

33541

T.C
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ISI POMPASI İLE SICAK SU ÜRETİMİ VE
ELEKTRİKLİ TERMOSİFONLA MUKAYESESİ

Oğuz BOZKIR

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu Tez,.....Tarihinde, Aşağıda Belirtilen Jüri
Tarafından Oybirliği/Oyçokluğu ile Başarılı/Başarısız
Olarak Değerlendirilmiştir.

(İmza)

(İmza)

(İmza)

Danışman

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ISI POMPASI İLE SICAK SU ÜRETİMİ VE
ELEKTRİKLİ TERMOSİFONLA MUKAYESESİ

Oğuz BOZKIR

Fırat Üniversitesi
Fen Bilimleri, Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

1994

Bu çalışmada, konutların ihtiyacı olan sıcak suyun ısı pompası ile üretimi incelenmiş ve halen yaygın olarak kullanılmakta olan elektrikli termosifonlarla mukayesesi yapılmıştır. Isı pompası çevrimi önce teorik olarak incelenmiş, sonra Hava-Su tipi bir ısı pompasının tasarımı yapılarak, 40l sıcak su üretebilecek kapasitede bir deney seti kurulmuştur. Soğutucu akışkan olarak Freon-22 kullanılarak yapılan deneylerde sistemin ısıtma tesir katsayısı (C.O.P) tesbit edilmiş, enerji tüketimi bakımından elektrikli termosifonlarla mukayesesi yapılmıştır.

ANAHTAR KELİMELELER: Isı pompası, soğutucu akışkan, ısıtma tesir katsayısı, Freon-22

SUMMARY

Masters Thesis

PRODUCING HOT WATER BY MEANS OF A HEAT PUMP
AND COMPARING IT WITH AN ELECTRICAL HEATER

Oğuz BOZKIR

Fırat University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

1994

In this study producing domestic hot wa-ter by means of an air to water type heat pump system was researched and compared with an electrical heater which is commonly used. For experimental studies a heat pump system which is able to produce 40 lt hot water was installed. It was used Freon-22 for refrigerant in heat pump system. After the experiments coefficient of performance for heat pump system was defined. Finally, the heat pump system was compared with the electrical heater

KEY WORDS: Air to water type heat pump, Refrigerant, Freon-22, Coefficient of performance.

TEŞEKKÜR

Yapmış olduğum bu çalışma süresince, değerli zamanını ayırarak destek ve yardımlarını esirgemeyen, yönlendirici görüş ve önerileriyle büyük katkılarda bulunan değerli hocam Makina Mühendisliği Bölüm Başkanı, Sayın Prof. Dr. Kazım PIHTILI'ya içten teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca, çalışmalarım sırasında teşvik edici görüş ve düşünceleri ile büyük yardımlarda bulunan Gaziantep Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü Öğretim Üyesi Sayın Prof. Dr. Mazhar ÜNSAL'a, Deneysel çalışmalarım için Meslek Yüksek Okulu Atelye ve Labrotuarlarından faydalanmamı sağlayarak yardım ve desteklerini esirgemeyen İnönü Üniversitesi Malatya Meslek Yüksek Okulu yöneticilerine teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER:

Özet	i
Summary	ii
Teşekkür	iii
İçindekiler	iv
Şekiller Listesi	vi
Tablolar Listesi	viii
Semboller	ix
1.Giriş	1
2.Kaynak Araştırması	3
2.1.Isı Pompalı Sıcak Su Sistemi	3
2.2.Hava-Su Isı Pompası Analizi	5
2.3.Isı Pompalı Su Isıtıcılar	7
3.Isı Pompaları Temel Çalışma Prensipleri	10
3.1.Isı pompalarının Sınıflandırılması	10
3.2.İdeal Isı Pompası	11
3.3.Buhar Sıkıştırırmalı ısı pompası	15
3.4.Isı pompalarında Kondenser Hesabı	19
4.Isı Pompalarının Diğer Isıtma Sistemleriyle Mukayesesi	22
5.Isı Pompası Yardımıyla Sıcak Su Temininde Depo su Sıcaklığının Geçici Rejim Şartlarına göre Teorik Analizi	25

6.Deneysel Çalışmalar	31
6.1.Deney Seti Tasarımı	31
6.2.Kondenser Yüzeyi Hesabı	32
6.3.Isı Pompası ile Yapılan Deneyler	38
6.4.Depo Su Sıcaklığının Teorik Analizi	47
6.5.Elektrikli Isıtıcı ile Yapılan Deneyler	53
6.6.Deneysel Sonuçların Mukayesesi	54
7.Sonuçlar ve Öneriler	56
Kaynaklar	58
Ekler	60
Ek-1. Deney Setinin Fotoğrafları	61
Ek-2. Değişik Zamanlarda Yapılan Diğer Deneylerden Sonuçlar	62
Ek-3. Su ve Freon-22'nin Özellikleri	63

ŞEKİLLER :

Şekil-2.1:Deneyde Kullanılan Isı Pompası	3
Şekil-2.2:Hava-Su Isı Pompası	5
Şekil-2.3:Isı Pompalı Su Isıtıcı	7
Şekil-3.1:İdeal Isı Pompası	12
Şekil-3.2:İdeal Isı Pompası T-s Diagramı	13
Şekil-3.3:Gerçek ve Carnot Çevrimlerinde COP Değişimi	14
Şekil-3.4:Buhar Sıkıştırırmalı Isı Pompası Çevriminin Şematik Görünümü	16
Şekil-3.5:Buhar Sıkıştırırmalı Isı Pompası T-s Diagramı	16
Şekil-3.6:Buhar Sıkıştırırmalı Isı Pompası P-h Diagramı	17
Şekil-3.7:Pratik Isı Pompası P-h Diagramı	19
Şekil-5.1:Kondenserin Şematik Görünüşü	25
Şekil-6.1:Deney Çevriminin P-h Diagramı	32
Şekil-6.2:Kondenser Sıcaklık Değişimi	34
Şekil-6.3:Kondenserde Kullanılan Boru Demeti	37
Şekil-6.4:Deney Setinin Şematik Görünümü	39
Şekil-6.5:Deney Setinin Elektrik Şeması	40
Şekil-6.6:Su ve Yoğuşma Sıcaklıklarının Zamana göre Değişimi	42
Şekil-6.7:Deney Süresince Güç Değişimi	43

Şekil-6.8 :Deney Süresince COP Değişimi	46
Şekil-6.9 :COP'nin Yoğuşma Sıcaklığına göre Değişimi	46
Şekil-6.10:Ölçülen ve Hesaplanan Sıcaklık Değişimleri	52
Şekil-6.11:Isı Pompası ve Elektrikli Isıtıcıda Sıcaklıkların Zamana göre Değişimleri	55



TABLolar :

Tablo-2.1:Ortalama Bir Tüketici İçin Sonuçlar(Carrington)	4
Tablo-2.2:Deney Sonuçları(Danig)	6
Tablo-2.3:Deney Sonuçları(Stipanuk)	9
Tablo-4.1:Ülkemizde Enerji Maliyetleri	23
Tablo-4.2:Klima ve Eletrikli Isıtıcının Isı Pompasıyla Mukayesesi	24
Tablo-4.3:Klima ve Kat Kaloriferinin Isı Pompasıyla Mukayesesi	24
Tablo-6.1:Isı PompasıylaYapılan Deney Sonuçları	41
Tablo-6.2:Deney ve Hesap Sonuçları	52
Tablo-6.3:Elektrikli Isıtıcı Özellikleri	53
Tablo-6.4:Elektrikli Isıtıcı ile Yapılan Deney Sonuçları	53
Tablo-6.5:Sonuçların Mukayesesi	56

SEMBOLLER:

A	: Alan, yüzey(m ²)
A _o	: Boru ortalama yüzeyi(m ²)
A _d	: Boru dış yüzeyi(m ²)
A _i	: Boru iç yüzeyi(m ²)
c	: Özgül ısı
(COP) _c	: Ters Carnot çevrimi Isıtma Tesir Katsayısı
(COP) _{Ran}	: Ters Rankine çevrimi Isıtma Tesir Katsayısı
d	: Çap(m)
d _d	: dış çap(m)
d _i	: iç çap(m)
d _o	: Ortalama çap(m)
e _k	: Kinetik enerji(J)
e _p	: Potansiyel enerji(J)
g	: Yerçekimi ivmesi
h _g	: Entalpi girişi(Kj/kg)
h _ç	: Entalpi çıkışı(Kj/kg)
h _r	: Gaz tarafı film katsayısı(W/m ² K)
h _s	: Su tarafı film katsayısı(W/m ² K)
h _{fg}	: Faz değişimi gizli ısısı
K	: Toplam ısı iletim katsayısı(W/m ²)
k	: Isı iletim katsayısı(W/mK)
L	: Uzunluk(m)
m	: Kütleli debi(kg/s)
m _g	: Girişte kütleli debi(kg/s)
m _ç	: Çıkışta kütleli debi(kg/s)
m _r	: Akışkan kütleli debisi(kg/s)
μ	: Viskozite(Pa.s)
N	: Motor gücü(KW)

η_{ef}	: Verim
Q_y	: Sıcak kaynağa terkedilen ısı (Kj)
Q_b	: Soğuk kaynaktan çekilen ısı (Kj)
Q_{kon}	: Kondenser ısıtma gücü (KW)
P	: Basınç, güç (Kpa, KW)
ΔP	: Basınç düşüşü (Kpa)
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
s	: Entropi (Kj/kgK)
T	: Sıcaklık ($^{\circ}C$)
T_b	: Buharlaşma sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_y	: Yoğuşma sıcaklığı ($^{\circ}C$)
t	: Zaman (sn)
x	: Cidar kalınlığı (m)
V	: Debi, hacimsel debi (m^3/h)
V_{ort}	: Ortalama hız (m/s)
W	: İş, enerji (J)
W_c	: Kompresör gücü (KW)

GİRİŞ

Ülkelerin ekonomik kalkınmalarını tamamlayarak refah seviyelerini artırmada, enerjinin büyük bir önem ve önceliği bulunmaktadır. Ekonomik ve sosyal kalkınmanın en önemli girdilerinden biri olan enerji, bugün artık kolay elde edilebilir, bol ve ucuz kaynak olmaktan çıkmıştır. Günümüzün sanayileşmiş ülkeleri gelişmelerini ucuz enerji ile gerçekleştirmişlerdir.

1973-1979 yılları arasında yaşanan petrol krizinden önce, teknolojik araştırma ve geliştirmelerde konfor ilkesi benimsenmekteyken, petrol krizi ile birlikte tüm dünyada yaşanan enerji darboğazı teknolojik araştırma ve geliştirmelerde herşeye rağmen konfor değil, daha az enerji tüketerek konfor ilkesini ön plana çıkarmıştır. Buna paralel olarak güneş ve rüzgar enerjisi gibi yeni enerji kaynaklarından faydalanma yönündeki çalışmalar hız kazanırken, bir taraftan da mevcut enerji kaynaklarının daha verimli kullanılması ile ilgili çalışmalar ayrı bir önem kazanmıştır.

Ülkemizde tüketilen enerjinin %33'ü sanayide, %39'u ev-hizmet sektöründe, %21'i ulaştırmada, kalanı da diğer sektörlerde tüketilmektedir. Elektrik enerjisi olarak tüketimimiz ise 1990 yılı için kişi başına 1020 KWh olarak gerçekleşmiştir (Aybar, 1992). Kişi başına tüke-

tilen elektrik enerjisinin büyüklüğü, ülkelere gelişmişlik seviyesinin bir göstergesi olarak yorumlanmaktadır. Ancak bu, elektrik enerjisinin düşük verimle pahalı bir şekilde tüketilmesi olarak algılanmamalıdır.

Ülkemizde; konutların sıcak su ihtiyacı, sıvı ve katı yakıtlı termosifonlar, LPG'li şofben sistemleri ile sağlanmaktadır. Son yıllarda elektrikli termosifonlar piyasaya sunulmuş ve yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır.

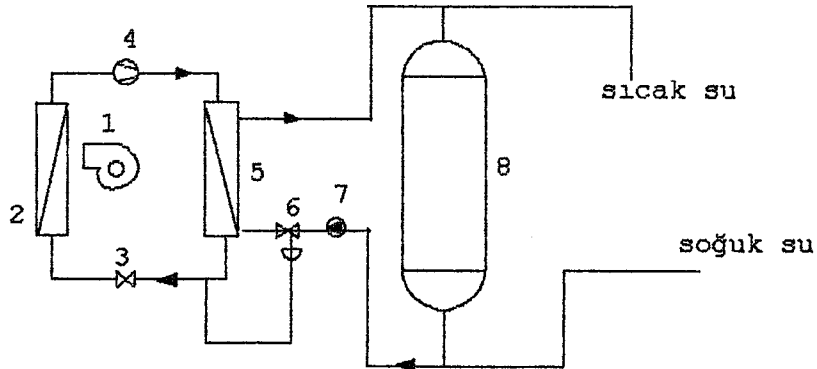
Bu çalışmanın konusu, konutların sıcak su ihtiyacının ısı pompalı bir sistemle sağlanması ve bu sistemin elektrikli termosifonla mukayesesidir. Çalışmanın amacı; daha az elektrik enerjisi tüketerek sıcak su üretimini sağlamak ve bu alanda faaliyet gösteren imalatçı firma ve kuruluşların dikkatini konu üzerine çekmektir.

2.KAYNAK ARAŞTIRMASI

Isı pompası yardımıyla sıcak su üretimi konusunda yapılmış olan çalışmalarını belirlemek amacıyla yapılan literatür araştırması sonucunda tesbit edilen benzer çalışmalar ve sonuçları aşağıda özet halinde sunulmuştur.

2.1.Konutlar için Isı Pompalı Sıcak Su Sisteminin Performansı

XVI.Uluslararası Soğutma Kongresinde sunulan bu çalışmada, Yeni Zelandada bir konut için planlanan ısı pompalı sıcak su üreticisinin prototipi üzerinde 1981 ve 1982 yıllarında yapılan performans testlerinin sonuçları verilmektedir (Carrington, vd, 1983).



Şekil-2.1:Deneyde kullanılan ısı pompası

- 1- Fan
- 2- Evaporatör
- 3- Genleşme valfi
- 4- Kompresör
- 5- Kondenser
- 6- Sıvı kontrol valfi
- 7- Pompa

Sistem şematik olarak Şekil-2.1'de görülmektedir. Sıcak su tankındaki(8) su, bir pompa(7) ile ısı pompasında sirküle ettirilmektedir. Su akışına; ısı pompası kondenserinden(5) tek geçişte gerekli son sıcaklığa kadar ısınacak şekilde kumanda edilmektedir. Bunu sağlamak için, yoğuşma basıncına bağlı olarak otomatik çalışan bir valf(6) kullanılmaktadır.

Sistem elektrikli ısıtıcı kullanan başka bir sistemle mukayese edilmiştir. Ortalama bir tüketici için şu bilgiler tesbit edilmiştir.

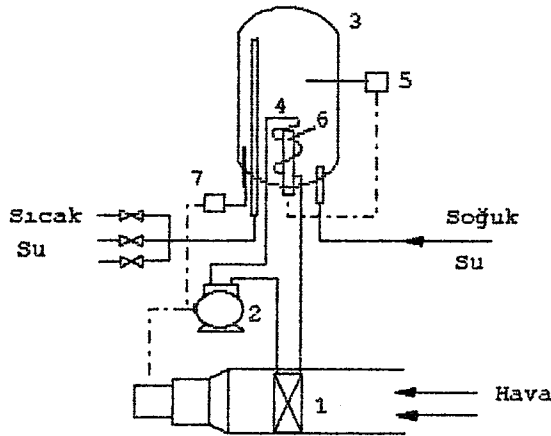
TABLO-2.1: Ortalama bir tüketici için deney sonuçları (Carrington, vd, 1983)

Haftalık sıcak su tüketimi (lt) :	1296
Suyun ortalama sıcaklığı :	55.3°C
Haftalık Elk.Tüketimi(Elk.Isıt.):	82.4 KWh
Haftalık Elk.Tüketimi(Isı Pomp.):	42 KWh
Tahmini yıllık Tasarruf :	2121 KWh
Tahmini yıllık parasal Tas. :	106 US D

2.2.Hava-Su Tipi Isı Pompası Analizi

Danimarka Teknik Üniversitesi soğutma bölümünde yapılan bu çalışma, XV. Uluslararası Soğutma Kongresinde sunulmuştur. Sistem Şekil-2.2'de görülmektedir (Danig, 1979).

Isı pompası; egzost hava kanalına yerleştirilmiş bir evaporatör(1), hermetik bir kompresör(2) ve sıcak su tankında(3) bulunan bir kondenser serpantininden(4) oluşmaktadır. Tankın alt bölümlerindeki sıcaklığa bağlı olarak bir termostat(5) ısı pompasına kumanda etmektedir. Tankta ilave bir elektrikli ısıtıcı(6) yerleştirilmiştir. Buna tankın üst bölümlerindeki sıcaklığa bağlı olarak ikinci bir termostatla(7) kumanda edilmekte-



Şekil-2.2: Hava-Su ısı pompası

dir. Gerçekci bir kabul olmamakla birlikte tankdaki suyun sürekli olarak ideal biçimde karıştırıldığı varsayılmaktadır. Tankda 280 litre su bulunmaktadır. Kompresör 55°C/10°C şartlarında 280 W enerji tüketmektedir. Fan gücü 80 W olup, 300m³/h hava debisi sağlamaktadır. İlave elektrikli ısıtıcı gücü 1500 W dir.

Özellikleri bu şekilde belirlenen sistemin bilgisayar simülasyonları sonucu ortalama 2.92'lik COP değerine sahip olduğu görülmüştür.

Sistemin laboratuvar deneylerinde 300 litrelik tank, 3/8" lik 18 m bakır borudan oluşan kondenser serpatini, Danfos FR 7.5H tipi 770 W gücünde (+45°C da) kompresör kullanılmıştır.

Deney sonuçları şu şekilde tesbit edilmiştir;

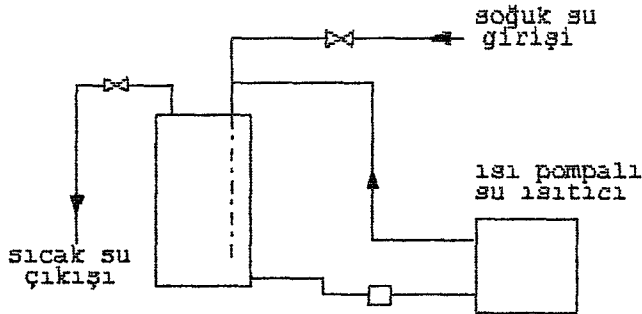
TABLO-2.2: Deney sonuçları (Danig,1979)

Su sıcaklığı :	40 °C
Komp.Enerji Tüketimi:	3.06 KWh
Tankda verilen ısı :	13.08 KWh
COP :	4.29
Yoğuşma sıcaklığı :	40 °C
Buharlaştırma sıcaklığı:	6 °C

2.3. Isı Pompalı Su Isıtıcılar

Bu konuda yapılan bir çalışmada kullanılan sistem, şematik olarak Şekil-2.3 de görülmektedir. Isı pompasında soğutucu akışkan olarak R-12 kullanılmıştır. Isı pompasının maksimum çıkış gücü 3.5 KW ve maksimum enerji ihtiyacı 1.6 KW dır(Stipanuk,1984).

Isı pompası suyu kendi bünyesindeki su soğutmali kondenserde yaklaşık 0.16 lt/sn debi ile sirküle ettirmektedir. Depodan ısı pompasına giren su sıcaklığı 49°C nin altına düştüğünde kompresör çalışmaya başlamakta ve su sıcaklığı 60°C ye ulaşınca kadar çalışmayı sürdürmektedir. Bu arada su pompası her 10 dakikada, bir dakikalık süre ile çalışmaktadır.



Şekil-2.3: Isı pompalı su ısıtıcı

Deneyler önce, 300 ve 110 litrelik su depoları ile soğuk start şeklinde yapılmıştır. Depolar 19°C de soğuk su ile doldurulmuştur. Soğuk start şeklinde yapılan deneylerde 300 lt depo için COP 2.6 olarak tesbit edilmiştir. Üretici satış kataloglarında 24°C çevre sıcaklığı için COP'nin tahminen 2.6 olacağı belirtilmektedir.

Soğuk start şeklindeki deneylerden sonra 18.9 lt, 37.9 lt ve 56.8 lt'lik miktarlarda su çekilerek su kullanım miktarının COP üzerindeki etkisi tesbit edilmeye çalışılmıştır. Su çekme işleminden önce depo sıcaklığı 60°C'a çıkarılmıştır.

Tablo-2.3'de soğuk start ve su çekme metodlarıyla yapılan deney sonuçları görülmektedir. Soğuk start şeklindeki deneylerde ulaşılan 2.6 ve 2.4 lük COP değerlerine, su çekilmesiyle yapılan deneylerin hiçbirisinde ulaşılamamıştır. 300 lt'lik depodan 18.9 lt su çekilmesinde COP 1.8'e kadar düşmektedir. Su çekilmesiyle yapılan deneylerde ulaşılan en büyük COP değeri, 56.8 lt su çekilmesi halinde 2.2 dir.

TABLO-2.3: Soğuk start ve su çekme metodlarına göre yapılan deney sonuçları (Stipanuk, 1984)

DENEY ŞEKLİ	SU GİRİŞ SIC. (°C)	ZAMAN (Dk)	COP
Soğuk Start 300 lt	19	240	2.6
Soğuk Start 110 lt	19	99	2.4
16.9 lt su çekme 300 lt	51	20	1.8
16.9 lt su çekme 110 lt	46	19	2
37.9 lt su çekme 300 lt	46	40	1.9
37.9 lt su çekme 110 lt	44	38	2
56.8 lt su çekme 300 lt	44	56	2.2
56.8 lt su çekme 110 lt	39	55	2.2

3. ISI POMPALARININ ÇALIŞMA PRENSİPLERİ

Isı pompalarının çalışma prensibini kavrayabilmek için soğutma çevriminin bilinmesine gerek bulunmaktadır. Bilindiği üzere soğutma çevrimi düşük sıcaklıktaki bir kaynaktan ısı çekilerek, bunun daha yüksek sıcaklıktaki bir ortam veya kaynağa aktarılması esasına göre çalışmaktadır (Pıhtılı, 1987). Termodinamiğin II. kanununa göre düşük sıcaklıktaki bir kaynaktan yüksek sıcaklıktaki bir kaynağa ısı transfer edilebilmesi için çevreden sistem üzerine iş yapılması gerekmektedir. Isı pompasında aynı temel prensibe göre çalışır. Sistem soğutma amacıyla kullanılıyorsa soğutma makinası, ısıtma amacıyla kullanılıyorsa ısı pompası adı verilmektedir

3.1. Isı pompalarının sınıflandırılması

Isı pompalarını değişik şekillerde sınıflandırmak mümkündür.

Kullanılan çevrime göre ısı pompaları;

- 1-Buhar sıkıştırmalı ısı pompası
- 2-Absorbsiyonlu ısı pompası
- 3-Termoelektrik ısı pompası

olarak sınıflandırılabilir (Dağsöz, 1990).

Isı pompaları genellikle ısı kaynaklarına göre sınıflandırılır. Bu tür sınıflandırmada kullanılan ilk terim ısı çekilen ortamı, ikinci terim ise ısı aktarılan ortamı ifade eder. Buna göre ısı pompaları;

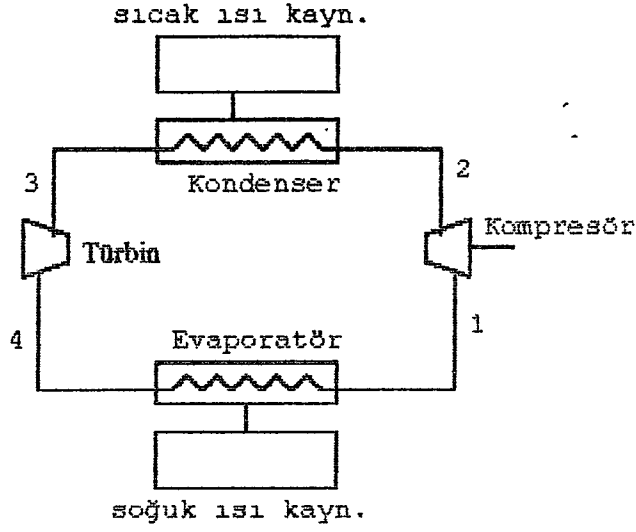
- 1-Hava-Hava ısı pompaları
 - 2-Hava-Su ısı pompaları
 - 3-Su-Hava ısı pompaları
 - 4-Su-Su ısı pompaları
 - 5-Toprak-Hava ısı pompaları
 - 6-Toprak-Su ısı pompaları
- şeklinde sınıflandırılabilir.

3.2. İdeal Isı Pompası

İdeal ısı makinasında olduğu gibi tüm hal değişimlerinin tersinir olduğu ısı pompası çevrimi ideal ısı pompası çevrimi olarak adlandırılır. İdeal ısı pompasının analizi Ters Carnot Çevrimi ile yapılır. Bu duruma uygun olarak çalışan ısı pompası şematik olarak şekil-3.1'de görülmektedir. Çevrimin T-s diyagramı ise şekil-3.2'dedir.

Çevrimde hal değişimleri şu şekilde olmaktadır(Hilton,1987);

1-2 arasında izantropik sıkıştırma sonucunda sıcaklık T_b 'den T_y 'ye yükselir.



Şekil-3.1 : Carnot Isı Pompası şematik görünümü

2-3 arasında sabit basınçta yoğuşma olurken sıcak ısı kaynağına ısı terkedilir.

3-4 arasında yüksek basınçtan alçak basınca izantropik genişleme sonucu sıcaklık T_y 'den T_b 'ye düşer.

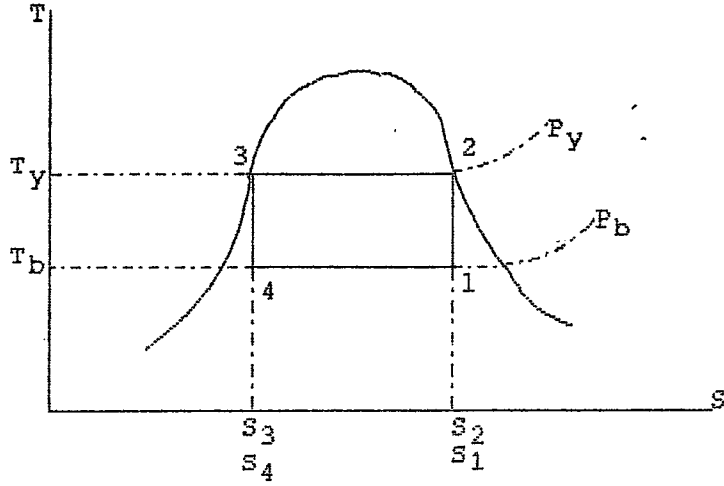
4-1 arasında sabit basınçta buharlaşma ile soğuk ısı kaynağından ısı çekilir.

Buna göre sıcak ısı kaynağına terkedilen ısı miktarı;

$$Q_y = T_y(s_2 - s_3) \quad (3.1)$$

Soğuk ısı kaynağından çekilen ısı miktarı ise;

$$Q_b = T_b(s_1 - s_4) = T_b(s_2 - s_3) \quad (3.2)$$



Şekil-3.2: Carnot Isı Pompası T-s diagramı.

Isı pompasında; sıcak ısı kaynağına terk edilen ısı miktarının sisteme verilen işe oranı ısıtma tesir katsayısı olarak tanımlanır ve COP ile sembolize edilir.

$$\text{COP} = \frac{Q_y}{W} \quad (3.3)$$

$$W = Q_y - Q_b \quad (3.4)$$

$$W = T_y(s_2 - s_3) - T_b(s_2 - s_3) \quad (3.5)$$

$$W = (T_y - T_b)(s_2 - s_3) \quad (3.5.a)$$

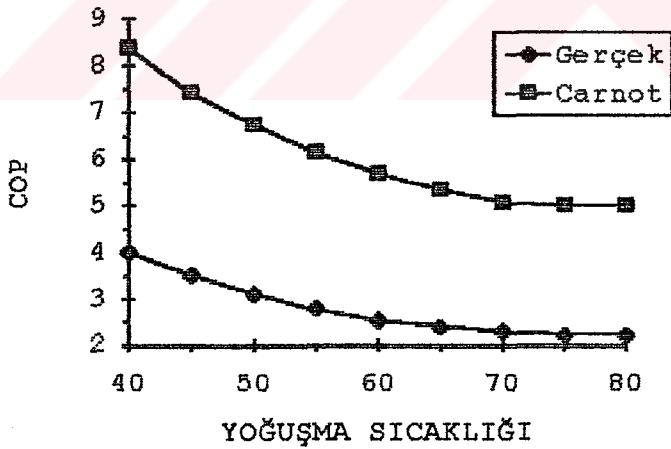
Bu durumda ters carnot çevriminde ısıtma tesir katsayısı;

$$(\text{COP})_c = \frac{T_y(s_2 - s_3)}{(T_y - T_b)(s_2 - s_3)} \quad (3.6)$$

$$(COP)_c = \frac{T_y}{T_y - T_b} \quad (3.7)$$

olarak bulunur.

Şekil-3.3'de gerçek ve carnot çevrimine göre çalışan ısı pompalarında, yoğuşma sıcaklığına bağlı COP değişimleri görülmektedir. Gerçek çalışma şartlarında COP'yi etkileyen ihmal edilemeyecek oranlarda elektrik, mekanik ve termik kayıplar mevcuttur (Pıhtılı, 1988).



Şekil-3.3: Gerçek ve Carnot ısı pompasında COP değişimleri

3.3. Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompası

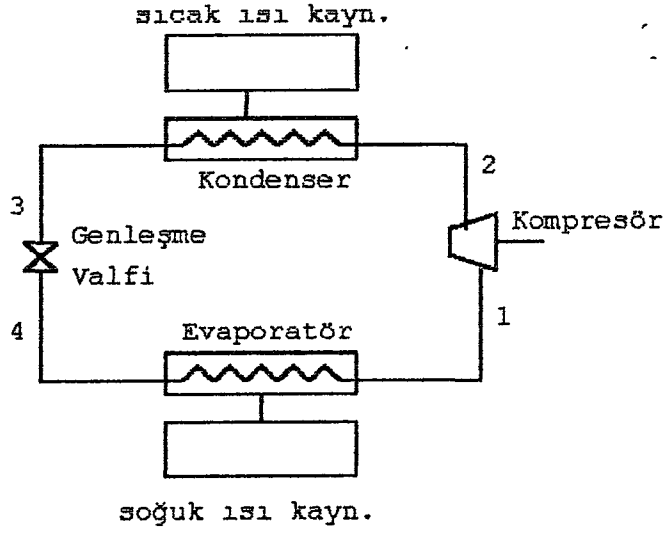
Tüm hal değişimlerinin tersinir olduğu bir çevrim gerçekleştirilebilse bile, Ters Carnot Çevrimine göre çalışan ısı pompasının uygulamada çıkartacağı en önemli zorluk şu şekilde açıklanabilir (Hilton, 1987);

Şekil-3.1' deki T-s diyagramından görülmektedir ki, Ters Carnot Çevrimine göre çalışan ısı pompasında sıkıştırma işlemi ıslak buhar bölgesinde olmaktadır. Kompresöre sıvı gitmesine neden olacak olan bu durum kompresöre zarar verir. Bu yüzden uygulamada sıkıştırma işleminin kızgın buhar bölgesinde gerçekleştiği, izantropik genleşme yerine kısılma işleminin bulunduğu ve Ters Rankine Çevrimi olarak da adlandırılan çevrimler kullanılır. Bu çevrimlerin şematik görünümü Şekil-3.4'dedir. Çevrimin T-s ve P-h diyagramları ise Şekil-3.5 ve Şekil-3.6 da görülmektedir. Kararlı akışlı sürekli açık bir sistem için I. kanununun ifadesi;

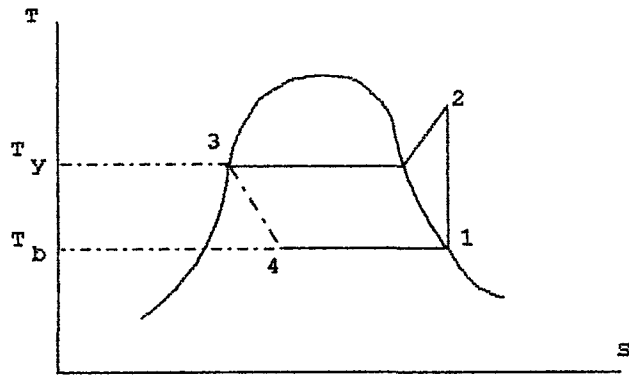
$$Q - W + \sum m_g (h + e_k + e_p)_g - \sum m_v (h + e_k + e_p)_v = 0 \quad (3.8)$$

Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilirse (2.8) eşitliği aşağıdaki şekilde yazılabilir;

$$Q - W + m_g h_g - m_v h_v = 0 \quad (3.9)$$



Şekil-3.4: Buhar sıkıştırırmalı Isı Pompası çevriminin şematik görüntüsü.



Şekil-3.5 : Buhar sıkıştırırmalı Isı Pompası çevriminin T-s diagramı.

Sıkıştırma işleminin izantropik olduğu, kabul edilerek kompresör işini veren ifade aşağıdaki gibi yazılır.

$$-W_c = m_r(h_g - h_f) \quad (3.10)$$

$$-W_c = m_r(h_2 - h_1) \quad (3.11)$$

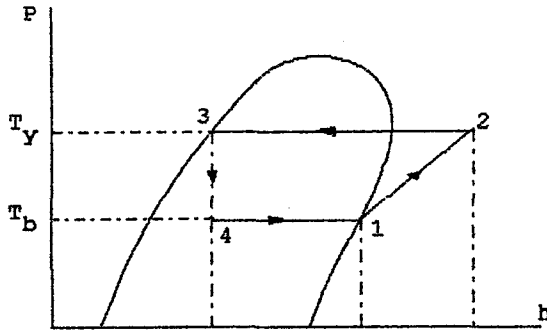
Kompresör verimi η_{ef} ise, kompresör tahrik motorunun gücü;

$$N = \frac{W_c}{\eta_{ef}} \quad (3.12)$$

şeklindedir.

Kondenser enerji balansını veren ifade (3.8) denkleminde aşağıdaki şekilde bulunur;

$$Q_{kon} = m_r(h_g - h_f) \quad (3.13)$$



Şekil-3.6 : Buhar sıkıştırırmalı ısı pompası çevrimine ait P-h diagramı.

$$Q_{kon} = m_r(h_3 - h_2) \quad (3.14)$$

Ters Rankine Çevrimine göre çalışan ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı ise;

$$(COP)_{Ran} = \frac{Q_{kon}}{W_c} = \frac{m_r(h_2 - h_3)}{m_r(h_2 - h_1)} \quad (3.15)$$

$$(COP)_{Ran} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (3.16)$$

şeklinde ifade edilir.

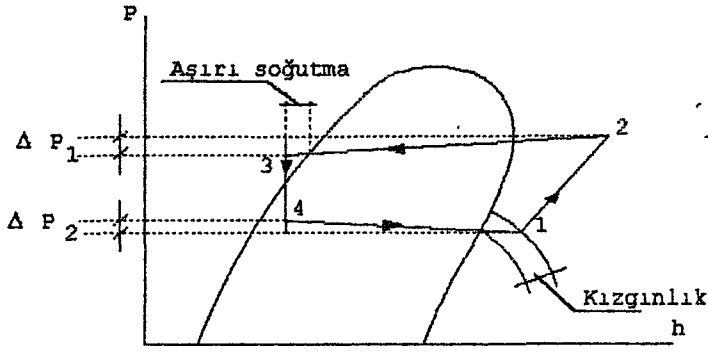
Uygulamada kullanılan ısı pompalarının çevrimleri, buhar sıkıştırırmalı ısı pompası çevrimlerinden farklılıklar gösterir. Bu nedenle (3.16) eşitliği ile verilen ısıtma tesir katsayısı dahada küçülür. Bu farklılıklar şu şekilde sıralanabilir(Hilton, 1987);

1-Sürtünme tesirleri ve ısı transferi nedeniyle kompresörde sıkıştırma işlemi tersinir ve adyabatik değildir.

2-Kondenserde yoğuşma sırasında basınç düşüşü olur (ΔP_1). Ayrıca az miktarda aşırı soğuma da sözkonusudur.

3-Kısılma işlemi tersinir adyabatik değildir.

4-Evaporatörde buharlaşma sırasında az miktarda basınç düşüşü olur (ΔP_2).



Şekil-3.7 :Pratik Isı Pompası P-h diagramı.

5-Kompresör girişinde akışkan genellikle kızgın buhar haldedir.

Bu hususlar dikkate alındığında uygulamadaki ısı pompası çevrimlerinin P-h diyagramı Şekil-3.7'deki gibi olur.

3.4. Isı pompalarında Kondenser Hesabı

Isı pompalarında ısının sıcak kaynağa terk edildiği bölüm olan kondenserin dizaynı, özel bir öneme sahiptir. Kondenserin ısı transfer yüzeyi ve toplam ısı transfer katsayısı dikkatli bir şekilde hesaplanmalıdır. Kondenser ısı transfer yüzeyi aşağıda verilen eşitlikle hesaplanır.

$$Q_{kon} = A_o K \Delta T_m \quad (3.17)$$

Burada; A_o toplam ısı transfer yüzeyini, K toplam ısı transfer katsayısını, ΔT_m logaritmik sıcaklık farkını göstermektedir. Toplam ısı transfer katsayısı şu ifade ile hesaplanmaktadır (Stoecker ve Jones, 1982).

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_r} + \frac{x A_d}{k A_o} + \frac{A_d}{h_{ff} A_i} + \frac{A_d}{h_s A_i} \quad (3.18)$$

Bu ifadede; x boru cidar kalınlığı, k boru ısı iletim katsayısı, h_r buhar tarafı yüzeysel film katsayısı, h_s su tarafı yüzeysel film katsayısıdır.

$$\frac{A_d}{A_o} = \frac{d_d}{d_o} \quad \text{ve} \quad \frac{A_d}{A_i} = \frac{d_d}{d_i}$$

alınabilir.

Bu durumda 3.16 eşitliği aşağıdaki şekilde yazılabilir;

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_r} + \frac{x d_d}{k d_o} + \frac{1}{h_{ff}} \frac{d_d}{d_i} + \frac{d_d}{h_s d_i} \quad (3.19)$$

Su soğutmalı kondenserler kullanılmaya başlandıktan bir süre sonra suyun kalitesine göre, su tarafında oluşan kireçlenme ve benzer sebeplerden dolayı toplam ısı transfer katsayısı azalır. Bu olumsuzluğu belli bir oranda dengeleyebilmek için, kondenserler dizayn edilirken, toplam ısı transfer katsayısı hesabında kirlenme faktörü dikkate

alınır. Kirlenme faktörünün değeri aşağıda verilmiştir (Stoecker ve Jones, 1982)..

$$\frac{1}{h_{ff}} = 0.000176 \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

Gaz tarafı film katsayısı ise aşağıdaki eşitlikle hesaplanır (Kakaç ve Yener, 1980).

$$h_r = 0.725 \left[\frac{g \rho^2 h_{fg} k^3}{\mu \Delta t n d} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (\text{W/m}^2 \text{ K}) \quad (3.20)$$

Bu eşitlikde; h_r buhar tarafı film katsayısı, g yerçekimi ivmesi, ρ yoğuşma şartlarında yoğunluk, h_{fg} yoğuşma şartlarında buharlaşma gizli ısısı, k yoğuşma şartlarında sıvı soğutucunun ısı iletim katsayısı, μ yoğuşma şartlarında sıvı soğutucunun viskozitesi, n boru sayısı, d boru çapıdır.

Su tarafı film katsayısı hesabı için şu ifade kullanılır (Stoecker ve Jones, 1982);

$$h_s = \frac{0.023 k}{d} \left[\frac{v d \rho}{\mu} \right]^{0.8} \left[\frac{c \mu}{k} \right]^{0.4} \quad (\text{W/m}^2 \text{ K}) \quad (3.21)$$

(3.17) eşitliğindeki logaritmik sıcaklık farkı ise bilinen yolla hesaplanır.

4. ISI POMPALARININ DİĞER ISITMA SİSTEMLERİ İLE MUKAYESESİ

Uygulamada ısı pompalarının kullanılma-
larının en önemli nedenlerinden biri, kimya-
sal yanma işlemine gerek kalmadan bir gazın
sıkıştırılmasıyla ısının istenilen ortama
aktarılabilmesidir. Bu işlem için harcanan
enerjinin ısısal değeri ile soğuk kaynaktan
çekilen ısının toplamı, faydalı ısı olarak
kullanılabildiği için ısıtma tesir katsayısı
1'den büyük olmaktadır

Isıtma amaçlı ısı pompalarında sistemin
çalıştırılması için gereken işin büyük bir
kısmı faydalı ısı olarak geri kazanılmakta
dır. Isı çekilen ortamın genellikle mali bir
yük getirmediği dikkate alındığında, ısı pom-
paları ile daha ucuz ısı enerjisi elde edi-
lebileceği görülmektedir. Isı pompalı sis-
temlerin diğer ısıtma sistemleriyle yapılan
mukayeseleri de bu gerçeği doğrulamaktadır.

Ülkemizde 1992 Nisan ayı itibari ile bi-
rim enerji maliyetleri Tablo-4.1' de belir-
tilmiştir (Beşer, 1993).

Tabloda verilen bilgiler yardımıyla ısı
pompalı sistemlerle diğer sistemlerin muka-
yeseesi yapılmıştır.

İzmirde soğutma ihtiyacı 12000 Kcal/h, ısıtma ihtiyacı 11000 Kcal/h olan bir bina-
da paket tip klima ve elektrikli ısıtıcı kullanılması hali ile, ısı pompası ve elek-
trikli ısıtıcı kullanılması hali beş yıl süre esas alınarak yatırım, işletme, bakım masrafları yönünden mukayese edilmiştir. Sonuçlar Tablo-4.2'de görülmektedir (Beşer, 1993).

TABLO-4.1:Ülkemizde 1992 Nisan Ayında
Enerji Maliyetleri

YAKIT CİNSİ	BİRİM FİATI	ALTISIL DEĞERİ (Kcal/br)	VERİM (%)	1Kcal FİATI	UCUZ LUK
DOĞAL GAZ	2544 TL/m ³	8250	0.90	0.343	1
ISIPOM (+5°C)	920 TL/KW	2518	0.95	0.385	2
LPG	4000 TL/kg	11200	0.88	0.406	3
ISIPOM (-5°C)	920 TL/KW	2088	0.95	0.464	4
MAZOT	5078 TL/kg	10200	0.84	0.593	5
ELEK TRİK	920 TL/KW	860	0.99	1.08	6

Aynı binanın paket klima ve motorinli kat kalorifer sistemi kullanılması hali, ısı pompası ve elektrikli ısıtıcı kullanılması hali karşılaştırıldığında elde edilen sonuçlar Tablo-4.3'de verilmiştir (Beşer, 1993).

TABLO-4.2: Klima ve Elektrikli ısıtıcının
Isı pompasıyla mukayesesi

	PAKET KLİMA + ELEKT. ISIT.	ISI POMPASI + ELEKT. ISIT.
Makina-Techizat	60.000.000	70.000.000
Montaj	25.000.000	25.000.000
Toplam Yatırım	85.000.000	95.000.000
İşletme Maliyeti	70.110.000	24.195.000
Bakım Masrafları	20.000.000	20.000.000
Toplam	175.110.000	139.195.000

TABLO-4.3:Klima ve kat kaloriferinin
Isı pompasıyla mukayesesi

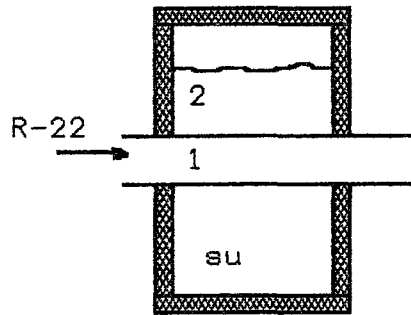
	PAKET KLİMA + KAT KALF.	ISI POMPASI + ELEKT. ISIT.
Makina-Techizat	66.500.000	70.000.000
Montaj	25.000.000	25.000.000
Toplam Yatırım	91.000.000	95.000.000
İşletme Maliyeti	36.310.000	24.195.000
Bakım Masrafları	25.000.000	20.000.000
Toplam	152.310.000	139.195.000

5. ISI POMPASIYLA SICAK SU TEMİNİNDE DEPO SU SICAKLIĞININ GEÇİCİ REJİM ŞARTLARINA GÖRE TEORİK ANALİZİ

Sistemimizdeki kondenserin basit bir görünümünün Şekil 5-1'deki gibi olduğunu düşünelim. Kızgın buhar haldeki Freon-22 (1) borusundan geçerken sabit sıcaklıkta yoğunlaşmakta, ve bu esnada olan gizli ısı değişimi nedeniyle depoda bulunan suyu (2) ısıtmaktadır. Sabit sıcaklıktaki gizli ısı değişimini, boru içerisinde sabit ısı üretimi gibi düşünerek su ve boru için ısı transferi denklemleri yazılırsa;

Borudan olan ısı transferi;

$$h_1 A_1 (T_1 - T_c) - h_2 A_2 (T_c - T_2) = \rho_c c_c V_c \frac{dT_c}{dt} \quad (5.1)$$



Şekil 5-1: Kondenserin basit görünüşü

Suya olan ısı transferi;

$$h_2 A_2 (T_c - T_2) = \rho_2 c_2 V_2 \frac{dT_2}{dt} \quad (5.2)$$

(5.1) denklemi yeniden düzenlenirse;

$$\frac{dT_c}{dt} + \frac{h_1 A_1}{\rho_c c_c V_c} T_c + \frac{h_2 A_2}{\rho_c c_c V_c} T_c - \frac{h_1 A_1}{\rho_c c_c V_c} T_1 - \frac{h_2 A_2}{\rho_c c_c V_c} T_2 = 0 \quad (5.3)$$

Aynı şekilde (5.2) denklemi de düzenlenirse;

$$\frac{dT_2}{dt} + \frac{h_2 A_2}{\rho_2 c_2 V_2} T_2 - \frac{h_2 A_2}{\rho_2 c_2 V_2} T_c = 0 \quad (5.4)$$

$$\frac{h_1 A_1}{\rho_c c_c V_c} = B_1 \quad (5.5)$$

$$\frac{h_2 A_2}{\rho_c c_c V_c} = B_2 \quad (5.6)$$

$$\frac{h_2 A_2}{\rho_2 c_2 V_2} = B_3 \quad (5.7)$$

$$\frac{d}{dt} = D$$

Alalım. Bu durumda denklemlerimiz;

$$DT_c + B_1 T_c + B_2 T_c - B_1 T_1 - B_2 T_2 = 0 \quad (5.8)$$

$$(D+B_1+B_2)T_c - B_1T_1 - B_2T_2 = 0 \quad (5.9)$$

$$DT_2 + B_3T_2 - B_3T_c = 0 \quad (5.10)$$

$$(D+B_3)T_2 - B_3T_c = 0 \quad (5.11)$$

$$T_c = \frac{(D+B_3)T_2}{B_3} \quad (5.12)$$

(5.12) ifadesi (5.9)'da yazılırsa;

$$(D+B_1+B_2)\frac{(D+B_3)T_2}{B_3} - B_1T_1 - B_2T_2 = 0 \quad (5.13)$$

$$D^2T_2 + (B_1+B_2+B_3)DT_2 + B_1B_3T_2 = B_1B_3T_1 \quad (5.14)$$

$$D = \frac{d}{dt}$$

$$\frac{d^2T_2}{dt^2} + (B_1+B_2+B_3)\frac{dT_2}{dt} + B_1B_3T_2 = B_1B_3T_1 \quad (5.15)$$

Bu diferansiyel denklemin sağ tarafsız halinin çözümü;

$$m^2 + (B_1+B_2+B_3)m + B_1B_3 = 0$$

$$m_{1,2} = \frac{-(B_1+B_2+B_3) \mp \sqrt{(B_1+B_2+B_3)^2 - 4B_1B_3}}{2} \quad (5.16)$$

Farklı iki kök olduğundan sağ tarafsız çözüm aşağıdaki şekilde olur;

$$T_{2a} = Ae^{m_1 t} + Be^{m_2 t} \quad (5.17)$$

Sağ taraf bir sabit olduğundan; $T_2 = K$ gibi sabit olduğunu kabul edelim. Bu durumda,

$$\frac{dT_2}{dt} = 0 \quad \text{ve} \quad \frac{d^2 T_2}{dt^2} = 0$$

Olur. Bu ifadeler (5.15)'de yazılarak;

$$B_1 B_3 K = B_1 B_3 T_1 \quad \text{ve,}$$

$$K = T_1 \quad (5.18)$$

$$T_{2b} = T_1 \quad (5.19)$$

(5.17) ve (5.19) ifadelerinden, (5.15) denkleminin genel çözümü;

$$T_2 = T_{2a} + T_{2b}$$

$$T_2 = Ae^{m_1 t} + Be^{m_2 t} + T_1 \quad (5.20)$$

Sınır şartları;

$$t=0 \text{ 'da}; \quad T_2 = T_0 \quad \text{ve} \quad (5.21)$$

$$t=0 \text{ 'da}; \quad \frac{dT_2}{dt} = 0 \quad \text{dır.} \quad (5.22)$$

Bu sınır şartları (5.20) denklemine uygulanırsa;

$$T_0 = A + B + T_1 \quad (5.23)$$

$$\frac{dT_2}{dt} = m_1 A e^{m_1 t} + m_2 B e^{m_2 t} \quad \text{ve}$$

$$0 = m_1 A + m_2 B \quad (5.24)$$

(5.23) ve (5.24) denklemlerinin birlikte çözülmesiyle A ve B katsayıları hesaplanacak olursa;

$$B = (T_0 - T_1) \frac{m_1}{m_1 - m_2}$$

$$A = (T_0 - T_1) \left(\frac{-m_2}{m_1 - m_2} \right)$$

A ve B nin bu değerleri (5.20) de yazılırsa;

$$T_2 = (T_0 - T_1) \frac{m_2}{m_2 - m_1} e^{m_1 t} + (T_0 - T_1) \frac{m_1}{m_1 - m_2} e^{m_2 t} + T_1$$

$$T_2 - T_1 = (T_0 - T_1) \left[\frac{m_2}{m_2 - m_1} e^{m_1 t} - \frac{m_1}{m_2 - m_1} e^{m_2 t} \right]$$

Buradan da genel çözüm olarak aşağıdaki ifade bulunur.

$$\frac{T_2 - T_1}{T_0 - T_1} = \frac{m_2}{m_2 - m_1} e^{m_1 t} - \frac{m_1}{m_2 - m_1} e^{m_2 t} \quad (5.25)$$

6. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

6.1. Deney Seti Tasarımı

Kurulacak deney seti yardımı ile ortalama 15°C sıcaklığında 40 litre su 50°C 'a ısıtılacaktır. Isı pompası çevriminde soğutucu akışkan olarak R-22 kullanılacaktır. Kompresör motor gücü yaklaşık 750 W, verim ise %75 olarak kabul edilecektir. Sistem 5°C buharlaşma, 60°C yoğuşma şartlarında çalışacaktır. Çevrimin P-h diagramı teorik olarak Şekil-6.1' deki gibidir.

Isı pompası kondenseri, 40 lt'lik bir su tankına yerleştirilen dış çapı 9,65mm, iç çapı 8,05mm olan bakır borudan oluşacaktır. Su tankındaki suyun başlangıç sıcaklığı 15°C , son sıcaklığı ise 50°C olarak kabul edilmiştir. Suyun birer saatlik aralıklarla değiştirildiği dikkate alınacaktır. Teorik olarak yoğuşma sıcaklığı, su sıcaklığından 10°C fazla olacaktır. Bu durumda su sıcaklığı 50°C 'a ulaştığında yoğuşma sıcaklığı 60°C civarında olacaktır. Hesaplamalarda, yoğuşma sıcaklığı 60°C , su sıcaklığı 50°C , yoğuşma sıcaklığı ile boru iç yüzeyi arasındaki sıcaklık farkı 5°C olarak alınacaktır. 60°C 'daki Freon-22'nin ve 50°C daki suyun termodinamik özellikleri EK-3'de verilmiştir.

6.2.Kondenser Yüzeyi Hesabı

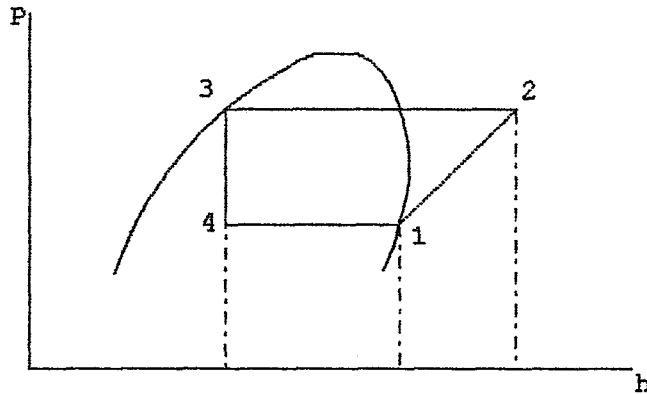
Deneylerde kullanılacak ısı pompası kondenserinin hesabı,yatay borulu,su soğutmalı kondenserlerin hesabında kullanılan klasik metodla yapılmıştır. Çalışmanın konusu; ayrı bir araştırma konusu niteliğindeki değişik kondenser tipleri ve hesap yöntemleri olmadığı için bu konuyla ilgili detaylara girilmemiştir.

Şekil-6.1 ile ilgili olarak R-22 tablo ve diyagramlarından 60°C yoğuşma, 5°C buharlaşma şartları için tesbit edilen entalpi değerleri aşağıdadır ;

$$h_1 = 407,143 \text{ Kj/kg}$$

$$h_2 = 442 \text{ Kj/kg}$$

$$h_3 = 277,594 \text{ Kj/kg}$$



Şekil-6.1 :Isı pompası çevriminin P-h diagramı

Buna göre; (3.11) ve (3.12) eşitlikleri yardımıyla çevrimdeki akışkan miktarı hesaplanacak olursa;

$$0.750 = \frac{m_r (442 - 407.143)}{0.75} \quad \text{ve}$$

$$m_r = 0.016137 \text{ kg/sn}$$

Olarak bulunur. Kondenserde sıcak kaynağa transfer edilen ısı miktarı yani kondenser ısı yükü ise (3.14) den;

$$Q_{kon} = m_r (h_2 - h_3) = 0.016137 (442 - 277.594)$$

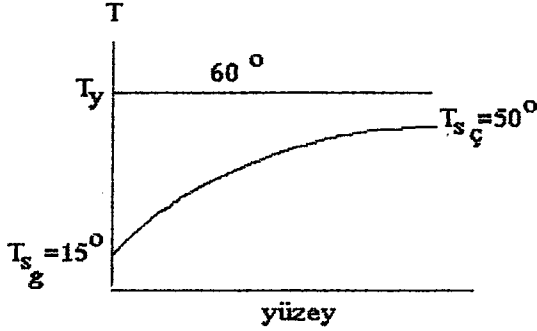
$$Q_{kon} = 2.653 \text{ KW}$$

olarak hesaplanır. Şekil-6.2 yardımıyla logaritmik sıcaklık farkı hesaplanacak olursa;

$$\Delta T_1 = T_y - T_{s_g} = 60 - 15 = 45^\circ \text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_y - T_{s_c} = 60 - 50 = 10^\circ \text{C}$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{45 - 10}{\ln \frac{45}{10}} = 23.27^\circ \text{C}$$



Şekil-6.2 : Kondenserde sıcaklık değişimi.

Toplam ısı transfer katsayısının hesabına esas olmak üzere, su ve gaz tarafındaki film katsayılarının dikkatli bir şekilde hesaplanması gerekmektedir. Bu aşamada ihtiyaç duyulan su hızı için bir yaklaşımda bulunabilmek üzere, suyun tankdan boşaltıldığı kesitin 14mm çapında ve su debisinin ise 40lt/h olduğu kabul edilerek süreklilik denklemi yardımıyla ortalama su hızı;

$$V = A\bar{v}_{ort}$$

$$\frac{40 \cdot 10^{-3}}{3600} = \frac{\pi \cdot 0,014^2}{4} \cdot \bar{v}_{ort}$$

$$\bar{v}_{ort} = 0,072 \text{ m/sn.}$$

(3.21) eşitliğinden su tarafı film katsayısı;

$$h_s = \frac{0,023k}{d_d} \left[\frac{vd_d\rho}{\mu} \right]^{0,8} \left[\frac{c\mu}{k} \right]^{0,4}$$

$$h_s = \frac{0,023 \cdot 0,641}{9,65 \cdot 10^{-3}} \left[\frac{0,072 \cdot 9,65 \cdot 10^{-3} \cdot 988}{0,000548} \right]^{0,8} \left[\frac{4182 \cdot 0,000548}{0,641} \right]^{0,4}$$

$$h_s = 764,98 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Bulunur. Gaz tarafı film katsayısı ise (3.20) eşitliğinden;

$$h_r = 0,725 \left[\frac{g \cdot \rho^2 \cdot h_{fg} \cdot k^3}{\mu \cdot \Delta t \cdot n \cdot d_i} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$h_r = 0,725 \left[\frac{9,81 \cdot 1032^2 \cdot 140495 \cdot 0,0704^3}{0,000162 \cdot 5 \cdot 1,8 \cdot 0,05 \cdot 10^{-3}} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$h_r = 2158,34 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Olarak bulunur. Bakır boru için;

$$\frac{d_d}{d_i} = \frac{9,65 \text{ mm}}{8,05 \text{ mm}}$$

Alınarak toplam ısı transfer katsayısı (3.19) eşitliğinden;

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_r} + \frac{x d_d}{k d_o} + \frac{1}{h_{ff}} \frac{d_d}{d_i} + \frac{d_d}{h_s d_i}$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{2158,34} + \frac{0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 9,65 \cdot 10^{-3}}{390 \cdot 8,85 \cdot 10^{-3}} + 0,000176 \frac{9,65}{8,05} + \frac{9,65}{8,05 \cdot 764,98}$$

$K = 445,7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ bulunur.

$$d_o = \frac{9,65 + 8,05}{2} = 8,85 \text{ mm}$$

(3.17) eşitliğinden;

$$Q_{kon} = A_o K \Delta T_m$$

$$A_o = \frac{Q_{kon}}{K \Delta T_m} = \frac{2,653}{0,4457 \cdot 23,27} = 0,2558 \text{ m}^2$$

Bulunur. Kullanılacak boru boyu ;

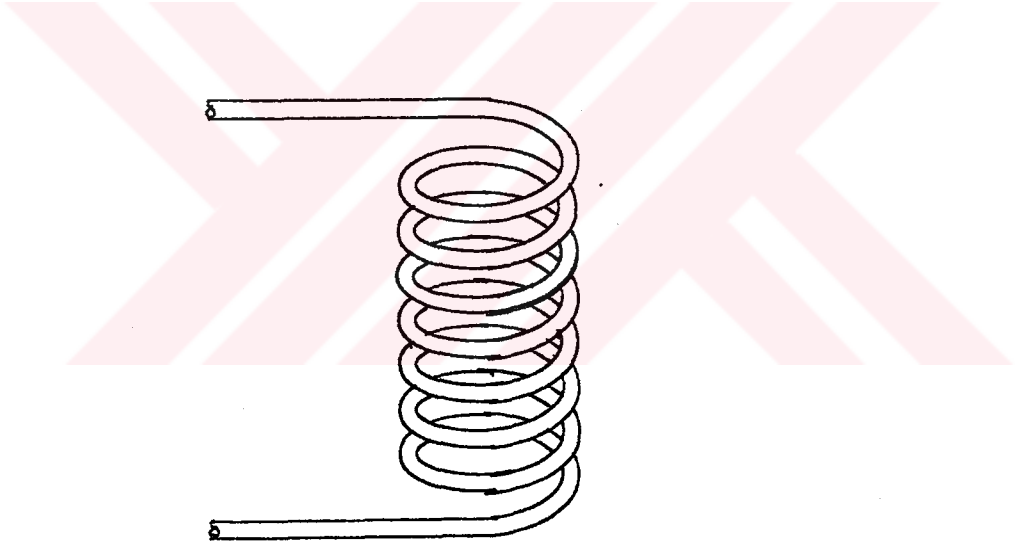
$$A_o = \pi \cdot d_o \cdot L$$

$$L = \frac{A_o}{\pi d_o} = \frac{0,2558}{\pi \cdot 0,00885} = 9,2 \text{ m}$$

Olarak bulunur. Yapılan bu hesaplamalar ışığında, kondenserde 9,5m uzunluğunda bakır boru kullanılacaktır.

Deney setinin kuruluşu aşamasında bakır borunun uygun şekilde bükülmesiyle iki değişik tip kondenser oluşturulmuştur. Bakır borunun 15 cm çapında spiral olarak bükülme-

siyle elde edilen serpantin tipi kondenser, su deposu içine aksnel olarak ortadan daldırılmıştır. Diğer bir tip olarak da bakır boru, su deposuna, iç cidarlara temas edecek şekilde bükülerek kondensere yerleştirilmiştir. Ancak yapılan deneylerde aksnel daldırmalı tiplerle daha iyi sonuç alındığından deneyler bu tip borulu kondenser esas alınarak sürdürülmüştür. Şekil-6.3'de kondenserde kullanılan boru demeti şematik olarak görülmektedir.

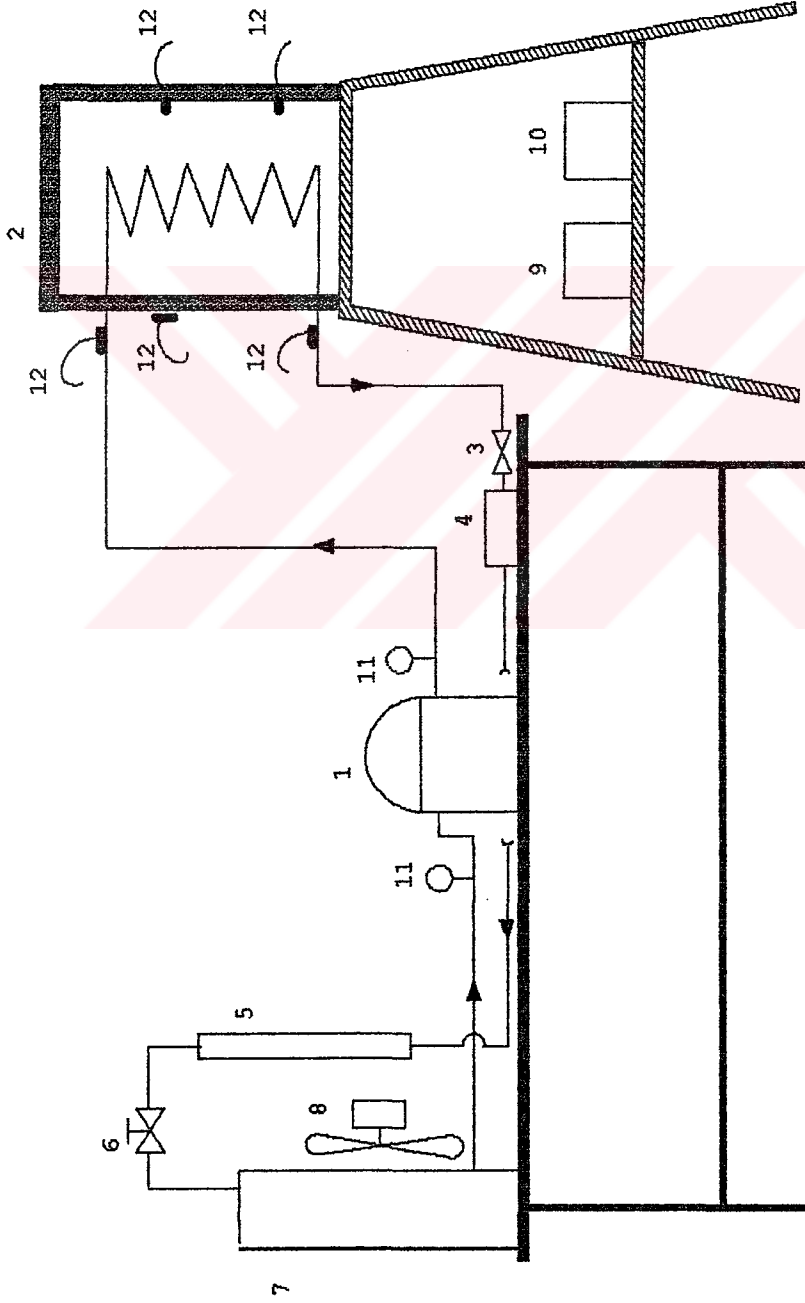


Şekil-6.3:Kondenserde kullanılan boru demeti

6.3. Isı Pompası ile Yapılan Deneyler

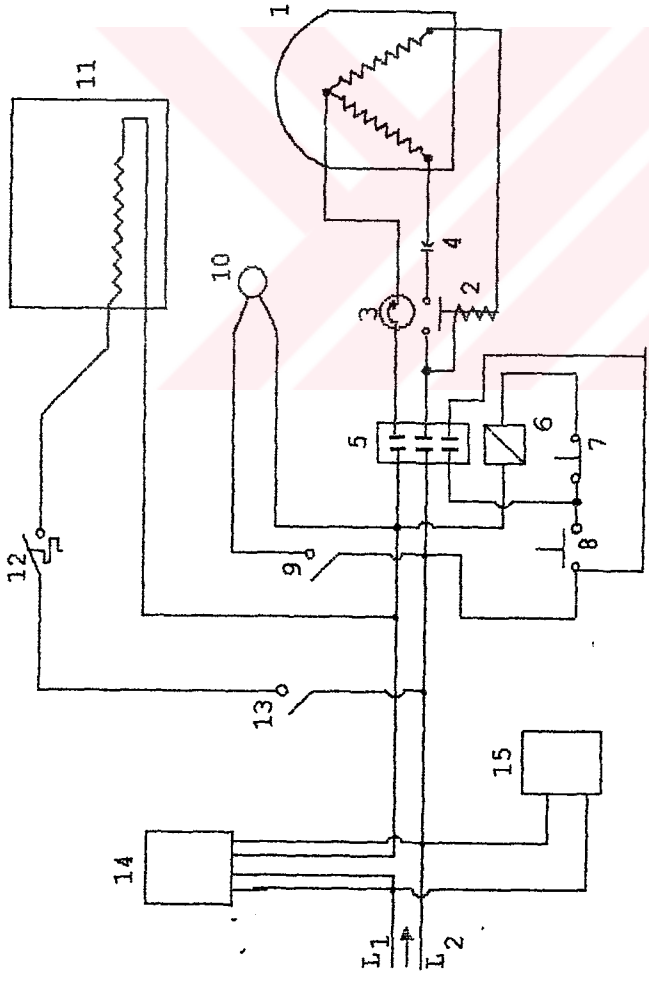
Yapılan hesaplamalar sonunda kurulan deney seti şematik olarak şekil-6.4'de, elektrik devre şeması ise şekil-6.5'de görülmektedir. Deney setinin fotoğrafları EK-1'de verilmiştir. Deneylerde kullanılmak üzere kurulan bu ısı pompası sisteminde, Danfoss SC15B tipi hermetik bir kompresör(1) kullanılmıştır. Kondenser (2); 36 cm çapında, 50 cm yüksekliğinde silindirik bir su deposu ve bunun içerisine yerleştirilmiş bulunan 15 cm çapında, spiral olarak bükülmüş bakır boru demetinden oluşmaktadır. Su sıcaklığının ölçülebilmesi için silindirik deponun iç yüzeyinde tabandan 14 cm ve 32 cm yükseklikde iki termokupl bulunmaktadır. Silindirik depo 10 cm kalınlığında cam yünü ile izole edilmiş, izolasyon dış yüzeyindeki sıcaklık değişimlerinin tesbiti için burayada bir termokupl yerleştirilmiştir. Ayrıca Freon-22'nin depoya giriş ve çıkış sıcaklıkları da termokupl ile ölçülmektedir. Kompresör emme ve basma hatlarında bulunan manometreler ile buharlaşma ve yoğuşma basınçları ölçülmektedir. Bu manometreler üzerinde bulunan sıcaklık skalası yardımıyla buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının tesbiti de mümkün olmaktadır. Isı pompası sisteminde, 50 W gücünde fan(8) motoru bulunan cebri hava sirkülasyonlu evaporatör kullanılmıştır. Deneylere

- 1- Kompresör
- 2- Kondenser
- 3- Servis valfi
- 4- Filtre-kurutucu
- 5- R-22 Debi ölçer
- 6- Genleşme valfi
- 7- Evaporatör
- 8- Fan
- 9- Sıcaklık ölçüm cihazı
- 10- Wattmetre
- 11- Manometre
- 12- Termokupl



Şekil-6.4 : Deneysel setinin şematik görünümü.

- 1- Kompresör
- 2- Akım Rölesi
- 3- Termik koruyucu
- 4- Kapasitör
- 5- Kontaktör
- 6- Kontaktör Bobini
- 7- Stop Butonu
- 8- Start Butonu
- 9- Fan Anahtarı
- 10- Fan
- 11- Elektrikli Termosifon
- 12- Termosifon Termostatu
- 13- Termosifon Anahtarı
- 14- Watmetre
- 15- Sıcaklık Ölçüm Cihazı



Şekil-6.5 : Deneysel Elektrik Devresi.

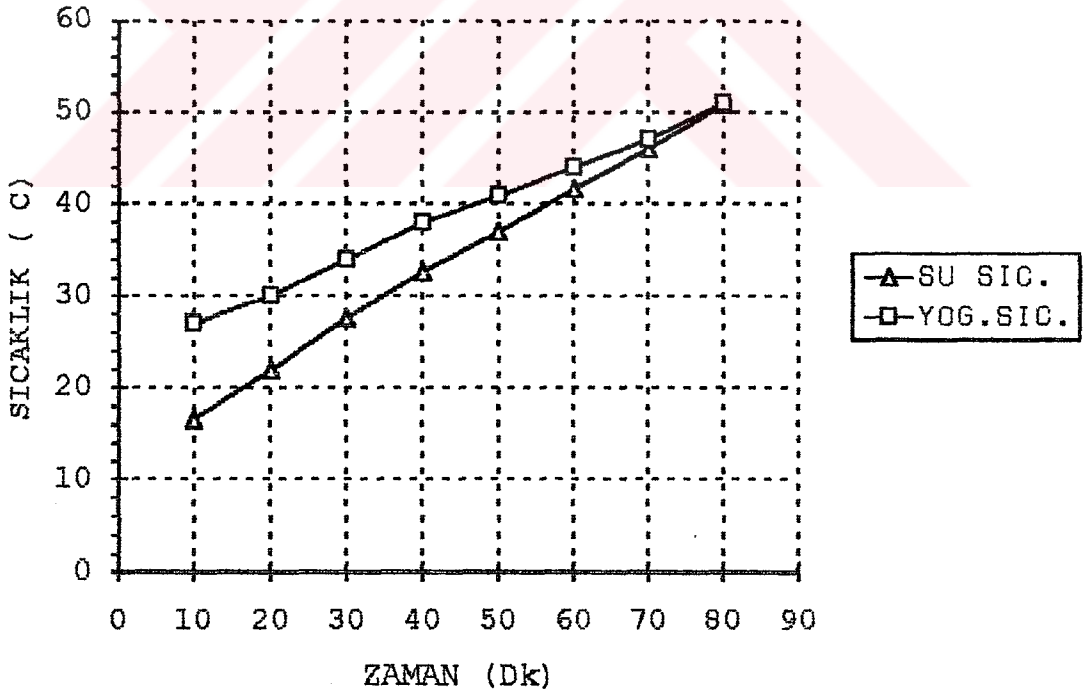
başlamadan dan önce Wattmetre ve sıcaklık ölçüm cihazının doğru çalışıp çalışmadığı kontrol edilerek, kalibrasyonları yapılmıştır.

Çevre sıcaklığının 18°C olduğu bir günde yapılan ve depo suyu sıcaklığı asgari 50°C oluncaya kadar sürdürülen deneyler sırasında 10'ar dakikalık periyodlarla alınan ölçüm değerleri Tablo-6.1'de görülmektedir. Değişik zamanlarda yapılan deneylerden alınan sonuçlar EK-2'de verilmiştir. Deney süresince su sıcaklığının zamana göre değişimi grafik olarak Şekil-6.6'da görülmektedir. Aynı grafikte yoğuşma sıcaklığının zamanla değişimi de verilmiştir. Şekil-6.6 incelendiğinin-

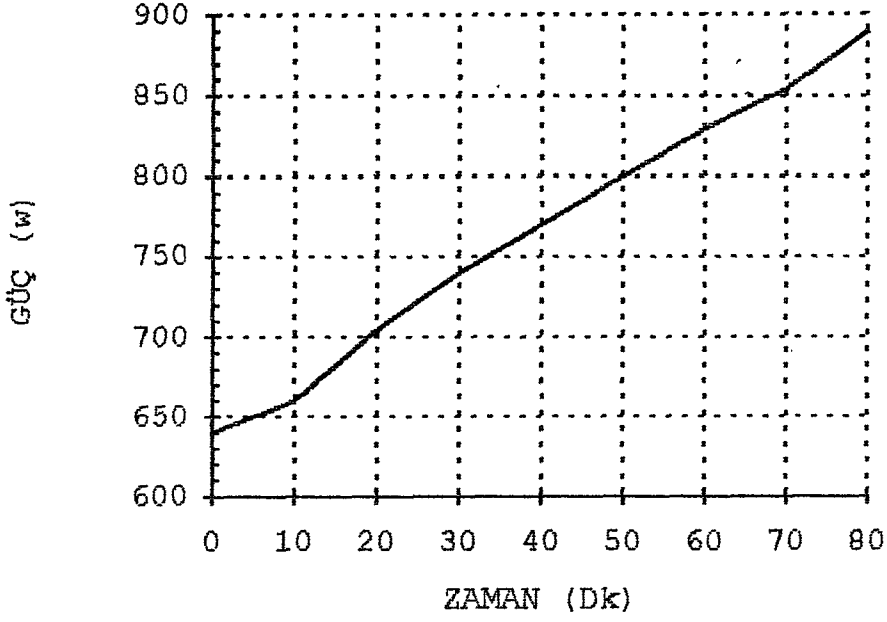
TABLO-6.1: Deney Sonuçları

Zaman (Dk)	Depo Üst Su Sıc ($^{\circ}\text{C}$)	Depo Alt Su Sıc ($^{\circ}\text{C}$)	Cidar Sıc. ($^{\circ}\text{C}$)	Kond. Ç.Sıc. ($^{\circ}\text{C}$)	Buhar laşma Basıncı (Kpa)	Buhar laşma Sıc. ($^{\circ}\text{C}$)	Yoğuş ma Basıncı (Kpa)	Yoğuş ma Sıc. ($^{\circ}\text{C}$)	Güç Tüket. (W)
0	11	11,4	16	640
10	16,6	12,5	16,7	21,2	475	4,2	1000	27	660
20	22	16,9	17,8	25,4	470	4	1110	30	705
30	27,6	22	20	29,6	470	4	1240	34	740
40	32,7	26,7	21,7	33,4	470	4	1360	38	770
50	37	30,5	22	36,6	470	4	1470	41	800
60	41,7	34,6	22,4	40	470	4	1610	44	830
70	46	38,1	22,7	42,7	475	4,2	1700	47	855
80	50,8	42	23,1	46,5	470	4	1830	51	890

de su sıcaklığının artması ile birlikte yoğuşma sıcaklığının da arttığı görülmektedir. Belirli bir süre sonra su ve yoğuşma sıcaklıkları arasındaki fark azalarak değerler birbirlerine yaklaşmaktadır. Bu durum; yoğuşmayı sağlayan su sıcaklığının artışı ile yoğuşmanın azalması, dolayısıyla kondenser veriminin düşmesi olarak açıklanabilir. Diğer taraftan, deney süresince yoğuşma sıcaklığının sürekli olarak artması sistemin harcadığı gücün de artması sonucunu doğurmaktadır. Bu artış şekil-6.7'de gücün



Şekil-6.6 :Su ve Yoğuşma sıcaklıklarının zamana göre değişimleri.



Şekil-6.7: Deney süresince Güç değişimi.

zamana göre değişimini veren grafiğin incelenmesinden de açıkça görülmektedir.

Yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar kullanılarak sistemin ısıtma tesir katsayısı aşağıda bulunan (6.2) ifadesiyle hesaplanabilir.

$$C.O.P = \frac{Q_{su}}{W_{komp} + W_{fan}} = \frac{Q_{su}}{W} \quad (6.1)$$

$$Q_{su} = mc\Delta T$$

$$W = P.t$$

Buradan COP'yi veren ifade aşağıdaki gibi olur;

$$C.O.P = \frac{mc\Delta T}{Pt} \quad (6.2)$$

Bu eşitliklerde;

P : Güç (W)

t : Zaman (sn)

Hesaplamalara esas alınan sürelerin, başlangıç ve bitimindeki güç tüketimlerinin orta lamaları alınarak (6.2) eşitliği ile;

10 dakika sonra;

$$C.O.P = \frac{40.4190.5,6}{650.600} = 2,4$$

20 dakika sonra;

$$C.O.P = \frac{40.4190.11}{672,5.1200} = 2,28$$

30 dakika sonra;

$$C.O.P = \frac{40.4190.16,6}{690.1800} = 2,24$$

40 dakika sonra;

$$\text{C.O.P} = \frac{40.4190.21,7}{705.2400} = 2,15$$

50 dakika sonra;

$$\text{C.O.P} = \frac{40.4190.26}{720.3000} = 2$$

60 dakika sonra;

$$\text{C.O.P} = \frac{40.4190.30,7}{735.3600} = 1,94$$

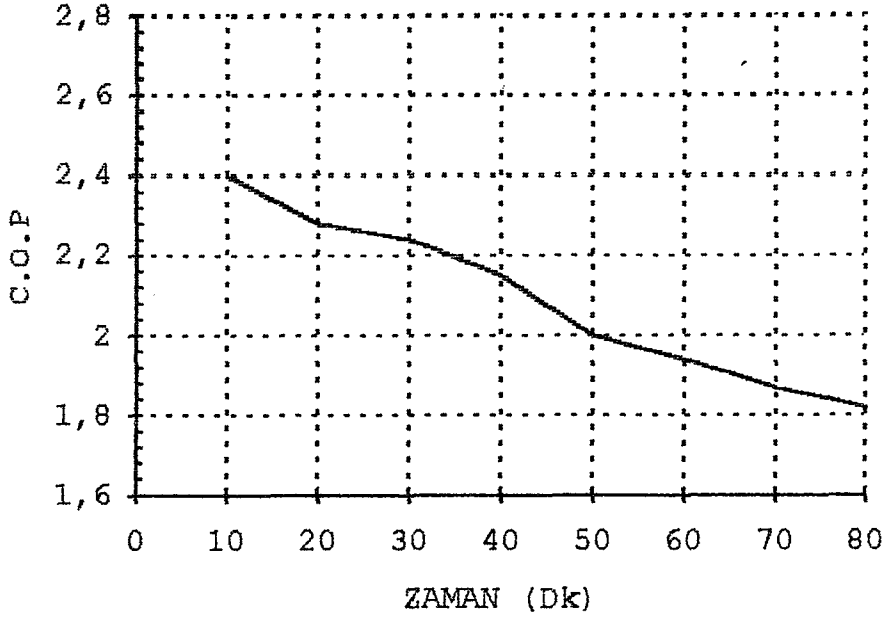
70 dakika sonra;

$$\text{C.O.P} = \frac{40.4190.35}{747,5.4200} = 1,87$$

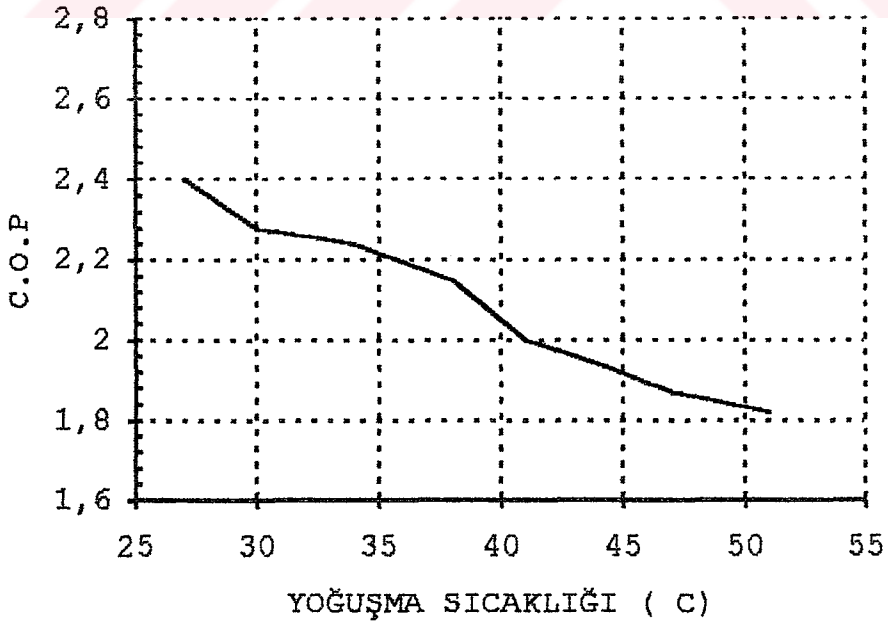
80 dakika sonra;

$$\text{C.O.P} = \frac{40.4190.39,8}{765.4800} = 1,82$$

Olur. Hesaplanan bu değerler kullanılarak çizilen COP'nin zamana ve yoğuşma sıcaklığına göre değişimini gösteren grafikler şekil-6.8 ve şekil-6.9'da sunulmuştur. Bu şekillerden de görüldüğü gibi, yoğuşma sıcaklığının zamanla artışı güç tüketimini artırarak ısıtma tesir katsayısının azalmasına neden olmaktadır.



Şekil-6.8: Deney süresince C.O.P değişimi.



Şekil-6.9: C.O.P nin yoğuşma sıcaklığına göre değişimi.

6.4. Depo Su Sıcaklığının Teorik Analizi

Depo su sıcaklığının geçici rejim şartlarına göre teorik analizi sonucunda bulunan (5.25) eşitliği ile, deney seti deposundaki su sıcaklığının teorik olarak hesaplanması mümkündür. Bu aşamada (5.25) eşitliğindeki sabitlerin deney seti ve deney şartları ile uyumlu olarak tesbit edilmesi gereklidir. Yapılacak bu hesaplamalar için deney seti ile ilgili bilinmesi gerekli değerler EK-3-de verilen bilgiler kullanılarak aşağıdaki şekilde belirlenmiştir:

$$h_1 = h_r = 2158,34 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$h_2 = h_s = 764,98 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$\rho_2 = 988 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_c = 8920 \text{ kg/m}^3$$

$$c_c = 383 \text{ J/kg K}$$

$$c_2 = 4182 \text{ J/kg K}$$

$$L = 9,5 \text{ m}$$

$$A_1 = \pi d_i L = \pi \cdot 0,00805 \cdot 9,5 = 0,24 \text{ m}^2$$

$$A_2 = \pi d_d L = \pi \cdot 0,00965 \cdot 9,5 = 0,288 \text{ m}^2$$

$$V_c = A_o \left(\frac{d_d - d_i}{2} \right) = \pi d_o L \left(\frac{d_d - d_i}{2} \right)$$

$$V_c = \pi \cdot 0,00885 \cdot 9,5 \left(\frac{0,00965 - 0,00805}{2} \right) = 2,113 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$V_2 = 0,04 \text{ m}^3$$

Belirlenen bu değerler kullanılarak (5.25) ifadesindeki sabitler aşağıdaki şekilde hesaplanır.

(5.5) eşitliğinden;

$$B_1 = \frac{h_1 A_1}{\rho_c c_c V_c} = \frac{2158,34 \cdot 0,24}{8920,383 \cdot 2,113 \cdot 10^{-4}} = 0,7176$$

(5.6) eşitliğinden;

$$B_2 = \frac{h_2 A_2}{\rho_c c_c V_c} = \frac{764,98 \cdot 0,288}{8920,383 \cdot 2,113 \cdot 10^{-4}} = 0,3052$$

(5.7) eşitliğinden;

$$B_3 = \frac{h_2 A_2}{\rho_2 c_2 V_2} = \frac{764,98 \cdot 0,288}{988,4182 \cdot 0,04} = 0,00133$$

$$B_1 + B_2 + B_3 = 0,7176 + 0,3052 + 0,00133 = 1,024$$

$$(B_1 + B_2 + B_3)^2 = (1,024)^2 = 1,0486$$

$$B_1 B_3 = 0,7176 \cdot 0,00133 = 0,000954$$

Bulunan bu değerler (5.16) denkleminde yazılırsa;

$$m_{1,2} = \frac{-(B_1 + B_2 + B_3) \mp \sqrt{(B_1 + B_2 + B_3)^2 - 4B_1B_3}}{2}$$

$$m_{1,2} = \frac{-1,024 \mp \sqrt{1,0486 - 4(0,000954)}}{2}$$

$$m_1 = \frac{-1,024 + 1,022}{2} = -0,001$$

$$m_2 = \frac{-1,024 - 1,022}{2} = -1,023$$

$$\frac{m_2}{m_2 - m_1} = \frac{-1,023}{-1,023 + 0,001} = 1$$

$$\frac{m_1}{m_2 - m_1} = \frac{-0,001}{-1,023 + 0,001} = 9,78 \cdot 10^{-4}$$

Bulunan bu değerler (5.25) eşitliğinde yazılarak;

$$\frac{T_2 - T_1}{T_0 - T_1} = e^{-0,001t} - 9,78 \cdot 10^{-4} e^{-1,023t} \quad (6.3)$$

Eşitliği elde edilir. Bu eşitlikteki son terim, t 'nin çok küçük değerlerinde sifıra yaklaşmakta olduğundan (6.3) eşitliği aşağıdaki şekilde yazılabilir;

$$\frac{T_2 - T_1}{T_0 - T_1} = e^{-0,001t} \quad (6.4)$$

Bu eşitlikde;

T_0 : Suyun başlangıçdaki sıcaklığı

T_1 : Yoğuşma sıcaklığı

T_2 : Suyun t zaman sonraki sıcaklığıdır.

Deneysel yolla ölçülen su sıcaklıklarının yapılan teorik analizle olan uyumunun tesbiti için, 10'ar dakikalık zaman artışları sonunda suyun ulaşacağı sıcaklıklar, (6.4) denklemiyle aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

10 dakika sonra;

$$\frac{T_2 - 27}{11 - 27} = e^{-0,001600} \quad \text{ve} \quad T_2 = 18,2$$

20 dakika sonra;

$$\frac{T_2 - 30}{11 - 30} = e^{-0,0011200} \quad \text{ve} \quad T_2 = 24,3$$

30 dakika sonra;

$$\frac{T_2 - 34}{11 - 34} = e^{-0,0011800} \quad \text{ve} \quad T_2 = 30,2$$

40 dakika sonra;

$$\frac{T_2 - 38}{11 - 38} = e^{-0,0012400} \quad \text{ve} \quad T_2 = 34,5$$

50 dakika sonra;

$$\frac{T_2 - 41}{11 - 41} = e^{-0,0013000} \quad \text{ve} \quad T_2 = 39,5$$

60 dakika sonra;

$$\frac{T_2 - 44}{11 - 44} = e^{-0,0013600} \quad \text{ve} \quad T_2 = 43,1$$

70 dakika sonra;

$$\frac{T_2 - 47}{11 - 47} = e^{-0,0014200} \quad \text{ve} \quad T_2 = 46,5$$

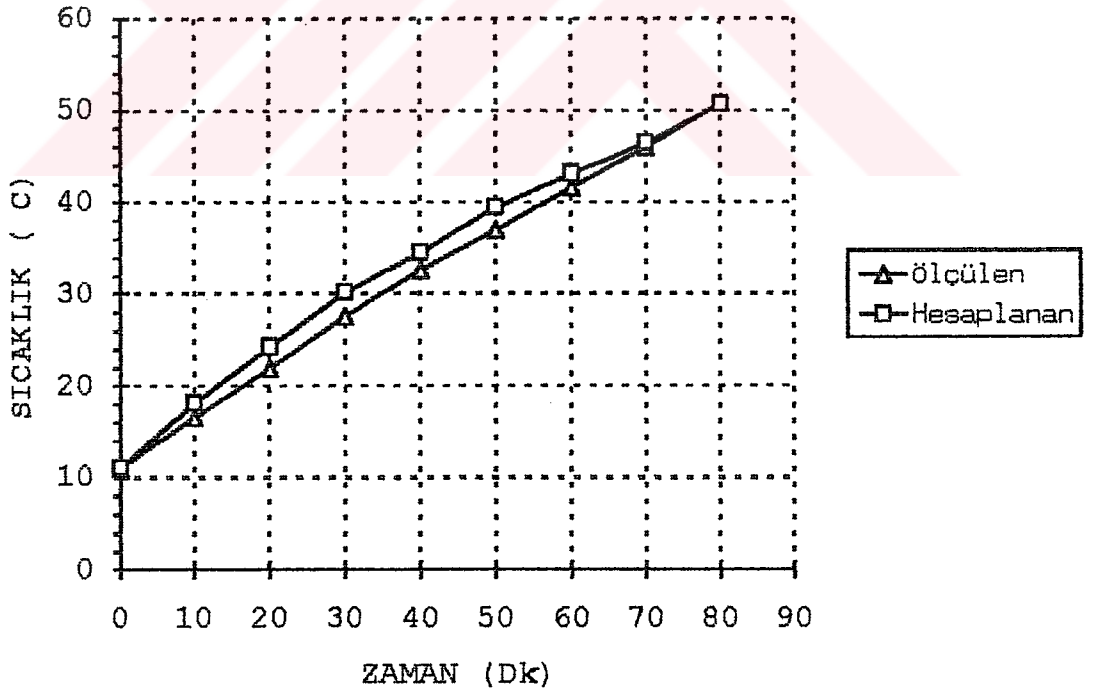
80 dakika sonra;

$$\frac{T_2 - 51}{11 - 51} = e^{-0,0014800} \quad \text{ve} \quad T_2 = 50,7$$

Teorik olarak hesaplanan bu sonuçlar ile deneysel yolla ölçülen değerler Tablo-6.2 de görülmektedir. Tabloda ayrıca COP değişimi de verilmiştir. Bu Tablodaki değerler esas alınarak, teorik ve deneysel olarak bulunan su sıcaklıklarının değişimi Şekil-6.10-da grafik olarak verilmiştir. Tablo-6.2 ve Şekil-6.10 nun incelenmesinden de görüleceği gibi, deneysel ve teorik su sıcaklıkları birbirlerine oldukça yakındırlar.

TABLO-6.2 : Deney ve hesap sonuçları.

Zaman (Dk)	Deneyde Ölçü len Su Sic. (° C)	Hesaplanan Su.Sic. (° C)	C.O.P
0	11
10	16,6	18,2	2,4
20	22	24,3	2,28
30	27,6	30,2	2,24
40	32,7	34,5	2,15
50	37	39,5	2
60	41,7	43,1	1,94
70	46	46,5	1,87
80	50,8	50,7	1,82



Şekil-6.10: Ölçülen ve hesaplanan sıcaklık değişimleri.

6.5.Elektrikli Isıtıcı ile Yapılan Deneyler

Aynı başlangıç şartlarındaki su, günümüzde yaygın olarak kullanılan ve özellikleri aşağıda Tablo-6.3'de verilen bir elektrikli ısıtıcı ile ısıtılmıştır. Yapılan bu deneyde 11°C 40 lt su 56 dakikada 51°C'a ısıtılmıştır. Sonuçlar Tablo-6.4'de görülmektedir.

Tablo-6.3:Elektrikli Isıtıcı Özellikleri

Markası	Arçelik
Modeli	ARG 6 ES
Su Kapasitesi	40 lt
Isıtıcı Gücü	1980 W
Elektrik Tüketimi	2 Kw-h

Tablo-6.4:Elektrikli Isıtıcı ile Yapılan Deney Sonuçları.

Su miktarı	40 lt
Başlangıç sıcaklığı	11° C
Son sıcaklık	51° C
Isıtma süresi	56 Dakika

6.6. Deneysel Sonuçların Mukayesesi

Isı pompası sistemi ile yapılan deneylerde güç tüketimi ortalama olarak 715 W olarak ölçülmüştür. Elektrikli ısıtıcıyla yapılan deneylerde ise güç 2000 W olarak ölçülmüştür. Enerji tüketiminin; güç ve zamanın çarpımı olduğu dikkate alınarak her iki hal için deney sürelerinin ısı pompasında 80 dakika, elektrikli ısıtıcıda 56 dakika olduğu gözönünde bulundurularak enerji tüketimleri aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$W_I = \left(1 + \frac{20}{60}\right) 765 = 1020 \text{ Wh}$$

Olmaktadır. Elektrikli ısıtıcı durumunda enerji tüketimi ise ;

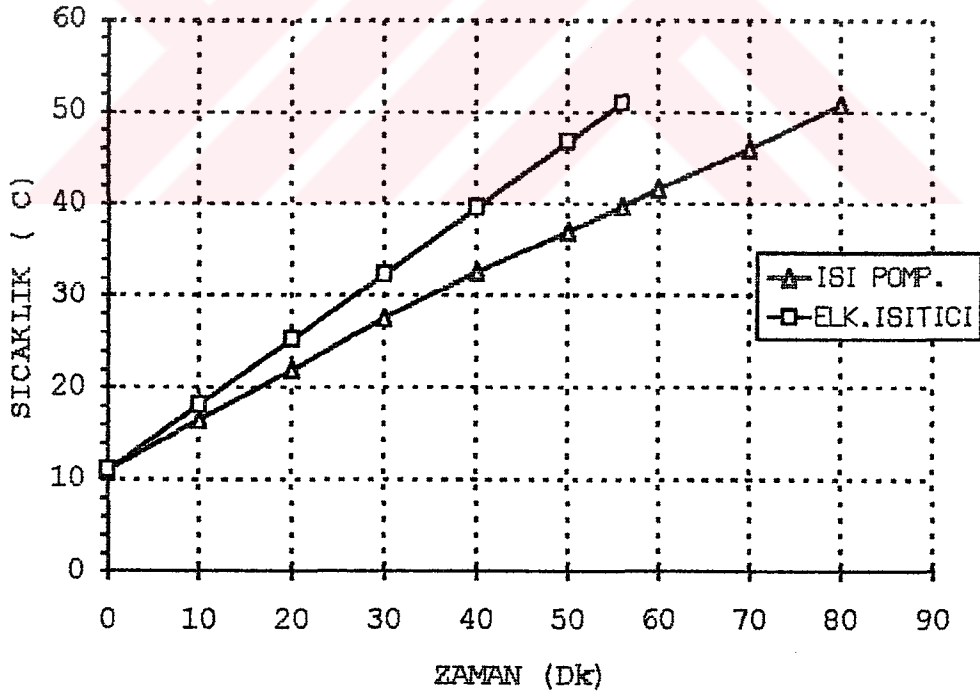
$$W_E = \frac{56}{60} 2000 = 1866,6 \text{ Wh}$$

Olmaktadır. Bu değerler birbirlerine oranlanırsa;

$$\frac{W_I}{W_E} = \frac{1020}{1866,6} = 0,546 \quad (6.5)$$

$$W_I = 0,546 W_E \quad (6.6)$$

Bulunur. Bu sonuç; suyun ısı pompasıyla ısıtılması halinde yaklaşık %45 oranında enerji tasarrufu sağlandığını göstermektedir. Şekil-6.11'de Isı pompası ve elektrikli ısıtıcı ile ısıtma hallerinde, sıcaklıkların zamana göre değişimleri grafik olarak görülmektedir. Yapılan deneylerin mukayeseli sonuçları ise Tablo-6.5'de verilmiştir. Şekil ve Tablodan görüleceği gibi Elektrikli ısıtıcı ile su daha kısa zamanda ısıtılmaktadır. Ancak Tablo-6.5'in incelenmesinden de görüldüğü gibi elektrikli ısıtıcı, ile ısı pompasının iki katı daha fazla enerji tüketilmektedir.



Şekil-6.11 : Isı Pompası ve Elektrikli Isıtıcıda Sıcaklıkların zamana göre değişimleri.

TABLO-6.5: Sonuçların Mikayesesi.

	Isı pompası	Elektrikli ısıtıcı
Su kapasitesi	40 lt	40 lt
Başlangıç sıcaklığı	11° C	11° C
Son sıcaklık	50,8° C	51° C
Isıtma süresi	80 Dk	56Dk
Ortalama güç	765 W	2000 W
Enerji tüketimi	1020 W h	1866,6 W h

ortamın soğutulması mümkündür. Bu durumda, soğutma işlemi için enerji tüketilmediğinden sağlanacak enerji tasarrufu daha büyük oranlara ulaşacaktır. Diğer taraftan fan gücünü hesaplamalarda dikkate alınmadığı takdirde enerji tüketimi düşerek COP dahada yükselecektir. Yapılan hesaplamalarda bu durumda COP'nin 1,94 olduğu görülmüştür.

Deneylerden sonra yapılan hesaplamalar su deposunun üst bölümlerinde ölçülen sıcaklık dikkate alınarak yapılmıştır. Deponun alt bölümlerinde ölçülen sıcaklıklar dikkate alındığında ısı pompası COP değeri 1,4 olmaktadır. Bu durumda elektrikli ısıtıcının tükettiği enerjinin %71 tüketilmekte ve enerji tasarrufu %29 olmaktadır. Değişik noktalarda çok sayıda termokupl ile alınan ölçümlerin ortalama değerlerinin kullanılması ile veya ölçümlerden hemen önce depodaki suyun bir karıştırıcı ile karıştırılması sonucunda elde edilen sıcaklıkların kullanılması ile daha iyi sonuçlar alınabilecektir. Ancak günümüzde kullanılan benzer ısıtıcıların tümünde deponun üst bölümlerindeki su kullanıma sunulduğundan, üst bölümlerde ölçülen sıcaklıkların kullanılması daha uygun bulunmuştur.

Isı pompalı sistemin geceleri kullanılması halinde kompresör daha rahat çalışacak ve COP üzerinde olumlu bir etki sağlanabilecektir. Bu sayede elektrik enerjisinin geceleri daha ucuz olduğu bölgelerde sıcak su temini daha da ucuzlayacaktır.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Tablo-5.5, ve eşitlik (6.6) göstermektedir ki; elektrikli ısıtıcının tükettiği enerjinin yaklaşık %55'i kullanılarak, ısı pompası ile aynı miktarda suyu aynı sıcaklığa çıkarmak mümkün olmaktadır. Bu, ısı pompasına ait 1,82 lik C.O.P ile de doğrulanmaktadır. Başka bir ifadeyle, suyun ısı pompalı sistemle ısıtılması halinde %45 oranında enerji tasarrufu sağlanmaktadır.

Alınacak çeşitli tedbirlerle enerji tasarrufunun daha da yükseltilmesi mümkün görülmektedir. Mukayese için kullanılan elektrikli ısıtıcı imalat sırasında fabrikasyon olarak çok iyi şekilde yalıtılmıştır. Isı pompalı sistemin deposunun da aynı nitelikte yalıtıma tabi tutulması halinde daha yüksek C.O.P değerlerine ulaşmak mümkün olacaktır. Diğer taraftan, ısı pompalı sistemde su, depoda hareketsiz halde bulunmaktadır. Suyun bir karıştırıcı ile karıştırılması yada bir pompa ile depoda sirkülasyonu ile C.O.P'nin önemli ölçüde artırılması sağlanabilir.

Isı pompalı sistemin değişik şekillerde dizayn edilmesiyle bir taraftan sıcak su üretilirken diğer taraftan da ayrıca bir enerji tüketimi olmaksızın, aynı anda belirli bir

KAYNAKLAR:

AYBAR, E.N., (1992). Dünya enerji sektöründe gelişmeler, enerji yoğunluğunun azaltılması çabaları ve Türkiyenin konumu. **Sektörel Gelişme Stratejileri**. 3.İzmir İktisat Kongresi.

BEŞER, E., (1993). **Isı Pompalı Sistemler** M.M.O Yayınları.İzmir.

CARRINGTON, C.G., SANDLE, W.J., WARRINGTON, D.M., BRADFORD, R.A. (1983). Field performance of a domestic hot water heat pump system. **xvith International Congress of Refrigeration Proceedings. Volume 5** ., 283-291.

DANIĞ, P.O., (1979). Experimental investigation of a small air to water heat pump for domestic hot water supply . **xvth International Congress of Refrigeration Proceedings. Volume IV**., 831-837.

DAĞSÖZ, A.K., (1990). **Soğutma Tekniği Isı Pompaları Isı Boruları**.

GOSNEY, W.B., (1982). **Principles of Refrigeration** Cambridge University Press. London, NewYork.

HILTON, P.A., (1987). **Mechanical Heat Pump**. London

KAKAÇ, S. ve YENER, Y., (1980). **Convective Heat Transfer**. Middle East Technical University. Yayın No 65. Ankara.

PIHTILI, K., (1988). Tasarıma Yardımcı Bilgiler. **Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi**. Cilt 11., Sayı 3., 31-37

PIHTILI, K. (1987). Güneş Enerjisi Takviyeli Isı Pompası Performansının Analizi. **IV. Kimya ve Kimya Mühendisliği Sempozyumu**. Elazığ.

STIPANUK, D.M. ve LUDINGTON, D.C., (1984). Heat pump water heaters. A comment on factors affecting operation COP. **ASHRAE Transactions Part IA**, 303-311.

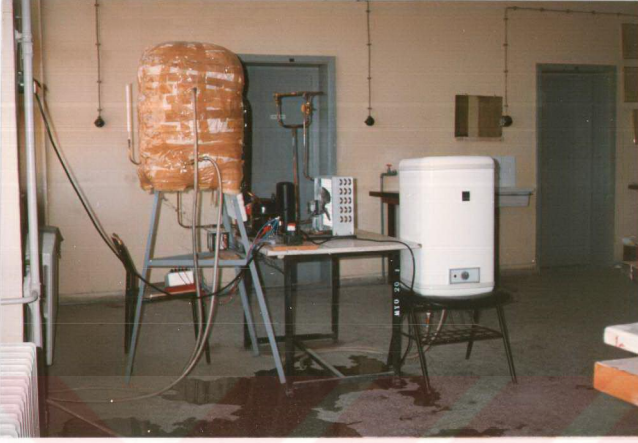
STOECKER, W.F., JONES, J.W. (1982). **Refrigeration And Air Conditioning**. Second edition. McGraw Hill Book Company. New York.

SUMNER, J.A., (1976). **Domestic Heat Pumps**. Unwin Brothers Ltd. Great Britain.

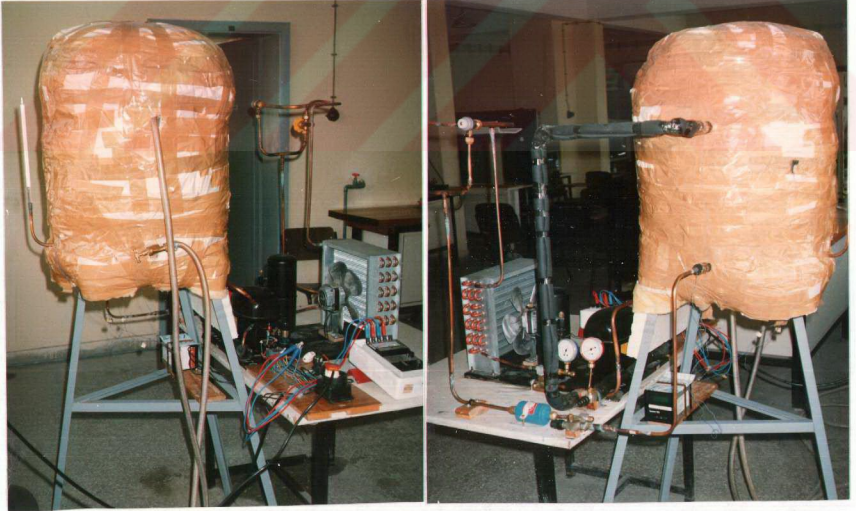


E K L E R

EK-1



Şekil E-1: Isı pompası ve Elektrikli ısıtıcı



Şekil E-2: Deney Setinin Değişik Görünümleri

EK-2

Tablo E-1: 20°C Çevre Sıcaklığında Yapılan Deney Sonuçları

Zaman (Dk)	Depo Üst Su sıc (° C)	Depo Alt Su Sıc (° C)	Kond. Ç.Sıc. (° C)	Buhar Lagna Basınc (Kpa)	Buhar Lagna Sıc. (° C)	Yoğuş ma Basınc (Kpa)	Yoğuş ma Sıc. (° C)	Güç Tüket. (W)
0	10,5	10,5	600
10	16,6	13,1	22,2	470	4	1060	27	690
20	20,6	15,7	24,7	470	4	1190	32	720
30	27,3	21,8	30	470	4	1320	37	755
40	33,2	27,2	34,8	450	3	1440	40	780
50	38,6	32	38,6	480	4,5	1560	43	820
60	43,4	36,1	42	470	4	1690	46	850

Tablo E-2: 13,4°C Çevre Sıcaklığında Yapılan Deney Sonuçları

Zaman (Dk)	Depo Üst Su sıc (° C)	Depo Alt Su Sıc (° C)	Kond. Ç.Sıc. (° C)	Buhar Lagna Basınc (Kpa)	Buhar Lagna Sıc. (° C)	Yoğuş ma Basınc (Kpa)	Yoğuş ma Sıc. (° C)	Güç Tüket. (W)
0	20,8	20,5	640
13	27,9	26,2	31,8	470	4	1260	35	720
23	32,1	30,3	34,5	485	4	1450	38	750
33	36,6	34,7	38,1	480	4	1470	41	780
43	40,2	38,1	41,3	470	3	1600	44	810
53	43,7	41,4	44,2	470	4,5	1700	47	840
63	48,4	45,6	47,5	470	4	1830	50	880

EK-3 :

Tablo E-3 : Su ve Freon-22'nin özellikleri:

	Freon-22 (60°C'da)	Su (50°C'da)
ρ (kg/m ³)	1032	988
μ (Pa.s)	0,000162	0,000548
c (J/kgK)	383	4182
k (W/mK)	0,0704	0,641
h_{fg} (J/kg)	140495	-----