

C.Ü. Fen-Edebiyat Fakültesi

Fen Bilimleri Dergisi (2007)Cilt 28 Sayı 1

## **Antifriz Su Karışımının Eş Merkezli-Borulu Isı Değiştiricideki Isı Transfer Performansının Deneysel İncelenmesi**

**Halil İbrahim VARIYENLİ**

Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü, Teknik Okullar, Ankara

[halilv@gazi.edu.tr](mailto:halilv@gazi.edu.tr)

Received: 08.02.2007, Accepted: 10.05.2007

**Özet:** Bu çalışmada aynı merkezli-borulu ısı değiştiricilerde farklı karışım oranlarındaki (%75-%25, %50-%50, %25-%50) antifriz (Ethylene-Glycol karışımı, %50 - %50) su karışımından (sıcak akışkan) suya (soğuk su) ısı geçişi esnasında meydana gelen ısı transfer özelliklerinin belirlenmesi ile ilgili deneyler yapılmış ve sistem genel performansı araştırılmıştır. Deneylerden elde edilen verilerle logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LOS<sub>F</sub>), toplam ısı transfer katsayısı (U), iç ve dış yüzey ısı taşımın katsayıları ( $h_{s1} - h_{s0}$ ) ile karşıt ve paralel akışlardaki ısı transfer oranları (Q) grafikler yardımıyla karşılaştırılmıştır.

Deneysel sonuçların incelenmesinden aynı merkezli-borulu ısı değiştiricide, sıcak akışkanın karşıt akışta paralel akışa göre yaklaşık 300 W'lık daha fazla ısı transferi olduğu görülmüştür.

**Anahtar kelimeler:** Isı değiştirici, paralel ve karşıt akış, zorlanmış konveksiyon, ısı transferi, antifriz – su karışımı.

### **The Experimental Investigation of Heat Transfer Performance of Antifreeze-Water Mixture In Concentric Tube Heat Exchanger**

**Abstract:** In this paper, some experiments, related to heat convection occurring during the heat transfer from antifreeze (Ethylene-Glycol mix., %50 - %50, respectively)-water mixture (%75 - %25, %50 - %50, %25 - %75, respectively) (hot fluid) to water (cold fluid) in concentric tube heat exchangers, have been

performed and the general performance of the system has been investigated. Using the data which was obtained from the experiments, logarithmic mean temperature difference (LMTD), the coefficient of total heat transfer with conduction (U), the coefficients of the inside and outside surface heat transfer with convection ( $h_{ask} - h_{so}$ ) and heat transfer rates (Q) in the counter and parallel flow have been compared in graphics. From the experimental data, it was found out that opposite flow transfers average 300 W heat more than parallel flow in the concentric tube heat exchanger.

**Key words :** Heat exchanger, parallel and counter flow, forced convection, heat transfer, antifreeze.

## 1. Giriş

Isı transferi, kullanılan maddelere bağlı olarak (maddenin moleküllerine, molekülleri arasındaki etkileşmesine ve moleküllerin elektron düzenlerine); iletimle (katılarda), taşınım (sıvı ve gazlarda) ve ışımla olmak üzere üç şekilde gerçekleşir [1]. Isı transferin şekli kullanılan ısı değiştirici ve ısı değiştiricideki akışkanlara göre değişiklik gösterebilir. Günümüzde ısıtma amacıyla ve ısıtıcının kullanılacağı yere göre farklı tiplerde ısı değiştiriciler kullanılmaktadır. Gömlekli ve serpantinli tip ısı değiştiriciler, plakalı ısı değiştiriciler ve eş merkezli-borulu tip ısı değiştiriciler en yaygın kullanılan ısı değiştirici tipleridir. Gömlekli, serpantinli ve plakalı ısı değiştiriciler yüksek su hazırlama kapasitelerine rağmen, kapladıkları alan ve yerleştirme zorluklarından dolayı, küçük kapasiteli güneş enerjisi sistemleri, paket tip soğutucular ve laboratuvar uygulamalarında eş merkezli-boru tip ısı değiştiriciler daha fazla tercih edilirler [2]. Isı değiştiricilerde ısı taşıyıcı olarak su ve hava kullanılmaktadır. Özellikle güneş enerjisi gibi evsel uygulamalarda su, ısı değiştiricilerde en yaygın kullanılan ısı taşıyıcı akışkandır. Ancak düşük hava sıcaklıklarında suyun donması kollektör ve borularda arızalara yol açmaktadır. Bu olumsuzlukları ortadan kaldırmak için ısı değiştiricide donma noktası sıcaklığı suya göre daha düşük olan Ethylene-Glycol (EG) karışımı antifriz akışkanı kullanılmaktadır. Antifrizin karışım oranına göre donma noktası sıcaklığı değişmektedir [3-4].

Isı değiştiricilerin performanslarının değerlendirilebilmesi için ısı taşıyıcı akışkanların sıcaklıkları, debileri, ısı taşınım katsayıları, akış şekli (doğal-zorlanmış ve laminer - türbülans) ve ısı geçiş yüzey alanı ile ısı değiştiricinin imal edildiği malzemenin ısı iletim katsayısının bilinmesi gerekir. Isı değiştiriciler ve ısı değiştiricide ısı taşıyıcı akışkan olarak su kullanıldığında; Nusselt - Reynolds sayıları, sıcaklık dağılımı, basınç kayıpları ve ısı denge üzerinde araştırmalar yapılmıştır [5-9]. Antifriz

ile ilgili yapılan çalışmalar genellikle buz uygulamaları ve su-EG karışımlarının farklı kullanım alanlarındaki sıcaklık ve termodinamik özellikleri ile ilgilidir [10-19].

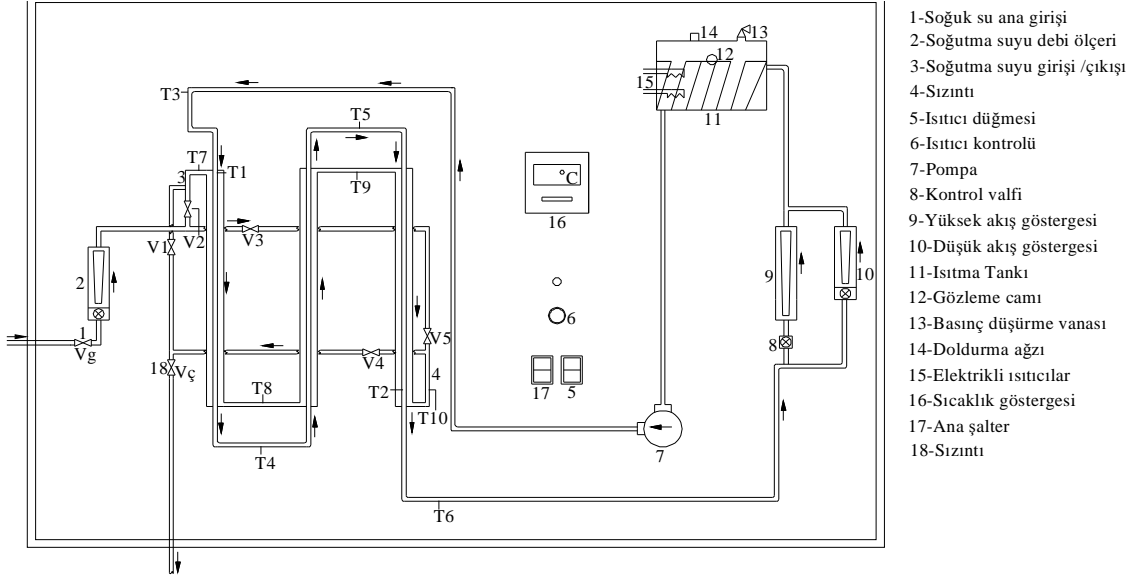
Bu çalışmada, hazırlanan aynı merkezli-borulu ısı değiştiricide, değişik oranlarda antifriz (Ethylene-Glycol karışımı, %50 - %50) - su karışımından (%75-%25, %50-%50, %25-%75) (sıcak akışkan) suya (soğuk akışkan) olan ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan deneylerden elde edilen sonuçlardan, her iki akışkan için sıcaklık ve ısı taşınım katsayısı ile ısı transfer oranları gibi ısı transferini etkileyen faktörler incelenmiştir. Ayrıca eş merkezli-borulu tip ısı değiştiricinin performansının değerlendirilebilmesi için paralel ve karşıt akıştaki ısı transfer oranları karşılaştırılmıştır.

Semboller	İndisler
A	Isı transfer alanı, $m^2$
$C_p$	Özgül ısı kapasitesi, $kJ kg^{-1} K^{-1}$
$\dot{Q}$	Isı transfer oranı, $W$
d	Boru çapı, $m$
h	Yüzey ısı taşınım katsayısı, $W m^{-2} K^{-1}$
U	Toplam ısı transfer katsayısı, $W m^{-1} K^{-1}$
$\dot{m}$	Kütleli debi, $kg s^{-1}$
t	Akışkan sıcaklığı, $^{\circ}C$
$\Delta t$	Sıcaklık farkı, $^{\circ}C$
$\Delta T_{ln}$	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı, $^{\circ}C$
LOSF	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı, $^{\circ}C$

## 2. MATERYAL VE METOD

### 2.1. Deney Düzenegi

Yüksek kalite cam takviyeli malzemedan yapılmış olan plastik panel üzerine teçhiz edilmiş; paralel ve zıt yönlü türbülanslı akışta, toplam ısı transfer oranı, toplam ısı transfer katsayısı ve yüzey ısı taşınım katsayılarının belirlenebilmesi için gerekli olan donanım, cihaz, ölçü ve kontrol aletlerden oluşan deney düzenegi, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine-Tesisat Anabilim Dalında imal edilmiştir. Deney seti Şekil 1'de gösterilmiştir.



**Şekil 1 – Deneý düzeneđi**

Eř merkezli borulardan içteki borudan sıcak (antifiriz-su karışımı), dıştaki borudan ise soğuk akışkan geçmektedir. İç borudaki sıcak akışkan dolaşımı tek yönlü olarak hat üzerine bağlanan pirinç ve paslanmaz çelikten yapılmış santrifüj bir pompa ile sağlanmıştır. sıcak akışkan, paslanmaz çelikten imal edilmiş bir kap içerisine yerleştirilmiş 2 adet elektrikli ısıtıcı ile hazırlanmıştır. Sistemin emniyeti için yüksek sıcaklığa karşı tank içerisine devre kesiciler, basıncın kontrolsüz yükselmesine karşı dışarıdan termostat otomatik basınç düşürme vanası ve sistemin su seviyesinin kontrolü için su seviye gözetleme camı yerleştirilmiştir. Sistemde dolaşan akışkanların debisini ölçmek için soğuk akışkan devresine bir adet, sıcak akışkan devresine düşük ve yüksek debiler için ayrı ayrı olmak üzere iki adet debimetre monte edilmiştir. Sistemin farklı noktalarındaki sıcaklıkları ölçmek için 10 adet ısıl çift ve bu sıcaklıkları okuyabilmemiz için dijital sıcaklık göstergesi kullanılmıştır. Deneý düzeneğinde kullanılan donanım, cihaz, ölçü ve kontrol aletlerinin teknik özellik ve kapasite değerleri Çizelge 1’de verilmiştir.

**Çizelge 1.** Deneý düzeneđinde kullanılan donanım, cihaz, ölçü ve kontrol aletlerinin teknik özellik ve kapasite deėerleri

Donanım, cihaz, ölçü ve kontrol aleti	Özelliği veya kapasitesi
Pompa basma yüksekliği, <i>mSS</i>	1,5
Pompa basma yüksekliği, <i>bar</i>	5
Isıtıcı gücü, <i>kW/adet</i>	1,5
Soğu akışkan devresi debimetresi, <i>g.s<sup>-1</sup></i>	4 – 50
Sıcak akışkan devresi debimetresi, düşük debi, <i>g.s<sup>-1</sup></i>	0,004 -0,06
Sıcak akışkan devresi debimetresi, yüksek debi, <i>g.s<sup>-1</sup></i>	0,016 – 0,167
Isıl çift, <i>tip</i>	T
Sıcaklık göstergesi hassasiyeti, <i>°C</i>	0,1
Isı değiştirici iç boru iç çapı, <i>mm</i>	7,9
Isı değiştirici iç boru dış çapı, <i>mm</i>	9,5
Isı değiştirici dış boru iç çapı, <i>mm</i>	11,1
Isı değiştirici dış boru dış çapı, <i>mm</i>	12,7
Isıtma yüzey alanı (iç boru) iç ısı iletim alanı, <i>m<sup>2</sup></i>	0,026
Isıtma yüzey alanı (iç boru) dış ısı iletim alanı, <i>m<sup>2</sup></i>	0,031

### 3. Teorik Analiz

Bir ısıtma sistemindeki ısı geçişi, ısıtıcı akışkana olan ısı transfer oranı ( $Q_{so}$ ) ve ısı değiştiricide suya (ısıtılacak akışkana) iletilecek ısı transfer oranı ( $Q_{si}$ ) olarak kademelendirilebilir. Herhangi bir ısı kaynağından ısıtılacak akışkana verilen ısı transfer oranı ( $Q_{si}$ );

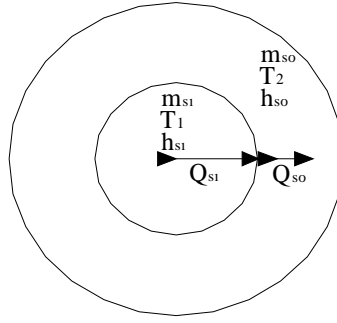
$$\dot{Q}_{si} = \dot{m}_{si} \cdot c_{psi} \cdot (T_2 - T_1) \quad (1)$$

ısı değiştiricide sıcak akışkandan ısıtılacak akışkana verilecek ısı oranı ( $Q_{so}$ );

$$\dot{Q}_{so} = \dot{m}_{so} \cdot c_{pso} \cdot (T_4 - T_3) \quad (2)$$

eşitliklerinden bulunabilir.

Eşitliklerde  $m_{si}$ ,  $m_{so}$ ,  $c_{psi}$ ,  $c_{pso}$ , ( $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$ ,  $T_4$ ) sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanların; debileri, özgül ısınma ısıları, ısı değiştiriciye giriş ve çıkış sıcaklıklarıdır. Eş merkezli ısı değiştiricilerdeki ısı geçişi içerideki sıcak akışkandan dıştaki ısıtılacak akışkana doğrudur (Şekil 2).



Şekil 2 – Eş merkezli boruda ısı geçişi

Isı geçişinin içerideki borudan dışarıya doğru olduğu göz önünde bulundurulur, içteki borunun et kalınlığından meydana gelecek direnç ihmal edilir ve cihaz ve okuma hatalarından kaynaklanan kayıplar ihmal edilirse, sıcak akışkana verilen ısı transferi miktarı soğuk akışkanın çektiği ısı transfer oranına eşit kabul edilebilir;

$$\dot{Q}_{si} = \dot{Q}_{so} \quad (3)$$

Borudaki ısı geçişinde, akışkan ile boru yüzeyi arasındaki ısı iletimi aşağıdaki eşitlik ile belirlenebilir;

$$\dot{Q} = h \cdot A \cdot \Delta T_{ln} \quad (4)$$

Eşitlikte  $h$  akışkan ile boru iç yüzeyi arasındaki yüzey ısı taşınım katsayısını,  $A$  borunun iç yüzey ısı transfer alanını ve akışkan ile boru iç yüzeyi arasındaki logaritmik ortalama sıcaklık farkını  $\Delta T_{ln}$  (LOSF) ifade etmektedir. Eş. 4 deney setindeki şartlara göre yeniden düzenlenirse;

$$\dot{Q}_{si} = \frac{h_{si} \cdot A_i \cdot [(T_3 - T_1) - (T_6 - T_{10})]}{\ln \left( \frac{T_3 - T_1}{T_6 - T_{10}} \right)} \quad (5)$$

şeklinde yazılabilir. Sistemde sıcak akışkana verilecek ısı miktarı bilindiği takdirde Eş. 5 ısı taşınım katsayısının hesaplanabilmesi için aşağıdaki gibi yeniden düzenlenir;

$$h_{si} = \frac{\dot{Q}_{si} \cdot \ln \left( \frac{T_3 - T_1}{T_6 - T_{10}} \right)}{A_i \cdot [(T_3 - T_1) - (T_6 - T_{10})]} \quad (6)$$

İçteki boru yüzeyi ile soğuk akışkan arasındaki ısı geçişi Eş. 5'in yeniden düzenlenmesi ile elde edilen eşitlikten belirlenebilir;

$$\dot{Q}_{so} = \frac{h_{so} \cdot A_d \cdot [(T_1 - T_7) - (T_2 - T_{10})]}{\ln\left(\frac{T_1 - T_7}{T_2 - T_{10}}\right)} \quad (7)$$

Eş. 7 soğuk akışkanla boru yüzeyi arasında oluşacak ısı taşınım katsayısının hesaplanabilmesi için aşağıdaki gibi yeniden düzenlenir;

$$h_{so} = \frac{\dot{Q}_{so} \cdot \ln\left(\frac{T_1 - T_7}{T_2 - T_{10}}\right)}{A_d \cdot [(T_1 - T_7) - (T_2 - T_{10})]} \quad (8)$$

eşitlikte  $h_{so}$  soğuk akışkan ile boru dış yüzeyi arasındaki ısı taşınım katsayısını,  $A_d$  içteki borunun dış yüzey alanını ifade etmektedir. Şekil 1 ve Eş. 3 göz önünde bulundurularak ısı değiştiricideki toplam ısı iletim oranı;

$$\dot{Q}_{st} = A_T \cdot U \cdot \left[ \frac{(T_3 - T_7) - (T_6 - T_{10})}{\ln\left(\frac{T_3 - T_7}{T_6 - T_{10}}\right)} \right] \quad (9)$$

eşitliğinden hesaplanabilir. Eş. 9,  $U$  toplam ısı transfer katsayısının belirlenebilmesi için aşağıdaki şekilde yeniden düzenlenir;

$$U = \frac{\dot{Q}_{st} \cdot \ln\left(\frac{T_3 - T_7}{T_6 - T_{10}}\right)}{A_T \cdot [(T_3 - T_7) - (T_6 - T_{10})]} \quad (10)$$

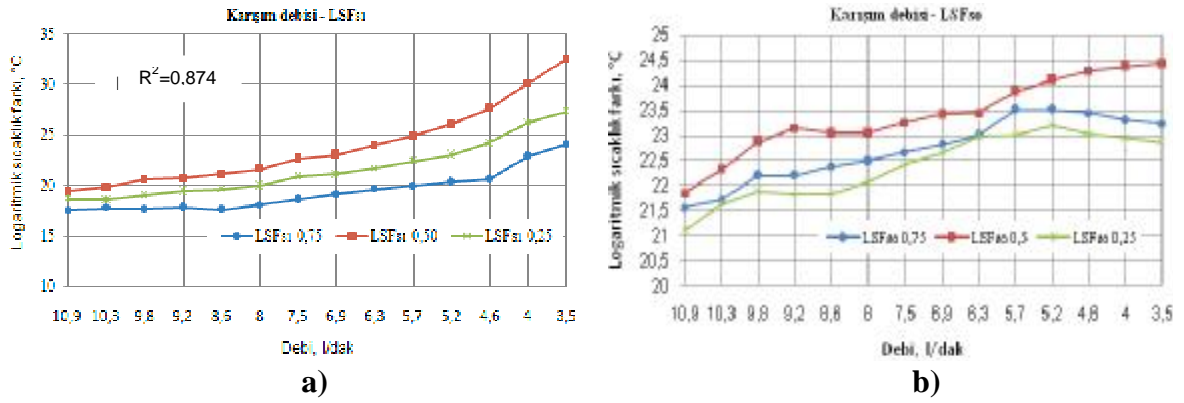
Eşitliklerde,  $A_T$  toplam ısı transferi yüzey alanını,  $U$  toplam ısı transfer katsayısını ifade etmektedir.

#### 4. Sonuç ve Öneriler

Deneyle, değişik oranlarda antifriz (Ethylene-Glycol karışımı, %50 - %50) - su karışımından (%75-%25, %50-%50, %25-%75) (sıcak akışkan) suya (soğuk akışkan) olan ısı transferinde; karşıt akış şartlarında ısı transfer oranı, LOSF, toplam ısı transfer katsayısı ( $U$ ), ısı değiştirici iç borusu soğuk ve sıcak akışkan tarafları ısı taşınım katsayıları ( $h_{st}$ ,  $h_{so}$ ), akışkan hızının ısı iletim katsayısına etkisi ile paralel ve karşıt akışlardaki ısı transfer oranlarının ( $Q_{st}$ ,  $Q_{so}$ ) karşılaştırılmasından oluşmaktadır.

İki bölümden oluşan deneylerin birinci bölümünde, sıcak akışkan devresine sırasıyla (%75-%25, %50-%50, %25-%75) oranlarında antifriz-su karışımı doldurulmuştur. Birinci bölüm deneylerinin tamamı her bir karışım oranı için ayrı ayrı tekrarlanarak karşılaştırmalar yapılmıştır.

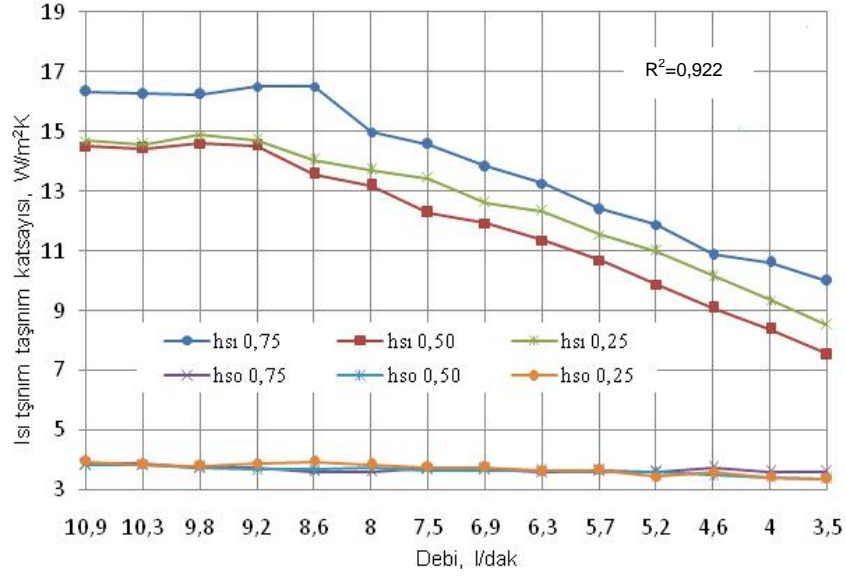
Deneysel olarak, sisteme soğuk su girişi soğuk su ana giriş ağzından yapılmıştır. Karşıt akış için soğuk su devresindeki  $V_2$  ve  $V_4$  vanaları kapatılıp,  $V_3$ ,  $V_5$  ve  $V_1$  vanaları açık konuma getirilmiştir. Elektrikli ısıtıcılar maksimum seviyeye getirilip sıcak akışkan giriş sıcaklığı başlangıç debisi olan 0.1548 kg/s için 70 °C'ye gelinceye kadar (dengeye geldiği sıcaklık) beklenilmiştir. Bütün deneylerde soğuk su girişi 0,01375 kg/s olacak şekilde sabit tutulup, sıcak akışkan debisi kademeli olarak azaltılmış; sıcak akışkan debisi ile  $LOS_{F_{si}} - LOS_{F_{so}} - h_{si} - h_{so}$  ve  $U$  değişimleri incelenmiştir. Sıcak akışkan debileri sırasıyla 10.9 l/dak, 10.3 l/dak, 9.8 l/dak, 9.2 l/dak, 8.6 l/dak, 8 l/dak, 7.5 l/dak, 6.9 l/dak, 6.3 l/dak, 5.7 l/dak, 5.2 l/dak, 4.6 l/dak, 4 l/dak ve 3.5 l/dak olacak şekilde ayarlanmıştır. Şekil 3.a) ve Şekil 3.b)'de her bir antifriz-su karışım oranı için sıcak akışkan debisindeki değişimin  $LOS_{F_{si}} - LOS_{F_{so}}$  üzerindeki etkisi görülmektedir.



**Şekil 3.** Sıcak akışkan debisinin – LOSF'ler üzerindeki etkisi

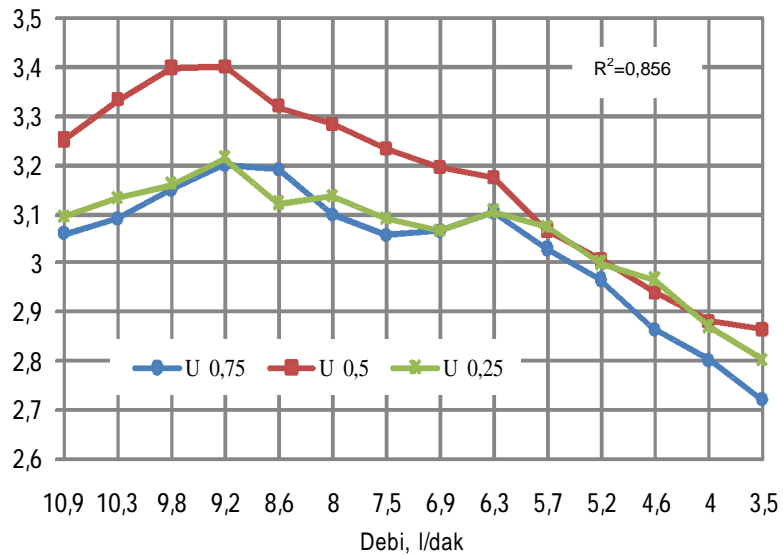
Grafikteki eğrilerden sıcak akışkan debisinin, LOSF<sub>si</sub>'de daha fazla (Şekil 3a), LOSF<sub>so</sub>'da ise daha az (Şekil 3b) etkili olduğu görülmektedir. 6,9 l/dak'lık bir debi aralığında LOSF<sub>so</sub>'daki değişim yaklaşık 2 °C civarındayken; LOSF<sub>so</sub>'daki değişim 6,7 °C civarındadır. Ancak bu karşılaştırmada soğuk sudaki debinin sabit olması unutulmamalıdır. Grafiklerden ayrıca sıcak akışkanın, %50'lik antifriz oranında düşük ve yüksek antifriz oranlarındakine göre en iyi performansı gösterdiği de görülmektedir. Şekil 4'te sıcak akışkan debisindeki değişimin  $h_{si}$  ve  $h_{so}$  üzerindeki etkisi görülmektedir.





Şekil 4. Sıcak akışkan debisinin – ısı taşınım katsayısı üzerindeki etkisi

Soğuk su ısı taşınım katsayısı değişimi minimum ve maksimum debiler arasında çok az iken, sıcak akışkan ısı taşınım katsayısındaki değişim 8,6 l/dak ile 3,5 l/dak arasındaki debilerde azalmakta, 8,6 l/dak'ın üzerindeki debilerde ise değişim göstermemektedir. Bu iki durum eş merkezli ısı değiştiricilerde sıcak akışkandaki debi değişiminin soğuk akışkan ısı taşınım katsayısı üzerinde fazla etkili olmadığını göstermektedir. Şekil 5'te sıcak akışkan debisi – toplam ısı iletim katsayısı ilişkisini vermektedir. Şekildeki toplam ısı iletim katsayısı verileri Eş. 10 kullanılarak hesaplanmıştır.

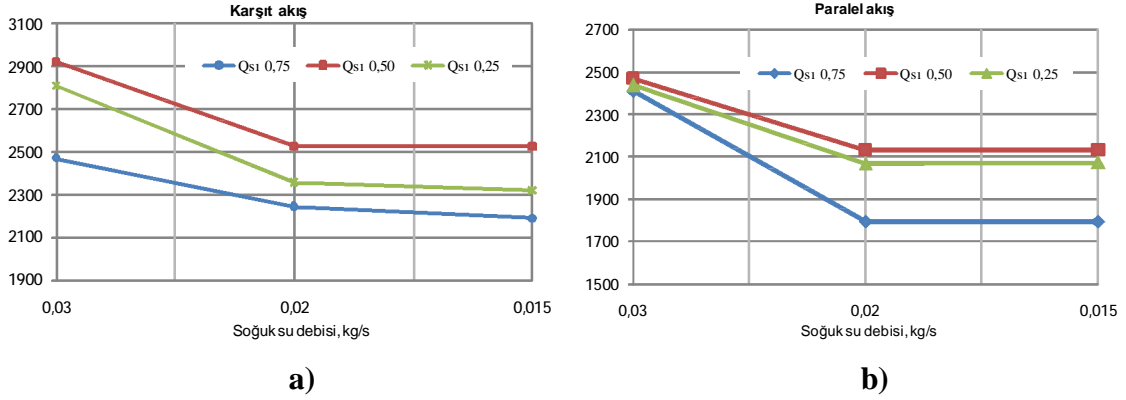


Şekil 5. Sıcak akışkan debisinin – toplam ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi

Toplam ısı transfer katsayısındaki değişim, lineer bir değişim göstermeyip, LOSF'lerdeki değişime ters; ısı taşınım katsayılarına benzerdir. Sıcak akışkan debisindeki azalma bazı debi değerlerinde olmak üzere, toplam ısı iletim katsayısında artışa sebep olmaktadır. Şekil 3, Şekil 4 ve Şekil 5'te sıcak akışkan ile ilgili eğrilerdeki düşüş veya yükselmelerin lineer olmadığı, bazı sapmalar olduğu; bu sapmaların farklı debi değerlerinde gerçekleştiği görülmektedir. En yüksek U değerlerine 9,8 l/dak ile 9,2 l/dak arasında ulaşıldığı bu debilerin dışında ise U değerinde düşüş yönünde değişimler olduğu görülmektedir. Düşüş ve yükselmeler lineer olmayıp değişik ölçülerde farklılıklar göstermektedir. Bu değişimlerin hataya bağlı olarak gerçekleşebileceği düşüncesi ile deneylerin tamamı üçer defa aynı şartlarda tekrar edilmiştir. Yapılan her deney sonucunda benzer sonuçlar elde edildiği görülmüştür.

Şimdiye kadarki deneylerde aynı merkezli borulu ısı değiştiricide karşıt akış şartlarında debi, LOSF, ısı taşınım katsayısı ve ısı iletim oranı ilişkisi incelenmiştir. Isı değiştiricinin genel performansı hakkında genel bir değerlendirme yapabilmek için birinci grup deneylere ilave olarak paralel ve karşıt akış şartlarında ısı transfer oranları karşılaştırılmıştır.

İkinci grup deneylerde sistemin birinci grup deneylerdeki ayarları muhafaza edilmiştir. Sıcak akışkan debisi 0,15 kg/s'ye ayarlanmış ve deneyler süresince sabit tutulmuştur. Soğuk su debisi ise sırasıyla 0,03 kg/s, 0,02 kg/s ve 0,015 kg/s'ye ayarlanarak deneyler tekrarlanmıştır. Daha sonra sistemde paralel akış şartlarını sağlamak birinci grup deneylere benzer düzenlemeler yapılmıştır. Sisteme soğuk su girişi soğuk su ana giriş ağzından yapılmıştır. Paralel akış için soğuk su devresindeki  $V_1$ ,  $V_3$  ve  $V_5$  vanaları kapatılıp,  $V_2$  ve  $V_4$  vanaları açık konuma getirilmiştir. Sıcak akışkan giriş sıcaklığı 50 °C'de sabit olacak şekilde ısıtıcı gücü ayarlandı. Karşıt akış şartlarının birebir sağlanabilmesi için sıcak akışkan debisi 0,15 kg/s'ye sabitlenerek ve soğuk debisi sırasıyla 0,03 kg/s, 0,02 kg/s ve 0,015 kg/s'ye ayarlanarak deneyler tekrarlanmıştır. Karşılaştırma yapılabilmesi için paralel ve karşıt akış şartlarındaki ısı iletim oranları her bir sıcak akışkan karışım oranı için Şekil 6.a) ve Şekil 6.b)'de verilmiştir.



Şekil 6. Paralel ve karşıt akışlarda ısı iletim oranının karşılaştırılması

Grafiklerde, sıcak akışkanın her bir antifriz-su karışım oranında üç farklı soğuk su debisindeki, ısı iletim oranları karşıt ve paralel akışlar için karşılaştırılmaktadır. Grafiklerden her iki akışta da %50 antifriz oranının daha iyi performans gösterdiği görülmektedir. Eğrilerden, sıcak akışkanın karşıt akış şartlarında düşük debilerde daha fazla ısı attığı görülmektedir. Sıcak akışkanda %50 antifriz oranında karşıt akışta paralel akışa göre 300W'tan daha fazla ısı transferi olmuştur. Buradan sistemde karşıt akışta, paralel akışa göre ortalama 210 W daha fazla ısı iletimi olduğu görülmektedir. Ayrıca karşıt akışta yüksek soğuk su debisi artışı sistem genel performansı üzerinde pozitif etki yapmakta olduğu görülmektedir.

Sonuç olarak, antifriz – su karışım oranının ısıtma sisteminin performansı üzerinde fazlaca etkili olduğu görülmüştür. Üç karışım oranı (%75-%25, %50-%50, %25-%50) içerisinde, (%50-%50) oranındaki karışım ısıtma sistemlerinde en iyi ısı transfer özelliklerinin göstermiştir. Ayrıca, eş merkezli-borulu ısı değiştiricide karşıt akış sistem performansında daha verimli olmaktadır. Ayrıca, karşıt akışta sıcak akışkan debisi sabit olmak üzere ortalama 50 °C sıcaklıkta, soğuk suyun sıcaklığının yükselmesi için verimli olacaktır.

### Kaynaklar

- [1] Çengel, Y. A., Boles, M. A., Derbentli, T., “Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik”, Mc Graw-Hill- Literatür Yayınları, 1996, p. 1–867.
- [2] [www.engineeringtoolbox.com](http://www.engineeringtoolbox.com)
- [3] [www.jcna.com](http://www.jcna.com)

- [4] Igarashi, T., Nakamura, H., Fukuoka, T., “Pressure Drop and Heat Transfer of Arrays of In-Line Circular Blocks on The Wall of Parallel Channel”, *International Journal of Heat and Mass Transfrer*, 2004, 47, p. 4547–4557.
- [5] Sanidjai, S., Goldstein, R. J., “Forced Convection Heat Transfer from a Circular Cylinder in Crossflow to Air and Liquids”, *International Journal of Heat and Mass Transfrer*, 2004, 47, p. 4795–4805.
- [6] Shanmugama, V., Natarajanb, E., “Experimental investigation of forced convection and desiccant integrated solar dryer”, *Renewable Energy*, 2006, 31, p. 1239–1251.
- [7] Hashemabadi, S. H., Etemad, S. G., Tihibault, J., “Forced Convection Heat Transfer of Couette–Poiseuille Flow of Nonlinear Viscoelastic Fluids Between Parallel Plates”, *International Journal of Heat and Mass Transfrer*, 2004, 47, p. 3985–3991.
- [8] Saeid, N. H., “Analysis of Mixed Convection in a Vertical Porous Layer Using Non-Equilibrium Model”, *International Journal of Heat and Mass Transfrer*, 2004, 47, p. 5619–5627.
- [9] David, K., Huang, A., Sheng-Chung, T., Wei-Ping, M., “Effects of anti-freeze concentration in the engine coolant on the cavitation temperature of a water pump”, *Applied Energy*, 2004, 79, p. 261–273.
- [10] Wang, S., S., Lin, Y., “A new technique for detecting antifreeze in engine oil during early stage of leakage”, *Sensor and Actuatörs B*, 2003, 96, p. 157 – 164.
- [11] Lottin, O., Epiard, C., “ Dependence of the thermodynamic properties of ice slurries on the characteristics marketed antifreezes”, *International journal of refrigeration*, 2001, 24, p. 455–467.
- [12] Comyn, J., Day, J., Shaw, S., J., “Durability of aluminium-sealant joints in jet-fuel, water and antifreeze”, *Int. J. Adhesion And Adhesives*, 1997, 17, p. 213 – 221.
- [13] Ayel, V., Lottin, O., Popa, E., Peerhossaini, H., “Using undercooling to measure the freezing points of aqueous solutions”, *International journal of thermal sciences*, 2005, 44, p. 11 – 20.
- [14] Ayel, V., Lottin, O., Faucheux, M., Sallier, D., Peerhossaini, H., “Crystallisation of undercooled aqueous solutions: Experimental study of free dendritic growth in cylindrical geometry”, *International journal of heat and mass transfer*, 2006, 49, p. 1876 – 1884.

- [15] Imura, H., Koito, Y., Mochizuki, M., Fujimura, H., “Start-up from the frozen state of two-phase thermosyphons”, *Applied Thermal Engineering*, 2005, 25, p. 2730 – 2739.
- [16] İnanlı, M., Esen, H., “Experimental thermal performance evaluation of a horizontal ground-source heat pump system”, *Applied Thermal Engineering*, 2004, 24, p. 2219 – 2232.
- [17] Lottin, O., Aysel, V., Peerhossaini, H., “Ice slurries phase transition thermodynamics: relations for determining concentration–temperature domains of application”, *International Journal of Refrigeration*, 2004, 27, p. 520 – 528.
- [18] Rommel, M., Mock, W., “Collector efficiency factor  $f$  for absorbers with rectangular fluid ducts contacting the entire surface”, *Solar Energy*, 1997, 60, p. 199 – 207.
- [19] Huang, K., D., Tzeng, S., C., Ma, W., P., “Effects of anti-freeze concentration in the engine coolant on the cavitation temperature of a water pump”, *Applied Energy*, 2004, 79, 261 – 273.