

**SU KAYNAKLI ISI POMPASINDA  
ISI DEĞİŞTİRİCİ TASARIMI, İMALATI VE  
PERFORMANSININ DENEYSEL OLARAK  
İNCELENMESİ**

**2014  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ**

**İsmail KÖSE**

**SU KAYNAKLI ISI POMPASINDA  
ISI DEĞİŞTİRİCİ TASARIMI, İMALATI VE PERFORMANSININ  
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

**İsmail KÖSE**

**Karabük Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında  
Yüksek Lisans Tezi  
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK  
Aralık 2014**

İsmail KÖSE tarafından hazırlanan “SU KAYNAKLI ISI POMPASINDA ISI DEĞİŞTİRİCİ TASARIMI, İMALATI VE PERFORMANSININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. Sezayi YILMAZ

.....

Yüksek Lisans Tez Danışmanı, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. .... / .... / 2014

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan :Doç. Dr. İlhan CEYLAN (KBÜ)

.....

Üye :Doç. Dr. Sezayi YILMAZ (KBÜ)

.....

Üye :Yrd. Doç. Dr. Metin KAYA (KBÜ)

.....

...../...../2014

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Mustafa BOZ

.....

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

*“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”*

İsmail KÖSE

## **ÖZET**

**Yüksek Lisans Tezi**

### **SU KAYNAKLI ISI POMPASINDA ISI DEĞİŞTİRİCİ TASARIMI, İMALATI VE PERFORMANSININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

**İsmail KÖSE**

**Karabük Üniversitesi**

**Fen Bilimleri Enstitüsü**

**Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı:**

**Doç. Dr. Sezayi YILMAZ**

**Aralık 2014, 57 sayfa**

Bu çalışmada mahal ısıtmasında kullanılan su kaynaklı (ırmak) ısı pompası sisteminde, su kaynağı tarafında kullanılacak olan ısı değiştirici tasarımı ve imalatı gerçekleştirilerek sistem üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Isı değiştirici çok geçişli çapraz akışlı olup, yapımında 25 mm çapında çelik boru kullanılmıştır. İmali gerçekleştirilen ısı değiştirici su kaynağına yerleştirilerek ısı pompası sistemiyle bağlantıları yapılmıştır. Isı değiştirici, farklı su sıcaklıkları ve debilerde denenmiştir. Elde edilen deney sonuçlarından yararlanılarak, ısı değiştiricinin ısı performansları analitik olarak hesaplanmış ve sonuçlar grafiklerle verilerek yorumlanmıştır. Isı pompası tarafından su kaynağından çekilen ısı miktarında, ırmak su sıcaklığının yükselmesi, ısı değiştiricide dolaştırılan (Monoetilen-glikol) akışkan debisinin artmasından daha etkili olmuştur. Nehir suyu sıcaklığındaki 1-2 °C'lik artışlar ısıtılan hacmin konfor sıcaklığına ulaşma süresini kısaltmıştır.

**Anahtar Sözcükler :** Isı değiştirici, eşanjör, ısı değiştirici tasarımı, ısı değiştirici performansı.

**Bilim Kodu** : 914.3.016

## **ABSTRACT**

**M. Sc. Thesis**

### **DESIGN AND MANUFACTURE OF A HEAT EXCHANGER FOR WATER SOURCE HEAT PUMP, AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF ITS PERFORMANCE**

**İsmail KÖSE**

**Karabük University**

**Graduate School of Natural and Applied Sciences**

**Department of Energy Systems Engineering**

**Thesis Advisor:**

**Assoc. Prof. Dr. Sezayi YILMAZ**

**December 2014, 57 pages**

In this study, the effects of the source side heat exchanger design in a river type water source heat pump system used for space heating have been investigated. Heat exchanger was made up of 25 mm diameter multi pass cross flow design shaped steel pipe. Heat exchanger manufactured in this study was placed into the water source and connected to the heat pump system. Heat exchanger was tested at various water temperatures and flow rates. The heating performance of the heat exchanger is calculated analytically and the results were presented in the graphs. Increasing river water temperature was found to be more effective on the amount of heat extracted from the heat exchanger, compared to increasing the heat exchanger fluid (monoethylene-glycol) flow rate. 1 or 2 °C of increase in the river water temperature shortened the time that in which the space reached the thermal comfort conditions.

**Keywords** : Heat exchanger, exchanger, heat exchanger design, heat exchanger performance.

**Science Code** : 914.3.016



## TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının planlanmasında, araştırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı bilimsel temeller ışığında Őekillendiren sayın hocam Doç. Dr. Sezayi YILMAZ'a ayrıca ısı değiştirici tasarımı ve imalatında deneylerin yapılması ve yorumlanmasında yardımlarını esirgemeyen, Öğretim Görevlisi Serkan KOCAKULAK'a, Karabük Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı başkanı Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK'a ayrıca işyerimde birlikte çalıştığım mesai arkadaşlarıma, sevgili eşim Fadime ve canım oğlum Yusuf Buğra KÖSE'ye, manevi hiç bir yardımı esirgemedен yanımda oldukları için tüm kalbimle teşekkür ederim.

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER .....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	xiv
BÖLÜM 1 .....	1
GİRİŞ .....	1
1.1.LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	2
BÖLÜM 2.....	5
ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ .....	5
2.1.ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNİN SINIFLANDIRMASI.....	6
2.1.1. Borulu Isı Değıştiricileri .....	7
2.1.1.1. Çift Borulu Isı Değıştiricileri .....	7
2.1.1.2. Gövde Boru Tipi Isı Değıştiricileri .....	8
2.1.1.3. Spiral Borulu Isı Değıştiricileri.....	9
2.1.2. Plakalı Isı Değıştiricileri .....	9
2.1.2.1. Contalı-Plakalı Isı Değıştiricileri .....	10
2.1.2.2. Spiral Plakalı Isı Değıştiricileri.....	11
2.1.2.3. Lamelli Isı Değıştiricileri .....	12
2.1.3.Kompakt Isı Değıştiricileri .....	13
2.1.3.1. Plakalı-Kanatlı Isı Değıştiricileri .....	14
2.1.3.2. Kanatlı Borulu Isı Değıştiricileri .....	15
2.2.ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE AKIM ŞEKİLLERİ.....	16

	<b><u>Sayfa</u></b>
2.2.1.Paralel Akımlı Isı Değiştiricileri.....	16
2.2.2. Ters Akımlı Isı Değiştiricileri.....	17
2.2.3.Çapraz Akımlı Isı Değiştiricileri .....	18
<b>BÖLÜM 3 .....</b>	<b>19</b>
<b>ISIL HESAPLAMALAR .....</b>	<b>19</b>
3.1. KONDANSERİN ISIL HESAPLARI.....	19
3.2. EVAPARATÖRÜN ISIL HESAPLARI .....	20
3.3. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN ISIL HESAPLAMALARI.....	22
3.4. DAİRE KESİTLİ BORULAR İÇERİSİNDEKİ AKIŞIN İNCELENMESİ..	24
3.4.1. Dairesel Kesitli Boru Üzerinden Akış .....	25
<b>BÖLÜM 4 .....</b>	<b>27</b>
<b>MATARYEL VE METOT .....</b>	<b>27</b>
4.1. ISI DEĞİŞTİRİCİ (ISI ESANJÖRÜ) TASARIMI VE İMALATI.....	27
4.2. ÖLÇÜM VE KAYIT CİHAZLARI .....	39
4.2.1. Debimetreler .....	40
4.2.2. Veri Kayıt Cihazı(Data Logger) .....	41
4.2.3. Termokupllar .....	42
4.3. METOT .....	43
<b>BÖLÜM 5 .....</b>	<b>44</b>
<b>DENEYLER VE DEĞERLENDİRİLME .....</b>	<b>44</b>
5.1. DENEY SONUÇLARI VE DEĞERLENDİRİLMESİ.....	44
<b>BÖLÜM 6 .....</b>	<b>50</b>
<b>SONUÇ VE ÖNERİLER .....</b>	<b>50</b>
<b>KAYNAKLAR .....</b>	<b>52</b>
<b>EK AÇIKLAMALAR A.DENEYLERE AİT AKIŞKAN DEVRESİ DENEY SONUÇLARI.....</b>	<b>54</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>	<b>57</b>

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa

Şekil 2.1. Çift borulu ısı eşanjörü .....	8
Şekil 2.2. Spiral borulu ısı eşanjörü .....	9
Şekil 2.3. Contalı-plakalı bir ısı eşanjörünün kesit görünüşü .....	10
Şekil 2.4. Spiral plakalı ısı eşanjörü ve akış yörüngeleri .....	11
Şekil 2.5. Kompakt ısı eşanjörünün basit bir akış şeması .....	13
Şekil 2.6. Kanatlı borulu ısı eşanjör .....	15
Şekil 2.7. Paralel akımlı ısı değiştiricisinde sıcaklık dağılımı .....	16
Şekil 2.8. Ters akımlı ısı değiştiricisinde sıcaklık dağılımı .....	17
Şekil 3.1. Su kaynaklı ısı pompası sistem şeması .....	19
Şekil 3.2. Kondenser şeması .....	20
Şekil 3.3. Evaporatör şeması.....	21
Şekil 3.4. Daire kesitli borular içerisindeki akış şeması .....	24
Şekil 4.1. Su kaynağı tarafı çevrimi .....	29
Şekil 4.2. Monoetilen-glikol çözeltisinin karışım oranlarına göre donma noktası sıcaklığı.....	29
Şekil 4.3. Boru boyunda akışkanların sıcaklık değişimleri.....	37
Şekil 4.4. Tasarlanan ısı değiştirici imali .....	38
Şekil 4.5. Isı değiştirici (Su kaynağına bırakılmadan önce).....	39
Şekil 4.6. Isı pompası sisteminin şematik resmi ve ölçüm noktaları .....	40
Şekil 4.7. Hat tipi akış ölçerler(Debimetreler) .....	40
Şekil 4.8. BAB112.A.01 tipi dijital akış göstergeleri .....	41
Şekil 4.9. Elimko E680 model veri kayıt cihazı ve bilgisayar bağlantısı .....	41
Şekil 4.10. Sıcaklık ölçümlerinde kullanılan termokupllar.....	42
Şekil 4.11. Termokuplların Data Logger cihazı üzerindeki kanallara bağlantısı.....	43
Şekil 5.1. Evaporatör ve kondenserin ısı yükleri ile iç ve dış ortam sıcaklıklarının zamanla değişimi .....	45
Şekil 5.2. Kondenser kapasitesinin farklı nehir suyu sıcaklıklarında zamanla değişimi .....	46
Şekil 5.3. Farklı nehir suyu sıcaklıklarında evaporatör kapasitesinin zamanla değişimi ( $\dot{m}_e=12$ l/dk sabit).....	47

**Sayfa**

Şekil 5.4. Farklı monoetilen-glikol çözeltileri debilerinde kondenser kapasitesinin zamanla değişimi .....	48
Şekil 5.5. Farklı monoetilen-glikol çözeltileri debilerinde evaporatör kapasitesinin zamanla değişimi .....	48

## ÇİZELGELER DİZİNİ

### Sayfa

Çizelge 4.1. Siyah çelik boru ölçüleri .....	27
Çizelge 4.2. Suyun 275 K' (yaklaşık 2°C)'deki termofiziksel özellikleri .....	28
Çizelge 4.3. Boru malzemelerinin ısı iletim katsayıları .....	28
Çizelge 4.4. Monoetilen-glikol çözeltisinin sıcaklığına göre vizkozitesinin hesaplanmasında kullanılacak sabitler .....	30
Çizelge 4.5. Monoetilen-glikol çözeltisinin karışım oranına göre özgül ısısının hesaplanmasında kullanılacak sabitler .....	31
Çizelge 4.6. Monoetilen-glikol çözeltisinin yoğunluğunun hesaplanmasında kullanılacak sabitler .....	31
Çizelge 4.7. Monoetilen-glikol çözeltisinin ısı iletim katsayısının hesaplanmasında kullanılacak sabitler .....	32
Çizelge 4.8. Hat tipi bass instruments marka FMPV.015.01.01.K.N model debimetrelerin teknik özellikleri .....	41
Çizelge 4.9. Elimko E680 model veri kayıt cihazının teknik özellikleri .....	42
Çizelge EK A.1.1 no'lu deneye ait akışkan devresinin deney sonuçları .....	53
Çizelge EK A.2.2 no'lu deneye ait akışkan devresinin deney sonuçları .....	53
Çizelge EK A.3. 3 no'lu deneye ait akışkan devresinin deney sonuçları .....	54
Çizelge EK A.4.4 no'lu deneye ait akışkan devresinin deney sonuçları .....	54
Çizelge EK A.5.5 no'lu deneye ait akışkan devresinin deney sonuçları .....	55
Çizelge EK A.6.6 no'lu deneye ait akışkan devresinin deney sonuçları .....	55
Çizelge EK A.7.7 no'lu deneye ait akışkan devresinin deney sonuçları .....	55

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### SİMGELER

- $\Delta T_m$  : Logaritmik ortalama sıcaklık farkı ( $^{\circ}\text{C}$ )
- $cp_i$  : Monoetilen-glikolün özgül ısısı ( $\text{kJ/kg.K}$ )
- $\dot{m}$  : Kütleli debi ( $\text{kg/s}$ )
- $\dot{V}$  : Hacimsel debi ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
- $\dot{m}_e$  : Monoetilen-glikolün kütleli debisi ( $\text{kg/s}$ )
- $u_e$  : Monoetilen-glikol çözeltisi akış hızı ( $\text{m/s}$ )
- $\rho_e$  : Monoetilen-glikolün yoğunluğu ( $\text{kg/m}^3$ )
- $D_i$  : Akışkanın geçtiği borunun iç çapı ( $\text{m}$ )
- $U$  : Toplam ısı transfer katsayısı ( $\text{W/m}^2\text{K}$ )
- $\mu$  : Dinamik viskozite ( $\text{Pa.s}$ )
- $Nu_i$  : Boru içerisinden geçen akışkan için Nusselt Sayısı
- $Re_i$  : Boru içerisinden geçen akışkanın Reynolds Sayısı
- $Pr_i$  : Boru içerisinden geçen akışkanın Prandtl sayısı
- $h_i$  : Boru iç yüzeyindeki ısı taşınım katsayısı ( $\text{W/m}^2\text{K}$ )
- $Re_d$  : Daire kesitli boru üzerinden geçen akışkan için Reynold sayısı
- $\rho_d$  : Boru üzerinden geçen akışkanın yoğunluğu ( $\text{kg/m}^3$ )
- $u_d$  : Boru üzerinden geçen akışkanın ortalama hızı ( $\text{m/s}$ )
- $\mu_d$  : Boru üzerinden geçen akışkanın viskozitesi ( $\text{Pa.s}$ )
- $D_d$  : Akışkanın üzerinden geçtiği borunun dış çapı ( $\text{m}$ )
- $h_d$  : Boru dış yüzeyindeki ısı taşınım katsayısı ( $\text{W/m}^2\text{K}$ )
- $k_d$  : Boru üzerinden geçen akışkanın ısı iletim katsayısı ( $\text{W/mK}$ )
- $Pr_d$  : Boru üzerinden geçen akışkan için Prandtl sayısı
- $cp_d$  : Boru üzerinden geçen akışkanın özgül ısısı ( $\text{J/kg.K}$ )
- $Nu_d$  : Boru üzerinden geçen akışkanın Nusselt Sayısı
- $k_b$  : Siyah çelik borunun ısı iletim katsayısı ( $\text{W/m.K}$ )
- $k_e$  : Monoetilen-glikol çözeltisinin ısı iletim katsayısı ( $\text{W/m.K}$ )

$A_d$	: Isı değiştiricinin toplam dış yzzey alanı ( $m^2$ )
$U_d$	: Boru dış yzzeyine gze hesaplanan toplam ısı transfer katsayısı ( $W/m^2K$ )
$U$	: Toplam ısı transfer katsayısı ( $W/m^2K$ )
$L$	: Isı değiştiricinin toplam boru boyu (m)
Btu	: 1 libre suyun sıcaklığını 1 fahrenheit artırmak iwin gereken enerji
hr	: Zaman
ft	: Uzunluk olwusü
$hk_g$	: Kondenser girişindeki entalpisi (kJ/kg)
$hk_ç$	: Evaporatör girişindeki entalpisi (kJ/kg)
$\dot{m}_r$	: Soğutucu akışkanın kütleel debisi (kg/s)
$\dot{m}_s$	: Kondenserde dolaştırılan suyun kütleel debisi (kg/s)
$\dot{m}_e$	: Evaporatörde dolaşan monoetilen-glikol wozeltisinin kütleel debisi (kg/s)
$cp_e$	: Monoetilen-glikol wozeltisinin özgül ısısı (J/kgK)
$cp_s$	: Suyun özgül ısısı (J/kgK)
$Te_g$	: Evaporatöre giren monoetilen-glikol wozeltisinin sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )
$Te_ç$	: Evaporatörden wıkan monoetilen-glikol wozeltisinin sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )
$Tk_g$	: Kondensere giren suyun sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )
$Tk_ç$	: Kondanserden wıkan suyun sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )
$Q_e$	: Evaporatörden wekilen ısı (kW)
$Q_k$	: Kondenserde atılan ısı (kW)
dk	: Dakika
l	: Litre
s	: Saniye
kg	: Kilogram
P	: Pompa
GD	: Genleşme deposu



## BÖLÜM 1

### GİRİŞ

Isı pompaları düşük sıcaklıklı ısı kaynağından yüksek sıcaklıklı ısı kaynağına ısı aktaran sistemlerdir. Evaporatörü su içerisinde bulunan (sudan ısı çeken) ısı pompası sistemlerine su kaynaklı ısı pompası sistemleri adı verilmektedir. Bu sistemlerin amacı donma sıcaklığının üstünde sonsuz ısı kaynağı olarak suyun ısını çekerek ısı transfer etmek ve sistemlerde kullanılmasını sağlamaktır. Böylelikle enerji geri kazanımı yapılmış olur.

Su kaynaklı ısı pompaları binalarda eş zamanlı ısıtma ve soğutma uygulamalarında, ticari ve kamu binalarında enerji tasarrufuna yönelik uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Bu sistemlerde sağladıkları enerji tasarrufu ile daha etkin ve tercih edilen sistemler olmuştur. Günümüzde birçok ülkede ve ülkemizde alışveriş merkezlerinde (AVM), ticari binalarda vb. alanlarda uygulanmaktadır.

Su kaynaklı ısı pompalarında soğutucu akışkan çevriminin ısı atan (kondenser) ve ısı çeken (evaporatör) eşanjörleri değişik yapılarda olup bunlardan en çok tercih edilen ısı değiştirici tipi plakalı ısı değiştiricileridir. Plakalı ısı değiştiricileri çok sayıda bakır ya da alüminyum plakaların birleştirilmesiyle oluşturulmuş ısı değiştiricileridir.

Büyük kapasitelerde yapılan su kaynaklı ısı pompası sistemlerinde ise evaporatör ve kondenserler gövde borulu (shell and tube) yapısındadırlar. Bunun yanısıra farklı yapılarda evaporatör ve kondenser yapıları da kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, nehir suyunu sonsuz kaynak olarak kullanacak olan ısı pompası sisteminde su kaynağı tarafında kullanılacak olan ısı değiştiricinin tasarımı, imalatı ve sistemdeki ısı performansının deneysel olarak incelenmesi amaçlanmıştır.

## 1.1.LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Çorak; 2010 yılında yapmış olduğu bu çalışmasında kanatlı boru tipi ısı değiştiricisinin sayısal modellemesi yaparak, en yüksek ısıl performans açısından en uygun kanat geometrisinin tespitini yapmıştır. Sonuç olarak, incelenen ısı değiştiricilerinde maksimum ısıl performans için kanat kalınlığının 0.006 m, kanat yüksekliğinin 0.018 m, kanatlar arası mesafenin 0.013 m ve kanat açısının 90 derece olması gerektiği tespit etmiştir. Isı transferinde kanatsız yapıya göre % 400 lük bir iyileşme sağlanabildiğini belirtmiştir [1].

Kabul, Kızılkın ve Yakut; 2010 yılında yapmış olduğu bu çalışmalarında, gövde borulu bir ısı değiştiricisinin kullanıldığı ve alternatif soğutucu akışkan R 404 A ile çalışan soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi yaparak birinci yasa verimleri, ekserji verimleri ve tersinmezlik değerlerini belirtmişlerdir. Ekserji analizine göre, en büyük tersinmezlik değerlerinin sırasıyla kompresör, kondenser, evaporatör ve genişleme valfinde ortaya çıktığını gözlemlemişlerdir [2].

Danışman; 2010 yılında yapmış olduğu çalışmasında ısı değiştirici dizayn parametrelerinden etkenlik değerinin, aktarım birim sayısı ve orantısı ile olan bağıntısını deneysel olarak incelemiştir. Elde edilen sonuçları grafik ortamına dökmüş olup, teorik değerlerle karşılaştırarak yorumlamıştır [3].

Kılıç; 2008 yılında yapmış olduğu bu çalışmasının amacı, çeşitli uygulamalarda kullanılan plakalı ısı değiştiricilerinin farklı debi ve sıcaklıklardaki performanslarını araştırmak ve dolayısıyla enerjiyi en etkin biçimde kullanan ısı değiştirici sisteminin yapısını oluşturmaktır. Tüm analizler dört farklı çalışma durumu için yapmıştır. Farklı çalışma durumlarında ısı değiştiricide dolaşan akışkanların optimum sıcaklıkları ve debileri belirtilmiştir [4].

Alam ve Ghosh darcidar, içerisine kanatçık yerleştirilmiş bir borudaki ısı transferini sayısal olarak 4 farklı kanatçık kullanarak incelemişlerdir. Akış düzgün ve laminer olup boruya sabit ısı akısı uygulanmıştır. İncelemede sonlu farklar metodu kullanmışlardır. Boru içerisindeki akış için momentum ve enerji denklemleri boru

cidarında kanatçık bulunması ve bulunmaması için çözülmüştür. Yaptıkları bu çalışma sonucunda iç kanatçıklarla karşılaştırıldığında önemli ısı transferi iyileştirmesi sağlandığını gözlemlemişlerdir [5].

Dikdörtgen kesit alanlı dik kanallardaki doğal ısı taşınımını Daloğlu ve Ayhan deneysel olarak incelemişlerdir. Kanal boyunca periyodik olarak her düzleme dağılmış kanatçıklar yerleştirilmiştir. Kanal duvarları sabit ısı akısı uygulanarak ısıtılmıştır. Çalışmada kanal uzunluğunun kanal genişliğine oranı, 66 olarak alınmıştır. Sonuçlar kanatçıklı yapının doğal taşınımına ısı transferini azalttığını gözlemlemişlerdir [6].

Lee ve Abdel-Moneim yatay bir yüzeyine iki boyutlu elemanlar monte edilen kanal-daki ısı transferi ve akış davranışını incelemişlerdir. Çalışma sayısal olarak HAD modeli kullanılarak yapılmıştır. Çalışmada sabit ısı akısı uygulanmış olup kullanılan elemanların ısı transferini önemli ölçüde iyileştirdiği sonucuna ulaşmışlardır [7].

Sara ve arkadaşları düz yüzeyli bir kanal içerisine dikdörtgen kesitli bloklar yerleştirilerek, ısı transferini araştırmışlardır. Çalışmada ısı transferindeki iyileşme Reynold sayısının, blokların akış yönündeki yerleşiminin ve blok sayısının fonksiyonu olarak bulmuşlardır. Çalışma sonucunda, ısı transferinin bloklar arasındaki boşluğa, blokların pozisyonuna ve dizilisine göre artırılabilir veya azaltılabileceği tespit etmişlerdir [8].

Dikdörtgen kesitli bir kanalın bir yüzeyine 5 farklı şekilde pürüzlülük ilave edilerek tam gelişmiş akışta, ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri Ahn tarafından incelenmiştir. Çalışmada, geometrinin ve Reynolds sayısının etkisi araştırılmıştır. Sonuçlar üçgen tip elemanların daha yüksek ısı transferi performansına sahip olduğunu ifade etmiştir [9].

Çalışmada su kaynaklı ısı pompası sisteminin su kaynağında kullanılacak esanjörün seçiminde konuyla ilgili yapılan çalışmalar değerlendirilmiştir. Sistemde kullanılacak ısı değiştiricisi tipinin borulu olması ve geometrik şeklinin de nehir yatağının akısına uygun olması için U tipi şeklinde olması düşünülmüştür. Isı değiştiricide malzeme olarak dikişsiz çelik boruların kullanılması düşünülmüş olup, imalat işleminde sıcak

şekillendirme ve elektrik ark kaynağı kullanılacaktır. Paslanmaya karşı antipas boya ile boyanacaktır. Boru üzerlerine ısı kanatçıkları yerleştirilmesi düşünülmemiştir. Bu aslında ısı değiştiricinin ısı verimliliği açısından bir kayıp gibi görünebilir. Ancak ısı değiştiricinin tamamen suyun içerisinde gömülü olması ve üzerinde ırmak rejiminde suyun akması bu kaybı azaltacaktır. Irmak rejiminde kullanılacak olan ısı değiştirici üzerine kanatçıkların yapılması önemli bir olumsuzluğu da beraberinde getirmektedir. Irmaktan gelen akıntılar (poşet, ağaç, tel vb.) kanatçıklara takılarak ısı değiştiricinin sürüklenmesine ve bağlantıların zarar görmesine neden olmaktadır. Sisteme en uygun ısı değiştiricinin tasarlanmasında ve imalatında bu hususlar dikkate alınmıştır.

## BÖLÜM 2

### ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

Farklı sıcaklıkta ve birbirinden katı bir cidar ile ayrılan iki akışkan arasındaki ısı geçişi, birçok mühendislik uygulamasında önem taşır. Bu tür ısı geçişini gerçekleştirmek için kullanılan cihaz, ısı değiştiricisi olarak adlandırılır ve hacim ısıtmasında, iklimlendirme tesislerinde, termik santrallerde, atık ısının geri kazanılmasında ve kimyasal işlemlerde uygulama alanı bulur [10].

Isı değişim problemlerini çözerken, ısı değiştiricisini seçen mühendis veya dizayn mühendisi tarafından alınan en önemli karar, ısı değiştirici tipinin seçilmesidir. Isı değiştiricilerin çalışma şartları geniş sınırlar içinde değiştiğinden, yapılış ve çalışma yetenekleri değişik isteklere göre belirlendiğinden, ısı değiştirici seçiminde dikkate alınacak faktörlerin tümü özel uygulamalara bağlıdır ve bu nedenle genel kurallar verilemez. Bununla beraber, ısı değiştirici tipini seçerken dikkate alınması gereken faktörler su şekilde özetlenebilir.

1. Konstrüksiyon malzemeleri
2. Basınç ve sıcaklık
3. Performans parametreleri- sıcaklık programı, debiler, basınç düşümleri
4. Kirlenme dirençleri
5. Muayene, temizleme, tamir ve ilave
6. Akışkanların tipleri ve fazları
7. Isı değiştiricinin boyutu
8. Bulunabilirlik, ekonomik faktörler

## 2.1. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN SINIFLANDIRILMASI

Isı değiştirgeçleri genellikle ısı transferi işlemlerine, konstrüksiyon geometrilerine, ısı transferi mekanizmasına ve akış düzenlemelerine göre sınıflandırılırlar. Isı değiştirgeçleri transfer işlemlerine göre dolaylı temaslı ve dolaysız temaslı olmak üzere sınıflandırılırlar. Direkt olarak temaslı ısı değiştirgeçlerinde ısı, iki akışkan arasındaki direkt temastan dolayı, soğuk ve sıcak akışkan arasında iletilir. Sıcak ve soğuk akıntılar arasında duvar yoktur. Isı transferi iki akıntı arasındaki yüzey boyunca meydana gelir. Direkt temaslı ısı değiştirgeçlerinde akışkanlar, iki tane karışmayan sıvı, gaz-sıvı çifti ya da katı parçacık-sıvı kombinasyonudur. Püskürtmeli ve tray yoğunlaştırucular ve soğutma kuleleri bu tür ısı değiştirgeçlerine örnektir. Bu tür ısı değiştiricilerinde oldukça sık ısı ve kütle transferi, eş zamanlı olarak meydana gelir. Soğutma kulelerinde suyun kulenin tepesinden püskürtülmesi direkt temaslıdır ve yukarı doğru akan havanın buharı tarafından soğutulur.

Dolaysız olarak temaslı ısı değiştirgeçlerinde, ısı enerjisi bir transfer yüzeyi boyunca akan sıcak ve soğuk akışkan arasında değiştirilir. Isı enerjisi ayırma duvarları boyunca transfer edilirken, soğuk ve sıcak akışkan eş zamanlı olarak akar ve akışkanlar karışmazlar.

Direkt ve indirekt tip ısı değiştiriciler recuperatörler olarak da bilinirler. Borulu (çift borulu, gövde boru tipi), düzlem tipi ısı değiştirgeçleri, soğutma kuleleri, tabla yoğunlaştırucular bu tip ısı değiştirgeçlerine örnektir.

Direkt kontak tipi ısı değiştirgeçleri konstrüksiyon parametreleri kapsamında sınıflandırılabilir. Daha büyük konstrüksiyon tipleri, tüplü, düzlemli ve uzatılmış yüzeyli ısı değiştirgeçleridir [11].

Isı değiştiricileri üç ana grupta incelenmektedir. Bunlar;

1. Borulu ısı değiştiricileri
2. Plakalı ısı değiştiricileri
3. Kompakt ısı değiştiricileri

### **2.1.1. Borulu Isı Değiştiricileri**

Bu değiştiriciler dairesel tüplerden yapılıdır. Akışkanlardan biri iteki tüpten, diğeri dıştaki tüpten akar. Tüplerin alanı, tp uzunluğu, tüplerin sayısı ve çapı değiştirilebilir. Böylece modelde göz önünde bulundurulabilir bir esneklik olur [11]. Boru tipi ısı değiştiriciler bundan başka şu şekilde de sınıflandırılabilir:

1. Çift borulu
2. Gövde boru tipi
3. Spiral borulu

#### **2.1.1.1. Çift Borulu Isı Değiştiricileri**

Çift borulu ısı değiştirgeçleri, eksenleri çakışık ve birinin çapı diğerinden daha büyük iki silindir borunun iç içe geçmesinden meydana gelir. Bu tür ısı değiştirgeçleri, küçük ısı transferi alanlarına ihtiyaç duyulan ve hassas ısıtma ya da soğutma işlemlerinin yapıldığı uygulamalarda geniş kullanım alanı bulmaktadır. Her iki akışkanın da yüksek basınçlı olduğu uygulamalarda bu tip ısı değiştirgeçleri tercih edilmektedir. Bunun dezavantajı birim transfer alanının pahalı ve hantal olmasıdır. İ borular tekli veya çoklu şekillerde olabilir. Eğer dış boru ile iç boru arasındaki ortalama ısı transferi katsayısı küçük ise eksenel kanatlı i borular kullanılabilir. Çift borulu ısı değiştiricileri fırketeli (hairpin) olarak ta ayarlanabilirler. Maksimum basınç gövde tarafında 350 bar, boru tarafında 1400 bar'dır. Sıcaklık aralığı 200 °C ile 600 °C arasında değişir. Özel malzemeler ile bu sıcaklık aralığı genişleyebilir.

Bu tip uygulamalar pahalı olmalarından ve geniş yer kaplamalarından dolayı dezavantajlı olabilmektedir. Isı transferi katsayısını artırmak için kanatlı i tüpler de kullanılmaktadır [12].



Şekil 2.1. Çift borulu ısı eşanjörü [12].

### 2.1.1.2. Gövde Boru Tipi Isı Değiştiricileri

Endüstride en geniş kullanım alanı olan ısı değiştirgeci tipidir. Büyük silindirik bir gövde içerisinde, silindir eksenini çevresinde dizilmiş boru demetlerinden oluşmaktadır. Soğutma endüstrisinde, kondenser ve evaporatörlü kapalı mekanların merkezi ısıtılmasında, termik santrallerde bulunan besleme suyu ısıtıcılarında bu tip ısı değiştirgeçleri kullanılmaktadır. Ayrıca jeotermal enerji elde edilmesinde de bu tip ısı değiştirgeçlerinden faydalanılmaktadır. Isı geçiş alanları, kapladıkları hacme göre oldukça yüksektir. Bu tip ısı değiştiricilerinde temel tasarım hedefleri, ısıl genleşmeyi dikkate almak, temizleme kolaylığı sağlamak veya eğer diğer özellikler önemli değil ise en ucuz olan konstrüksiyonu sağlamaktır.

Bir gövde boru tipi ısı değiştiricide, gövde boru desteklerine kaynaklanır ve temizlemek için doru demetinin dış kısmına ulaşamaz. Bu düşük maliyetli özellik sadece termal genleşmeyi sınırlandırır. Boruları temizlemek kolaydır.

Maksimum basınç, gövde tarafında 350 bar, boru tarafında 1400 bar'dır. Sıcaklık aralığı  $-200^{\circ}\text{C}$  ile  $600^{\circ}\text{C}$  arasında değişir. Özel malzemeler ile bu sıcaklık aralığı genişleyebilir. Tek bir ünite için tipik yüzey alanı  $10-1000\text{ m}^2$  arasında değişir [12].

Basınç düşümüne ve basınç miktarına, taşıdıkları ısıl yüke, kirlenme faktörüne, üretim tekniklerine ve maliyetlerine, korozyon problemlerine karşı çeşitli gövde-boru tipi ısı değiştirici uygulamaları mevcuttur. Bu tip ısı değiştiricilerinde ısı transferi katsayısını artırmak ve tüpleri desteklemek için saptırıcılar kullanılmaktadır. Diğer

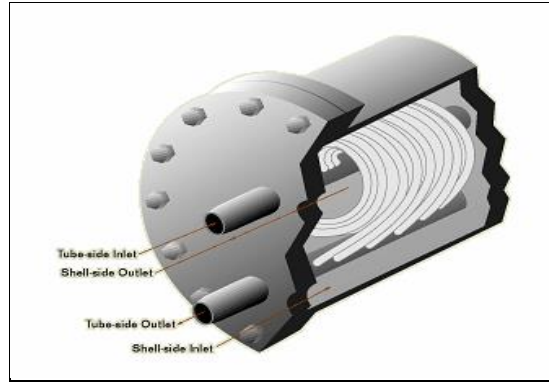


ısı değiştiricilerin aksine, gövde-boru tipi ısı değiştiricileri bir dizi özel uygulama ve farklı çalışma şartları için dizayn edilebilmektedir.

U borular en ucuz konstruksiyonlardır. unk sadece bir ayna gerekir. Boru tarafı U dönüşünün keskinliğinden dolayı mekanik olarak temizlenemez. Boru geçiş sayısı farklı olabilir ama bu tip konstruksiyonlarda termal genleşme sınırlandırılmaz [11].

### 2.1.1.3. Spiral Borulu ısı Değiştiricileri

Bu tip değiştiricileri bir gövde içerisine yerleşmiş spiral bir şekilde kıvrıla kıvrıla devam eden serpantinlerden oluşmuştur ve bunlar soğutma sistemlerinde kullanılan kondenser ve evaporatörler için tasarlanırlar (şekil2.2). ısı transferi katsayısı spiral bir boruda düz bir boruya nazaran daha büyüktür. Bu ısı değiştiriciler termal genleşmeye ve temiz akışkanlara daha uygundur. unk bunların temizlenmesi neredeyse imknsızdır [11].



şekil 2.2. Spiral borulu ısı değiştirici [12].

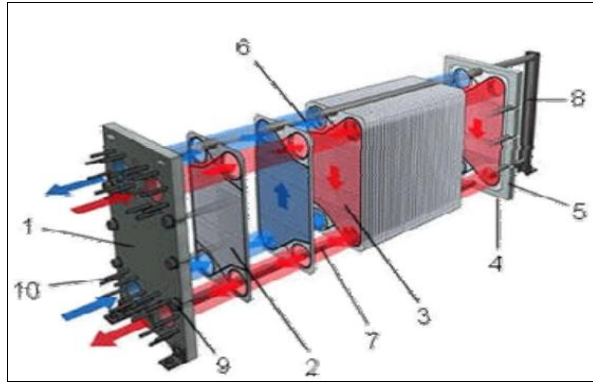
### 2.1.2. Plakalı ısı Değiştiricileri

Plakalı ısı değiştiricileri akış kanallarını oluşturan ince plakalardan yapılmıştır. Akışkan akımları düz plakalarla ayrılmıştır. Bunlar herhangi bir gaz, sıvı kombinasyonu veya çift fazlı akımlar için ısının transfer edilmesinde kullanılır. Bu ısı değiştiricileri aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir.

1. Contalı-plakalı
2. Spiral plakalı
3. Lamelli

### 2.1.2.1. Contalı-Plakalı Isı Değişiricileri

Tipik bir contalı plakalı ısı değiştiricinin kesit görünüşü Şekil 2.3’de gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Contalı-plakalı bir ısı eşanjörünün kesit görünüşü [12].

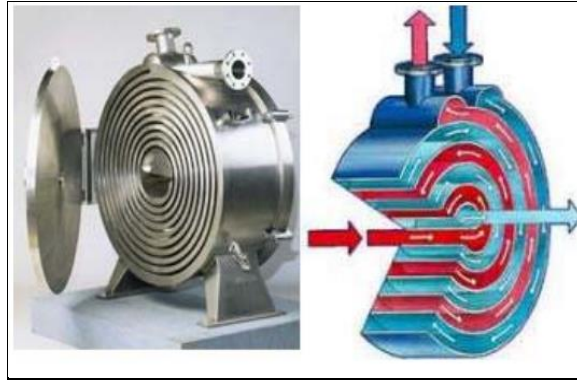
- |                                  |  |
|----------------------------------|--|
| 1- Sabit baskı plakası           | 6- Taşıyıcı st bar                    |
| 2- İlk plaka                     | 7- Taşıyıcı alt bar                    |
| 3- Contalı ısı değişim plakaları | 8- Destek kolonu                       |
| 4- Son plaka                     | 9- Burulmaya korumalı sıkma civataları |
| 5- Hareketli baskı plakası       | 10- Bağlantı civataları                |

Contalı plakalar akışkanları ayıran bir dizi oluklu veya dalgalı ince plakalardan meydana gelir. Burada contalar, dışarıya sızıntının olmasını engeller ve plakalar içinde akışkanları arzulananda Şekilde yönlendirir. Akış düzeni genelde akışkanlar birbirine karşılıklı akacak (countercurrent) Şekilde düzenlenir. Plakalı ısı değiştiricileri genellikle 25 bar basıncı ve 250 C sıcaklık altında çalışırlar. Bunlar konstrüksiyon detayları ve contalamadan dolayı çalışma sıcaklığı ve basıncı yönünden sınırlanırlar. Bu değiştiriciler kolaylıkla temizlenebilirler. Çünkü tamamen demonte edilebilirler. Bu zellikleri nedeniyle kendilerine gıda endüstrisinde geniş bir uygulama alanı bulmuşlardır.

Contalı plakalı ısı değiştirgeçleri gövde boru tipi ısı değiştirgeçleri ile karşılaştırıldıklarında, contalı plakalı ısı değiştirgeçlerinin nispeten daha düşük çalışma sıcaklığı ve basıncına sahip oldukları görülür [11].

### 2.1.2.2. Spiral Plakalı Isı Değiştiricileri

Isı transfer yüzeylerinin plakalardan oluştuğu, silindirik borulardan oluşmadığı plakalı tip ısı değiştiricidir. Spiral plakalı ısı değiştiricileri iki uzun, paralel plakanın spiral şeklinde yuvarlatılıp akış kanallarını oluşturmak için kenarlarından diğer plakalara kaynaklanmasından meydana gelmiştir. Her iki spiral kanal içindeki metal yüzeyler arasındaki mesafe, metal yüzeylere kaynaklanan uzaklık pimleri ile muhafaza edilmiştir. Bu uzaklık pimlerinin uzunluğu 5 ile 20 mm arasında değişir. Bu nedenle akış debisine bağlı olarak farklı kanal boşlukları seçmek mümkündür [12]. şekil 2.4'te spiral plakalı bir ısı değiştirici ve akış yörüngeleri görölmektedir.



şekil 2.4. Spiral plakalı ısı değiştirici ve akış yörüngeleri [12].

İki spiral yörünge ısı transferini arttıran ve kirlenme ile oluşan birikimleri azaltan ikincil bir akış meydana getirir. Bu ısı değiştiriciler özel fabrikasyonundan dolayı çok pahalıdırlar. Bir tek spiral gövde için 0,5 ile 500 m<sup>2</sup> arasında ısı transferi yüzeyi olanağına sahiptirler. Maksimum işletme basıncı 15 bar ve maksimum işletme sıcaklığı 500 °C ile sınırlandırılmıştır. Spiral plakalı ısı değiştirici, vizkoz akışkanlarda ve katılarda bir süspansiyon içindeki akışkanlarla çalışılması durumunda çok etkilidirler.

Yüksek ısı verime sahiptir. Kirlenme eğilimi düşüktür. Bakım kolaylığı vardır. Temizlenmeleri kolaydır ve kimyasal temizleme etkin bir şekilde yapılabilir. Basınç kayıpları, gövde borulu ve contalı plakalı ısı değiştiricilerine göre azdır. Montaj maliyeti düşüktür. Orta ve yüksek viskoziteli akışkanlar için son derece verimlidir. Akış dağılımı iyi ve yüksek hızlar kullanılabilirdiğinden sıcaklığa duyarlı akışkanlar için çok uygundur. İstenirse plakalar üzerine oluklar yapılarak ısı transferi iyileştirilebilir.

Tüm bunların yanında, bakım genellikle kolaydır fakat hasar görmüş olan spirallere bakım zordur. Boyutları sınırlıdır. Conta malzemesi nedeniyle sıcaklık ve basınç sınırlamalarına sahiptir [12].

### **2.1.2.3. Lamelli Isı Değiştiricileri**

Lamelli ısı değiştiricileri (Ramen tip), bir gövde içerisine boylu boyunca yerleştirilmiş bir takım paralel, kaynaklı, ince plaka kanalları veya lamellerden oluşur. Bu lameller düzleştirilmiş borular veya dikdörtgen şeklinde olabilir. Bu değiştirici tipleri yüzen başlıklı bir gövde-boru tipi ısı değiştiricinin bir modifikasyonudur. Lamel olarak adlandırılan düzleştirilmiş borular iki plakanın nokta kaynağı veya dikiş kaynağı ile birleştirilmesinden oluşur. Lameller her iki ucundan çelik çubuklarla kaynaklanırlar. Lamel demetinin her iki ucu, dıştaki uçları giriş ve çıkış lülelerine (nozzles) kaynaklı olan lamel kaplamasına çevresel olarak kaynaklanırlar. Böylece lamel kısmı tamamen kaynaklanmıştır. Kanal kaplaması gövde flanşına civata ile bağlanan bir flanş halkasına sahiptir.

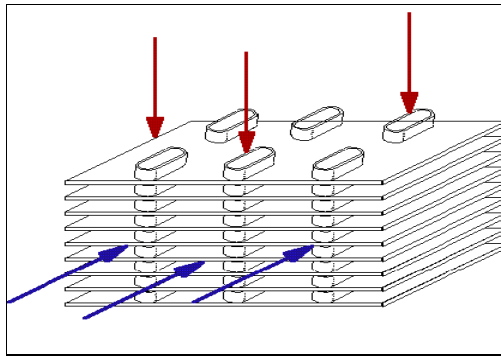
Lamelli ısı değiştiricisinde gövde tarafında hiç saptırıcı olmadığından doğru bir karşıt akış için düzenlenebilirler. Yüksek türbülans, düzgün dağılımlı bir akış ve düzgün yüzeyler nedeniyle lameller kolaylıkla kirlenmezler. Plaka demeti bakım ve temizlik için kolaylıkla çıkarılabilir. Bu tasarım 35 bar çalışma basıncında, teflon contalarla 200 °C ve asbest contalarla 500 °C çalışma sıcaklığında kullanılabilirler. Tam karşıt akış elde edildiğinden ısı verimleri yüksektir. Bakım kolaylığı vardır. Gövde borulu ısı değiştiricilerinden daha kompakttır. Kimyasal temizleme etkin bir şekilde yapılabilir. Düzgün akış yollarına sahiptir [12].

### 2.1.3. Kompakt Isı Değiştiricileri

Kompakt veya diğer adıyla genişletilmiş yüzeyle bir ısı değiştiricisinde ısı transferi miktarını arttırmak amacıyla birincil ısı transfer yüzeyi (borular veya plakalar) üzerine kanatlar ve eklentileri olan aygıtlardır. Bilindiği gibi gaz tarafındaki ısı transferi katsayısı sıvı tarafındaki ısı transferi katsayısından düşüktür. Bu nedenle gaz tarafındaki ısı transferi miktarını arttırmak için gaz tarafında kanatlı ısı transferi yüzeyleri kullanılır. Kanatlar genellikle gaz ile gaz veya gaz ile sıvı akışkanların olduğu ısı değiştiricisinde kullanılır [11].

Isı geçiş yüzeyi sıklığı ( $\gamma$ ), birim hacim için ısı geçiş yüzeyi alanını ifade etmektedir. Kompakt ısı değiştirgeçleri için,  $2700/\text{mm}$   $\gamma \geq$  mertebesinde ve bu yüksek bir ısı geçiş yüzey sıklığını ifade etmektedir.

Bu tür değiştirgeçler, çok kanatlı boru ve levhalardan oluşur ve genellikle, ısı taşınım katsayısının düşük ve en az bir akışkanın gaz olduğu durumlarda kullanılır. Kullanılan borular yassı veya dairesel kesitli olabilmektedir. Paralel levhalar düz veya dalgalı kanatlı olabilmektedir, tek geçişli ve çok geçişli uygulamalar mevcuttur. Kompakt ısı değiştirgeçlerinde akış kesitleri çok küçüktür ( $D_h \leq 5\text{mm}$ ) ve içlerindeki akış genellikle laminardır.



şekil 2.5. Kompakt ısı değiştiricinin basit bir akış şeması [12].

Bu tür değiştirgeçlerin çok değişik boru ve levha düzenlemeleri mevcuttur, aralarındaki farklılıklar genellikle kanat tasarımlarından ve yerleştirmelerinden ortaya çıkmaktadır.

Tasarım faktörlerine göre soğuk veya sıcak akışkana istenildiği gibi müdahale edilebilmektedir. Maliyetleri düşük; küçük hacimlidirler. Bu tip değiştirgeçlerin tasarımları gereği çalışma basınç ve sıcaklıkları çok yüksek seçilememektedir [15].

Plakalı kanatlı ve kanatlı borulu olmak üzere 2 tip kompakt ısı değiştirgeci bulunmaktadır [11].

### **2.1.3.1. Plakalı-Kanatlı Isı Değiştiricileri**

Plakalı-kanatlı ısı değiştiricileri öncelikli olarak her iki akışkanın da gaz olduğu uygulamalarda, kanatlı-borulu değiştiriciler ise akışkanlardan birinin hava diğerinin ise sıvı olduğu uygulamalarda kullanılır. Birçok uygulamada (kamyonlarda, arabalarda ve uçaklarda) hacim azalması önemlidir. Plakalı-kanatlı ısı değiştiricilerin kullanım alanları, gaz ve buhar türbinleri, otomobil, kamyon, uçak motorları soğutma sistemleri, ısı pompaları, soğutma ve iklimlendirme tesisleri, elektronik devrelerin soğutma devreleri ile enerji geri kazanım sistemleridir.

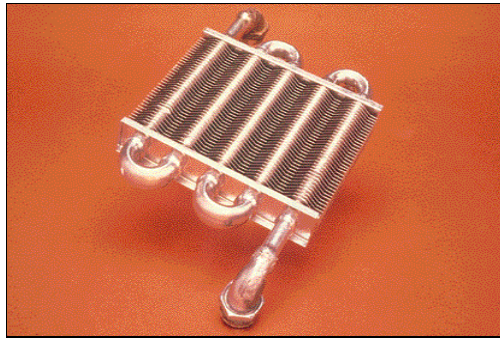
Kanatlar, paralel plakalar halindeki yüzeyler arasına mekanik olarak preslenerek, lehimlenerek veya kaynak edilerek tespit edilir. Kanatlar, düz, delikli, tırtıllı, zikzak vs. şekillere sahiptir. İki tarafında da gaz akışkan bulunan ısı değiştiricilerinde ısı geçiş yüzeyinin iki tarafına da kanat, gaz ve sıvı akışkanlar ile çalışan ısı değiştiricilerinde ise genellikle sadece gaz tarafına kanat konulur. Maksimum basınç 80 bardır. Sıcaklık aralığı: Alüminyumda  $-200^{\circ}\text{C}$  ile  $+150^{\circ}\text{C}$  arasında değişir. Paslanmaz çelikte  $600^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar çıkabilir. Küçük boyut ve ağırlık için kullanılır. Tipik olarak  $500\text{ m}^2/\text{m}^3$  hacim kompaktlığa sahiptir fakat  $1800\text{ m}^2/\text{m}^3$  hacim kompaktlığa kadar ulaşılabilir. Tek fazlı ve çift fazlı akışlarda kullanılabilir.

Çapraz-akışlı veya karşıt-akışlı akış uygulamalarına sahip olabilir. Düşük ağırlığa sahiptir. Kullanılan kanatlar ısı değiştirgecinin rijitliğini artırır ve yüksek basınçlarda çalışmasını sağlar.

Plakalı-kanatlı ısı değiştircileri küçüktürler ve bu aşırı basınç düşümlerinden kaçınmak için küçük kütlelel debilerin (10 ile 300 kg/m<sup>2</sup> sn) olması gerektiği anlamına gelir. Küçük kütlelel debilerin olması kanalların kirlenmeye eğilimli olabileceği gerçeğini de beraberinde getirir. Mekanik olarak temizlenmesi zor olan bu eşanjörler temiz akışkanların kullanılmasını zorunlu kılar [12].

### 2.1.3.2. Kanatlı Borulu Isı Değiştircileri

Bir tarafında gaz, diğer tarafında sıvı akan ısı değiştircilerinde, sıvı tarafındaki ısı taşınım katsayısı yüksektir, bu nedenle çoğunlukla sıvı akışkan tarafı kanat gerektirmez. Kanatlı borulu ısı değiştircileri dış kısımlarına kanatların sabitlendiği bir dizi borudan oluşur. Yüksek basınçlı akışkan genellikle boru içinden geçirilir. Pratikte dairesel veya oval kesitli boru dışındaki kanatlı yüzeyler ile daha çok karşılaşılır. Kanatlar boru ile birlikte imal edilebildiği gibi, sonradan boru üzerine döküm, kaynak, lehim veya sıkı geçme tekniği ile tespit edilebilir. Kompakttır, kompaktlığı 3300 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup> değerine kadar ulaşabilir. Kullanım alanları, güç santralleri, pervaneli soğutma grupları, taşıt araçları, iklimlendirme ve soğutma tesisatlarıdır. Isı değiştircinin kullanılabilme sıcaklığı kanatların boruya tespit şekline bağlıdır. Tasarımlarında kanatların oluşturduğu ilave basınç kayıpları göz önüne alınmalıdır. Şekil 2.6'da kanatlı borulu bir ısı eşanjörü görölmektedir [12].

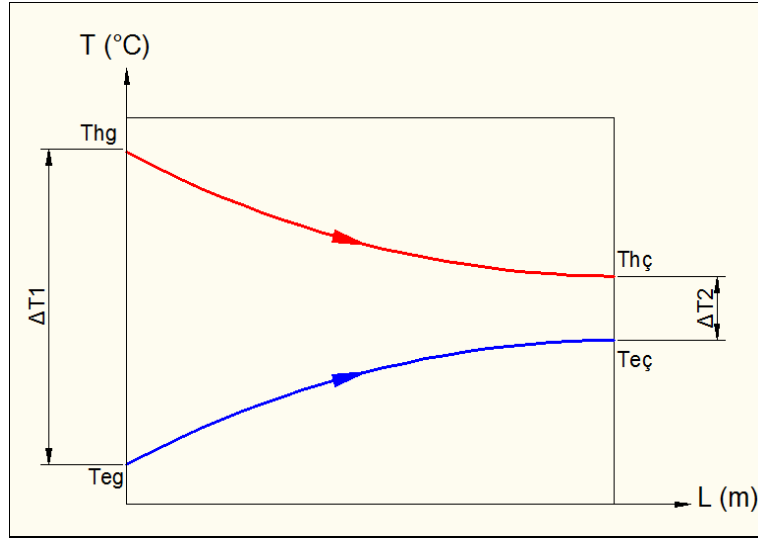


Şekil 2.6. Kanatlı borulu ısı eşanjörü [12].

## 2.2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE AKIM ŞEKİLLERİ

### 2.2.1. Paralel Akımlı Isı Değiştiricileri

Bu akım şeklinde akışkanlar değiştiricinin bir ucundan girip aynı doğrultuda akarlar ve değiştiricinin diğer ucundan çıkarlar. Şekil 2.7.'de bu ısı değiştiricisinin paralel akış hali için sıcaklık profilleri görülmektedir. Bu düzenlemede değiştiricinin ısı transferi olan cidarının sıcaklığı fazla değişmez. Bu yüzden ısıl gerilmelerin istenmediği durumda paralel akımlı düzenleme tercih edilir [10].



Şekil 2.7. Paralel akımlı ısı değiştiricisinde sıcaklık dağılımı.

Bir ısı değiştiricisinde ısı geçişi, sadece içindeki akışkanlar arasında olduğu, yani ortama bir ısı kaybının olmadığı kabul edilirse, paralel, ters ve çapraz akımlı ısı değiştiricilerinde aşağıdaki bağıntılar yazılabilir.

$Q$  = Isı değiştiricisinde geçen ısı

$$Q = K \times A \times \Delta Tm \quad (2.1)$$

Sıcak ve soğuk akışkanların soğuması ve ısınması esnasında verilen ve alınan ısılar, akışkanların kütleli debileri ile giriş ve çıkış entalpilerinin farkından bulunabilir ve aşağıdaki gibi yazılabilir:



$$Q = \dot{m} \times (h_{\dot{c}} - h_{\dot{g}}) \quad (2.2)$$

Isının alınması ve verilmesi durumunda akışkanların sıcaklıkları değişiyor ise, geçen ısı miktarı:

$$Q = \dot{m}_s \times cp_s \times (Th_g - Th_{\dot{c}}) = \dot{m}_e \times cp_e \times (Te_{\dot{c}} - Te_g) \quad (2.3)$$

Şeklinde yazılabilir. Bu denklemde:

$\dot{m}_s$  ve  $\dot{m}_e$  : Sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanın kütleli debisi (kg/s)

$cp_s$  ve  $cp_e$  : Sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanın özgül ısı (J/kgK)

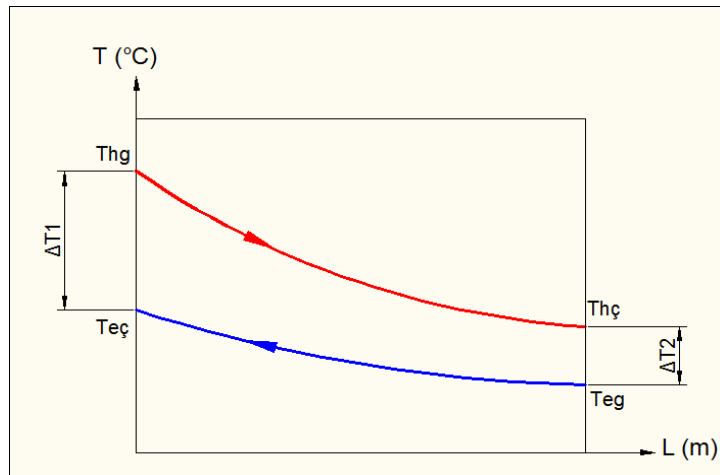
$Th_g$  ve  $Th_{\dot{c}}$  : Sırasıyla sıcak akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ )

$Te_{\dot{c}}$  ve  $Te_g$  : Sırasıyla soğuk akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ )

$\Delta T_m$  : Logaritmik sıcaklık farkı ( $^{\circ}\text{C}$ )

### 2.2.2. Ters Akımlı Isı Değişiricileri

Bu tipte akışkanlar değiştirici içerisinde birbirlerine göre ters akarlar. Akışkanların ısı kapasite debilerine göre değiştirici içindeki sıcaklık dağılımlarının değişimi Şekil 2.8.'de verilmiştir.



Şekil 2.8. Ters akımlı ısı değiştiricisinde sıcaklık dağılımı.

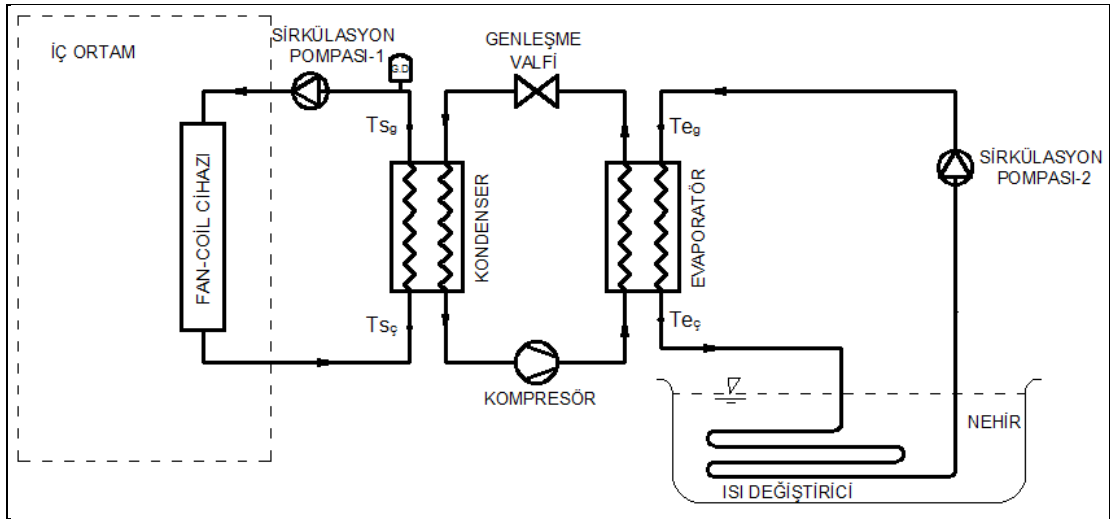
### 2.2.3. Çapraz Akımlı Isı Değiştiricileri

Bu tipte akışkanlar değiştirici içinde birbirlerine dik olarak akarlar. Akışkanlar değiştirici içinde karışabilir veya karışmayabilir. Akışkan değiştirici içinde bireysel kanallar veya borular içinde akıyor ise ve bitişik kanal içindeki akışkan ile karışmıyorsa bu akış şekline karışmayan adı verilir. Hem ısıtma hem de karıştırma istenen işlemlerde akışkanın karıştığı ısı değiştiricileri tercih edilir. İmalat kolaylığı nedeniyle pratikte kompakt ısı değiştiricilerinin büyük çoğunluğu çapraz akımlı olarak yapılır. Çapraz akım halinde logaritmik sıcaklık farkı, paralel akımdaki sıcaklık farkının, ısı değiştirici tipine ve geçiş şekline göre seçilen  $f$  düzeltme faktörü ile çarpılması ile elde edilir [10].

## BÖLÜM 3

### ISIL HESAPLAMALAR

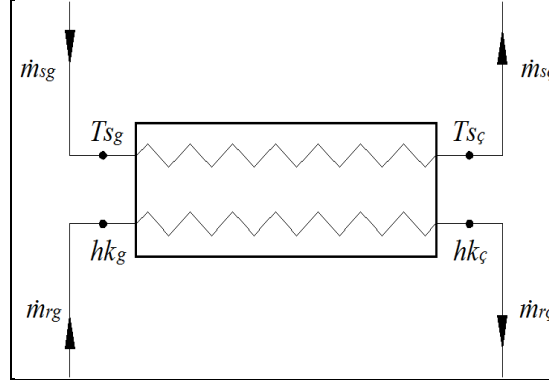
Deney sistemi su kaynaklı ısı pompası sisteminden oluşmaktadır. Su kaynaklı ısı pompası sistemi üzerinde, sıvı soğutmalı kondenser, sıvı soğutan evaporatör, kompresör ve elektronik genişleme valfi bulunmaktadır. Evaporatörde ısı çekilerek soğutulan Monoetilen-glikol çözeltisi bir pompa ile su kaynağı tarafındaki ısı değiştiricisinde dolaştırılarak su kaynağından ısı çekmekte ve çekilen ısı kondenser yardımıyla iç ortama aktarılmaktadır (Şekil 3.1). Isıl hesaplamalar, kondenser ve evaporatörde dolaştırılan akışkanların sıcaklıkları ve kütleli debilerine göre yapılmış olup, her bir deney için ayrı ayrı hesaplanmıştır.



Şekil 3.1. Su kaynaklı ısı pompası sistem şeması

#### 3.1.KONDENSERİN ISIL HESAPLAMALARI

Kondenser sıvı soğutmalı kondenser olup kondenserden atılan ısı kış şartlarında fan-coil cihazına gönderilen suyu ısıtmaktadır. Kondenserin termodinamik analizi için gerekli olan şema Şekil 3.2’de gösterilmektedir.



Şekil 3.2. Kondenser şeması.

Kütlenin korunumu:

$$\dot{m}_{rg} = \dot{m}_{rc} = \dot{m}_r$$

$$\dot{m}_{sg} = \dot{m}_{sc} = \dot{m}_s$$

*Kondenserden atılan ısı;  $Q_k$*

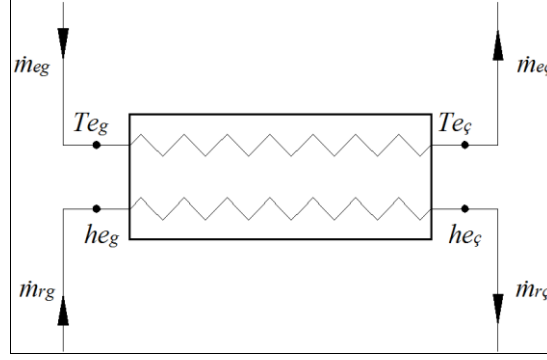
Kondenserin ısı kayıpları ihmal edildiğinde kondenserde dolaştırılan suyun kazandığı ısı soğutucu akışkanın kaybettiği ısıya eşit olmaktadır.

$$Q_k = \dot{m}_r \times (hk_g - hk_c) = \dot{m}_s \times cp_s \times (T_{s_c} - T_{s_g}) \quad (3.1)$$

Eşitlikte " $\dot{m}_r$ " ısı pompası sisteminde dolaştırılan soğutucu akışkanın kütleli debisi olup " $hk_g$ " ve " $hk_c$ " sırasıyla soğutucu akışkanın kondenser girişindeki ve çıkışındaki entalpisidir. Ayrıca " $\dot{m}_s$ " kondenserde dolaştırılan suyun kütleli debisi  $T_{s_g}$  ve  $T_{s_c}$  sırasıyla kondensere giren ve kondenseri terk eden suyun sıcaklığı ve  $cp_s$  ise suyun özgül ısısıdır.

### 3.2. EVAPORATÖRÜN ISIL HESAPLAMALARI

Evaporatör; sıvı soğutan evaporatör olup su kaynağı tarafında kullanılan ısı değiştiricisinde dolaştırılan monoetilen-glikol çözeltisinden ısı çekmektedir. Evaporatörün termodinamik analizi için gerekli olan şema Şekil 3,3'de gösterilmektedir.



Şekil 3.3. Evaporatör şeması.

Kütlenin korunumu:

$$\dot{m}_{rg} = \dot{m}_{rç} = \dot{m}_r$$

$$\dot{m}_{eg} = \dot{m}_{eç} = \dot{m}_e$$

*Evaporatörden çekilen ısı;  $Q_e$*

Aynı şekilde evaporatörün ısı kayıpları ihmal edildiğinde evaporatörde dolaştırılan monoetilen-glikol çözeltisinin kaybettiği ısı soğutucu akışkanın kazandığı ısıya eşit olmaktadır (Eşitlik 3.2).

$$Q_e = \dot{m}_r \times (h_{eç} - h_{eg}) = \dot{m}_e \times c_{p_e} \times (T_{eg} - T_{eç}) \quad (3.2)$$

Eşitlikte " $h_{eg}$ " ve " $h_{eç}$ " sırasıyla soğutucu akışkanın evaporatörün girişindeki ve çıkışındaki entalpisidir. Ayrıca " $\dot{m}_e$ " evaporatörde dolaştırılan monoetilen-glikol çözeltisinin kütleli debisi olup  $T_{eg}$  ve  $T_{eç}$  sırasıyla evaporatöre giren ve evaporatörü terk eden monoetilen-glikol çözeltisinin sıcaklığı ve  $c_{p_e}$  ise monoetilen-glikol çözeltisinin özgül ısıdır.

### 3.3. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN ISIL HESAPLAMALARI

Bir ısı değiştiricisinde ısı geçişi, sadece içindeki akışkanlar arasında olduğu, yani ortama bir ısı kaybının olmadığı kabul edilirse, paralel, ters ve çapraz akımlı ısı değiştiricilerinde aşağıdaki bağıntılar yazılabilir [19].

Isı değiştiricisinde akışkanlar arasında gerçekleşen ısı transferi miktarı Eşitlik 3.3 ile hesaplanmaktadır [19].

$$Q = U \times A \times \Delta T_m \quad (3.3)$$

Silindir iç yüzeyine göre Toplam Isı Transfer Katsayısı ( $U_i$ ) Eşitlik 3.4 ile hesaplanmaktadır [19].

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i}{2 \times \pi \times L \times k_b} \times \ln\left(\frac{r_d}{r_i}\right) + \frac{r_i}{r_d} \times \frac{1}{h_d}} \quad (3.4)$$

Silindir dış yüzeyine göre toplam ısı transfer katsayısı Eşitlik 3.5 ile hesaplanmaktadır [19].

$$U_d = \frac{1}{\frac{A_d}{A_i} \times \frac{1}{h_i} + \frac{A_d}{2 \times \pi \times L \times k_b} \times \ln\left(\frac{r_d}{r_i}\right) + \frac{1}{h_d}} \quad (3.5)$$

Isının alınması ve verilmesi durumunda akışkanların sıcaklıkları değişiyor ise, gečen ısı miktarı:

$$Q = \dot{m}_s \times c_{p_s} \times (T_{s_g} - T_{s_ç}) = \dot{m}_e \times c_{p_e} \times (T_{e_ç} - T_{e_g}) \quad (3.6)$$

şeklinde yazılabilir.

Bu denklemde:

$\dot{m}_s$  ve  $\dot{m}_e$  : Sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanın kütleli debisi (kg/s)

$cp_s$  ve  $cp_e$  : Sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanın özgül ısısı (J/kgK)

$Th_g$  ve  $Th_ç$  : Sırasıyla sıcak akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları (°C)

$Te_ç$  ve  $Te_g$  : Sırasıyla soğuk akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları (°C)

$\Delta T_m$  : Logaritmik sıcaklık farkı (°C)

Paralel ve ters akımlı ısı değiştiricilerinde ortalama logaritmik sıcaklık farkı ( $\Delta T_m$ ) aşağıdaki gibi ifade edilebilir [19].

$$\Delta T_1 = Ts_g - Te_g \quad (3.7)$$

$$\Delta T_2 = Ts_ç - Te_ç \quad (3.8)$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.9)$$

Çapraz akışlı ısı değiştiricilerinde  $\Delta T_m$ 'in hesaplanması oldukça zordur. Bu nedenle paralel ve ters akışlı ısı değiştiricilerin dışında bu ısı değiştiricilerinde geçen ısı miktarı aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır [19].

$$Q = U \times A \times F \times (\Delta T_m)_{ters} \quad (3.10)$$

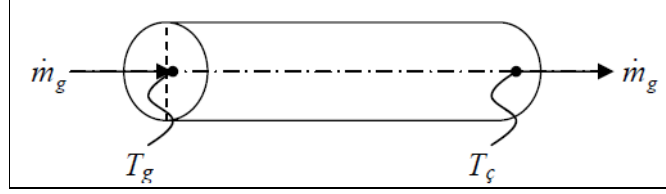
Şeklinde yazılabilir. Burada  $(\Delta T_m)_{ters}$  göz önüne alınan ısı değiştiricisi ters akımlı olarak kabul edilerek bulunan ortalama logaritmik sıcaklık farkını,  $F$  ise bu ısı değiştiricisi için düzeltme katsayısını gösterir. Literatürde  $F$  düzeltme katsayısı ya karmaşık bağıntılar ile ya da çoğunlukla grafikler halinde verilir.

Toplam Isı transfer katsayısı ( $U$ ) ve Isı transfer yüzeyi ( $A$ ) olmak üzere değiştiricide transfer olan ısı aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır [19].

$$Q = \frac{U \times A \times (\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.11)$$

### 3.4. DAİRE KESİTLİ BORULAR İÇERİSİNDEKİ AKIŞIN İNCELENMESİ

Esanjör boru boyunun bulunabilmesi için dairesel kesitli boruların içerisindeki akışta ısı transferi miktarını hesaplamak gerekir (Şekil 3.4). Bunun için aşağıdaki eşitlikler kullanılır.



Şekil 3.4. Daire kesitli borular içerisindeki akış şeması.

$\dot{m}_g = \dot{m}_ç = \dot{m}$  : Boru İçerisinden geçen akışkanın kütleli debisi (kg/s)

$$\dot{m} = \rho \times \dot{V} \quad (3.12)$$

Eşitlik 3.12 'de ( $\dot{V}$ ), boru içerisinden geçen akışkanın hacimsel debisi ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) olup, ( $\rho$ ) ise yoğunluğudur ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ) tür.

Boru içerisinden geçen akışkanın ortalama sıcaklığı ( $T_i$ ) olmak üzere Reynolds sayısı ( $Re_i$ ) aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır [19].

$$Re_i = \frac{\rho_i \times u_i \times D_i}{\mu_i} \quad (3.13)$$

Burada:

$\rho_i$ : Boru içerisinden geçen akışkanın yoğunluğu ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$u_i$ : Boru içerisinden geçen akışkanın ortalama hızı (m/s)

$D_i$ : Akışkanın geçtiği borunun iç çapı (m)

$\mu_i$ : Boru içerisinden geçen akışkanın dinamik vizkozitesi (Pa.s)



$Re_i \leq 2300$  Akış Laminer

$Re_i > 2300$  Akış Türbülanslı

Daire kesitli boru içinden geçen akışkan için Prandtl sayısı ( $Pr_i$ ) aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır [19].

$$Pr_i = \frac{cp_i \times \mu_i}{k_i} \quad (3.14)$$

$cp_i$  : Borudan içerisinde geçen akışkanın " $T_i$ " sıcaklığında özgül ısısı (J/kg.K)

$k_i$  : Borudan içerisinde geçen akışkanın " $T_i$ " sıcaklığında ısı iletim katsayısı (W/mK)

Silindirik boru içerisinden akan akışkan için hidrodinamik ve ısı bakımından tam gelişmiş türbülanslı akış durumunda Nusselt sayısı ( $Nu_i$ ) aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır [19].

$$Nu_i = 0,023 \times Re_i^{0,8} \times Pr_i^n \quad n = 4 \text{ ısıtma}, \quad n = 3 \text{ soğutma} \quad (3.15)$$

### 3.4.1. Dairesel Kesitli Boru Üzerinden Akış

Dairesel kesitli boru üzerinden akışlarda aşağıdaki durumlar göz önüne alınarak ısı hesaplamalar yapılır.

Daire kesitli boru üzerinden geçen akışkan için Reynolds sayısı ( $Re_d$ ) aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır [20].

$$Re_d = \frac{\rho_d \times u_d \times D_d}{\mu_d} \quad (3.16)$$

$\rho_d$  : Boru üzerinden geçen akışkanın yoğunluğu (kg/m<sup>3</sup>)

$u_d$  : Boru üzerinden geçen akışkanın ortalama hızı (m/s)

$D_d$  : Akışkanın üzerinden geçtiği borunun dış çapı (m)

$\mu_d$  : Boru üzerinden geçen akışkanın vizkozitesi (Pa.s)

Daire kesitli boru eksenine dik akışta sıvılar için Nusselt sayısı ( $Nu_d$ ) aşağıdaki eşitlik hesaplanır [20].

$$0,1 < Re_d < 10^5 ; Nu_d = (0,35 + 0,56 \times Re_d^{0,32}) \times Pr_d^{0,3} \quad (3.17)$$

Ayrıca Nusselt sayısı aşağıdaki eşitlik ile hesaplanabilir [19].

$$Nu_d = \frac{h_d \times D_d}{k_d} \quad (3.18)$$

$h_d$  : Boru dış yüzeyindeki ısı taşınım katsayısı ( $W/m^2K$ )

$k_d$  : Boru dış yüzeyinden akan akışkanın ısı iletim katsayısı ( $kJ/kg.K$ )

Boru eksenine dik akışta Prandtl ( $Pr_d$ ) sayısı aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır [20].

$$Pr_d = \frac{cp_d \times \mu_d}{k_d} \quad (3.19)$$

$cp_d$  : Boru dış yüzeyinden akan akışkanın özgül ısısı ( $kJ/kg.K$ )

$\mu_d$  : Boru dış yüzeyinden akan akışkanın dinamik vizkozitesi ( $kJ/kg.K$ )

## BÖLÜM 4

### MATERYAL VE METOT

Bu çalışmada; Karabük Üniversitesi yerleşkesi içerisinde ve araç çayı kenarındaki bir mahalin ısıtılması ve klimatize edilmesi amacıyla kurulmuş olan su kaynaklı ısı pompası sisteminin, su kaynağı tarafında kullanılacak olan ısı değiştiricisinin tasarımı, imalatı yapılarak deneysel olarak ısı performansını incelenmiştir. Daha önceden tasarımı gerçekleştirilmiş olan ısı pompası sisteminin evaporatör kapasitesi yaklaşık 6 kW olarak hesaplanmış ve bu ısı değeri, tasarımı yapılacak olan su kaynağı tarafındaki ısı değiştiricinin kapasitesi olarak kabul edilmiştir.

#### 4.1. ISI DEĞİŞTİRİCİ ( ISI EŞANJÖRÜ) TASARIMI VE İMALATI

Kapalı devre su kaynaklı ısı pompası sistemlerinde su kaynağı tarafında ısı değiştirici olarak genellikle polietilen borular kullanılmaktadır. Su kaynağı genellikle durgun su olup polietilen borular, su kaynağına dairesel kangallar şeklinde serilmektedir. Bu çalışmada su kaynağının akıntılı olması ve ısı değiştiricinin sürüklenme etkisi de göz önünde bulundurularak ısı değiştiricisi yapımında 1"çapında siyah çelik boru kullanılmıştır. Çizelge 4.1'de siyah çelik boru özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.1. Siyah çelik boru ölçüleri [21].

ANMA ÇAPI (inç)	DIŞ ÇAP (mm)	ET KALINLIĞI (mm)	İÇ ÇAP (mm)
1/2"	21,3	2,8	15,7
3/4"	26,9	2,9	21,1
1"	33,4	3,4	26,6
1 1/4"	42,2	3,6	35,4
1 1/2"	48,3	3,7	40,9
2"	60,3	3,9	52,5
2 1/2"	73,0	5,2	62,6
3"	88,9	5,5	77,9

Standart 6 metre boyundaki dikişsiz çelik borular ısıtma işlemi uygulanarak çok geçişli serpantin şekline getirilmiş ve elektrik ark kaynağı ile birleştirilmiştir. Kış şartlarında ırmaklarda (sel rejimi) su debisi artmaktadır. Uygulamanın gerçekleştirildiği Karabük ilinde bulunan araç çayında, ısı değiştirici üzerinden geçen suyun hızı yaklaşık 1m/s olarak kabul edilmiştir. Kışın bu su kaynağının sıcaklığı ise ortalama yaklaşık 4 °C olacağı kabul edilmiştir. Isıl hesaplamalarda ise termodinamik tablodan, 4 °C sıcaklık değerine yakın olan 5 °C deki suyun termodinamik özellikleri kullanılmıştır. Çizelge 4.2’de suyun 5 °C’deki özellikleri gösterilmektedir [20].

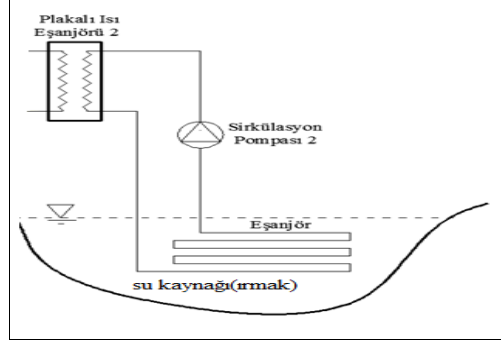
Çizelge 4.2. Suyun 5 °C’deki termofiziksel özellikleri [20].

Suyun yaklaşık 5°C'deki termofiziksel özellikleri	
Dinamik Viskozitesi ( $\mu_s$ )	$1,519 \times 10^{-3}$ Pa.s (kg/m.s)
Özgül Isısı ( $cp_s$ )	4205 J/kg.°C
Isıl İletkenliği ( $k_s$ )	0,571 W/m.°C
Yoğunluğu ( $\rho_s$ )	1000 kg/m <sup>3</sup>
Prandtl sayısı ( $Pr_s$ )	11,2

Kışın ısıtma amaçlı kullanılacak olan ısı pompası sisteminde mahalin ısıtma yükünün tamamı, ısı pompası sisteminin su kaynağı tarafında kullanılacak olan ısı değiştiriciden çekilen ısıyla karşılanacaktır. Isı değiştiriciyi oluşturan borular siyah çelik boru olup ısı iletim katsayısı Çizelge 4.3’te verilmektedir.

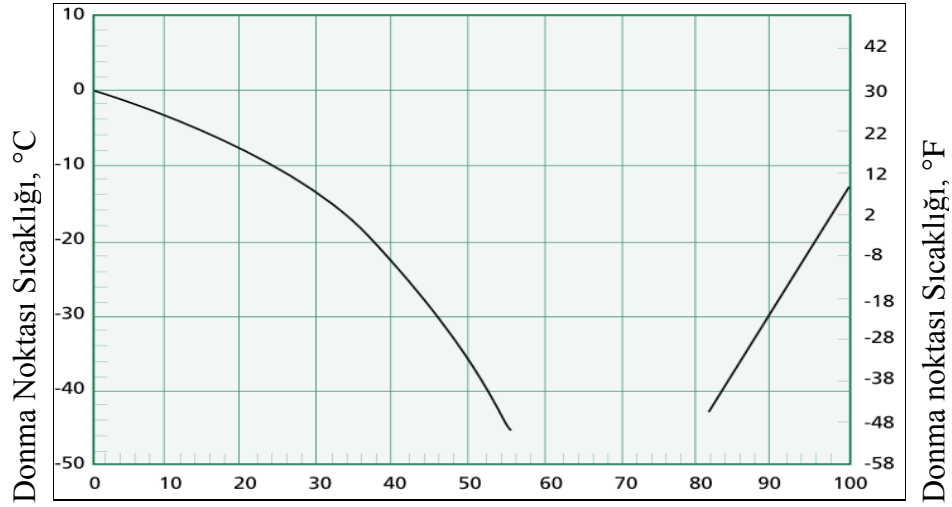
Çizelge 4.3. Boru malzemelerinin ısı iletim katsayıları [21].

Boru Malzemesi	Isı İletim Katsayısı ( $kb$ ) (W/m.°C)
Siyah Çelik	76
Paslanmaz Çelik	16
PP-R	0,15
Bakır	400
CTP	0,31
Polietilen(HD)	0,43



Şekil 4.1. Su kaynağı tarafı çevrimi.

Su kaynağı devresinde donma noktası düşük olan monoetilen-glikol karışımı dolaştırılacaktır. Evaporatör sıcaklığı göz önüne alınarak % 20 monoetilen-glikol ve % 80 su karışımının devrede dolaştırılması uygun görülmüştür. Şekil 4.2'den bu karışım oranına karşılık gelen donma noktasının yaklaşık -8 °C civarında olduğu görülmektedir.



Şekil 4.2. Monoetilen-glikol çözeltisinin karışım oranlarına göre donma noktası sıcaklığı [22].

Monoetilen-glikol çözeltisinin viskozitesinin hesaplanmasında kullanılan sabitler Çizelge 4.4'te verilmiştir. Monoetilen-glikol çözeltisinin karışım oranlarına göre dinamik viskozitesi aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmaktadır [22]. Eşitlikte(X); çözeltideki monoetilen-glikolün karışım yüzdesidir.

$$\log_{10}(\text{Viskozite, cP}) = A - B/(X + C) \quad (4.1)$$

Çizelge 4.4. Monoetilen - glikol çözeltisinin sıcaklığına göre vizkozitesinin hesaplanmasında kullanılacak sabitler [22].

Sıcaklık (°F)	Sıcaklık (°C)	A	B	C
-50	-45,6	-0.782928	516.030	-219.294
-40	-40,0	-1.089569	556.509	-228.728
-30	-34,0	-1.327771	586.133	-236.676
-20	-28,8	-1.673072	666.763	-252.223
-10	-23,3	-2.598652	992.919	-295.499
0	-17,7	-2.255218	817.542	-279.933
10	-12,2	-2.789821	1029.329	-310.416
30	-1,1	-3.770236	1495.186	-368.930
50	10,0	-4.489869	1941.309	-422.768
100	37,8	-3.968390	1596.092	-420.283
150	65,6	-3.619555	1368.620	-420.761
200	93,3	-3.552380	1341.596	-442.146
250	121,1	-3.695975	1491.089	-487.664

Isı değiştiricisinde dolaştırılacak monoetilen-glikol çözeltisinin ortalama sıcaklığının 0 °C olacağı kabul edilmiştir. monoetilen-glikol çözeltisinin vizkozitesinin hesaplanmasında monoetilen-glikol çözeltisinin sıcaklık değeri 0 °C ‘ye yakın değer olan 30 °F (-1,1 °C) kabul edilmiştir. Deneysel çalışmada monoetilen-glikol çözeltisinin karışım oranı % 20 olacağından Eşitlik 4.1’den monoetilen-glikol çözeltisinin vizkozitesi ( $\mu_e$ ) ;

$$\text{Vizkozite } (\mu_e) = 3.27 C_p = 3.27 \times 10^{-3} \text{ Pa.s}$$

Olarak hesaplanmıştır.

#### *Monoetilen-Glikol Çözeltisinin Özgöl Isısının Hesaplanması:*

Monoetilen-glikol çözeltisinin özgöl ısısının hesaplanmasında kullanılan sabitler Çizelge 4.5’te verilmiştir. Monoetilen-glikol çözeltisinin karışım oranlarına göre özgöl ısısı " $cp_e$ " aşağıdaki eşitlikle hesaplanmaktadır [22]. Eşitlikte ( $T$ ); monoetilen-glikol çözeltisinin sıcaklığıdır (°C) ve değeri 0 °C kabul edilmiştir.

$$cp_e = A + B \times T + C \times T^2 \quad (4.2)$$

Çizelge 4.5. Monoetilen-glikol çözeltisinin karışım oranına göre özgül ısısının hesaplanmasında kullanılacak sabitler [22].

Etilen glikol-Su Karışım Oranı, (%)	A	B	C
0	1.00380	$-2.2459 \times 10^{-4}$	$2.6257 \times 10^{-6}$
10	0.97236	$1.8001 \times 10^{-4}$	$5.7049 \times 10^{-7}$
20	0.93576	$3.9963 \times 10^{-4}$	0,0
30	0.89889	$5.1554 \times 10^{-4}$	0,0
40	0.85858	$6.2639 \times 10^{-4}$	0,0
50	0.81485	$7.3219 \times 10^{-4}$	0,0

Eşitlik 4.2'den monoetilen-glikol çözeltisinin özgül ısısı " $c_e$ "

$$cp_e = 0.9357 \text{ kcal/kgK} = 3.916 \text{ kJ/kg.K}$$

Olarak hesaplanmıştır.

*Monoetilen-Glikol Çözeltisinin Yoğunluğunun Hesaplanması:*

Monoetilen-glikol çözeltisinin yoğunluğunun hesaplanmasında kullanılan sabitler Çizelge 4.6 da verilmiştir. Monoetilen-glikol çözeltisinin karışım oranlarına göre yoğunluğu " $\rho_e$ " Eşitlik 4.3 ile hesaplanmaktadır [22]. Eşitlik 4.3'te "X" çözeltideki monoetilen-glikolün karışım yüzdesidir. Monoetilen-glikol çözeltisinin sıcaklığı Çizelge 4.6'da verilen sıcaklık aralıklarına bakılarak 50 F (10 °C) kabul edilmiştir.

$$\rho_e = A + B \times X + C \times X^2 \quad (4.3)$$

Çizelge 4.6. Monoetilen Glikol çözeltisinin yoğunluğunun hesaplanmasında kullanılacak sabitler [22].

Sıcaklık (F)	A	B	C
-50	0.95801	$3.4535 \times 10^{-3}$	$-1.5015 \times 10^{-5}$
0	0.98147	$2.4980 \times 10^{-3}$	$-9.1168 \times 10^{-6}$
50	0.99873	$1.6424 \times 10^{-3}$	$-4.0019 \times 10^{-6}$
100	0.99284	$1.4017 \times 10^{-3}$	$-2.9868 \times 10^{-6}$

Eşitlik 4.3'den monoetilen-glikol çözeltisinin yoğunluğu " $\rho_e$ "

$$\rho_e = 1030 \text{ kg/m}^3$$

Olarak hesaplanmıştır.

*Monoetilen-glikol çözeltisinin ısı iletim katsayısının hesaplanması:*

Monoetilen-glikol çözeltisinin ısı iletim katsayısının hesaplanmasında kullanılan sabitler Çizelge 4.7'de verilmiştir. Monoetilen-glikol çözeltisinin karışım oranlarına göre ısı iletim katsayısı " $k_e$ " aşağıdaki eşitlikle hesaplanmaktadır [22]. Eşitlikte ( $T$ ); monoetilen-glikol çözeltisinin sıcaklığıdır ( $^{\circ}\text{C}$ ) ve değeri  $0^{\circ}\text{C}$  kabul edilmiştir.

$$k_e = A + B \times T + C \times T^2 \quad (4.4)$$

Çizelge 4.7. Monoetilen Glikol çözeltisinin ısı iletim katsayısının hesaplanmasında kullanılacak sabitler [22].

Etilen glikol-Su Karışım Oranı, (%)	A	B	C
0	0.32247	$1.1524 \times 10^{-3}$	$-4.3629 \times 10^{-6}$
10	0.30433	$8.9729 \times 10^{-4}$	$-3.6114 \times 10^{-6}$
20	0.28697	$6.6350 \times 10^{-4}$	$-2.9292 \times 10^{-6}$
30	0.27038	$4.5096 \times 10^{-4}$	$-2.3160 \times 10^{-6}$
40	0.25455	$2.5973 \times 10^{-4}$	$-1.7722 \times 10^{-6}$
50	0.23951	$8.9758 \times 10^{-5}$	$-1.3975 \times 10^{-6}$

Eşitlik 4.4'den monoetilen-glikol çözeltisinin ısı iletim katsayısı " $k_e$ "

$$k_e = 0.32247 \text{ Btu/(hr)(ft)}(^{\circ}\text{F}) = 0.32247 \times 1,731 = 0.558 \text{ W/m.K}$$

$$k_e = 0.558 \text{ W/m.K}$$

Olarak hesaplanmıştır.



*Monoetilen-Glikol Çözeltisinin Kütlesel Debisinin Hesaplanması:*

Kışın ısıtma konumunda evaporatör kapasitesi  $\dot{Q}_e = 6 \text{ kW}$  olarak hesaplanmıştır. Monoetilen-glikol çözeltisinin kış şartlarında ısı değiştiricisine giriş ve çıkış sıcaklık farkının ortalama  $5 \text{ }^\circ\text{C}$  olacağı kabul edilmiştir ( $\Delta T_e = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

Evaporatör kapasitesi:  $\dot{Q}_e = 6 \text{ kW}$

Monoetilen-glikol çözeltisinin özgül ısısı ( $c_e = 3.916 \text{ kJ/kg.K}$ )

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_e \times c_e \times \Delta T_e \quad (4.5)$$

$$\dot{m}_e = \dot{Q}_e / (c_e \times \Delta T_e) \quad (4.6)$$

$$\dot{m}_e = \frac{6}{(3.916 \times 5)}$$

$$\dot{m}_e = 0.3064 \text{ kg/s}$$

Olarak hesaplanmıştır.

*Eşanjör boru kesit Alanı ( $A_i$ )*

$$A_i = \pi \times \frac{D_i^2}{4} \quad (4.7)$$

$$A_i = 3,14 \times \frac{0,0266^2}{4}$$

$$A_i = 5,55 \times 10^{-4}$$

Olarak hesaplanmıştır.

Monoetilen-glikol çözeltisi akış hızı ( $u_e$ ):

$$u_e = \frac{\dot{m}_e}{\rho_e \times A_i} \quad (4.8)$$

$$u_e = \frac{0,3064}{1030 \times 5,55 \times 10^{-4}}$$

$$u_e = 0.536 \frac{m}{s}$$

Olarak hesaplanmıştır.

Bu durumda boruların dış yüzeyindeki akışkan (su) için aşağıdaki hesaplamalar yapılır.

Isı değiştirici su kaynağı (nehir) içerisinde bulunduğundan ısı değiştirici boruları üzerinden akan suyun hızı, ortalama olarak 1 m/s alınmıştır ( $u_d = 1$  m/s). Boru üzerinden akan su için Reynold sayısı ( $Re_d$ ) Eşitlik 4.9'dan hesaplanır.

$$Re_d = \frac{\rho_d \times u_d \times D_d}{\mu_d} \quad (4.9)$$

$$Re_d = \frac{1000 \times 1 \times 0,0334}{1,519 \times 10^{-3}}$$

$$Re_d = 21988$$

Olarak hesaplanmıştır.

Boru üzerinden akan su için Nusselt sayısı ( $Nu_d$ ) Eşitlik 3.17'dan hesaplanır.

$$Nu_d = (0,35 + 0,56 \times 21988^{0,32}) \times 11,2^{0,3}$$

$$Nu_d = (0,35 + 0,56 \times 21988^{0,32}) \times 11,2^{0,3}$$

$$Nu_d = 29,07$$

Olarak hesaplanmıştır.

*Boru dış yüzeyindeki ısı taşınım katsayısı "h<sub>d</sub>" hesaplanması.*

Eşitlik 3.18 aşağıdaki şekilde düzenlendiğinde;

$$h_d = \frac{Nu_d \times k_d}{D_d} \quad (4.10)$$

$$h_d = \frac{29,07 \times 0,571}{0,0334}$$

$$h_d = 496,98 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Olarak hesaplanmıştır.

Isı değiştirici içerisinde dolaştırılan monoetilen-glikol çözeltisi için Eşitlik 3.13'ten Reynolds sayısı aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$Re_i = \frac{1030 \times 0,536 \times 0,0266}{3,27 \times 10^{-3}}$$

$$Re_i = 4491$$

Olarak hesaplanmıştır.

Isı değiştirici içerisinde dolaştırılan monoetilen-glikol çözeltisi için Eşitlik 3.14'ten Prandtl sayısı aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$Pr_i = \frac{3916 \times 3,27 \times 10^{-3}}{0,558}$$

$$Pr_i = 22,95$$

Olarak hesaplanmıştır.

Eşitlik 3.15'ten ısı değiştirici içerisinde dolaşan monoetilen-glikol çözeltisi ısınan akışkan kabul edilerek Nusselt sayısı ( $Nu_i$ ) hesaplanır.

$$Nu_i = 0,023 \times 4491^{0,8} \times 22,95^{0,4}$$

$$Nu_i = 67,28$$

Olarak hesaplanmıştır.

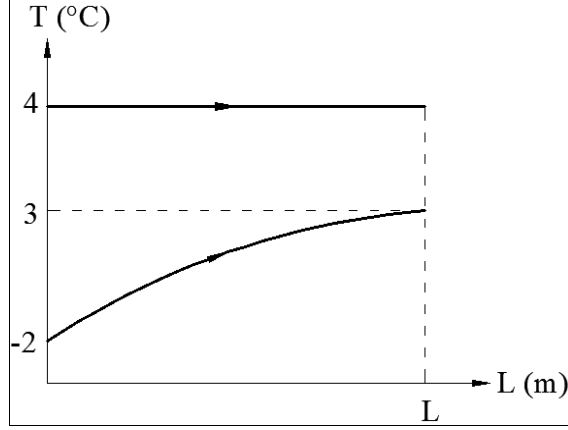
*Isı değiştirici borusu iç yüzeyindeki ısı taşınım katsayısı "h<sub>i</sub>"*

$$h_i = \frac{67,28 \times 0,558}{0,0266}$$

$$h_i = 1411 \text{W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Olarak hesaplanmıştır.

Monoetilen-glikol çözeltisinin ortalama sıcaklığı 0 °C olarak kabul edilmiş olup bu sıcaklık değerine göre çözeltinin ısı değiştiricisine giriş sıcaklığı -2 °C ve ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklığı 3 °C, su kaynağı sıcaklığı da ortalama olarak 5 °C seçilerek tasarlanan ısı değiştiricide logaritmik sıcaklık farkı ( $\Delta T_m$ ) eşitlik (3.9)'dan hesaplanarak;



Şekil 4.3. Boru boyunda akışkanların sıcaklık değişimleri.

Boru boyunda akışkanların sıcaklık değişimleri ( $\Delta T_m$ ) eşitlik (3.9)'dan hesaplanmıştır.

$$\Delta T_m = 2,79$$

Olarak hesaplanmıştır.

Boru dış yüzeyine göre hesaplanan toplam ısı transfer katsayısı ( $U_d$ ); eşitlik 3,5'den hesaplanmıştır.

$$U_d = 338,74 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Olarak hesaplanmıştır.

Isı değiştiricinin toplam dış yüzey alanı ( $A_d$ )

$$A_d = \pi \times D_d \times L \quad (4.11)$$

$$A_d = 3,14 \times 0,0334 \times L$$

$$A_d = 0.105 \times L$$

Olarak hesaplanmıştır.

### *Isı değiştirici boru boyunun (L) hesaplanması*

Eşitlik 4.11’de bulunan değerler yerine konularak ısı değiştirici boru boyu hesaplanır.

$$Q_e = U_d \times A_d \times \Delta T_m \quad (4.12)$$

$$6000 = 338,74 \times 0,105 \times L \times 2,79$$

$L=60.46$  m olarak bulunmuştur.

Isıl hesaplamaları, çok geçişli çapraz akımlı olacak şekilde geometrik boyutlandırılması yapılan ısı değiştirici için hesaplanan boru boyu 60,46 metre olarak bulunmuştur. Fabrikasyon üretimde Standart boru boyları 6 metre olduğundan ısı değiştirici yapımında 25 mm çapında 10 adet dikişsiz siyah elik boru kullanılmıştır. Isı değiştiricinin bağlantı boruları ile toplam boyu 64 metredir (şekil 4.4).



şekil 4.4. Tasarlanan ısı değiştirici imali.

İmalatı gerçekleştirilen ısı değiştirici antipas boya ile boyanmış, ırmak içerisinde akıntıdan surklenmesini engellemek için elik halatlarla bağlantısı yapılarak su

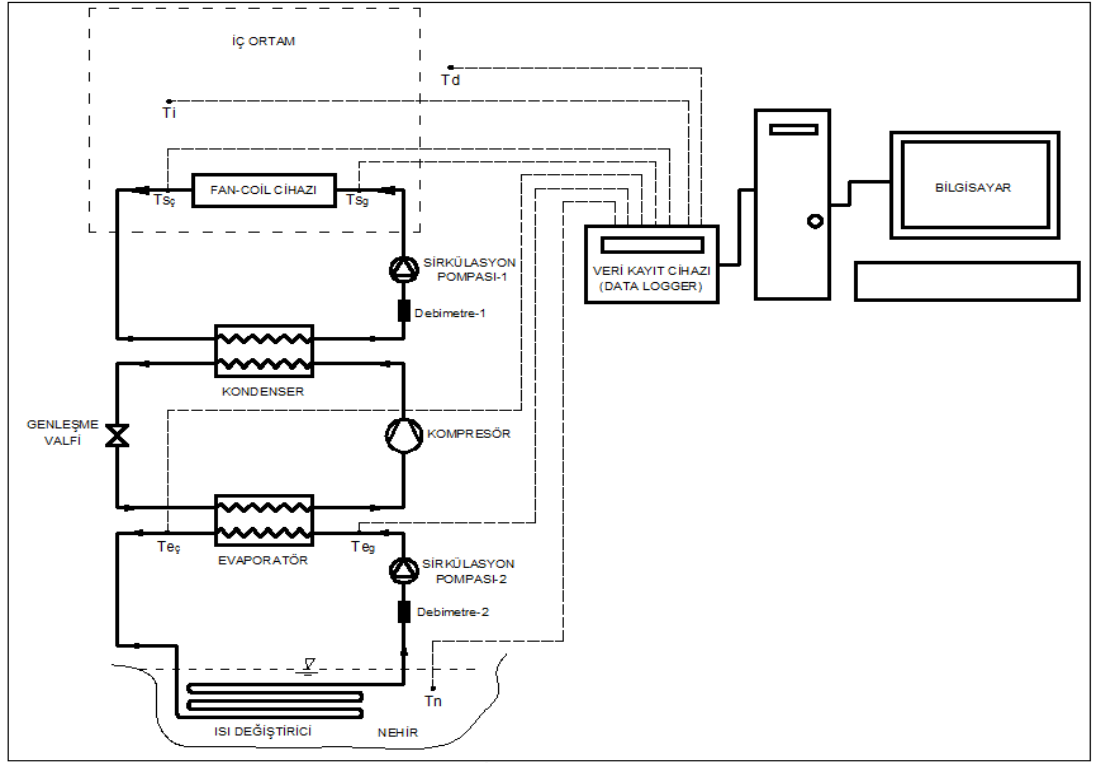
kaynağına bırakılmıştır (Şekil 4.5). Daha sonra ısı değiştiricinin ısı pompası sistemiyle boru, pompa, vana, genleşme deposu vb. bağlantıları gerçekleştirilmiştir.



şekil 4.5. Isı değiştirici (Su kaynağına bırakılmadan önce).

## 4.2.ÖLÇÜM VE KAYIT CİHAZLARI

Isı pompası sistemi ısıtılacak mahal içerisinde kurulmuş olup üzerinde sıcaklık ve debi ölçümü yapılmıştır. Sistem üzerinde sıcaklık ve debi ölçümünün yapıldığı noktalar (şekil 4.6)'de gösterilmektedir. Sıcaklık lmleri için termokupllar kullanılmıştır. Ölçülen sıcaklık değerlerini kaydetmek amacıyla veri kayıt cihazı (Data Logger) kullanılmıştır. Debi lmleri için hat tipi debi lrler kullanılmıştır.



Şekil 4.6. Isı pompası sisteminin şematik resmi ve ölçüm noktaları.

#### 4.2.1. Debimetreler

Isı pompası sisteminde su kaynağında bulunan eşanjörde ve fan-coil cihazlarında dolaştırılan akışkanların debisini ölçmek için Bass Instruments marka, FMPV.015.01.01.K.N model iki adet hat tipi debimetreler kullanılmıştır (Şekil 4.7). Debimetrelerin teknik özellikleri Çizelge 4.8’de verilmektedir. Debimetrelerin akış debilerini gözlemlemek ve gerekli ayarlarını yapmak için BAB112.A.01 tipi dijital akış göstergesi kullanılmıştır (Şekil 4.8).



Şekil 4.7. Hat tipi akış ölçerler (Debimetreler).



Çizelge 4.8. Hat tipi bass instruments marka, FMPV.015.01.01.K.N model debimerelerin teknik özellikleri.

Ölçme Aralığı	150 ... 2520 l/saat
Bağlantı	½"
Hassasiyet	% 1 T.S.
Çıkış	Pulse NPN



Şekil 4.8. BAB112.A.01 tipi dijital akış göstergeleri.

#### 4.2.2. Veri Kayıt Cihazı (Data Logger)

Şekil 5.1’de ısı pompası sisteminin şematik resmi ve sıcaklık ölçüm noktaları ile termokuplların veri kayıt cihazına bağlantısı gösterilmektedir. Sıcaklık değerlerini izleyip belirli zaman aralıklarında kaydetmek amacıyla Elimko Marka E680 model Veri Kayıt Cihazı kullanılmıştır. Veri kayıt cihazının bilgisayar ile bağlantıları yapılarak 2’şer dakika aralıklarla sıcaklık değerleri bilgisayar ortamında kaydedilmiştir (Şekil 4.9). Çizelge 4.9’da Elimko-E680 veri kayıt cihazının teknik özellikleri verilmektedir.



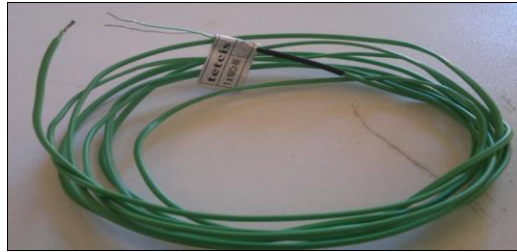
Şekil 4.9. Elimko E680 model veri kayıt cihazı ve bilgisayar bağlantısı.

Çizelge 4.9. Elimko E680 model veri kayıt cihazının teknik özellikleri.

Giriş Tipleri	Termokupl: B, E, J, K, L, N, R, S, T, U      Rezistans Termometre: Pt100, CUST Gerilim: 0-50 mV 0-1V 0,2-1V, 0-10V (lineer)      Akım: 0-20 mA, 4-20Ma (lineer)
Alarm Çıkışı	SPST-NO 250 V AC 3A Röle
Gösterge Ayırımı	1/9999
Gösterge	9 dijit, 14 mm 7 Parçalı Gösterge
Doğruluk Sınıfı	Termokupl : (Gösterilen Değerin $\pm 0,5^{\circ}$ 'i ya da $\pm 1^{\circ}\text{C}$ ) Pt100 : (Gösterilen Değerin $\pm 0,5^{\circ}$ 'i ya da $\pm 1^{\circ}\text{C}$ ) $\pm 1$ dijit max. Gerilim/Akım : $\pm 0,5$ FS $\pm 1$ dijit max.
Analog Sayısal Çevirici	16 bit
Sayısal Analog Çevirici	12 bit
Giriş Seçme Aralığı	0,2-9,9 sn
Gösterge Tarama Aralığı	1-99 sn
Çalışma Ortam Sıcaklığı	( $-10^{\circ}\text{C}$ )- ( $+55^{\circ}\text{C}$ ) (Yoğunlaşma ve Buzlanma Olmadan)
Çalışma Gerilimi	80-265 V <sub>AC</sub> / 85-375 V <sub>DC</sub> 20/60 V <sub>AC</sub> / 20-85 V <sub>DC</sub>
Güç Tüketimi	4 W (7 VA)
Ağırlık	650 gr

### 4.2.3. Termokupullar

Deneysel çalışmada sıcaklık ölçümlerinde her biri 3 m uzunluğunda K tipi (Ni-CrNi) termokupl kullanılmıştır. Termokupulların 4 adet kondenser ve evaporatörde dolaştırılan sıvıların giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçmek amacıyla kullanılmıştır (Şekil 4.10). Ortam sıcaklığı ile Su kaynağı sıcaklıklarını ölçmek amacıyla da 2 adet termokupl kullanılmıştır. Termokupullar, Elimko E680 cihazının röle kartına bağlanarak sıcaklık değerleri kaydedilmiştir (Şekil 4.11).



Şekil 4.10. Sıcaklık ölçümlerinde kullanılan termokupullar.



Şekil 4.11. Termokuplların data logger cihazı üzerindeki kanallara bağlantısı.

### 4.3.METOT

Çalışmada sistemde deneyler gerçekleştirilerek veriler alınmış ve bu veriler sistemin ısı hesaplamalarında kullanılmıştır. Öncelikle ısı pompası sisteminin su kaynağı tarafında kullanılacak olan Isı değiştiricinin tasarımı yapılmıştır. Tasarlanan ısı değiştiricinin yapımı gerçekleştirilmiş olup su kaynağına bırakılmıştır. Daha sonra borular vasıtasıyla ısı pompası sistemiyle bağlantısı yapılmıştır. Bu aşamadan sonra deneysel çalışmada kullanılacak olan ölçüm cihazlarının bağlantıları yapılarak sistem çalışmaya hazır hale getirilmiştir. Deneysel çalışma konut ısıtmasına yönelik kış şartlarında yapılmış olup 7 adet deney gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, su kaynağı tarafında kullanılacak olan ısı değiştirici ile ısı pompası sisteminin evaporatörü arasında dolaştırılan monoetilen-glikol çözeltisinin debileri değiştirilerek ölçümler alınmış ve kaydedilmiştir. Ayrıca deney süresince iç ve dış ortam sıcaklıkları da kaydedilmiştir. Deney başlangıcında su kaynağı sıcaklığı ölçülerek deney süresince sabit kaldığı kabul edilmiştir.

Deneyler, ırmak suyu sıcaklık ve ısı değiştiricide dolaştırılan akışkan debi değişimlerinin, ısı pompası sistemi üzerindeki etkilerinin incelenmesine yönelik gerçekleştirilmiştir. Deneyler; iç ortam sıcaklığı 24 °C ulaşmaya kadar sürdürülmüş olup bu sıcaklık değerine ulaştığında sonlandırılmıştır.

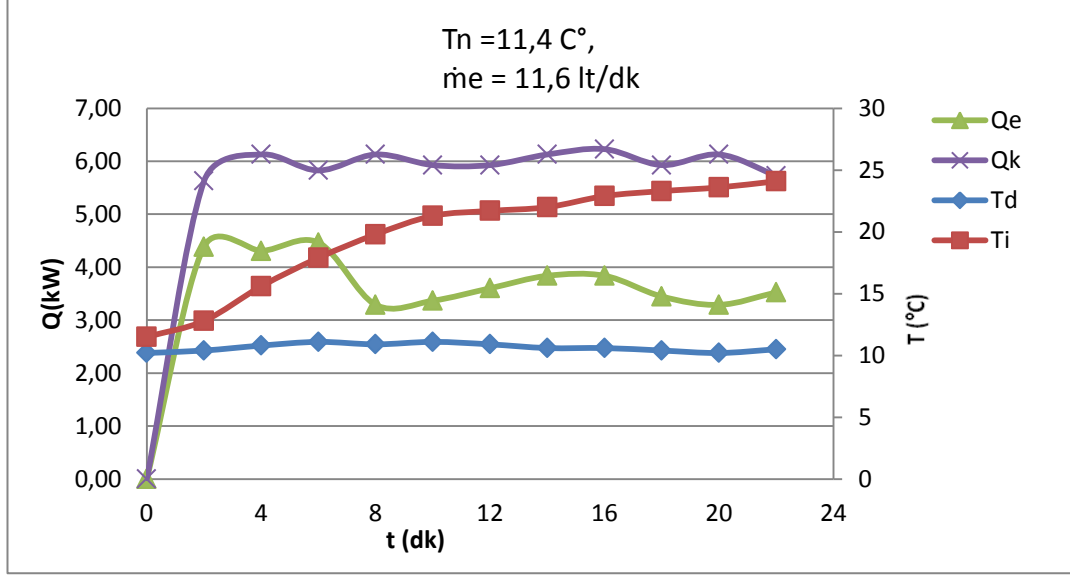
## BÖLÜM 5

### DENEYLER VE DEĞERLENDİRME

Deneylere başlamadan önce ısı pompası sisteminde mahal içerisinde yer alan fan-coil cihazında dolaştırılan akışkan debisi 14 lt/dk değerine ayarlanarak her bir deney için sabit tutulmuştur. Sistemde ısı değiştirici ile evaporatör arasında dolaştırılan monoetilen-glikol çözeltisinin hacimsel debisi ( $\dot{v}_e$ ), 4 kez değiştirilerek (9,7 lt/dk, 11,6 lt/dk, 16 lt/dk, 19,9 lt/dk) 7 adet deney yapılmıştır. Deneyler boyunca iç ve dış ortam sıcaklıkları, ısı değiştiricide dolaştırılan monoetilen glikol çözeltisinin evaporatöre giriş ve çıkış sıcaklıkları ile fan-coil ünitesinde dolaştırılan suyun gidiş ve dönüş sıcaklıkları 2 dk aralıklarla ölçülerek kaydedilmiş olup, bu veriler ısı hesaplamalarda kullanılmıştır.

#### 5.1. DENEY SONUÇLARI VE DEĞERLENDİRİLMESİ

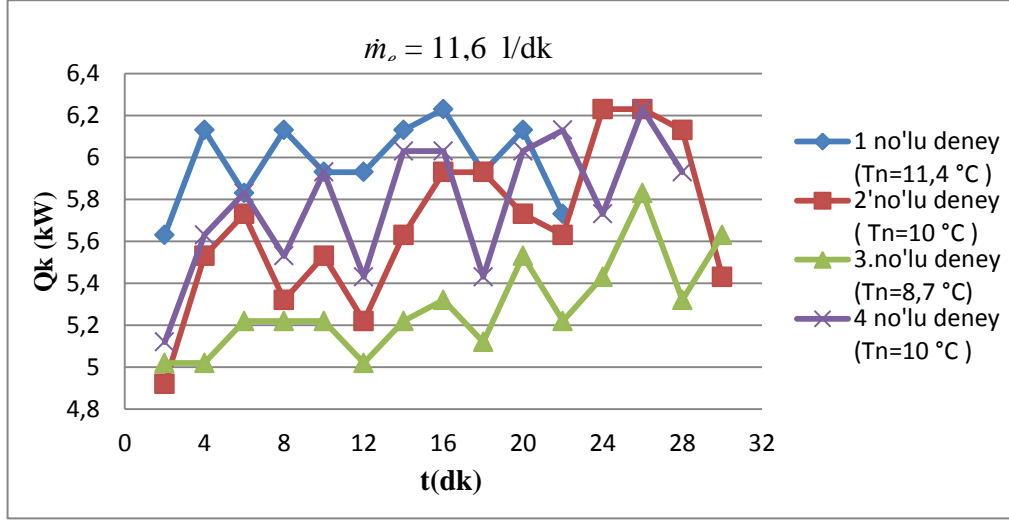
Deneylere ait ısı hesaplamalar çizelgeler halinde aşağıda gösterilmiştir (Çizelge EK A.1, Çizelge EK A.2, Çizelge EK A.3, Çizelge EK A.4, Çizelge EK A.5, Çizelge EK A.6, Çizelge EK A.7). 1 no'lu deneye ait ısı hesaplamalar Çizelge EK A.1'de gösterilmektedir. Şekil 5.1'de ise 1'no'lu deneye ait ısı kondenser ve evaporatör kapasiteleri ile iç ve dış ortam sıcaklıklarının zamanla değişimi grafik şeklinde gösterilmektedir. Grafikte evaporatörden çekilen ısıda zamanla düşme gözlemlenirken, kondenserden atılan ısı miktarında artma gözlenmektedir. Kondenser ve evaporatör kapasiteleri arasındaki farkın kompresörün harcadığı enerji olduğu kabul edildiğinde kompresörün harcadığı enerjinin de zamanla arttığını göstermektedir. Deney süresinde iç ortam sıcaklığı artarken dış ortam sıcaklığında az miktarda artış olduğu görülmektedir.



Şekil 5.1. Evaporatör ve kondenserin ısı yükleri ile iç ve dış ortam sıcaklıklarının zamanla değişimi.

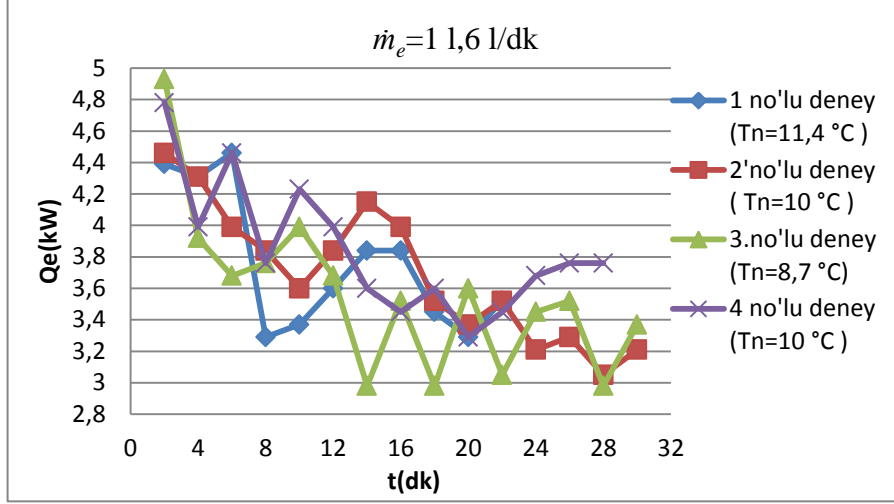
Deneysel çalışmanın ilk aşamasında nehir su sıcaklığının ısı değiştiriciden ısı pompası ile çekilen ve sisteme atılan ısı miktarlarındaki değişimin belirlenmesine yönelik deneyler yapılmıştır. Bu deneylerde ısı pompası sisteminde ısı değiştirici ile evaporatör arasında dolaştırılan monoetilen-glikol çözeltisinin debisi 11,6 l/dk'sabit tutulmuştur. Bu deneylerden elde edilen sonuçlar şekil 5.2'de verilmiştir. Grafikte deney sonuçlarından hesaplanan kondenser ve evaporatör kapasiteleri ile iç ve dış ortam sıcaklıklarının zamana bağlı değişimleri görülmektedir. Grafiklerden, sabit debide ve tüm su sıcaklıklarında kondenser kapasitelerinin zamanla arttığı görülmektedir. Kondenser kapasitesinin en yüksek olduğu deneyin 1'nolu deney olduğu gözlemlenmektedir. Bu deneyde su sıcaklığı da en yüksektir (11,4 °C). Buradan şu sonuç çıkarılabilir. Nehir suyu sıcaklığı yükseldikçe ısı eşanjöründe çekilen ve dolayısı ile kondenserden atılan ısı miktarı da yükselmektedir. Ayrıca nehir suyu sıcaklığının yüksek olması, iç ortam sıcaklığının da istenilen değere ( $T_i = 24^\circ\text{C}$ ) ulaşma zamanı kısaltmaktadır. Deney başlangıcında dış ortam sıcaklığı ile iç ortam sıcaklığının düşük olması durumunda da bu sürenin arttığı görülmektedir. 2 no'lu deney ile 4 no'lu deney karşılaştırıldığında; her iki deneyde de monoetilen glikol çözeltisi debisi ile nehir suyu sıcaklığı sabit kalmasına rağmen 2 no'lu deneyde kondenserden atılan ısının daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu durumda atılan ısı miktarının deney başlangıcındaki iç ve dış ortam sıcaklıklarına bağlı

olduğunu göstermektedir. 2 no'lu deneyde, başlangıçta iç ortam sıcaklığı 8 °C iken, 4 no'lu deneyde iç ortam 11,5 °C dir (Çizelge EK A. 2 , Çizelge EK A. 6) Bu durumda hem iç ortam havasının sıcaklığının ve hem de yapı elemanlarının sıcaklığının düşük olması, iç ortam sıcaklığının istenilen sıcaklık değerine (24 °C) ulaşma zamanını artırdığı söylenebilir.



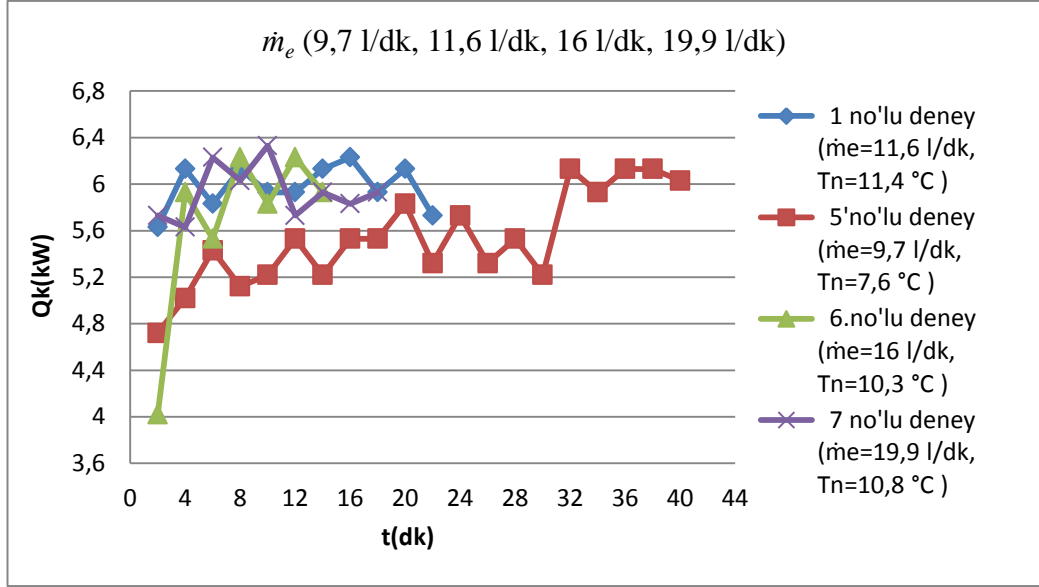
Şekil 5.2. Kondenser kapasitesinin farklı nehir suyu sıcaklıklarında zamanla değişimi.

Şekil 5.3'te evaporatörden çekilen ısının zamana, sabit ısı değiştiricisi debisine (11,6 lt/dk) ve değişik nehir suyu sıcaklıklarına göre değişimini gösteren ve deneylerden elde edilen sonuçlar görülmektedir. Deney süresince tüm deneylerde evaporatörden çekilen ısıda azalma meydana geldiği görülmektedir. 1 no'lu deney ile 3 no'lu deney karşılaştırıldığında, nehir suyu sıcaklığının düşük olmasının çekilen ısı miktarını azalttığı görülmektedir.



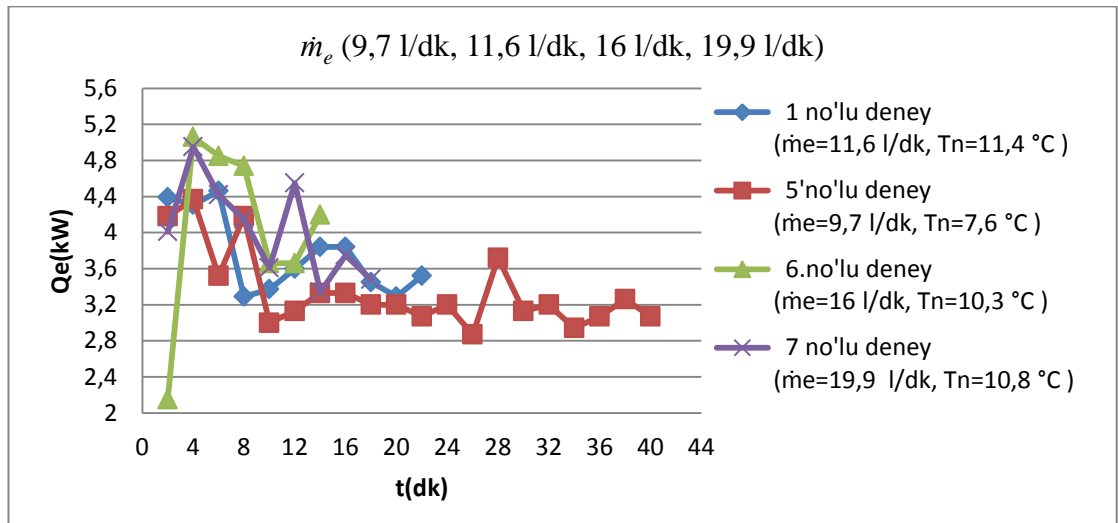
Şekil 5.3. Farklı nehir suyu sıcaklıklarında evaporatör kapasitesinin zamanla değişimi ( $\dot{m}_e=11,6 \text{ l/dk}$  sabit).

Çalışmanın ikinci aşamasında ise, ısı değiştirici ile evaporatör arasında dolaştırılan monoetilen-glikol çözeltisinin debisi değiştirilerek 4 farklı deney yapılmıştır. Şekil 5.4'de değişik debilerde yapılan deneylerde, kondenser kapasitesinin zamana göre değişimine ait sonuçlar görülmektedir. Daha önceki deneylerden elde edilen sonuçlarda da olduğu gibi nehir suyu sıcaklığı düşük olduğunda, kondenserden atılan ısı miktarında düşme gözlenmektedir. 6 ve 7 no'lu deneyler karşılaştırıldığında; 6 no'lu deneyde  $\dot{m}_e=16 \text{ l/dk}$  iken 7 no'lu deneyde  $\dot{m}_e=19,9 \text{ l/dk}$  olmasına rağmen, 6 no'lu deneyde iç ortam sıcaklığının  $24 \text{ °C}$ 'ye ulaşma zamanı daha kısadır. Bu durumun deney başlangıcındaki iç ortam sıcaklığının 7 no'lu deneyde daha düşük olmasından kaynaklandığı söylenebilir.



Şekil 5.4. Farklı monoetilen-glikol çözeltisi debilerinde kondenser kapasitesinin zamanla değişimi.

Şekil 5.5'de değişik debilerde yapılan deneylerde, evaporatör kapasitesinin zamana göre değişimine ait sonuçlar görülmektedir. Grafiklerden, nehir suyu sıcaklığı düşük olduğunda evaporatörden çekilen ısı miktarının da azaldığı gözlenmektedir. 6 ve 7 no lu deney karşılaştırıldığında; 6 no'lu deneyde  $\dot{m}_e=16$  l/dk iken 7 no'lu deneyde  $\dot{m}_e=19,9$  l/dk olmasına rağmen, 6 no'lu deneyde iç ortam sıcaklığının 24 °C'ye ulaşma zamanı daha kısadır. Bu durumun deney başlangıcındaki iç ortam sıcaklığının 7 no'lu deneyde daha düşük olmasından kaynaklandığı söylenebilir.



Şekil 5.5. Farklı monoetilen-glikol çözeltisi debilerinde evaporatör kapasitesinin zamanla değişimi.



Tüm deneylerde ısı değiştiriciden gelen ve ölçülen monoetilen-glikol sıcaklığı ( $T_{e_g}$ ) deneylerin gerçekleştirildiği nehir suyu sıcaklığından 1-2 °C kadar düşük olmaktadır. Bunun temel nedeni, ısı değiştirici ile ısı pompası sisteminin evaporatörü arasında yaklaşık 40-50 metre uzaklığın olmasından kaynaklanmaktadır. Isı değiştiricisinden gelen ırmak suyu sıcaklığı, bağlantı borularının ırmak çıkışında yüzeye yaklaşması, bu boruların yeterli derinlikte toprağa gömülememesinden dolayı, ırmak suyu yüzey ve dış hava sıcaklığından etkilenmiştir.

## BÖLÜM 6

### SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada; ısıtma uygulaması yapılan bir mahalin, ısı ihtiyacını karşılamada kullanılan, su kaynaklı ısı pompası sisteminde, su kaynağında kullanılan ısı değiştiricinin tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan ısı değiştiricisi imal edilerek farklı su kaynağı sıcaklıklarında ve farklı debilerde denenerek sistem üzerindeki etkileri ve ısıl performansı incelenmiştir.

Deneyle başlanmadan önce ısı pompası sisteminde kullanılan elektronik genişleme valfinin aşırı kızdırma (süper heat) sıcaklığı 6 K'e ayarlanmıştır. Elektronik genişleme valfi bu değeri sürekli sabit tutmaya çalıştığından elde edilen grafiklerde dalgalanmalar oluşmuştur. Kondenser ile Fan-Coil cihazlarında dolaştırılan suyun kondensere giriş ve çıkış sıcaklıkları zamanla artmakta iken evaporatör ile eşanjörde dolaştırılan monoetilen-glikol çözeltisinin evaporatöre giriş ve çıkış sıcaklıklarında bir miktar düşme gözlenmiştir. Kondenserden atılan ısı ile eşanjörden çekilen ısı miktarında zamana bağlı olarak senkronize artış ve azalmalar meydana gelmiştir. Bu dalgalanmaların elektronik genişleme valfinin davranışından kaynaklandığı düşünülmektedir. Su kaynağı tarafında bulunan eşanjörün çektiği ısı miktarı nehir suyu sıcaklığı arttıkça artış göstermektedir. Eşanjörde dolaştırılan çözelti debisinin eşanjörün çektiği ısıyı az miktarda değiştirmektedir. Deney başlangıcında iç ortam sıcaklığı düşük olması, ortam sıcaklığının 24°C'ye ulaşma zamanını arttırdığı gözlemlenmiştir.

Sonuç olarak su kaynaklı Isı pompası sisteminde kış şartlarında ortam ısıtılmasında su kaynağı sıcaklığının yüksek olması çekilen ısı miktarını artırırken başlangıçta iç ortam sıcaklığının düşük olması ortamın istenilen sıcaklık seviyesine ulaşma zamanını uzatmaktadır. Nehir suyu sıcaklığının diğer değişkenlere nazaran iç ortam sıcaklığının istenilen seviyeye getirilmesinde daha etkin olduğu görülmüştür.

Öneri olarak, su kaynaklı ısı pompası sistemi tasarlanırken su kaynağı sıcaklığının mevsimsel değişimi öncelikle göz önünde tutulmalıdır. Ayrıca ısı değiştirici ırmak içerisine yerleştirilirken sürüklenmemesi için önlem alınmalıdır. Isı değiştirici bağlantı boruları toprak bölümünde yalıtılmalı ve dış ortam sıcaklığından etkilenmemesi için belirli bir derinlikte toprağa gömülmelidir. Bu derinliğin Karabük ili için en az 50 cm olması düşünülmelidir. Bu değer uygulama yapılan yere göre değişim gösterebilir. Karabük ilinde bulunan ırmaklarda su sıcaklığının minimum değeri olan 0 °C ısıtma amaçlı uygulanan ısı pompası sistemlerinin maksimum kapasite değerinin hesabında kullanılabilir. Bunun üzerindeki su sıcaklıklarında ısı pompası sisteminin kompresörü kapasite kontrollü olarak seçilmelidir.

## KAYNAKLAR

1. Çorak, A., “Kanatçıklı ısı değıştiricilerinin ısı performanslarının sayısal olarak incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük, 1-8 (2010).
2. Kabul, A., Kızıllıkan, Ö. and Yakut, A. K., “Energy and exergy analysis of a refrigeration system with shell and tube heat exchanger using R404A”, *Journal of Thermal Science and Technology*, 30 (2): 85-93 (2010).
3. Danışman, C., “Plakalı eşanjör etkinlik parametrelerinin deneysel analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Eskişehir, 34-55 (2010).
4. Kılıç, B., “Plakalı ısı eşanjörlerinin ısıtma ve soğutma uygulamaları için optimum çalışma şartlarının araştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta (2008).
5. Alam, I., and Ghoshdastidar, P. S., “A study of heat transfer effectiveness of circular tubes with internal longitudinal fins having tapered lateral profiles”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45 (6): 1371-1376 (2002).
6. Daloglu, A. and Ayhan, T., “Natural convection in a periodically finned vertical channel”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 26 (8): 1175-1182 (1999).
7. Lee, C. K. and Abdel-Moneim, S. A., “Computational analysis of heat transfer in turbulent flow past a horizontal surface with two-dimensional ribs”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 28 (2): 161-170 (2001).
8. Sara, O. N., Pekdemir, T., Yapıcı, S. and Yılmaz, M., “Enhancement of heat transfer from a flat surface flow by attachment of rectangular blocks”, *International Journal of Energy Research*, 25: 593-576 (2001).
9. Ahn, S. W., “The effect of roughness type on friction factors and transfer in roughened rectangular duct”, *International Communication of Heat and Mass Transfer*, 28: 933-942 (2001).
10. Incropera, F. P. ve Dewitt, D. P., “Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri”, Çev: Tamer Derbentli, *Literatür Yayıncılık*, İstanbul (2001).
11. Kakaç, S. and Liu, H., “Selection, Rating and Thermal Design of Heat Exchangers”, *CRC Press*, Florida, ABD (2000).

12. ORCUN, K., “Kanatlı borulu ısı değiştirgeçlerinin karışık taşınım şartları için sayısal analizi” Bitirme Projesi, *Dokuz Eylöl Üniversitesi Mühendislik Faköltesi*, İzmir, 3-10 (2008).
13. İnternet: Atak Mühendislik, “Contalı Tip Plakalı Isı Eşanjörleri”, <http://www.atakmuh.com/urun-gruplari/isi-esanjorleri/plakali-isi-esanjorleri/contali-tip-plakali-isi-esanjorleri> (2014).
14. Arasta Dış Tic. Ve Makina San. Ltd. şti., “Spiral Isı Eşanjörleri”, <http://esanjor.diyalogo.com/main.dlg?pid=2&aid=500000000046803> (2014).
15. Kayansayan, N., “Isı değiştirgeçleri ders notları”, *Dokuz Eylöl Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü*, İzmir (2007).
16. Ekinci, A. D., “Erzurum’da mahal ısıtma amaçlı kullanılan toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin deneysel incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Erzurum (2007).
17. ASHRAE, “Applied Heat Pump Systems Handbook”, *ASHRAE*, US (1984).
18. Moser, F. and Schnitzer, H., “Heat Pump in Industry”, *Elsevier Science Publishers*, 264, Netherlands (1985).
19. Altınışık, K., “Uygulamalarla Isı Transferi”, *Nobel Yayın*, Ankara (2003).
20. Genceli, F., O., “Isı Değiştiricileri”, *Birsen Yayınevi*, İstanbul (2000).
21. İnternet: İzobor, “Isı Kaybı Hesabı”, <http://www.izobor.com/tr/dokumanlar.html> (2014).
22. İnternet: MEGlobal, “Ethylene Glycol”, [http://www.meglobal.biz/media/product\\_guides/MEGlobal\\_MEG.pdf](http://www.meglobal.biz/media/product_guides/MEGlobal_MEG.pdf) (2014).
23. İnternet: Termodinamik, “Isı Kaybı Hesabı”, <http://www.termodinamik.info/?pid=30004> (2014).
24. İnternet: Borusan Mannesmann, “Genel Ürün Kataloğu”, <http://www.borusanmannesmann.com/pdf/kataloglar/genel-urun-katalogu.pdf> (2014).
25. İnternet: Yeşilata, B., “Taşınım ile Isı Transferi”, [http://eng.harran.edu.tr/moodle/moodldata/20/Yesilata/Ders\\_Notlari/3HeatT\\_ch3\\_pg79-109.pdf](http://eng.harran.edu.tr/moodle/moodldata/20/Yesilata/Ders_Notlari/3HeatT_ch3_pg79-109.pdf) (2014).

## EK AÇIKLAMALAR A.

### DENEYLERE AİT AKIŞKAN DEVRESİ DENEY SONUÇLARI

Çizelge EK A.1. 1 no'lu deneye ait akışkan devresinin deney sonuçları.

Deney No:1										
Tn=11,4 °C , $\dot{m}_e=0,200$ kg/s , $\dot{m}_s=0,240$ kg/s										
Zaman (dk)	Ti (°C)	Td (°C)	$\dot{m}_e$ (kg/s)	$\dot{m}_s$ (kg/s)	Tk <sub>g</sub> (°C)	Tk <sub>ç</sub> (°C)	Te <sub>g</sub> (°C)	Te <sub>ç</sub> (°C)	Q <sub>k</sub> (kW)	Q <sub>e</sub> (kW)
0	11,5	10,2	0,200	0,240	10,0	10,0	10,0	10,0	0,00	0,00
2	12,8	10,4	0,200	0,240	17,8	23,4	10,0	4,4	5,63	4,39
4	15,6	10,8	0,200	0,240	24,3	30,4	9,8	4,3	6,13	4,31
6	17,9	11,1	0,200	0,240	28,7	34,5	10,5	4,8	5,83	4,46
8	19,8	10,9	0,200	0,240	31,3	37,4	9,7	5,5	6,13	3,29
10	21,3	11,1	0,200	0,240	33,6	39,5	10,0	5,7	5,93	3,37
12	21,7	10,9	0,200	0,240	35,2	41,1	9,8	5,2	5,93	3,60
14	22,0	10,6	0,200	0,240	36,2	42,3	9,7	4,8	6,13	3,84
16	22,9	10,6	0,200	0,240	37,6	43,8	10,1	5,2	6,23	3,84
18	23,3	10,4	0,200	0,240	38,2	44,1	9,4	5,0	5,93	3,45
20	23,6	10,2	0,200	0,240	39,2	45,3	9,1	4,9	6,13	3,29
22	24,1	10,5	0,200	0,240	39,4	45,1	9,6	5,1	5,73	3,52

Çizelge EK A.2. 2 no'lu deneye ait akışkan devresinin deney sonuçları.

Deney No:2										
Tn=10 °C , $\dot{m}_e=0,200$ kg/s , $\dot{m}_s=0,240$ kg/s										
Zaman (dk)	Ti (°C)	Td (°C)	$\dot{m}_e$ (kg/s)	$\dot{m}_s$ (kg/s)	Tk <sub>g</sub> (°C)	Tk <sub>ç</sub> (°C)	Te <sub>g</sub> (°C)	Te <sub>ç</sub> (°C)	Q <sub>k</sub> (kW)	Q <sub>e</sub> (kW)
0	8,0	6,2	0,200	0,240	9,6	9,6	7,5	7,5	0,00	0,00
2	10,9	7,1	0,200	0,240	17,7	22,6	8,0	2,3	4,92	4,46
4	13,3	7,7	0,200	0,240	23,9	29,4	8,5	3,0	5,53	4,31
6	17,0	8,1	0,200	0,240	28,0	33,7	8,9	3,8	5,73	3,99
8	18,4	8,1	0,200	0,240	30,9	36,2	9,0	4,1	5,32	3,84
10	20,4	8,6	0,200	0,240	33,1	38,6	9,1	4,5	5,53	3,60
12	21,7	8,7	0,200	0,240	34,5	39,7	9,0	4,1	5,22	3,84
14	22,1	8,4	0,200	0,240	35,6	41,2	9,6	4,3	5,63	4,15
16	21,4	7,4	0,200	0,240	36,3	42,2	9,2	4,1	5,93	3,99
18	22,5	8,2	0,200	0,240	36,8	42,7	8,4	3,9	5,93	3,52
20	22,7	8,0	0,200	0,240	37,5	43,2	8,5	4,2	5,73	3,37
22	23,1	8,0	0,200	0,240	38,0	43,6	8,0	3,5	5,63	3,52
24	23,1	7,6	0,200	0,240	38,2	44,4	7,8	3,7	6,23	3,21
26	23,7	8,1	0,200	0,240	38,7	44,9	8,1	3,9	6,23	3,29
28	23,3	7,4	0,200	0,240	39,0	45,1	8,0	4,1	6,13	3,05
30	24,0	8,0	0,200	0,240	39,6	45,0	8,1	4,0	5,43	3,21

Çizelge EK A.3. 3 no'lu deneye ait akışkan devresinin deney sonuçları.

Deney No:3										
Tn=8,7 °C , $\dot{m}_e=0,200$ kg/s , $\dot{m}_s=0,240$ kg/s										
Zaman (dk)	Ti (°C)	Td (°C)	$\dot{m}_e$ (kg/s)	$\dot{m}_s$ (kg/s)	Tk <sub>g</sub> (°C)	Tk <sub>ç</sub> (°C)	Te <sub>g</sub> (°C)	Te <sub>ç</sub> (°C)	Q <sub>k</sub> (kW)	Q <sub>e</sub> (kW)
0	11,5	7,9	0,200	0,240	12,3	12,3	8,2	8,2	0,00	0,00
2	12,0	7,5	0,200	0,240	15,6	20,6	8,5	2,2	5,02	4,93
4	15,0	8,0	0,200	0,240	22,9	27,9	7,8	2,8	5,02	3,92
6	17,6	8,7	0,200	0,240	27,2	32,4	8,3	3,6	5,22	3,68
8	18,5	7,5	0,200	0,240	30,2	35,4	8,5	3,7	5,22	3,76
10	20,5	7,4	0,200	0,240	32,4	37,6	9,1	4	5,22	3,99
12	20,7	7,7	0,200	0,240	33,8	38,8	8,7	4	5,02	3,68
14	21,0	7,9	0,200	0,240	34,3	39,5	7,5	3,7	5,22	2,98
16	21,3	6,7	0,200	0,240	35,2	40,5	8,0	3,5	5,32	3,52
18	22,3	6,9	0,200	0,240	36,1	41,2	7,6	3,8	5,12	2,98
20	22,2	6,7	0,200	0,240	36,3	41,8	7,8	3,2	5,53	3,60
22	22,9	6,9	0,200	0,240	36,8	42,0	7,6	3,7	5,22	3,05
24	23,5	6,8	0,200	0,240	37,2	42,6	7,7	3,3	5,43	3,45
26	23,6	6,6	0,200	0,240	37,6	43,4	8,1	3,6	5,83	3,52
28	23,4	6,8	0,200	0,240	37,9	43,2	7,4	3,6	5,32	2,98
30	24,0	6,4	0,200	0,240	38,1	43,7	7,5	3,2	5,63	3,37

Çizelge EK A.4. 4 no'lu deneye ait akışkan devresinin deney sonuçları.

Deney No:4										
Tn=10 °C , $\dot{m}_e=0,200$ kg/s , $\dot{m}_s=0,240$ kg/s										
Zaman (dk)	Ti (°C)	Td (°C)	$\dot{m}_e$ (kg/s)	$\dot{m}_s$ (kg/s)	Tk <sub>g</sub> (°C)	Tk <sub>ç</sub> (°C)	Te <sub>g</sub> (°C)	Te <sub>ç</sub> (°C)	Q <sub>k</sub> (kW)	Q <sub>e</sub> (kW)
0	11,3	9,7	0,200	0,240	11,1	11,1	9,6	9,6	0,00	0,00
2	11,4	9,6	0,200	0,240	13,5	18,6	9,6	3,5	5,12	4,78
4	14,3	10,1	0,200	0,240	21,5	27,1	9,7	4,6	5,63	3,99
6	16,7	10,0	0,200	0,240	26,5	32,3	9,9	4,2	5,83	4,46
8	18,9	10,0	0,200	0,240	30,2	35,7	9,8	5	5,53	3,76
10	19,8	9,6	0,200	0,240	32,5	38,4	10,4	5	5,93	4,23
12	21,0	9,4	0,200	0,240	34,2	39,6	10,2	5,1	5,43	3,99
14	20,9	9,1	0,200	0,240	35	41,0	9,5	4,9	6,03	3,60
16	21,4	8,8	0,200	0,240	35,8	41,8	9,4	5	6,03	3,45
18	22,5	9,2	0,200	0,240	36,6	42,0	9,2	4,6	5,43	3,60
20	23,0	9,1	0,200	0,240	37,3	43,3	8,5	4,3	6,03	3,29
22	23,2	8,9	0,200	0,240	37,9	44,0	8,7	4,3	6,13	3,45
24	23,4	8,8	0,200	0,240	38,1	43,8	9	4,3	5,73	3,68
26	23,9	9,0	0,200	0,240	38,9	45,1	9	4,2	6,23	3,76
28	24,1	8,8	0,200	0,240	39,3	45,2	8,9	4,1	5,93	3,76

Çizelge EK A.5. 5 no'lu deneye ait akışkan devresinin deney sonuçları.

Deney No:5										
Tn=7,6 °C , $\dot{m}_e=0,166$ kg/s , $\dot{m}_s=0,240$ kg/s										
Zaman (dk)	Ti (°C)	Td (°C)	$\dot{m}_e$ (kg/s)	$\dot{m}_s$ (kg/s)	Tk <sub>g</sub> (°C)	Tk <sub>ç</sub> (°C)	Te <sub>g</sub> (°C)	Te <sub>ç</sub> (°C)	Q <sub>k</sub> (kW)	Q <sub>e</sub> (kW)
0	9,6	11,2	0,166	0,240	10,0	10,0	8,0	8,0	0,00	0,00
2	11,3	11,1	0,166	0,240	17,5	22,2	7,3	0,9	4,72	4,18
4	13,4	10,2	0,166	0,240	22,9	27,9	8,2	1,5	5,02	4,37
6	15,5	11,3	0,166	0,240	26,5	31,9	7,5	2,1	5,43	3,52
8	17,7	12,1	0,166	0,240	29,4	34,5	8,1	1,7	5,12	4,18
10	19,2	12,1	0,166	0,240	31,3	36,5	6,9	2,3	5,22	3,00
12	19,2	11,3	0,166	0,240	32,1	37,6	6,6	1,8	5,53	3,13
14	21	12,1	0,166	0,240	33,7	38,9	7,5	2,4	5,22	3,33
16	20,4	10,5	0,166	0,240	34,2	39,7	6,8	1,7	5,53	3,33
18	20,3	12,4	0,166	0,240	34,8	40,3	6,4	1,5	5,53	3,20
20	21,5	12,5	0,166	0,240	35,3	41,1	6,9	2,0	5,83	3,20
22	21,3	11,5	0,166	0,240	35,8	41,1	6,7	2,0	5,32	3,07
24	21,7	11,4	0,166	0,240	36,3	42,0	6,9	2,0	5,73	3,20
26	22,0	13,0	0,166	0,240	36,8	42,1	6,4	2,0	5,32	2,87
28	22,6	12,6	0,166	0,240	37,4	42,9	7,1	1,4	5,53	3,72
30	22,8	10,8	0,166	0,240	37,5	42,7	6,2	1,4	5,22	3,13
32	22,9	10,6	0,166	0,240	37,5	43,6	6,5	1,6	6,13	3,20
34	23,2	10,6	0,166	0,240	38,0	43,9	6,2	1,7	5,93	2,94
36	23,5	11,3	0,166	0,240	38,4	44,5	6,8	2,1	6,13	3,07
38	23,6	12,7	0,166	0,240	38,7	44,8	6,8	1,8	6,13	3,26
40	24,0	12,0	0,166	0,240	38,6	44,6	6,7	2,0	6,03	3,07

Çizelge EK A.6. 6 no'lu deneye ait akışkan devresinin deney sonuçları

Deney No:6										
Tn=10,3 °C , $\dot{m}_e=0,275$ kg/s , $\dot{m}_s=0,240$ kg/s										
Zaman (dk)	Ti (°C)	Td (°C)	$\dot{m}_e$ (kg/s)	$\dot{m}_s$ (kg/s)	Tk <sub>g</sub> (°C)	Tk <sub>ç</sub> (°C)	Te <sub>g</sub> (°C)	Te <sub>ç</sub> (°C)	Q <sub>k</sub> (kW)	Q <sub>e</sub> (kW)
0	13,0	7,2	0,275	0,240	13,0	13,0	9,3	9,3	0,00	0,00
2	13,5	7,2	0,275	0,240	16,0	20,0	9,3	7,3	4,02	2,15
4	14,3	7,3	0,275	0,240	21,2	27,1	9,6	4,9	5,93	5,06
6	17,2	7,1	0,275	0,240	27,4	32,9	9,3	4,8	5,53	4,85
8	20,1	7,5	0,275	0,240	31,5	37,7	9,7	5,3	6,23	4,74
10	21,5	7,7	0,275	0,240	34,0	39,8	8,9	5,5	5,83	3,66
12	23,1	7,3	0,275	0,240	35,9	42,1	9,0	5,6	6,23	3,66
14	24,0	7,5	0,275	0,240	37,3	43,2	9,5	5,6	5,93	4,20

Çizelge EK A.7. 7 no'lu deneye ait akışkan devresinin deney sonuçları.

Deney No:7										
Tn=10,8 °C , $\dot{m}_e=0,341$ kg/s , $\dot{m}_s=0,240$ kg/s										
Zaman (dk)	Ti (°C)	Td (°C)	$\dot{m}_e$ (kg/s)	$\dot{m}_s$ (kg/s)	Tk <sub>g</sub> (°C)	Tk <sub>ç</sub> (°C)	Te <sub>g</sub> (°C)	Te <sub>ç</sub> (°C)	Q <sub>k</sub> (kW)	Q <sub>e</sub> (kW)
0	11,6	9,1	0,341	0,240	11,0	11,0	9,3	9,3	0,00	0,00
2	13,9	9,1	0,341	0,240	20,8	26,5	9,3	6,3	5,73	4,01
4	17,2	9,8	0,341	0,240	27,1	32,7	9,8	6,1	5,63	4,95
6	19,3	9,4	0,341	0,240	31,4	37,6	9,6	6,3	6,23	4,42
8	21,4	9,7	0,341	0,240	34,2	40,2	9,6	6,5	6,03	4,15
10	22,7	10,1	0,341	0,240	36,1	42,4	9,6	6,9	6,33	3,61
12	23,2	9,9	0,341	0,240	37,3	43	9,7	6,3	5,73	4,55
14	23,8	9,4	0,341	0,240	38,1	44	8,7	6,2	5,93	3,34
16	23,9	9,0	0,341	0,240	39,1	44,9	9,1	6,3	5,83	3,75
18	24,0	9,0	0,341	0,240	39,4	45,3	8,8	6,2	5,93	3,48



## **ÖZGEÇMİŞ**

İsmail KÖSE 1982 yılında K.Maraş'ta doğdu; ilk ve orta öğrenimini aynı şehirde tamamladı. 2006 yılında Karabük Üniversitesine memur olarak yerleşti. Aynı yıl Karabük Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Tesisat Öğretmenliği Bölümü'nde öğrenime başlayıp 2010 yılında mezun oldu. 2011 yılında Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda başlamış olduğu yüksek lisans programını 2014 Kasım ayında tamamladı. Halen Karabük Üniversitesi Yapı İşleri ve Teknik Daire Başkanlığında tekniker olarak görev yapmaktadır. İsmail KÖSE evli ve bir çocuk babasıdır.

### **ADRES BİLGİLERİ**

Adres : Bostanbükü Köyü Yunus Emre Mah. Cami Sok.No:12/1  
Safranbolu / KARABÜK  
Tel : (544) 441 7482  
E-posta : ikose@karabuk.edu.tr