



T.C.
BATMAN ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**BATMAN İLİ İKLİM ŞARTLARINDA
TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI İÇİN
ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

UMUT ERCAN

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Haziran-2021
BATMAN
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Umut ERCAN tarafından hazırlanan “**Batman İli İklim Şartlarında Toprak Kaynaklı Isı Pompası için Enerji ve Ekserji Analizi**” adlı tez çalışması 21/06/2021 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Başkan

Unvanı Adı SOYADI

Prof. Dr. Şahnaz TİĞREK

Danışman

Unvanı Adı SOYADI

Dr. Öğr. Üyesi Adem YILMAZ

İkinci Danışman

Unvanı Adı SOYADI

Prof. Dr. Aydın Durmuş

Üye

Unvanı Adı SOYADI

Doç. Dr. Lüftü NAMLI

Üye

Unvanı Adı SOYADI

Doç. Dr. Abdullah AKBULUT

Üye

Unvanı Adı SOYADI

Doç. Dr. Hakan KARAKAYA

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Doç. Dr. Ömer Faruk ERTUĞRUL
LEE Müdürü

*Bu tez çalışması BATÜ-BAP tarafından **BTUBAP-2018-DOKTORA- 18.016** ’nolu proje ile desteklenmiştir.

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all materials and results that are not original to this work.

İmza
Umut ERCAN
Tarih: 21/06/2021

ÖZET

DOKTORA TEZİ

BATMAN İLİ İKLİM ŞARTLARINDA TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI İÇİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Umut ERCAN

**Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Adem YILMAZ
2021, Sayfa 130**

Jüri

**Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Adem YILMAZ
İkinci Danışman: Prof. Dr. Aydın DURMUŞ
Prof. Dr. Şahnaz TİGREK
Doç. Dr. Lütfü NAMLI
Doç. Dr. Abdullah AKBULUT
Doç. Dr. Hakan KARAKAYA**

Bu çalışmada yatay tip toprak kaynaklı ısı pompasının Batman ili iklim şartlarında enerji ve ekserji özellikleri deneysel olarak araştırılmıştır. Bu amaçla Batman'da, Batman Üniversitesi Batı Raman kampüsünde yerleştirilen konteyner içerisine toprak kaynaklı ısı pompası ve çevresindeki toprak zemine toprakaltı devresi kurulmuştur. Batman Meteoroloji Müdürlüğünden 2016-2021 yılları arası 5-10-20-50-100cm toprak kalınlıklarının maksimum sıcaklık değerleri alınmıştır. Aralık ayı boyunca yapılan deneysel ölçümler sonucunda 2m derinliğinde toprak sıcaklığının ortalama 21°C olduğu ölçülmüştür. Topraktan ısı çekilip, sistemin çalışması için 600m uzunluğunda toprak ısı değiştirici boruları 2m derinliğe yerleştirilmiştir. Deneyler sırasında iç ortam sıcaklığı, dış ortam sıcaklığı, su (%90)-monoetilen glikol (%10) karışımının buharlaştırıcıya giriş çıkış sıcaklığı, soğutucu akışkanın ısı pompası elemanlarına giriş çıkış sıcaklıkları, ısıtma suyunun radyatörlere gidiş ve dönüş sıcaklıkları ölçülmüştür. Ayrıca kompresör giriş ve çıkış basınçları, su-monoetilen glikol karışımının ve ısıtma suyunun debisi ve güç tüketimleri de ayrıca ölçülmüştür. 2 Aralık günü yapılan deneylerde en yüksek COP_{ip} değeri 2,43, 3 Aralık günü ise en yüksek COP_{ip} değeri 2,40, 4 Aralık günü en yüksek COP_{ip} değeri 2,36 olarak hesaplanmıştır. 2 Aralık günü yapılan deneylerde maksimum COP_{sis} değeri 2,26, 3 Aralık en yüksek COP_{sis} değeri 2,23, 4 Aralık günü en yüksek COP_{sis} değeri 2,20 olarak hesaplanmıştır. Sistem elemanları ile ilgili ekserji analizi sonuçlarına göre ekserji kaybı değerleri; en yüksek akümülayon tankında 0,84kW daha sonra sırasıyla kompresörde 0,45kW, evaporatörde 0,26kW, radyatörde 0,23kW, kondenserde 0,219kW olarak hesaplanmıştır. Isı pompası ekserji verimi %36,17, TKIP sistem verimi ise %33,6 olarak hesaplanmıştır.

Anahtar kelimeler: Toprak kaynaklı ısı pompası, enerji, ekserji, enerji verimi, ekserji verimi

ABSTRACT

Ph.D THESIS

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS FOR GROUND SOURCE HEAT PUMP IN BATMAN PROVINCE CLIMATE CONDITIONS

Umut ERCAN

**INSTITUTE OF GRADUATE STUDIES
OF BATMAN UNIVERSITY
THE DEGREE OF DOCTOR OF PHILOSOPHY IN MECHANICAL
ENGINEERING**

2021, 130 Pages

Advisor: Asst. Prof. Dr. Adem YILMAZ

Jury

Advisor: Asst. Prof. Dr. Adem YILMAZ

Second Advisor Prof. Dr. Aydın DURMUŞ

Prof. Dr. Şahnaz TİĞREK

Assoc. Prof. Dr. Lütfü NAMLI

Assoc. Prof. Dr. Abdullah AKBULUT

Assoc. Prof. Dr. Hakan KARAKAYA

This study aimed to experimentally research the energy and exergy properties of the horizontal type of ground source heat pump in the climate conditions of Batman province. For this purpose, a ground source heat pump and the earthed circuit were installed on the surrounding ground in the container placed in Batman University Batı Raman campus. The maximum temperature values of 5-10-20-50-100cm soil thickness between 2016-2021 were taken from the Batman Directorate of Meteorology. It was observed as a result of the experimental measurements made during December that the soil temperature at 2 m depth was 21°C. The heat was drawn from the soil and 600m long earth heat exchanger pipes were placed at a depth of 2m for the system to work. Indoor temperature, outdoor temperature, inlet and outlet temperature of water (90%)-monoethylene glycol (10%) mixture to the evaporator, inlet and outlet temperatures of the refrigerant to the heat pump elements, and the flow and return temperatures of the heating water to the radiators were measured during the experiments. Moreover, compressor inlet and outlet pressures, flow rate, and power consumption of water-monoethylene glycol mixture and heating water were also measured. The highest COP_{ip} value was measured as 2.43 in the experiments carried out on December 2 while the highest COP_{ip} value was calculated as 2.40 on December 3. The highest COP_{IP} value was calculated as 2.36 On December 4. The maximum COP_{sis} value was measured as 2.26 in the experiments carried out on December 2 while the highest COP_{sis} value on 3 December was calculated as 2.23. Finally, the highest COP_{sis} value on 4 December was calculated as 2.20. Concerning the results of the exergy analysis of the system elements, the highest exergy loss values were measured as 0.84kW in the storage tank while it was calculated as 0.45kW in the compressor, 0.26kW in the evaporator, 0.23kW in the radiator, and 0.219kW in the condenser, respectively. The heat pump exergy efficiency was calculated as 36.17% and the TKIP system efficiency as 33.6%.

Keywords: Ground source heat pump, energy, exergy, energy efficient, exergy efficient

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının şekillenmesinde; yönlendirme, bilgi ve tecrübeleriyle destek aldığım çok değerli Danışman hocalarım Sayın Prof. Dr. Aydın DURMUŞ ve Sayın Dr. Öğr. Üyesi Adem Yılmaz'a en içten teşekkürlerimi sunarım. Tez çalışmalarım sırasında her türlü yardımlarını esirgemeyen Sayın Doç. Dr. Hakan KARAKAYA'ya teşekkür ederim.

Yaptığım bu çalışmaya maddi destek sunan Batman Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projesi (BTÜBAP) Koordinatörlüğü'ne ve çalışanlarına çok teşekkür ederim.

Tez çalışmamın en önemli kısmı olan deney setimin kurulmasında, teknik destek sağlayan Yeşil Enerji Isı Teknikleri/ İstanbul firmasının değerleri ekibi Sayın Şadi KAĞNICI ve Emrah KAĞNICI'ya teşekkür ederim.

Batman Üniversitesi'nde yaptığım deneyler sırasında yardımlarını esirgemeyen meslektaşlarım Sayın Arş. Gör. Dr. Mehmet Ali Kallioğlu'na, Sayın Arş. Gör. Dr. Ali Serkan Avcı'ya ve Sayın Arş. Gör. Serkan BATI'ya ve Arş. Gör. Zülal ARCA BATI'ya teşekkür ederim. Tez çalışmalarım boyunca desteklerini esirgemeyen meslektaşlarım Sayın Doç. Dr. Gökhan KARHAN'a, Sayın Dr. Öğr. Üyesi Edip Çetkin'e, Arş. Gör. Fatih DEMİR'e teşekkür ederim.

Öğrenim hayatım boyunca, her türlü maddi ve manevi desteğini esirgemeyen başta Babam Yusuf ERCAN'a ve Annem Kadriye ERCAN'a, Ablam Bahar ERCAN'a teşekkürü bir borç bilirim.

Tez çalışmalarım süresince tüm desteğini benden esirgemeyen, sabırla karşılayan sevgilim eşim Melike ELALMIŞ ERCAN'a sonsuz teşekkürler.

Umut ERCAN
BATMAN-2021

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
TABLolar LİSTESİ	x
ŞEKİLLER LİSTESİ	xi
SİMGELER.....	xiv
KISALTMALAR	xvi
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER	18
2.1. Isı Pompaları	18
2.1.2. Isı pompası termodinamiği	18
2.1.3. Isı pompalarının tarihçesi.....	20
2.1.4. Toprak kaynaklı ısı pompası.....	21
2.1.5. Açık çevrim sistemleri	23
2.1.6. Kapalı çevrim sistemleri	23
2.1.7. Yatay borulama sistemi	24
2.1.8. Dikey borulama sistemi	25
2.1.9. Toprak kaynaklı ısı pompasının avantajları ve dezavantajları.....	26
2.1.10. Toprak kaynaklı ısı pompalarının uygulamaları	27
2.1.11. Türkiye’deki ilk uygulamalar	28
2.2. Isı Pompası Elemanları	29
2.2.1. Kompresör	29
2.2.2. Yoğuşturucular (kondenserler)	30
2.2.3. Buharlaştırıcılar (evaporatörler).....	31
2.2.4. Genleşme (expension) valfi	32
2.3. Isı Pompalarının Bulunabilirliği ve Verimliliği.....	32
2.4. Isı Pompası Sistemlerinde Toplam Verimlilik.....	34
3. MATERYAL METOD	35
3.1. Deney Düzenegi ve Tanıtılması.....	35
3.1.1. Deney sisteminin projelendirilmesi	36
3.2. Ölçümler ve Deneylerin Yapılışı	39
3.2.1. Deney sistemi.....	39
3.2.2. Toprakaltı devresi	41

3.2.2. Isı pompası devresi	43
3.2.3. Isıtma devresi	45
3.2.3.1. Radyatör	46
3.3. Deneylerde Yapılan Ölçümler	46
3.3.1. Sıcaklık ölçümleri	46
3.3.2. Basınç ölçümleri	48
3.3.3. Debi ölçümleri	48
3.3.4. Güç ölçümleri	49
3.4. Hata Analizi	51
4. DENEYSEL HESAPLAMALAR VE EKSERJİ ANALİZİ	53
4.1. Deneysel Hesaplamalar	53
4.1.1. Kayıp ısı hesaplaması	53
4.1.2. Toprak ısı değiştiricisinin tasarımı	55
4.1.3. Toprak ısı değiştiricisinin boyutlandırılması	55
4.2. Hesaplamalarda Kullanılan Önemli Büyüklükler	59
4.2.1. Yoğunluk	59
4.2.2. Prandl sayısı	60
4.2.3. Dinamik viskozite	60
4.2.4. Özgül ısı	61
4.2.5. Isı iletim katsayısı	62
4.2.6. Reynolds sayısı	62
4.2.7. Nusselt sayısı	62
4.2.8. Prandtl sayısı	63
4.3. Toprakaltı Devresi İçin Isı Transferi Hesaplamaları	63
4.4. Ekserji Analizi	65
4.4.1. Sürekli akışlı açık sistemde kütlenin korunumu	66
4.4.2. Ekserji kaybı	69
4.4.3. Ekserji verimi	69
4.4.4. Termodinamik mükemmellik derecesi	69
4.4.5. Ekserji kaybı oranı	70
4.4.6. Isı pompası ve sistemin ekserji verimi	70
4.5. Deney Sisteminde Ekserji Analizi	70
4.5.1. Soğutucu akışkan debisi bulunması	70
4.5.2. Kondensere giren su debisi	71
4.5.3. Isı pompası devresi	71
4.5.4. Toprakaltı devresi	73
4.6. Kompresöre Ait Veriler	74
4.6.1. Soğutma kapasitesi	77
4.6.2. Kompresör tarafından çekilen güç	77
4.6.3. Soğutma etkinlik katsayısı (COP)	78
4.6.4. Kütle debisi	79
4.7. CoolPack Programı ile Çözümleme	80
5. DENEYSEL BULGULAR	84

5.1. Toprak Sıcaklığı.....	84
5.2. Deney Sisteminde Ekserji Analizi Sonuçları.....	97
5.2.1. Soğutucu akışkan debisi bulunması.....	99
5.2.2. Kondensere giren su debisi	100
5.2.3. Isı pompası devresi	100
5.2.4. Toprakaltı devresi ekserji kaybı.....	113
5.3. Isı Pompası ve Sistem Ekserji Analizi	120
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	125
KAYNAKLAR	131

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo	Sayfa
Tablo 2.1. Enerji kaynaklarına göre ısı pompası sistemlerinin karşılaştırılması	33
Tablo 3.2. Mono etilen glikol (MEG) teknik özellikleri	42
Tablo 3.3. Isı pompası teknik verileri	44
Tablo 3.4. Radyatör teknik özellikleri	46
Tablo 3.5. Datalogger bazı teknik özellikleri	48
Tablo 3.6. Debimetrenin bazı teknik özellikleri	49
Tablo 3.7. Entes MPR 45s bazı teknik özellikleri	50
Tablo 4.1. Isı kaybı çizelgesi görüntüsü	54
Tablo 4.2. Toprak ısı iletim katsayısı değerleri	55
Tablo 4.3. Yatay tip ısı pompası için depolanmış ısı miktarı	55
Tablo 4.4. Isı değiştiricisi için gereken alan	56
Tablo 4.5. Toprak ısı direnci	58
Tablo 4.6. Boru ısı direnci R_b (yatay) / R_b (düşey)	58
Tablo 4.7. Kompresör seçimi giriş verileri	74
Tablo 4.8. Kompresör verileri	75
Tablo 4.9. Bitzer yazılımından elde edilen fonksiyonun sabitleri.	76
Tablo 4.10. Değişen yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklıkları	76
Tablo 4.11. Programlar arasında parametrelerin kıyaslanması	83
Tablo 5.1. Sıcaklık ölçüm noktaları	97
Tablo 5.3. Ortalama ekserji bileşenleri değerleri	120

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Isı pompası çevrim şeması (Anonim 2020a).....	18
Şekil 2.2.a Isı pompası çevriminin P-h diyagramı (Anonim 2020a).....	19
Şekil 2.2.b Isı pompası çevriminin T-s diyagramı (Anonim 2020a).....	19
Şekil 2.3. Toprak kaynaklı buhar sıkıştırırmalı ısı pompası (Anonim 2020b)	21
Şekil 2.4. Açık çevrim görsel gösterimi (Anonim 2020c).....	23
Şekil 2.5. Kapalı çevrim görsel gösterimi Anonim 2020d).....	24
Şekil 2.6.Yatay borulu toprak kaynaklı ısı pompası (Anonim 2020d).....	25
Şekil 2.7. Dikey borulu toprak kaynaklı ısı pompası (Anonim 2020d).....	25
Şekil 2.8. 2005/2020 toprak kaynaklı ısı pompası kullanımı	28
Şekil 2.9. Soğutma kompresörleri (Anonim 2020e).....	30
Şekil.2.10. Yoğuşturucu (Anonim 2020f)	31
Şekil 2.11. Buharlaştırıcı (Anonim 2020g)	31
Şekil 2.12. Genleşme valfi (Anonim 2020h).....	32
Şekil 2.13. Isı pompası kaynak verim-bulunabilirliği	33
Şekil 3.1. Batman ili yıllık sıcaklık grafiği (Anonim 2020i).....	35
Şekil 3.2. Batman Üniversitesi Batı Raman Kampüsü deney sistemi kurulum yeri	36
Şekil 3.3. Deney odası (konteyner) kurulumu.....	37
Şekil 3.4. Konteyner kurulumu ve toprak ısı değiştirgeci yapım aşamaları.....	37
Şekil 3.5. Konteyner kurulumu ve toprak ısı değiştirgeci yapım aşamaları.....	38
Şekil 3.6. Konteyner teknik çizimi (Anonim 2020i)	38
Şekil 3.7. Isı pompası deney düzeneği	40
Şekil 3.8. Isı pompası sistemi	41
Şekil 3.9. Toprakaltı devresi şematik gösterimi	42
Şekil 3.10. Toprakaltı devresi.....	43
Şekil 3.11. Isı pompası ve tesisatı deney düzeneği	44
Şekil 3.12. Isı pompası cihazı.....	44
Şekil 3.13.a. Isıtma devresinde kullanılan radyatör	45
Şekil 3.13.b. Isıtma devresinde kullanılan akümülayon tankı	45
Şekil 3.14. Deney sisteminden bir görüntü	46
Şekil 3.15. K-tipi termokupl	47
Şekil 3.16. Datalogger ekran görüntüsü	47
Şekil 3.17. Basınç saati.....	48
Şekil 3.18. Debimetre	48
Şekil 3.19. Entes MPR 45s enerji analizörü	49
Şekil 4.1. Konteyner planı (Anonim 2020i)	53
Şekil 4.2. Topraktan çekilebilir maksimum ısı miktarı-COP grafiği	59
Şekil 4.3. Yoğunluk grafiği [kg/m^3]	59
Şekil 4.4. Prandl sayısı grafiği.....	60
Şekil 4.5. Dinamik viskozite değişim grafiği	61
Şekil 4.6. Özgül ısı değişim grafiği	61
Şekil 4.7. Isı iletim katsayısı grafiği	62
Şekil 4.8. Paralel akışlı ısı eşanjöründe sıcaklık dağılımı	63
Şekil 4.9. Paralel akışlı ısı eşanjöründe sıcaklık dağılımı	64
Şekil 4.10. Seri akışlı ısı eşanjöründe sıcaklık dağılımı	65

Şekil 4.11. Kompresörün çalışma sıcaklık aralığı (Anonim 2020j)	74
Şekil 4.12. Giriş değerleri sonucunda kompresörün verdiği sonuçlar (Anonim 2020j). 75	
Şekil 4.13. Bitzer yazılımından elde edilen soğutma kapasitesi	77
Şekil 4.14. Bitzer yazılımından elde edilen kompresör tarafından çekilen güç	78
Şekil 4.15. Bitzer yazılımından elde edilen cop değerleri	79
Şekil 4.16. Bitzer yazılımından elde edilen kütle debisi değerleri	80
Şekil 4.17. Coolpack referans değerler üzerinden Ln P-H diyagramı (Anonim 2020k) 81	
Şekil 4.18. Coolpack programında çevrim şartlarının tanımlanması (Anonim 2020k) . 82	
Şekil 4.19. Coolpack Ln P-H diyagramı üzerinden sonuçlar (Anonim 2020k)..... 82	
Şekil 4.20. Coolpack programında çevrim noktalarının değerleri (Anonim 2020k)..... 83	
Şekil 5.1. 5cm derinlikteki toprak sıcaklığı	84
Şekil 5.2. 10cm derinliğindeki toprak sıcaklığı	85
Şekil 5.3. 20cm derinliğinde toprak sıcaklığı	85
Şekil 5.4. 50cm derinliğindeki toprak sıcaklığı	85
Şekil 5.5. 100cm derinliğindeki toprak sıcaklığı	86
Şekil 5.6. 2m derinliğindeki toprak sıcaklığı	86
Şekil 5.7. Aralık ayı ortalama iç-dış ortam ve 2m derinliğindeki toprak sıcaklıkları 87	
Şekil 5.8. İç ortama transfer edilen ısı (kw) zamana göre değişimi	88
Şekil 5.11. 2 Aralık toprakaltı gidiş-dönüş sıcaklık değerleri	88
Şekil 5.12. 3 Aralık toprakaltı gidiş-dönüş sıcaklık değerleri	89
Şekil 5.13. 4 Aralık toprakaltı gidiş-dönüş sıcaklık değerleri	89
Şekil 5.14. Topraktan çekilen ısı miktarı (kW) zamanla değişimi	90
Şekil 5.15. Boru boyunca topraktan çekilen ısı miktarı (W/m) zamanla değişimi..... 90	
Şekil 5.16. 2 Aralık kondenser giriş-çıkış sıcaklık değerleri..... 91	
Şekil 5.17. 3 Aralık kondenser giriş-çıkış sıcaklık değerleri..... 91	
Şekil 5.18. 4 Aralık kondenser giriş-çıkış sıcaklık değerleri..... 92	
Şekil 5.19. Kondenserden transfer edilen ısı miktarı (kW)	92
Şekil 5.20. 2 Aralık akümülyasyon tankı giriş-çıkış sıcaklık değerleri..... 93	
Şekil 5.21. 3 Aralık akümülyasyon tankı giriş-çıkış sıcaklık değerleri..... 93	
Şekil 5.22. 4 Aralık akümülyasyon tankı giriş-çıkış sıcaklık değerleri..... 94	
Şekil 5.23. 2 Aralık tarihlerinde elde edilen COP _{IP} ve COP _{sis} değerleri	94
Şekil 5.24. 3 Aralık tarihlerinde elde edilen COP _{IP} ve COP _{sis} değerleri	95
Şekil 5.25. 4 Aralık tarihlerinde elde edilen COP _{sis} ve COP _{IP} değerleri	95
Şekil 5.26. 2 Aralık tarihinde elde edilen reynold sayısı- nusselt sayısı değerleri	96
Şekil 5.27. 3 Aralık tarihinde elde edilen reynold sayısı- nusselt sayısı değerleri	96
Şekil 5.28. 4 Aralık tarihinde elde edilen reynold sayısı- nusselt sayısı değerleri	96
Şekil 5.29. Isıtma sürecinde genel sistem şeması	98
Şekil 5.30. Isı pompası devresi	100
Şekil 5.31. Kompresör çizim şeması	100
Şekil 5.32. Kompresör ekserji kaybı karşılaştırılması..... 101	
Şekil 5.33. Kompresör ekserji verimi karşılaştırılması	102
Şekil 5.34. Kompresör ekserji kaybı oranı karşılaştırılması..... 103	
Şekil 5.35. Kompresör termodinamik mükemmellik derecesi karşılaştırması..... 103	
Şekil 5.36. Kondenser şeması çizimi..... 104	
Şekil 5.37. Kondenser ekserji kaybı karşılaştırması..... 104	
Şekil 5.38. Kondenser ekserji verimi karşılaştırması	105
Şekil 5.39. Kondenser ekserji kaybı oranı karşılaştırması	106
Şekil 5.40. Kondenser termodinamik mükemmellik derecesi karşılaştırması	107
Şekil 5.42. Kısılma vanası ekserji kaybı karşılaştırılması	108
Şekil 5.43. Kısılma vanası ekserji verimi karşılaştırılması	109

Şekil 5.44. Kısılma vanası ekserji kaybı oranı karşılaştırılması.....	110
Şekil 5.45. Evaporatör çizim şeması.....	110
Şekil 5.46. Evaporatör ekserji kaybı karşılaştırılması	111
Şekil 5.47. Evaporatör ekserji verimi karşılaştırılması.....	111
Şekil 5.48. Evaporatör ekserji kaybı oranı karşılaştırılması	112
Şekil 5.49. Evaporatör termodinamik mükemmellik derecesi karşılaştırılması	113
Şekil 5.50. TID çizim şeması	114
Şekil 5.51. Akümülayon tankı şematik çizimi	114
Şekil 5.52. Akümülayon tankı ekserji kaybı karşılaştırması.....	115
Şekil 5.53. Akümülayon tankı ekserji verimi karşılaştırması	116
Şekil 5.54. Akümülayon tankı termodinamik mükemmellik derecesi karşılaştırması	116
Şekil 5.55. Akümülayon tankı ekserji kaybı oranı karşılaştırması	117
Şekil 5.56. Radyatör şematik çizimi.....	117
Şekil 5.57. Radyatör ekserji kaybı karşılaştırması	118
Şekil 5.58. Radyatör ekserji verimi karşılaştırması.....	119
Şekil 5.59. Radyatör termodinamik mükemmellik derecesi karşılaştırması	119
Şekil 5.60. Radyatör ekserji kaybı oranı karşılaştırması	120
Şekil 5.61. Sistem elemanlarının ekserji kayıpları	121
Şekil 5.62. Sistem elemanlarının ekserji verimleri.....	121
Şekil 5.63. Sistem elemanlarının termodinamik mükemmellik derecesi	122
Şekil 5.64. Sistem elemanlarının ekserji kaybı oranı	122
Şekil 5.65. Isı pompası ekserji verimi karşılaştırması	123
Şekil 5.66. Sistem ekserji verimi karşılaştırması.....	124

SİMGELER

A:	Alan [m^2]
c_p :	Özgöl Isı [$kJ/kg^\circ C$]
d:	Diferansiyel operatörü
E:	Enerji [kJ , kW]
E_x :	Ekserji [kJ , kW]
$E_{x,}$	Ekserji Kaybı [kW]
E_{xCH} :	Kimyasal Ekserji [kJ]
E_{xKE} :	Kinetik Ekserji [kJ]
E_{xN} :	Reaktif Olmayan Ekserji [kJ]
E_{xPE} :	Potansiyel Ekserji [kJ]
E_{xPH} :	Fiziksel Ekserji [kJ]
g:	Yerçekimi İvmesi [m^2/s]
L:	Uzunluk [m]
m:	Kütle [kg]
$\dot{m}$:	Kütlesel Debi [kg/s]
Q:	Isı Enerjisi [kJ]
$\dot{Q}$:	Isıl Güç [kW]
P:	Basınç [kPa , Bar]
R:	Isıl Direnç
S:	Entropi [kJ/K]
s:	Birim Kütle için Entropi [$kJ/kg.K$]
T:	Sıcaklık [$^\circ C$, K]
U:	İç Enerji [kJ]
u:	İç Enerji, Birim Kütle İçin [kJ/kg]
V:	Hacim [m^3]
v:	Hız [m/s]
W:	İş [kJ]
$\dot{W}$:	Güç [kW]
ρ :	Yoğunluk [kg/m^3]
e:	Termodinamik Mükemmellik Derecesi
d:	Ekserji Kaybı Oranı
η :	Verim [%]

n :	Özgöl Hacim [m^3/kg]
ϕ :	Kapalı Bir Sistemde Birim Kütle İçin Ekserji Değişimi [kW]
ψ :	Açık Bir Sistemde Birim Kütle için Ekserji Değişimi [kW]
θ :	Birim Kütleinin Toplam Enerjisi

KISALTMALAR

COP:	Performans Katsayısı
DTKIP:	Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası
HKIP:	Hava Kaynaklı Isı Pompası Sistemi
IP:	Isı Pompası
KE:	Kinetik Enerji
KV:	Kısılma Vanası
PE:	Potansiyel Enerji
AKÜ:	Akümülayon Tankı
TKIP:	Toprak Kaynaklı Isı Pompası
TID:	Toprak Isı Değiştirici
PPRC:	Poly Propilen Random Co-Polymer
YTKIP:	Yatay Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası

Alt indisler

0:	Referans hali
B:	Boru
buh:	Buharlaştırıcı
ç:	Çıkan
dış:	Dış ortam
g:	Giren
iç:	İç Ortam
IP:	Isı pompası
Kay:	Ekserji kaybı
KH:	Kontrol hacmi
Komp:	Kompresör
KV:	Kısılma vanası
Rad:	Radyatör
kar:	Monoetilen glikol-su
sis:	Sistem
Akü:	Akümülayon tankı
TID:	Toprak ısı değiştirici
Tr:	Tersinir
Top:	Toprak
Yoğ:	Yoğuşturucu

1. GİRİŞ

Enerji insan hayatının başlangıcından günümüze kadar giderek artan miktarlarda insan yaşamına girmiş ve insanların refah düzeyini yükseltmiştir. İnsanlar, önceleri ısınmak ve yiyeceklerini pişirmek için enerjiden yararlanmışlar, daha sonra teknolojinin gelişmesiyle enerjiyi çok değişik sahalarda kullanmaya başlamışlardır. Özellikle çağımızda kullanılma alanı oldukça yaygınlaşmış ve teknolojinin bu düzeye gelmesinde başlıca etken olmuştur. Bundan dolayı, dünya enerji kaynakları giderek önem kazanarak çağımızın politik ve ekonomik olaylarını önemli ölçüde etkilemiştir. Türkiye'de kullanılan toplam enerjinin %45'i konutlarda, %28'i sanayide, %18'i ulaşımda, %4'ü tarımda ve geri kalanı da diğer sahalarda tüketilmektedir. Görüldüğü gibi tüketilen enerjinin hemen hemen yarısı konutların ısıtılması amacıyla kullanılmaktadır. Ayrıca konutların ısıtılmasında genellikle fosil yakıtlar kullanılmaktadır. Fosil yakıtların dünyamızdaki miktarları sınırlıdır. Yapılan tahminlere göre bu günkü tüketim hızıyla fosil yakıtlardan petrolün 50-75 yıl, kömürünün 230 yıl ve doğalgazın 65 yıl sonra tükeneceği sanılmaktadır.

Ülkemiz güneş enerjisi ve buna bağlı olarak ısı pompalarının kullanılabilmesi yönünden şanslı bir konumdadır. 36° ve 42° kuzey paralelleri arasında bulunan ülkemizde güneş enerjisi değerleri, güneş enerjisinden ekonomik olarak yararlanmanın alt sınırı olarak kabul edilen 1500kWh/m²-yıl değerinin üzerindedir. Bundan dolayı son yıllarda güneş enerjisi ve ısı pompaları üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Bugüne kadar ısıtma amacıyla çok sayıda güneş enerjisi ile desteklenmiş ısı pompaları sistemi tasarlanmış ve literatürde bu başlıkla ilgili birçok makale yayımlanmıştır. Görüldüğü gibi, ısı pompası sistemleriyle hem ısıtma hem de soğutma yapmak mümkündür. Hava sıcaklığının yüksek olduğu zamanlarda istenilen mekânın içerisindeki ısıyı dışarıya transfer ederek, soğutmuş oluruz. Isıtma sezonunda ise aynı sistem ile ısı enerjisini dışarıdan içeriye doğru pompalayarak içeriyi ısıtabiliriz. Dünyamız güneşten gelen enerjinin az bir miktarını bünyesinde tutar, gerisini ise yansıtır. Güneşten dünyamıza gelen enerjinin bir miktarı toprak tarafından emilir ve toprak altındaki sıcaklık değerleri kış aylarında fazladır. Yazın ise toprak, örtü vazifesi yaptığından düşüktür. Bu noktadan hareketle, şayet toprak altında eşanjör (ısı değiştiricisi) mantığı ile boru döşenip; boru içerisinden de antifrizli su geçirilip toprak altı ısıdan faydalanarak, bunları kullandığımız mekânlara pompalamak daha az elektrik enerjisi harcayarak ısıtma soğutma elde edebilmenin ekonomik bir yoludur. Bu tür sistemler; toprağın

derinliklerindeki sıcaklıktan yararlanarak, ortamın ısıtılmasını ve soğutulmasını yapmaktadır. Bu şekilde çalışan toprak kaynaklı ısı pompaları, yoğun olarak kullandığımız ve klima olarak bilinen havadan havaya ısı pompalarına kıyasla daha düşük miktarda enerji harcamaktadır. Böylece toprakta bulunan enerjiden de yararlanmış oluruz. Şayet arazi sıkıntısı var ise dikey borulama, arazi sıkıntısı yok ise yatay borulama yapılabilir. Yatay borulama evin bahçesinin bir kısmına yapılabileceği gibi evin çevresine de yapılabilir. Yatay borulama işlemi toprağın 1-2 metre gibi derinliğine gerçekleştirilir. Boru uzunluğu ise ısıya olan ihtiyaca göre değişir. Isı pompalarının performansı birçok etkene bağlıdır. Isı pompası sistemlerinde seçim yapılırken sistemdeki bütün özelliklerin dikkate alınması gereklidir. Isı pompalarının seçiminde soğutucu akışkan türü, sistemin basınç kaybı, verimi, soğutucu akışkan debisi, kaynak sıcaklığı, montaj yeri, fiyat vb. parametreler dikkate alınmalıdır.

Enerji (birinci yasa) analizi, ısı sistemlerinin analizinde yaygın olarak kullanılan bir yöntemdir. Termodinamiğin birinci yasası, sadece enerjinin korunumu ile ilişkilidir ve sistemin performansının nasıl, nerede ve ne kadar azaltıldığı hakkında hiçbir bilgi vermez. Buna karşın ekserji analizi, enerji sistemlerinin tasarımı, optimizasyonu ve performansının değerlendirilmesinde, yararlı bir araçtır. Ekserji analizi genellikle, sistemin maksimum performansını belirlemek ve ekserji kaybı yerlerini saptamak amacıyla yapılır (Yumrutaş vd., 2003).

Ülkemizde, HVAC sistemlerde, maalesef, enerji analizinin bile tam olarak yapılmadığı bir süreçte, burada ele alınan ekserji analizi, çok karmaşık, belki de farklı (lüks olarak) algılanabilir. Ancak, enerji, çevre ve sürdürülebilir gelişmenin mükemmel bir karışımı olan ekserjinin gerek tasarım gerekse de işletme aşamasında ele alınması, enerji verimliliği sağlamada ve hatta ülkelerin enerji politikalarının oluşturulmasında anahtar bir rol oynadığı göz ardı edilmemelidir (Dinçer, 2002).

Isı pompaları günümüz aktüel konularından biridir. Gelecekte de önemli bir araştırma konusu olacaktır. Isı pompaları, toprak, su ve hava gibi doğal kaynakları kullanmaktadır. Bu sebeple de yenilebilir enerji sistemleri olarak da adlandırılırlar. Avrupa Birliği'nin 2009/28/EC kodlu yenilenebilir Enerji Direktifi, ısı pompalarından elde edilen yenilenebilir enerji miktarının hesaplanmasına dair hesaplama yöntem yayınlamıştır. Dolayısıyla, geleceğe yönelik hazırlanan ve hazırlanacak olan yönetmelik ya da yasal düzenlemelerde, ısı pompası sistemlerini avantajlı duruma getirmek ve teşvik edici içerikler olacağını göstermiştir.

Piechowski ve Charters (1995), aynı iklim şartlarında yaptıkları çalışmada toprak kaynaklı ısı pompaları ile hava kaynaklı ısı pompalarını karşılaştırmışlardır. Bu çalışmanın sonucunda toprak kaynaklı ısı pompası daha yüksek etkinlik değerlerine sahiptirler. Bunun nedeni daha uygun sıcaklık aralıklarında çalışmalarındandır. Ayrıca toprak kaynaklı ısı pompası hava kaynaklı ısı pompalarına göre daha az elektrik enerjisi harcadığı için enerji tüketimindeki azalma, sera gazı emisyonlarının azalmasıyla da sonuçlanır. Bir toprak kaynaklı ısı pompası sistemi kullanmanın diğer yararı hem estetik hem de çevresel etkiye sahip gürültülü dış mekân bobin ünitesini ortadan kaldırmaktadır.

Jung vd. (2000), Yerel hava iklimlendirme amacıyla kullanılan bir ısı pompasında HCFC22 yerine R1270, R290, R152a, R134a, R125, R32'nin 14 farklı karışım denenmiştir. 3,5kW kapasiteli, evaporatör ve kondenserde ısı transfer akışkanı olarak su kullanılan, ısı pompası sisteminde; R32, R125 ve R134a içeren üçlü karışımların R22'den %4-5 daha yüksek COP ve kapasiteye sahip olduğu görülmüştür. Diğer yandan R125, R134a ve R152a içeren üçlü karışımların COP'larının ve kapasitelerinin R22'den daha düşük olduğu ve R22'ye yakın bir alternatif olamayacağı saptanmıştır. R290/R134a azeotropik karışımının COP ve kapasitesi R22'ninkinden %3-4'lük bir artış göstermiştir. R32/R134a ikili karışımlarının COP'unun, %7 daha fazla; kapasitelerinin ise, R22 ile aynı olduğu görülmüştür. R32/R134a ikili karışımlarının, bu çalışmada test edilen soğutucular içinde en iyi alternatif oldukları görülmüştür. Kompresör çıkışında tüm karışımların sıcaklıklarının R22'den daha düşük olması, bu karışımların R22'den daha uzun ömürlü ve sistem güvenilirliklerinin daha iyi olduğunu göstermiştir. Emme hatlı ısı değiştiricisiyle (SLHX) elde edilen test sonuçları, SLHX'li sistemin, özel hava iklimlendirmelerde kullanılabileceğini göstermiştir.

Kim (2002), Isı transfer akışkanı olarak su/etil glikol karışımının kullanıldığı, su-su esaslı bir ısı pompasında, R22'ye alternatif olarak dört soğutucu akışkanın (R134a, R32/R134a(%30/%70), R407C ve R410A) performansı test edilmiştir. Evaporatör ve kondenserde sırasıyla zıt ve çapraz akışın söz konusu olduğu, aynı kapasitede yürütülen testlerde R410A'nın en yüksek COP'a sahip olduğu görülmüştür. Çalışmada, R407c ve R32/R134a (%30, %70) zeotropik karışımlarının R22'ye en yakın performans karakteristiklerine sahip oldukları görülmüştür. Yine ikili karışım olan R410A, aynı kompresörle test edildiğinde, R22'den %44 daha yüksek kapasiteye sahip olduğu görülmüştür. R22'nin kapasitesiyle karşılaştırılan R410A'nın kompresör hızı düşürüldüğünde, R410A'nın COP'u R22'den %22 daha fazla olur. Fakat COP'daki

iyileşmenin, daha düşük basınç kayıplarından ve daha düşük hızda çalışan kompresörün sürtünme kayıplarının azalmasından kaynaklandığına dikkat etmek gerektiğine dikkat çekmiştir.

Rakhesh vd. (2003), soğutucu akışkan olarak HFC227, CFC114 ve HFC134a'nın kullanıldığı bir sistemde farklı kondenser ve evaporatör sıcaklıklarında çalışılmıştır. Farklı akışkanlarla çalışıldığında, ısı pompasının COP'u ve ısıtma kapasitesi karşılaştırılmıştır. Sonuçta, HFC227'nin 30°C'den daha yüksek evaporatör sıcaklığında çalışabilecek iyi bir soğutucu akışkan olduğu görülmüştür. HFC 227 kullanılan sistemde, 75°C yoğunlaşma sıcaklığında ısıtma COP değerinin; 3,5 ile 4,5 arasında olduğu görülmüştür.

Aprea vd. (2004), tarafından yapılan deneysel bir başka çalışmada ise hem ısı pompası hem su soğutucu olarak kullanılan, buhar sıkıştırımlı çevrim esasına göre çalışan ve R22 yerine R417A (R125/R134A/R600; %46,6/50/3,4 kütleli) soğutucu akışkanının kullanıldığı bir sistemde, performansta meydana gelen değişim araştırılmıştır. Ticari adı Iscean 59 olan, R417A nonazeotropik karışımı, ozon tabakasına zararsızdır, sistemde yeni düzenlemeler ya da önemli değişiklikler gerektirmediği gibi, yağ tipinde de değişiklik gerektirmez. Dolayısıyla geleneksel R22 yağları kullanılan, mevcut ve yeni direkt genleşmeli sistemlere adapte edilebilmesi açısından tercih edilmiştir. Deneyler R417 ile karşılaştırılan R22'nin; COP, ekserji verimi, elemanların ekserji kaybı ve buhar sıkıştırımlı sistemin performansını etkileyen diğer önemli parametreler dikkate alındığı zaman, en iyi performansı gösterdiği kanıtlanmıştır. R417A'nın etkinliğindeki azalma; R22'li sistemde oluşan azalmadan, valf ve ısı değiştiriciler dikkate alındığında yaklaşık %6, kompresör dikkate alındığında yaklaşık %10 daha fazla olmuştur. Ayrıca R22'nin kullanıldığı sistemlerdeki COP değerinin, R417A'nın kullanıldığı ısı pompası referans alındığında %15, su soğutma sistemi esas alındığında ise %18 daha yüksek olduğu deneysel olarak kanıtlanmıştır.

Karagöz vd. (2004), Buhar sıkıştırımlı hava-su esaslı bir ısı pompasında, R22 yerine soğutucu akışkan olarak R134a kullanılması amaçlanmıştır. R22, R134a ve ikisinin birkaç karışımının kullanıldığı çalışmada, sistem performansı; evaporatör hava giriş sıcaklığı, COP ve karışım oranıyla karakterize edilmiştir. COP esas alınarak, saf soğutucular ile soğutucu karışımlar arasında karşılaştırmalar yapılmıştır. Deney sonuçları, karışım oranının COP'u önemli oranda etkilediğini ve COP'un saf R22 yerine R134a/R22 (%50, %50) karışım oranında ya da saf R134a kullanıldığında artabileceğini göstermiştir. Yani, maximum COP; R134a, R22 (%50, %50) karışım oranında elde

edilmiştir. Maximum ekserjik verim, R134a/R22 (%25, %75) karışımıyla sağlanmıştır. R134a'nın karışım oranı kütleli olarak %50 olduğunda, COP değeri ortalama %25 arttığı görülmüştür.

Hepbaşlı (2005), bu çalışmada, bölgesel ısıtma için yer kaynaklı ısı pompası (toprak kaynaklı ısı pompası) sistemlerinin termodinamik analizini yapmıştır. Kütle, enerji, entropi ve ekserji dengesi ilişkileri türetilmiş ve U-kıvrımlı zemin ısı değiştiricili bir toprak kaynaklı ısı pompası sistemine uygulanmıştır. Deney sisteminde toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performans özellikleri, enerjik ve dışsal yönler açısından değerlendirilmiştir. 7 Ocak 2004 tarihinde yapılan ölçümlere göre, topraktan ısı çekme hızı ortalama 61,4W/m olarak bulunurken, her kW ısıtma kapasitesi için metre cinsinden gerekli sondaj uzunluğu 11,71 olarak elde edilmiştir. Sisteme giriş suyu sıcaklığı 15,38°C olarak ölçülmüştür. Isı pompasının (COP_{IP}) performansının ısıtma katsayısı yaklaşık 2,85 iken, tüm sistem için COP_{IP}'den %7,4 daha düşük olduğu elde edilmiştir. Isı pompası ünitesi ve tüm sistem için ekserji verimlilik değerleri sırasıyla %66,8 ve %66,6 olarak bulunmuştur.

Esen vd. (2006), bu çalışmada, yatay bir toprak kaynaklı ısı pompası (GSHP) sisteminin performans deneyleri ve ekonomik analizini incelemişlerdir. Elâzığ ilinde, bir test odasına bağlı yatay GSHP sistemi, hacim ısıtma için tasarlanmış ve inşa edilmiştir. Test odasının ısıtma ve soğutma yükleri tasarım koşullarında sırasıyla 2,5 ve 3,1kW'dir. Performans, gerçek operasyonel koşullar altında deneysel olarak belirlenmiştir. Deneysel sonuçlar 7 Kasım 2002 ile 3 Mayıs 2003 tarihleri arasında 2002-2003 ısıtma sezonunda elde edilmiştir. Ayrıntılı bir maliyet analizi sunulmuş ve farklı yerel yakıt / güç kaynaklarının ikame edilmesi sırasında geri ödeme süreleri belirlenmiştir. GSHP sistemi, ekonomik analizde yıllık yaşam döngüsü maliyet yöntemi kullanılarak geleneksel ısıtma yöntemleriyle (elektrik direnci, akaryakıt, sıvı benzin gazı, kömür, petrol ve doğal gaz) karşılaştırılmıştır. GSHP sisteminin söz konusu ilk beş geleneksel ısıtma yöntemine göre ekonomik avantajlar sağladığı gösterilmiştir. Ancak, doğalgaza ekonomik alternatif bir sistem olmadığı görülmüştür.

Nagano vd. (2006), bu makalede toprak kaynaklı ısı pompası (GSHP) sistemi için yeni bir tasarım ve performans tahmin aracı sunmaktadır. Bu araç, veri girişi ve grafik çıkışı için kullanıcı dostu bir ara yüze sahiptir. İlk olarak, bu aracın bir taslağı açıklandı. Daha sonra, yazarlar, ısı tepki testinde ölçülen ile karşılaştırıldığında, geliştirilen aracın teorik yöntemiyle hesaplanan sıcaklık değişimini doğruladılar. Termal tepki testi Sapporo'daki bir ev bahçesinde gerçekleştirildi. Hesaplanan koşullar

verildiğinde, hesaplanan sıcaklık değişimi neredeyse ölçülen değeri izledi. Geliştirilen aracın kesinliği sonuçlarla kanıtlandı. Sonuçta bu araçla Sapporo'da bir konut GSHP sisteminin performans tahmini ve fizibilite çalışması yapılmıştır. Hesaplamaların sonuçları, GSHP sisteminin yaşam döngüsü CO₂ emisyonunun (LCCO₂) 2038 kg-CO₂/yıl olduğunu ve geleneksel yağ kazanı sistemlerine kıyasla yarıdan daha az olduğunu göstermektedir. Ayrıca, GSHP sistemi yaşam döngüsü maliyetini (LCC) 50.000-90.000 Japon yeni/yıl azaltabilir. GSHP sisteminin artan yatırım maliyeti için geri ödeme süresi, diğer geleneksel sistemlere kıyasla yaklaşık 9-14 yıldır.

Demir (2006), çalışmasında gerçek paralel borulu yatay tip toprak kaynaklı ısı pompasının performansı incelemiş ve kurulan matematiksel modelin geçerliliği kanıtlamak için çeşitli deneyler yapmıştır. Bu deneylerde 4kW değerinde bir ısı pompası sistemi İstanbul Yıldız Teknik Üniversitesi Davutpaşa kampüsüne kurulmuş ve deneyler gerçekleştirilmiş, sonuçlar analiz edilmiştir. Matlab programı aracılığıyla sınır koşulları yardımıyla zamana bağlı ısı iletimi denkleminin çözümüne ilişkin bir program geliştirmiştir. Programda çözüm parametrelerini optimize etmek için farklı ızgara aralıkları ve zaman adımlarında andırımlar yapılmış, bu andırımların sonuçlar üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Yapılan Termoekonomik analiz ile yatay ve dikey u-borulu toprak ısı değiştiricilerinin incelenmesi yapılmış, toplam ve yatırım maliyetler hesaplanmıştır.

Benli (2006), çalışmasında 30m² alana sahip cam serada güneş kollektörü, toprak kaynaklı ısı pompası ve faz değiştirici madde ile doldurulmuş gizli ısı depolama tankı sistemlerinin yardımıyla sıcaklık değişimini incelemiştir. İlk önce sadece güneş kollektörleri kullanılmış, daha sonra güneş kollektörü ve faz değiştirici malzeme son olarak ise toprak kaynaklı ısı pompası ve ısı depolama sistemi kullanılarak sera ısıtma deneyleri yapılmıştır.

Hepbaşlı (2007), bu çalışmada, konutlarda kullanım için sıcak su deposu entegre güneş destekli yer kaynaklı ısı pompası sistemlerinin modellemesi ve performansını değerlendirmiştir. Yapılan model, esas olarak sudan suya ısı pompası ünitesinden bireysel derinliği 90m olan iki U-sondaj deliğine sahip bir yer altı ısı eşanjör sisteminden ve bir güneş enerjisinden oluşan bir sisteme uygulamıştır. Toplam yüzey alanı 12m² olan çatı üstü termal güneş kolektörlerinden oluşan kolektör sistemi, elektrikli ek ısıtıcı bir kullanım sıcak su deposu ve 154m² yüzeyli bir yerden ısıtma sistemi ve sirkülasyon pompaları bulunmaktadır. Analizde deneysel ve varsayılan değerlerden yararlanılırken, sistemin her bir bileşeni ve tüm sistem için ekserji ilişkileri

performans değerlendirme amacıyla türetilmiştir. 19°C ve 101,325kPa için ölü (referans) durum değerlerinde, ürün / yakıt bazında ekserji verimliliği değerleri toprak kaynaklı ısı pompası ünitesi için %72,33, güneş enerjili kullanım sıcak suyu sistemi için %14,53 ve tüm sistem için %44,06 olarak bulunmuştur. Ekserjetik COP değerleri toprak kaynaklı ısı pompası ünitesi ve tüm sistem için sırasıyla 0,245 ve 0,201 olarak elde edilmiştir. Toprak kaynaklı ısı pompası birimi bazında en büyük tersinmezlik (ekserji tahribatı), kondansatörde ve ardından kompresör, genişleme vanası ve evaporatörde meydana geldiği belirtilmiştir.

Urchueguía vd. (2008), yaptıkları bu araştırma çalışmasında, soğutma gereksinimlerinin daha yüksek olduğu karma iklim uygulamalarında toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin kullanılmasının teknik ve ekonomik fizibilitesini göstermeyi amaçlanmıştır. Isıtma ve soğutma enerji performansına odaklanılarak, toprak kaynaklı ısı pompası sistemi ile havadan suya ısıtma sistemi arasında deneysel bir karşılaştırma yapılmıştır. Her iki sistem de aynı yüklere ve iklim koşullarına sahip aynı binaya paralel olarak bağlanmıştır. Böylece doğrudan bir karşılaştırma yapılmıştır. Bütün sezon boyunca elde edilen sonuçlara göre, toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin, birincil enerji tüketimi açısından, sistem ısıtma modunda çalışırken havadan suya ısıtma sistemine göre tükettiği enerjinin %43'ünü, sistem soğutma modunda çalışırken ise %37 kadar tasarruf ettiğini göstermişlerdir.

Al-Sarkhi vd. (2008), toprak kaynaklı ısı pompasının sondaj deliği etrafındaki ayakta duran kolon kuyusu (SCW) ve gözenekli ortam için ısı ve sıvı akışlarının sayısal simülasyonu araştırılmıştır. Sonlu farklar tekniği kullanılmıştır. Çeşitli değişkenler için parametrik çalışma geliştirilmiştir. Örneğin, 0,10, 0,20 ve 0,30'luk farklı kanama oranları ve 15°C ila 60°C arasındaki uzak sıcaklıklar araştırılmıştır. Hava alma oranında ve uzaktaki sıcaklıktaki bir artış, SCW'den çıkış suyu sıcaklığını arttıracak ve ısı pompasına geri dönecektir. 0,05 ila 0,275 arasında değişen gözenekliliğin etkisi de dikkate alınmıştır. Gözenekliliği arttırmak su çıkış sıcaklığını düşürür. Benzer şekilde, sırasıyla 15-500 ve 1000-11.000 aralığındaki Nusselt ve Reynolds sayılarının etkileri bu makalede bildirilmiştir. Su çıkış sıcaklığıyla Nusselt ve Reynolds sayıları azalır. SCW, jeotermal destekli bir ısı pompası sisteminde iyi bir toprak ısı eşanjörü olarak kullanılabilir. Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile polinom korelasyonu geliştirilmiştir.

Montagud vd. (2011), bu makalede GeoCool isimli deney tesisinin uzun vadeli enerji performansı araştırılmıştır. Bu amaçla, Şubat 2005-Nisan 2010 tarihleri arasında başlangıç tarihinden itibaren mevcut olan veriler için enerji performans ölçümleri

sunulmuştur. Sistemin bu yıllar için olan performansları, sistemin performansında bir düşüş olup olmadığını tespit etmek amacıyla karşılaştırılmıştır. Ek olarak, GeoCool fabrikasının bölgedeki toprağa ısıl tepkisinin etkisi araştırılmıştır. GeoCool toprak ısı kaynaklı pompasına giren ve dönen suyun sıcaklığı için mevcut verileri analiz ederek gerçekleştirilmiştir. Bu veriler GeoCool sisteminin ısı pompasını çevreleyen zeminde net bir ısıtma veya soğutma etkisi üretilip üretilmediğini ortaya çıkarmak için analiz edilmiştir. Çalışmanın sonucunda, ilk beş yıl boyunca, yerden gelen su sıcaklığının 0,7K civarında artacağını ve 25 yıllık çalışmadan sonra 1,12K artışa ulaştığını göstermişlerdir.

Man vd. (2010), toprak bağlantılı ısı pompası (GCHP) sistemleri, binalarda alan ısıtma ve soğutma için en iyi sürdürülebilir enerji teknolojilerinden biri olarak tanımlanmıştır. Son yıllarda binaların temel yığınları kısmen toprak ısı eşanjöründeki (GHE) sondajların yerini almak için kullanılırken, hat ısı kaynağı modelinin klasik yaklaşımları ve sondaj GHE'leri için “içi boş” silindirik ısı kaynağı modeli kazık GHE'lerin termal analizi ve tasarımı için başarısızdır. Klasik modellerden geliştirilen yeni bir “katı” silindirik kaynak modeli, sondaj deliğinin veya kümenin radyal boyutunu ve ısı kapasitesini dikkate almak için bu makalede sunulmuştur. Analitik çözümün ifadeleri, Green'in fonksiyon yöntemi ile 1-B ve 2-B yeni modeller için türetilmiştir. Yeni 1-B modelinden elde edilen sonuçlar, sondaj kuyusu GHE'nin klasik hat kaynağı ve ‘düşük “içi boş” silindirik kaynak modelleri ile karşılaştırılmış ve aynı modelin sayısal bir çözümü ile doğrulanmıştır. 1-D ve 2-D katı silindirik kaynak modelleri kazık GHE'lerin tasarımı ve simülasyonu için yeterli araçlar sağlayabilirken, sondaj kuyusu GHE'lerinin sıcaklık tepkisini simüle etmede, özellikle kısa süreli adımlar için, iyileştirme sağlanabilir olduğu gösterilmiştir.

Blum vd. (2011), çalışmanın amacı, dikey GSHP (yer kaynaklı ısı pompası) sistemlerinin tasarım ve performansını etkileyen teknik ve ekonomik faktörleri değerlendirmek ve bu faktörlerin jeoloji ve iklim koşulları gibi coğrafi bileşenlerle mekansal korelasyonunu değerlendirmektir. 1100'den fazla ayrı GSHP sisteminden gelen veriler analiz edildi. Bir GSHP sisteminin ortalama sermaye maliyeti yaklaşık 23.500€-6800€; büyük standart sapmaya öncelikle yerel pazar dinamikleri neden olmaktadır. ABD, Avusturya, Norveç, İngiltere ve İsveç gibi diğer ülkelere kıyasla, dikey GSHP sistemleri için en yüksek sermaye maliyeti, neredeyse kesinlikle kısmen ölçek ekonomilerine bağlı olan Almanya ve İsviçre'dir. Çalışılan durumdaki jeolojik, hidrojeolojik ve termal koşullar mekansal olarak önemli ölçüde farklılık gösterse de ve

değerlendirilen özgül ısı çıkarma oranları heterojen olarak dağıtılmış olsa da yeraltı özellikleri ile GSHP sistemlerinin tasarımı arasında bir ilişki tespit edilememiştir. Bu sonuç, henüz yüzey altı özelliklerinin, küçük veya büyük ölçekli GSHP sistemlerinin planlanması ve tasarımı sırasında yeterince dikkate alınmadığını, bu da bu tür sistemlerin bakım maliyetleri ve geri ödeme süreleri üzerinde düşük veya büyük boyutlara ve dolayısıyla uzun vadeli bir etkiye neden olduğunu göstermektedir.

Bakırcı vd. (2011), soğuk iklimde sahip Erzurum ilinde güneş-toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performansını incelemek amacıyla deneysel bir kurulum yapmışlardır. Deney düzeneği, güneş kolektörleri, bir zemin ısı eşanjörü (GHE), bir sıvıdan sıvıya buhar sıkıştırma ısı pompası, su sirkülasyon pompaları ve diğer ölçüm ekipmanlarından oluşmaktadır. Bu çalışmada, sistemin performansı deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel sonuçlar Ekim-Mayıs 2008-2009 arasında elde edildi. Deneysel olarak elde edilen sonuçlar, ısı pompası performans katsayısını (COP) ve sistem performansını (COPS) hesaplamak için kullanılır. Isı pompası ve sistemin performans katsayısı sırasıyla 3,0–3,4 ve 2,7–3,0 aralığında bulundu. Bu çalışma aynı zamanda Türkiye'nin soğuk iklim bölgesi olan Erzurum ilinde bu sistemin konut ısıtması için de kullanılabileceğini göstermektedir.

Özsolak (2011), yaptığı doktora çalışmasında Elâzığ ili sınırlarında 12m² alanda kurulmuş deney odasında güneş ve toprak kaynaklı ısı pompası sistemi kullanılarak ısıtma yapılmıştır. Toprak ısı değiştirici boruları 1m en, 2m derinlik ve 15m uzunlukta 2 adet çukur açılıp, bu çukurlara yatay ve dikey olarak slinky borular yerleştirilmiştir. Bu sisteme ek olarak 6 adet güneş kolektörü ile de ısıtma yapılmış. Sistemlerin enerji ve ekserji analizi yapıp birbiriyle karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırma sonrasında 0,1 kg/s debide yatay slinky ısı değiştiricinin ekserji verimi %44,8, dikey slinky ısı değiştiricinin verimi %43,3 güneş kaynaklı ısı pompası ise %41,1 olarak verilmiştir.

Akbulut (2012), doktora tezinde Yıldız Teknik Üniversitesi Davutpaşa Yerleşkesinde Yıldız Yenilebilir Enerji Evi'nde dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası ve duvardan ısıtma soğutma sistemi için enerji, ekserji eksergo ekonomik ve çevresel analizler yapmıştır. Isıtma sezonunda %74,1 verim, soğutma sezonunda ise %60 olarak analiz edilmiştir. Yapılan sistem bir değere getirilmiş enerji maliyeti, enerji tüketimine bağlı çevresel etki puanları, yakıt tüketimi de dahil olmak üzere 6 farklı sistemle karşılaştırılmıştır.

Congedo vd. (2012), bu çalışma, binaların ısıtılması ve soğutulması için kullanılan Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının (GSHP) verimliliği ve enerji davranışı ile

ilgilidir. Özellikle yatay tip ısı eşanjörleri, bu sistemlerin özelliklerini en yaygın düzenlerde ve farklı çalışma koşullarında değerlendirmek için farklı konfigürasyonlar için araştırılmıştır. Ana sonuçlar, zemine ve yerden aktarılan ısı akılarını ve sistemin verimliliğini gösterdi. Hesaplamalar CFD kodu Fluent ile yapıldı ve simülasyonlar Güney İtalya'nın tipik iklim koşulları için hem yaz hem de kış aylarında bir yıllık sistem işletimini kapsıyordu. Sistemin ısı transfer performansı için en önemli parametre, ısı eşanjörü etrafındaki toprağın termal iletkenliği ile sonuçlanmıştır ve optimal toprak tipi, en yüksek termal iletkenliğe sahipti (bu çalışmada analiz edilen durumlarda 3 W / m K). Tüpler içindeki ısı transfer sıvısının hızının seçimi başka bir anahtar faktördü. Yatay toprak ısı eşanjörlerinin montaj derinliği, sistem performansı üzerinde önemli bir rol oynamamıştır. Sarmal ısı eşanjörü düzenlemesi en iyi performans gösteren sonuç olarak ortaya çıktı.

Piller ve Scorpo (2013), bu çalışmada, dikey sondaj kuyularından gelen geçici zorlanmış konveksiyon sayısal simülasyon ile incelenmiştir. Mevcut sonuçlar bir analitik hat ısı kaynağı modeli ile karşılaştırılmıştır. Çok çeşitli yaşayabilir peclet sayıları dikkate alınır. Tahmini ortalama sondaj deliği yüzey sıcaklığı, b , $Pe < 0.2$ ve $Fo > 1$ için analitik çözelti ile mükemmel uyum içindedir. Sonsuz hat kaynağı modelinde olduğu gibi, sondaj deliği sıcaklığının yükselmesi için ısı sondaj deliği ekseninden serbest bırakılır. Analitik model tarafından sağlanan, $Fo < 1$ için mevcut sonuçlardan daha yavaştır. $Pe > 0.2$ için, sondaj deliği tarafından indüklenen akış alanının bozulması, beta üzerinde önemli bir etki gösterir ve sayısal sonuçlar ile analitik çözüm arasında dikkate alınan Fourier sayılarının tümünde önemli bir fark yaratır.

Michopoulos vd. (2013), tarafından hazırlanan bu makalede, sekiz yıllık bir çalışma süresi boyunca Kuzey Yunanistan'daki Yeni Belediye Binası'na kurulan bir toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performansı hakkında bilgi vermektedir. Sistem dikey bir zemin ısı eşanjörü, 80 m derinlikte 21 sondaj deliği, 11 sudan suya ısı pompası ünitesinden oluşmaktadır. Sistemin çalışmasının temel parametreleri bir veri toplama sistemi tarafından sürekli olarak izlenmektedir. Bu kayıtlara göre, sistemin performansını tahmin etmek için binaya ve toprağa / yerden ısı transfer akışları hesaplanmıştır. Isıtma modunda maksimum toprak ısı eşanjörü yükünün 50 W/m^2 'ye ulaştığı, soğutma modunda ise 20 ila 210 W/m^2 arasında olduğu bulunmuştur. Isı pompalarının Haftalık Performans Faktörü ve Mevsimsel Enerji Verimliliği Oranı, ısıtma modunda sırasıyla $5,0$ - $6,2$ ve $4,5$ - $5,5$ arasında ve soğutma modunda $4,1$ - $5,9$ ve $3,6$ - $4,5$ arasında bulunmuştur. Bu bina için geleneksel bir ısıtma ve soğutma sistemiyle

karşılaştırıldığında, toprak kaynaklı ısı pompası%25,7 daha az birincil enerji tüketir ve sırasıyla%22,7 ve %99,6 oranında daha düşük CO₂ ve NO_x emisyonları yayar, SO₂ emisyonları ise %18,4 daha yüksek olduğu belirtilmiştir.

Alavy vd. (2013) hibrid toprak kaynaklı ısı pompasını optimize etmek için bilgisayar tasarımı sistemli bir çalışma yapmışlardır. Toprak kaynaklı ısı pompasını bir hibrit sistem içerisinde boyutlandırılmıştır. Konuttan ticari ve endüstriyel binalara kadar 10 farklı sistem için test edilmiştir. Bu yöntemin kullanılması ile hibrid olmayan sistemlere kıyasla, kurulum, geri ödeme süresi ve işletme maliyetlerinin başlangıç maliyetlerinde önemli azalmalar sağlayabildiği görülmüştür. Çoğu durumda, optimizasyon yapıldığında, toprak kaynaklı ısı pompasının bir binanın toplam yıllık ısıtma ve soğutma talebinin çok büyük bir bölümünü karşıladığı anlaşılmaktadır (genellikle %80'den fazla).

Rad vd. (2013), yapılan çalışmanın amacı, hibrit jeotermal ısı pompası sistemlerinin güneş enerjisi termal kolektörleriyle performansını ve uygulanabilirliğini değerlendirmektir. Çalışmada, Kanada, Toronto yakınlarındaki Milton City'de gerçek bir ev için ısı yükleri tahmin edilmiş, sistem simülasyon yazılımı aracı olan TRNSYS ile, geleneksel bir toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin yanı sıra önerilen bir hibrid toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin yıllık performansını modellemek için kullanıldı. Bu çalışmanın temel amacı, bu tür hibrit sistemlerin egemen binaların ısıtılmasında fizibilitesini değerlendirmek için sistem simülasyonu yaklaşımını uygulamaktır. Gerçek bir konut binası modellenmiş ve sonuç, belirli bir ay boyunca ekipmanların ilgili işletimi izlenerek toplanan gerçek verilerle karşılaştırılmıştır. Güneş enerjisi kollektörlü hibrid toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin, ısıtma ağırlıklı evlerin mekân koşullandırması için uygun bir seçenek olabileceğini göstermiştir. Bu çalışmadaki ev için, hibrid sistemin zeminindeki mevsimsel güneş enerjisi depolaması, geleneksel toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinde ihtiyaç duyulacak büyük miktarda toprak döngü ısı değiştirici uzunluğunu dengelemek için yeterli olduğu görülmüştür. Bu sistemin ekonomik faydaları, iklime, sondaj sondaj maliyetine ve faiz oranına bağlıdır. Analiz, geleneksel toprak kaynaklı ısı pompası sistemine kıyasla küçük bir ekonomik fayda olduğunu göstermiştir. 20 yıllık yaşam döngüsü maliyet analizine dayanan önerilen hibrit sistemin net bugünkü değerinin, sondaj maliyetine bağlı olarak geleneksel GSHP sisteminden %3,7-%7,6 daha düşük olduğu tahmin edilmiştir.

Underwood (2013), bu çalışmada Birleşik Krallık, toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin kullanımında hızlı bir büyüme dönemine girmektedir. Birleşik Krallık'taki

çoğu tesisat, tasarımı dört parametreye bağlı olan dikey “sondaj deliği” ısı eşanjörü dizilerini kullanır: oluşum termal iletkenliği, oluşum ısı kapasitesi, ısı değiştirici direnci ve ısı değiştirici harç malzemesi ısı kapasitesi. Geleneksel olarak, bu parametrelerden ikisi (iletkenlik ve direnç), ilgilenilen bölgedeki bir deneme ısı eşanjörü üzerinde termal tepki verilerinin klasik hat kaynaklı ısı iletim teorisine yerleştirilmesiyle gerçekleştirilen bir termal tepki testinden elde edilir. Bu test yöntemi, oluşum ve harç malzemesinin ısı kapasiteleri hakkında bilgi vermez ve ısı eşanjörü direnç parametresinin çıkarılmasını sağlamak için öncekiyle ilgili bir varsayım gerektirir. Bu çalışmada, test ısı eşanjörünün ayrıntılı bir sayısal modeli ile birlikte bir güvenilirlik arama algoritması kullanarak dört parametrenin tümünü çıkarmak için yeni bir yöntem geliştirilmiştir. Sonuçlar, 13 test durumu için ısı eşanjörü çıkış suyu sıcaklığı ile ölçülen çıkış suyu sıcaklığı arasındaki model tahminleri arasında mükemmel bir uyum sağlar. Burada geliştirilen yöntemin bir diğer avantajı, bozulmalar ve süreksizlikler içeren veri kümeleriyle kullanılabilmesidir. Pratik uygulamalar: İngiltere'deki toprak kaynaklı ısı pompası tesisatlarının çoğunda dikey “sondaj” ısı eşanjörü dizileri kullanılır. Bu dizilerin tasarımı, kaya oluşumu termal iletkenliği ve hacmine özgü ısı kapasitesi ve sondaj kuyu eşanjörü termal direnci ve harç malzemesi hacmine özgü ısı kapasitesi hakkında bilgi gerektirir. Bu tasarım parametreleri genellikle ilgilenilen bölgede bir deneme ısı eşanjörü üzerinde gerçekleştirilen bir termal tepki testinden elde edilir. Bu çalışmada, 13 İngiltere sahasından termal yanıt testi sonuçları sunulmuş ve dört tasarım parametresini elde etmek için yeni bir yöntem geliştirilmiş ve önerilmiştir.

Okumiya ve Zhang (2014), bu çalışmada, Pekin'de bir ofis binası için ısıtma, soğutma ve kullanım sıcak suyu üretmek için tasarlanmış yeni bir güneş kaynaklı ısı pompası sistemi (SGSHPS) sunulmaktadır. Sistemin geçiş mevsimlerinde bir operasyon stratejisi, ısı pompasını uzak tutmak ve iç mekân ısı eşanjörünü (GHE) iç mekân klima terminali ekipmanı olarak doğrudan fan bataryalarının ısı eşanjörlerine bağlamak için önerilmektedir. TRNSYS simülasyon programı ile sistemin önemli parametreleri optimize edilmiş ve operasyon stratejisinin uygulanabilir olduğu gösterilmiştir. Kış mevsimi için iki ana operasyonun çoğul stratejileri analiz edildi ve karşılaştırıldı. Seri olarak kurulmuş GHE ve güneş kollektörleri bulunan sistem SGSHPS(s) soğuk bölgelerde SGSHPS (r) 'den daha iyi performans gösterdiği görülmüştür.

Robert ve Gosselin, (2014), bu çalışmada, projenin toplam maliyetini en aza indirerek dikey toprak ısı eşanjörleri ve ısı pompası sistemleri tasarlamak için bir yöntem sunmaktadır. Toplam maliyet, sondaj, kazı, ısı pompası ve boru şebekesinden

oluşan bir başlangıç maliyetini içerir. Bir binanın ısıtılması / soğutulması için tüketilen enerjiyi hesaba katan işletme maliyeti de dahildir. Prosedür, sondaj deliklerinin sayısının, derinliklerinin ve aralıklarının ve ısı pompasının optimum boyutunun belirlenmesine izin verir. Yöntem, farklı toprak iletkenliği ve ısı talepleri için test edilmiştir. Yöntem ayrıca bir TRT'nin ekonomik yaşayabilirliğini belirlemek için de kullanılabilir. Test edilen vakalar için sonuçlar, toprak ısı iletkenliğinde belirsizlik nedeniyle oluşan aşırı maliyetin, sondaj deliklerinin sayısı ile arttığını göstermektedir. Ayrıca, bir maliyet duyarlılığı analizi, en etkili parametrelerin sondaj deliklerinin sayısı ve derinlikleri olduğunu göstermektedir.

Ünal (2014), Mardin ili Midyat ilçesinde 120 m² taban alanına sahip bir alanda güneş enerjisi destekli dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası sistemi deney seti kurmuştur. Yapılan deneylerde ısıtma ve soğutma sezonu için enerji, ekserji ve eksergo ekonomik analizi yapılmıştır.

Aydın, (2015) doktora tez çalışmasında, geleneksel sabit ısı akıllı ısı tepki testine alternatif ve belirli avantajlar içeren sabit sıcaklıklı ısı tepki testi önermiş, deneysel olarak çeşitli özellikteki toprak ısı değiştiricilerinde uygulamıştır. Yapılan sistemde ısı transferi incelenmiş ve arttırılmasına yönelik iyileştirmeler yapılmıştır. Yatay ve dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinde debi, boru çapı kalınlığı gibi farklı parametreler incelenmiş ve sonuçlar analiz edilmiştir.

Moon ve Choi (2015), bu çalışmada, enerji kaynağı ve enerji levhali toprak döngü ısı eşanjörleri kullanılarak toprak kaynaklı ısı pompası sisteminde doğrulama için analizler gerçekleştirilmiştir. Bina temel kazık ve levhaları jeotermal ısı kaynağı olarak kullanılmıştır. Bu, toprak çevrim ısı eşanjörlerinin yapım maliyetini düşürebilir, çünkü bu sistem toprak döngü ısı eşanjörlerinin montajı için ek alana ve sondaja ihtiyaç duymaz. Bir enerji-kazık sisteminin toprak çevrim ısı eşanjörü, çift u-tüp yöntemi kullanılarak polietilen (PE) borunun dikey montajı ile oluşturulmuştur. Bir enerji levha sisteminin topraklama döngüsü ısı eşanjörü, bir binanın altındaki levhaya PE borusunun yatay montajı ile inşa edilmiştir. Bu çalışmanın sonucu olarak, bir binanın temel yapısına monte edilen toprak döngülü ısı eşanjörü kullanılarak toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin uygulama geçerliliği ve güvenilirliği için temel veriler sunulmuştur. Isı pompası ünitesinin enerji yığını ve enerji levha sistemi için minimum COP değerleri sırasıyla 4,2 ve 4,5 idi. Bu sonuçlar, kapalı toprak döngülü bir ısı pompası ünitesi için minimum 3,45 COP sertifikasyon standardından daha yüksektir.

Chen (2015), bu makale, dikey U borulu Toprak Isı Eşanjörleri (GHE) için sayısal bir ısı transfer modeli sunmaktadır. Bu model, farklı başlangıçtaki toprak sıcaklıklarını ve farklı derinliklerde fiziksel özellikleri benzersiz bir şekilde dikkate alabilir. Model, deneysel bir vaka çalışmasına dayanılarak doğrulanmıştır ve GHE'lerin termal performansını simüle etmek için kullanılmıştır. Simülasyon sonuçları, 100m dikey GHE için, dikey olarak gömülü GHE'nin ilk 70m'sinin son 30m kesitinden daha yüksek bir ısı transfer kapasitesine sahip olduğunu göstermektedir. Ek olarak, onaylanmış model, 60 ila 100m uzunluk arasındaki beş vaka çalışmasında dikey GHE'lerin optimum derinliğini araştırmak için kullanılır. Bunların arasında, simülasyon sonuçları gömülü derinliği 70m olan GHE'nin birim derinlik başına en yüksek ısı değişim oranını sağlayabildiğini göstermektedir (ısı reddi / ekstraksiyon modunda 54,1 ve 47,0W/m). Sonuç olarak, 11.388 m'lik en kısa toplam GHE uzunluğu ve 1,82 milyon Yuan'ın minimum maliyeti ile sonuçlanır, ancak sondaj kuyuları ve GHE tesisatı için daha geniş bir alana ihtiyaç vardır. Bu nedenle, incelenen vaka için dikey U-tüp GHE'lerin optimal gömülü derinliği, sondaj deliklerini ayarlamak için bol bir alan tahsisi şartıyla 70m'dir.

Emmi ve ark., (2016), bu çalışmada, alan ısıtma ve kullanım sıcak suyu (DHW) üretimi için bir fotovoltaik termal hibrit güneş kolektörü (PVT) ve çok kaynaklı bir ısı pompasının farklı kombinasyonları incelenmiştir. Isı pompası için hava, güneş ve yer ısı kaynakları analiz edildi. Çalışma, İtalya'nın kuzey doğusunda bulunan tek ailelik bir evin ısı talebiyle ilgilidir. Göz önünde bulundurulmuş sistem konfigürasyonları, güneş panellerinin elektriksel ve termal performanslarının tahmini için özel bir matematiksel modele bağlanan simülasyon aracı TRNSYS aracılığıyla araştırılmıştır. Bu model eşdeğer elektrik devresine dayanmaktadır. Sonuç olarak, incelenen tüm çok kaynaklı sistemler, standart havadan suya ısı pompası sistemine kıyasla %14 ile %26 arasında bir enerji verimliliği artışı bildirmiştir. Hava ve güneş kaynaklı sistem, daha karmaşık sistemler için elde edilen verimden daha düşük olan 3,64'e eşit bir enerji verimliliğine sahip olduğu görülmüştür.

Yang vd. (2018), bu makalede, farklı çift ısı kaynağı bağlantı modlarında çalıştırılan bir Güneş-toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin (SGSHPS) termal performansı deneysel olarak incelenmiştir. GHE'nin COP ünitesi, güneş toplama verimliliği ve giriş ve çıkış sıcaklıkları çeşitli modlar için test edildi. Sonuçlar, kombinasyon çalışma modu için güneş ve yer ısı kaynağının su deposu ve plakalı ısı eşanjörü ile dinamik olarak bağlandığını ve ortalama birim COP ve toplama veriminin

sırasıyla %3,61 ve %51,5 olduğunu göstermektedir. Su deposu ısı depolama modu için, GSHP'nin gündüz durdurma modunda evaporatör giriş suyu sıcaklığı, GSHP'nin gündüz çalışma modundan 1,85°C daha yüksektir ve ortalama ünite COP ve toplama verimliliği sırasıyla %3,43 ve %34,8, 3,91 ve GSHP'nin gündüz durdurma modu ve GSHP'nin gündüz çalışma modu için %34,9. Zemin ısı depolama modu için, zemin sürekli ısı depolama modu için zemin sıcaklığı etkili bir şekilde iyileştirilebilir ve GHE'nin çıkış sıcaklığı, zemin aralıklı ısı depolama modu için önemli ölçüde artırılabilir. Ortalama birim COP ve toplama verimliliği, zemin aralıklı ve sürekli ısı depolama modu için sırasıyla %3,65 ve %47,9, %3,8 ve %41,5'tir. Temel parametrelerin sistem performansı üzerindeki etkilerini keşfetmek için SGSHPS'nin bir TRNSYS dinamik simülasyon modeli oluşturulmuştur. Sonuçlar, kolektör alanı ve GHE sayısının sistem verimliliği üzerinde belirgin etkilere sahip olduğunu, ancak su deposu hacminin etkisi çok küçük olduğunu göstermektedir. Uygun kollektör alanı ve GHE sayısı sırasıyla 80m² ve 9 olarak bulunur.

Duman (2018), yaptığı çalışmada Sivas ili şartlarında yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin deneysel olarak araştırmıştır. Sivas ili Cumhuriyet Üniversitesinde 30m² enerji evine kurulan 2,5m derinliğinde, 4 hattan oluşan 370m boru uzunluğuna sahip toprakaltı ısı değiştiricisi ünitesi ile su-antifriz karışımı ile ısı çekilmiştir. Deney sisteminde iç-dış ortam sıcaklığı, farklı derinlikte toprak sıcaklığı, su-antifriz karışımının giriş-çıkış sıcaklığı parametreler ölçülmüştür. Ölçülen bu parametrelerle ekserji kaybı hesaplanmıştır. Toprak kaynaklı ısı pompasının ekserji kaybı %34-30, sistemin ekserji kaybı ise %29-26 arası olarak hesaplanmıştır.

Dünyada ve ülkemizde enerji tüketiminin büyük kısmı konut ve işyeri ısıtma ve havalandırmasına kaynaklanmaktadır. Ülkemiz enerji kaynakları yönünden büyük çoğunluğu dış kaynaklara bağlıdır. Sahip olduğumuz enerjiyi verimli kullanmak için çok yönlü uygulamalar yapılmaktadır. Isı pompaları yüksek kullanım verimlerinden dolayı, klasik ısıtma sistemlerine göre birçok farklı uygulamada tercih edilmeye başlanıp yaygın bir şekilde kullanılmaya başlanmıştır. Bu uygulamalardan birisi olan toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri, genellikle konut ve ticari binalarda ısıtılması ve havalandırılmasında kullanılmaktadır. Yapılan araştırmalarda, toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri diğer sistemlere göre (elektrikli ısıtma) ısıtma tesir katsayısı değerleri ve sistemin verimliliği yüksektir. Tez çalışmasında kurulmuş olan yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası sistemi ile Batman ili iklim şartlarında Batman Üniversitesi Batı Raman yerleşkesindeki konteynerde deney alanının ısıtılması yapılmıştır. Alınan

deney sonuçlarına göre sistemin tamamının ve her bir elemanın ayrı ayrı enerji, ekserji analizi yapılmıştır.

Yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri hakkında yapılan literatür araştırmasına göre bu sistemlerin; özellikle düşük sıcaklıklı enerji kaynakları ile uyumlu çalışmaları, konfor şartlarını sağlamaları, yüksek enerji tasarrufu sağlayan sistemler olarak öne çıkmışlardır. Isı pompası sistemlerinin çalışma koşulları, alternatif enerji kaynaklarıyla birlikte kullanıma elverişlidir. Yükselen fosil yakıtları fiyatları ve artan çevre sorunları gelecekte çok daha fazla ilgi görecektir. Büyük bir ivme ile globalleşen enerji politikaları istikametinde ısı pompası sistemlerinin kullanımlarının teşvik edileceği görülecektir.

Literatürde hali hazırda mevcut olan araştırma yöntemleri izlenerek yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası kullanımına ait enerji ve ekserji analizlerinin yapılabilmesi için sistemin bulunduğu yerde, sistem üzerinde ölçümler alınıp, hesaplanması gerekmektedir. Bu bağlamda ele alınan sistem üzerinde kütle dengesi, enerji dengesi, ekserji dengesi denklemlerinin sırasıyla uygulanması amaçlanmaktadır.

Yapılan çalışmada yatay TKIP sisteminin Batman ili iklim şartlarında kullanılabilirliği araştırılmıştır. Deneyler Batman Üniversitesi Batı Raman yerleşkesindeki konteynerde kurulan sistemde yapılmıştır. Altı hat olacak şekilde toprak altı ısı değiştiricisi sistemi 2m derinlikte açılan çukurlara yaklaşık 600m boru döşenmiştir. 2020 yılı aralık ayında sistemde deneyler yapılmıştır. Dış ortam-iç ortam sıcaklığı, su-monoetilen glikol karışımının buharlaştırıcıya giriş çıkış sıcaklığı, soğutucu akışkanın ısı pompası elemanlarına giriş çıkış sıcaklıkları, ısıtma suyunun radyatöre giriş ve çıkış sıcaklıkları ve 2m derinlikte toprak sıcaklığı, iç ve dış ortam sıcaklıkları, kompresör giriş çıkış basınçları, su-monoetilen glikol karışımının ve ısıtma suyunun debisi ve sistemin genel elektriksel güç tüketimleri ölçülmüştür. Sistem elemanlarının her birine ayrı ayrı ekserji analizi yapılarak ekserji kaybı, ekserji verimi, ekserji kaybı oranı ve termodinamik mükemmellik derecesi hesaplanmıştır. Isı pompasının ve tüm sistemin ekserji verimleri hesaplanmıştır.

Bu tez çalışması ile ülkemizde toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin ısıtma amaçlı araştırılması ve sonuçlarının ortaya konması amaçlanmıştır. Bu sistemin Batman ili iklim şartlarında etkin sonuç vereceği sonucu düşünülmüş ve yapılmıştır. Özellikle Güneydoğu Anadolu Bölgesinde yatay TKIP uygulaması şimdiye kadar rastlanmamıştır. Bu nedenle bu konu tez çalışmasına konu edilmiştir.

Yapılan bu tez çalışması ile ülkemizde gerçekleştirilen yatay tip toprak kaynaklı ısı pompasının uygulamalı örnekleri ile ilgili çalışmalara katkıda bulunmak amaçlanmıştır. Bu bağlamda yapılan literatür araştırmasında toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin konut ısıtılması amacıyla birçok yerde benzer sistemlerin uygulanabilirliğinin araştırıldığı gözlenmiştir. Ülkemiz genelinde de benzer uygulamaların yapılabilirliğinin artması için bu çalışmanın bir başlangıç çalışması olarak ortaya koymak amaçlanmıştır.

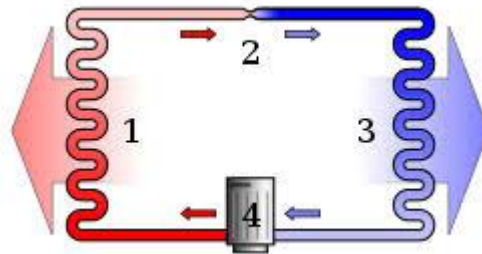
2. KURAMSAL TEMELLER

2.1. Isı Pompaları

Isı enerjisini bir kaynaktan alıp diğer bir kaynağa taşıma düzenine ve elektrikle çalışma özelliğine sahip bir mekanizmadır. Gerekli koşullar sağlandığında fazla miktarlarda enerji, alçak tutarlarda tüketime takdim edilebilir.

Isı pompaları ısıyı üretmeyi değil de taşımayı amaçlar ve ısıнын temin edileceği bir ısı kaynağına gerek duyulur. Genellikle kullanılan ısı pompaları sistemlerinin çoğunda ısı kaynağı olarak hava kullanılmaktadır. Isı kaynağı olarak havayı kullanan sistemlere Split klima denilmektedir. Kaynak olarak havayı kullanan mekanizmaların verimleri dış ortam şartlarına göre farklılık gösterebilirler. Elde edilen verim değerlerinin aynı gün zarfında bile sabit kalmamasından dolayı kuruluş fiyatlarında istenmeyen yükselişler ortaya çıkmaktadır. Verim artışlarını engelleyen sıcaklığın düzenli kabul edildiği ısı kaynakları da vardır. Sıcaklıkları düzenli kabul edilen ısı kaynakları su ve topraktır.

Su veya toprak kaynaklı ısı pompası yerkürenin belli bir derinliğinden sonra sıcaklığın sene boyunca sabit kaldığı gerçeğine dayanmaktadır. Belirli bir derinlikten sonra kışın toprakta ya da yer altındaki sulara depolanmış ısıyı haneye, yazın ise hanedeki ısıyı yeraltına vererek doğaya zarar vermeden binanın ısıtılmasını ve soğutulmasını sağlamak için doğanın bize verdiği avantajı kullanırlar. Şekil 2.1.'de çevrim şeması gösterilmiştir. 1 numaralı eleman Kondenser (Yoğuşturucu), 2 numaralı eleman Genişleme vanası, 3 numaralı eleman Buharlaştırıcı (Evaporatör), 4 numaralı eleman ise Kompresör olarak gösterilmiştir.



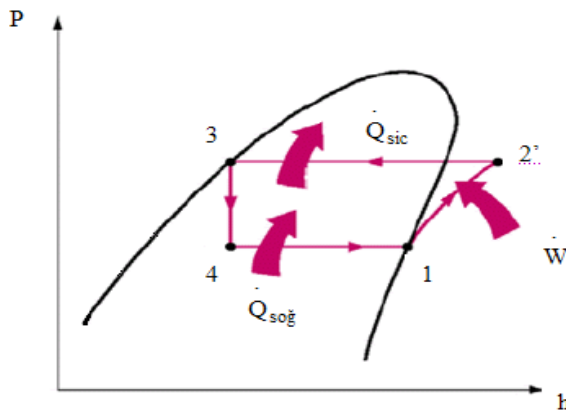
Şekil 2.1. Isı pompası çevrim şeması (Anonim 2020a)

2.1.2. Isı pompası termodinamiği

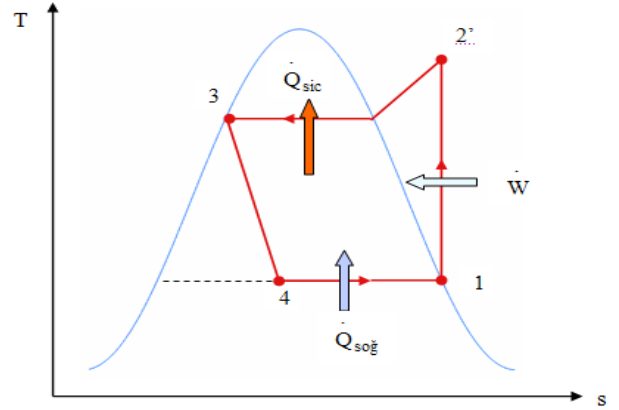
Isı pompası sistemleri enerjiyi bir ortamdan diğer ortama aktaran mekanizmalardır. Enerji temin edilen kaynak hava, su yâda toprak olabilir. Isı pompası

enerjiyi temin ettiği kaynağı ısıtma yaparken soğutur, serinletme konumunda çalışırken ise ısıtır. Yapılan bu işlem gazın faz değişimi, enerji alma ve enerjiyi taşıma işlemidir. Yapılan bu taşıma ve gazın faz değişimi işlemi esnasında bir meblağ enerji tüketilir.

Tüm ısı pompaları aynı düzenle çalışır. Soğutma işlemi sonunda ısı açığa çıkar. Örnek olarak evimizdeki buzdolaplarını düşünelim. Buzdolabı içindeki yiyecekleri ve dolabın içindeki havanın ısınısını alan akışkan, buzdolabının içini soğuturken odaya ısı vermektedir. Buzdolabının arka tarafındaki boruların sürekli sıcak olmasının nedeni budur. Buzdolabının yapısındaki kompresör dolabın içinden aldığı enerjiyi 3-4 kat artırarak, ısı olarak arkaya iletir. Buradaki amaç soğutma iken, soğutma işlemi sonunda ısı açığa çıkması. Kısacası bir alanı soğuturken başka bir alanı da bunun sonucu olarak ısıtıyorsunuzdur. Şekil 2.2.a ve Şekil 2.2.b’de P-h ve T-s diyagramlarında çevrimde oluşan hal değişimleri verilmiştir.



Şekil 2.2.a Isı pompası çevriminin P-h diyagramı
(Anonim 2020a)



Şekil 2.2.b Isı pompası çevriminin T-s diyagramı
(Anonim 2020a)

Aşağıda P-h ve T-s diyagramlarının açıklamaları verilmiştir.

- 1-2: Kompresörde izentropik sıkıştırma
- 2-3: Kondansörde sabit basınçta çevreye ısı verilmesi
- 3-4: Genleşme valfinda sabit entalpide büyüme
- 4-1: Evaporatörde sabit basınçta dışarıdan ısı alınması

Evaporatörden çıkan doymuş buhar kompresörde fazla basınç ve sıcaklıkta sıkıştırılarak kızgın buhar haline getirilir. Ondan sonra kondansöre giren kızgın buhar kullanılabilir ısınısını dış ortama aktararak sabit basınçta yoğunlaşır. Doymuş sıvı fazındaki yüksek basınçlı akışkanın basıncı ve sıcaklığı genişleme vanasında evaporatör

koşullarına getirilir. Evaporatöre gelen akışkanın sıcaklığı ısı kaynağının sıcaklığından az olmasından dolayı ısı kaynağından akışkana sabit basınçta ısı geçişi olur ve akışkan buharlaşır. Böylelikle çevrim tamamlanmış olur.

2.1.3. Isı pompalarının tarihçesi

Isı pompasının temel teorisi 1824 yılında Sadi Carnot tarafından ortaya atılmıştır. 26 yıl sonra 1850 yılında Lord Kelvin'in, soğutma cihazlarının ısıtma amacı ile kullanılabileceğini öne sürmesiyle ısı pompası kullanılmaya başlandı. Bilim adamları II. Dünya Savaşı'ndan önce ısı pompalarının alanından araştırmalar ve çalışmalar yaptı. Savaş yıllarında çalışmalar başka alanlara kaydığında araştırma ve geliştirmeler kesilmiştir. Isı pompası endüstrisi doğalgaz ve petrole dayanan enerjinin ucuzlaması nedeniyle bu sisteme olan güven 1960'lı yıllarda oldukça azaldı. Isı pompalarının bu duraklamanın ardından tekrar önem kazanması 1973'teki enerji krizinden sonra olmuş ve bu tarihten sonra çalışmalar yapılmıştır.

Avrupa ve Amerika'da özellikle 1990'lı yıllardan itibaren kullanımı yayılmaya başlamış ve her geçen gün kullanıcı sayısı fazlalaşmıştır.

Ancak ülkemiz ısı pompası teknolojileriyle tanışması geç olmuş ve bu sistemlerin getirdiği tüm avantajlara rağmen hâlen hâlihazırda önemli sayıda kullanıcı sayısına ulaşamamıştır. Türkiye'de ısı pompası çalışmaları ilk olarak 1990'lı yılların ortalarında gerçekleşmiştir. Isı pompası kullanıcıları çoğunlukla yurt dışında bu sistemle tanışmış, avantajlarını görmüş belki de şahsen yaşamış ve Türkiye'ye dönünce bu sistemi isteyerek kullanmaya başlamış fertlerdir.

Tükenmekte olan fosil yakıtların her geçen gün bedellerinin artması ve çevreye verdiği zararlardan dolayı enerji kaynağı olarak kullanımlarının azaltılması için sürekli doğada var olan, tükenmesi ihtimal söz konusu olmayan, çevreye zarar vermeyen yenilenebilir enerji kaynakları çeşitlendirilmekte ve çevre bilinci anlayışı geliştirilmekte. Bundan dolayı Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının kısa bir zaman içerisinde ülkemizde kullanımının artması kaçınılmazdır.

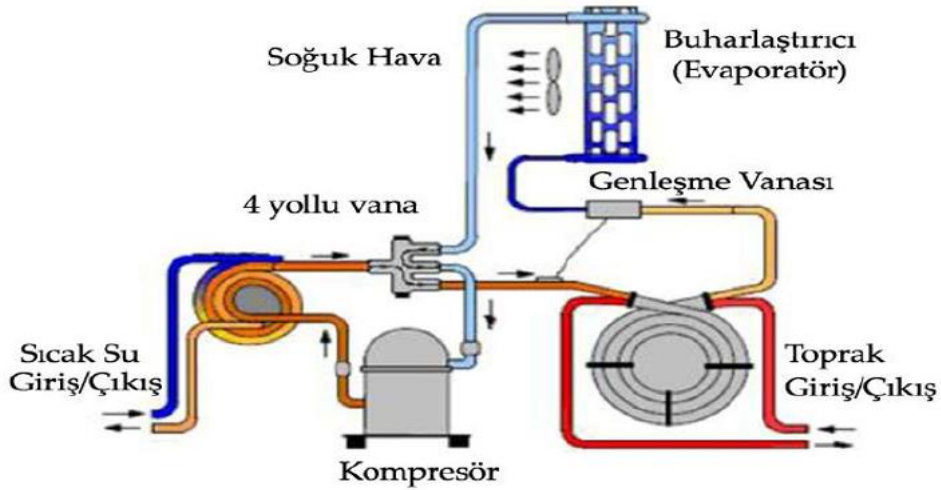
Isı Pompalarının Temel Özellikleri

- Yenilenebilir enerji kaynağı olması,
- Çevreye duyarlı bir sistem olup zararlı emisyonların oluşumunu azaltır,
- Sistem kurulumu için yer ihtiyacının minimum olması,
- Sistemde ekstra olarak yakıt tankına ihtiyaç yoktur,
- Baca ihtiyacı yoktur,

- Yurtdışında başta Avrupa ülkelerinde ısı pompası teşvik edilmektedir,
- Yüksek ya da düşük ısı ve sıcaklık için uygundur,
- Diğer ısıtma ve sıcak su sistemlerine göre daha düşük işletme maliyeti olması,
- Ses seviyesinin diğer sistemlere düşük olması,
- Tabii soğutma özelliği ile daha az maliyet ile soğutma imkânı olması.

2.1.4. Toprak kaynaklı ısı pompası

Toprak Kaynaklı Isı Pompaları binaları ısıtmak ve soğutmak için günümüzde artan kullanım alanına sahip olmuştur. Yenilenebilir enerji kaynaklarından biri olan dünya enerji ve çevre sorunları ile mücadele eden en fazla yatırım yapılan enerji kaynakları arasında yer alıyor. 2010-2014 arasında 49 ülke hem doğrudan kullanım hem de elektrik enerjisi için jeotermal enerjiye yaklaşık 20 milyar ABD doları yatırım yapmıştır. Zemin, ısıtma mevsimlerinde havadan daha yüksek sıcaklıklara sahiptir ve soğutma mevsimlerinde tam tersidir. Toprak kaynaklı ısı pompaları, alan enerjisini yaşam alanlarına transfer etmek için geliştirilmiştir. Hava ve su sistemlerine göre daha pahalıdır. Şekil 2.3.'te Toprak Kaynaklı Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompası şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Toprak kaynaklı buhar sıkıştırılmalı ısı pompası (Anonim 2020b)

Toprak kaynaklı ısı pompaları, toprağın derinliklerinde yıl boyunca sabit denebilecek kadar ısı farkının az olduğu, yüksek ısıyı çekerek buharlaştırıcısında kullanan sistemlerdir. Toprak kaynaklı ısı pompası yardımıyla toprakta bulunan ısıyı yatay borulama sistemi veya dikey borulama sistemi olarak iki farklı şekilde

çıkarılabilir. Toprak kaynaklı ısı pompası, açık çevrim ve kapalı çevrim olmak üzere ikiye ayrılır.

Toprak kaynaklı ısı pompaları ve hava kaynaklı ısı pompalarının karşılaştırılması sonucu toprak kaynaklı ısı pompalarının birçok üstünlüğü olduğu görülmüştür. Bunlar;

- Toprak kaynaklı ısı pompaları hava kaynaklı ısı pompalarına göre daha az enerji tüketirler.
- Toprağın yıl boyunca sabit sıcaklıkta olması, havadan daha kararlı bir enerji kaynağı olduğunu gösterir.
- Dış ortam sıcaklığı, toprağın buz olmasını gerektiren bir sıcaklığa inmediği sürece ilave ısı kaynağı gerektirmezler.
- Toprak kaynaklı ısı pompalarının tasarımları, hava kaynaklı ısı pompalarına göre daha basit olduğundan dolayı daha az bakım gerektirirler.

2.1.4.1. Toprak kaynaklı ısı pompalarının tarihçesi

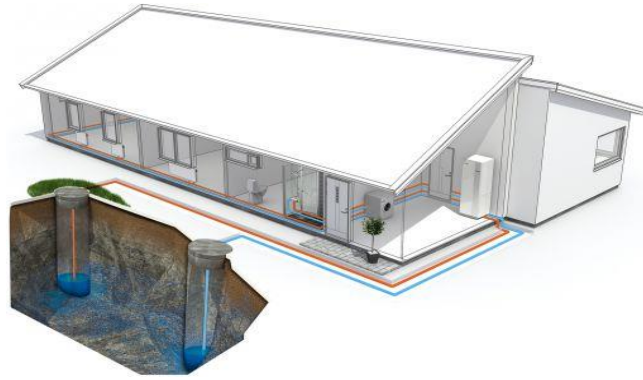
Alternatif düşük maliyetli enerji kaynaklarına duyulan gereksinim, konut ve ticari ısıtma / soğutma uygulamaları için toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin geliştirilmesine yol açmıştır. Zemin sıcaklığı yıl boyunca neredeyse sabit ve bu nedenle bu sistemlerin kullanımı çok ekonomik ve çevre dostu. Yatay bağlantılı toprak kaynaklı ısı pompası önem kazanmıştır. Sondaj gerekmediğinden ve sadece 1-2 m derinliğinde bir hendek gerekli olduğundan, diğer toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerine kıyasla montaj maliyetini düşürebilir.

Toprak kaynaklı ısı pompalarının yararları ilkin 1912 yılında sunulmuştur. Daha sonra 1940'lı yıllarda termodinamik açıdan kazancı ısı kaynağı olarak toprak altına konulan metal serpantinler içinde salamura (su-antifriz) dolaştırılarak, toprak kaynaklı ısı pompalarının yararları çarpıcı bir şekilde gösterilmiştir. Elde edilen verim yüksek olduğundan dolayı toprak kaynaklı ısı pompaları üzerine olan çalışmalar asla durdurulmamıştır. Daha sonraları plastik borular kullanılarak, korozyon sorunu çözülmüş ve çalışmalar hızla devam etmiştir. Son yıllarda da kullanımı git gide artmıştır.

2.1.5. Açık çevrim sistemleri

Açık çevrimde yeraltı sularından, denizlerden veya göllerden elde edilen su doğrudan kullanılır. Yaklaşık olarak 10-11°C sıcaklığında elde edilen su, ısı pompasının ısıtma durumunda evaporatöre (buharlaştırıcı) ısısını verir. Suyun rahatlıkla kullanılması için, su kaynağının kullanımdan önce analiz edilmesi gerekir.

Soğutma durumunda kullanılacak su, kaynaktan alındığı gibi soğutulacak alana gönderilir. Bu şekilde suyun doğrudan kullanılması ile yapılan soğutma işlemine pasif soğutma işlemi denir. Bu çevrimde sudan dolaysız bir şekilde yararlanıldığı için, kapalı sistemlere göre verimleri daha fazladır. Şekil 2.4.'te açık çevrim görsel olarak verilmiştir.

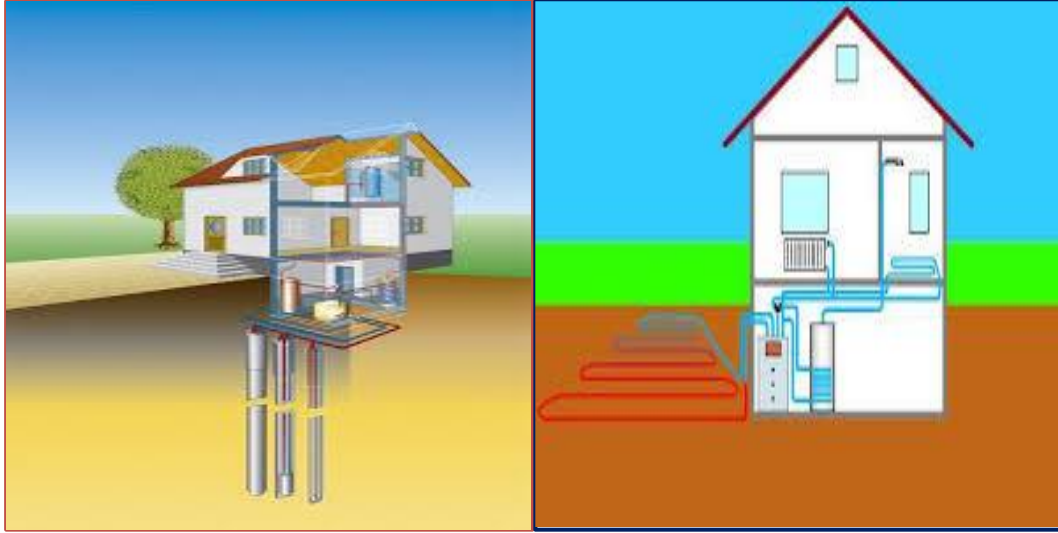


Şekil 2.4. Açık çevrim görsel gösterimi (Anonim 2020c)

2.1.6. Kapalı çevrim sistemleri

Kapalı çevrimin ekonomik olması, emniyetli olması ve kullanım alanının fazla olmasından dolayı en çok kullanılan sistemdir. Kapalı sistem de ısıyı taşıyan sıvı boru içerisinde sürekli sirküle olmaktadır. Genellikle ısı taşıyıcı olarak su-antifriz karışımı kullanılmaktadır. Kullanılan borular genellikle polietilen malzemesindendir.

Kapalı çevrim sistemleri yatay borulu ve dikey borulu olmak üzere iki şekilde yapılmaktadır. Şekil 2.5.'te kapalı çevrim görsel gösterilmiştir.

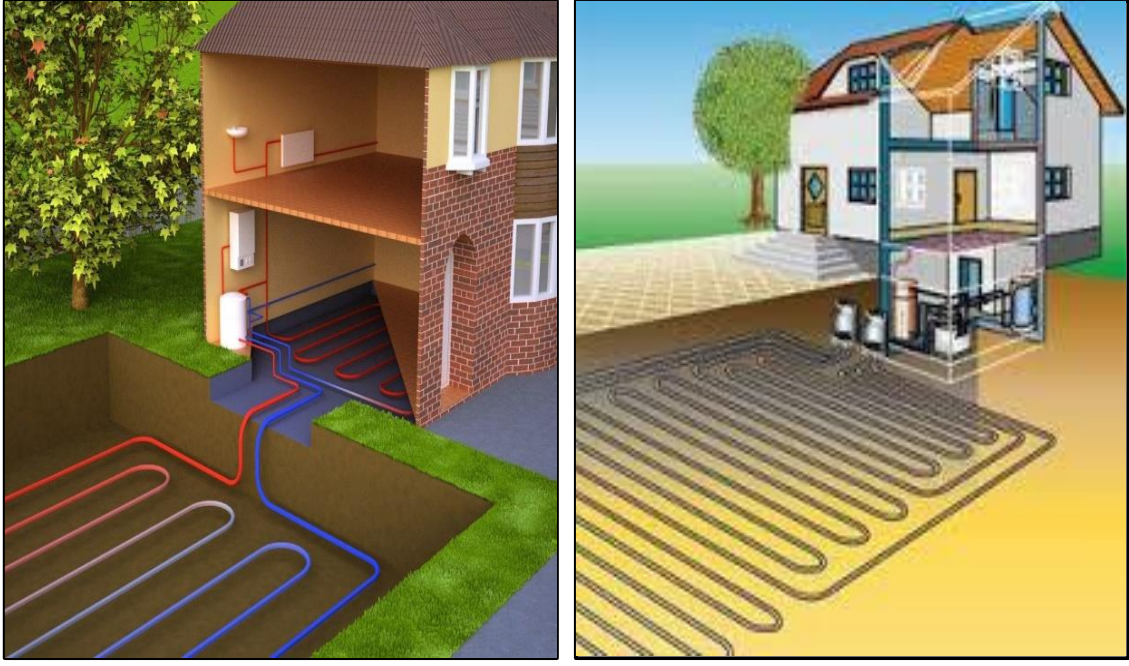


Şekil 2.5. Kapalı çevrim görsel gösterimi (Anonim 2020d)

2.1.7. Yatay borulama sistemi

Genellikle bu uygulama kepçe tarafından kazı yapılarak toprağın, 1,5m ile 2m derinliğinde hendekler açılır ve borular yatay bir şekilde döşenir. Hendek genişliği 0,6-0,9m aralığındadır. Borular seri veya paralel bir şekilde döşenebilir. Hendekler arası mesafe min. 1,2-1,8m arasında olacak şekilde ayarlanmalıdır. Böylelikle ısı transferi rahatlıkla ve yüksek verimle yapılır. Paralel döşenen borularda yatayda borular arası mesafe en az 30cm dikeyde ise en az 60cm olacak şekilde ayarlanmalıdır.

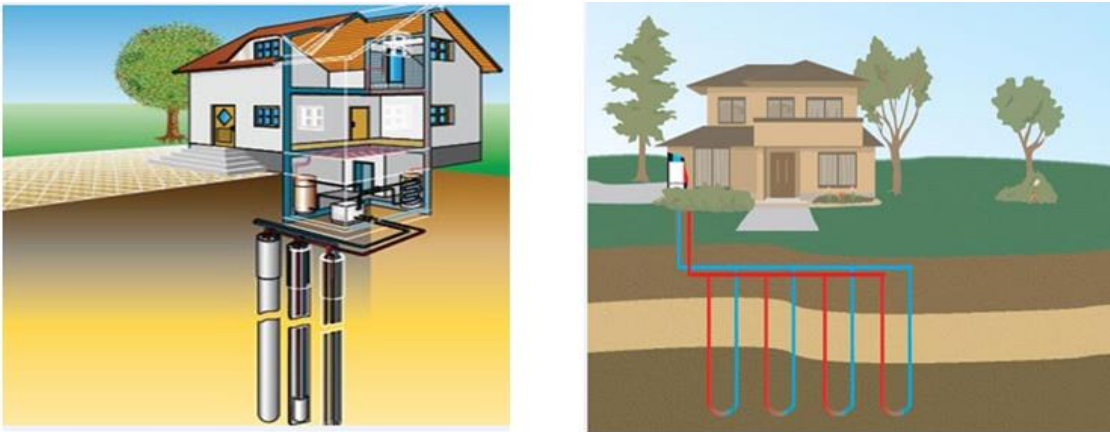
Genel olarak bakıldığında diğer borulama tiplerine oranla en ekonomik borulama çeşididir. Dikey borulama sistemi ile karşılaştırıldığında %50 daha ucuzdur. Dikey borulama sistemiyle karşılaştırdığımızda %30-%50 daha fazla boru kullanılır. Kullanılan boru çapları 3/4" ile 1 1/2" arasında değişmektedir. Çoğunlukla ısıtma öncelikli ve geniş alana sahip konut tarzı yerlerin ısıtılmasında kullanılır. Şekil 2.6.'da yatay borulu toprak kaynaklı ısı pompası şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.6. Yatay borulu toprak kaynaklı ısı pompası (Anonim 2020d)

2.1.8. Dikey borulama sistemi

Toprağın belirli derinliklerine sondaj makinası yardımıyla kuyular açılır. Açılan bu kuyulara borular dikey bir şekilde yerleştirilir. Yerleştirilen boruların etrafı ısı transferini artıracak malzemelerle doldurulur. Bu sistem daha çok soğutma öncelikli alanlarda kullanılır. Şekil 2.7.'de dikey borulu toprak kaynaklı ısı pompası şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.7. Dikey borulu toprak kaynaklı ısı pompası (Anonim 2020d)

Soğutucu akışkan olarak su ya da su-antifriz karışımı kullanılır. Yatay borulama sistemine göre daha az boru kullanılır ve daha az yer kaplar. Bu özellikleri diğer

sistemlere göre avantaj sağlasa da sondaj makinası kullanılmasından dolayı bu sistemin maliyeti daha yüksektir.

Kullanılan boru çapları 3/4" ile 11/2" arasında değişmektedir. Kuyu açma esnasında rastlanılan toprak katmanlarına ve gerekli boru uzunluğuna bağlı olarak kuyu derinlikleri 30 ile 150m arasında değişmektedir. Sağlam bir ısı transferi işleminin gerçekleşmesi için kuyular arasına en az 3,5m veya 6m bırakılabilir.

Isı pompasının kullanıldığı sistemlerde aşağıdaki etkenlere göre, ısı değiştirici boru uzunluğu değişim gösterir:

- Kaynağın ısıl direnci
- Kullanılan borunun ısıl direnci
- Yıl içinde topraktan alınan sıcaklıkların ortalaması
- Sistemin kapasitesi
- Isı değiştirici tipi
- Sistem ısıtma ya da soğutma yaparken sisteme gelen suyun sıcaklığı

2.1.9. Toprak kaynaklı ısı pompasının avantajları ve dezavantajları

Avantajları

- Yüksek Verim ve Kararlı Kapasite;

Toprak kaynaklı ısı pompaları makul bir şekilde tasarlandığı zaman, diğer sistemlere oranla daha fazla verim elde edilir. Sistem sıcaklığı dış ortam sıcaklığından fazla etkilenmediği için sistem kapasitesi kararlıdır.

- Konfor ve Hava Kalitesi;

Toprak kaynaklı ısı pompaları, gizli soğutma etkilerini karşılamadan, yüksek etkinlik katsayısı sağlarlar. Yüksek etkinliği elde etmenin bir başka yolu kompresör basma basıncının, emme basıncına olan oranının düşürülmesiyle elde edilir. Buradan elde edilen sonuca göre nem alma kapasitesi düşürülerek iç hava kalitesine sebep olmaktadır. Bu durum genellikle ofis ve büyük toplumsal binalarda görülür.

- Basit Kontrol Ekipmanları;

Toprak kaynaklı ısı pompaları sistemlerinde, konfor ve etkinliği sağlamak için karmaşık kontrollere gerek yoktur. Çünkü ısı pompasının maliyeti oldukça fazladır. Üstüne kontrol cihazlarının da maliyetinin eklenmesi iyi sonuç getirmez.

- Düşük Bakım Maliyeti;

Toprak kaynaklı ısı pompaları, toprak altına yerleştirildiğinden dolayı sistem iç ünite şeklinde ve dış ünite kullanılmadan kurulabilir.

- Yardımcı Isıtmaya ihtiyacın Olmaması;

Uygulanacakları alanın ısı ihtiyacını karşılayabilecek potansiyelde yapıldıklarından dolayı ek bir ısıya gerek duyulmaz.

- Düşük Maliyetli Su Isıtması;

Çoğu ticari yapıda iç yüklerden kaynaklanan fazla ısı söz konusudur. Bu fazla ısıyla sıcak su ihtiyacı karşılanabilir. Bu işlem için ısı kazanım serpantinleri kullanılabilir.

- Dış Ünite Ekipmanının Olmaması;

Toprak kaynaklı ısı pompalarında dış ünite takımlarının olmamasından dolayı dışarda herhangi bir yer işgali olmamaktadır.

- Paketlenmiş Ekipman;

Sistem paket olarak bulunmaktadır. Bundan dolayı kaçak olması veya bağlantı hatasının olması söz konusu olamaz.

- Çevre Dostu;

Çevreye verdiği zarar ve zararlı madde sürümü düşüktür.

- Mükemmel Ömür Maliyeti;

Toprak kaynaklı ısı pompalarının fazla maliyetine rağmen, başlıca 3 karakteristiğinden dolayı ömür ve döngü maliyeti bakımından iyidir; düşük enerji, bakım ihtiyacının az olması, uzun süreli takım ömrü.

Dezavantajları

- İlk Maliyetinin Yüksek Olması;

Yatırım maliyetinin, konutlardaki sabit bedellerinin iki katı daha fazla olması, ek işlem maliyetinin fazla olmasına sebep olmaktadır.

- Performansın Toprak Altı Borularına Bağlı Olması;

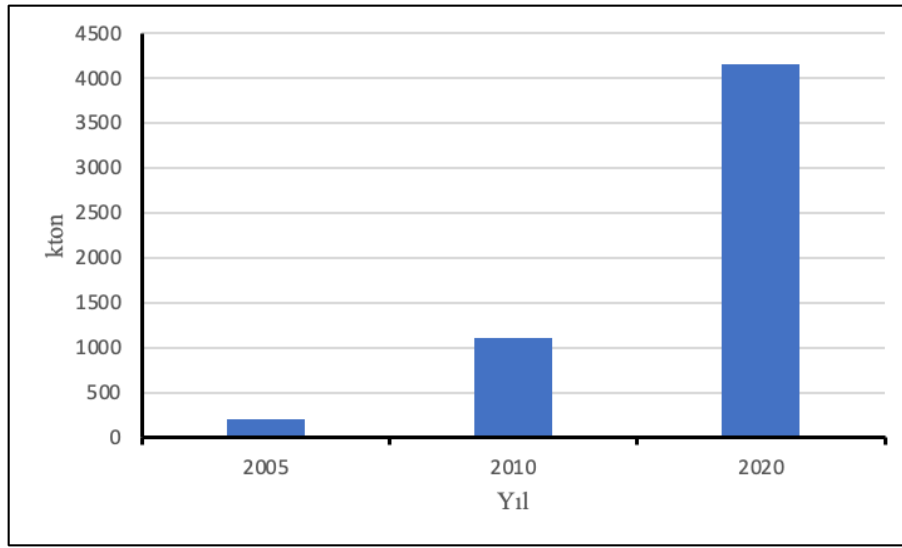
Sistemin etkinliği toprak dibinde bulunan ısı taşıyıcı borulara bağlıdır. Bu sebepten dolayı iyi bir tasarım gerekmektedir.

- Nitelikli Tasarımcı Sayısının Sınırlı Olması;

Toprak kaynaklı ısı pompaları sistemleriyle ilgilenen teknik eleman sayısı dünyada sınırlı, ülkemizde yok denecek kadar azdır. Buna bağlı olarak yüklenicilerin yüksek bedelden mesuliyetli tutulması, bu işten mesafeli durmalarına sebep olmaktadır.

2.1.10. Toprak kaynaklı ısı pompalarının uygulamaları

Toprak kaynaklı ısı pompaları Avrupa ve ABD’de enerji tutumu amacı ile devlet ve çevredekiler tarafından önerilen bir sistem vasfındadır. Şekil 2.8.’de Avrupa’da 2005/2020 toprak kaynaklı ısı pompası kullanım miktarı verilmiştir.



Şekil 2.8. 2005/2020 toprak kaynaklı ısı pompası kullanımı

Genel kullanımda ve t reticilerde bu iki kıta arasında TKIP'ye yaklaşım farkı ciddi bir boyuttur; Avrupa'da ısıtma gayeli ama çoğunlukla doğal soğutma yapan, şık tasarımı, sudan suya ağırlıklı, daha fazla maliyete sahip aygıtlar yapılır. ABD'de ise soğutma gayeli ama ısıtma da yapan, sudan havaya ağırlıklı, üretim fazlalığı sebebiyle daha ucuz gösterişten uzak aygıtlar yapılmaktadır. Türkiye'de ise TKIP'nın kullanımı daha çok enerji tutumuna yöneliktir. Kullanım alanları, ticari (alışveriş merkezleri) ve konut tarzı alanlar biçimindedir.

Dünya'daki ilk uygulamalar ise ilk olarak TKIP'nın patenti 1912 yılında İsveç'te alınmış ve 1950'lerde ABD kullanmıştır. Çoğunlukla yüksek kazançlı ve masraflı olması sebebiyle özel bir alıcı portföyü olan bu sistem, son 20 yılda sağladığı enerji tasarrufu nedeniyle, artan kullanım ve ucuzlayan bedellerinden dolayı kullanımı artmıştır.

Dünya'daki gelişimi ise Avrupa ve ABD'de 2000li yıllarında kullanımında önemli artış gösteren TKIP uygulamaları her geçen yıl artarak ilerlemektedir. 2010 yılından 2020 yılına kadar geçen on yıllık sürede kullanımı yaklaşık dört katına yükselmiştir.

2.1.11. Türkiye'deki ilk uygulamalar

Ülkemizde TKIP sistemleri yaklaşık 20-25 yıldır konutlarda kullanılmaktadır. İlk deneysel kullanımı 1986 yılında (ODTÜ) Ankara'da uygulanmıştır.

İlk evsel ısı pompası düzeni kullanımı 276 m² taban alanına sahip bir konutta 1998 yılında İstanbul'da kullanılmıştır. Bu evsel kullanım 15,6kW kapasiteli, kompresörlü, yalnız ısıtma yapabilen ve kaynak olarak 160m dikey ısı değiştiricisi kullanan bir ısı pompası kullanılarak yapılmıştır.

Piyananın bu sistemi zor tensip etmesindeki en temel sebeplerden biri ilk çalışmalarındaki ciddi proje kusurlarıdır. Yapılan hatalardan dolayı sistem tutumlu bir biçimde çalışmamış ve bu nedenden dolayı piyasaya da sisteme karşı güvensizlik ortaya çıkmıştır. Son yıllarda sistemin uygulanma sayısı hızlı bir şekilde artmaktadır. Her geçen gün ticari uygulanma sayılarında da artış görülmektedir.

2.1.11.1. Türkiye'deki uygulanabilirlik

Ülkemiz sene boyunca 4 mevsimi (-) derecelerden (+) derecelere kadar büyük bir değişim yaşayarak geçirir. Örneğin Batman'da -5 ten +45'e, Erzurum'da -20'den +35'e, Adana'da +1 ten +42'ye kadar değişen sıcaklıklar meydana gelir. Hâlbuki tüm bu şehirlerde toprağın 2 metre altının sıcaklığı ölçüldüğünde yaz ve kış ayları arasındaki toprak sıcaklığının değişimi sürekli 10-15°C arasındadır. Bu sabit ve orta değerlerdeki sıcaklıklar, Toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin ülkemizin çeşitli bölgelerinde yaz-kış yüksek verimle çalışması için idealdir.

2.2. Isı Pompası Elemanları

Isı pompası gibi tüm iklimlendirme sistemleri 4 temel elemandan oluşur. Bunlar kompresör, buharlaştırıcı (evaporatör), yoğusturucu (kondenser) ve genleşme valfidir. Bunların dışında sistemin işleyişini kolaylaştırıcı yardımcı elemanlar (termostat, sıvı deposu, ayrıştırıcı vb.) bulunmaktadır.

2.2.1. Kompresör

Ev tipi ısıtma ve soğutma sistemlerinden büyük kapsamlı ticari uygulamalara kadar birçok uygulamada kompresörler kullanılmaktadır. Buhar sıkıştırımlı mekanik sistemlerin en önemli parçası kompresörlerdir. Kompresörler soğutucu akışkanın çevrim boyunca dolaşarak soğuk kaynaktan sıcak kaynağa ısı iletilmesini sağlar. Kompresörler soğutma devresinde buharlaştırıcıda bulunan alçak basınçtaki buhar halindeki soğutucu akışkanı emerek yüksek basınçta yoğusturucuya gönderen makinelerdir. Dört tip kompresör vardır; bunlar pistonlu kompresörler, Rotatif (dönel, rotorlu, rotary)

kompresörler, helisel (vidalı) kompresörler, santrifüj (turbo) kompresörler, scroll kompresörlerdir. Şekil 2.9.'da soğutma amaçlı kullanılan kompresörleri çeşitleri gösterilmiştir.



Şekil 2.9. Soğutma kompresörleri (Anonim 2020e)

2.2.2. Yoğuşturucular (kondenserler)

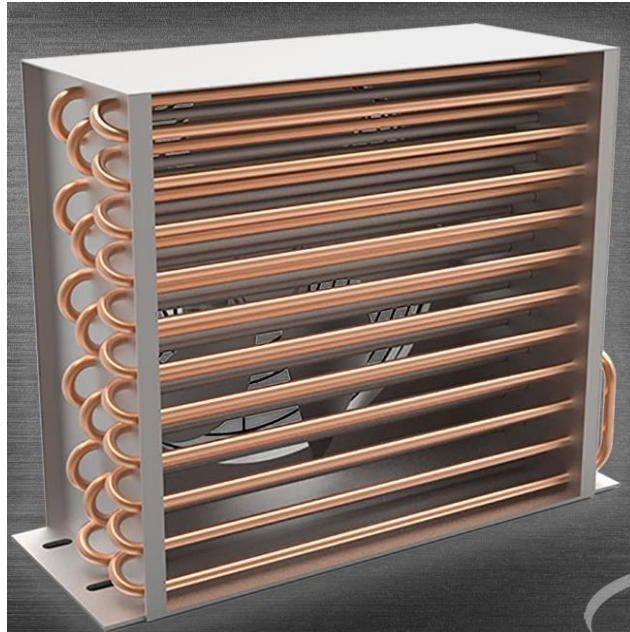
İklimlendirme sistemlerinin temel elemanlarından biri olan yoğuşturucular, yüksek basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkanın ısısını dış ortama vererek sıvı hale gelmesini sağlayan elemandır. Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda aldığı ısı ile buharlaşan ve kompresörde sıkıştırma işlemi sonucu sıcaklığı ve kızgınlığı artan burada sıvı hale gelir. Yoğuşturucular sistemin yüksek basınç tarafında bulunurlar. Ortam ile ısı alışverişi yoğuşturucu sayesinde gerçekleşir. Üç ana grup yoğuşturucu tipi bulunmaktadır, Bunlar, Hava soğutmalı, Su soğutmalı ve Buharlaştırılmalı (evaporatif, hava ve su) tip yoğuşturuculardır. Şekil 2.10.'da yoğuşturucu örneği verilmiştir.



Şekil.2.10. Yoğuşturucu (Anonim 2020f)

2.2.3. Buharlaştırıcılar (evaporatörler)

İklimlendirme sistemlerinde soğutma serpantini olarak da adlandırılan buharlaştırmacılar, içerisindeki sıvı soğutucu akışkanın, buharlaşma sırasında bulunduğu ortamdan ısı çekmesi temeline dayanan makinelerdir. Uygulamada birçok buharlaştırmacı tipi vardır. Soğutucu akışkanın beslemesine göre, çalışma şartlarına, sıvı veya havanın sirkülasyon yöntemine göre soğutucu akışkan kontrol tipine göre farklı tiplerde ve konstrüksiyonlarda buharlaştırmacılar mevcuttur. Şekil 2.11.'de örnek bir Buharlaştırmacı gösterilmiştir.



Şekil 2.11. Buharlaştırmacı (Anonim 2020g)

2.2.4. Genleşme (expansion) valfi

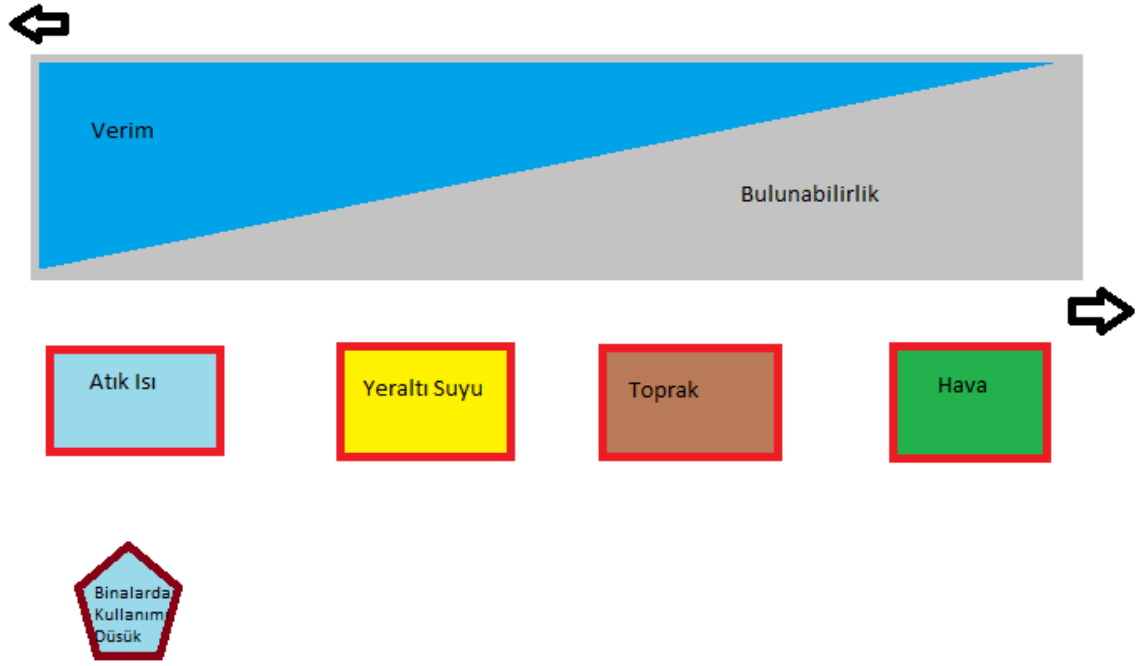
Genleşme valfi soğutucu akışkanın basıncını istenilen buharlaştırıcı basıncına düşürmeye yarayan elemanlardır. Endüstriyel ve ticari iklimlendirme ve soğutma sistemlerinde kullanılan genel olarak beş tip genleşme vanası bulunmaktadır. Bunlar, El ayar vanası, otomatik kısılma vanası, termostatik kısılma vanası, elektrikli kısılma vanası, kılcal boru, şamandıralı ayar valfidir. Şekil 2.12.'de örnek bir genleşme valfi görseli verilmiştir.



Şekil 2.12. Genleşme valfi (Anonim 2020h)

2.3. Isı Pompalarının Bulunabilirliği ve Verimliliği

Atıl ve atık ısı genellikle çok yüksek sıcaklıklardadır. Tekstil fabrikalarında, ürün yıkama sırasında kanalizasyon sistemine atılan atık su atık ısı enerji kaynağıdır. Yeraltı suyu yaklaşık olarak 10C sıcaklıktadır ve sabittir. Isı pompaları için yeraltı suyu çok uygun bir enerji kaynağıdır. Şekil.2.13.'te ısı pompasının kaynak verim-bulunabilirliği örnek olarak verilmiştir.



Şekil 2.13. Isı pompası kaynak verim-bulunabilirliği

Toprağın sıcaklığı ise coğrafi konuma göre yaklaşık 0–20°C civarında değişmektedir. Çevrenin sıcaklığı ise değişkendir. İklim bölgelerine göre değişmektedir. Bu sebeple toprak ısı pompası için çok uygun bir enerji kaynağı olarak karşımıza çıkmaktadır. Tablo 2.1.’de enerji kaynaklarına göre Isı pompası sistemlerinin karşılaştırılması verilmiştir.

Tablo 2.1. Enerji kaynaklarına göre ısı pompası sistemlerinin karşılaştırılması

	Uygulama	Verim	Ortalama COP	Isı Kaynağına Bağlantı Maliyeti	Doğal Soğutma	Aktif Soğutma
Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası	Sondajlama ile	İyi	$COP \leq 4$	Sondajlama ve borulama maliyeti çok yüksek	Var	Var
Yatay Tip Toprak kaynaklı ısı pompası	Yeterli alana ihtiyaç vardır	Yüksek	$COP \leq 4$	Toprakaltı borulama ve hafriyat maliyeti	Var	Var
Hava kaynaklı ısı pompası	Kolayca mümkündür	Orta	$COP \leq 3-4$	Hava kanalları maliyeti düşük	Yok	Var
Su kaynaklı ısı pompası	Yeraltı suyunun sürekliliği ve debisi	Yüksek	$COP \leq 3,5-4$	Su debisi yeterli değil ise sisteme ek pompa ve ara eşanjör maliyeti yüksek	Var	Var

2.4. Isı Pompası Sistemlerinde Toplam Verimlilik

Isı pompası sisteminde toplam verimlilikte birçok faktör vardır. Bu faktörlerden birkaçı ise:

- Isı kaynağı ve kaynağın verime etkisi:

Isı pompalarında kaynak olarak kullanılan enerji ortamdır. Isı kaynağı olarak toprak, hava veya su kullanılabilir. Ülkemizde ısı pompaları arasında en fazla kullanılan kaynak cinsi topraktır. Toprağı enerji kaynağı olarak kullanan ısı pompalarına toprak kaynaklı ısı pompaları denir. Kaynağını havadan sağlayan ısı pompalarına da hava kaynaklı, su ve yeraltı kaynaklarından sağlayan ısı pompalarına da su kaynaklı ısı pompaları denir. Hava kaynaklı ısı pompasının kaynağı sabit olmadığı için farklı COP değerleri ile çalışmaktadır. Hava sıcaklığının (kaynak) değişkenlik göstermesi ile tüketilen elektrik miktarı azalır ya da artar. Toprağın ısı yıl boyu değişmedi için toprak kaynaklı ısı pompaları COP yönünden daha kararlıdır.

- Harcanan enerjinin sistemde kullanımı:

Isı pompasından elde edilen enerji ısıtma ve sıcak sistemde kullanılmak üzere sistemde kullanılan taşıyıcı akışkana aktarılmaktadır. Bu geçişten sonra bina ya da kullanılacak mahal içindeki sisteme gönderilir ve devamlı olarak çalışmaktadır. Bina ya da mahal içindeki sistem ısı pompasının verimine doğrudan etki eder. Isı pompaları düşük sıcaklık değerleri için daha yüksek verim kapasitesine sahiptirler. Düşük sıcaklık ihtiyacı olan sistemler yerden ısıtma veya duvardan ısıtma sistemleridir.

- Kullanılacak olan ısı pompasının tasarımı ve performansı

Isı pompası sistemleri ticari olarak işletmelerde, havuz suyu ısıtmada, evsel olarak yerden ısıtmada, duvardan ısıtmada, radyatör ile, tavandan ısıtmada, tavandan soğutmada, fancoil ile, yer tipi fancoil cihazları ile sadece veya kullanılan ısıtma sistemlerine ek olarak kullanılabilirler. Görece olarak düşük sıcaklıktaki bir ortamdan (toprak, hava, su) ısı çekerek yüksek sıcaklıktaki bir ortama veren sisteme ısı pompası denir. Soğutma makinası ile ısı pompalarının çalışma prensipleri aynı şekildedir. Soğutma makinasının amacı, bir mahal ya da ortamın soğutulması; ısı pompasının amacı ise, bir mahal ya da ortamın ısıtılması ve soğutulmasıdır. Isı pompası kış aylarında toprağın ısınıncı çekerek ortama vererek odayı ısıtabileceğı gibi, yaz aylarında da odanın ya da mahalden ısı çekerek toprağı aktararak odayı soğutmakta da kullanılabilir. Bu işlemlerin yapılabilmesi için bina ya da ortamda içinde yerden ısıtma, duvardan ısıtma veya fancoil cihazları kullanılmaktadır.

3. MATERYAL METOD

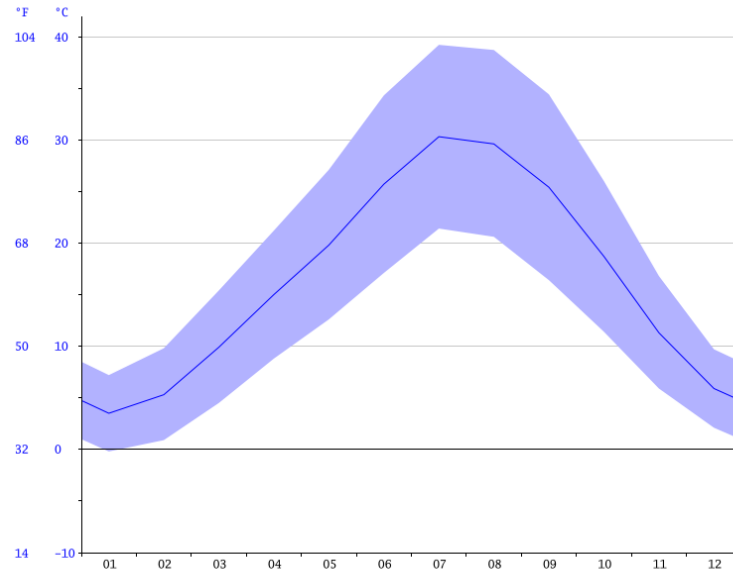
Bu çalışmada; Batman ili Batı Raman yerleşkesinde belirlenen konteyner ve deney alanı için kullanılan yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin Batman ili iklim şartlarında deneysel çalışmaların sonuçları incelenerek sisteme enerji ve ekserji analizi uygulanmıştır. Sisteme ait genel özellikler ilerleyen bölümlerde detaylı olarak verilmiştir. Analizlerde kullanılan denklemler daha ayrıntılı olarak incelenip açıklanmıştır.

Deney için kullanılan alan 20 m² taban alanına sahip konteyner alanıdır. Belirlenen deney alanı ve konumu aşağıda verilmiştir.

Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin deneyleri Batman üniversitesi Batı Raman kampüsünde yapılmıştır. Deneyler sırasında toprakaltı devresinde üç farklı debi değerine karşılık sıcaklık ölçümleri termokupllardan alınan verileri ile datalogger ile kayıt altına alınmış, elektriksel değerler şebeke analizörü üzerinde bilgisayarda toplanmıştır. Toplanan veriler ile sistemin enerji ve ekserji analizi hesaplamaları yapılmıştır.

3.1. Deney Düzenegi ve Tanıtılması

Batman ili yaz aylarında sıcak ve ılıman bir iklimdir. Kış aylarında yaz aylarına göre çok daha fazla yağış düşmektedir. Köppen-Geiger iklim sınıflandırmasına göre Csa olarak adlandırılabilir. Batman ilinin yıllık ortalama sıcaklığı 16,7°C'dır. Şekil.3.1. Batman ili yıllık sıcaklık grafiği gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Batman ili yıllık sıcaklık grafiği (Anonim 2020i)

3.1.1. Deney sisteminin projelendirilmesi

Tez çalışması için sahada da çalışmalar yapılmıştır. Deney sisteminin kurulumu için öncelikle Batman Üniversitesi Batı Raman Kampüsü alanı içerisinde toprak altı borularının yerleşeceği, deneylerin optimum şartlarda yapılabileceği boş bir yer tespit edilmiştir. Şekil 3.2.'de Batman Üniversitesi Batı Raman Kampüsü deney sistemi kurulum yeri uydu görüntüsü verilmiştir.



Şekil 3.2. Batman Üniversitesi Batı Raman Kampüsü deney sistemi kurulum yeri

Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin deneysel çalışmalarının yapılacağı konteynerin önceden belirlenen Batman Üniversitesi Batı Raman Kampüsü içerisindeki yerine vinç ile taşınmıştır. Şekil 3.3. ve Şekil 3.4.'te konteyner kurulumu gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Deney odası (konteyner) kurulumu

Şekil 3.3'te ise deney sisteminin kurulup, deneylerin yapılacağı konteyner Batman Üniversitesi Batı Raman Kampüsündeki toprakaltı boruları yerleştirmeye, zemininin ise kazı yapmaya elverişli bulunan araziye yerleştirilmiş hali gösterilmiştir.



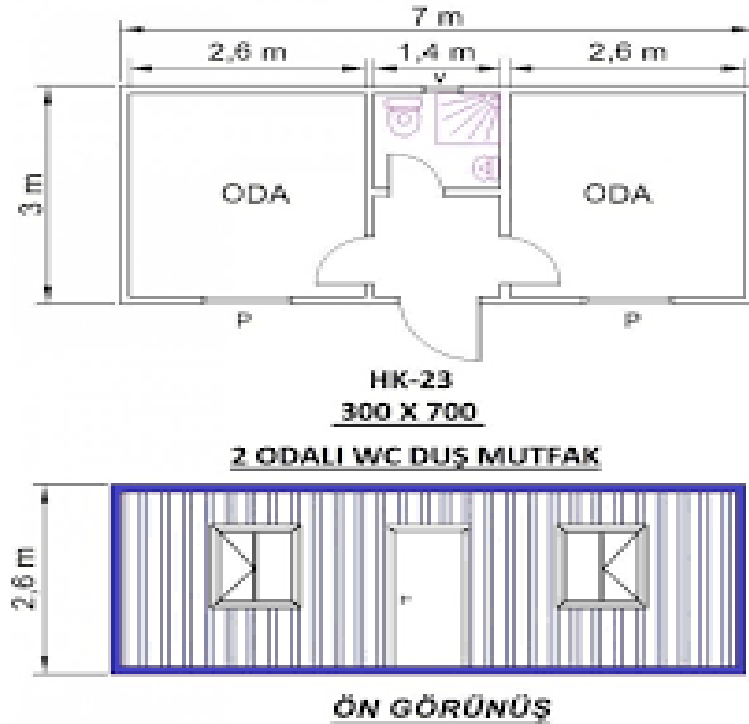
Şekil 3.4. Konteyner kurulumu ve toprak ısı değiştirgeci yapım aşamaları

Şekil 3.5'te ise deney düzeneğinin kurulacağı konteyner ve toprakaltı borularının serimi gösterilmiştir.



Şekil 3.5. Konteyner kurulumu ve toprak ısı değıştirgeci yapım aşamaları

Deney setinin bulunduğu konteynerin teknik çizimi Şekil 3.6’da verilmiştir.



Şekil 3.6. Konteyner teknik çizimi (Anonim 2020ı)

Konteynerin girişı güney cephesindedir. Toprak kaynaklı ısı pompasının yerleştirdiğı oda, girişin sağ tarafında güney, kuzey ve batı cepheli bir odadır. Ayrıca

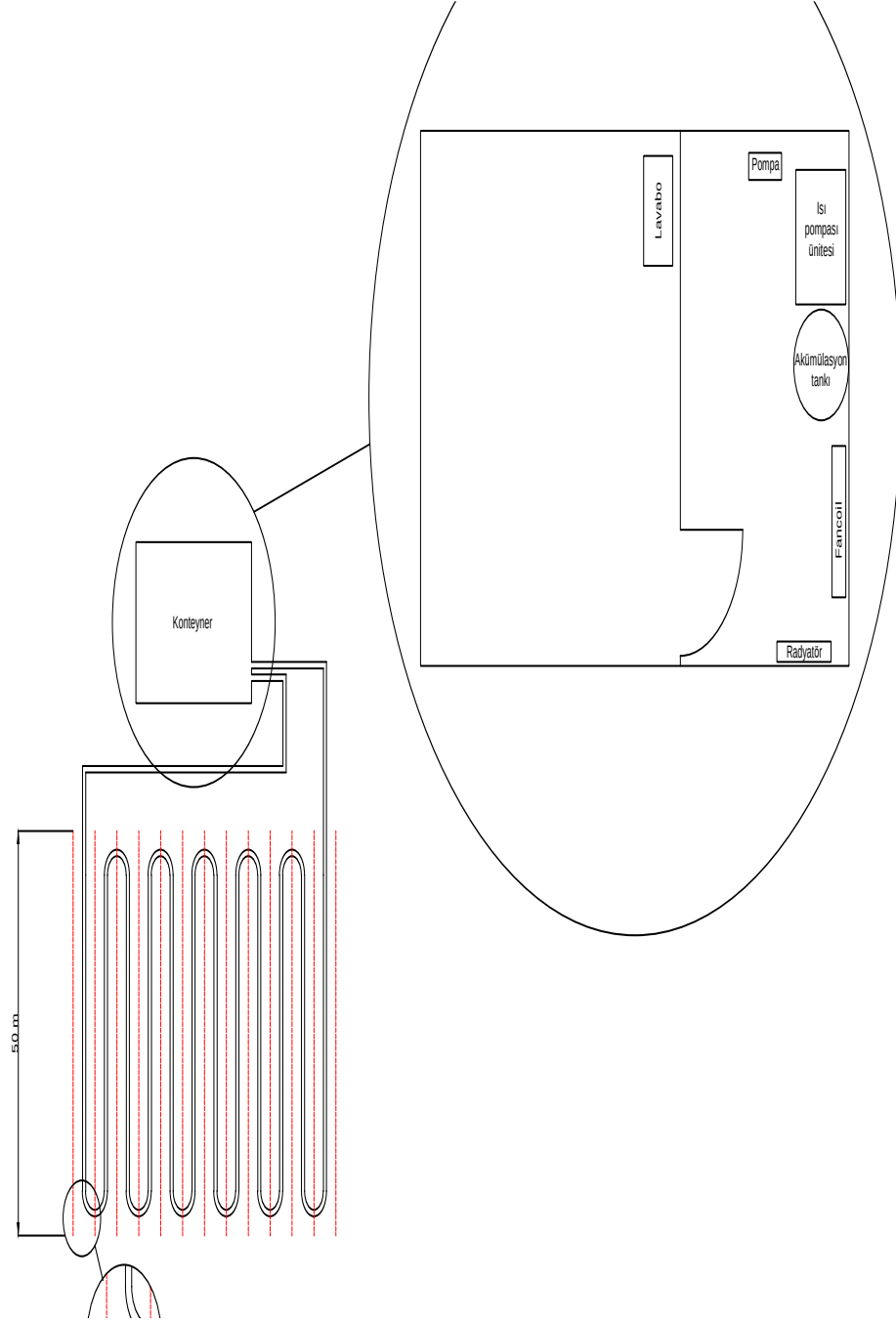
konteynerin diğer kısmında doğu, güney ve kuzey cepheli bir oda daha bulunmaktadır. Toprak altı ısı değiştirici boruları konteynerin güney ve batı cephesinde bulunan boş alana yerleştirilmiştir. Deney odası yerleştirildikten sonra sistemin toprak altı devresinin kurulumu için kazıyıcı-yükleyici ile hafriyat işlemleri yapılmıştır.

3.2. Ölçümler ve Deneylerin Yapılışı

3.2.1. Deney sistemi

Toprak kaynaklı ısı pompası deney sistemi Batman Üniversitesi Batı Raman kampüsü içerisinde bulunan konteyner içerisine kurulumu yapıldı. Sistem üç ana bölümden oluşmaktadır. Toprakaltı devresi, ısı pompası ve ısıtma elemanları devresidir. Deney sisteminde sıcaklık, basınç, debi ve elektriksel güç değerleri belli zaman aralıklarında ölçülüp kaydedilmiştir.

Şekil 3.7 ve Şekil 3.8’de ısı pompası deney düzeneği sistemi şematik gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Isı pompası deney düzeneği



Şekil 3.8. Isı pompası sistemi

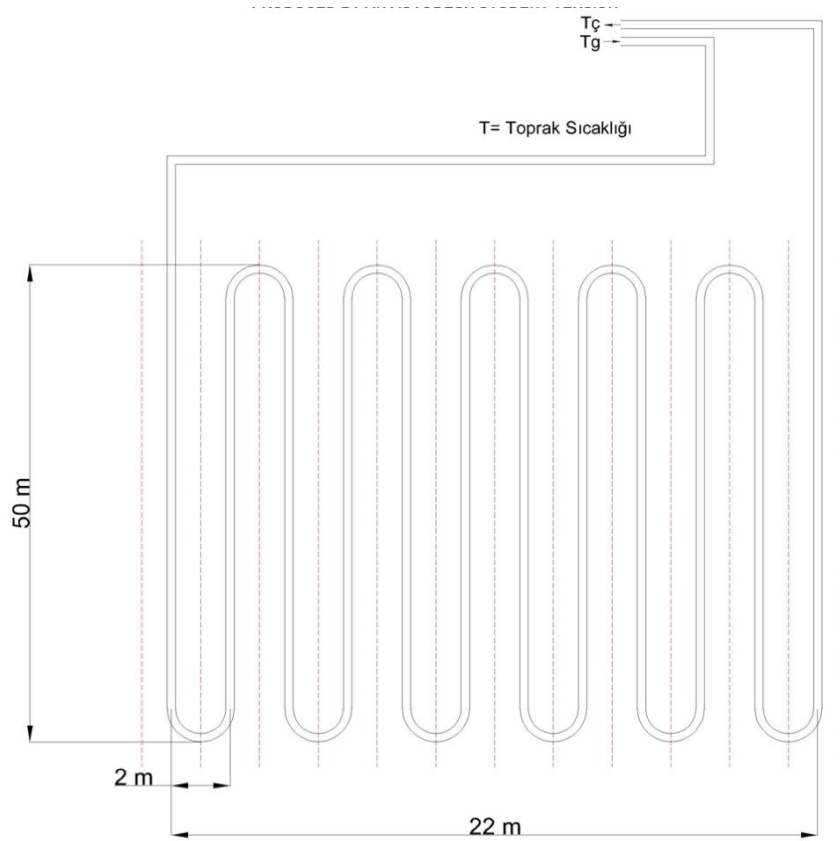
3.2.2. Toprakaltı devresi

Toprakaltı devresi, toprak altında bulunan ısı değiştiricileri, kollektör, sirkülasyon pompası, debi ölçmede kullanılan debi ölçer ve genişleme tankı ve su deposundan oluşmaktadır. Her 1m'de 1°C sıcaklık değişimi olmaktadır. Bu durumda en ideal sıcaklık değerinin 2m derinlikte olduğu Metereoloji Müdürlüğünden alınan verilerden analiz edilmiştir. Isı borularının yerleşimi 2m derinliktedir. Toprak altındaki ısı değiştiricileri ısıtma durumunda evaporatör (buharlaştırıcı), soğutma durumunda ise kondenser (yoğusturucu) olarak çalışmaktadır. Toprak ısı değiştiricisi 2 metre derinlikte 10bar basınca dayanıklı polietilen PE100 tipi borudan oluşmaktadır. Toprak ısı değiştiricisinde akışkan olarak monoetilen glikol (%10) su karışımı kullanılmıştır. Batman ili iklim şartları kış aylarında dış sıcaklık derecesi çok fazla eksi derece inmediğinden dolayı monoetilen glikol karışımı %10 olarak kullanılmıştır. Tablo 3.2.'de Mono Etilen'in bazı fiziksel özellikleri verilmiştir.

Tablo 3.2. Mono etilen glikol (MEG) teknik özellikleri

Kimyasal Formülü	$C_2H_6O_2$
Molekül Ağırlığı	62,07 g/mol
Görünüş	Renksiz Sıvı
Spesifik Yoğunluk	1,115 g/cm ³
Donma noktası	-13 °C
Kaynama noktası	196-198 °C
Viskozite (25 °C'de)	16,9
Parlama noktası	110 °C

Şekil 3.9 ve. Şekil 3.10'da toprakaltı devresi gösterilmiştir. Toprak altı ısı değiştirici sisteminde, borular toprak altında 6 farklı hat olarak yerleştirilmiştir. Bu hatlar birbirine kolektör yardımı ile bağlanmış, daha sonra ısı pompası sistemine giriş ve çıkışı yapılmıştır. Sistemde olumsuz hava koşulları göz önüne alınarak kolektör ve ısı pompasının bağlantı yerleri ve boruların bir kısmı izolasyon malzemesi ile kaplanmıştır.

**Şekil 3.9.** Toprakaltı devresi şematik gösterimi



Şekil 3.10. Toprakaltı devresi

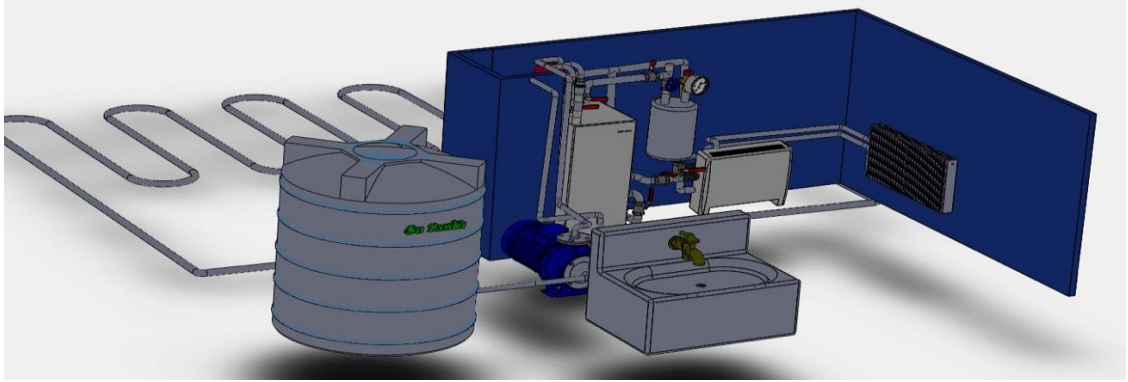
3.2.2. Isı pompası devresi

Isı pompası devresinde, evaporatör, kondenser, kompresör, kısılma vanası, sıvı ayırıcı, dört yollu vana, filtre, kılcal boru ve bypass hattı vanasından oluşmaktadır. Bu elemanların tamamı Thermia Villa Classic 155 marka ısı pompasında mevcuttur. Tablo 3.3'te ısı pompasının bazı teknik verileri verilmiştir.

Tablo 3.3. Isı pompası teknik verileri

Güç	9kW
Soğutucu Akışkan R404	1,8 kg
Elektriksel Bağlantı	400v 3-N
Isı Performans Katsayısı COP	4,3- 3.0
Nominal Akış	
Karışım	0,9 lt/s
Isı Çubukları	0,4 lt/s
Harici Mevcut Basınç	
Karışım	125 KPA
Isı Çubukları	50KPA
Kazan Hacmi	150lt

Şekil 3.11’de ısı pompası ve tesisatı deney düzeneği şematik olarak gösterilmiştir.

**Şekil 3.11.** Isı pompası ve tesisatı deney düzeneği

Şekil 3.12’de ise ısı pompası cihazı görseli verilmiştir.

**Şekil 3.12.** Isı pompası cihazı

3.2.3. Isıtma devresi

Isıtma devresinde bir adet fancoil, radyatör, ısı pompası cihazına entegre bulunan dolaşım pompası ve akümülayon tankı bulunmaktadır. Şekil 3.13.a ve b’de ısıtma devresinde kullanılan radyatör ve akümülayon tankı gösterilmiştir.



Şekil 3.13.a. Isıtma devresinde kullanılan radyatör



Şekil 3.13.b. Isıtma devresinde kullanılan akümülayon tankı

3.2.3.1. Radyatör

Isıtma sisteminde 60cm'lik panel radyatör kullanılmıştır. Tablo 3.4'te radyatörün bazı teknik özellikleri verilmiştir.

Tablo 3.4. Radyatör teknik özellikleri

Maksimum İşletme sıcaklığı	120°C
Maksimum işletme basıncı	10 bar
Test basıncı	13 bar

3.3. Deneylerde Yapılan Ölçümler

Deneyler sırasında farklı noktalardan sıcaklık, basınç, debi ölçümleri yapılmıştır. Sistemin elektriksel tüketimi de ölçülmüştür.

3.3.1. Sıcaklık ölçümleri

Sıcaklık ölçümleri, termokupl kullanılarak iç ortam, dış ortam, toprak altı 2m, derinlikten, ısıtma suyu sıcaklığı, soğutucu akışkan sıcaklıkları ölçülmüştür. İç ve dış ortam sıcaklığı farklı noktalardan alınıp ortalama değeri kullanılmıştır. Bu şekilde yapılması ile çevresel koşulların olumsuz etkileri azaltılmaya çalışılmıştır. Sıcaklık ölçümlerinde K tipi termokupl kullanılmıştır. Şekil 3.14'te deney sisteminden bir görüntü verilmiştir.

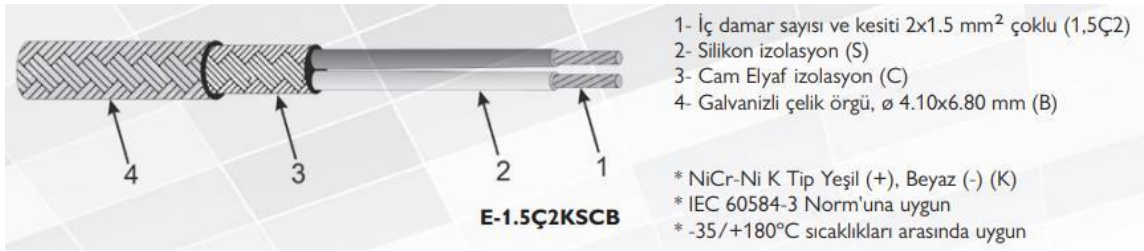


Şekil 3.14. Deney sisteminden bir görüntü

Toprak altı devresi içinde T tipi termokupllar kullanılmıştır. Boruların yerleştirildiği 2m toprak derinliğinde ise 3 farklı yere termokupl yerleştirilmiştir.

3.3.1.1. K-Tipi termokupl sıcaklık ölçer

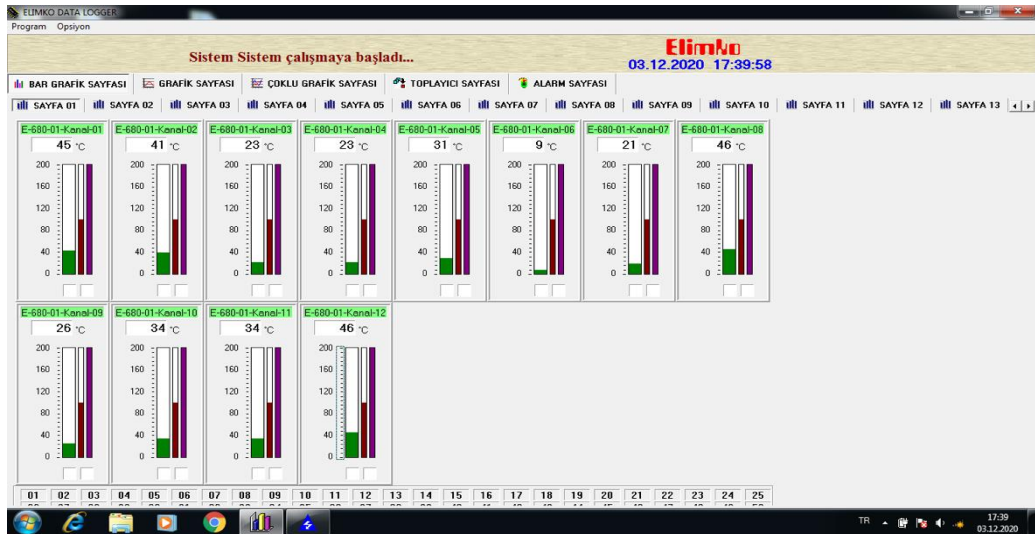
Termokupl iki farklı alaşımın ucunun kaynaklanması ile oluşturan basit bir sıcaklık ölçü elemanıdır. Kaynak noktası sıcak nokta, diğer açık iki uç soğuk nokta (veya referans noktası) olarak anılır. Termokupl sıcak nokta ile soğuk nokta arasındaki sıcaklık farkından doğar. Bu sıcaklık farkına orantılı, soğuk nokta uçlarında mV derecesinde gerilim üretilir. Termokuplun sıcak noktası ve soğuk noktası arasındaki sıcaklık dağılımı nasıl olursa olsun üretilen gerilim, sıcak nokta ile soğuk nokta arasındaki sıcaklık farkına orantılıdır. Ölçümler sırasında kullanılan K-Tipi Termokupla ait bazı teknik özellikler Şekil 3.15'te verilmiştir.



Şekil 3.15. K-tipi termokupl

3.3.1.2. Elimko 680 datalogger

E-680, yeni nesil mikro kontrolör kullanılarak tasarlanmış, 96x192 mm boyutlarında IEC/TR 60668 standardına uygun, universal girişli, giriş ve çıkışları kullanıcı tarafından programlanabilen endüstriyel bir cihazdır. Şekil 3.16'da Datalogger'dan ölçümler sırasında alınmış bir ekran görüntüsü verilmiştir.



Şekil 3.16. Datalogger ekran görüntüsü

E-680 cihazı, 32 farklı noktadan alınan ölçümleri göstergesinden gösterebilmekte ve ölçümleri her kanal için programlanabilen iki set noktasıyla karşılaştırıp, karşılaştırma sonucuna göre alarm durumlarını belirleyebilmektedir. Alarm durumları ortak alarm rölelerine veya bağımsız rölelere yönlendirebilir. E-680 cihazının bilgileri 31 adete kanala kadar RS-485 veri hattı yoluyla bilgisayarda toplanıp kaydedilebilmektedir. Bu cihaza ait teknik özellikler Tablo 3.5’te verilmiştir.

Tablo 3.5. Datalogger bazı teknik özellikleri

Doğruluk Sınıfı	0.5
Giriş Seçme Aralığı	0.2-9.9 Saniye / Kanal
Çalışma Ortam Sıcaklığı	-10 ... 55°C
Güç Sarfı Max.	7 W
Ölçü Elemanı	Termokupl Rezistans termometre Diğerleri = Standart ve özel çıkışlı transmitter ve çeviriciler

3.3.2. Basınç ölçümleri

Kompresör girişinde ve çıkışında bulunan basınçölçerler ile minimum ve maksimum basınç değerleri ölçülmüştür. Şekil 3.17’da basınç saati verilmiştir.



Şekil 3.17. Basınç saati

3.3.3. Debi ölçümleri

Yapılan deneylerde toprak altında dolaşan karışımın debisi ölçülmüştür. Bu ölçümlerde debimetre kullanılmıştır. Deney sisteminde kullanılan debimetre Şekil 3.18’de gösterilmiştir.



Şekil 3.18. Debimetre

Debimetrenin teknik özellikleri Tablo 3.6’da verilmiştir.

Tablo 3.6. Debimetrenin bazı teknik özellikleri

Boyut	72 x 72mm
Gösterge	2 x 6 Dijit, Alt Gösterge: 8mm, Üst Gösterge: 8mm
Çıkışlar	2 Röle Çıkışı (8A@ 250Vac), Akış Hızı, Alarm Çıkışı, Miktar Sayacı Çıkışı
Besleme Gerilimi	220 Vac, 24 Vdc, 12 Vdc

3.3.4. Güç ölçümleri

Toprak kaynaklı Isı pompası sisteminin ve sistemde kullanılan pompaların ve elektriksel cihazların tükettiği gücün ölçülmesi ve kaydedilmesi için Entes MPR-45S şebeke analizörü kullanılmıştır. Şekil 3.19’da Entes MPR 45s Enerji Analizörü cihazı gösterilmiştir.



Şekil 3.19. Entes MPR 45s enerji analizörü

Cihaz ile yapılan ölçümler istenilen aralıklarla hafızaya aktarılabilir RS232 bağlantısı ile bilgisayara kaydedilebilmektedir. Elektriksel ölçümlerde kullanılan Entes MPR 45s bazı teknik özellikleri Tablo 3.7.'de verilmiştir.

Tablo 3.7. Entes MPR 45s bazı teknik özellikleri

Aktif Güç	0-1 GW
Reaktif Güç	0-1 GVAr
Görünür Güç	0-1GVA
Aktif Enerji	0-99999999kWh
Reaktif enerji	0-99999999kVArh
Görünür enerji	0-99999999kVAh
Ölçüm aralığı	5-300VAC (L-N) 5-480 VAC (L-L)
Doğruluk	%0,5 +/-1 Dijit

3.2.5. Kullanılan yazılımlar

3.2.5.1. Microsoft excel

Data logger'dan ve diğer kullanılan cihazlardan elde edilen veriler Microsoft Excel programına aktararak hesaplamalar ve değerlendirmeler yapılmıştır. Program vasıtasıyla sıcaklık için elde edilen verilerin ortalamaları alınmıştır. Termodinamik bağıntılar kullanılarak elde edilen ortalama değerler için denklemlerde hesaplamalar yapılmıştır. Bu denklemlerle enerji ve ekserji analizi yapılmıştır.

3.2.5.2. Solkane

Solkane programı birçok soğutucu akışkanın termofiziksel özelliklerinin mevcut olduğu ve farklı soğutma çevrimleri için hesaplama yapabilen bir programdır. Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak kullanılan R404A'nın ve monoetilen glikol-su karışımının sıcaklık ve basınç değerlerinden entalpi ve entropi değerlerinin belirlenmesi amacıyla kullanılmıştır.

3.2.5.3. CoolPack

CoolPack programı da Solkane programı gibi soğutucu akışkanların termofiziksel özelliklerinin mevcut olduğu ve çeşitli soğutma çevrimleri için hesaplama yapabilen bir programdır. Bu çalışmada soğutucu akışkan R404A'nın sıcaklık ve basınç değerlerinden entalpi ve entropi değerlerinin belirlenmesi amacıyla kullanılmıştır.

3.4. Hata Analizi

Deneyisel çalışmalardan elde edilen verilerin doğruluğunu arttırmak için hata analizi yapılması gerekmektedir. Bu sebeple ölçüm cihazlarından kaynaklı hataları görmek için, sistemde kullanılan malzemelerin, deney düzeneğinin ve elde edilen verilerin düzgün analiz edilmesi gerekmektedir.

Deneyler sırasında ölçüm alınan aletlerin kalibrasyonu, hassasiyetleri, çalışma aralıkları, deney sahasındaki değişken meteorolojik hava koşullarının incelenmesi gerekmektedir. Çünkü alınan her değerler sonuçlar üzerinde etkili olmaktadır. Bu etkileri belirlemek için belirsizlik analizi yapılmıştır.

Yapılan tez çalışmasında deneyisel bulguların hata analiz Kline tarafından sunulan “belirsizlik analizi” hesaplama yöntemi kullanılmıştır (Kline 1953). Bu yöntemde ölçülmesi gereken büyüklük R ve bu büyüklüğe etki eden bağımsız değişken sayısı n adet ve bağımsız değişkenler ise x olsun. Bu durum denklem 3.1’de ifade edilmektedir. Toplam belirsizlik ifadesi ise denklem 3.2’de gösterilmiştir. Denklem 3.3’teki ifadelerden ω ’ler her bir bağımsız değişkene ait belirsizliği ifade etmektedir. R sonucuna ait toplam belirsizlik denklem 3.4’teki haliyle ifade edilmektedir.

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.1)$$

$$\omega_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} \omega_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} \omega_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} \omega_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} \omega_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial R}{R} = \left[\left(\frac{x_1}{R} \frac{\partial R}{\partial x_1} \frac{\partial x_1}{x_1} \right)^2 + \left(\frac{x_2}{R} \frac{\partial R}{\partial x_2} \frac{\partial x_2}{x_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{x_n}{R} \frac{\partial R}{\partial x_n} \frac{\partial x_n}{x_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.3)$$

$$U_R = \left[\left(\frac{x_1}{R} \frac{\partial R}{\partial x_1} U_1 \right)^2 + \left(\frac{x_2}{R} \frac{\partial R}{\partial x_2} U_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{x_n}{R} \frac{\partial R}{\partial x_n} U_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.4)$$

Batman, Batman Üniversitesi Batı Raman kampüsünde yapılan deney düzeneğine etki eden parametreler bulundu. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminden elde edilen verim, ekserji analizi değerlerinin bulunması için sıcaklık, debi, basınç ölçümündeki belirsizlikler bulunmuştur.

Sıcaklık ölçümündeki belirsizlikler;

U_1 = Kalibrasyonda meydana gelen belirsizlik %0,5

U_2 = Termokupl hata payı %1

U_3 = Termokupl konum hata payı %0,5

U_5 = %1.22

Debi ölçümündeki belirsizlikler;

U_1 = Kalibrasyonda meydana gelen belirsizlik %0,2

U_2 = Debi ölçerin hata payı %2,5

U_3 = Debi ölçerin konum hata payı %1

U_4 = Debi ölçerin sıcaklık değişim hata payı %0,5

U_V = %2,75

Basınç ölçümündeki belirsizlikler;

U_1 = Kalibrasyonda meydana gelen belirsizlik %0,2

U_2 = Basınç ölçerin hata payı %5

U_3 = Basınç ölçerin konum hata payı %1

U_4 = Basınç ölçerin sıcaklık değişim hata payı %0,5

U_V = %5,13

Nusselt sayısının hesaplanmasındaki belirsizlik;

$Nu = f(\dot{m}, C_p, \Delta T, D_h, Ak, LOSF, k)$

$U_{\dot{m}}$ = Karışımın kütleli debi hesabı hatası %3,68

U_{C_p} = Karışımın özgül ısısı hatası %2

$U_{\Delta T}$ = Sıcaklık farkı hatası %1,72

U_{D_h} = Hidrolik çap hesabı hatası %0,35

U_{Ak} = Alan ölçümü hatası %0,05

U_{LOSF} = Logaritmik sıcaklık farkı hatası %3,45

U_k = Karışımın ısı iletim katsayısı hatası %2

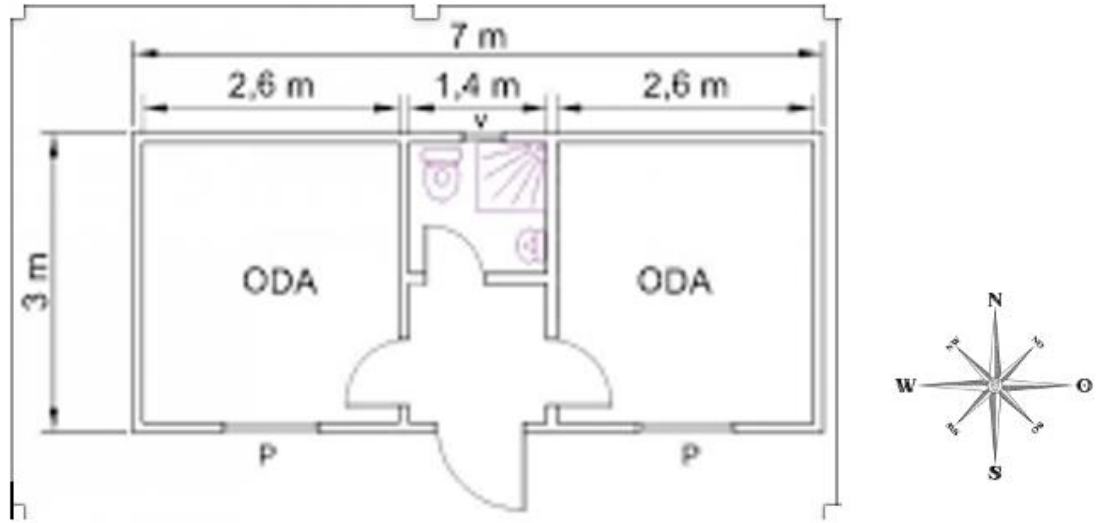
U_{Nu} = %6,04

4. DENEYSEL HESAPLAMALAR VE EKSERJİ ANALİZİ

4.1. Deneysel Hesaplamalar

4.1.1. Kayıp ısı hesaplaması

Deney sistemi Batman Üniversitesi Batı Raman Kampüsü alanı içerisinde uygun bir yer tespit edilmiştir ve ısı kaybı hesaplaması buna göre yapılmıştır. Şekil 4.1.'de Konteyner planı gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Konteyner planı (Anonim 2020ı)

Isı kaybı hesaplama tablosu Tablo 4.1'de verilmiştir. Yapılan hesaplamalarda konteyner 'da toplam ısı kaybı 2798W olarak hesaplanmıştır.

Tablo 4.1. Isı kaybı çizelgesi görüntüsü

ISI KAYBI HESABI

Tesisin adı: Konteyner

Sayfa

Kat

Tarih

1

Yapı Bileşeni			Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı				Zamlar				
İşlet	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yük/Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba giren alan	k Isı İletim Kats.	Dt Sıcaklık farkı	Q Zansız Isı Kaybı	Za Birleşik	Za Kat Yükseklik	Za Yön	Z Toplama	Top. Isı İhtiyacı
		cm	m	m	m²	Ad	m²	m²	kcal/m².°C	°C	kcal/h	%	%	%	1+%	Q _b =Q _s +Q _r
Oda-1																
DD1	D	2,4	2,75	2,64	7,26	1		7,26	0,395	31	89					
DD2	K	2,4	2,79	2,64	7,37	1		7,366	0,395	31	90					
DD3	G	2,4	2,79	2,64	7,37	1	0,99	6,372	0,395	31	78					
ID	B	2,4	2,75	2,64	7,26	1	1,6	5,66	0,395	4	9					
İK	B	2,4	0,8	2	1,6	1		1,6	3,009	31	149					
CP	G	2,4	0,875	1,14	0,99	1		0,993	2,2	31	68					
TA			2,79	2,75	7,67	1		7,673	0,223	31	53					
DO			2,79	2,75	7,67	1		7,673	1,066	31	254					
											790	15	5	5	1,25	987,033976
Infiltrasyon kaybı Q _s = S a.l.R.H.Dt.Ze															Q _s =	395
a= 2,5 R= 0,9 Ze= 1,2 l= 32,4 H= 1,13																
Toplam Isı Kaybı Q _T =																1382
Oda-2																
DD1	B	2,4	2,75	2,64	7,26	1		7,26	0,395	31	89					
DD2	K	2,4	2,79	2,64	7,37	1		7,366	0,395	31	90					
DD3	G	2,4	2,79	2,64	7,37	1	0,99	6,372	0,395	31	78					
ID1	D	2,4	2,75	2,64	7,26	1	1,6	5,66	0,395	4	9					
İK	D		0,8	2	1,6	1		1,6	3,009	31	149					
CP	G		0,875	1,14	0,99	1		0,993	2,2	31	68					
TA			2,79	2,75	7,67	1		7,673	0,223	31	53					
DO			2,79	2,75	7,67	1		7,673	1,066	31	254					
											790	15	5	5	1,25	987
Infiltrasyon kaybı Q _s = S a.l.R.H.Dt.Ze															Q _s =	236
a= 2,5 R= 0,9 Ze= 1,2 l= 2,5 H= 1,13																
Toplam Isı Kaybı Q _T =																1223
Banyo																
DD1	K	2,4	1	2,64	2,64	1		2,64	0,395	27	28					
ID1	D	2,4	1	2,64	2,64	1	0,36	2,28	0,395	0	0					
ID2	B	2,4	1	2,64	2,64	1		2,64	0,395	0	0					
ID3	G	2,4	1	2,64	2,64	1	1,6	1,04	0,395	0	0					
TP			0,6	0,6	0,36	1		0,36	4,3	27	42					
İK			0,8	2	1,6	1		1,6	3,009	0	0					
TA			1	1	1	1		1	0,223	27	6					
DO			1	1	1	1		1	1,066	27	29					
											105	15	5	5	1,25	131
Infiltrasyon kaybı Q _s = S a.l.R.H.Dt.Ze															Q _s =	0
a= 2,5 R= 0,9 Ze= 1,2 l= 32,4 H= 1,13																
Toplam Isı Kaybı Q _T =																131
Antre																
DD1	G		1	2,64	2,64	2	1,04	1,04	0,395	27	11					
DK	G		0,8	2	1,6			0	4,5	27	0					
TA			1	2,65	2,65		2,65	2,65	0,223	27	16					
DO			1	2,65	2,65		2,65	2,65	1,066	27	76					

4.1.2. Toprak ısı değiştiricisinin tasarımı

Hesaplanan ısı kaybı değerine göre topraktan ısı çekmek için yatay tip toprak ısı değiştiricisinin boyutlandırılması gerekir. Toprak Kaynaklı ısı pompası tasarımı için 6 ana bileşenin bilinmesi gerekmektedir. Bunlar sırasıyla yerel iklim özellikler, toprak özellikleri, ısı pompası özellikleri, boru özellikleri, çalışma faktörü, toprak ısı değiştiricisi uzunluğudur.

4.1.3. Toprak ısı değiştiricisinin boyutlandırılması

Toprak ısı değiştiricisinde kullanılacak borunun uzunluğu iki yöntemle göre belirlenmektedir. Isı iletkenlik katsayısı ısının bir katmanda diğer katmana geğme hızını ifade etmekte olup, toprağın ısı geğirme özelliğini ifade eder. Isı iletkenliği birim sıcaklık eğimi altında birim alandan geçen ısı miktarı ($W/m^{\circ}K$) olarak tanımlanabilir.

4.1.3.1. Toprak özellikleri

Toprak özellikleri, toprağın cinsi (Kumlu, killi, yer altı suyu) ve toprak direnç faktörü önemli parametrelerdir. Toprağın iletim katsayısı yıl içerisinde hem nem miktarına bağlı olarak değişir hem de değişik derinliklerde farklı değerler alabilmektedir. Toprak ne kadar çok nemli ise o kadar çok ısı depolanır. Tablo.4.2.'de toprak tipine göre ısı iletim katsayısı değerleri verilmiştir.

Tablo 4.2. Toprak ısı iletim katsayısı değerleri

Toprak Tipi	Doymuş Toprak	Kuru Toprak	Nemli Toprak	Doymuş Kum	Killi Toprak (Kuru ile Nemli)	Humuslu Toprak	Sert Kayalar	Tüfler (Delikli Volkanik Kayalar)
k [$W/m^{\circ}K$]	0,6-4	0,15-0,25	0,25-2	2-4	0,6-2,5	0,15-2	2-7	0,5-2,5

Toprak kalitesine göre yatay tip ısı pompası için depolanmış ısı miktarı değerleri Tablo 4.3.'de verilmiştir.

Tablo 4.3. Yatay tip ısı pompası için depolanmış ısı miktarı

Toprak Kalitesi	Kumlu Zemin	Kuru Zemin	Kumlu Yaş Zemin	Killi Kuru Zemin	Killi Yaş Zemin	Yeraltı Suyu olan Zemin
Kapasite W/m^2	10-15	15-20	20-25	25-30	30-35	

Birinci yöntemde; literatürdeki hazır veriler kullanılarak toprak tipine göre depolanmış ısı çekme miktarı kapasitesi değerleri kullanılıp, gereken toprak alanı (m^2) ve ısı çekme miktarına (W/m^2K) bağlı olarak boru uzunluğu hesaplanmaktadır. Bu yöntemle örnek hesaplama aşağıda verilmiştir.

$$A (m^2) = \text{Isıtma Kapasitesi (W)} / \text{Isı Çekme Kapasitesi (W/m}^2\text{)} \quad (4.1)$$

Toprak ısı değiştiricisinin kurulacağı toprağın killi ve ıslak olduğu kabul edilirse ısı çekme kapasitesi $25 W/m^2$ olarak alınabilir.

Bu durumda $9kW$ 'lık bir ısı kapasitesi için gerekli alan; $A=9000W/25W/m^2=360m^2$ olarak hesaplanır. Tablo 4.4.'te ısı değiştiricisi için gereken alan örnek hesaplama tablosu verilmiştir.

Tablo 4.4. Isı değiştiricisi için gereken alan

Toprak Tipi	Isı Çekme Kapasitesi Minimum (W/m^2)	Isı Çekme Kapasitesi Maksimum (W/m^2)	Cihaz Isıtma Kapasitesi (W)	Min. Gerekli Alan (m^2)	Maks. Gerekli Alan (m^2)
Kumlu Kuru Toprak	10,00	15	9000	600	900
Kumlu Yaş	15,00	20	9000	450	600
Killi Kuru Toprak	20	25	9000	360	450
Killi Islak Toprak	25	30	9000	300	360
Yeraltı Suyu Olan Toprak	30	35	9000	300	257,14

Toprak altı ısı değiştiricinin boyutlandırılması için öncelikle toprağın ısı çekme kapasitesi belirlenmelidir. Toprağın ısı çekme kapasitesinin bilindiğinde, yukarıdaki denklem kullanılarak döşeme alanı hesaplanabilir. Metrekareye düşen boru boyu, boru çapına, borular arasındaki mesafeye göre hesaplanabilir. PE boru $20 \times 2,0$ için ara mesafe $0,33m$ olduğunda $1m^2$ 'ye $3m$ boru, $25 \times 2,3$ için ara mesafe $0,50m$ olduğunda $1m^2$ 'ye $2m$, $32 \times 2,9$ için ara mesafe $0,70m$ olduğunda $1m^2$ 'ye $1,5m$ boru olarak belirlenebilir. DN 25 çaplı boru seçilirse boru boyu; $L = 200m^2 * 2m / m^2 = 400m$ olarak hesaplanır. Diğer yöntemde ise boru boyu ısıtma durumunda denklem ve soğutma durumunda ise denklem ile hesaplanabilmektedir. Bu denklemlerde bulunan bazı değerler kabul edilmiş, bazı değerler katalog değerleri, bazı değerler ise hesaplanmış değerlerdir. Bu denklemlerde L_{is} ısıtma için gerekli olan boru uzunluğunu (m/kW), $L_{soğ}$ soğutma kapasitesi için gerekli olan boru uzunluğunu (m/kW), COP_{is} ise cihazın ısıtma etki

katsayısını $COP_{soğ}$ ise cihazın soğutma etki katsayısını, R_t toprak ısı direncini ($m^{\circ}C/W$), R_b boru ısı direncini ($m^{\circ}C/W$), T_l yılın en düşük toprak sıcaklığını ($^{\circ}C$), T_h yılın en yüksek toprak sıcaklığını ($^{\circ}C$), T_{min} cihaza giren minimum su tasarım sıcaklığını ($^{\circ}C$), T_{maks} cihaza giren maksimum su tasarım sıcaklığını ($^{\circ}C$), F_{is} ısıtma çalışma faktörünü, $F_{soğ}$, soğutma çalışma faktörünü ifade etmektedir.

Isıtma durumunda,

$$L_{is} = \frac{572 \frac{COP_{is}-1}{COP_{is}} [R_b + (R_t * F_{is})]}{T_l - T_{min}} \quad (4.2)$$

Soğutma durumunda ise

$$L_{soğ} = \frac{572 \frac{COP_{soğ}+1}{COP_{soğ}} [R_b + (R_t * F_{soğ})]}{T_{maks} - T_h} \quad (4.3)$$

(4.2) ve (4.3) denklemleri kullanılmaktadır (Hepbaşlı ve Hancıoğlu, 2001).

4.1.3.2. Toprak ısı direnci (R_t)

Toprak içinden geçen ısı akışı toprak ısı direncidir. Toprağın türü, yüzey altındaki boru derinlikleri, borular arasındaki uzaklık ve toprak ısı değiştiricindeki boruların boyutu ve sayısı değerlerini toprak direncine bir etkisi vardır. Tek borulu, çift borulu ve dört borulu çoklu sistemlerde kullanılan 3/4" den 2" e kadar çeşitli boru ölçüleri dikey sistemler için toprak ısı direnci Tablo 4.5'te gösterilmiştir (Hepbaşlı ve Hancıoğlu, 2000).

Tablo 4.5. Toprak ısııl direnci

		$R_s(\text{AĞIR TOPRAK – NEMLİ})$ $R_s(\text{KURU veya HAFİF NEMLİ TOPRAK})$										$\frac{R_s(\text{KAYA})}{R_s(\text{NEMLİ})}$
B O R U Ç A P I	3/4"	1.02 1.38	1.06 1.44	1.09 1.47	1.11 1.49	1.31 1.77	1.37 1.84	2.05 2.75	2.15 2.86	2.11 2.85	1.88 2.53	0.60 1.06
	1"	0.97 1.32	1.02 1.37	1.04 1.40	1.06 1.42	1.26 1.70	1.32 1.77	2.00 2.88	2.10 2.79	2.07 2.78	1.84 2.47	0.57 1.01
	1 1/4"	0.92 1.25	0.97 1.31	0.99 1.34	1.01 1.36	1.22 1.63	1.27 1.70	1.96 2.61	2.05 2.72	2.02 2.71	1.79 2.40	0.54 0.96
	1 1/2"	0.89 1.21	0.94 1.27	0.97 1.30	0.98 1.32	1.19 1.59	1.25 1.66	1.92 2.57	2.02 2.68	1.99 2.67	1.76 2.36	0.53 0.94
	2"	0.85 1.15	0.89 1.20	0.92 1.24	0.94 1.26	1.14 1.53	1.20 1.60	1.88 2.51	1.98 2.62	1.94 2.61	1.71 2.29	0.50 0.89

4.1.3.3. Boru ısııl direnci (Rb)

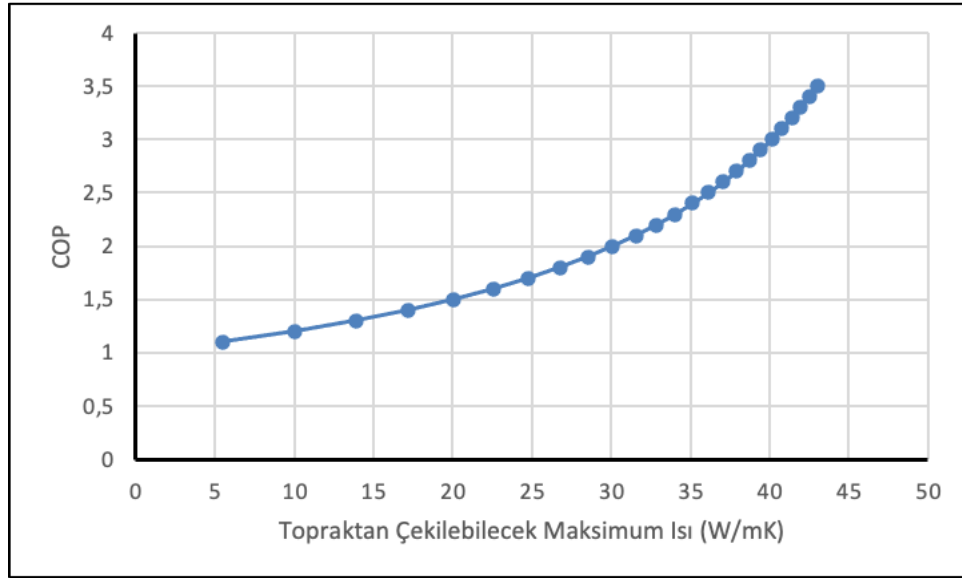
Boru ısııl direnci, boru çapına bağlı olarak boru ısııl direnci (Dumlu, 2012) Tablo 4.6.'dan seçilebilmektedir.

Tablo 4.6. Boru ısııl direnci Rb (yatay) / Rb (düşey)

Rb (yatay) / Rb (düşey)				
Boru Çapı	PE SCH-40	PE SDR-11	PE SDR-17	PE SDR-13,5
3/4"	0,17/0,116	0,144/0,096	0,16/0,11	0,20/0,14
1"	0,159/0,109	0,144/0,096	0,16/0,11	0,20/0,14
1 1/4"	0,130/0,0089	0,144/0,096	0,16/0,11	0,20/0,14
1 1/2"	0,117/0,080	0,144/0,096	0,16/0,11	0,20/0,14
2"	0,098/0,068	0,144/0,096	0,16/0,11	0,20/0,14

Farklı COP değerlerine karşılık ısıtma için gereken boru boyu değerleri hesaplanmıştır. Toprak kaynaklı ısı pompalarında toprak ısı yükü önem arz etmektedir. Toprak kaynaklı ısı pompası sistemi için ortalama değer 30-35W/mK değerleri arasında hesaplanmıştır. Şekil 4.2'de topraktan çekilebilir maksimum ısı miktarı-cop grafiği verilmiştir. Denklem 4.4'te ise COP değerine karşılık topraktan elde edinilebilen maksimum ısı miktarı arasında ampirik bir bağıntı oluşturulmuştur.

$$\text{COP} = 0,272 \times Q^{0,6236} \quad (4.4)$$



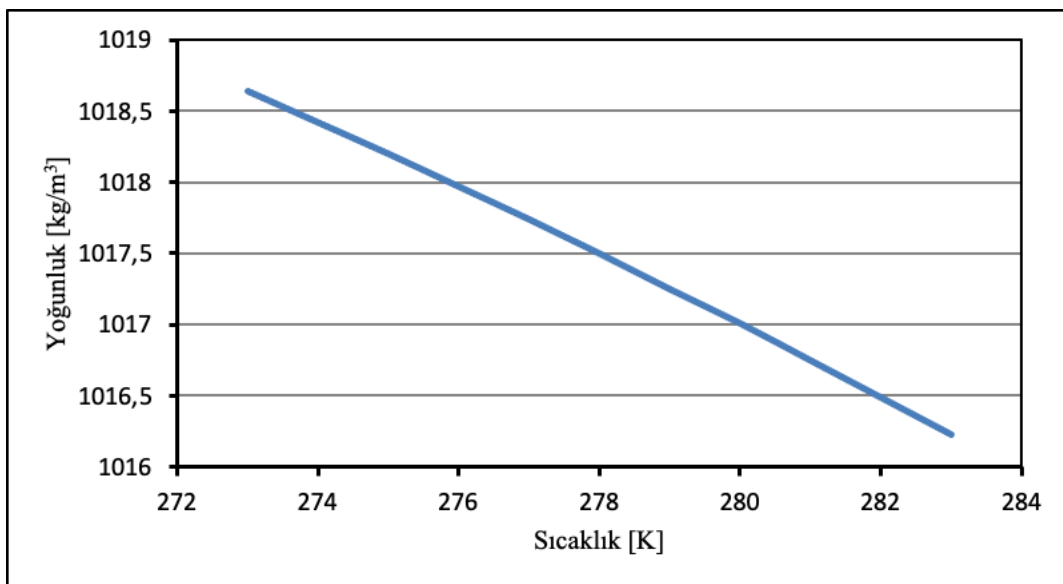
Şekil 4.2. Toprakta çekilebilir maksimum ısı miktarı-COP grafiği

4.2. Hesaplamalarda Kullanılan Önemli Büyüklükler

4.2.1. Yoğunluk

Yoğunluk ya da öz kütle; bir cismin belirli bir sıcaklık ve basınç altındaki birim hacimdeki madde miktarıdır. Şekil 4.3'te sıcaklık ile yoğunluğun değişimi verilmiştir. Denklem 4.5'te sıcaklığa bağlı olarak yoğunluk değerinin ampirik denklemi elde edilmiştir.

$$\rho = 1474,1 \times T^{-0,066} \quad (4.5)$$

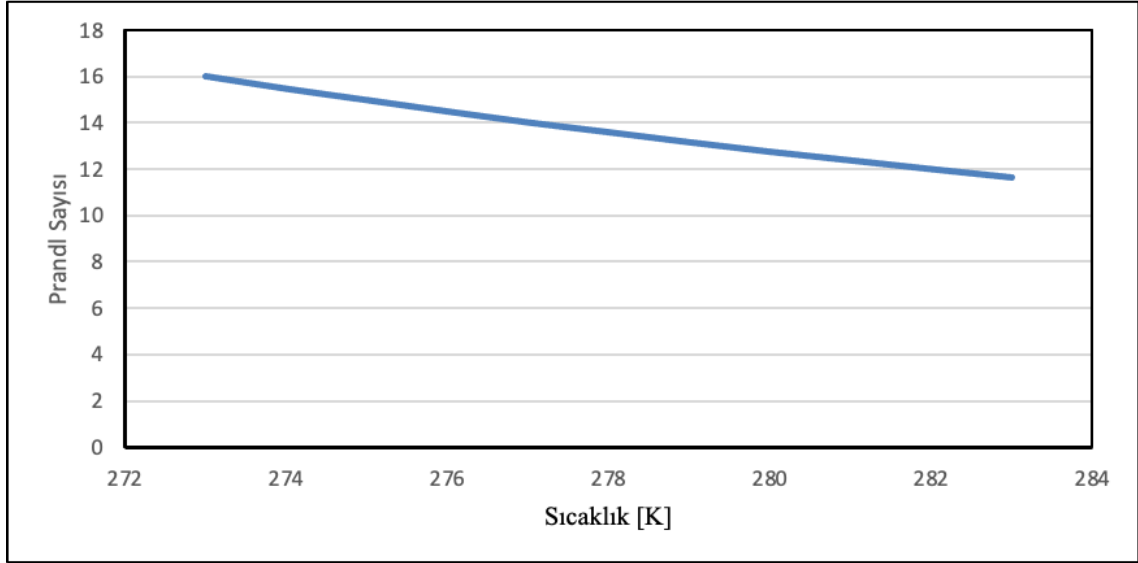


Şekil 4.3. Yoğunluk grafiği [kg/m³]

4.2.2. Prandl sayısı

Viskoz yayılım hızının ısı yayılım hızının oranı olarak tanımlanan boyutsuz parametre Prandl sayısıdır. Şekil 4.4'te Prandl sayısının sıcaklığa bağlı değişimi verilmiştir. Sıcaklığa bağlı olarak Prandl sayısının ampirik denklemi, Denklem 4.6'te verilmiştir.

$$Pr = 0,0096T^2 - 5,7865T + 878,18 \quad (4.6.)$$

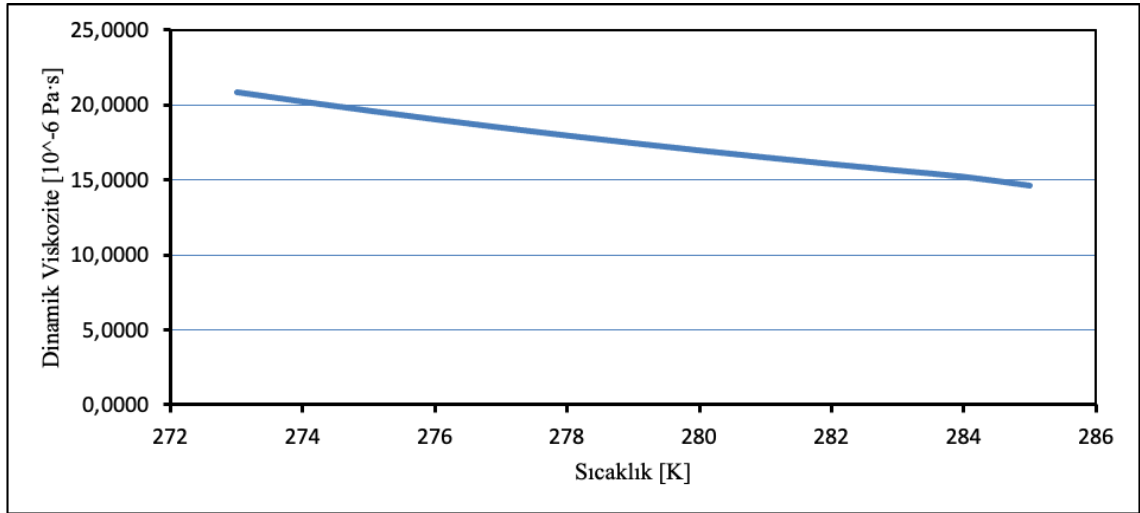


Şekil 4.4. Prandl sayısı grafiği

4.2.3. Dinamik viskozite

Birçok akışkanda akışa neden olan kayma gerilimi bu akış sonucunda ortaya çıkan biçim değişikliğiyle doğru orantılıdır. Bir başka deyişle, sabit sıcaklıktaki belli bir akışkan için kayma geriliminin biçim değişkenliği oranı sabit bir sayıdır. Bu sabit sayıya dinamik viskozite ya da mutlak viskozite denir. Bu davranışı gösteren akışkanlarda viskozitenin matematiksel tanımının mucidi Isaac Newton'ın anısına Newton akışkanları adıyla anılır. Dinamik Viskozite değerlerinin sıcaklığa bağlı olarak değişiminin ampirik denklemi, Denklem 4.7'te verilmiştir. Şekil 4.5.'te dinamik viskozitenin değişimi verilmiştir.

$$\mu = 0,0084T^2 - 5,2116T + 815,11 \quad (4.7.)$$

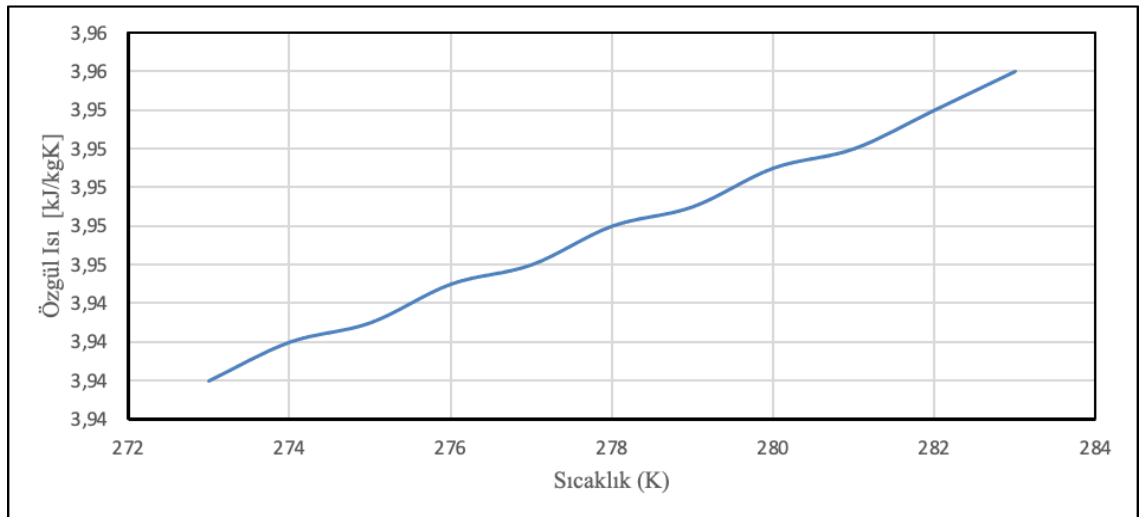


Şekil 4.5. Dinamik viskozite değişim grafiği

4.2.4. Özgül ısı

Bir kalori değeridir. Bir cismin 1 gramının sıcaklığını, 1 santigrad derece artırmak için gereken ısıyı gösterir. Kalori/gram veya kilo kalori/kilogram olarak ifade edilir. Özgül ısıya, ısınma ısısı veya spesifik ısı da denir. Özgül ısı, bir maddenin ısıyı soğurma (yutma) yeteneğidir. Özgül ısı değeri sıcaklıkla değişmektedir. Şekil 4.6'da sıcaklıkla özgül ısı değişimi verilmiştir. Sıcaklığa bağlı olarak özgül ısı değerlerinin ampirik denklemi, Denklem (4.8.)'de verilmiştir.

$$C_p = 2,1401 \times T^{0,1088} \quad (4.8)$$

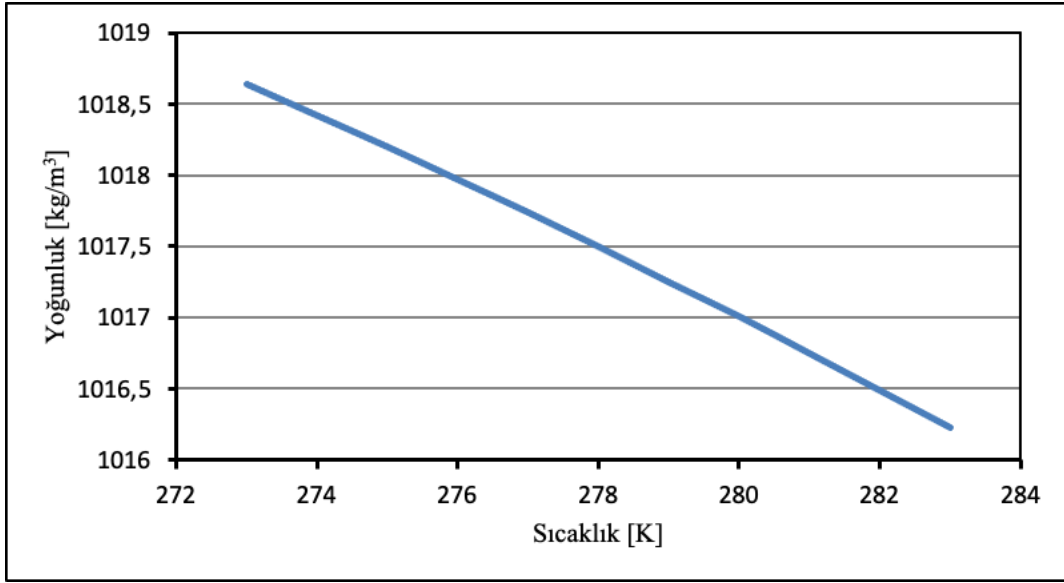


Şekil 4.6. Özgül ısı değişim grafiği

4.2.5. Isı iletim katsayısı

Isı iletim katsayısı, bir maddenin bir metre uzaklığındaki bir noktasının sıcaklığını, 1 Kelvin artırmak için gerekli güç değeridir. Isı iletim katsayısının birimi SI'da W/mK'dir. Şekil 4.7'de sıcaklıkla ısı iletim katsayısının değişimi verilmiştir. Isı iletim katsayısının sıcaklığa bağlı değişiminden elde edilen ampirik bağıntı denklem 4.9.'da verilmiştir.

$$k = 0,0034 \times T^{0,8935} \quad (4.9.)$$



Şekil 4.7. Isı iletim katsayısı grafiği

4.2.6. Reynolds sayısı

Reynolds sayısı atalet kuvvetlerinin, viskoz kuvvetlerine oranı olarak tanımlanmaktadır. Akışın türünü belirler (Laminer mi, türbülanslı mı). Literatürde iki tür Reynolds sayısı tanımlanır. Boru veya kanallarda akış, diğeri ise levhada akış olarak tanımlanır.

$$Re = \frac{\text{Atalet Kuvvetleri}}{\text{Viskozite Kuvvetleri}} = \frac{\rho v_s d}{\mu} = \frac{v_s d}{\gamma} \quad (4.10)$$

4.2.7. Nusselt sayısı

Nusselt Sayısının fiziksel anlamı taşınımın iletme oranıdır. Nusselt Sayısı bize hangisinin daha iyi olduğu hakkında bilgi verir. Nusselt sayısı taşınım ile iletim hakkında bilgi verir.

$$Nu = \frac{\text{Isı Taşınımı}}{\text{Isı İletimi}} = \frac{h A d_T}{k A \frac{dT}{dL}} = \frac{h L}{k} \quad (4.11)$$

4.2.8. Prandtl sayısı

Akışkanın viskoz yayınım hızının, ısıl yayınım hızına oranıdır. Prandtl sayısı akışkanın türü hakkında bilgi verir.

$$Pr = \frac{V}{\alpha} = \frac{\text{Akışkanın kinematik vizkozitesi (Viskoz yayınım hızı)}}{\text{Isıl yayınım hızı (Difüzyon katsayısı)}} \quad (4.12)$$

$$V = \frac{\mu}{\rho} \quad (4.13.a)$$

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot C_p} \quad (4.13.b)$$

V = Kinematik viskozite, viskoz yayınım hızı (m^2/s)

μ = Dinamik viskozite ($N.s/m^2$)

ρ = Yoğunluk (kg/m^3)

α = Isıl yayınım hız difüzyon katsayısı (m^2/s)

k = Isı iletim katsayısı ($W/m^{\circ}K$)

C_p = Sabit basınçta özgül ısı ($J/kg^{\circ}K$)

$$Pr = \frac{V}{\alpha} = \frac{C_p}{k} \quad (4.14)$$

4.3. Toprakaltı Devresi İçin Isı Transferi Hesaplamaları

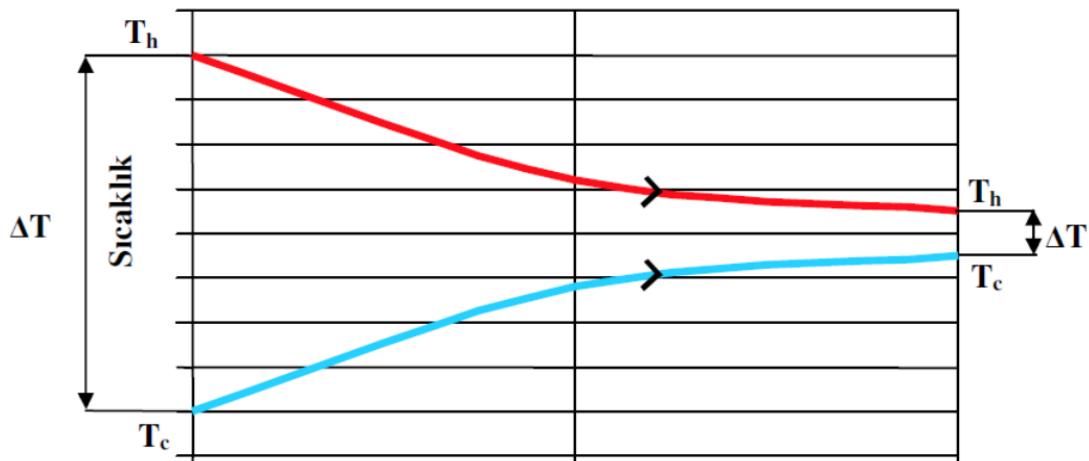
Dolaylı ısı değişiminde, akışkanlar arasındaki ısı geçiş yolunda sıcaklık değişmektedir. Sıcaklık değişimi, doğru ya da ters akımlı ısı değişiminde farklı olduğu gibi, akışkan debisi ve özgül ısı ile de doğru orantılıdır. Şekil 4.8. paralel akışlı ısı eşanjöründe sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Isı değişimiyle geçen Q ısı akımı için, kayıplar olmaksızın, birbirine denk şu eşitlikler yazılabilir:

$T_{c\ g}$ = Soğuk su giriş sıcaklığı

$T_{c\ \phi}$ = Soğuk su çıkış sıcaklığı

$T_{h\ g}$ = Sıcak su giriş sıcaklığı

$T_{h\ \phi}$ = Sıcak su giriş sıcaklığı

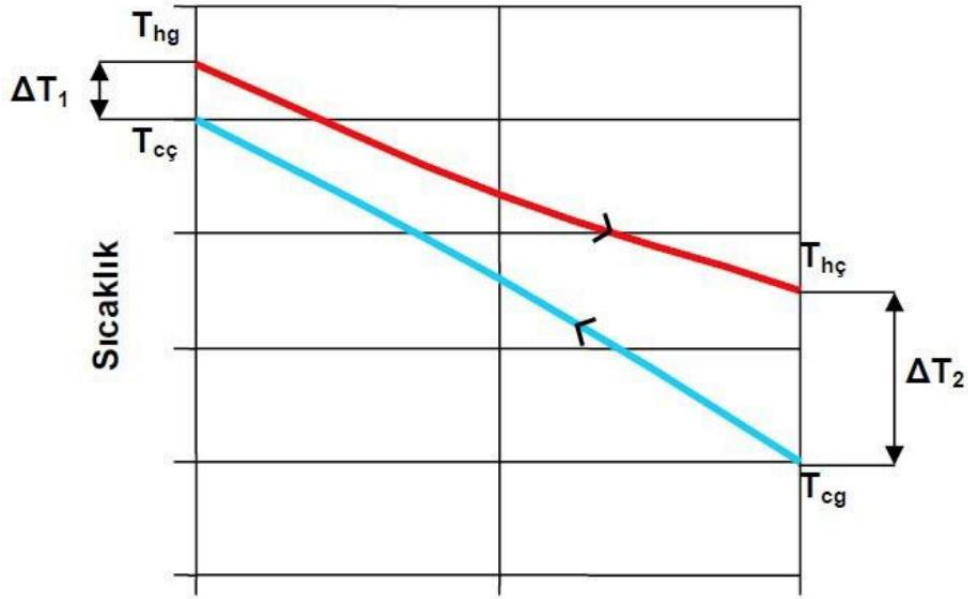


Şekil 4.8. Paralel akışlı ısı eşanjöründe sıcaklık dağılımı

$$\Delta T_1 = (T_{hg} - T_{cg}) \quad (4.15)$$

$$\Delta T_2 = (T_{hç} - T_{cç}) \quad (4.16)$$

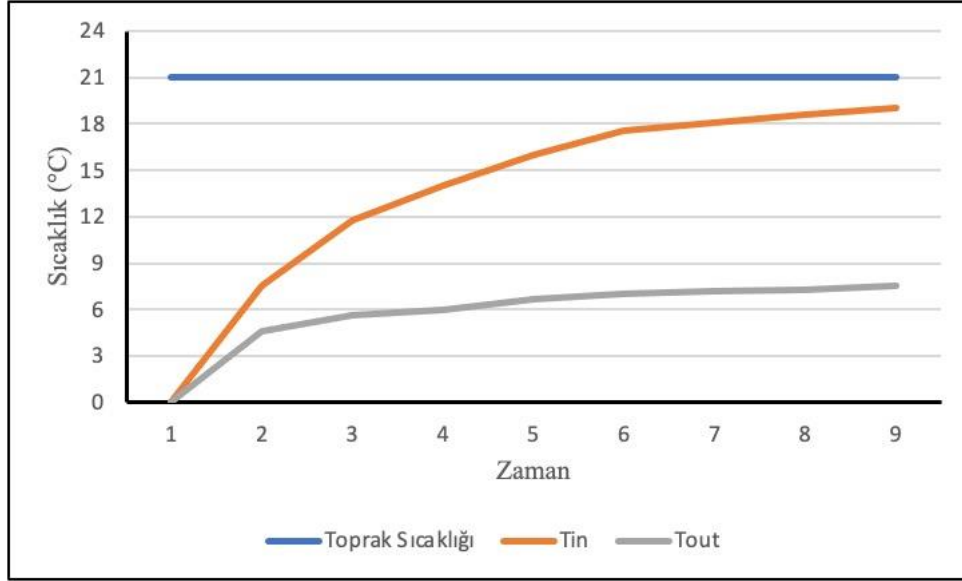
Doğru ve ters akımlı ısı değıştirmedeki $\overline{\Delta T_{log}}$ ortalama logaritmik sıcaklık farkı, denklem 4.17'den faydalanarak hesaplanır. Şekil 4.9. Paralel akışlı ısı eşanjöründe sıcaklık dağılımı gösterilmiştir.



Şekil 4.9. Paralel akışlı ısı eşanjöründe sıcaklık dağılımı

$$\Delta T_{log} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (4.17)$$

Isı enerjisinin sıcak bir akışkandan daha soğuk öteki bir akışkana ya da tersi yönde geçirilmesi için yararlanılan tesislere ısı değıştirici denir. Kullanılan amaca göre, ısı değıştiriciler çeşitli şekillerde adlandırılır. Örneğin; ısıtıcı, soğutucu, buharlaştırıcı, yoğuşturucu vb. Isının akabilmesi için sıcaklık farkının olması şarttır. Başka bir deyişle, sıcaklık farkı ısı geçişinde tahrik kuvveti olmaktadır. Tüm koşulların eşit olması durumunda, ısı değıştiricinin bütün yüzeyinden ısı geçişi aynıdır. Isı değıştiricilerde, alınan ya da verilen Q ısı miktarı; A ısı değışim yüzey alanı, Δt_m sıcaklık farkı ve k toplam ısı geçiş katsayısı ile doğru orantılıdır. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminde kullanılan seri akışlı ısı eşanjöründe sıcaklık dağılımı Şekil 4.10'da gösterilmiştir.



Şekil 4.10. Seri akışlı ısı eşanjöründe sıcaklık dağılımı

$$Q_c = \dot{m}_c c_{p_c} (T_{c\phi} - T_{cg}) \quad (4.18)$$

Isı taşınım katsayısı değerinin (h), hesaplanabilmesi için, öncelikle Reynold sayısının bulunması gerekmektedir.

$$Re_L = \frac{u_{\infty} D}{\nu} \quad (4.19)$$

Reynold sayısının bulunmasından sonra, Nusselt sayısı bulunmalıdır. Denklem 4.20 ve denklem 4.21'de Nusselt sayısı teorik ve deneysel olarak bulunmuştur.

$$Nu_L = 0,664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3} \quad (4.20)$$

$$Nu = \frac{\bar{h}L}{k} \quad (4.21)$$

Nusselt sayısının bulunmasından sonra ısı transfer katsayısı Denklem 4.22. ile hesaplanmaktadır.

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu}_L k}{L} \quad (4.22)$$

4.4. Ekserji Analizi

Ekserji analizi, süreçleri ve sistemleri daha gerçekçi daha anlamlı bir şekilde değerlendirip karşılaştırmak için termodinamiğin ikinci yasasına dayanan alternatif ve aydınlatıcı bir araç sağlayan bir analiz tekniğidir. Ekserji analizi, bir sistemdeki enerji kayıplarının türünü, yerini ve büyüklüğünü belirlemek için yardımcı olarak kullanılmaktadır.

Ekserji, nükleer enerji, manyetik enerji, elektrik enerjisi ve yüzey gerilme etkisinin olmadığı bir sistemde dört ayrı bileşenden oluşmaktadır. Bunlar sırasıyla Fiziksel ekserji, kinetik ekserji, potansiyel ekserji ve kimyasal ekserjidir.

$$E_x = E_x^{FE} + E_x^{KE} + E_x^{PE} + E_x^{KE} \quad (4.23)$$

Sistemin ekserjisi hesaplanırken, sistemin sahip olduğu hızı, basıncı, sıcaklığı çevreye göre farklı olması istenir. Sistem çevre koşullarına yaklaşip denge haline gelmeye çalışır. Sistem çevre ile denge haline vardığında bu durum sistem için ölü hal olarak tanımlanır.

Ekserji, enerjinin optimum kullanımı olduğundan, ekserji analizi, tüm enerji kaynaklarının ve birçok endüstriyel prosesin işletiminin tasarımını oluşturmak için faydalı bir yöntemdir. Termodinamik yasalarından türetilen bu yöntem, geri çevrilemezliğin ana kaynaklarını belirlemek ve enerji, madde transferinin gerçekleştiği belirli bir süreçte entropi oluşumunu en aza indirmek için kullanılabilir. Ekserji, kullanılabilir enerji ve kullanılabilirlik terimleri temelde benzerdir. Ekserji yıkımı, ekserji tüketimi, geri çevrilemezlik ve kayıp iş kavramları da özünde benzerdir.

Ekserji, sabit basınç ve sıcaklığa sahip bir ortamla etkileşime giren sistemin üretebileceği maksimum faydalı işin ölçüsüdür. Ekserji transferi kütle akış hızı, iş etkileşimi ve / veya ısı etkileşimi ile ilişkilendirilebilir.

4.4.1. Sürekli akışlı açık sistemde kütlenin korunumu

Daimi akışlı açık sistemde kontrol hacmi içindeki toplam kütle zaman değişmez ($m=sbt$). Bu durumda kütlenin korunumu yarasınca kontrol hacmine giriş yapan toplam kütlenin toplam çıkış yapan kütleyle eşit olması gerekmektedir.

Birim Zamanda Kontrol Hacmine Giren Kütle = Birim Zamanda Kontrol Hacminden Çıkan Kütle

$$\sum \dot{m}_{giriş} = \sum \dot{m}_{çıkış} \quad (4.24)$$

4.4.1.1. Sürekli akışlı açık sistemlerde enerjinin korunumu

Bu tür sistemlerde kontrol hacminin toplam enerjisinde herhangi bir değişim olmaz ($\Delta E = 0$). Bu nedenle sürekli akışlı açık sistemlerde kontrol hacmine giren ısı, enerji ya da kütle akışının çıkış ısı, enerji ve kütle akışına eşit olması gerekmektedir.

Termodinamiğin I. Yasasına göre, enerji vardan yok, yoktan var edilemez, ancak bir halden başka bir hale dönüştürülebilir.

Birim Zamanda Yapılan Isı ve İş Enerjisi =
(Birim Zamanda Kütle İle Çıkan Enerji)-(Birim Zamanda Kütle İle Giren Enerji)

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{\text{çıkış}} \theta_{\text{çıkış}} - \sum \dot{m}_{\text{giriş}} \theta_{\text{giriş}} \quad (4.25)$$

Burada θ birim kütle akışkanın sahip olduğu toplam enerjidir.

$$\theta = E_{\text{kinetik}} + E_{\text{potansiyel}} + h \quad (4.26)$$

Buradan,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum (\dot{E}_{k_{\text{çıkış}}} + \dot{E}_{p_{\text{çıkış}}} + \dot{h}_{\text{çıkış}}) - \sum (\dot{E}_{k_{\text{giriş}}} + \dot{E}_{p_{\text{giriş}}} + \dot{h}_{\text{giriş}}) \quad (4.27)$$

Daha detaylı yazılır ise,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{\text{çıkış}} \left(\frac{1}{2} V_{\text{çıkış}}^2 + g z_{\text{çıkış}} + h_{\text{çıkış}} \right) - \sum \dot{m}_{\text{giriş}} \left(\frac{1}{2} V_{\text{giriş}}^2 + g z_{\text{giriş}} + h_{\text{giriş}} \right) \quad (4.28)$$

Giriş indisi, çıkış indisi ile gösterilen, kütle debisinin değişmediği göz önüne alınırsa ($\dot{m}_{\text{in}} = \dot{m}_{\text{out}} = \dot{m}$) kinetik ve potansiyel enerjilerin değişmediği kabul edilirse, bir giriş bir çıkışı bulunan sürekli açık bir sistem için enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki gibidir,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(\dot{h}_{\text{out}} - \dot{h}_{\text{in}}) \quad (4.29)$$

Yukarıdaki denklem $\dot{m}$ kütle debisi ile bölünürse, termodinamiğin birinci yasası birim kütle için iş ihmal edilerek ifade edilmiş olur.

$$q = h_{\text{out}} - h_{\text{in}} \text{ (kJ/kg)} \quad (4.30)$$

4.4.1.1.1. Sürekli akışlı açık sistem için entropi dengesi

Sürekli akışlı açık bir sistem için entropi üretimi, denklem 4.31 ile ifade edilir.

$$S_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_{\text{out}} s_{\text{out}} - \sum \dot{m}_{\text{in}} s_{\text{in}} + \sum \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \quad (4.31)$$

Çevresiyle ısı alışverişinde bulunan bir giriş ve çıkışa sahip sürekli akışlı açık sistem için denklem 4.32 ile sadeleştirilmiştir.

$$S_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_{\text{out}} s_{\text{out}} - \sum \dot{m}_{\text{in}} s_{\text{in}} + \sum \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \text{ (kJ/kgK)} \quad (4.32)$$

4.2.1.2. Sürekli açık sistemlerin termodinamiğin II. yasası çözümlemesi

Termodinamiğin ikinci yasası türbin, lüle, kompresör, pompa ve ısı değiştirgeçleri gibi içinden sürekli olarak akışkanın geçtiği, akışın olduğu açık sistemleri için kullanılır. Bu tip sistemler için Termodinamiğin II yasası denklem 4.33 ile ifade edilir.

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_{\text{out}} s_{\text{out}} - \sum \dot{m}_{\text{in}} s_{\text{in}} + \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \quad (4.33)$$

Denklem 4.33'te termodinamiğin I. Kanunundan yararlanılarak ısı geçişi yok edilirse, denklem 4.34 elde edilir.

$$\dot{W} = \sum \dot{m}_{\text{in}} \left(h_{\text{in}} + \frac{V_{\text{in}}^2}{2} + gz_{\text{in}} - T_{\text{çevre}} s_{\text{g}} \right) - \sum \dot{m}_{\text{out}} \left(h_{\text{out}} + \frac{V_{\text{out}}^2}{2} + gz_{\text{out}} - T_{\text{çevre}} s_{\text{out}} \right) - T_{\text{çevre}} \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (4.34)$$

Bu denklemde, $\dot{W}$ açık sistemlerde yapılan gerçek işi ifade etmektedir ve yararlı iş olarak da ifade edilir. Sürekli açık sistemlerin sınırları sabit olduğundan dolayı çevre ile alışveriş olmadığından çevre işi yoktur. Yukarıdaki denklemde tersinir iş, entropi üretimi kısmı sıfıra eşitlenerek elde edilir.

$$\dot{W} = \sum \dot{m}_{\text{in}} \left(h_{\text{in}} + \frac{V_{\text{in}}^2}{2} + gz_{\text{in}} - T_{\text{çevre}} s_{\text{g}} \right) - \sum \dot{m}_{\text{out}} \left(h_{\text{out}} + \frac{V_{\text{out}}^2}{2} + gz_{\text{out}} - T_{\text{çevre}} s_{\text{out}} \right) \quad (\text{kW}) \quad (4.35)$$

Denklem 4.35 bir giriş ve çıkışlı sürekli açık bir sistem için yazılırsa,

$$\dot{W} = \dot{m} \left[(h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) - T_{\text{çevre}} (s_{\text{in}} - s_{\text{out}}) + \frac{V_{\text{in}}^2 + V_{\text{out}}^2}{2} + g(z_{\text{in}} + z_{\text{out}}) \right] \quad (\text{kW}) \quad (4.36)$$

Bu denklemde (4.36) kinetik ve potansiyel enerji değişimler ihmal edilirse,

$$\dot{W} = \dot{m} [(h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) - T_{\text{çevre}} (s_{\text{in}} - s_{\text{out}})] \quad (\text{kW}) \quad (4.37)$$

ile ifade edilir. Denklem 4.37 birim kütle için yazılırsa,

$$\dot{W} = (h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) - T_{\text{çevre}} (s_{\text{in}} - s_{\text{out}}) \quad (\text{kW}) \quad (4.38)$$

şeklini alır.

$$\dot{W} = (h - h_{\text{çevre}}) - T_{\text{çevre}} (s - s_{\text{çevre}}) \quad (4.39)$$

Denklem 4.39'te h entalpi, s entropi ve $T_{\text{çevre}}$ çevre sıcaklığını göstermektedir. Açık sistemlerde birim kütle için (I) ya da açık sistemde tersinmezlik (I), tersinir iş ile yararlı işin farkıdır.

$$I = \dot{W} - \dot{W}_{\text{yararlı iş}} = T_{\text{çevre}} \dot{S}_{\text{üretim}} \text{ (kW)}, \quad (4.40)$$

$$I = \dot{w} - \dot{w}_{\text{yararlı iş}} = T_{\text{çevre}} S_{\text{üretim}} \text{ (kJ/kg)}. \quad (4.41)$$

4.4.2. Ekserji kaybı

Sistemde bulunan herhangi bir bileşeni için, birim zaman aralığında kaybolan ekserji miktarını bulmak için,

$$\dot{E}x_{\text{kayıp}} = \dot{E}x_Q - \dot{E}x_W + \sum \dot{E}x_{\text{kütle,in}} - \sum \dot{E}x_{\text{kütle,out}} \quad (4.42)$$

$$\dot{E}x_{\text{kayıp}} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_{\text{in}} e_{\text{in}} - \sum \dot{m}_{\text{out}} e_{\text{out}} \quad (4.43)$$

denklem 4.42 ve denklem 4.43 ile verilmiştir. Bu denklem takımında kayıp ekserji $\dot{E}x_{\text{kayıp}}$, sistem elemanlarındaki tersinmezlikler nedeniyle kayıp ekserji ile sistem elemanlarından çevresine geçen ekserjinin toplamıdır. Sistemin tamamında kayıp ekserji, sistemin her bir elemanındaki kayıp ekserjinin toplamına eşittir.

$$\sum_{i=1}^n \dot{E}x_{\text{kayıp},i} = \dot{E}x_{\text{kayıp},1} + \dot{E}x_{\text{kayıp},2} + \dot{E}x_{\text{kayıp},3} + \dots + \dot{E}x_{\text{kayıp},n} \quad (4.44)$$

4.4.3. Ekserji verimi

Tersinir hal değişimlerine ne kadar yaklaştığını görebilmek için ikinci yasa verimini veya ekserji verimi hesaplanmaktadır. İkinci yasa verimi ekserjinin tamamen korunması durumunda en iyi bir, ekserjinin tamamen olmadığı durumda ise en kötü durum sıfırdır. Ekserji verimi, sistemde elde edilen ekserjinin sisteme sağlanan ekserjiye oranıdır.

$$\eta = \frac{\text{Elde edilen Ekserji}}{\text{Sisteme Sağlanan Ekserji}} \quad (4.45)$$

4.4.4. Termodinamik mükemmellik derecesi

Sistemden ya da sistemin herhangi bir parçasının ekserjisinin sisteme ya da sistemin ilgili parçasına giren ekserjiye oranıdır. Çalışma anındaki tersinmezliklerin enerji harcayan sistem ya da sistem elemanlarına nasıl etki ettiğini göstermektedir. Termodinamik mükemmellik derecesi çıkan ekserji miktarının giren ekserji miktarına oranı şeklindedir.

$$\varepsilon = \frac{\text{Sistemden Çıkan Ekserji}}{\text{Sisteme Giren Ekserji}} \quad (4.46)$$

4.4.5. Ekserji kaybı oranı

Sistemdeki elemanlardan herhangi birinin ekserji kaybının tüm sistemin toplam ekserji kaybına oranıdır.

$$d_{ky} = \frac{\dot{E}x_{kayıp}}{\sum \dot{E}x_{kayıp}} \quad (4.47)$$

4.4.6. Isı pompası ve sistemin ekserji verimi

Isı pompasının ve ısı pompası sisteminin verimi 4.48-4.49-4.59 denklemleri ile hesaplanmaktadır.

$$\eta_{TKIP} = \frac{\dot{E}x_{y,in} - \dot{E}x_{y,out}}{\dot{W}_{komp}} \quad (4.48)$$

$$\eta_{Sis} = \frac{\dot{E}x_{y,in} - \dot{E}x_{y,out}}{\sum \dot{W}_{komp}} \quad (4.49)$$

$$\sum \dot{W}_{komp} = \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{p2} \quad (4.50)$$

4.5. Deney Sisteminde Ekserji Analizi

Toprak kaynaklı Isı pompası sistemi ile ısıtma yapılırken toprakaltı devresinde topraktan çekilen ısı ($\dot{Q}_{toprak}$), ısı pompasının buharlaştırıcı kısmına gönderilir. Buharlaştırıcıdan çekilen ısı ($\dot{Q}_L$), sistemde kullanılan ısı transfer akışkanını buhar haline getirir. Buhar haline geçen akışkanın sıcaklığı ve basıncı kompresörde sıkıştırılarak yükseltilir. Isı transferi akışkanı kompresörden yoğuşturucuya geçer. Yoğuşturucuda yoğuşma sırasında ortaya çıkan ısı ($\dot{Q}_H$), radyatöre ve fancoil devresine iletilir. Akümülayon tankı sistemde denge sağlamak için kullanılır. Akümülayon tankı üzerinden radyatör ve fancoil devresine aktarılan ısı ile sistemin bulunduğu mahal ya da ortam ısıtılır.

4.5.1. Soğutucu akışkan debisi bulunması

Evaporatör için enerji denklemi yazılarak soğutucu akışkan debisi denklem 4.51 ve denklem 4.52 ile hesaplanır.

$$\dot{m}_{R404A}(h_6 - h_1) = \dot{m}_a(h_9 - h_8) \quad (4.51)$$

$$\dot{m}_{R404A} = \frac{\dot{m}_a(h_9 - h_8)}{(h_6 - h_1)} \quad (4.52)$$

4.5.2. Kondensere giren su debisi

Evaporatöre giren su debisi ile benzer şekilde denklem 4.53 ve denklem 4.54 ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{m}_{R404A}(h_4 - h_3) = \dot{m}_s(h_{11} - h_{12}) \quad (4.53)$$

$$\dot{m}_s = \dot{m}_{R404A} \frac{(h_4 - h_3)}{(h_{11} - h_{12})} \quad (4.54)$$

4.5.3. Isı pompası devresi

Isı pompası sistemi kondenser, evaporatör, kısılma vanası ve kompresörden oluşmaktadır.

Kompresör için hesaplamalarda Ekserji Kaybı denklem 4.55 ile hesaplanır.

$$\dot{E}x_{kayıp,komp} = (\dot{E}x_{k1} + \dot{W}_{kayıp,komp}) - \dot{E}x_{k2} = \dot{m}_{R410A}(\varphi_1 - \varphi_2) + \dot{W}_{komp} \quad (4.55)$$

Ekserji Verimi ise denklem 4.50 ile hesaplanır.

$$\eta_{komp} = \frac{\dot{E}x_{k2} - \dot{E}x_{k1}}{\dot{W}_{komp}} \quad (4.56)$$

Ekserji kaybı oranı ise, denklem 4.56 ile bulunur.

$$d_{komp} = \frac{\dot{E}x_{kayıp,komp}}{\sum \dot{E}x_{kayıp}} \quad (4.51)$$

Termodinamik mükemmellik derecesi ise denklem 4.57 ile elde edilir.

$$\varepsilon_{komp} = \frac{\dot{E}x_{k2}}{\dot{E}x_{k1} + \dot{W}_{komp}} = \frac{\dot{m}_{R404A} \varphi_2}{\dot{m}_{R404A} \varphi_1 + \dot{W}_{komp}} \quad (4.57)$$

Kondenser için hesaplamalarda, Ekserji Kaybı denklem 4.58 ile hesaplanır.

$$\dot{E}x_{kayıp,kon} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11} = \dot{m}_{R404A}(\varphi_3 - \varphi_4) + \dot{m}_s(\varphi_{12} - \varphi_{11}) \quad (4.59)$$

Ekserji Verimi ise denklem 4.59 ile hesaplanmaktadır.

$$\eta_{komp} = \frac{\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11}}{\dot{E}x_5 - \dot{E}x_4} = \frac{\dot{m}_s(\varphi_{12} - \varphi_{11})}{\dot{m}_{R404A}(\varphi_5 - \varphi_4)} \quad (4.60)$$

Ekserji kaybı oranı ise denklem 4.60 ile bulunur

$$d_{kon} = \frac{\dot{E}x_{kayıp,kon}}{\sum \dot{E}x_{kayıp}} \quad (4.55)$$

Termodinamik mükemmellik derecesi ise denklem 4.61 ile elde edilir.

$$\varepsilon_{komp} = \frac{\dot{E}x_4 + \dot{E}x_{12}}{\dot{E}x_5 + \dot{E}x_{11}} = \frac{\dot{m}_{R404A}\varphi_4 + \dot{m}_s\varphi_{12}}{\dot{m}_{R404A}\varphi_5 + \dot{m}_s\varphi_{11}} \quad (4.61)$$

Kısılma vanasında hesaplama ise, Ekserji Kaybı denklem 4.62 ile hesaplanır.

$$\dot{E}x_{kayıp,kv} = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6 = \dot{m}_{R404A}(\varphi_5 - \varphi_6) \quad (4.62)$$

Ekserji Verimi ise denklem 4.63 ile hesaplanmaktadır.

$$\eta_{komp} = \frac{\dot{E}x_6}{\dot{E}x_5} = \frac{\varphi_6}{\varphi_5} \quad (4.63)$$

Ekserji kaybı oranı ise denklem 4.64 ile hesaplanmaktadır.

$$d_{kv} = \frac{\dot{E}x_{kayıp,kv}}{\sum \dot{E}x_{kayıp}} \quad (4.64)$$

Evaporatör için hesaplamalarda ise, Ekserji Kaybı denklem 4.65 ile hesaplanır.

$$\dot{E}x_{kayıp,kon} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_7 + \dot{E}x_9 - \dot{E}x_8 = \dot{m}_{R404A}(\varphi_6 - \varphi_7) + \dot{m}_s(\varphi_9 - \varphi_8) \quad (4.65)$$

Ekserji Verimi ise denklem 4.66 ile hesaplanmaktadır.

$$\eta_{eva} = \frac{\dot{E}x_6 - \dot{E}x_7}{\dot{E}x_9 - \dot{E}x_8} = \frac{\dot{m}_{R404A}(\varphi_6 - \varphi_7)}{\dot{m}_s(\varphi_9 - \varphi_8)} \quad (4.66)$$

Ekserji kaybı oranı ise denklem 4.67 ile bulunur.

$$d_{eva} = \frac{\dot{E}x_{kayıp,eva}}{\sum \dot{E}x_{kayıp}} \quad (4.67)$$

Termodinamik mükemmellik derecesi ise, denklem 4.68 ile elde edilir.

$$\varepsilon_{komp} = \frac{\dot{E}x_7 + \dot{E}x_8}{\dot{E}x_6 + \dot{E}x_9} = \frac{\dot{m}_{R404A}\varphi_7 + \dot{m}_s\varphi_8}{\dot{m}_{R404A}\varphi_6 + \dot{m}_s\varphi_9} \quad (4.68)$$

4.5.4. Toprakaltı devresi

Isı pompası sisteminin toprakaltı devresi, toprak altına yerleştirilmiş sisteme giren ve sistemden çıkan borular, bu boruların bir noktada toplandığı kollektör ve dolaşım pompasından oluşmaktadır.

Toprakaltı ısı değıştiricisinde yapılan hesaplamalar, Ekserji Kaybı denklem 4.69 ile hesaplanır.

$$\dot{E}x_{kayıp,TD} = \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{Top} - \dot{E}x_8 = \dot{m}_s (\varphi_9 - \varphi_8) + \dot{Q}_{top} \left(1 - \frac{T_{çevre}}{T_{top}}\right) \quad (4.69)$$

Ekserji Verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi ise denklem 4.70 ile hesaplanmaktadır.

$$\eta_{TD} = \frac{\dot{E}x_9}{\dot{E}x_9 + \dot{E}x_{top}} = \frac{\dot{m}_s \varphi_9}{\dot{m}_s \varphi_8 + \dot{Q}_{top} \left(1 - \frac{T_{çevre}}{T_{top}}\right)} \quad (4.70)$$

Ekserji kaybı oranı ise denklem 4.71 ile bulunur.

$$d_{komp} = \frac{\dot{E}x_{kayıp,TD}}{\sum \dot{E}x_{kayıp}} \quad (4.71)$$

Ekserji analizleri sırasında aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- ✓ Sistemler sürekli akışlı açık sistem modeline uymaktadır.
- ✓ Sistem elemanlarını birbirine bağlayan borulardaki ısı transferi ve soğutucu akışkan basınç düşmeleri boru uzunluklarının kısa olmasından dolayı önemsiz olarak kabul edilmiştir.
- ✓ Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir ve kimyasal reaksiyonlar yoktur.
- ✓ Kompresör adyabatik olarak çalışmaktadır.
- ✓ Toprakaltı ısı değıştiricisinin tamamen toprak tarafından çevrili olduğundan ısı kaybı ihmal edilmiştir.
- ✓ Toprakaltı ısı taşıyıcı akışkan olarak monoetilen glikol-su, ısı pompası devresinde ise soğutucu akışkan olarak R404A, ısıtma sisteminde ise su kullanılmıştır. Suyun termofiziksel özellikleri Solkane, R404A ve monoetilen glikol-su karışımının özellikleri ise Solkane ve CoolPack paket programlarından alınmıştır.
- ✓ Sistemde kullanılan ekipman ve cihazlar tek tip olup standart özellikleri literatürden alınmıştır.

- ✓ Cihazlara ait ölçülemeyen özellikler, cihazların katalog değerlerinden alınmıştır.
- ✓ Akümülayon Tankı izole edilmiş olmasına rağmen ısı kaybı mevcuttur.
- ✓ Kompresör kayıplı olarak çalışmaktadır.
- ✓ Sistemde kullanılan pompalar kayıplı olarak çalışmaktadır.
- ✓ Kondenser ve evaporatör izole edilmiş olup ısı kaybı ihmal edilmiştir.

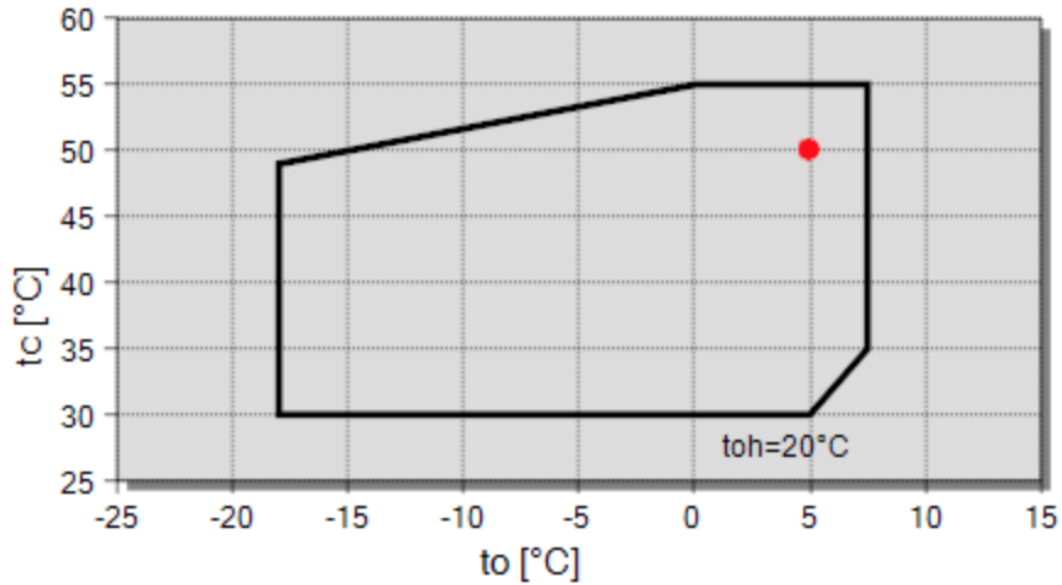
4.6. Kompresöre Ait Veriler

Önceki bölümde ısı pompası cihazının özellikleri verilmişti. Isı pompası cihazı içeriğinde bulunan Bitzer marka scroll tip kompresör bulunmaktadır. Bitzer markasının kendi yazılımından referans olarak girilen değerler Tablo 4.7’de verilmiştir.

Tablo 4.7. Kompresör seçimi giriş verileri

Kompresör Modeli	ESH725Y-40S
Soğutucu Akışkan	R404A
Buharlaşma Sıcaklığı	5°C
Yoğuşma Sıcaklığı	50°C

Sistemde kullanılan kompresörün buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları bakımından çalışma aralığı Şekil 4.11’de gösterilmektedir.



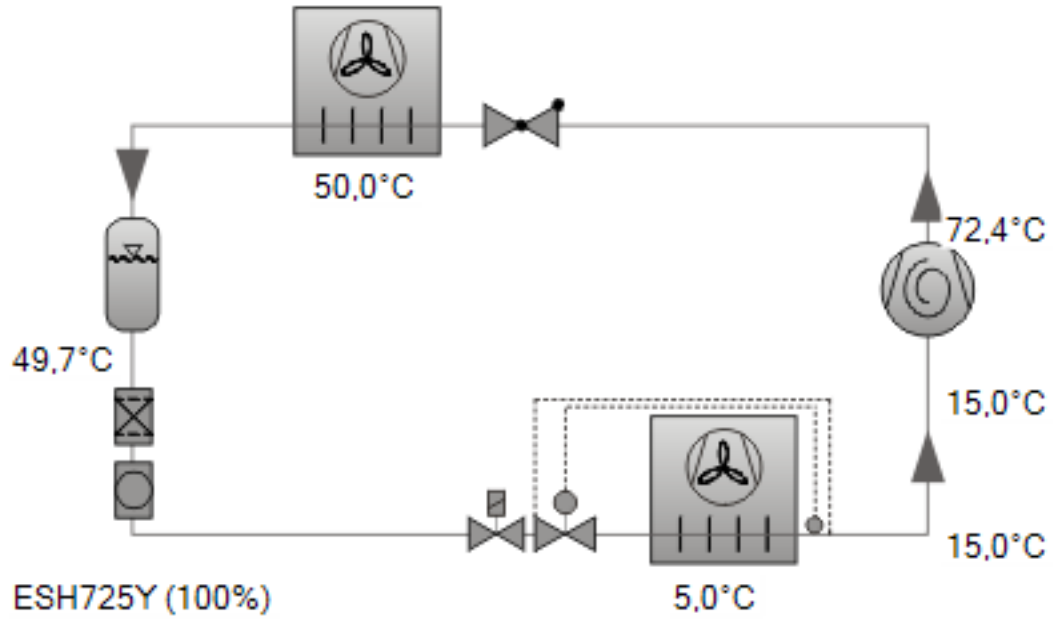
Şekil 4.11. Kompresörün çalışma sıcaklık aralığı (Anonim 2020j)

Şekil 4.11'deki kırmızı ile simgelenen nokta 50°C yoğuşma, 5°C buharlaşma sıcaklığının bulunduğu bölgeyi göstermektedir. Bu değerler sonucunda Bitzer yazılımından elde edilen sonuçlar Tablo 4.8'de gösterilmiştir.

Tablo 4.8. Kompresör verileri

Kompresör	ESH725Y-40S
Soğutma kapasitesi	22,4kW
Evaporatör kapasitesi	22,4kW
Güç girişi	7,99kW
Akım (400V)	13,56A
Voltaj aralığı	380-420V
Kondansatör kapasitesi	30,4kW
COP / EER	2,80
Kütle akışı	797 kg/h
Komp. Çıkış Sıcaklığı	72,4°C

Şekil 4.11'de giriş değerleri sonucunda kompresörün verdiği sonuçlar Şekil 4.12'de ise şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.12. Giriş değerleri sonucunda kompresörün verdiği sonuçlar (Anonim 2020j)

Kompresör tarafından çekilen güç, soğutma kapasitesi ve kütle debisi bitzer yazılımında buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının bir fonksiyonudur. Bu denklem 4.72'de verilmiştir.

$$y = c_1 + c_2 T_{buh} + c_3 T_{yog} + c_4 T_{buh}^2 + c_5 T_{buh} T_{yog} + c_6 T_{yog}^2 + c_7 T_{buh}^3 + c_8 T_{yog} T_{buh}^2 + c_9 T_{buh} T_{yog}^2 + c_{10} T_{yog}^3 \quad (4.72)$$

Kübik fonksiyonun 3 farklı parametre için sabitleri Tablo 4.9’da verilmektedir.

Tablo 4.9. Bitzer yazılımından elde edilen fonksiyonun sabitleri.

y	Q [W]	P [W]	m [kg/h]	I [A]
c ₁	37272,16	2634,249	753,9361	7,808705
c ₂	1245,887	-17,126	23,7092	-0,01719
c ₃	-421,499	41,64637	-1,84685	0,022412
c ₄	17,33694	-0,76699	0,287773	-0,00083
c ₅	-9,47116	0,575672	-0,04364	0,000498
c ₆	1,977266	1,207125	0,009015	0,001161
c ₇	0,087021	-0,00473	0,001838	-5,9E-06
c ₈	-0,12608	0,01194	-7,4E-05	1,21E-05
c ₉	-0,02252	-0,00286	0,000343	-6,4E-07
c ₁₀	-0,02098	0,001868	-4,8E-05	1,36E-05

Farklı yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarında, ortaya çıkan değişimler Tablo 4.10’da sunulmaktadır.

Tablo 4.10. Değişen yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları

T _{buh} [°C]	T _{yog} [°C]	10°C	5°C	0°C	-5°C	-10°C	-15°C
30°C	Q _{buh} [W]	--	30901	25839	21463	17696	14468
	W _{komp} [kW]		5	5,02	5,02	5,01	4,98
	I [A]		9,87	9,89	9,9	9,88	9,85
	Q _{yog} [W]		35899	30859	26486	22705	19449
	COP [-]		6,18	5,15	4,27	3,53	2,9
	m [kg/h]		826	705	599	505	423
40°C	Q _{buh} [W]	--	26703	22229	18373	15065	12241
	W _{komp} [kW]		6,35	6,35	6,34	6,31	6,28
	I [A]		11,43	11,44	11,42	11,39	11,35
	Q _{yog} [W]		33052	28580	24711	21379	18523
	COP [-]		4,21	3,5	2,9	2,39	1,95
	m [kg/h]		811	691	586	493	412
50°C	Q _{buh} [W]	--	22389	18523	15205	12371	9964
	W _{komp} [kW]		7,99	7,97	7,94	7,91	7,88
	I [A]		13,56	13,54	13,5	13,46	13,41
	Q _{yog} [W]		30375	26491	23146	20282	17842
	COP [-]		2,8	2,32	1,91	1,56	1,26
	m [kg/h]		797	678	573	481	400

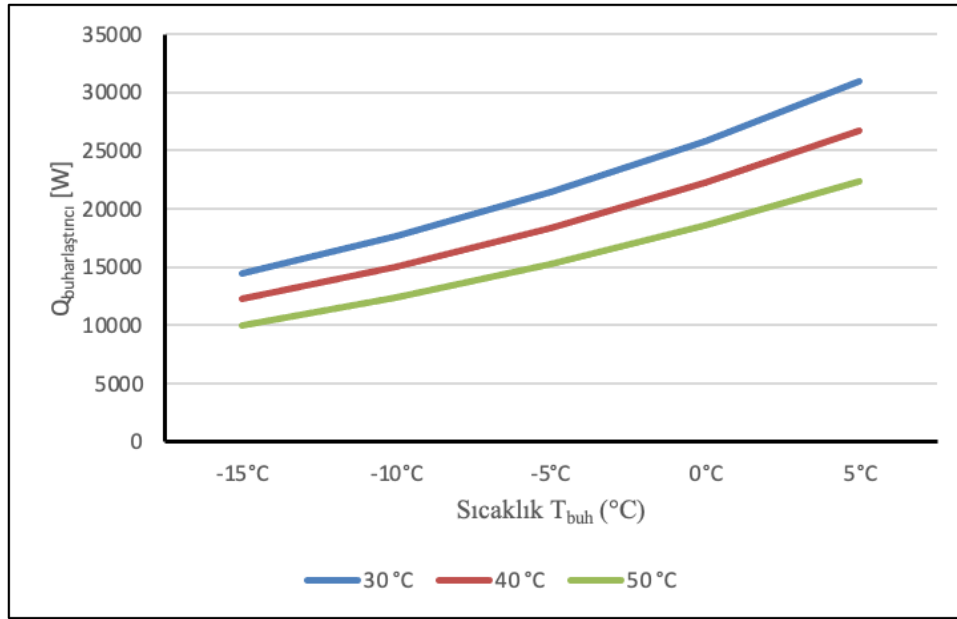
4.6.1. Soğutma kapasitesi

Soğutma kapasitesi değerleri Tablo 4.10’da verilmiştir. Bu değerler Şekil 4.13’te de grafik olarak gösterilmiştir. Denklem 4.73-4.75’te ise buharlaştırıcıdan elde edilen gücün yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak ampirik denklemlerle ifade edilmiştir.

$$30^{\circ}\text{C } T_{\text{yog}} \text{ sıcaklık değeri için } Q_{\text{buh}} = 13692 T_{\text{yog}}^{0,4617} \quad (4.73)$$

$$40^{\circ}\text{C } T_{\text{yog}} \text{ sıcaklık değeri için } Q_{\text{buh}} = 11570 T_{\text{yog}}^{0,4746} \quad (4.74)$$

$$50^{\circ}\text{C } T_{\text{yog}} \text{ sıcaklık değeri için } Q_{\text{buh}} = 9401,3 T_{\text{yog}}^{0,492} \quad (4.75)$$



Şekil 4.13. Bitzer yazılımından elde edilen soğutma kapasitesi

Şekil 4.11’den de görüldüğü gibi buharlaşma sıcaklığının artışı ile soğutma kapasitesi de artmıştır. Diğer taraftan yoğuşma sıcaklığı arttıkça soğutma kapasitesinde düşüş görülmüştür.

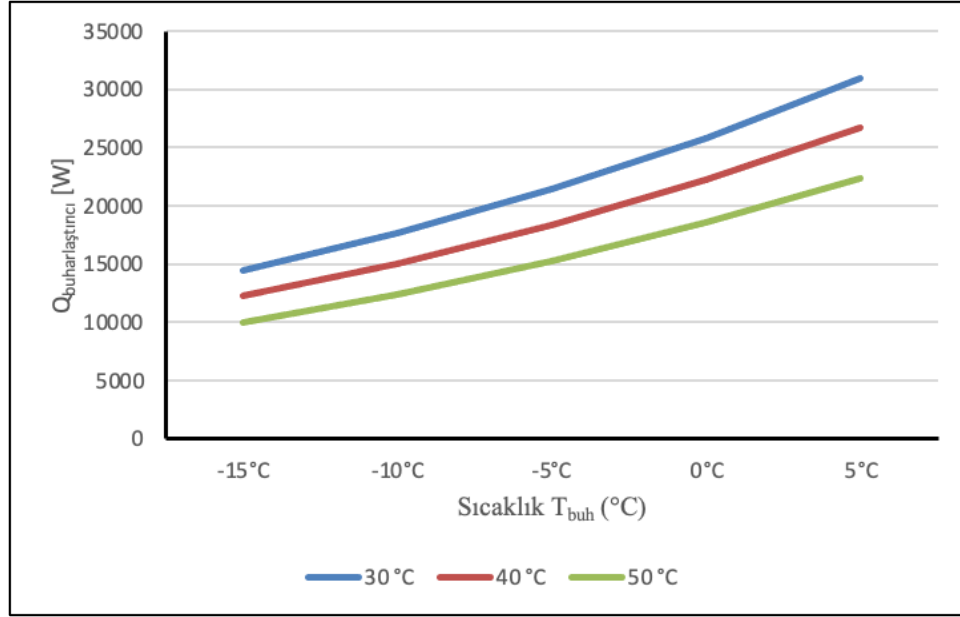
4.6.2. Kompresör tarafından çekilen güç

Tablo 4.10’da verilen kompresör tarafından çekilen güç değerleri grafiksel olarak Şekil 4.14’te verilmiştir. Denklem 4.76-4.78’te ise kompresörün çektiği gücü yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak ampirik denklemlerle ifade edilmiştir.

$$30^{\circ}\text{C } T_{\text{yog}} \text{ sıcaklık değeri için } W_{\text{komp}} = 14440 \times T^{0,4354} \quad (4.76)$$

$$40^{\circ}\text{C } T_{\text{yog}} \text{ sıcaklık değeri için } W_{\text{komp}} = 12506 \times T^{0,4373} \quad (4.77)$$

$$50^{\circ}\text{C } T_{\text{yog}} \text{ sıcaklık değeri için } W_{\text{komp}} = 10530 \times T^{0,4395} \quad (4.78)$$



Şekil 4.14. Bitzer yazılımından elde edilen kompresör tarafından çekilen güç

Yoğuşma sıcaklığında meydana gelen 10°C'lik artış kompresör tarafından çekilen gücü ortalama %20 derece civarında azaltmaktadır. Buharlaşıma sıcaklığındaki artış genel olarak kompresör tarafından çekilen gücü artırmıştır. Yoğuşma sıcaklığının 30°C olduğunda ortaya çıkan buharlaşma sıcaklığındaki artış miktarı ise yaklaşık 5°C'de maksimum değerine çıktığı görülmektedir.

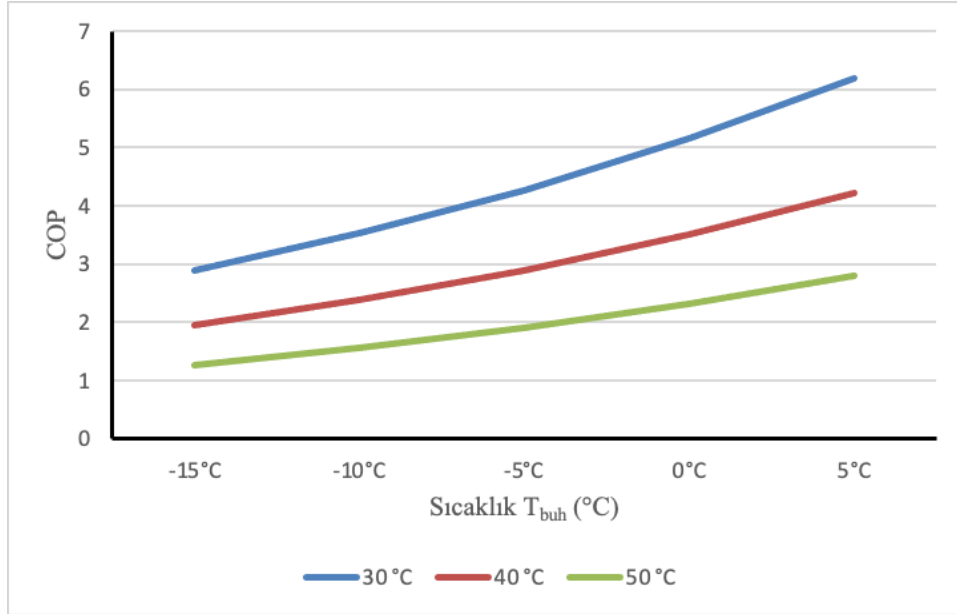
4.6.3. Soğutma etkinlik katsayısı (COP)

Tablo 4.10'daki soğutma etkinlik katsayısı değerleri grafiksel olarak Şekil 4.15'te gösterilmiştir. COP değerlerinin sıcaklık değerlerine göre ampirik bağıntıları denklem 4.79-4.81'de verilmiştir.

$$30^{\circ}\text{C } T_{yog} \text{ sıcaklık değeri için } COP = 2,7393T^{0,4594} \quad (4.79)$$

$$40^{\circ}\text{C } T_{yog} \text{ sıcaklık değeri için } COP = 1,8431T^{0,4672} \quad (4.80)$$

$$50^{\circ}\text{C } T_{yog} \text{ sıcaklık değeri için } COP = 1,1898T^{0,4857} \quad (4.81)$$



Şekil 4.15. Bitzer yazılımından elde edilen cop değerleri

Eğrilerin karakteristiği, soğutma kapasitesindeki durumuyla benzerlikler göstermektedir. Buharlaşma sıcaklığı arttıkça COP değerleri artarken, yoğuşma sıcaklığının artışı ile COP değerlerinin azaldığı görülmüştür.

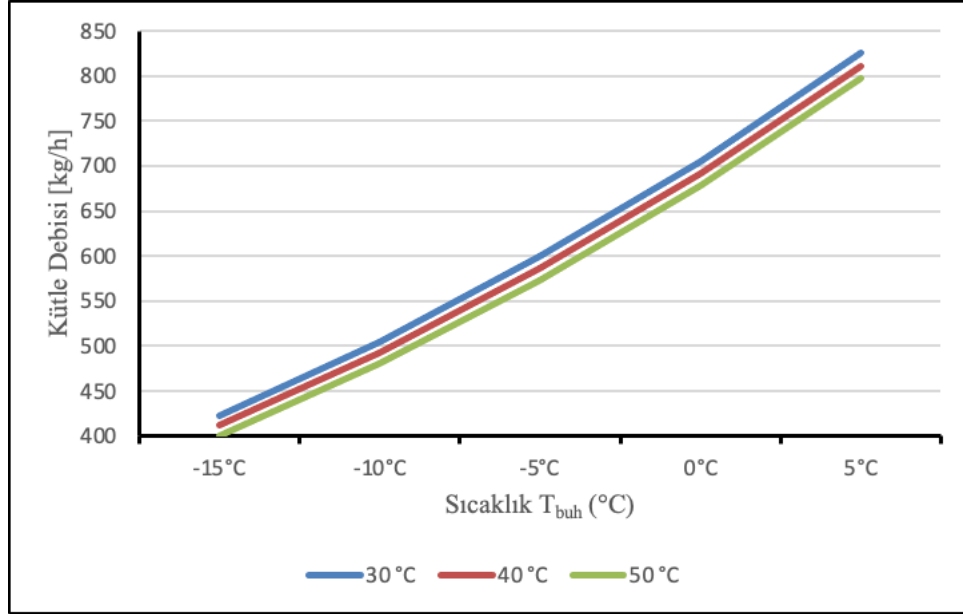
4.6.4. Kütle debisi

Tablo 4.10'da verilen kütle debisi değerleri grafiksel olarak Şekil 4.16'da gösterilmiştir. Kütle debisi değerlerinin sıcaklık değerlerine göre ampirik bağıntıları denklem 4.81-4.83'te verilmiştir.

$$30^{\circ}\text{C } T_{yog} \text{ sıcaklık değeri için } m = 402,88T^{0,4071} \quad (4.81)$$

$$40^{\circ}\text{C } T_{yog} \text{ sıcaklık değeri için } m = 392,21T^{0,412} \quad (4.82)$$

$$50^{\circ}\text{C } T_{yog} \text{ sıcaklık değeri için } m = 380,69T^{0,4195} \quad (4.83)$$

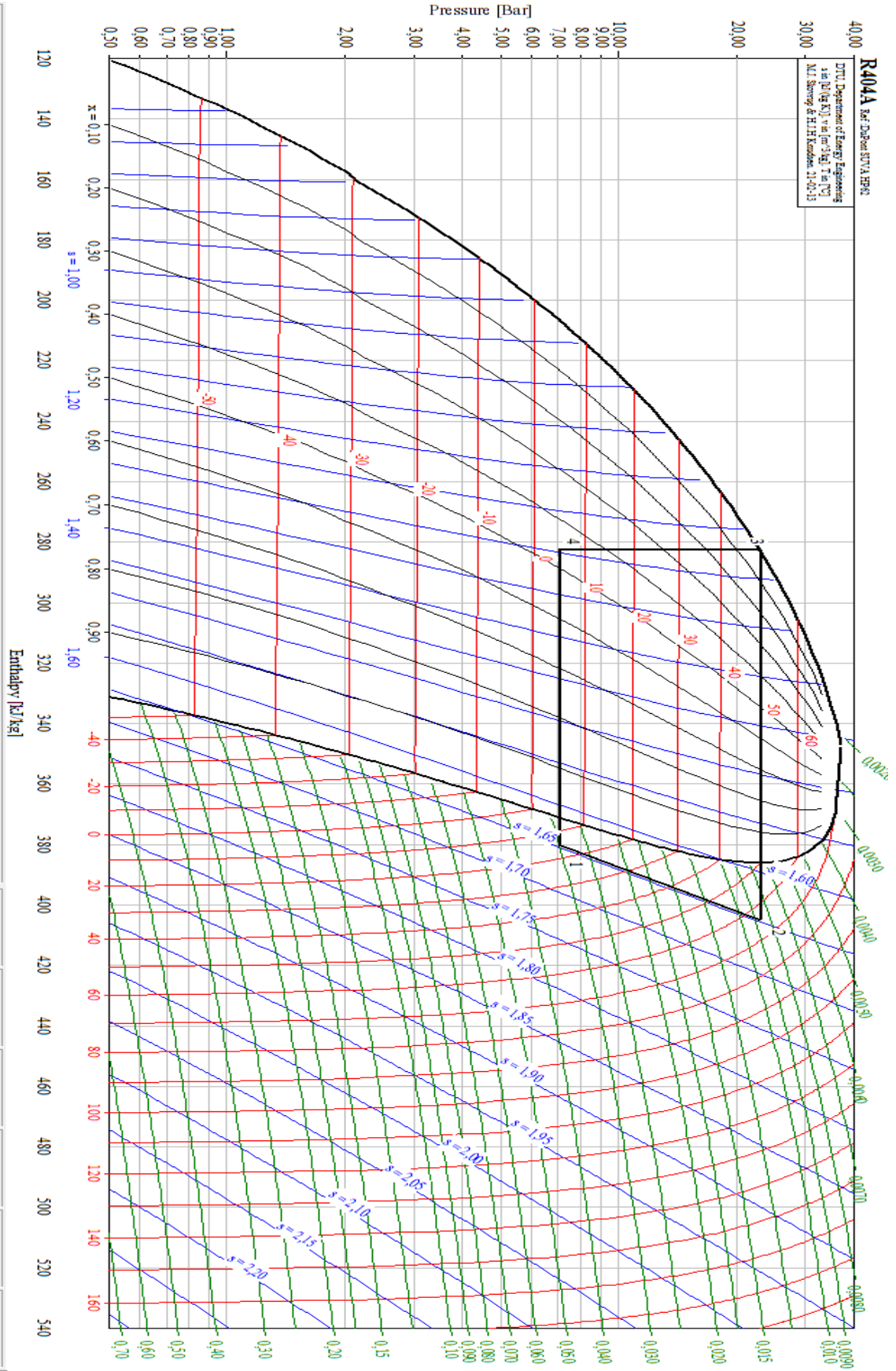


Şekil 4.16. Bitzer yazılımından elde edilen kütle debisi değerleri

Buharlaştırma sıcaklığındaki 10°C'lik artışın, çevrimde dolaşan akışkan debisini 0,022 – 0,024kg/h dolaylarında arttırmıştır. Yoğuşma sıcaklığındaki 10°C'lik artış, akışkan debisini en yüksek 0,001kg/h dolaylarında azaltmıştır. Bu iki veriden buharlaştırma sıcaklığındaki artışın, akışkanın kütle debisini artırdığı sonucu çıkarılabilir.

4.7. CoolPack Programı ile Çözümleme

Bitzer yazılımı için referans olarak alınan değerler CoolPack programına girilerek elde edilen ln P-h diyagramı Şekil 4.17'de gösterilmiştir. Diyagramda kompresörün izentropik verimi 0,68 alınmıştır.

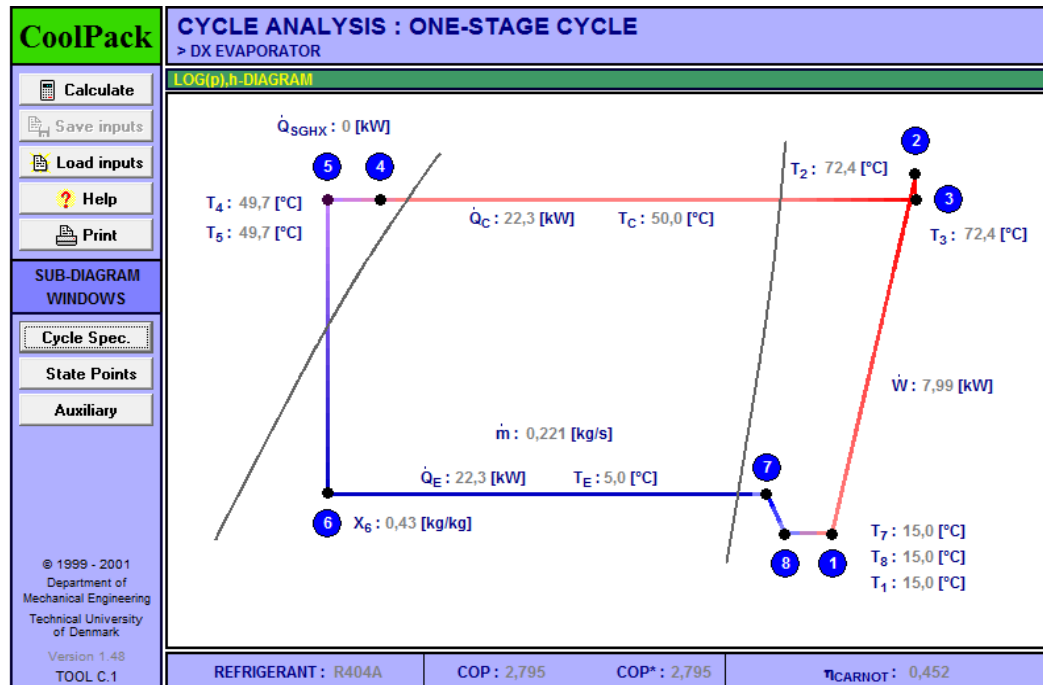


Şekil 4.17. Coolpack referans değerler üzerinden Ln P-H diyagramı (Anonim 2020k)

CoolPack programı ile tek kademeli çevrim analizinde giriş değerleri girilerek elde edilen diyagram sonuçları Şekil 4.18-4.20'de gösterilmiştir. Bitzer yazılımı ile COP, kütle debisi ve kompresör tarafından çekilen gücü kıyaslama yapmak için soğutma kapasitesi Bitzer yazılımının verdiği sonuç girilmiştir.

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT
T_E [°C]:	5,0	ΔT_{SH} [K]:	10	Δp_{SL} [K]:	0
T_C [°C]:	50,0	ΔT_{SC} [K]:	0	Δp_{DL} [K]:	0
				No SGHX	0,00
				R404A	
CYCLE CAPACITY					
Heating capacity $\dot{Q}_C$ [kW]		22,3	$\dot{Q}_E$: 22,3 [kW]	$\dot{Q}_C$: 22,3 [kW]	$\dot{m}$: 0,221 [kg/s]
					$\dot{V}_S$: 23,73 [m³/h]
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Power consumption $\dot{W}$ [kW]		7,99	η_{IS} : 0,680 [-]	$\dot{W}$: 7,99 [kW]	
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Heat loss $\dot{Q}_{LOSS}$ [kW]		0	f_Q : 0,0 [%]	T_2 : 72,4 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS}$: 0 [kW]
SUCTION LINE					
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]		0,0	$\dot{Q}_{SL}$: 0 [W]	T_8 : 15,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 0,0 [K]

Şekil 4.18. Coolpack programında çevrim şartlarının tanımlanması (Anonim 2020k)



Şekil 4.19. Coolpack Ln P-H diyagramı üzerinden sonuçlar (Anonim 2020k)

EES Distributable C:\program files (x86)\coolpack\eescooltools\pack_1.exe 1. Tool_C1 - [State Points]					
File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help					
STATE POINTS					
STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m ³]	Additional information
1	15,0	705,7	230,7	33,5	Pressure ratio (p_2 / p_1) : 3,256 $T_{2,IS}$: 64,0 [°C] $T_{2,IS}$ is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression $T_{2,W}$: 72,9 [°C] $T_{2,W}$ is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression
2	72,4	2297,8	266,2	106,6	
3	72,4	2297,8	266,2	106,6	
4	49,7	2297,8	129,6	905,0	
5	49,7	2297,8	129,6	905,0	
6	4,7	705,7	129,6	---	
7	15,0	705,7	230,7	33,5	
8	15,0	705,7	230,7	33,5	

Şekil 4.20. Coolpack programında çevrim noktalarının değerleri (Anonim 2020k)

Her iki program içinde 50°C yoğuşma, 5°C buharlaşma, 10°C aşırı ısıtma ve şartları altında aynı soğutma kapasitesinde kütle debisi, COP ve kompresör tarafından çekilen güç kıyaslaması Tablo 4.11’de verilmektedir.

Tablo 4.11. Programlar arasında parametrelerin kıyaslanması

22,4kW'lık Soğutma Kapasitesinde		
	Bitzer yazılımı	Coolpack yazılımı
COP	2,80	2,795
Kütle debisi(kg/s)	0,221	0,221
Kompresörün çektiği güç (kW)	7,99	7,99

Tablo 4.11’den de görüldüğü üzere her iki programda da 50°C yoğuşma, 5°C buharlaşma, 10°C aşırı ısıtma şartları altında aynı soğutma kapasitesinde kütle debisi, COP ve kompresör tarafından çekilen güç sonuçları benzerlik göstermektedir.

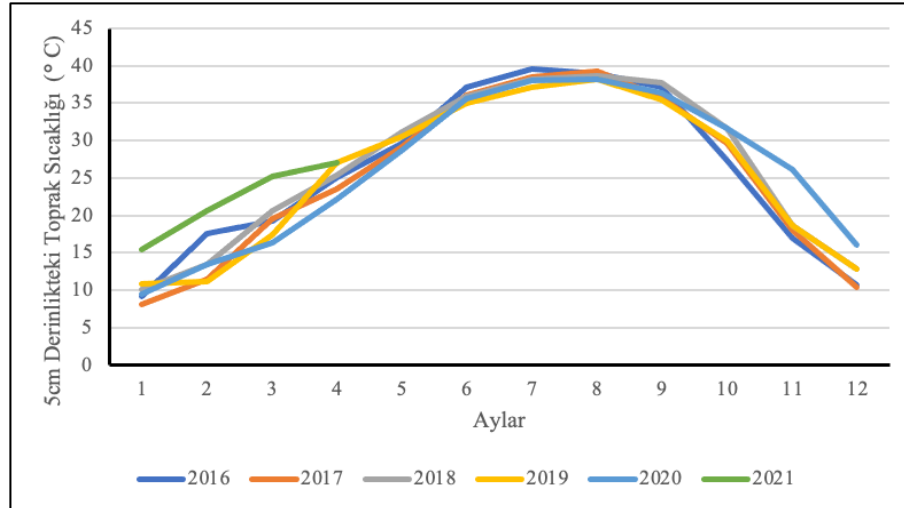
5. DENEYSEL BULGULAR

Önceki bölümlerde verilen termodinamik formüller ile yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen değerler bu bölümde verilmiştir. İç ortam, dış ortam sıcaklıkları, toprakaltı sıcaklık ölçümleri, akümülayon tankı giriş-çıkış sıcaklıkları, kondenser giriş-çıkış sıcaklıkları, debi ölçümleri ile sistem termodinamik olarak incelenmiştir.

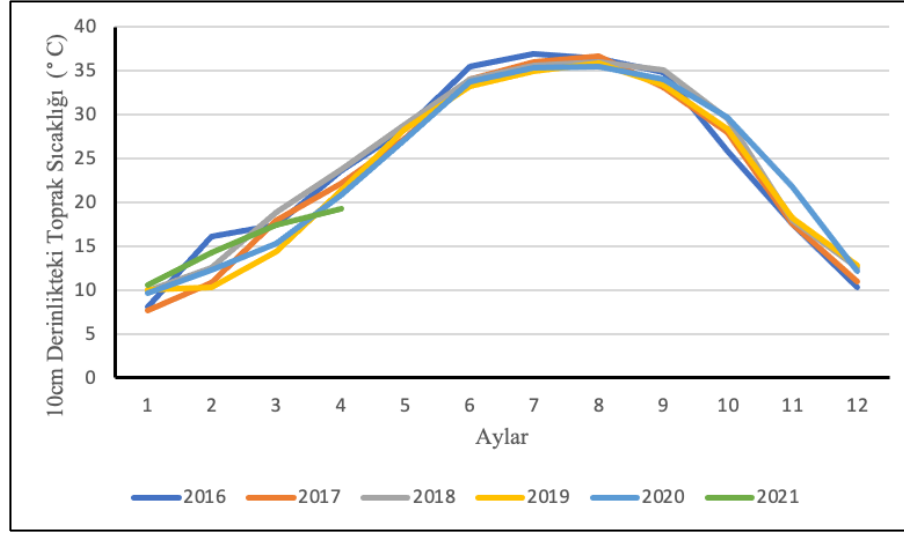
5.1. Toprak Sıcaklığı

Toprak kaynaklı ısı pompaları uygulamaları için toprak sıcaklığı önemli bir parametredir. Toprak sıcaklığının değişimi toprağın yapısına, iklim koşullarına, bitki örtüsüne gibi koşullara bağlı olarak, toprak profili boyunca ısı dağılımı ile farklılık göstermektedir. Şekil.5.1-Şekil.5.5 Aralığında Batman Meteoroloji Müdürlüğünden alınan 5,10,20,50,100cm derinliklerindeki toprak sıcaklığının 2016-2021 yıllarına göre aylık değişim grafikleri verilmiştir.

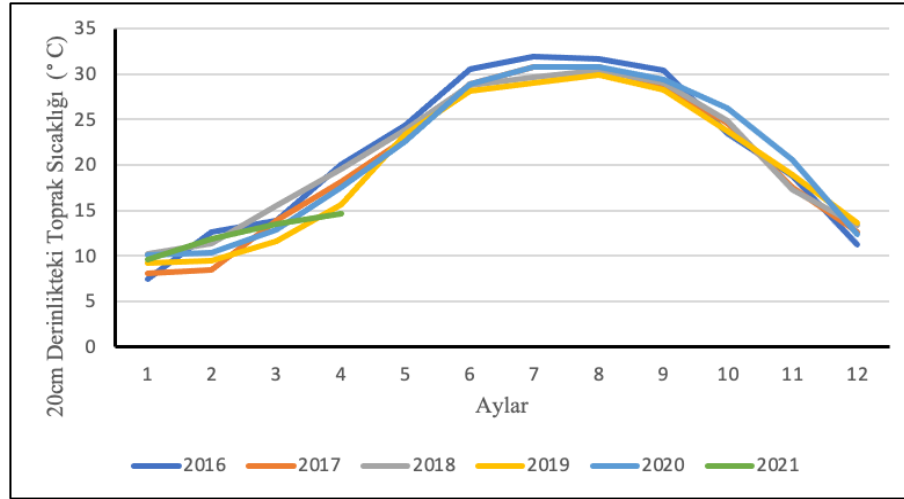
2 metre derinlikteki toprak sıcaklığı ölçüldüğünde yaz ve kış ayları arasında sıcaklığının değişimi minimum düzeydedir. Toprak sıcaklığı 21-22°C arasında ölçülmüştür. Bu değer ile toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin yaz-kış sabit ve yüksek verimle çalışması için çok uygundur.



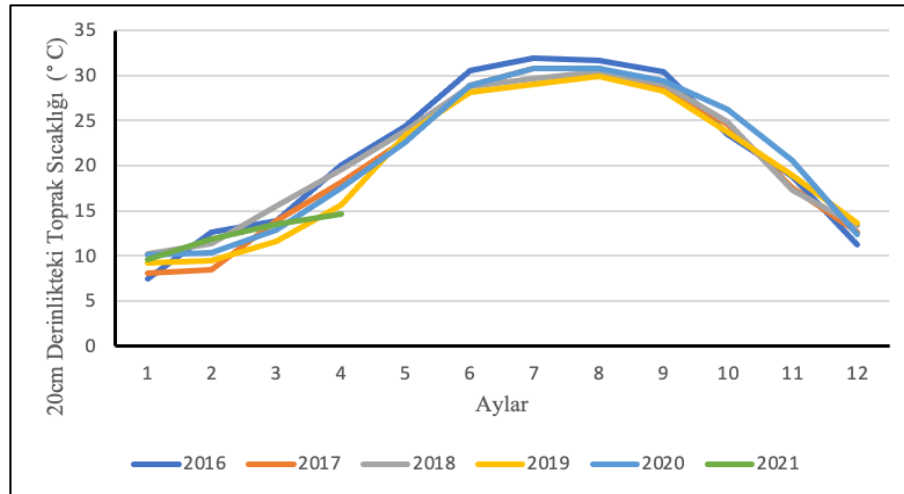
Şekil 5.1. 5cm derinlikteki toprak sıcaklığı



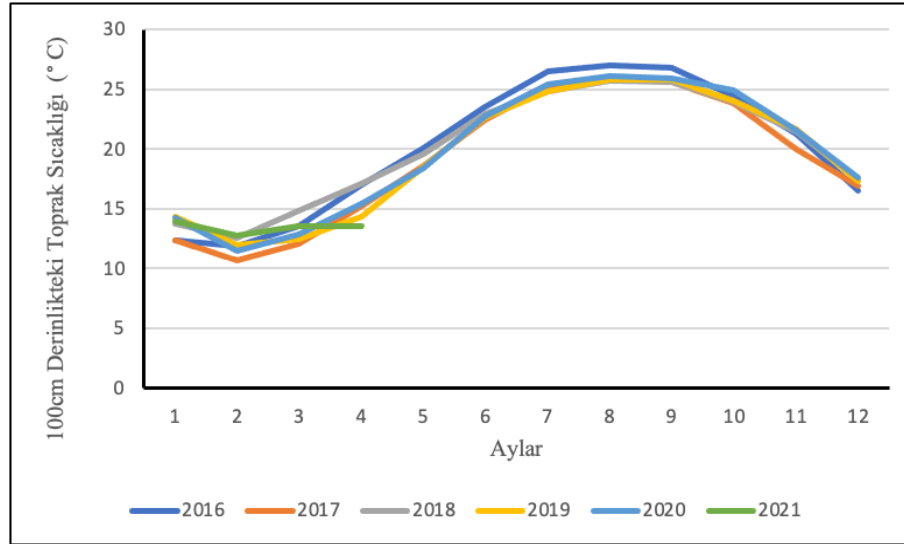
Şekil 5.2. 10cm derinliğindeki toprak sıcaklığı



Şekil 5.3. 20cm derinliğinde toprak sıcaklığı

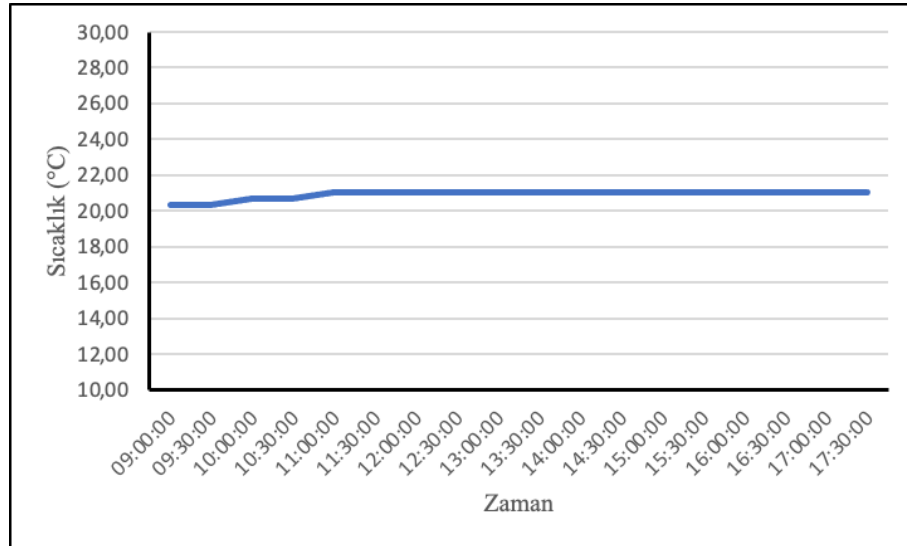


Şekil 5.4. 50cm derinliğindeki toprak sıcaklığı



Şekil 5.5. 100cm derinliğindeki toprak sıcaklığı

Şekil 5.6’da ölçüm yapılan 2020 yılı aralık ayında 2m derinliğindeki toprak sıcaklığı ortalama değerleri grafiği verilmiştir. Ölçüm yapılan Aralık 2020’de 2m derinliğindeki toprağın sıcaklık değeri sabah saat 09.00’da 20°C olarak ölçülmüş, saat 10:30’da 20,5°C çıkmıştır. Saat 12:00’da 21°C’ye çıkarak deneyler süresince 21°C’de kalmıştır. Günlük ortalama toprak sıcaklığı 21°C olarak ölçülmüştür.

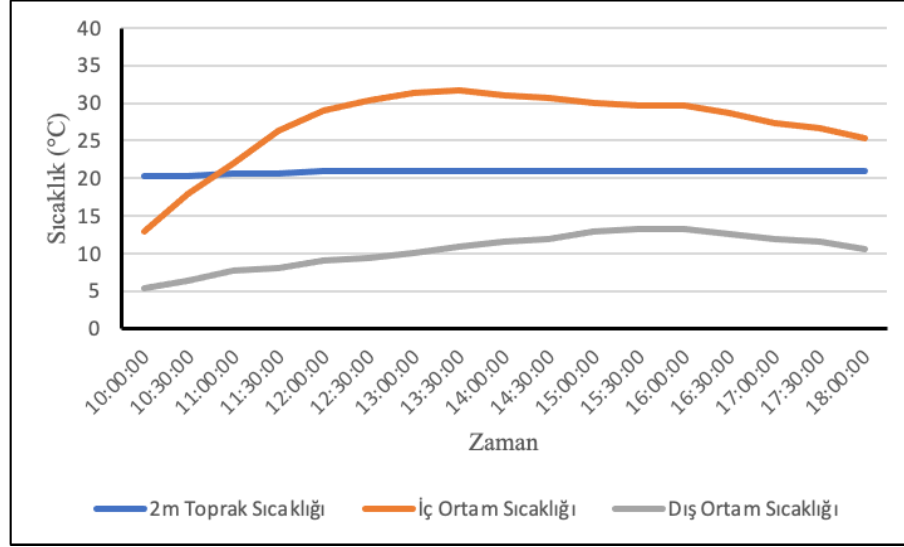


Şekil 5.6. 2m derinliğindeki toprak sıcaklığı

Şekil 5.7’de aralık ayı boyunca yapılan deneylerde ortalama iç ortam, dış ortam ve 2m derinliğindeki toprak sıcaklıklarının değişimi görülmektedir.

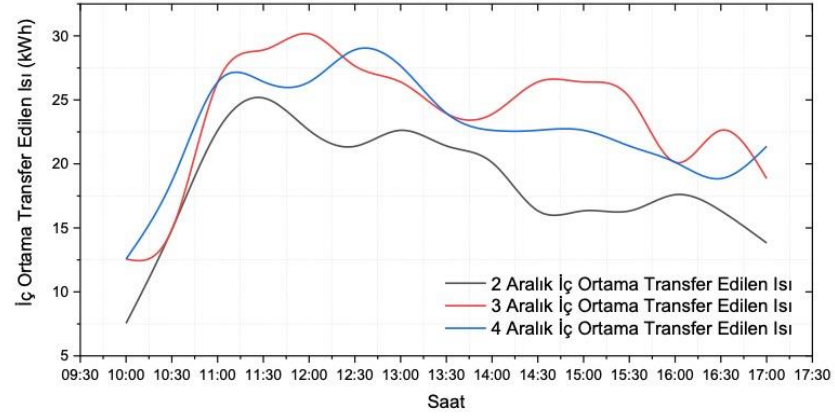
Şekil. 5.7’den de görüldüğü gibi dış sıcaklık değeri saat 10:00’da 5°C’de başlayarak en yüksek saat 15:00’te 13°C’ye ulaşmıştır. Gün içerisinde ortalama olarak

10-11°C arasındadır. İç sıcaklık değeri ise başlangıçta saat 10:00'da 13°C olarak ölçülmüştür. Saat 13:30'da en yüksek değer olan ortalama 30,7°C değerini görmüştür. Gün içerisinde ortalama değer ise 27,1°C hesaplanmıştır. 2m toprak derinlikteki toprak sıcaklığı ise ortalama 21°C olduğu görülmüştür. Deney sistemi ile ölçümler aynı odada yapıldığı için oda sıcaklığına cihazlarda etki etmiştir.



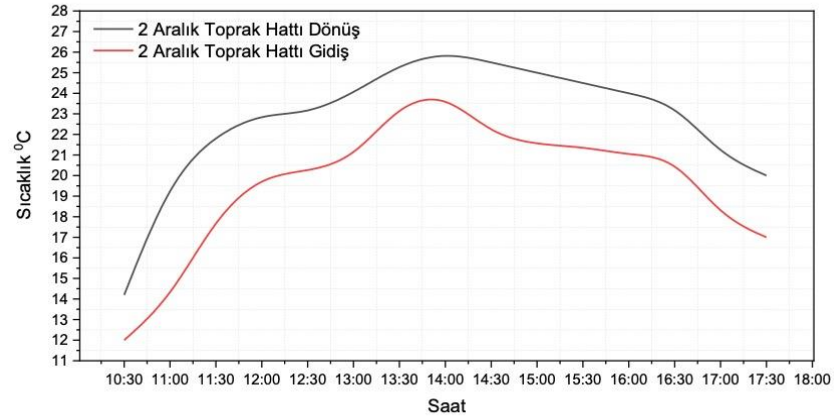
Şekil 5.7. Aralık ayı ortalama iç-dış ortam ve 2m derinliğindeki toprak sıcaklıkları

Odaya transfer edilen ısı miktarı (kW) zamana göre değişimini Şekil 5.8'de gösterilmiştir. Deneylerin başladığı 2 Aralık günü odaya transfer edilen maksimum ısı 26,39kW, minimum ise 5,02kW olarak hesaplanmıştır. 2 Aralık günü ortalama ısı miktarı ise 18,72kW'tır. 3 Aralık günü transfer edilen ısı ise maksimum 31,42kW, minimum ise 24kW olarak gerçekleşmiştir. 3 Aralık günü ortalama transfer edilen ısı miktarı ise 24kW'tır. 4 Aralık günü yapılan deneylerde ise maksimum 31,42kW, minimum ise 10,56kW transfer edildiği hesaplanmıştır. 4 Aralık günü topraktan çekilen ortalama ısı miktarı ise 23,52kW'tır.



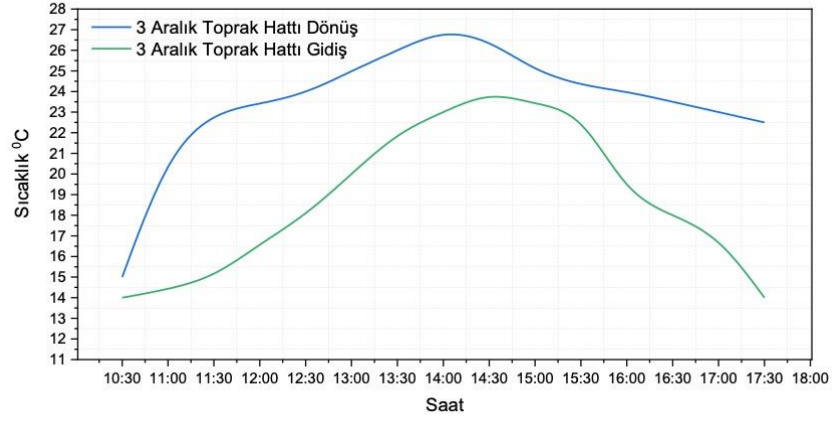
Şekil 5.8. İç ortama transfer edilen ısı (kW) zamana göre değişimi

Şekil 5.11’de ise 2 Aralık 2020 günü toprak hattı gidiş dönüş sıcaklıkları grafiği gösterilmiştir. Gün içerisinde yapılan ölçümlerde toprakaltı gidiş karışım sıcaklığı minimum 15°C iken maksimum 26°C olarak ölçülmüştür. Toprakaltı devresi karışımın dönüş sıcaklığı ise maksimum 25°C’ye kadar çıkmıştır. Karışımın giriş ve çıkış ortalama sıcaklık değeri sırasıyla 23°C ve 18°C’dir. Toprak hattı gidiş ve dönüş besleme deposu dış ortamda bulunduğundan, deneyler boyunca sıcaklık değişimlerinde dalgalanmalar oluşmuştur.



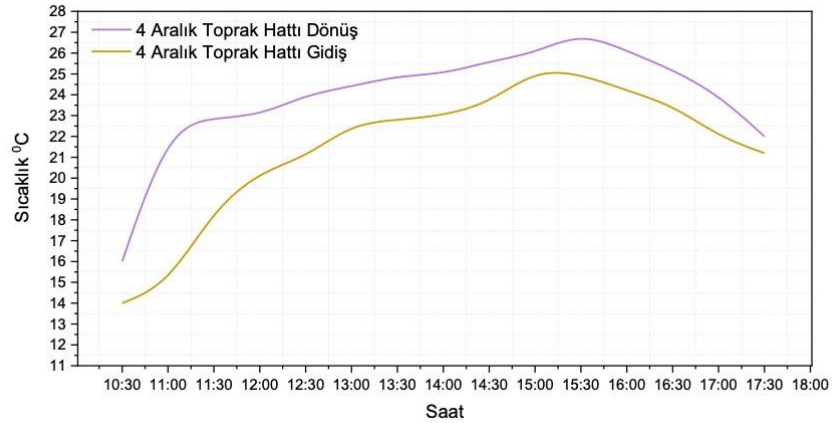
Şekil 5.11. 2 Aralık toprakaltı gidiş-dönüş sıcaklık değerleri

Şekil 5.12’de ise 3 Aralık 2020 günü toprak hattı gidiş dönüş sıcaklıkları grafiği gösterilmiştir. Gün içerisinde yapılan ölçümlerde toprakaltı gidiş karışım sıcaklığı minimum 15°C iken maksimum 26°C olarak ölçülmüştür. Toprakaltı devresi karışımın dönüş sıcaklığı ise maksimum 25°C’ye kadar çıkmıştır. Karışımın giriş ve çıkış ortalama sıcaklık değeri sırasıyla 23°C ve 17°C’dir.



Şekil 5.12. 3 Aralık toprakaltı gidiş-dönüş sıcaklık değerleri

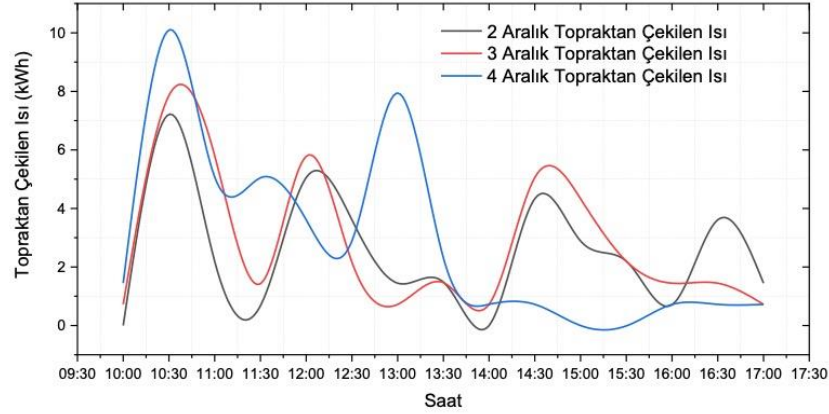
Şekil 5.13'te ise 4 Aralık 2020 günü toprak hattı gidiş dönüş sıcaklıkları grafiği gösterilmiştir. Gün içerisinde yapılan ölçümlerde toprakaltı gidiş karışım sıcaklığı minimum 16°C iken maksimum 28°C olarak ölçülmüştür. Toprakaltı devresi karışımın dönüş sıcaklığı ise maksimum 26°C'ye kadar çıkmıştır. Karışımın giriş ve çıkış ortalama sıcaklık değeri sırasıyla 23°C ve 17°C'dir.



Şekil 5.13. 4 Aralık toprakaltı gidiş-dönüş sıcaklık değerleri

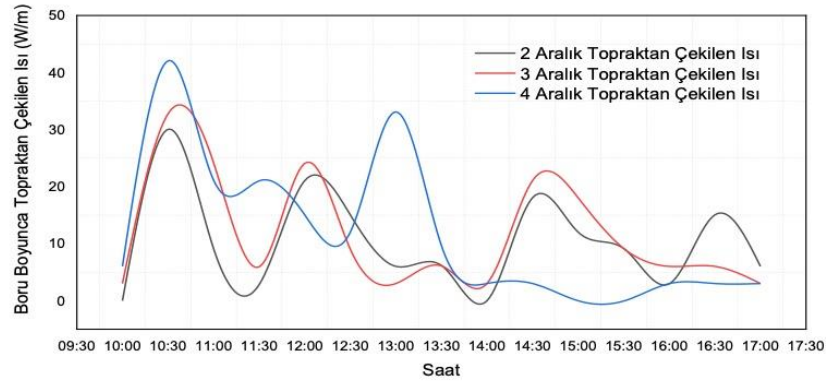
Topraktan çekilen ısı miktarı (kW) zamana göre değişimini Şekil 5.14'te gösterilmiştir. Deneylerin başladığı 2 Aralık günü topraktan çekilen maksimum ısı 8,75kW olarak hesaplanmıştır. 2 Aralık günü topraktan çekilen ortalama ısı miktarı ise 3,05kW'tır. 3 Aralık günü ise maksimum 10,34kW olarak gerçekleşmiştir. 3 Aralık günü topraktan çekilen ortalama ısı miktarı ise 3,96kW'tır. 4 Aralık günü yapılan deneylerde ise maksimum 12,73kW olarak ölçülmüştür. 4 Aralık günü topraktan çekilen ortalama ısı miktarı ise 3,19kW'tır. Isıtma yapılan mahalin sıcaklığı istenilen değere geldiğinde sistem kendisini kapatmış ve topraktan ısı alışverişi olmamıştır. Bu nedenle

minimum değer tüm ölçüm günleri için 0kW'dır. Şekil 5.14'ten de görüldüğü gibi debinin azalmasıyla topraktan çekilen ısı miktarında da artış görülmektedir.



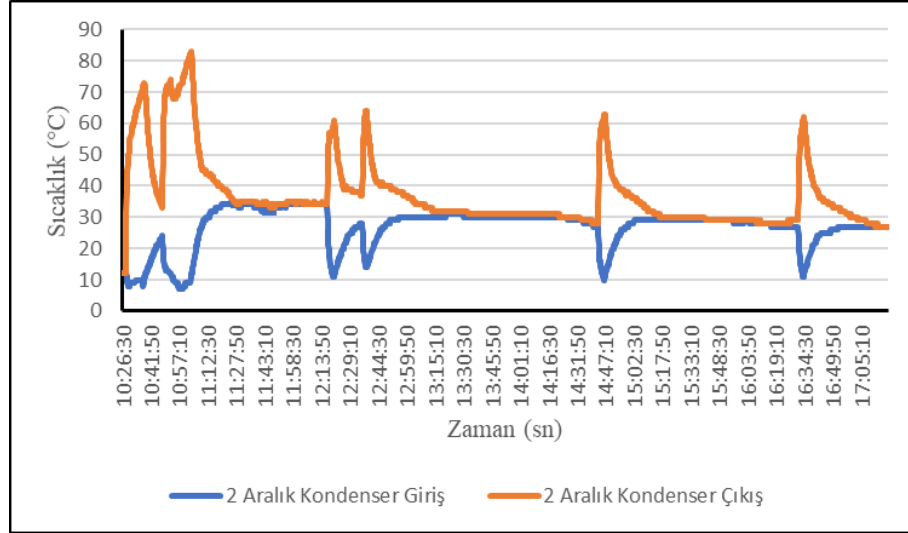
Şekil 5.14. Toprakta çekilen ısı miktarı (kW) zamanla değişimi

Toplam boru boyunca topraktan çekilen ısı miktarı (W/m) zamana göre değişimini Şekil 5.15'te gösterilmiştir. 2 Aralık günü topraktan çekilen ısı 26-36W/m arası olarak hesaplanmıştır. 2 Aralık günü topraktan çekilen ortalama ısı miktarı ise 12,73W/m'dir. 3 Aralık günü çekilen ısı ise 33-39 W/m arası olarak gerçekleşmiştir. 3 Aralık günü topraktan çekilen ortalama ısı miktarı ise 16,51W/m'dir. 4 Aralık günü yapılan deneylerde ise 39-53W/m arası olarak ölçülmüştür. 4 Aralık günü topraktan çekilen ortalama ısı miktarı ise 13,31W/m'dir. Şekil 5.15'ten de görüldüğü gibi debinin azalmasıyla boru boyunca topraktan çekilen ısı miktarında da artış görülmektedir.



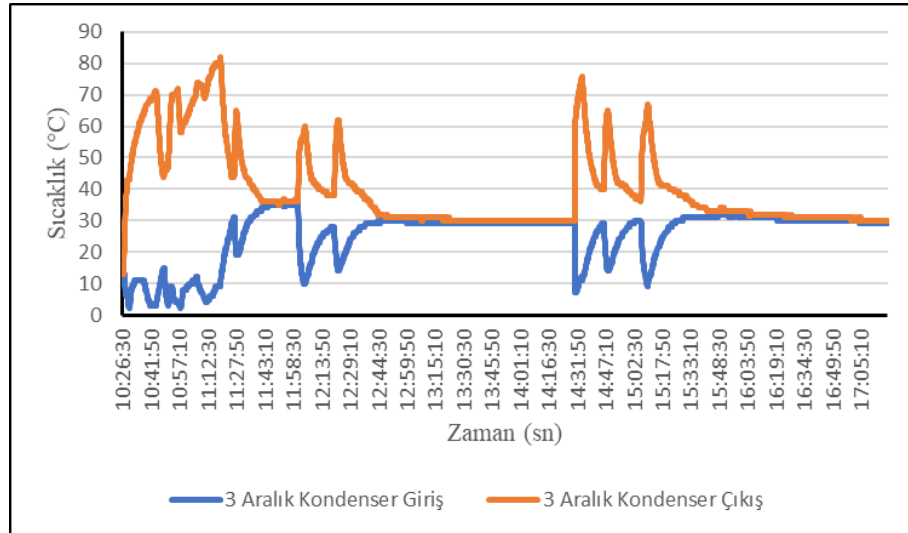
Şekil 5.15. Boru boyunca topraktan çekilen ısı miktarı (W/m) zamanla değişimi

Şekil 5.16'da ise 2 Aralık 2020'deki kondenser giriş ve çıkış sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Başlangıçta yapılan ölçümlerde kondenser çıkış sıcaklığı minimum 12°C iken maksimum 80°C olarak ölçülmüştür. Kondenser giriş sıcaklığı ise maksimum 34 °C'ye kadar çıkmıştır.



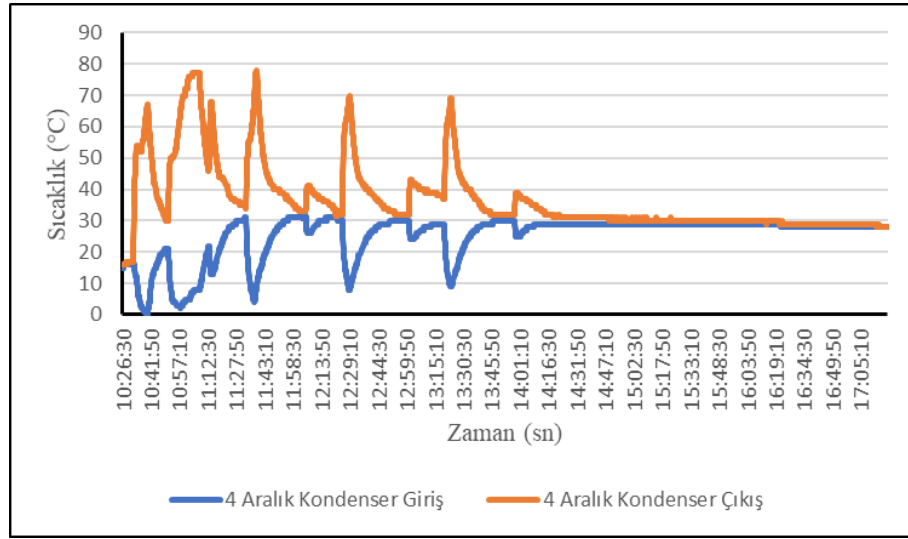
Şekil 5.16. 2 Aralık kondenser giriş-çıkış sıcaklık değerleri

Şekil 5.17’te ise 3 Aralık 2020 günü kondenser giriş ve çıkış sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Deneylerin başlangıcında yapılan ölçümlerde kondenser çıkış sıcaklığı minimum 13°C iken maksimum 85°C olarak ölçülmüştür. Kondenser giriş sıcaklığı ise maksimum 35°C’ye kadar çıkmıştır.



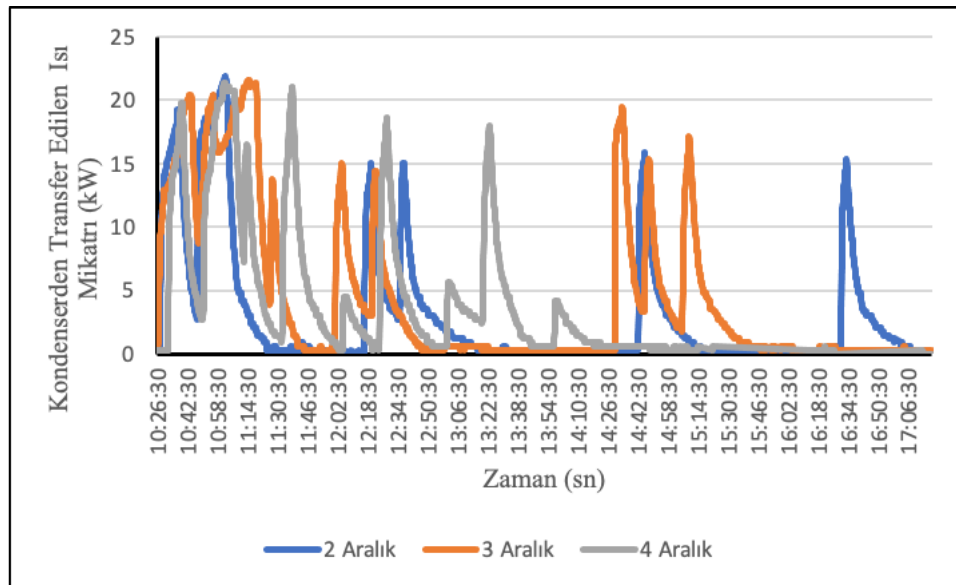
Şekil 5.17. 3 Aralık kondenser giriş-çıkış sıcaklık değerleri

4 Aralık 2020’deki kondenser giriş ve çıkış sıcaklık değerleri Şekil 5.18’de gösterilmiştir. Deneylerin başlangıcında yapılan ölçümlerde kondenser çıkış sıcaklığı minimum 16°C iken maksimum 84°C olarak ölçülmüştür. Kondenser giriş sıcaklığı ise maksimum 33°C’ye kadar çıkmıştır.



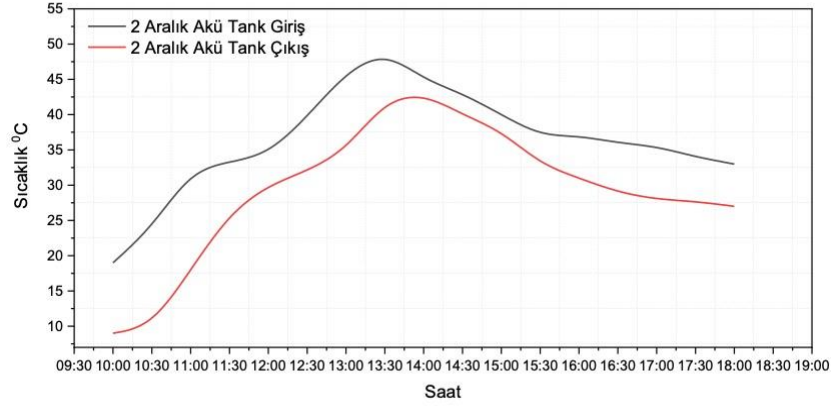
Şekil 5.18. 4 Aralık kondenser giriş-çıkış sıcaklık değerleri

Kondenslerden transfer edilen ısı miktarı (kW) zamana göre değişimini Şekil 5.19’da gösterilmiştir. 2 Aralık günü transfer edilen ısı maksimum 4,91kW olarak hesaplanmıştır. 2 Aralık günü transfer edilen ortalama ısı miktarı ise 0,68kW’dir. 3 Aralık günü transfer edilen ısı maksimum 4,85kW olarak hesaplanmıştır. 3 Aralık günü transfer edilen ortalama ısı miktarı ise 0,99kW’dir. 4 Aralık günü transfer edilen ısı maksimum 4,78kW olarak hesaplanmıştır. 4 Aralık günü transfer edilen ortalama ısı miktarı ise 0,78kW’tır.



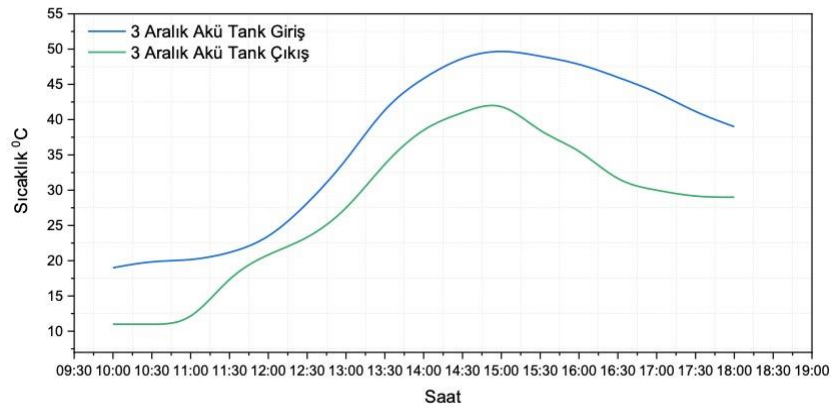
Şekil 5.19. Kondenslerden transfer edilen ısı miktarı (kW)

2 Aralık 2020'deki akümülayon tankı giriş, çıkış sıcaklık değerleri Şekil 5.20'de gösterilmiştir. Deneylerin başlangıcında yapılan ölçümlerde akümülayon tankı giriş sıcaklığı minimum 17°C iken maksimum 49°C olarak ölçülmüştür. Akümülayon tankı giriş-çıkış fark sıcaklığı ise maksimum 39°C'ye kadar çıkmıştır.



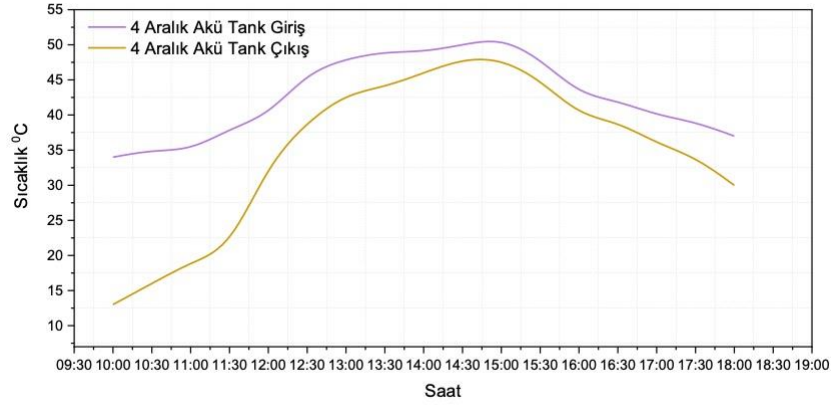
Şekil 5.20. 2 Aralık akümülayon tankı giriş-çıkış sıcaklık değerleri

3 Aralık 2020'deki akümülayon tankı giriş, çıkış sıcaklık değerleri Şekil 5.21'de gösterilmiştir. Deneylerin başlangıcında yapılan ölçümlerde akümülayon tankı giriş sıcaklığı minimum 18°C iken maksimum 50°C olarak ölçülmüştür. Akümülayon tankı giriş-çıkış fark sıcaklığı ise maksimum 32°C'ye kadar çıkmıştır.



Şekil 5.21. 3 Aralık akümülayon tankı giriş-çıkış sıcaklık değerleri

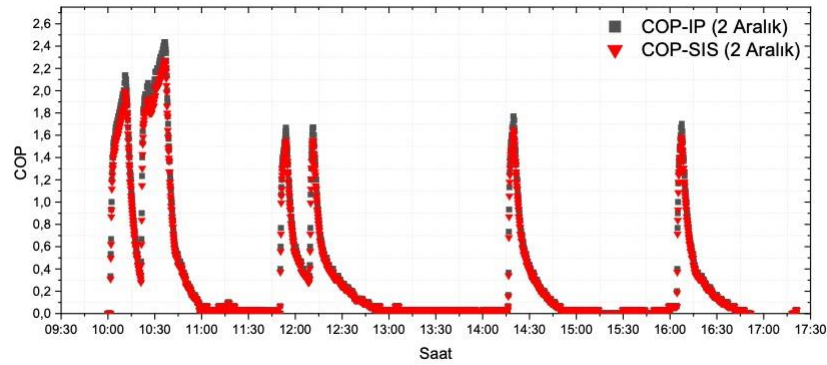
4 Aralık 2020'deki akümülayon tankı giriş, çıkış sıcaklık değerleri Şekil 5.22'de gösterilmiştir. Deneylerin başlangıcında yapılan ölçümlerde akümülayon tankı giriş sıcaklığı minimum 32°C iken maksimum 51°C olarak ölçülmüştür. Akümülayon tankı giriş-çıkış fark sıcaklığı ise maksimum 23°C'ye kadar çıkmıştır.



Şekil 5.22. 4 Aralık akümülyasyon tankı giriş-çıkış sıcaklık değeri

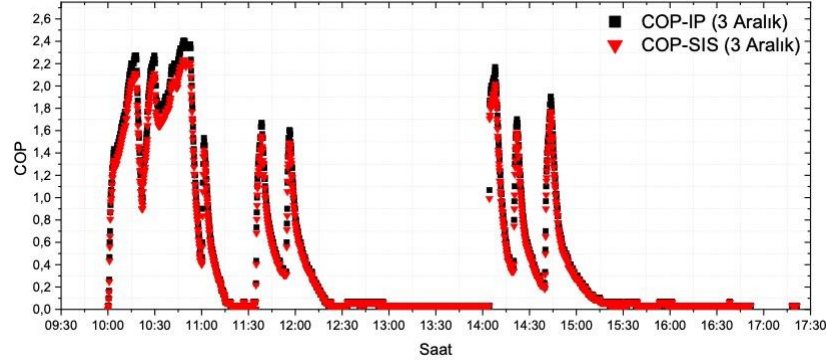
Literatürde yapılan TKIP ile ilgili konuda benzer araştırmalara bakıldığında COP değerleri ortalama olarak 2 ile 4 arasında olduğu görülmüştür. Isıtma mevsiminde elde edilen COP değerinin kurulan TKIP sisteminin kullanılabilirliğini göstermektedir. Aralık ayı boyunca yapılan deneylerden örnek olarak 2-4 Aralık tarihinde yapılan deneylerden elde edilen COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri grafiklerle gösterilmiştir.

2 Aralık günü yapılan deneylerde en yüksek COP_{ip} değeri 2,43 olarak hesaplanmıştır. 2 Aralık günü yapılan deneylerde maksimum COP_{sis} değeri 2,26 olarak hesaplanmıştır.



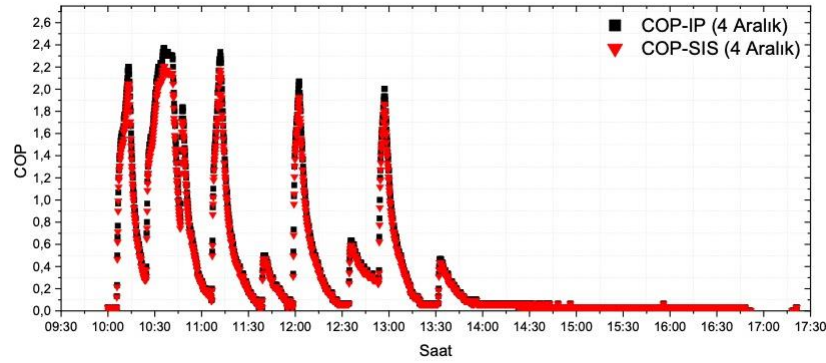
Şekil 5.23. 2 Aralık tarihlerinde elde edilen COP_{ip} ve COP_{sis} değerleri

3 Aralık 2020 tarihinde yapılan deneylerden elde edilen COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri şekil 5.24'te verilmiştir. 3 Aralık günü yapılan deneylerde en yüksek COP_{sis} değeri 2,23 olarak hesaplanmıştır. 3 Aralık günü yapılan deneylerde ise en yüksek COP_{ip} değeri 2,40 olarak hesaplanmıştır.



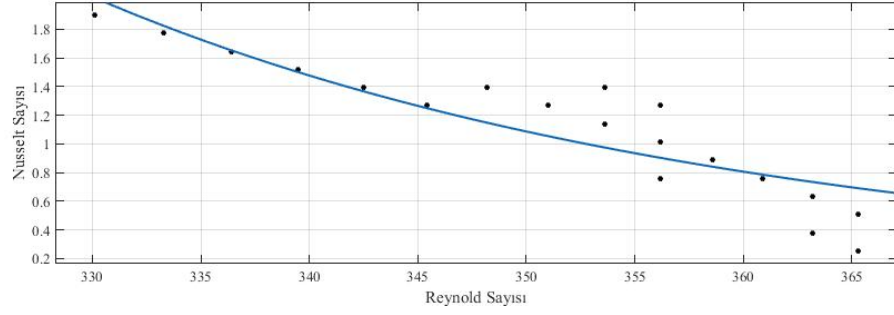
Şekil 5.24. 3 Aralık tarihlerinde elde edilen COP_{IP} ve COP_{SIS} değerleri

4 Aralık 2020 tarihinde yapılan deneylerden elde edilen COP_{SIS} ve COP_{IP} değerleri Şekil 5.25'te verilmiştir. 4 Aralık günü yapılan deneylerde en yüksek COP_{IP} değeri 2,36 olarak hesaplanmıştır. 4 Aralık günü yapılan deneylerde en yüksek COP_{SIS} değeri 2,20 olarak hesaplanmıştır. Yapılan deneylerden debi değerinin arttıkça COP değerlerinin de arttığı görülmüştür.



Şekil 5.25. 4 Aralık tarihlerinde elde edilen COP_{SIS} ve COP_{IP} değerleri

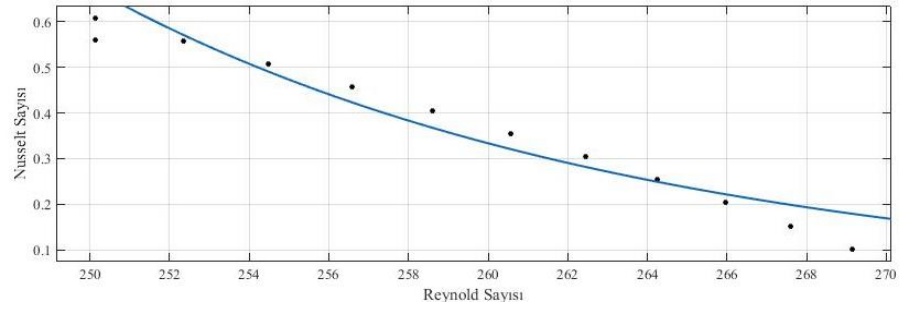
Aralık ayı boyunca yapılan deneylerden elde edilen Reynold sayısına karşılık gelen Nusselt sayısı değerleri 2,3,4 Aralık günlerinde yapılan deney sonuçları Şekil 5.26-5.2.8'te verilmiştir. 2 Aralık tarihinde yapılan deneylerde en yüksek Nusselt sayısı 1,14 iken Reynold sayısı ise 353,61 olarak hesaplanmıştır. Denklem 5.1'de Reynold sayı Nusselt sayısının bir fonksiyonu olarak yazılmıştır. 3 Aralık günü ise en yüksek Nusselt sayısı 0,60 iken buna karşılık gelen Reynold sayısı ise 250,34'tür. Denklem 5.2'de Reynold sayı Nusselt sayısının bir fonksiyonu olarak yazılmıştır. 4 Aralık günü yapılan deneylerde ise 0,42 Nusselt sayısına karşılık Reynold sayısı 159,34 olarak hesaplanmıştır. Denklem 5.3'te Reynold sayı Nusselt sayısının bir fonksiyonu olarak yazılmıştır. Şekilden de görüldüğü gibi debi değeri düştükçe Nusselt sayısının da düştüğü görülmektedir.



Şekil 5.26. 2 Aralık tarihinde elde edilen reynold sayısı- nusselt sayısı değerleri

2 Aralık Deneylerinde elde edilen sonuçlar için denklem 5.1 ampirik bağıntı elde edilmiştir. R^2 değeri ise 0,8693'tür.

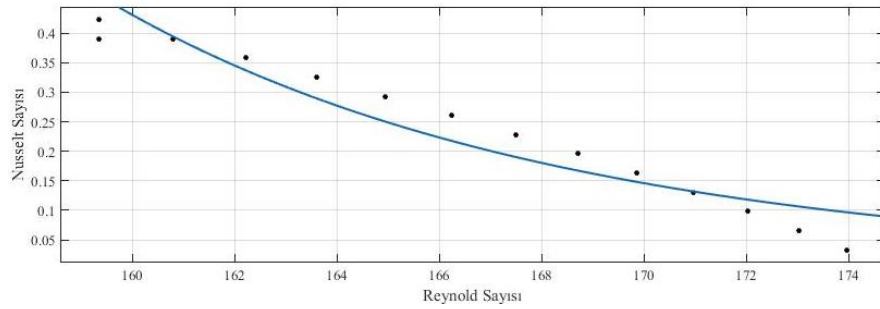
$$Nu = (9.291e+26) \times Re^{-10.59} \quad (5.1)$$



Şekil 5.27. 3 Aralık tarihinde elde edilen reynold sayısı- nusselt sayısı değerleri

3 Aralık Deneylerinde elde edilen sonuçlar için denklem 5.2 ampirik bağıntı elde edilmiştir. R^2 değeri ise 0,9334'tür.

$$Nu = (9.595e+42) \times Re^{-18} \quad (5.2)$$



Şekil 5.28. 4 Aralık tarihinde elde edilen reynold sayısı- nusselt sayısı değerleri

4 Aralık Deneylerinde elde edilen sonuçlar için denklem 5.3 ampirik bağıntı elde edilmiştir. R^2 değeri ise 0,9046'dır.

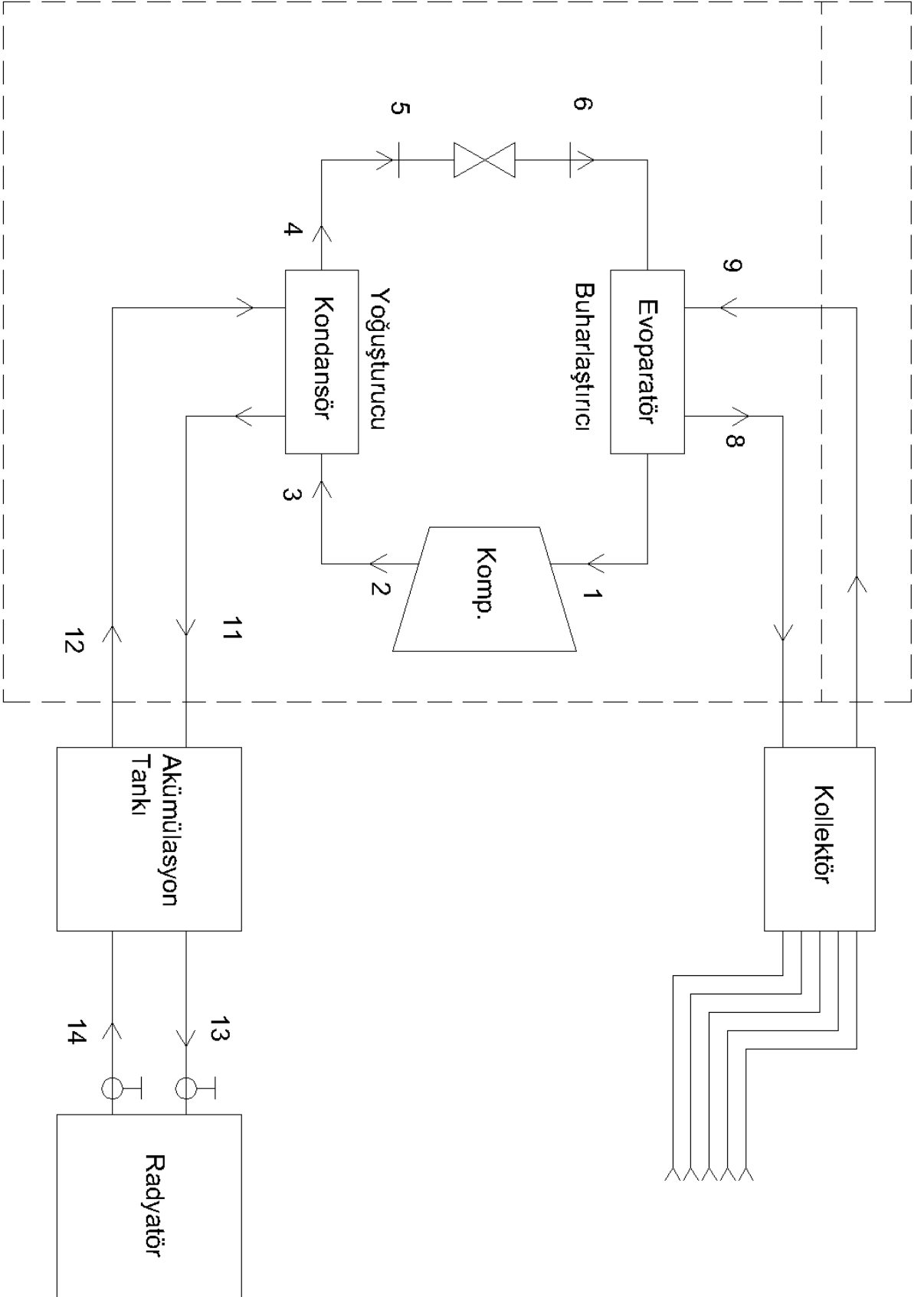
$$Nu = (9.555e+38) \times Re^{-17.85} \quad (5.3)$$

5.2. Deney Sisteminde Ekserji Analizi Sonuçları

Toprak kaynaklı Isı pompası sistemi ile ısıtma yapılırken toprakaltı devresinde topraktan çekilen ısı ($\dot{Q}_T$), ısı pompasının buharlaştırıcı kısmına gönderilir. Buharlaştırıcıdan çekilen ısı ($\dot{Q}_L$), sistemde kullanılan ısı transfer akışkanını buhar haline getirir. Buhar haline geçen akışkanın sıcaklığı ve basıncı kompresörde sıkıştırılarak yükseltilir. Isı transferi akışkanı kompresörden yoğuşturucuya geçer. Yoğuşturucuda yoğuşma sırasında ortaya çıkan ısı ($\dot{Q}_H$) radyatöre veya fancoil devresine iletilir. Akümülayon tankı sistemde denge sağlamak için kullanılır. Akümülayon tankı üzerinden radyatör veya fancoil devresine aktarılan ısı ile sistemin bulunduğu mahal ya da ortam ısıtılır. Tablo.5.1.'de deney sistemindeki sıcaklık ölçüm noktaları gösterilmiştir. Şekil 5.29'da ise ısıtma sürecinde genel sistem şeması gösterilmiştir.

Tablo 5.1. Sıcaklık ölçüm noktaları

Sıcaklık Ölçüm Noktaları	
1	Kompresör Giriş Sıcaklığı
2	Kompresör Çıkışı Sıcaklığı
3	Yoğuşturucu Girişi Sıcaklığı
4	Yoğuşturucu Çıkışı Sıcaklığı
5	Kısılma Valfi Girişi Sıcaklığı
6	Kısılma Valfi Çıkışı Sıcaklığı (Buharlaştırıcı Girişi)
7	Buharlaştırıcı Çıkışı Sıcaklığı
8	TID Gidiş Sıcaklığı
9	TID Dönüş Sıcaklığı
10	Akümlasyon Tankı Girişi Sıcaklığı
11	Akümlasyon Tankı Çıkışı Sıcaklığı
12	Radyatör Girişi Sıcaklığı
13	Radyatör Çıkışı Sıcaklığı



Şekil 5.29. Isıtma sürecinde genel sistem şeması

TKIP Sistemindeki elemanlarına ait ısıtma sürecinde ölçülen fiziksel özellikleri ve ekserji değerleri tablo 5.2.'de verilmiştir. Toprakaltı boru sisteminde kullanılan ve monoetilen glikol-su karışımının, radyatör sistemlerinde ısı taşıyıcı akışkan olarak su, ısı pompası devresinde ise soğutucu akışkan olarak R404A kullanılmıştır. Suyun termodinamik özellikleri termodinamik tablolardan, R404A ve monoetilen glikol karışımının özellikleri ise Solkane ve Coolpack paket programlarından alınmıştır. Tablo 5.2'de kullanılan değerler deneylerden ölçülen değerlerin ortalaması alınarak bulunmuştur.

Tablo 5.2. TKIP sistemindeki elemanların ısıtma sürecinde ölçülen fiziksel özellikleri ve ekserji değerleri

Ölçüm Noktası	Akışkan	Faz	Debi m (kg/s)	Basınç Bar	Sıcaklık T (°C)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kgK)	Özgül Ekserji e (kJ/kg)	Ekserji Ex (kW)
0	R404A	Ölü Hal	-	1,013	1	436,6	2,0893	-	-
0	Su	Ölü Hal	-	1,013	1	4,02	0,0147	-	-
1	R404A	Kızgın Buhar	0,077	7,02	288,15	378,3	1,6407	64,6836	4,980644
2	R404A	Kızgın Buhar	0,077	22,96	343,31	414,6	1,6624	95,0346	7,317666
3	R404A	Kızgın Buhar	0,077	22,96	340,25	408,96	1,657	90,8750	6,997378
4	R404A	Sıvı	0,077	22,96	322,86	277,93	1,2755	70,3549	5,417328
5	R404A	Sıvı	0,077	22,96	277,87	276,83	1,2539	63,3332	4,876661
6	R404A	Islak Buhar	0,077	7,02	323,01	276,83	1,4136	25,4731	1,961432
7	R404A	Buhar	0,077	7,02	323,01	276,83	1,4136	25,4731	1,961432
8	Su	Sıvı	0,190	1,5	296,86	99,579	0,349	3,91115	0,743119
9	Su	Sıvı	0,190	1,5	292,05	79,455	0,2807	2,5114	0,477166
11	Su	Sıvı	0,595	1,5	316,35	181,03	0,614	12,7199	7,572407
12	Su	Sıvı	0,595	1,5	312,26	163,94	0,56	10,4340	6,211566
13	Su	Sıvı	0,300	1,5	314,05	171,42	0,584	11,3344	3,400321
14	Su	Sıvı	0,300	1,5	310,75	157,63	0,54	9,60800	2,882401

5.2.1. Soğutucu akışkan debisi bulunması

Evaporatör için enerji denklemi yazılarak soğutucu akışkan debisi, denklem 5.1 ile hesaplanır.

$$\dot{m}_{R404A}(h_6 - h_1) = \dot{m}_a(h_9 - h_8) \quad (5.1)$$

Denklem 5.1 de değerler yerine yazıldığında,

$$\dot{m}_{R404A} = \frac{\dot{m}_a(h_9 - h_8)}{(h_6 - h_1)} = 0,077 \text{ kg/s olarak hesaplanır.}$$

5.2.2. Kondensere giren su debisi

Evaporatöre giren su debisi ile benzer şekilde denklem 5.2 ile hesaplanır.

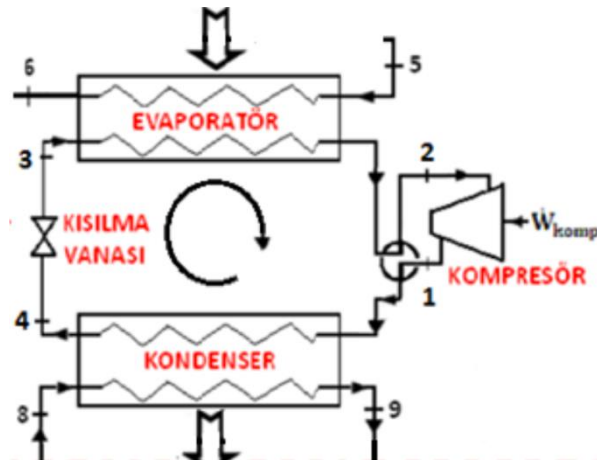
$$\dot{m}_{R404A}(h_4 - h_3) = \dot{m}_s(h_{11} - h_{12}) \quad (5.2)$$

Denklem 5.2’de değerler yerine yazıldığında

$$\dot{m}_s = \dot{m}_{R404A} \frac{(h_4 - h_3)}{(h_{11} - h_{12})} = 0,595 \text{ kg/s olarak hesaplanmaktadır.}$$

5.2.3. Isı pompası devresi

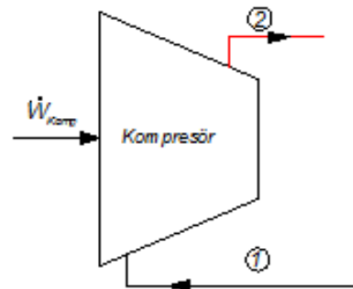
Isı pompası sistemi kondenser, evaporatör, kısılma vanası ve kompresörden oluşmaktadır. Şekil 5.30’da ısı pompası devresinin şematik çizimi verilmiştir.



Şekil 5.30. Isı pompası devresi

5.2.3.1. Kompresör ekserji kaybı

Kompresör, Isı pompası devresinde soğutucu akışkanın basınç ve sıcaklık değerlerini yoğuşturucunun şartlarına getirir. Şekil 5.31’de kompresör şematik çizimi gösterilmiştir.

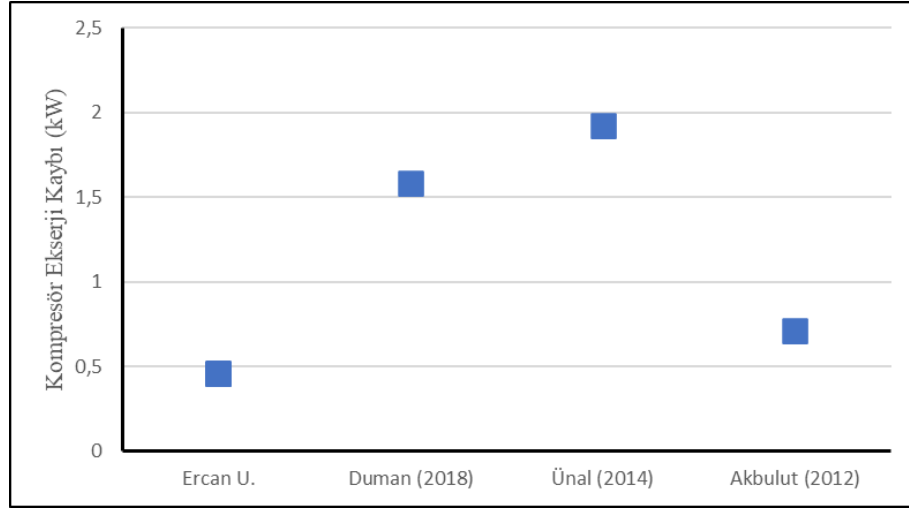


Şekil 5.31. Kompresör çizim şeması

Kompresörde ekserji kaybını hesaplamak için araştırmacılar aşağıdaki denklemi kullanmışlardır (Hepbaşlı vd. (2007), Bi vd. (2009), Öztürk (2014)). Bu çalışmada da denklem 5.3 ile kompresör ekserji kaybı hesabı yapılmıştır.

$$\dot{E}x_{kayıp,komp} = (\dot{E}x_{k1} + \dot{W}_{kayıp,komp}) - \dot{E}x_{k2} = \dot{m}_{R404A} (\varphi_1 - \varphi_2) + \dot{W}_{komp} \quad (5.3)$$

Yapılan çalışmada kompresör ekserji kaybı 0,458kW olarak bulunmuştur. Kompresör ekserji kaybı karşılaştırılması Şekil 5.32’de verilmiştir.



Şekil 5.32. Kompresör ekserji kaybı karşılaştırılması

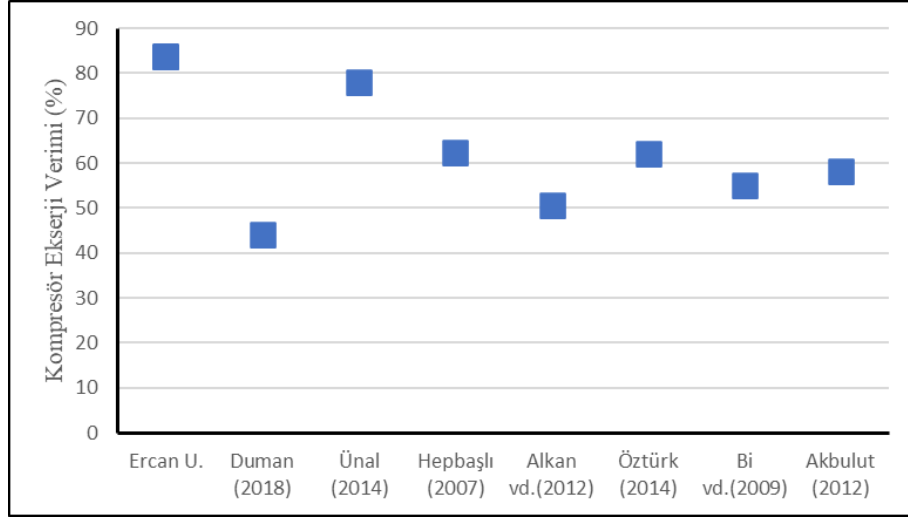
Literatürdeki diğer yapılan çalışmalarda kompresör ekserji kaybı değeri Şekil 5.29’da gösterilmiştir. Akbulut (2012), 0,714kW, Duman (2018), 1,583kW, Ünal (2012), ise 1,925kW olarak hesaplamışlardır. Yapılan tez çalışmasında kompresör ekserji kaybı düşük çıkmasının nedeni kullanılan mahale göre sistemde kullanılan kompresörün yüksek kapasitede olmasıdır. Kompresör sürekli çalışmadığında ekserji kaybı da daha az olmuştur. Kompresör verimli çalıştırılmıştır. Böylece kompresörde ekserji kaybı yüksek miktarda olmamıştır.

5.2.3.2. Kompresör ekserji verimi

Kompresör ekserji verimi, giriş çıkış yapan ekserjinin farkının kompresörde harcanan güce oranıdır. Kompresör ekserji verimi denklem 5.4 ile hesaplanmıştır.

$$\eta_{komp} = \frac{\dot{E}x_{k2} - \dot{E}x_{k1}}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.4)$$

Sunulan çalışmada kompresör ekserji verimi %83,61 olarak hesaplanmıştır. Kompresör ekserji verimi karşılaştırılması Şekil 5.33'te verilmiştir. Yapılan diğer yerli yabancı çalışmalarda Akbulut (2012), %27,4, Duman (2018)., %44, Ünal (2012), %78,06, Bi. vd (2009), %55, Hepbaşlı (2007), %62,46 Öztürk (2014) %62,17 olarak hesaplamışlardır.



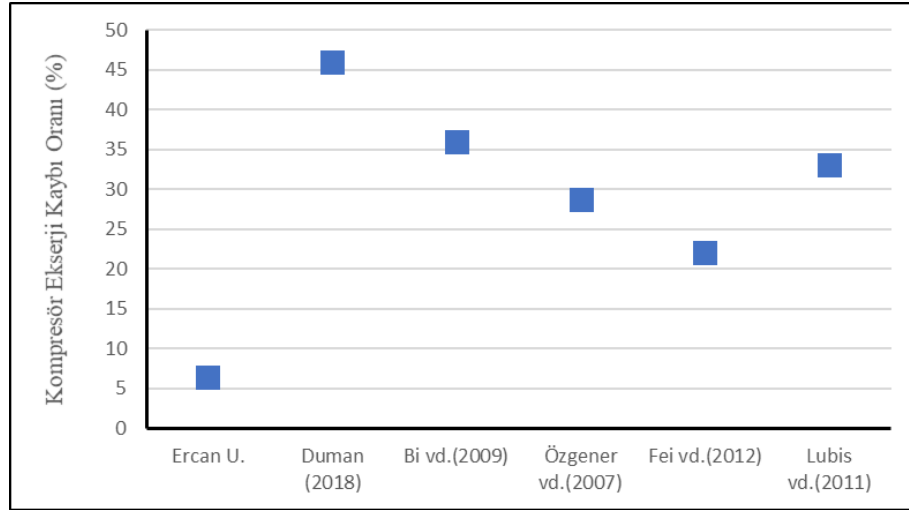
Şekil 5.33. Kompresör ekserji verimi karşılaştırılması

5.2.3.3. Kompresör ekserji kaybı oranı

Kompresör ekserji kaybının, tüm sistemdeki ekserji kaybına oranı kompresör ekserji kaybı oranıdır. Kompresördeki ekserji kaybı oranı denklem 5.5 ile hesaplanmıştır.

$$d_{komp} = \frac{Ex_{kayıp,komp}}{\sum Ex_{kayıp}} \quad (5.5)$$

Yapılan çalışmada ekserji kaybı oranı %6,30'dur. Kompresör ekserji kaybı oranı karşılaştırılması Şekil 5.34'te verilmiştir. Buna göre yapılan diğer çalışmalarda, Lubis vd. (2011), %33, Fei vd. (2012), %22, Özgener vd., (2007), %28,6, Bi vd. (2007), %28,76, Duman (2018), %46 olarak bulmuşlardır.



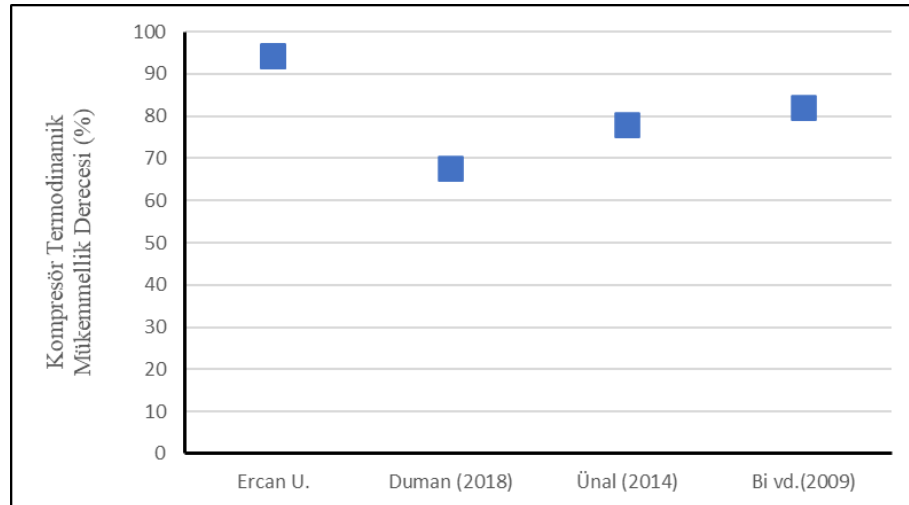
Şekil 5.34. Kompresör ekserji kaybı oranı karşılaştırılması

5.2.3.4. Kompresör termodinamik mükemmellik derecesi

Kompresör termodinamik mükemmellik derecesi, kompresörden çıkan ekserjinin kompresöre giren ekserjiye oranıdır. Kompresör termodinamik mükemmellik derecesi denklem 5.6 ile hesaplanmaktadır.

$$\varepsilon_{komp} = \frac{\dot{E}x_{k2}}{\dot{E}x_{k1} + W_{komp}} = \frac{\dot{m}_{R404A} \varphi_2}{\dot{m}_{R404A} \varphi_1 + W_{komp}} \quad (5.6)$$

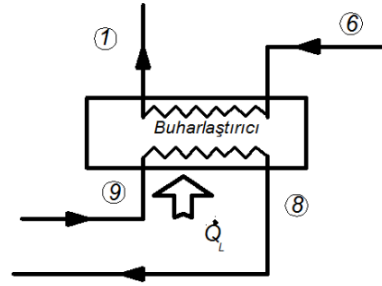
Kompresör termodinamik mükemmellik derecesi karşılaştırılması Şekil 5.35'te verilmiştir. Yapılan çalışmada %94,1 olarak bulunmuştur. Diğer çalışmalarda ise Bi vd. (2007), %82, Duman (2018), %67,7, Ünal (2012), ise %78 olarak hesaplamışlardır.



Şekil 5.35. Kompresör termodinamik mükemmellik derecesi karşılaştırması

5.2.3.5. Kondenser ekserji kaybı

Kondenser, kompresörden gelen kızgın buharın ısısını soğutucu akışkana aktararak ısıtma devresindeki suya ileten elemandır. Kondenserden doymuş sıvı fazında çıkan soğutucu akışkan kısılma vanasına girer. Kondenserdeki ısı transferi ile ekserjisinin bir kısmı soğutucu akışkandan ısıtma devresinde kullanılacak olan suya iletilmektedir. Şekil. 5.36’da kondenser şematik çizimi gösterimi verilmiştir.

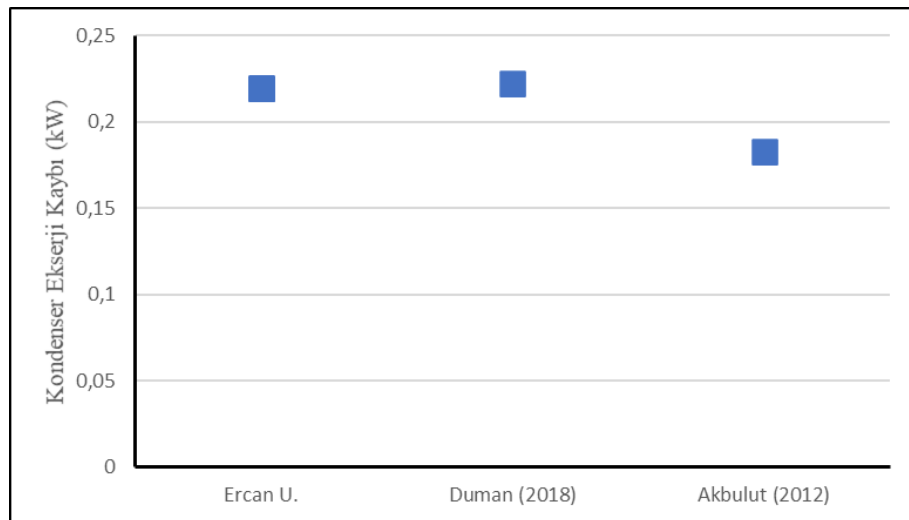


Şekil 5.36. Kondenser şeması çizimi

Kondenserdeki ekserji kaybını hesaplamak için denklem 5.7 kullanılmıştır (Bivd.,2009,).

$$\dot{E}x_{kayıp,kon} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11} = \dot{m}_{R404A}(\varphi_3 - \varphi_4) + \dot{m}_s(\varphi_{12} - \varphi_{11}) \quad (5.7)$$

Yapılan çalışmada kondenser ekserji kaybı 0,219kW olarak hesaplanmıştır. Kondenser ekserji verimi karşılaştırılması Şekil 5.37’de verilmiştir. Bu karşılaştırmada Akbulut (2011), 0,183kW, Duman (2018), ise 0,22kW olarak hesaplamışlardır.



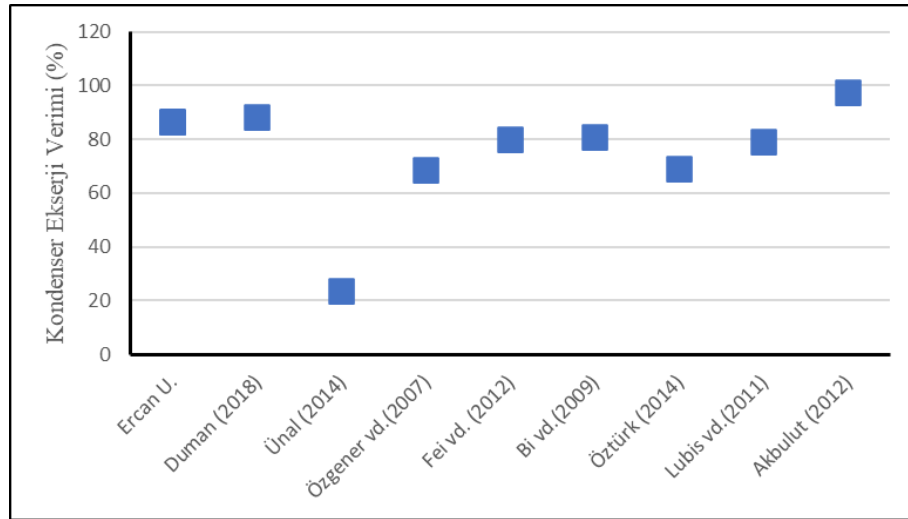
Şekil 5.37. Kondenser ekserji kaybı karşılaştırması

5.2.3.6. Kondenser ekserji verimi

Kondenser ekserji verimi, kondensere giren ekserji ile çıkan ekserjinin oranıdır. Denklem 5.8 ile kondenser ekserji verimi hesaplanmıştır.

$$\eta_{komp} = \frac{\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11}}{\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4} = \frac{\dot{m}_s(\varphi_{12} - \varphi_{11})}{\dot{m}_{R404A}(\varphi_3 - \varphi_4)} \quad (5.8)$$

Bu çalışmada kondenser ekserji verimi %86,1 olarak hesaplanmıştır. Kondenser ekserji verimi karşılaştırılması Şekil 5.38’de verilmiştir. Diğer çalışmalarda kondenser verimi ise Akbulut (2012), %97,3, Duman (2018), %88,5, Bi vd. (2009), %81, Fei vd. (2012), %80, Lubis vd. (2011), %79,1, Öztürk (2014), %69,09, Özgener vd. (2007), %68,7, Ünal (2014), ise %23,79 olarak hesaplamışlardır.



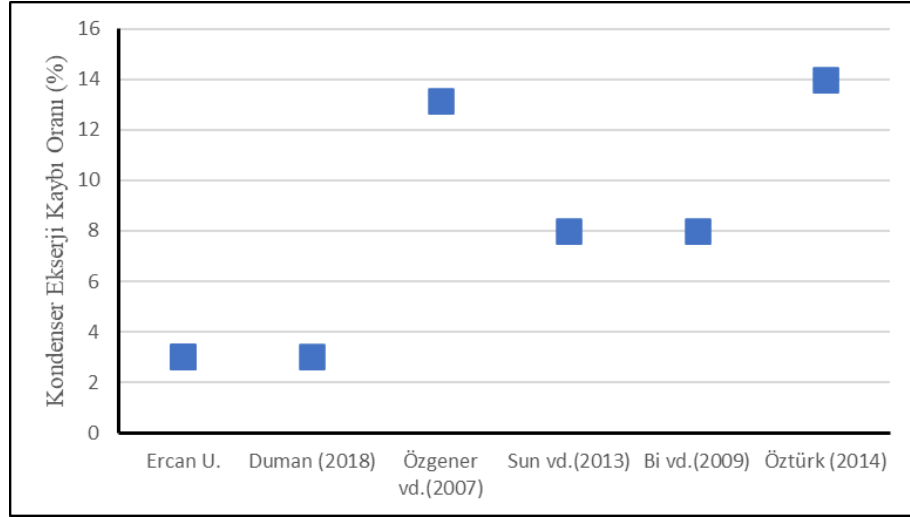
Şekil 5.38. Kondenser ekserji verimi karşılaştırması

5.2.3.7. Kondenser ekserji kaybı oranı

Kondenser ekserji kaybı oranı, kondenserdeki ekserji kaybının tüm sistemin ekserji kaybına oranıdır. Kondenser ekserji kaybı oranı hesaplanması denklem 5.9’da verilmiştir.

$$d_{kon} = \frac{Ex_{kayıp,kon}}{\sum Ex_{kayıp}} \quad (5.9)$$

Kondenser ekserji kaybı oranı karşılaştırılması Şekil 5.39’da verilmiştir. Yapılan çalışmada kondenser ekserji %3 olarak hesaplanmıştır. Diğer çalışmalarda ise Öztürk (2014) %14, Özgener vd. (2007) %13,17, Bi vd. %8, Sun vd. (2013) %8, Duman (2018) ise %3 olarak bulunmuştur.



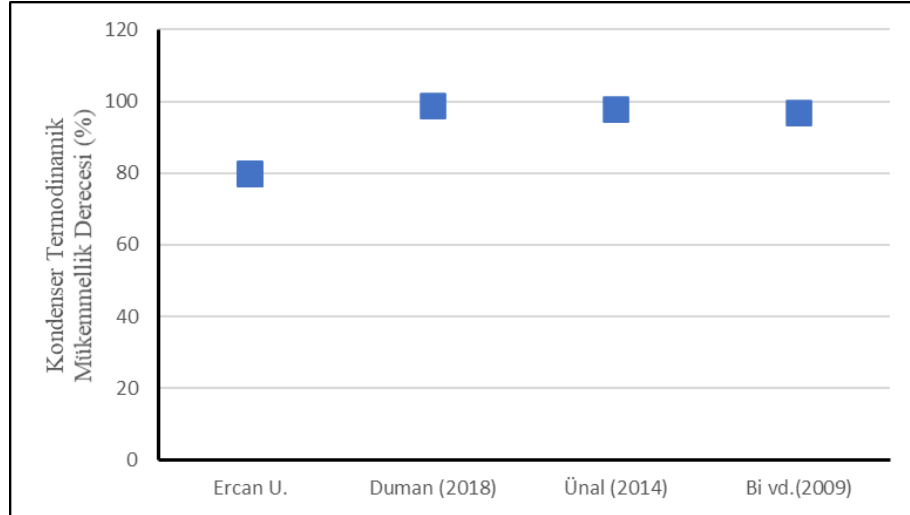
Şekil 5.39. Kondenser ekserji kaybı oranı karşılaştırması

5.2.3.8. Kondenser termodinamik mükemmellik derecesi

Kondenser termodinamik mükemmellik oranı, kondensere giren ekserjinin çıkan ekserjiye oranıdır. Denklem 5.10 ile elde edilir.

$$\varepsilon_{komp} = \frac{Ex_4 + Ex_{12}}{Ex_3 + Ex_{11}} = \frac{\dot{m}_{R404A} \varphi_4 + \dot{m}_S \varphi_{12}}{\dot{m}_{R404A} \varphi_3 + \dot{m}_S \varphi_{11}} \quad (5.10)$$

Kondenser Termodinamik mükemmellik derecesi karşılaştırılması Şekil 5.40’ta verilmiştir. Yapılan çalışmada kondenser termodinamik mükemmellik oranı %79,8 olarak hesaplanmıştır. Diğer çalışmalarda ise en yüksek oran Duman (2018), %98,9, Ünal (2014), %98, Bi vd. (2009) ise %97 olarak hesaplamışlardır.



Şekil 5.40. Kondenser termodinamik mükemmellik derecesi karşılaştırması

5.2.3.9. Kısılma vanası ekserji kaybı

Kısılma vanası, ısı pompası devresinde kondenserdan çıkan yüksek basınçlı soğutucu akışkanın basıncını düşürerek yoğuşturucunun giriş şartlarına getiren elemandır. Şekil 5.41’te kısılma vanasının şematik olarak çizimi gösterilmiştir.

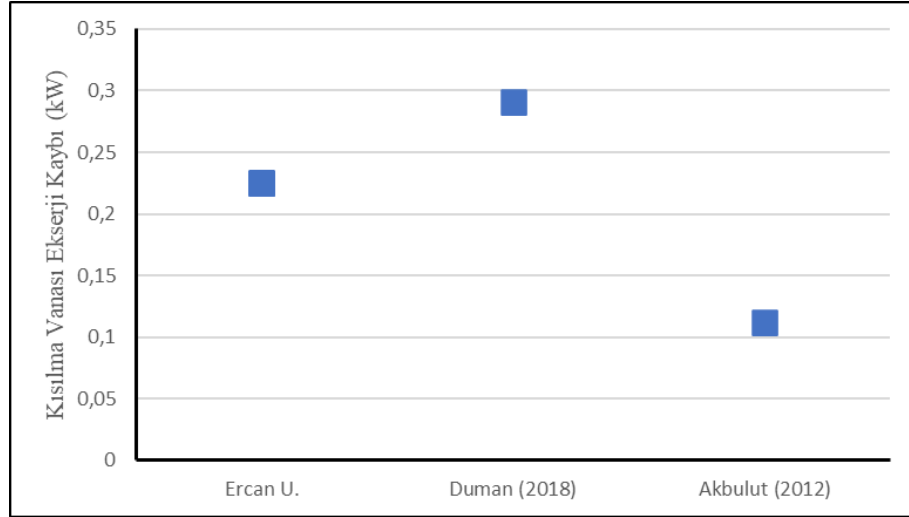


Şekil 5.41. Kısılma vanası şematik çizimi

Kısılma vanasının ekserji kaybı denklem 5.11 ile hesaplanmıştır (Öztürk (2014), Bi vd. (2009)).

$$\dot{E}x_{kayıp,kv} = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6 = \dot{m}_{R404A}(\varphi_5 - \varphi_6) \quad (5.11)$$

Kısılma vanası ekserji kaybı karşılaştırılması Şekil 5.42’de verilmiştir. Sunulan çalışmada kısılma vanasında ekserji kaybı 0,225kW olarak gerçekleşmiştir. Diğer çalışmalarda ise Duman (2018) 0,291kW, Akbulut (2012) ise 0,112kW olarak hesaplamışlardır. Ünal (2014) ise kısılma vanasının kayıpsız olduğu varsayımı yapılarak sıfır kabul ederek hesaplamalar yapmıştır.



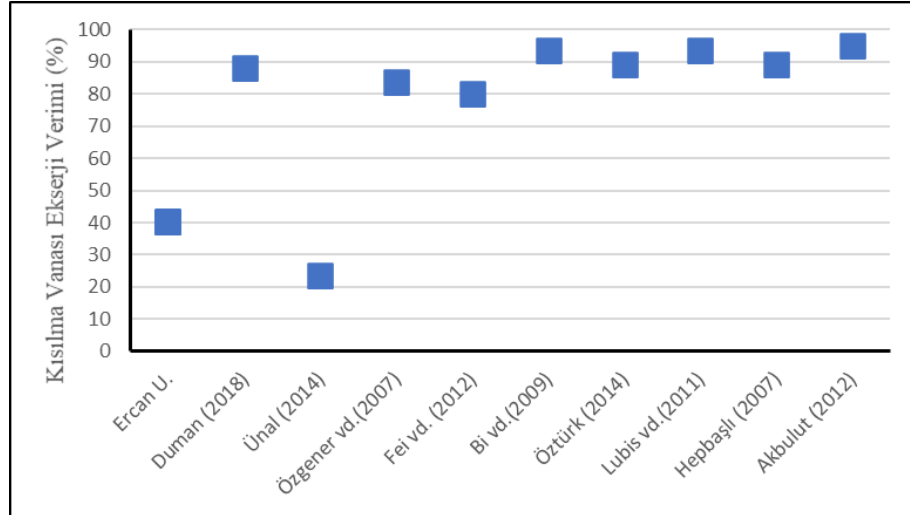
Şekil 5.42. Kısılma vanası ekserji kaybı karşılaştırılması

5.2.3.10. Kısılma vanası ekserji verimi

Kısılma vanasında ekserji verimi, giren ekserjinin çıkan ekserjiye oranı olarak tanımlanmaktadır. Kısılma vanası ekserji verimi denklem 5.12 ile hesaplanmaktadır.

$$\eta_{komp} = \frac{Ex_6}{Ex_5} = \frac{\varphi_6}{\varphi_5} \quad (5.12)$$

Kısılma vanası ekserji verimi karşılaştırılması Şekil 5.43'te verilmiştir. Sunulan çalışmada kısılma vanası ekserji verimi %40 olarak hesaplanmıştır. En yüksek ekserji kaybı bu elemanda gerçekleştiği için verimi de düşüktür. Diğer çalışmalarda ise Akbulut (2012), %95 olarak en yüksek orandır, Lubis vd. (2011) ile Bi vd. (2009), %93,6 olarak hesaplamışlardır. Öztürk (2014) ise %89,26, Hepbaşlı (2007), %89,04, Duman (2018) %88,1, Fei vd. (2012), %80 ve Ünal (2014) ise en düşük oran %23,51 olarak hesaplamışlardır.



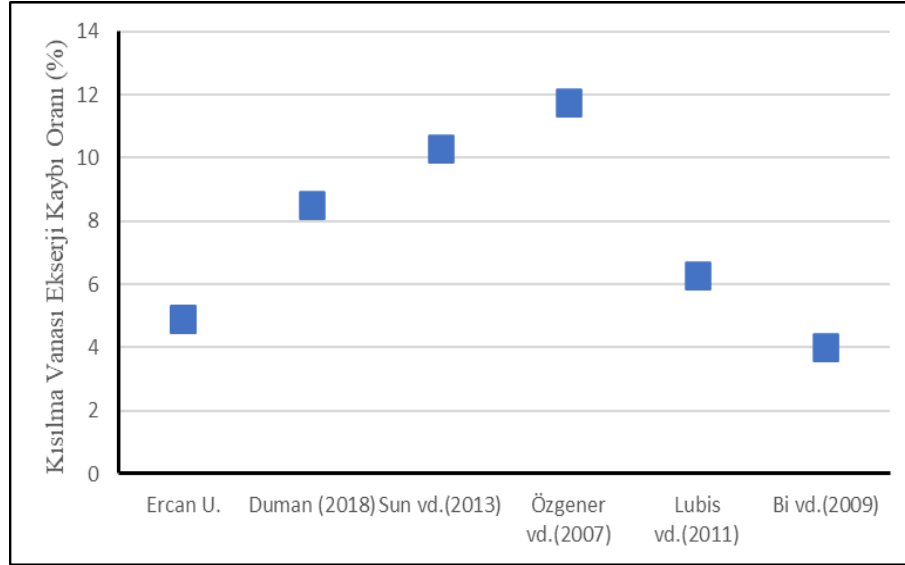
Şekil 5.43. Kısılma vanası ekserji verimi karşılaştırılması

5.2.3.11. Kısılma vanası ekserji kaybı oranı

Kısılma vanası ekserji kaybı oranı, kısılma vanasındaki ekserji kaybının tüm sistemdeki ekserji kaybına oranıdır. Kısılma vanası ekserji kaybı oranı denklem 5.13 ile hesaplanmıştır.

$$d_{kv} = \frac{Ex_{kayıp,kv}}{\sum Ex_{kayıp}} \quad (5.13)$$

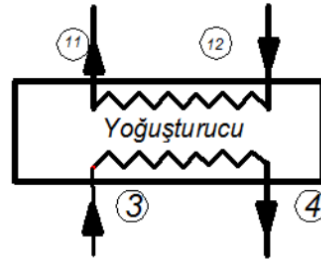
Kısılma vanası ekserji kaybı oranı karşılaştırılması Şekil 5.44'te verilmiştir. Sunulan çalışmada ekserji kaybı oranı %4,9 olarak hesaplanmıştır. Diğer çalışmalarda ise bu oran Özgener vd. (2007), %11,7, Sun vd. (2013), ise %10,3, Duman (2018), ise %8,5, Lubis vd. (2011), ise %6,3 olarak hesaplamışlardır.



Şekil 5.44. Kısılma vanası ekserji kaybı oranı karşılaştırılması

5.2.3.12. Evaporatör ekserji kaybı

Evaporatör, kompresörden gelen kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanın ısısını, ısıtma devresindeki suya transfer eden elemandır. Şekil 5.45'te evaporatör'ün çizim şeması şekil 5.25'te verilmiştir.

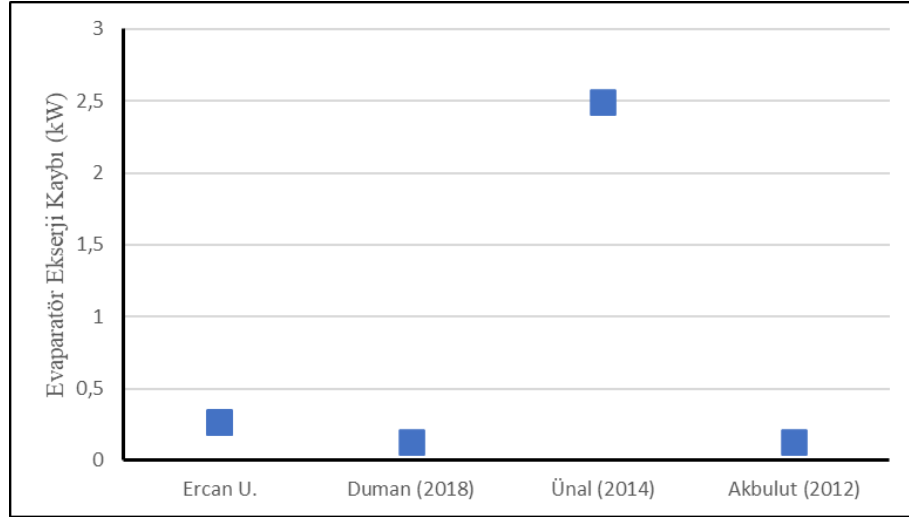


Şekil 5.45. Evaporatör çizim şeması

Evaporatördeki ekserji kaybını hesaplamak için denklem 5.14 kullanılmıştır (Hepbaşlı 2007, Bi vd., 2009).

$$\dot{E}x_{kayıp,kon} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_7 + \dot{E}x_9 - \dot{E}x_8 = \dot{m}_{R404A}(\varphi_6 - \varphi_7) + \dot{m}_s(\varphi_9 - \varphi_8) \quad (5.14)$$

Evaporatör ekserji kaybı karşılaştırılması Şekil 5.46'da verilmiştir. Sunulan çalışmada ekserji kaybı 0,26kW olarak hesaplanmıştır. Diğer çalışmalarda evaporatör ekserji kaybı ise Ünal (2014), 2,492kW, Akbulut (2012), 0,133kW, Duman (2018), ise 0,129kW olarak hesaplamışlardır.



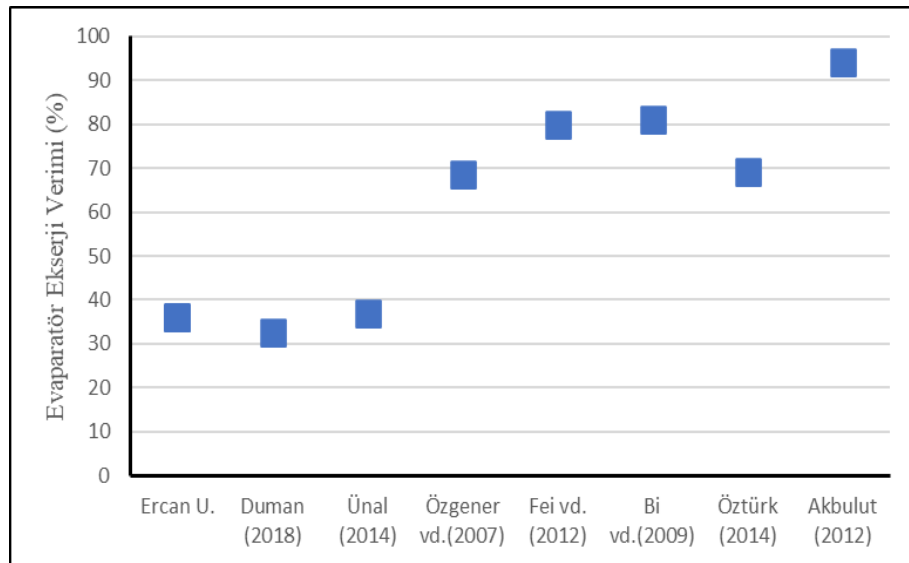
Şekil 5.46. Evaporatör ekserji kaybı karşılaştırılması

5.2.3.13. Evaporatör ekserji verimi

Evaporatör ekserji verimi, evaporatöre giren ekserjinin evaporatörden çıkan ekserjiye oranıdır. Evaporatör ekserji verimi denklem 5.15 ile hesaplanmaktadır.

$$\eta_{eva} = \frac{Ex_6 - Ex_7}{Ex_9 - Ex_8} = \frac{\dot{m}_{R404A}(\varphi_6 - \varphi_7)}{\dot{m}_s(\varphi_9 - \varphi_8)} \quad (5.15)$$

Evaporatör ekserji verimi karşılaştırılması Şekil 5.47’de verilmiştir. Sunulan çalışmada Evaporatör ekserji verimi %35,78 olarak hesaplanmıştır. Diğer çalışmalardaki evaporatör ekserji verimi ise, Akbulut (2012), %94,2, Bi vd. (2009), %81, Fei vd. (2012), %80, Öztürk (2014), %69,09, Özgener vd. (2007), %68,7, Ünal (2014, %37,07 ve Duman (2018), ise %32,6 olarak hesaplamışlardır.



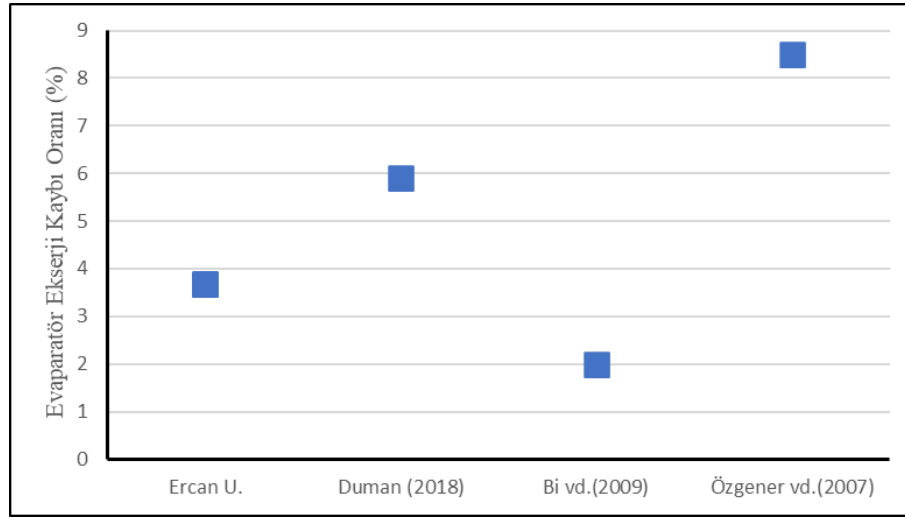
Şekil 5.47. Evaporatör ekserji verimi karşılaştırılması

5.2.3.14. Evaporatör ekserji kaybı oranı

Evaporatör ekserji kaybı oranı, evaporatördeki ekserji kaybı ile sistemdeki toplam ekserji kaybı oranıdır. Ekserji kaybı oranı denklem 5.16 ile gösterilmiştir.

$$d_{eva} = \frac{Ex_{kayıp,eva}}{\sum Ex_{kayıp}} \quad (5.16)$$

Evaporatör ekserji kaybı oranı karşılaştırılması Şekil 5.48’te verilmiştir. Sunulan çalışmada evaporatör ekserji kaybı oranı %3,6’dır. Diğer yapılan çalışmalarda ekserji kaybı oranı Özgener vd. (2007), %8,5, Duman (2018),’de %5,9, Bi vd. (2009), ise %2 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.48. Evaporatör ekserji kaybı oranı karşılaştırılması

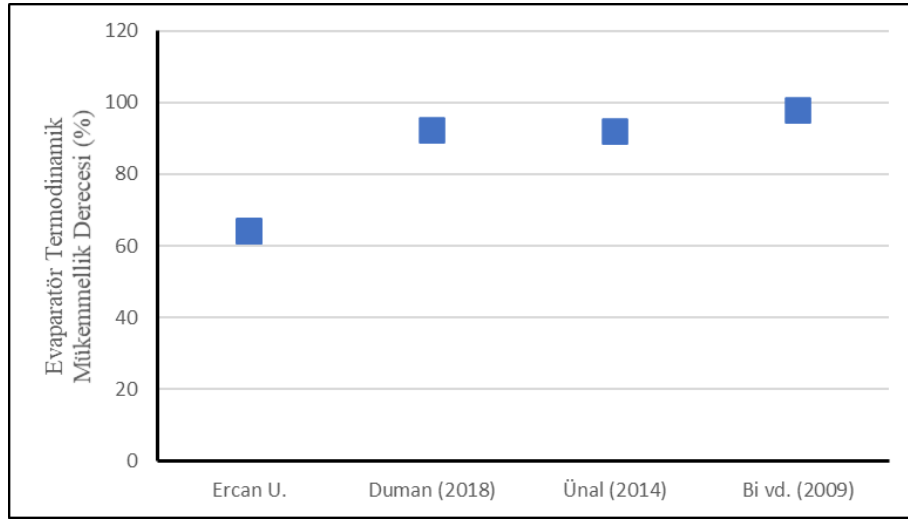
5.2.3.15. Evaporatör termodinamik mükemmellik derecesi

Evaporatöre giren ekserji ile evaporatörden çıkan ekserji kaybı oranı termodinamik mükemmellik derecesidir. Denklem 5.17 ile evaporatörün termodinamik mükemmellik derecesi hesaplanmıştır.

$$\varepsilon_{komp} = \frac{Ex_7 + Ex_8}{Ex_6 + Ex_9} = \frac{\dot{m}_{R404A} \varphi_7 + \dot{m}_s \varphi_8}{\dot{m}_{R404A} \varphi_6 + \dot{m}_s \varphi_9} \quad (5.17)$$

Evaporatör Termodinamik mükemmellik derecesi karşılaştırılması Şekil 5.49’da verilmiştir. Sunulan çalışmada evaporatörün termodinamik mükemmellik derecesi

%64,2 olarak hesaplanmıştır. Diğer yapılan çalışmalarda ise en yüksek Bi vd. (2009), %98, Duman (2018), %92,4 ve Ünal (2014), ise %92,17 olarak hesaplanmıştır.

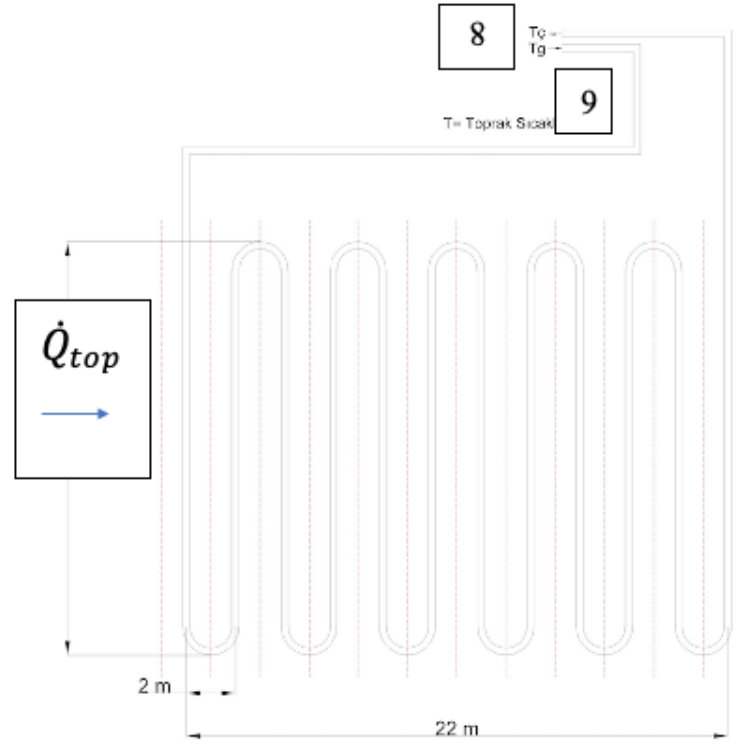


Şekil 5.49. Evaporatör termodinamik mükemmellik derecesi karşılaştırılması

5.2.4. Toprakaltı devresi ekserji kaybı

Herhangi bir sistemin ekserji içeriği termodinamik olarak, sistemin ölü durumuna yani ilk haline (P_0 ve T_0) gelmesi ile sistemden çıkarılan maksimum teorik iş miktarını tanımlanmaktadır. Bu çalışmada literatürde de seçilen ölü durum sıcaklığı 1°C ve basıncı 1,013 bar olarak alınmıştır.

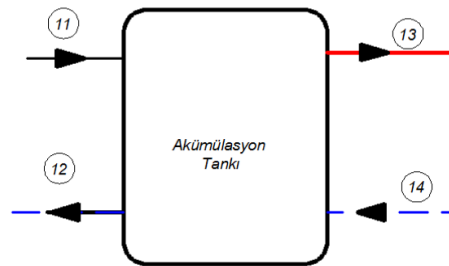
Ekserji kaybı bir sisteme ya da sistem elemanına giren ekserji ile çıkan ekserjinin farkıdır. Başlangıç durumunda sisteme ekserji girişi TID ile olmaktadır. Isı pompası sisteminin toprakaltı devresi, 2m toprağın altına yerleştirilmiş, sisteme giren ve sistemden çıkan borular ile bu boruların bir noktada toplandığı kollektör ve dolaşım pompasından oluşmaktadır. Şekil 5.50’de ise toprakaltı devresi şemasının çizimi verilmiştir.



Şekil 5.50. TID çizim şeması

5.2.4.1. Akümülayon tankı ekserji kaybı

Akümlasyon tankı, ısıtma devresinde bulunan sıcak su deposu olarak kullanılmaktadır. Akümülayon tankında devamlı olarak sıcak su bulunmaktadır. Şekil 5.51’de akümülayon tankının şematik çizimi verilmiştir.



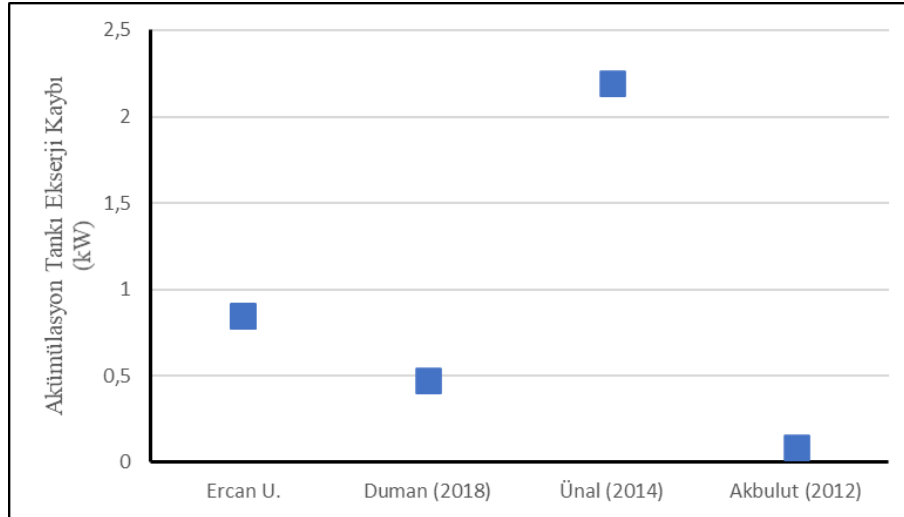
Şekil 5.51. Akümülayon tankı şematik çizimi

Akümlasyon tankındaki ekserji kaybı denklem 5.18.a ve 5.18.b ile hesaplanmıştır.

$$\dot{E}x_{kayıp,Akü} = \dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{13} \quad (5.18.a)$$

$$\dot{E}x_{kayıp,Akü} = \dot{m}_s (\varphi_{11} - \varphi_{12}) + \dot{m}_s (\varphi_{14} - \varphi_{13}) \quad (5.18.b)$$

Akümülayon tankı ekserji kaybı karşılaştırması Şekil 5.52’de verilmiştir. Yapılan çalışmada akümülayon tankı ekserji kaybı 0,84kW olarak hesaplanmıştır. Yapılan diğer çalışmalarda ise Ünal (2014), 2,197kW, Duman (2018), 0,475kW, Akbulut (2012), ise 0,088kW olarak hesaplamışlardır.

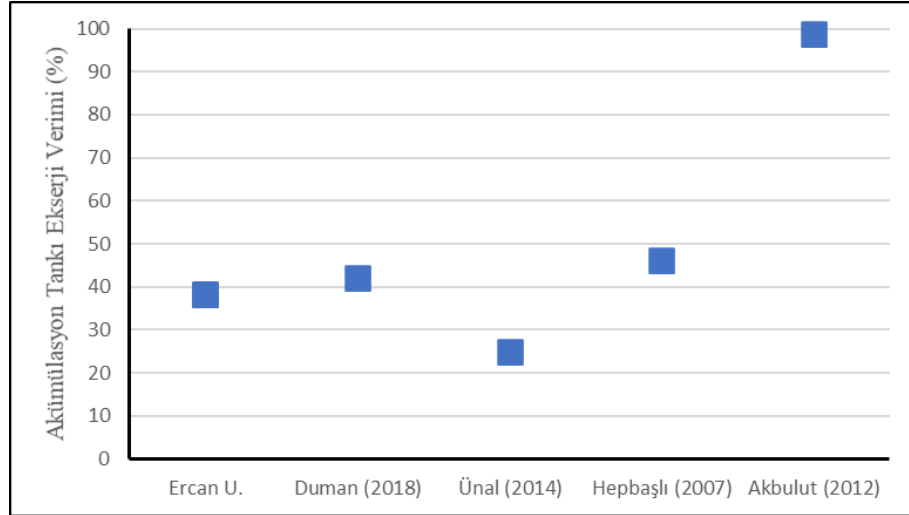


Şekil 5.52. Akümülayon tankı ekserji kaybı karşılaştırması

5.2.4.2. Akümülayon tankı ekserji verimi

Akümülayon tankı ekserji verimi, akümülayon tankının ekserji kaybının tüm sistemin ekserji kaybına oranıdır. Akümülayon tankı ekserji verimi karşılaştırması Şekil 5.53’te verilmiştir. Akümülayon tankı ekserji verimi hesaplaması denklem 5.19’da verilmiştir. Yapılan çalışmada akümülayon tankı ekserji verimi %38 olarak hesaplanmıştır. Diğer yapılan çalışmalarda ise Akbulut (2012), %98,84 olarak en yüksek orandır. Hepbaşı (2007),’de ise bu oran %46,15, Duman (2018), ise %42,2 ve Ünal (2014),’te ise %25,04 olarak hesaplanmıştır.

$$\eta_{akü} = \frac{\dot{E}_{14} - \dot{E}_{13}}{\dot{E}_{11} - \dot{E}_{12}} = \frac{\dot{m}_{su,rad} \psi_{13} + \dot{m}_{su,rad} \psi_{12}}{\dot{m}_{su,rad} \psi_{11} + \dot{m}_{su,rad} \psi_{14}} \quad (5.19)$$

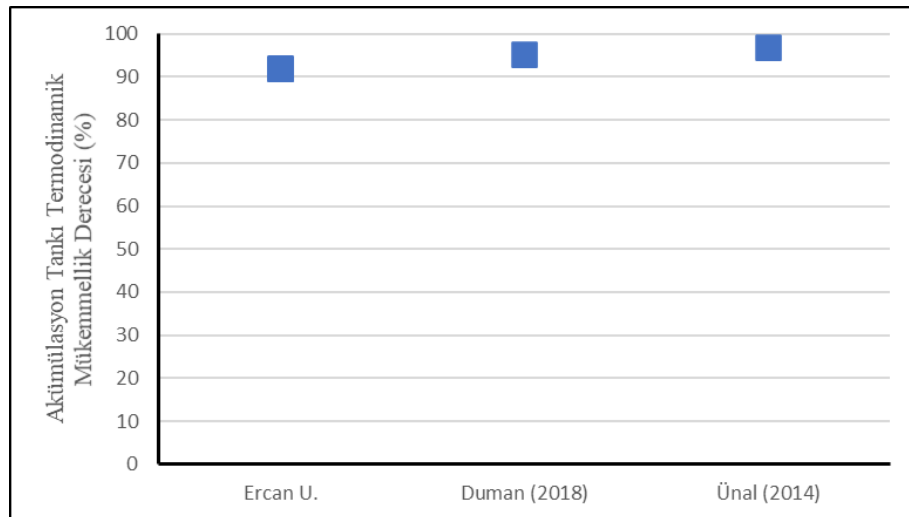


Şekil 5.53. Akümülayson tankı ekserji verimi karşılaştırması

5.2.4.3. Akümülayson tankı termodinamik mükemmellik derecesi

Akümülayson tankı termodinamik mükemmellik derecesi, çıkan ekserjinin giren ekserjiye oranı olarak tanımlanmaktadır. Denklem 5.20’de termodinamik mükemmellik derecesi hesaplanması verilmiştir. Akümülayson tankı termodinamik mükemmellik derecesi karşılaştırması Şekil 5.54’te verilmiştir. Yapılan çalışmada %91,9 olarak hesaplanmıştır. Diğer yapılan çalışmalarda bu oran ise Ünal (2014), %97,03, Duman (2018), ise %95,4 olarak hesaplamışlardır.

$$\varepsilon_{akü} = \frac{E_{13} + E_{12}}{E_{11} + E_{14}} \quad (5.20)$$

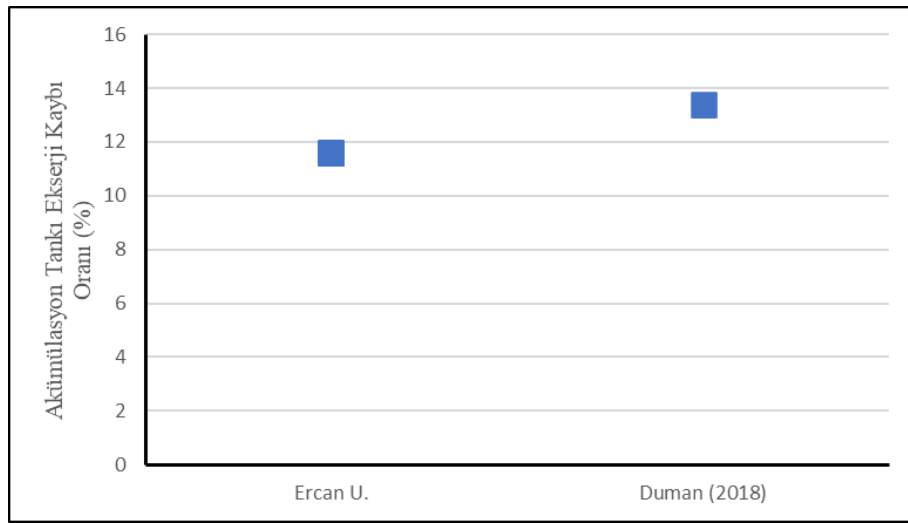


Şekil 5.54. Akümülayson tankı termodinamik mükemmellik derecesi karşılaştırması

5.2.4.4. Akümülayon tankı ekserji kaybı oranı

Akümlasyon kaybı ekserji kaybı oranı, tankın ekserji kaybı oranının toplam sistem ekserji kaybı oranı olarak hesaplanmaktadır. Akümülayon tankı ekserji kaybı oranı hesaplama denklemi, denklem 5.21’de verilmiştir. Yapılan çalışmada ekserji kaybı oranı %11,5 olarak bulunmuştur. Diğer bir çalışmada ise Duman (2018), bu oranı %13,4 olarak hesaplandığı görülmüştür. Akümülayon tankı ekserji kaybı oranı karşılaştırması Şekil 5.55’te verilmiştir.

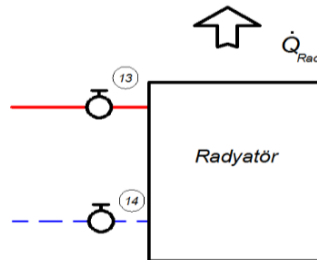
$$d_{akü} = \frac{Ex_{kayıp,akü}}{\sum Ex_{kayıp}} \quad (5.21)$$



Şekil 5.55. Akümülayon tankı ekserji kaybı oranı karşılaştırması

5.2.4.5. Radyatör ekserji kaybı

Isıtma devresinde kullanılan radyatör ya da fancoil ile sistem tarafından topraktan çekilen ısı iç ortama iletilmektedir. Böylece ortamın ısıtılması sağlanmaktadır. Şekil 5.56’da radyatörün şematik çizimi verilmiştir.

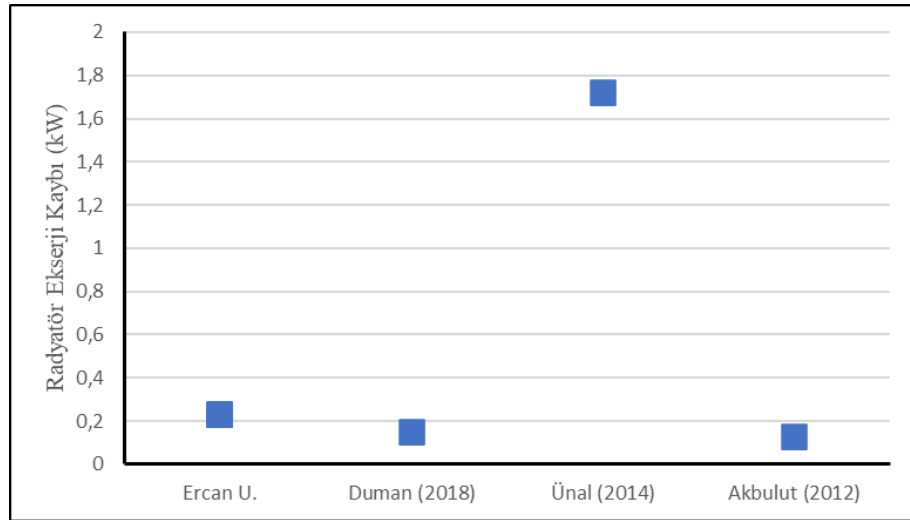


Şekil 5.56. Radyatör şematik çizimi

Radyatör’deki ekserji kaybı denklem, denklem 5.22 ile hesaplanmıştır (Öztürk, 2014).

$$\dot{E}x_{kayıp,rad} = (\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14}) - \dot{E}x_{rad} = \dot{m}_{s,rad} (\varphi_{13} - \varphi_{14}) + \dot{Q}_{rad} \left(1 - \frac{T_{çevre}}{T_{oda}}\right) \quad (5.22)$$

Radyatör Ekserji Kaybı karşılaştırması Şekil 5.57’de verilmiştir. Yapılan çalışmada radyatör ekserji kaybı 0,23kW olarak hesaplanmıştır. Diğer farklı çalışmalarda ise Duman (2018), 0,151kW, Akbulut (2012), ise 0,129kW olarak hesaplamışlardır. Farklı bir çalışmada ise Ünal (2014), fancoil kullanılmış ve ekserji kaybı 1,722kW olarak hesaplamıştır.

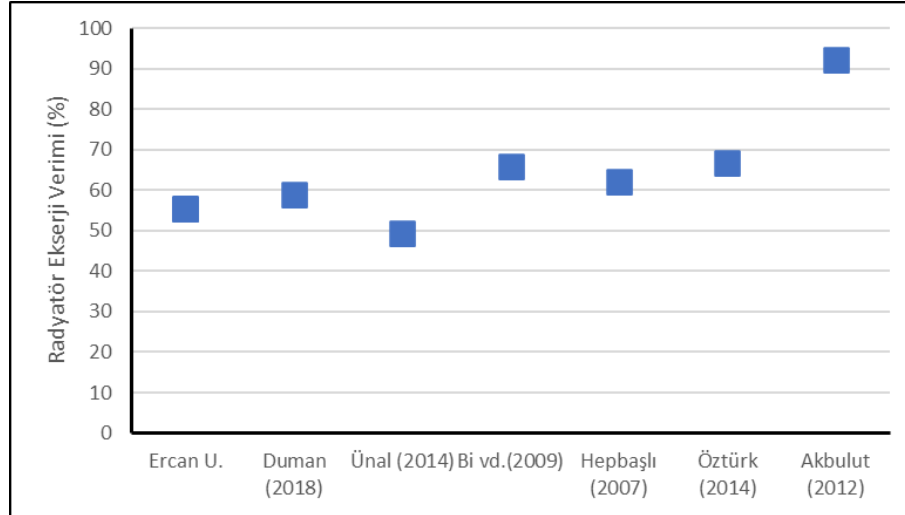


Şekil 5.57. Radyatör ekserji kaybı karşılaştırması

5.2.4.6. Radyatör ekserji verimi

Radyatör ekserji verimi, radyatöre giren ekserji veriminin çıkan ekserjiye oranıdır. Denklem 5.23’te radyatör ekserji verimi hesaplama denklemi verilmiştir. Yapılan sistemde radyatör ekserji verimi %55,2 olarak hesaplanmıştır. Radyatör Ekserji verimi karşılaştırması Şekil 5.58’te verilmiştir. Diğer çalışmalarda ise Akbulut (2012, %92,4 olarak en yüksek orandır. Öztürk (20014), %66,88, Hepbaşlı (2007), %62,17, Duman (2018), ise %59 olarak hesaplamışlardır. Fancoil kullanılmış iki çalışmada ise Bi vd. (2009), %66 ve Ünal (2014), ise %49,37 olarak ekserji verimini hesaplamışlardır.

$$\eta_{rad} = \frac{E_{14} - E_{13}}{E_{11} - E_{12}} = \frac{\dot{m}_{su,rad} \psi_{13} + \dot{m}_{su,rad} \psi_{12}}{\dot{m}_{su,rad} \psi_{11} + \dot{m}_{su,rad} \psi_{14}} \quad (5.23)$$

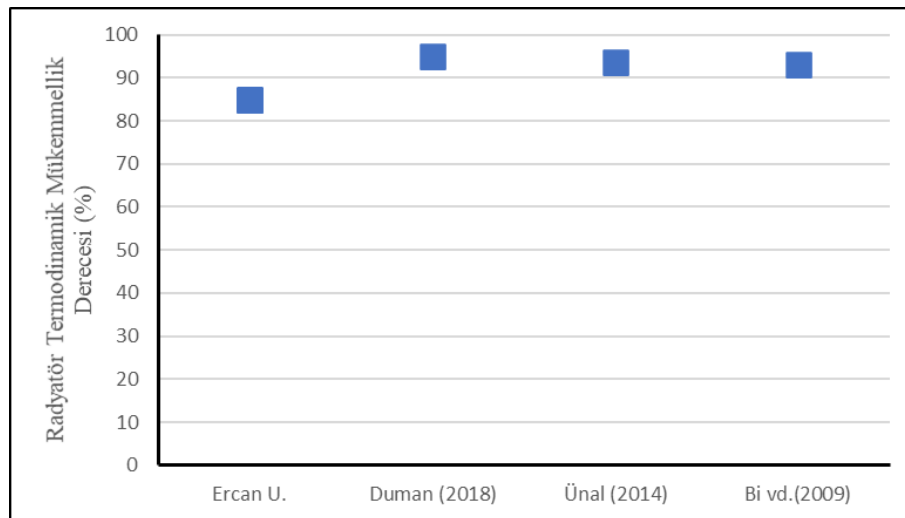


Şekil 5.58. Radyatör ekserji verimi karşılaştırması

5.2.4.7. Radyatör termodinamik mükemmellik derecesi

Radyatör termodinamik mükemmellik derecesi, radyatöre giren ekserjinin radyatörden çıkan ekserjiye oranıdır. Denklem 5.24 ile Termodinamik mükemmellik derecesi hesaplanmıştır. Radyatör termodinamik mükemmellik derecesi karşılaştırması Şekil 5.59’da verilmiştir. Yapılan çalışmada radyatör için %84,7 olarak hesaplanmıştır. Duman (2018), %95 olarak hesaplamıştır. İki çalışmada ise fancoil kullanılmış olup termodinamik mükemmellik derecesini Bi vd. (2009) %93 ve Ünal (2014), ise %94 olarak hesaplamışlardır.

$$\eta_{rad} = \frac{\dot{E}x_{rad}}{\dot{E}_{13} - \dot{E}_{14}} = \frac{\dot{Q}_{rad} \left(1 - \frac{T_0}{T_{iç}}\right)}{\dot{m}_{su,rad} (\psi_{13} - \psi_{14})} \quad (5.24)$$

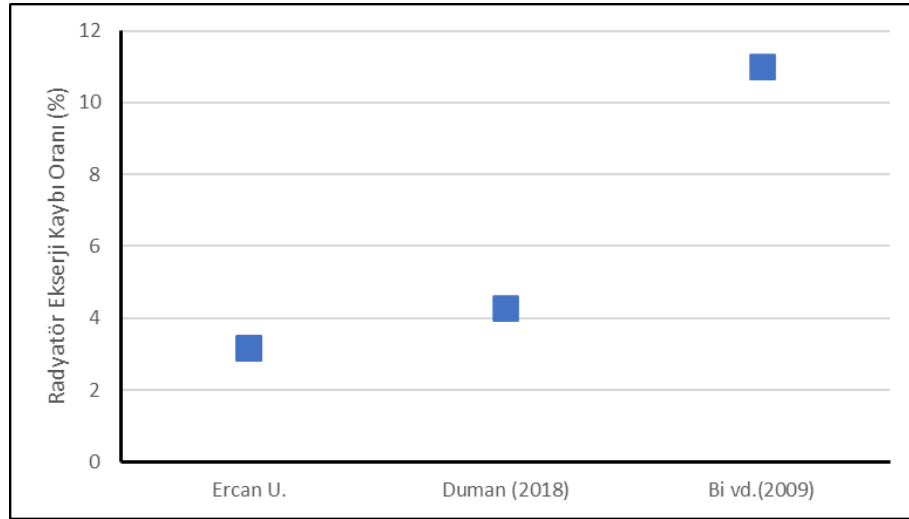


Şekil 5.59. Radyatör termodinamik mükemmellik derecesi karşılaştırması

5.2.4.8. Radyatör ekserji kaybı oranı

Radyatör ekserji kaybı oranı, radyatördeki ekserji kaybının tüm sistemin ekserji kaybını oranıdır. Radyatör ekserji kaybı oranı hesaplaması denklem 5.25 ile gösterilmiştir. Radyatör ekserji kaybı yapılan çalışmada %3,1 olarak hesaplanmıştır. Fancoil kullanılan çalışmada Bi vd. (2009) %11 olarak, radyatör kullanılan başka bir çalışmada ise Duman (2018), ise %4,3 olarak hesaplamışlardır. Şekil.5.60'ta radyatör ekserji kaybı oranı karşılaştırması gösterilmiştir.

$$d_{rad} = \frac{Ex_{kayıp,rad}}{\sum Ex_{kayıp}} \quad (5.25)$$



Şekil 5.60. Radyatör ekserji kaybı oranı karşılaştırması

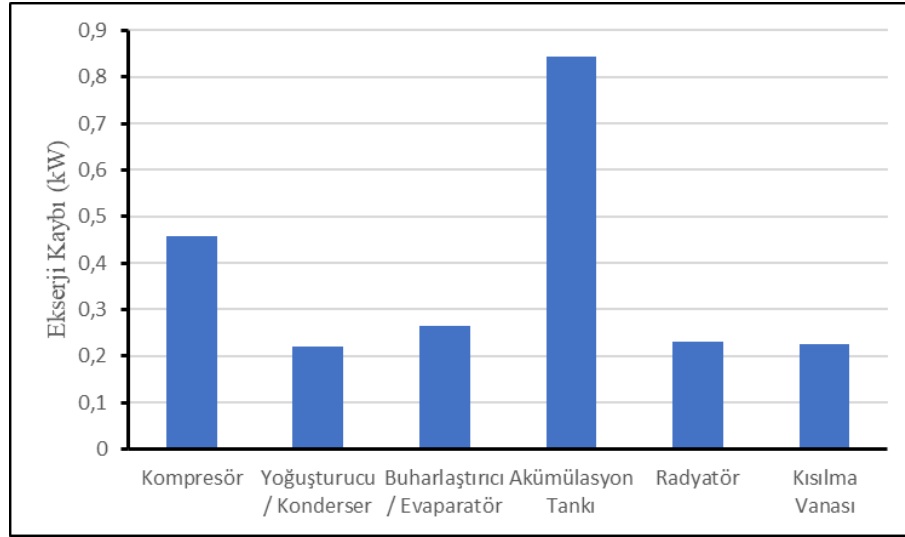
5.3. Isı Pompası ve Sistem Ekserji Analizi

Tablo 5.2’de verilmiş olan değerlere bağlı olarak önceki bölümlerde kullanılan denklemler aracılığıyla sınırları belirlenmiş sistem elemanlarının giren ısı ve çıkan ısı değerlerine göre enerji analizi yapılmıştır. Sistem elemanlarına ait ortalama ekserji bileşenleri değerleri sonuçları tablo 5.3'te verilmiştir.

Tablo 5.3. Ortalama ekserji bileşenleri değerleri

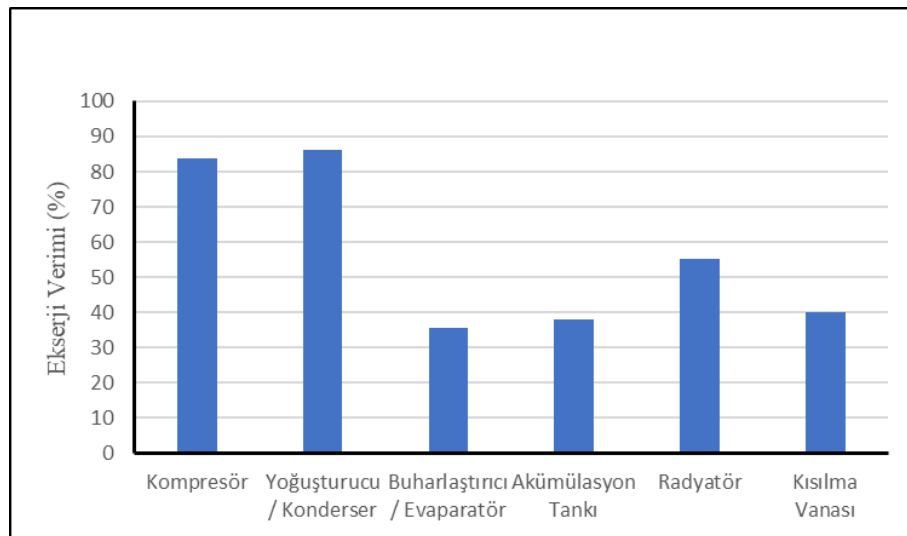
Sistem Elemanı	Ekserji Kaybı ()	Ekserji Verimi (%)	Termodinamik Mükemmellik Derecesi (%)	Ekserji Kaybı Oranı
Kompresör	0,45807724	83,6114187	94,1088952	6,3022835
Buharlaştırıcı/Evaporatör	0,26595345	35,7887887	64,2112113	3,6590206
Yoğuşturucu/Kondenser	0,21920958	86,1264182	79,8151376	3,0159126
Kısılma Vanası	0,22447262	40,2208113	-	4,9036366
Akümülayon Tankı	0,84292081	38,0588233	91,937482	11,5970092
Radyatör	0,23002	55,2208835	84,7684991	3,16464373

Tablo 5.3.'e göre en büyük ekserji kaybı akümülayon tankında daha sonra sırasıyla, kompresörde, buharlaştırıcı, radyatörde gerçekleşmiştir. Kısılma vanası dışında tüm elemanların ekserji kaybının dış ortam sıcaklığından etkilendiği düşünülmektedir. Şekil 5.61'de de sistem elemanlarının ekserji kayıpları verilmiştir.



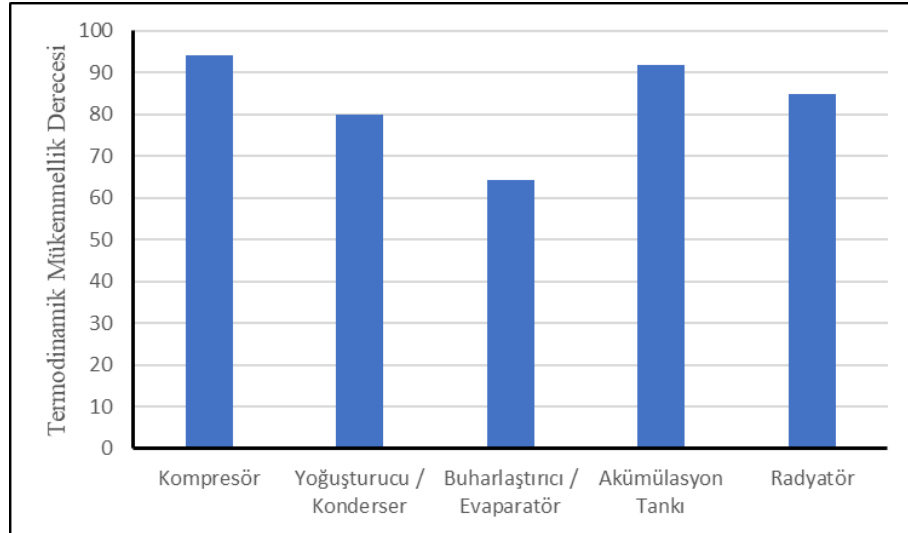
Şekil 5.61. Sistem elemanlarının ekserji kayıpları

Sistem elemanlarının ekserji verimleri Şekil 5.62'da verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi en yüksek ekserji verimi yoğuşturucu elemanıdır. Sırasıyla kompresör, radyatör, kısılma vanası elemanları takip etmektedir. En düşük ekserji verimi ise buharlaştırıcı elemanıdır.



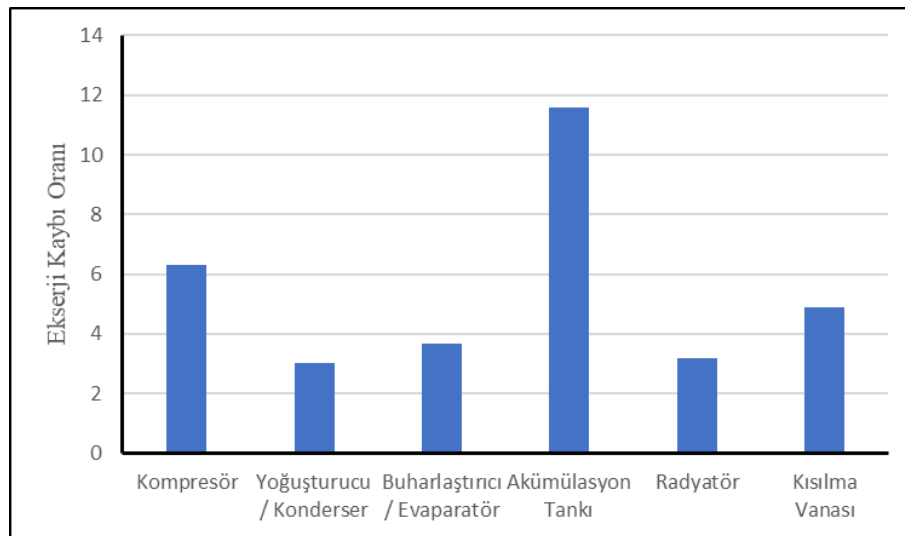
Şekil 5.62. Sistem elemanlarının ekserji verimleri

Şekil 5.63'te ise sistem elemanlarının termodinamik mükemmellik derecesi verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi en yüksek termodinamik mükemmellik derecesine sahip olan sistem elemanı kompresördür. En düşük termodinamik mükemmellik derecesi ise buharlaştırıcı elemanıdır.



Şekil 5.63. Sistem elemanlarının termodinamik mükemmellik derecesi

Şekil 5.64'te ise sistem elemanlarının ekserji kaybı oranı verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi en yüksek ekserji kaybı oranı akümülayon tankı elemanıdır. En düşük ekserji kaybı oranı ise yoğuşturucu elemanıdır. Ekserji kaybı en yüksek olan elemanların, ekserji kaybı oranı da yüksek çıkmıştır.



Şekil 5.64. Sistem elemanlarının ekserji kaybı oranı

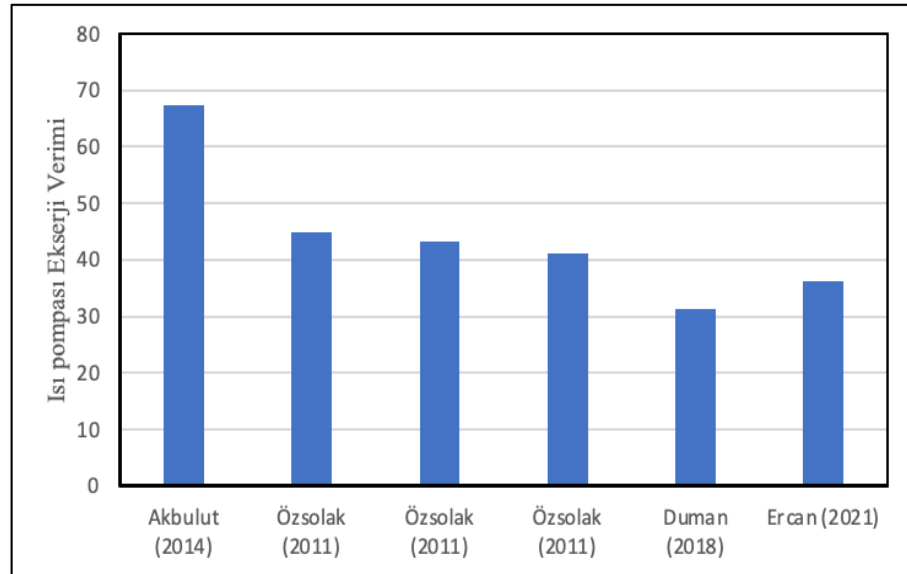
Isı pompası ekserji verimi denklem 5.26 ve sistemin ekserji verimi denklem 5.28 ile hesaplanmaktadır. Yoğuşturucudaki ekserji değişiminin kompresör gücüne oranı ısı pompası ekserji verimini, yoğuşturucudaki ekserji değişiminin tüm sistemde tüketilen elektrik gücüne oranı ise sistemin ekserji verimini vermektedir (Hepbaşlı vd.,2007).

$$\eta_{IP} = \frac{\dot{E}x_{yog_g} - \dot{E}x_{yog_c}}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.26)$$

$$\sum \dot{W}_{komp} = \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{p2} \quad (5.27)$$

$$\eta_{sys} = \frac{\dot{E}x_{yog_g} - \dot{E}x_{yog_c}}{\sum \dot{W}_{komp}} \quad (5.28)$$

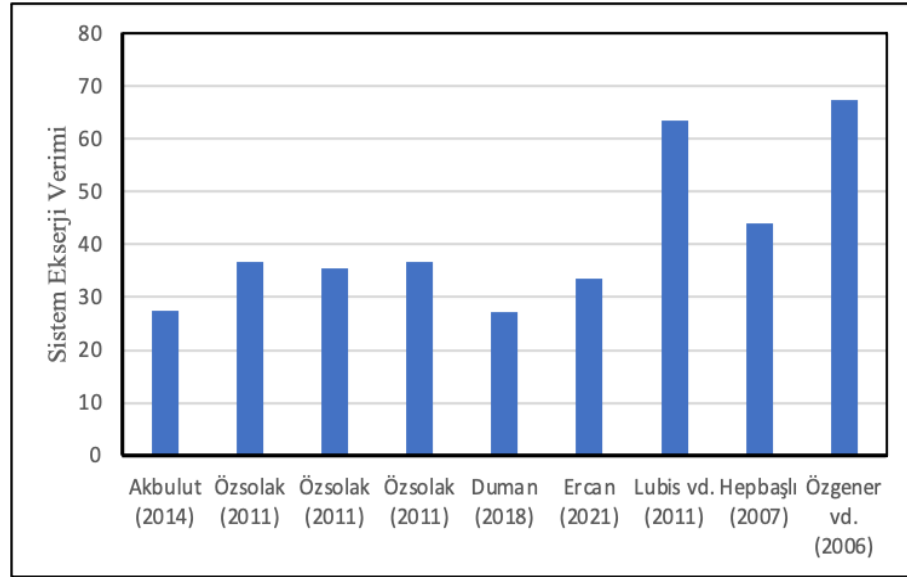
Yapılan çalışmada ısı pompası ekserji verimi %36,17 olarak hesaplanmıştır. Literatürdeki diğer yapılan çalışmalarda ise Akbulut (2014) %67,36, Özsolak (2011) %44,8-43,3-41,1, Duman (2018) %31,3 olarak hesaplamışlardır. Şekil 5.65'te ısı pompası ekserji verimi karşılaştırması gösterilmiştir.



Şekil 5.65. Isı pompası ekserji verimi karşılaştırması

TKIP sistem verimi ise %33,6 olarak hesaplanmıştır. Bu konuda yapılan diğer yapılan çalışmalarda, sistem ekserji verimini Özgener vd. (2006) %67,4, Hepbaşlı (2007) %44,06, Bi vd. (2009) %10, Lubis vd. (2011) %63,4, Özsolak (2011) yaptığı 3 farklı sistemde sırasıyla %36,7-35,4-36,6, Akbulut (2012) %27,4, Fei vd. (2012) %50,

Öztürk (2014) %74,72, Duman (2018) ise %27,2 olarak hesaplamışlardır. Şekil 5.66'da sistem ekserji verimi karşılaştırması gösterilmiştir.



Şekil 5.66. Sistem ekserji verimi karşılaştırması

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, toprağı enerji kaynağı girdisi olarak kullanan ısı pompası sistemini ele almaktadır. Bu sistemin ısıtma performansını, enerji ve ekserji analizini incelemek için deneysel bir sistem kurulmuş ve tasarlanmıştır. Enerji ve ekserji analizleri kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri kullanılarak elde edilmiştir. Ekserji analizi, sistemdeki kayıpları bulmak için kullanışlı bir araçtır. Her bir ısı pompası sistemindeki her bir bileşenin ekserji oranı ve ikinci kanun analiz sonuçları verilmiştir.

2 Aralık günü 2020’de dış sıcaklık değeri 5°C ile en düşük, 14°C ile de en yüksek değere ulaşmıştır. Gün içerisinde ortalama olarak 10-11°C arasındadır. İç sıcaklık değeri ise başlangıçta 11°C olarak ölçülmüştür. Gün içerisinde ortalama değer ise 29-30°C arasındadır. 2m toprak derinlikteki toprak sıcaklığı ise 22°C olarak sabittir.

3 Aralık günü 2020’de dış sıcaklık değeri 4°C ile en düşük, 14°C ile de en yüksek değere ulaşmıştır. Gün içerisinde ortalama olarak 9-10°C arasındadır. İç sıcaklık değeri ise başlangıçta 14°C olarak ölçülmüştür. Gün içerisinde ortalama değer ise 30-31°C arasındadır. İç ortam Sıcaklığı gün içinde maksimum 33°C olarak ölçülmüştür. 2m toprak derinlikteki toprak sıcaklığı ise 22°C olarak sabittir.

4 Aralık günü 2020’de dış sıcaklık değeri 7°C ile en düşük, 14°C ile de en yüksek değere ulaşmıştır. Gün içerisinde ortalama olarak 11-12°C arasındadır. İç sıcaklık değeri ise başlangıçta 16°C olarak ölçülmüştür. Gün içerisinde ortalama değer ise 30-31°C arasındadır. İç ortam Sıcaklığı gün içinde maksimum 34°C olarak ölçülmüştür. 2m toprak derinlikteki toprak sıcaklığı ise 22°C olarak sabittir.

Deney odasına transfer edilen maksimum ısı 2 Aralık günü 26,39kW, minimum ise 5,02kW olarak hesaplanmıştır. 2 Aralık günü ortalama ısı miktarı ise 18,72kW’tır. 3 Aralık günü transfer edilen ısı ise maksimum 31,42kW, minimum ise 24kW olarak gerçekleşmiştir. 3 Aralık günü ortalama transfer edilen ısı miktarı ise 24kW’tır. 4 Aralık günü yapılan deneylerde ise maksimum 31,42kW, minimum ise 10,56kW transfer edildiği hesaplanmıştır. 4 Aralık günü topraktan çekilen ortalama ısı miktarı ise 23,52kW’tır.

2 Aralık 2020 günü toprak hattı gidiş dönüş sıcaklıkları minimum 15°C iken maksimum 26°C olarak ölçülmüştür. Toprakaltı devresi karışımın dönüş sıcaklığı ise maksimum 25°C’ye kadar çıkmıştır. Karışımın giriş ve çıkış ortalama sıcaklık değeri sırasıyla 18°C ve 23°C’dir.

3 Aralık 2020 günü toprak hattı gidiş dönüş sıcaklıkları minimum 15°C iken maksimum 26°C olarak ölçülmüştür. Toprakaltı devresi karışımın dönüş sıcaklığı ise maksimum 25 °C'ye kadar çıkmıştır. Karışımın giriş ve çıkış ortalama sıcaklık değeri sırasıyla 17°C ve 23°C'dir.

4 Aralık 2020 günü toprak hattı gidiş dönüş sıcaklıkları minimum 16°C iken maksimum 28°C olarak ölçülmüştür. Toprakaltı devresi karışımın dönüş sıcaklığı ise maksimum 26 °C'ye kadar çıkmıştır. Karışımın giriş ve çıkış ortalama sıcaklık değeri sırasıyla 17°C ve 23°C'dir.

2 Aralık günü topraktan çekilen maksimum ısı 8,75kW olarak hesaplanmıştır. 2 Aralık günü topraktan çekilen ortalama ısı miktarı ise 3,05kW'tır. 3 Aralık günü ise maksimum 10,34kW olarak gerçekleşmiştir. 3 Aralık günü topraktan çekilen ortalama ısı miktarı ise 3,96kW'tır. 4 Aralık günü yapılan deneylerde ise maksimum 12,73kW olarak ölçülmüştür. 4 Aralık günü topraktan çekilen ortalama ısı miktarı ise 3,19kW'tır.

Toplam boru boyunca topraktan çekilen ısı miktarı (W/m) 2 Aralık günü 26-36 W/m arası olarak hesaplanmıştır. 2 Aralık günü topraktan çekilen ortalama ısı miktarı ise 12,73W/m'dir. 3 Aralık günü çekilen ısı ise 33-39W/m arası olarak gerçekleşmiştir. 3 Aralık günü topraktan çekilen ortalama ısı miktarı ise 16,51W/m'dir. 4 Aralık günü yapılan deneylerde ise 39-53W/m arası olarak ölçülmüştür. 4 Aralık günü topraktan çekilen ortalama ısı miktarı ise 13,31W/m'dir.

2 Aralık 2020'deki kondenser çıkış sıcaklığı minimum 12°C iken maksimum 80°C olarak ölçülmüştür. Kondenser giriş sıcaklığı ise maksimum 34°C'ye kadar çıkmıştır. 3 Aralık 2020 günü kondenser çıkış sıcaklığı minimum 13°C iken maksimum 85°C olarak ölçülmüştür. Kondenser giriş sıcaklığı ise maksimum 35°C'ye kadar çıkmıştır. 4 Aralık 2020'deki kondenser çıkış sıcaklığı minimum 16°C iken maksimum 84°C olarak ölçülmüştür. Kondenser giriş sıcaklığı ise maksimum 33°C'ye kadar çıkmıştır.

Kondenserden transfer edilen ısı miktarı 2 Aralık günü maksimum 4,91kW olarak hesaplanmıştır. 2 Aralık günü transfer edilen ortalama ısı miktarı ise 0,68kW'dir. 3 Aralık günü transfer edilen ısı maksimum 4,85kW olarak hesaplanmıştır. 3 Aralık günü transfer edilen ortalama ısı miktarı ise 0,99kW'dir. 4 Aralık günü transfer edilen ısı maksimum 4,78kW olarak hesaplanmıştır. 4 Aralık günü transfer edilen ortalama ısı miktarı ise 0,78kW'tır.

2 Aralık 2020'de yapılan ölçümlerde akümülayon tankı giriş sıcaklığı minimum 17°C iken maksimum 49°C olarak ölçülmüştür. Akümülayon tankı giriş-çıkış fark sıcaklığı ise maksimum 39°C'ye kadar çıkmıştır. 3 Aralık 2020'de akümülayon tankı

giriş sıcaklığı minimum 18°C iken maksimum 50°C olarak ölçülmüştür. Akümülayon tankı giriş-çıkış fark sıcaklığı ise maksimum 32°C'ye kadar çıkmıştır. 4 Aralık 2020'de akümülayon tankı giriş sıcaklığı minimum 32°C iken maksimum 51°C olarak ölçülmüştür. Akümülayon tankı giriş-çıkış fark sıcaklığı ise maksimum 23°C'ye kadar çıkmıştır.

2 Aralık günü yapılan deneylerde en yüksek COP_{ip} değeri 2,43, 3 Aralık günü ise en yüksek COP_{ip} değeri 2,40, 4 Aralık günü en yüksek COP_{ip} değeri 2,36 olarak hesaplanmıştır. 2 Aralık günü yapılan deneylerde maksimum COP_{sis} değeri 2,26, 3 Aralık en yüksek COP_{sis} değeri 2,23, 4 Aralık günü en yüksek COP_{sis} değeri 2,20 olarak hesaplanmıştır.

2 Aralık tarihinde yapılan deneylerde en yüksek Nusselt sayısı 1,141, 3 Aralık günü ise en yüksek Nusselt sayısı 0,607, 4 Aralık günü ise Nusselt sayısı 0,423 olarak hesaplanmıştır. 2 Aralık günü yapılan deneylerin R² değeri 0.8693, 3 Aralık günü R² değeri ise 0.9334, 4 Aralık günü R² değeri ise 0.9046'dır.

Sistem elemanları ile ilgili ekserji analizi sonuçlarına göre ekserji kaybı değerleri; en yüksek akümülayon tankında 0,84kW, kompresörde 0,45kW, evaporatörde 0,26kW, radyatörde 0,23kW, kondenserde 0,219kW olarak hesaplanmıştır. Isıtma sürecinde en yüksek ekserji kaybı gerçekleşen eleman akümülayon tankı olarak saptanmıştır. Sistem elemanları ile ilgili ekserji analizi sonuçlarına göre termodinamik mükemmellik derecesi değerleri; en yüksek kompresörde %94,1 daha sonra sırasıyla akümülayon tankında %91,9, radyatörde %84,7, yoğuşturucuda %79,8 ve son olarak buharlaştırıcıda ise %64,21'dir. Sistem elemanlarının ekserji verimleri ise şu şekilde sıralanmaktadır; en yüksek ekserji verimi yoğuşturucuda %86,12'dir. Daha sonra sırasıyla kompresörde %83,61, kısılma vanasında %40,22, akümülayon tankında %38,05, en düşük ekserji verimi ise %35,78 ile buharlaştırıcıdadır. Sistem elemanlarının ekserji kaybı oranları ise en yüksek %11,59 ile akümülayon tankıdır. Daha sonra kompresör %6,30, kısılma vanası %4,90, buharlaştırıcı %3,65, radyatör %3,14'tür. En düşük ekserji kaybı oranı ise %3,01 ile yoğuşturucudur. Isı pompası ekserji verimi %36,17 olarak hesaplanmıştır. TKIP sistem verimi ise %33,6 olarak hesaplanmıştır.

Toprak kaynaklı ısı pompası uygulamaları giderek yaygınlaşmaktadır. İlk yatırım maliyetlerinin diğer ısıtma havalandırma elemanlarına göre daha düşük olması için bu alandaki yatırımlar, araştırma ve geliştirme faaliyetleri arttırılmalıdır. Devlet tarafından yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanan bu tip sistemlere teşvik

sağlanmalıdır. Ülkemizin dışa bağımlılığını azaltmak için ithal ısı pompaları kullanımını azaltmak için ülkemizde de ısı pompası üretimi yapılmalıdır. Yüksek kalite standartlarında, yüksek COP değerlerine sahip ısı pompaları üretilmelidir. Isı pompalarına olan talep arttırılarak diğer sistemlere göre daha düşük enerji sarfıyatı yapan ve temiz enerji ile düşük emisyonlu bir sistem ile ısıtma ve soğutma sağlanacaktır. Isı pompalarının kullanım alanının artması ile, diğer ısıtma sistemleri (kömür, fuel oil vb.) daha az kullanılıp buna karşın zararlı emisyonların çevreyi daha az kirletmesi söz konusu olabilir.

Bu çalışmada yatay tip toprak kaynaklı ısı pompasının Batman ili iklim şartlarında ekserji ve enerji özellikleri deneysel olarak araştırılmıştır. Bu amaçla Batman, Batman Üniversitesi Batı Raman kampüsünde bulunan uygun bir alana konteyner içerisine toprak kaynaklı ısı pompası sistemi kurulmuştur. Meteoroloji Müdürlüğünden 5-10-20-50-100cm derinliklerdeki toprak sıcaklıkları değerleri alınmıştır. 2m derinlikteki toprak sıcaklığı ölçümü yapılmıştır. Yapılan ölçümler sonucunda 2m derinliğinde toprak sıcaklığının ortalama 21°C olduğu görülmüştür. Topraktan ısı çekilip, sistemin çalışması için 600m uzunluğunda toprak ısı değiştirici boruları 2m derinliğe yerleştirilmiştir. Deneyler sırasında iç ortam sıcaklığı, dış ortam sıcaklığı, su-monoetilen glikol karışımının buharlaştırıcıya giriş çıkış sıcaklığı, soğutucu akışkanın ısı pompası elemanlarına giriş çıkış sıcaklıkları, ısıtma suyunun radyatörlere gidiş ve dönüş sıcaklıkları ve farklı derinliklerde toprak sıcaklıkları ölçülmüştür. Ayrıca kompresör giriş ve çıkış basınçları, su-monoetilen glikol karışımının ve ısıtma suyunun debisi ve güç tüketimleri de ayrıca ölçülmüştür. Yapılan tüm ölçümler periyodik olarak bilgisayara kaydedilmiştir.

Sonuç olarak yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanmaları ve çevreci olmaları nedeniyle ısı pompaları iklimlendirme için önemli sistemlerdir. Toprak kaynaklı ısı pompalarının kurulumundaki kazı ve sondaj maliyetleri ve ısı pompasının maliyeti yüksektir. Bu nedenle sistemlerin üretilmesi ve geliştirilmesi için yapılan çalışmalar artırılmalıdır böylece sistemlerin ilk yatırım maliyetleri düşürülerek kullanımı yaygınlaştırılabilir.

Bu tez çalışması ile ülkemizde toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin ısıtma amaçlı araştırılması ve sonuçlarının ortaya konması amaçlanmış, sonuç olarak bu sistemlerin Batman ili iklim şartlarında etkin sonuç vereceği sonucu görülmüştür.

Deneysel olarak yapılan bu tez çalışması ile Güneydoğu Anadolu bölgesinde ilk kez yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası uygulaması gerçekleştirilmiştir.

Enerji ihtiyacının hızla arttığı bir günümüzde alternatif enerji kaynaklarına yönelik çalışmalar artış göstermektedir Isı pompaları, elektrikli ısıtmaya göre daha verimli olmaları, çevre kirlenmesine daha az neden olmaları, farklı endüstriyel uygulamalarda kullanılabilmesi gibi özellikleri nedeni ile son yıllarda üzerinde yoğun araştırma ve geliştirme çalışmaları yapılan bir konu haline gelmiştir.

Toprak kaynaklı ısı pompalarının kurulumundaki önemli kısımlarından olan toprak kazı ve sondaj maliyetleri, ısı pompalarının daha fazla yaygınlaşmasına karşı yüksek maliyet olarak karşılaşılmaktadır. Bu sebeple yerli üretim sistem elemanlarının geliştirilip yaygınlaştırılması hususunda yapılan çalışmalar artırılmalıdır. Böylelikle ısı pompası sistemlerinin ilk yatırım maliyetleri düşürerek, kullanımı artırılabilir.

Çalışmanın deneysel kısmında ölçülen değerlerin bağlı ya da bağımsız değişkenlerinin değer ölçüm aralığı, hesaplamalarda ve denklemlerde bunlara bağlı değişken değerlerin aralıklarını önemli ölçüde etkileyebilmektedir. Bağlı değerlerden dolayı oluşan değişimlerden ortaya çıkan belirsizliklerin yanında, ölçüm cihazlarının hassasiyeti, bağlantı noktalarında meydana gelen kayıplar, yol boyunca meydana gelen kayıplar gibi nedenlerden ortaya çıkan ölçüm belirsizlikleri de gözlenmektedir. Bu belirsizlikten dolayı sistemin verimi istenilen değerler elde edilememiştir.

Gelecekte yapılması planlanan çalışmalarda, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımını arttıracak, güneş enerjisi destekli bütünleşik sistemlerin araştırılması önerilmektedir. Yapılacak bütünleşik sistemler, farklı durumlarda çalışabilmesi için, yapılan deneysel analizler kullanılabilir ve optimum sistem parametrelerine ulaşılabilir. Yapılacak olan bütünleşik sistemlerin termodinamik olarak birinci ve ikinci yasa enerji verimlilikleri de yapılan sistem ile karşılaştırılıp, kullanılabilir.

Isı pompası sistemi mekân ısıtılması için tasarlanıp uygulanmıştır. Benzer olarak farklı kullanım amaçları için ısı pompası sistemi boyutlandırılıp yapılması hedeflenebilir. Örnek kullanım olarak, sıcak su üretilen aynı zamanda da mekân ısıtmasında kullanılabilecek ısı pompası sistemi boyutlandırması yapılarak, mekân ısıtılması ve soğutulmasında da kullanılabilecek sistem tasarımının yapılabilir.

Isı pompası sisteminin içinde kullanılan soğutucu akışkan ve toprakaltı devresinde kullanılan karışım yerine farklı akışkanlar kullanılarak elde edilecek sonuçlar karşılaştırılmalıdır.

Isıtma yapılacak mekân çeşitlendirilip, tasarım ve boyutlandırma yapılarak farklı ısıtma yüklerinde ve çeşitliliklerde ısı pompası sistemlerinin tasarlanabilir. Bu sistemlerin güneş enerjili kombine sistemler ile ısıtma yapılması hedeflenebilir.

Ülke genelindeki halihazırda bulunan binalar ve yeni yapılacak olan binalar için farklı bir yaklaşımla ısıtılması gelecekte yapılabilecek ileriki çalışmalara örnek olarak hedeflenebilir.

KAYNAKLAR

Anonim 2020a Web: “Isı Pompası Çevrim Şeması”. Erişim 18 Ekim 2020. https://tr.wikipedia.org/wiki/Is%C4%B1_pompas%C4%B1

Anonim 2020b Web: “Toprak Kaynaklı Isı Pompası”. Erişim 10 Mayıs 2020. <https://studylibtr.com/doc/689275/toprak-kaynakl%C4%B1-%C4%B1s%C4%B1-pompalar%C4%B1>

Anonim 2020c Web “Toprak Kaynaklı Isı Pompası Açık Çevrim”. Erişim 24 Mart 2020. <https://www.nibeturkiye.com/?pnum=8&pt=Su+Kaynakl%C4%B1+Is%C4%B1+Pompas%C4%B1>

Anonim 2020d Web: “Toprak Kaynaklı Isı Pompası Kapalı Çevrim”. Erişim 23 Kasım 2019. <http://portal.canovateenerji.com/tr-TR/toprak-kaynali-isi-pompasi>

Anonim 2020e Web: “Soğutma Kompresörleri Çeşitleri”. Erişim 25 Haziran 2020. <http://www.briscool.com.tr/blog/item/941-klima-kompresor-cesitleri>

Anonim 2020f Web: “Yoğuşturucu”. Erişim 23 Ekim 2020. <https://www.kaleoto.com.tr/urun-detay/tr/oem-kamyon-evaporator>

Anonim 2020g Web: “Buharlaştırıcı”. Erişim 19 Nisan 2020. <https://ardenmekanik.com.tr/urunler/kondenser-evaporator>

Anonim 2020h Web: “Genleşme Valfi”. Erişim 26 Temmuz 2020. <https://frigoteksogutma.com/urun/155/Genlesme-Valfi>

Anonim 2020i Web: “Meteoroloji Genel Müdürlüğü”. Erişim 24 Kasım 2020. <https://www.mgm.gov.tr/veridegerlendirme/il-ve-ilceler-istatistik.aspx?m=BATMAN>

Anonim 2020ı Web: “Konteyner”. Erişim 22 Temmuz 2020. <http://www.beymod.com.tr/konteyner.html>

Anonim 2020j Web: “Bitzer Scroll Tip Kompresör”. Erişim 28 Aralık 2020. <https://www.bitzer.de/gb/en/>

Anonim 2020k Web: “CoolPack Programı”. Erişim 28 Temmuz 2020. <https://www.ipu.dk/products/coolpack/>

Akbulut, U. (2012). Yenilenebilir Enerji Kaynaklı Duvardan Isıtma ve Soğutma Sisteminin Teorik ve Deneysel İncelenmesi (Doctoral dissertation, *Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi FBE, İstanbul*).

Al-Sarkhi, A., Abu-Nada, E., Nijmeh, S., Akash, B. (2008). Performance evaluation of standing column well for potential application of ground source heat pump in Jordan. *Energy Conversion and Management*, 49(4), 863-872.

Alavy, M., Nguyen, H. V., Leong, W. H., & Dworkin, S. B. (2013). A methodology and computerized approach for optimizing hybrid ground source heat pump system design. *Renewable energy*, 57, 404-412.

Aprea, C., Mastrullo, R., Renno, C. (2004). An analysis of the performances of a vapour compression plant working both as a water chiller and a heat pump using R22 and R417A. *Applied thermal engineering*, 24(4), 487-499.

Aydin, M. (2015). Toprak Isı Değiştiricilerinde Yeni Bir Isıl Tepki Yöntemi Ve Performansın Parametrik İncelenmesi (*Doctoral dissertation, PhD Thesis, Istanbul Technical University,*)

Bakirci, K., Ozyurt, O., Comakli, K., Comakli, O. (2011). Energy analysis of a solar-ground source heat pump system with vertical closed-loop for heating applications. *Energy*, 36(5), 3224-3232.

Benli, H. (2006). Isı depolamalı cam seralarda sıcaklık değişiminin incelenmesi (Doctoral dissertation, *Doktora Tezi, Fırat Üni. Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ*).

Blum, P., Campillo, G., Kölbel, T. (2011). Techno-economic and spatial analysis of vertical ground source heat pump systems in Germany. *Energy*, 36(5), 3002-3011.

Charters, W. W., Piechowski, M. (1995). A ground source heat pump system: *Economics and environment*.

Chen, J., Xia, L., Li, B., Mmereki, D. (2015). Simulation and experimental analysis of optimal buried depth of the vertical U-tube ground heat exchanger for a ground-coupled heat pump system. *Renewable Energy*, 73, 46-54.

Congedo, P. M., Colangelo, G., Starace, G. (2012). CFD simulations of horizontal ground heat exchangers: A comparison among different configurations. *Applied Thermal Engineering*, 33, 24-32.

Demir, H. (2006). Ground source heat pumps, optimization, and development of ground heat exchangers (Doctoral dissertation, Ph. D. thesis, *Yıldız Technical University, Istanbul, Turkey*).

Dincer, I. (2002). The role of exergy in energy policy making. *Energy policy*, 30(2), 137-149.

Duman, N. (2018). Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Sivas Şartlarında Kullanılabilirliğinin Deneysel Olarak Araştırılması. Sivas Cumhuriyet Üniversitesi, *Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Doktora Tezi*, 200s, Sivas.

Emmi, G., Tisato, C., Zarrella, A., De Carli, M. (2016). Multi-source heat pump coupled with a photovoltaic thermal (PVT) hybrid solar collectors technology: a case study in residential application. *International Journal of Energy Production and Management*, 1(4), 382-392.

Esen, H., Inalli, M., Esen, M. (2006). Techno-economic appraisal of a ground source heat pump system for a heating season in eastern Turkey. *Energy Conversion and Management*, 47(9-10), 1281-1297.

Hepbasli, A. (2005). Thermodynamic analysis of a ground source heat pump system for district heating. *International Journal of Energy Research*, 29(7), 671-687.

Hepbasli, A. (2007). Exergetic modelling and assessment of solar assisted domestic hot water tank integrated ground-source heat pump systems for residences. *Energy and buildings*, 39(12), 1211-1217.

Jung, D., Song, Y., & Park, B. (2000). Performance des mélanges de frigorigènes utilisés pour remplacer le HCFC22. *International Journal of Refrigeration*, 23(6), 466-474.

Karagoz, S., Yilmaz, M., Comakli, O., Ozyurt, O. (2004). R134a and various mixtures of R22/R134a as an alternative to R22 in vapour compression heat pumps. *Energy conversion and management*, 45(2), 181-196.

Kim, M. H. (2002). Performance evaluation of R-22 alternative mixtures in a breadboard heat pump with pure cross-flow condenser and counter-flow evaporator. *Energy*, 27(2), 167-181.

Kline, Stephen J. 1953. "Describing uncertainty in single sample experiments". *Mech. Engineering* 75: 3-8.

Man, Y., Yang, H., Spitler, J. D., Fang, Z. (2011). Feasibility study on novel hybrid ground coupled heat pump system with nocturnal cooling radiator for cooling load-dominated buildings. *Applied Energy*, 88(11), 4160-4171.

Michopoulos, A., Zachariadis, T., Kyriakis, N. (2013). Operation characteristics and experience of a ground source heat pump system with a vertical ground heat exchanger. *Energy*, 51, 349-357.

Montagud, C., Corberan, J. M., Montero, Á., Urchueguia, J. F. (2011). Analysis of the energy performance of a ground source heat pump system after five years of operation. *Energy and Buildings*, 43(12), 3618-3626.

Moon, C. E., Choi, J. M. (2015). Heating performance characteristics of the ground source heat pump system with energy-piles and energy-slabs. *Energy*, 81, 27-32.

Nagano, K., Katsura, T., Takeda, S. (2006). Development of a design and performance prediction tool for the ground source heat pump system. *Applied Thermal Engineering*, 26(14-15), 1578-1592.

Özsolak, O. (2011). Güneş ve toprak enerjisi kaynaklı ısı pompasının Elazığ şartlarında konut ısıtması için kullanımının araştırılması. *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü (Doktora Tezi)*, 150s, Elazığ.

Piller, M., Scorpo, A. L. (2013). Numerical investigation of forced convection from vertical boreholes. *Geothermics*, 45, 41-56.

Rad, F. M., Fung, A. S., Leong, W. H. (2013). Feasibility of combined solar thermal and ground source heat pump systems in cold climate, Canada. *Energy and Buildings*, 61, 224-232.

Rakhesh, B., Venkatarathnam, G., Murthy, S. (2003). Performance comparison of HFC227 and CFC114 in compression heat pumps. *Applied thermal engineering*, 23(12), 1559-1566.

Robert, F., Gosselin, L. (2014). New methodology to design ground-coupled heat pump systems based on total cost minimization. *Applied Thermal Engineering*, 62(2), 481-491.

Si, Q., Okumiya, M., Zhang, X. (2014). Performance evaluation and optimization of a novel solar-ground source heat pump system. *Energy and Buildings*, 70, 237-245.

Underwood, C. P. (2013). Ground source heat pumps: Observations from United Kingdom ground thermal response tests. *Building Services Engineering Research and Technology*, 34(2), 123-144.

Urchueguía, J. F., Zacarés, M., Corberán, J. M., Montero, A., Martos, J., Witte, H. (2008). Comparison between the energy performances of a ground coupled water-to-water heat pump system and an air to water heat pump system for heating and cooling in typical conditions of the European Mediterranean coast. *Energy Conversion and Management*, 49(10), 2917-2923.

Ünal, F. (2014). Güneş enerjisi destekli dikey tip toprak kaynaklı ısı pompasının Mardin İli için kullanılabilirliğinin araştırılması. Yıldız Teknik Üniversitesi *Fen Bilimleri Enstitüsü (Doktora Tezi)*, 115s, İstanbul.

Yang, W., Zhang, H., Liang, X. (2018). Experimental performance evaluation and parametric study of a solar-ground source heat pump system operated in heating modes. *Energy*, 149, 173-189.

Yumrutaş, R., Kunduz, M., Ayhan, T. (2003). Investigation of thermal performance of a ground coupled heat pump system with a cylindrical energy storage tank. *International journal of energy research*, 27(11), 1051-1066.