikinci yasa analizlerinin yapıldığı hesaplamalarda aşağıdaki kabuller yapılmıştır;

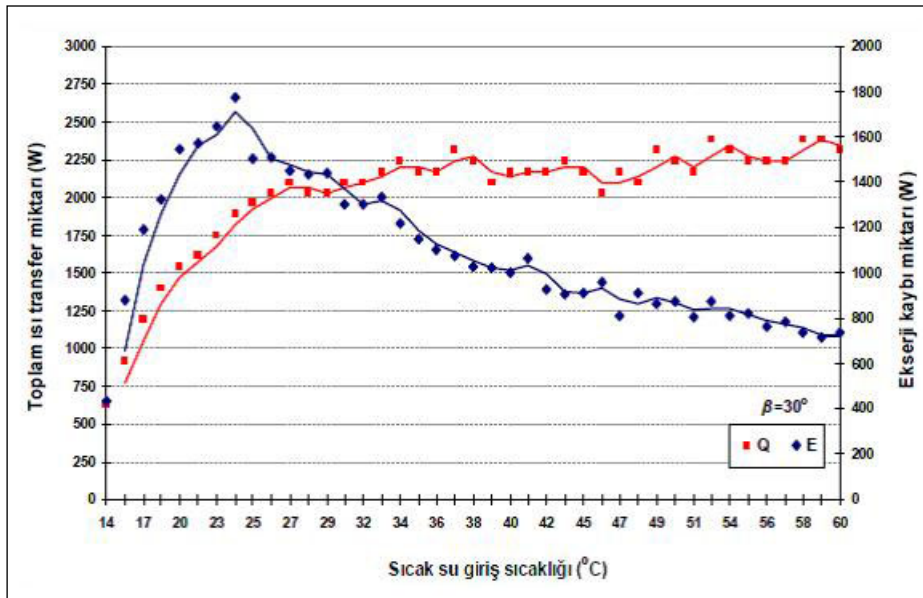
- Tüm sistem elemanları kararlı durumda çalışmaktadır.
- Sistem elemanlarının kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.
- Boru hattı boyunca olan basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Deneylerin yapıldığı mahalin sıcaklık ortalaması 25 °C'dir.

Yapılan ilk üç deneyde sistemdeki pompa sırasıyla kademe 1, kademe 2 ve kademe 3'e ayarlanmıştır. Akışkan debileri sırasıyla 0.167 kg/s, 0.239 kg/s, 0.321 kg/s olarak belirlenmiştir. Bu deneyler için ısı eşanjöründeki ısı transfer miktarı ve ekserji kaybı değerleri hesaplanmıştır ve sırasıyla Şekil 6, Şekil 7 ve Şekil 8'de verilmiştir. Yapılan analizlerde her üç deney içinde sıcak su giriş sıcaklığının artmasıyla birlikte toplam ısı transfer miktarının arttığı, ekserji kayıplarının ise önce bir miktar arttığı daha sonra ise azaldığı görülmüştür. Her iki plaka geometrisine sahip ısı değiştiricide pompa kademesi 1 ve pompa kademesi 2'ye karşılık gelen debi değerlerinin artmasıyla toplam ısı transfer miktarının arttığı görülmektedir. Pompa kademesi 3'e çıkarıldığında ise toplam ısı transfer miktarının düştüğü görülmektedir.

4, 5 ve 6. deneylere ait ekserji kaybı analizlerinde sistemdeki pompa her üç kademe içinde ayarlanmıştır ve sistemde dolaşan akışkan debileri sırasıyla 0.263 kg/s, 0.390 kg/s ve

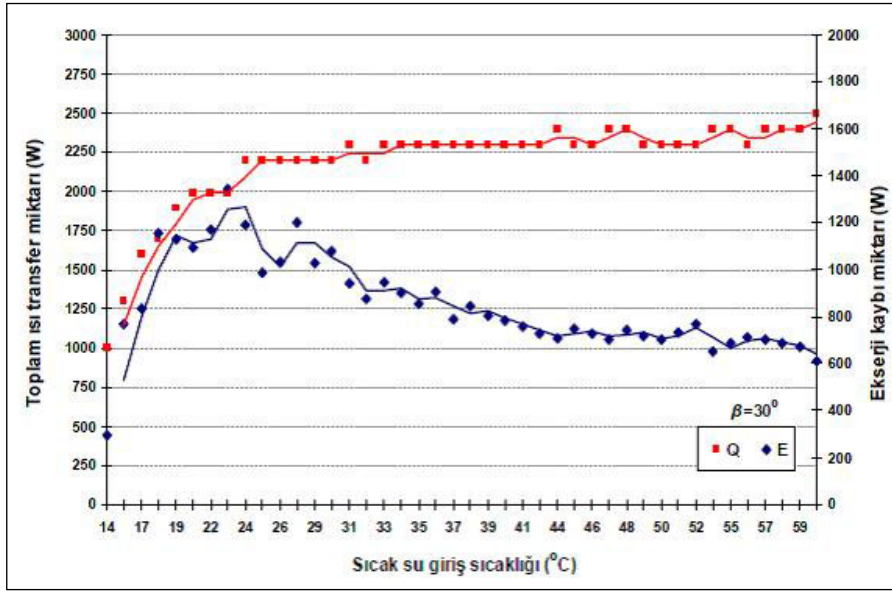
0.517 kg/s olarak belirlenmiştir. Bu üç deneye ait plakalı ısı eşanjöründeki toplam ısı transfer miktarları ve ekserji kaybı değerleri hesaplanmıştır ve Şekil 9, Şekil 10 ve Şekil 11'de verilmiştir. 4. Deneyin yapılan analizinde sıcak su giriş sıcaklığının artmasıyla birlikte toplam ısı transfer miktarının arttığı, ekserji kayıplarının ise önce bir miktar azaldığı deney ilerledikçe ise bir miktar arttığı görülmektedir. 5 ve 6. deneylerde ise sıcak su giriş sıcaklığının artmasıyla birlikte toplam ısı transfer miktarının arttığı, ekserji kayıplarının ise azaldığı ve neredeyse birbirine yakın bir değerde sabit olarak ilerlediği görülmektedir.

Yapılan deneylerde başlangıçta hem toplam ısı transfer miktarlarının hem de ekserji kayıplarının çok yüksek olduğu görülmektedir. Bunun nedeni ayarlanan sıcaklık derecelerine bağlı olarak hesaplamalarda kullanılan sıcaklık farklarının çok yüksek olmasıdır. Bu farkın yüksek olması hem ısı transfer miktarını hem de ekserji kayıplarını oldukça artırmıştır. Fakat deney ilerledikçe ve sıcak su giriş sıcaklığı tekrar yükseldikçe her iki değerinde azaldığı görülmektedir. Yapılan analizlerden de anlaşılacağı gibi plakalı ısı değiştiricide ekserji kaybı miktarının akışkan debisi ve toplam ısı transfer miktarı ile ilişkili olarak değişim gösterdiği görülmektedir. Pompa kademesinin 3 olarak ayarlanarak akışkan debisinin artırıldığı deneyde ısı transfer miktarının artması beklenirken, bir önceki debi değerine ait bulgulardan daha düşük olduğu görülmüştür. Bunun nedenlerinden biri deney düzeneğinde kullanılan plakalı ısı değiştiricisinin boyutlarının bu debi değeri için uygun olmamasıdır. Bir diğer neden ise devir daim pompalarının

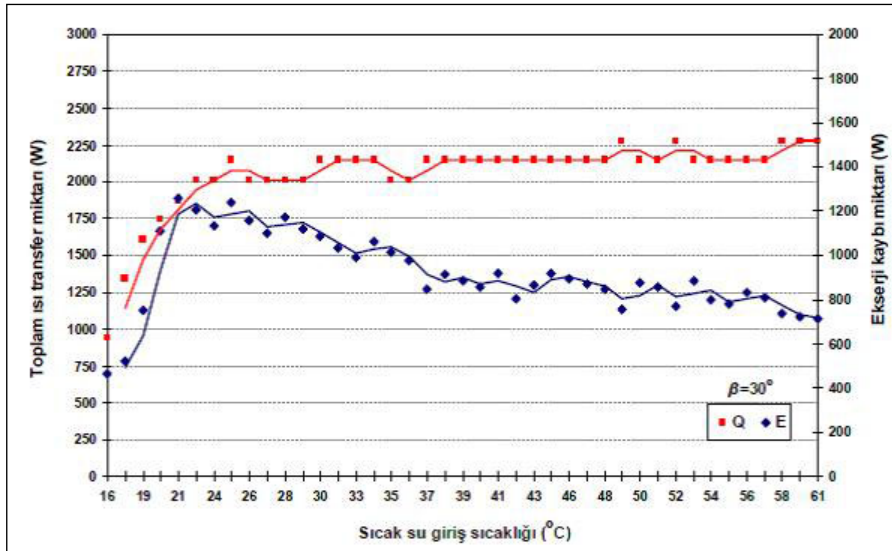


Şekil 6. Sıcak su giriş sıcaklığına bağlı toplam ısı transfer miktarı ve ekserji kaybı miktarı değişimi ( $m=0.167$  kg/s).

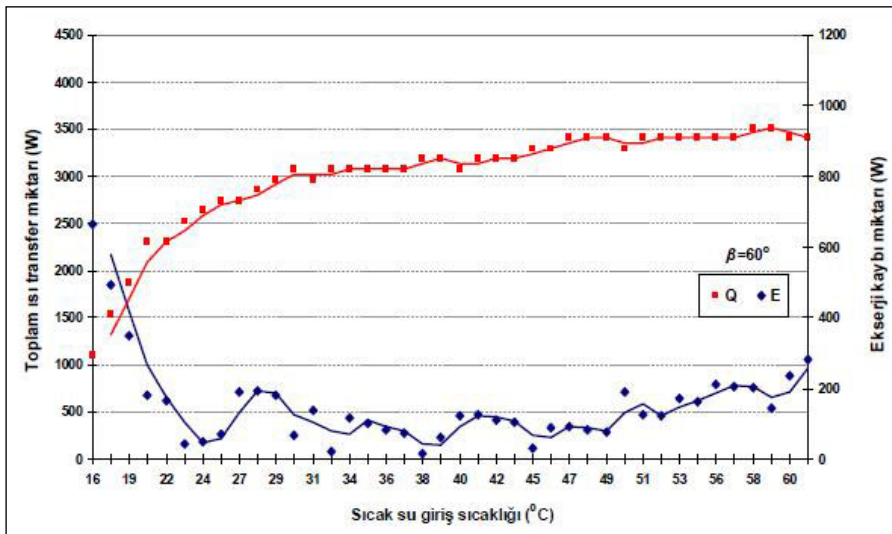




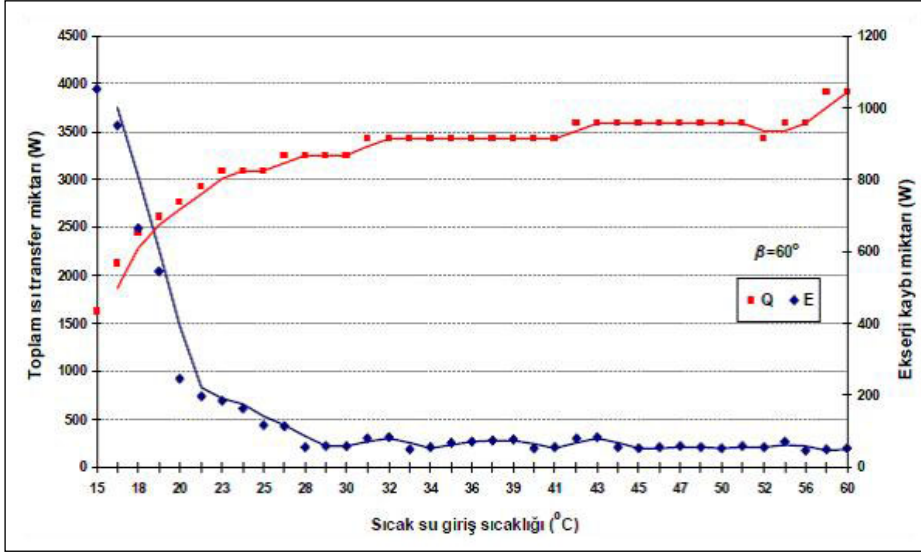
Şekil 7. Sıcak su giriş sıcaklığına bağlı toplam ısı transfer miktarı ve ekserji kaybı miktarı değişimi ( $m=0.239$  kg/s).



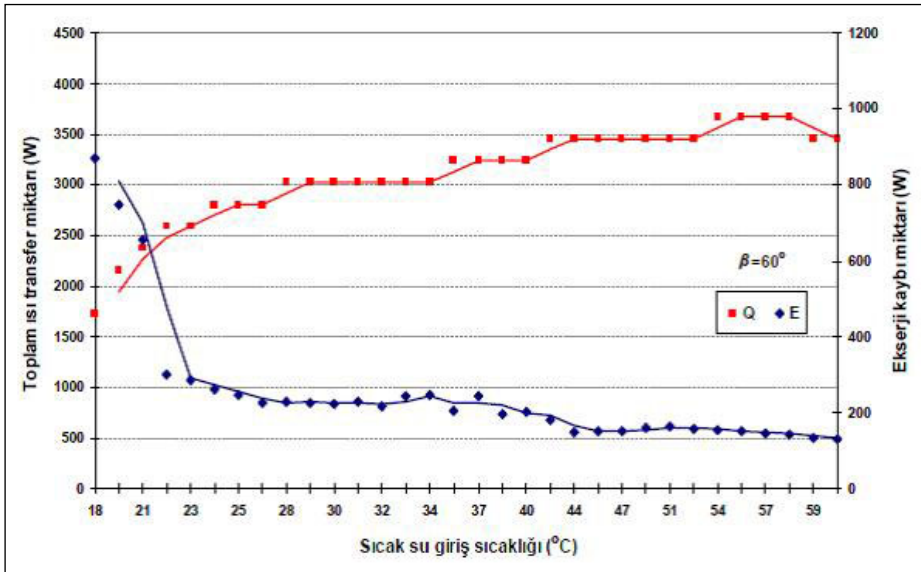
Şekil 8. Sıcak su giriş sıcaklığına bağlı toplam ısı transfer miktarı ve ekserji kaybı miktarı değişimi ( $m=0.321$  kg/s).



Şekil 9. Sıcak su giriş sıcaklığına bağlı toplam ısı transfer miktarı ve ekserji kaybı miktarı değişimi ( $m=0.263$  kg/s).



Şekil 10. Sıcak su giriş sıcaklığına bağlı toplam ısı transfer miktarı ve ekserji kaybı miktarı değişimi ( $m=0.390$  kg/s).



Şekil 11. Sıcak su giriş sıcaklığına bağlı toplam ısı transfer miktarı ve ekserji kaybı miktarı değişimi ( $m=0.517$  kg/s).

plakalı ısı değiştiriciye çok yakın olmasından dolayı akışkanın ısı değiştiriciden çok hızlı şekilde geçerek ısı transferinin uygun bir şekilde gerçekleşmesine imkân vermemesidir. Bu durumda bu debi değeri için bir üst kapasiteli plakalı ısı değiştiricisinin kullanılması uygun olacaktır.

#### 4. Sonuç ve Öneriler

Bu çalışmada, farklı plaka geometrisi, çalışma sıcaklıkları ve debi değerlerinde, plakalı ısı eşanjörlerindeki ekserji kaybı değerleri araştırılmıştır. Yapılan analizlerde sıcak su giriş sıcaklığının artmasıyla birlikte toplam ısı transfer miktarının arttığı, ekserji kayıplarının ise azaldığı görülmüştür. Ekserji kayıplarını azaltmak için en uygun çözümün optimum çalışma şartlarının ve plaka yüzey açısının belirlenmesi

olduğu sonucuna varılmıştır. Bunun yanında plakalı ısı eşanjörünün yalıtımının yapılmasının da, ısı eşanjörü ile çevre arasındaki ısı transferini engelleyeceğinden ekserji kayıplarını azaltacağı öngörülmüştür.

#### 5. Kaynaklar

- Reppich, M. 1999. Use of high performance plate heat exchangers in chemical and process industries. *Int. J. Therm. Sci.*, (38): 999–1008.
- Genceli, O. 2005. *Isı Değiştiricileri*. İstanbul: Birsen Yayınevi.
- Gut, J.A.W., Pinto, J.M. 2004. Optimal configuration desing for plate heat exchangers. *Int. J. of Heat and Mass Trans.*, (47): 4833–4848.

- Gut, J.A.W., Fernandes, R., Pinto, J.M., Tadini, C. C. 2004.** Thermal model validation of plate heat exchangers with generalized configurations. *Chem. Engin. Sci.*, (59): 4591–4600.
- 15 Ocak 2016. Plakalı Isı Değiştiriciler. <http://www.tetsa.com.tr>.
- Kılıç, B. 2013.** Experimental investigation of effects to heat transfer of plate geometry with dynamic and thermal parameters in the plate heat exchangers. Ph.D. thesis. Süleyman Demirel University, The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Isparta, Turkey, pp 80.
- Kılıç, B., Şencan, A., Selbaş, R. 2009.** Plakalı ısı eşanjörü kullanılan soğutma uygulamalarında soğutma etkinlik katsayısının deneysel incelenmesi. 9. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 06-09 Mayıs 2009, İzmir, 245-254.
- Szargut, J., Morris, D.R., Steward, F.R. 1988.** Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes. (pp 332). Hemisphere Publishing Corporation.
- Kotas, T.J. 1985.** The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. (pp 296). Anchor Brendon Ltd., Great Britain.
- Durmus, A., Benli, H., Kurtbas, I., Gul, H. 2009.** Investigation of heat transfer and pressure drop in plate heat exchangers having different surface profiles. *Int. J. Heat Mass Trans.*, (52): 1451–1457.