T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAVA KAYNAKLI ISI POMPALI SU ISITMA SİSTEMİNDE ENERJİ VERİMİNE ETKİ EDEN PARAMETRELERİN İNCELENMESİ

MERVE AYDIN

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI

DANIŞMAN
DOÇ. DR. HAKAN DEMİR

İSTANBUL, 2013

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAVA KAYNAKLI ISI POMPALI SU ISITMA SİSTEMİNDE ENERJİ VERİMİNE ETKİ EDEN PARAMETRELERİN İNCELENMESİ

Merve AYDIN tarafından hazırlanan tez çalışması 16.07.2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Hakan DEMİR

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Hakan DEMİR

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. İsmail TEKE

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Fuat ALARÇİN

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Bu çalışma, Arçelik A.Ş. ve tarafından desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmamda yol gösteren, eleştirileri ve önerileri ile tezimi tamamlamamı sağlayan danışman hocam Sayın Doç. Dr. Hakan DEMİR' e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışması ARÇELİK A.Ş. Ar-Ge Mekanik Teknolojiler II Yöneticiliği Temizleme Teknolojileri Ailesi laboratuvarlarında gerçekleştirilmiştir. Konu ile ilgili olarak Sayın Yalçın GÜLDALI ve Sayın Zehra ÜLGER'e teşekkürü borç bilirim.

Çalışmam sırasında teknik konulardaki yardımları için Sayın Onur POYRAZ' a ve laboratuvar çalışmalarında yardımcı olan Sayın Emine BİRCİ, Sayın Mehmet KAYA, Sayın Volkan GÜNEY, Sayın Meryem ARIGÜL ve Sayın Özcan HATİPOĞLU' na, teşekkür ederim.

Tez çalışmalarının sıkıntılı zamanlarını, beraber geçirdiğimiz keyifli anlar ve arkadaşlıklarıyla unutturan, bana her konuda destek olan başta çok değerli dostlarım; Funda ERDEM, Betül BULUT ve AR-GE Temizleme teknolojileri ailesi ve yüksek lisans çalışma arkadaşlarıma tüm içtenliğimle teşekkür ederim.

Çalışmalarım boyunca yanımda olan, zor zamanlarımda desteğini esirgemeyen, gücümün tükendiği noktalarda beni yüreklendirip yola devam etmemi sağlayan ve her konuda anlayış gösteren Sayın Hüseyin KÖKLÜ' ye teşekkür ederim.

Hayatım boyunca her konuda yanımda olan, verdiğim kararları destekleyen ve bugün bulunduğum konumu borçlu olduğum sevgili ailem' e sonsuz şükranlarımı sunarım.

Haziran, 2013

Merve AYDIN

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ vii

KISALTMA LİSTESİ viii

ŞEKİL LİSTESİ ix

ÇİZELGE LİSTESİ xi

ÖZET xii

ABSTRACT xiv

BÖLÜM 1

GİRİŞ 1

1.1 Isı Pompası Nedir? 1
1.2 Literatür Özeti 2
1.2.1 Hava Kaynaklı Isı Pompalı Sistemler 3
1.3 Tezin Amacı 20
1.4 Hipotez 20

BÖLÜM 2

DENEY DÜZENEĞİ 21

2.1 Isı Pompası Sistemi 23
2.1.1 Yoğuşturucu 23
2.1.2 Kısılma Vanası 23
2.1.3 Buharlaştırıcı 24
2.1.4 Fan 24
2.2 Kontrol Sistemi 25
2.2.1 VEE Programı 26
2.2.2 Hava Debisi Kotrolü 28
2.3 Ölçüm Elemanları Kalibrasyonu 28
2.3.1 Sıcaklık Ölçüm Elemanları Kalibrasyonu 29
2.3.2 Basınç Ölçüm Elemanları Kalibrasyonu 29
2.3.3 Ölçüm Elemanlarının Belirsizlik Hesabı 30
2.3.4 Deney Düzeneği Belirsizliklerinin Hesaplanması 32

2.4 Isı Pompalı Su Isıtma Sistemi Teorik Hesaplamalar 37
2.4.1 Dış Akış Isı Taşınım Katsayısı 37
2.4.2 Toplam Isı Transfer Katsayısı 38

BÖLÜM 3

DENEYSEL ÇALIŞMALAR 41

3.1 Deney Sonuçları 41
3.2 Sistemin Su Isıtma Performansının İncelenmesi 42
3.3 Parametrelerin Su Isınma Süresine Etkisi 46
3.3.1 Yoğuşturucu Kapasitesinin Su Isınma Süresine Etkisi 46
3.3.2 Hava Debisinin Su Isınma Süresine Etkisi 47
3.4 Parametrelerin Enerji Tüketimine Etkisi 48
3.4.1 Kompresör Gücünün Enerji Tüketimine Etkisi 49
3.4.2 Fan Gücünün Enerji Tüketimine Etkisi 50
3.4.3 Hava Debisinin Enerji Tüketimine Etkisi 51
3.4.4 Buharlaştırıcı Sıcaklığının Enerji Tüketimine Etkisi 52

BÖLÜM 4

ENERJİ TÜKETİM ORANI MODELİNİN OLUŞTURULMASI 54

4.2 Buckingham Pi Teoremi (π Teoremi) 55
4.3 En Küçük Kareler Yöntemi 56
4.4 Regresyon Modeli Sonuçlarının İncelenmesi 58

BÖLÜM 5

SONUÇ VE ÖNERİLER 59

KAYNAKLAR 68

EK-A

KALİBRASYON EĞRİLERİ 69

A-1 Kalibrasyon Denklem Katsayıları 69

EK-B

ISIL HESAPLAMALAR 71

EK-C

REGRESYON ANALİZİ 74

ÖZGEÇMİŞ 76

SİMGE LİSTESİ

A	Alan
c	Özgül ısı
m	Kütle
$\dot{m}$	Kütlesel debi
$\dot{V}$	Hacimsel debi
T	Sıcaklık
δ_boru	Boru Adımı
d_h	Hidrolik çap
d_su	Su haznesi çapı
d_d	Boru dış çapı
d_i	Boru iç çapı
γ	Helisel adım
G_su	Kütlesel su debisi
μ_su	Dinamik viskozite
Nu_su	Su tarafı nusselt sayısı
Pr	Prandtl sayısı
k_su	Suyun ısı iletim katsayısı
m_su	Su kütlesel debisi
m_hava	Hava kütlesel debisi
A_s	Boru yüzey alanı
U	Toplam ısı transfer katsayısı

KISALTMA LİSTESİ

BT	Basınç Transduseri
ETO	Enerji Tüketim Oranı
TC	Termokupl
VTS	Veri Toplama Sistemi

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1. 1 Isı Pompası Sistemi 2
Şekil 1. 2 Isı pompalı su ısıtıcı protatip şeması [2] 3
Şekil 1. 3 Sarmal kıvrılmış yoğuşturucu[2] 4
Şekil 1. 4 Sistemde kullanılan fan ve buharlaştırıcı [2] 4
Şekil 1. 5 Isı pompalı su ısıtma performansı[2] 5
Şekil 1. 6 Isı pompalı su ısıtıcısı ve su ısıtma periyodu COP değişimi[2] 6
Şekil 1. 7 Isı pompalı su ısıtıcısı su ısıtma periyodu enerji değişimi[2] 6
Şekil 1. 8 Hava kaynaklı ısı pompalı su ısıtıcı deney düzeneği[3] 7
Şekil 1. 9 Isı pompasının çalışma döngüsü [3] 7
Şekil 1.10 Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı alanlarındaki değişimin COP'ye etkisi[3] 8
Şekil 1.11 Enerji tüketimi,ortalama COP ve ücretler(geçiş mevsimi)[3] 8
Şekil 1.12 Buzlanma olmayan hava kaynaklı ısı pompalı su ısıtıcının şematik gösterimi[4] 9
Şekil 1.13 Soğutucu akışkanın p-h diyagramı[4] 10
Şekil 1.14 Soğutucu akışkanın p-h diyagramı[4] 11
Şekil 1.15 Deneyin şematik gösterimi[5] 12
Şekil 1.16 Test bölmesinde bulunan helisel boruların şematik gösterimi[5] 12
Şekil 1.17 Soğutkan debisine karşılık ısı transfer debisi değişimi [5] 14
Şekil 1.18 Soğutkan debisine karşılık iyileştirme faktörü[5] 14
Şekil 1.19 Kuruluk derecesine karşılık ısı transfer katsayısı eğrisi[5] 15
Şekil 1.20 Kuruluk derecesine karşılık düz ve helisel borularda ısı transfer katsayısı değişimi[5] 15
Şekil 1.21 Test düzeneği[6] 16
Şekil 1.22 Test bölümü[6] 16
Şekil 1.23 İç boru yüzeyindeki ortalama ısı akısı ve su tarafı Reynold sayısının değişimi[6]. 18
Şekil 1.24 Çeşitli R134a kütle akılarında ve su tarafı Reynold sayısının değişimi[6].. 18
Şekil 1.25 Sudaki Reynold sayısının soğutkan tarafında ısı transfer katsayısına etkisi[6]…… 10
Şekil 1.26 Soğutkan debisinin soğutkan ve toplam ısı transfer katsayısına etkisi[6] ... 19
Şekil 1.27 Soğutkan kütle akısına bağlı olarak basınç dönüşüm fonksiyonu[6] 19
Şekil 2. 1 Deney düzeneği şeması 21
Şekil 2. 2 Sarmal yoğuşturucu 23
Şekil 2. 3 İğne vana 24
Şekil 2. 4 Boru kanat tipi buharlaştırıcı 24
Şekil 2. 5 DC kare fan 25
Şekil 2. 6 Kullanılan kompresör(Hitachi) 25

Şekil 2. 7 Veri toplama sistemi 26
Şekil 2. 8 Hava debisi fan motoruna uygulanan gerilim ilişkisi 28
Şekil 2. 9 Termokupl kalibrasyon eğrisi 29
Şekil 2.10 Kullanılan basınç transdüserinin kalibrasyon eğrileri..... 30
Şekil 2. 11 Helisel borulu ısı değiştiricinin şematik gösterimi 37
Şekil 2. 12 İç taşınım katsayısı hesaplarının deneysel ve teorik olarak karşılaştırılması… 40
Şekil 3. 1 Isı pompalı su ısıtma sisteminde zamanla COP değişimi 43
Şekil 3. 2 Zamanla güç tüketimi 43
Şekil 3. 3 Zamanla yoğuşturucu sıcaklığı değişimi 44
Şekil 3. 4 Zamanla buharlaştırıcı sıcaklığı değişimi 44
Şekil 3. 5 Hava debisi COP değişimi 45
Şekil 3. 6 Buharlaştırıcı sıcaklığı COP değişimi..... 45
Şekil 3. 7 Yoğuşturucu kapasitesinin su ısınma süresine etkisi 46
Şekil 3. 8 Hava debisinin su ısınma süresine etkisi 47
Şekil 3. 9 Hava debisi değişiminin buharlaştırıcı kapasitesine etkisi 48
Şekil 3.10 Kompresör gücünün su ısınma süresine etkisi..... 49
Şekil 3.11 Buharlaştırıcı sıcaklığının enerji tüketim oranına etkisi 50
Şekil 3.12 Buharlaştırıcı üzerindeki hava debisi değişimine bağlı fan motoru gücü.... 50
Şekil 3.13 Hava debisi oranındaki artışın enerji tüketim oranına etkisi 51
Şekil 3.14 Hava debisinin enerji tüketimine etkisi..... 52
Şekil 3.15 Buharlaştırıcı sıcaklığı enerji tüketim oranı değişimi..... 53
Şekil 4. 1 Enerji tüketim oranı için model ve deney sonuçları karşılaştırması 58

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 Değişken hava ve su sıcaklıklarındaki deneysel olarak elde edilen ve hesaplanan ortalama COP değerlerinin karşılaştırılması[3] 6
Çizelge 2.1 Deney düzeneği donanım listesi 22
Çizelge 2.2 Kompresörün özellikleri 25
Çizelge 2.3 Veri toplama kanalı listesi 27
Çizelge 2.4 Sıcaklık ölçüm kanallarının toplam belirsizlik değeri 33
Çizelge 3.1 Deney matrisi 40
Çizelge 4.1 Isı pompalı su ısıtma sistemi enerji tüketim oranı etkili olan fiziksel büyüklükler 53
Çizelge A. 1 Termokulp kalibrasyon denklem katsayıları 69
Çizelge A. 2 Basınç transduseri kalibrasyon denklem katsayıları 70
Çizelge C. 1 Regresyon analizi sonuçları 75

ÖZET

HAVA KAYNAKLI ISI POMPALI SU ISITMA SİSTEMİNDE ENERJİ VERİMİNE ETKİ EDEN PARAMETRELERİN İNCELENMESİ

Merve AYDIN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Hakan DEMİR

Günümüzde küresel ısınmanın etkileri ve doğal kaynakların kısıtlı hale gelmesi ile birlikte endüstriyel uygulamaların çoğunda olduğu gibi su ısıtma sistemlerinde de enerji tüketimini azaltmaya yönelik çalışmalar üzerinde yoğunlaşılmıştır. Bu amaçla araştırmacılar su ısıtma sistemlerinde sistem performansı enerji verimliliği daha yüksek ürünler üretmek için kullanılan ısıtma sistemine alternatif sistem çalışmaları yürütmektedirler.

Bu yüksek lisans tez çalışmasında ısı pompalı su ısıtma sistemlerinde enerji verimliliğini arttırmak için sistem parametrelerinden olan hava debisi ve buharlaştırıcı sıcaklığı incelenmiştir.

Tez çalışması beş ana bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde ısı pompalı sistemlerin genel çalışma prensibinden bahsedilerek su ısıtmak amacıyla kullanılan ısı pompalı sistemlerle ilgili yapılan literatür araştırmasının sonuçları paylaşılmıştır. Yapılan literatür araştırması sonucunda daha önce yapılan çalışmaların çoğunlukla hava kaynaklı ısı pompalı su ısıtıcılar ile ilgili olduğu görülmüştür.

Çalışmanın ikinci bölümünde ısı pompalı su ısıtma sistemi içerisinde hava debisi ve buharlaştırıcı sıcaklığının değiştirilebildiği böylelikle farklı koşullar altında enerji tüketimini oransal olarak ifade etmek amacıyla oluşturulan enerji tüketim oranı değişimlerinin saptanabildiği deney düzeneği anlatılmaktadır. Deney şartlarının kontrol edilmesi için kullanılan deney düzeneği ekipmanları, teknik özellikleri detaylı bir

biçimde sunulmuştur. Ölçüm elemanlarının yeterliliğini tespit etmek amacıyla yapılan ölçüm elemanları belirsizlik hesapları da bu bölümde sunulmaktadır.

Çalışmanın üçüncü bölümünde, Hava kaynaklı ısı pompası ile oluşturulan su ısıtma sisteminde buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisinin enerji performansına etkilerini incelemek için oluşturulan deney matrisi ve yapılan deneysel çalışmalar paylaşılmıştır.

Çalışmanın dördüncü bölümünde enerji tüketim oranı modelinin oluşturulması ile ilgili bilgiler sunulmuştur. Ayrıca buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisine bağlı olarak ölçülmüş enerji tüketim oranı deney sonuçları oluşturulan model sonuçları ile karşılaştırılmaktadır.

Çalışmanın beşinci bölümünde gerçekleştirilmiş deneysel çalışmaların sonuçları sunulmuştur.

Anahtar kelimeler: Isı Pompası, deney düzeneği, hava debisi, enerji tüketim oranı, enerji tüketimi

ABSTRACT

AIR SOURCE HEAT PUMP WATER HEATING SYSTEM PARAMETERS ON THE EFFECT OF ENERGY EFFICIENCY

Merve AYDIN

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc.Prof. Dr. Hakan DEMİR

Nowadays the effects of global warming and natural resources become limited with the majority of industrial applications such as water heating systems, as well as focused on efforts to reduce energy consumption. For this purpose, researchers are working to produce alternative system to the heating system that used to products of energy-efficient water heating systems.

In this master thesis, heat pump water heating systems to improve energy efficiency of the air flow and the evaporator temperature of the system parameters are investigated.

Thesis consists of four main parts. In the first part the general working principle of heat pump system are mentioned and the survey results of heat pump systems are used to heat the water are shared. The literature search before, most of the studies were found to be related to air source heat pump water heaters.

In the first part, The evaporation temperature and airflow of heat pump water heating system can be changed so for different conditions it is described that energy consumption rate can be computed. Experimental conditions used for controlling the experimental setup equipment, technical characteristics are presented in detail. Measurement uncertainty calculations in order to determine the adequacy of the elements are presented in this section.

In the third part, Experimental studies and the test matrix to examine the effect of evaporator temperature and airflow in the air source heat pump water heating system on energy performance.

In the fourth part data on modeling the energy consumption rate are provided In addition, the measured energy consumption of the evaporator temperature and air flow rate depending on the model results are compared with experimental results generated.

In the fifth section presents the results of experimental studies performed.

Keywords: heat pump, experimental setup, air flow, energy consumption rate, energy consumption

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Isı Pompası Nedir?

Isı pompasının temel çalışma prensibini termodinamiğin ikinci yasası açıklar. Isı pompası, düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından toplanan ısıyı yüksek sıcaklığa geçiş yapabilmek için ek bir enerji kaynağına (örneğin kompresör için güç girişine) ihtiyaç duyar. Bu durumda ısı pompasının çalışması, zorlanmış bir geçişi şeklinde yorumlanabilir.

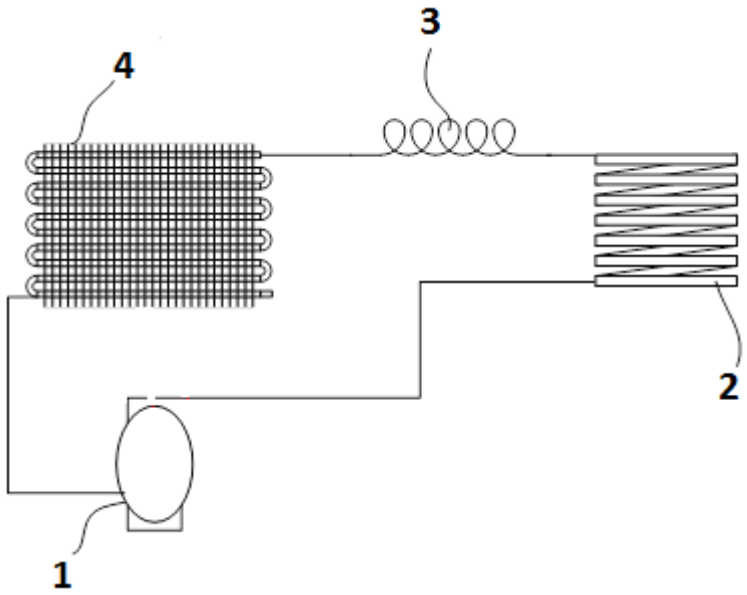
Soğutma makinaları ile ısı pompaları arasında temel prensip açısından bir fark yoktur. Tek fark soğutma makinalarında amaç "soğutmakken", ısı pompalarındaki amaç ise "ısıtmaktır" [1].

Sıcak su ihtiyacı günümüz modern yaşamında önemli bir yer tutmaktadır. Su ısıtmak için kullanılan enerji, bir ev için yapılan toplam enerji harcamalarının önemli bir kısmını oluşturmaktadır. Bu yüzden, yıkayıcılarda kullanılan elektrikli ısıtıcı ile su ısıtma metodu yerine kullanılacak olan ısı pompalı sistemler enerji tüketiminin azalmasının yanı sıra verimliliğinin artırılmasını da sağlayacaktır. Bununla birlikte, ısı pompalarının, su ısıtma amacıyla kullanılması verimli çözümler sunabilmektedir. Doğrudan elektrikli ısıtıcılar kullanılarak suyun ısıtılması yerine ısı pompaları ile bir kaynaktan ısıyı taşıyarak su ısıtmak, geleneksel sistemlere göre 2 veya 3 kat daha verimli olabilmektedir.

Isı pompaları toprak, yer altı ve yer üstü suları, çevre havası veya atık ısıyı enerji kaynağı olarak kullanabilir. Kaynağı (hava, toprak, su, vb.) ne olursa olsun tüm ısı pompalarının çalışma prensibi temelde Carnot çevrimine dayanır. Bu çevrimde buharlaştırıcı ve yoğuşturucu adını verdiğimiz iki adet eşanjör, bir adet kompresör ve

genleşme valfi bulunmaktadır. Çevrimdeki dönüşüm bir soğutucu akışkan vasıtasıyla gerçekleşmektedir.

Şekil 1.1'de geleneksel bir ısı pompası şematik resmi görülmektedir. Buharlaştırıcıda (4) ısı kaynağından alınan ısı ile soğutucu akışkan buharlaşır. Gaz halindeki soğutucu akışkan, kompresörde (1) sıkıştırılarak basınç ve sıcaklığının istenilen değerlere gelmesi sağlanır. Soğutucu akışkan yoğuşturucu da (2) yoğuşarak sıvı hale geçerken vermiş olduğu ısı, ısıtılması amaçlanan ortama aktarılır. Genleşme valfinde (3) basıncı düşürülen soğutucu akışkan, yeniden çevrime hazır hale gelir.



Şekil 1.1 Isı pompası sistemi

Hangi enerji kaynağının kullanılacağı ısıtılacak sistemin yerleşimine, kaynağın elverişliliğine ve sürekliliğine bağlıdır. Dış hava en ekonomik enerji kaynaklarındandır. Hava kaynaklı ısı pompası, dış ortam havasındaki enerjiyi çevrime tabi tutarak verimli şekilde iç ortama transfer edilmesini sağlar (Hava bir kanal yardımı ile buharlaştırıcıya gelir, ısısı alındıktan sonra dışarı atılır).

1.2 Literatür Özeti

Günümüzde yıkayıcıların su ısıtma kapasiteleri ve ısıtma performansları düşürülmeden enerji verimlilikleri daha yüksek ürünler üretme ihtiyacı duyulmaktadır. Bu amaçla araştırmacılar yıkayıcı sistemlere yönelik yapılan çalışmalar da enerji verimliliğinin arttırılmasına yönelik farklı parametreleri inceleyerek birçok çalışma yürütmektedirler. Isı pompalı sistemler ile su ısıtma ve sistem optimizasyonu bu çalışmaların en yaygını

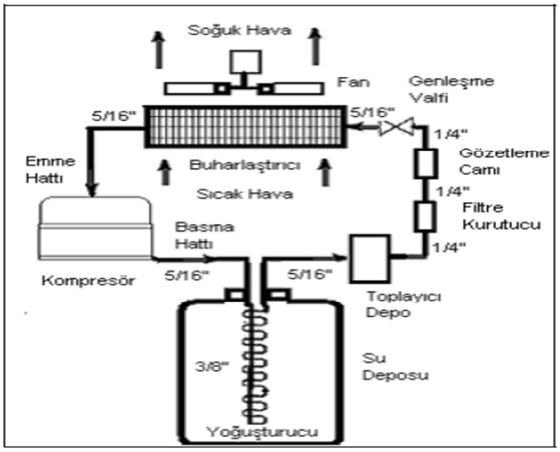
olarak göze çarpmaktadır. Bu sebeple tez kapsamında bu çalışma alanlarından günümüzde kullanımı yaygınlaşan ısı pompalı sistemler incelenmiştir. Bundan yola çıkılarak ısı pompalı sistemlerle su ısıtmanın incelenmesi amacıyla literatürde bir araştırma yapılmıştır. Yapılan literatür araştırmaları sonucunda şu noktalar üzerinde durulmuştur.

- ✓ Hava Kaynaklı Isı Pompalı Sistemler
- ✓ Isı Pompalı Sistemlerde Isı Transfer Etkinliği

1.2.1 Hava Kaynaklı Isı Pompalı Sistemler

Gün geçtikçe geliştirilen hava kaynaklı ısı pompalı su ısıtma sistemlerine örnek olarak su ısıtıcıları verilebilir. Yapılan literatür araştırmalarında hava kaynaklı ısı pompalı su ısıtıcıların sistem performansı, termodinamik analizi ve tasarımları incelenmiştir. Prof. Dr. Ali Güngör ve arkadaşları yaptıkları çalışmada [2] sıcak su üretimi için gereken enerji tüketiminin azaltılmasını sağlayabilecek alternatif bir yöntem olan ısı pompası kullanarak sıcak su üretme tekniğini incelemişler ve sistemin teorik analizi yapıldıktan sonra 80 litrelik su hacmi için tasarım yaparak prototip oluşturmuşlardır. Bu işlemler sonucunda ısı pompası ile su ısıtma işleminin verimliliği ve kullanım süresi boyunca ortaya çıkacak değerlerin uygunluğu bulunmuştur ve sistemin yeterliliği değerlendirilmiştir.

Şekil 1.2'de görüldüğü gibi sistem kompresör, su içinde konumlandırılmış yoğuşturucu, termostatik genleşme valfi ve buharlaştırıcı olmak üzere 4 ana bileşenden oluşmaktadır.



Şekil 1.2 Isı pompalı su ısıtıcı prototip şeması [2]

Suyu ısıtmak için 80 lt hacminde ısı tankı ve yoğuşturucu olarak kullanılmak üzere helisel olarak kıvrılmış 17 metre uzunluğunda, 3/8'' çapında, iç yüzeyi yivli bakır boru kullanılmıştır (Şekil 1.3). İçi yivli boru kullanılarak ısı transfer yüzeyinin arttırılması amaçlanmıştır. Böylelikle düz boruya göre daha kısa boru kullanılabilmiştir.

Şekil 1.3 Sarmal kıvrılmış yoğuşturucu [2]

Şekil 1.4 Sistemde kullanılan fan ve buharlaştırıcı [2]

Sistemin performansını belirlemek için buharlaştırıcı giriş ve çıkışından basınç ölçümü aynı zamanda su ısıtma performansını ölçmek için su giriş ve çıkış sıcaklıkları, su sıcaklık değişimleri, akıtılan sıcak su debisi, sistemin harcadığı elektrik enerjisi değerleri ölçümleri yapılmıştır. Performans deneyleri aşağıda sıralanan beş adımdan meydana gelir.

1) Isıtma periyodu

2) Sıcak su ısıtma performans katsayısının belirlenmesi

3) Referans su sıcaklığının belirlenmesi

4) Bekleme giriş gücünün belirlenmesi

5) Tek akıtmada maksimum kullanılabilir sıcak su miktarının belirlenmesi

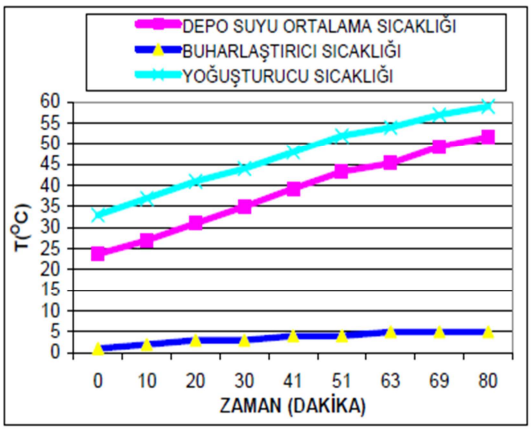
Sistemin ısıtma tesir katsayısı

$$COP_{IP} = \frac{Q_{su}}{W_t} \tag{1.1}$$

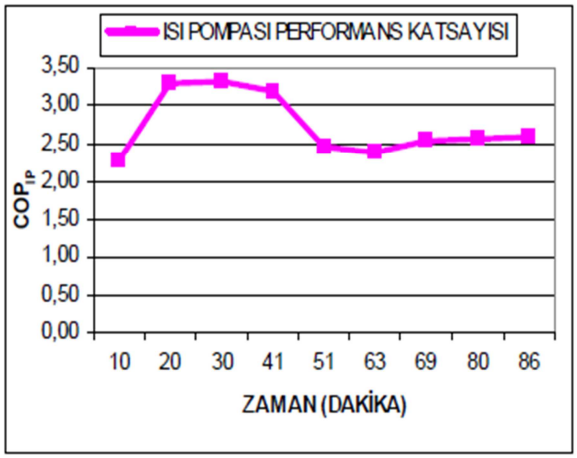
Q_{su} (kJ) depo içerisindeki suyun, başlangıç sıcaklığından son sıcaklığa ulaşana kadar ihtiyaç duyduğu enerjidir. İhtiyaç duyulan bu enerji değeri aşağıdaki denklemden bulunmuştur.

$$Q_{su} = m_{su} * \Delta h_{su} \tag{1.2}$$

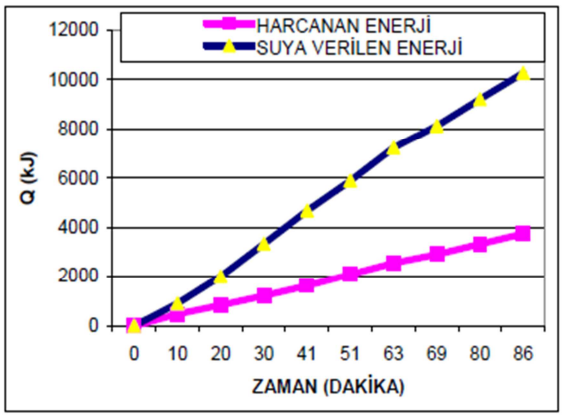
Sistem üzerinde yapılan performans deneyleri sonucu ölçülen ve hesaplanan temel sonuçlar değerlendirilmiştir. Sistemin su ısıtma performansı Şekil 1.5'te, çalışma esnasında ısı pompası ısıtma tesir katsayısı değişimi Şekil 1.6'da, enerji değişimi Şekil 1.7'de verilmiştir.



Şekil 1.5 Isı pompalı su ısıtıcı ısıtma performansı [2]



Şekil 1.6 Isı pompalı su ısıtıcısı su ısıtma periyodu COPIP değişimi [2]



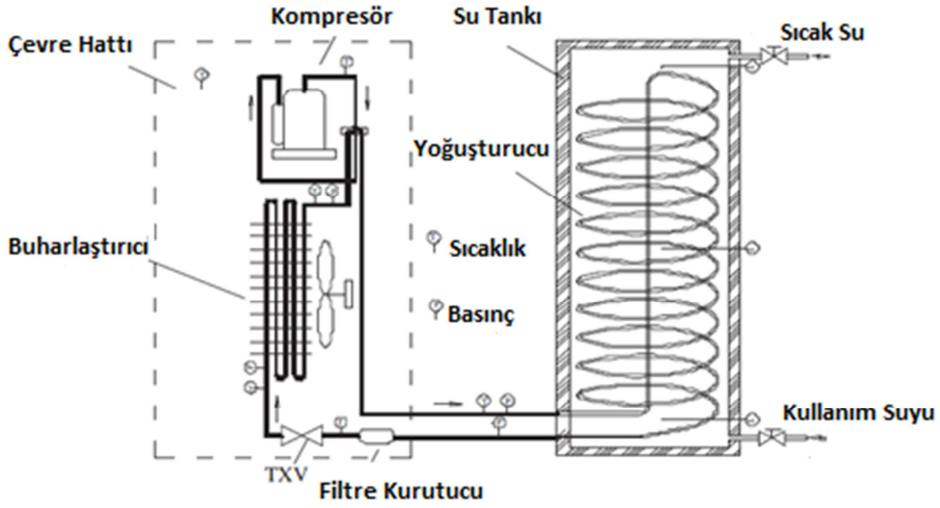
Şekil 1.7 Isı pompalı su ısıtıcısı su ısıtma periyodu enerji değişimi [2]

J.J. Guo ve arkadaşları yaptığı araştırma [3] hava kaynaklı ısı pompalı su ısıtıcının çalışma ve tasarım optimizasyonu için, kurdukları deney düzeneklerinde yaptıkları çalışmaları kapsamaktadır. Öncelikli olarak oluşturulan sistemde su sıcaklığının ve dış hava sıcaklığının soğutma kapasitesine olan etkilerine bakılmıştır. Yaz ve kış mevsimlerinde yapılan deneylerde COP değerleri incelenmiştir. Ortam sıcaklıklarının yükselmesi sıcaklık farkının artmasına yol açtığı için COP 'de iyileşme gözlemlenmiştir.

Çizelge 1.1 Değişken hava ve su giriş sıcaklıklarındaki deneysel olarak elde edilen ve hesaplanan ortalama COP değerlerinin karşılaştırılması [3]

T_a	T_{wi} = 10 °C		Error (%)	T_{wi} = 15 °C		Error (%)	T_{wi} = 20 °C		Error (%)	T_{wi} = 25 °C		Error (%)
	Exp	Sim		Exp	Sim		Exp	Sim		Exp	Sim	
5	3.32	3.45	3.9	3.21	3.33	3.7	3.00	3.10	3.3	2.82	2.91	3.2
15	4.02	4.13	2.7	3.72	3.88	4.3	3.62	3.75	3.6	3.41	3.51	3.0
25	4.80	4.98	3.8	4.60	4.71	2.4	4.31	4.48	4.0	4.01	4.22	5.2
35	5.51	6.00	8.9	5.42	5.64	4.1	5.01	5.31	6.0	4.80	5.04	5.0

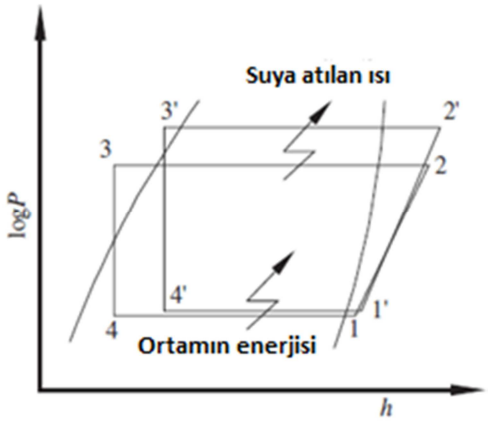
Sistem iç ve dış üniteden oluşmaktadır (Şekil 1.8). Dış ünite; kompresör, filtre kurutucu, termostatik genleşme valfi (TXV) buharlaştırıcıdan oluşmaktadır. Hava kaynaklı ısı pompalı su ısıtıcı sistemindeki diğer ekipmanlar ise su tankı ve kompresördür. Yoğuşturucu sıcak su tankının içerisindedir. Çevre koşullarında hava sıcaklığı 5°C'den 40°C'ye kadar değer alabilir.



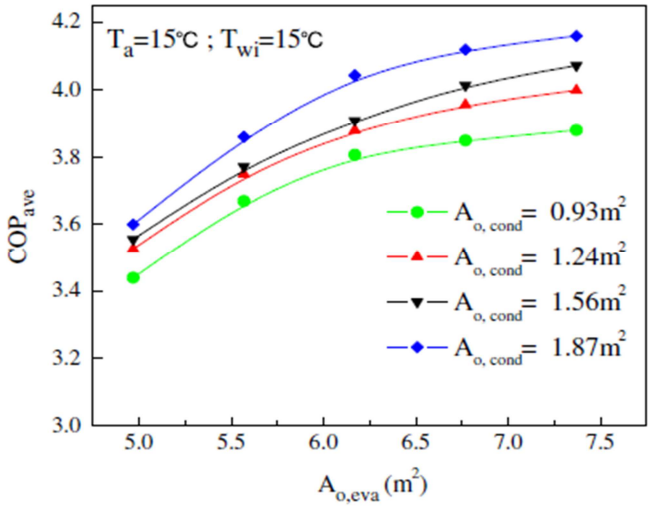
Şekil 1.8 Hava kaynaklı ısı pompalı su ısıtıcı deney düzeneği [3]

Yoğuşturucu ve buharlaştırıcının yüzey alanlarındaki değişimin ısıl performansa etkisine bakılmıştır. Yapılan deneylerde 150 litrelik su tankı içerisindeki su 15°C'den 55°C'ye kadar ısıtılmış ve bu sırada yoğuşturucu ve buharlaştırıcı alanları arttırılmıştır. Bu işlemler sonucunda ortalama COP değerinin de artış gösterdiği gözlenmiştir.

Şekil 1.9'da ideal ısı pompası çalışma prensibi log p-h diyagramında 1–2, 2–3, 3–4 ve 4–1 sırasıyla görülmektedir. Su tankı ısınmaya başladığında ısı pompasının çalışma döngüsü Şekil 9'da görüldüğü üzere 3'–4'-1'-2'-3' şeklinde olur.



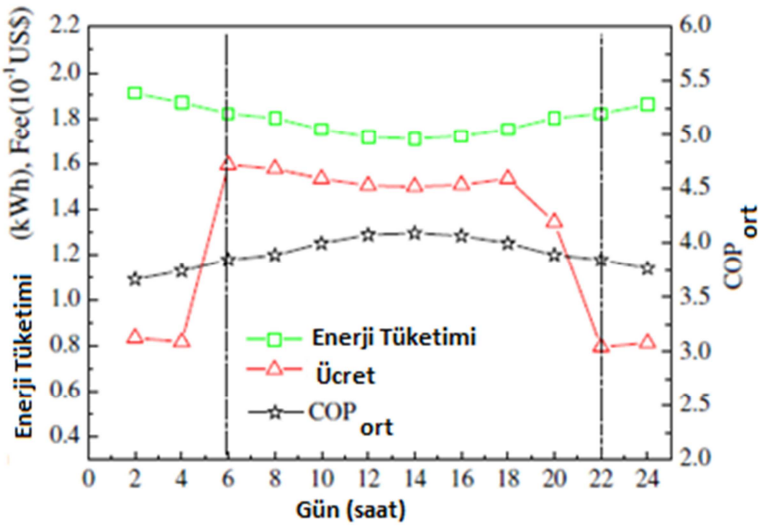
Şekil 1.9 Isı pompasının çalışma döngüsü [3]



Şekil 1.10 Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı alanlarındaki değişimin COP' ye etkisi [3]

Deneyin son kısmında gün içerisinde ısı pompasının kullanmak için en optimum zaman aralığı araştırılmıştır ve 12:00 ve 14:00'ın hem maliyet hem de sıcaklık değerleri açısından en uygun zaman aralığı olduğu görülmüştür.

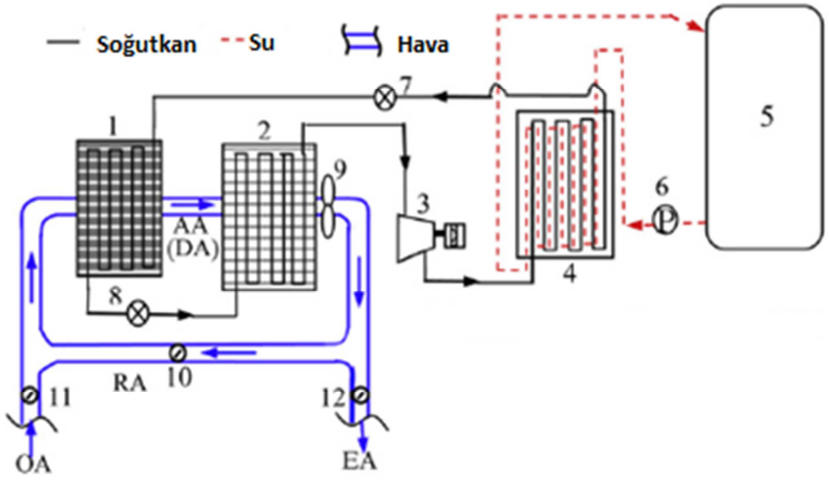
Şekil 1.11'de ise günlere göre ortalama COP'nin, enerji tüketimi ve ücretlerin değişimi görülmektedir.



Şekil 1.11 Enerji tüketimi, ortalama COP ve ücretler (geçiş mevsimi) [3]

Isı pompalı su ısıtma verimli ve ekonomik olması bakımından gelecek vaat eden ve gün geçtikçe yaygınlaşan bir teknolojidir. Buna rağmen ısı pompalı sistemlerdeki en büyük sorun olarak buharlaştırıcı üzerinde meydana gelen buzlanma göze çarpmaktadır. LiZhang ve arkadaşları [4] Hava kaynaklı ısı pompalı su ısıtıcılarda buzlanmanın önlenmesi ile ilgili deneysel incelemeler gerçekleştirmişlerdir. Buharlaştırıcıda buzlanmayı önlemek amacıyla hava kaynaklı ısı pompalı su ısıtıcılı sisteme katı nem tutucu buharlaştırıcı entegre edilmiştir. Aynı zamanda katı nem tutucu buharlaştırıcıda oluşan nemi almak içinde ikinci bir çevrim tasarımı yapılmıştır.

Sistemde ilk olarak buharlaştırıcıya girmeden önce havanın nemi alınmaktadır. Nemi alınan havanın sıcaklığı bir miktar yükselir. Gerçekleştirilen bu işlem ile buzlanma ortadan kaldırılır fakat katı nem tutucuda birikmiş nemin tekrar alınması gerekmektedir.



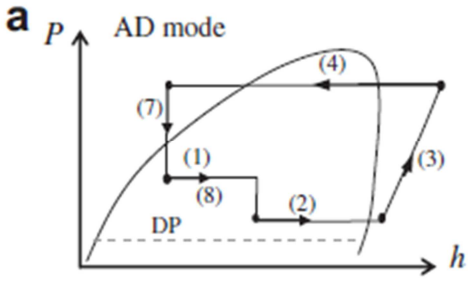
Şekil 1.12 Buzlanma olmayan hava kaynaklı ısı pompalı su ısıtıcının şematik gösterimi [4]

Şekil 1.12'de nem tutucu kaplamalı ısı değiştirici (1), hava kaynaklı ısı değiştirici (2), kompresör(3), su kaynaklı ısı değiştirici (4), su depo tankı (5), pompa (6), kısılma valfleri (7,8), fan (9), valf (10,11,12).

Bu sistem 2 farklı modda çalıştırılabilir: **1.** Adsorbsiyon modu (AD mod), **2.** Desorpsiyon modu (DE mod)

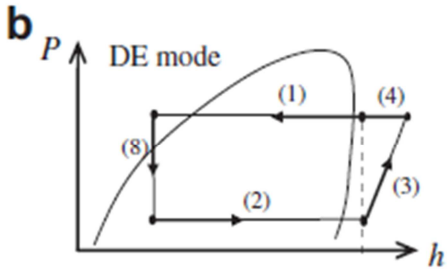
Sistem AD modda çalışırken soğutkan kısılma valfleri(7,8) kontrolünde 2 farklı sıcaklıkta iki buharlaştırıcıda buharlaştırılır. Su kaynaklı ısı değiştirici (4) ile su ısıtılır. 11 ve 12 no'lu valfler açılır 10 no'lu valf kapatılır. 1 ve 2 no'lu ısı değiştiricilerin karşısındaki fan tarafından dış hava (OA) üflenir, sonar atık hava(EA) olarak atılır.

Proses havası iki süreç izler. OA→AA: Dış havanın(OA) 1 no'lu ısı değiştiricide nemi alınır ve kuru hava (AA) olarak 1 no'lu ısı değiştiriciden çıkar. Adsorpsiyon ısısı soğutkanın bir bölümünü buharlaştırmada kullanılır. AA→EA: Kuru hava 2 nolu ısı değiştiriciden geçer ve soğutkan kuru havadan duyulur ısıyı alarak tamamen buharlaşır sonrasında ise atık hava (EA) olarak dışarı atılır. Çünkü Kuru havanın çiğ noktası 1 no'lu ısı değiştiriciye girişte soğutkanın buharlaşma sıcaklığından daha düşüktür. Böylece buz çözdürme işlemi gerçekleştirilebilir. Nem tutucunun nem miktarı oldukça yüksek olduğunda nem tutucunun buhar kısmi basıncı dış havaya göre daha yüksek olur, bu yüzden nem tutucu rejenere edilmelidir. Bu işlem ise desorpsiyon modunda (DE) gerçekleştirilir.



Şekil 1.13 Soğutucu akışkanın p-h diyagramı [4]

Desorpsiyon modunda (DE mod) 7 no'lu kısılma valfi açılır ve 8 no'lu valf kapatılır. Benzer şekilde 10 no'lu valf açılır, 11 ve 12 no'lu valfler kapatılır. Kompresör (3)'den çıkan soğutkan 4 no'lu ısı değiştiricide ısıtılır ve sonra nem tutucunun rejenarasyonu için geri dönüş havasını (RA) ısıtır. Sonuç olarak RA ısıtılmış ve nemlendirilmiş olur. (RA→DA) Sıcak ve nemli hava (DA) 2no'lu ısı değiştiriciden geçirilerek soğutkan buharlaştırılır aynı zamanda (DA) soğutulmuş ve nemsizleştirilmiş (RA) olur. (DA→ RA) Rejenerasyon prosesi ile toplam ısı yükü nem tutucunun içerisine aktarılır. DE modundayken soğutkan sıcaklığı 0°C'yi geçmelidir.

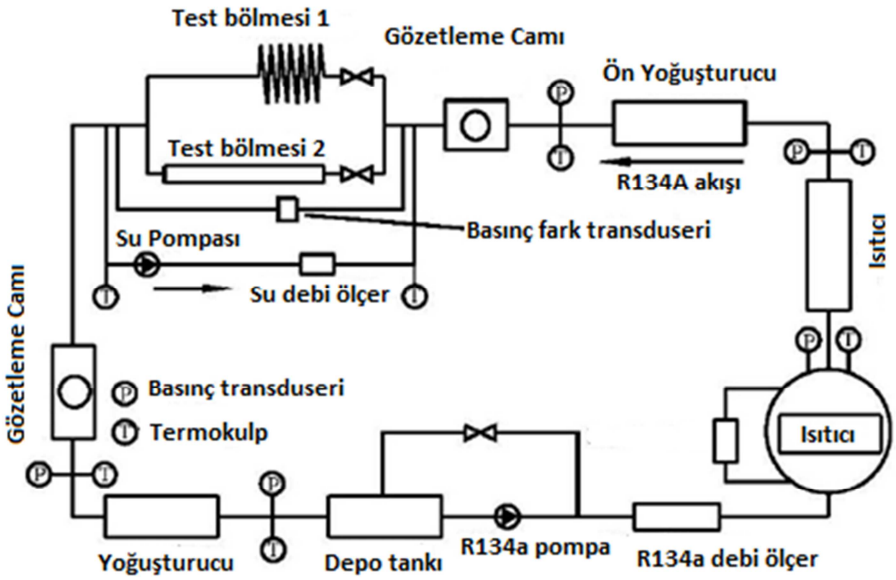


Şekil 1.14 Soğutucu akışkanın p-h diyagramı [4]

Sonuç olarak hesaplamalar göstermiştir ki COP değerlerinin karsız sistemde sıcak gaz kar çözme sistemine göre %25-30 daha iyi çıkmaktadır. DE modunda buharlaştırıcı ve nem tutucu kaplamalı ısı değiştirici arasında geri dönüş havası ile nem tutucunun rejenere edilmesi yüksek sistem performansı sağlamaktadır. DE modunda geri dönüş havasının rejenerasyonu ile su veya herhangi başka bir akışkan kullanmadan ısıtma sağlanır. Buzlanmanın önlenmesine yönelik yapılan bu çalışma ısı pompalı su ısıtıcıların soğuk iklim bölgelerinde de yaygınlaşması açısından büyük bir öneme sahiptir. Soğuk iklim bölgelerinde sistem performansını etkileyen en önemli etkenin katı nem tutucunun bu sıcaklıklardaki nem tutma kapasitesi olduğu vurgulanmaktadır.

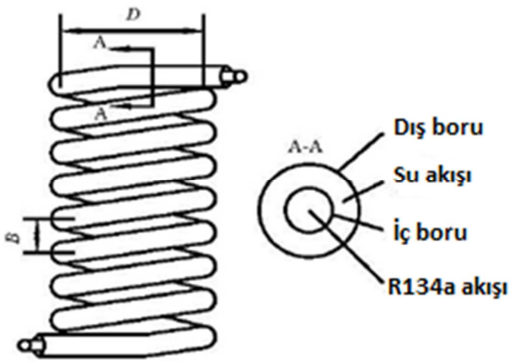
1.2.2 Helisel Borulu Isı Değiştiricilerde Yoğuşmada Isı Transferi İncelemeleri

Düz borularda çift faz durumunda ısı transferi için pek çok makale yayınlanmıştır fakat helisel borular için çok fazla yayın bulunmamaktadır. SHAO Li ve arkadaşları [5] helisel borulu ısı değiştiricilerde yoğuşma esnasında meydana gelen ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler üç doyma sıcaklığında gerçekleştirilmiştir (35 ℃, 40 ℃ ile 45 ℃) soğutkan kütle akısı 400 kg/$m^2 s$ ve 100 kg/$m^2 s$ arasında değişmekte olup ve kuruluk derecesi 0.1 ve 0.8 arasında değişen değerlere sahiptir. Aynı zamanda deneylerde kuruluk derecesinin ve R134 A kütle akısının ısı transfer katsayısına etkisi incelenmiştir. Deneysel sonuçlar sarmal ve düz borular için literatürde mevcut olan veriler ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 1.15 Deneyin şematik gösterimi [5]

Test bölmesi 1'de gösterilen helisel borular Şekil 1.16'da ayrıntılı olarak görülmektedir. A-A kesitinde de görüldüğü üzere iç borulardan R134A soğutucu akışkanı geçerken dıştan su geçmektedir.



Şekil.1.16 Test bölmesinde bulunan helisel boruların şematik gösterimi [5]

Yapılan ısıl hesaplamalarda aşağıdaki denklemler önerilmektedir:

hi =R134A akışkanının aktığı iç borudaki ısı transfer katsayısı

$$hi = \frac{Ao}{Aiç}\left[\frac{1}{Uo} - \frac{1}{ho} - \frac{do*\ln\frac{do}{di}}{2kw}\right]^{-1} \quad (1.3)$$

ho=Su tarafı ısı transfer katsayısı (Wilson Plot tekniğine göre hesaplanmıştır.)

Not: Kirlenme etkisi ihmal edilmiştir.

Uo=Toplam ısı transfer katsayısı

$$Uo = \frac{Qo}{Ao * \Delta Tlmtd} \tag{1.4}$$

Su ve soğutkan için $\Delta Tlmtd$ şu şekilde tanımlanmıştır:

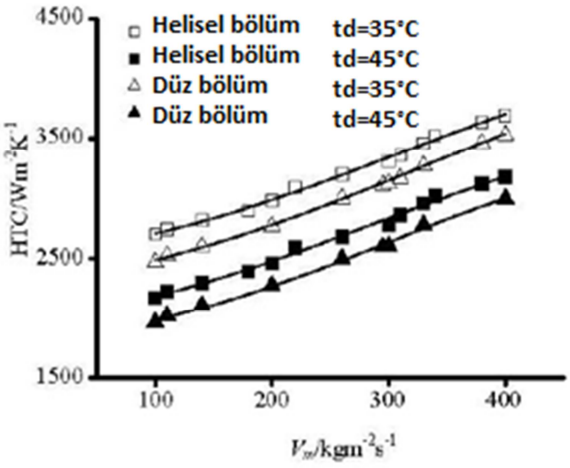
$$\Delta Tlmtd = \frac{(tsat - tin) - (tsat - tout)}{\ln[\frac{tsat - tin}{tsat - tout}]} \tag{1.5}$$

t_{sat}:R134A doyma sıcaklığı,t_{in}: Suyun test bölmesine giriş sıcaklığı,t_{out}: Suyun test bölmesinden çıkış sıcaklığı, suya olan ısı transferi Q olarak tanımlanmıştır.

$$Qo = q_{vw} * \rho_w * c_{pw} * (tout - tin) \tag{1.6}$$

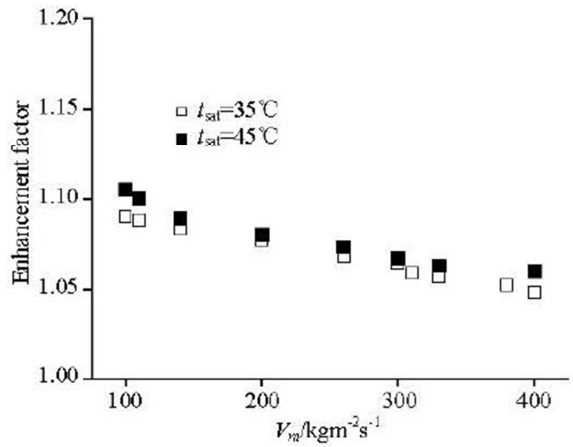
$$Qf = mf * \Delta h \tag{1.7}$$

Soğutkan sıcaklıkları yoğuşturucuda 35°C, 40°C, 45°C'de iken soğutkan debisi 100 kg/$m^2 s$'den 400 kg/$m^2 s$'e arttırılmış kuruluk derecesi ise 0,1 den 0,8'e kadar değiştirilmiştir ve yapılan deney sonuçları ile elde edilen ısı transfer katsayıları düz boru ile karşılaştırılmıştır. Helisel boruda düz boruya göre R 134A debisinin artışının ısı transfer katsayısını daha çok arttırdığı görülmüştür (Şekil 1.17).



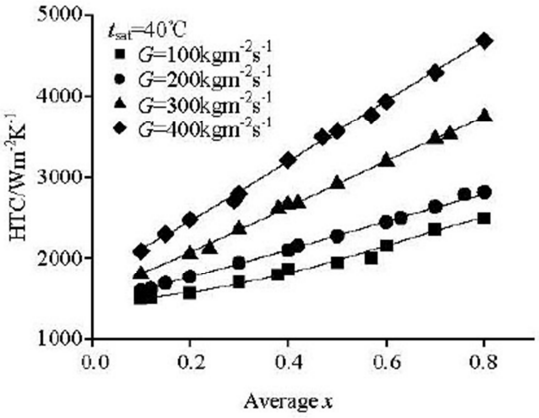
Şekil.1.17 Soğutkan debisine karşılık ısı transfer katsayısı değişimi [5]

Soğutkan debisi sabitken iyileştirme etkisine bakıldığında ise doyma sıcaklığı 45°C iken 35C°'ye göre daha iyi sonuçlar alınmıştır (Şekil 1.18). Soğutkan debisinin artmasıyla birlikte ısı transfer iyileştirme katsayısının azaldığı görülmektedir. Aynı zamanda iyileştirme faktörünün kuruluk derecesinden bağımsız olduğu belirlenmiştir.



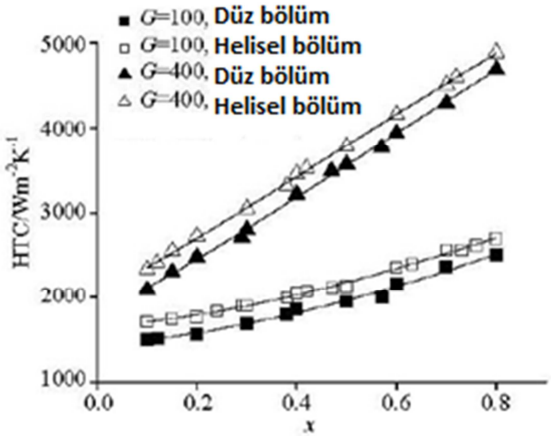
Şekil 1.18 Soğutkan debisine karşılık iyileştirme faktörü [5]

Sabit kuruluk derecesinde soğutkan debisi arttırıldığında ısı transfer katsayısının arttığı ayrıca kuruluk derecesi arttıkça ısı transfer katsayısının hem düz boruda hem helisel boruda arttığı gözlenmiştir (Şekil 1.19).



Şekil 1.19 Kuruluk derecesine karşılık ısı transfer katsayısı eğrisi [5]

Helisel boruda düz boruya oranla ısı transfer katsayısının daha yüksek olduğu görülmüştür.

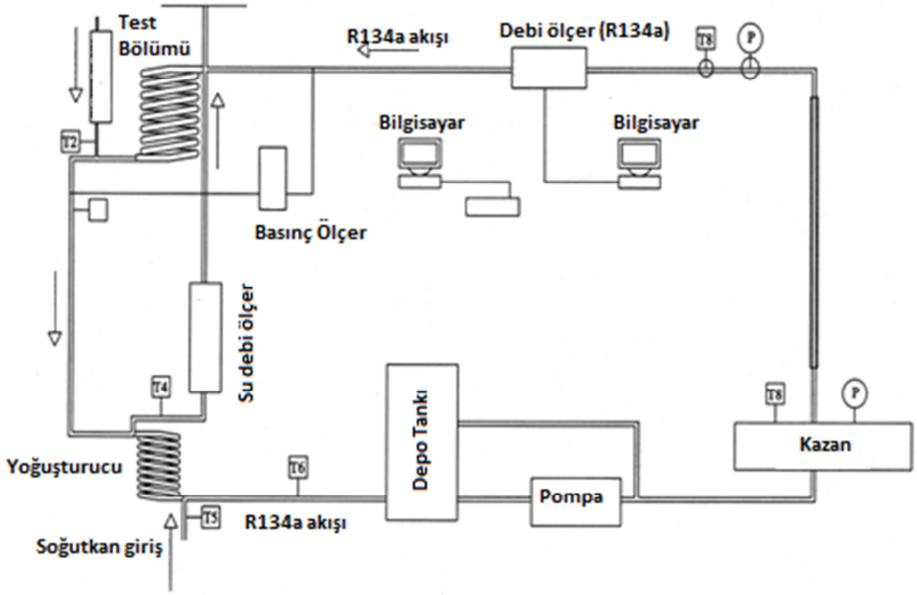


Şekil 1.20 Kuruluk derecesine karşılık düz ve helisel borularda ısı transfer katsayısı değişimi[5]

Ortalama ısı transfer katsayısı hem düz hem de helisel boruda kuruluk derecesi ve soğutkan debisi arttıkça artmaktadır. Helisel boruda düz boruya göre bu katsayı %4 ila %13,8 arasında değişen yüzdelerde daha fazladır.

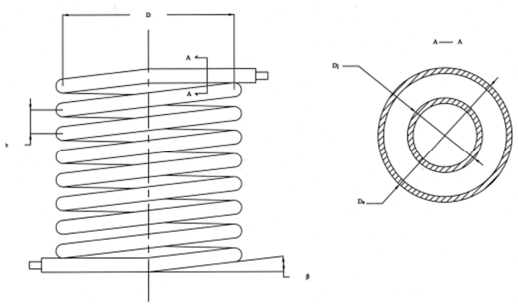
H.J. Kang ve arkadaşları [6] R134a akışkanı kullanılan helisel borularda yoğuşma ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiğini incelemek amacıyla test düzeneği (Şekil 1.21) oluşturmuşlardır. Kurulan düzenekte R134a kütle akısı 100-400 kg/$m^2 s$ suyun Reynold Sayısı Re_w=1500-9000, sistem sıcaklığı 33°C'de, boru yüzey sıcaklığı 12°C ve 22°C'de ısı transferindeki değişimleri görmek için deneyler yapılmıştır. Korelasyonlar

önerilmiştir önerilen bu korelasyonlar yukarıda belirtilen Re_w aralıkları ve kütle akısı aralığı için geçerlidir.



Şekil 1.21 Test düzeneği [6]

Sistem soğutkan ve su olmak üzere iki döngüden oluşmaktadır. Sıcaklık ve basınç ölçüm yerleri şekil 1.21'de görülmektedir. Test bölmesindeki helisel borular Şekil 1.22'de ayrıntılı olarak yer almaktadır. İç ve dış boruların her ikisi de bakırdır. İç boru çapı 12,7 mm dış boru çapı ise 21,2 mm'dir. Halka çapı ise 177,9 mm'dir. Helisel boru adımı 34,9 mm'dir. Toplam 10 dönüş bulunmaktadır. Deney düzeneğinde E ve T tipi termokulplar kullanılmıştır. 20°C ve 60°C arasındaki sıcaklıklarda 0,1°C hassasiyetle kalibrasyon yapılmıştır.



Şekil 1.22 Test bölümü [6]

R134a'dan suya transfer edilen ısıyı bulmak için aşağıdaki denklem kullanılmıştır.

$$Q = F_W \rho_W Cp_w (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (1.8)$$

Newton'un soğuma kanunlarını temel alarak toplam ısı transfer katsayısı şu şekilde bulunabilir.

$$Q = H_O A \Delta T_m = F_W \rho_W Cp_w (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (1.9)$$

(1.9) no'lu denklemden toplam ısı transfer katsayısı 'H_O' çekilirse:

$$H_O = \frac{F_W \rho_W Cp_w (T_{w,out} - T_{w,in})}{A \Delta T_m} \quad (1.10)$$

$\Delta T_m \rightarrow logaritmik\ sıcaklık\ farkı$

İki fazlı rejimde logaritmik sıcaklık farkı denklem (1.11)'e göre hesaplanmıştır.

$$\Delta T_m, two = \frac{(Tf,s - Tw,in) - (Tf,s - Tw,turn)}{\ln(\frac{Tf,s - Tw,in}{Tf,s - Tw,turn})} \quad (1.11)$$

Tek fazlı rejimde logaritmik sıcaklık farkı denklem (1.12)'e göre hesaplanmıştır.

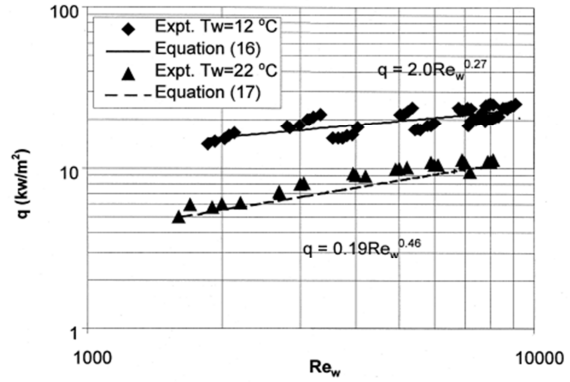
$$\Delta T_m, single = \frac{(Tf,s - Tw,turn) - (Tf,out - Tw,out)}{\ln(\frac{(Tf,s - Tw,turn)}{Tf,out - Tw,out})} \quad (1.12)$$

Toplam ısı transfer katsayısından yola çıkarak R134A ısı transfer katsayısı denklem (1.13)'e göre hesaplanmaktadır.

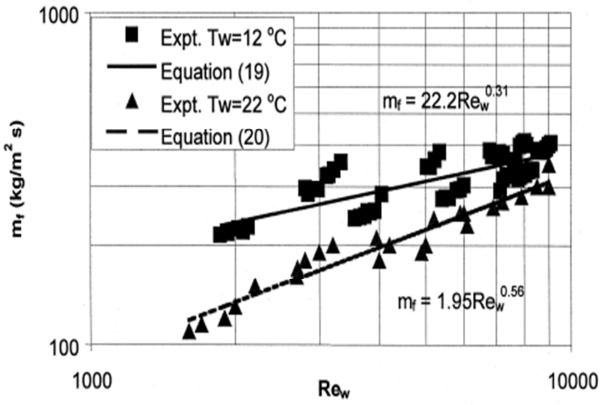
$$\frac{1}{H_f} = \frac{1}{H_o} - \frac{1}{H_w} - R_t \quad (1.13)$$

Su tarafında Reynold sayısı Rew arttırıldığında (T_{duvar} =12°C ve 22°C$'de$ Ts=33°C$'de$) ortalama ısı akısında artış Şekil 1.23'te görülmektedir. Isı akısı aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$q = \frac{Q}{\pi din,2L} \quad (1.14)$$

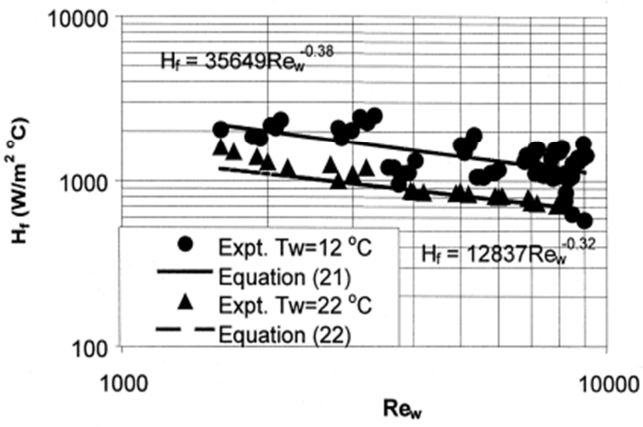


Şekil 1.23 İç boru yüzeyindeki ortalama ısı akısı ve su tarafı Reynold sayısı arasındaki ilişki[6]



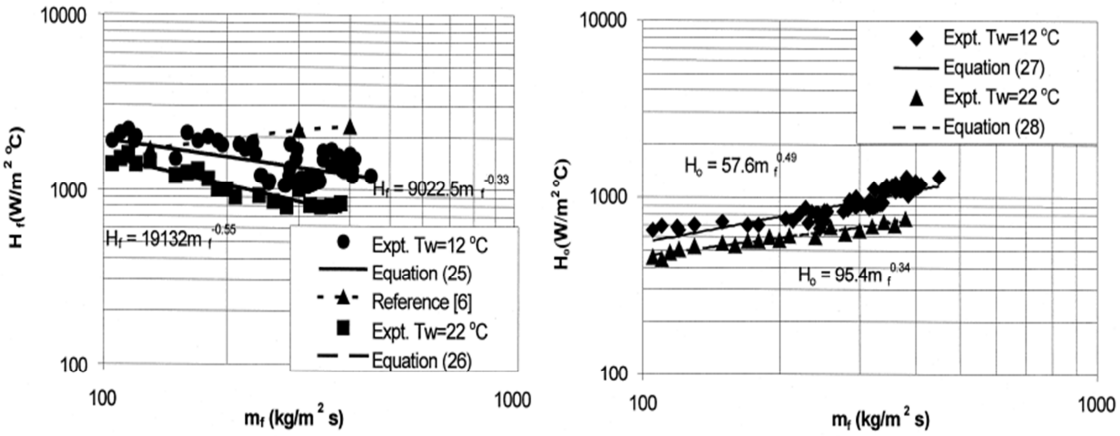
Şekil 1.24 Çeşitli R134a kütle akılarında ve su tarafı Reynold sayısının değişimi [6]

Şekil 1.23 ve 1.24'te Re_w arttıkça ısı akısının ve soğutkan kütle akısının arttığı görülmektedir.



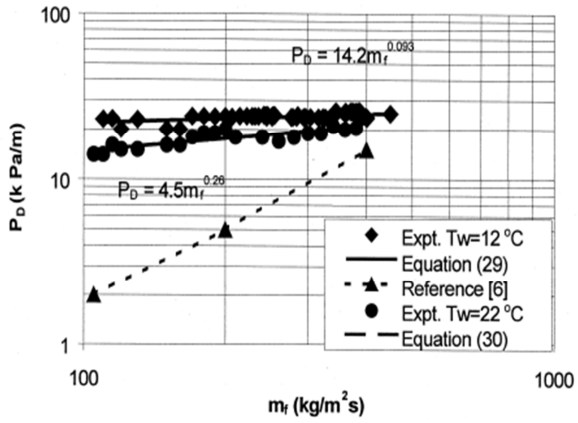
Şekil 1.25 Sudaki Reynold sayısının soğutkan tarafında ısı transfer katsayısına etkisi [6]

Su tarafında Reynold sayısı arttıkça ($Re_w\uparrow$) R134A ısı transfer katsayısının azaldığı görülmektedir.



Şekil 1.26 Soğutkan debisinin soğutkan ve toplam ısı transfer katsayısına etkisi [6]

Şekil 1.26'da sırasıyla soğutkan debisi arttığında soğutkan tarafı ısı transfer katsayısının azaldığı toplam ısı transfer katsayısının ise arttığı görülmektedir.



Şekil 1.27 Soğutkan kütle akısına bağlı olarak basınç düşümü fonksiyonu [6]

Şekil 1.27'de Soğutkan debisi arttığında basınç düşümünün de yavaşça arttığı görülmektedir.

Sonuç olarak Kütle akısının artmasıyla birlikte R134a yoğuşması sırasında toplam ısı transfer katsayısı artarken R134a tarafında ısı transfer katsayısının azaldığı görülmüştür. Bununla birlikte basınç düşümünün de yavaşça arttığı gözlenmiştir.

1.3 Tezin Amacı

Tez çalışması kapsamında su ısıtmada kullanılan elektrikli ısıtıcıya alternatif oluşturacak ısı pompası sistemi incelenmiştir. Sıcak su gereken konvensiyonel sistemlerde su, elektrikli ısıtıcı ile ısıtılmaktadır. Elektrikli ısıtıcılar verimine bağlı olarak yaklaşık ortama verilmek istenen ısı miktarı kadar enerji harcamaktadır (Sistem verimi yaklaşık 1). Su ısıtmada elektirikli ısıtıcıya alternatif olarak düşünülen ısı pompalı sistemde ise harcanan enerjiye ek olarak ortamdan çekilen ısı yoğuşturucu üzerinden atıldığından COP 1'in üzerinde olmaktadır. Bu yüksek lisans tezinde sıcak su eldesi için kullanılan ısı pompası sistemi içerisindeki buharlaştırıcının sıcaklığı ve hava debisi değerlerinin incelenmesi amaçlanmıştır. Böylece soğutma çevrimi çalışma veriminin, buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisine bağlı değişimleri tespit edilebilecektir. Bu amaçla deneyler sonucunda tespit edilen enerji tüketimleri tasarım noktası enerji tüketim miktarına oranlanarak ifade edilmiştir. Ayrıca soğutma çevriminde kullanılan komponentlerin enerji tüketimleri belirlenerek incelenen parametre değişimlerine bağlı olarak sistemde toplam enerji tüketiminin minimum olduğu durum tespit edilebilecektir.

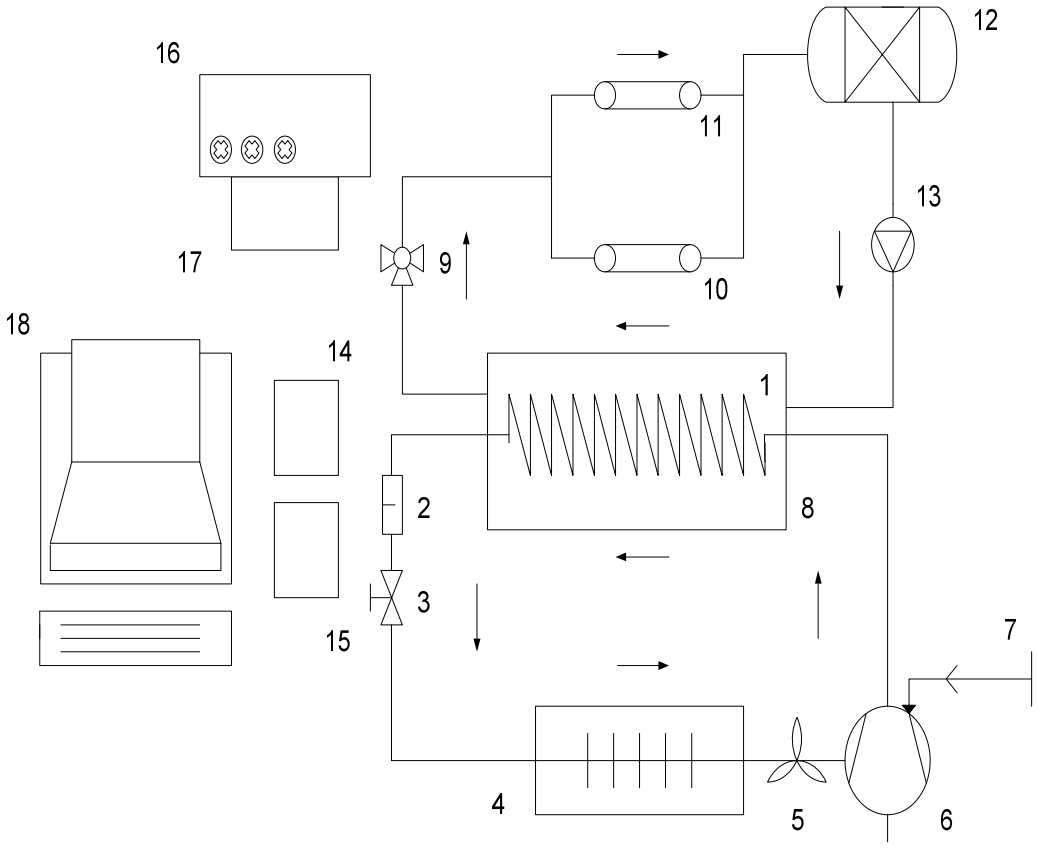
1.4 Hipotez

Yıkayıcılarda su ısıtma amacıyla kullanılan ısı pompası sisteminde enerji tüketimini etkileyen birçok parametre kurulan deney düzeneği ile incelenmiştir. Yapılan çalışmada oransal olarak ifade edilen enerji tüketiminde buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisi parametreleri belirleyici parametreler olmaktadır. Buharlaştırıcı sıcaklığının artması enerji tüketim oranını arttırmaktadır. Enerji tüketim oranının artması sistemin enerji tüketiminde artış olduğunu göstermektedir. Hava debisindeki artış ve buharlaştırıcı sıcaklığındaki azalış ile birlikte su ısınma süresi kısalmakta bu durum enerji tüketiminin azalış yönünde eğilim göstermesine sebep olmaktadır. Oluşturulan model ile enerji tüketim oranı belirlenerek farklı buharlaştırıcı sıcaklıkları ve farklı hava debilerinde enerji tüketiminde artış veya azalışın olduğu koşullar tespit edilebilecektir.

BÖLÜM 2

DENEY DÜZENEĞİ

Tez çalışması kapsamında parametrik çalışmaların gerçekleştirilebileceği bir deney düzeneği oluşturulmuştur. Deney düzeneğinde gerçekleştirilen deneylerde ısı pompalı yıkayıcılarda su ısıtma performansını etkileyen parametreler incelenmiştir. Şekil 2.1'de görülen deney düzeneği kurulmuştur. Çizelge 2.1'de ise deney düzeneği donanım listesi yer almaktadır.



Şekil 2. 1 Deney düzeneği şeması

Çizelge 2.1 Deney düzeneği donanım listesi

No	**Komponent Adı**
1	Yoğuşturucu
2	Drayer
3	Kısılma Vanası
4	Buharlaştırıcı
5	Fan
6	Kompresör
7	Kompresör Şarj Hattı
8	Su Haznesi
9	Üç Yollu Vana
10	Proses 1
11	Proses 2
12	Su Tankı
13	Sirkülasyon Pompası
14	Basınç Transduseri için DC Güç Kaynağı
15	Fan için DC Güç Kaynağı
16	Veri Toplama Sistemi
17	Data Logger
18	Bilgisayar

Deney düzeneğinde kullanılan ekipmanlarla ilgili detaylı bilgi aşağıda verilmektedir.

2.1 Isı Pompası Sistemi

2.1.1 Yoğuşturucu

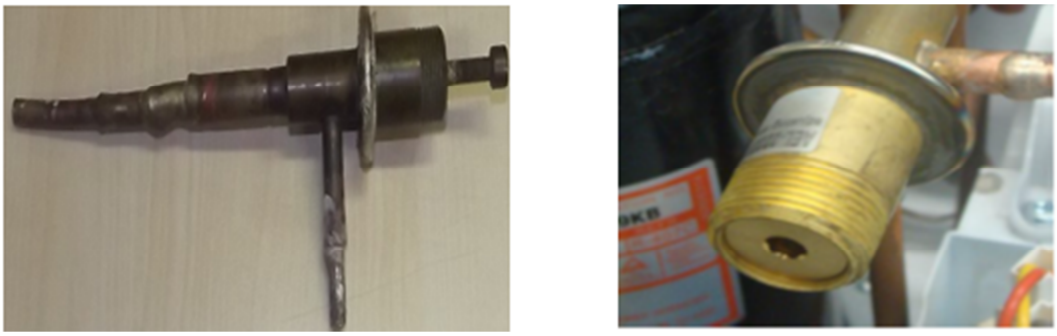
Suyun ısıtılması amacıyla soğutkandan suya ısı transferinin gerçekleştirilebilmesi için bir su haznesi ve yoğuşturucu kullanılmıştır. Su haznesi içerisine yerleştirilen yoğuşturucu yüzeyi ile su hattında kullanılan suya ısı transferi gerçekleştirilecektir. Sistemin elemanlarından su ısıtma görevini gerçekleştirecek olan yoğuşturucunun sistem içerisinde kısıtlı yerleşim alanı göz önüne alındığında sarmal yapıda olması uygun bulunmuştur. Sistemde kullanılan yoğuşturucu Şekil 2. 2'de görülmektedir.

Şekil 2.2 Sarmal yoğuşturucu

Sarmal yapıdaki yoğuşturucu 6 mm çapında bakır borudan oluşmaktadır. Toplam boru yüzey alanı 0.14 m^2dir. Sarmal boruların içerisinden R134a soğutucu akışkanı geçmekte olup dıştaki haznede su akışı olmaktadır. R134a ve su çapraz akışlı olarak akmaktadır.

2.1.2 Kısılma Vanası

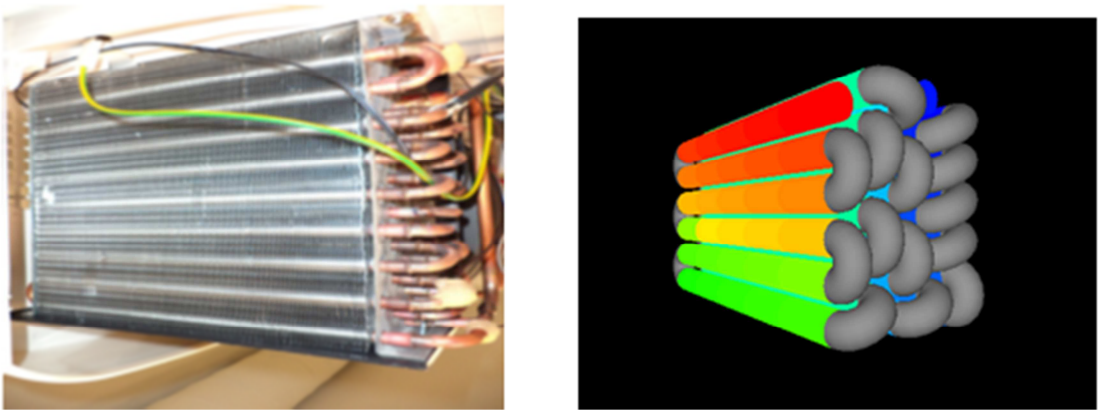
Sistemin ısıtma ve soğutma kapasitelerini değiştirmek için Şekil 2.3'te gösterilen iğne vana kullanılmıştır. İğne vana akış kesit alanı üzerinde basınç düşümü için yerel bir direnç oluşturmaktadır. Bu direnç vana açıklık oranı değiştirilerek ayarlanmaktadır. Deneyler sırasında vana açıklığı değiştirilerek buharlaştırıcı sıcaklıkları program üzerinden kontrol edilmektedir. Bu iğne vana sayesinde buharlaştırıcı sıcaklıkları istenilen değerlere ayarlanmaktadır. Çıktı olarak yoğuşturucu sıcaklıkları değişimi ve enerji tüketimi değişimleri incelenmiştir.



Şekil 2.3 İğne vana

2.1.3 Buharlaştırıcı

Ortamdan çekilen ısının R134a soğutucu akışkanına aktarımı boru-kanat tipi bir buharlaştırıcı (Şekil 2.4) ile gerçekleştirilmektedir. Buharlaştırıcı bir hava kanalı içerisinde bulunmaktadır. Buharlaştırıcıda farklı buharlaşma sıcaklıkları için deneyler gerçekleştirilmiştir. Böylece buharlaşma sıcaklığının su ısıtma süresine ve ısı pompası sistemi çalışma verimine etkisi incelenmiştir.



Şekil 2.4 Boru kanat tipi buharlaştırıcı

2.1.4 Fan

Fan ile buharlaştırıcı üzerinde zorlanmış hava akışı oluşturulmaktadır. Deneylerde ADDA marka ADO912DS-A70GL model DC kare fan kullanılmıştır. Fan devri 8V-15V arasında değiştirilerek hava debisindeki değişimin ısı pompalı su ısıtma sisteminin çalışma verimine etkisi incelenmiştir. Sistemde kullanılan fan Şekil 2.5'te gösterilmiştir.

Şekil 2.5 DC kare fan

Deney düzeneğinde Hitachi marka BSD104DV-H3AX model rotary kompresör kullanılmıştır. Ashrea T (Buharlaşma sıcaklığı:7,2°C, Yoğuşma Sıcaklığı:54,4°C) şartlarında kompresörün soğutma kapasiteleri Çizelge 2.2'de verilmiştir.

Çizelge 2.2 Kompresörün özellikleri

Marka	**Model**	**Soğutma Kapasitesi (W)**	**COP**
Hitachi	BSD104DV-H3AX	1183	2,99

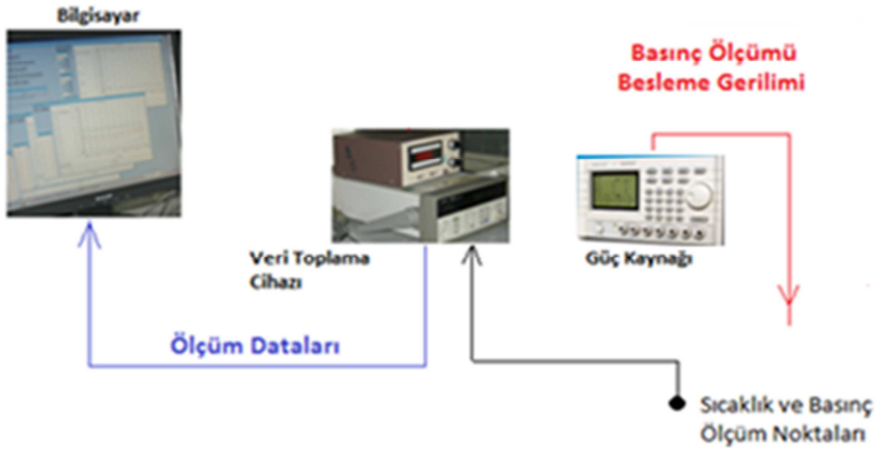
Şekil 2.6 Kullanılan kompresör (Hitachi)

2.2 Kontrol Sistemi

Deney şartlarını kontrol etmek ve bu şartlarda deney rejim halinin sürdürülmesi için bir takım kontroller uygulanmaktadır. Kontroller bilgisayar üzerinden VEE ve VTS (Veri Toplama Sistemi) programıyla yapılmaktadır. Önceden tanımlanmış deney şartları veya kullanıcının deney sırasında seçeceği parametreler doğrultusunda deneyler kontrol edilmektedir.

2.2.1 VEE Programı

Deney düzeneğinde yapılan ölçümlerin takibinin yapılması ve kaydedilmesi ve komponentlerin kontrolü için VEE programı kullanılmaktadır. Veri toplama cihazı deney süresince sıcaklık ve basınç bilgilerini sayısal veri haline getirerek 5 sn'de bir bilgisayara (Şekil 2.7) aktarmaktadır.



Şekil 2.7 Veri toplama sistemi

Veri Toplama sisteminde toplam 30 kanaldan veri alınmaktadır. Bu kanallar Çizelge 2.3'te listelenmiştir.

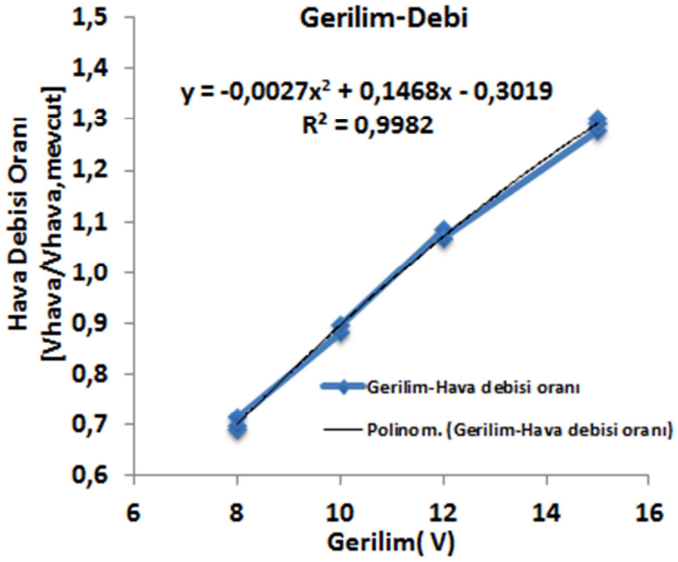
Çizelge 2.3 Veri toplama kanal listesi

Buharlaştırıcı giriş	TC	Sirkülasyon su giriş	TC
Buharlaştırıcı 2.pas	TC	Hava buharlaştırıcı giriş	TC
Buharlaştırıcı 3.pas	TC	Hava buharlaştırıcı giriş 2	TC
Buharlaştırıcı 3.sıra 2.pas	TC	Hava buharlaştırıcı çıkış	TC
Buharlaştırıcı 3.sıra 3.pas	TC	Hava buharlaştırıcı çıkış 2	TC
Buharlaştırıcı son sıra 5.pas	TC	ortam üst	TC
Buharlaştırıcı son sıra 4.pas	TC	ortam sol	TC
Buharlaştırıcı son sıra 3.pas	TC	Dış yoğuşturucu giriş	TC
Buharlaştırıcı son sıra 2.pas	TC	Dış yoğuşturucu çıkış	TC
Buharlaştırıcı son sıra 1.pas	TC	İç yoğuşturucu çıkış	TC
Buharlaştırıcı çıkış	TC	Yoğuşturucu giriş	TC
Kompresör giriş	TC	İç yoğuşturucu giriş	TC
Kompresör kafa	TC	Bt yoğuşturucu çıkış (db)	BT
Dryer çıkış	TC	Bt kompresör çıkış (yb)	BT
İğne vana çıkış	TC	Sirkülasyon su çıkış	TC

2.2.2 Hava Debisi Kotrolü

Kurulan deney düzeneğinde hava debisinin ısı pompası çalışma verimine etkisi değişken bir parametre olarak incelenmektedir. Sistem içerisinde DC gerilim ile çalışan bir fan motoru kullanılmaktadır. Fan motoruna uygulanan gerilim değeri değiştirilmesi durumunda fan hızı değişmekte olup buna bağlı olarak hava debisi değiştirilebilmektedir. Deney sistemindeki fan motoru gerilimi DC güç kaynağı ile kontrol edilmektedir.

Fan-buharlaştırıcı gurubu hava tüneline bağlanmıştır. Fan motoru farklı hızlarda döndürülerek hava tünelinde hava debisi ölçümleri yapılmıştır. Fan motoruna uygulanan gerilim değerine göre hava debisi 0,8 1 ve 1,5 oranları (hava debisinin tasarım noktasına göre oranı) arasında kontrol edilmektedir. Şekil 2.8'de fan motoruna uygulanan gerilime karşılık elde edilen hava debisi değerlerinin tasarım noktasındaki hava debisine göre oranlanmış değerleri görülmektedir.



Şekil 2.8 Hava debisi fan motoruna uygulanan gerilim ilişkisi

2.3 Ölçüm Elemanları Kalibrasyonu

Yapılan deney çalışmalarında kullanılan ölçüm elemanlarının ölçüm hatalarını azaltmak ve toplam belirsizliklerini analiz etmek amacıyla kalibrasyon yapılmıştır.

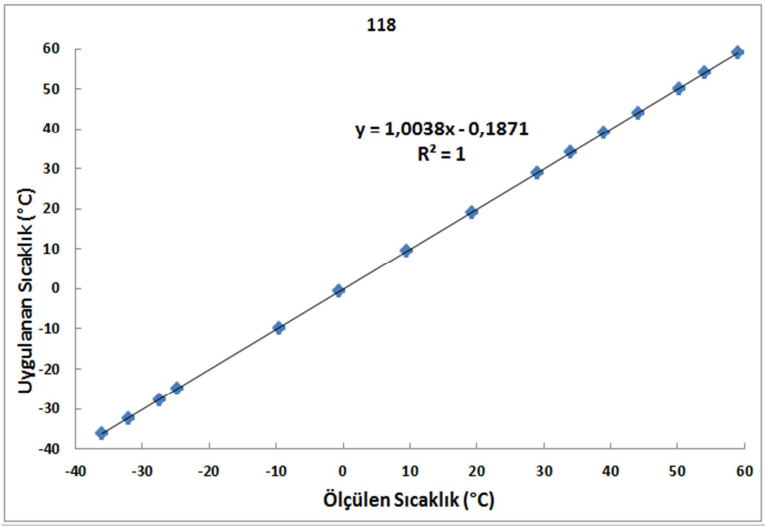
Ölçüm sistemi elemanlarının okuduğu değerleri o ölçüm şartında bilinen gerçek değere göre düzeltme işlemine kalibrasyon adı verilir. Bu amaçla ölçülen değerlerin bilinen gerçek değerlere karşılık eğrileri çizdirilmektedir. Kalibrasyon sonucunda elde edilen

$y = ax + b$ fonksiyonundaki katsayılar kullanılarak bilgisayara aktarılan ölçüm verileri düzeltilmektedirler [7].

Deney düzeneğinde kullanılan termokupl ve basınç transdüserleri için yapılan kalibrasyon sonuçları EK A'da görülmektedir.

2.3.1 Sıcaklık Ölçüm Elemanları Kalibrasyonu

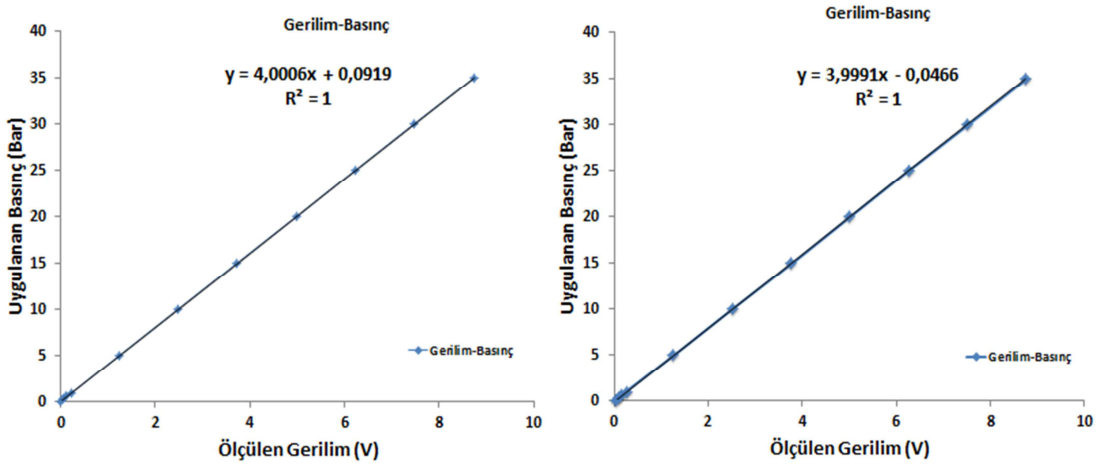
Daha önceden kalibre edilmiş referans bir RTD ve su banyosu kullanılarak termokulp kalibrasyonu gerçekleştirilmiştir. Kalibrasyonu yapılacak olan termokulplar ve referans RTD su banyosu içerisine yerleştirilmiştir. Su banyosu sıcaklığı değiştirildiğinde referans RTD' nin ölçtüğü sıcaklık değerlerine karşılık termokulp ile ölçülen değerler kıyaslanmıştır. Böylelikle her ölçüm elemanı için kalibrasyon eğrisi çıkarılmıştır. Kalibrasyon işlemi -5 °C ile 60 °C arasında yapılmıştır. Ölçüm işlemleri sırasında banyo sıcaklığının sabit değere ulaşması beklenmiştir ve her ölçüm noktasında en az 30 ölçüm değeri alınmıştır. Şekil 2.9'da kalibrasyonu gerçekleştirilen bir termokupl kalibrasyon eğrisi görülmektedir.



Şekil 2.9 Termokupl kalibrasyon eğrisi

2.3.2 Basınç Ölçüm Elemanları Kalibrasyonu

Basınç transdüserleri basınç kalibratörüne bağlanarak 0,1 - 35 bar arasında basınç uygulanmıştır. Kalibratörde basınç transdüserlerine uygulanmakta olan basınç değerine karşılık transdüserlerin 0 - 10 V arasında değişen çıkış gerilim değerleri kaydedilerek eğri oluşturulmuştur.



Şekil 2.10 Kullanılan basınç transdüserinin kalibrasyon eğrileri

Deney düzeneğinde kullanılan basınç transduserleri yoğuşturucu çıkışına ve kompresör çıkışına yerleştirilmiştir.

2.3.3 Ölçüm Elemanlarının Belirsizlik Hesabı

Deney düzeneğinde kullanılan ekipmanların ölçüm belirsizliklerinin hesaplanması ölçüm sonuçlarının güvenilir olması açısından belirleyici olmaktadır [8]. Bu nedenle ölçüm belirsizliklerini tespit etmek amacıyla ölçüm elemanları için belirsizlik hesaplamaları yapılmıştır.

Ölçüm Sistemi Belirsizlik Hesaplama Yöntemi

Ölçüm belirsizliği hesabında Kline ve Mc Clintock [8] ' de ileri sürmüş oldukları yöntem kullanılmıştır. Buna göre:

Eğer deney düzeneğinde yapılan ölçümler sonucu elde edilen büyüklük P ise ve bu büyüklüğe etki eden x_1, x_2, x_3,....,x_n olmak üzere n adet bağımsız değişken bulunuyor ise ölçüm büyüklüğü P (2.1) fonksiyonu şeklinde ifade edilebilir. Her bir değişkene ait belirsizlik değerleri w_1, w_2, w_3,....,w_n şeklinde ifade edilmesi durumunda P sonuç fonksiyonunun toplam belirsizliği (2.2) ifadesi ile hesaplanmaktadır.

$$P = P(x_1, x_2, x_3,....,x_n) \qquad (2.1)$$

$$w_p = \pm\left[\left(\frac{\partial P}{\partial x_1}w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_2}w_2\right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_3}w_3\right)^2 + \ \ldots + \left(\frac{\partial P}{\partial x_n}w_n\right)^2\right] \qquad (2.2)$$

Bağımsız değişkenlerin x_1, x_2, x_3,....,x_n belirsizlikleri w_1, w_2, w_3,....,w_n ise denklem (2.3) ile belirlenmektedir.

$$\pm w = \sqrt{(A_1)^2 + (A_1)^2 + \cdots + (B_1)^2 + (B_2)^2 + \cdots} \qquad (2.3)$$

Burada A_1, A_2... rastgele hataları ve B_1, B_2... sistematik hataları ifade etmektedir. Rastgele hata aynı büyüklüğün bir dizi ölçümleri esnasında, önceden tahmin edilemeyen ölçüm hatası olarak tanımlanmaktadır. Sistematik hata ise ölçümler boyunca sabit kalan veya önceden tahmin edilebilen değişimleri gösteren ölçüm hatası bileşeni olarak tanımlanmaktadır [9].

Rastgele hataların belirlenmesi

Ölçüm elemanı ile aynı bir değer için n adet yapılan ölçümün standart sapmasına bağlı olarak hesaplanan belirsizlik değeridir.

Ölçüm değerlerinin aritmetik ortalama değeri $\overline{x}$ (2.4) ifadesi ile hesaplanmaktadır.

$$\overline{x} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i = \frac{x_1+x_2+x_3+\cdots+x_n}{n} \qquad (2.4)$$

Ölçüm büyüklüğünün standart sapması (2.5) denklemi ile hesaplanmaktadır.

$$\sigma = \left[\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}(x_i - \overline{x})\right]^{0,5} \qquad (2.5)$$

Deney datası 20 adetten az ise (2.5) denkleminde paydada n yerine n-1 kullanılmaktadır [10].

Ortalama standart sapma değeri aşağıdaki ifade ile hesaplanmaktadır.

$$\overline{\sigma} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \qquad (2.6)$$

(2.6) denklemi ile bulunan değer % 68 güvenilirlik seviyesindeki rastgele hata değerini vermektedir. Bulunan değerin % 95 güvenilirlik seviyesine çekilmesi için t-student

çarpanı olarak tanımlanan değer kullanılmalıdır. t-student değeri ölçüm sayısına göre [8,9]' den belirlenmektedir. Buna göre ölçüm değerinin % 95 güvenilirlik seviyesindeki rastgele hata değeri (2.7) denklemi ile belirlenmektedir.

$$w_{rast} = t.\overline{\sigma} \qquad (2.7)$$

Sistematik hataların belirlenmesi

Ölçüm sisteminde kullanılan termokupllar için iki adet sistematik hata bulunmaktadır. Birinci sistematik hata termokuplların kalibrasyonu sonucu oluşan düzeltilmiş değer ile ölçülen değer arasındaki farktır. Bu değer için farklı ölçüm noktalarında yapılan değerlendirmede oluşan en büyük fark değeri dikkate alınmıştır. İkinci sistematik hata ise sıcaklık kanallarının kalibrasyonun da kullanılan referans termometrenin 0,07 °C olan belirsizlik değeridir.

2.3.4 Deney Düzeneği Belirsizliklerinin Hesaplanması

Deney düzeneğinde yapılan ölçümler şunlardır; ortam sıcaklığı (T_{ortam}), su sıcaklığı ($T_{su,ort}$), buharlaştırıcı sıcaklığı ($T_{buh.}$), yoğuşturucu sıcaklığı ($T_{yoğ.}$), hava debisi ($\dot{V}_{hava}$), buharlaştırıcı kapasitesi ($Q_{buh.}$) ve kompresör gücü $W_{komp.}$ Bu ölçüm değerleri için yukarıda bahsedilen yöntem ile belirsizlik analizi yapılmıştır. Sıcaklıklar için hesaplanan belirsizlik değerleri Çizelge 2.4'te görülmektedir.

Çizelge 2.4 Sıcaklık ölçüm kanallarının toplam belirsizlik değerleri

Ortam Sıcaklığı [°C]								
Sıra No	Ölç. Ele.	Standart Sapma	Rast. Hata %68	Student t	Rast. Hata %95	Sis. Hata 1 %95	Sis. Hata 2 %95	Toplam Belirsizlik %95
1	T tipi TC	0,009482	0,001245	2	0,00249	0,101613	0,07	0,12
2	T tipi TC	0,007955	0,001045	2	0,002089	0,099709	0,07	0,12
Su Sıcaklığı [°C]								
Sıra No	Ölç. Ele.	Standart Sapma	Rast. Hata	Student t	Rast. Hata	Sis. Hata 1	Sis. Hata 2	Toplam Belirsizlik
1	T tipi TC	0,02273	0,003214	2	0,006429	0,229087	0,07	0,24
2	T tipi TC	0,01038	0,001363	2	0,002726	0,099535	0,07	0,12
Buharlaştırıcı Sıcaklığı [°C]								
Sıra No	Ölç. Ele.	Standart Sapma	Rast. Hata	Student t	Rast. Hata	Sis. Hata 1	Sis. Hata 2	Toplam Belirsizlik
1	T tipi TC	0,0105	0,0015	2	0,0029	0,14	0,07	0,16
2	T tipi TC	0,0095	0,0013	2	0,0027	0,15	0,07	0,16
3	T tipi TC	0,0106	0,0015	2	0,0030	0,48	0,07	0,48
4	T tipi TC	0,0093	0,0013	2	0,0026	0,51	0,07	0,52
5	T tipi TC	0,0094	0,0013	2	0,0026	0,38	0,07	0,39
6	T tipi TC	0,0086	0,0012	2	0,0024	0,42	0,07	0,43
7	T tipi TC	0,0080	0,0011	2	0,0023	0,18	0,07	0,19
8	T tipi TC	0,0087	0,0012	2	0,0024	0,11	0,07	0,13
9	T tipi TC	0,0076	0,0010	2	0,0020	0,15	0,07	0,17
10	T tipi TC	0,0088	0,0012	2	0,0023	0,17	0,07	0,18
11	T tipi TC	0,0085	0,0011	2	0,0022	0,22	0,07	0,23
Yoğuşturucu Sıcaklığı [°C]								
Sıra No	Ölç. Ele.	Standart Sapma	Rast. Hata	Student t	Rast. Hata	Sis. Hata 1	Sis. Hata 2	Toplam Belirsizlik
1	T tipi TC	0,0087	0,001142	2	0,002285	0,82	0,07	0,11
2	T tipi TC	0,007071	0,000928	2	0,001857	0,77	0,07	0,12

Ortam sıcaklığı (T_{ortam}), *su sıcaklığı* ($T_{su,ort}$), soğutkan debisi ($\dot{m}_{soğ.}$) ve hava debisi ($\dot{V}_{hava}$) buharlaştırıcı kapasitesi ($Q_{buh.}$) ve kompresör gücü $W_{komp.}$ değerleri bir fonksiyona bağlı ölçüm sonuçları olması sebebiyle bu büyüklükler için toplam belirsizlik değerleri denklem (2.2) kullanılarak hesaplanmıştır.

Ortam Sıcaklığının Belirsizliği

$$T_{ortam} = \frac{1}{2}(T_{ortam1} + T_{ortam2}) \quad (2.8)$$

Ortam sıcaklığında (T_{ortam}) meydana gelen toplam belirsizliğin bileşenleri T_{ortam1}, T_{ortam2} sıcaklıklarında oluşan toplam belirsizlik değerleridir. Bu nedenle, (2.8) ifadesindeki T_{ortam} sıcaklığının bu sıcaklıklara göre türevleri alınırsa

$$\frac{\partial T_{ortam}}{\partial T_{ortam1}} = \frac{1}{2}, \frac{\partial T_{ortam}}{\partial T_{ortam2}} = \frac{1}{2} \quad (2.9)$$

bulunur. Buna göre T_{ortam1}, T_{ortam2} sıcaklıklarında oluşan toplam belirsizlik değerleri Tablo 5'ten, kısmi türevler ise (2.9) eşitliğinden alınarak denklem (2.10)'dan yararlanarak,

$$w_{T_{ortam}} = \sqrt{\left(\frac{\partial T_{ortam}}{\partial T_{ortam1}} w_{T_{ortam1}}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{ortam}}{\partial T_{ortam2}} w_{T_{ortam2}}\right)^2} \quad (2.10)$$

ortam sıcaklığında (T_{ortam}) meydana gelen toplam belirsizlik $w_{T_{ortam}} = 0{,}087$ °C olarak bulunmuştur.

Su Sıcaklığının Belirsizliği

$$T_{su} = \frac{1}{2}(T_{suğ} + T_{suç}) \quad (2.11)$$

Ortam sıcaklığında (T_{su}) meydana gelen toplam belirsizliğin bileşenleri $T_{suğ}$, $T_{suç}$ sıcaklıklarında oluşan toplam belirsizlik değerleridir. Bu nedenle, (2.11) ifadesindeki T_{su} sıcaklığının bu sıcaklıklara göre türevleri alınırsa

$$\frac{\partial T_{su}}{\partial T_{suğ}} = \frac{1}{2}, \frac{\partial T_{su}}{\partial T_{suç}} = \frac{1}{2} \quad (2.12)$$

bulunur. Buna göre T_{sug}, $T_{suç}$ sıcaklıklarında oluşan toplam belirsizlik değerleri Çizelge 3'den, kısmi türevler ise (2.12) eşitliğinden alınarak denklem (2.13)' den yararlanarak,

$$w_{T_{su}} = \sqrt{\left(\frac{\partial T_{su}}{\partial T_{sug}} w_{T_{sug}}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{su}}{\partial T_{suç}} w_{T_{suç}}\right)^2} \quad (2.13)$$

Su sıcaklığında (T_{su}) meydana gelen toplam belirsizlik $w_{T_{su}} = 0{,}134°C$ olarak bulunmuştur.

Ortalama Buharlaştırıcı Sıcaklığı Belirsizliği

Deney düzeneğinde buharlaştırıcı sıcaklıklarını ölçmek için 12 adet termokulp kullanılmıştır. Ortalama termokulp sıcaklığı denklem (2.14) ile ifade edilmektedir.

$$T_{evap,ort.} = \frac{1}{12}\left(\sum_{i=1}^{12} T_{evap,i}\right) \quad (2.14)$$

$$\frac{\partial T_{evap,ort.}}{\partial T_{evap,i}} = \frac{1}{12} \quad (2.15)$$

Her bir termokulp için belirsizlik değeri $w_{T_{evap,i}} = 0{,}08\ °C$ olarak alınmıştır. Bu değer termokupların kalibrasyonsuz durumdaki belirsizlik değeridir.

$$w_{T_{evap,ort.}} = \sqrt{\sum_{i=1}^{13}\left(\frac{\partial T_{evap,ort.}}{\partial T_{evap,i}} w_{T_{evap,i}}\right)^2} \quad (2.16)$$

Bu durumda 12 adet termokulp ortalama sıcaklık değeri için toplam belirsizlik değeri $w_{T_{evap,ort.}} = 0{,}094\ °C$ olarak hesaplanmıştır.

Hava Debisinin Toplam Belirsizliği

Deney sisteminde kullanılan fan için hava debisi ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu ölçümler sonucu hava debisi fan motoruna uygulanan gerilim değerine bağlı olarak denklem (2.17) ile ifade edilmektedir.

$$\dot{V}_{hava} = -0{,}0271x^2 + 1{,}4681x - 3{,}0195 \quad (2.17)$$

Fan motoruna uygulanan gerilim değeri bir multimetre ile ölçülmektedir. Bu cihazın kalibrasyon sonucuna göre oluşan en büyük belirsizlik değeri $w_v = 0{,}012\ V$ olmaktadır. Hava debisi için toplam belirsizlik değeri (2.18) denklemi ile hesaplanmaktadır.

$$w_{V_{hava}} = \sqrt{\left(\frac{\partial V_{hava}}{\partial v} w_v\right)^2} \tag{2.18}$$

Bu durumda hava debisi toplam belirsizliği $w_{V_{hava}} = 0{,}01\ l/s$ olarak tespit edilmektedir.

Isı Transfer Miktarı Toplam Belirsizliği

Deneylerde buharlaştırıcı üzerinde gerçekleştirilen ısı transferindeki belirsizliği hesaplamak için ölçümler gerçekleştirilmiştir.

$$Q_{yoğuşturucu} = Q_{buharlaştırıcı} + W_{kompresör} \tag{2.19}$$

$$Q_{buharlaştırıcı} = m_{hava} x cp_{hava} x \Delta T \tag{2.20}$$

Isı transfer miktarındaki belirsizlik hesabı için buharlaştırıcı sıcaklıkları belirsizlikleri ve kütlesel hava debisi belirsizlikleri hesaba katılmıştır. Isı transfer miktarının buharlaştırıcı sıcaklığı ve kütlesel hava debisine bağlı kısmi türevleri hesaplanarak denklem (2.21)'de yerine yazılırsa,

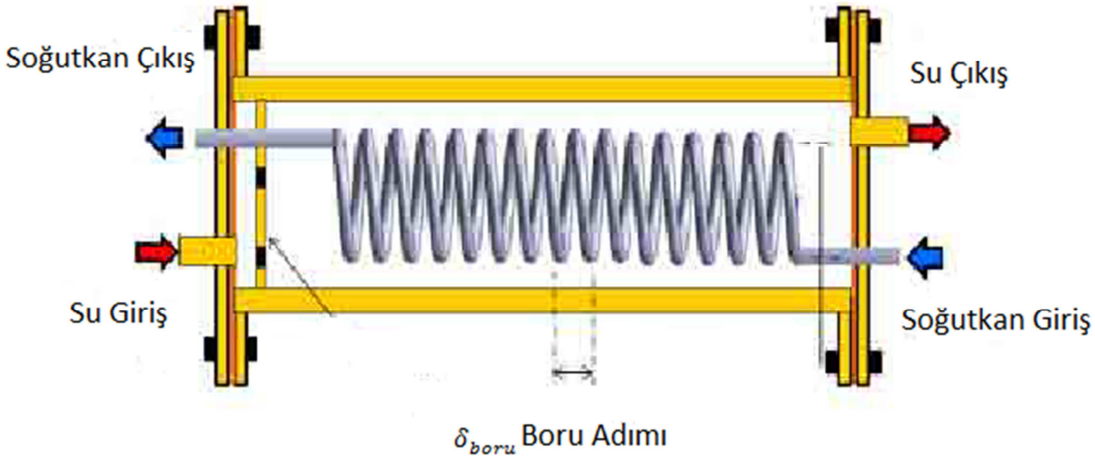
$$w_{Q_{buharlaştırıcı}} = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_{buharlaştırıcı}}{\partial T_{buh,hava}} w_{T_{buh},hava}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{buharlaştırıcı}}{\partial m_{hava}} w_{m_{hava}}\right)^2} \tag{2.21}$$

Buharlaştırıcı için toplam belirsizlik $w_{Q_{buh}} = 13\ W$ kompresör için ise $w_{komp} = 5\ W$ olarak tespit edilmektedir.

2.4 Isı Pompalı Su Isıtma Sistemi Teorik Hesaplamalar

2.4.1 Dış Akış Isı Taşınım Katsayısı

Su haznesi içerisine yerleştirilecek spiral biçimli yoğuşturucudan, su haznesi içerisindeki yıkama suyuna ısı transferi gerçekleşecektir. Boru dışındaki ısı transfer hesaplarında boruların yerleşimi önemli bir etkendir. Su haznesi içerisinde bulunan yoğuşturucu boruları helisel yapıdadır, dış taşınım ısı transfer katsayısı için yapılan hesaplamalarda bu durum dikkate alınmıştır. Benzer yapıdaki ısı değiştiriciler için yapılan çalışmalar incelenmiştir. Ayrıca su tarafı taşınım katsayısı hesaplamaları için Salimpour vd. [11] geliştirdiği korelasyondan faydalanılarak yapılan hesaplamalar aşağıda aktarılmaktadır.



Şekil 2.11 Helisel borulu ısı değiştiricinin şematik gösterimi

$$\gamma = \frac{\delta_{boru}}{\pi x d_d} \tag{2.22}$$

$$d_h = \frac{(d_{su}{}^2 - \pi x d_d x d_i{}^2 x \gamma^{-1})}{(d_{su} + \pi x d_d x d_i x \gamma^{-1})} \tag{2.23}$$

$$Re_{su} = \frac{(G_{su} x d_h)}{\mu_{su}} \tag{2.24}$$

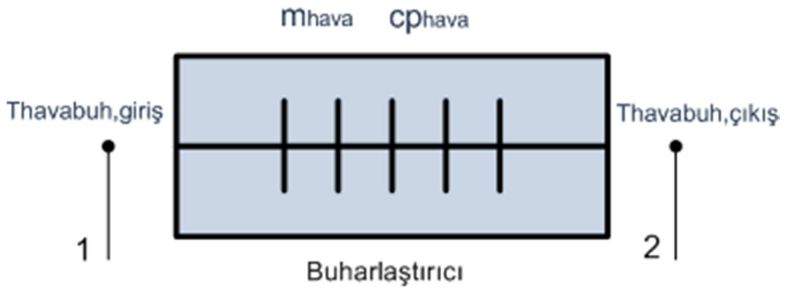
$$Nu_{su} = 24{,}55 x Re_{su}{}^{0{,}513} x Pr^{0{,}129} x \gamma^{0{,}938} \tag{2.25}$$

$$h_{su} = \frac{Nu_{su} x k_{su}}{d_h} \quad (2.26)$$

2.4.2 Toplam Isı Transfer Katsayısı

Toplam ısı transfer katsayısı hesabı yapılırken hem deneysel (2.29) hem de teorik (2.27) olarak suya transfer olan ısı miktarı hesaplanmıştır.

$$Q_{yoğuşturucu} = m_{su} x cp_{su} x \Delta T \quad (2.27)$$



Buharlaştırıcı kapasitesini hava tarafından hesaplayabilmek için buharlaştırıcı giriş (1) ve çıkışına (2) yerleştirilmiş olan termokulplar ile sıcaklık değerleri okunmuştur. Böylelikle buharlaştırıcıya havanın giriş çıkış sıcaklık farkı (ΔT) belirlenmiştir. Hava debisi (m_{hava}) ölçümü ise hava tünelinde yapılmıştır. Sonrasında denklem (2.28) kullanılarak buharlaştırıcı kapasitesi $Q_{buharlaştırıcı}$ hesaplanmıştır.

$$Q_{buharlaştırıcı} = m_{hava} x cp_{hava} x \Delta T_{hava} \quad (2.28)$$

Yapılan deneylerde buharlaştırıcıya giriş ve çıkış sıcaklık değerleri termokulp ile ölçülmüştür. Deney sisteminde kullanılan fan için hava debisi (m_{hava}) ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Kompresörün çektiği güç veri toplama sistemi ile ölçülmektedir. Deneysel ölçümler sonucu elde edilen veriler ile yoğuşturucudan suya transfer olan ısı deneysel olarak hesaplanmıştır.

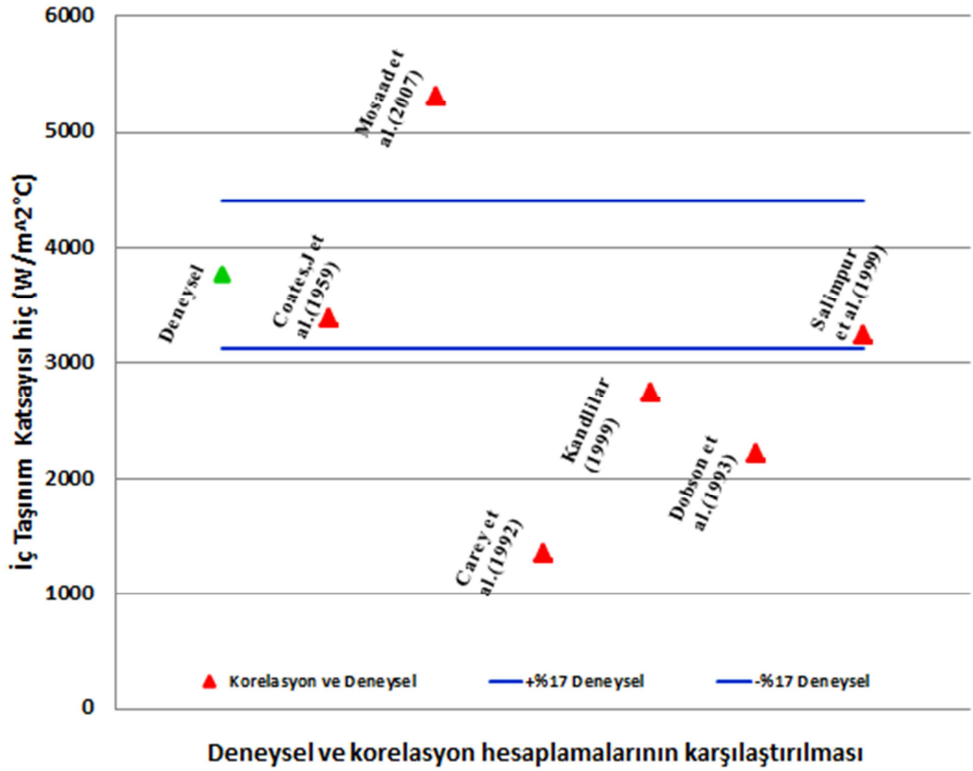
$$Q_{yoğusturucu} = Q_{buharlaştırıcı} + W_{kompresör} \quad (2.29)$$

$$U = \frac{Q_{yoğusturucu}}{A_s x \Delta T_{lm}} \quad (2.30)$$

$$\Delta T_{\mathrm{lm}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.31)$$

$$UA_{dd} = \frac{1}{\frac{1}{A_{di}h_{iç}} + \frac{ln\left(\frac{d_d}{d_i}\right)}{k_{bakır}} + \frac{1}{A_{dd}h_{su}}} \quad (2.32)$$

Yoğuşturucudan suya transfer olan ısı boru yüzey alanı ve logaritmik sıcaklık farkı bilindiği için toplam ısı transfer katsayısı hesaplanabilmektedir. Hesaplanan bu değer ele alınarak boru içerisinde akan soğutucu akışkanın iç taşınım katsayısı da bulunabilmektedir. Yapılan ısıl hesaplamalar EK B'de paylaşılmıştır. Şekil 2.12'de ise deneysel hesaplamalar sonucu elde edilen iç taşınım katsayısı ile benzer çalışmalardaki çeşitli korelasyonlarla yapılan hesaplamalar karşılaştırılmıştır. Deneysel olarak elde edilen iç taşınım katsayısı değeri Coates vd. [12] ve Salimpur vd. [11] ile %17 uyum gösterdiği görülmüştür.



Şekil 2.12 İç taşınım katsayısı hesaplarının deneysel ve teorik olarak karşılaştırılması

BÖLÜM 3

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Hava kaynaklı ısı pompası ile oluşturulan su ısıtma sisteminde buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisinin enerji performansına etkilerini incelemek için deney matrisi oluşturularak deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

3.1 Deney Sonuçları

Şekil 2.1'de görülen deney düzeneği ile belirlenen parametrelerin kombinasyonları olacak şekilde Çizelge 3.1'de görülen 12 deney noktasında deneyler gerçekleştirilmiştir. Yapılan bu deneylerde enerji tüketiminde etkili olan buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisi değişimleri incelenmiştir. Gerçekleştirilen deneyler sonrasında buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisinin enerji tüketimine, buharlaştırıcı soğutma kapasitesine, su ısınma süresine, yoğuşturucunun ısıtma kapasitesine ve kompresör güç tüketimine olan etkileri tespit edilmiştir. Ayrıca sistemin su ısıtma performansı, sistem çalışması esnasında ısıtma tesir katsayısı (COP) ve sistemin güç değişimi incelenmiştir.

Çizelge 3.1 Deney Matrisi

$T_{buh.}$ [°C]	$\dot{V}_{hava}/\dot{V}_{hava,mevcut}$
-5	0,8
0	1
5	1,5
10	

Deneysel çalışmalarda, buharlaştırıcı sıcaklığı soğutma sisteminde mevcut olan kısılma vanası ile kontrol edilmiştir.

Parametrelerin su ısınma sürelerine, enerji tüketimine olan etkileri ve su ısıtma performansı, sistem çalışması esnasında ısıtma tesir katsayısı değişimi (COP) ve sistemin güç değişimi aşağıda paylaşılmaktadır.

3.2 Sistemin Su Isıtma Performansının İncelenmesi

-5°C buharlaştırıcı sıcaklığı, 1,5 hava debisi oranında gerçekleştirilen deneyde su ısıtma süresi boyunca ısıtma tesir katsayısı değişimi (COP) ve güç değişimine bakılmıştır. Deney sonucunda elde edilen veriler 2'şer dakikalık periyotlara ayrılmıştır ve her periyotta ortalama sıcaklıklar ve güç değerleri belirlenmiştir.

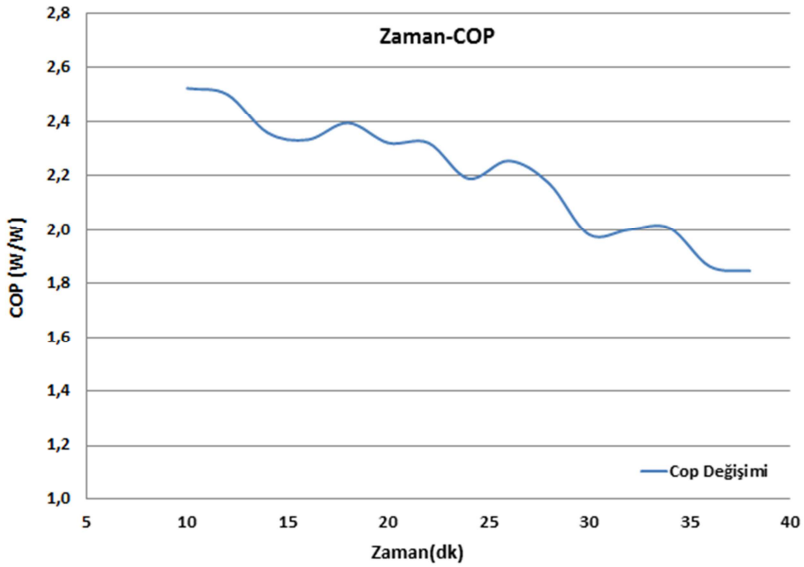
Sistemde su ısınması ve yük ısınması için gereken ısı ihtiyacını belirlemek için hesaplamalar yapılmıştır. Denklem (3.1) kullanılarak suyu ısıtmak için gereken ısı ihtiyacı hesaplanmıştır.

$$Q_{yoğuşturucu} = Q_{buharlaştırıcı} + W_{kompresör} \quad (3.1)$$

Sistemde kompresörün çektiği ortalama güç değeri (W_{komp}) veri toplama sistemi ile okunmaktadır. Her iki dakikalık periyot için ısıtma tesir katsayısı hesabı (COP) denklem (3.2) kullanılarak hesaplanmıştır.

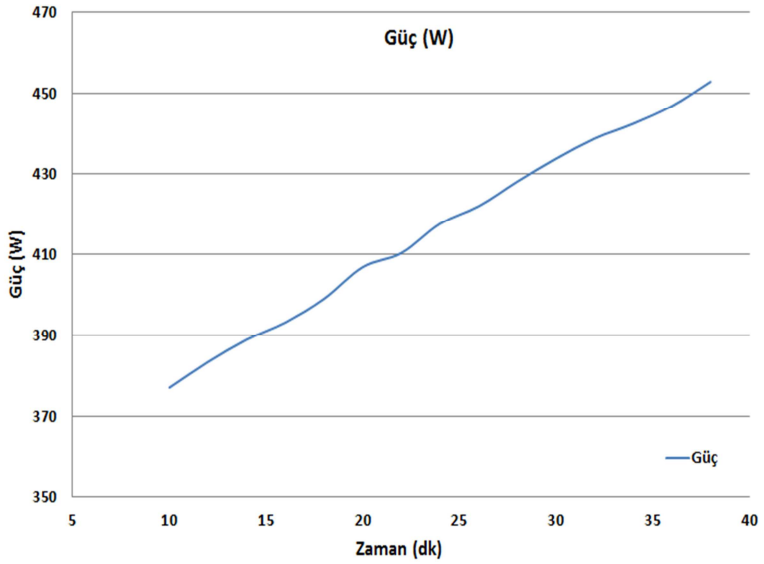
$$COP_{ort} = \frac{Q_{buh}+W_{kompresör}}{W_{kompresör}} \quad (3.2)$$

Böylelikle her periyoda ait bir COP değeri elde edilmiştir. Sonrasında elde edilen COP değerlerinin zamana bağlı grafiği çizilmiştir (Şekil 3.1).

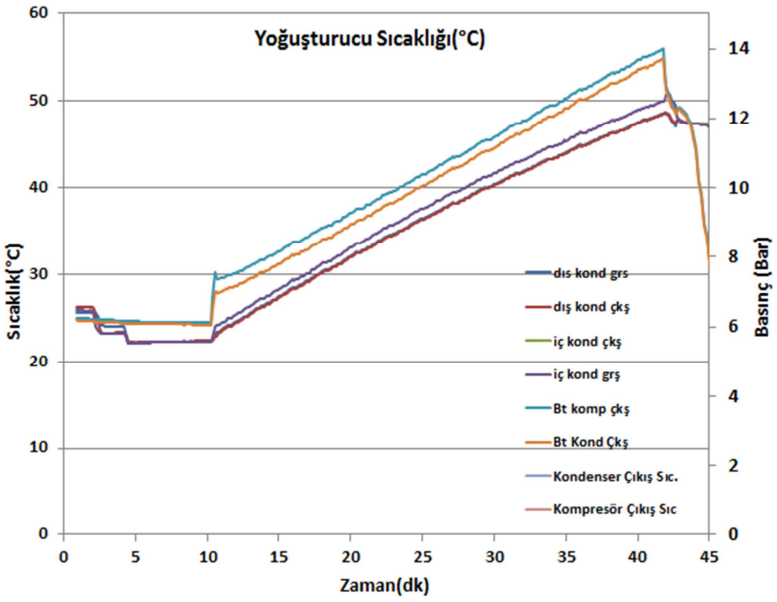


Şekil 3.1 Isı pompalı su ısıtma sisteminde zamanla COP değişimi

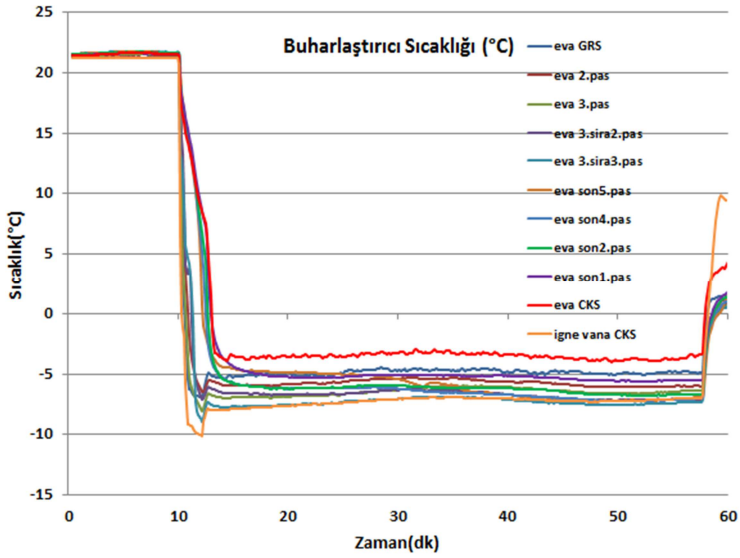
Şekil 3.1'de 10. dk' da devreye giren ısı pompası sisteminin su 48 °C'ye gelene kadar geçen sürede COP değişimi çizdirilmiştir. Su ısınmaya başladıktan sonra COP' nin zamanla azaldığı görülmektedir. Bunun sebebi ise zamanla kompresörün çektiği gücün artması (Şekil 3.2) ve buharlaştırıcı sıcaklığı sabit kalırken yoğuşturucu sıcaklığı artmasıdır (Şekil 3.3). Bu durumda buharlaştırıcı kapasitesi sabit kalırken (Şekil 3.4) giriş gücü artmakta ve COP azalmaktadır. Su ısınma süresinde kompresör güç tüketim grafiği Şekil 3.2'de görülmektedir.



Şekil 3.2 Zamanla güç tüketim



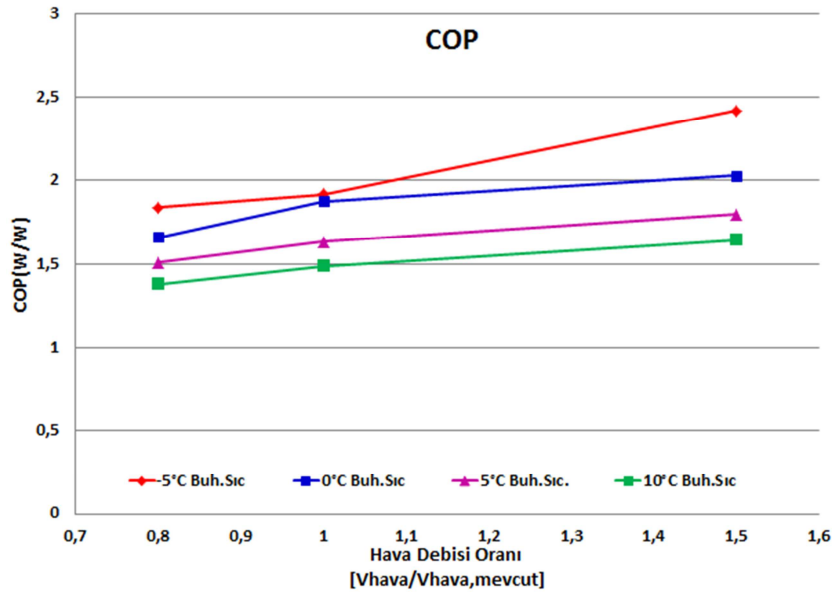
Şekil 3.3 Zamanla yoğuşturucu sıcaklığı değişimi



Şekil 3.4 Zamanla buharlaştırıcı sıcaklığı değişimi

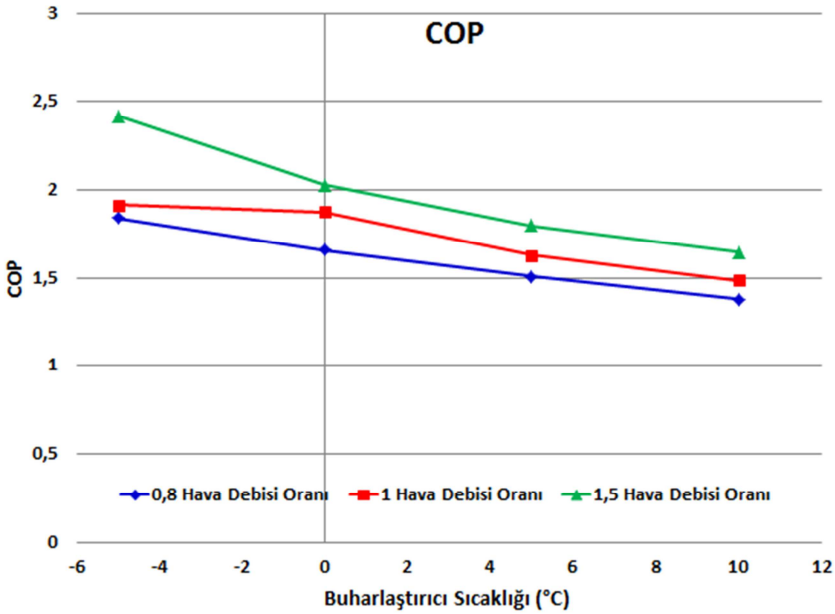
Yapılan tüm deneyler için ortalama COP değerleri hesaplanmıştır ve hava debisi oranı, buharlaştırıcı sıcaklığı parametrelerine bağlı olarak COP değişimleri Şekil 3.5 ve Şekil 3.6'da görülmektedir. Yapılan tüm deneyler için ortalama COP değerleri denklem (3.3) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$COP_{ort} = \frac{Q_{buh} + \int_0^{\Delta t} W_{komp}}{\int_0^{\Delta t} W_{komp}} \qquad (3.3)$$



Şekil 3.5 Hava debisi COP değişimi

Şekil 3.5'te buharlaştırıcı üzerinden geçirilen hava debisi artışı ile birlikte tüm buharlaştırıcı sıcaklığında COP' nin arttığı görülmektedir.4 farklı buharlaştırıcı sıcaklığı içinde en yüksek hava debisi değerinde yapılan deneylerde COP değeri daha yüksek çıkmıştır. 0,8 ve 1 hava debisi oranları arasındaki hava debisi değişiminin az olması sebebiyle -5 °C ve 0 °C buharlaştırıcı sıcaklıklarında COP değerlerinin birbirine yakın olduğu görülmektedir.



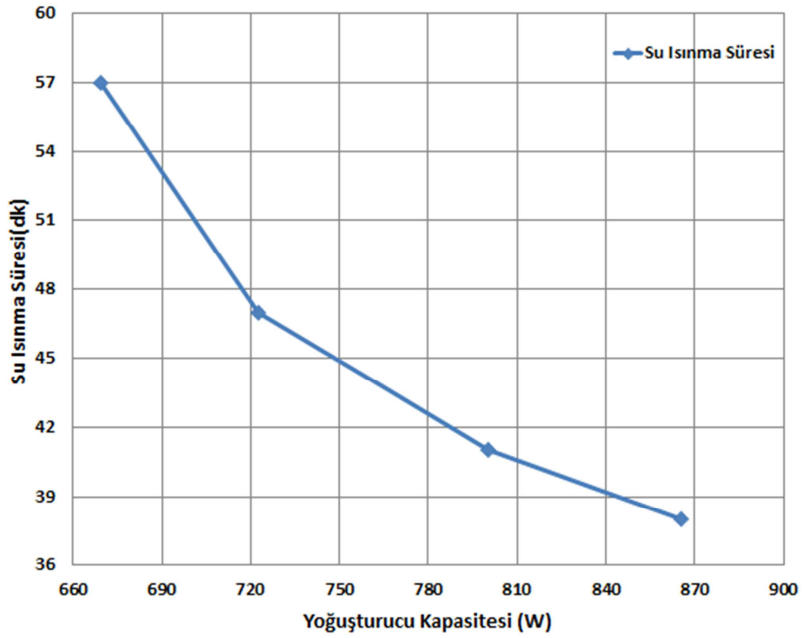
Şekil 3.6 Buharlaştırıcı sıcaklığı COP değişimi

Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı COP değişimine bakıldığında ise düşük buharlaştırıcı sıcaklığı ve yüksek hava debisinde en iyi COP değeri görülmektedir (Şekil 3.6). 0,8 ve 1 hava debisi oranları arasında hava debisi değişimi az olması nedeniyle sistemde benzer davranış göstermişler ve COP değerleri yakın çıkmıştır.

3.3 Parametrelerin Su Isınma Süresine Etkisi

3.3.1 Yoğuşturucu Kapasitesinin Su Isınma Süresine Etkisi

Deneysel çalışmalarda yoğuşturucu kapasitesinin su ısınma süresine etkisi incelenmiştir. Bu amaçla 4 farklı buharlaştırıcı sıcaklığında 3 farklı hava debisinde yapılan deneyler de yoğuşturucu kapasitesinin artması ile su ısınma sürelerinin kısaldığı görülmektedir. Şekil 3.7' de hava debisi oranı 1,5 olduğu durumda 4 farklı buharlaştırıcı sıcaklığında gerçekleştirilen deneylerde yoğuşturucu kapasitesindeki artışın su ısınma süresine etkisi görülmektedir.

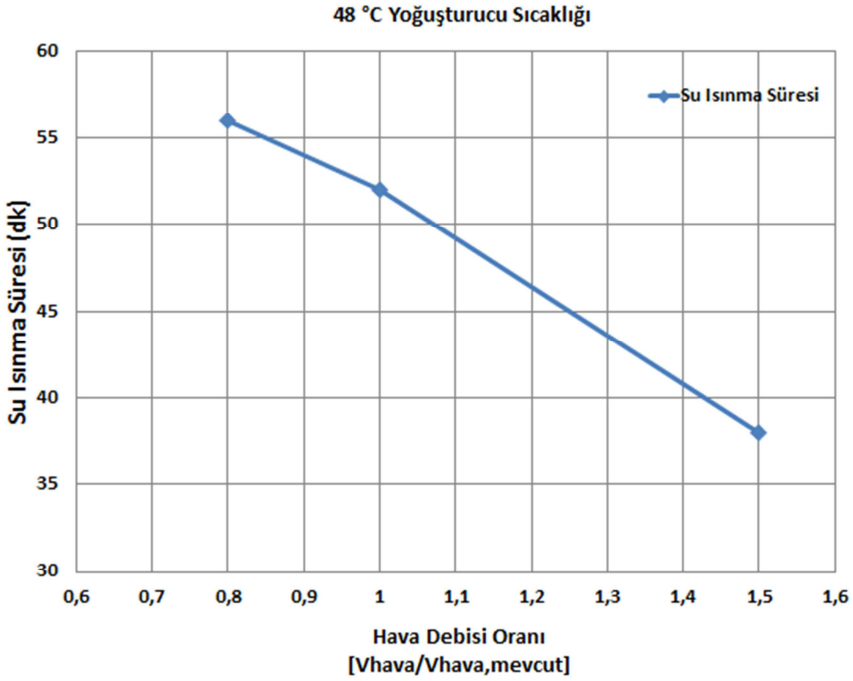


Şekil 3.7 Yoğuşturucu kapasitesinin su ısınma süresine etkisi

Yoğuşturucu kapasitesinin artmasıyla yoğuşturucudan suya olan ısı transfer miktarı artmaktadır. Böylece su daha kısa sürede ısınmaktadır.

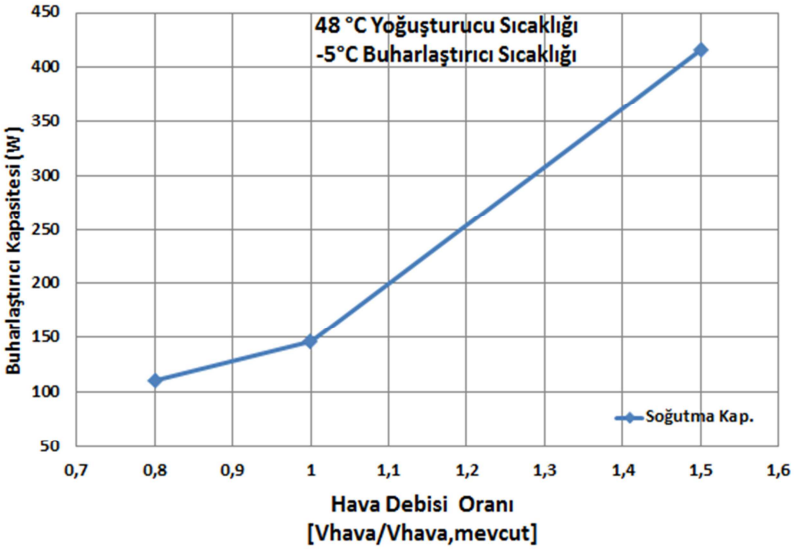
3.3.2 Hava Debisinin Su Isınma Süresine Etkisi

Hava debisinin su ısınma süresine etkisini incelemek için sabit buharlaştırıcı sıcaklıklarında deneyler gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.8'deki grafikte -5ºC buharlaştırıcı sıcaklığında 3 farklı hava debisinde yapılan deneylerin su ısınma süresine etkisine bakılmıştır.



Şekil 3.8 Hava debisinin su ısınma süresine etkisi

Yapılan deneylerde Şekil 3.8'de görüldüğü gibi sabit buharlaştırıcı sıcaklığında hava debisi arttırıldığında su ısınma süresinin kısaldığı görülmektedir. Bunun sebebi Şekil 3.9'daki grafikle açıklanabilir.



Şekil 3.9 Hava debisi değişiminin buharlaştırıcı kapasitesine etkisi

Şekil 3.9'da buharlaştırıcı üzerinden geçirilen hava miktarının artması sonucu ortam havasından buharlaştırıcıya doğru olan ısı transferi (soğutma kapasitesi) artmaktadır. Soğutma kapasitesindeki bu artış su ısıtma süresinin Şekil 3.8'deki grafikte görüldüğü üzere kısalmasını sağlamaktadır.

3.4 Parametrelerin Enerji Tüketimine Etkisi

Bu yüksek lisans tez çalışmasında su ısıtmak amacıyla elektrikli ısıtıcıya alternatif olarak ısı pompası sisteminin uygulanmasındaki temel amaç enerji tüketimini düşürmektir. Kurulan ısı pompalı su ısıtma sisteminde enerji tüketimini veren Denklem 3.5'de görüldüğü gibi başlıca üç parametreye bağlıdır. Bunlar kompresör gücü, fan gücü ve sistem çalışma süresidir.

$$ET_{sis} = \left(W_{komp} + W_{fan}\right) \times t_{sis} \qquad (3.5)$$

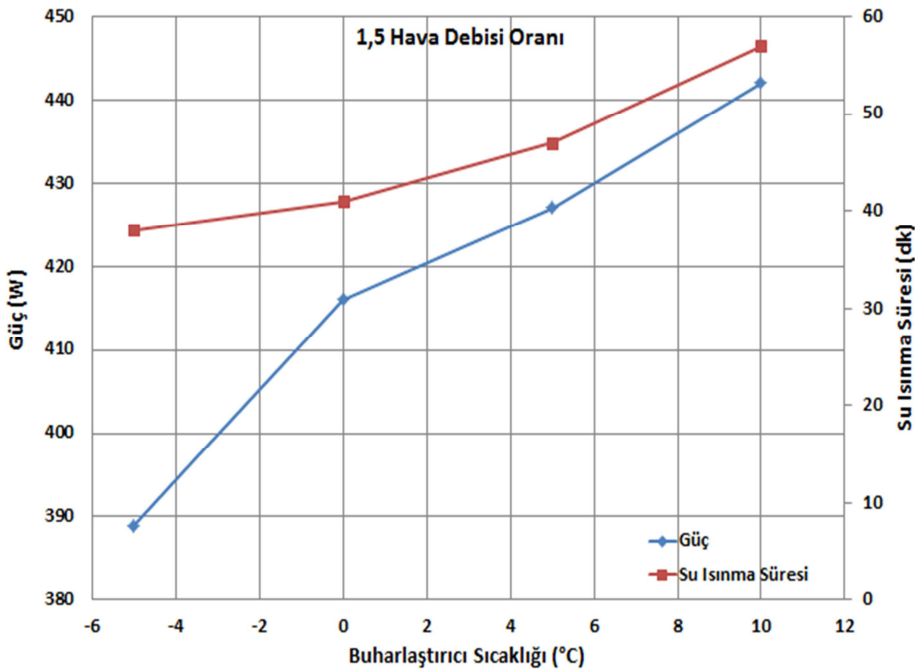
Burada ET_{sis} sistemin enerji tüketimini (Wh), W_{komp} kompresörün gücünü (W), W_{fan} fan gücünü (W) ve t_{sis} sistem çalışma süresini (h) göstermektedir.

Tez çalışması kapsamında buharlaştırıcı sıcaklığı ve buharlaştırıcı üzerindeki hava debisi değişimlerinin W_{komp}, W_{fan} ve t_{sis} üzerindeki etkileri incelenmiştir. Böylece enerji tüketimindeki değişimler tespit edilmiştir.

3 farklı hava debisinde 4 farklı buharlaştırıcı sıcaklığının her biri için deneyler yapılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda soğutma kapasitesi ve kompresörün çektiği güçten yola çıkılarak enerji tüketimine yönelik çıktılar elde edilmiştir. Enerji tüketimi için bir optimum nokta tespit edilip deneylerden elde edilen enerji tüketim değerleri optimum enerji tüketimine oranlanarak oransal olarak (ETO) ifade edilmiştir.

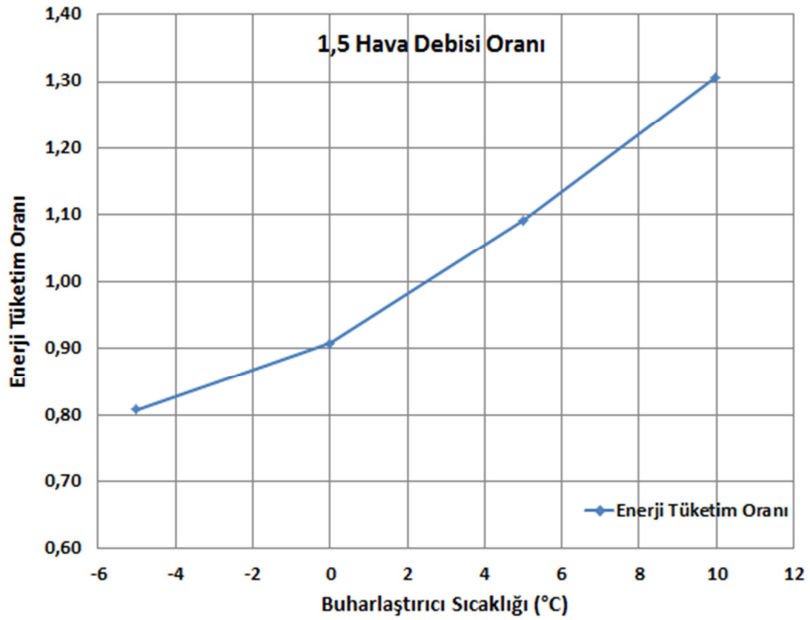
3.4.1 Kompresör Gücünün Enerji Tüketimine Etkisi

Kompresör gücü enerji tüketimini etkileyen en önemli parametrelerden biridir. Deney sisteminde kompresör gücündeki değişime bağlı olarak enerji tüketim çıktıları elde edilmiştir. Sabit hava debisinde ve 4 farklı buharlaştırıcı sıcaklığında su ısınma süresindeki ve kompresörün çektiği güçteki değişim Şekil 3.10'da görülmektedir.



Şekil 3.10 Kompresör gücünün su ısınma süresine etkisi

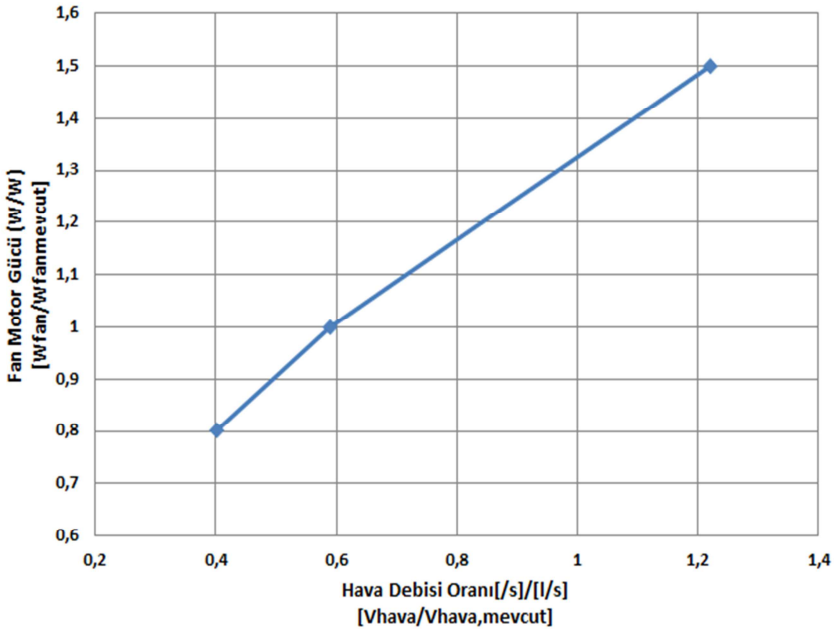
Sabit hava debisi oranında gerçekleştirilen deneylerde buharlaştırıcı sıcaklığındaki artış ile birlikte su ısınma süresinin arttığı buna bağlı olarak kompresör gücünün de arttığı görülmektedir. Bu durumda enerji tüketim oranındaki değişim Şekil 3.11'de görülmektedir.



Şekil 3.11 Buharlaştırıcı sıcaklığının enerji tüketim oranına etkisi

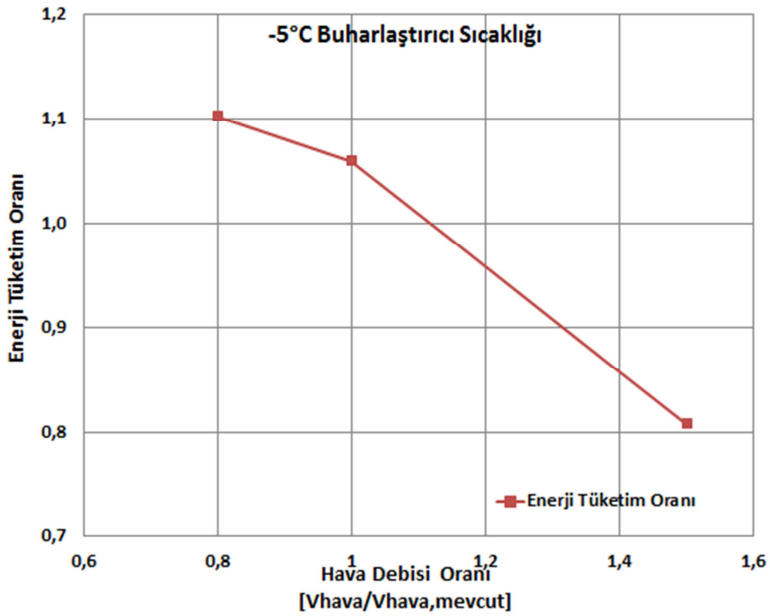
3.4.2 Fan Gücünün Enerji Tüketimine Etkisi

Deney düzeneğinde farklı hava debileri oluşturmak için fan motor hızı değiştirilmektedir. Değişen fan hızına bağlı olarak motorun giriş elektriksel güç değişimi Şekil 3.12'de görülmektedir.



Şekil 3.12 Buharlaştırıcı üzerindeki hava debisi değişimine bağlı fan motoru gücü

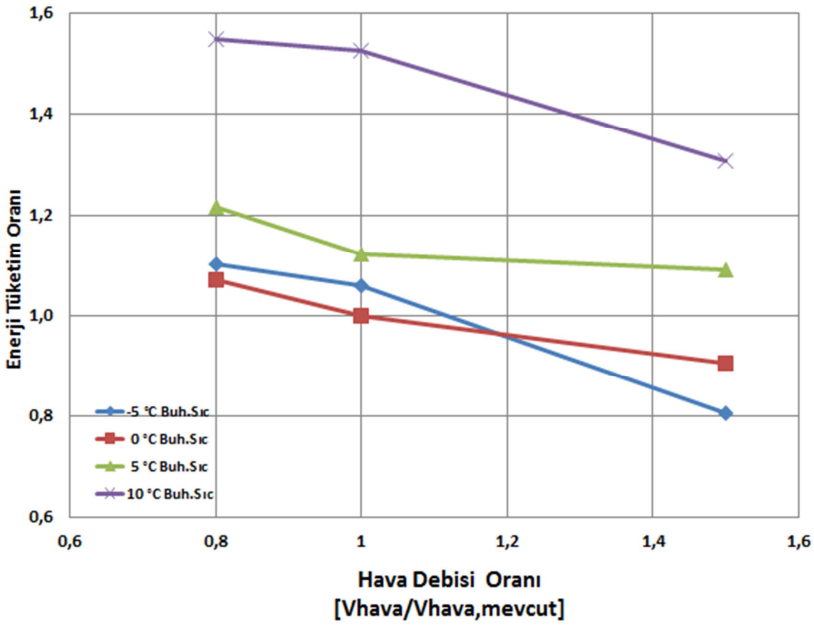
Hava debisi oranındaki artış ile birlikte fan motorunun çektiği güç artmaktadır. Gücün artması enerji tüketimini arttırmaktadır. Fakat sistemin geneline bakıldığında enerji tüketim oranını azaldığı görülmektedir (Şekil 3.14). Enerji tüketimindeki bu azalışın sebebi fan dışındaki diğer parametrelerin (kompresör gücü, su ısınma süresi, buharlaştırıcı sıcaklığı) daha baskın davranış göstermesidir. Bu durumda hava debisi değişimi enerji tüketimi değişiminde iki farklı yönde etki oluşturmaktadır. İlk olarak su ısıtma süresini azaltması nedeniyle enerji tüketiminde azalma etkisi oluştururken ikinci olarak gücün artması sebebiyle de enerji tüketiminde artış etkisi oluşturmaktadır.



Şekil 3.13 Hava debisi oranındaki artışın enerji tüketim oranına etkisi

3.4.3 Hava Debisinin Enerji Tüketimine Etkisi

Farklı hava debilerinde ve farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarında yapılan deneylerde hava debisi arttıkça ve buharlaştırıcı sıcaklığı azaldıkça enerji tüketiminin azaldığı görülmektedir. Hava debisinin artırılması ortamdan buharlaştırıcıya doğru olan ısı transferinde artış sağladığından buharlaştırıcının soğutma kapasitesi artmaktadır. Artan soğutma kapasitesi sistem performansını iyileştirmekte ve böylece enerji tüketimini azalmaktadır.

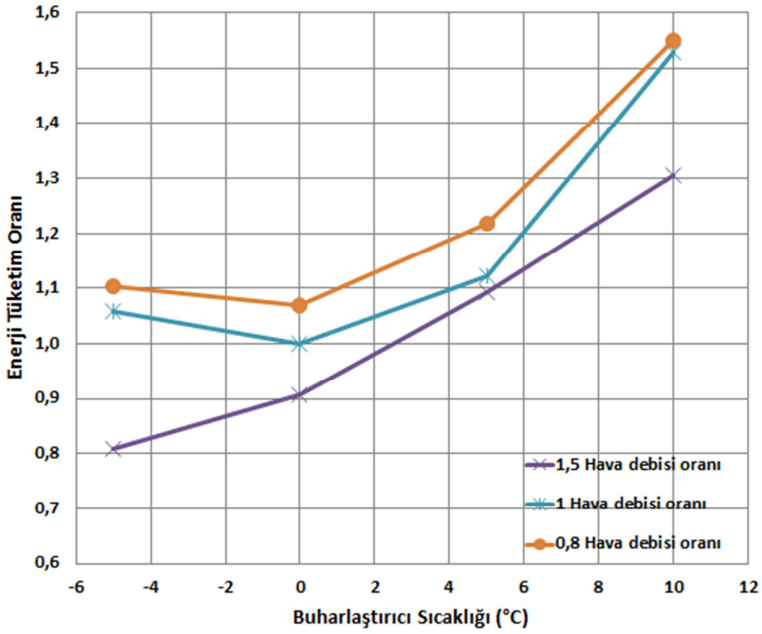


Şekil 3.14 Hava debisinin enerji tüketimine etkisi

Şekil 3.14 no'lu grafik incelendiğinde enerji tüketim oranı deneyleri gerçekleştirilen tüm buharlaştırıcı sıcaklıklarında azalmaktadır. -5 °C ve 0 °C buharlaştırıcı sıcaklıklarında enerji tüketim değerlerinin yaklaşık aynı olduğu görülmüştür.

3.4.4 Buharlaştırıcı Sıcaklığının Enerji Tüketimine Etkisi

Şekil 3.15'te 3 farklı hava debisinde buharlaştırıcı sıcaklığı değişimlerine karşılık enerji tüketimindeki değişim oransal olarak ifade edilmiştir. Yapılan deneylerde buharlaştırıcı sıcaklığı azaldıkça enerji tüketiminin azaldığı görülmektedir.



Şekil 3.15 Buharlaştırıcı sıcaklığı enerji tüketim oranı değişimi

Şekil 3.15'teki grafikte en yüksek hava debisi oranında enerji tüketiminin en az olduğunu görülmektedir. Bunun sebebi buharlaştırıcı üzerinden geçirilen hava debisi arttırıldığında buharlaştırıcıya doğru gerçekleştirilen ısı transferinin artmasıdır. Böylelikle artan buharlaştırıcı kapasitesi yoğuşturucu kapasitesini arttırmaktadır.

Düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında enerji tüketiminin daha az olmasının sebebi ise buharlaştırıcı ile ortam arasındaki sıcaklık farkının artması böylece buharlaştırıcıya olan ısı transferinin artmasıdır. Artan ısı transferi ile buharlaştırıcının yüksek kapasitede kullanılması yoğuşturucu kapasitesini arttırmakta böylelikle suya olan ısı transferi artmakta su daha kısa sürede ısıtılabilmektedir. Ayrıca düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında kompresör giriş gücünün düşmesi de enerji tüketiminin düşmesine sebep olmaktadır.

BÖLÜM 4

ENERJİ TÜKETİM ORANI MODELİNİN OLUŞTURULMASI

4.1 Boyut Analizi

Deney sonuçları uygun şekilde boyutsuzlaştırıldıklarında tek bir eğriye indirgenebilirler. Bunu yapan teknik boyut analizidir [11]. Boyut analizi deneysel ölçümlerde bağımlı ve bağımsız deney değişkenleri arasındaki karmaşık ifadeleri belirlemekte kullanılan bir yöntemdir. Bir fiziksel büyüklüğün boyutları (M) kütle, (L) uzunluk (T) zaman ve (θ) sıcaklık ile bağıntılıdır. Yapılan deneysel çalışmalar sonunda, deney sistemine bağlı olarak geliştirilen enerji tüketim oranına etki eden 10 adet boyutlu sayının olduğu tespit edilmiştir.

Isı pompalı su ısıtma sistemi enerji tüketim oranı (4.1) fonksiyonuna bağlı olarak ifade edilebilmektedir.

$$(\mathrm{ETO}) = f\,(\mathrm{T_{buh,havagir}}, \mathrm{T_{buh,havaçık}}, \dot{m}_{\mathrm{hava}}, cp_{\mathrm{hava}}, \mathrm{W_{komp}}, \mathrm{W_{fan}}, \mathrm{T_{su,ort}}, \mathrm{T_{kond}}, \mathrm{t_{deney,süre}} \quad (4.1)$$

Bu fiziksel büyüklüklerin boyut analizleri Çizelge 4.1'de sunulmaktadır.

Çizelge 4.1 Isı pompalı su ısıtma sistemi enerji tüketim oranı etkili olan fiziksel büyüklükler

Büyüklük	**Sembol**	**Boyut**
Sıcaklık	T	θ
Hava Debisi	$\dot{m}$	MT^{-1}
Süre	t	T
Güç	W	MTL^2T^{-3}

4.2 Buckingham Pi Teoremi (π Teoremi)

Bu teorem n adet değişken içeren her anlamlı fiziksel denklemin n - m boyutsuz parametreli denklemle yeniden yazılabileceğini söylemektedir. Burada m kullanılan temel boyutların sayısıdır. Çizelge 4.1'de görüldüğü gibi enerji tüketim oranı modeli için n=10 ve m=4 olmaktadır. Teorem bu boyutsuz değişkenleri verilen değişkenlerden hesaplamak için bir yöntem sağlamaktadır. Örnek olarak, $q_1, q_2, \ldots, q_n$ fiziksel büyüklüklerini kapsayan bir problem ele alalım. Söz konusu bu fiziksel büyüklüklerinin aralarında fonksiyonel bir ilişki olduğu şartı sağlanarak;

$$F(q_1, q_2, \ldots, q_n) = 0 \qquad (4.2)$$

elde edilir. Eğer $\pi_1, \pi_2, \ldots \pi_n$ boyutsuz ifadeleri $q_1, q_2, \ldots, q_n$ fiziksel büyüklüklerinden türetilmiş boyutsuz sayılar ise, (4.2) eşitliği aşağıdaki biçimde yazılır.

$$f(\pi_1, \pi_2, \ldots, \pi_{n-m}) = 0 \qquad (4.3)$$

Söz konusu farklı π parametrelerinin oluşturulması için takip edilen yöntem, farklı boyutlara sahip olan m adet q büyüklüğünün tekrarlanan üstel biçimleri ve tekrarlanmayan ifadenin yalın halinin çarpılması ile ifadeyi boyutsuz duruma getirecek katsayıların elde edilmesidir.

$$\pi_1 = {q_1}^{K1} {q_2}^{K2} {q_3}^{K3} q_4 \quad (4.4)$$

Çizelge 4.1'deki büyüklüklerden ve π teoreminden yararlanılarak boyutsuz sayılar oluşturulmuştur. Oluşturulan boyutsuz sayılar aşağıda verilmektedir.

$$\pi_1 = \frac{\dot{m}_{hava} \times cp_{hava} \times (T_{buh,havagir} - T_{buh,havaçık}) + (W_{komp} + W_{fan})}{(W_{komp} + W_{fan})} \quad (4.5)$$

$$\pi_2 = \frac{T_{su,ort}}{T_{kond}} \quad (4.6)$$

$$\pi_3 = \frac{t_{deney,süre}}{70} \quad (4.7)$$

Boyutsuz sayıların tanımlanması ile birlikte (4.1) eşitliğinde tanımlanan ETO değeri 3 adet boyutsuz sayı ile ifade edilir hale gelmiştir. Boyutsuzlaştırma sonucunda (4.1) eşitliği (4.8) eşitliğine dönüşmektedir:

$$ETO = a_1 \times {\pi_1}^{a_2} \times {\pi_2}^{a_3} \times {\pi_3}^{a_4} \quad (4.8)$$

Oluşturulan π sayıları ile ETO değerleri arasında ilişki kurulabilmesi için boyutsuz π parametreleri için uygun katsayıların elde edilmesi gerekmektedir. Uygun katsayılar elde edildikten sonra ETO değeri üzerinde değerlendirme yapmak mümkün olacaktır. Bu amaçla katsayıların belirlenebilmesi için regresyon analizi yönteminden yararlanılmıştır.

Regresyon, iki ya da daha çok değişken arasında doğrusal bir ilişki olup olmadığının bulunması ve bu doğrusal ilişkinin bir doğrusal denklemle nasıl ifade edildiğinin gösterilmesi olarak ifade edilir. Regresyon modeli içerisinde, bağımlı ve bağımsız değişkenlerin net bir biçimde ayırt edilmiş olması gerek modelin doğruluğu gerekse problemin sağlıklı bir biçimde çözümü için gerekli bir şarttır. Ayrıca analizde kullanılacak eşitliğin (4.8) doğru bir formda olması gerekir bu amaç ile (4.8) eşitliğinin her iki tarafının doğal logaritması alınarak denklem doğrusal forma dönüştürülür.

4.3 En Küçük Kareler Yöntemi

Deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen sonuçların modellenmesi için oluşturulan veri tablosuna en iyi uyan fonksiyon belirlenmeye çalışılır. Bir veri tablosuna en iyi

uyan fonksiyonu bulma sürecine regresyon analizi denir. Regresyon analizi yaparken en çok kullanılan yöntemlerden biri en küçük kareler yöntemidir.

Belli ölçümler sonucunda i = 1, 2, ... , niçin (x_i, y_i) verileri elde edilmiş olsun. Burada, her bir y_i'nin$x_i$ye bağlı olarak değiştiği varsayılmaktadır. (x_i, y_i) düzlemde noktalar olarak düşünüldüğünde, pratikte bu noktalar düzgün bir eğri üzerinde, başka bir deyimle, bilinen bir fonksiyonun grafiği üzerinde bulunmazlar. Hatta bazı durumlarda, (x_i, y_i) ler arasında ne tür bir bağıntı bulunduğu dahi bilinmeyebilir. Ancak, yapılan ölçümlerin doğası gereği, her i = 1, 2, ... , niçin $y_i = f(x_i)$ olacak biçimde bir fonksiyonun var olduğu, ölçümlerde yapılan hata nedeniyle bu eşitliklerin bazıları veya hepsinin sağlanmadığı kabul edilebilir. Bu düşünceyle, ölçülen $y_i$değeri $f(x_i)$ için yaklaşık değer kabul edilerek bu yaklaşımdaki hatanın minimum olduğu fonksiyonu belirlenmeye çalışılır. Bu amacı gerçekleştirmek için *f* fonksiyonunun bir takım parametrelere bağlı bir ifadesi bulunduğu varsayılıp eldeki veriler yardımıyla bu parametreler belirlenmeye çalışılır. Örneğin, *f* fonksiyonu

$$y = f(x) = mx + b \quad (4.10)$$

İfadesin de olduğu gibi bir doğrusal fonksiyon veya

$$y = f(x) = ax^2 + bx + c \quad (4.11)$$

ifadesinde olduğu gibi bir 2. derece polinom olabilir ki bu durumda belirlenmesi gereken parametreler *a* , *b* , *c* , *m* dir. y_i değeri $f(x_i)$ için yaklaşık değer, $f(x_i) \approx y_i$, kabul edilince yapılan hata

$$y_i - f(x_i) \quad (4.12)$$

olur ve amaç, bu hatalar minimum olacak şekilde bir *f* fonksiyonu bulmaktır.

En küçük kareler yönteminde aranan fonksiyon, ya da onun parametreleri, tüm artıkların kareleri toplamı olan

$$\sum_{i=1}^{n}(y_i - f(x_i))^2 = (y_1 - f(x_1))^2 + \cdots + (y_n - f(x_n))^2 \quad (4.13)$$

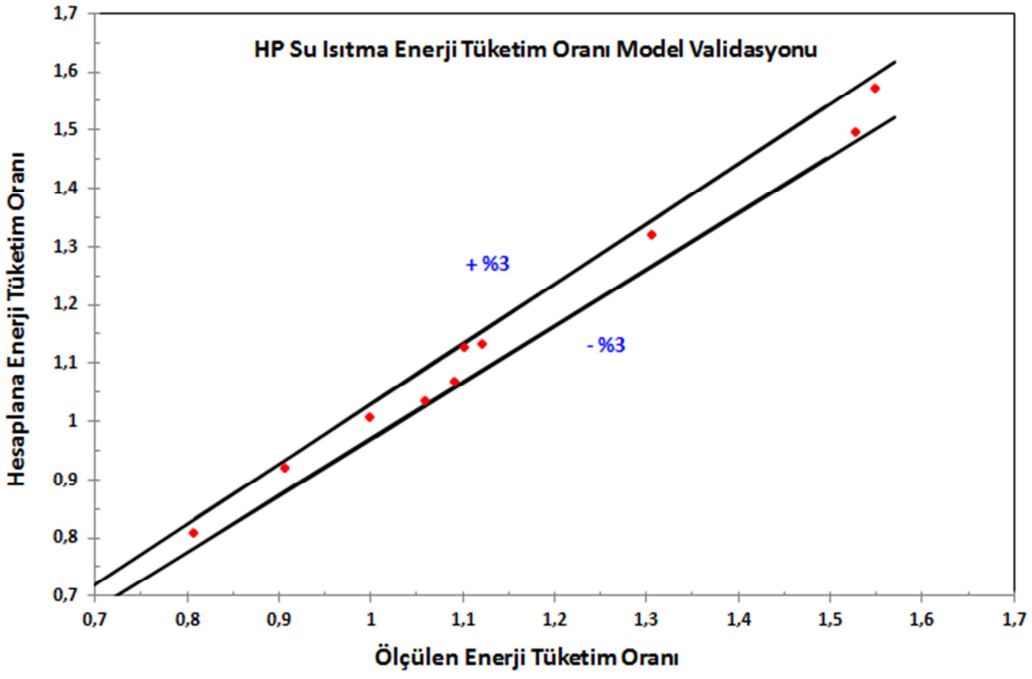
ifadesini minimum yapacak şekilde belirlenir. En küçük kareler yöntemi kullanılarak elde edilen regresyon ifadesinin sonucunun, karşılaştırılacak veriler ile yeterli doğruluk göstermesi beklenmektedir. Ancak bu şekilde kurulan modelin geçerliliği sağlanmış olabilmektedir.

4.4 Regresyon Modeli Sonuçlarının İncelenmesi

Regresyon analizini için Minitab programından yararlanılmıştır. Analiz sonucunda (4.14) eşitliği elde edilmiştir.

$$ln(ETO) = 0{,}0578 - 1{,}09\ ln(pi1) - 8{,}25\ ln(pi2) + 0{,}381\ ln(pi3) \quad (4.14)$$

Analizler için 10 adet deney datası kullanılmıştır. Deney sonucunda elde edilen ETO değerleri ile model sonuçlarının karşılaştırması Şekil 4.1'de görülmektedir. Deney sonuçları ile model sonuçları arasında hata oranı % ±3 olmaktadır.



Şekil 4.1 Enerji tüketim oranı için model ve deney sonuçları karşılaştırması

Minitab programı regresyon analizi EK-C' de görülmektedir

BÖLÜM 5

SONUÇ VE ÖNERİLER

Gerçekleştirilen tez çalışması kapsamında hava kaynaklı ısı pompası kullanılan su ısıtma sisteminde buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisi parametreleri incelenmiş ve bu parametrelerdeki değişimlerin yoğuşturucu kapasitesine, su ısınma süresine ve enerji tüketimine olan etkisine bakılmıştır. Deneyler sonucunda tespit edilen enerji tüketimleri tasarım noktası enerji tüketim miktarına oranlanarak ifade edilmiştir. Ayrıca soğutma çevriminde kullanılan komponentlerin enerji tüketimleri belirlenerek incelenen parametre değişimlerine bağlı olarak sistemde toplam enerji tüketiminin minimum olduğu durum tespit edilmiştir.

Yapılan çalışmada oransal olarak ifade edilen enerji tüketiminde buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisi parametreleri belirleyici parametreler olmaktadır. Buharlaştırıcı sıcaklığının artması enerji tüketim oranını arttırmaktadır. Enerji tüketim oranının artması sistemin enerji tüketiminde artış olduğunu göstermektedir. Hava debisindeki artış ve buharlaştırıcı sıcaklığındaki azalış ile birlikte su ısınma süresi kısalmakta bu durum enerji tüketiminin azalış yönünde eğilim göstermesine sebep olmaktadır. Yapılan çalışmaların sonuçları aşağıda maddeler halinde paylaşılmıştır.

1. Kurulan deney düzeneğinde sistemin su ısıtma performansına bakılmıştır. Bu amaçla suyu ısıtmak için gereken toplam ısıtma kapasitesi hesaplanmıştır.

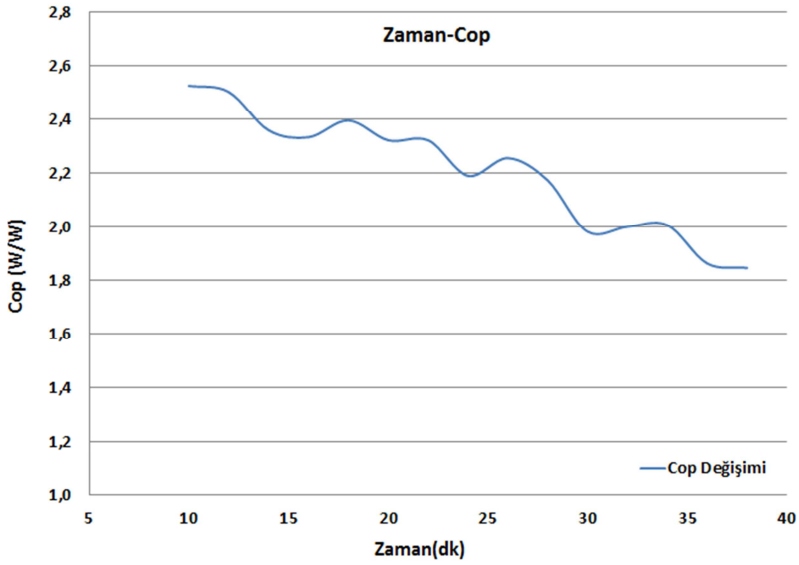
Toplam ısıtma kapasitesi ihtiyacı ise denklem 3.1 ve denklem 3.2 toplanarak hesaplanmıştır.

$$Q_{toplam\ ısıtma\ kapasitesi\ ihtiyacı} = m_{su} x cp_{su} x \Delta T + m_{yük} x cp_{yük} x \Delta T \quad (3.3)$$

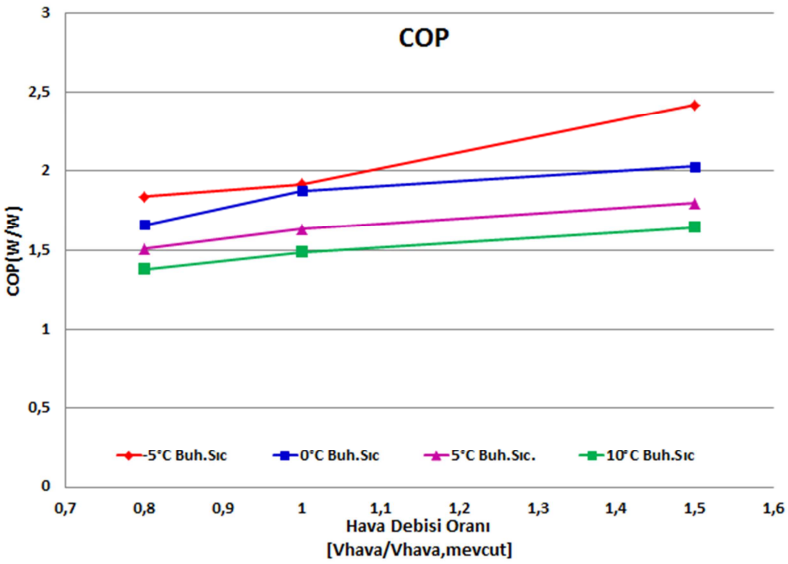
Sistemde kompresörün çektiği ortalama güç değeri (W_{komp}) veri toplama sistemi ile okunmaktadır. Her iki dakikalık periyot için ısıtma tesir katsayısı hesabı (COP) denklem (3.4) kullanılarak hesaplanmıştır.

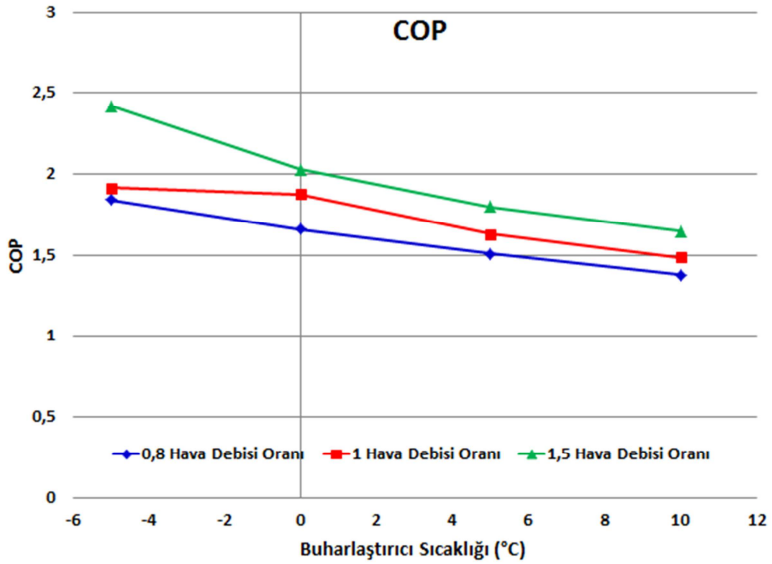
$$COP = \frac{Q_{toplam\ ısıtma\ kapasitesi\ ihtiyacı}}{W_{komp}} \quad (3.4)$$

Böylelikle her periyoda ait bir COP değeri elde edilmiştir. Sonrasında elde edilen COP değerlerinin zamana bağlı grafiği çizilmiştir.

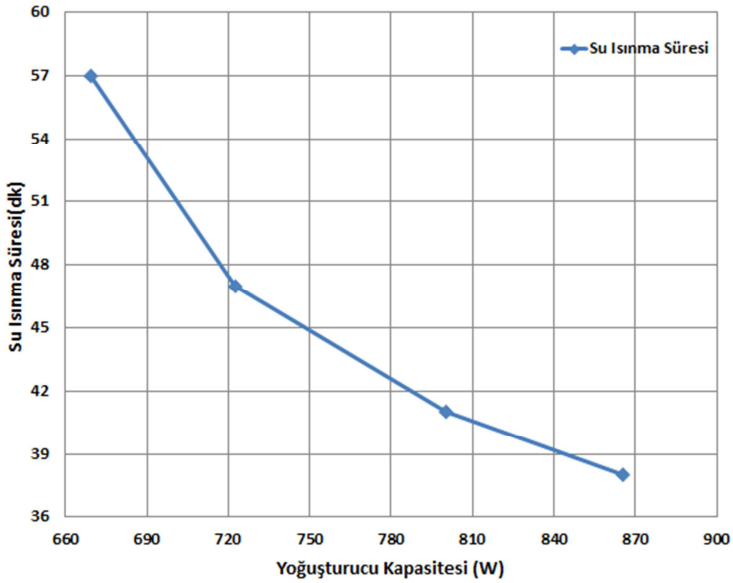


Su ısınmaya başladıktan sonra COP'nin zamanla azaldığı görülmektedir. Bunun sebebi ise zamanla kompresörün çektiği gücün artması ve buharlaştırıcı sıcaklığı sabit kalırken yoğuşturucu sıcaklığı artmasıdır. Bu durumda buharlaştırıcı kapasitesi sabit kalırken giriş gücü artıyor ve COP azalıyor. Tüm deneyler için ortalama COP değeri hesaplanmış ve -5°C buharlaştırıcı sıcaklığı ve 1,5 hava debisi oranında COP'nin en büyük değerde olduğu görülmektedir.

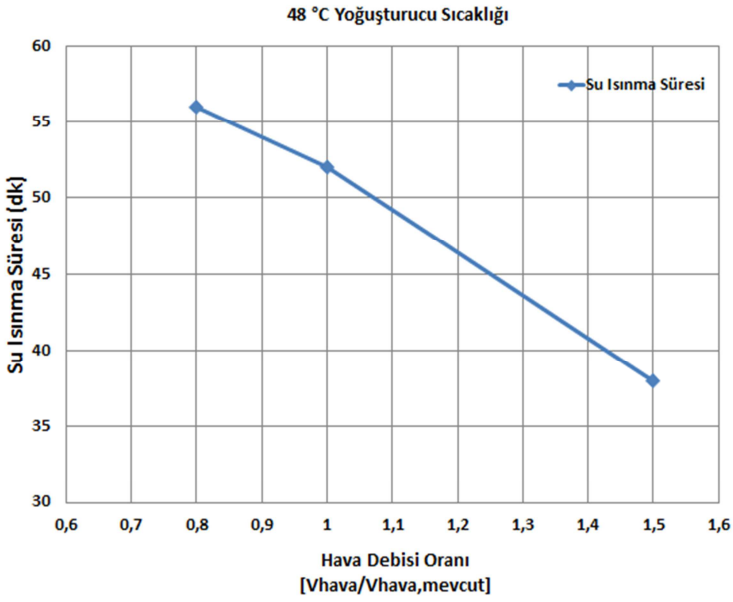




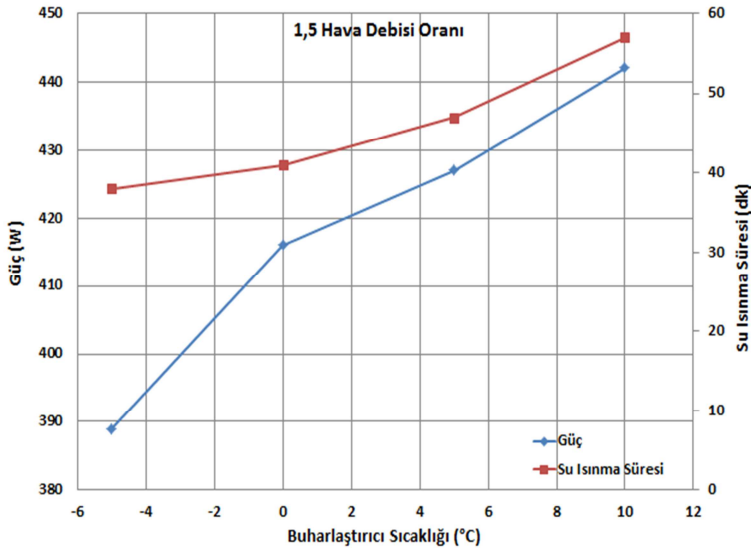
2. Deneysel çalışmalarda yoğuşturucu kapasitesinin su ısınma süresine etkisi incelenmiştir. Bu amaçla 4 farklı buharlaştırıcı sıcaklığında 3 farklı hava debisinde yapılan deneyler de yoğuşturucu kapasitesinin artması ile su ısınma sürelerinin kısaldığı görülmektedir. Yoğuşturucu kapasitesinin artmasıyla yoğuşturucudan suya olan ısı transfer miktarı artmaktadır. Böylece su daha kısa sürede ısınmaktadır.



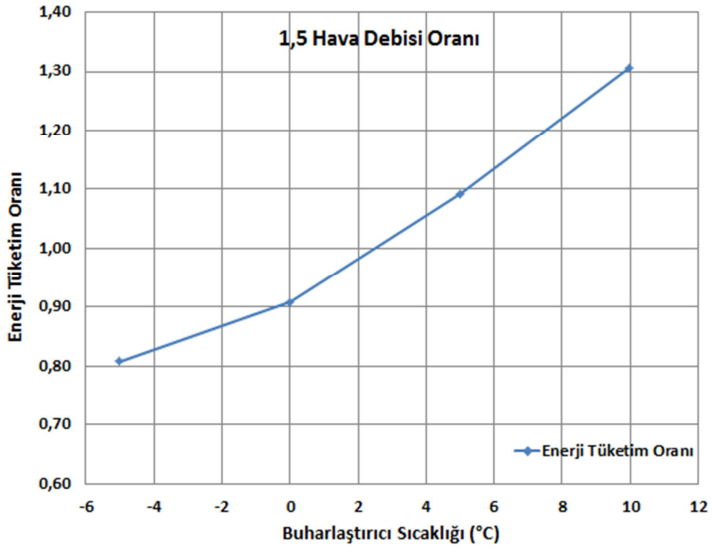
3. Hava debisindeki artış ile su ısınma sürelerinin kısaldığı görülmektedir. Buharlaştırıcı üzerinden geçirilen hava miktarının artması sonucu ortam havasından buharlaştırıcıya doğru olan ısı transferi (soğutma kapasitesi) artmaktadır. Soğutma kapasitesindeki bu artış yoğuşturucu kapasitesini arttırmakta böylelikle su daha kısa sürede ısınmaktadır.



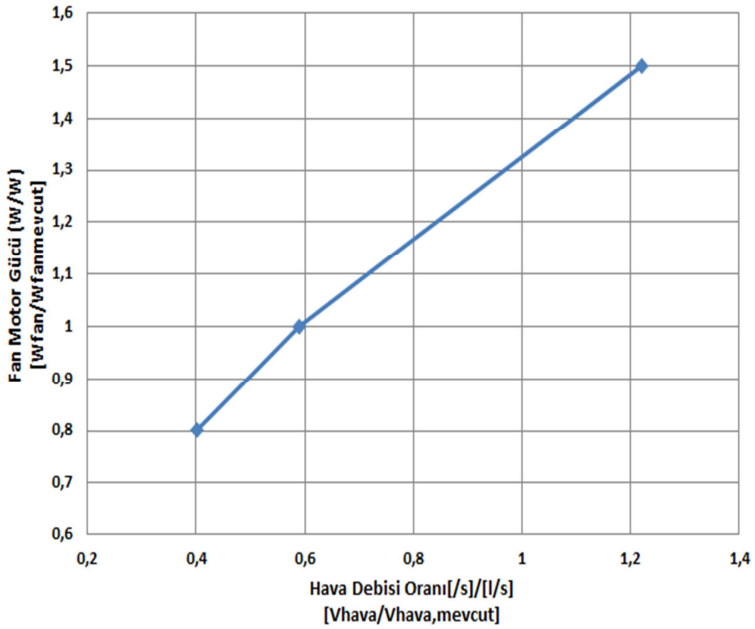
4. Kompresör gücü enerji tüketimini etkileyen en önemli parametrelerden biridir. Deney sisteminde kompresör gücündeki değişime bağlı olarak enerji tüketim çıktıları elde edilmiştir. Sabit hava debisinde ve 4 farklı buharlaştırıcı sıcaklığında su ısınma süresindeki ve kompresörün çektiği güçteki değişimi görülmektedir.



Sabit hava debisi oranında gerçekleştirilen deneylerde buharlaştırıcı sıcaklığındaki artış ile birlikte su ısınma süresinin arttığı buna bağlı olarak kompresör gücünün de arttığı görülmektedir. Bu durumda enerji tüketiminin kompresörün çektiği güç arttıkça arttığı görülmektedir.

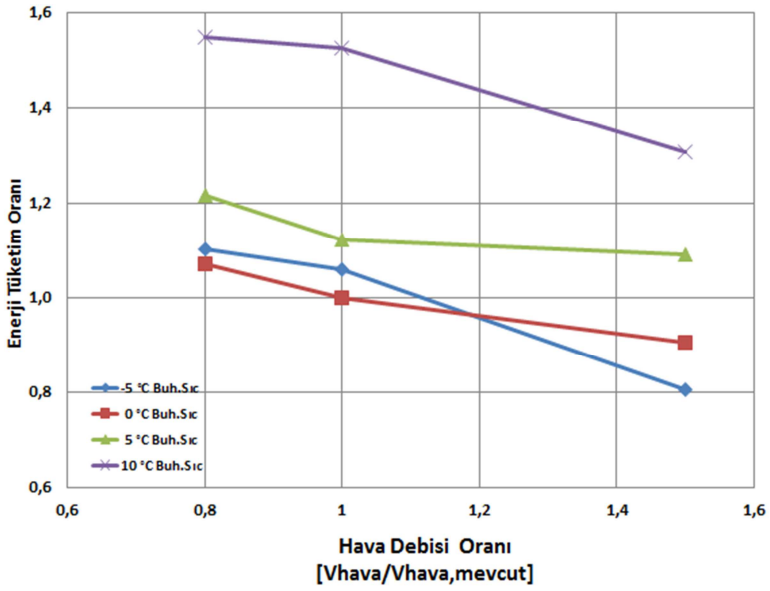


5. Değişen fan hızına bağlı olarak motorun giriş elektriksel güç değişimi aşağıdaki grafikte görülmektedir.

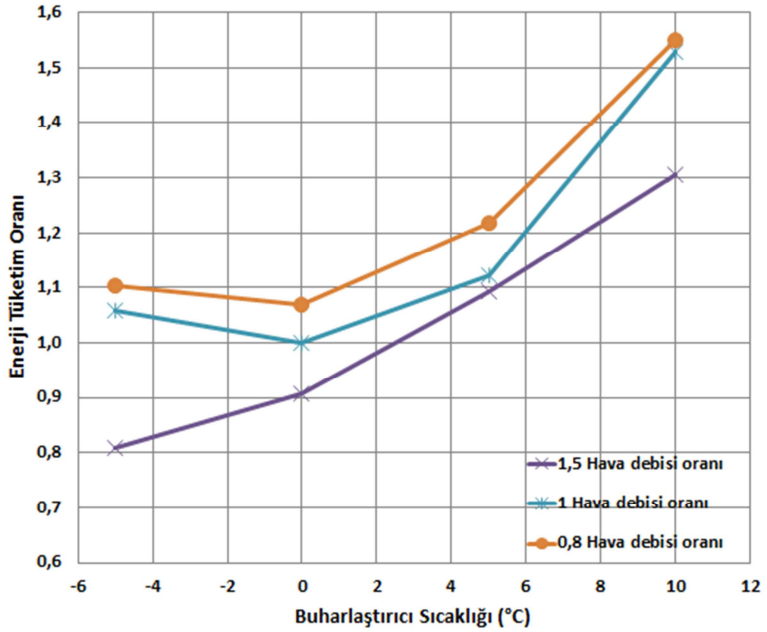


Hava debisi oranındaki artış ile birlikte fan motorunun çektiği güç artmaktadır. Gücün artması enerji tüketimini arttırmaktadır. Fakat sistemin geneline bakıldığında enerji tüketim oranını azaldığı görülmektedir. Enerji tüketimindeki bu azalışın sebebi fan dışındaki diğer parametrelerin (kompresör gücü, su ısınma süresi, buharlaştırıcı sıcaklığı) daha baskın davranış göstermesidir.

Farklı hava debilerinde ve farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarında yapılan deneylerde hava debisi azaldıkça ve buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça sistem çalışma süresindeki artış sebebiyle enerji tüketiminin arttığı görülmektedir. Hava debisinin artırılması ortamdan buharlaştırıcıya doğru olan ısı transferinde artış sağladığından buharlaştırıcının soğutma kapasitesi artmaktadır. Artan soğutma kapasitesi sistem performansını iyileştirmekte ve böylece enerji tüketimini azalmaktadır.



6.Yapılan deneylerde buharlaştırıcı sıcaklığı azaldıkça enerji tüketiminin azaldığı görülmektedir.

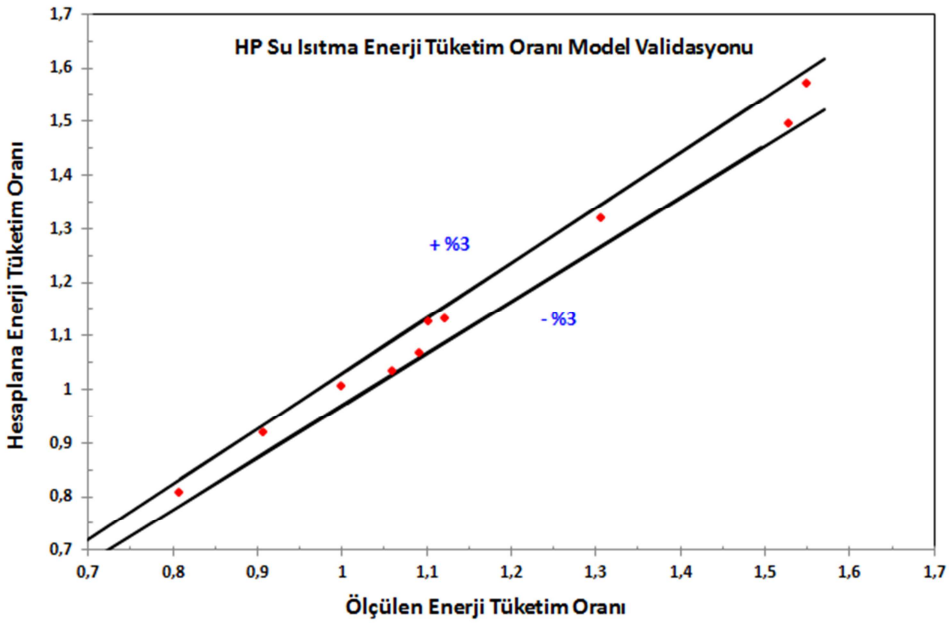


Grafikte en yüksek hava debisi oranında enerji tüketiminin en az olduğunu görülmektedir. Bunun sebebi buharlaştırıcı üzerinden geçirilen hava debisi arttırıldığında buharlaştırıcıya doğru gerçekleştirilen ısı transferinin artmasıdır. Böylelikle artan buharlaştırıcı kapasitesi yoğuşturucu kapasitesini arttırmaktadır.

Düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında enerji tüketiminin daha az olmasının sebebi ise buharlaştırıcı ile ortam arasındaki sıcaklık farkının artması böylece buharlaştırıcıya olan

ısı transferinin artmasıdır. Artan ısı transferi ile buharlaştırıcının yüksek kapasitede kullanılması yoğuşturucu kapasitesini arttırmakta böylelikle suya olan ısı transferi artmakta su daha kısa sürede ısıtılabilmektedir.

7. Analizler için 10 adet deney datası kullanılmıştır. Deney sonucunda elde edilen ETO değerleri ile model sonuçlarının karşılaştırması Şekil'de görülmektedir. Deney sonuçları ile model sonuçları arasında hata oranı % $\pm$3 olmaktadır.



Enerji tüketim oranı için model ve deney sonuçları karşılaştırması

8. Oluşturulan model ile hava kaynaklı ısı pompalı su ısıtma sistemlerinde enerji tüketim oranını buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisine bağlı olarak hesaplanabilmektedir. Bu model ile enerji tüketim oranı model üzerinden belirlenerek farklı buharlaştırıcı sıcaklıkları ve farklı hava debilerinde enerji tüketiminde artış veya azalışın olduğu koşullar tespit edilebilecektir.

9.Yapılan teorik hesaplamalarda dış (su) taşınım katsayısı 2499 $\frac{W}{m^2 \cdot C}$,iç (R134a) taşınım katsayısı ise 3888 $\frac{W}{m^2 \cdot C}$ olarak hesaplanmıştır.

10. Minimum enerji koşulu 1,5 hava debisi oranı ve -5 buharlaştırıcı sıcaklığında elde edildiği görülmüştür. Minumum enerji koşulu konvensiyonel elektrikli ısıtıcı kullanılan

su ısıtma sistemi ile kıyaslandığında enerji tüketiminde % 40,9 oranında azalma görülmektedir.

Yapılan tez çalışmasıyla ısı pompası sisteminin su ısıtma amaçlı kullanılması durumunda oldukça verimli sonuçlar elde edileceği görülmüştür. Su ısıtmada elektrikli ısıtıcılar yerine ısı pompalı sistemlerin kullanılması enerji tasarrufu açısından uygun olacaktır.

Gelecekte ısı pompalı su ısıtma sistemlerinin verimliliğinin arttırılması için aşağıda sıralanmış olan öneriler uygulanabilir:

Deney sisteminde su sıcaklığı arttığında sistem COP' si azalmaktadır. Bu durum sabit devirli kompresör yerine değişken devirli kompresör kullanılarak engellenebilir.

Aynı parametrelerle farklı kapasitede kompresörler kullanılarak modelleme oluşturulabilir.

Sarmal yoğuşturucuda boru boyunu kısaltmaya yönelik olarak boru iç yüzeyinde yiv bulunan uygulamalar denenebilir.

Su ısıtma sürelerindeki uzamayı daha da kısaltmak için hava debisi optimizasyon çalışmaları farklı buharlaştırıcı sıcaklıkları içinde yapılabilir.

Isı pompalı su ısıtma sisteminin verimli uygulamalar olduğu ortaya konulmasına rağmen yatırım maliyetlerinin diğer sistemlere göre yüksek olmaktadır. Bu sebeple sistemin verimli bir şekilde çalıştırılmasıyla elde edilecek düşük enerji ile yatırım için harcanan ek maliyetin geri kazanılabilmesi için sistem tasarımının en uygun şekilde yapılmasına dikkat edilmelidir.

KAYNAKLAR

[1] Mirza, M., (2006). Isı pompalı kurutucunun ısıl tasarımı., Yüksek lisans tezi Ege Üniversitesi , İzmir.

[2] Orhan, B. ve Güngör A. "Aile tipi hava kaynaklı ısı pompalı su ısıtıcısı termodinamik analizi ve tasarımı" Bildiri kitabı ,İzmir.

[3] Shanghai Jiao Tong University, China (2011),"Experimental research and operation optimization of an air-source heat pump water heater Institute of Refrigeration and Cryogenics "

[4] Zhang, L., Fujinawa, T. ve Saikawa M., (2012), "A new method for preventıng aır source heat pump water heaters from frostıng "

[5] Shao Li (2006), "Condensatıon heat transfer of r-134a ın horızontal straıght and helıcally coıled tube-ın-tube heat exchangers"

[6] H.J. Kang (1999), "Condensation of R134a flowing inside helicoidal pipe "

[7] Poyraz, O., (2011) "Soğutucuların dondurucu bölmesinde hava dağılımına etki eden parametrelerin incelenmesi", İstanbul.

[8] Kline, S.J. ve McClintock, F.A., (1953). "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments", ASME Summer Meeting.

[9] Şeker, D., Karataş, H., Mısır, İ., Nikbay, M. ve Gür T., (2000), "Ölçüm Belirsizliği Hesaplama Metodu ve Bunun Bir Deney Sistemine Uygulanması", Araştırma Notu, Arçelik A.Ş. Rapor Veri Tabanı, İstanbul.

[10] Kocatürk, S., (2004), Soğutma Sistemlerinde Döngüsel Kayıpların Deneysel ve Teorik İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Makine Mühendisliği, İstanbul.

[11] Salimpur M., (1999), Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heatexchangers M.R.Salimpour Department of Mechanical Engineering, Isfahan University of Technology,Iran.

[12] Coates,J and Pressburg,B,S.(1959) ,"Heat Transfer to Moving Fluids,Chem,Eng."

[13] Kline, S.J. ve McClintock, F.A., (1953). "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments", ASME Summer Meeting.

EK-A

KALİBRASYON EĞRİLERİ

A-1 Kalibrasyon Denklem Katsayıları

Çizelge A.1 Termokulp kalibrasyon denklem katsayıları

Termokulp Adı	x	y	Termokulp Adı	x	y
buharlaştırıcı giriş	0,9856	-0,417000078	iğne vana çıkış	0,9854	-0,1769774
buharlaştırıcı 2.pas	0,9910	-0,6309695	Sirkülasyon su giriş	0,9851	-0,1580616
buharlaştırıcı 3.pas	0,9982	-0,689910236	Sirkülasyon su çıkış	0,9827	-0,1108623
buharlaştırıcı 3.sıra 2.pas	0,9994	-0,831525384	Dış yoğuşturucu giriş	0,9893	-0,5165479
buharlaştırıcı 3.sıra 3.pas	0,9921	-0,682154717	Dış yoğuşturucu çıkış	0,9925	-0,6798085
Buharlaştırıcı son sıra 5.pas	0,9984	-0,826796266	Hava buharlaştırıcı giriş	0,9933	-0,6478734
Buharlaştırıcı son sıra 4.pas	0,9891	-0,634029093	Hava buharlaştırıcı giriş 2	0,9877	-0,5045096
Buharlaştırıcı son sıra 2.pas	0,9878	-0,577445613	Hava buharlaştırıcı çıkış	0,9925	-0,6899597
Buharlaştırıcı son sıra 1.pas	0,9850	-0,48646172	Hava buharlaştırıcı çıkış 2	0,9928	-0,7257014
Buharlaştırıcı son sıra 3.pas	0,9865	-0,506790453	ortam üst	0,9930	-0,7434195
Buharlaştırıcı çıkış	0,9843	-0,449163452	ortam sol	0,9930	-0,6980447
Kompresör giriş	0,9879	-0,438103244	İç yoğuşturucu çıkış	0,9876	-0,4474112
Kompresör kafa	0,9866	-0,299383147	Yoğuşturucu giriş	0,9883	-0,4064003
dryer çıkış	0,9866	-0,273703364	İç yoğuşturucu giriş	0,9887	-0,5268618

Çizelge A.2 Basınç transduseri kalibrasyon denklem katsayıları

Basınç Transduseri Adı	**x**	**y**
Bt yoğuşturucu çıkış (db)	3,9991	-0,04666
Bt kompresör çıkış (yb)	4,0006	0,0466

EK-B

ISIL HESAPLAMALAR

```
" -5 °C evaporasyon 12 lt/sn  hava debisi şartlarında yapılan deney referans alınarak yapilan ısıl hesaplamalar"

{BSD104DV Kompresör MAP 9 Nokta bağıntısı}

m_komp=a1+a2*T_eva+a3*T_eva^2+a4*T_kond+a5*T_eva*T_kond+a6*T_kond*T_eva^2+a7*T_kond^2+a8*T_kond^2*T_eva+a9*T_kond^2*T_eva^2

W_komp=b1+b2*T_eva+b3*T_eva^2+b4*T_kond+b5*T_eva*T_kond+b6*T_kond*T_eva^2+b7*T_kond^2+b8*T_kond^2*T_eva+b9*T_kond^2*T_eva^2

T_eva=-5                                    "Evaporatör Sıcaklığı (°C)"

T_kond=Temperature(R134a,P=12.49,x=1)    "Kondenser Sıcaklığı (°C) Kompresör çıkış basıncı alındı"

a1=40.21
a2=0.975
a3=-0.063
a4=-1.245
a5=-0.022
a6=0.0022
a7=0.011
a8=0.0002
a9=-0.00002

b1=423.1
b2=-41.79
b3=1.729
b4=-3.025
b5=0.75
b6=-0.025
b7=0.04125
b8=0.0015
b9=-0.00015

t_sugiriş=43.33

t_suçıkış=43.9
```

"Suyun Özellikleri"

mu_su=Viscosity(Water,T=t_suçıkış,P=1) "kg/m*sn"

k_su=Conductivity(Water,T=t_suçıkış,P=1) "W/m*°C"

Pr_su=Prandtl(Water,T=t_suçıkış,P=1)

m_su=0.75 "Su debisi (kg/sn)"

"dsu_dış=0.06" "m"

dsu_iç=0.035 "m"

"Lhazne=0.175" "m"

Achazne=((3.14*(0.055^2-0.035^2)/4)+(3.14*(0.035^2-0.025^2)/4)+(3.14*(0.025^2-(0.006^2)*2)/4)) "Hazne Kesit Alanı (m^2)"

Gshazne=m_su/Achazne "(kg*/m^2sn)"

d_sarmalkond=0.04 "m"

"Toplam Isı Transfer Katsayısı Hesabı"

U=Q_kond/(Askond*(DeltaT_LM))

"Su Tarafı Taşınım Katsayısı Hesabı"

Q_kond=h_sudeneysel*Askond*(46.01-43.61)

"Salimpur vd."

p_boruadımı=0.003 "m"

z_çapadımı=p_boruadımı/(3.14*d_sarmalkond) "m"

d_h=((dsu_iç)^2-3.14*(d_i) *(d_d)^2 *(z_çapadımı)^(-1))/(dsu_iç+3.14*(d_i)*(d_d) *(z_çapadımı)^(-1)) "hidrolik çap (m)"

Re_su=(Gshazne*d_h)/(mu_su)

Nu_su=24.55*((Re_su)^(0.513))*(Pr_su^(0.129))*(z_çapadımı^(0.938))

h_su=(Nu_su*k_su)/d_h " W/(m^2*°C) "

"İç Taşınım Katsayısı Hesabı"

k_bb=k_('Copper', 48)

1/(h_içdeneysel*A_boruic)=((1/(U*A_borudıs))-(1/(h_sudeneysel*A_borudıs))-(ln(d_d/d_i)/(2*3.14*k_bb*Lkond))) " W/(m^2*°C) "

1/(h_iç*A_boruic)=((1/(U*A_borudıs))-(1/(h_su*A_borudıs))-(ln(d_d/d_i)/(2*3.14*k_bb*Lkond))) " W/(m^2*°C) "

a1 = 40.21	a2 = 0.975	a3 = -0.063	a4 = -1.245
a8 = 0.0002	a9 = -0.00002	Achazne = 0.002318	Askond = 0.1405 [-]
b2 = -41.79	b3 = 1.729	b4 = -3.025	b5 = 0.75
b9 = -0.00015	cp_{hava} = 1.004 [kJ/kg-K]	δT_{LM} = 4.236	$dsu_{iç}$ = 0.035
$d_{sarmalkond}$ = 0.04	Gshazne = 323.5 [-]	$h_{iç}$ = 3672	$h_{içdeneysel}$ = 3888
k_{su} = 0.623 [W/m-K]	Lkond = 7.46	μ_{su} = 0.0006081 [kg/m-s]	m_{hava} = 15.22 [kg/m^3]
$n_{kompverim}$ = 0.96	Pr_{su} = 4.082 [-]	$p_{boruadımı}$ = 0.003	Q_{eva} = 420.5 [kJ/m^3-K]
$Thava_{evagiriş}$ = 22.1	$Thava_{evaçıkış}$ = -5.4	T_{eva} = -5	T_{kond} = 47.86 [C]
W_{komp} = 389.8 [-]	$W_{kompdeney}$ = 422.4 [-]	$z_{çapadımı}$ = 0.02389 [-]	

$a5 = -0.022$

$a6 = 0.0022$

$a7 = 0.011$

$A_{borudis} = 0.00002826$

$A_{boruic} = 0.00002375$

$b1 = 423.1$

$b6 = -0.025$

$b7 = 0.04125$

$b8 = 0.0015$

$d_d = 0.006$

$d_h = 0.03048$

$d_i = 0.0055$

$h_{su} = 2617$ [W/m-K]

$h_{sudeneysel} = 2499$

$k_{bb} = 399.3$

$m_{komp} = 3.832$ [-]

$m_{su} = 0.75$

$\nu_{su} = 128$

$Q_{kond} = 842.9$ [-]

$Re_{su} = 16215$ [m-s/kg]

$\rho_1 = 1.18$ [kg/m^3]

$t_{sugiriş} = 43.33$

$t_{suçıkış} = 43.9$

$U = 1416$ [-]

EK-C

REGRESYON ANALİZİ

Regression Analysis: ln(ETO) versus ln(pi1); ln(pi2); ln(pi3)

The regression equation is

ln(ETO) = 0,0578 - 1,09 ln(pi1) - 8,25 ln(pi2) + 0,381 ln(pi3)

Predictor	Coef	SE Coef	T	P
Constant	0,05776	0,07494	0,77	0,463
ln(pi1)	-1,0946	0,3043	-3,60	0,007
ln(pi2)	-8,249	1,599	-5,16	0,001
ln(pi3)	0,3814	0,2116	1,80	0,109

S = 0,0320255 R-Sq = 98,0% R-Sq(adj) = 97,2%

Analysis of Variance

Source	DF	SS	MS	F	P
Regression	3	0,39333	0,13111	127,83	0,000
Residual Error	8	0,00821	0,00103		
Total	11	0,40153			

Source	DF	Seq SS
ln(pi1)	1	0,31896
ln(pi2)	1	0,07103
ln(pi3)	1	0,00333

Çizelge C.1 Regresyon analizi sonuçları

ln(ETO)	*ln(pi1)*	*ln(pi2)*	*ln(pi3)*	*RESI1*	*FITS1_1*
0,43813589	0,169005376	-0,06731853	0,028171	-0,01293	0,45107
0,098324753	0,239893552	-0,064378662	-0,2782	-0,01943	0,117752
0,423747153	0,195613834	-0,061353931	-0,07411	0,020872	0,402875
0,114908881	0,298471713	-0,050150922	-0,2782	-0,00988	0,124793
0	0,397019162	-0,069623322	-0,35667	-0,00515	0,00515
0,057363395	0,31059637	-0,059174473	-0,29725	0,024264	0,0331
0,267178092	0,287999022	-0,061850135	-0,20544	-0,00896	0,276136
0,088240633	0,394639832	-0,050604498	-0,39835	0,023995	0,064246
-0,096787285	0,5196692	-0,072865359	-0,53492	-0,01258	-0,08421
-0,213047091	0,656275395	-0,070462536	-0,61091	-0,0002	-0,21285

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Merve AYDIN

Doğum Tarihi ve Yeri : 15.09.1988 İstanbul

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : meray.aydin88@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	2012
Lise	Fen-Matematik	Kırımlı İsmail Rüştü Olcay Lisesi	2006

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2012-Devam	Arçelik A.Ş.	ArGe Mühendisi