



**PLASTİK PARÇA ÜRETİM TESİSİNİN
TERMOEKONOMİK ANALİZİ**

Mehmet Murat GÜR

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği

Ana Bilim Dalı

Doç. Dr. Rabi KARAALİ

2024

(Her Hakkı Saklıdır)

T.C.
BAYBURT ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ TEZLİ YÜKSEK LİSANS PROGRAMI

PLASTİK PARÇA ÜRETİM TESİSİNİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet Murat GÜR

Danışman: Doç. Dr. Rabi KARAALİ

BAYBURT - 2024

T.C.
BAYBURT ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ TEZLİ YÜKSEK LİSANS PROGRAMI

PLASTİK PARÇA ÜRETİM TESİSİNİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet Murat GÜR

Danışman: Doç. Dr. Rabi KARAALİ

BAYBURT - 2024

KABUL VE ONAY

Doç. Dr. Rabi KARAALİ danışmanlığında, Mehmet Murat GÜR tarafından hazırlanan “Plastik Parça Üretim Tesisinin Termoeconomik Analizi” başlıklı bu çalışma, 06.09.2024 tarihinde yapılan savunma sınavı sonucunda oy birliği ile başarılı bulunarak jürimiz tarafından Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Doç. Dr. Rabi KARAALİ

Üye : Doç. Dr. Canan CİMŞİT

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Erman Kadir ÖZTEKİN

Bu tezin kabulü Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun/...../20... tarih ve 20...../.....-..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Murat KUL
Enstitü Müdürü

BEYANNAME

Bayburt Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü tez yazım kılavuzuna göre Doç. Dr. Rabi KARAALİ danışmanlığında hazırlamış olduğum “Plastik Parça Üretim Tesisinin Termoeconomik Analizi” başlıklı program seçin tezimin bilimsel etik değerlere ve kurallara uygun, özgün bir çalışma olduğunu, aksinin tespit edilmesi halinde her türlü yasal yaptırımını kabul edeceğimi beyan ederim.

06.09.2024

Mehmet Murat GÜR



ÖN SÖZ

Bu tezi hazırlamamda değerli yardımlarını esirgemeyen Doç. Dr. Rabi KARAALİ ve Dr. Öğr. Üyesi Erman Kadir ÖZTEKİN'e teşekkürlerimi sunarım.

Mehmet Murat GÜR



ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

PLASTİK PARÇA ÜRETİM TESİSİNİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ

Mehmet Murat GÜR

Bayburt Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Rabi KARAALİ

Bayburt-2024, Sayfa: 46

Bu çalışmada bir plastik parça üretim tesisinin termoekonomik analizi üzerine bir araştırma gerçekleştirilmiştir. Burada plastik parça üretim tesisinin termoekonomik performansında rol oynayan parametreler olan atık ısı enerjisi miktarı, harcanan elektrik ve diğer enerjiler ve maliyetler, bunların yanında işçilik giderleri, amortismanlar, vergiler, kira, yatırım cari giderleri ve kredi faizleri gibi birçok maliyet ve enerji unsurları araştırılmış ve bunlar hakkında bilgilendirmeler yapılmıştır. Plastik parça üretim tesisinin kışın ısıtma ve yazın soğutma için en uygun termoekonomik çözümün dikey toprak altı kaynaklı ısı pompasının uygun olduğu ve kullanılması gereken en performanslı iş akışkanının R32 olduğu bulunmuştur. Tesiste şu anda ısıtma ve soğutma sistemleri elektrik enerjisi ile yapılmaktadır. Isıtmanın toprak kaynaklı ısı pompası ile yapılması durumunda maliyetler COPIP 4.25 bulunduğundan ısıtma için verilecek her bir kW elektrik enerjisine karşılık 4.25 kW ısıtma enerjisi elde edilecektir. Burada kazanç %325 civarında artmaktadır. Yani ısıtma giderleri yüzde 77.5 civarında azalmakta yani yüz liradan 23.5 liraya düşmektedir.

Anahtar Kelimeler: Enerji, termoekonomi, ekserji maliyeti.

ABSTRACT

M. SC. THESIS

THERMOECONOMIC ANALYSIS OF PLASTIC PARTS MANUFACTURING FACILITY

Mehmet Murat GÜR

Bayburt University

Institute of Graduate Studies

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor: Assoc. Prof. Dr. Rabi KARAALI

Bayburt-2024, Pages: 46

In this study, a research was conducted on the thermoeconomic analysis of a plastic parts production facility. Here, many cost and energy elements such as the amount of waste heat energy, consumed electricity and other energies and costs, as well as labor costs, depreciation, taxes, rent, investment current expenses and loan interest, which are the parameters that play a role in the thermoeconomic performance of the plastic parts production facility, have been investigated and these Information was provided about the It has been found that the most suitable thermoeconomic solution for winter heating and summer cooling of the plastic parts production facility is a vertical underground source heat pump and the most high-performance working fluid that should be used is R32. Currently, the heating and cooling systems in the facility are powered by electrical energy. If the heating is done with a ground source heat pump, 4.25 kW of heating energy will be obtained for each kW of electrical energy given for heating, since the costs are COPIP 4.25. Here the earnings increase by around 325%. In other words, heating costs decrease by around 77.5 percent, that is, from one hundred liras to 23.5 liras.

Keywords: Energy, thermoeconomy, exergetic cost.

İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY.....	II
BEYANNAME.....	III
ÖN SÖZ.....	IV
ÖZET.....	V
ABSTRACT.....	VI
İÇİNDEKİLER.....	VII
TABLOLAR.....	VII
ŞEKİLLER.....	IX
KISALTMALAR.....	X
SİMGELER.....	X
GİRİŞ.....	1
BİRİNCİ BÖLÜM.....	7
1. KURAMSAL ÇERÇEVE.....	7
1.1. ISI POMPASI ÇEVİRİMİ VE ANA ELEMANLARI.....	7
1.2. LİTERATÜR.....	13
İKİNCİ BÖLÜM.....	19
2. YÖNTEM.....	19
2.1. TERMODİNAMİK ANALİZ.....	19
2.2. TERMOEKONOMİK ANALİZ.....	32
ÜÇÜNCÜ BÖLÜM.....	36
3. BULGULAR.....	36
3.1. EKSERJETİK BULGULAR VE TARTIŞMA.....	36
3.2. TERMOEKONOMİK BULGULAR VE TARTIŞMA.....	42
SONUÇ VE ÖNERİLER.....	43
KAYNAKÇA.....	44
ÖZ GEÇMİŞ.....	46

TABLÖLAR

Tablo 1: Isı Pompası Çevrim Cihazlarının Kütle Dengesi, Enerji Dengesi ve Entropi Üretimi	31
Tablo 2: Isı Pompası Çevrim Cihazlarının Entropi Denklemi, Ekserji Kaybı ve Ekserji Verimi	31



ŞEKİLLER

Şekil 1: Tesiste Kullanılan Plastik Granüller	1
Şekil 2: Sıvılaştırma, Soğutma, Sıvılaştırma ve Soğutma Çevrim Şemaları	5
Şekil 3: Isı Pompasının Çalışma Şeması.....	6
Şekil 4: Isı Pompası Çevriminin ve Cihazlarının Log P – h Diyagramında Gösterimi	8
Şekil 5: Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Şematik Gösterimi.....	10
Şekil 6: Dikey ve Yatay Toprak Altı Isı Değiştirici Şemaları.....	11
Şekil 7: Yatay ve Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Şemaları.....	12
Şekil 8: Düşey Isı Değiştiricili Isı Pompası Sistem Şeması.....	16
Şekil 9: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Şematik Gösterimi.....	27
Şekil 10: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompası ve Soğutma Sistemlerinde Kullanılabilecek İş Akışkanlarının Çalışma Aralıkları ve Performansları.....	35
Şekil 11: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompasının R32, R125 ve R134 İş Akışkanları İçin Yapılan Hesaplamalar Sonucu Elde Edilen COP IP (STK) Değerleri.....	37
Şekil 12: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompasının R32, R125 ve R134 İş Akışkanları İçin Yapılan Hesaplamalar Sonucu Elde Edilen COP Soğ (STK) Değerleri	37
Şekil 13: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompasının R32, R125 ve R134 İş Akışkanları İçin Yapılan Hesaplamalar Sonucu Elde Edilen Kondanser Ekserji Kaybı Değerleri.....	38
Şekil 14: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompasının R32, R125 ve R134 İş Akışkanları İçin Yapılan Hesaplamalar Sonucu Elde Edilen Kompresör Ekserji Kaybı Değerleri	38
Şekil 15: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompasının R32, R125 ve R134 İş Akışkanları İçin Yapılan Hesaplamalar Sonucu Elde Edilen Pompa Ekserji Kaybı Değerleri	39
Şekil 16: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompasının R32, R125 ve R134 İş Akışkanları İçin Yapılan Hesaplamalar Sonucu Elde Edilen Kısılma Vanası Ekserji Kaybı Değerleri.....	39
Şekil 17: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompasının R32, R125 ve R134 İş Akışkanları İçin Yapılan Hesaplamalar Sonucu Elde Edilen Pompa Ekserji Verimi Değerleri.....	40
Şekil 18: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompasının R32, R125 ve R134 İş Akışkanları İçin Yapılan Hesaplamalar Sonucu Elde Edilen Kondanser Ekserji Verimi Değerleri	40
Şekil 19: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompasının R32, R125 ve R134 İş Akışkanları İçin Yapılan Hesaplamalar Sonucu Elde Edilen Kısılma Vanası Ekserji Verimi Değerleri	41
Şekil 20: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompasının R32, R125 ve R134 İş Akışkanları İçin Yapılan Hesaplamalar Sonucu Elde Edilen Kompresöre Harcanan İş (Elektrik) Değerleri	42

KISALTMALAR

IP	: Isı Pompası
C	: Cost (Maliyet)
COP	: Coefficient of Performance (Soğutma Tesir Katsayısı-STK)
COP_{IP}	: Isıtma Tesir Katsayısı
ç	: Çıkan
g	: Giren
K	: Kompresör
KV	: Kısılma Vanası
ORC	: Organic Rankine Cycle
STK	: Soğutma Tesir Katsayısı (STK=COP)
Z	: Fiyat

SİMGELER

<i>E</i>	: ekserji
<i>h</i>	: entalpi
<i>KH</i>	: kontrol hacmi
<i>m</i>	: kütle (kg/s)
<i>m</i>	: metre
<i>n</i>	: mol sayısı
<i>P</i>	: basınç (kPa)
<i>Q̇</i>	: ısı (kW)
<i>R</i>	: gaz sabiti
<i>s</i>	: entropi (kJ/kgK)
<i>T</i>	: sıcaklık (K)
<i>tr</i>	: tersinir
<i>W</i>	: iş (kW)
ΔE_{sistem}	: sistemin toplam enerji değişimi (kW)

GİRİŞ

Son dönemlerde teknolojinin hızlı bir şekilde gelişmesi, enerji maliyetlerinin ve ihtiyaçların artması, enerji ve ekserjinin maliyetlerinin düşürülmesi ve verimli kullanımını önemli hale getirmiştir. En iyi enerji ve ekserjinin maliyet analizi yöntemi olan termoekonomik analiz yöntemi burada kısaca verilerek tesiste uygulanabilecek maliyet azaltma ve verimi artırma yolları incelenmiştir.



Şekil 1: Tesiste Kullanılan Plastik Granüller

İklim değişikliği geleceğimiz için gerçek bir tehdittir ve bunun başlıca nedenlerinden biri de evlere ve işletmelere güç sağlamak için fosil yakıtların kullanılmasıdır. Yenilenebilir enerji, enerji verimliliğiyle birleştiğinde küresel ısınmanın etkilerine karşı koymak için uygulanabilir ve etkili bir çözüm sunar. Yenilenebilir enerji teknolojilerinden herhangi birini kurarak, gelecek nesillerin refahına büyük bir kişisel katkı sağlanmış olacak ve ayrıca daha düşük yakıt faturalarından da faydalanılabilir.

Araştırmanın Konusu ve Problemi

Bu çalışmada bir plastik parça üretim tesisinin termoekonomik analizi üzerine bir araştırma gerçekleştirilmiştir. Burada plastik parça üretim tesisinin termoekonomik performansında rol oynayan parametreler olan atık ısı enerjisi miktarı, harcanan elektrik ve diğer enerjiler ve maliyetler, bunların yanında işçilik giderleri, amortismanlar, vergiler, kira, yatırım cari giderleri ve kredi faizleri gibi birçok maliyet ve enerji unsurları araştırılmış ve bunlar hakkında bilgilendirmeler yapılmıştır.

Araştırmanın Amacı

Plastik parça üretim tesisinin analizinde tesisin ısıtma ve soğutmasının elektrik ile

yapıldığı görülmüş olup asıl tasarrufun ve önlemin bu konuda yapılması gerektiğine karar verilmiştir. Tesisin hem hem kışın ısıtması hem de yazın soğutulması için en ideal çözümün yeraltı kaynaklı ısı pompası kurulumu olduğu görülmüş olup buna karar verilmiştir.

Araştırmanın Önemi ve Gerekçesi

Yeraltı kaynaklı ısı pompaları, dünyada binaları ısıtmanın yeni ve temiz bir yolunu sunar. Yeraltında depolanan yenilenebilir enerjiyi kullanarak binaları ısıtmanın en enerji verimli yollarından birini sağlarlar. Çok çeşitli bina tipleri için uygundurlar ve özellikle düşük çevresel etki projeleri için uygundurlar. Yeraltı kaynaklı veya jeotermal ısı pompaları, mekân ısıtma ve soğutma için oldukça verimli, yenilenebilir bir enerji teknolojisidir. Bu teknoloji, Yeryüzünün derinliklerinde nispeten sabit bir sıcaklığa sahip olması, bunun kışlarda havadan sıcak ve yazılarda havadan soğuk olması gerçeğine dayanır. Bir jeotermal ısı pompası, kışın yeryüzünde depolanan ısıyı bir mekâna aktarabilir ve yazın mekândan ısıyı dışarı aktarabilir.

Yeraltı kaynaklı ısı pompaları, sera gazı emisyonlarını azaltma potansiyelleri nedeniyle giderek daha fazla ilgi görmektedir (Omer, 2008). Dünya çapında çok sayıda yer altı kaynaklı ısı pompası sistemi, yüksek enerji ve yukarıda da belirtildiği gibi çevre performanslarının cazip avantajları nedeniyle konut ve ticari binalarda kullanılmıştır. Bu sistem mekân ısıtma ve soğutma için kanıtlanmış yenilenebilir enerji teknolojisidir. Günümüzde konutlarda ve kamu binalarında mekân ısıtma ve sıcak su üretimi için ihtiyaç duyulan enerjinin yaklaşık %80'i ısı kullanımına ayrılırken, soğutma için ihtiyaç duyulan enerji her geçen yıl artmaktadır. Yeraltı kaynaklı ısı pompası sistemleri, alanı ısıtmak ve soğutmak ve ayrıca sıcak su sağlamak için toprağı bir ısı kaynağı olarak kullanır ve geleneksel klima (A/C) sistemlerine kıyasla klima için daha yüksek enerji verimi sunabilir çünkü toprak altındaki ortam ısıtma için daha yüksek sıcaklık ve soğutma için daha düşük sıcaklık sağlar ve ortam hava sıcaklığının değişiminden daha az etkilenir. Isı pompalarında ısı kaynağı olarak yerin kullanılması kavramının bilinen ilk kaydı, 1912'de verilen bir İsviçre patentinde bulunmuştur. Bu nedenle, bu sistemle ilişkili araştırmalar yaklaşık bir asırdır yürütülmektedir (Sarbu ve Sebarchievici, 2014). Avrupa enerji çalışma programı, elektrik tüketimini azaltmak ve Avrupa'da ve özellikle Akdeniz bölgelerinde kullanımını genişletmek için ısı pompasının ve genel sistemin performans katsayısını artırmayı amaçlayan yer kaynaklı ısı pompalarının teknoloji geliştirme ve tanıtımını destekler (Montagud vd., 2013). Deneysel araştırmalarda belirli yeraltı kaynakları ısı pompa sistemleri incelenmiş ve saha verileri sunulmuştur. Teorik araştırmalar, yer altı bobinli ısı değiştiricisinin simüle edilmesinin sayısal yöntemlerine ve sistem performansı üzerindeki parametrik etkinin incelenmesine yoğunlaşmıştır (Bi vd., 2004).

Araştırmanın Sınırlılıkları

Isıtma ve soğutma enerjisi uygulamalarına odaklanıldığında, Avrupa'da bina sektörü enerji tüketiminde %40 ve CO₂ emisyonlarında %36 paya sahiptir; ancak konut sektörü, 2050 yılına kadar %90'a varan tasarruf potansiyeliyle küresel sera gazı emisyonlarını azaltmanın anahtarıdır. Bu emisyonların azaltılmasını sağlamak adına yenilenebilir enerjilerin tercih edilip gerçekleştirilmesi, Avrupa hedeflerinde çok önemli farz edilmektedir.

Varsayımlar

Yukarıda belirtilen yenilenebilir teknolojilerin ötesinde, jeotermal enerji Avrupa bağlamında yavaş yavaş artmakta ve atmosferik sıcaklık artışını 2 °C veya daha azıyla sınırlamaya yönelik Paris Anlaşması'na sera gazı emisyonlarını 1990 seviyelerinin 2050 yılına kadar %80-95 altına düşürmeye yönelik Yol Haritası 2050 hedeflerine ulaşılmasına yardımcı olmak için uygulanabilir bir seçenek oluşturmaktadır. Avrupa Birliği, 2020 Horizon Europe Framework Programına bunun için 2014-18 dönemi içinde jeotermal teknolojinin geliştirilmesi için 90 milyon avro fon vermiştir. Ayrıca, az derinlikteki jeotermal enerjiler de büyük umutlarla yenilenebilir ısıtma-soğutma alternatiflerinin geliştirilmesi konusunda maddi destek vermektedir. Ayrıca, 2021-2027 için tasarlanan yeni Horizon Europe Framework programı, sığ jeotermal kaynakların önemli bir rol oynadığı iklim değişikliğinin hafifletilmesine güçlü bir şekilde odaklanmaktadır. Yani, son yıllarda, konutların karbonsuzlaştırılması ve temiz enerjiye dönmesi için Yeraltı Kaynaklı Isı Pompalı jeotermal enerji için özel önem verilmiştir. Bunun zengin potansiyelinin değerlendirilmesi elzem olup Avrupa'da yenilenebilir ısıtma-soğutmanın %2'si bu şekildedir. Az jeotermal kullanımı ön maliyetlerden, yasal sorunlardan ya da kullanıcıların görmemesi ya da ulaşamaması gibi engeller yüzündendir. Bu bağlamda, bölgesel ve ulusal önlemlerden, ayrıca bu potansiyeli optimize etmeyi amaçlayan ancak hala yeterince yaygın olmayan yeni araştırmalara kadar tüm bu sorunlarla yüzleşmek için farklı eylemler gerekmektedir (Blázquez vd., 2023).

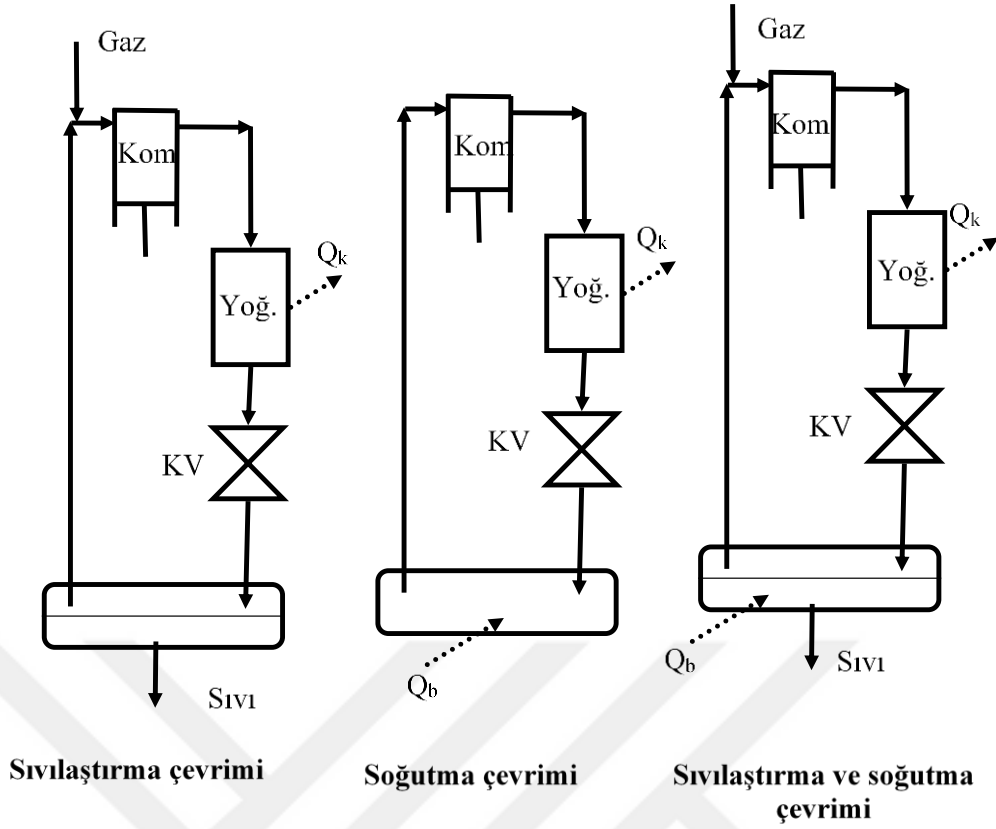
Terim ve Tanımları

Soğutma, bir ortamın, cismin ya da akışkanın sıcaklığını, içinde olduğu ortamın sıcaklığının altına indirmek ve/veya ortam sıcaklığının altında tutmak üzere ısısının alınması işlemine denir. Bu işlem, soğutma makineleri veya ısı pompaları yardımıyla gerçekleştirilmektedir. Bu olayın gerçekleştiği çevrime soğutma çevrimi denir. İnsanoğlu soğuma olayını keşfetmeden önce, besinle alakalı ihtiyaçlarını karşılayabilmek için yapmış oldukları besinlerin bozulmaması, çürümemesi ve tüketme ihtiyaçlarının olduğu zamana

kadar saklayabilmek için kendilerince farklı farklı işlemler gerçekleştirmişlerdir.

Mekanik olarak ilk buzdolabını J. M. Larsen şirketi yapmıştır. Yalnız otomatik olmadığından dolayı soğutma olayı tam olarak sağlanamamıştır. İlk otomatik buzdolabını 1918 yılında Kelvinatör şirketi yaparak büyük bir olay gerçekleştirmiştir (Yamankaradeniz vd., 2002). Teknoloji ilerledikçe pahalı ve geçmişte olan sistemlerin yerini mekanik ve soğutma sistemleri almaya başlamıştır. En çok kullanılmakta olan soğutma çevrimi Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimidir. Sistem elemanları kompresör, buharlaştırıcı, yoğusturucu ve kısılma vanası ile oluşmaktadır. Sistemin performansını sistem elemanlarının seçimi kadar soğutucu akışkan miktarı da etkilemektedir. Kullanılan bir diğer soğutma çevrimleri de gaz akışkanlı soğutma çevrimi, absorpsiyonlu soğutma, adsorpsiyonlu soğutma, termoelektrik soğutma, paramagnetik soğutma, buhar-jet soğutma, Sterling soğutma ve hava soğutma sistemleridir (Akdoğan, 2007).

Şekil 1’de görüldüğü gibi sıvılaştırma çevrimleri, gaz akışkanın yüksek basınç altında soğutularak sıvılaştırılması işlemi yapan çevrimlerdir. Sıvılaştırılan gazın ısı enerjisi çekilir. Sıvılaştırılan gaz dışında bir ortamdan ısı çekilmesi söz konusu değildir. Sürekli akışlı açık çevrimler olup gaz girişi ve sıvı çıkışı vardır. Sisteme çıkan sıvı kütlesi kadar gaz kütlesi girer. Soğutma çevrimleri ise kapalı çevrimlerdir, madde ya da akışkan giriş çıkışı yoktur. İş akışkanının kütlesi çevrimin tüm noktalarında sabittir. Buharlaştırıcı vasıtasıyla ortamdan ısı çekerek, yoğusturucu vasıtasıyla başka bir ortama ısı taşırlar. Sıvılaştırma amaçlı kullanılabilirler. Sıvılaştırma-soğutma çevrimleri ise hem ortamdan ısı çeker yani soğutur, hem de sıvılaştırma yapan çevrimlerdir. Gaz girişi ve sıvı çıkışı olan açık çevrimlerdir. Soğutma çevrimleri büyük yaygınlık kazanmış çok kullanılan çevrimlerdir. Sıvılaştırma ve sıvılaştırma soğutma çevrimleri enerji ve endüstride kullanılan çevrimlerdir. Bu tezde sadece sıvılaştırma çevrimleri incelenmiştir. Soğutma ve sıvılaştırma- soğutma çevrimleri konu dışı bırakılmıştır.

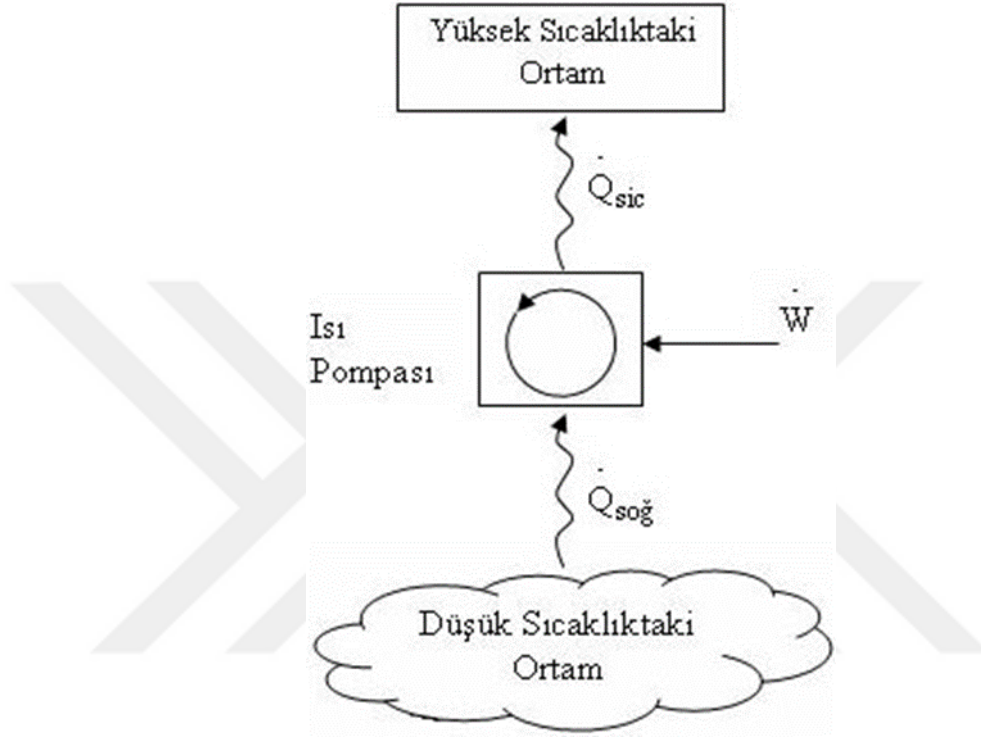


Şekil 2: Sıvılaştırma, Soğutma, Sıvılaştırma ve Soğutma Çevrim Şemaları

Isı pompaları, çevremizdeki yenilenebilir ısı kaynaklarını kullanabildikleri için birçok uygulamada ısıtma ve soğutma sağlamanın en enerji verimli yolunu sunar. Soğuk olduğunu düşündüğümüz sıcaklıklarda bile hava, toprak ve su, güneş tarafından sürekli olarak yenilenen yararlı ısı içerir. Bir ısı pompası, biraz daha fazla enerji uygulayarak bu ısı enerjisinin sıcaklığını ihtiyaç duyulan seviyeye çıkarabilir. Benzer şekilde, ısı pompaları endüstriyel proseslerden, soğutma ekipmanlarından veya binalardan çıkarılan havalandırma havasından kaynaklanan atık ısı kaynaklarını da kullanabilir. Tipik bir elektrikli ısı pompası, 200 kWh serbestçe kullanılabilir çevresel veya atık ısıyı 300 kWh yararlı ısıya dönüştürmek için yalnızca 100 kWh güce ihtiyaç duyacaktır. Elektrikli ısı pompalarının genel çevresel etkisi büyük ölçüde elektriğin nasıl üretildiğine bağlıdır. Örneğin hidroelektrik veya yenilenebilir enerjiden elde edilen elektrikle çalışan ısı pompaları, elektriğin kömür, petrol veya gazla çalışan elektrik santrallerinden üretilmesine kıyasla emisyonlarını önemli ölçüde azaltır (Omer, 2008).

Isı enerjisi azalan sıcaklık yönüne, yani yüksek sıcaklıkta olan ortamdan düşük sıcaklıkta olan ortama kendiliğinde geçer, bu tabii bir olgudur. Burada dışarıdan enerji verme ya da dışardan etkileme yoktur tamamen doğal bir olgudur. Ancak düşük sıcaklıkta olan ortamdan yüksek sıcaklıkta olan ortama ısı geçişi kendiliğinden olmaz. Bunun için soğutma makinası ve ısı pompası denilen cihazlar gerekmektedir. Isı pompalarının ve soğutma

makinelerinin çevrimleri aynı olup, kullanımları değişiktir. Soğutma makinesi bir mekânın soğutulması için kullanılırken, ısı pompalarında amaç bir mekâna ısı aktarılmasıdır. Isı pompası sistemlerinde ısıнын çekildiği ortam kaynak, ısıнын verildiği ortam ise kuyu olarak adlandırılır. Şekil 2’de, ısı pompasının çalışma prensibini gösteren şema verilmiştir. Isı pompası ismini, ısıyı sıcak mekândan başka mekâna “pompalama” ya da "taşıma" özelliğinden almaktadır (Gültekin, 2014).



Şekil 3: Isı Pompasının Çalışma Şeması (Gültekin, 2014)

Isı pompası sürdürülebilir enerjinin gelişimi için önemli bir teknolojidir. Bunlar, toprak, hava ya da su gibi tabii ortamdan ya da endüstriyel evsel atıklardan ısı enerjisini alabilir. ısıyı düşük sıcaklıktaki bir bölgeden daha yüksek sıcaklıktaki bir bölgeye (veya tersine) az miktarda elektrik kullanarak taşırlar ve hem alan soğutma ve ısıtma hem de evsel sıcak su olarak su ısıtma için kullanılırlar (Blázquez vd., 2023).

BİRİNCİ BÖLÜM

1. KURAMSAL ÇERÇEVE

Ana Evsel ısıtmanın en enerji tasarruflu yöntemlerinden biri ısı pompaları kullanmaktır. Isı pompaları, çevresel ısının soğuktan sıcaklığa doğal akışını tersine çevirmek için elektrik enerjisi kullanır. Tipik bir ısı pompası, 200 kWh serbestçe kullanılabilir çevresel ısıyı 300 kWh faydalı ısıya dönüştürmek için yalnızca 100 kWh elektrik gücüne ihtiyaç duyar. Her durumda, faydalı ısı çıkışı pompanın kendisini çalıştırmak için gereken enerjiden daha fazla olacaktır. Isı pompaları ayrıca nispeten düşük bir karbondioksit çıkışı sağlar (Omer, 2008).

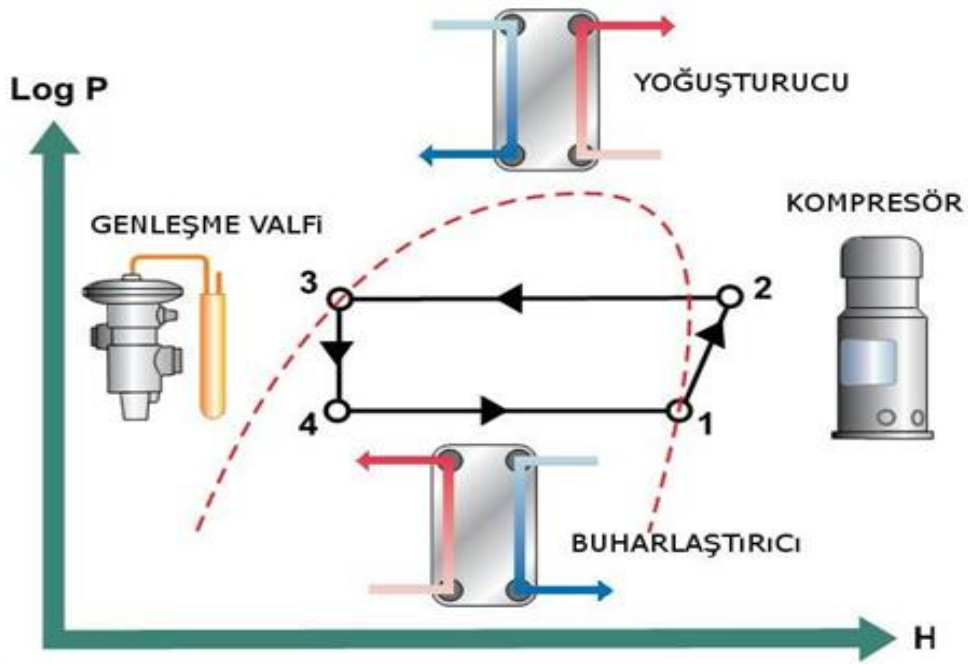
Isı pompasında performans birçok faktöre bağlı olup ısı pompası seçimi yaparken çalışma şartlarına ait tüm özellikleri dikkate alınmalıdır. Isı pompası seçiminde su ve soğutucu akışkan serpantininde basınç kayıpları, verimlilik, su/soğutucu akışkanın debileri ve tipi, kaynağın sıcaklığı ve özellikleri, maliyetler, yerleşimin iklim özellikleri gibi parametreler göz önüne alınmak zorundadır. Isı pompasında performans birçok faktöre bağlı olup ısı pompası sisteminde seçimde şu aşamalar izlenir (Erdoğan vd., 2006):

1. Isı pompasının sistem tipi
2. Isıtma-soğutma yük hesabı
3. Dağıtım sisteminin sıcaklığı hesabı
4. Isı pompasının işletim şekli
5. Isı pompa tipi seçimi

Isı pompalarında teknik ve ekonomik performans kullanılmakta olan ısı kaynağının özellikleriyle ilişkilidir. Bu yüzden ısı pompasının sistem tipi seçimi büyük oranda kullanılacak olan ısı kaynağı ve ısı çukurunun türüyle bağlantılı olmalıdır. Sistemin tipinin seçimi için konum, çevrenin iklimi ve havasındaki sıcaklığın değişimi, toprak koşulları, yeraltı ya da yerüstü suyunun bulunma durumu, mimari yapı ve ekonomik durumlar gibi birçok faktör rol oynar. Bunlar dikkate alınarak yapılacak sistemin ısı kaynağı ve ısı çukuru için seçimleri yapılmalıdır (Erdoğan vd., 2006).

1.1. ISI POMPASI ÇEVİRİMİ VE ANA ELEMANLARI

Isı pompası, soğutma çevrimine göre çalışmaktadır. Soğutmada kullanılan akışkana, soğutucu akışkan denmektedir. Soğutucu akışkan farklı cihazlarda, kullanıldığı alana göre değişiklik gösterir. Her bir farklı soğutucu akışkan birbirine göre kullanımda bazı avantajlar ve dezavantajlar içerir. Çevrimdeki cihazlar yoğunlaştırıcı (kondenser), kompresör, kısılma vanası (genleşme valfi) ve evaporatör (buharlaştırıcı) cihazlarıyla Şekil 3'te gösterilmiştir (Gültekin, 2014).



Şekil 4: Isı Pompası Çevriminin ve Cihazlarının Log P – h Diyagramında Gösterimi (Gültekin, 2014)

Isı pompalarının çalışma ilkeleri şöyle özetlenebilir;

Buharlaştırıcıdaki soğutucu akışkanın sıcaklık ve basınç değerleri düşük, ısı kaynağından çekilen ısıyla meydana gelen sıcaklık farkı, soğutucu akışkanı ısıtır ve buharlaştırır. Buharlaştırıcıdan kompresöre gelen buhar fazındaki akışkan sıkıştırılarak sıcaklığı ve basıncı artırılır. Buhar halindeki soğutucu akışkan kondensere gelir. Burada yoğunlaşarak sıvılaşır. Sıvı haldeki soğutucu akışkan yüksek basınçtadır, ancak genleşme valfinden geçirilerek basıncı düşürülür. Bu şekilde evaporatöre tekrar düşük sıcaklık ve basınçta gelmiş olup, kapalı çevrim tamamlanmış olur.

Kompresör, soğutucu akışkan, bir pompa gibi çalışan kompresör sayesinde çevrimde basılarak ve dolaştırılarak çalıştırılır. Kompresör, gazı sıkıştırarak gazın basıncını arttıran mekanik bir cihazdır. Gaz sıkıştırıldığında, sıcaklığı da artar. Bu basınç artışı sayesinde gaz başka bir yere aktarılır. Kompresörler ısı pompalarının en önemli cihazıdır (Gültekin, 2014).

Isı değiştiricisi, birbirine karışmaksızın aralarında sıcaklık farkı olan iki akışkanın birinden diğerine ısı transferini mümkün kılan cihazdır. Aslında ısı pompası sisteminde, ısı transferinin gerçekleştiği diğer cihazlar; buharlaştırıcı ile yoğuşturucu birer ısı değiştiricisidir (Gültekin, 2014).

Genleşme valfi, Soğutucu akışkan burada basıncı buharlaştırıcı basıncına düşürülür ve kısılma vanası (genleşme valfi) cihazı bunun için kullanılır. Genelde kısılma vanasının iki görevi vardır (Gültekin, 2014). Birincisi, evaporatöre giren akışkanın miktarını kontrol

etmektedir. Soğutucu akışkanın kompresöre sıvı halde girmesini önlemek için buharlaştırıcı tüm akışkanı buharlaştırabilmelidir. Kapasitesi artarsa kısılma vanası daha fazla akışkan geçirmelidir. Düşük akış olursa buharlaşma sonunda yüksek seviye de aşırı kızdırma olabilir. İkincisi yoğusturucu ve buharlaştırıcı arasındaki basınç farkını ayarlama görevidir. Genleşme valfi evaporatöre geçen akışı değiştirerek alçak basınçta buharlaşma ile yüksek basınç arasında basıncı korur (Gültekin, 2014).

Soğutucu akışkan ısı pompalarındaki iş yapan akışkanlara, “soğutkan” ya da “soğutucu” denir. Burada iş akışkanları, ısıнын taşınmasını sağlayan akışkanlardır. Isı pompası veya soğutma makinelerinin önemli bir kısmı, soğutkan sıvının buharlaşması ile etrafından çektiği gizli ısı ile çalışır (Gültekin, 2014).

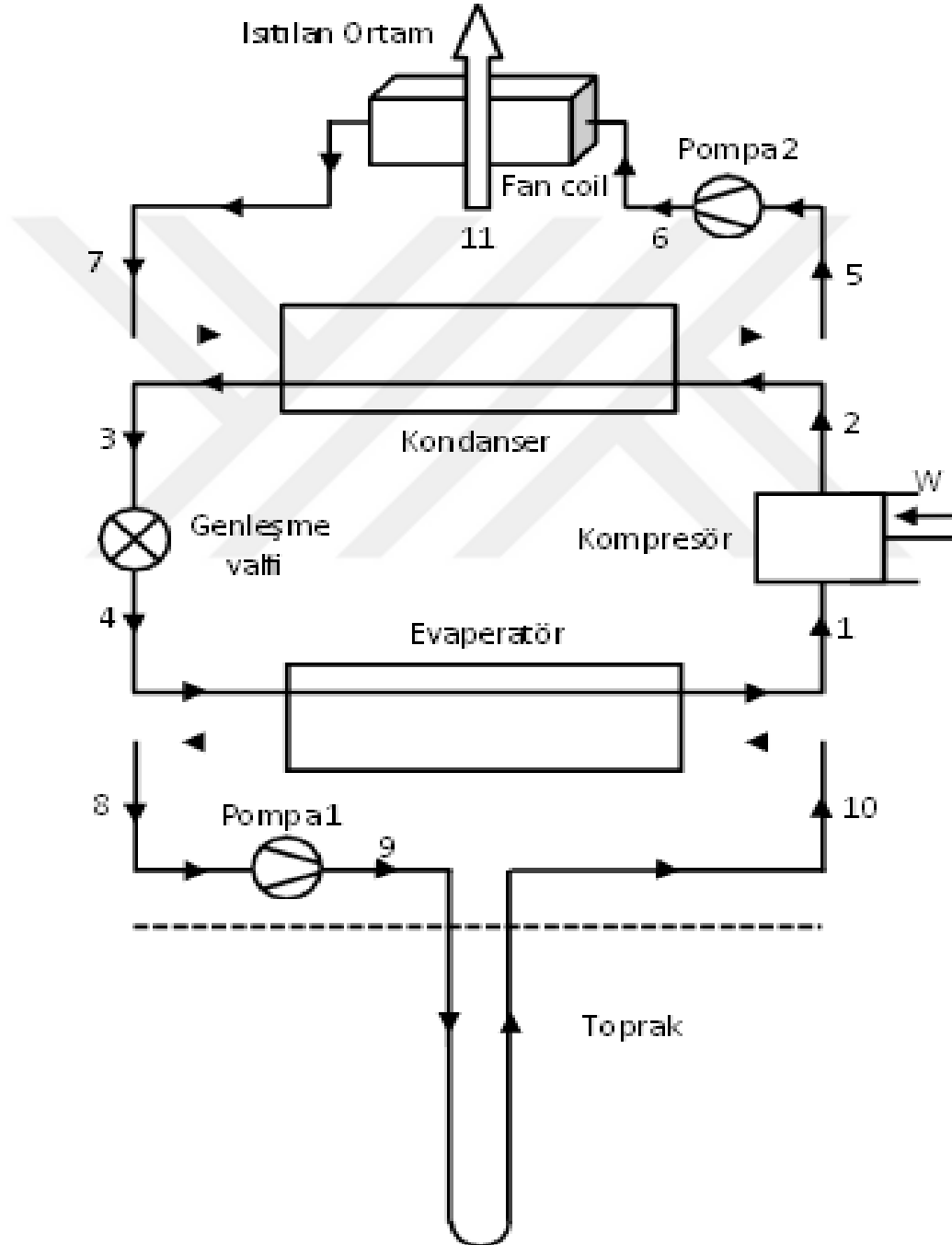
Yer altı kaynaklı ısı pompaları, yer sistemi ısı pompasını yeraltına bağlar ve yerden ısıнын çıkarılmasına veya yere ısıнын enjekte edilmesine olanak tanır. Bu cihazlar genellikle açık veya kapalı cihazlar şeklinde sınıflandırılır (Omer, 2008). Toprak kaynaklı ısı pompasında toprağın termo-fiziksel özellikleri, toprak sistem elemanı olan ısı değiştiricilerinin (eşanjörlerinin) ısı transferinde hayati bir rol oynar (Luo vd., 2016).

Jeotermal ısı pompası ya da yer altı ısı pompası, yerin altında ısı değiştiricileri ile yerin ısını kullanmaktadır. Isı elde etmeyi olanak sağlar. Böylece bu şekilde çözümler için iki grup bulunmuş olur. Bunlar su hava cihazları, suyu yer ile ısı alıp vermek için ve hacmi ısıtmakta kullanırlar. Su ve su seçeneği her iki durum için de uygulamaktadır. Dünyadaki jeotermal sistemlerde, genellikle iki değişik yapı vardır; açık devre sistemler suyu bir akarsudan çeker. Daha sonra geri döndürür. Ancak, toprak yeraltı kaynaklarından ısı çeken ısı değiştiricisi kullanımına dayanan kapalı devre değişim sistemleri vardır. Bu borular yatay ve 1-2 m derinlikte olup döşenmekte, 100-150 m derinlikte dikey sondajlarda kullanılır. Bütün senede sabit sıcaklıkta termal kaynağın çalıştırılması ve elde edilen yüksek sıcaklıktaki değerler sebebiyle yerle termal alma vermeyi önemli oranda artırır. Bu sistemlerin ısıtma kapasitesi doğrudan gömülü termal eşanjörlerin boyutuyla ilgilidir, bu nedenle kurulumun kademeli çalışması sırasında termal konfor kaybını önlemek için sistemin doğru boyutlandırılması hayati önem taşımaktadır. Bu anlamda, özellikle baskın jeolojik oluşumları ve jeotermal sistemin bileşenleriyle termal değişim kapasitelerini derinlemesine tanımlamak için alt toprağın derinlemesine bir çalışmasının yapılması önemlidir (Blázquez vd., 2023).

Toprak altı ısı pompası sistemleri üç ana bileşenden oluşur: depolanan enerjiyi (sıcak veya soğuk) kullanıcıya ileten dağıtım sistemi, ısı pompası ünitesi ve toprak ısı değiştiricisi (Çinkılıç, 2023). Topraktan ısı çeken ısı pompaları, toprağın düşük sıcaklıktaki ortamından ısı çeker ve yüksek sıcaklıktaki bir mekâna ısı aktarır. Toprak kaynaklı ısı pompası cihazının şematik gösterimi Şekil 4’te verilmiştir (Alkan vd., 2014).

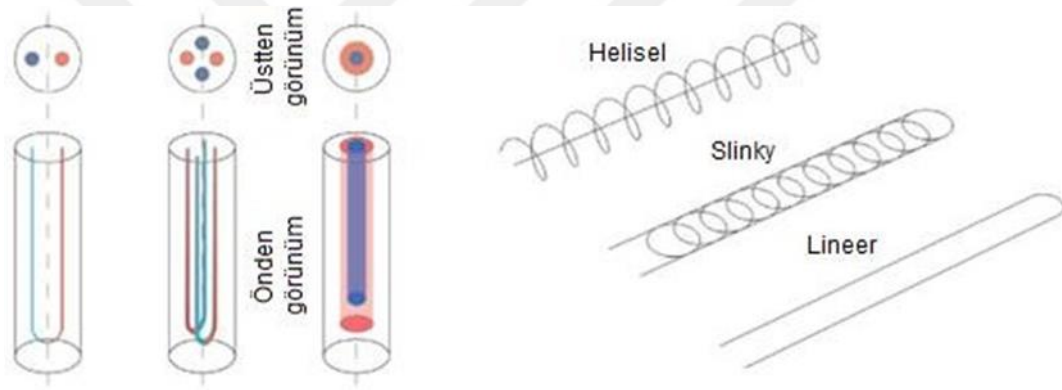
Yer altı ısı eşanjörü, sistemin önemli bir parçasıdır. Bu sistemde ısı transferi çok karmaşık bir dinamik işlemdir. Bir yandan, ısı değiştiricilerindeki ısı transferi gömülü yönteme, toprak özelliklerine, yeraltı hidrolojik parametrelerine, dolgu malzemelerine ve meteorolojik verilere bağlıdır (Yuani vd., 2012).

Toprak altı ısı pompası sistemleri üç ana bileşenden oluşur: depolanan enerjiyi (sıcak veya soğuk) kullanıcıya ileten dağıtım sistemi, ısı pompası ünitesi ve toprak ısı değiştiricisi (Alkan vd., 2014).



Şekil 5: Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Şematik Gösterimi (Alkan vd., 2014)

Toprak kaynaklı ısı pompası (veya jeotermal ısı pompası) cihazları için daha genel bir sınıflandırma, ısı değişim akışkanını taşıyan devrenin tipi dikkate alınarak yapılabilir. Bunlar açık çevrim tipi ve kapalı çevrim tipidir. Açık çevrim, yeraltı suyunun akifer, gölet, göl vb. bir su kaynağından pompalanarak ısısını aktarmak üzere ısı pompasına taşındığı bir sistemdir. Daha sonra su ya tekrar toprağa enjekte edilir ya da yüzeye boşaltılır. Isı kaynağı, sistemden akan sıvı ile aynıdır. Akışkan yeniden sirküle edilmediğinden sürekli değiştirilmesi gerekir. Kapalı döngü sistemi, açık sistemlerden daha çeşitlidir. Su ve antifriz karışımı (ater ve glikol/etanol karışımı) kapalı bir boru ağından geçer. Kapalı devre sistemde, çalışma akışkanı ile ısı kaynağı arasında temas yoktur. Tesisatlı borular vasıtasıyla çalışma akışkanı ile zemin veya su kaynağı (gölet, göl veya akifer) arasında ısı alışverişi gerçekleştirilir. Kurulum yöntemine bağlı olarak, kapalı devre sistemlerde Şekil 6'da gösterildiği gibi iki tip toprak altı ısı değiştiricisi kullanılabilir: dikey toprak altı ısı değiştirici ve yatay toprak altı ısı değiştirici (Çınkılıç, 2023).



Şekil 6: Dikey ve Yatay Toprak Altı Isı Değiştirici Şemaları (Çınkılıç, 2023)

Toprağa gömülü bu çeşit ısı değiştiricileri, yatay ya da dikey olarak tasarlanabilir. Bu nedenle, bunlar yatay tip ve dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası olarak ikiye ayrılabilir. Yatay tip olanların en iyi ısı çektiği toprağın derinliği, 1 m ile 2 m arasında olmaktadır. Dikey tipler için bu derinlik, 30 m ile 150 m arasında değişmektedir. Yatay ve dikey tiptekiler Şekil 5'te verilmiştir. Toprağın özellikleri olan yoğunluk, içerdiği nem oranı, ısı iletim kat sayısı ve gömme derinliği ısı değiştiricisi seçimi için hayati önemdedir. Bunların yanında ısı pompası uzun süre çalıştırıldığında, toprağın sıcaklığı, nem miktarı gibi özellikleri ve değerleri zamanla değişebilmektedir. Bu da tasarımda zorluklara sebep olur. Ancak, toprağa gömülen ısı değiştiricisi boruları geniş alana yayılırsa bu durumun ortaya çıkması engellenebilir (Bilen ve Demir, 2021).



Şekil 7: Yatay ve Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Şemaları (Bilen ve Demir, 2021)

Zemin sıcaklıkları dört fitin altındaki derinliklerde, yer sıcaklığı yıl boyunca sabit 50 ila 55 °F'de kalır. Kış aylarında, jeotermal bir sistem bu ekstra ısıyı topraktan emer ve evlere aktarır. Yaz aylarında, sistem iç mekanlardan ısıyı alır ve onu tekrar yer altına taşır. Yıllık hava sıcaklığı, nem içeriği, toprak türü ve bitki örtüsü (yani ağaçlar ve bitkiler) yer altı toprak sıcaklığını etkiler (Omer, 2008).

Genel olarak, enerji verimliliği, "yararlı iş" veya "verilen enerji" nin, o işi yapmak için sağlanan enerji miktarına bölünmesiyle hesaplanır. Isı pompalarında, enerji verimliliği iki farklı şekilde ölçülür (Omer, 2008).

Isıtma verimliliği COP_{IP} olarak ifade edilir. COP_{IP} ne kadar yüksekse sistem o kadar verimlidir. Örneğin, konut boyutundaki bir jeotermal sistemin COP'si 3,4 veya daha yüksek olabilir, bu da sistemi çalıştırmak için kullanılan her bir birim enerji için üçten fazla birimin sisteme geri verildiği anlamına gelir (Omer, 2008).

Isıtma ve soğutma sistemlerinde en çok kullanılan yenilenebilir enerji sistemleri yüksek performans katsayıları nedeniyle hava kaynaklı veya toprak kaynaklı ısı pompalarıdır. Toprak kaynaklı ısı pompası cihazlarının performans katsayısı değerleri hava kaynaklılardan daha yüksektir. Ancak hem hava kaynaklı hem toprak kaynaklı ısı pompalarının performansları üretici tarafından laboratuvar koşullarında belirlenir. Bu nedenle genellikle ısı pompalarının performans değerleri saha koşullarında önemli farklılıklar gösterebilir. Avrupa da farklı iklim koşulları için hava kaynaklı ve toprak kaynaklı ısı pompaları sistemlerinin performans değerleri için haritalar mevcuttur. Bu haritalarda toprak kaynaklı ısı pompalarının performans katsayılarının hava kaynaklı ısı pompaları sistemlerine göre yüksektir. Burada toprak altı belirli

bir derinlikten sonra sıcaklığı yıl boyunca neredeyse hiç değişmemesi etkili olmaktadır (Çinkılıç, 2023).

Hava kaynaklı ısı pompaları belirli bir alanı ısıtmak/soğutmak için iç ve dış hava sıcaklıkları arasındaki farkın kullanılmasına dayanır. Bu cihazlar genellikle iki ana çeşide ayrılır: hava-hava ve hava-su sistemleri. İlk kategori, duvara monte bir kutu kullanarak bir odanın havasını doğrudan ısıtır (ısıtılacak oda sayısını artırmak için farklı iç üniteler kompresöre çoklu bölmeli sistemler olarak bağlanabilir) (Blázquez vd., 2023).

Yer altı kaynaklı ısı pompaları gibi, bu sistemlerin çoğu geri dönüşümlü ünitelerdir ve hem ısıtma hem de soğutma gerçekleştirir. Öte yandan, hava-su ısı pompaları, binanın ısıtmasını ve sıcak suyunu sağlamayı amaçlayan bir merkezi ısıtma sistemine entegre edilmiştir. Dış kompresörün ötesinde, bölünmüş sistemlerin ayrıca soğutucudan ısıyı aktarmak için sıcak su silindirin yanına yerleştirilmiş bir kontrol ünitesine ve kompakt bir ısı eşanjörüne ihtiyacı vardır. Bu sistemler en yaygın kullanılan ısı pompalarıdır ve çok sayıda ülkede mevcuttur, genellikle ılıman iklimlerde ve sınırlı çevre arazisine sahip yüksek yoğunluklu kentsel alanlarda bulunan mevcut evlerde tercih edilir. Hava-hava ısıtma alternatifleri, iklim koşullarının hem ısıtma hem de klima için kullanımına izin verdiği güney Avrupa ve Asya'da yaygın olarak dağılmıştır. İncelenen literatür, Yer altı kaynaklı ısı pompaları daha yüksek enerji verimliliği, daha düşük yaşam döngüsü maliyeti ve çevre üzerinde daha az etki açısından çeşitli avantajlara sahip olarak nitelendiriyor ve tüm bunlar daha fazla sistem güvenilirliği ve diğer pratik nedenlerle birleşiyor. Kısacası, Yer altı kaynaklı ısı pompa sistemleri, yüksek enerji talepleri olan ve kullanıcının yüksek veya orta düzeyde ilk yatırımlarla karşı karşıya kalabileceği yeni inşaat binalarında önerilmektedir. Yer altı kaynaklı ısı pompaları ayrıca büyük mevsimsel sıcaklık değişimlerinin olduğu iklimlerde bir öncelik olarak kabul edilir. Hava kaynaklı ısı pompaları ile ilgili olarak, bunlar yerel iklimin ılıman olduğu, arazi kullanılabilirliğinin toprak bağlantısına izin vermediği veya kullanıcının daha kısa geri ödeme sürelerine öncelik verdiği durumlarda uygundur. Ancak, bu ifadelerin çoğu, incelenen belirli duruma ve özellikle alanın bulunduğu iklim koşullarına göre işlev olarak değişkendir. Yayınlanmış araştırmalar, çözümlerin kentsel alandan biriken ısıyı uzaklaştırmadaki rolünü ve uygulandıklarında bu fenomenin önemli ölçüde hafifletilmesini vurgulamaktadır. Sonuçlar ayrıca, özellikle açık jeotermal döngüler kullanıldığında ısıtma modunda yer altı kaynaklı ısı pompasının hava kaynaklı ısı pompasına kıyasla net bir üstünlüğe sahip olduğunu beyan etmektedir. Birçok durumda kullanıcının ısıtılacak tesisin belirli özellikleri için hangi tip ısı pompasının en uygun olduğuna karar vermek için gerekli bilgilere sahip olmadığı hala bir gerçektir. Mevcut araştırmaların çoğu endüstriyel enerji sistemlerinde ısıtma ve soğutmanın analizine odaklandığından, bu konuda ev sektörüne uyarlanmış kesin bilgi eksikliği açıktır (Blázquez vd.,

2023).

1.2. LİTERATÜR

You ve Wang (2023), çalışmalarında, tipik düşük küresel ısınma potansiyeline sahip hidroflorokarbon ve hidrofloroolefin soğutucular kullanan yeraltı kaynaklı ısı pompası sistemlerinin uzun vadeli performansını, geleneksel R134a'yı temel alıp karşılaştırarak bu boşluğu doldurduğunu belirtmişler. Sonuçlar, R161'li yeraltı kaynaklı ısı pompası sisteminin en küçük termal dengesizlik oranına sahip olduğunu, R1234ze(E)'li yeraltı kaynaklı ısı pompası sisteminin ise en büyük orana sahip olduğunu göstermiş ve R134a ile karşılaştırıldığında, R161 ve R1234yf toprak termal dengesizliğini giderirken, R152a ve R1234ze(E) dengesizliği daha da kötüleştirdiğini ortaya koymuştur. 10 yıllık çalışmadan sonra, ortalama toprak sıcaklığı R161, R1234yf, R134a, R152a, R1234ze(E) için sırasıyla 10,40 °C'den 9,82 °C, 9,58 °C, 9,41 °C, 9,16 °C ve 9,09 °C'ye düştüğünü, R1234ze(E) 4,16-4,20 ile en yüksek yıllık ortalama performans katsayısını verirken, R161 3,55-3,56 ile en düşük değeri verdiğini göstermiştir. R134a, R152a ve R1234ze(E) ile karşılaştırıldığında yıllık performans katsayısını iyileştirirken, R161 ve R1234yf düşürdüğü ifade edilmiştir (You ve Wang, 2023).

Luo ve Zhang (2023), çalışmalarında, 1989'dan 2021'e kadar olan dönemde Çin'de Yer Kaynaklı Isı Pompası sisteminin gelişimini özetlemiştir. İstatistiksel bir analiz, Yer Bağlantılı Isı Pompası sisteminin, toplanan 2754 sistemin %95,09'unu oluşturan ana GSHP türü olduğunu göstermiştir. Yer Bağlantılı Isı Pompası en olası bina türleri konut ve ticari binalar olduğunu belirtmiştir. Yer Bağlantılı Isı Pompasının gelişimi, başlangıç aşaması, hızlanan aşama ve istikrarlı büyüyen aşama dahil olmak üzere üç aşamaya ayrılmış ve dağıtım yoğunluğunun analizi, Yer Bağlantılı Isı Pompasının çoğunlukla Yangtze Nehri Alanı (YRA) ve Kuzey Çin Ovası bölgesinde bulunduğunu göstermiştir. Bu, hava kirliliği, binaların termal yükü, insan yoğunluğu ve tahmin edilen Yer Bağlantılı Isı Pompasının potansiyel yoğunluğu ile çok iyi örtüştüğünü ifade etmiştir (Luo ve Zhang, 2023).

Blázquez vd. (2023), sahada yeni bilgiler sağlamayı amaçlayan çalışmalarında, iki farklı senaryoda bir yer kaynaklı ısı pompası ve bir hava kaynaklı ısı pompasının uygunluğunu analiz etmek için yürütülmüş ve Salamanca Üniversitesi'ndeki araştırmacılar tarafından geliştirilen jeotermal tasarım yazılımı GES-CAL kullanılmıştır. Bu program, senaryonun bir dizi parametresini tanıtarak jeotermal kuyu sahasının ve ilgili ısı pompasının yapılandırmasını elde etmeyi sağlar: Sistemler, termal ve jeolojik olarak elverişli bir oluşumda (Durum 1) bulunan soğuk bir iklim bölgesine ve jeolojinin yerle termal alışveriş için çok uygun olmadığı ılıman bir iklim konumuna (Durum 2) yerleştirilen bir binanın ısıtma ihtiyaçlarını karşılamak üzere tasarlanmıştır. Sonuçlar, güvenilir bir seçim için alt toprağın ve bölgenin dış koşullarının kapsamlı bir çalışmasının yapılması ihtiyacını vurgulamaktadır. Durum 1'de, sistemin işletme

maliyetlerini artıran zorlu dış hava gereksinimleri nedeniyle hava kaynaklı ısı pompası seçeneği göz ardı edilmiştir. 2. Durumda her iki çözümüm de uygulanabilir olduğu belirtilmiştir. Hava kaynaklı ısı pompası modeli her senaryoda tahmin edilene benzer bir hava akışı sağlayabilen harici bir ünite ile çalışmayı gerektirmiş ve bu, Durum 1'de öngörülenden daha yüksek güce sahip bir ısı pompasının seçilmesi gerektiği anlamına geldiğini belirtmişlerdir. Bu şekilde, Durum 1'de gereken ticari model, 8000 m³/saatlik bir hava akış hızı sağlayan 15 kW'lık bir ısı pompası ve Durum 2 için 3800 m³/saatlik bir hava akış hızı ile çalışan 5 kW'lık bir ısı pompası olduğu belirtilmiştir (Blázquez vd., 2023).

Xue ve Jokisalo (2023), çalışmalarında, bölge ısıtması ve hava soğutmalı soğutucuya bağlı bir hibrit yeraltı kaynaklı ısı pompası sisteminin uzun vadeli performansını iyileştirmek için iç mekân ısıtma ve soğutma ayar noktalarını ayarlama ve hava işleme ünitesi soğutma bobinlerini, ısı pompasını ve sondaj sahasını boyutlandırma dahil olmak üzere farklı yöntemleri araştırmayı amaçlamıştır. Sistem performansı, yaşam döngüsü maliyeti ve CO₂ emisyonları, 25 yıllık simülasyonlara dayanarak analiz edilmiştir. Sonuçlar, incelenen yöntemlerin hibrit yeraltı kaynaklı ısı pompası sistem performansını önemli ölçüde iyileştirebileceğini göstermiş ve hava işleme ünitesi soğutma suyu sıcaklık seviyesini artırarak ve iç mekân ısıtma ve soğutma ayar noktalarını azaltarak, yer termal dengesizlik oranı yüzde 12 oranında azaltılmıştır ve minimum sondaj çıkışı tuzlu su sıcaklığı son yılda 3 °C artırılmıştır. Ancak, uzun vadeli operasyonun sağlanması için hala yeraltı kaynaklı ısı pompası kapasitesinde bir azalma veya toplam sondaj deliği uzunluğunda bir artış gerekiyordu. İncelenen yöntemlerin toplam CO₂ emisyonları üzerinde değişken etkileri vardı, ancak hibrit GSHP sisteminin yaşam döngüsü maliyetini önemsiz bir şekilde etkilediği ortaya konulmuştur (Xue ve Jokisalo, 2023).

Çinkılıç (2023), çalışmasında kullanılan sistem, tek bir düşey ısı değiştiricisinden oluşmaktadır. Bu ısı değiştiricisinin yarıçapı 0.1 m olarak alınmıştır. Isı değiştiricisinin derinliği ise 50 – 75 ve 100 m olarak seçilmiştir. Sistem şeması Şekil 'te gösterildiği gibidir.

Gültekin (2014), bu çalışmasında, 3 m aralıklarla biri 50 m, diğeri 100 m derinliğe sahip 2 adet kuyu beraber çalıştırılmış ve performanslarındaki zamana göre değişim araştırılmıştır. Kuyu arası mesafelerin performansa olan etkisi için, sabit sıcaklıktaki 50 °C'lik ısı taşıyıcı akışkanla bir süre toprağa ısı verilmiş, kuyuların zamanla performansı düşmüştür. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda kuyular başlangıçta ısı etkileşime girmediklerinden dolayı tek başına çalışıyor gibi davranmıştır. Kuyular bu uzaklık için 15 günden sonra ısı etkileşime girmiş ve kuyu performansı %1 düşmüştür. Ayrıca, 44 gün sürekli çalışmasında kuyuların performans kaybı %5 civarında olmuştur.

Alkan vd. (2014), çalışmasında Isparta şartları için mekân ısıtmasında toprak kaynaklı ısı pompalarının alternatif soğutucu akışkanlarla termodinamik analizi çalışılmıştır. Bunun için R22, R404A, R410A, R407C, R134A ve R600 soğutucu akışkanlar seçilerek, belli şartlar için, ekserji verimi, COP ve cihazın toplam tersinmezliği başta olmak üzere bazı performans parametreleri incelenmiştir. Bu sonuçlara göre R600 akışkanı diğerleri arasında en iyi performansı gösterdiği bulunmuştur. Bu akışkanı R22 ile R134A takip etmektedir.

Özgener (2016), yaptığı analizde düşük ısı enerjili jeotermal kaynaklarda toprak sıcaklığının öngörülmesini, zamanın ve derinliğin bir fonksiyonu şeklinde incelemiştir. Toprağın ısı davranışının ısı iletkenlik, mevsimsel hava değişimleri ve nem oranı gibi birçok farklı parametreden etkilendiğini bulmuştur. Kısaca, çalışmalarında 0.05-30m derinlikler arasındaki, hava sıcaklığı verilerinden toprak sıcaklıkları öngörülme çalışılmıştır.

Bilen ve Demir (2021), yaptıkları analizde, Ankara'da konutun ısıtılması için hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompalarının enerji ve ekserjisini çalışmıştır. Son on yılda görülmüş olan minimum hava ve toprak sıcaklıkları Meteoroloji Genel Müdürlüğünden ve son on yıl içerisinde görülmüş olan en düşük su sıcaklığı (Mogan Gölü) ise DSİ Genel Müdürlüğünden alınmıştır. Isı pompası cihazında iş akışkanı R134a, R407a, R410a, R600a ve R1234yf soğutucu akışkanları için çalışılmıştır. Burada kullanılan tüm soğutucu akışkanlar için, toprak kaynaklı ısı pompalarının, hava ve su kaynaklı ısı pompalarından daha iyi bir COP değeri verdiği bulunmuştur. Ancak hava kaynaklı olanların, su ve toprak kaynaklı olanlardan daha iyi bir verime sahip olduğu da bulunmuştur. Bunların yanında tüm ısı pompası türleri için, R600a akışkanı kullanılan diğer soğutucu akışkanlara göre daha iyi bir performans vermiştir.

Cimşit (2009), yapılan çalışmada absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin verimini arttırmak amacıyla absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırımlı kombin ve absorpsiyonlu buhar sıkıştırımlı kaskad sisteminin termodinamik analizlerini incelemiştir. Yapılan karşılaştırma neticesinde kaskad sisteminde %48-52 arasında daha az elektrik gerektiği sonucuna varılmıştır.

Cimşit (2014), bu çalışmada buhar sıkıştırımlı ve absorpsiyonlu kaskad soğutma çevrimlerinde enerji ile ekserji analizini yapmıştır. Kaskad soğutma çevriminin absorpsiyon

kesiminde en ideal akışkan çiftini ayarlamak için buhar sıkıştırma bölümünde yalnız R134a soğutucu akışkanları göz önüne alarak LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O çiftleri birbiri ile karşılaştırmıştır. Kaskad soğutma sistemlerinde absorpsiyonlu kısımda LiBr-H₂O akışkan çifti kullanılırsa NH₃-H₂O akışkan çiftine kıyasla %27 daha yüksek COP değeri ve 2. yasa analizi sonucuna göre ekserji kaybı %20 daha düşük bulunmuştur.

Cimşit (2019), bu çalışmada ORC ile çalışan bir kademeli absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırma kaskad soğutma çevriminde termodinamik analizi uygulamıştır. Tek kademeli absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırma kaskad soğutma çevrimi absorpsiyonlu kısmında LiBr-H₂O çifti, buhar sıkıştırma bölümünde R-600a ve ORC de de R-123 kullanmıştır. ORC ile çalışan tek kademeli absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırma kaskad soğutma çevriminin aynı çalışma şartlarında tek kademeli buhar sıkıştırma soğutma çevrimi ile kıyaslamıştır. Kıyaslama neticesinde önerilen ORC ile çalışan tek kademeli absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırma kaskad soğutma çevrimi tek kademeli buhar sıkıştırma soğutma çevriminden %46 daha az elektrik tükettiğini bulmuştur.

Ceylan (2017), yaptığı çalışmada topraktaki ısı değiştiricisi uzunluğunun ve ısı pompasının performans katsayısının (COP) etkisi R134a, R407C, R4010A ve R404A için araştırmıştır. Toprak ısı pompası Tekirdağ'da toprak altına yatay serme metodu ile yerleştirilen 36 m polietilen ısı değiştiricisini incelemiştir. Kanatlı bakır borulu serpantin konmuş su tankını kondenser olarak kullanmıştır. Tank sıcaklığını değiştirerek değişik ısı değiştiricisi giriş sıcaklıkları elde etmiştir. 1 kW soğutma yükünde buhar sıkıştırma ısı pompasında COP ve toprak ısı değiştiricisi uzunluğu toprağa aktarılan ısı miktarından bulunmuştur. Isı pompası kondenser sıcaklığı değişik tank sıcaklıkları için uygulamalı elde edilmiştir. Kondenser sıcaklığı arttığında kompresör gücü de artmakta ancak toprak ısı değiştiricisinin uzunluğu azalmaktadır. Araştırılan soğutucu akışkanlardan en yüksek (COP) ve en kısa boru uzunluğu R134a için bulunmuştur. Toprak ısı değiştiricisi su girişi sıcaklığı 31⁰C'den 39.5⁰C'ye arttığı zaman R134a için kompresör gücü %38 artmakta, ancak boru boyu ise %48 azalmaktadır.

İKİNCİ BÖLÜM

2. YÖNTEM

Ana Isı pompası farklı cihazlardan meydana gelmekte ve bu cihazlarda iş akışkanında faz, sıcaklık ve basınç değişiklikleri olmaktadır. Bu cihazlarda ısı kaybı meydana gelmemekte ve ayrıca sistemde kinetik ve potansiyel enerjilerin etkisinin olmadığı kabulü yapılmıştır (Çengel ve Boles, 2012).

2.1. TERMODİNAMİK ANALİZ

Enerji korunumu Termodinamiğin birinci kanunu olarak da bilinmektedir. Bu yasaya göre: Enerji kesinlikle yokolmaz yalnızca form değiştirmektedir. Enerji korunum yöntemine göre hal değişimi esnasında kapalı bir sistemde bulunan toplam enerjideki net değişim sisteme giren ile sistemden çıkan enerjinin arasındaki farka eşittir (Çengel ve Boles, 2012).

Sistemin giren toplam enerjisi (E_g) – Sistemin çıkan toplam enerjisi (E_c) = Sistemin toplam enerji değişimi (ΔE_{sistem})

Açık sistemde ve kararlı rejimde termodinamiğin 1. Kanunu;

$$\dot{Q}_{KH} - \dot{W}_{KH} + \sum_g \dot{m}_g \left(h_g + \frac{v_g^2}{2} + gz_g \right) - \sum_c \dot{m}_c \left(h_c + \frac{v_c^2}{2} + gz_c \right) = 0 \quad (2.1)$$

Kütlenin korunumu (sürekli rejimde)

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_c \quad (2.2)$$

Böylece SASA için

$$\sum_c \dot{Q} - \sum_c \dot{W} = \Delta \dot{H} \quad (2.3)$$

$$\Delta H = \sum_{\text{çık}} \dot{m} h - \sum_{\text{giriş}} \dot{m} h \quad (2.4)$$

bulunur (Çengel ve Boles, 2012). İş akışkanının iç enerji ve entalpisi doğrudan ölçülebilen basınç, sıcaklık ve özgül hacim gibi değişkenleri denklemlerden bulunur. İdeal gazlarda sabit hacimdeki ve sabit basınçtaki özgül ısılar;

$$c_v = (\partial u / \partial T)_v \quad (2.5)$$

$$c_p = (\partial h / \partial T)_p \quad (2.6)$$

Böylece

$$c_{v0} = \frac{du}{dT} \quad (2.7)$$

$$c_{p0} = \frac{dh}{dT} \quad (2.8)$$

yazılır (Çengel ve Boles, 2012). Yani ideal gazın sabit basınç ve sabit hacimde özgül ısısı yalnızca sıcaklığın fonksiyonu aralarındaki bağıntı;

$$c_{p0} - c_{v0} = R \quad (2.9)$$

ve R gaz sabiti, evrensel gaz sabitinin ($\bar{R}$) ilgili maddenin mol kütlesi değerine bölünmesi ile bulunur;

$$R = \frac{\bar{R}}{M} \quad (2.10)$$

Birim kütle için enerji ile entalpinin ideal gaz sıcaklığı ile olan bağıntısı;

$$u_2 - u_1 = \int_1^2 c_{v0} dT \quad (2.11)$$

$$h_2 - h_1 = \int_1^2 c_{p0} dT \quad (2.12)$$

buradan,

$$\sum_C \dot{Q} - \sum_C \dot{W} = \Delta H \quad (2.13)$$

$$\Delta H = \sum_{\text{çık.}} \dot{n} h - \sum_{\text{gir.}} \dot{n} h \quad (2.14)$$

yazılır. Gaz karışımlarının özellikleri onu meydana getiren gazların miktar ve özelliklerine bağlı olup, karışanın mol sayısı olan n_i 'nin, toplam mol sayısı olan n 'e oranına, mol oranı (y_i) denir (Çengel ve Boles, 2012).

$$y_i = \frac{n_i}{n} \quad (2.15)$$

Bir karışanın kütle miktarının karışanların toplam kütesine oranı kütle oranı olarak adlandırılır.

$$y_{m_i} = \frac{m_i}{m} \quad (2.16)$$

Mol oranı ve kütle oranı arasındaki denklemler;

$$y_{m_i} = y_i \frac{M_i}{M_{kar}} \quad (2.17)$$

veya

$$M_{kar} = \sum y_i \cdot M_i \quad (2.18)$$

Gaz karışımının Mol oranları biliniyorsa kütle oranları;

$$\frac{1}{M_{kar}} = \sum \frac{y_{m_i}}{M_i} \quad (2.19)$$

Karışımın gaz sabiti ve molar özgül ısısı;

$$R_{kar} = \sum y_{m_i} \cdot R_i \quad (2.20)$$

$$\overline{c_{p0}} = \sum y_i \cdot \overline{c_{p0_i}} \quad (2.21)$$

$$\overline{c_{v0}} = \sum y_i \cdot \overline{c_{v0_i}} \quad (2.22)$$

Isı değıştircileri için etkinlik;

$$\varepsilon = \frac{T_{soç} - T_{sog}}{T_{sıc} - T_{sog}} \quad (2.23)$$

Bilindiği üzere dünya da enerji kaynaklarının sınırlı olması sebebiyle bazı devletler enerji ile ilgili projeleri tekrardan gözden geçirmiş ve atıkların yok olmasında daha zorlaştırıcı önlemler alınmasına karar vermişlerdir. Enerji dönüşüm planları ile daha yakın bir şekilde alakalı olunmasına elde bulunan sınırlı sayıdaki kaynakların daha iyi bir şekilde kullanılması amacıyla yeni teknolojilerin geliştirilmesi bilimsel çevrelere olan alakayı aktifleştirmiştir.

Termodinamiğin 1. kanunu, enerjinin niceliği ile alakalıdır. Burada enerjinin yoktan var edilemeyeceği vardan da yok edilemeyeceği söylenmiştir. 2. Kanun ise enerjinin niteliği ile alakalıdır. Yani, bir hal değişimi esnasında enerjinin niteliğindeki azalma, entropi üretimi ve iş yapma gücünün azalması ile alakalıdır ve çevrimleri geliştirme yolunda değişik imkânlar sunmaktadır (Çengel ve Boles, 2012).

Örnek olarak jeotermal bir kaynak şeklinde yeni bir enerji kaynağı bulunduğunda ilk yapılan işlem, kaynakta bulunan enerjinin oranını ortalama olarak bulmaktır. Ancak yalnızca bu bilgi, bir güç santrali kurmaya karar vermek için yeterli değildir. Esas bilinmesi lazım olan, kaynağın iş potansiyeli olup, enerjinin miktarının yararlı işe dönüştürülebilme yüzdesidir. Enerjinin dönüştürülmeyen bölümü ise atık ısı olarak çevreye atılacağından büyük önem arz etmektedir. Bu açıdan belli bir hal ve ölçüdeki enerjinin yararlı iş potansiyeli bir özelliğin tanımlanması çok faydalı olacaktır. Bu özelliğe, kullanılabilirlik veya kullanılabilir enerji şeklinde de bilinen ekserji denir. Belirli bir haldeki sistemde var olan enerjinin iş potansiyeli, sistemden elde edilebilecek en fazla yararlı ıstır. Bir hal değişimi esnasında yapılan iş, ilk hal, son hal ve hal değişimi yoluna bağlıdır. Ekserji analizinde ilk hal belirlidir ve sabittir. Belirli iki hal arasında gerçekleşen hal değişimindeki en fazla iş eldesi, tersinir halde gerçekleşir. Bu sebep ile iş potansiyeli belirlenirken tersinmezlikler göz önüne alınmaz. En fazla işi elde edebilmek için, hal değişimi bitiminde sistemin ölü halde olması gerekir (Dinçer ve Rosen, 2015). T sisteminin sınır sıcaklığı, sonsuz küçük bir hal değişimi için sistemle çevrenin ısı alışverişinde tersinir hal değişiminde entropinin değişimi;

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\partial Q}{T} \right)_{tr} \quad (2.24)$$

Isı alışverişi sıfır (tersinir adyabatik hal değişimi) entropi değişimi de sıfır olmakta ve entropi sabit kalmaktadır (Çengel ve Boles, 2012).

$$S_2 - S_1 = 0 \quad (2.25)$$

İdeal gazlarda molar olarak entropi değişimi;

$$d\bar{s} = \frac{\bar{c}_{v0}(T)}{T} dT + \bar{R} \cdot \frac{dv}{v} \quad (2.26)$$

$$d\bar{s} = \frac{\bar{c}_{p0}(T)}{T} dT + \bar{R} \cdot \frac{dP}{P} \quad (2.27)$$

İntegrasyonla bu mol cinsinden entropi değişimi;

$$\bar{s}(T_2, P_2) - \bar{s}(T_1, P_1) = \int_1^2 \frac{\bar{c}_{p0}(T)}{T} dT - \bar{R} \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (2.28)$$

$$\bar{s}(T_2, v_2) - \bar{s}(T_1, v_1) = \int_1^2 \frac{\bar{c}_{v0}(T)}{T} dT + \bar{R} \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (2.29)$$

Özgül ısıların ortalama sıcaklıktaki sabit durumda olduğu farz edilirse;

$$k = \frac{c_{p0}}{c_{v0}} \quad (2.30)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} \quad (2.31)$$

$$P \cdot v^k = T \cdot v^{k-1} = T \cdot P^{\frac{(1-k)}{k}} \quad (2.32)$$

Bir kontrol hacminden ya da kontrol kütlesinden elde edilebilecek en fazla iş, verili bir halden itibaren tersinir bir hal değişimiyle çevresiyle termodinamik denge (ölü hale) haline getirildiğinde elde edilebilen iştir. Bu işe ekserji denmektedir. Fiziksel ve kimyasal olmak üzere iki bileşeni vardır. Giren-çıkan kütle miktarlarının birbirine eşit olduğu açık sistemlerde ekserjinin denklemi;

$$\sum_i m_i h_i - \sum_i T_0 s_i - \sum_j m_j h_j + \sum_j T_0 s_j + \sum Q_k - T_0 \sum \frac{Q_k}{T_k} - W = E_{kayıp} \quad (2.33)$$

Bir sistemin ikinci yasa verimi kazanılan ekserjinin harcanan ekserjiye oranı olup denklemi;

$$\eta_{ekver} = \frac{\text{Elde edilen ekserji}}{\text{Harcanan ekserji}} \quad (2.34)$$

Özgül iş birim kütleden elde edilen iştir.

$$Ozgul\ iş = \frac{W_{net}}{m_{eg}} \quad (2.35)$$

Bir sistemin ölü halde olması, çevresi ile termodinamik dengede olduğunu gösterir. Ölü haldeki bir sistem, çevre sıcaklığı ve basıncı ile aynıdır, çevresine göre Kinetik ve potansiyel enerjiye sahip değildir ve çevresi ile tepkimeye girmez. Böylece bir sistem, belirli bir başlangıç halinden, çevresinin haline, yani ölü hale geçtiği bir tersinir hal değişimi geçirdiğinde, o sistemden en çok iş elde edileceği neticesine varılır. Bu, belirli bir haldeki sistemin faydalı iş potansiyelini temsil eder ve buna da ekserji denir. Ekserji, bir iş üreten sistemin, asıl olarak tesise verdiği iş miktarı değildir. Herhangi bir termodinamik kanununa karşı gelmeden, bir sistemin verebileceği işin ölçüsündeki üst sınırı temsil eder. Belirli bir haldeki sistemin ekserjisi, sistemin özelliklerine bağlı olduğu gibi çevrenin (ölü hal) şartlarına da bağlıdır. Bundan dolayı, ekserji yalnızca sistemin değil sistem-çevre birleşiminin bir özeliğidir. Çevreyi değiştirmek ekserjiyi arttırmanın bir başka yoludur fakat asla kolay bir yol değildir (Çengel ve Boles, 2012).

Fiziksel ekserji, düzenli olmayan enerji biçimlerinden ekserjinin harcanmasında birinci öge fiziksel ekserjidir. Madde akışı, çevre ile yalnızca ısı etkileşimde olan fiziksel işlemler ile başlangıç hallerinden P_0 ve T_0 diye belirlenen çevre haline getirildiğinde elde edilebilen en yüksek iş oranı fiziksel ekserji olarak adlandırılmaktadır (Çengel ve Boles, 2012).

İç tersinmezlikleri dışlayabilmek gibi, madde akışının tersinir muamelere maruz kaldığı bir kontrol hacminde giriş halinin P_1 basıncı ve T_1 sıcaklığı; çıkış halinin ise çevre haline denk gelen P_0 basıncı ve T_0 sıcaklığı olması halinde, birim kütle başına geçen ısı miktarı:

$$(q_o)_{ter} = T_0(s_0 - s_1) \quad (2.36)$$

Eşitliği ile hesaplanmaktadır. Kontrol bölgesinde kararlı akış için enerji denklemi de:

$$(q_o)_{ter} = - (W)_{ter} = T_0(h_e - h_1) \quad (2.37)$$

eşitliği ile bulunur.

Fiziksel işlemlerin çözümlemelerinde çoğu kez olayın iki farklı hali için fiziksel ekserji farkı hesaplanır.

$$\varepsilon_{Fiz1} - \varepsilon_{Fiz2} = (h_1 - h_2) - T_0(s_2 - s_1) \quad (2.38)$$

$$\bar{S}(T_2, P_2) - \bar{S}(T_1, P_1) = \int_1^2 \frac{\bar{c}_{P_0}(T)}{T} dT - \bar{R} \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (2.39)$$

$$\bar{S}(T_2, v_2) - \bar{S}(T_1, v_1) = \int_1^2 \frac{\bar{c}_{v_0}(T)}{T} dT - \bar{R} \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (2.40)$$

Tersinir bir süreç sonunda ideal gaz karışımlarında fiziksel ekserji molar şeklinde saf ve karışım haldeki maddelerde,

$$e_{Fiz} = (\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0.(s - s_0) = \int_{T_0}^T \bar{c}_{p_0}(T) dT - T_0. \left(\int_{T_0}^T \frac{c_{P_0}(T)}{T} dT - \frac{\bar{R} \ln p_i}{p_0} \right) \quad (2.41)$$

$$e_{Fiz} = (\bar{h} - \bar{h}_0)_{kar} - T_0.(s - s_0)_{kar} = \sum_i X_i \left(\int_{T_0}^T \bar{c}_{p_{oi}}(T) dT - \left(\int_{T_0}^T \frac{c_{P_{oi}}(T)}{T} dT - \bar{R} \ln p_i / p_0 \right) \right) \quad (2.42)$$

Kimyevi ekserji referans halindeki (T_0, P_0) bir maddenin çevresi ile kimyevi bileşim yönünden denge haline gelmesi esnasında elde edilmesi mümkün olan en büyük faydalı iştir (Dinçer ve Rosen, 2015).

Kimyasal ekserji, Fiziksel ekserji belirlenirken kinetik ve potansiyel ekserjileri sıfır olarak tanımlanmıştır. Fiziksel ekserjide görülen son hal akış halinde olan maddenin kimyevi ekserjisini belirleyecek olan tersinir süreçler için ise başlangıçtaki durumudur. Son durumda ise tanımda da belirtildiği üzere çevre ile sınırlandırılmamış olan ölü hal durumuna indirgenen haldir. Kimyasal ekserjiye; ele alınmış olan maddenin yalnızca çevre ile madde alışverişi ve ısı transferi içeren süreçler ile çevre durumundan ölü hale geldiği vakit elde edilebilecek en yüksek iş miktarına denir (Çengel ve Boles, 2012).

Termodinamik çevre, termodinamik işlem esnasında çevre ve sistem arasında madde ve ısı alışverişi gerçekleştiği zaman çevre içerisindeki kaynak maddelerinin veya çevre de sıfırdan farklı kimyasal bileşenler kararlı olmayan halinin (T_0, P_0) değişmediği büyük bir denge sistemi şeklinde ele alınır. Referans maddeler arasında kimyevi reaksiyonlar gerçekleşmediğinden dolayı sadece tam bir termodinamik denge mevcudiyetinden bahsedilir ve çevrenin toplam ekserjisi sıfırdır. Çevrenin verili sıcaklık ve basıncı ve çevre içinde bulunan kimyevi elementlerin verili ölçüleri için, çevreyi meydana getiren kimyevi bileşenlerin kimyevi dengesi hesabı yapılabilir (Çengel ve Boles, 2012).

Ekserji kuramsal yönden uygun bir çevre için değil, tabii çevrenin dikkate alınan şartları için bir çevrimden çıkan iş potansiyelini temsil etmektedir (Çengel ve Boles, 2012). Kimyevi

ekserji referans halindeki (T_0, H_0) maddenin kimyevi yapısı yönünden termodinamik denge hal durumuna gelirken elde edilebilecek olan en büyük faydalı iş olup,

$$\bar{e}_{kim,kar} = \sum_i x_i \cdot \bar{e}_{kim,i} + \bar{R} \cdot T_0 \sum_i x_i \cdot \ln x_i \quad (2.43)$$

Toplam ekserjisi şöyle yazılabilir.

$$\bar{E} = \bar{E}_{Fiz} + \bar{E}_{kim} \quad (2.44)$$

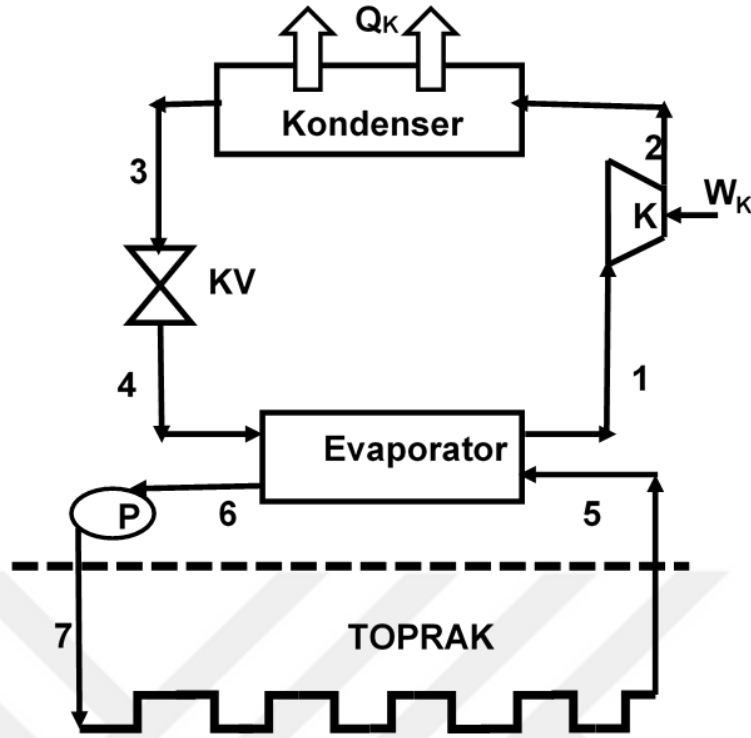
Açık sistemler için ekserji denklemi

$$\sum_i \dot{m}_i h_i - \sum_i \dot{T}_0 S_i - \sum_j \dot{m}_j h_j + \sum_j \dot{T}_0 h_j + \sum_i \dot{Q}_k - \sum_i \dot{Q}_k \frac{T_0}{T_k} - \dot{W} = \dot{E}_{KAYIP} \quad (2.45)$$

Sistemde 2. yasa verimi elde edilen ekserjinin verilen ekserjiye oranı olup,

$$\dot{E}_{KAYIP} = T_0 \left[\sum_j \dot{S}_j - \sum_i \dot{S}_i - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \right] \quad (2.46)$$

$$\eta_{ekver} = \frac{\text{Elde edilen ekserji}}{\text{Beslenen ekserji}} \quad (2.47)$$



Şekil 9: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Şematik Gösterimi

Şekil 9’da analizi yapılan toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin şematik gösterimi verilmiştir. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminde topraktan çekilen ısı evaporatörde ısısını bırakıp soğuyarak pompaya gelir burada yer altındaki boruya pompalanarak akışkanın devridaimi sağlanır. Evaporatörde ısınan iş akışkanı buharlaşarak kompresöre sıkıştırılarak yüksek basınca çıkarılır. Buradan iş akışkanı kondenserde ısısını mekânın ısıtılması için bırakıp yoğunlaşır. Buradan soğumuş ve sıvılaşmış olarak çıkan iş akışkanı kısılma vanasına gelir ve burada kısılarak yani basıncı düşürülerek genişletilir. Buradan evaporatörde buharlaştırılır ve soğuyan iş akışkanı ısı çekerek buradan kompresöre gelir. Kompresör için kütle ve enerji dengesi ile entropi denklemi, ekserji kaybı ve ekserji verimi denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.48)$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_K = \dot{m}_2 h_2 \quad (2.49)$$

$$\dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_2 s_2 + \dot{S}_{gen,K} = 0 \quad (2.50)$$

$$S_{\text{üret}} = \dot{m} s_2 - \dot{m} s_1 = \dot{m} (s_2 - s_1) \quad (2.51)$$

$$E_{k,kaybı} = E_g - E_{\dot{c}} = W_k + E_{x1} - E_{x2} \quad (2.52)$$

$$E_{k,kaybı} = mT_0(s_2 - s_1) \quad (2.53)$$

$$E_{k,kaybı} = m(h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)) \quad (2.54)$$

$$\eta_{k,ex} = \frac{W_{rov}}{W_{in}} = 1 - \frac{E_{xyık}}{W_g} \quad (2.55)$$

$$\eta_{k,iz} = \frac{W_{iz}}{W_g} = \frac{m(h_2 - h_1)}{m(h_2 - h_1)} \quad (2.56)$$

Kondanser için kütle ve enerji dengesi ile entropi denklemi, ekserji kaybı ve ekserji verimi denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (2.57)$$

$$\dot{m}_2 h_2 = \dot{Q}_{Kn} + \dot{m}_3 h_3 \quad (2.58)$$

$$\dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_3 s_3 + \dot{S}_{gen,Kn} = 0 \quad (2.59)$$

$$S_{\dot{u}ret} = \frac{Q_H}{T_H} + \dot{m} s_3 - \dot{m} s_2 \quad (2.60)$$

$$E_{Kn,ex,yık} = [\dot{m}(h_2 - h_3 - T_0(s_2 - s_3))] - [-Q_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)] \quad (2.61)$$

$$\eta_{ex,kon} = \frac{Q_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)}{\dot{m}[(h_2 - h_3 - T_0(s_2 - s_3))]} \quad (2.62)$$

Evaporatör için kütle ve enerji dengesi ile entropi denklemi, ekserji kaybı ve ekserji verimi denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 \quad (2.63)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (2.64)$$

$$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{Q}_E \quad (2.65)$$

$$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_6 h_6 + \dot{Q}_E \quad (2.66)$$

$$\dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_4 s_4 + \dot{S}_{gen,Eva} = 0 \quad (2.67)$$

$$\dot{m}_5 s_5 - \dot{m}_6 s_6 + \dot{S}_{gen,Evp} = 0 \quad (2.68)$$

$$S_{üret} = S_g - S_{ç} = m \left(s_1 - s_4 - \frac{q_L}{T_L} \right) \quad (2.69)$$

$$S_{üret} = m_{su}(s_5 - s_6) - m_k(s_1 - s_4) \quad (2.70)$$

$$E_{ex,yık} = m[(h_1 - h_4 - T_0(s_1 - s_4))] - [-Q_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L} \right)] \quad (2.71)$$

$$\eta_{ex,evap} = \frac{E_{XQL}}{E_{x1} - E_{x4}} = \frac{-Q_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L} \right)}{m[(h_1 - h_4 - T_0(s_1 - s_4))]} \quad (2.72)$$

Kısılma vanası için kütle ve enerji dengesi ile entropi denklemi, ekserji kaybı ve ekserji verimi denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (2.73)$$

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 \quad (2.74)$$

$$\dot{m}_4 s_4 - \dot{m}_3 s_3 + \dot{S}_{gen,KV} = 0 \quad (2.75)$$

$$S_{\text{üret}} = m(s_4 - s_3) \quad (2.76)$$

$$E_{\text{ex,yık}} = T_0 S_{\text{üret}} = m T_0 (s_4 - s_3) \quad (2.77)$$

$$E_{\text{ex,yık}} = E_g - E_{\text{ç}} \quad (2.78)$$

$$\eta_{\text{ex,kv}} = 1 - \frac{E_{\text{xyık}}}{E_{x4} - E_{x3}} \quad (2.79)$$

Pompa için kütle ve enerji dengesi ile entropi denklemi, ekserji kaybı ve ekserji verimi denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (2.80)$$

$$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_6 h_6 + \dot{W}_P \quad (2.81)$$

$$\dot{m}_7 s_7 - \dot{m}_6 s_6 + \dot{S}_{\text{gen,P}} = 0 \quad (2.82)$$

$$S_{\text{üret}} = m(s_7 - s_6) \quad (2.83)$$

$$E_{\text{ex,yık}} = E_g - E_{\text{ç}} \quad (2.84)$$

$$\eta_{\text{ex,P}} = 1 - \frac{E_{\text{xyık}}}{E_{x7} - E_{x6}} \quad (2.85)$$

Tablo 1 ve Tablo 2’de ısı pompası çevrim cihazların kütle dengesi, enerji Dengesi ve entropi üretimi ile entropi dengesi, ekserji kaybı ve ekserji verimi formülleri Tablo şeklinde verilmiştir.

Tablo 1: Isı Pompası Çevrim Cihazlarının Kütle Dengesi, Enerji Dengesi ve Entropi Üretimi

Cihaz	Kütle Dengesi	Enerji Dengesi	Entropi Üretimi
Kompresör	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_K = \dot{m}_2 h_2$	$\dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_2 s_2 + \dot{S}_{gen,K} = 0$
Kondanser	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$	$\dot{m}_2 h_2 = \dot{Q}_{Kn} + \dot{m}_3 h_3$	$\dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_3 s_3 + \dot{S}_{gen,Kn} = 0$
Kısılma Vanası	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$	$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4$	$\dot{m}_4 s_4 - \dot{m}_3 s_3 + \dot{S}_{gen,KV} = 0$
Evaporator	$\dot{m}_4 = \dot{m}_1$ $\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{Q}_E$ $\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_6 h_6 + \dot{Q}_E$	$\dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_4 s_4 + \dot{S}_{gen,Eva} = 0$ $\dot{m}_5 s_5 - \dot{m}_6 s_6 + \dot{S}_{gen,Evp} = 0$
Pompa	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$	$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_6 h_6 + \dot{W}_P$	$\dot{m}_7 s_7 - \dot{m}_6 s_6 + \dot{S}_{gen,P} = 0$

Tablo 2: Isı Pompası Çevrim Cihazlarının Entropi Denklemi, Ekserji Kaybı ve Ekserji Verimi

Cihaz	Entropi Dengesi	Ekserji Kaybı	Ekserji Verimi
Kompresör	$\dot{S}_{üret} = \dot{m}s_2 - \dot{m}s_1$ $= \dot{m}(s_2 - s_1)$	$E_{k,kayıbı} = E_g - E_{ç}$ $E_{ç} = \dot{W}_k + E_{x1} - E_{x2}$ $E_{k,kayıbı} = \dot{m}T_0(s_2 - s_1)$ $E_{k,kayıbı} = \dot{m}(h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1))$	$\eta_{k,ex} = \frac{\dot{W}_{rov}}{\dot{W}_{in}} = 1 - \frac{E_{xyık}}{\dot{W}_g}$ $\eta_{k,iz} = \frac{\dot{W}_{iz}}{\dot{W}_g}$ $= \frac{\dot{m}(h_2 - h_1)}{\dot{m}(h_2 - h_1)}$
Evaporatör	$\dot{S}_{üret} = \dot{S}_g - \dot{S}_{ç}$ $\dot{S}_{ç} = \dot{m}(s_2 - s_1 - \frac{q_L}{T_L})$	$E_{ex,yık} = \dot{m}[(h_1 - h_4 - T_0(s_1 - s_4)) - [-Q_L(1 - \frac{T_0}{T_L})]]$	$\eta_{ex,evap} = \frac{E_{xQL}}{E_{x1} - E_{x4} - Q_L(1 - \frac{T_0}{T_L})}$ $= \frac{\dot{m}[(h_1 - h_4 - T_0(s_1 - s_4))]}{\dot{m}[(h_1 - h_4 - T_0(s_1 - s_4))]}$
Kondanser	$\dot{S}_{üret} = \frac{\dot{Q}_H}{T_H} + \dot{m}s_3 - \dot{m}s_2$	$E_{ex,yık} = [\dot{m}(h_2 - h_3 - T_0(s_2 - s_3)) - [-Q_H(1 - \frac{T_0}{T_H})]]$	$\eta_{ex,kon} = \frac{Q_H(1 - \frac{T_0}{T_H})}{\dot{m}[(h_2 - h_3 - T_0(s_2 - s_3))]}$
Kısılma Vanası	$\dot{S}_{üret} = \dot{m}(s_4 - s_3)$	$E_{ex,yık} = T_0 \dot{S}_{üret} = \dot{m}T_0(s_4 - s_3)$ $E_{ex,yık} = E_g - E_{ç}$	$\eta_{ex,kv} = 1 - \frac{E_{xyık}}{E_{ex4} - E_{ex3}}$
Pompa	$\dot{S}_{üret} = \dot{m}(s_7 - s_6)$	$E_{ex,yık} = E_g - E_{ç}$	$\eta_{ex,P} = 1 - \frac{E_{exyık}}{E_{ex7} - E_{ex6}}$

2.2. TERMOEKONOMİK ANALİZ

Bu metottaki amaç termal sistemdeki bütün elemanlar için ekserji verimi ile elemanlar ekserjisi ile ilişkili yatırım maliyeti ve çevrimin işletilmesinde gereken yakıt gibi ekserjetik maliyetlerin bir amaç fonksiyonu şekline birleştirilip, bu amaç fonksiyonundan elektrik ve ısı gücü optimumunu sağlayacak sistemin değişkenleri heabıdır.

$$\dot{C}_T = \dot{Z}_K + \dot{Z}_{YO} + \dot{Z}_T + \dot{Z}_{AIGK} + c_Y \dot{E}_Y - c_{el} \dot{W} - c_Q \dot{E}_Q \quad (2.86)$$

Burada amaç fonksiyonunu, ilk dört terimi yatırımın maliyetler kısmıyla ilgilidir. Çevrimden umulan kapasiteler için verilen amaç fonksiyonunun optimum yapan değerler çevrim parametreleri elde edilerek optimizasyon yapılır. Bu şekilde yatırımı sözkonusu olan çevrimin termodinamik ve ekonomik şartlar için en uygun seçim yapılmaya çalışılır (Bejan vd., 1996).

Bu yöntemde ana ürün için maliyet dört adımda bulunacaktır.

- 1) Toplam yatırımın maliyeti hesabı ve öngörülmesi
- 2) Maliyetin daha kesin hesapları için ekonomik, finansal, çalışma ve pazar için girdi parametreleri hesabı
- 3) Gerekli olan toplam gelirin hesabı
- 4) Ürün maliyetinin şimdiki verilerle hesabı

Toplam yatırım maliyeti bir kez yapılp bu maliyet yakıt ve bakım maliyetlerinden değişiktir.

$$C_{fiyatı} = C_{ref} \cdot ((\dot{W} + \dot{E}_Q)/(\dot{W} + \dot{E}_Q)_{ref})^a \quad (2.87)$$

$$C_{cihazref..2008} = C_{cihazref.1994} \left[\frac{2024 \text{ CEPCI EKIPMAN EN.}}{1994 \text{ CEPCI EKIPMAN EN.}} \right] \quad (2.88)$$

Diğer ekipmanlar içinde fiyatlar Bejan vd., (1996) CEPCI Ekipman endeksinden bulunarak 2024 maliyetlerine getirilir. Tesislerin termoeconomik modeli yapılırken aşağıdaki adımlar izlenir.

- 1) Sistemin ürettiği her bir ürün için ayrı ayrı maliyet hesabı
- 2) Sistemin maliyet meydana geliş süreci ile sistem içindeki akış hatlarının maliyet hesabı
- 3) Tek tek her bir cihazın değişkenlerinin ve maliyetlerinin optimum değerlerinin hesabı

4) Bütün çevrimin optimum değerlerinin bulunması

Maliyetler her yıl farklı oranlarda değiştiğinden bütün maliyetlerin bugüne getirilmesi metodu (Cost Levelization Approach) kullanılacaktır (Peters vd., 2003).

Detaylı maliyet hesabında ekonomik, finansal, çalışma ve pazar girdilerinin parametrelerinin bulunması aşamalarında mühendislik ekonomisindeki ilkeler kullanılır ve detaylı maliyet hesabı şöyle yapılır (Peters vd., 2003).

$$F = P(1 + i)^n \quad (2.89)$$

Gelecek seneler için ödenmesi gereken para için bugünün değeri, i_{eff} . Effektif faiz oranı olup,

$$i_{eff.} = (1 + i/p)^p - 1 \quad (2.90)$$

Taksit sayısı hesabında, n sene sayısı, p sene içindeki taksitlerin sayıları olup hesabı şöyle yapılır.

$$P = F/(1 + i_{eff.})^n \quad (2.91)$$

Sermayenin geri kazanımı faktörü de CRF, A senelik taksitler olup şöyledir.

$$CRF = A/P = i_{eff.}(1 + i_{eff.})^n / ((1 + i_{eff.})^n - 1) \quad (2.92)$$

Ödemeler vadenin sonunda değilse, vadenin başlangıcında ise, şu şekilde hesaplanmaktadır.

$$CRF = A/P = i_{eff.}(1 + i_{eff.})^{n-1} / ((1 + i_{eff.})^n - 1) \quad (2.93)$$

Enflasyon ile maliyetlerdeki artışın her yıl aynı olmaması durumundan dolayı düzeltme katsayısı ile şimdiki durum için uyumlu hale getirilir. Bunu da sabit artış düzeltme faktörünü hesaba katarak sağlamış oluruz (CELF).

$$CELF = \frac{A}{P_0} = \frac{k(1-k^n)CRF}{1-k} \quad (2.94)$$

$$k = \frac{1+r_n}{1+i_{eff.}} \quad (2.95)$$

Buradaki r_n nominal artıştaki orandır (Peters ve diğ., 2003). Ayrıca bunun hesabının da $(0,10)(0,50)+(0,117)(0,15)+(0,15)(0,35)=0,12$ (%12) oranı ile yapılması lazım geldiği görölmektedir (Bejan vd., 1996).

şekil 10’da analizi yapılan toprak kaynaklı ısı pompası ve soğutma sistemlerinde kullanılabilircek iş akışkanlarının çalışma aralıkları ve performansları ASHRAE, (2001) kaynağından alınmış ve gösterilmiştir.

Table 7 Comparative Refrigerant Performance per Kilowatt of Refrigeration

No.	Refrigerant Chemical Name or Composition (% by mass)	Evaporator Pressure, MPa	Condenser Pressure, MPa	Com- pression Ratio	Net Refriger- ating Effect, kJ/kg	Refriger- ant Circu- lated, g/s	Liquid Circu- lated, L/s	Specific Volume of Suction Gas, m ³ /kg	Com- pressor Displace- ment, L/s	Power Consump- tion, kW	Coeffi- cient of Perform- ance	Comp. Dis- charge Temp., K
170	Ethane	1.623	4.637	2.86	162.44	6.16	0.0232	0.0335	0.206	0.364	2.74	324
744	Carbon dioxide	2.291	7.208	3.15	134.24	7.45	0.0123	0.0087	0.065	0.338	2.96	343
13B1	Bromotrifluoromethane	0.536	1.821	3.39	66.14	15.12	0.0101	0.0237	0.358	0.274	3.65	313
1270	Propylene	0.362	1.304	3.60	286.48	3.49	0.0070	0.1285	0.449	0.221	4.54	375
290	Propane	0.291	1.077	3.71	279.88	3.57	0.0074	0.1542	0.551	0.211	4.74	320
502	R-22/115 (48.8/51.2)	0.349	1.319	3.78	104.39	9.58	0.0080	0.0500	0.479	0.226	4.43	310
507A	R-125/143a (50/50)	0.381	1.465	3.84	109.98	9.09	0.0089	0.0506	0.461	0.239	4.18	308
404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	0.367	1.426	3.88	113.93	8.78	0.0086	0.0534	0.470	0.237	4.21	309
410A	R-32/125 (50/50)	0.481	1.88	3.91	167.68	5.96	0.0058	0.0542	0.318	0.227	4.41	324
125	Pentafluoroethane	0.400	1.570	3.93	87.76	11.39	0.0098	0.0394	0.449	0.272	3.68	315
22	Chlorodifluoromethane	0.296	1.190	4.02	163.79	6.09	0.0052	0.0785	0.478	0.215	4.65	327
12	Dichlorodifluoromethane	0.183	0.745	4.07	116.58	8.58	0.0066	0.0914	0.784	0.213	4.69	311
500	R-12/152a (73.8/26.2)	0.214	0.879	4.11	140.95	7.09	0.0062	0.0938	0.665	0.213	4.69	314
407C	R-32/125/134a (23/25/52)	0.290	1.264	4.36	162.28	6.16	0.0055	0.0796	0.492	0.222	4.51	320
600a	Isobutane	0.089	0.407	4.60	262.84	3.80	0.0070	0.4029	1.533	0.220	4.55	318
134a	Tetrafluoroethane	0.164	0.770	4.69	149.95	6.66	0.0056	0.1223	0.814	0.217	4.60	309
124	Chlorotetrafluoroethane	0.090	0.440	4.89	118.49	8.44	0.0063	0.1705	1.439	0.224	4.47	305
717	Ammonia	0.236	1.164	4.94	1102.23	0.91	0.0015	0.5106	0.463	0.207	4.84	371
600	Butane	0.056	0.283	5.05	292.01	3.42	0.0060	0.6641	2.274	0.214	4.68	318
114	Dichlorotetrafluoroethane *	0.047	0.252	5.41	99.19	10.08	0.0070	0.2700	2.722	0.225	4.44	303
11	Trichlorofluoromethane	0.020	0.126	6.24	156.22	6.40	0.0044	0.7641	4.891	0.196	5.09	313
123	Dichlorotrifluoroethane	0.016	0.110	7.06	142.76	7.00	0.0048	0.8953	6.259	0.205	4.86	305
113	Trichlorotrifluoroethane *	0.007	0.054	7.84	127.34	7.85	0.0051	1.6793	13.187	0.205	4.88	303

Notes: Data based on 258 K evaporation, 303 K condensation, 0 K subcool, and 0 K superheat.

* Saturated suction except R-113 and R-114. Enough superheat was added to give saturated discharge.

Table 8 Comparative Refrigerant Performance per Kilowatt at Various Evaporating and Condensing Temperatures

No.	Refrigerant Chemical Name or Composition (% by mass)	Suction Temp., K	Evaporator Pressure, MPa	Condenser Pressure, MPa	Com- pression Ratio	Net Refriger- ating Effect, kJ/kg	Refriger- ant Circu- lated, g/s	Specific Volume of Suction Gas, m ³ /kg	Com- pressor Displace- ment, L/s	Power Consump- tion, kW
A. 183 K Saturated Evaporating, 0 K Suction Superheat, 233 K Saturated Condensing										
1150	Ethylene	183	0.211	1.446	6.84	330.40	3.03	0.2422	0.733	0.373
170	Ethane	183	0.093	0.774	8.31	364.21	2.75	0.5257	1.443	0.347
13	Chlorotrifluoromethane	183	0.062	0.607	9.72	106.49	9.39	0.2263	2.125	0.358
23	Trifluoromethane	183	0.062	0.706	11.41	184.56	5.42	0.3438	1.863	0.372
508A	R-23/116 (39/61)	183	0.087	0.843	9.69	102.63	9.74	0.167	1.635	0.369
508B	R-23/116 (46/54)	183	0.086	0.847	9.85	110.49	9.05	0.179	1.620	0.368
B. 200 K Saturated Evaporating, 0 K Suction Superheat, 238 K Saturated Condensing										
170	Ethane	200	0.212	0.909	4.29	503.14	1.99	0.2396	0.476	0.168
23	Trifluoromethane	200	0.165	0.847	5.13	185.66	5.39	0.1373	0.740	0.242
13	Chlorotrifluoromethane	200	0.156	0.719	4.61	108.17	9.24	0.0961	0.888	0.237
125	Pentafluoroethane	200	0.026	0.186	7.06	132.08	7.57	0.5182	3.923	0.226
22	Chlorodifluoromethane	200	0.017	0.132	7.87	211.70	4.72	1.1347	5.360	0.221
508A	R-23/116 (39/61)	200	0.214	1.017	4.75	103.00	9.71	0.0716	0.697	0.251
508B	R-23/116 (46/54)	200	0.213	1.023	4.80	110.56	9.05	0.0757	0.686	0.249
C. 213 K Saturated Evaporating, 0 K Suction Superheat, 258 K Saturated Condensing										
1150	Ethylene	213	0.755	2.859	3.79	272.31	3.67	0.0729	0.268	0.314
170	Ethane	213	0.377	1.623	4.31	322.65	3.10	0.1430	0.443	0.279
23	Trifluoromethane	213	0.311	1.628	5.23	162.02	6.17	0.0756	0.467	0.296
13	Chlorotrifluoromethane	213	0.282	1.325	4.70	91.63	10.91	0.0549	0.600	0.293
125	Pentafluoroethane	213	0.056	0.404	7.20	117.76	8.49	0.2561	2.175	0.271
290	Propane	213	0.042	0.291	6.91	342.79	2.92	0.9343	2.726	0.254
22	Chlorodifluoromethane	213	0.037	0.296	7.90	195.80	5.11	0.5364	2.740	0.253
717	Ammonia	213	0.022	0.234	10.83	1242.9	0.81	4.7738	3.822	0.265
12	Dichlorodifluoromethane	213	0.023	0.183	8.09	138.57	7.22	0.6396	4.615	0.248
134a	Tetrafluoroethane	213	0.016	0.163	10.36	181.3	5.52	1.0904	6.012	0.251
410A	R-32/125 (50/50)	213	0.065	0.481	7.40	215.99	4.63	0.364	1.691	0.255
407C	R-32/125/134a (23/25/52)	213	0.034	0.300	8.82	202.07	4.95	0.608	3.017	0.255

Şekil 10: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı pompası ve Soğutma Sistemlerinde Kullanılabilecek İş Akışkanlarının Çalışma Aralıkları ve Performansları (ASHRAE, 2001)

ÜÇÜNCÜ BÖLÜM

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Referans maddeler arasında kimyasal reaksiyonlar gerçekleşmediğinden dolayı burada termodinamik dengenin mevcudiyetinden bahsedilir, ayrıca çevre toplam ekserjileri sıfır alınır. Çevre için verili sıcaklık ve basıncı ve çevrenin içinde bulunan kimyasal elementlerin verilmiş ölçüleri için, çevreyi meydana getiren kimyasal bileşenlerinde kimyasal dengesi bulunabilir. Ekserji, kuramsal yönden uyan özelliklerdeki çevreler için olmayıp, tabii çevrenin dikkate alınan şartları için bir sistemden çıkan iş potansiyelini temsil etmektedir (Çengel ve Boles, 2012).

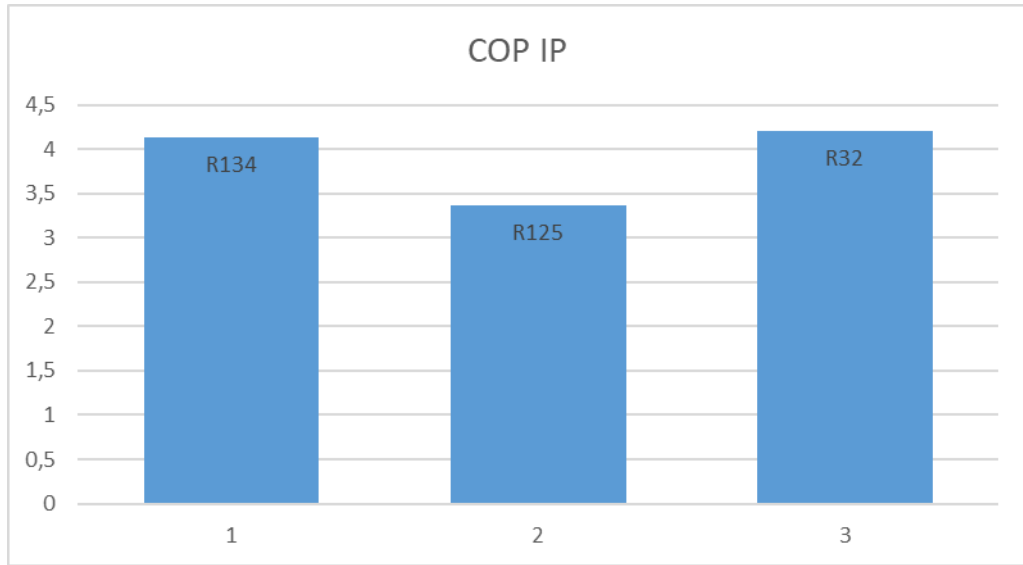
Referans hal olarak normal şartlar (25°C , 100 kPa) seçilir. Böylece su için $h_0=104.92\text{ kJ/kg}$ ve $s_0=0.3672\text{ kJ/kgK}$ alınmıştır. Hesaplar sonucu elde edilen her bir akış hattına ait basınç, sıcaklık, kütle debisi, entalpi, entropi, enerji ve ekserji değerlerinin bir kısmı burada bir kısmı da kısmında tablolar halinde verilmiştir. Her bir durumun enerji dengesine bakılarak hesapların doğru olup olmadığı kontrol edilmiş ve tablolarda verilmiştir.

3.1. EKSERJETİK BULGULAR VE TARTIŞMA

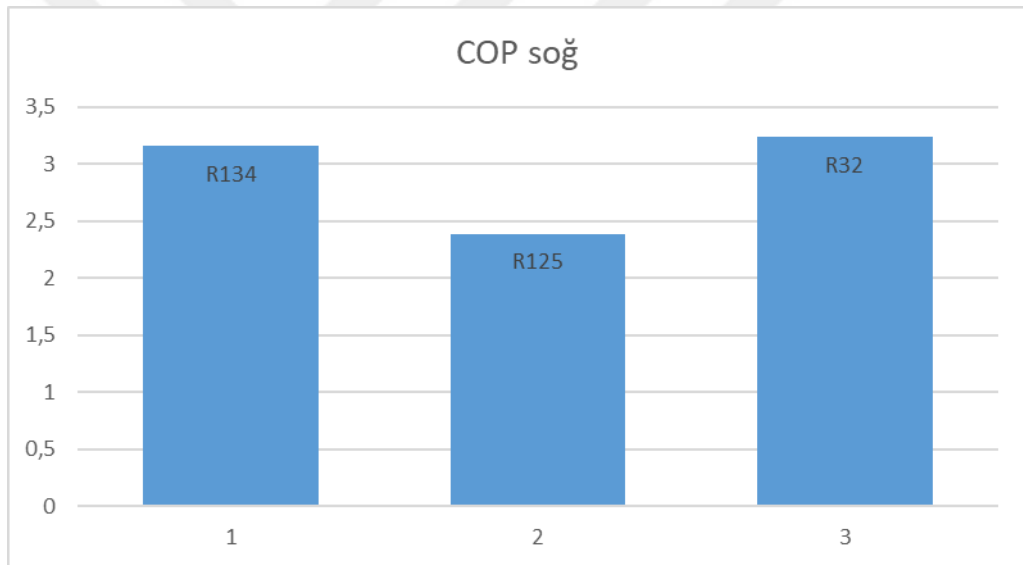
Analizi yapılan toprak kaynaklı ısı pompası ve soğutma sisteminin kompresörünün COP (Soğutma Tesir Katsayısı- STK) değerleri, kompresör işi (W_k), kondenserde atılan ısı enerjisi (Q_k), ekserji verimi, ekserji kayıpları ve diğer özellikler hesaplanmıştır. Apayrı bir alan olan soğuk enerjiden güç elde edilmesi konusuna girilmemiştir.

Şekil 11’de analizi yapılan toprak kaynaklı ısı pompasının R32, R125 ve R134 iş akışkanları için yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen COP (STK) değerleri verilmiştir. Burada görüldüğü gibi verilen her kW elektrik enerjisi karşılığında iş akışkanlarından R134 için 4.1 kat, R125 için 3.4 kat ve R32 için 4.25 kat ısı enerjisi elde edilmektedir. Burada en iyi performansı R32 iş akışkanı göstermekte olup, R134 ikinci sırada ve R125 üçüncü sırada gelmektedir. Bu bulgular literatür ile uyumludur.

Şekil 12’de analizi yapılan toprak kaynaklı ısı pompasının R32, R125 ve R134 iş akışkanları için yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen COP Soğ (STK) değerleri verilmiştir. Burada görüldüğü gibi verilen her kW elektrik enerjisi karşılığında iş akışkanlarından R134 için 3.1 kat, R125 için 2.4 kat ve R32 için 3.25 kat ısı enerjisi çekilerek soğutma elde edilmektedir. Burada da en iyi performansı R32 iş akışkanı göstermekte olup, R134 ikinci sırada ve R125 üçüncü sırada gelmektedir. Bu bulgular literatür ile uyumludur.

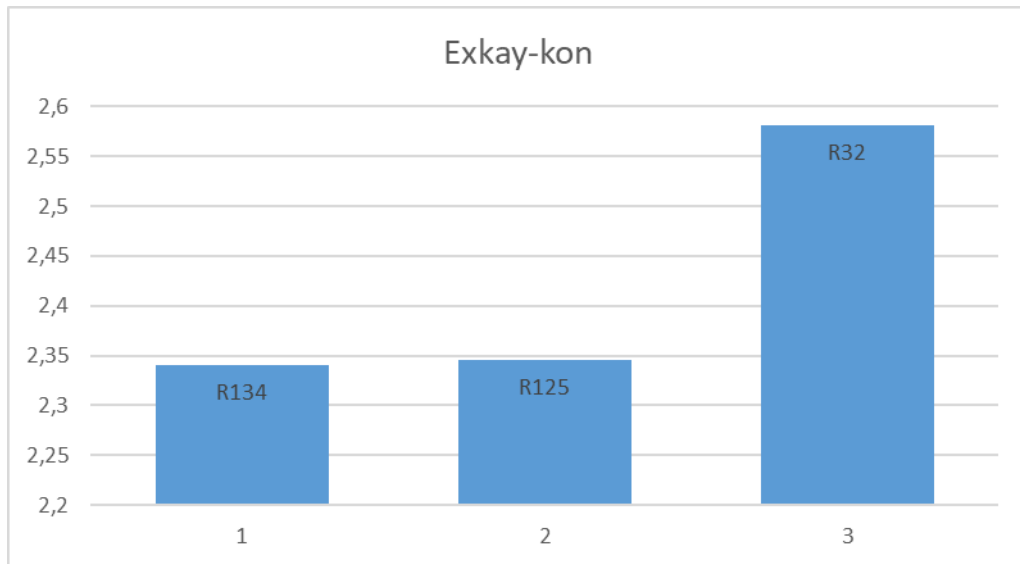


Şekil 11: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompasının R32, R125 ve R134 İş Akışkanları İçin Yapılan Hesaplamalar Sonucu Elde Edilen COP IP (STK IP) Değerleri

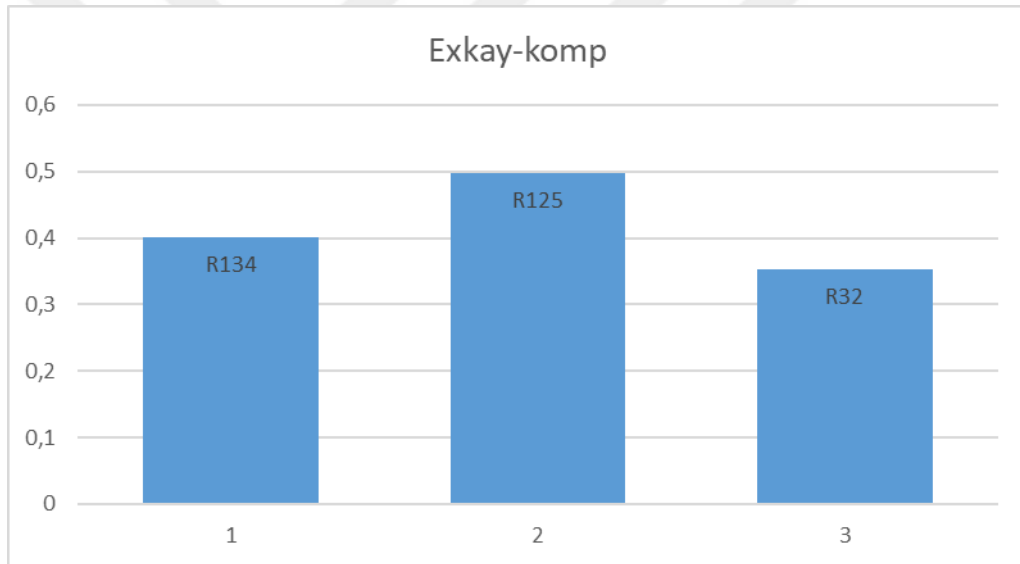


Şekil 12: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompasının R32, R125 ve R134 İş Akışkanları İçin Yapılan Hesaplamalar Sonucu Elde Edilen COP Soğ (STK) Değerleri

Şekil 13'te analizi yapılan toprak kaynaklı ısı pompasının R32, R125 ve R134 iş akışkanları için yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen kondanser ekserji kaybı değerleri verilmiştir. Burada görüldüğü gibi verilen ekserjinin kondanserden alınan ekserjiye farkı ekserji kaybını oluşturmakta olup ekserji kaybı daha önce de bahsedildiği gibi kullanılabilir enerji demektir. Kondanserde en çok ekserji kaybı 2.58 kW ile R32 iş akışkanı için ortaya çıkmaktadır. İkinci sırada 2.34 kW ile R125 ve 2.33 kW ile R134 iş akışkanları gelmektedir.

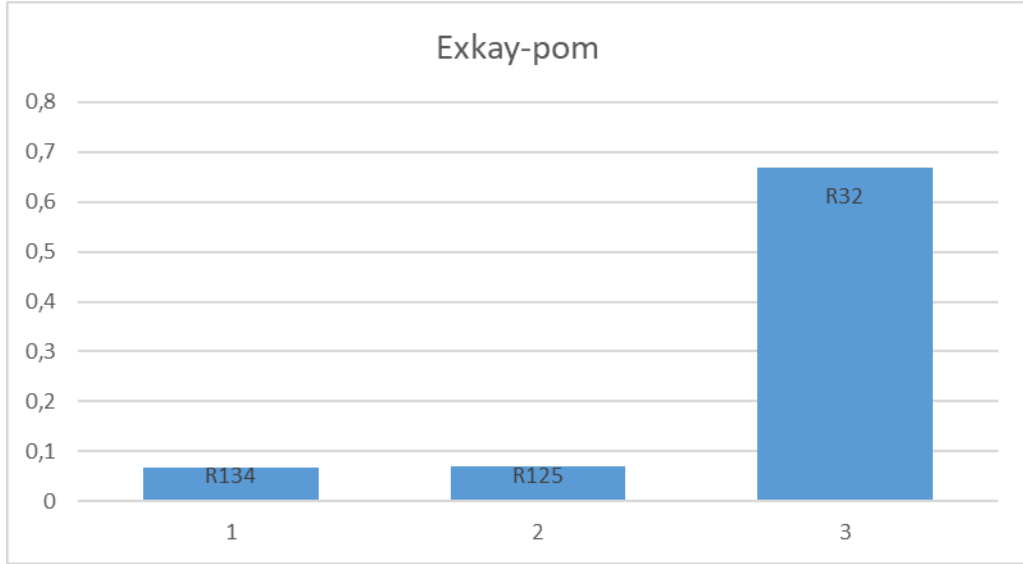


Şekil 13: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompasının R32, R125 ve R134 İş Akışkanları İçin Yapılan Hesaplamalar Sonucu Elde Edilen Kondanser Ekserji Kaybı Değerleri

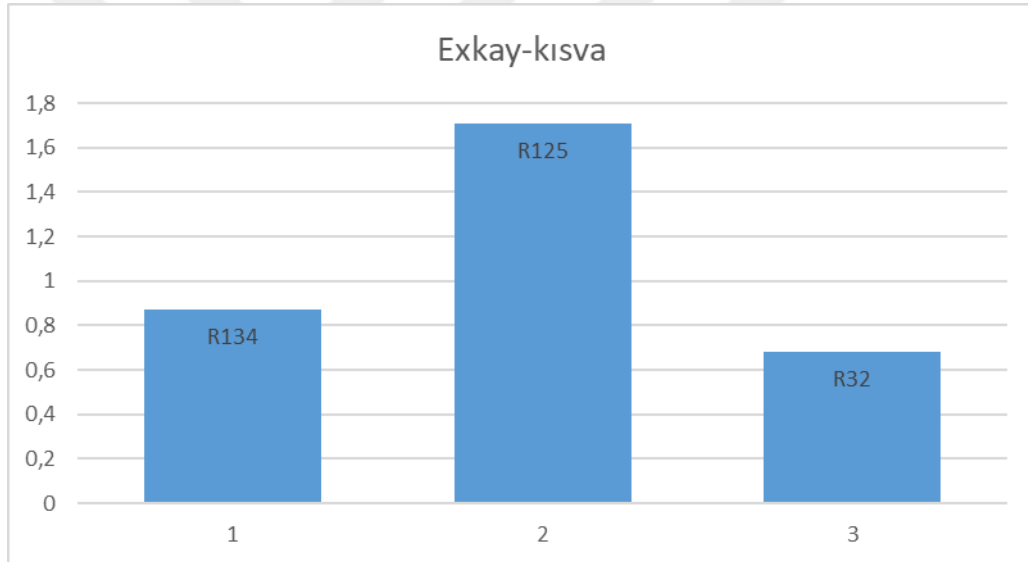


Şekil 14: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompasının R32, R125 ve R134 İş Akışkanları İçin Yapılan Hesaplamalar Sonucu Elde Edilen Kompresör Ekserji Kaybı Değerleri

Şekil 14'te analizi yapılan toprak kaynaklı ısı pompasının R32, R125 ve R134 iş akışkanları için yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen kompresör ekserji kaybı değerleri verilmiştir. Burada görüldüğü gibi kompresörde en çok ekserji kaybı 0.5 kW ile R125 iş akışkanı için ortaya çıkmaktadır. İkinci sırada 0.4 kW ile R134 ve 0.35 kW ile R32 iş akışkanları gelmektedir. Burada en az ekserji kaybı R32 iş akışkanında çıkmakta olup kompresör bu akışkan ile daha verimli çalışmaktadır.



Şekil 15: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompasının R32, R125 ve R134 İş Akışkanları İçin Yapılan Hesaplamalar Sonucu Elde Edilen Pompa Ekserji Kaybı Değerleri

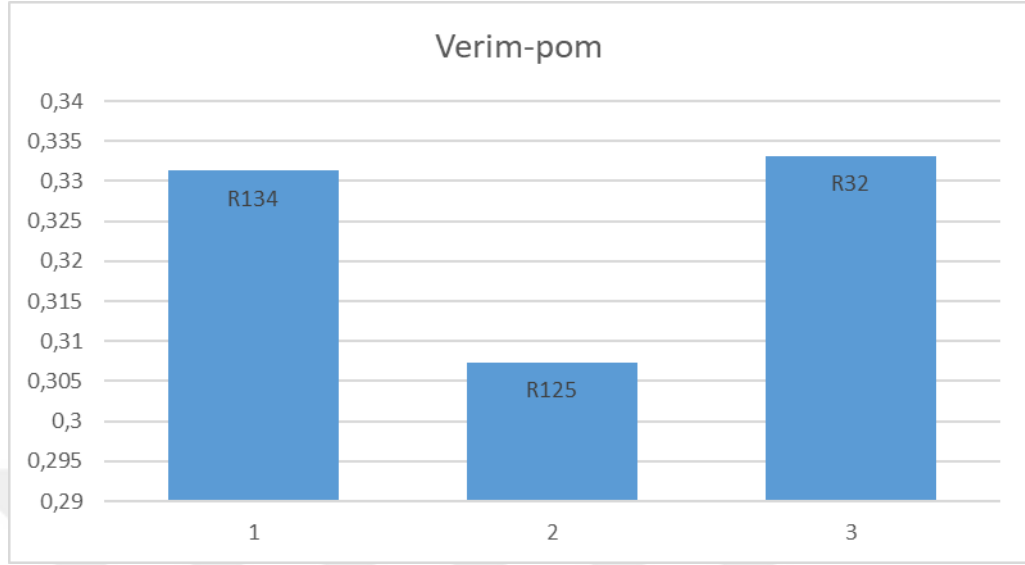


Şekil 16: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompasının R32, R125 ve R134 İş Akışkanları İçin Yapılan Hesaplamalar Sonucu Elde Edilen Kısılma Vanası Ekserji Kaybı Değerleri

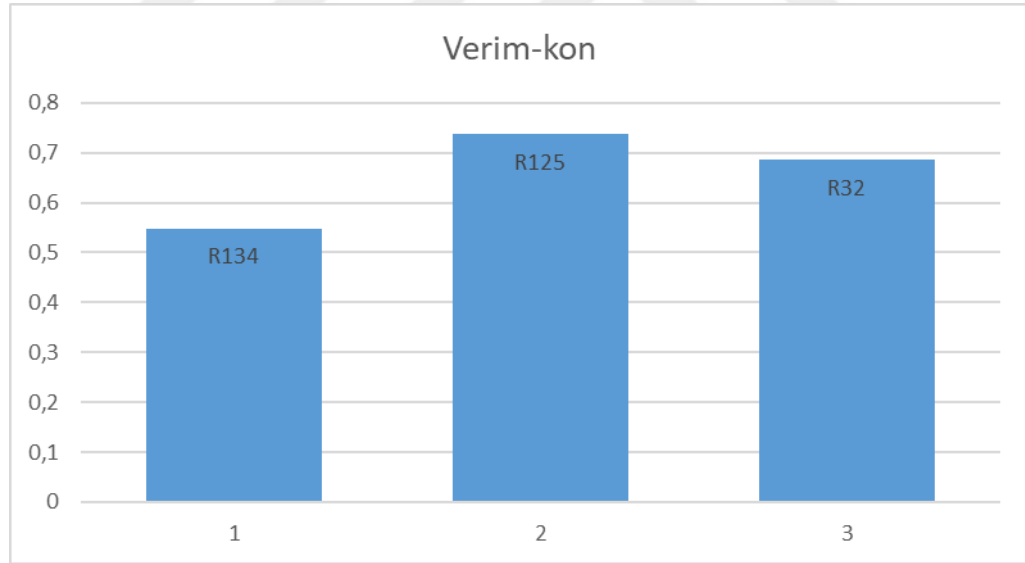
Şekil 15'te analizi yapılan toprak kaynaklı ısı pompasının R32, R125 ve R134 iş akışkanları için yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen pompa ekserji kaybı değerleri verilmiştir. Burada görüldüğü gibi R32 iş akışkanı için ekserji kaybı 0.67 kW civarında olup yüksek çıkmaktadır. Pompa için burada su kullanılmakta olup sistemde kullanılan R125 ve R134 iş akışkanlarındaki ekserji kayıpları daha düşüktür.

Şekil 16'da analizi yapılan toprak kaynaklı ısı pompasının R32, R125 ve R134 iş akışkanları için yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen kısılma vanası ekserji kaybı değerleri verilmiştir. Burada görüldüğü gibi kısılma vanasında en çok ekserji kaybı 1.7 kW ile R125 iş akışkanında

ortaya çıkmakta olup 0.88 kW ile R134 iş akışkanı ikinci sıradadır. Kısılma vanasında en az ekserji kaybı 0.67 kW ile R32 iş akışkanında ortaya çıkmakta olup en iyi performansı göstermektedir.

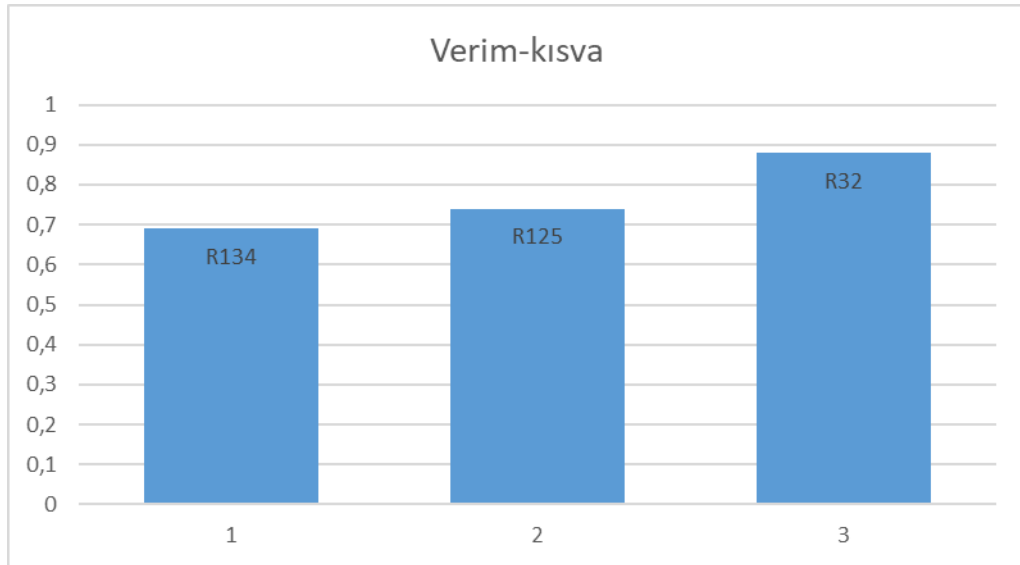


Şekil 17: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompasının R32, R125 ve R134 İş Akışkanları İçin Yapılan Hesaplamalar Sonucu Elde Edilen Pompa Ekserji Verimi Değerleri



Şekil 18: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompasının R32, R125 ve R134 İş Akışkanları İçin Yapılan Hesaplamalar Sonucu Elde Edilen Kondanser Ekserji Verimi Değerleri

Şekil 17’de analizi yapılan toprak kaynaklı ısı pompasının R32, R125 ve R134 iş akışkanları için yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen pompa ekserji verimi değerleri verilmiştir. Burada görüldüğü gibi pompanın ekserji verimi R125 için 0.307, R32 için 0.334 ve R134 için 0.331 şeklinde elde edilmektedir. Değerler 0.3 civarında olup birbirine yakındır.

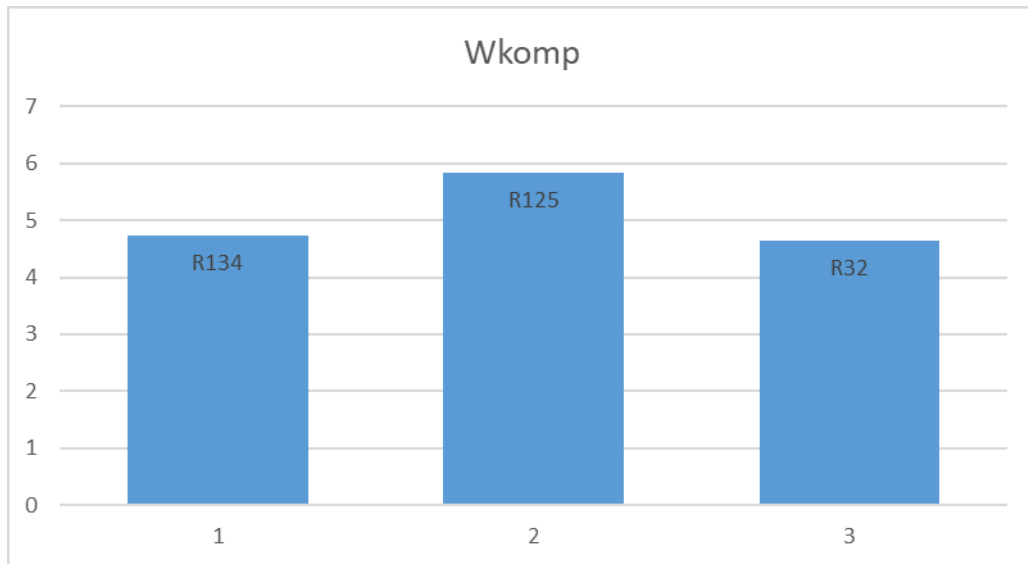


Şekil 19: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompasının R32, R125 ve R134 İş Akışkanları İçin Yapılan Hesaplamalar Sonucu Elde Edilen Kısılma Vanası Ekserji Verimi Değerleri

Şekil 18’de analizi yapılan toprak kaynaklı ısı pompasının R32, R125 ve R134 iş akışkanları için yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen kondanser ekserji verimi değerleri verilmiştir. Burada görüldüğü gibi kondanser ekserji verimi R125 için 0.74, R32 için 0.68 ve R134 için 0.55 şeklinde elde edilmektedir.

Şekil 19’da analizi yapılan toprak kaynaklı ısı pompasının R32, R125 ve R134 iş akışkanları için yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen kısılma vanası ekserji verimi değerleri verilmiştir. Burada görüldüğü gibi kısılma vanası ekserji verimi değeri en yüksek 0.88 ile R32 iş akışkanı için ortaya çıkmaktadır. Bunu sırasıyla 0.74 ile R125 ve 0.69 ile R134 izlemektedir.

Şekil 20’de analizi yapılan toprak kaynaklı ısı pompasının R32, R125 ve R134 iş akışkanları için yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen kompresöre harcanan iş (elektrik) değerleri verilmiştir. Burada görüldüğü gibi kompresöre harcanan iş (elektrik) en az 4.6 kW ile R32 iş akışkanında ortaya çıkmakta olup en az iş ile aynı ısıtma ve soğutma yükü sağlanmaktadır. İkinci sırada 4.8 kW ile R134 ve üçüncü sırada 5.8 kW ile R125 iş akışkanı gelmektedir.



Şekil 20: Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompasının R32, R125 ve R134 İş Akışkanları İçin Yapılan Hesaplamalar Sonucu Elde Edilen Kompresöre Harcanan İş (Elektrik) Değerleri

3.2. TERMOEKONOMİK BULGULAR VE TARTIŞMA

Tesiste şu anda ısıtma ve soğutma sistemleri elektrik enerjisi ile yapılmaktadır. Isıtmanın toprak kaynaklı ısı pompası ile yapılması durumunda maliyetler COP_{IP} 4.25 bulunduğundan ısıtma için verilecek her bir kW elektrik enerjisine karşılık 4.25 kW ısıtma enerjisi elde edilecektir. Burada kazanç %325 civarında artmaktadır. Yani ısıtma giderleri yüzde 77.5 civarında azalmakta yani yüz liradan 23.5 liraya düşmektedir.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada bir plastik parça üretim tesisinin termoekonomik analizi üzerine bir araştırma gerçekleştirilmiştir. Burada plastik parça üretim tesisinin termoekonomik performansında rol oynayan parametreler olan atık ısı enerjisi miktarı, harcanan elektrik ve diğer enerjiler ve maliyetler, bunların yanında işçilik giderleri, amortismanlar, vergiler, kira, yatırım cari giderleri ve kredi faizleri gibi birçok maliyet ve enerji unsurları araştırılmış ve bunlar hakkında bilgilendirmeler yapılmıştır.

Plastik parça üretim tesisinin kışın ısıtma ve yazın soğutma için en uygun termoekonomik çözümün dikey toprak altı kaynaklı ısı pompasının uygun olduğu ve kullanılması gereken en performanslı iş akışkanının R32 olduğu bulunmuştur.

Tesiste şu anda ısıtma ve soğutma sistemleri elektrik enerjisi ile yapılmaktadır. Isıtmanın toprak kaynaklı ısı pompası ile yapılması durumunda maliyetler COP_{IP} 4.25 bulunduğundan ısıtma için verilecek her bir kW elektrik enerjisine karşılık 4.25 kW ısıtma enerjisi elde edilecektir. Burada kazanç %325 civarında artmaktadır. Yani ısıtma giderleri yüzde 77.5 civarında azalmakta yani yüz liradan 23.5 liraya düşmektedir.

KAYNAKÇA

- Alkan, R., Kabul, A., ve Kızılkın, Ö. (2014). Toprak kaynaklı bir ısı pompasının farklı soğutucu akışkanlar için termodinamik analizi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 34(1).
- ASHRAE. (2001). *Fundamentals handbook*. Chapter 19. P:8. USA
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., ve Moran, M. (1996). *Thermal design and optimization*. Wiley Pub.
- Bilen, K., ve Demir, O. (2021). Hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompalarının farklı soğutucu akışkanlar için enerji ve ekserji analizi. *El-Cezeri Fen ve Mühendislik Dergisi*, 8(2).
- Bi, Y., Guo, T., Zhang, L., ve Chen, L. (2004). Solar and ground source heat-pump system. *Applied Energy*, 78(2).
- Blázquez, C. S. (2023). Comparative analysis of ground source and air source heat pump systems under different conditions and scenarios. *Energies*, 16(3). <https://doi.org/10.3390/en16031289>
- Ceylan, H. (2017). Toprak ısı değiştiricisi uzunluğunun kondenser sıcaklığı ile değişimi üzerine deneysel çalışma. *Mühendis ve Makine*, 58(688).
- Çinkılıç, A. C. (2023). *Çanakkale İçin Güneş Destekli Toprak Kaynaklı Düşey Isı Değiştiricisi Sistemi Tasarımı*. İstanbul Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi.
- Erdoğan, S., Yılmaz, M., Şahin, B., ve Özyurt, Ö. (2006). Isı pompası sistemlerinin seçimi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 92.
- Gültekin, A. C. (2014). *Toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinde kuyular arası uzaklığın performansa etkisinin deneysel ve sayısal incelenmesi*. İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi.
- Karaali, R., ve Öztürk İ. T. (2009). Buhar püskürtmeli kojenerasyon çevrimlerinin termoekonomik performans analizi. *17. Ulusal Isı Bilimi Ve Tekniği Kongresi*, Sivas.
- Kuş, A. Ç., ve Çomaklı, K. (2015). Farklı kaynaklı ısı pompası sistemlerinin ekonomik analizi. *Tesisat Mühendisliği*, 148.
- Luo, J., Rohn, J., Xiang, W., Bertermann, D., ve Blum, P. (2016). A review of ground investigations for ground source heat pump (GSHP) systems. *Energy and Buildings*, 117.
- Luo, J., ve Zhang, Q. (2023). An overview of the recent development of the ground source heat pump (GSHP) system in China. *Renewable Energy*, 210.
- Montagud, C. C., Miguel, J., ve Felix, R. (2013). Experimental and modeling analysis of a ground source heat pump system. *Applied Energy*, 109.
- Moran, J. M., ve Tsatsaronis, G. (2000). *The CRC handbook of thermal engineering*. CRC Press LLC.
- Omer, A. M. (2008). Ground-source heat pumps systems and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(2).

- Peters, M. S., Timmerhaus, K.D., ve West, R.E. (2003). *Plant design and economics for chemical engineers*. Mc Graw Hill Chemical Engineering Series, Fifth Edition,
- Sarbu, I., ve Sebarchievici, C. (2014). General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings. *Energy and Buildings*, 70.
- Xue, T., ve Jokisalo, J. (2023). Design of high-performing hybrid ground source heat pump (GSHP) system in an educational building. *Buildings*, 13(7).
- Özgener, L. (2016). Manisa/Türkiye’de yeraltı ısı değıştiricisi uygulamaları için toprak sıcaklıklarının tahminlenmesi. *Karaelmas Fen ve Mühendislik Dergisi*, 6(1).
- Yuan, Y. (2012). Ground source heat pump system: A review of simulation in China. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(9).
- You, T., ve Wang, F. (2023). Green ground source heat pump using various low-global-warming-potential refrigerants: Thermal imbalance and long-term performance. *Renewable Energy*, 210.

ÖZ GEÇMİŞ

Mehmet Murat GÜR [REDACTED] doğdu. İlkokul, ortaokul ve liseyi Çorlu Tekirdağ'da bitirdi ve daha sonra 1982 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümüne yerleşti. 2021-2022 akademik yılında Bayburt Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nde Makine Mühendisliği bölümünde Doç. Dr. Rabi KARAALİ danışmanlığında yüksek lisansa başladı. Şu anda kendi firmasında başkan ve Makine Mühendisi olarak çalışmaktadır.

