

**R134A SOĞUTUCU AKIŞKANLI SUDAN SUYA ISI
POMPASI SİSTEMİNİN BİRİNCİ VE İKİNCİ KANUN
ANALİZİ**

Tayfun MÜVEZZİ



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**R134A SOĞUTUCU AKIŞKANLI SUDAN SUYA ISI POMPASI SİSTEMİNİN
BİRİNCİ VE İKİNCİ KANUN ANALİZİ**

Tayfun MÜVEZZİ
0000-0001-7247-7797

Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI
(Danışman)

Dr. Öğr. Üyesi Bahri AKSU
(İkinci Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2022
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Tayfun MÜVEZZİ tarafından hazırlanan “R134A SOĞUTUCU AKIŞKANLI SUDAN SUYA ISI POMPASI SİSTEMİNİN BİRİNCİ VE İKİNCİ KANUN ANALİZİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

Başkan : Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI
0000-0002-9763-6464
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Prof. Dr. Muhsin KILIÇ
0000-0003-2113-4510
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Dr. Öğr. Üyesi A. Hüsnü BADEMLİOĞLU
0000-0001-6944-4900
Bursa Teknik Üniversitesi,
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü
../01/2023

B.U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

12/12/2022

Tayfun MÜVEZZİ

TEZ YAYINLANMA FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI BEYANI

Enstitü tarafından onaylanan lisansüstü tezin/raporun tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı (kâğıt) ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda verilen koşullarla kullanıma açma izni Bursa Uludağ Üniversitesi'ne aittir. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet hakları ile tezin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki çalışmalarda (makale, kitap, lisans ve patent vb.) kullanım hakları tarafımıza ait olacaktır. Tezde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanılması zorunlu metinlerin yazılı izin alınarak kullandığını ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederiz.

Yükseköğretim Kurulu tarafından yayınlanan **“Lisansüstü Tezlerin Elektronik Ortamda Toplanması, Düzenlenmesi ve Erişime Açılmasına İlişkin Yönerge”** kapsamında, yönerge tarafından belirtilen kısıtlamalar olmadığı takdirde tezin YÖK Ulusal Tez Merkezi / B.U.Ü. Kütüphanesi Açık Erişim Sistemi ve üye olunan diğer veri tabanlarının (Proquest veri tabanı gibi) erişimine açılması uygundur.

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

R134A SOĞUTUCU AKIŞKANLI SUDAN SUYA ISI POMPASI SİSTEMİNİN BİRİNCİ VE İKİNCİ KANUN ANALİZİ Tayfun MÜVEZZİ

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

Bu çalışmada R134a soğutucu akışkan kullanan sudan suya ısı pompasının termodinamik analizinin yapılması hedeflenmiştir. Bunun için deney düzeneği ile kondenser kapasiteleri sabit kalacak şekilde evaporatörde farklı buharlaşma sıcaklıklarında ve farklı evaporatör su debilerinde deneyler yapılarak sistemin ısıtma tesir katsayısı, kompresör gücü, evaporatör kapasitesi, kondenser kapasitesi ve sistemde bulunan elemanların ekserji yıkımları ile ekserjik verimleri hesaplanmıştır. Deneyler esnasında 7 farklı noktada sıcaklık değerleri ölçümü yapılarak datalogger üzerinden ekranda ölçülen sıcaklıklar kayıt altına alınmıştır. Kondenser su debi değeri (100 l/h) sabit tutulup, evaporatör debileri 200 l/h, 300 l/h, 400 l/h ve buharlaşma sıcaklıkları ise 8 °C, 10 °C ve 12 °C olacak şekilde kademeli olarak değiştirilmiştir. 9 farklı koşulda gerçekleştirilen deneyler sonucunda enerji analizine göre ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı (COP_{HP}) değerlerinin 3,24 ile 4,63 arasında olduğu hesaplanmıştır. Isı pompasında en yüksek ısıtma tesir katsayısı değerinin 12 °C buharlaşma sıcaklığı ile 100 l/h kondenser debisi ve 400 l/h evaporatör debisinde $COP_{HP}=4,63$ olarak gerçekleştiği belirlenmiştir. En düşük ısıtma tesir katsayısı değeri 8 °C buharlaşma sıcaklığında ve kondenser su debisi sabit olacak şekilde 200 l/h evaporatör debisinde $COP_{HP}=3,24$ olarak gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Isı pompasının ekserji verimleri ise 0,268 ile 0,331 arasında değişkenlik göstermiştir. Sistemde bulunan elemanlarda meydana gelen en büyük ekserji yıkımı %77'lik oranla kompresörde meydana gelirken en düşük ekserji yıkımı %2'lik oranla genleşme elemanında olmuştur. En yüksek ekserji veriminin 12 °C buharlaşma sıcaklığı ile 100 l/h kondenser debisi ve 400 l/h evaporatör debisinde 0,331 olarak gerçekleştiği belirlenmiştir. Evaporatöre gönderilen suyun debisi ve buharlaşma sıcaklıkları arttıkça ısı pompasının ısıtma tesir katsayılarının ve ekserji verimlerinin doğru orantılı olarak arttığı gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isı Pompası, Sudan Suyu Isı Pompası, Enerji Analizi, Ekserji Analizi

2022, xii + 64 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

FIRST AND SECOND LAW ANALYSIS OF R134A REFRIGERANT WATER TO WATER HEAT PUMP SYSTEM

Tayfun MÜVEZZİ

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

In this study, it is aimed to make a thermodynamic analysis of a water-to-water heat pump using R134a refrigerant. For this purpose, the heating effect coefficient of the system, compressor power, evaporator capacity, condenser capacity, exergy destruction and exergy efficiency of the elements in the system were calculated by performing experiments at different evaporation temperatures and different water flow rates in the evaporator, with the experimental setup remaining constant. During the experiments, temperature values were measured at 7 different points and the temperatures measured on the screen were recorded via the datalogger. As a result of the experiments carried out under 9 different conditions, the heating efficiency coefficient (COP_{HP}) values of the heat pump were calculated to be between 3.24 and 4.63 according to the energy analysis. It was determined that the highest coefficient of heating effect in the heat pump was realized as $COP_{HP}=4.63$ at 12 °C evaporation temperature, 100 l/h condenser flow and 400 l/h evaporator flow. It was observed that the lowest heating effect coefficient value was realized as $COP_{HP}=3.24$ at 8 °C evaporation temperature and 200 l/h evaporator flow rate with constant condenser water flow. The exergy efficiencies of the heat pump varied between 0.268 and 0.331. It was determined that the highest exergy efficiency was 0.331 at 12 °C evaporation temperature, 100 l/h condenser flow and 400 l/h evaporator flow. It has been observed that the heating effect coefficients and exergy efficiencies of the heat pump increase in direct proportion as the flow rate and evaporation temperatures of the water sent to the evaporator increase.

Key words: Heat pump, Water to Water Heat Pump, R134a Refrigerant, Energy Analysis, Exergy Analysis.

2022, xii + 64 pages.

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca çalışmalarımın yürütülmesinde, araştırılmasında ve uygulanmasında bana her türlü bilgi, birikim ve tecrübesiyle yol gösteren sayın hocam Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI' ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Tezimin tamamında bana her türlü desteği sağlayan, analizlerin ve deneylerin yapılmasına yardımcı olan saygıdeğer hocam Dr. Öğr. Üyesi Bahri AKSU' ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Eğitim dönemim boyunca bana her zaman yardımcı olan ve desteklerini esirgemeyen çok değerli mesai arkadaşlarım Dr. Öğr. Üyesi Doğan ŞİMŞEK ve Emre KARABAKAL' a teşekkürlerimi sunarım.

Tüm meslek hayatım boyunca bana her zaman destek olan ve yanımda bulunan sevgili eşim Hilal' e, biricik oğlum Muhammed Akif' e ve bugünlere gelmeme vesile olan sevgili annem Ayşe, babam Vedat ve kardeşim Hasan Yiğit' e tüm kalbimle teşekkür ederim.

Tayfun MÜVEZZİ
12 / 12 / 2022

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	vi
ABSTRACT.....	vii
TEŞEKKÜR.....	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1 Isı Pompası.....	3
2.1.1 Isı Pompasının Tanımı ve Tarihçesi.....	3
2.1.2 Isı Pompasının Termodinamik Açından İncelenmesi ve Çalışma Prensipleri	4
2.2 Temel Soğutma Çevrimleri	7
2.2.1 Ters Carnot Çevrimi.....	7
2.2.2 İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi	9
2.2.3 Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi	12
2.3 Isı Pompalarının Kaynak Yapısına Göre Çeşitleri ve Temel Isı Kaynakları	13
2.3.1 Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemleri	15
2.3.2 Yer Altı Suyu Kaynaklı Isı Pompaları	16
2.3.3 Yüzey Suyu Kaynaklı Isı Pompaları	17
2.3.4 Güneş Kaynaklı Isı Pompaları	18
2.3.5 Hava Kaynaklı Isı Pompaları	19
2.3.6 Jeotermal Enerji Kaynaklı Isı Pompaları	19
2.3.7 Atık Su Kaynaklı Isı Pompaları	20
2.4 Soğutucu Akışkanlar	22
2.4.1 Soğutucu Akışkanların Özellikleri.....	22
2.4.2 Soğutucu Akışkanların Sınıflandırılması	24
2.5 Kaynak Araştırması.....	27
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	33
3.1 Giriş	33
3.2 Deney Düzenegi	33
3.3 Deneyde Kullanılan Malzemeler	33
3.4 Termodinamik Analiz	40
3.4.1 Enerji Analizi	40
3.4.2 Ekserji Analizi.....	42
4. BULGULAR ve TARTIŞMA.....	45
5. SONUÇ	59
KAYNAKLAR	60
ÖZGEÇMİŞ	64

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
$\dot{m}$	Kütlesel debi
s	Özgül entropi
$\dot{E}$	Ekserji
W	İş miktarı
h	Özgül entalpi
$^{\circ}\text{C}$	Derece santigrat
MW	Megawatt
kw	Kilowatt
V	Volt
I	Akım
$\dot{m}_r$	Soğutucu akışkan debisi
$\dot{V}_{evap.}$	Evaporatörden geçen suyun debisi
$\dot{V}_{kond.}$	Kondenserden geçen suyun debisi
η_{is}	İzentropik verim
$\eta_{vol.}$	Hacimsel verim
$\dot{E}_x$	Genel ekserji yıkımı
ex	Özgül ekserji
η_{II}	Isı pompasının ekserji verimi
$COP_{IP,tr}$	Tersinir ısı pompası performans katsayısı
$\cos \varphi$	Faz açısı
STK	Soğutma Tesir Katsayısı
ITK	Isıtma Tesir Katsayısı
kg/h	Kilogram/saat
kPa	Kilo Pascal
COP_{SM}	Soğutma makinası performans katsayısı
COP_{IP}	Isı pompası performans katsayısı
kJ/kg	Kilojoule/kilogram

Kısaltmalar	Açıklama
HVAC	Isıtma, havalandırma ve iklimlendirme sistemi
GDIP	Güneş destekli ısı pompası
HKIP	Hava kaynaklı ısı pompası
HTWSHP	Su kaynaklı ısı pompası
ODP	Ozon delme potansiyeli
GWP	Küresel ısınma potansiyeli
POE	Polyester yağ
HC	Hidrokarbonlar
HFO	Hidrofloroolefinler
HCFC	Hidrokloroflorokarbonlar
CFC	Kloroflorokarbonlar
ASHRAE	Amerikan Isıtma, Soğutma ve Havalandırma Mühendisleri Derneği
İBSSÇ	İdeal Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1. Soğutma makinası ve ısı pompası.....	5
Şekil 2.2. Isı pompası	5
Şekil 2.3. Ters Carnot soğutma makinasının tesisat şeması	8
Şekil 2.4. Ters Carnot soğutma çevriminin T-s diyagramı	8
Şekil 2.5. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin düzeni.....	11
Şekil 2.6. Soğutma çevriminin T-s ve lnP-h diyagramları üzerinde gösterilmesi	12
Şekil 2.7. Gerçek buhar sıkıştırırmalı çevrimi ve T-s diyagramı	13
Şekil 2.8. Yüzey suyu kaynaklı ısı pompaları ile konut ısıtma.....	18
Şekil 2.9. Geçmişten günümüze soğutucu akışkanların tarihsel gelişimi	26
Şekil 3.1. R134a soğutucu akışkanlı sudan suya ısı pompası deney sistemi.....	33
Şekil 3.2. Hermetik kompresör.....	34
Şekil 3.3. Otomatik genleşme valfi.....	35
Şekil 3.4. Sulu kondenser.....	35
Şekil 3.5. Evaporatör.....	36
Şekil 3.6. Alçak ve yüksek basınç anahtarları.....	36
Şekil 3.7. Alçak ve yüksek basınç manometreleri.....	37
Şekil 3.8. Sistemde kullanılan rotametre.....	37
Şekil 3.9. Sudan suya ısı pompası deney düzeneğine ait tesisat şeması.....	38
Şekil 4.1. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre kondenser kapasitelerinin değişimi.....	45
Şekil 4.2. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre kompresör güç tüketiminin değişimi.....	46
Şekil 4.3. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre evaporatör kapasitelerinin değişimi	47
Şekil 4.4. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre ısıtma tesir katsayılarının değişimi	48
Şekil 4.5. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre kompresörde meydana gelen ekserji yıkımının değişimi.....	50
Şekil 4.6. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre kompresörün ekserji verimliliğindeki değişim.....	51
Şekil 4.7. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre kondenserde meydana gelen ekserji yıkımındaki değişim	51
Şekil 4.8. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre kondenserin ekserji verimliliğindeki değişim.....	52
Şekil 4.9. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre evaporatörde meydana gelen ekserji yıkımının değişimi.....	53
Şekil 4 10. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre evaporatörün ekserji verimliliğindeki değişim.....	54
Şekil 4.11. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre genleşme elemanında meydana gelen ekserji yıkımının değişimi	55
Şekil 4.12. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre genleşme elemanının ekserji verimliliğindeki değişim.....	56
Şekil 4.13. 8 °C buharlaşma sıcaklığında ısı pompası elemanlarının ekserji yıkımları	57
Şekil 4.14. 12°C buharlaşma sıcaklığında ısı pompası elemanlarının ekserji verimleri	58

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 2.1	Isı pompaları için yaygın olarak kullanılan ısı kaynakları..... 14
Çizelge 2.2	Bazı soğutucu akışkanların temel özellikleri 24
Çizelge 3.1	LCD Ekranda ölçülen noktasal değerler 39
Çizelge 3.2	Buharlaşma Sıcaklıklarına Karşılık Ölçülen Sıcaklık Değerleri 40
Çizelge 4.1	Enerji analizi sonrasında ısı pompasındaki elemanların kapasiteleri ile ısı pompası performans katsayıları..... 49
Çizelge 4.2.	Buharlaşma sıcaklıklarına ve evaporatör su debilerine bağlı olarak ısı pompası sisteminin ekserji verimlilikleri 58

1. GİRİŞ

Dünya üzerinde teknolojik gelişmelerin ilerlemesi ile açığa çıkan en temel ihtiyaçlardan birisi olan enerji ihtiyacını karşılamak amacıyla yüzyıllar boyunca fosil yakıtlara ihtiyaç duyulmuş ve bu yakıtlar enerji ihtiyacını karşılamak amacıyla kullanılmıştır. Fosil yakıtların zararlı etkilerini en aza indirmek, daha çevreci ve doğaya zararı olmayan alternatif enerji kaynaklarının kullanılması günümüz koşullarında bir zorunluluk olmuştur. Küresel ısınma ve iklim değişikliklerine yol açması nedeniyle fosil yakıtlara karşın tercih edilen alternatif enerji kaynaklarının başında güneş, dalga ve rüzgâr vb. yenilenebilir kaynaklar gelmektedir. (Koçak, 2012)

Günümüzde kullanılan bu alternatif kaynaklardan birisi de ısı pompalarıdır. Enerjinin transfer edilmesi noktasında ısı pompaları diğer enerji transfer ve dönüştürme sistemlerinde olduğu gibi, var olan enerjinin istenilen konuma aktarımı sırasında kullanılan bir sistemdir. Isı pompalarında temel mantık bir ortamda var olan ısı enerjisinin kendisine göre ısı enerjisi daha az olan başka bir ortama aktarılması işlemidir. Bu işlem yapılırken ortamı ısıtmak için kullanılması gereken enerjiye kıyasla ısı enerjisinin taşınması için kullanılan enerjinin çok daha az olması ısı pompalarını ısınma üzerinde tasarruf sağlayan sistemler arasında ön plana çıkarmaktadır. (Uluyüce, 2019)

Isı pompalarının geliştirilmesi üzerine yapılan araştırmaların birçoğu sistem üzerinde ki parçaların iyileştirilmesi, tasarımın geliştirilmesi ve ısı pompalarının kullanılabilirliğini arttırmaya yönelik konular üzerine olmuştur. Isı pompalarının diğer alternatif enerji kaynaklarının yanında yerini alabilmesi ve tercih edilebilmesi için sistemin performansını arttırmaya yönelik çalışmalar enerji verimini yüksek oranda arttırmıştır. Enerji kaynağını kendisinden ısı enerjisi daha az olan bir ortama aktarma işlemi sırasında kullanılan kompresörlerin üretim ve tasarımında yapılan iyileştirmelerle ısı pompası sistemlerinin enerji tüketimlerinde %80 oranında bir azalma potansiyeli olduğu unutulmamalıdır. (Karaaslan, 2019)

Bu çalışmada R134a soğutucu akışkan kullanılan sudan suya ısı pompasının termodinamik analizinin (enerji analizi ve ekserji analizi) yapılması hedeflenmektedir.

Bunun için deney düzeneği ile kondenser kapasiteleri sabit kalacak şekilde evaporatörde farklı buharlaşma sıcaklıklarında ve farklı su debilerinde deneyler yapılarak sistemin ısıtma tesir katsayısı, kompresör gücü, evaporatör kapasitesi, kondenser kapasitesi ve sistemde bulunan elamanların ekserji yıkımları ile ekserji verimleri hesaplanmıştır. Deneyler esnasında 7 farklı noktada sıcaklık değeri ölçümü yapılarak datalogger üzerinden ekranda ölçülen sıcaklıklar kayıt altına alınmıştır. Bulunan bu sonuçlara göre termodinamik analizler yapılarak sistemin ısıtma tesiri katsayısı ve ekserji yıkımlarının hangi parametrelere bağlı olarak değıştiği belirlenmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1 Isı Pompası

2.1.1 Isı Pompasının Tanımı ve Tarihçesi

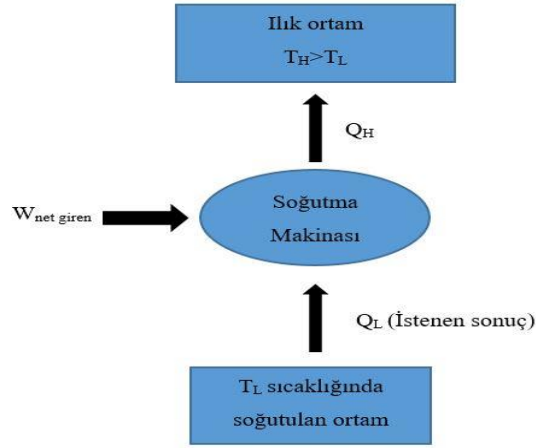
Pompalar genel olarak elektrik enerjisi kullanarak bu enerjiyi hidrolik enerjiye çeviren ve akışkanların bir ortamdan başka bir ortama aktarılması için kullanılan makinalardır. Isı pompaları ise düşük sıcaklıkta olan bir ortamdan yüksek sıcaklıkta olan başka bir ortama ısı enerjisini transfer eden makinalar olarak tanımlanabilir. Temel prensibi soğutma çevrimine dayanan ısı pompalarının temelleri 1824 yılında Nicolas Leonard Sadi Carnot tarafından ortaya atılmıştır. Bir makinanın ürettiği güç sisteme verilecek olursa sistem bir ısı pompası ya da soğutma makinası olarak çalışacak ve çevrim tamamlanacaktır. Carnot döngüsü olarak tanımlanan bu çevrim termodinamiğin temel prensibidir. Düşük sıcaklıktaki bir ortamdan ısı çekerek ortamın istenilen sıcaklıkta tutulmasını sağlayan soğutma makinalarının çalışma mantığının tam tersi olan ısı pompaları doğal akışa ters bu işlemi gerçekleştirmek için dışarıdan enerji girişine ihtiyaç duymakta ve bir de kaynak ihtiyacı doğmaktadır. Isı pompaları kaynak olarak hava, toprak ve suyu kullanmaktadır.

Isı pompası düzeneğinin çalışması için hem ısıtılacak hem de soğutulacak ortam gereklidir. Isıtılacak ortam çoğunlukla ev, mağaza gibi yaşam alanları olacağından, soğutulacak ortam hava, su veya topraktır. Bu teorinin ortaya çıkmasından yıllar sonra, Lord Kelvin tarafından ortamdan ısı çeken makinaların tam tersi bir çalıştırma ile ısıtma içinde kullanılabileceğini ifade etmesiyle günümüzde kullanılan ısı pompası sistemleri hayata geçmeye başlamıştır. II. Dünya savaşıdan önce birçok araştırmacı ve mühendis ısı pompası sistemlerini uygulamak ve geliştirmek için deneyler yapmışlardır. Barışın henüz hâkim olmadığı dönemlerde daha öncelikli problemlerden dolayı bu çalışmalara ara verilmiş ve savaştan sonra ise tekrar araştırmalara başlanmıştır. Isıtma amacıyla kullanılması düşünülen bu pompalara olan ilgi 1960'lı yıllarda artmamaya başlamıştır. . Bunun nedeni 1960'lı yıllarda petrol ve doğalgaz fiyatlarının ucuzlamasıdır. Bu durum da kurulum maliyeti yüksek olan ısı pompası sistemlerine olan ilgiyi azaltmıştır. Isı pompası sistemlerinin tekrar önem kazanması ise 1973'te meydana gelen enerji krizinden sonradır. Bu krizden sonra birçok bilim insanı tarafından çalışmalar ve araştırmalar

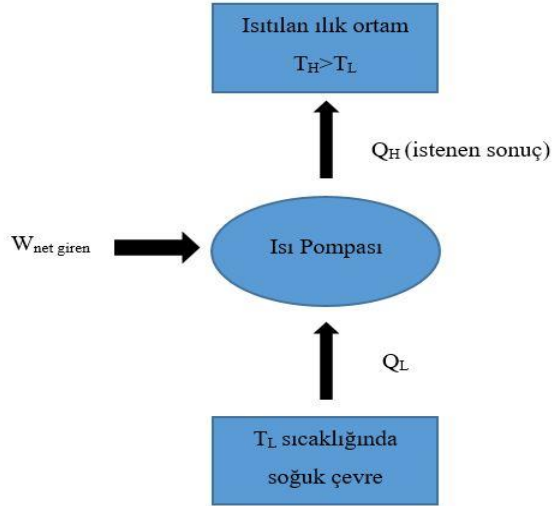
yeniden başlatılmıştır. Batı ülkelerinde ısı pompası sistemleri 1990 yılından sonra daha çok kullanılmaya başlanmış ve kullanıcı sayısında her geçen gün artış olmuştur. Ülkemizde ise ısı pompası sistemlerine olan ilgi yeterli düzeyde olmamış ve bu sistemlerin avantajlarının olmasına karşılık yeterli düzeyde yaygınlaşamamıştır. Ülkemizde 1990'lı yılların ortalarında ısı pompası sistemleri ilk defa uygulanmıştır. Dünyada fosil yakıtlarının sürekli azalması ve bu yakıtların fiyatlarının her geçen gün pahalılaşması ayrıca küresel ısınmanın etkilerinin en aza indirilmesi amacıyla ısı pompası sistemlerinin yaygınlaşacağı bunun sonucunda da ülkemizde daha çok kullanıcı tarafından tercih edileceği öngörülmektedir. (Arpacı, 2020)

2.1.2 Isı Pompasının Termodinamik Açıdan İncelenmesi ve Çalışma Prensibi

Soğutma makinalarında temel çalışma mantığı ısı enerjisi az olan bir mekândan ısı alarak mekânın sıcaklığının dış çevrenin sıcaklığından daha düşük seviyelerde olmasını sağlamaktır. Termodinamiğin İkinci Kanunu'na göre dış ortama ya da bulunulan mekâna göre enerjisi daha fazla olan mekâna doğru bir enerji geçişi termodinamik açıdan zorunludur. Isı pompasının çalışma prensibi ısı enerjisi fazla olan mekândaki sıcaklığın ortalama sıcaklıklara getirilmesine yardımcı olmaktır. Bu çalışma prensibini gerçekleştirebilmek için sıcaklığı az olan ısı kaynağından alınan enerjinin sıcaklığı arttırılmak istenen mekâna transfer edilmesi gerekmektedir. Isı pompaları kullanılarak sıcaklıkları arttırılmak istenen bu mekânlarda dış kaynak olarak çoğunlukla su, toprak veya hava kullanılmaktadır. Şekil 2.1 ve Şekil 2.2 'de soğutma makinası ve ısı pompasına ait genel çalışma prensibi gösterilmiştir. (Topçu, 2018)



Şekil 2.1. Soğutma makinası



Şekil 2.2. Isı pompası

Düşük sıcaklıktaki mekânlarda bulunan enerji ile birlikte çevrimin sağlıklı çalışabilmesi için yüksek sıcaklıktaki mekânlarda da enerjinin ideal seviyelerde olması gerekmektedir. Isı pompalarının genel çalışma prensibi sıcaklığı az olan ısı kaynağından alınan enerjinin sıcaklığı arttırılmak istenen mekâna transfer edilmesidir. Bu transfer sırasında aşağıdaki bağıntılar yazılabilir.

Soğutma makinasının performans katsayısı tanımından

$$COP_{SM} = \frac{\text{Elde edilmek istenen değer}}{\text{harcanması gereken enerji}} = \frac{Q_L}{W_{net\ giren}} \quad (2.1)$$

yazılır. Soğutma makinası çevrimine Termodinamiğin Birinci Kanunu uygulanarak

$$W_{net\ giren} = Q_H - Q_L \quad (2.2)$$

yazılabilir. Eşitlik (1) ve eşitlik (2) birlikte yazılırsa;

$$COP_{SM} = \frac{Q_L}{Q_H} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \quad (2.3)$$

elde edilir.

Isı pompaları da soğutma makinaları gibi aynı çevrimle çalışırlar. Ancak amaçları soğuk bir ortamdan ısı çekerek sıcak ortamı ılık tutmaktır. Bu amaçla bir ısı pompasının performans katsayısı; eşitlik 2.4'deki tanıma benzer olarak;

$$\text{Performans Katsayısı } COP_{IP} = \frac{\text{Elde edilmek istenen değer}}{\text{harcanması gereken enerji}} = \frac{Q_H}{W_{net\ giren}} \quad (2.4)$$

şeklinde tanımlanabilir ve Termodinamiğin Birinci Kanunu kullanılarak bir ısı pompası için performans katsayısı

$$COP_{IP} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H} \quad (2.5)$$

şeklinde yazılabilir. (Topçu, 2018)

Isı pompalarının temel olarak çalışma prensibi aşağıdaki gibi açıklanabilir:

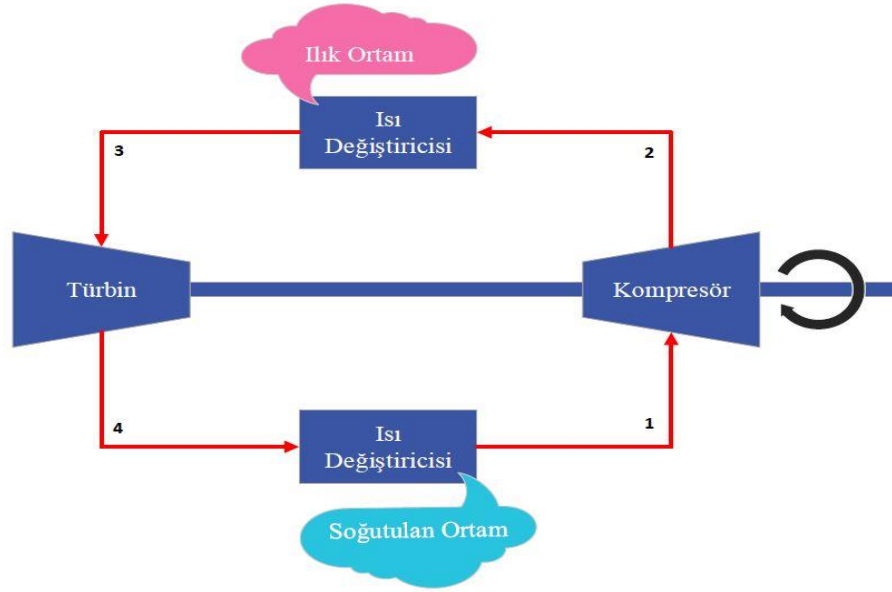
- Buharlaşıma aşamasında soğutucu akışkan bulunduğu ortamdan ısı çekerek buharlaşmaya başlar ve tamamen buhar veya kızgın buhar olarak kompresöre girer.

- Kompresöre giren buhar burada sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı artar ve akışkan kızgın buhar durumundadır.
- Sıkıştırma işleminden sonra yoğuşma (kondansör) işleminde ise kızgın buhar durumundaki akışkan, ısısının bir miktarını başka bir ortama (örneğin eşanjör ile başka bir sıvıya) aktarırken aynı zamanda yoğuşmaya başlar. Tamamen yoğuşan akışkan artık sıvı fazdadır.
- Yoğuşma sonrası sıvı fazda genleşme valfine giren akışkanın burada basıncı ve sıcaklığı düşer ve sonrasında akışkan buharlaştırıcıya gönderilir.
- Sıvı buhar karışımı olarak buharlaştırıcı giren akışkan burada tekrar ısı almaya devam ederken sistem bu şekilde çalışmaya devam eder. (Özen, 2019)

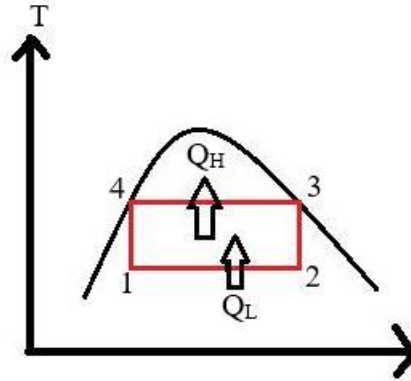
2.2 Temel Soğutma Çevrimleri

2.2.1 Ters Carnot Çevrimi

İdeal soğutma çevrimi, ters Carnot çevrimidir. Carnot çevrimi, iki tersinir izotermal çevrim ile var olan enerjinin işe dönüştürülmesi sırasında kullanılabilecek en etkili çevrimlerin başında gelmektedir. Tümünden tersinir olan Carnot çevrimine çevrimde meydana gelen hal değişimlerinin yönleri değiştirilerek enerji transferinin de yönünün değiştirilmesi sağlanabilir. Bu sayede T-s diyagramlarında olması gerekenin tam aksine doğru bir çevrim gerçekleştirilmiş olur. Carnot çevriminin en iyi çevrimlerden biri olmasını sağlayan temel faktör sistemde bulunan her adımın tersi yönde de çalıştırılabilir olmasıdır. Bu ters yönde çalışabilen çevrime ters Carnot çevrimi adı verilir. İdeal soğutma çevriminin temellerini oluşturmaktadır. Söz konusu çevrimde çalışan soğutma makinası veya ısı pompasına ise Carnot soğutma makinası ya da Carnot ısı pompası adı verilir. (Çengel ve Boles, 2007)



Şekil 2.3. Ters Carnot soğutma makinasının tesisat şeması



Şekil 2.4. Ters Carnot soğutma çevriminin T-s diyagramı

Soğutkan TL sıcaklığında bulunan düşük sıcaklık kaynağından Q_L ısısını 1 izotermal olarak alır (1-2) ve 3 haline (sıcaklık T_H 'ye yükselir) izantropik olarak sıkıştırılır. Burada T_H sıcaklığındaki yüksek sıcaklık kaynağına Q_H ısısını verir (3-4) ve 1 haline (sıcaklık T_L 'ye düşer) izantropik olarak genişler. Yoğuşturucuda gerçekleşen 3-4 hal değişimi sırasında sistemde dolaşan akışkan buhar fazından sıvı faza doymuş olarak geçer.

Ters Carnot çevrimi iki farklı ortamda ve sıcaklık farklılıkları olan iki mekân arasında enerji transferi yapabilen en verimli soğutma çevrimidir. Soğutma makinaları ve ısı pompalarının çalışma prensiplerinin ortaya çıkarılması açısından bu makinalar için en

uygun çevrim olan ters Carnot çevriminin incelenmesi uygundur. İmkân dâhilinde olsaydı ters Carnot çevrimi ideal bir çevrim olarak uygulanabilirdi. Fakat soğutma çevrimleri için tersine Carnot çevrimi dikkate alınabilecek bir örnek değildir. Uygulamada iki izotermal ısı aktarımı işleminin elde edilmesi zor değildir. Çünkü doyma bölgesinde basıncın sabit tutulması doğrudan iki evreli karşımın sıcaklığını da sabit hale getirir. Bundan dolayı meydana gelen hal değişimleri gerçek evaporatör ve kondenserde gerçekleşen hal değişimlerine benzerdir. 2-3 noktaları ile 4-1 noktaları arasında gerçekleşecek çevrimlerin gerçekte uygulanması oldukça zordur. 2-3 hal değişiminde soğutucu akışkanın basınçlandırılması ve bu basınçlandırma işlemi için kompresör gerekmektedir. Bir diğer hal değişim noktası olan 4-1 noktaları arasında oran olarak fazla olan soğutucu akışkanın türbinde genleşmeye ihtiyacı vardır. Tersine Carnot çevriminin doyma bölgesinin dışında olan bir bölgede gerçekleştirilmesi sonucunda tüm bu yazılan problemlerin ortadan kaldırılabileceği söylenebilir. Ancak bu durumda da ısı enerjisinin dâhil edildiği ve ortamdan çekildiği durumlarda sıcaklığın bir noktada tutulmasında problemler oluşacaktır. Bundan dolayı tersine Carnot çevriminin deneysel olarak uygulama alanı bulamayacağı ve soğutma çevrimleri için uygulanabilir bir çevrim olmadığı anlaşılmaktadır. Tersine Carnot çevrimi diğer çevrimlerle karşılaştırma yapabilmek amacıyla kullanılabilen ve uygulanabilirliği zayıf olan bir çevrimdir. (Bayraktar, 2019)

2.2.2 İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

Isı enerjisi az olan bir mekândan alınan enerji daha fazla enerjili bir ortama transfer edilirse bu çevrim gerçekleştirilmiş olur. Bu çevrimin oluşturulabilmesi için çevrimde hareket halinde olan soğutucu akışkana bir kaynak tarafından iş verilir. Bu enerji akışı sonrasında sistemde dolaşan akışkan faz değiştirerek döngüsünü tamamlar. Bu döngünün tamamlanması sürecine çevrim denir. İBSSÇ' nin oluşması ve tam olarak çalışması için sistemde olması gereken elemanlar kompresör, yoğuşturucu, kısılma valfi ve buharlaştırıcıdır. Buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışan doymuş buhar halinde iken kompresör den iş verilerek basıncı arttırılarak yoğuşturucuya gönderilir. Basıncı arttırılmış olarak kompresörü terk eden soğutucu akışkan yoğuşturucuya gider ve enerjisini bulunduğu mekâna aktararak sabit basınçta yoğuşur. Kondenserden yoğuşmuş olarak ayrılan soğutucu akışkan genleşme valfine gelerek sabit entalpide ıslak buhar

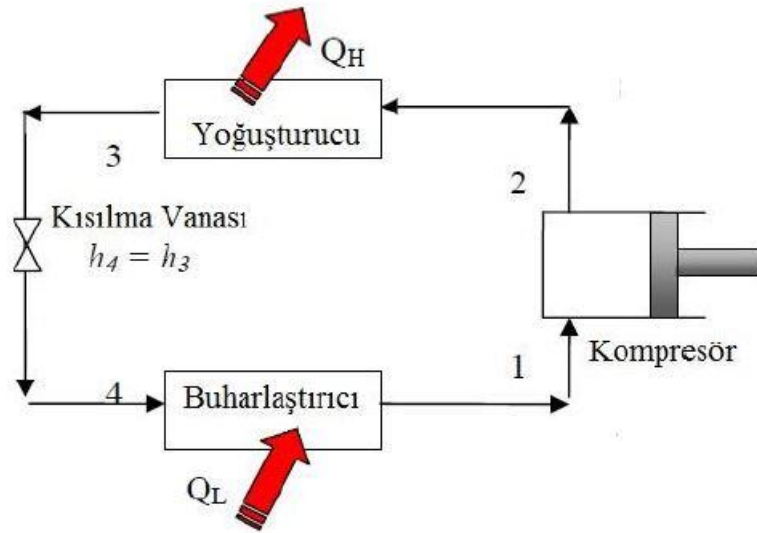
fazına dönüşür. Islak buhar olarak buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkan bulunduğu dış mekândan enerji alarak buharlaşır ve buharlaştırıcıdan geçerken tekrar buhar fazında kompresöre gelmiş olur. Çevrim bu şekilde döngüsel olarak ilerler. Kondenserde ki sıcaklıkları aşırı artmış olmayan bir İBSSÇ’ de buharlaşma sıcaklıkları -30°C ’yi aşmaması durumunda tek kademeli olarak gerçekleştirilecek bir kompresyon işlemi iyi sonuçlar verecektir. Fakat aşırı düşük olan buharlaşma sıcaklıklarında çevrimin hem kapasitesi hem de performans katsayılarında bir düşüş meydana gelecektir. Bu durumun oluşmasındaki temel nedenlerden birisi ise alçak basınç hattında küçük değerlerle başlatılan kompresyonun kondenserdeki basınca erişebilmesi için daha büyük bir kompresyon oranına ulaşmasındandır. Bu kompresyon işlemlerinden sonra yüksek basınç hattında çevrimde hem basınç hem de sıcaklık daha da artma eğilimindedir. Tüm bu yazılanlardan dolayı çok az olan buharlaşma sıcaklıkları ihtiyaç olması durumunda yüksek basınç hattında kompresör çıkışını kontrol altında tutabilmek ve sistemin daha verimli çalışmasını sağlamak amacıyla kademeli sıkıştırma işlemleri kullanılmaktadır. Bu sıkıştırma işlemi çoğunlukla birbiri ardına gerçekleştirilen iki basınçlandırma işlemi ile bazı özel durumlarda da üç veya daha çok kompresyonla yapılmaktadır. Tüm bu çevrimler sırasında çevrimde yer alan soğutucu akışkanın özellikleri tek tiptir. (Kılıç, Şahin ve İpek, 2011)

İBSSÇ’ de kısılma genellikle bir vana aracılığıyla ya da kıvrımlı kılcal borular kullanılarak gerçekleştirilmektedir. Bu çevrime ait T-s ve lnP-h diyagramları ile sistemin nasıl çalıştığını gösteren çizimler Şekil 2.5’ de ve Şekil 2.6’ da verilmiştir. (Yamankaradeniz, Horuz, Coşkun ve Kaynaklı, 2002) Şekil 2.6 incelendiğinde çevrimde dolaşan akışkana ait özellikler çevrimin her noktasında bilinebilmektedir. Tersinir bir BSSÇ’ de gerçekleşen işlemler şunlardır:

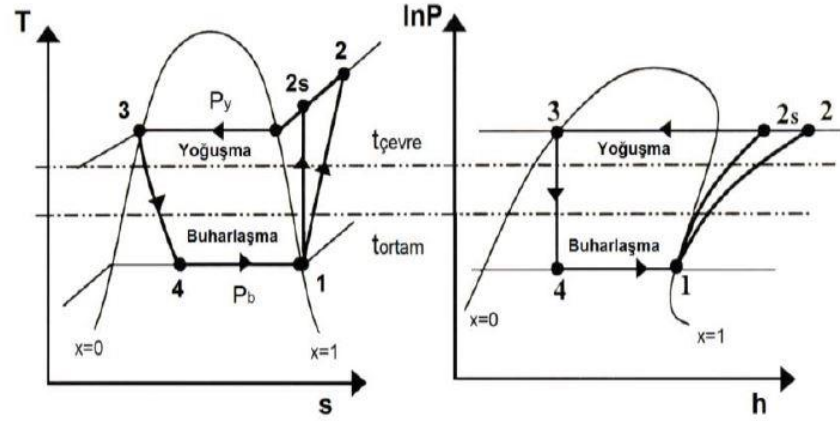
- 1 – 2s: Kompresörde tersinir adyabatik sıkıştırma
- 2s – 3: Tersinir sabit basınçta çevreye ısı atılması
- 3 – 4: Kısılma vanasında sabit entalpide genleşme
- 4 – 1: Tersinir sabit basınçta soğutucu akışkanın buharlaşması

Gerçekleştirilen İBSSÇ’ de, sistemde dolaşan soğutucu akışkan basınçlanmak üzere gittiği kompresöre 1 noktasında doymuş buhar fazında girer ve izentropik olarak kondenser basıncına kadar basınçlandırılır. Kompresör tarafından gerçekleştirilen bu

sıkıştırma ile sistemde dolaşan akışkanın sıcaklığı bulunduğu mekânın sıcaklığının üstüne çıkmış olur. Basıncı artan akışkanın sıcaklığı bulunduğu mekânın sıcaklığının üstünde olacak şekilde 2 numaralı noktada kızgın buhar fazında kondensere gider. Yoğuşma meydana gelirken akışkandan bulunduğu ortama ısı transferi gerçekleşir. Akışkanın sıcaklığı 3 numaralı noktada da bulunduğu ortam sıcaklığından fazladır. Doymuş halde olan akışkan basıncı vanadan azaltılarak evaporatörün basıncına kadar düşürülür. Bu sırada akışkanın sıcaklığı bulunduğu mekânın sıcaklık değerlerinin altına iner. Son aşamada soğutucu akışkan kuruluk derecesi düşük olacak şekilde evaporatöre gelir. Doymuş buhar karışımı olarak gelen akışkan bulunduğu çevreden ısı çekerek tamamen buharlaşır. Soğutucu akışkan evaporatörü doymuş buhar olarak terk eder ve basınçlandırılmak üzere tekrar kompresöre giderek soğutma çevrimini bitirmiş olur. (Şaşmaz, 2014)



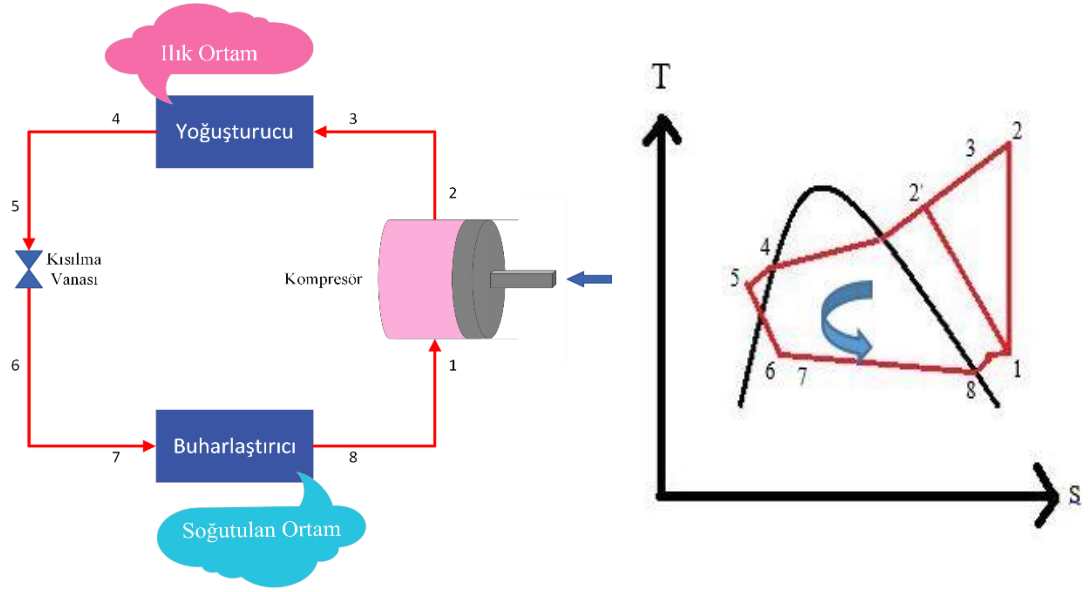
Şekil 2.5. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin düzeni



Şekil 2.6. Soğutma çevriminin T-s ve lnP-h diyagramları üzerinde gösterilmesi

2.2.3 Gerçek Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi

GBSSÇ' i birkaç noktası ile İBSSÇ' den farklılık göstermektedir. Bu değişkenliklerin temelinde gerçek çevrimde bulunan elemanlarda meydana gelen yıkımlar yer almaktadır. Yıkımların temel nedenleri ise sistemde dolaşan akışkanın sürtünmesi ve bu dolaşım sırasında ortamla olan ısı transferidir. GBSSÇ' de T-s diyagramı Şekil 2.7'de gösterilmiştir. İBSSÇ' de evaporatörden geçen akışkan basınçlandırılmak üzere gönderilirken kompresöre doymuş buhar olarak gelir. Gerçek bir çevrimde soğutucu akışkanı tam olarak doymuş buhar halinde tutmak zor olduğundan uygulama sırasında bunu sağlamak zordur. Bu zorluklardan ötürü soğutucu akışkanın basınçlandırma işlemi öncesinde kızgın buhar fazına azda olsa geçiş yapacak şekilde sistem oluşturulur. Bu şekilde bir tasarım yapılmasının temel nedeni soğutucu akışkanın kompresöre geldiğinde tamamen sıvı halden çıkmış olduğunu garanti altına almaktır. Genellikle evaporatör ile basınçlandırma elemanı arasındaki hat mesafe olarak fazladır ve bunun sonucunda soğutucu akışkanın basıncının azalma meydana gelir. Tüm bu nedenlerden dolayı soğutucu akışkanın özgül hacminin artması ve bunun sonucu olarakta sıkıştırma elemanının harcadığı gücün fazla olması durumu gerçekleşmiş olur. Kompresörde yapılan iş özgül hacimle doğru orantılı olarak artmaktadır. (Ölmez, 2009)



Şekil 2.7. Gerçek buhar sıkıştırımlı çevrimi ve T-s diyagramı

2.3 Isı Pompalarının Kaynak Yapısına Göre Çeşitleri ve Temel Isı Kaynakları

Kaynak yapısına göre ısı pompalarının çalışabilmesi için enerji çektikleri ortamlara kaynak adı verilir. Isı pompalarında kullanılan en temel kaynak çeşitleri şunlardır:

- Su (Yer altı ve yer üstü kaynaklı)
- Hava
- Güneş
- Toprak
- Jeotermal
- Atık ısı kaynakları

Çizelge 2.1' de ısı pompaları için yaygın olarak kullanılan ısı kaynakları verilmiştir. Bu ısı kaynaklarının çalışma aralıkları ve sistemin çalışması sırasında var olan kısıtlamalar örneklerle açıklanmıştır.(Dinçer ve Rosen, 2015)

Çizelge 2.1 Isı pompaları için yaygın olarak kullanılan ısı kaynakları

Isı pompaları için yaygın olarak kullanılan ısı kaynaklarının özeti			
Isı Kaynağı	Sıcaklık Aralığı (°C)	Sınırlamalar	Örnek
Hava			
Dış Ortam	-10 ° C ile 15 ° C	Düşük ortam sıcaklıklarında düşük ısıtma verimliliği	Ortam Havası
		Buz çözme işlemleri için ek ısı gereksinimi	
		Yüksek ortam sıcaklıklarında düşük soğutma verimliliği	
Egzoz	15 ° C ile 25 ° C	Tipik ısıtma soğutma yükleri için yetersiz kapasite	Havalandırma
Su			
Kuyu	4 ° C ile 10 ° C	Suyun atılması, çevresel kirletme faktörleri, yasal izinler ve kısıtlamalar	Yer altı suyu kuyusu
Yüzey	0 ° C ile 10 ° C	Yasal izinler ve sistemin tıkanma ihtimali	Göl, nehir vb.
Derin	3 ° C ile 8 ° C	Yasal izinler ve sistemin tıkanma ihtimali	Deniz, okyanus vb.
Atık su	> 10 ° C	Yasal izinler, sistemin tıkanma ihtimali ve korozyon oluşumu	Ham veya arıtılmış kanalizasyon
Toprak ve jeotermal			
Yer altı	0 ° C ile 10 ° C	Zemin nemli değilse düşük performans, Toprak döngüsü için yüksek başlangıç maliyeti	Yer altına gömülü salamura sistemleri
Doğrudan genişlemeli	0 ° C ile 10 ° C	Isı pompasının performansı zemin koşullarına bağlıdır, sızıntı onarımı çok pahalıdır ve kullanım için büyük miktarda soğutucu gerektirir.	Eşanjörde dolaşan soğutucu akışkan
Güneş			
Doğrudan	-	Ek kaynak veya depolama gerektirir.	Güneş panellerinde dolaşan soğutucu akışkan
Dolaylı	-	Ek kaynak veya depolama gerektirir.	Kollektörlerde dolaştırılan su veya hava

2.3.1 Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemleri

Toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri çevre dostu olmaları ve yüksek enerji verimlilikleri nedeniyle ısı pompası sistemleri içerisinde daha fazla yer almaya başlamışlardır. Çevreci olmalarını sağlayan en önemli etken Güneş, rüzgâr, biokütle ve toprak enerjisi gibi yenilenebilir enerji biçimleri düşük veya sıfır sera gazı (GHG) emisyonu üretmeleridir. Yer kaynaklı sistemlerde toprak sıcaklığının don çizgisinin altında oldukça sabit olması yer kaynaklı sistemler için bir avantajdır. Toprak sıcaklığı kış mevsiminde ortam sıcaklığına göre daha yüksek, yaz mevsiminde ise ortam sıcaklığına göre daha düşüktür. Bu nedenle toprak ısı pompası sistemlerinde kullanılan kaynaklar arasında verimli bir ısı kaynağıdır. Yer kaynaklı ısı pompası sistemleri Amerikan Isıtma, Soğutma ve Havalandırma Mühendisleri Derneği (ASHRAE) tarafından üç ana kaynak temel alınarak oluşturulmuştur. Bu sistemler; toprağa bağlı ısı pompası sistemleri, yer altı suyu ısı pompası sistemleri ve yüzey suyu ısı pompası sistemleridir. Isı pompası sistemlerinde kaynak olarak toprağın kullanılması su ve hava kaynaklı ısı pompası sistemlerine göre daha maliyetlidir. Yer altına yerleştirilen ve salamura olarak adlandırılan akışkanın dolaşmasını sağlayan sistemlere toprak ısı değiştiricileri denir. Bu değiştiriciler sayesinde yer altında bulunan ısı öncelikle bu ısıyı aktaracak olan akışkana iletilir. Yer altına yerleştirilen bu sistemlerde ısıyı iletmesi için genellikle bir soğutucu akışkan ya da antifriz su karışımları tercih edilir. Toprağa yerleştirilmiş ısı değiştiricilerin içinde genel olarak soğutucu akışkan kullanmak sistemi daha maliyetli yapacağından çoğunlukla bu ihtiyaç antifriz su karışımları kullanılarak karşılanmaktadır. Toprak altına yerleştirilen bu borular dikey ve yatay olarak iki farklı şekilde konumlandırılabilirler. Toprak içindeki maddelerin nelerden oluştuğu, nem miktarı ve yer altında ne kadar derinliğe yerleştirildikleri yer altına yerleştirilen toprak ısı değiştiricilerinin belirlenmesinde ve tasarımında kritik noktaları oluşturmaktadır. Yer altındaki toprağın içeriklerinin belirli bir süre sonra farklılaşması ve toprak kaynaklı ısı pompasının kullanılması esnasında toprak ısı değiştiricilerin ısı transferi sonrasında bulundukları toprağın içeriklerini etkilemekte ve bu durum ilk kurulum esnasında ilgili çözümlerinin yapılmasını zorlaştırmaktadır.

Toprak kaynaklı ısı pompaları ısıtma amacıyla çalıştırıldığında, ısı değiştiricisine temas eden noktalarda ısı transferi olacağından bu noktalardaki toprak sıcaklığı düşük olacaktır. Bu nedenle ısı değiştiricilerin olduğu noktalarda toprak üzerindeki sıcaklık ve nem azalırken, toprak özelliklerinde de farklılıklar meydana gelecektir. Isıyı iletecek olan akışkanın evaporatöre giriş sıcaklığı da bu sebepten dolayı azalacaktır. Bu azalma toprak kaynaklı ısı pompalarında hem performans katsayısında hem de ısıtma tesiri katsayısında olumsuz bir etki oluşturmaktadır. Hava sıcaklığının düşük olduğu bölgelerde ısıtma amacıyla kullanılan sistemlerde yer altına yeteri kadar ısı transferi olmazsa topraktan alınan ısı sonucunda toprak donma durumu ile karşı karşıya kalacaktır. Tüm bu dezavantajlara rağmen ısı kaynağının hava yerine toprak kullanılmasında en büyük avantaj yer altındaki sıcaklık farklılıklarının daha az olması ve havaya göre daha ideal sıcaklıkları barındırıyor olmasıdır. Toprak kaynaklı ısı pompalarının sağladığı bir diğer avantaj ise toprak altındaki ısı değiştiricilerin hava ısı değiştiricilerine göre daha düşük sıcaklık farklılıklarında kullanılabilir olmasıdır. Toprakta bulunan ısıyı kaynak olarak kullanan bu sistemlerde genellikle ısı alışverişinin sağlanması için dikey veya yatay olarak konumlandırılmış toprak ısı değiştiricileri yer almaktadır. Toprak ısı değiştiricisinde bulunan borulardan geçen ve enerjinin aktarımı için kullanılan taşıyıcı akışkan bu ısıyı evaporatör içerisindeki soğutucuya iletir. Toprak kaynaklı ısı pompalarında sistemin ideal derinliğe indirilebilmesi için inşaat ve iş makinası giderleri olacağından sistemin hazırlanma maliyetlerinin fazla olması dezavantaj oluşturmaktadır. Ayrıca yatay toprak ısı değiştiricisi yerleşimi yapılan toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinde geniş bir alana ihtiyaç duyulması kullanımı olumsuz etkileyen faktörler arasındadır. (Çallı, 2014)

2.3.2 Yer Altı Suyu Kaynaklı Isı Pompaları

Yer altı suyunu ısı kaynağı olarak kullanan sistemler diğer yer kaynaklı ısı pompası sistemlerine göre düşük maliyetleri ve yüzey alanlarının minimum olması nedeniyle önemli avantajlar sağlamaktadır. Yer altı suyu kaynaklı ısı pompalarının kullanımını kısıtlayan en önemli etken su kaynağının kısıtlı olması ve borular içerisinde meydana gelecek olan korozyona bağlı olarak bakım maliyetlerinin yüksek olmasıdır. Su kaynaklı ısı pompalarını kaynak olarak genelde yakında bulunan deniz, nehir ve gölleri kullanırlar.

Suyun kaynak olarak kullanılmasında avantajlı olan kısım sıcaklığın sabit değerlerde kalabilmesi ve genellikle 10-11 °C'nin üzerinde sıcaklık değerlerine sahip olmasıdır. Göl suyu ve nehirden çekilen suların sisteme ulaştırılması sırasında suyun temizlenmesi evaporatöre zarar vermemesi açısından önem arz etmektedir.

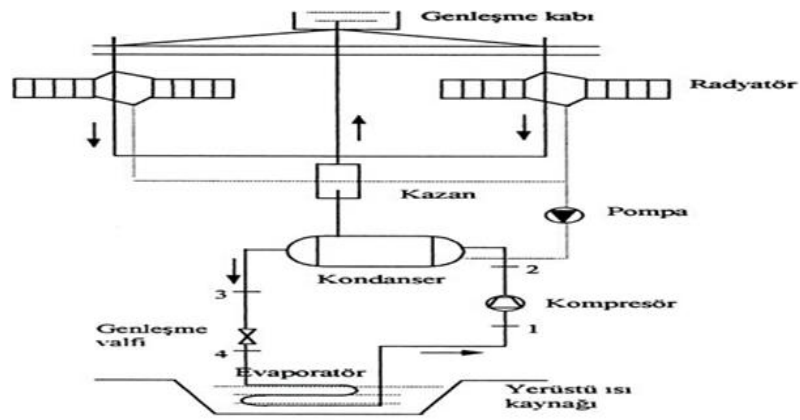
2.3.3 Yüzey Suyu Kaynaklı Isı Pompaları

Isı pompası türleri arasındaki temel fark ısı kaynakları ve bu kaynakların kullanılması sırasında başvuru alan dağıtım araçlarıdır. Su kaynaklı ısı pompasının ısı kaynağı sudur. Sudan suya ısı pompaları enerji açısından en verimli HVAC sistemidir. Sudan suya ısı pompası, faydalı enerji sağlamada kullanılan en etkili kaynak çeşitlerinden birisi olarak ön plana çıkmaktadır. Sudan suya ısı pompaları ile hem soğutma hem de ısıtma sağlanabilmektedir. Su kaynaklı ısı pompası sistemleri, çok çeşitli bina tiplerinde iç mekân konfor iklimi sağlayabilir. Dünya genelinde yaygın olarak tercih edilen ısı pompaları arasında yer alan sudan suya ısı pompası sistemlerini kullanmanın en büyük avantajları uygun maliyetli, düşük gürültülü, güvenilir ve enerji geri kazanım oranlarının fazla olmasıdır. Sudan suya ısı pompalarında hem evaporatör tarafında hem de kondenser tarafında enerji dengesinin korunması gerektiğinden sistem iyi analiz edilmeli ve bu denge şartları dikkate alınarak tasarım yapılmalıdır. (Lun ve Tung, 2020)

Yüzey suyu kaynaklı ısı pompası sistemlerinin temel ısı kaynağı olarak kullandıkları deniz, göl veya nehir sularının sıcaklıkları diğer ısı kaynaklarından olan hava ve toprağa göre daha az farklılık göstermektedir. İlk işletme ve kurulum maliyetleri toprak kaynaklı ısı pompalarına göre yüzey suyu kaynaklı ısı pompası sistemlerinin daha azdır. Ancak yüzey suyu kaynaklı ısı pompası sistemlerinin kullanılması sırasında ilgili idarelerin ve hükümetlerin çevresel açıdan koymuş oldukları düzenlemeler ve yasaklar söz konusudur. Tüm bu kısıtlamalar nehir ve göl suyu gibi kaynakların yakının kurulmak istenen yüzey suyu kaynaklı ısı pompası sistemlerinin kurulumunu zorlaştırmaktadır. Yüzey suyu kaynaklı ısı pompalarına kaynak teşkil eden nehir ve göl sularının kullanımdan sonra tahliye edilmesi ilgili idari birimlerin uygulamış oldukları bazı kurallara bağlı olduğundan bu durumda işletme maliyetlerini etkilemektedir. Su derinliğinin yüzey suyu kaynaklı ısı pompalarında 2 metreden az olmaması ve kurulacak ısı pompası kapasitesinin 1 kw'lık

enerjisine karşılık 80 m² yüzey alanının olması istenmektedir. Kış mevsiminde sıcaklıkların 0 °C'nin altına düşmesi yüzey suyu kaynaklı ısı pompalarındaki en büyük dezavantajlardan birisidir. (Kus Cokgez ve Comakli, 2015)

Yüksek ısı depolama ve transfer etme hızlarıyla su var olan en iyi ısı kaynaklarından birisidir. Denizlerden, göl ve nehirlerden alınan su ısı kaynağı olarak tercih edilmektedir. Isı kaynağı olarak yüzey sularının kullanımı ile konut ısıtması işlemlerinin nasıl yapıldığını anlatan örnek uygulama şekil 2.8' de verilmiştir.



Şekil 2.8. Yüzey suyu kaynaklı ısı pompaları ile konut ısıtma

1-2 noktaları arasında kompresörde basınçlanan ve sıcaklığı yükselen soğutucu akışkan kızgın buhar halinde yoğunlaştırıcıya geçer. Sabit sıcaklıkta ısısını sistemde bulunan kazana aktaran soğutucu akışkanın vermiş olduğu bu ısı sayesinde konut ısıtması sağlanır. Genleşme valfi ile soğutucu akışkanın basıncı düşürülürken soğutucu akışkan buharlaşma için gerekli olan ısıyı ısı kaynağı olarak kullanılan göl, deniz veya nehir suyundan alır.(Seçilmiş, 2006)

2.3.4 Güneş Kaynaklı Isı Pompaları

Güneş enerjisi destekli ısı pompaları genel olarak ısı pompası sistemlerinde tek başına kullanılmak yerine ısı pompası performans katsayısını arttırmak amacıyla yardımcı sistemler olarak kullanılmaktadırlar. Güneş enerjisi sayesinde kollektörlerde ısıtılan suyun sistem üzerinde direk kaynak olarak kullanılması ile güneş destekli ısı pompaları

(GDIP) ve kollektörün doğrudan evaporatör olarak kullanıldığı direkt genleşmeli ısı pompası sistemleri mevcuttur. İlk olarak yapılan çalışmalar direkt genleşmeli ısı pompaları üzerine yoğunlaşmış olmasına karşın zaman içerisinde yapılan çalışmalar güneş destekli ısı pompalarının yaygın olarak literatürde yerini almasına neden olmuştur. (Çomaklı, Kaygusuz ve Ayhan, 1993) yaptıkları çalışmada güneş enerjisi destekli bir ısı pompasının çalışmasını incelemiştir. Karadeniz Bölgesinde bulunan Trabzon ilinde yaptıkları çalışmada 30 m² lik güneş kollektörleri ile 75 m² lik bir laboratuvar alanını ısıtma amacıyla düzenek kurmuşlar ve sistemin performans katsayısı değerlerini hesaplamışlardır. Isıtma sezonu boyunca güneş kollektörlerinin verimi, ısı pompasının performans katsayısını, sistemin performans katsayısını ve depolama verimlerinin aritmetik olarak ortalama değerlerini sırasıyla %70, %4,5, %4 ve %60 olarak bulmuşlardır.

2.3.5 Hava Kaynaklı Isı Pompaları

Hava kaynaklı ısı pompaları ortamda bulunan havanın ısını alıp bu ısıyı soğutma veya ısıtma amacıyla kullanan sistemlerdir. HKIP ları iki çeşittir. Bunlar içerisinde en çok kullanılan çeşit havadan havaya olarak tasarlanan ısı pompalarıdır. Isıtma mevsiminde sistem dış ortamda bulunan havayı alarak bu enerjiyi iç mahal ortamına yine hava üzerinden aktaran sistemlerdir. Diğer HKIP sistemi ise havadan suya iç ortamlara ısının aktarılması ile kullanılan sistemlerdir. HKIP kış sezonu boyunca dış ortamdan ihtiyacı olan havayı alarak suya aktarır. Yaz sezonunda ise sistem tam tersine çalıştırılarak soğutma amacıyla kullanılır. HKIP evin su aktarım elemanlarında bulunan suyun ısını alarak evi soğutur bu sayede soğutma sağlanmış olur. HKIP elektrikli sistemlere göre %70 civarında, kazanlara göre ise %20 e kadar daha az enerji tüketerek bir sezon boyunca 2 tona yakın karbonun salınımının azaltılmasına yardımcı olmaktadır. (Abdullah, 2018)

2.3.6 Jeotermal Enerji Kaynaklı Isı Pompaları

Dünyanın jeotermal enerji kaynakları açısından en zengin ülkeleri arasında ilk on içerisinde yer alan Türkiye’de sıcaklık değerleri 40–232 °C olarak farklılık gösteren 1.000’ e yakın jeotermal su kaynağı olduğu bilinmektedir. Jeotermal enerji; fosil yakıtlı enerji kaynaklarına nazaran maliyeti düşük, hava kirliliği olmayan, çevreci ve geri

dönüştürülebilen bir enerji kaynağı olarak karşımıza çıkmaktadır. Isıtma amacıyla ısı pompalarında uygulama alanı bulunan jeotermal kaynaklı ısı pompaları evlerde, seralarda, kaplıcalarda ve spor tesislerinde kullanılmaktadır. Sanayide ve elektrik üretim tesislerinde de yaygın olarak kullanılan bir enerji kaynağı olarak karşımıza çıkmaktadır. Ülkemizde 1990 yılından itibaren kullanımı yaygınlaşan bu enerji kaynağı evlerde ve seralarda kullanılmaktadır. Ülkemizde yaklaşık olarak jeotermal enerji kaynağı kapasitesi 38 MW' dır. Petrol, doğalgaz ve kömür gibi fosil kaynaklı yakıtlara göre daha çevreci olan jeotermal kaynaklar aynı zamanda yenilenebilir enerji kaynakları olan güneş ve rüzgar enerjisine göre ilk kurulum maliyetleri açısından daha ucuzdur. (Dikici, Akbulut ve Gülçimen, 2006)

Hepbaşlı ve Balta yaptıkları çalışmada jeotermal enerji kaynağının kullanıldığı bir ısı pompası sisteminin tasarım ve performans açısından değerlendirmesini Niğde Üniversitesinde gerçekleştirmişlerdir. 1 yıl boyunca yapılan çalışmada termodinamik açıdan enerji analizleri ve sistemde bulunan elemanlara ait ekserji yıkımları ve sistemin ekserji verimliliği ile ilgili hesaplamalar yapılmıştır. Verimliliğe etki eden temel parametrelerin neler olduğunun incelendiği çalışmada her bir elemana ait ekserji ve enerji verimliliklerinin yanında ekserji yıkımları da incelenmiştir. Bu çalışmayı literatürdeki diğer çalışmalardan ayıran temel farklılıklar ise soğutucu akışkan olarak R-134a kullanılması, ısıyı sisteme gönderecek olan ana elemanın fan coil yerine radyatör tercih edilmesi ve toprak kaynaklı sistemlerde yaygın olarak kullanılan yatay ve dikey yer altı ısı değiştiricilerinden farklı olarak jeotermal enerji kaynağının kullanılmasıdır. Sistemde yoğunlaşma sıcaklığı 30 °C'den 60°C'ye çıkartılması sonucunda ısı pompası performans katsayısının (COP) 2.8'den 2.2'ye doğru azalma eğiliminde olduğu belirlenmiştir. 50 °C de iken jeotermal kaynaklı ısı pompası sisteminin COP değerini 2.4 hesaplamışlardır. (Hepbaşlı ve Balta, 2007)

2.3.7 Atık Su Kaynaklı Isı Pompaları

Atık suların içerisinde bulunan enerjinin bir kaynak olarak ısı pompası aracılığıyla kullanıldığı sistemler atık su kaynaklı ısı pompası sistemleri olarak bilinmektedir. Atık suyun sahip olduğu bu ısının bir enerji kaynağı olarak ısı pompası sistemlerinde

kullanımının yaygınlaşması ile enerjinin doğru ve etkin kullanımı sağlanmakta ve çevre kirliliği önlenmektedir. Atık su kaynaklı ısı pompası sistemleri diğer ısıtma sistemlerine kıyasla daha verimli çalışmaktadır. Isıtma performans katsayısı yaklaşık olarak 4,0-4,6 aralığında olan atık su kaynaklı ısı pompası sistemleri toprak (COP=3,3*3,8) ve hava (COP=2,8-3,4) kaynaklı ısı pompası sistemlerine göre daha iyi performans katsayılarına sahip oldukları yapılan çalışmalar neticesinde belirlenmiştir. Hava (COP=2,8-3,4) ve toprak (COP=3,3-3,8) kaynaklı ısı pompası sistemleri ile kıyaslandığında atık su kaynaklı (COP=4,0-4,6) sistemlerinin daha yüksek performans katsayısına sahip oldukları literatürde gösterilmiştir. (Shen, Lei, Wang, Zhang ve Yao, 2018)

Atık su kaynaklı pompa sistemi, kanalizasyonda bulunan enerjiyi ısı kaynağı olarak kullanan bir ısı pompası sistemidir. Bölgesel olarak atık suyun kullanılmasının amaçlandığı atık su kaynaklı ısı pompası sistemlerinde ilgili idarelerin atık su pompalama ve transfer merkezlerinin kullanılabileceği ve bu sayede atık su enerjisinin daha etkin bir biçimde kullanılabileceği bilinmektedir. Böylece kanalizasyon içerisinde yer alan atık ısısının bölgesel ısıtma ve soğutmada kullanım alanını önemli ölçüde artırabilmesi mümkündür. Atık sular yüksek miktarda kirli malzemelerden oluştuğundan sistemdeki ısı transferini gerçekleştirecek elemanların daha karmaşık olması söz konusudur. Belediyelerde yer alan kanalizasyon sistemleri, bir tür ideal düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarıdır. İdeal bir ısı kaynağı olarak ısı pompalarında kullanılabilmelerini sağlayan üç temel faktör vardır.

Bunlar:

- (1) Şehirlerde her yıl üretilen yüksek miktarda atık su vardır ve bu atık sular yıl boyunca miktarı değişmeyen bir enerji sağlarlar şehir içinde neredeyse değişmez bir akış sağlarlar.
- (2) Sistemde bulunan atık su sıcaklıkları yazın dış ortam sıcaklığından daha düşük, kışın ise dış ortam sıcaklığından daha yüksektir.
- (3) Atık su sistemlerinde atık suyun sıcaklığı yıl boyunca az miktarda değişim gösterir ve buda sistemin daha kararlı çalışmasına yardımcı olur. Bir şehirde tüketilen enerjinin yaklaşık olarak %40 'ının tekrardan atık ısı olarak sisteme verildiği düşünülmektedir. Bu atık sular yüksek miktarda enerji içerdiğinden bu enerjinin tekrardan geri sisteme verilmesi enerjinin tasarruflu kullanılması ve çevre kirliliğinin azaltılması noktasında önemli bir husustur.(Wen Zhong ve Jian Xing, 2004)

İzmir İlinde kış döneminde binaların atık su sistemlerinde dolaşan suyun ortalama sıcaklık değeri 14 °C iken yaz döneminde soğutma amacıyla kullanım durumunda bu sıcaklık yaklaşık olarak 28 °C ile 29 °C civarında olduğu belirlenmiştir. Yağmurun etkili olduğu dönemlerde atık su sıcaklık değerleri 9 °C kadar düşmektedir. Tüm bu değerlere ilave olarak İzmir ilinde konutlardan drenaj sistemine gönderilen atık su yaklaşık olarak 600.000 m³/gün dür. Kanalizasyon sistemi gönderilen suyun sıcaklığında 1°C azalma olması durumunda günlük yaklaşık 700 MWh enerji kazanımı olabilmektedir. Bundan dolayı atık su enerji kaynağı olarak ısı pompası sistemleri için ideal bir kaynak olarak kullanılabilir. (Doğan, 2020)

2.4 Soğutucu Akışkanlar

İş yapmak için buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde enerjinin bir yerden başka bir yere aktarımı sağlayan akışkanlara soğutucu akışkanlar denir. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde çevrimin ihtiyaç duyduğu çalışma parametrelerine ve uygulama aşamalarına göre soğutucu akışkanlar farklılık göstermektedir. Soğutucu akışkanlardan beklenen özelliklerin tamamının bir soğutucu akışkan da olması mümkün değildir bu yüzden tasarlanan sistem için en ideal soğutucu akışkanın belirlenmesi önem arz etmektedir.

2.4.1 Soğutucu Akışkanların Özellikleri

Genel olarak soğutucu akışkanlardan beklenen özellikler şunlardır:

- Sistem elemanlarına ve malzemelerine zarar vermemeli, kireçlenme, paslanma veya mekanik olarak aşınmalara neden olmamalıdır.
- Pozitif buharlaşma ve düşük yoğunlaşma basıncına sahip olmalıdır.
- Patlayıcı, yanıcı ve zehirli olmamalıdır.
- Sistem üzerinde kaçak meydana gelmesi durumunda kolayca ayırt edilebilmesi için koku, renk vb. özellikleri belirgin olmalıdır.
- Maliyet açısından piyasadan kolayca temin edilebilen ve pahalı olmayan maddeler arasında yer almalıdır.

- Yalıtkan özellikte olmalıdır.
- Özgül hacmi az olmalıdır.
- Viskozitesi fazla olmamalıdır.
- Isı iletim katsayısı yüksek olmalıdır.
- Düşük donma sıcaklığına ve yüksek kritik sıcaklığa sahip olmalıdır.

Bu faktörler sonucunda soğutucu akışkanların özelliklerine ilave edilmesi gereken özellikler şunlardır:

- Küçük bir kütle akış hızı için büyük bir soğutma etkisi,
- Sıkıştırma sırasında yapılacak az miktarda iş.

Bu özellikler daha küçük bir kompresör ve daha düşük bir güç ile sonuçlanacaktır. Tüm kloroflorokarbon ve hidrokloroflorokarbon soğutucuları artık soğutma elemanlarında kullanılması yasaklanmıştır. En çevreci ODP ve GWP açısından dost soğutucu akışkanlar amonyak, propan ve propan/bütan karışımlarıdır. Bununla birlikte, tüm bu sıvılar toksisiteye sahiptir ve yangınlık sorunları ortaya çıkarmaktadır. Amonyak ısıtma soğutma uygulamalarında kullanılan bir soğutucu gaz olmakla birlikte ayrı bir tesis odası gerektirir ve soğutma işlemi için soğutulmuş su üretir.

Propan, küçük kapasiteli klima tesislerinde kullanılır ve mevcut sağlık ve güvenlik ve yangınlık gereksinimlerini karşılar. Karbondioksit soğutucu akışkanı ile araştırma ve geliştirme çalışmaları devam etmektedir. Şu anda geliştirilmekte olan bir diğer soğutucu akışkan grubu ise hidrofloroolefinlerdir. Propan bazlı akışkanlar, soğutmalı doymamış hidroflorokarbonlardır. HFC1234yf ve HFC1234ze olarak isimlendirilmektedirler. Propan artık santrifüj kompresörlerde ve araçlarda da yaygın olarak kullanılmaktadır.(James ve Welch, 2017)

Zaman içerisinde soğutucu akışkanlara getirilen yasal düzenlemeler sonrasında bazı soğutucu akışkanların çevreye olan zararlı etkileri nedeniyle kısıtlanması mevcut kullanımda olan soğutucu akışkanlara alternatif akışkanların geliştirilmesinin yolunu açmıştır. Oluşan bu çevresel sorunları en aza indirmek için birçok soğutucu akışkan

dönemler içerisinde geliştirilmiştir. Çizelge 2.2’ de bazı soğutucu akışkanlara ait özellikler verilmiştir.(Sertaç, 2018)

Çizelge 2.2 Bazı soğutucu akışkanların temel özellikleri

Soğutucu Akışkan	Kimyasal Bileşim	Molekül Ağırlığı (g/mol)	Kritik Sıcaklık (°C)	Kritik Basınç (MPa)	Normal Kaynama Sıcaklığı (°C)	Emniyet Sınıfı	ODP	GWP
Amonyak (R717)	N-H ₃	17,02	132,3	11,28	-33,34	B2	0	0
CO ₂ (R744)	O=C=O	44,01	31,03	7,38	-56,6	A1	0	1
Propan (R290)	CH ₃ -CH ₂ -CH ₃	44,10	134,67	4,23	-42,09	A3	0	3
Propilen (R1270)	CH ₂ =CH-CH ₃	42,08	52,42	4,62	-47,69	A3	0	3
R11	CFCL ₃	137,37	198	44,1	23,8	A1	1	3400
R22	CHF ₂ CL	86,47	96,2	49,9	-40,8	A1	0,05	1810
R32	CH ₂ F ₂	52,02	78,2	5,8	-51,7	A2L	0	580
R134a	C ₂ H ₂ F ₄	102,03	101,1	40,6	-26,1	A1	0	1200
R125	CF ₃ CHF ₂	120,2	66,3	3,63	-48,1	A1	0	3200
R152a	F ₂ HC-CH ₃	66,05	114	4,76	24	A2	0	140
R1234ze	CHF=CHCF ₃	114,04	109	3,63	-20	A2L	0	6
R1234yf	CF ₃ CF=CH ₂	114	95	3,38	-29	A2L	0	4

2.4.2 Soğutucu Akışkanların Sınıflandırılması

Soğutucu akışkanların sınıflandırılmasında kimyasal özellikleri ön plana çıkmaktadır. Soğutucu akışkanlar üç temel sınıfa ayrılabilir.

Bunlar:

- Hidrokarbonlar (HC) ve inorganikler

- Halokarbonlar
- Hidrofloroolefinler (HFO)

Hidrokarbonlar (HC) ve İnorganikler

Hidrokarbonlar ve inorganikler içerisinde yer alan soğutucu akışkanlar arasında karbondioksit (R744), amonyak (R717), su ve hidrokarbonlar (HC) yer alır. Bu grupta yer alan soğutucu akışkanlar çoğunlukla düşük GWP, sıfır ODP ve düşük zehirlenme etkisine sahip soğutucu akışkanlardır. Bu özelliklerinden dolayı doğal soğutucu akışkanlar olarak adlandırılırlar. Hidrokarbonlar içerisinde ise propan (R290), bütan (R600), izobütan (R600a) ve propilen (R1270) yer alırken bu soğutucu akışkanların en büyük dezavantajı yüksek yanıcılık özellikleridir. (Ragıp, 2021)

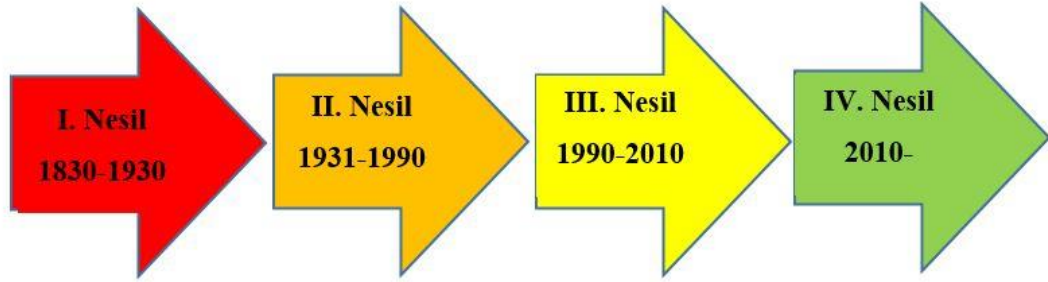
Halokarbonlar

Halokarbonlar içerisinde yer alan soğutucu akışkanlar kloroflorokarbonlar (CFC), hidrokloroflorokarbonlar (HCFC), hidroflorokarbonlar (HFC)'dir. En yaygın olanları R11, R12, R22 ve R134a'dır.(Ragıp, 2021)

Hidrofloroolefinler (HFO)

Hidrofloroolefinler (HFO) karbon, hidrojen ve flor içeren doymamış organik moleküllerdir. Hidrofloroolefinler (HFO) dördüncü nesil flor bazlı gazlardır. Avrupa Birliğinin R134a soğutucu akışkanın araç klima sistemlerinde kullanılmasının yasaklanması ile DuPont ve Honeywell firmaları tarafından R134a'ya alternatif olarak hidrofloroolefin (HFO) soğutucu akışkanı olan R1234yf soğutucu akışkanını geliştirdiler. R1234yf ile benzer termodinamik özelliklere sahiptir. R134a soğutucu akışkanına alternatif olarak geliştirilen diğer hidrofloroolefin (HFO) soğutucu akışkanı R1234ze(E)'dir. (Ragıp, 2021)

Şekil 2.9' da soğutucu akışkanların yıllar içerisindeki tarihsel gelişimi ve bu tarih aralıklarında kullanılan soğutucu akışkanlar verilmiştir.(Ragıp, 2021)



Şekil 2.9. Geçmişten günümüze soğutucu akışkanların tarihsel gelişimi

- 1.Nesil 1830-1930:** Ether, CO₂, NH₃, SO₂, H₂O, HC, CHC vb. işe yarayan her şey.
- 2.Nesil 1931-1990:** CFC, HCFC, HFC, NH₃, H₂O. Güvenlik, dayanıklılık.
- 3.Nesil 1990-2010:** HCFC, HFC, NH₃, H₂O, HC, CO₂ vb. Ozon tabakasını koruma.
- 4.Nesil 2010-.....:** Düşük GWP, sıfır ODP, yüksek verim ve yanıcı olmama vb.

Soğutucu akışkanların çevreye olan zararlı etkilerini azaltmak amacıyla yıllar içerisinde protokoller ve anlaşmalar yapılmıştır. Soğutucu akışkanlar ile ilgili yapılan ilk protokol 1987 yılında Montreal Protokolü olmuştur. Bu protokolde ozon tabakasını incelten maddeler incelenmiştir. 1992 yılında Birleşmiş Milletlerin Çerçeve Antlaşması ile iklim değişikliği konusunda görüşme yapılmış ve HFC'ler ortaya çıkmıştır. 1997 yılında yapılan Kyoto protokolü ile HFC'lerin kontrol altına alınması amaçlanmıştır. 2007 yılında gerçekleştirilen Montreal Protokolü ile HFC kullanımının kaldırılmasının hızlanması gerektiği vurgulanmıştır. 2015 yılında Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Çerçeve Sözleşmesi kapsamında 191 üye ülkenin katılımı ile her ülke tarafından küresel ısınmanın etkilerinin azaltılması için gerekli çalışmaların yapılması gerektiği vurgulanmış ve 0 ya da düşük ODP ve GWP değerlerine sahip soğutucu akışkanların kullanılması benimsenmiştir. Son olarak 2016 yılında Montreal Protokolünde yapılan Kigali değişikliği ile HFC'lerin kademeli olarak kullanımdan kaldırılması ve yerine HFO'ların kullanılması kararlaştırılmıştır. (Calm, 2008)

2.5 Kaynak Araştırması

Balıkesir yöresinde yapılan çalışmada yer-suyu kaynaklı ısı pompası performansı incelenmiş ve bunun için 1,47 kW kondenser kapasitesine sahip bir ısı pompası sisteminin tasarımı ve imalatı yapılmıştır. Balıkesir ili Gönen ilçesinde gerçekleştirilen deneyler süresince farklı hava hızları, farklı su debileri ve farklı mahal havası koşullarında verileri kayıt altına almış ve elde edilen verilerin ışığında sistemin performansı incelenmiştir. Yer-su kaynaklı ısı pompasının performansının incelenmesi sonucunda hava hızının ve su debisinin artması ile ısıtma tesir katsayısının da arttığı görülmüştür. Ortam havasının sıcaklığı arttıkça ITK değerlerinin hava hızına ve su debisine bağlı olarak doğrusal bir şekilde arttığı yapılan çalışmada gözlemlenmiş ve en yüksek ısıtma tesir katsayısı değeri 3,15 olarak hesaplanmıştır.(Aksu, 2010)

Siirt ilinde yapılan uygulamada güneşlenme sürelerinin fazla olması nedeniyle Güneydoğu Anadolu Bölgesi'nde su kaynaklı ısı pompalarının kullanımının çok avantajlı olduğunu gözlemlenmiştir. Su kaynaklı ısı pompaları ile ilgili yapay bir gölette kış sezonu boyunca ne kadar ısı ihtiyacının kazanım olarak geri döndüğü ile ilgili çalışmalar yapılmıştır. Deney için, bir ısı pompasının dış ünitesi görevini görecek bir serpantin hazırlayıp içinden ısıtıcı akışkan (su) dolaştırmak suretiyle dolasan suyun giriş-çıkış sıcaklıklarını, debisini, göletten çekilen ısı miktarı hesaplanmıştır. Alınan verilerle yıllık, aylık, günlük ve saatlik göletten çekilebilecek ısı miktarını, göletin ısı kapasitesi ile yakın köyde kış mevsiminde bu göletle kaç konutun ısıtılabilirliğini ve bu çalışma ile gölet suyu sıcaklığında ne gibi değişiklikler olduğunu incelemiştir. (Danış, 2007)

Laboratuvar ortamında yapılan çalışmada soğutulmak istenen mekândan alının ısının enerjisini bir sıcak su tankına ileten ısı pompasının mekân soğutma ve sıcak su kullanımının sağlanması için sistemin performansı, çalışma parametreleri ve sistemin gerçek hayata aktarılabilir olup olmadığı ile ilgili incelemeler yapılmıştır. Çalışmada; bir üniversitede bulunan laboratuvar da su kaynaklı ısı pompası tasarlanmıştır. Aynı zamanda bulunan ortamın sıcaklığının azaltılması amaçlanırken bir yandan da sıcak su kullanımının sağlanmasının birçok değişkene bağlı olduğu belirlenmiştir. Termodinamik laboratuvarında yapılan deneylerde termodinamiğini birinci ve ikinci kanun analizleri

gerçekleştirilmiş ve sistemde kullanılan elemanların ekserjik verimleri ve yıkımları hesaplanmıştır. Yaz aylarında gerçekleştirilen deneylerle ortalama su ısıtma COP değerinin 2.55, ortam soğutma COP değerinin 2.20 ve birleşik COP değerinin de 4.75 olarak bulunmuştur. Yapılan çalışmada ekserji yıkımlarının en çok olduğu elemanın kompresör olduğu ve düzeltme işlemlerinin kompresör üzerinden yapılması durumunda sistemin COP değerlerinin artacağı ifade edilmiştir. (Şaşmaz, 2014)

Nehir suyunun kaynak olarak kullanıldığı ve ortam ısıtması amacıyla yapılan çalışmada; ısı değiştiricilerinin yapısında yapılacak olan değişikliklerin ısı pompası sistemi üzerine etkileri araştırılmıştır. Çapları 25 mm olan çelik malzemeden üretilmiş parçalar kullanılarak çok sayıda geçişin sağlandığı ve akışın karşılıklı olduğu bir ısı değiştirici tasarlanmıştır. Tasarımı ve imalatı gerçekleştirilen değiştirici nehir suyuna yerleştirilerek borular aracılığıyla ısı pompasına bağlanmıştır. Sistem farklı sıcaklıklarda ve su debilerinde çalıştırılmış ve tasarlanan bu değiştiriciye ait veriler alınmış bulunan sonuçlar çizelgeler yardımıyla açıklanmıştır. Yapılan çalışma sonucunda nehir suyundaki sıcaklıkta meydana gelen artış sistemde dolaşan mono etilen glikolün debisinin arttırılmasından daha faydalı olduğu tespit edilmiştir. Kaynak olarak kullanılan suyun sıcaklığında artış olması istenen ortam sıcaklığına sistemin erişme zamanını azalttığı yapılan çalışma sonucunda belirlenmiştir. (Köse, 2014)

Jeotermal kaynaklı ısı pompasının kış uygulamasında performansını araştırmak için farklı çalışma koşullarında optimizasyonu yapılmıştır. Sistemde farklı akışkanlar ve değerler kullanılarak elemanların ekserji analizleri ile enerji analizleri yapılmıştır. Yoğuşturucu, buharlaştırıcı, genleşme elemanı ve kompresör gibi elemanların ekserjik yıkımları ve ısı pompasının COP (Isıtma Performans Katsayısı) değerleri ile ekserjik verimleri bulunmuştur. Çalışmanın enerji ve ekserji analizinden sonra termoekonomik açıdan maliyetleri hesaplanmıştır. Farklı soğutucu akışkanlar ve sistem parametreleri ele alınarak yaptığı tasarımlarda; enerji ve ekserji analiz metodu yardımıyla kondenser, evaporatör, ısı merkezi, radyatör, pompa kapasiteleri ile ısıtma performans katsayıları (COP) ve ekserji verimlerini hesaplamıştır. Isı pompası sistemine ait enerji ve ekserji analizlerinden sonra sistemin ısıtma dönemindeki maliyet hesaplamaları yapmıştır. Sistemin maliyet analizinden sonra optimum çalışmasını belirlemek için ANN (Yapay

sinir ağırları) modeli kullanılarak optimizasyon çalışması yapılmıştır. Sonuç olarak jeotermal kaynaklı ısı pompalarının maliyet olarak kullanılabilir olduğunu yaptığı çalışmada göstermiştir. (Arat, 2016)

Su giriş sıcaklıklarının farklı olması ve farklı kondenser debileri ile gerçekleştirilen deneysel çalışmada sistemde bulunan her elemanın giriş çıkış noktalarından değerler alınarak ekserji ve enerji analizi yapılmıştır. Yapılan deneylerde yoğuşturucuya gelen su sıcaklıkları bir ısıtıcı ile ısıtılarak sıcaklıkları 22 °C, 19 °C, 17 °C ve 15 °C olacak şekilde ve evaporatör su debisi sabit tutularak kapasitesinin değişmemesi sağlanmıştır. Sudan suya R-134a soğutucu akışkan ile gerçekleştirilen çalışmada ısıtma tesir katsayılarının yoğuşturucuya gelen giriş suyu sıcaklığına göre ters orantıda, kondenser su debileri ile doğru orantılı olarak değiştiği yapılan çalışma sonucunda belirtilmiştir.(Kolukısa, 2015)

Python programla dili ile bir alışveriş merkezinde bulunan ısı pompasının termodinamik analizlerinin yapıldığı çalışmada R134-a ve R410-a soğutucu akışkanları ile ısı pompasına kaynak teşkil etmesi için su kullanılmıştır. Aşırı kızdırma ve aşırı soğutma ile sıkıştırma sıcaklıklarının enerji ve ekserji analizleri üzerine ne gibi bir etkisi olduğu yapılan çalışmada incelenmiştir. R410-a soğutucu akışkanın çalışma parametrelerinin R134-a soğutucu akışkanına göre daha kötü bir sonuç verdiği, toplam ekserjik yıkımlarının ise daha fazla olduğunu belirtmiştir. (Topçu, 2018)

Bir üniversite kampüsünde yer alan seranın olması gereken mevsimsel koşullara göre ideal seviyede soğutulması ve sıcaklığının arttırılması işlemi için ideal bir hibrit ısı pompası tasarlanmıştır. Üniversite kampüsünde yer alan merkezi ısı sistemindeki hat üzerindeki boşluklarda meydana gelen atık ısınnın tekrardan sisteme gönderilmesi amaçlanmıştır. Aynı zamanda ısıtma sezonu dışında olan yaz döneminde güneş enerjisi tarafından takviye edilmiş bir akıllı kontrol sistemi ile seranın iç sıcaklık ve nem değerleri en ideal seviyede tutulması amaçlanmıştır. Hibrit bir şekilde hem atık ısı kaynakları hem de güneş enerjisi ile desteklenen ısı pompası sisteminde seranın ihtiyaç duyduğu toplam enerji ihtiyacının 219 MW/yıl olduğu belirlenmiştir. Kış aylarında ısı dağıtım borularında oluşan kayıp atık ısıların geri kazanımı ile 275 MW/yıl enerji tasarrufu ve yaz dönemlerinde güneş enerjisi ile desteklenen hibrit sistem ile 0,3 MW/yıl enerji tasarrufu

yapılacağı hesaplanmıştır. Sistemin maliyet açısından kendisini amorti etme süresinin 4 yıl olduğu belirtilmiştir. (Kuru, 2019)

Kompresöründe saf POE yağı ve POE+Al₂O₃ nanopartikül karışımı kullanılan su kaynaklı bir ısı pompasının termodinamik analizlerinin yapıldığı çalışmada, tasarımı yapılan ısı pompasının üretimi ve testleri yapılmıştır. Sistemde bulunan tüm elemanlara ait enerji ve ekserji analizlerinin yapıldığı çalışmada Al₂O₃ nanopartikül ilavesinin sistemin çalışması üzerine ne gibi bir etkisi olacağı incelenmiştir. Kaynak sıcaklıkları 10 °C, 11 °C ve 12 °C olacak şekilde saf yağ kullanılan sistem ile karışım ilave edilen sistem arasında ısı pompası etkenlik katsayıları arasındaki farklar analiz edilmiştir. Sonuç olarak saf yağ ile çalıştırılan sistemde COP değerlerinin 4,20, 4,24 ve 4,31 olarak hesaplanmıştır. İlave nano katkısı kullanılan kompresörlü sistemde ise COP değerlerinin 3,92, 3,95 ve 3,98 olduğu görülmüştür. Nanopartikül kullanımının COP değerlerini bir miktar azalttığı yapılan çalışma sonucunda belirlenmiştir. (Karaaslan, 2019)

Kanalizasyon atık suyu ile desteklenen bir ısı pompası sistemine ilişkin yapılan çalışmada kanalizasyon içerisinde yer alan atık suyun sıcaklığında ve debisinde oluşan değişimlerin sistemin COP değerlerini ciddi miktarda değiştirdiği belirtilmektedir. Atık su sıcaklığında ki değerlerin arttırılmasına bağlı olarak COP değerlerinin 2,56'dan 4,51'e yükseldiği ve atık suyun debisindeki artışa bağlı olarakta COP değerlerinin 2,89'dan 4,27'ye yükseldiği hesaplanmıştır. Atık su kaynaklarının ciddi bir enerji potansiyeline sahip olması ve bu kaynakların yıl boyunca sıcaklıklarının değişmemesi ısı pompaları için çok önemli bir kaynak olduğunu yapılan çalışmada ifade etmiştir. (Doğan, 2020)

Yer altı suları ile ilgili yapılan bir çalışmada yeraltı suyu sıcaklığı 22 °C olan 360 ton (11266 kW)'luk ve yeraltı suyu sıcaklığı 13°C olan 156 ton (549 kW)'luk, iki farklı yeraltı su kaynaklı ısı pompası sisteminden elde edilen deneyimleri açıklanmıştır. Yeraltı suyunun kimyasal yapısı, iyi kuyu tasarımı ile kontrol parametrelerinin iyi belirlenmesi, ısı pompasının kapasite kontrolünün önemli hususlar olduğunu belirtilmiştir. (Raffert, 1992)

Atık su kaynağı kullanılarak tasarlanmış lehim plakalı bir eşanjör ile gerçekleştirilen ısı pompası uygulamasında atık su kaynağının göl, nehir ve kanalizasyon suyu gibi çeşitli diğer su kaynaklarıyla birlikte incelediklerinde gelecek vaat eden yeni ısı kaynaklarından biri olduğunu ifade etmişlerdir. Çalışmalarında bir su arıtma tesisine verilen atık suyun ısı enerjisini kullanan bir ısı pompasının ısıtma ve soğutma performansı incelemişlerdir. . Atık sudan ısı enerjisi elde etmek için lehimli plakalı ısı eşanjörü kullanılmış ve atık su kaynağının ilkbahar haricinde ortam hava kaynağına göre uygun bir ısı kaynağı olduğunu ifade etmişlerdir. Isıtma sezonu boyunca ortalama COP değerinin 3,3 ve soğutma sezonu için ortalama COP değerinin 7,2 olduğunu belirtmişlerdir. (Cho ve Yun, 2011)

Su kütleleri ve bu kaynakların ısı pompası sistemleri kullanılmasına dayanan bir çalışmada TRNSYS 'de modelleme kullanarak incelemelerde bulunmuşlardır. Yapılan çalışmada havuzda ciddi bir buz oluşumu durumu olmaksızın bir ısı kaynağı olarak açık yüzme havuzunun uygulanmasının uygun olduğunu belirtmişlerdir. Farklı konumlar açısından, sistemin daha sıcak bir iklimde daha verimli çalışacağı sonucuna varmışlardır. Havuzun daha geniş bir alan ve özellikle daha büyük binalar için daha yüksek nominal ısıtma kapasitesi dikkate alınarak sistemin çalışma süresini azaltmanın mümkün olduğu ve sistemin 300 m² 'den büyük binalarda ekonomik olarak uygun olduğunu ifade etmişlerdir. (Cardemil, Schneider, Behzad ve Starke, 2021)

Bir su kaynağından alınan ısısının farklı soğutucu akışkanlara sahip ısı pompalarının yüksek sıcaklıktaki performanslarını incelemeye yönelik deneysel araştırma ile yapılan bir çalışmada BY-5 ve NBY-1 olarak adlandırılan bağımsız olarak geliştirilmiş soğutucu akışkanlar kullanılan sistemin COP ve ekserji verimliliği sırasıyla 2,74 ve 0,55 bulunmuştur. Ayrıca BY-5 kullanılan sistemin yoğuşma basıncının daha düşük olduğu tespit edilmiştir. En yüksek sıkıştırma oranı 4.7 olarak bulunmuş ve yeni çalışma sıvısı BY-5'in sonuçlarıyla karşılaştırıldığında NBY-1 'in daha üstün yüksek sıcaklık performansına sahip olduğu ve sistemle daha uyumlu karakteristik özelliklere sahip olduğu tespit edilmiştir. (Deng ve diğerleri, 2020)

Hava kaynaklı ısı pompalarında buzlanma sorununu çözmek için geliştirilen ısıtıcı sisteminde; hava kaynaklı bir ısı pompası su ısıtıcısının (ASHPWH) evaporatörü girmeden önce havanın nemini alarak donmanın geciktirilebildiği, entegre katı kurutuculu, donmayan hava kaynaklı bir ısı pompası su ısıtıcısı (ASHPWH) sisteminin kurulumunu ve deneysel olarak çalışmasını yapmışlardır. Sistem, geleneksel bir su kaynaklı ısı pompasından oluşmaktadır. Isıtıcı ve bir kurutucu ile kaplanmış ekstra bir ısı eşanjörün kurutucunun desorpsiyon işlemi sırasında, rejenerasyon havasının duyulur ısını ve gizli ısını geri kazanmak için rejenerasyon havası kurutucu kaplı ısı değiştirici ve buharlaştırıcı arasında döndürülür. Donma koşullarına bağlı olarak 7 °C - 5,5 °C kuru termometre sıcaklığında ve % 60 ila % 80 bağıl nemde sayısal bir simülasyon gerçekleştirilmiştir. Sistemin performans katsayısının (COP) 3,3 ile 3,8 değerleri arasında olduğunu ve sıcak gazla buz çözme yönteminin kullanıldığı ASHPWH sisteminden % 5 ile % 30 oranında daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir. (Zhang, Fujinawa ve Saikawa, 2012)

Yüksek sıcaklıkta su kaynaklı ısı pompalarının (HTWSHP), olağanüstü enerji tasarrufu etkisi nedeniyle kurutma ve bina ısıtmasında giderek daha önemli bir rol oynadığının ifade edildiği çalışmada; R134a soğutucu akışkanı gibi geleneksel ısı pompası çalışma sıvılarının yüksek sıcaklıkta su kaynaklı ısı pompaları (HTWSHP) için geçerli olmadığını ve düzgün çalışma eğrilerinin olamayacağını ifade etmişlerdir. Bunun sonucu olarak alternatif çalışma sıvıları üzerine yaptıkları analizler ile yalnızca bir çalışma sıvısının kritik sıcaklığı ve basıncını bilerek, özgül hacimsel ısıtma kapasitesi (VHC) ve performans katsayısının (COP) tahmin edilebileceğini ifade etmişlerdir. Modelin ürettiği sonuçlara göre Peng-Robinson durum denklemi (PR EoS) ile hesaplanan değerlerle ve REFPROP 10.0'da yüksek doğruluklu denklemlerle karşılaştırıldığında modelin % 60 ile % 80 arasında değişen kompresör izantropik verimleri olduğu ve 0 °C ile 10 °C arasında kızdırma ve 0 °C ile 8 °C arasında da alt soğutmalar da uygulanabilir olduğunu ifade etmişlerdir. (Yan ve diğerleri, 2021)

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1 Giriş

Deney düzeneği üzerinde evaporatöre giriş ve çıkış sıcaklıkları, alçak ve yüksek basınç değerleri, evaporatör ve kondenserin debisi, sistemin çalışması sırasında kompresörün çektiği akım, sistemdeki soğutucu akışkanın debisi gibi veriler kullanılarak deney düzeneği kurulmuştur. Sudan suya ısı pompası sisteminde soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmıştır.

3.2 Deney Düzeneği



Şekil 3.1. R134a soğutucu akışkanlı sudan suya ısı pompası deney sistemi

3.3 Deneyde Kullanılan Malzemeler

Termodinamik analizlerin ve verilerin alınması için deney düzeneği üzerinde aşağıdaki elemanlar kullanılmıştır.

- 1.Evaporatör
- 2.Su soğutmalı kondenser
- 3.Kompresör
- 4.Genleşme valfi
- 5.Kombine basınç anahtarları
- 6.Alçak ve yüksek basınç manometreleri
- 7.Filtre kurutucusu

8.Su debimetresi

9.Gaz debimetresi

10.Ölçüm sonuçlarının alındığı LCD Ekran

Su kaynaklı ısı pompasında evaporatörden gelen soğutucu akışkanın buharını emme hattından alıp basınçlandırarak kondensere gönderen Embraco marka FF 8.5 HBK tipinde hermetik bir kompresör deneyler sırasında kullanılmıştır.



Şekil 3.2. Hermetik kompresör

Sistem üzerinde buharlaşma sıcaklığını sabit tutabilmek ve soğutucu akışkanın evaporatöre akışını otomatik olarak kontrol altında tutmaya yarayan, basma hattındaki yüksek basıncı alçak basınca dönüştüren ve el ile ayar yapılarak yük durumlarının ayarlanabildiği bir otomatik genleşme valfi kullanılmıştır.



Şekil 3.3. Otomatik genleşme valfi

Sistemde gaz fazında dolaşan R134a soğutucu akışkanının ısını suya vererek sıvı faza geçmesini sağlayan, iç içe borularla tasarlanmış sulu bir kondenser kullanılmıştır.



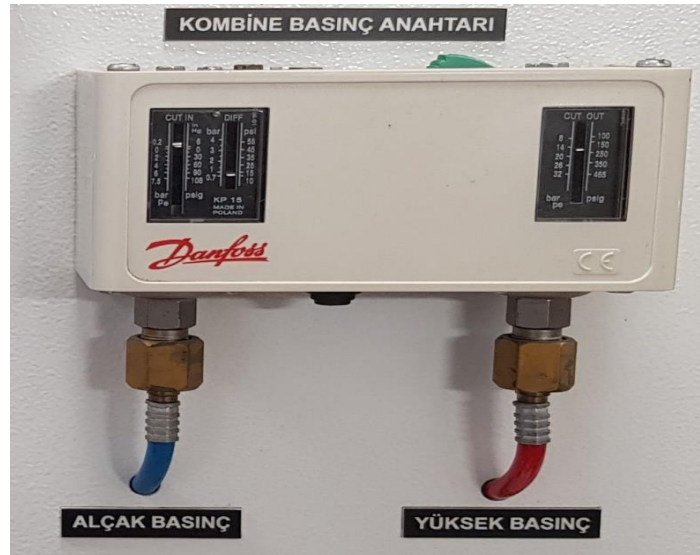
Şekil 3.4. Sulu kondenser

Isı pompası içerisinde bulunan soğutucu akışkanın sıvı olarak girip buharlaştıktan sonra gaz olarak çıktığı, ısı transferinin hızlı ve etkili bir şekilde gerçekleştiği ısı iletkenlik katsayısı yüksek malzemeden üretilmiş olan evaporatör kullanılmıştır.



Şekil 3.5. Evaporatör

Sistem üzerinde oluşabilecek yüksek basınç ve alçak basınç durumlarında sistemin zarar görmesini engellemek adına alçak ve yüksek basınç anahtarları kullanılmıştır.



Şekil 3.6. Alçak ve yüksek basınç anahtarları

Isı pompası deney düzeneğinde kompresörün basma hattına yüksek basınç ve emme hattına alçak basınç manometresi takılarak buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıkları soğutucu akışkan dikkate alınarak belirlenmiştir.



Şekil 3.7. Alçak ve yüksek basınç manometreleri

Buharlaştırıcı ve yoğunlaştırucudan geçen suyun miktarını belirlemek ve ayarlamak için debimetre olarak kullanılan rotametrelerin önlerine vanalar yerleştirilerek farklı debilerde değerler elde edilerek hesaplamalar yapılmıştır. Kullanılan rotametrelerin ölçüm aralıkları 40-400 L/h ve 60/600 L/h' dir.

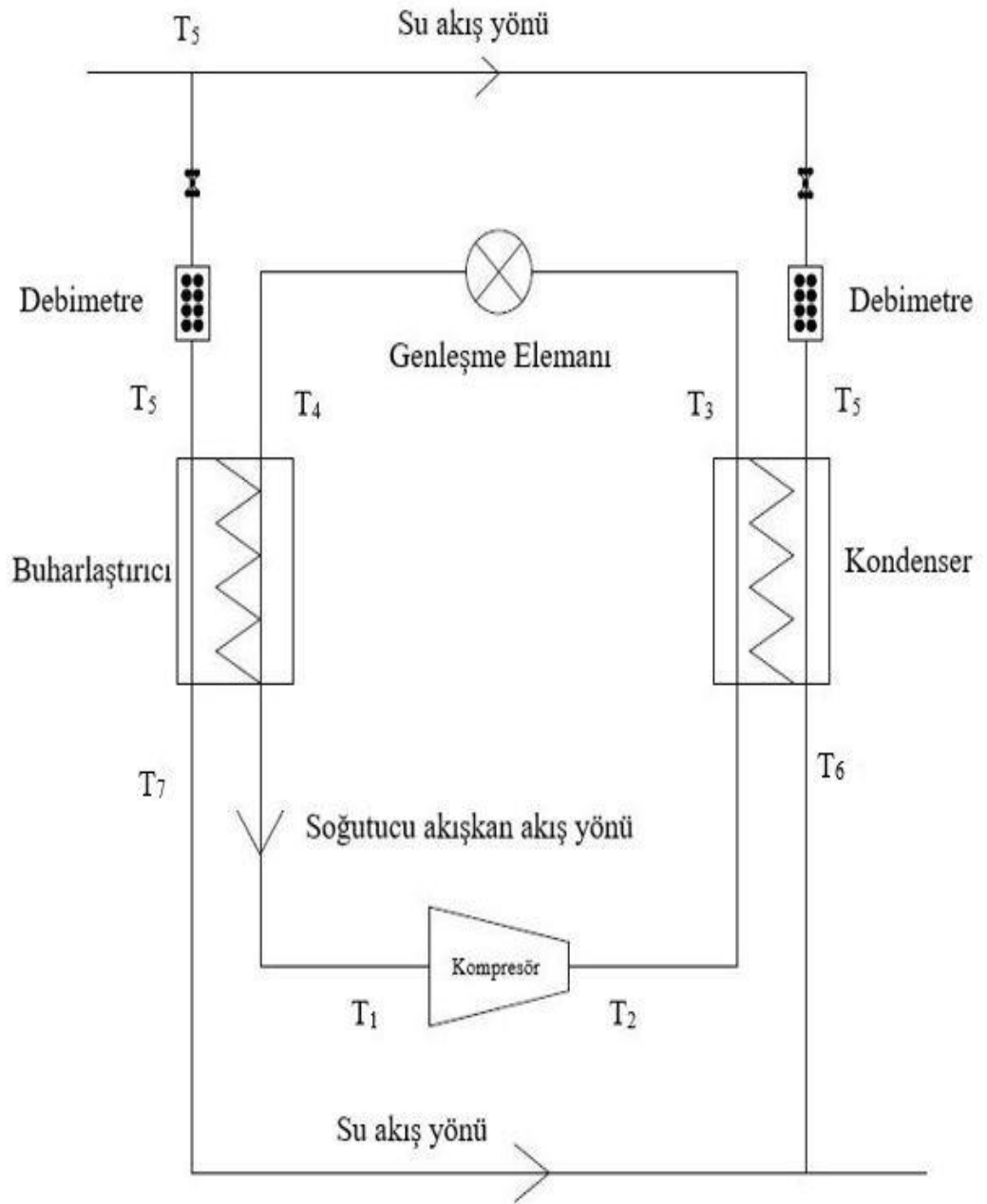


Şekil 3.8. Sistemde kullanılan rotametre

Sisteme zarar verme ihtimaline karşı nemi ve pislikleri filtre etmek amacıyla bir filtre kurutucu kullanılmıştır. Soğutucu akışkanın debisini ölçmek ve veri almak amacıyla debimetre kullanılmıştır.

Sudan suya ısı pompası deney düzeneğine ait tesisat şeması Şekil 3.9'da gösterilmiştir.

Şekil 3. 9 Sudan suya ısı pompası deney düzeneğine ait tesisat şeması



Çizelge 3.1 LCD Ekranda ölçülen noktasal değerler

Sıcaklık	Ölçülen Sıcaklığın Sistem Üzerindeki Karşılığı
T ₁	Soğutucu akışkanın basma hattına giriş sıcaklığı
T ₂	Soğutucu akışkanın basma hattından çıkış sıcaklığı
T ₃	Soğutucu akışkanın kondenserden çıkış sıcaklığı
T ₄	Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı
T ₅	Suyun buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı
T ₅	Suyun kondensere giriş sıcaklığı
T ₆	Suyun kondenserden çıkış sıcaklığı
T ₇	Suyun buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklığı

Sistemde ölçülen sıcaklıklar ile soğutucu akışkana ait debi değerleri LCD ekranda ve kompresörün çektiği güç, voltaj ve akım değerleri Multimetre aracılığı ile ölçülerek analiz sırasında kullanılacak olan değerler alınmıştır. Çizelge 3.1 de LCD ekranda ölçülen sıcaklıklara ait değerlerin hangi noktalara ait sıcaklıklar olduğu tablo halinde sunulmuştur.

Çizelge 3.2’de buharlaşma sıcaklıklarına karşılık gelen deney düzeneği üzerinden alınmış sıcaklık değerleri verilmiştir. Sistem üzerinden alınan sıcaklık değerleri, kompresörün çektiği güç ve evaporatör ile kondenser debileri de kullanılarak sistem elemanlarının enerji analizleri yapılmış ve evaporatör, kondenser, kompresör ve genişleme elemanının ekserjik verimleri ile yıkımları hesaplanmıştır. Bulunan değerlere göre sistemin COP değerleri ve ikinci kanun verimleri belirlenmiştir.

Çizelge 3.2 Buharlaşma Sıcaklıklarına Karşılık Ölçülen Sıcaklık Değerleri

Buharlaşma Sıcaklığı	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇
8 °C	8.00	89.71	34.00	10.00	21.00	28.80	18.30
8 °C	8.00	80.70	34.00	10.00	21.00	29.73	18.90
8 °C	8.00	76.71	34.00	10.00	21.00	30.26	19.30
10 °C	10.00	83.95	34.00	10.00	21.00	29.44	18.00
10 °C	10.00	73.96	34.00	10.00	21.00	30.66	18.60
10 °C	10.00	69.35	34.00	10.00	21.00	31.50	19.00
12 °C	12.00	78.62	34.00	12.00	21.00	30.47	17.80
12 °C	12.00	70.25	34.00	12.00	21.00	31.81	18.50
12 °C	12.00	64.83	34.00	12.00	21.00	32.99	18.88

3.4 Termodinamik Analiz

R-134A soğutucu akışkanlı sudan suya ısı pompası deney düzeneğinde kullanılan elemanların verimliliklerini analiz etmek ve sistemin çalışma koşullarını belirlemek amacıyla termodinamik analize ihtiyaç duyulmaktadır. Sayısal anlamda verilere ihtiyaç duyulduğunda termodinamikte enerjinin korunumu olarak bilinen termodinamiğin I. yasası yetersiz kalmakta ve enerjinin ne kadarlık kısmının verimli kullanıldığını analiz etmek için termodinamiğin II. Yasasına ihtiyaç duyulmaktadır. Sistemin hem enerji hem de ekserji analizi yapılarak sistemde bulunan elemanların verimlilikleri belirlenecek ve doğru parametrelerin seçimi yapılacaktır.

3.4.1 Enerji Analizi

Isı pompalarında kullanılan en önemli parametre ısı pompalarının performans katsayısıdır. Sistemin COP değerini belirlemek için enerjinin korunumu yasasından yola çıkarak sisteme giren toplam enerji ile çıkan enerjinin birbirine eşit olması gerekmektedir.

$$\dot{E}_{giren} = \dot{E}_{çıkan} \quad (3.1)$$

Isı pompası sistemine giren enerjiler kompresörün sabit entropide soğutucu akışkanı basınçlandırmak için kullandığı elektrik enerjisi $\dot{W}_{komp.}$ ile evaporatörde buharlaşan soğutucu akışkanın sabit sıcaklık ve basınç altında sudan çekmiş olduğu ısı enerjisi($\dot{Q}_{evap.}$)dir. Sistemden çıkan enerjiler ise sabit sıcaklık ve basınç altında kondenserde yoğuşan soğutucu akışkanın suya vermiş olduğu ısı enerjisi($\dot{Q}_{kond.}$)dir. Termodinamiğin I. yasasından yola çıkarak giren ve çıkan enerjiler denkleştirilecek olursa denklem:

$$\dot{Q}_{evap.} + \dot{W}_{komp.} = \dot{Q}_{kond.} \quad (3.2)$$

Isı pompasının performans katsayısını hesaplayabilmek için kondenserden suya atılan ısıya, kompresörün çektiği güce ve evaporatörden suya atılan ısıya ihtiyaç duyulmaktadır.

Kompresörün çekmiş olduğu güç:

$$\dot{W}_{komp.} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) = V \cdot I \cdot \cos\phi \quad (3.3)$$

Evaporatör tarafından sudan çekilen ısı:

$$\dot{Q}_{evap.} = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4) = \dot{V}_{evap.} \cdot \rho_w \cdot C_{p_w} \cdot (T_5 - T_7) \quad (3.4)$$

Kondenser tarafından suya atılan ısı:

$$\dot{Q}_{kond.} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_3) = \dot{V}_{kond.} \cdot \rho_w \cdot C_{p_w} \cdot (T_6 - T_5) \quad (3.5)$$

Deneyler sonrasında datalogger' dan alınan verilerle yapılan enerji analizi sonrasında ısı pompasının performans katsayısını hesaplamak için şu denklem kullanılır:

$$COP_{HP} = \frac{\dot{Q}_{kond.}}{\dot{W}_{komp.}} \quad (3.6)$$

Kompresörün izentropik verimini hesaplamak için çalışma şartlarına bağlı parametreler incelenerek karar verilmelidir. Deney düzeneğinin tasarımı sırasında izentropik verim

hakkında tam bir değer elde edilemeyeceğinden buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinde sıklıkla kullanılan izentropik verim ifadesi şu şekildedir:

$$\eta_{is} = \frac{(h_{2s}-h_1)}{(h_{2a}-h_1)} \quad (3.7)$$

(Hubacher, B., Groll, E. A., Hoffinger, 2003) tarafından yapılan çalışmada kompresöre ait hacimsel verim ifadesi için eşitlik 3.8 kullanılmıştır.

$$\eta_{vol.} = \frac{\dot{m}_r.v_1}{\dot{V}_{tr}} \quad (3.8)$$

3.4.2 Ekserji Analizi

Sistemin çalışma koşullarını değerlendirmek, parametreleri ve değişkenleri belirlemek amacıyla yapılan ekserji analizi termodinamiğin ikinci yasasına dayanan bir analiz tekniği olarak karşımıza çıkmaktadır. Mevcut durumda çalışır haldeki sistemin ideal koşullara ne kadar yakınlaştığını anlamak ve kayıpların nedenlerini daha net bir şekilde ortaya koymak amacıyla kullanılan bu analiz sistemin iyileştirilmesinde ve optimize edilmesinde tasarımın daha iyi olmasına yardımcı olmaktadır. Termodinamiğin birinci yasasına dayanan enerji analizi enerjinin sisteme girenler ve çıkanlar kısmı ile ilgilenirken termodinamiğin ikinci yasasına dayanan ekserji analizi kullanılan enerjinin ne kadarının tersinmezliklerden dolayı yıkıma uğradığını ve ne kadarının verimli bir şekilde kullanıldığını belirlemek amacıyla kullanılmaktadır. Sisteme giren ekserji ile sistemden çıkan ekserji arasındaki fark ekserji yıkımını oluşturmaktadır ve eşitlik 3.9 'da gösterilmiştir.

$$\dot{E}x_{giren} - \dot{E}x_{çıkan} = \dot{E}x_{yıkım} \quad (3.9)$$

Isı pompası sisteminde evaporatör, kondenser, kompresör ve genişleme vanasında meydana gelen ekserji yıkımlarını ayrı ayrı hesaplamak ve bu hesaplamalar neticesinde sistemde meydana gelen toplam ekserji yıkımını bulmak gerekmektedir.

Sistemde bulunan elemanlara ait genel ekserji yıkımı:

$$\dot{E}x = \dot{m}.ex \quad (3.10)$$

Eşitlik 3.10' da kullanılan ex ifadesi sistemde bulunan elemanların giriş ve çıkışlarında hesaplanan özgül ekserji değerleridir. Özgül ekserji aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$ex = (h - h_0) - T_0.(s - s_0) \quad (3.11)$$

Kondenserdeki ekserji yıkımı:

$$\dot{E}x_{yıkım,kond.} = \dot{m}_r.(ex_2 - ex_3) + \dot{m}_w(ex_5 - ex_6) \quad (3.12)$$

Evaporatördeki ekserji yıkımı:

$$\dot{E}x_{yıkım,evap.} = \dot{m}_r.(ex_4 - ex_1) + \dot{m}_w(ex_7 - ex_5) \quad (3.13)$$

Kompresördeki ekserji yıkımı:

$$\dot{E}x_{komp.} = \dot{m}_r.(ex_2 - ex_1) + \dot{W}_{komp.} \quad (3.14)$$

Genleşme valfindeki ekserji yıkımı:

$$\dot{E}x_{yıkım.gv} = \dot{m}_r.(ex_3 - ex_4) \quad (3.15)$$

Isı pompası sisteminin ve sistemde bulunan elemanların ekserji verimleri ise aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanmıştır. Isı pompası sisteminde bulunan elemanları ekserji verimleri ile elemanların yıkımları ölü hal noktası sıcaklık değeri 25 °C ve 1 atm basınçta entalpi ve entropi değerleri girilerek hesaplanmıştır.

Isı pompasının ekserji verimi:

$$\psi_{HP} = \frac{\dot{E}x_{çıkan,kond.} - \dot{E}x_{giren,kond.}}{\dot{W}_{komp.}} \quad (3.16)$$

Kompresörün ekserji verimi:

$$\psi_{komp.} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{W}_{komp.}} \quad (3.17)$$

Evaporatörün ekserji verimi:

$$\psi_{evap.} = \frac{\dot{E}x_1 - \dot{E}x_4}{\dot{E}x_5 - \dot{E}x_7} \quad (3.18)$$

Kondenserin ekserji verimi:

$$\psi_{kond.} = \frac{\dot{E}x_6 - \dot{E}x_5}{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3} \quad (3.19)$$

Genleşme valfinin ekserji verimi:

$$\psi_{gv.} = \frac{\dot{E}x_4}{\dot{E}x_3} \quad (3.20)$$

Isı pompasının ekserji verimi:

$$\eta_{II} = \frac{COP_{HP}}{COP_{HP,tr}} \quad (3.21)$$

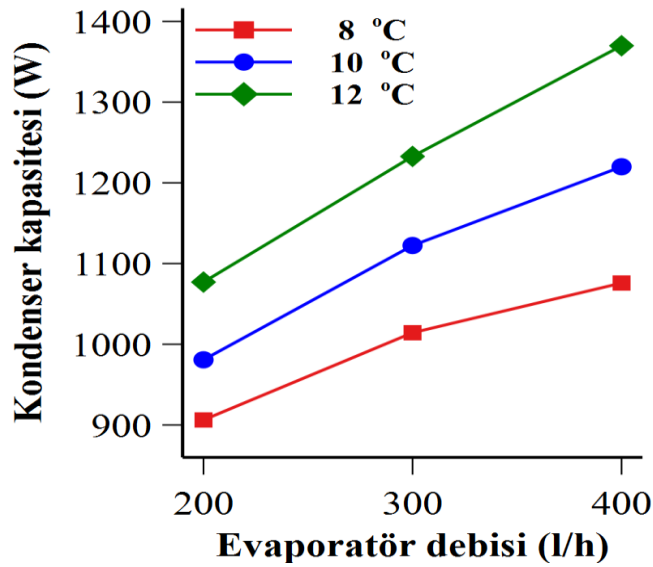
Isı pompasının ekserji veriminde yer alan tersinir ısı pompası performans katsayısı:

$$COP_{HP,tr} = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad (3.22)$$

eşitlik 3.22'den hesaplanmıştır.

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

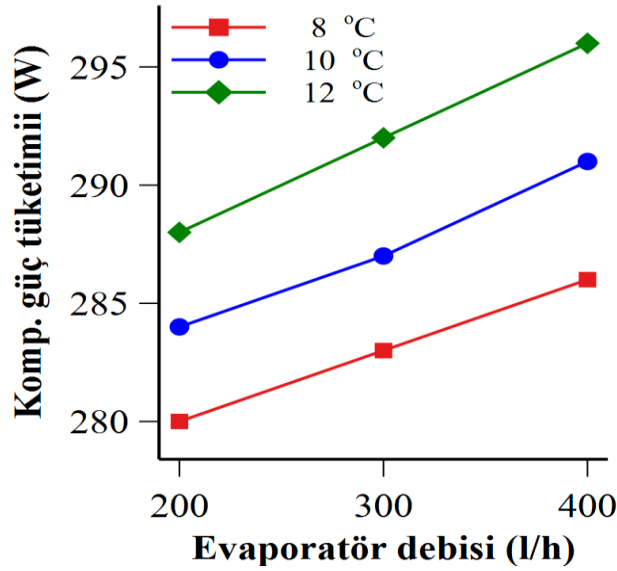
R134a soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırmalı sudan suya ısı pompası deney düzeneğinde kondenser ve evaporatör debisi ve buharlaşma sıcaklıkları gibi parametreler değiştirilerek bu parametrelerin sistem performansı üzerine etkileri incelenmiştir. Deneyler esnasında kondenser su debi değeri (100 l/h) sabit tutulup, evaporatör debileri 200 l/h, 300 l/h, 400 l/h ve buharlaşma sıcaklıkları ise 8°C, 10°C ve 12°C olacak şekilde kademeli olarak değiştirilerek bu parametrelerin kompresör, evaporatör ve kondenser kapasiteleri üzerine etkileri incelenmiş ve kapasiteleri hesaplanmıştır. Enerji analizinden sonra aynı sistem elemanlarının ekserji yıkımları ve ekserjik verimleri de hesaplanarak sonuçlar tablo ve grafikler halinde incelenmiştir.



Şekil 4.1. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre kondenser kapasitelerinin değişimi

Şekil 4.1’ de kondenser kapasitesinin evaporatör debileri ile buharlaşma sıcaklıklarına bağlı olarak değişimine ait grafik verilmiştir. Kondenser debileri sabit olmasına rağmen aynı buharlaşma sıcaklıklarında evaporatör su debileri arttırıldığında kondensere giriş ve çıkış sıcaklıkları olan T_5 ve T_6 sıcaklıkları arasındaki farkın arttığı görülmüştür. Kondenser kapasitesinin belirlenmesinde su tarafında meydana gelen artan ΔT sıcaklık farklılıklarından dolayı kondenser kapasitelerinin evaporatör debileri ve buharlaşma

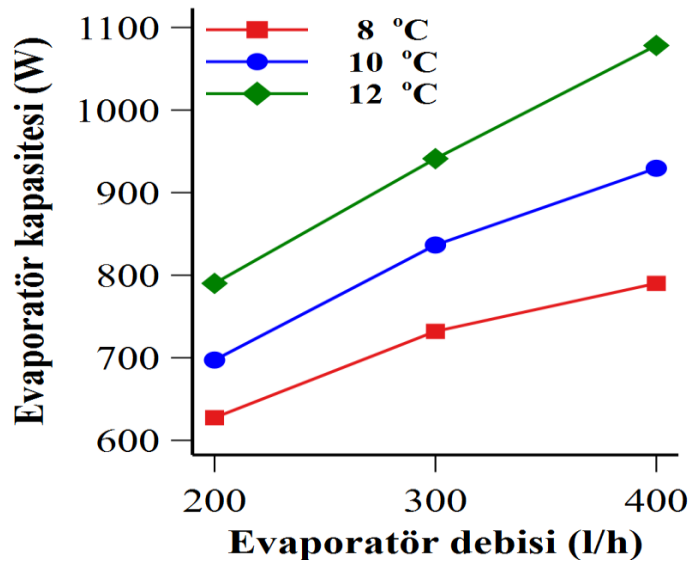
sıcaklıkları karşısında artış gösterdiği belirlenmiştir. Kondenser kapasitesinin belirlenmesinde kullanılan eşitlik (3.5)'de soğutucu akışkan kısmında soğutucu akışkanın debisinin artması kondenser kapasitelerinin artmasına neden olmuştur. (Dincer ve Rosen, 2021) yaptıkları çalışmada artan soğutucu akışkan debisinin kondenser kapasitesini arttırdığını belirtmişlerdir. Grafiğe göre 8 °C buharlaşma sıcaklığında ve 200 l/h evaporatör su debisinde kondenser kapasitesi 906,25 W iken aynı buharlaşma sıcaklığında evaporatör debisi 300 l/h değerine yükseltildiğinde kondenser kapasitesi 1014,3 W olarak hesaplanmıştır. Kondenser kapasitesinde yaklaşık olarak % 11,9'luk artış gerçekleşmiştir.



Şekil 4.2. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre kompresör güç tüketiminin değişimi

Şekil 4.2' de kompresör kapasitesinin evaporatör debileri ile buharlaşma sıcaklıklarına bağlı olarak değişimine ait grafik verilmiştir. 8 °C buharlaşma sıcaklığında kompresör güç tüketiminin daha az olmasının nedeni buharlaştırıcı ile ortam arasındaki sıcaklık farkının daha fazla olması nedeniyle buharlaştırıcıya olan ısı transferinin artmasıdır. Isı transferinin artması sonucunda buharlaştırıcının daha yüksek kapasitede kullanılması ile yoğunlaştırıcı kapasitesi de artmaktadır. Bunun bir sonucu olarak suya olan ısı transferi artmakta suyun sıcaklığı daha kısa sürelerde arttırılmaktadır. Buda güç tüketiminin daha az olmasına yardımcı olmaktadır. (Aydın, 2013) ısı pompasının enerji verimine etki eden

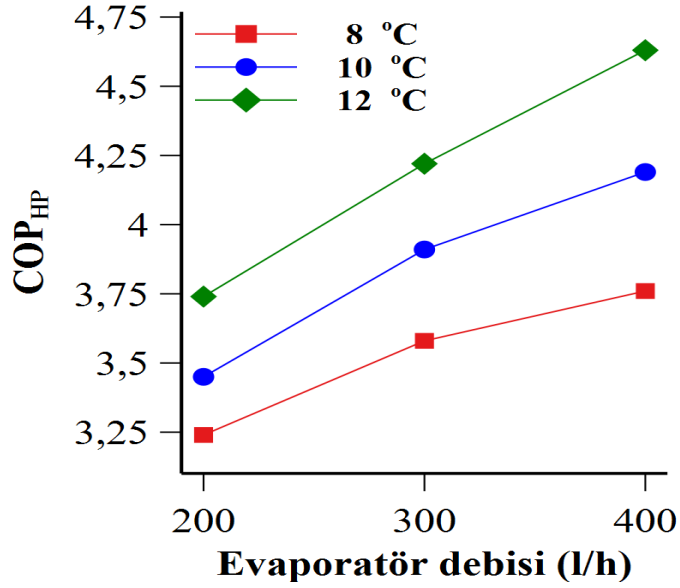
parametreleri incelediği çalışmasında buharlaşma sıcaklığı arttıkça kompresör güç tüketiminin arttığını belirtmiştir. (Esen ve Hoşöz, 2005) R314a soğutucu akışkanlı bir klimanın performansı üzerine yaptıkları çalışmada da buharlaşma sıcaklığı arttıkça kompresör güç tüketiminin arttığını belirtmişlerdir. Grafiğe göre 8 °C buharlaşma sıcaklığında ve 200 l/h evaporatör su debisinde kompresörün tükettiği güç 280 W iken aynı buharlaşma sıcaklığında evaporatör debisi 300 l/h değerine yükseltildiğinde kompresörden çekilen güç 283 W olarak hesaplanmıştır. Kompresörün güç tüketiminde 3 W artış gerçekleşmiştir.



Şekil 4.3. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre evaporatör kapasitelerinin değişimi

Şekil 4.3’ de evaporatör kapasitesinin evaporatör debileri ile buharlaşma sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör kapasitelerinin değişimine ait grafik verilmiştir. Evaporatör kapasitesinin belirlenmesinde ana parametrelerden birisi olan evaporatör su debisi arttıkça evaporatör kapasitelerinin artış göstermesi beklendik bir durumdur. Grafiğe göre 8 °C buharlaşma sıcaklığında ve 200 l/h evaporatör su debisinde evaporatör kapasitesi 627,41 W iken aynı buharlaşma sıcaklığında evaporatör debisi 300 l/h değerine yükseltildiğinde evaporatör kapasitesi 731,97 W olarak hesaplanmıştır. Evaporatör kapasitesinde yaklaşık olarak % 16,7’lik artış gerçekleşmiştir. Evaporatör kapasitesinin

evaporatör su debisi ve buharlaşma sıcaklığı ile doğru orantılı olarak arttığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.4. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre ısıtma tesir katsayılarının değişimi

Şekil 4.4' de ısıtma tesir katsayılarının evaporatör debileri ile buharlaşma sıcaklıklarına bağlı olarak değişimine ait grafik verilmiştir. Grafiğe göre 8 °C buharlaşma sıcaklığında ve 200 l/h evaporatör su debisinde ısıtma tesiri katsayısı 3,24 iken aynı buharlaşma sıcaklığında evaporatör debisi 300 l/h değerine yükseltildiğinde ısıtma tesiri katsayısı 3,58 olarak hesaplanmıştır. Isıtma tesiri katsayısı değerinde yaklaşık olarak % 10,49'luk artış gerçekleşmiştir. Aynı buharlaşma sıcaklıklarında evaporatörden geçen suyun debisi arttıkça soğutucu akışkanın debisinin de arttığı ve bunun bir sonucu olarak evaporatör kapasitelerinin yükseldiği gözlemlenmiştir. Evaporatör kapasitelerinde ki üstel artış kompresörün kapasitesinde meydana gelen artıştan fazla olduğundan sistemin ısıtma tesir katsayılarında artış yaşandığı gözlemlenmiştir. Daha önce yapılan çalışmalarda buharlaşma sıcaklıkları arttıkça sistemin ısıtma tesiri katsayılarının arttığı belirtilmiştir. (Esen ve Hoşöz, 2005) ve (Özgür ve Manır, 2020)

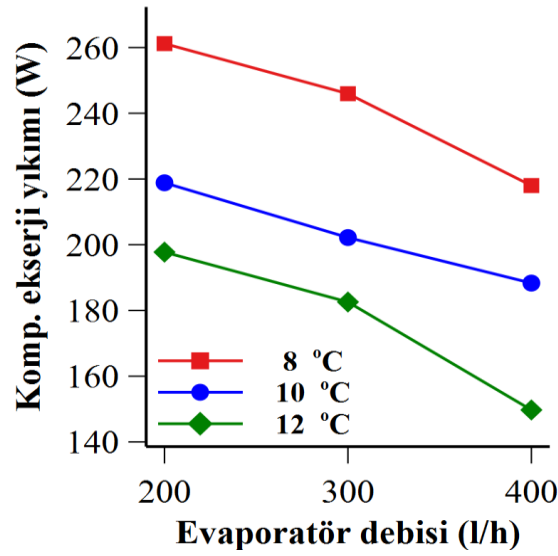
Buharlaşma sıcaklıkları 8 °C, 10 °C ve 12 °C olacak şekilde gerçekleştirilen 9 deneyde kondenser su debisi 100 l/h'de sabit tutulmuş ve evaporatör su debileri sırasıyla 200 l/h, 300 l/h ve 400 l/h olacak şekilde arttırılmıştır. Kompresörün çekmiş olduğu güç,

evaporatörün sudan çektiği ısı, kondenserin suya atmış olduğu ısı ve ısı pompasının performans katsayılarına ait sonuçlar enerji analizi sonucunda alınmış ve Çizelge 4.1 de sunulmuştur. (Dincer ve Rosen, 2021) yaptıkları çalışmada ısı pompalarının performans katsayısı değerlerinin 3 ile 5 arasında olması gerektiğini ifade etmişlerdir.

Çizelge 4.1 Enerji analizi sonrasında ısı pompasındaki elemanların kapasiteleri ile ısı pompası performans katsayıları

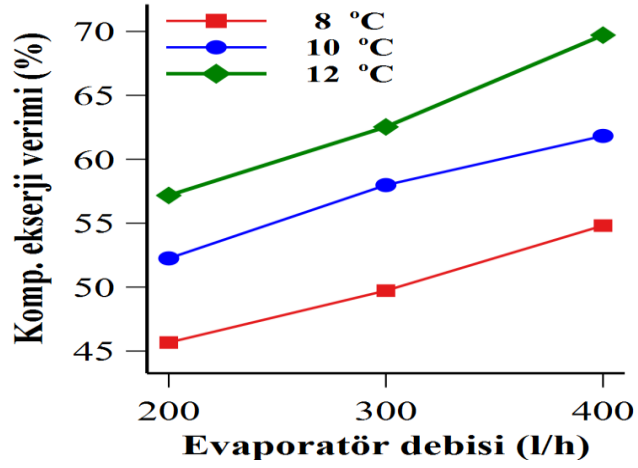
$T_{buharlaşma}$ (°C)	$V_{evap.su}$ (l/h)	$V_{kond.su}$ (l/h)	$\dot{Q}_{kond.}$ (W)	$\dot{Q}_{evap.}$ (W)	$\dot{W}_{komp.}$ (W)	ITK (COP _{HP})	STK (COP _C)
8	200	100	906,25	627,41	280	3,24	2,24
8	300	100	1014,30	731,97	283	3,58	2,59
8	400	100	1075,88	790,07	286	3,76	2,76
10	200	100	980,77	697,23	284	3,45	2,45
10	300	100	1122,36	836,54	287	3,91	2,91
10	400	100	1219,95	929,49	294	4,19	3,19
12	200	100	1077,05	790,07	288	3,74	2,74
12	300	100	1232,73	941,11	292	4,22	3,22
12	400	100	1369,83	1078,21	296	4,63	3,63

Isı pompası üzerindeki çevrim ile sistemin performans katsayıları ve kapasiteleri hakkında net sonuçlar elde edilmiş ve enerjinin korunumu yasası hakkında kesin sonuçlar alınmış olsa da aynı durum su döngüsü üzerinde elde edilememiştir. Bunun temel nedeni sistem üzerindeki elemanların yıkımları ve tersinmezlikler nedeniyle meydana gelen kayıplardır. Sistemdeki kayıpların gerçek büyüklüklerini belirleyebilmek, sistemin verimliliğini termodinamiğin birinci yasasının yetersiz kaldığı noktalarda değerlendirmek ve enerjinin kalitesini belirleyerek enerjinin niteliği hakkında yorum yapmak amacıyla ekserji analizine ihtiyaç duyulmaktadır. Sistem üzerinde var olan enerjinin ne kadarının faydalı bir iş olarak kullanıldığını ve ne kadarının yıkıma uğradığını tespit etmek için elemanların ekserji analizlerini ayrı ayrı yapmak ve yorumlamak gerekmektedir. Bu kapsamda kompresör, evaporatör, kondenser ve genleşme valfi elemanlarına ait değerler deney sırasında alınarak sistemdeki bu elemanların ekserji analizi yapılmıştır.



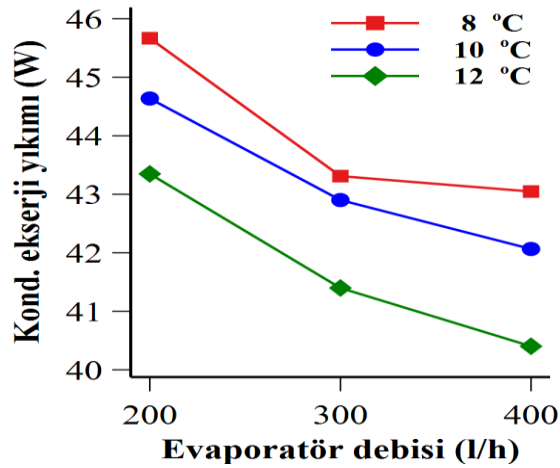
Şekil 4.5. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre kompresörde meydana gelen ekserji yıkımının değişimi

Şekil 4.5 'de evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre kompresörde meydana gelen ekserji yıkımına ait grafik verilmiştir. Grafiğe göre 12 °C buharlaşma sıcaklığında ve 200 l/h evaporatör su debisinde kompresörde meydana gelen ekserji yıkımı 197,75 W iken aynı buharlaşma sıcaklığında evaporatör debisi 300 l/h değerine yükseltildiğinde kompresörde meydana gelen ekserji yıkımı 182,57 W olarak hesaplanmıştır. Kompresördeki ekserji yıkım değerinde yaklaşık olarak % 7,67'lik azalma gerçekleşmiştir. Sistemde en büyük ekserji yıkımı kompresörde gerçekleşmiştir. (Sun, Li ve Cui, 2020) R134a soğutucu akışkanı ile yaptıkları çalışmada kompresörde ki ekserji yıkımının tüm sistemin ekserji yıkımına oranla % 36,2'lik kısmını oluşturduğu ve ekserji yıkımındaki en büyük payın kompresörde olduğunu belirtmişlerdir. Kompresördeki ekserji yıkımı buharlaşma sıcaklıkları arttıkça azalma eğilimi göstermiştir ve evaporatör su debisi arttıkça kompresörde ki yıkım azalmıştır. Kompresördeki ekserji yıkımının sabit kondenser su debisinde buharlaşma sıcaklığı ve evaporatör su debisi ile ters orantılı olduğu belirlenmiştir.



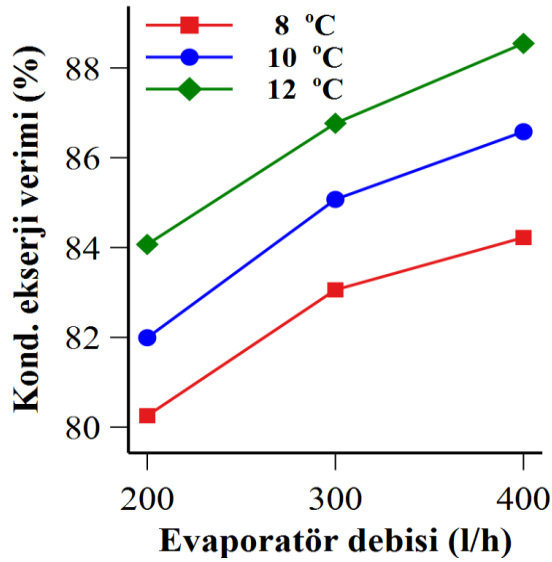
Şekil 4.6. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre kompresörün ekserji verimliliğindeki değişim

Şekil 4.6’da evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre kompresörün ekserji verimliliğindeki değişime ait grafik verilmiştir. Kompresördeki en yüksek ekserji verimi 400 l/h evaporatör su debisinde ve 12 °C buharlaşma sıcaklığında % 69,71 olarak hesaplanmıştır. Yapılan deneyler sonucunda en düşük ekserji verimi değeri 8 °C buharlaşma sıcaklığında ve 200 l/h evaporatör su debisinde % 45,67 olarak hesaplanmıştır. Deneysel analiz sonucunda elde edilen grafiğe göre kompresördeki ekserji yıkımı arttıkça ekserji verimi azalmıştır.



Şekil 4.7. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre kondenserde meydana gelen ekserji yıkımındaki değişim

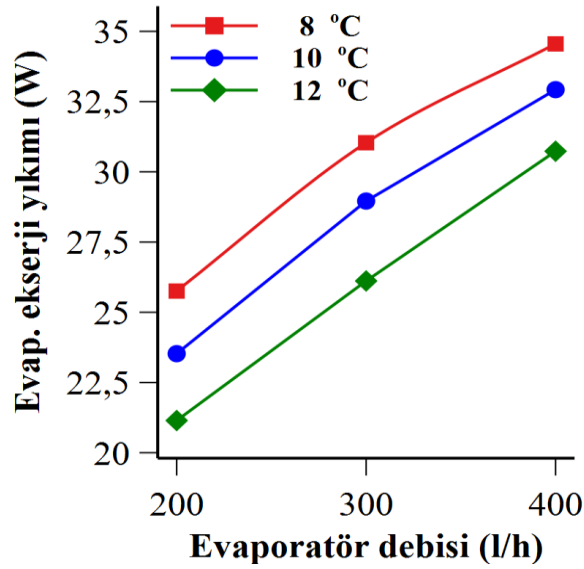
Şekil 4.7’de evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre kondenserde meydana gelen ekserji yıkımına ait değişim gösterilmiştir. Grafiğe göre 12 °C buharlaşma sıcaklığında ve 200 l/h evaporatör su debisinde kondenserde meydana gelen ekserji yıkımı 43,35 W iken aynı buharlaşma sıcaklığında evaporatör debisi 400 l/h değerine yükseltildiğinde kondenserde meydana gelen ekserji yıkımı 40,40 W olarak hesaplanmıştır. Kondenserdeki ekserji yıkım değerinde yaklaşık olarak % 6,80’lik azalma gerçekleşmiştir. Kondenserdeki ekserji yıkımı buharlaşma sıcaklıkları arttıkça azalma eğilimi göstermiştir ve evaporatör su debisi arttıkça kondenserdeki yıkım azalmıştır. Kondenserdeki ekserji yıkımının sabit kondenser su debisinde buharlaşma sıcaklığı ve evaporatör su debisi ile ters orantılı olduğu belirlenmiştir.



Şekil 4.8. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre kondenserin ekserji verimliliğindeki değişim

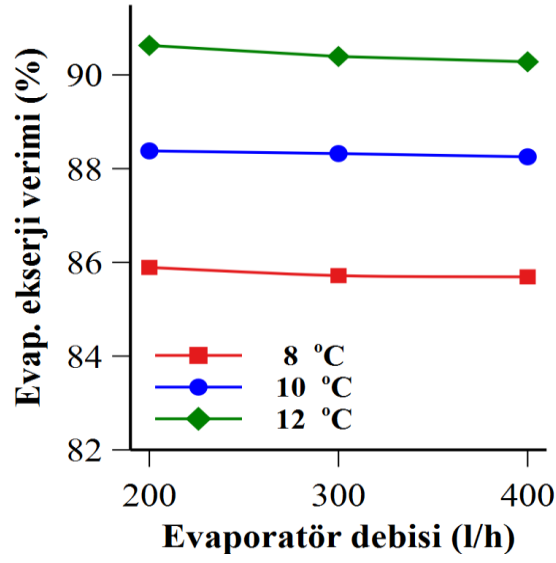
Şekil 4.8’ de evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre kondenserin ekserji verimliliğinde meydana gelen değişime ait grafik verilmiştir. Kondenserdeki en yüksek ekserji verimi 400 l/h evaporatör su debisinde ve 12 °C buharlaşma sıcaklığında % 88,54 olarak hesaplanmıştır. Yapılan deneyler sonucunda en düşük ekserji verimi değeri 8 °C buharlaşma sıcaklığında ve 200 l/h evaporatör su debisinde % 80,25 olarak hesaplanmıştır. Deneysel analiz sonucunda elde edilen grafiğe göre kondenserdeki ekserji yıkımı arttıkça kondenserin ekserji verimi azalmıştır. Kondenserdeki ekserji yıkımları ile

verimlilik arasında ters yönde bir grafik oluştuğu belirlenmiştir. Evaporatörden geçen su debisi arttıkça kondenserdeki yıkım azalmış ve buna bağlı olarak en yüksek ekserji verimi değeri 400 l/h evaporatör su debisinde gerçekleşmiştir.



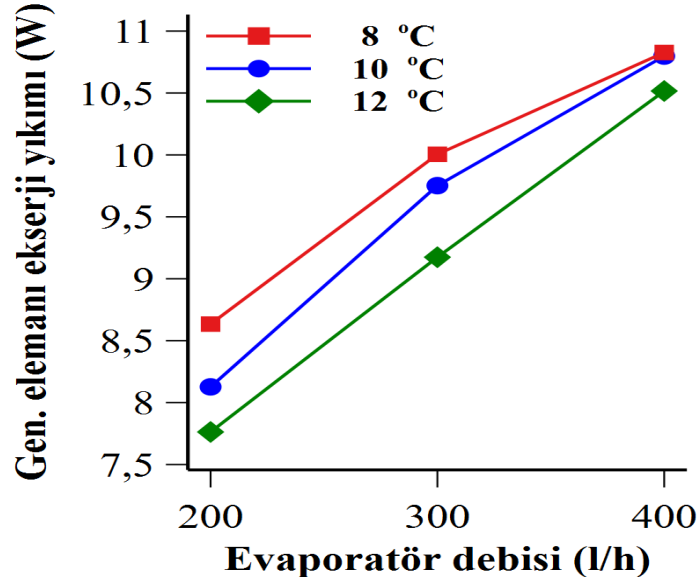
Şekil 4.9. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre evaporatörde meydana gelen ekserji yıkımının değişimi

Şekil 4.9’da evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre evaporatörde meydana gelen ekserji yıkımına ait değişim gösterilmiştir. Grafiğe göre 12 °C buharlaşma sıcaklığında ve 200 l/h evaporatör su debisinde evaporatörde meydana gelen ekserji yıkımı 21,14 W iken aynı buharlaşma sıcaklığında evaporatör debisi 400 l/h değerine yükseltildiğinde evaporatörde meydana gelen ekserji yıkımı 30,73 W olarak hesaplanmıştır. Evaporatörde meydana gelen ekserji yıkım değerinde yaklaşık olarak % 45,36’lık artış gerçekleşmiştir. Evaporatördeki ekserji yıkımı buharlaşma sıcaklıkları arttıkça azalma eğilimi göstermiştir ve evaporatör su debisi arttıkça evaporatördeki ekserji yıkımı artmıştır. Evaporatördeki ekserji yıkımının sabit kondenser su debisinde buharlaşma sıcaklığı ile ters ve evaporatör su debisi ile doğru orantılı olduğu belirlenmiştir.



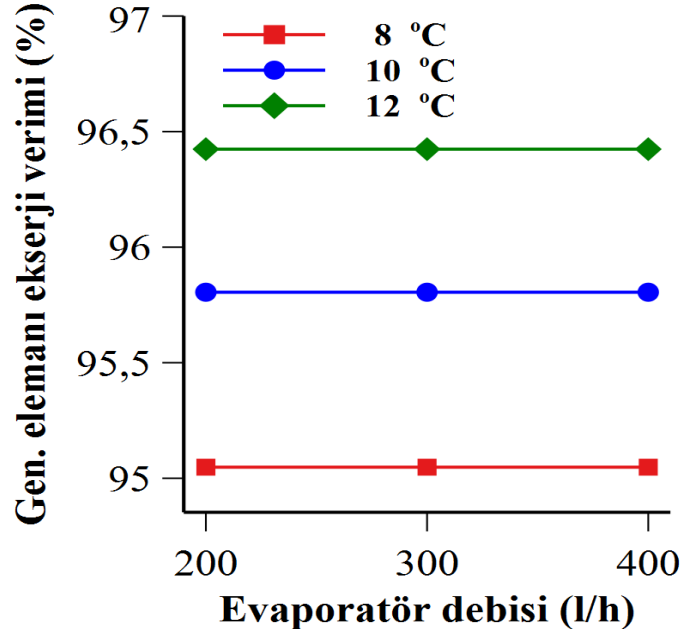
Şekil 4. 10. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre evaporatörün ekserji verimliliğindeki değişim

Şekil 4.10 da evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre evaporatörün ekserji verimliliğindeki değişime ait grafik verilmiştir. Evaporatördeki en yüksek ekserji verimi 200 l/h evaporatör su debisinde ve 12 °C buharlaşma sıcaklığında % 90,63 olarak hesaplanmıştır. Yapılan deneyler sonucunda en düşük ekserji verimi değeri 8 °C buharlaşma sıcaklığında ve 400 l/h evaporatör su debisinde % 85,69 olarak hesaplanmıştır. Deneysel analiz sonucunda elde edilen grafiğe göre evaporatördeki ekserji yıkımı arttıkça evaporatörün ekserji verimi azalsa bile kondenserdeki gibi büyük verim farklılıkları olmadığı gözlemlenmiştir. Evaporatördeki ekserji verimini etkileyen ana parametrenin buharlaşma sıcaklığı olduğu ve evaporatör su debisinde ki farklılıkların ekserji verimi üzerinde fazla etkisi olmadığı belirlenmiştir. Evaporatördeki ekserji yıkımları ile ekserji verimliliği arasında ters yönde bir grafik oluşmuştur. Evaporatörden geçen su debisi arttıkça evaporatördeki ekserji veriminde ciddi bir azalma olmamasına rağmen evaporatördeki en yüksek ekserji verimi değeri 400 l/h evaporatör su debisinde ve 12 °C buharlaşma sıcaklığında gerçekleşmiştir.



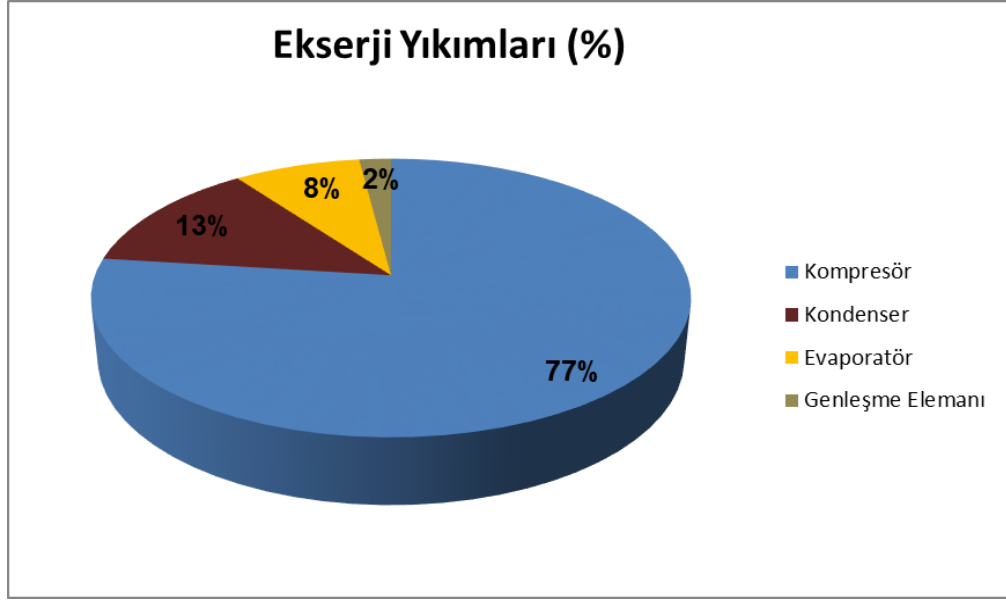
Şekil 4. 11. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre genleşme elemanında meydana gelen ekserji yıkımının değişimi

Şekil 4.11’de evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre genleşme elemanında meydana gelen ekserji yıkımına ait değişim gösterilmiştir. Grafiğe göre 12 °C buharlaşma sıcaklığında ve 200 l/h evaporatör su debisinde genleşme elemanında meydana gelen ekserji yıkımı 7,76 W iken aynı buharlaşma sıcaklığında evaporatör debisi 400 l/h değerine yükseltildiğinde genleşme elemanında meydana gelen ekserji yıkımı 10,52 W olarak hesaplanmıştır. Genleşme elemanında meydana gelen ekserji yıkım değerinde yaklaşık olarak % 35,56’lık artış gerçekleşmiştir. 12 °C buharlaşma sıcaklığında ve 200 l/h evaporatör su debisinde genleşme elemanında meydana gelen ekserji yıkımı 7,76 W iken 8 °C buharlaşma sıcaklığında ve aynı evaporatör su debisinde genleşme elemanında meydana gelen ekserji yıkımı 8,63 W olarak hesaplanmıştır. Genleşme elemanının ekserji yıkım değerinde yaklaşık olarak % 11,21’lik artma gerçekleşmiştir. Genleşme elemanındaki ekserji yıkımı buharlaşma sıcaklıkları arttıkça azalma eğilimi göstermiştir ve evaporatör su debisi arttıkça genleşme elemanının ekserji yıkımı artmıştır. Genleşme elemanının ekserji yıkımının sabit kondenser su debisinde buharlaşma sıcaklığı ile ters ve evaporatör su debisi ile doğru orantılı olduğu belirlenmiştir.



Şekil 4.12. Evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre genleşme elemanının ekserji verimliliğindeki değişim

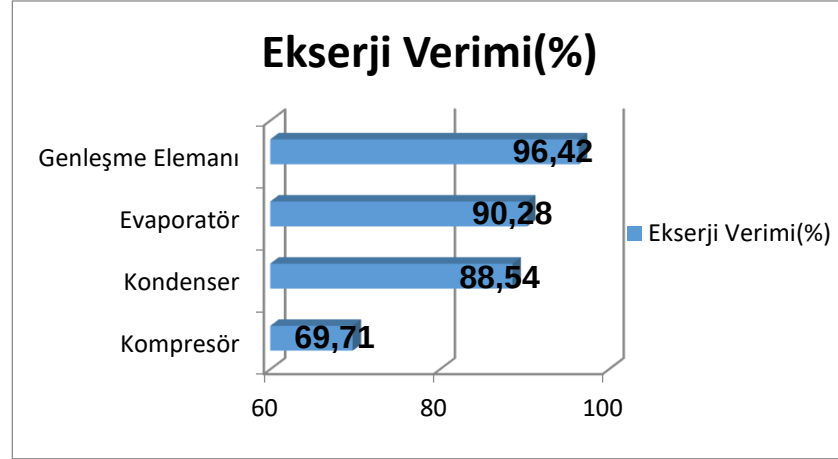
Şekil 4.12’de evaporatör debisine ve buharlaşma sıcaklıklarına göre genleşme elemanının ekserji verimliliğindeki değişime ait grafik verilmiştir. Genleşme elemanındaki en yüksek ekserji verimi 12 °C buharlaşma sıcaklığında % 96,42 olarak hesaplanmıştır. Yapılan deneyler sonucunda en düşük ekserji verimi değeri 8 °C buharlaşma sıcaklığında % 95,05 olarak hesaplanmıştır. Deneysel analiz sonucunda elde edilen grafiğe göre genleşme elemanının ekserji yıkımı arttıkça genleşme elemanının ekserji verimliliklerinin sabit bir eğri doğrultusunda hareket ettiği ve evaporatör su debilerinin genleşme elemanının ekserji verimine etkisinin olmadığı, en büyük etkinin buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak gerçekleştiği belirlenmiştir. Genleşme elemanında en büyük ekserji veriminin 12 °C buharlaşma sıcaklığında gerçekleştiği gözlemlenmiştir.



Şekil 4.13. 8 °C buharlaşma sıcaklığında ısı pompası elemanlarının ekserji yıkımları

Isı pompasında en düşük ısıtma tesir katsayısı değerinin 8 °C buharlaşma sıcaklığında gerçekleştiğinden yıkımların fazla olduğu bu buharlaşma sıcaklığı ele alınmış ve Şekil 4.13’ de sistemde bulunan elemanların bu noktadaki ekserji yıkımlarının sistemin tamamı üzerine etkisi grafik halinde verilmiştir. Ekserji yıkımları içerisinde en yüksek oranının ısı kayıplarının ve yıkımların en fazla olacağı kompresörde % 77 olarak gerçekleştiği, en az ekserji yıkımının ise ısı kayıplarının ve yıkımların en az olduğu eleman olan genleşme elemanında % 2 olarak gerçekleştiği hesaplanmıştır. Sun ve diğerleri (2020), Bi ve diğerleri (2009) ve Hepbaslı ve Akdemir (2004) yaptıkları çalışmalarda en fazla ekserjik yıkımların kompresörde en düşük ekserjik yıkımların ise genleşme elemanı ve evaporatörde olduğunu belirtmişlerdir. Byrne ve Ghouhali (2019) farklı soğutucu akışkanlarla yaptıkları çalışmada ısıtma modunda sistem içerisindeki elemanlar arasında en fazla yıkımın kompresörde en az yıkımın ise evaporatör ve genleşme elemanında olduğunu belirtmişlerdir.

Isı pompasında en yüksek ısıtma tesir katsayısı değeri 12 °C buharlaşma sıcaklığında gerçekleştiğinden verimliliğin en fazla olduğu bu buharlaşma sıcaklığı ele alınmış ve Şekil 4.14’ de sistemde bulunan elemanların ekserji verimleri grafik halinde verilmiştir.



Şekil 4.14. 12 °C buharlaşma sıcaklığında ısı pompası elemanlarının ekserji verimleri

Deneyle sonuçunda ısı pompası sisteminin ekserji verimleri eşitlik (3.21) kullanılarak hesaplanmıştır. Isı pompasının performans katsayısının ısı pompasının ekserji veriminde yer alan tersinir ısı pompası performans katsayısına bölünmesi sonucunda ekserji verimleri hesaplanmış ve Çizelge 4.2’ de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Buharlaşma sıcaklıklarına ve evaporatör su debilerine bağlı olarak ısı pompası sisteminin performans katsayıları ve ekserji verimlilikleri

$T_{buharlaşma}$ (°C)	$V_{evap.su}$ (l/h)	$V_{kond.su}$ (l/h)	ITK (COP _{HP})	η_{II} (COP)
8	200	100	3,24	0,274
8	300	100	3,58	0,303
8	400	100	3,76	0,318
10	200	100	3,45	0,270
10	300	100	3,91	0,306
10	400	100	4,19	0,328
12	200	100	3,74	0,268
12	300	100	4,22	0,302
12	400	100	4,63	0,331

5. SONUÇ

Bu çalışmada R134a soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırmalı sudan suya ısı pompası deney düzeneğinde kondenser debisi, evaporatör debisi ve buharlaşma sıcaklıkları gibi parametreler değiştirilerek bu parametrelerin sistem performansı üzerine etkileri incelenmiş ve sistem elemanları ile ısı pompasının enerji ve ekserji analizleri her bir koşul için ayrı ayrı yapılmıştır. Yapılan çalışmada bir deney düzeneği üzerinde farklı evaporatör sıcaklıklarında ve farklı su debilerinde kondenser kapasiteleri sabit kalacak şekilde sistemin ısıtma tesiri katsayısı, kompresör gücü ve evaporatör kapasitesi belirlenmiştir. Kondenser ve evaporatörden geçen su debileri ile buharlaşma sıcaklıklarına bağlı olarak sistemin ısı pompası performans katsayısı, ekserji yıkımları ve ekserji verimliliği hesaplanmıştır.

9 farklı koşulda gerçekleştirilen deneyler sonucunda enerji analizine göre ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı (COP_{HP}) değerlerinin 3,24 ile 4,63 arasında olduğu hesaplanmıştır. Isı pompasında en yüksek ısıtma tesir katsayısı değerinin 12 °C buharlaşma sıcaklığı ile 100 l/h kondenser debisi ve 400 l/h evaporatör debisinde $COP_{HP}=4,63$ olarak gerçekleştiği belirlenmiştir. En düşük ısıtma tesir katsayısı değeri 8 °C buharlaşma sıcaklığında ve kondenser su debisi sabit olacak şekilde 200 l/h evaporatör debisinde $COP_{HP}=3,24$ olarak gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Evaporatöre gönderilen suyun debisi ve buharlaşma sıcaklıkları arttıkça ısı pompasının ısıtma tesir katsayılarının doğru orantılı olarak arttığı gözlemlenmiştir.

Yapılan ekserji analizi sonuçlarına göre; ısı pompasının ekserji verimi 0,274 ile 0,331 arasında olduğu hesaplanmıştır. Isı pompasında en yüksek ekserji veriminin 12 °C buharlaşma sıcaklığında ve 400 l/h evaporatör debisinde 0,331 olduğu hesaplanmıştır. Isı pompasının ekserji veriminin buharlaşma sıcaklığı ve evaporatör su debisi ile doğru orantılı olarak arttığı gözlemlenmiştir.

Deney düzeneği üzerinde kullanılan elemanlardan evaporatör ve kondenserin çevreye olan ısı kayıplarının azaltılmasının sistemin performansını arttırmaya faydalı olacağı değerlendirilmektedir.

KAYNAKLAR

- Abdullah, F. M. (2018). Güneş Enerjisi Destekli Hava Kaynaklı Isı Pompası Sistemi Yardımıyla Bir Evin Isıtılması, Soğutulması ve Evsel Sıcak Su İhtiyacının Karşıllanması Üzerine Fizibilite Çalışması, Yüksek Lisans Tezi. Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
- Aksu, B. (2010). Balıkesir Yöresinde Yer-Su Kaynaklı Isı Pompasının Performansının Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Arat, H. (2016). Jeotermal kaynaklı ısı pompasının bölgesel ısıtma sisteminde kullanımının araştırılması ve termodinamik analizi. Dumlupınar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.
- Arpacı, E. (2020). Soğuk Bir İklimde Su Kaynaklı Ve Güneş Enerjisi Destekli Bir Isı Pompası İle Sera Isıtma Simülasyonu, Yüksek Lisans Tezi. Van Yüzüncü Yıl Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Van.
- Aydın, M. (2013). Hava Kaynaklı Isı Pompalı Su Isıtma Sisteminde Enerji Verimine Etki Eden Parametrelerin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Bayraktar, G. (2019). Wot Tipi Yoğuşturucu Tasarım Parametrelerinin Isıl Performansa Etkisinin Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi. Bursa Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
- Bi, Y., Wang, X., Liu, Y., Zhang, H. ve Chen, L. (2009). Comprehensive exergy analysis of a ground-source heat pump system for both building heating and cooling modes. *Applied Energy*, 86(12), 2560–2565. doi:10.1016/j.apenergy.2009.04.005
- Byrne, P. ve Ghouali, R. (2019). Exergy analysis of heat pumps for simultaneous heating and cooling. *Applied Thermal Engineering*, 149(December), 414–424. doi:10.1016/j.applthermaleng.2018.12.069
- Çallı, Ö. (2014). Yatay Ve Dikey Değiştiricili Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Enerji Ve Ekserji Analizleri Yönünden Karşılaştırılması, Yüksek Lisans Tezi. Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- Calm, J. M. (2008). The next generation of refrigerants historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigeration*, 31(7), 1123–1133. doi:10.1016/j.ijrefrig.2008.01.013
- Cardemil, J. M., Schneider, W., Behzad, M. ve Starke, A. R. (2021). Thermal analysis of a water source heat pump for space heating using an outdoor pool as a heat source. *Journal of Building Engineering*, 33, 101581. doi:10.1016/j.job.2020.101581
- Çengel, Y. A. ve Boles, M. A. (2007). Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik. İstanbul: McGrawHill -Literatür Yayıncılık.
- Cho, Y. ve Yun, R. (2011). A raw water source heat pump air-conditioning system. *Energy and Buildings*, 43(11), 3068–3073. doi:10.1016/j.enbuild.2011.07.028
- Çomaklı, Ö., Kaygusuz, K. ve Ayhan, T. (1993). Solar-assisted heat pump and energy storage for residential heating. *Solar Energy*, 51(5), 357–366. doi:10.1016/0038-092X(93)90148-H
- Danış, E. (2007). Su kaynaklı ısı pompası sisteminin Siirt’de bir uygulama ile incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

- Deng, N., Gao, J., Cai, R., Jing, X., Zhang, Y., Hao, R. ve Li, M. (2020). Experimental investigation on matching a conventional water source heat pump with different refrigerants for supplying high temperature water. *Applied Thermal Engineering*, 166, 114668. doi:10.1016/j.applthermaleng.2019.114668
- Dikici, A., Akbulut, A. ve Gülçimen, F. (2006). Güneş, Hava Ve Toprak Enerjisi Kaynaklı Isı Pompalarının Elazığ Şartlarında Kullanımının Deneysel Olarak Araştırılması Ve Enerji Ve Ekserji Analizleri. *J. of Thermal Science and Technology*, 25, 49–61.
- Dincer, I. ve Rosen, M. A. (2021). Exergy analyses of refrigeration and heat pump systems. *Exergy içinde* (ss. 125–141). Elsevier. doi:10.1016/B978-0-12-824372-5.00007-5
- Dinçer, I. ve Rosen, M. A. (2015). Heat Pump Systems. *Exergy Analysis of Heating, Refrigerating and Air Conditioning*. doi:10.1016/b978-0-12-417203-6.00004-1
- Doğan, E. (2020). Kanalizasyon Atık Su Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Teorik Analizi, Yüksek Lisans Tezi. Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Esen, D. Ö. ve Hoşöz, M. (2005). R12 ve R134a Soğutucu Akışkanlarının ve Kompresör Devrinin Otomobil Klimalarının Performansına Etkisinin Deneysel Analizi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 90, 62–68.
- Hepbaşlı, A. ve Akdemir, O. (2004). Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system. *Energy Conversion and Management*, 45(5), 737–753. doi:10.1016/S0196-8904(03)00185-7
- Hepbaşlı, A. ve Balta, T. M. (2007). A study on modeling and performance assessment of a heat pump system for utilizing low temperature geothermal resources in buildings. *Building and Environment*, 42(10), 3747–3756. doi:10.1016/j.buildenv.2006.09.003
- Hubacher, B., Groll, E. A., Hoffinger, C. (2003). Performance Measurements of a Hermetic , Two-Stage Carbon Dioxide Compressor. *Instrumentation International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, (2002), 477–486.
- James, R. W. ve Welch, T. C. (2017). Refrigeration and Heat-Pump Systems. *Air Conditioning System Design içinde* (ss. 167–189). Butterworth-Heinemann. doi:10.1016/b978-0-08-101123-2.00009-1
- Karaaslan, M. (2019). Su Kaynaklı Isı Pompalarında Nanopartikül Kullanımının Isıl Performansa Etkisi, Yüksek Lisans Tezi. Uşak Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Uşak.
- Kılıç, B., Şahin, A. Ş. ve İpek, O. (2011). İki Kademeli Ekonomizerli Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Performans Analizi. 10. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 1329–1336.
- Koçak, S. (2012). Hacim Isıtma Amaçlı Güneş Enerjisi Destekli Su Kaynaklı Isı Pompası Çevriminin Teorik Analizi, Yüksek Lisans Tezi. Akdeniz Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Antalya.
- Kolukısa, M. (2015). Sudan Suyu Isı Pompasının Farklı Su Sıcaklıklarındaki Performansının İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi. Karabük Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük.
- Köse, İ. (2014). Su Kaynaklı Isı Pompasında Isı Değiştirici Tasarımı, İmalatı Ve Performansının Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi. Karabük Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük.

- Kuru, M. (2019). Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompası Ve Doğalgazlı Isıtma Sisteminin Enerji Verimliliği Yönünden Karşılaştırılması, Yüksek Lisans Tezi. Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Karaman.
- Kus Cokgez, A. ve Comakli, K. (2015). Farklı Kaynaklı Isı Pompası Sistemlerinin Ekonomik Analizi. Tesisat Mühendisliği Dergisi, (148), 13–21.
- Lun, Y. H. V. ve Tung, S. L. D. (2020). Heat Pumps for Sustainable Heating and Cooling (s. 44). Cham: Springer International Publishing. doi:10.1007/978-3-030-31387-6
- Ölmez, Ö. (2009). Ev Tipi Buzdolaplarının Bilgisayar Destekli Isıl Analizi. Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İZMİR.
- Özen, A. C. (2019). (2019). Farklı iklim koşullarında hava kaynaklı ısı pompası ile yoğunlaşma kombinli termo-ekonomik analizi. Yüksek Lisans Tezi. Kütahya Dumlupınar Üniversitesi. Fen Bilimleri Enstitüsü. Kütahya, Türkiye. 59 s.
- Özgür, A. E. ve Manır, M. (2020). R32 Soğutkanlı Bir Isı Pompasının Termodinamik Analizi. Uluslararası Teknolojik Bilimler Dergisi, 12(2), 77–83.
- Raffert, K. D. (1992). Large tonnage ground water heat pumps-experiences with two systems (ss. 87–592). Atlanta, USA: ASHRAE Transactions.
- Ragıp, Y. (2021). Gwp Oranı Düşük Yeni Nesil Soğutucu Akışkanların Kullanıldığı Isı Pompası Sisteminin Teorik Ve Deneysel İncelenmesi, Doktora Tezi. Uşak Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Uşak.
- Şaşmaz, C. (2014). Sudan Suyu Isı Pompası İle Eşzamanlı Mahal Soğutma Ve Sıcak Su Eldesinin Deneysel Analizi, Yüksek Lisans Tezi. Akdeniz Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Antalya.
- Seçilmiş, A. (2006). Su Kaynaklı Isı Pompalarında Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi. Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Sertaç, E. (2018). R404a Soğutucu Akışkanı Kullanan Sistemlerde R442a Ve R453a Soğutucu Akışkanları Kullanılarak Sistem Verimlerinin Arttırılması, Yüksek Lisans Tezi. Dicle Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Diyarbakır.
- Shen, C., Lei, Z., Wang, Y., Zhang, C. ve Yao, Y. (2018). A review on the current research and application of wastewater source heat pumps in China. Thermal Science and Engineering Progress, 6, 140–156. doi:10.1016/j.tsep.2018.03.007
- Sun, J., Li, W. ve Cui, B. (2020). Energy and exergy analyses of R513a as a R134a drop-in replacement in a vapor compression refrigeration system. International Journal of Refrigeration, 112, 348–356. doi:10.1016/j.ijrefrig.2019.12.014
- Topçu, A. (2018). Alışveriş Merkezlerindeki Su Kaynaklı Isı Pompası Sistemlerinin Enerji Ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi. Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- Uluyüce, C. (2019). Toprak ve Su Kaynaklı Isı Pompalarının Ekonomik ve Çevresel Etkilerinin İncelenmesi: Gaziantep Örneği, Yüksek Lisans Tezi. Hacettepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Wen Zhong, Z. ve Jian Xing, L. (2004). Sewage Heat Source Pump System's Application - Examples and Prospect Analysis in China. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/734> adresinden erişildi.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Coşkun, S. ve Kaynaklı, Ö. (2002). Soğutma tekniği ve uygulamaları. VİPAŞ.
- Yan, H., Ding, L., Sheng, B., Dong, X., Zhao, Y., Zhong, Q., ... Shen, J. (2021). Performance Prediction Of HFC, HC, HFO And HCFO Working Fluids For High Temperature Water Source Heat Pumps. Applied Thermal Engineering, 185(August 2020), 116324. doi:10.1016/j.applthermaleng.2020.116324

Zhang, L., Fujinawa, T. ve Saikawa, M. (2012). A new method for preventing air-source heat pump water heaters from frosting. *International Journal of Refrigeration*, 35(5), 1327–1334. doi:10.1016/j.ijrefrig.2012.04.004

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Tayfun MÜVEZZİ
Doğum Yeri ve Tarihi : ANKARA 30/03/1991
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu
Lise : Süleyman Demirel Anadolu Lisesi (2005-2009)
Lisans : Selçuk Üniversitesi Makine Mühendisliği(2009-2014)
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği (2020-2022)

Çalıştığı Kurumlar : - TMMOB Makine Mühendisleri Odası Konya Şubesi
- Adalet Bakanlığı Konya Adalet Sarayı
- Milli Savunma Üniversitesi Kara Astsubay Meslek
Yüksekokulu Otomotiv Teknolojisi Bölüm Başkanlığı

İletişim (e-posta) : tayfunmuvezzi@gmail.com

Yayınları : Müvezzi, T. , Kaynaklı, Ö. ve Aksu, B. (2022). R134a Soğutucu Akışkanlı Sudan Suyu Isı Pompasının Birinci ve İkinci Kanun Analizi. 10.Uluslararası Mühendislik, Mimarlık ve Tasarım Kongresi. 24-25-26 Aralık 2022 İstanbul, TÜRKİYE