



**T. C.
CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ SİVAS ŞARTLARINDA
KULLANILABİLİRLİĞİNİN DENEYSEL OLARAK
ARAŞTIRILMASI**

DOKTORA TEZİ

**Netice DUMAN
(201092092014)**

**Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ertan BUYRUK**

**SİVAS
MART 2018**

Netice DUMAN'ın hazırladığı ve “TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ SİVAS ŞARTLARINDA KULLANILABİLİRLİĞİNİN DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI” adlı bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI'nda DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı	Prof.Dr. Ertan BUYRUK Cumhuriyet Üniversitesi
Jüri Üyesi	Prof. Dr. Halil İbrahim ACAR Cumhuriyet Üniversitesi
Jüri Üyesi	Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN Erciyes Üniversitesi
Jüri Üyesi	Yrd. Doç. Dr. Abdullah KEÇECİLER Dumlupınar Üniversitesi
Jüri Üyesi	Yrd. Doç. Dr. Yavuz TÜRKAY Cumhuriyet Üniversitesi

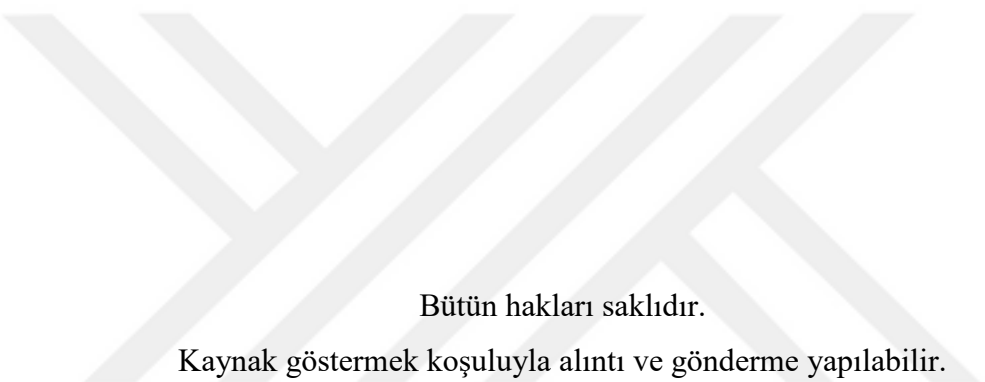
Bu tez, Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından **DOKTORA TEZİ** olarak onaylanmıştır.

Prof. Dr. İsmail ÇELİK
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRÜ

Bu tez, Cumhuriyet Üniversitesi Senatosu'nun 20.08.2014 tarihli ve 7 sayılı kararı ile kabul edilen Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Tez Yazım Kılavuzu (Yönerge)'nda belirtilen kurallara uygun olarak hazırlanmıştır.



Bu tez, Cumhuriyet Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (CÜBAP) Komisyonu tarafından M-617 Nolu proje kapsamında desteklenmiştir.



Bütün hakları saklıdır.
Kaynak göstermek koşuluyla alıntı ve gönderme yapılabilir.

© Netice DUMAN, 2018



Çalışma sırasında bana destek olan aileme ve tüm arkadaşlarıma...

ETİK

Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tez Yazım Kılavuzu (Yönerge)'nda belirtilen kurallara uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- ✓ Bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- ✓ Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- ✓ Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere, bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu ve atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- ✓ Bütün bilgilerin doğru ve tam olduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- ✓ Tezin herhangi bir bölümünü, Cumhuriyet Üniversitesi veya bir başka üniversitede, bir başka tez çalışması olarak sunmadığımı; beyan ederim.

26.03.2018

Netice DUMAN

KATKI BELİRTME VE TEŞEKKÜR

Bilgi ve deneyimlerinden sürekli yararlandığım, tezin her aşamasında yardımlarını esirgemeyen danışman hocam Prof. Dr. Ertan BUYRUK'a çok teşekkür ederim.

Bu tez çalışması süresince bilgi ve deneyimleri ile yol gösteren Prof. Dr. H.İbrahim ACAR'a, deney düzeneğinin kurulumu, deneylerin yapılması sırasındaki çalışma arkadaşım Arş. Grv. Mustafa CANER'e, her türlü desteğini esirgemeyen bölüm arkadaşlarım Öğr. Grv. Orhan YILDIZ, Ersin ARSLANBULUT'a ve Öztürk TATAR'a, tüm mesai arkadaşlarıma, öğrencilerime, bu tezin kazı çalışmalarıyla ilgili her türlü desteği sağlayan Sivas Orman İşletme Müdürü Sefa DUMAN ve Sivas Fidanlık Müdürlüğü personeline; şükranlarımı sunarım.

Çalışmalarında her türlü desteklerini esirgemeyen eşim Sefa DUMAN, çocuklarım Melih Kaan, Zeynep Işıl'a ve anneme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

ÖZET

TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ SİVAS ŞARTLARINDA KULLANILABİLİRLİĞİNİN DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI

Netice DUMAN

Doktora Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ertan BUYRUK

2018, 200 + xxiii sayfa

Gelişmekte olan ülkemizde enerji gerekli ve önemli bir konudur. Ekonomik büyümenin enerji ve çevre üzerine çok büyük etkisi vardır. Yerli enerji üretimini artırmak ve sürdürülebilmek, mevcut enerjiyi iyi bir şekilde kullanmak, enerjinin verimliliği artırmak ile dışa bağımlılığı azaltmak, gelişmişliği üst seviyeler çıkarabilmek, sera gazı salınımını azaltmak ve çevreyi korumak adına fosil yakıtlardan yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmek gerekir.

Ülkemizde enerji kaynakları bakımından % 70 dışa bağımlıdır. Türkiye'nin birincil enerji tüketiminin %90'na yakını fosil yakıtlardır. Fosil yakıtlarda büyük oranda dışa bağımlıyız. Enerji Bakanlığı, 2020 yılı itibariyle Türkiye'nin enerji tüketiminin yıllık 222 mtep'e ulaşmasını öngörmektedir. Şu an yürürlükte olan enerji politikası 2020 yılı itibariyle bu talebin karşılanışında yerli ve yenilenebilir enerji kaynaklarının oranını mümkün olduğunca artırmayı ve önümüzdeki 10 yıllık süre içerisinde enerjide ülkenin dışa bağımlılığında %3'lük bir azalmayı öngörmektedir. Enerji tüketiminizin %30 luk kısmı ısınma ve soğutma giderleri olarak karşımıza çıkmaktadır. Binaları ısıtmak için kullanılan enerjiden tasarruf etmek için ısının iç ortamda muhafaza edilmesiyle sağlanır. Yalıtım ile birlikte ısıyı elde etmek için yenilenebilir enerji kaynakları ile beraber kullanılacak alternatif teknolojiler geliştirilmeli, sanayide ve evsel kullanılabilirliğini sağlaması gereklidir. İşte bu uygulamalardan olan ısı pompası, ısıtma ve soğutma ihtiyacını gidermek için dışa bağımlılığı azaltmak ve çevreyi korumak adına karşımıza çıkmaktadır.

Son yirmi yılda, toprak kaynaklı ısı pompası(TKIP) sistemleri, ısıtma, soğutma ve endüstriyel uygulamalarda Batı ve Avrupa ülkelerinde enerji tasarrufu amacıyla yaygınlaşmıştır. TKIP sistemleri, elektrik enerjisi ile ısıtma ve soğutma yapılmasını sağlayan sistemler olduklarından çevre dostu bir sistem olarak, özellikle ABD, Kanada, Almanya ve başta İsveç olmak üzere, İskandinav ülkelerinde uzun zamandır kullanılmaktadır. Bu ülkeler tarafından CO₂ emisyonunun azaltılması ve yeşil çevreye katkı sağlamak için kullanılmıştır. Yapılan çalışmalarda daha az enerji tüketimi ile doğadan sağlanan enerji ile ısınma ve soğutma ihtiyacı giderilmektedir.

Sunulan çalışmada, Sivas ilinde toprak kaynaklı ısı pompasının kullanılabilirliği araştırılmıştır. Yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası deney sistemi Sivas Cumhuriyet Üniversitesi yerleşkesinde bulunan enerji evine kurulmuştur. Toprak altı ısı değiştiricisi, toplam boru boyu 370 m ve 4 hat şeklinde oluşturulmuş ve 2,5 m toprak derinliğine yerleştirilmiştir. Topraktan su - antifriz karışımı dolaştırılarak ısı çekilmiştir.

2016 yılının Aralık ayında gerçekleştirilen deneyler sırasında iç ortam sıcaklığı, dış ortam sıcaklığı, su-antifriz 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-antifriz karışımının ve ısıtma suyunun debisi ve güç tüketimleri ölçülmüştür.

Sistemde yapılan analizlere göre her bir sistem elemanının ekserji kaybı ekserji verimi, ekserji kaybı oranı ve termodinamik mükemmellik derecesi incelenmiştir. Isı pompasının ve Sistemin ekserji verimi sırasıyla %34 -% 30 ve %29-%26 arasında elde edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Toprak kaynaklı ısı pompası, ekserji, ekserji verimi, ekserji kaybı, ekserji kaybı oranı, termodinamik mükemmellik derecesi

ABSTRACT

EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON THE USABILITY OF GROUND SOURCE HEAT PUMP BASED ON SİVAS CONDITIONS

Netice DUMAN

PhD Thesis

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Ertan BUYRUK

2018, 200+xxiii pages

As a developing country in Turkey energy is an important and required issue. Economic growth has a huge impact on energy and the environment. It need to turn to renewable energy sources from fossil fuels to boost the domestic energy production and to maintain it, to use the existing energy in a good way, to reduce dependence on foreign countries by improving energy efficiency, to bring the top level of our development, to reduce greenhouse gas emissions and to protect the environment.

Our country is dependent to foreign countries 70% in terms of energy sources. About 90% of Turkey's primary energy consumption is fossil fuel. We depend to a large extent on foreign fossil fuels. Ministry of Energy projections predicts Turkey's annual energy consumption to reach 222 MTEP for the year 2020. Energy policy that is currently in effect foresees to increase as much as possible the proportion of indigenous and renewable energy sources and to a reduction of 3% in the country's dependence on foreign sources of energy in the next 10 years. 30% of our energy consumption is heating and cooling costs. It is provided by maintaining the internal environment to save heat energy used to heat the building. Beside insulation, alternative technologies should be developed together with renewable energy sources for heating and it should be ensure to use in industry and home. Heat pump which of these applications, reduce external dependence to fix the heating and cooling needs, and to protect the environment emerges. Over the past twenty years, the ground source heat pump (GSHP) systems, is widespread in heating, cooling and industrial applications to save energy in the Western and European countries. GSHP systems which provide heating and cooling by using electric power have long been used an environmentally friendly system in the US, Canada, Germany and especially Sweden the Nordic countries. They are used to reduce CO₂ and used to

contribute to the green environment by these countries. Heating and cooling needs are met by using less energy consumption and the energy provided by nature.

In this study, the exergy of a ground source heat pump in the province of Sivas was investigated. Horizontal type ground source heat pump test system is installed in the energy house located in Sivas Cumhuriyet University campus. The subterranean heat exchanger was constructed in total length of 370 m and 4 lines and placed at 2.5 m depth of soil. A mixture of water and antifreeze is circulated through the soil and the heat is withdrawn.

During the experiments carried out in December 2016, the ambient temperature, the outdoor temperature, the inlet / outlet temperature of the mixture of water and antifreeze, the inlet and outlet temperatures of the refrigerant to the heat pump elements, the heating and returning temperatures of the heating water to the radiators and the soil temperatures at different depths were measured. In addition, compressor inlet and outlet pressures, water-antifreeze mixture and heating water flow and power consumption are measured.

According to analyzes made in the system, exergy loss, exergy efficiency, exergy loss ratio of each system element and thermodynamic perfect degree has been examined. Exergy efficiency of the heat pump and the system were obtained between 34% and 30% and between 29% and 26%, respectively.

Key Words: Ground source heat pump, exergy, exergy efficiency, exergy loss, exergy loss rate, thermodynamic perfect degree

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	viii
ABSTRACT	x
İÇİNDEKİLER	xii
ÖZGEÇMİŞ	xiv
ŞEKİLLER DİZİNİ	xv
ÇİZELGELER DİZİNİ	xx
SİMGELER DİZİNİ	xxi
KISALTMALAR DİZİNİ	xxiii
1. GİRİŞ	1
2. GENEL BİLGİLER	19
2.1 Isı Pompası	19
2.2 Isı Pompası Tarihi	20
2.3 Isı Pompası Elemanları	21
2.4 Isı Pompası Çevrimi	22
2.4.1 Tersine Carnot çevrimi	22
2.4.2 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi	22
2.4.3 Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi	24
2.5 Isı Pompasında Kullanılan Isı Kaynakları.....	25
2.5.1 Hava.....	26
2.5.2 Su	27
2.5.2.1 Yeraltı suyu	27
2.5.2.2 Yerüstü suyu.....	27
2.5.3 Toprak.....	28
2.5.4 Güneş	29
2.6 Toprak kaynaklı ısı pompası	30
2.6.1 Toprak kaynaklı ısı pompasının çalışma prensibi	30
2.6.2 Toprak kaynaklı ısı pompası çeşitleri	32
2.6.2.1 Dikey toprak kaynaklı ısı pompası	32
2.6.2.2 Yatay toprak kaynaklı ısı pompası	33
3. MATERYAL VE METOT	34
3.1 Sistemin Projelendirilmesi	34
3.1.1 Enerji evi.....	34
3.1.2 Isı kaybı hesabı	35
3.2 Toprak Isı Değiştiricisinin Oluşturulması	38
3.2.1 Toprak ısı değiştiricisinin boyutlandırılması	38
3.2.2 Toprak kazı işlemi	41
3.2.3 Boruların toprak altına yerleştirilmesi	42
3.2.4 Tesisatın kurulması	43
3.3 Deney Sistemi	44
3.3.1 Toprak devresi	46
3.3.2 Isı pompası devresi	48
3.3.3 Isıtma devresi.....	50
3.4 Deneylerde Yapılan Ölçümler.....	51
3.4.1 Sıcaklık ölçümleri	51
3.4.2 Basınç ölçümleri	53

3.4.3 Debi ölçümleri	54
3.4.4 Güç ölçümleri	54
3.5 Kullanılan Yazılımlar	56
3.5.1 Benchlink data logger 3	56
3.5.2 Kael viewer	56
3.5.3 Cool pack	57
3.5.4 Microsoft Excel	58
3.6 Deneylerin Yapılışı	58
4. EKSERJİ ANALİZİ	59
4.1 Sürekli Akışlı Açık Sistemde Kütle Korunumu	59
4.2 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerde Enerjinin Korunumu	60
4.3 Sürekli Akışlı Açık Sistem İçin Entropi Dengesi	61
4.4 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi	61
4.5 Ekserji	62
4.5.1 Ekserji bileşenleri	62
4.5.1.1 Fiziksel ekserji	63
4.5.2 Ekserji kaybı	63
4.5.3 Ekserji verimi	64
4.5.4 Termodinamik mükemmellik derecesi	64
4.5.5 Ekserji kaybı oranı	64
4.5.6 Isı pompasının ve sistemin ekserji verimi	65
4.6 Belirsizlik Analizi	65
4.7 Sunulan çalışmada sistemin ekserji analizi	66
4.7.1 Isı pompası devresi	67
4.7.2 Toprakaltı devresi	72
4.7.3 Isıtma devresi	73
5. DENEYSEL BULGULAR	76
5.1 Sistem Elemanlarının Ekserji Analizi	80
5.1.1 Ekserji kaybı	81
5.1.1.1 TID ekserji kaybı	84
5.1.1.2 Kompresör ekserji kaybı	89
5.1.1.3 Buharlaştırıcı ekserji kaybı	94
5.1.1.4 Yoğuşturucu ekserji kaybı	99
5.1.1.5 Kısılma vanası ekserji kaybı	105
5.1.1.6 Akümülyasyon tankı ekserji kaybı	110
5.1.1.7 Radyatör ekserji kaybı	115
5.1.2 Ekserji verimi	120
5.1.2.1 TID ekserji verimi	120
5.1.2.2 Kompresör ekserji verimi	124
5.1.2.3 Buharlaştırıcı ekserji verimi	126
5.1.2.4 Yoğuşturucu ekserji verimi	129
5.1.2.5 Kısılma vanası ekserji verimi	132
5.1.2.6 Akümülyasyon tankı ekserji verimi	134
5.1.2.7 Radyatör ekserji verimi	137
5.1.3 Termodinamik mükemmellik derecesi	139
5.1.3.1 Kompresör termodinamik mükemmellik derecesi	140
5.1.3.2 Buharlaştırıcı termodinamik mükemmellik derecesi	143
5.1.3.3 Yoğuşturucu termodinamik mükemmellik derecesi	146
5.1.3.4 Akümülyasyon tankı termodinamik mükemmellik derecesi	149
5.1.3.5 Radyatör termodinamik mükemmellik derecesi	152

5.1.4 Ekserji kaybı oranı.....	155
5.1.4.1 TID ekserji kaybı oranı.....	155
5.1.4.2 Kompresör ekserji kaybı oranı	158
5.1.4.3 Buharlaştırıcı ekserji kaybı oranı	160
5.1.4.4 Yoğuşturucu ekserji kaybı oranı	162
5.1.4.5 Kısılma vanası ekserji kaybı oranı	165
5.1.4.6 Akümülyasyon tankı ekserji kaybı oranı.....	167
5.1.4.7 Radyatör ekserji kaybı oranı	170
5.1.5 Isı pompası ve sistemin ekserji verimi	173
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	190
KAYNAKLAR	194
ÖZGEÇMİŞ	



ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.1 Isı pompası ve soğutma makinesi çalışma prensibi.....	19
Şekil 2.2 Çevrimin tesisat şeması ve T-s diyagramı.....	22
Şekil 2.3 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi tesisat şeması	23
Şekil 2.4 Çevrimin T-s ve P-h diyagramı	23
Şekil 2.5 Çevrimin tesisat şeması ve T-s diyagramı.....	24
Şekil 2.6 Isı kaynağı olarak yeraltı suyu	27
Şekil 2.7 Isı kaynağı olarak yerüstü suyu	28
Şekil 2.8 Yıllık toprakaltı sıcaklık değişimleri	28
Şekil 2.9 Isı kaynağı olarak toprak	29
Şekil 2.10 Toprak kaynaklı ısı pompasının çalışmasının şematik gösterimi.....	31
Şekil 2.11 Dikey toprak kaynaklı ısı pompası	32
Şekil 2.12 Yatay toprak kaynaklı ısı pompası	33
Şekil 3.1 Enerji evinin kuzey cepheden görünüşü.....	34
Şekil 3.2 Enerji evinin mimari planı ve farklı tip duvar uygulamaları	35
Şekil 3.3 Kazı işleminin başlarında kazı alanı.....	41
Şekil 3.4 Kazı işleminin sonunda kazı alanı.....	42
Şekil 3.5 Toprak ısı değiştiricilerinin yerleştirilme aşamaları.....	43
Şekil 3.6 Deney tesisatı	44
Şekil 3.7 Deney düzeneğinin tesisat şeması	45
Şekil 3.8 Toprak devresi	47
Şekil 3.9 Geliş ve dönüş kollektörleri	48
Şekil 3.10 Isı pompası devresi.....	48
Şekil 3.11 Kullanılan ısı pompası.....	49
Şekil 3.12 Isıtma devresi	50
Şekil 3.13 Toprak sıcaklık ölçüm probu.....	52
Şekil 3.14 Kullanılan veri toplama ünitesi ve modüller	52
Şekil 3.15 Manometrelerin görünümü.....	54
Şekil 3.16 Ultrasonik termal enerji sayacı.....	54
Şekil 3.17 Şebeke analizörü.....	55
Şekil 3.18 Veri toplama ünitesi programı arayüzü	56
Şekil 3.19 Şebeke analizöründen alınan verilerin görüntülenmesi.....	57

Şekil 3.20 Cool pack programında değerlerin belirlenmesi	57
Şekil 3.21 Microsoft Excelde yapılan işlemler.....	58
Şekil 4.1 Isı pompası devresi	67
Şekil 4.2 Kompresör şeması	68
Şekil 4.3 Yoğuşturucu şeması	69
Şekil 4.4 Kısılma vanası şeması	70
Şekil 4.5 Buharlaştırıcı şeması	71
Şekil 4.6 Toprakaltı devresi.....	72
Şekil 4.7 Toprakaltı ısı değiştiricisi(TID) şeması.....	72
Şekil 4.8 Isıtma devresi	73
Şekil 4.9 Akümülayon tankı şeması.....	74
Şekil 4.10 Radyatör şeması	75
Şekil 5.1 Dış ve iç ortam sıcaklıkları.....	77
Şekil 5.2 Toprak sıcaklıkları.....	78
Şekil 5.3 Aralık ayı için iç ortam ve dış ortam sıcaklıkları	79
Şekil 5.4 Aralık ayı için toprak sıcaklıkları	80
Şekil 5.5 Sistem elemanlarını sıcaklık ölçüm noktaları	82
Şekil 5.6 TID şematik gösterimi.....	84
Şekil 5.7 Toprak ısı değiştiriciye giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı	86
Şekil 5.8 Toprak ısı değiştirici (TID) ekserji kaybı grafikleri.....	87
Şekil 5.9 TID 4 günlük ekserji kayıpları	88
Şekil 5.10 Tüm günler için TID'a giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı.....	88
Şekil 5.11 Tüm günler için TID ekserji kaybı	89
Şekil 5.12 Kompresör şematik gösterimi	90
Şekil 5.13 Kompresöre giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı.....	91
Şekil 5.14 Kompresör ekserji kayıpları	92
Şekil 5.15 Kompresör için 4 günlük ekserji kayıpları karşılaştırması.....	93
Şekil 5.16 Kompresör tüm günler giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı.....	93
Şekil 5.17 Kompresör tüm günler ekserji kaybı	94
Şekil 5.18 Buharlaştırıcı şematik gösterimi.....	95
Şekil 5.19 Buharlaştırıcıya giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı.....	96
Şekil 5.20 Buharlaştırıcı ekserji kaybı grafikleri.....	97
Şekil 5.21 Buharlaştırıcı 4 günlük ekserji kayıpları	98
Şekil 5.22 Buharlaştırıcı tüm günler için giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı ..	98

Şekil 5.23	Tüm günler için buharlaştırıcı ekserji kaybı.....	99
Şekil 5.24	Yoğuşturucu şematik gösterimi.....	100
Şekil 5.25	Yoğuşturucuya giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı.....	102
Şekil 5.26	Yoğuşturucu ekserji kaybı.....	103
Şekil 5.27	Yoğuşturucu dört günlük ekserji kaybı karşılaştırması.....	104
Şekil 5.28	Yoğuşturucu tüm günler için giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı .	104
Şekil 5.29	Yoğuşturucu tüm günler için ekserji kaybı	105
Şekil 5.30	Kısılma vanası şematik gösterimi.....	105
Şekil 5.31	Kısılma vanasına giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı.....	107
Şekil 5.32	Kısılma vanası ekserji kaybı grafikleri.....	108
Şekil 5.33	Kısılma vanası 4 günlük ekserji kaybı	109
Şekil 5.34	Kısılma vanası tüm günler giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı	109
Şekil 5.35	Kısılma vanası tüm günler için ekserji kaybı	110
Şekil 5.36	Akümüstasyon tankı şeması.....	110
Şekil 5.37	Akümüstasyon tankı giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı.....	112
Şekil 5.38	Akümüstasyon tankı ekserji kaybı grafikleri	113
Şekil 5.39	Akümüstasyon tankı 4 günlük ekserji kayıpları.....	114
Şekil 5.40	Akümüstasyon tankı tüm günler için giren ekserji,	114
	çıkan ekserji ve ekserji kaybı	114
Şekil 5.41	Akümüstasyon tankı tüm günler ekserji kaybı.....	115
Şekil 5.42	Radyatör şematik gösterimi.....	115
Şekil 5.43	Radyatör giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı.....	117
Şekil 5.44	Radyatör ekserji kaybı grafikleri	118
Şekil 5.45	Radyatör 4 günlük ekserji kaybı karşılaştırması	119
Şekil 5.46	Tüm günler için radyatöre giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı....	119
Şekil 5.47	Radyatör tüm günler ekserji kaybı grafiği.....	120
Şekil 5.48	TID ekserji verimi grafikleri	122
Şekil 5.49	TID 4 günlük ekserji verimleri	123
Şekil 5.50	Tüm günler için TID ekserji verimi	123
Şekil 5.51	Kompresör 4 Günlük ekserji verimi karşılaştırması.....	124
Şekil 5.52	Kompresör ekserji verimi.....	125
Şekil 5.53	Tüm günler kompresör ekserji verimi	126
Şekil 5.54	Buharlaştırıcı ekserji verimi grafikleri	127
Şekil 5.55	Buharlaştırıcı 4 günlük ekserji verimleri.....	128

Şekil 5.56 Tüm günler için buharlaştırıcı ekserji verimi	128
Şekil 5.57 Yoğuşturucu ekserji verimleri	130
Şekil 5.58 Yoğuşturucu 4 günlük ekserji verimleri	131
Şekil 5.59 Yoğuşturucu tüm günler için ekserji verimleri.....	131
Şekil 5.60 Kısılma vanası 4 günlük ekserji verimleri.....	132
Şekil 5.61 Kısılma vanası ekserji verimi	133
Şekil 5.62 Kısılma vanası tüm günler ekserji verimi.....	134
Şekil 5.63 Akümülyasyon tankı ekserji verimleri	135
Şekil 5.64 Akümülyasyon tankı 4 günlük ekserji verimleri	136
Şekil 5.65 Akümülyasyon tankı tüm günler ekserji verimi	136
Şekil 5.66 Radyatör ekserji verimi	138
Şekil 5.67 Radyatör 4 günlük ekserji verimleri	139
Şekil 5.68 Radyatör tüm günler ekserji verimi	139
Şekil 5.69 Kompresörün termodinamik mükemmellik derecesi grafikleri	141
Şekil 5.70 Kompresör 4 günlük termodinamik mükemmellik derecesi	142
karşılaştırması.....	142
Şekil 5.71 Tüm günler kompresör termodinamik mükemmellik derecesi	142
Şekil 5.72 Buharlaştırıcı termodinamik mükemmellik derecesi grafikleri.....	144
Şekil 5.73 Buharlaştırıcı termodinamik mükemmellik derecesi karşılaştırması	145
Şekil 5.74 Tüm günler buharlaştırıcı termodinamik mükemmellik derecesi	145
Şekil 5.75 Yoğuşturucunun termodinamik mükemmellik derecesi grafikleri.....	147
Şekil 5.76 Yoğuşturucunun 4 günlük termodinamik mükemmellik derecesi	148
Şekil 5.77 Yoğuşturucu tüm günler için termodinamik mükemmellik derecesi	148
Şekil 5.78 Akümülyasyon tankı termodinamik mükemmellik derecesi.....	150
Şekil 5.79 Akümülyasyon tankı 4 günlük termodinamik mükemmellik derecesi.....	151
Şekil 5.80 Akümülyasyon tankı tüm günler termodinamik mükemmellik derecesi	151
Şekil 5.81 Radyatör termodinamik mükemmellik derecesi.....	153
Şekil 5.82 Radyatör dört günlük termodinamik mükemmellik derecesi	154
Şekil 5.83 Radyatör tüm günler için termodinamik mükemmellik derecesi	154
Şekil 5.84 TID ekserji kaybı oranı grafikleri.....	156
Şekil 5.85 TID 4 günlük ekserji kaybı oranları	157
Şekil 5.86 TID tüm günler ekserji kaybı oranı	157
Şekil 5.87 Kompresör 4 günlük ekserji kaybı oranları	158
Şekil 5.88 Kompresör ekserji kaybı oranı grafikleri	159

Şekil 5.89 Kompresör tüm günler ekserji kaybı oranı.....	160
Şekil 5.90 Buharlaştırıcı ekserji kaybı oranı grafikleri.....	161
Şekil 5.91 Buharlaştırıcı ekserji kaybı oranı karşılaştırması	162
Şekil 5.92 Tüm günler buharlaştırıcı ekserji kaybı oranları	162
Şekil 5.93 Buharlaştırıcı 4 günlük ekserji kaybı oranı	163
Şekil 5.94 Yoğuşturucu tüm günler ekserji kaybı oranı	163
Şekil 5.95 Yoğuşturucu ekserji kaybı oranı.....	164
Şekil 5.96 Kısılma vanası 4 günlük ekserji kaybı oranı	165
Şekil 5.97 Kısılma vanası tüm günler için ekserji kaybı oranı.....	167
Şekil 5.98 Kısılma vanası ekserji kaybı oranı	166
Şekil 5.99 Akümülyasyon tankı 4 günlük ekserji kaybı oranı.....	168
Şekil 5.100 Akümülyasyon tankı ekserji kaybı oranı.....	169
Şekil 5.101 Akümülyasyon tankı tüm günler ekserji kaybı oranı	170
Şekil 5.102 Radyatör ekserji kaybı oranı.....	171
Şekil 5.103 Radyatör 4 günlük ekserji kaybı oranları	172
Şekil 5.104 Radyatör tüm günler ekserji kaybı oranı	172
Şekil 5.105 Günlük ısı miktarları	174
Şekil 5.106 Sistem elemanlarına ait aylık ekserji değerleri.....	176
Şekil 5.107 Sistem elemanlarının ekserji kayıpları	176
Şekil 5.108 Sistem elemanlarının ekserji verimleri.....	177
Şekil 5.109 Sistem elemanlarının ekserji verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi	177
Şekil 5.110 Sunulan çalışma ve diğer çalışmaların ekserji verimleri karşılaştırması ..	178
Şekil 5.111 Üç çalışmanın termodinamik mükemmellik derecesinin karşılaştırılması.	178
Şekil 5.112 Dört çalışmanın ekserji kaybı oranı.....	179
Şekil 5.113 Isı pompasının ve sistemin ekserji verimi	180
Şekil 5.114 Üç farklı çalışmada ısı pompası ekserji verimi sonuçları.....	181
Şekil 5.115 Sistem ekserji verimleri karşılaştırma grafiği	181
Şekil 5.116 7 Aralık ekserji akışı.....	183
Şekil 5.117 13 Aralık ekserji akışı.....	184
Şekil 5.118 18 Aralık ekserji akışı.....	185
Şekil 5.119 28 Aralık ekserji akışı.....	186
Şekil 5.120 Aralık ayı için ekserji akışı.....	187
Şekil 5.121 Sistemin Grossman diyagramı.....	189

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2.1	Boru çapı ve boyu arasında tavsiye edilen değerler	33
Çizelge 3.1	Numaralandırılmış duvar tipleri	35
Çizelge 3.2	Evin ısı kaybı hesabı	36
Çizelge 3.3	Toprak türüne göre ısı çekme kapasitesi	38
Çizelge 3.4	Toprak ısı direnci	40
Çizelge 3.5	Boru ısı direnci	40
Çizelge 3.6	Şematik gösterimde kullanılan kısaltmalar	44
Çizelge 3.7	Isı pompasının teknik değerleri	50
Çizelge 3.8	Deney sisteminde yapılan sıcaklık ölçümleri	53
Çizelge 3.9	Şebeke analizöründe yapılabilen ölçümler	55
Çizelge 5.1	TKIP sistem elemanlarının fiziksel özellikleri ve ekserji değerleri	83
Çizelge 5.2	Günlük ısı ve sıcaklık değerleri	173
Çizelge 5.3	Sistem elemanlarına ait ortalama ekserji bileşenleri değerleri	175
Çizelge 5.4	Sistem elemanlarını belirsizlik değerleri	175
Çizelge 5.5	Isı pompası ve sistemin ekserji bileşenleri değerleri	180

SİMGELER DİZİNİ

A	Alan [m ²]
c_p	Özgül ısı [kJ/kg°C]
d	Diferansiyel operatörü
E	Enerji [kJ]
Ex, Ēx	Ekserji [kJ, kW]
Ēx_{kayıp}	Ekserji Kaybı [kW]
Ex^{CH}	Kimyasal ekserji [kJ]
Ex^{KE}	Kinetik ekserji [kJ]
Ex^N	Reaktif olmayan ekserji [kJ]
Ex^{PE}	Potansiyel ekserji [kJ]
Ex^{PH}	Fiziksel ekserji [kJ]
g	Yer çekimi ivmesi [m ² /s]
L	Uzunluk [m]
m	Kütle [kg]
ṁ	Kütleli debi [kg/s]
Q	Isı enerjisi [kJ]
Q̇	Isıl güç [kW]
P	Basınç [kPa, Bar]
R	Isıl direnç
S	Entropi [kJ/K]
s	Entropi, birim kütle için [kJ/kg.K]
T	Sıcaklık [K, °C]
U	İç enerji [kJ]
u	İç enerji, birim kütle için [kJ/kg]
V	Hacim [m ³]
v	Hız [m/s]
W	İş [kJ]
Ẇ	Güç [kW]
ρ	Yoğunluk [kg/m ³]
ε	Termodinamik mükemmellik derecesi
d	ekserji kaybı oranı
η	Verim [%]
v	Özgül hacim [m ³ /kg]
φ	Kapalı bir sistemde birim kütle için ekserji değişimi [kW]
ψ	Açık bir sistemde birim kütle için ekserji değişimi [kW]
θ	Birim kütle için toplam enerjisi

Alt indisler

0	Referans hali
b	Boru
buh	Buharlaştırıcı
ç	Çıkan
dış	Dış ortam
g	Giren
iç	iç ortam
IP	Isı pompası
Kayıp	Eksetji kaybı
KH	Kontrol hacmi
Komp	Kompresör
KV	Kısılma vanası
Rad	Radyatör
sa	Antifrizli su
Sys	Sistem
Akü	Akümülasyon tankı
TID	Toprak ısı değiştirici
Tr	Tersinir
Toprak	Toprak
Yoğ	Yoğuşturucu

KISALTMALAR DİZİNİ

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
MTEP	Milyon ton eşdeğer petrol
PE	Potansiyel Enerji
TANK	Akümülayon tankı
TKIP	Toprak kaynaklı ısı pompası
TID	Toprak ısı değiştirici
PKKP	Panel kanat kanat panel radyatör
PPRC	Poly propilen random co-polymer
YTKIP	Yatay Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası



1. GİRİŞ

Dünyadaki hızlı nüfus artışı ve sanayileşme, doğal kaynakların hızla tükeniyor olması yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelimi artırmıştır. Teknolojinin gelişmesine paralel olarak enerji ihtiyacı artış göstermektedir. Sürdürülebilir kalkınma için gerekli olan enerji, toplumsal refahı yükseltir ve ülke ekonomisine önemli bir katkı sağlar.

Gelişmekte olan ülkemizde, nüfus artışı ve teknolojinin gelişmesine paralel artış sergileyen enerji önemli bir konudur. Türkiye, çok çeşitli birincil enerji kaynaklarına sahip bir ülkedir. Türkiye’de taş kömürü, linyit, ham petrol, doğalgaz, uranyum, ve toryum gibi fosil kaynak rezervleri ile hidrolik, jeotermal ve güneş enerjisi gibi yenilenebilir enerji potansiyelleri bulunmaktadır. Bu çeşitliliğe rağmen, Türkiye enerji kaynakları açısından zengin sayılamayacak bir ülkedir. Bölge ülkelerinin aksine, enerji konusunda net ithalatçı olan ülkemiz, yenilenebilir enerji kaynaklarını ise yeterince verimli kullanamamaktadır.

Ülkemizde, petrolün % 92’si, doğalgazın % 98’i ithal edilirken, enerjide dışa bağımlılığımız % 72 olarak gerçekleşmekte olup bu da cari açık içerisinde enerjinin payını artırmaktadır. Türkiye’nin birincil enerji tüketiminin %90 ‘na yakını fosil yakıtlardır. Enerji Bakanlığı projeksiyonu 2020 yılı itibariyle Türkiye’nin enerji tüketiminin yıllık 222 mtep’e ulaşmasını öngörmektedir. Şu an yürürlükte olan enerji politikası 2020 yılı itibariyle bu talebin karşılanışında yerli ve yenilenebilir enerji kaynaklarının oranını mümkün olduğunca artırmayı ve önümüzdeki 10 yıllık süre içerisinde enerjide ülkenin dışa bağımlılığında %3’lük bir azalmayı öngörmektedir (Gürson vd., 2014).

Enerji tüketiminin %35 konutlarda, % 36’ sı sanayide, %21 ulaşım ve %8’ lik kısmı diğer kollara harcanmaktadır. Binalarda enerji tüketiminin % 80’ lik kısmı ısıtmak için kullanılmaktadır. Enerjiden tasarruf etmek için ısının iç ortamda muhafaza edilmesiyle sağlamak gereklidir (Özsoy, 2009). Yalıtım ile birlikte ısıyı elde etmek için yenilenebilir enerji kaynakları ile beraber kullanılacak alternatif teknolojiler geliştirilmeli, sanayide ve evsel kullanılabilirliğinin sağlanması gereklidir.

Ekonomik büyümenin enerji ve çevre üzerine çok büyük etkisi vardır. Yerli enerji üretimini artırmak ve sürdürülebilmek, mevcut enerjiyi iyi bir şekilde kullanmak, dışa

bağımlılığı azaltmak ve sera gazı salınımını azaltarak çevreyi korumak adına fosil yakıtlardan yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmek gereklidir.

Son yıllarda fosil yakıt kullanımının depolama ve çevre sorunları, enerji politikaları ve iklim değişiklikleri toprak kaynaklı ısı pompalarının alternatif olarak kullanılmasının önünü açmıştır. Isı pompaları CO₂ emisyonu olmadığı için çevre dostudur. Bu bağlamda, toprak kaynaklı ısı pompaları iklimlendirme uygulamalarında klasik cihazlara karşın tercih edilebilirler. Isı pompaları ile hem ısıtma hem de soğutma aynı sistemle yapılması da bir avantajdır.

Son yirmi yılda, toprak kaynaklı ısı pompası (TKIP) sistemleri, ısıtma, soğutma ve endüstriyel uygulamalarda Batı ve Avrupa ülkelerinde enerji tasarrufu amacıyla yaygınlaşmıştır. TKIP sistemleri, elektrik enerjisi ile ısıtma ve soğutma yapılmasını sağlayan sistemler olduklarından çevre dostu bir sistem olarak, özellikle ABD, Kanada, Almanya ve başta İsveç olmak üzere, İskandinav ülkelerinde uzun zamandır kullanılmaktadır. Bu ülkeler tarafından CO₂ emisyonunun azaltılması ve yeşil çevreye katkı sağlamak için kullanılmıştır.

T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü tarafından organize edilen “Isı pompası Teknolojileri ve Kullanım Alanları” konulu çalıştay 31 Ekim 2017 tarihinde yapılmıştır. Çalıştay ’da ısıtma ve soğutma amacıyla hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompalarının yatırım ve işletme maliyetleri, sistem karşılaştırmaları, uygulama örnekleri, finansman kaynakları, melez ve hibrid uygulamalara yönelik değerlendirmeler yapılmıştır. Çalıştay sonucunda öne çıkan konular aşağıda belirtilmiştir:

- Isı pompalarını tanıtılması, kullanımının artırılması, sektörün sorunlarının ve ihtiyaçlarının iyi analiz edilmesi ve gerekli tedbirlerin alınmasına yönelik olarak bir “Isı Pompası STK’sının” kurulması,
- Yeraltı ve yeraltı sıcaklıklarını değişik derinliklerde mevsimsel değişimlerini gösteren bir potansiyel haritasının yapılması,
- Isı pompalarının çalışma prensiplerinde önemli noktalar vurgulanarak mevsimsel, iklim, sistem ve uygulama yerleri de göz önünde bulundurularak verim tanımının yapılması,
- Isıya, ülkemizin ve Avrupa’nın değer verdiği ifade edilirken aynı zamanda ısının satılabilir meta olduğu bunun için kanun ve yönetmeliklerin hazırlanması,

- Isı depolaması ile kaynağın sıcaklığının değiştirilebileceği ve böylece daha az enerji kullanılarak ihtiyaç duyulan ısıya ulaşılabileceği ve böylece de yenilenebilir enerji kaynaklarıyla da entegre edilebileceği,
- Isı pompalarının depolama sistemleri ve yenilenebilir enerji kaynakları entegre edilerek yüksek verimlilik değerlerine çıkmanın mümkün olduğu,
- Isı pompalarının standartları hakkında çalışma yapılması,
- Isı pompası ile ilgili bilgilerin farklı konuşulması farklı söylemlere yer verilmesinin uygulamayı zorlaştırdığı, ısı pompasını net bir tanımının olması gerektiği, mevzuatta ısı pompalarının uygulanması ile ilgili bölümlerin netleştirilmesi, mevzuatın revize edilmesi ile belirsizliklerin ortadan kalkıp uygulanabilirliğinin kolaylaşacağı,
- Yönetmelikte 20.000 m² üzerindeki binaların analiz edilmesi ile ilgili maddenin çalışmadığı ve revizesinin gerektiği, bina büyüklüğüne göre değil bina enerji tüketimine göre çevre, teknik ve ekonomik analizler yapılarak ısı pompasının yaygınlaştırılması,
- Isı pompalarının milli enerji içinde çok önemli bir yere sahip olduğu, ARGE çalışmalarının hızlandırılması ve devlet desteğinin ısı pompaları kullanımının yaygınlaştırılması açısından önemli olduğu,
- Isı pompalarının bakım ve işletmesi, potansiyel kullanıcılara yönelik bilgilendirme çalışmalarının önemli olduğu, başarılı uygulamalarının anlatılması ve eğitim toplantıları ile ısı pompasının bilinirliğinin artırılması gerektiği
- De karbonizasyon için AB ülkelerinde 2030 ve 2050 yol haritalarının hazırlandığı ülkemizde de yol haritasının belirlenmesinin geleceğimiz açısından çok önemli olduğu,
- Isı ihtiyacı olan yerlerde ısının üretilmesi gerektiği, ısı değiştirgeçleri ile bu yapılırsa ısı pompaları konusunda diğer ülkeler ile yarışılabilirliği,
- Bir iş modeli geliştirilerek akıllı şehirleşme ve endüstri 4.0'da ısı pompalarının merkeze alınması gerektiği, ARGE çalışmalarının yapılmasının ilerleme açısından önemli olduğu,
- Isı pompalarının geleceğin ısı kaynağı olma yolunda ilerlediği ve çevreci bir istem olduğu, su ve toprak kaynaklı ısı pompalarının daha kolay kullanılabildiği,
- Yeniden düzenlenen enerji piyasalarında ısıtma, soğutma ve puan yük yönetimi için ısı piyasasının oluşturulması gerektiği,

- Kentsel dönüşümlerde ısı pompalarının kullanımının önünün açılması gerektiği,
- Isı pompalarının fiyat/para endeksli tanımdan çıkartılması gerektiği,
- Elektrik üreten tüm santraller için verimlilik hedefi konularak atık ısının değerlendirilmesinin önemli olduğu,
- Isıtma ve soğutma sistemlerinde mühendislik katma değerinin devletin destek vermesi gerektiği,
- Danimarka ile yapılan anlaşmanın, bölgesel ısıtma ve katı atıklar ile endüstri atıklarının değerlendirilmesinin ülkemiz ve dünyamız açısından önemli olduğu, gibi konular ön plana çıkmıştır. Bu konularda ilgili kurum ve kuruluşların üzerine düşen görevi yerine getirmesinin önemli olduğu dile getirilmiştir.

Isı pompalarının Amerika, Kanada ve kuzey Avrupa ülkelerinde kullanımının eski olmasına rağmen ülkemiz için yeni bir teknolojidir. Isı pompası ve soğutma sistemlerinin mekanik olarak elemanları aynıdır. Aralarındaki tek fark kullanım amaçlarından kaynaklanmaktadır. Isı pompasının amacı, ısıtma aylarında düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından ısıyı alarak yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına ulaştırmak ve hedefin ısıtılmasını sağlamaktır. Güneşten gelen enerjinin en iyi depolanma şekillerinden birisi topraktır. Toprak dış ortam şartlarına göre her zaman daha elverişlidir. Yani kışın dış ortam sıcaklığından daha sıcak, yazın dış ortam sıcaklığından daha soğuktur. Toprak kaynaklı sistem diğer sistemlere göre kullanılabilirliği çok daha fazladır çünkü kolay bulunabilir, değişken değildir ve süreklidir. Toprakta bulunan ısı iki farklı sistem aracılığı ile çekilmektedir. Bunlar; yatay sistemler ve dikey sistemlerdir.

Yatay sistemler, ısı değiştirici olarak en yaygın olan sistemlerdir. Sistemde boru veya borular toprağa yatay olarak 1-2 m derinliklere gömülürler ve boru hatları arasındaki mesafe de 0,3-0,6 m arasında alınabilir. Genellikle küçük yapılar ve ticari binalarda kullanılırlar. Yatay tip ısı değiştiricilerde dikkat edilmesi gereken hususlar, arazinin üstüne bitki ekilmemesi özellikle köklü ağaçlar ve yağmur sularının sızıntısının engellenmemesidir.

Dikey (düşey) tip ısı değiştiricileri yeteri kadar alanın olmadığı ve hendek açmanın zor olduğu bölgelerde bir sondaj tertibatıyla toprağın belirli derinliklerinden yararlanılan ısı pompası türüdür. Dikey tip ısı değiştiricilerinin yerleştirilme şekilleri, kesit geometrilerine göre U-tüp, bölünmüş tüp ve eş eksenli tüp olmak üzere sınıflandırılırlar. 40-150 m derinlikte açılmış kuyulara çeşitli çaplardaki borular yerleştirilmektedir.

Gerçekte bir soğutma çevrimi olan ısı pompası çevriminin temel prensibini Nicolas Leonard Sadi Carnot 1824 yılında ortaya atmıştır. 26 yıl sonra 1850 yılında Lord Kelvin' in soğutma cihazlarının ısıtma amaçlı kullanılabilceğini ileri sürmesi ile ısı pompası kullanımı uygulamaya girmiştir.

Literatürde bu alanda yapılan çalışmalar teorik, deneysel ve bilgisayarlı benzetim olarak gruplandırılabilir. Gerek deneysel gerekse teorik olarak yapılan çalışmaların birçoğu ısı pompalarının verimliliği, kullanılabilirliği, ekonomiye katkıları ve çevreye etkileri üzerinedir. Bilgisayarlı benzetim çalışmaları ise COP tahmin edilmesi üzerinedir.

Catan ve Baxter (1985), yapmış oldukları çalışmalarında, kuzey iklim bölgelerinde, TKIP'in ekonomik açıdan optimum analizini incelemişlerdir. Pittsburgh'da bulunan 167 m²'lik bir ev için, yatay tip toprak ısı değiştirgeci (TID) olan toprak kaynaklı ısı pompasının yapım-kullanım maliyetini 7 yıllık ekonomik ömür için minimize etmişlerdir. Geleneksel hava kaynaklı ısı pompası (HKIP) sistemlerine göre, optimize edilen ısı pompasının geri ödeme süresi 3 yılın altında bulunmuştur.

Yang vd.(1995), yaptıkları çalışmada ısı pompası kullanımının çevre kirlenmesini azalttığını, hâlihazırda kullanılan birincil enerji kaynaklarının (petrol, kömür, elektrik) daha pahalıya mal oldukları için ısı pompalarının kullanımı ile önemli ölçüde enerji tasarrufu yapılabileceğini vurgulamışlardır.

Jacovides ve Mihalakakou (1995) belirli bir derinlikte toprak sıcaklığının yaz kış sabit olması özelliğinden faydalanarak bina ve seralarda ısıtma ve soğutma için yeraltına döşenmiş boruları kullanmışlardır. Yeraltındaki boru sistemlerinde aynı anda ısı ve kütle transferini tanımlayarak, deneysel verilerle bir algoritma geliştirmişlerdir.

Reyes vd. (1998), bina ısıtması için bir güneş destekli ısı pompasının teorik ve deneysel ekserji analizini yapmışlardır. Güneş destekli veya konvansiyonel ısı pompası olarak çalışan deneysel sistem, ekserjisel verimi, toplam sistem tersinmezliğini ve elemanların tersinmezliklerini belirlemek için test edilmiştir.

Petit ve Meyer (1998), Johannesburg'da yaptığı çalışmada dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası ile hava kaynaklı sistemin ekonomikliğini karşılaştırmıştır. Bunun için sistemlerin ilk yatırım maliyetleri ve işletme giderleri belirlenmiştir. Sonuç olarak toprak kaynaklı sistemin daha uygun maliyetli olduğu elde edilmiştir.

Piechowski (1999) yatay tip TID'in tasarımının daha iyi ve hesaplamalarının daha kolay olacağı simülasyonlar yapmıştır.

Badescu (2002), ısı pompası çalışmasını analiz etmek için hem birinci yasayı hem de ikinci yasayı kullanmıştır. Girdi olarak bina termal yükü kullanılarak durum parametreleri ve işlem miktarları değerlendirilmiştir. İkinci yasa analizi, ekserji kayıplarının çoğunun sıkıştırma ve yoğunlaşma sırasında meydana geldiğini vurgulamaktadır.

Kıncay ve Temir (2002), İstanbul Hadımköy'de bir villanın ısı kaybı ve ısı kazancı değerlerini belirleyerek hem ısıtma hem de soğutma sezonu için dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası sistemi için boyutlandırma hesapları yapmışlardır.

Esen vd.(2003), bir test odasının ısıtılması için 2 m derinliğe gömülü yatay ısı değiştiricili TKIP sisteminin performansı belirlemiştir. TKIP sisteminin, Elazığ Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesinde bulunan test odası için tasarımı ve imali yapılarak ısı pompası ünitesinin performansını (COP_{IP}) ve ısı pompası sisteminin performansını (COP_{SYS}) bulmuşlardır. Deneyler 2003 yılının Şubat ayında gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, pis su rögarının antifrizli su sıcaklıkları üzerindeki etkisi de incelenmiştir.

Esen ve İnallı (2003), çalışmalarında, Elazığ iklim şartlarında bir konutun toprak kaynaklı ısı pompası (TKIP) ile ısıtılmasında performans analizini yapmışlardır. Tasarım esnasında TKIP' in, performans değeri çeşitli parametrelere bağlı olarak değerlendirilmiş ve ısı pompasının yatay olarak döşenen toprak kaynaklı ısı değiştiricisi boru boyu 256 metre bulunmuştur.

Bi vd. (2004), güneş ve toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri ile ilgili çalışmışlardır. Yapılan çalışmada toprak ısı değiştiricisinin ısı alanları oluşturulmuş ve sistemin analiz sonuçlarını deney sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Toprak ısı değiştiricileri için oluşturulan matematiksel modelin toprak kaynaklı ısı pompalarının tasarımının geliştirilmesine faydalı olacağını düşünmüşlerdir.

Dikici (2004), Elazığ İl'inde konutların ısıtılması amacıyla güneş, hava ve toprak kaynaklı ısı pompası deney seti kurmuştur. Çalışmasında tek tek ve ikili gruplar halinde sistemlerin performans katsayısı, güneş kolektörlerinin anlık verimi, sistemlerin ekserji kaybı ve ekonomi analizini yapmıştır. Yaptığı ekonomi analizi sonuçlarına göre,

Elazığ'da ısı pompası sistemleri içinde en karlı yatırım olarak TKIP sistemlerinin olduğunu göstermiştir.

Hepbaşlı ve Akdemir (2004), Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde dikey TKIP sistemi kurmuşlardır. 50 m'lik dikey sondaj uygulaması ile 65 m²'lik bir odanın ısıtılması amaçlanmıştır. Kütle, enerji ve ekserji bağlantılarını kullanarak deney sisteminin performansını belirlemek ve ekserji analizini yapmak için deneyler yapmışlardır.

Özgener ve Hepbaşlı (2005), İzmir'de sera ısıtması için tasarladıkları 50 m dikey 32 mm nominal çaplı U-kıvrımlı toprak ısı değiştiricili güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasının eksergo ekonomik analizi üzerine çalışmışlardır. Çalışmalarında bireysel merkezi ısıtma sisteminin düşük sıcaklıklarda seranın ısı kaybının tamamını karşılayamadığını ancak güneş gibi başka sistemle destekli ısı pompası sisteminin Ege ve Akdeniz bölgeleri için en iyi çözüm olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmalarında ısı pompası sisteminin COP değerini 2,64 ve tüm sistemin COP değerini de 2,38 olarak bulmuşlardır. Sistemin ekserji etki değerini ise %67,7 olarak belirtmişlerdir.

Kılıç (2006), yaptığı çalışmada Adana'da, 280 m² iki katlı bir villa için toprak kaynaklı ısı pompası sistemi tasarlamış ve bu sistemle hem ısıtma hem de soğutma işlemini gerçekleştirmiştir. Isı pompası ve fancoil tipleri seçmek ve boru çaplarını belirlemek için ısı yalıtım, ısı kaybı ve kazancı hesaplamalarını yapmıştır. Toprak ısı değiştirgeci boyu iki farklı yöntem kullanılarak hesaplanmış ve ayrıca sistemin maliyet analiz yapılmıştır.

Esen vd. (2006), Elazığ' da yerden ısıtılan bir test odasına sistem performansını belirlemek ve ekonomik analizini yapmak için yatay toprak kaynaklı ısı pompası sistemi kurmuşlardır. TKIP sistemi, konvansiyonel ısıtma metotlarıyla (elektrik direnci, akaryakıt, sıvı petrol gazı, kömür, yağ ve doğal gaz) karşılaştırılmış, detaylı bir maliyet analizi sunulmuş ve geri ödeme süreleri saptanmıştır. TKIP sisteminin değinilen ilk 5 konvansiyonel ısıtma metotlarının üzerinde ekonomik avantajlar sunduğu gösterilmiştir. Deney ve analizler sonucunda sistemin doğalgaz kullanımına göre ekonomik bir alternatif olmadığı tespit edilmiştir.

Nagano vd.(2006), Sapporo (Japonya)'da toprak kaynaklı ısı pompasının tasarımının geliştirilmesi ve tahmini performansını belirlemeye yönelik çalışma yapmışlardır. Toprak kaynaklı ısı pompası ile boiler sisteminin CO₂ emisyon verilerini karşılaştırmışlardır.

Bunun yanında toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin belirtilen bölgede 9-14 yıl içinde geri ödemesini tamamlayacağını saptamışlardır.

Hepbaşlı ve Balta (2007), Niğde’de düşük dereceli jeotermal kaynağın atığından yararlanılan bir ısı pompası sisteminin enerji ve ekserji analizi metodunu kullanarak modellenmesi ve veriminin değerlendirilmesi üzerine çalışma yapmışlardır.

Akpınar ve Hepbaşlı (2007), bu çalışmalarında, Türkiye’de kurulu iki tür toprak kaynaklı ısı pompası sistemine ait ekserjetik performans değerlendirmesini yapmışlardır. Birinci sistem, düşük ısılı jeotermal kaynakları araştırmak için tasarlanmış ve oluşturulmuş bir TKIP sistemidir. İkinci sistem ise dikey toprak ısı değiştiricili bir TKIP sistemidir. Analizde, iki adet toprak kaynaklı ısı pompasına dört adet denge (kütle, enerji, entropi ve ekserji) denklemi uygulanmaktadır. Her iki sistemde de, sistem bileşenlerinin her birisinde oluşan ekserji kaybı belirlenirken, her iki sistem için ekserji verim değerleri verilmektedir. Burada sunulan ekserjetik değerlendirme metodunun diğer TKIP sistemlerine uygulanabileceği sonucuna varmışlardır.

Özgener ve Hepbaşlı (2007), toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin performans değerlendirmesi için enerjetik ve ekserjetik modellemesiyle ilgili çalışmışlardır. Analizleri, güneş destekli dikey TKIP ve yatay TKIP olmak üzere iki farklı TKIP sistemini kapsamaktadır. Her iki TKIP sisteminin performansları, deneysel verilere dayalı enerji ve ekserji analiz metodu kullanılarak değerlendirilmektedir. Elde edilen sonuçlar, enerjetik ve ekserjetik yönler bakımından ele alınarak COP_{IP} (ısı pompası performans katsayısı) değerleri 3.12’den 3.64’e kadar değişim göstermiş, COP_{sys} (sistemin performans katsayısı) değerleri ise 2.72 ve 3.43 arasında değişmiştir. Her iki sistemin ekserji verimliliğinin en yüksek değerlerinin, % 80,7 ve % 86,13 aralığında olduğunu göstermişlerdir.

Zogou ve Stamatelos (2007), çalışmalarında, Yunanistan, Volos’ta bulunan, konvansiyonel Chiller-Boyer sistemiyle donatılmış 3 alanlı bir konutun yıllık performansını, alternatif olarak toprak kaynaklı ısı pompası sistemiyle karşılaştırmak için TRNSYS 16 ortamında simüle etmişlerdir. Isı pompası performans katsayı özelliklerini, ekipman boyutlandırma ve diğer tasarım parametrelerini kanıtlamak için tüm yıl boyunca yapılan karşılaştırmalı simülasyonlar kullanılmıştır. Bu çalışmanın karşılaştırmalı enerji tüketimi sonuçlarına göre ısı pompası sisteminin % 50 daha düşük işletme masraflarına sahip olduğu öngörülmüştür.

Esen (2007), doktora çalışmasında sondaj derinliğinin sistem performansı üzerindeki etkisini deneysel olarak araştırmıştır. Bu amaçla Elazığ'da 30 m, 60 m ve 90 m derinliğinde kuyular açılmıştır. Deneyler ısıtma ve soğutma sezonunda gerçekleştirilmiştir. Isıtma sezonunda ortalama toprak sıcaklıkları 30 m derinliğinde 13,35°C, 60 m derinliğinde 17,7 °C ve 90 m derinliğinde 21,02 °C olarak ölçülmüş ve COPS değerleri sırasıyla 1,93, 2,37 ve 3,03 hesaplanmıştır. Çalışmasının sonuçlarına göre 90 m derinlikteki ısı pompası sisteminin en yüksek performansa sahip olduğu görülmüştür.

Esen vd. (2007), yaptıkları çalışmada, toprak kaynaklı ısı pompası sistemi ve hava kaynaklı ısı pompası sistemi arasındaki bir teknolojik karşılaştırma yapmışlardır. Türkiye, Elazığ Fırat Üniversitesinde bulunan bir test odasının soğutulması için sistem tasarlanmış ve oluşturulmuştur. TKIP ve HKIP sistemlerinin performansları deneysel olarak saptanmıştır. Deneysel sonuçlar, 2004 yılının soğutma sezonu olan Haziran-Eylül arasında elde edilmiştir. Farklı çukurlardaki yatay toprak ısı değiştiricisi için 1 ve 2 metre derinliklerde TKIP sisteminin ortalama soğutma performansı katsayıları (COP_{sis}) sırasıyla 3,85 ve 4,26 olarak elde edilmiş ve HKIP sisteminin COP_{sis} 3,17 olarak saptanmıştır. Test sonuçları, sistem parametrelerinin performans üzerinde önemli bir etkisi olduğunu ve mekânların soğutulması için TKIP sistemlerinin HKIP sistemlerine göre ekonomik olarak tercih edilebilir olduğunu göstermiştir.

Florides ve Kalogirou (2007), yeraltında 5 m derinlikte sıcaklığın, yıl boyunca hemen hemen sabit kaldığını bildirmişlerdir. Toprak ısı kapasitesinin binaları ısıtmanın ve soğutmanın pasif bir yolu olarak görüldüğünü belirtmişlerdir.

Babacan (2007), çalışmasında Muğla Üniversitesi Kampüsü'nün mevcut ısıtma sisteminin DTKIP sistemine dönüştürülmesini incelemiş ve maliyet analizleri yapmıştır. Sonuç olarak DTKIP sisteminin diğer konvansiyonel sistemlere göre daha düşük işletme giderlerine sahip olduğunu ve daha az enerji kullanımına ihtiyaç duyulduğunu göstermiştir. DTKIP geri ödeme süresini ise 11 yıl olarak hesaplamıştır.

Esen vd.(2007), Elazığ'da kurulmuş olan toprak kaynaklı ısı pompası sistemine ait enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. Toprak kaynaklı ısı pompası için 1 m ve 2 m derinliklerde TID ünitesi kullanmışlardır. Yapılan analizler sonucunda toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin 2 m derinliğindeki TID ünitesinin performansının 1 m derinlikteki TID

ünitesinin performansından gerek enerji gerekse ekserji yönünden daha yüksek olduğunu bulmuşlardır. TKIP sistemlerinin enerji verimlilikleri sırasıyla 2,5 ve 2,8 olarak elde edilmiş ve genel sistemin ekserji verimleri, YTID 1 ve YTID 2 için sırasıyla % 53,1 ve % 56,3 olarak bulunmuştur. Çalışmanın sonuçlarına göre; ısıtma sezonu için ısıtma kaynağı (toprak) ısısı artarken, sistemin enerjetik ve ekserjetik verimlilikleri arttığını belirtmişlerdir.

Dikici ve Akbulut (2008), Elazığ Fırat Üniversitesi'nde bulunan 60 m² zemin alanlı bir test odasının ısıtılması için, güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompası sistemi kurmuşlardır. Deneyler, 2003 yılı Ocak Ayı'nın ısıtma sezonunda yapılmış ve güneş destekli DTKIP sisteminin performans katsayısı hesaplanmıştır. Sistemin COP 3,08 olarak elde edilmiş, güneş kolektörünün ekserji kaybı 1,92 kW olarak bulunmuştur. Güneş destekli DTKIP sistemindeki kompresörün, yoğuşturucunun, buharlaştırıcının ve güneş ısı eşanjörünün ikinci yasa verimliliği sırasıyla % 42,1, % 83,7, % 43,2 ve % 9,4 olarak belirtilmiştir. Tüm sistemin birinci kanun verimliliği ve ekserjetik verimliliği sırasıyla % 65,6, % 30,8 olarak bulunmuştur. Enerji ve ekserji kaybı analiz sonuçlarına göre, evaporatörün ekserji kaybı azaldığında COP artacağı belirtilmiştir.

Omer (2008), tarafından toprak kaynaklı ısı pompalarının, birincil enerji tüketimini azaltma ve böylece sera gazlarının emisyonlarını düşürme potansiyellerin nedeniyle giderek daha fazla ilgi çektiklerini belirtilmiştir. Sunulan çalışmada, özellikle toprak ısı değiştiricisi sistemleri üzerinde durularak toprak kaynaklı ısı pompası teknolojisinin literatüre dayalı ayrıntılı bir incelemesi yer almakta ve uygulamalara, maliyetlere ve avantajlara değinilmektedir.

Acar (2009), doktora çalışmasında Denizli'de, toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin soğutma ve ısıtma performansını incelemiştir, Toprak ısı değiştirici 110 m dikey sondaj olarak oluşturulmuştur. Ekserji analizi sonuçlarına göre, ısı pompasının ekserji verimi %74,61 ve sistemin ekserji verimi %72,62 olduğu belirtilmiştir.

Benli ve Durmuş (2009), Elazığ'da gizli ısı depolamayla birleşik bir toprak kaynaklı ısı pompası ile sera ısıtması için değerlendirme yapmışlardır. Değerlendirme sonucunda ise sistemin sera ısıtması için yeterli olduğunu belirtmişlerdir.

Bakırcı vd. (2009), Atatürk Üniversitesi Enerji Laboratuvarında güneş kolektörleri, su-su ısı pompası ve ısıtma ünitesi olmak üzere üç temel kısımdan oluşan ısı pompası sistemini

kurmuşlardır. 14 Ocak tarihinde ısı pompası ve sistemin COP değerleri sırasıyla 4,2 ve 3,6 olarak bulunmuştur. Güneş kaynaklı ısı pompasının Erzurum şartlarında uygulanabilir olduğu belirtilmiştir.

Tarnawski vd. (2009), Isıtma (maks. 5.5 kW) ve soğutma (maks. 3.3 kW) modunda çalışan yatay toprak ısı değiştiricili toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin bilgisayar simülasyonu ve analizi Sapporo'da (Japonya) bulunan 200 m²'lik yaşam alanı olan genel bir konut için yürütmüşlerdir. Isı pompası teknolojisi, toprak şartlarının çok fazla değişmediği için daha düşük ısıtma ve soğutma maliyeti, elektrikli ısıtmadan veya hava kaynaklı ısı pompasından daha yüksek işletim verimliliği sağladığını ve çevresel olarak temiz olduğunu, yani elektrik, rüzgâr, güneş gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından üretilirse, sera gaz emisyonu olmayacağını belirtmişlerdir. Sonuçta, Kuzey Japonya'da yeni ve güçlendirilmiş konut ve ticari kullanım için yatay ısı değiştiricilerinin uygulanmasının, özellikle tarıma elverişli alanlarda gerçekleştirilebilir olduğunu belirtmişlerdir.

Bi vd. (2009), bina ısıtma ve soğutma sistemleri için oluşturulan toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin karşılaştırmalı ekserji analizini yapmışlardır. Ekserji kaybı, ekserji verimliliği, ekserji kaybı oranı, ekserji kaybı katsayısı ve termodinamik mükemmellik derecesi bağıntılarını türetmişlerdir. Çalışmanın sonucu olarak, ısıtma modundaki ekserji kaybının soğutma modundaki ekserji kaybından daha büyük olduğunu ve tüm sistemdeki ekserji verimlerinin sistem elemanlarının ekserji verimlerinden daha düşük olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmalarında tüm sistemin maksimum ekserji kayıplarının toprak ısı değiştirgeci ve kompresörde olduğunu bildirmişlerdir.

Elbir A.(2010), Süleyman Demirel Üniversitesinde yaptığı yüksek lisans çalışmasında, Göller Bölgesi (Antalya, Burdur ve Isparta) için toprak kaynaklı ısı pompasının ekserji analizi yapmıştır. Isı pompasının elemanları olan kompresör, kondenser, kısılma vanası, evaporatör, tank ve pompanın ekserji kaybı oranlarını ısıtma yapılan kış ayları için hesaplamıştır.

Çamdalı vd.(2010), Bolu ili için TKIP'nin nümerik modellemesi üzerine çalışmışlar ve sonuç olarak kullandıkları model ile ısı pompasını oluşturan bileşenlerin kapasiteleri, toprak ısı değiştiricisinin boyu ve gerekli toprak alanı gibi değerleri Bolu özeli için elde etmişlerdir.

Özdemir (2011), doktora çalışmasında Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Tesisat bölümünde bir test odasının ısıtılması ve soğutulması için 40 m sondaj derinliğindeki dikey TKIP sistemini kurmuştur. Isı taşıyıcı akışkan olarak R407c kullanılan sistemin yüksek performans gösterdiği belirtilmiştir. Isıtma mevsiminde ısı pompası ve sistemin ekserji verimi sırasıyla % 86 ve % 74 olarak verilmiştir.

Bakırcı vd.(2011), Erzurum'da güneş enerjisi destekli dikey tipli kapalı devre toprak kaynaklı ısı pompası sistemi ile ısıtma uygulamalarının enerji analizi üzerinde çalışmışlardır. Yapılan deneysel çalışmalarda, ısı pompasının COP değerlerini 3,0-3,4 sistemin COP değerlerini ise 2,7-3,0 bulmuşlar ve sonuç olarak da sistemin Erzurum'da kullanılabilirliğini belirtmişlerdir.

Benli (2011), Elazığ'da 30 m²'lik bir seranın ısıtılması için gizli ısı depolama ile çalışan toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin enerji performans analizini yapmıştır. TKIP sistemini ise 12,7 mm nominal çaplı ve 246 m yatay kapalı devre toprak ısı değiştiricisi ve enerji tasarrufu sağlaması için faz değiştiren madde-phasechangematerial(PCM) ile çalıştırmıştır. Çalışmanın sonucunda TKIP-gizli ısı depolama sisteminin sera ısıtması için uygun olduğunu belirtmiştir.

Özsolak (2011), doktora çalışmasında Elazığ'da bulunan bir köy evinde 12 m² odayı ısıtmak için güneş destekli slinky toprak ısı değiştiricili ısı pompası sistemi kurmuştur. TID'ın yerleştirilmesi için 2 m derinlikte 1 m x 15 m boyutlarında iki tane çukur açılmıştır. Toprak ısı değiştiricisi çukurlara yatay ve dikey olarak yerleştirilmiştir. Ayrıca sisteme 6 adet düzlemsel güneş kolektörü eklenmiştir. 0,1 kg/s debide yatay ısı değiştiricili, dikey ısı değiştiricili ve güneş kaynaklı ısı pompası için ekserji verimleri sırasıyla % 44,8, % 43,3 ve % 41,1 olarak belirlenmiştir.

Blum vd.(2011), Almanya'da dikey tipli toprak kaynaklı ısı sistemlerinin tasarım ve performanslarına etki eden teknik ve ekonomik parametreler üzerine çalışma yapmışlardır.

Zhai ve Yang (2011), Shanghai'de bir arşiv binasında 500 kW soğutma kapasitesine sahip toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin uygulama deneyini yapmışlardır. Yapılan çalışmalar neticesinde kurulacak ısı pompası sisteminin geri ödeme süresini iki yıl olarak belirlemişlerdir.

Özyurt ve Ekinci (2011), Atatürk Üniversitesi'nde bulunan Enerji Laboratuvarı'nda kurulan 53 m derinliğinde dikey toprak kaynaklı ısı pompasının deneysel performansını belirlemiş ve enerji analizi yapmışlardır. Isı pompası ve sistemin COP değerleri sırasıyla 2,43 – 3,55 ve 2,07 – 3,04 aralığında bulunmuştur. Bu sonuçlar bu sistemin Erzurum ilinde konut ısıtması için kullanılabilceğini göstermiştir.

Öztürk vd. (2012), toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ve sistem bileşenlerinin enerji ve ekserji analizleri teorik olarak Isparta, Antalya ve Burdur illeri için yapmışlardır. Sistemin ekserji yıkım oranlarını en büyük Isparta sonra Burdur ve en düşük Antalya şeklinde bulmuşlardır.

Kim vd. (2012), Kore'deki Pusan Uluslararası Üniversitesi'nde çift kompresörlü bir DTKIP sisteminin gerçek işletme koşullarında performans değerlendirmesi üzerine çalışmışlardır. Yaptıkları çalışma sonucunda soğutma sezonu için ısı pompasının COP değerlerini 6,0-10,9, sistemin tamamının COP değerlerini 4,3-7,4 bulmuşlardır. Isıtma periyodunda ise ısı pompasının COP değerlerini 4,3-8,3 ve sistemin tamamının COP değerlerini 3,0-6,2 olarak elde etmişlerdir.

Fei vd.(2012), Çin'de kurdukları yeraltı suyu ısı pompası sisteminin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Üç döngüden oluşan sistemin toprakaltı devresi 8 adet 50 cm çapında 47 m lik sondaj kuyusundan oluşmaktadır. Suyun giriş çıkış sıcaklıkları her iki saatte bir ölçülmüştür. Temmuz 2007 den Şubat 2008 e kadar ölçüm yapılmıştır. Hesaplamalarda termodinamik bağıntılar kullanılmıştır. Bu çalışmanın sonuçlarına göre ısı pompasının ve sistemin COP' leri sırasıyla; ısıtma modunda 4,57 ve 3,1 hesaplanmıştır ve diğer bileşenlerle kıyaslandığında, ısı pompasının yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı ünitelerinin tersinmezliklerinin yüksek olduğu görülmektedir. Toprak kaynaklı ısı pompasının hava kaynaklı ısı pompasından daha verimlidir sonucuna da ulaşmışlardır.

Wang vd.(2013), Çin'de bir binanın ısıtması için tipik killi toprakta küçük ölçekli deneysel, doğrudan genişmeli toprak kaynaklı ısı pompası sistemini çalışmışlardır. 20m düzgün bir derinliğe sahip dört U-şekilli bakır toprak ısı değiştiricisinden oluşan sistemde, soğutucu akışkan olarak R22 kullanılmıştır. DTKIP sisteminin çalışma performansı ve enerji verimliliği ısıtma modunda test edilmiştir. Sonuçlar, mevcut DTKIP sisteminin güvenilir ve etkili olduğunu göstermektedir. Isı pompası ünitesi ve tüm DTKIP sisteminin ortalama COP sırasıyla, 3,12 ve 2,88, ve derinlik başına TID'larda ortalama ısı transfer

hızı 54,4 W / m olarak ölçülmüştür. Buna ek olarak, işlem performansı üzerinde elektronik genişleme vanasının açılmasının etkisi incelenmiştir.

Nabiha Naili vd.(2013), sıcak iklim bölgesi olan Kuzey Tunus'ta yatay toprak kaynaklı ısı pompasını enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Farklı derinliklerde toprak sıcaklıkları ölçülerek ısı transfer katsayısını bulmuşlardır. TKIP'ın boru uzunluğu, çapı ve dolaşan suyun kütle geçiş oranı gibi parametrelerin etkisi analitik incelenmiştir. Enerji ve ekserji verimlerini sırasıyla %52-18 ve %36-12 arasında bulunmuştur. Toprak altı ısı değiştirgeçeri: birincisi 1 m derinliğe 25 m boyunda, ikincisi 50 m boyunda derinlik yine 1m ve sonuncusu 50 m boyunda derinlik 0,6 m olacak şekilde yapılmıştır. Sistemlerde 16 mm lik polietilen boru 0,3 m aralıkla toprağa serilmiştir. Deneyler sırasında toprakaltı gidiş ve dönüş, dış ortam, iç ortam sıcaklıkları, soğutucu akışkan giriş-çıkış sıcaklıkları, kompresör gücü ve akış debisi ölçülmüştür. Isı pompası ve sistem COP leri hesaplanmıştır. Hesaplamalarda termodinamik bağıntılar kullanılmıştır. Sunulan çalışmada yatay serme TKIP uygulamasında TID boyu, toprak derinliği, tıd borusunun ölçüleri, akışkan ısı transferi gibi parametrelerin deneysel ve analitik analizleri ve Tunus bölgesinde TKIP soğutma amaçlı kullanılması incelenmiştir. Bu çalışma sonucunda TKIP sisteminin Tunus'ta soğutma amaçlı kullanımının uygun olduğu sonucuna varılmıştır.

Sarbu ve Sebarchievici (2014), bu çalışmalarında TKIP sistemlerinin ayrıntılı bir literatür taramasını yapmış ve son gelişmeler üzerinde durmuşlardır. Farklı TKIP sistemlerinin karşılaştırması yapılmıştır. Soğutma veya ısıtma egemen binalar için çeşitli hibrid TKIP sistemleri tarif edilmiş ve kapalı-döngü TKIP sisteminin enerji, ekonomik ve çevresel performansı da kısaca gözden geçirilmiştir.

Lia vd.(2014), Toprak ve hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinin ısıtma ve soğutma ekserjilerinin teorik analizini yapmışlardır. Çalışmalarında, "soğuk ekserji" ve "sıcak ekserji" kavramlarına dayalı hem toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri (TKIP) hem de hava kaynaklı ısı pompası sistemleri (HKIP) ekserjetik özelliklerini sunmuşlardır. TKIP'ın HKIP'dan daha az ekserji tüketmekte olduğunu belirtmişlerdir. Analizler kompresörün, toplam ekserji girdileri arasında en büyük ekserji girişi gerektirdiğini ve ekserji tüketiminin en yüksek seviyede olduğunu göstermektedir. Elektrik tüketiminin azaltılması, kompresör veriminin artırılması, gereksiz ekserji tüketiminin en az olması açısından önemli olduğu sonucuna varılmıştır.

Sivasakthivel vd. (2014) Taguchi ve yardımcı program yöntemlerini, ısıtma uygulamaları için kullanılan toprak ısı değiştiricinin sekiz önemli parametresini optimize etmek için kullanmışlardır. Bu sekiz parametre U tüp, sondaj yarıçapı, ısıtma yükü, toprak iletkenliği, giren su sıcaklığı, U tüpler arasındaki mesafe, U tüp ısı iletkenliği ve kütle akış miktarıdır.

Alkan vd. (2014), Isparta ilinde ısıtma amaçlı altı farklı soğutucu akışkan kullanarak TKIP sisteminin termodinamik analizi gerçekleştirmişlerdir. Dikey TKIP olarak kurulan sistemde R22, R404A, R410A, R407C, R134A ve R600 akışkanları için sistem elemanlarının ekserji kaybı ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Sonuçta R600 akışkanının en iyi performansa sahip olduğu belirlenmiştir.

Murat Öztürk (2014) Güneş enerjisi ile elektrik enerjisi üreten bir sistemle kombine edilmiş toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin verimlilik analizlerini yapmıştır. TKIP sistem bileşenleri ısı pompası çevrimi, yeraltı ısı değiştiricileri çevrimi, ısıtıcı termal çevrimi ve soğutma kulesi çevriminden oluşmaktadır. Sistem verimliliğini maksimize etmek için optimum çalışma parametreleri ve soğutma kulesi performans etkilerini incelemiştir. Ekserji yıkım oranları, ekserji verimleri, ekserji kayıpları, sistem ve bütün sistem bileşenleri için incelenmiştir.

Yanga vd.(2014), deneysel çalışma sistemini Çin'in Nanjing bölgesinde kurmuşlardır. Sunulan çalışmada farklı modlarda çalışan bir TKIP ısı pompasının performansı deneysel ve nümerik olarak araştırmışlardır. Tüm deney periyodu boyunca, ortalama COP'ler sırasıyla toprak kaynaklı ısı pompası ve güneş destekli ısı pompası çalışma modu için 2,37 ve 2,72'dir. Kombine çalışma modu, gündüz ve gece alternatif işletim modu ve güneş destekli ısı pompası sisteminde 2,69, 2,65 ve 2,56 olarak belirlenmiştir.

Lohani ve Schmidt (2014), çalışmalarında fosil yakıtlı, toprak ve hava kaynaklı ısı pompası enerji ve ekserji analizlerinin karşılaştırmalarını yapmışlardır. Toprakaltı ısı değiştirgeci 50 m dikey sondaj ile sağlanmaktadır. Termodinamik bağıntılar ile analiz yapılmıştır. Isıtma yöntemi olarak klasik fosil yakıtlar ile ısıtma, kondenser sıcaklığı 30 °C olan toprak kaynaklı ısı pompası, kondenser sıcaklığı 40 °C olan toprak kaynaklı ısı pompası ve kondenser sıcaklığı 30 °C olan hava kaynaklı ısı pompası incelenmiştir. Bu incelemeler sonucunda, klasik fosil yakıtlı ısıtma ile kıyaslandığında en iyi durum kondenser sıcaklığı 30 °C olan toprak kaynaklı ısı pompasında olduğunu belirtmişlerdir.

Ünal (2014), doktora çalışmasında Termodinamiğin 1. ve 2. Yasaları, Eksergo Ekonomik analiz metotlarını kullanılarak Mardin ili Midyat ilçesinde seçilen deney odasında kullanılan güneş enerjisi destekli dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası sistemine ait enerji, ekserji ve eksergo ekonomik analizler yapmıştır. Bu süreçte sisteme ve parçalarına ait akım şemaları ve modeller ısıtma-soğutma süreçleri için ayrı ayrı oluşturulmuştur.

Jin vd.(2015), sunulan çalışmada Güney Almanya’da bir toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ısıtma ve soğutma performans analizini yapmışlardır. TKIP sistemi, Almanya’nın Nürnberg kentinde bir ofis binasında kurulmuştur. Sistem performansını değerlendirmek için TKIP sistemi 4 yıl sürekli izlenmiştir. Isıtma ve soğutma performansı TKIP sistemi birikmiş verilere dayalı analiz edilmiştir. Bu çalışmanın sonucunda, tipik bir kış günü performansı (COP) katsayısı için 3.9 olacağı tahmin edilmektedir ve tipik bir yaz günü için enerji verimlilik oranı (EER) 8,0 olarak değerlendirilmektedir. Bu sonuçlar TKIP sistemi bina soğutma için daha yüksek bir verimliliğe sahip olduğunu göstermektedir.

Verda vd.(2015), toprak kaynaklı ısı pompasını İtalya’da Calefi araştırma merkezinde uygulamışlardır. Toplam 210 m² lik alanda toprak altında 1m ve 2 m derinliklerde 70 m² lik 3 bölgeye ayırarak 160 m-32 mm çapında boruyu 40 cm aralıklı döşemişlerdir. Borular içerisinden %50 su + %50 antifriz karışımı dolaştırılmıştır. Bu sistem 8 kW’lık bir ısı pompası sistemine bağlanmıştır. Yapılan çalışmanın 1m ve 2m için toprak kaynaklı ısı değiştirgecinin ekserji analizi sonuçlarına göre derinliklerin iki katı çıkması ile ekserji çıkışı % 60 artmıştır.

Korkmaz (2015), Türkiye’de farklı bölgelerdeki kurulu TKIP sistemlerinin çalışmalarını incelemiştir. Yapılan çalışmalarda çoğunlukla enerji, ekserji ve ekonomik analizler farklı amaçlı kullanım alanlarına yapıldığı belirtilmiştir. Bu analizler sonucunda bu sistemlerin Türkiye’nin değişik bölgelerinde rahatlıkla kullanabileceği sonucuna varılmıştır.

Naili vd. (2015), Kuzey Tunus’un sıcak iklim şartlarında 1 m derinlikte toprağa yerleştirilmiş 50 m uzunluktaki YTID’nin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Farklı toprak derinliklerinin sıcaklıkları ölçülmüş, toplam ısı transfer katsayısı incelenmiş ve ısı değişim oranı belirlenmiştir. Ayrıca, YTID boru çapı ve uzunluğu ile borularda dolaşan suyun akış hızı gibi çeşitli niceliklerin etkileri analitik olarak gözden geçirilmiştir.

Zhang vd.(2016), Çin'de endüstriyel tesislerde ısı pompası uygulamalarını araştırmışlardır. Isı pompası ve kapasitesinin belirlenmesi, ısı pompasının enerji ve ekserji analizleri ve tahmini geri ödeme zamanı, endüstriyel tesislerde ele alınmaktadır. Çalışmanın sonuçlarında şu çıkarımlarda bulunulmuştur: Çok kademeli çevrimlerin COP'leri konvansiyonel çevrimli sistemlerden daha iyidir. Hibrit sistem için, güneş enerjisi yardımcı ısı pompasının COP'si konvansiyonel ısı pompasından çok daha yüksek olmaktadır.

Al-Ameen vd. (2017), günlük ısı depolama birimi olarak çalışan bir güneş destekli yatay TKIP sistemini Nottingham Trent Üniversitesi'nde 15 m²'lik test odasına kurmuşlardır. Toprak ısıtma kabloları ile 70 °C sıcaklığına ısıtılmış ve TID içerisinde ısı aktarım sıvısı dolaştırılmıştır. Çalışmanın sonucunda ısı aktarım sıvısının kütle akış hızı, TKIP sisteminin kapasitesini ve ısı değişim oranlarını etkileyen en önemli parametre olarak bulunmuştur.

Zhai vd. (2017), Şanghay Jiao Tong Üniversitesinde 180 m² kapalı alana sahip toplantı salonuna tasarlanan ısı pompası sistemini kurmuşlardır. Isı pompasının soğutma kapasitesi 22,3 kW, elektrik tüketimi 5,3 kW'dır. Buna göre, ısıtma kapasitesi ve ısıtma modundaki elektrik tüketimi sırasıyla 29,5 kW ve 6,9 kW'dır. Toprak ısı eşanjörü 9 dikey sondaj kuyusundan oluşmaktadır. Her bir sondaj kuyusunda 32 m.'lik bir çapa sahip tek bir U-borusu vardır. U-tüpün tüm uzunluğu 580 m'dir. Deneysel araştırma hem soğutma hem de ısıtma için yapılmıştır. Bir yıl sonra, ısının taşındığı toprağın ortalama sıcaklığı yaklaşık 18 °C'dır. Bu sıcaklık değerinin o bölgedeki toprak sıcaklığı ile aynı olduğu görülmüştür. Yapılan deneyler sonucunda TKIP sistemlerinin Şangay'daki binalarda uygulanabileceğini belirtmişlerdir.

Menberk vd (2017) yaptıkları çalışmada doğalgazlı kazan ile düşey toprak kaynaklı ısı pompası hibrit sisteminin ısıtma ve soğutma sezonu için her bir elemanın ayrıntılı termodinamik analizini yapmışlardır. Isıtma ve soğutma sistemlerinde hibrit sistemin ekserji tüketimi soğutma modunda yaklaşık %26 ve ısıtma modunda % 30 civarındadır. Toprak kaynaklı ısı pompası ekserji performansının soğutma için daha uygun olduğu görülmüştür.

Sunulan çalışmada yatay TKIP sisteminin Sivas ili şartlarında kullanılabilirliği araştırılmıştır. Deney düzeneği Sivas Cumhuriyet Üniversitesi yerleşkesinde bulunan enerji evinde tesis edilmiştir. Dört hat şeklindeki toprak ısı değiştiricisi 2,5 m derinliğe

yaklaşık 370 m borunun döşenmesi ile oluşturulmuştur. 2016 yılı aralık ayı boyunca sistem kesintisiz çalıştırılmıştır. Dış ortam sıcaklığı, su-antifriz 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 ve iç ortam sıcaklıkları, kompresör giriş çıkış basınçları, su-antifriz karışımının ve ısıtma suyunun debisi ve güç tüketimleri ölçülmüştür. Ekserji analizi yapılarak her bir sistem elemanının ekserji kaybı ekserji verimi, ekserji kaybı oranı ve termodinamik mükemmellik derecesi hesaplanmıştır. Ayrıca ısı pompasının ve sistemin ekserji verimleri hesaplanmıştır.

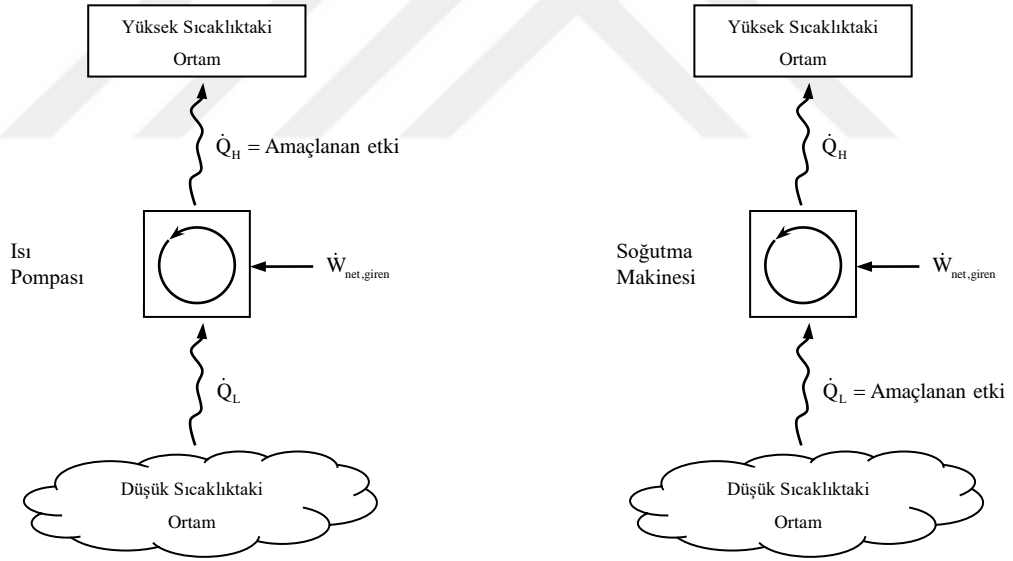


2. GENEL BİLGİLER

2.1 Isı Pompası

Isıl enerji yüksek sıcaklıktaki ortamlardan düşük sıcaklıktaki ortamlara hiçbir makineye ihtiyaç olmaksızın akmaktadır. Buna karşın, düşük sıcaklıktan yüksek sıcaklıklara ısı geçişi kendiliğinden gerçekleşmez. Bu işlem ancak bir soğutma makinesi veya ısı pompası aracılığı ile yapılabilir. Isıyı bir yerden başka bir yere taşıyan ve elektrikle beslenen sistemlere genel olarak ısı pompası adı verilir.

Soğutma makineleri ve ısı pompaları aynı çevrime göre çalışırlar (Şekil 2.1). Ancak kullanım amaçları farklıdır. Soğutma makinesi çevre sıcaklığından düşük sıcaklıktaki bir ortamdan ısı çekerek ortamı düşük sıcaklıkta tutmak için, ısı pompası ise düşük sıcaklıktan çekilen ısıyı daha yüksek sıcaklıktaki ortama vererek ısıtılan ortamı istenilen sıcaklıkta tutmak için kullanılır (Çengel Y.A. ,Boles M.A. 2015)



Şekil 2.1 Isı pompası ve soğutma makinesi çalışma prensibi

Yatay toprak kaynaklı ısı pompalarında toprağın altına gömülü olan boru sistemi ile ısı alınır ve aktarıcı organları ile ısının taşınmasını ve transferi sağlanır. Buradan ısı kapalı devre akışkanı tarafından ısı pompası eşanjörüne taşınır. Soğutma çevrimlerinde dolaşan akışkanlara soğutucu akışkan adı verilir. Bu devrede akışkanı taşıyan dolaşım pompası

da bulunur. Akışkanın devridaim olayı böyle devam eder ve ısı bir yerden bir başka yere transfer olur.

2.2 Isı Pompası Tarihi

Isı pompaları 90' lı yılların teknolojisi gibi görünsede teknolojisi 18.yy dayanmaktadır. Gerçekte bir soğutma çevrimi olan ısı pompası çevriminin temel prensibini Nicolas Leonard Sadi Carnot 1824 yılında ortaya atmıştır. 26 yıl sonra 1850 yılında Lord Kelvin' in soğutma cihazlarının ısıtma amaçlı kullanılabilceğini ileri sürmesi ile ısı pompası kullanımı uygulamaya girmiştir.

İkinci Dünya Savaşından önce ısı pompasının geliştirilmesi ve kullanılabilir hale getirilmesi için çalışmalar yapılmıştır. Savaş yıllarında endüstri imkânlarını daha acil problemlere yönelttiği ve petrol fiyatlarındaki düşüşler bir müddet çalışmaların durmasına neden olmuştur. Savaştan sonra tekrar ivme kazanan ısı pompası çalışmaları ise, 1930 yılında İskoç Haldane tarafından yapılmış ve daha sonra bu ısı pompasını evinde kullanmaya başlamıştır. Haldane, bu makinede kaynak olarak havayı kullanmış ve hava koşullarının iyi olmadığı zamanlarda su ile desteklemiştir. 1950'ler de ısı pompasına azda olsa ilgi artmış, ancak petrol fiyatlarının gerilemesi ve bazı işletim zorluklarından dolayı fazla rağbet görmemiştir.

1912 yılındaki İsviçre patenti ile Toprak Kaynaklı Isı Pompası'nın (TKIP) faydaları ilk olarak tanıtılmıştır. Sistemin en eski uygulaması ise, 1930'dan beri işletilen ve Connecticut da bulunan Amerikan ulusal deprem araştırmaları binasıdır. İlk ısı pompalarından birisi de 1938 yılında Zürih'te kurulmuştur. Bu ünite de ısı kaynağı olarak nehir suyu, iş yapan akışkan olarak R12 ve bir rotorlu kompresör kullanılmıştır. Zürih Belediye binasının ısıtılmasını sağlayan bu ısı pompası 175 kW ısıtma gücünde olup, 60 °C ısıtma yapabilecek şekilde tasarlanmıştır. Daha sonra, 1940'lı yıllarda ısı kaynağı olarak içinde antifrizli su dolaştırılan toprağa gömülen metal serpantinler kullanılmıştır. Metal serpantinlerin korozyon sorunları hava kaynaklı ısı pompalarının gelişiminin önünü açmıştır. Plastik boruların kullanımı ile korozyon sorunları giderilmiş ve toprak kaynaklı ısı pompaları araştırmaları hızlanmıştır. (Reay ve Macmichael, 1988).

2.3 Isı Pompası Elemanları

Isı pompası, kompresör, buharlaştırıcı, kondenser ve kısılma vanası olmak üzere dört temel elemandan meydana gelir.

Buharlaştırıcı: Sistemde bulunan soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı düşüktür. Isı kaynağından alınan ısı enerjisi soğutucu akışkanın sabit basınçta buharlaşmasını sağlar. Isı pompası sistemlerinde buharlaştırıcı olarak genellikle plakalı ısı değiştirici kullanılır.

Kompresör: Buhar fazındaki akışkanı sıkıştırarak sıcaklığını ve basıncını artıran elemanlardır. Kompresörler pistonlu, rotatif, vidalı, santrifüj ve scroll tip olmak üzere çeşitlidir (Yamankaradeniz vd.,2013). Isı pompası sistemlerinde genellikle kompresörler scroll tipi tercih edilmektedir. Her biri spiral (scroll) şeklinde, levhanın biri sabit diğeri ise dönme hareketi yapan iki metal levhadan oluşur. İki levha alın altına dönerken buhar levhaların merkezine doğru sıkıştırılır.

Yoğuşturucu: Buhar fazındaki yüksek basınç ve sıcaklıktaki akışkan taşıdığı enerjinin bir miktarını dışarıya aktararak faz değiştirir ve sabit basınçta sıvı konumuna gelir. Genellikle büyük ölçekli plakalı bir ısı değiştirici yoğuşturucu olarak kullanılır. Yoğuşturucular ısı aktarılan akışkan hava ise hava soğutmalı; su ise su soğutmalı olarak iki ayrılabilir.

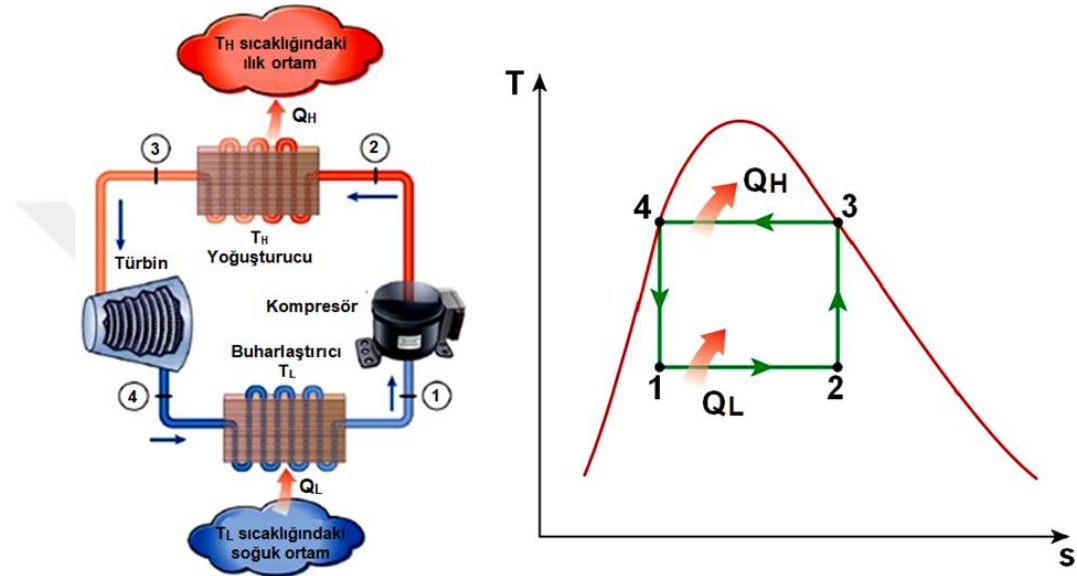
Kısılma vanası: Soğutucu akışkanın tekrar buharlaştırıcıya aynı şartlarda girebilmesi için sıcaklık ve basıncın düşürülmesini sağlar. Endüstriyel ve ticari iklimlendirme ve soğutma alanında kullanılan kısılma vanaları, el ayar vanası, otomatik kısılma vanası, termostatik kısılma vanası, elektrikli kısılma vanası, kılcal boru ve şamandıralı ayar valfi şeklinde olabilir (Yamankaradeniz vd., 2013)

Isı pompalarında yukarıda belirtilen ana ünitelerden başka; termostat ve presostat gibi soğutucu akışkanın sıcaklığını ve basıncını ayarlayan kontrol elemanları, manometre ve termometre gibi ölçüm elemanları, kurutucu gibi nem alma elemanı, sistemi denetlemek için gözetleme camı bulunmaktadır.

2.4 Isı Pompası Çevrimi

2.4.1 Tersine Carnot çevrimi

Tersinir bir soğutma makinesi ve ısı pompasının gerçekleştirdiği çevrim ters Carnot çevrimi olarak bilinir. Carnot çevrimine göre çalışan ısı pompalarına Carnot ısı pompası adı verilir. Çengel ve Boles (2015), çevrimin tesisat şemasını ve T-s diyagramını şekil 2.2'deki gibi göstermiştir.



Şekil 2.2 Çevrimin tesisat şeması ve T-s diyagramı

1-2 hal değişimi: Sabit sıcaklıkta soğuk ortamdan akışkana ısı geçişi (Q_L)

2-3 hal değişimi: Akışkanın izantropik sıkıştırılması

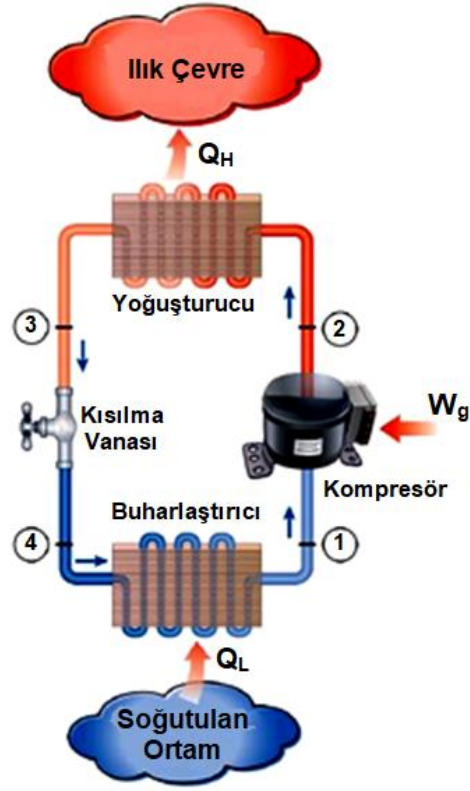
3-4 hal değişimi: Akışkandan sabit sıcaklıktaki ılık ortama ısı geçişi (Q_H)

4-1 hal değişimi: Akışkanın izantropik genişlemesi

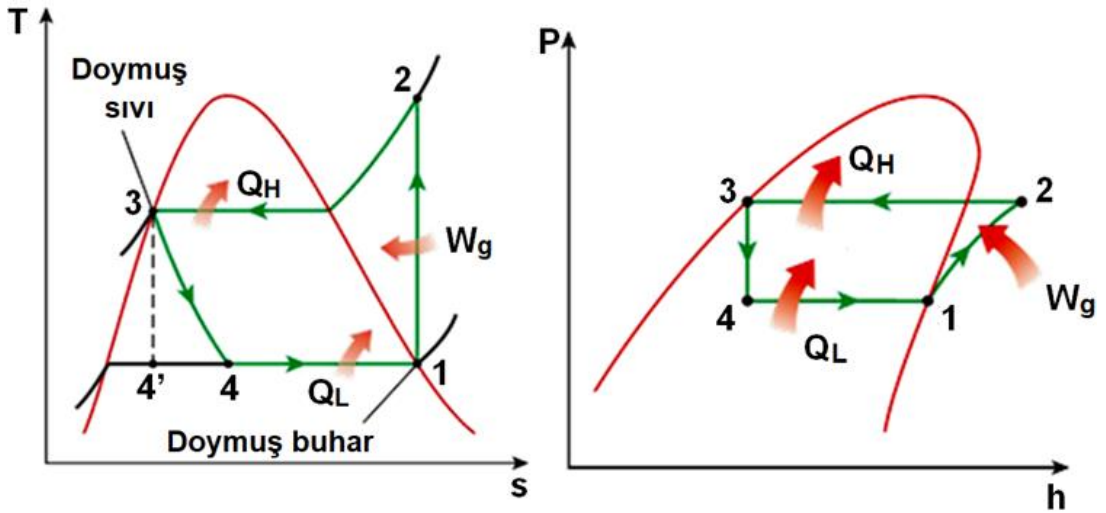
Carnot çevrimi ısı pompaları için ideal çevrim olarak tanımlanmaktadır. Ancak bu çevrimin uygulamasının mümkün olmaması nedeniyle gerçekçi bir model değildir.

2.4.2 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi

Ters Carnot çevriminin uygulamasında ki sorunları çözmek için akışkan kompresöre girmeden önce tamamen buharlaştırılır ayrıca çevrimde türbin yerine kısılma vanası kullanılır. Çevrimin tesisat şeması şekil 2.3'te, çevrimin T-s ve P-h diyagramı şekil 2.4'de verilmiştir (Çengel ve Boles, 2015).



Şekil 2.3 İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi tesisat şeması



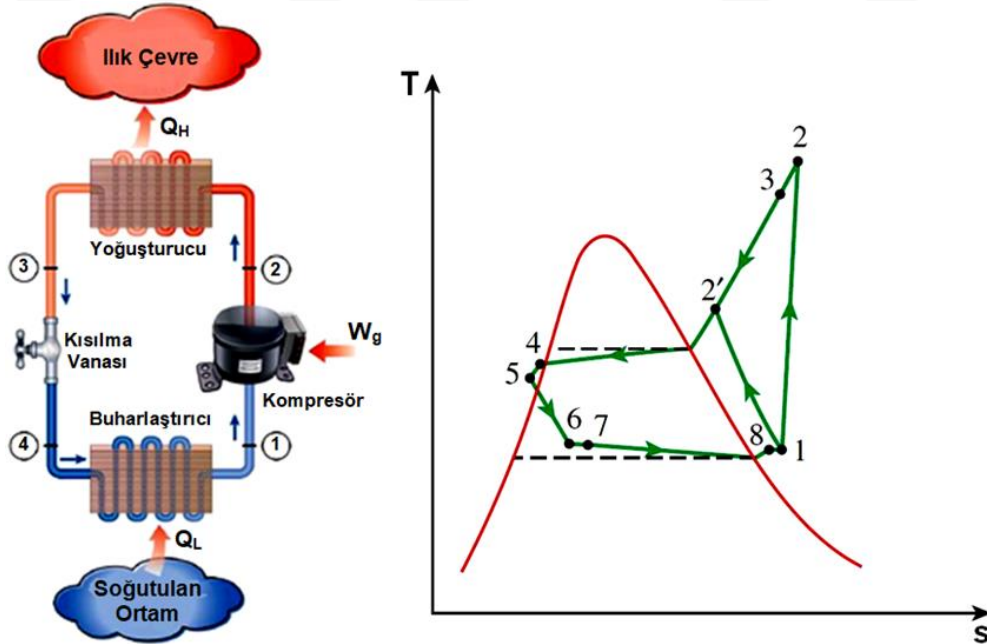
Şekil 2.4 Çevrimin T-s ve P-h diyagramı

- 1-2 hal değişimi: Kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3 hal değişimi: Yoğuşturucu da sabit basınçta ısı atılması (Q_H)
- 3-4 hal değişimi: Kısılma vanasında genişleme
- 4-1 hal değişimi: Buharlaştırıcıda sabit basınçta ısı çekilmesi (Q_L)

İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izantropik olarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Soğutucu akışkan daha sonra 2 halinde kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer ve yoğuşturucudan 3 halinde doymuş sıvı olarak ayrılır. Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 halinde de çevre sıcaklığının üzerindedir. Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra bir genişleme vanası veya kılcal borulardan geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kısılır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 halinde, kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı olarak girer ve soğutulan ortamdan ısı alarak tümüyle buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimi tamamlar (Çengel ve Boles, 2015).

2.4.3 Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi

Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin ideal çevrimden farklılığı daha çok gerçek çevrimi oluşturan elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Tersinmezliğin iki ana kaynağı, basıncın düşmesine neden olan akış sürtünmesi ve çevreyle olan ısı alışverişidir. Bu çevrime ait tesisat şeması ve T-s diyagramı Çengel ve Boles (2015) tarafından şekil 2.5'deki gibi verilmiştir.



Şekil 2.5 Çevrimin tesisat şeması ve T-s diyagramı

İdeal çevrimde, buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Oysa gerçek çevrimde soğutucu akışkanın kompresöre girişinde biraz

kızgın buhar olmasını sağlayacak biçimde tasarlanır. Burada amaç akışkanın kompresör girişinde tümüyle buhar olmasını sağlamaktır. Çünkü soğutucu akışkanın halini hassas biçimde kontrol etmek olanaksızdır. Ayrıca buharlaştırıcıyla kompresör arasındaki bağlantı genellikle uzundur, böylece akış sürtünmesinin yol açtığı basınç düşmesi ve çevreden soğutucu akışkana olan ısı geçişi önem kazanabilir. İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi içten tersinir ve adyabatiktir yani izantropiktir. Gerçek sıkıştırma işleminde ise entropiyi etkileyen akış sürtünmesi ve ısı geçişi söz konusudur. Sürtünme entropiyi artırır, ısı geçişi ise yönüne bağlı olarak entropiyi artırır veya azaltır.

İdeal çevrimde soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıkış hali, kompresör çıkış basıncında doymuş sıvıdır. Gerçek çevrimde ise akışkanın kısılma vanasına girmeden tümüyle sıvı olması istenir ve doymuş sıvı halini uygulamada tam bir hassaslıkla gerçekleştirmek zor olduğundan yoğuşturucudan çıkış hali genellikle sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir. Soğutucu akışkan doyma sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulur, başka bir deyişle aşırı soğutulur. Bunun bir sakıncası yoktur, çünkü bu durumda soğutucu akışkan buharlaştırıcıya daha düşük entalpide girer ve buna bağlı olarak ortamdan daha çok ısı çekebilir. Kısılma vanasıyla buharlaştırıcı birbirine çok yakındır dolayısıyla aradaki basınç düşmesi küçüktür. (Çengel ve Boles, 2015).

2.5 Isı Pompasında Kullanılan Isı Kaynakları

Hava, toprak ve su tek başlarına kullanılırken, güneş enerjisi genellikle yardımcı kaynak olarak kullanılmaktadır. Enerji kaynağının seçiminde bulunabilirlik ve verim etkili olmaktadır. Kaynağın sıcaklığı ne kadar yüksek olursa, ısı pompasının verimi de o kadar yüksek olmaktadır.

Toprak sıcaklığı ve yer altı suyu sıcaklığı yıl boyunca dış hava sıcaklığına göre daha yüksek bir sıcaklık değerinde olduğundan ısı pompasının verimleri bu kaynaklarda daha yüksektir. Kuyu suyu sıcaklıkları hariç diğer kaynakların sıcaklıkları aylara göre çok değişmektedir. Kuyu suyundan sonra daha düzenli olan toprak sıcaklığı gelmektedir. Hava sıcaklığı çok değişken olduğunda ihtiyaç olduğu zamanlarda istenen kapasiteyi sağlayamaz. Deniz suyu ve göller ülkemizde ısı pompaları için iyi birer kaynaktır. Güneş ışınımı da ısı pompaları için bir kaynak olarak kullanılabilir. Gerçekte güneş kolektörü ısı pompasının buharlaştırıcısı için oldukça iyi bir kaynak teşkil etmektedir. Geceleri güneş ışınımından faydalanılamadığından ek bir sisteme ihtiyaç duyulur. Yine bulutlu ve soğuk günlerde kışın gündüz olmasına rağmen güneş ışınımından faydalanılmamaktadır.

Bütün bu olumsuzlukların yanında güneş enerjisi ve başka bir kaynakla kombine çalışan ısı pompaları mevcuttur.

2.5.1 Hava

Hava en yaygın olarak kullanılan ısı pompası kaynağıdır. Isı pompaları için hava universal bir kaynaktır. Günümüzde havayı ısı kaynağı olarak kullanan ısı pompaları split klima ve çiller olarak adlandırılmaktadır. Hava kaynaklı cihazların verimleri, dış hava sıcaklıklarının değişimlerinde, farklı değerler alırlar. Verim değişimi nedeniyle işletme maliyetlerinde beklenmeyen artışlar meydana gelir. Hava kaynaklı ısı pompalarının mevsimsel performansları (SPF), su kaynaklı ısı pompalarına göre %10-30 civarında düşük olsa da bol ve ucuz bir ısı kaynağı ve sürekli bulunması en büyük avantajıdır (Ekinci A.D.,2007).

Hava kaynaklı ısı pompalarında kullanılan donanımların fazla yer kaplamaması ve diğer sistemlere göre düşük işletme ve tesis maliyetleri sayılabilecek diğer avantajlarıdır. Bu avantajlarının yanında hava kaynaklı ısı pompalarının dış ortam sıcaklık değişimi ve buzlanma olmak üzere iki büyük dezavantajı vardır.

Isı ihtiyacımızın yüksek olduğu durumlarda, kaynak sıcaklığının düşük olması, ısı pompasının ısıtma kapasitesinin düşmesine neden olur. Bu durumda arta kalan ısı ihtiyacı genellikle ek bir ısıtma kaynağı tarafından karşılanır. Isı kaynağı sıcaklığının bu şekilde değişken olması projelendirmeyi ve ekipman seçimini zorlaştırmaktadır (Bose, 1985).

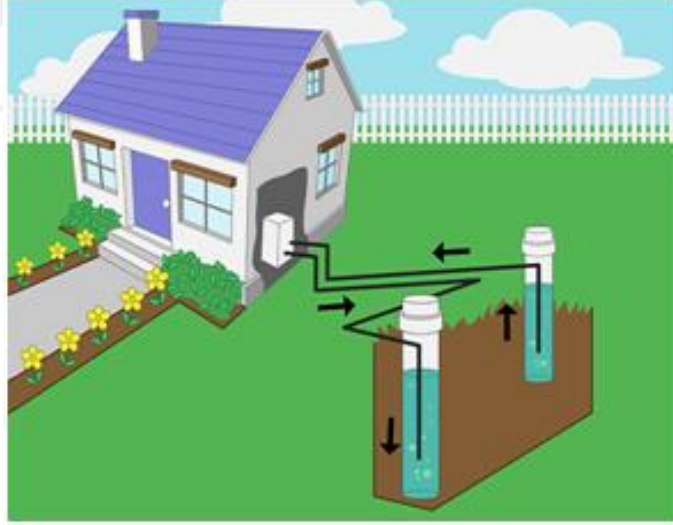
Hava kaynaklı ısı pompalarında, buharlaştırıcıda ısı geçişini sağlamak amacıyla, kaynak sıcaklığı ile soğutucu akışkan sıcaklığı arasında genellikle 5-10 °C civarında fark olur. Buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı 0 °C' nin altına indiği zaman, hava içinde bulunan su buharı buharlaştırıcı yüzeyleri üzerinde yoğunlaşarak buzlanmaya sebep olur. Buharlaştırıcı yüzeyinden oluşan buzun uzun süre bekletilmesine müsaade edilmez, müsaade edildiği takdirde ısı transferi engellenmiş olur. Bu durum ise ısı pompası ısıtma tesir katsayısı ve kapasitesinin düşmesine neden olur. Buharlaştırıcı yüzeyinde oluşan buzların periyodik olarak eritilmesi gerekir (Acar, 2009).

2.5.2 Su

Isı kaynağı olarak suyun kullanılması kuyulardan, göllerden, nehirlerden, şehir şebekesinden ve üretim işlerinden elde edilen su aracılığı ile olur. Daha genel olarak yeraltı ve yerüstü suyu olarak ikiye ayrılır.

2.5.2.1 Yeraltı suyu

Kuyu suyu 45-150 metre derinliklerinde kuzey ülkelerinde 10°C, güney ülkelerinde ise 16°C civarında elde edilebilir. 10 metre ve daha fazla derinliklerde yeraltı suyunun sıcaklığının yıl boyunca çok az değişmesi önemli bir avantajdır. Kuyu suyundan yararlanıldığında, sıcaklığı düşmüş olarak, buharlaştırıcıyı terk eden suyun kaynak sıcaklığını düşürmemesi için genellikle bir daha kullanılmamak üzere bir başka yere atılması gerekmektedir. Ayrıca sondaj ve bakım maliyetinin yüksek olması kullanımı zorlaştırmaktadır. Yeraltı suyu yeterli miktar ve kalitede ve de uygun derinlikte bulunduğu takdirde, bu ısı kaynağı sıcaklık durumundan ötürü ısı pompaları için uygun olarak gösterilebilir (Ersöz, 2000).



Şekil 2.6 Isı kaynağı olarak yeraltı suyu (url-1)

2.5.2.2 Yerüstü suyu

Su kaynağı olarak göller, nehirler gibi yerüstü sularından yararlanıldığında ise sıcaklık, kuyu sularına göre daha fazla değişmekle beraber, hava kadar değişmemektedir. Ülkemizde yer üstü sularının genellikle 0°C'nin altına düşmemesi iyi bir avantajdır. Yerüstü suyundan yararlanma, çoğu durumda problemlidir. Zarar verici

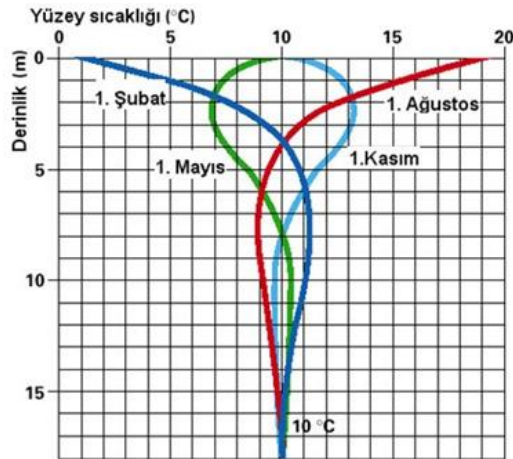
maddelerle buharlaştırıcıda ısı geçiş katsayılarının kötüleşmesine neden olduğundan boru demetli ısı değiştiricileri kullanılmaz. Ayrıca buharlaştırıcı kısa zaman aralıklarında temizlenmelidir (Ersöz, 2000).



Şekil 2.7 Isı kaynağı olarak yerüstü suyu (url-2)

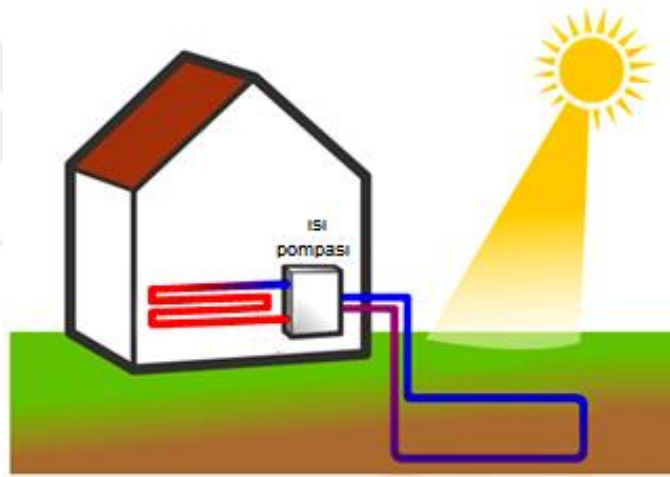
2.5.3 Toprak

Isı, yıl boyunca güneşin yeryüzüne ısıdığı ve toprağın depoladığı güneş enerjisinden kaynaklanmaktadır. 1-2 metre toprak derinliğinde sıcaklık değişimi yıl boyunca çok az değişime uğradığından bu derinliklere bir ısı değiştiricisi yerleştirilerek topraktan yararlanılmaktadır. Şekil 2.8’de aylara göre belirli bir bölgedeki derinliğe bağlı olarak toprak sıcaklığı değişimi görülmektedir. Bu bölgede 15 m derinlikten sonra toprak sıcaklığı tüm mevsimlerde 10°C sabit kalmaktadır. Sıcaklık değerleri bölge ve toprak özelliklerine göre değişmektedir (Akbulut, 2012).



Şekil 2.8 Yıllık toprakaltı sıcaklık değişimleri

Toprak altına gömülen borulardan doğrudan soğutucu akışkan veya daha ucuz olması bakımından, genellikle antifrizli su geçirilir. Toprağın birleşimi, yoğunluğu, içerdiği nem miktarı ve gömme derinliği, toprak ısı değiştiricisinin seçimini ve boyutlandırılmasını etkilemektedir (Naili, 2013a). Isı pompası ile ısıtma yapıldığı takdirde, toprak ısı değiştiricisine yakın yerlerde toprak sıcaklığı düşer. Buna bağlı olarak bu bölgede nem miktarı ve toprak özellikleri değişir. Antifrizli suyun buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı da aynı nedenle düşer, dolayısıyla ısı pompası kapasitesi doğrudan etkilenir. Soğuk yörelerde, ısıtma yapıldığı süre içinde toprağa yeteri kadar ısı girişi olmaz ise; kış aylarında topraktan sürekli çekilen ısı nedeniyle, toprağın donma tehlikesi de mevcuttur. Toprağın ısı kaynağı olarak kullanılmasında, boş toprak alanına duyulan büyük ihtiyaç, boruların yerleştirilmesindeki güçlükleri ve tamir zorluklarını da olumsuzluklarındandır. (Ersöz, 2000).



Şekil 2.9 Isı kaynağı olarak toprak (url-3)

2.5.4 Güneş

Isı kaynağı olarak güneş enerjisinden faydalanmanın en büyük avantajı, ısı pompası buharlaştırıcısı sıcaklığının yüksek seçilebilmesine olanak sağlamasıdır. Dolayısıyla ısıtma tesir katsayısı, yükselmiş olur. Güneş enerjisinden yararlanan ısı pompası sistemleri daha düşük toplayıcı sıcaklığında çalıştırıldıklarından, toplayıcı verimi diğer güneş enerjisi sistemlerinden daha yüksektir.

Kaynak olarak güneş enerjisinden yararlanıldığında iki temel sistem söz konusudur. Bunlar direkt ve endirekt sistemlerdir. Direkt sistemlerde toplayıcılar buharlaştırıcı görevi görür. Endirekt sistemlerde ise toplayıcıdan su veya su buharı geçirilerek kaynak olarak

bunlardan yararlanır. Güneş enerjisi kaynağı, hava kaynağında olduğu gibi ısı ihtiyacının fazla olduğu günlerde güneş enerjisi de az olduğundan güneş enerjisi ile birlikte yardımcı ısı kaynağı ya da bina içerisine bir ısı deposu koymak suretiyle elverişli bir sistem kurulabilir. Bu da, pahalı olan sistemin maliyetinin artmasına neden olmaktadır (Savaş, 1996).

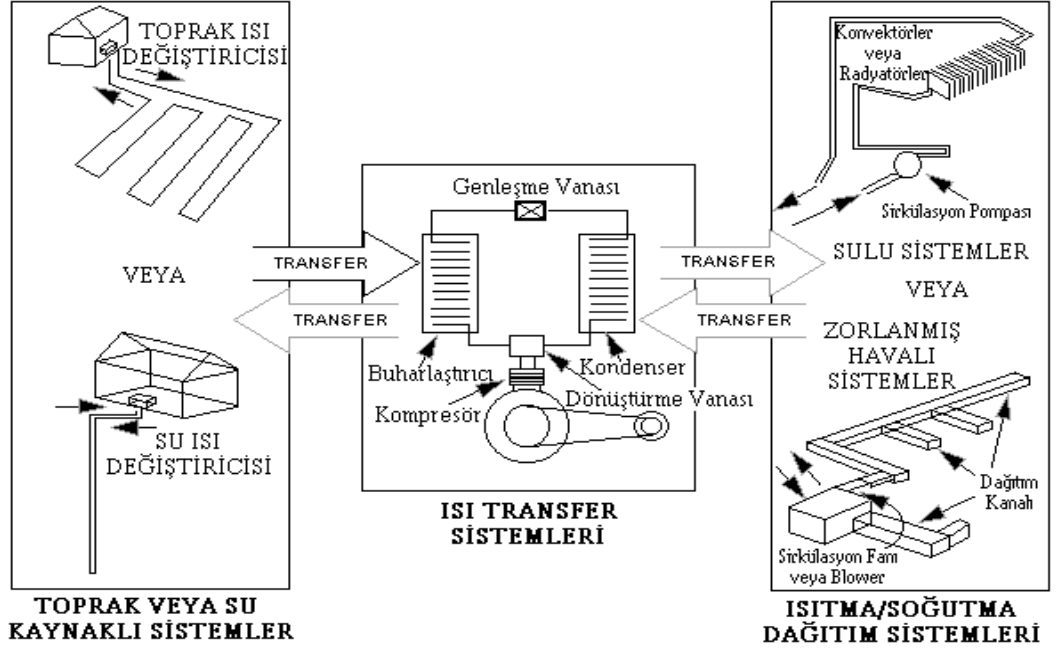
2.6 Toprak kaynaklı ısı pompası

Toprak kaynaklı ısı pompaları günümüzde ısıtma, soğutma ve sıcak kullanım suyu elde edilmesinde kullanılmaktadırlar. Bu ihtiyaçların tümüne tek makinayla cevap verebildikleri için de tercih sebebi olmuşlardır. Toprak kaynaklı ısı pompası teknolojisi yeryüzünün belirli bir derinliğinde sıcaklığın yıl içinde sabit kalması gerçeğine dayanır. Bahsedilen derinlikte toprak tabakasında depolanmış ısyı binaya, yazın bina içindeki ısyı yeraltına taşıyarak kışın bir ısı kaynağı, yazın ise bir ısı çukuru olarak görev yapmaktadır.

2.6.1 Toprak kaynaklı ısı pompasının çalışma prensibi

Şekil 2.10'da görüldüğü gibi TKIP tek bir kabine içinde paketlenmiş olup, kompresör, soğutucu akışkan ısı değiştiricisini ve kontrol elemanlarını içerir. Evlerdeki TKIP'ları, genellikle bodrum katına, tavan arasına veya küçük odalara konur. Ticari uygulamalarda, asma tavan üstüne asılabilir veya ayrı bir konsola da konulabilir (Kavanaugh ve Rafferty, 1997, Hepbaşı ve Ertöz, 1999)

Toprak kaynaklı ısı pompası toprak altı ısı değiştirici devresi, ısı pompası devresi ve ısıtma devresi olmak üzere 3 kapalı devre sisteminin birleşmesi ile oluşmaktadır. Toprak altı ısı değiştirici devresi, topraktan ısı çekebilmek için toprak altına yatay veya dikey yerleştirilen ve içerisinde ısı taşıyıcı akışkan -genellikle su veya antifrizli su- dolaştırılan borulardan meydana gelir. Isı pompası devresi, içerisinde soğutucu akışkan dolaşan ve ısı pompası elemanlarından meydana gelen devredir. Isıtma suyunun dolaştığı yerden ısıtma, radyatör veya fan coillerin kullanıldığı devre ise ısıtma devresidir.



Şekil 2.10 Toprak kaynaklı ısı pompasının çalışmasının şematik gösterimi (Hepbaşlı ve Ertöz, 1999)

Isıtma modunda, ısı toprak ısı değiştiricisine (TID) bağlanan devrede dolaşan akışkandan çekilir ve ısı pompası devresinde soğutucu akışkanı buharlaştırır. Buharlaşan düşük basınçlı akışkan kompresöre girer. Burada basıncı ve sıcaklığı yükseltilecek şekilde akışkan yoğunlaştırıcıya gider. Yoğunlaştırıcıda ısıyı ısıtma suyuna vererek yoğunlaşır ve kısılma vanasında genişletilerek tekrar buharlaştırıcıya gönderilir. Isıtma suyu ısıtıcı devrede dolaştırılarak ortam ısıtılmış olur. Isı pompasından çıkan sıcaklığı düşmüş antifrizli su tekrar toprak altına gönderilir ve çevrim aynı şekilde tekrarlanır.

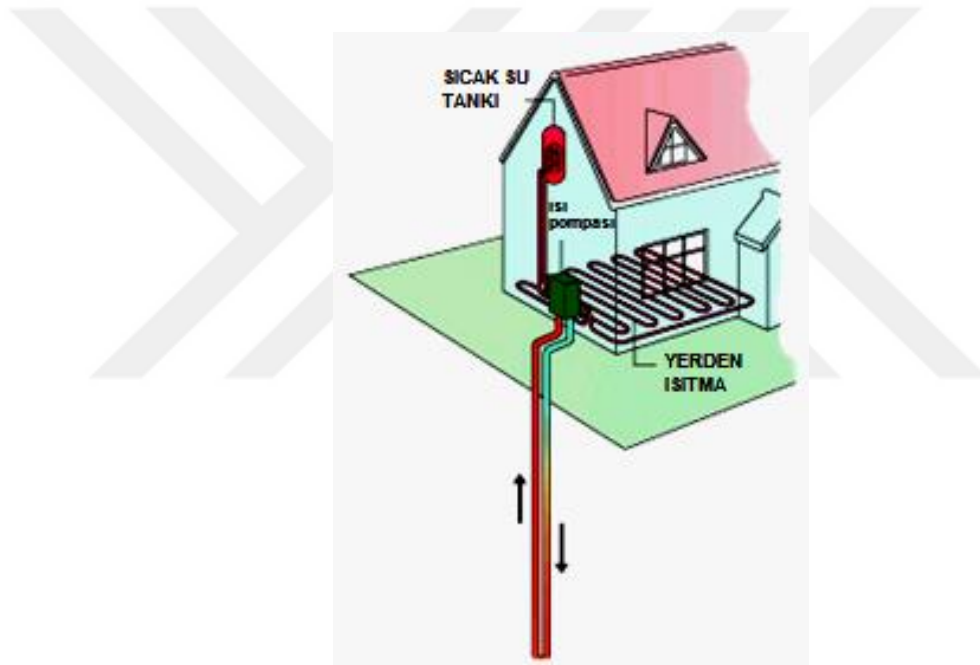
TKIP' nın diğer sistemlere göre bazı önemli avantajları ve dezavantajları vardır. Yüksek verim ve kararlılık kapasitesi, düşük güç ihtiyacı, konfor ve hava kalitesi, basit kontrol elemanları, düşük bakım maliyeti, uzun ömür ve döngü maliyeti, dış ünitenin az yer işgal etmesi, düşük bir maliyetle sıcak su elde edilmesi, çevre dostu olması gibi avantajlarının yanında yüksek ilk yatırım maliyeti, ehliyetli tasarımcıların sınırlı sayıda olması, performansın çevresel şartlarına ve tasarım kriterlerine bağlı olması gibi dezavantajları söz konusudur. Ancak bu belirtilen bazı dezavantajları olmasına rağmen ısı kaynağı olarak toprak; sabit sıcaklık, yerel ve zamansal varlığı ve depolama imkânı açısından çok uygun bir ısı kaynağıdır (Kalafat, 2006)

2.6.2 Toprak kaynaklı ısı pompası çeşitleri

Toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri toprak altı ısı değiştiricisine göre dikey tip ve yatay tip olarak incelenebilir.

2.6.2.1 Dikey toprak kaynaklı ısı pompası

Toprak altı ısı değiştirici, sondaj deliği içine yüksek yoğunluklu polietilen yerleştirilerek oluşturulur. U Şeklinde yerleştirilen boruların anma çapı genellikle 25 mm – 40 mm arasında değişmektedir. Yerel koşulların 150 m'den fazla derinlik gerektirebildiği durumlar dışında genellikle sondaj derinliği 60 m ve 90 m arasında değişmektedir. (Kavanaugh ve Rafferty, 2014). Şekil 2.11'de dikey toprak kaynaklı ısı pompası görülmektedir.

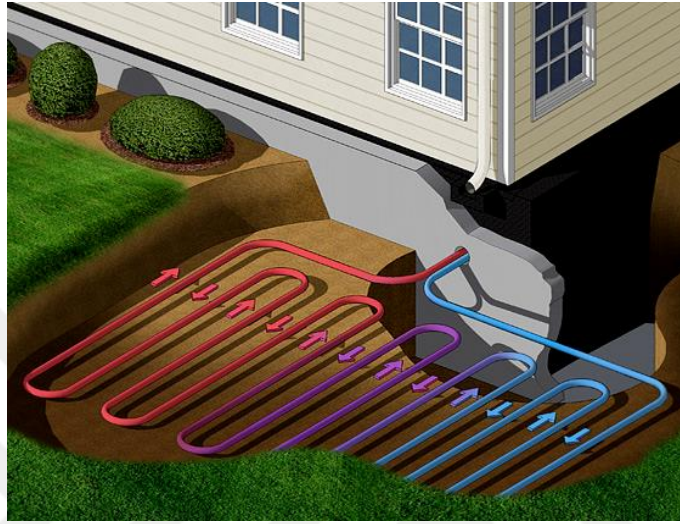


Şekil 2.11 Dikey toprak kaynaklı ısı pompası (url-4)

Yüksek kurulum maliyeti olumsuzluğu olan sistemin yatay TKIP sistemine göre fazla toprak alanı istememesi, toprak sıcaklığının ve termal özelliklerin değişiminin az olması, boru boyunun kısa olmasından dolayı pompalama maliyetinin düşüklüğü olumlu yönleridir.

2.6.2.2 Yatay toprak kaynaklı ısı pompası

Yatay ısı değiştiriciler tek borulu, çoklu borulu ve serpantinli borulu olmak üzere üç gruba ayrılmıştır. Tek borulu yatay ısı değiştiricilerin ilk tasarımında borular 1 m -2m derinliğe dar aralıklarla yerleştirilmiştir. Bu tasarımda toprak alanı ihtiyacı en fazladır. Çoklu borulu sistemde daha derine ve birden fazla hat olacak şekilde yerleştirilerek alan ihtiyacı azaltılmaktadır. (Kavanaugh ve Rafferty, 2014).



şekil 2.12 Yatay toprak kaynaklı ısı pompası (url-5)

Çizelge 2.1’de boru çaplarına göre pratikte uygulanan uzunluk sınırları verilmiştir.

Çizelge 2.1 Boru çapı ve boyu arasında tavsiye edilen değerler (Ünlü, 2005)

Boru Çapı (inç)	Boru Uzunluğu (m)
3/4	≤150
1	≤230
1+1/4	≤900
1+1/2	≤1200
2	≤2500

3. MATERYAL VE METOT

3.1 Sistemin Projelendirilmesi

Sunulan çalışmada Sivas Cumhuriyet Üniversitesi'nde bulunan enerji evinin ısıtılması için yatay toprak kaynaklı ısı pompası sistemi kullanılmıştır.

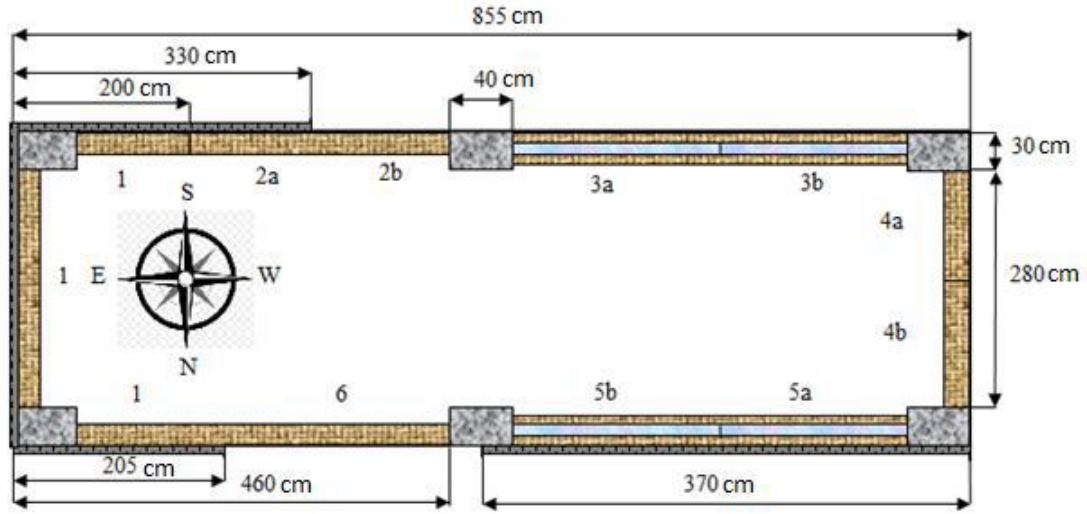
3.1.1 Enerji evi

Cumhuriyet Üniversitesi yerleşkesi içerisinde 30 m² alana inşa edilen yalıtım evi farklı yalıtım malzemelerinin ve yalıtım kalınlıklarının Sivas ili için ısı kaybına etkilerinin deneysel olarak incelenmesi amacıyla kurulmuştur (Kılınç, 2011). Başlangıçta ısı yalıtım evi olarak adlandırılan bina ilerleyen zamanlarda gerçekleştirilen projeler sonrasında enerji evi adını almıştır.



Şekil 3.1 Enerji evinin kuzey cepheden görünüşü

Evin girişi olan doğu cephesinde ısı pompasının bulunduğu bir oda, orta kısmında güney ve kuzey cepheli bir oda ve arka kısmında batı cepheli bir oda bulunmaktadır. Toprak altı ısı değiştirici boruları evin güney cephesinde bulunan ormanlık alanda yapılan kazı alanında oluşturulmuştur.



Şekil 3.2 Enerji evinin mimari planı ve farklı tip duvar uygulamaları (Bostancı,2017)

Şekil 3.2'deki numaralandırılmış duvar tipleri çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1 Numaralandırılmış duvar tipleri (Bostancı,2017)

1	(İç sıva- 19cm yatay delikli tuğla-5cm karbonlu EPS-dış sıva)
2a	(İç sıva-19cm bims tuğla-5cm karbonlu EPS-dış sıva)
2b	(İç sıva- 19cm bims tuğla-dış sıva)
3a	(İç sıva-8,5cm tuğla-5cm taşıyıcı-8,5cm tuğla-dış sıva)
3b	(İç sıva-8,5cm tuğla-5cm karbonlu EPS-8,5cm tuğla-dış sıva)
4a	(İç sıva-5cm EPS-19cm tuğla-dış sıva)
4b	(İç sıva-3cm EPS-19cm tuğla-dış sıva)
5a	(İç sıva-2cm EPS-8,5cm tuğla-2cm EPS-8,5cm tuğla-2cm EPS-dış sıva)
5b	(İç sıva-8,5cm tuğla-3cm EPS-8,5cm tuğla-3cm EPS-dış sıva)
6	(İç sıva-19cm tuğla)

3.1.2 Isı kaybı hesabı

Isı pompası seçiminin yapılabilmesi için ısıtılacak binanın ısı kaybının bilinmesi gerekmektedir. Binanın ısı kaybının 4350 W ile 4700 W arasında değiştiği hesaplanmıştır (Kılınç, 2011). Enerji evine ait ısı kaybı hesabı çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.2 Evin ısı kaybı hesabı (Kılınç, 2011)

ISI KAYBI HESABI ÇİZELGESİ												Sayfa											
Tesisin Adı : Sivas , Dış ortam (-18 °C)												Kat											
												Tarih											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17							
YAPI BİLEŞENİ			ALAN HESABI					ISI KAYBI HESABI					ARTIRIMLAR										
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik	Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren	Isı geçiş katsayısı	Sıcaklık farkı	Artırmsız ısı kaybı	Birtleşik Zam	Yükseklik Zam	Yön Zam	Toplam	Toplam ısı ihtiyacı						
									A									U	ΔT	Q_o	Z_d	Z_h	Z_w
		cm	m	m	m ²	tane	m ²	m ²	W/m ² K	°K	W	%	%	%	I+%	W							
ODA 02 (20 °C) Güney Sandviç																							
ÇCP	G	-	0,77	1,05	0,81	1		0,81	1,9	38	58,37						TASYUNU						
Ki	G	20	1,55	0,40	0,62	1		0,62	3,282	38	77,32												
DD1	G	-	1,55	2,80	4,34	1	1,43	2,91	0,544	38	60,19												
ÇCP	G	-	0,77	1,05	0,81	1		0,81	1,9	38	58,37						CrbEPS						
Ki	G	20	1,55	0,40	0,62	1		0,62	3,282	38	77,32												
DD2	G		1,55	2,80	4,34	1	1,43	2,91	0,444	38	49,12												
Ko	G	30	0,40	2,80	1,12	1		1,12	2,839	38	120,83												
Artırmsız Isı Kaybı $Q_o =$											501,53	7	0	-5	1,02	511,56							
Enfiltrasyon Isı Kaybı					$Q_s = 1/3.6 \Sigma a.l.R.H.\Delta T.Ze =$					0						0,0							
Toplam Isı Kaybı Q_T																	511,6						
ODA 02 (20 °C) Batı İçten																							
ÇCP	B	-	1,05	1,10	1,16	0,5		0,58	2,8	38	61,45						İÇTEN 5						
Ki	B	20	1,40	0,40	0,56	1		0,56	0,577	38	12,28												
DD1	B	-	1,40	2,80	3,92	1	1,14	2,78	0,485	38	51,28												
Ko	B	40	0,30	2,80	0,84	1		0,84	2,501	38	79,83												
ÇCP	B	-	1,05	1,10	1,16	0,5		0,58	2,8	38	61,45						İÇTEN 3						
Ki	B	20	1,40	0,40	0,56	1		0,56	0,861	38	18,32												
DD2	B	-	1,40	2,80	3,92	1	1,14	2,78	0,672	38	71,05												
Ko	B	40	0,30	2,80	0,84	1		0,84	0,796	38	25,41												
Artırmsız Isı Kaybı $Q_o =$											381,07	7	0	0	1,07	407,74							
Enfiltrasyon Isı Kaybı					$Q_h = 1/3.6 \Sigma a.l.R.H.\Delta T.Ze =$					0						0,0							
Toplam Isı Kaybı Q_T																	407,7						
ODA 02 (20 °C) Kuzey Sandviç																							
ÇCP	K	-	1,01	1,09	1,10	0,5		0,55	1,5	38	31,38						2+2+2 EPS						
Ki	K	20	1,55	0,40	0,62	1		0,62	0,691	38	16,28												
DD1	K	-	1,55	2,80	4,34	1	1,17	3,17	0,435	38	52,39												
Ko	K	30	0,40	2,80	1,12	1		1,12	0,562	38	23,92												
ÇCP	K	-	1,01	1,09	1,10	0,5		0,55	1,5	38	31,38						3+3 EPS						
Ki	K	20	1,55	0,40	0,62	1		0,62	0,861	38	20,29												
DD2	K	-	1,55	2,80	4,34	1	1,17	3,17	0,435	38	52,39												
Ko	K	40	0,20	2,80	0,56	1		0,56	0,827	38	17,60												
Artırmsız Isı Kaybı $Q_o =$											245,62	7	0	5	1,12	275,09							
Enfiltrasyon Isı Kaybı					$Q_h = 1/3.6 \Sigma a.l.R.H.\Delta T.Ze =$					0,28		24,36		0,9		2,43		38		1,2		674,8	
ODA 02																						949,9	
Toplam Isı Kaybı Q_T																					949,9		

Çizelge 3.2 Evin ısı kaybı hesabı (Kılınc, 2011) (Devamı)

KOMBİ ODASI 02 (20 °C)																
Ko	G	30	0,40	2,80	1,12	1	1,12	0,495	38	21,07				G Tuğla		
Ki	G	20	1,60	0,40	0,64	1	0,64	0,507	38	12,33						
DD1	G	-	2,00	2,80	5,60	1	1,76	3,84	0,435	38	63,48					
Ko	K	30	0,40	2,80	1,12	1	1,12	0,495	38	21,07				K Tuğla		
Ki	K	20	1,60	0,40	0,64	1	0,64	0,507	38	12,33						
DD1	K	-	2,00	2,80	5,60	1	1,76	3,84	0,435	38	63,48					
Ko	D	30	0,30	2,80	0,84	2	1,68	0,484	38	30,90				Kapı Tarafı		
Ki	D	20	2,80	0,40	1,12	1	1,12	0,507	38	21,58						
DK	D	-	1,20	2,20	2,64	1	2,64	5,5	38	551,76						
DD1	D	-	2,80	2,80	7,84	1	3,76	4,08	0,435	38	67,44					
										Artırmsız Isı Kaybı $Q_o =$	865,42	7	0	0	1,07	926,00
Enfiltrasyon Isı					$Q_h = 1/3.6 n.p.c_p.\Delta T.V =$	0,28	0,33	1,4	1,005	38	19			90,0		
Enfiltrasyon Isı					$Q_h = 1/3.6 \Sigma a.l.R.H.\Delta T.Ze =$	0,28	13,6	0,9	2,43	38	1			314,0		
										Toplam Isı Kaybı	1329,9					

ODA 01 (20 °C) Güney Bims																
ÇCP	G	-	0,79	0,99	0,78	1	0,78	1,5	38	44,58				Yltm Bims		
Ki	G	20	1,30	0,40	0,52	1	0,52	0,507	38	10,02						
DD1	G	-	1,30	2,80	3,64	1	1,30	2,34	0,348	38	30,92					
ÇCP	G	-	0,79	0,99	0,78	1	0,78	1,7	38	50,52				Bims		
Ki	G	20	1,30	0,40	0,52	1	0,52	3,282	38	64,85						
DD2	G	-	1,30	2,80	3,64	1	1,30	2,34	0,827	38	73,47					
Ko	G	30	0,40	2,80	1,12	1	1,12	2,839	38	120,83						
										Artırmsız Isı Kaybı $Q_o =$	395,19	7	0	-5	1,02	403,09
Enfiltrasyon Isı					$Q_h = 1/3.6 \Sigma a.l.R.H.\Delta T.Ze =$	0,28	11,08	0,9	2,43	38	1			255,8		
										Toplam Isı Kaybı	658,9					

ODA 01 (20 °C) Kuzey Montaj Duvar 5cmEPS																
Ki	K	20	2,60	0,40	1,04	1	1,04	0,577	38	22,80						
DD	K	-	2,60	2,80	7,28	1	1,04	6,24	0,485	38	115,00					
Ko	K	30	0,20	2,80	0,56	1	0,56	0,562	38	11,96						
										Artırmsız Isı Kaybı $Q_o =$	149,77	7	0	5	1,12	167,74
Enfiltrasyon Isı					$Q_h = 1/3.6 \Sigma a.l.R.H.\Delta T.Ze =$		0							0,0		
										Toplam Isı Kaybı	167,7					

TAVAN VE DÖŞEME (20 °C)																
Dö	-	8,50	3,40	28,90	1	28,90	0,485	28	392,46							
Ta	-	8,50	3,40	28,90	1	28,90	0,293	22	186,29							
										Artırmsız Isı Kaybı $Q_o =$	578,75	7	0	0	1,07	619,26
Enfiltrasyon Isı					$Q_h = 1/3.6 \Sigma a.l.R.H.\Delta T.Ze =$		0							0,0		
										Toplam Isı Kaybı	619,3					

ODA 02 (20 oC) Güney Sandviç	511,6	W
ODA 02 (20 oC) Batı İçten	407,7	W
ODA 02 (20 oC) Kuzey Sandviç	949,9	W
KOMBİ ODASI 02 (20 oC)	1329,9	W
ODA 01 (20 oC) Güney Bims	658,9	W
ODA 01 (20 oC) Kuzey Montaj Duvar 5cmEPS	167,7	W
TAVAN VE DÖŞEME (20 oC)	619,3	W
GENEL TOPLAM	4645,0	W

3.2 Toprak Isı Değiştiricisinin Oluşturulması

Hesaplanan ısı kaybı değerine göre topraktan ısı çekmek için yatay toprak ısı değiştiricisinin (TID) boyutlandırılması gerekir.

3.2.1 Toprak ısı değiştiricisinin boyutlandırılması

Toprak ısı değiştiricisinde kullanılacak borunun uzunluğu iki yönteme göre belirlenmektedir.

Birincisinde; literatürde bulunan toprak türüne bağlı ısı çekme kapasitesi değerleri kullanılarak öncelikle gerekli toprak alanı ve ısı çekme kapasitesine göre boru uzunluğu hesaplanabilir. Bu yönteme ait hesaplama rneği aşağıda verilmiştir.

Toprak altı ısı değiştiricinin boyutlandırılması için öncelikle toprağın ısı çekme kapasitesi belirlenmelidir. Toprak türüne göre ısı çekme kapasitesi izelge 3.3’de verilmiştir (Yoldaş ve Durmaz, 2008; Dumlu, 2012).

Çizelge 3.3 Toprak türüne göre ısı çekme kapasitesi

Toprak Türü	Isı ekme Kapasitesi
Kumlu kuru toprak	10 - 15 W/m ²
Kumlu yaş toprak	15 - 20 W/m ²
Killi kuru toprak	20 - 25 W/m ²
Killi ıslak toprak	25 - 30 W/m ²
Yeraltı suyu olan toprak	30 - 35 W/m ²

Isıtma kapasitesinin bilindiği durumlarda, denklem 3.1 kullanılarak döşeme alanı hesaplanabilir (Yoldaş ve Durmaz, 2008).

$$A \text{ (m}^2\text{)} = \text{Isıtma Kapasitesi (W)} / \text{Isı ekme Kapasitesi (W/m}^2\text{)} \quad [3.1]$$

Toprak ısı değiştiricisinin kurulacağı toprağın killi ve ıslak olduğu kabul edilirse ısı çekme kapasitesi 25 W/ m² olarak alınabilir. Bu durumda 5 kW ‘lık bir ısı kapasitesi için gerekli alan;

$$A = 5000 \text{ W} / 25 \text{ W/ m}^2 = 200 \text{ m}^2 \text{ olarak hesaplanır.}$$

Boru çaplarına, boruların arındaki mesafeye göre metrekareye düşen boru boyu;

PE boru 20 x 2,0 için ara mesafe 0,33 m olduğunda 1 m²’ye 3 m boru,

PE boru 25 x 2,3 için ara mesafe 0,50 m olduğunda 1 m²'ye 2 m boru,
PE boru 32 x 2,9 için ara mesafe 0,70 m olduğunda 1 m²'ye 1,5 m boru olarak belirlenir
(Yoldaş ve Durmaz, 2008).

DN 25 çaplı boru seçilirse boru boyu;

$$L = 200 \text{ m}^2 * 2 \text{ m} / \text{m}^2 = 400 \text{ m} \text{ olarak hesaplanır.}$$

İkinci yöntemde ise boru boyu ısıtma koşullarında denklem 3.2 ve soğutma koşullarında denklem 3.3 ile hesaplanabilir. Bu denklemde bulunan bazı değerler hesaplanmış, bazı değerler kabul edilmiş ve bazı değerler ise kataloglardan alınmıştır.

Isıtma için;

$$L_{\text{ıs.}} = \frac{572 \frac{\text{COP}_{\text{ıs.}} - 1}{\text{COP}_{\text{ıs.}}} [R_b + (R_t * F_{\text{ıs.}})]}{(T_I - T_{\text{min}})} \quad [3.2]$$

Soğutma için;

$$L_{\text{soğ.}} = \frac{572 \frac{\text{COP}_{\text{soğ.}} + 1}{\text{COP}_{\text{soğ.}}} [R_b + (R_t * F_{\text{soğ.}})]}{(T_{\text{maks}} - T_h)} \quad [3.3]$$

$L_{\text{ıs.}}$: Isıtma kapasitesi için gerekli olan boru uzunluğu (m/kW)

$L_{\text{soğ.}}$: Soğutma kapasitesi için gerekli olan boru uzunluğu (m/kW)

$\text{COP}_{\text{ıs.}}$: Seçilen cihazın ısıtma etki katsayısı

$\text{COP}_{\text{soğ.}}$: Seçilen cihazın soğutma etki katsayısı

R_t : Toprak ısı direnci (m°C/W)

R_b : Boru ısı direnci (m°C/W)

T_I : Yılın en düşük toprak sıcaklığı (°C)

T_h : Yılın en yüksek toprak sıcaklığı (°C)

T_{min} : Cihaza giren minimum su tasarım sıcaklığı (°C)

T_{maks} : Cihaza giren maksimum su tasarım sıcaklığı (°C)

$F_{\text{ıs.}}$: Isıtma çalışma faktörü


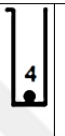
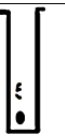





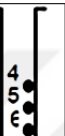


$F_{\text{soğ.}}$: Soğutma çalışma faktörü'dür (Hepbaşlı ve Hancıoğlu, 2001).

Bu denklemde bulunan bazı parametrelere ait bilgiler aşağıda verilmiştir.

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 çizelge 3,4'de belirtilmiştir (Hepbaşlı ve Hancıoğlu, 2000).

Çizelge 3.4 Toprak ısı direnci (Miles, 1994; Hancıoğlu, 2000)

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

Boru ısı direnci (R_b)

Boru ısı direnci çizelge 3.5'den boru çapına bağlı olarak belirlenebilir.

Çizelge 3.5 Boru ısı direnci (Dumlu, 2012)

R_b (yatay) / R_b (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 / 0,089	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

Isıtma için toprak ısı değiştiricisi boru uzunluğu 32 m/kW olarak hesaplanmıştır.

3.2.2 Toprak kazı işlemi

Literatürde yatay TKIP yapılan çalışmalarda 2 m'den sonra toprak sıcaklığının çok fazla değişmediğinden dolayı yatay uygulamalar genellikle 2 m derinlikte yapılmıştır. Sivas'ın soğuk iklim bölgesinde yer alması nedeniyle toprak ısı değiştiricinin 2,5 m derinliğe yerleştirilmesine karar verilmiştir. İş makinası kullanılarak 2,5 m derinliğinde yaklaşık olarak 27 m uzunluğunda ve 6 m genişliğinde alanda kazı yapılmıştır.

Kazılan alandan çıkan toprak, traktör ile kazı alanından taşınmıştır. Borular döşendikten sonra kazı alanı bu toprak ile tekrar doldurularak boruların üzeri kapatılmış ve toprak iyice sıkıştırılmıştır.



Şekil 3.3 Kazı işleminin başlarında kazı alanı



Şekil 3.4 Kazı işleminin sonunda kazı alanı

3.2.3 Boruların toprak altına yerleştirilmesi

Yüksek işletme basıncına dayanıklı polietilen borulardan oluşturulan toprak ısı değiştiricisi (TID) 100 m uzunluğunda kangallar halinde temin edilmiştir. 4 kangal boru kullanılarak 370 m uzunluğundaki ısı değiştirici oluşturulurken borular 2,5 m derinliğe yatay olarak yerleştirilmiş ve borular arasında 40 cm boşluklar bırakılmıştır. Boru hatları sisteme eklenen kollektör ile birleştirilmiş ve borular su ile doldurularak sızdırmazlık testi yapılmıştır. Herhangi bir sızdırma tespit edilmediğinden dolayı çukur toprakla doldurulmuş ve sıkıştırılmıştır. Şekil 3.5 toprak ısı değiştiricinin oluşturulma aşamaları gösterilmiştir.

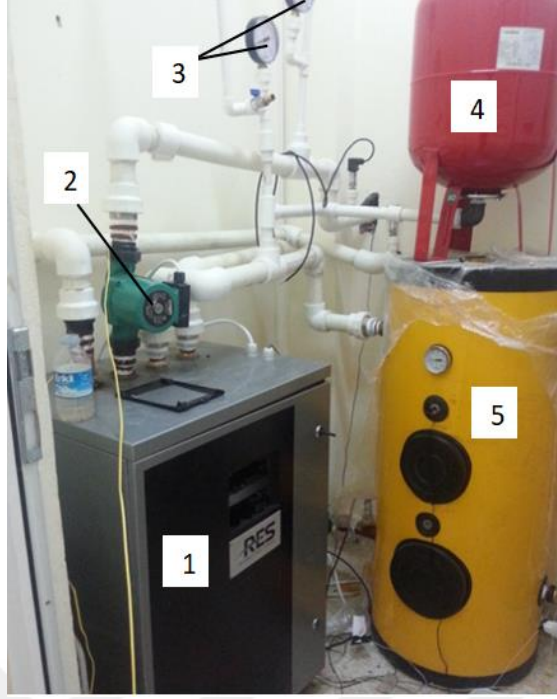


Şekil 3.5 Toprak ısı değiştircilerinin yerleştirilme aşamaları

3.2.4 Tesisatın kurulması

Enerji evi girişine yerleştirilen, elemanları bir arada bulunan ısı pompası ile TID boruları bağlantısı gerçekleştirilmiştir. Isı pompası ile radyatör hattı arasında 50 L hacminde sıcak su depolamak için bir akümülasyon tankı kullanılmıştır.

Şekil 3.6'da ısı pompası, antifrizli suyun dolaşımını sağlayan dolaşım pompası, antifrizli suyun ve i tesisatta dolaşan suyun basıncı ölçen manometreler, genleşme tankı, akümülasyon tankı ve bu bileşenler arasında oluşturulan tesisat görülmektedir.



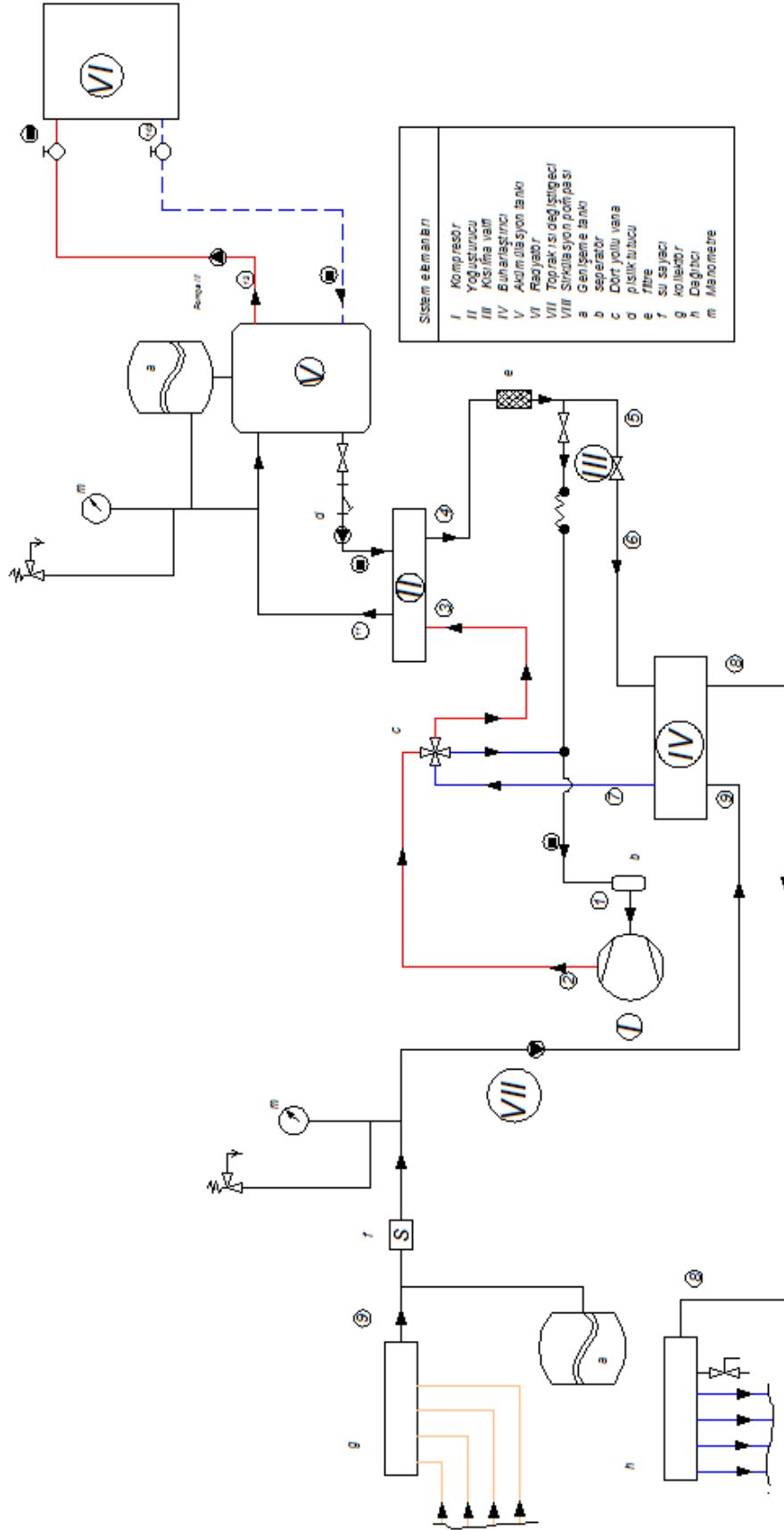
Şekil 3.6 Deney tesisatı

Çizelge 3.6 Şematik gösterimde kullanılan kısaltmalar

1	Isı pompası
2	Sirkülasyon pompası
3	Manometreler
4	Genleşme tankı
5	Akümülayon tankı

3.3 Deney Sistemi

Isı pompası enerji evinin giriş odasına kurulmuştur. Deney sistemi, toprak devresi, ısı pompası devresi ve ısıtma devresi olmak üzere üç devreden oluşmaktadır. Deney sisteminde sıcaklık, basınç, elektrik gücü ve debi değerleri belli zaman aralıklarıyla kaydedilmektedir. Bu ölçümler ve kullanılan donanım bir sonraki bölümde detaylı bir şekilde açıklanacaktır. Deney tesisatının şematik gösterimi şekil 3.7’de verilmiştir.



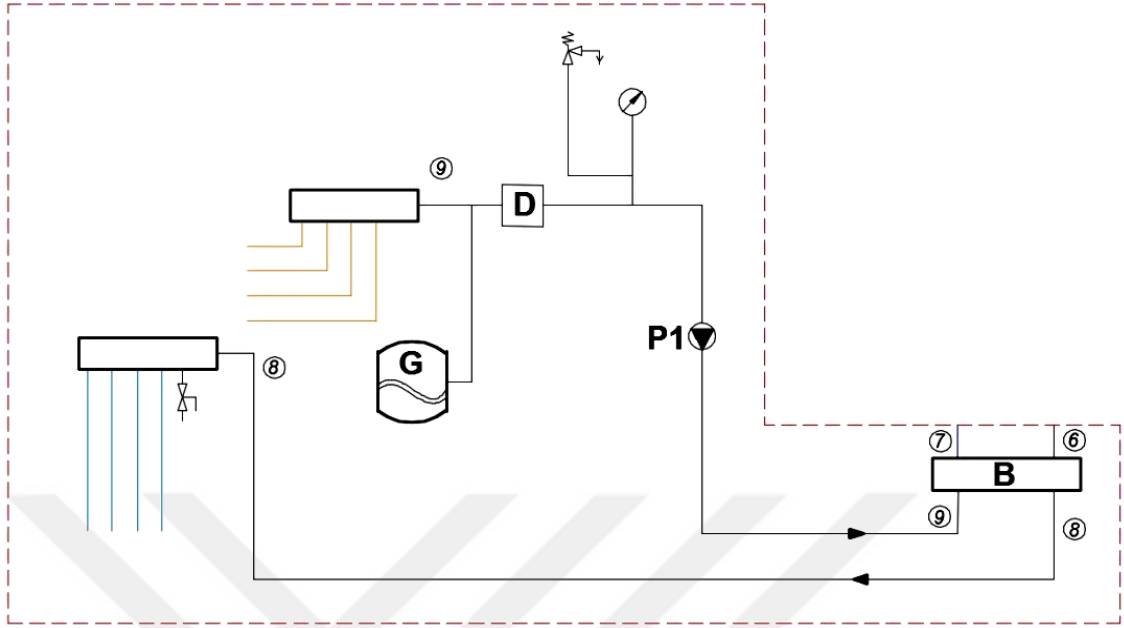
Şekil 3.7 Deney düzeneğinin tesisat şeması

Buharlaştırıcıdan çıkan 8 numaralı soğuk antifrizli su P1 dolaşım pompası kullanılarak toprak altındaki borularda dolaştırılır. Toprakta ısı çekerek ısınan antifrizli su toprak ısı değiştiricisinden 9 halinde çıkar ve önce su sayacından geçirilerek debisi ölçülür. Antifrizli su, buharlaştırıcıda ısısını soğutucu akışkana aktarır. Islak buhar (buhar – sıvı karışımı) olarak buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkan bu işlem sırasında tamamen buharlaşır ve buharlaştırıcıdan 7 halinde kızgın buhar fazında çıkar. Kompresöre herhangi bir zarar vermemesi için sıvı ayırıcıdan geçirilen soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde girer. Soğutucu akışkan basıncı ve sıcaklığı yükseltilerek 2 koşullarında kompresörden çıkar ve 3 koşullarında yoğuşturucuya girer. Soğutucu akışkan yoğuşturucuda ısısını suya aktararak sıvı faza geçer. Sıvı fazdaki soğutucu akışkan 5 koşullarında filtreden geçerek kısılma vanasına girer. Burada basıncı buharlaştırıcı basıncına düşürülen soğutucu akışkan 6 koşullarında ıslak buhar fazında buharlaştırıcıya giriş yapar ve bu döngüyü tekrarlar. Yoğuşturucuda ısınan su 11 koşullarında yoğuşturucudan çıkararak akümülasyon tankına girer. P2 dolaşım pompası akümülasyon tankı ile yoğuşturucu arasındaki suyun dolaşımını sağlanır. Akümülasyon tankından 13 koşullarında sıcak olarak ayrılan ısıtma suyu, kalorimetreden geçer ve debisi ölçülür. Radyatörlerde dolaşarak ısısını ortam havasına aktaran ısıtma suyu 14 koşullarında soğumuş olarak akümülasyon tankına geri döner. Isıtma suyunun tesisatta dolaşımını P3 dolaşım pompası ile sağlanır. Sistemde bulunan manometreler ile kompresör giriş ve çıkış basınçları ölçülmektedir. Yüksek noktalara yerleştirilen hava alma purjrleri ile toprak altı ve i tesisatın havasının atılması sağlanmıştır.

3.3.1 Toprak devresi

Toprak devresi, toprak altı ısı değiştiriciler, kollektör, dolaşım pompası, debi ölçmede kullanılan su sayacı ve genleşme tankından meydana gelmektedir. Isı değiştirici ısıtma modunda buharlaştırıcı, soğutma modunda ise yoğuşturucu olarak çalışmaktadır.

Toprak devresine ait tesisat şeması şekil 3.8’de verilmiştir.



Şekil 3.8 Toprak devresi

Şekil 3.8’de kullanılan gösterim aşağıdaki gibidir.

- 6: Buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkan
- 7: Buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan
- 8: Buharlaştırıcıda ısısını soğutucu akışkana aktarmış antifrizli su
- 9: Topraktan ısı çekip buharlaştırıcıya giren antifrizli su
- B: Buharlaştırıcı
- D: Antifrizli suyun debisinin ölçüldüğü su sayacı
- G: Genleşme tankı
- P1: Antifrizli suyun dolaşımını sağlayan dolaşım pompası

Toprak ısı değiştiricisi, 2,5 m derinliğinde 10 bar işletme basıncına dayanaklı PE100 (polietilen) borudan oluşturulmuştur. Toprak ısı değiştiricisinde akışkan olarak antifriz oranı kütlece %20 olan antifrizli su kullanılmıştır. TID borularını oluşturan dört hattın ısı pompasına girmeden önce birleştirilmesi için geliş kollektör ve ısı pompası dönüşünde tekrar ayrılması için sisteme dönüş kollektörü eklenmiştir. Donma ihtimaline karşılık, borular toprağın 1 m derinliğinden itibaren kollektör girişine ve aynı Şekilde ıkışı kadar

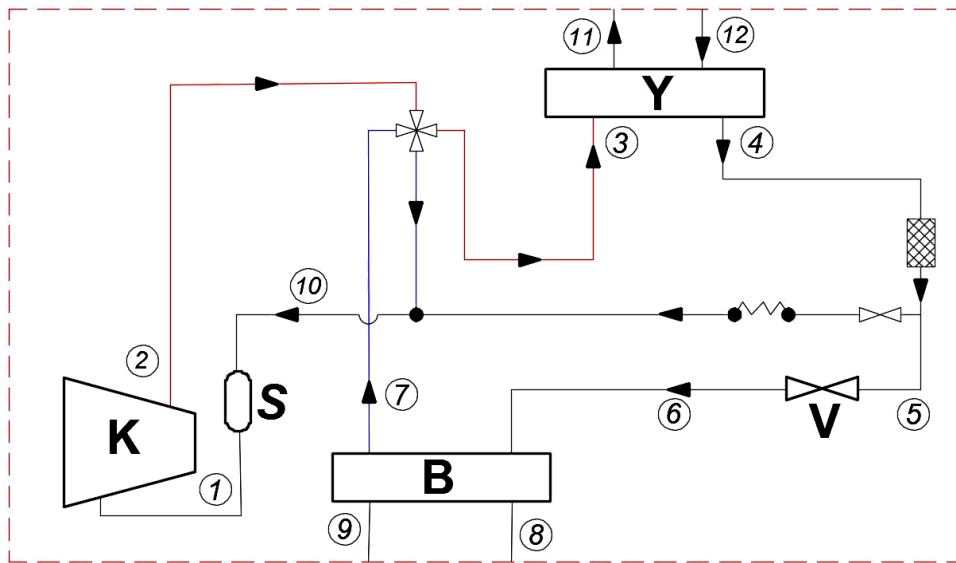
yalıtılmıştır. Ayrıca kollektörde meydana gelebilecek donmayı engellemek için kollektörün etrafı kapatılmıştır. Şekil 3.9'da kollektör ve kollektörün bulunduğu hacimin görüntüsü verilmiştir.



Şekil 3.9 Geliş ve dönüş kollektörleri

3.3.2 Isı pompası devresi

Isı pompası devresi buharlaştırıcı, kompresör, yoğuşturucu, kısılma vanası, sıvı ayırıcı, dört yollu vana, filtre, kılcal boru ve by-pass vanasından oluşmaktadır. Isı pompası devresine ait tesisat Şeması Şekil 3.10'da verilmiştir.



Şekil 3.10 Isı pompası devresi

- 1: Kompresöre kızgın buhar olarak giren soğutucu akışkan
- 2: Kompresörden kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan
- 3: Yoğuşturucuya giren kızgın buhar fazında soğutucu akışkan
- 4: Yoğuşturucudan çıkan sıkıştırılmış sıvı fazında soğutucu akışkan
- 5: Kısılma vanasına giren sıkıştırılmış sıvı fazında soğutucu akışkan
- 6: Buharlaştırıcıya giren ıslak buhar fazında soğutucu akışkan
- 7: Buharlaştırıcıdan kızgın buhar olarak çıkan soğutucu akışkan
- 8: Buharlaştırıcıda ısınıp soğutucu akışkana aktarmış antifrizli su
- 9: Topraktan ısı çekip buharlaştırıcıya giren antifrizli su
- 10: Sıvı ayırıcıya giren kızgın buhar fazında soğutucu akışkan
- 11: Yoğuşturucuda ısınıp akümülyasyon tankına giden su
- 12: Akümülyasyon tankından yoğuşturucuya dönen su
- B: Buharlaştırıcı
- K: Kompresör
- S: Sıvı ayırıcı
- V: Kısılma vanası
- Y: Yoğuşturucu

Bu elemanlar Restherma markasına ait IP11SS model cihazın içerisinde bir arada bulunmaktadır. Isı pompasına ait görseller şekil 3.11’de, teknik değerler çizelge 3.6’da verilmiştir.



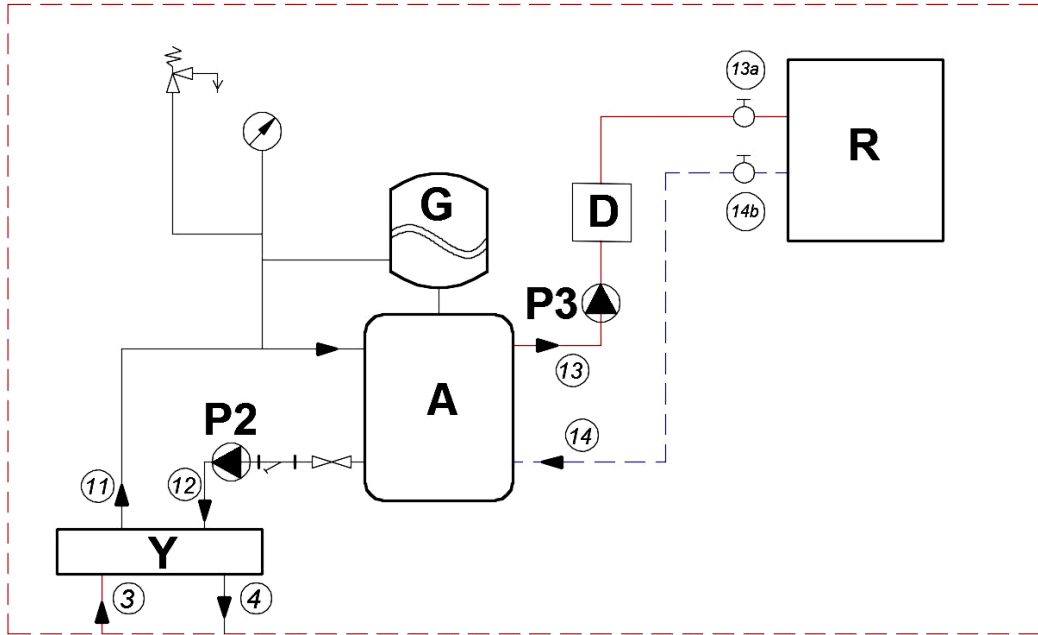
Şekil 3.11 Kullanılan ısı pompası (Restherma Ürün Kataloğu)

Çizelge 3.7 Isı pompasının teknik değerleri (Restherma Ürün Kataloğu)

ISITMA	Nominal kapasite	10,5 kW
	COP	5
	Maksimum çıkış suyu sıcaklığı	55 °C
SOĞUTMA	Nominal kapasite	8,5 kW
	EER	4,29
	Minimum çıkış suyu sıcaklığı	7 °C
	Soğutucu akışkan	R410 A
	Kompresör Tipi	SCROLL
	Kompresör markası	DAIKIN

3.3.3 Isıtma devresi

Isıtma devresi, radyatörler, iki adet dolaşım pompası, kalorimetre ve akümülyasyon tankından oluşmaktadır. Enerji evinin ısıtılması için orta odada 1,5 m ve arka odada 1,6 m olmak üzere toplam dizayn marka 22 PKKP 600 3,1 m radyatör bulunmaktadır. Şekil 3.12’de ısıtma devresinin tesisat şeması gösterilmiştir.



Şekil 3.12 Isıtma devresi

- 3: Yoğuşturucuya giren kızgın buhar fazında soğutucu akışkan
- 4: Yoğuşturucudan çıkan sıkıştırılmış sıvı fazında soğutucu akışkan

- 11: Yoğuşturucuda ısınıp akümülyasyon tankına giden su
- 12: Akümülyasyon tankından yoğuşturucuya dönen su
- 13: Akümülyasyon tankından radyatörlere giden sıcak su
- 14: Radyatörlerden akümülyasyon tankına dönen soğumuş su
- A: Akümülyasyon tankı
- D: Kalorimetre
- G: Genleşme tankı
- P2: Yoğuşturucu ile akümülyasyon tankı arasındaki suyun dolaşımını sağlayan dolaşım pompası
- P3: Akümülyasyon tankı ile radyatörler arasındaki suyun dolaşımını sağlayan dolaşım pompası
- R: Radyatörler
- Y: Yoğuşturucu

3.4 Deneylerde Yapılan Ölçümler

Deneyler sırasında farklı noktalarda sıcaklık, basınç, debi ölçümleri yapılmıştır. Ayrıca dolaşım pompalarının ve kompresörün elektrik tüketimi ölçülmüştür.

3.4.1 Sıcaklık ölçümleri

Deneyler sırasında, termokupllar (ısı çiftleri) kullanılarak iç ortam sıcaklığı, dış ortam sıcaklığı, 0,5 m, 1 m, 1,5 m, 2 m ve 2,5 m derinliklerde toprak sıcaklıkları, ısıtma suyu sıcaklıkları, soğutucu akışkan sıcaklıkları ve antifrizli su sıcaklıkları ölçülmüştür. Dış ortam sıcaklığı 3 farklı noktadan ölçülmüş ve bu değerlerin ortalamaları alınmıştır. Bu şekilde çevresel koşulların etkisinin azaltılması amaçlanmıştır. Benzer şekilde iç ortam sıcaklığı iki farklı noktadan ölçülüp ortalamaları alınmıştır. Ölçüm aralıklarının uygun olması sebebiyle ölçümler sırasında T tipi bakır – bakır nikel (Cu – Co) termokupllar kullanılmıştır.

Toprak sıcaklıkları ölçümünde termokupllar problemlerle birlikte kullanılmıştır. Ayrıca her derinliğe T tipi termokupllarla birlikte bir adet K tipi nikel krom – nikel (NiCr – Ni) termokupl yerleştirilmiştir. Bu şekilde toprak altına müdahalenin çok zor olması nedeniyle meydana gelebilecek olumsuzluklara karşı termokuplların yedeği oluşturulmuştur. Toprağa yerleştirilen problemlerin görüntüleri şekil 3.13’de gösterilmiştir.



Şekil 3.13 Toprak sıcaklık ölçüm probu

Sistemde kullanılacak termokupllar aynı bölgeye yerleştirilmiş ve veri toplama ünitesi (datalogger) ölçüm değerleri karşılaştırılarak termokuplların doğruluğu kontrol edilmiştir.

Ölçülen sıcaklık değerleri Agilent marka 34970A model veri toplama ünitesi ile kaydedilmiştir. Bu cihaz K ve T tipi dahil olmak üzere birçok termokupl ile kullanılabilen ve yapılan ölçümleri RS232 bağlantısı ile bilgisayara aktarılabilir. T tipi termokupl ile sıcaklık ölçüm hassasiyeti ± 1 °C olan cihaza ait bir modül 20 adet sıcaklık ölçüm kanalına sahiptir. Sunulan çalışmada iki adet modül kullanılmıştır. Deneyler sırasında kullanılan veri toplama ünitesi ve modüllerin görüntüsü şekil 3.14’de, yapılan sıcaklık ölçümleri çizelge 3.7’de verilmiştir.



Şekil 3.14 Kullanılan veri toplama ünitesi ve modüller

Çizelge 3.8 Deney sisteminde yapılan sıcaklık ölçümleri

T9	Antifrizli suyun buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı
T8	Antifrizli suyun buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklığı
T6a	Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı
T1a	Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklığı
T1	Soğutucu akışkanın kompresöre giriş sıcaklığı
T2	Soğutucu akışkanın kompresörden çıkış sıcaklığı
T3	Soğutucu akışkanın yoğuşturucuya giriş sıcaklığı
T4	Soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıkış sıcaklığı
T5	Soğutucu akışkanın kısılma vanasına giriş sıcaklığı
T6	Soğutucu akışkanın kısılma vanasından çıkış sıcaklığı
T11	Suyun akümülyasyon tankına girişi sıcaklığı
T12	Suyun akümülyasyon tankından çıkış sıcaklığı
T _{akü}	Akümülyasyon tankı sıcaklığı
T13	Isıtma suyunun radyatöre giriş sıcaklığı
T14	Isıtma suyunun radyatörden çıkış sıcaklığı
T _{iç}	İç ortam sıcaklığı
T _{dış}	Dış ortam sıcaklığı
T15	0,5 m derinliğinde toprak sıcaklığı
T16	1 m derinliğinde toprak sıcaklığı
T17	1,5 m derinliğinde toprak sıcaklığı
T18	2 m derinliğinde toprak sıcaklığı
T19	2,5 m derinliğinde toprak sıcaklığı

3.4.2 Basınç ölçümleri

Kompresör giriş ve çıkışında bulunan manometreler yardımıyla sistemin yüksek ve alçak basınçları ölçülmüştür. Ölçüm yapılan manometreler şekil 3.15’de gösterilmiştir.



Şekil 3.15 Manometrelerin görünümü

3.4.3 Debi ölçümleri

Deney düzeneğinde toprak altı ısı değiştiricisinde dolaşan antifrizli suyun ve ısıtma suyunun debisi ölçülmüştür. Antifrizli suyun debisinin belirlenmesinde su sayacı kullanılmıştır. Isıtma suyunun debisinin ölçümünde ısıtma devresinde mevcut olan CF- UltramaXX MK ultrasonik termal enerji sayacı (Şekil 3.16) kullanılmıştır. Sayacın hassasiyeti EN1434 class 2-3 (yaklaşık $\pm\%2-3$)'tür.



Şekil 3.16 Ultrasonik termal enerji sayacı

3.4.4 Güç ölçümleri

Isı pompasının ve dolaşım pompalarının tükettiği gücün ölçülmesi ve kaydedilmesi için KAEL firmasının ürettiği multiser-02-pc-tft şebeke analizöründen iki adet kullanılmıştır.

Şekil 3.17’de gösterilen analizör yapılan ölçümleri belirlenen aralıklarla hafıza kartına kaydedebilme özelliğine sahiptir. Şebeke analizörüne ait görsel şekil 3.17’de, yapılabilen bazı ölçümler çizelge 3.8’de verilmiştir. Analizörün hassasiyeti class 1 (yaklaşık $\pm\%1$)’dir.



Şekil 3.17 Şebeke analizörü

Çizelge 3.9 Şebeke analizöründe yapılabilen ölçümler

Gerilim
Akım
Güç Faktörü
Fazlara ait $\cos\Phi$ değerleri
Frekans (Hz)
Aktif Güç
İnduktif Reaktif Güç
Kapasitif Reaktif Güç
Görünen Güç
Aktif Enerji
İnduktif Reaktif enerji
Kapasitif Reaktif enerji

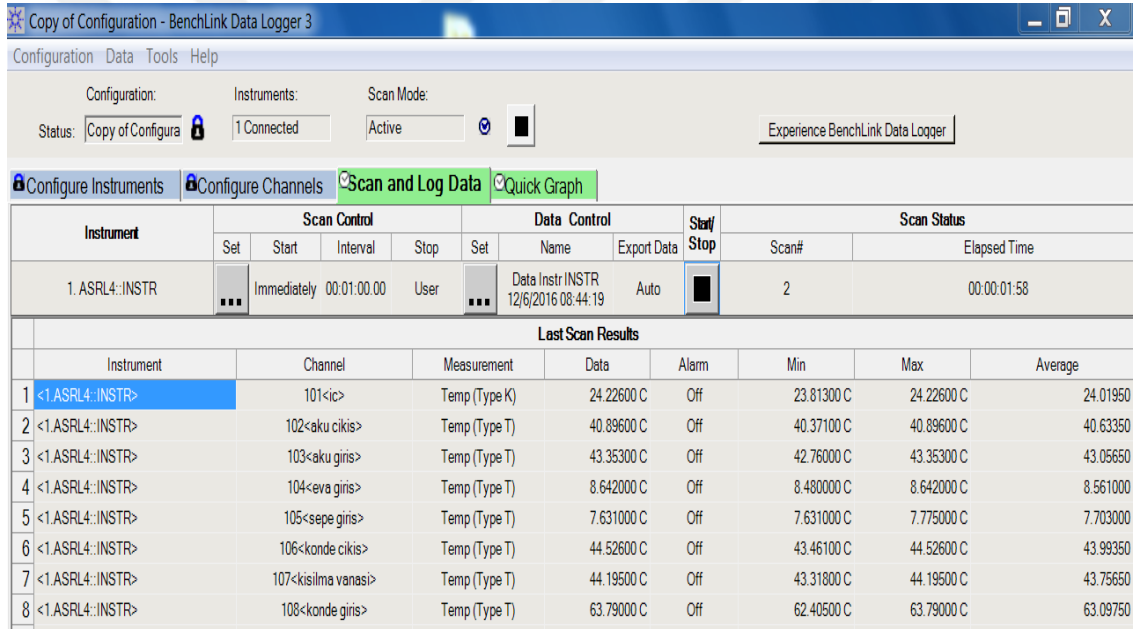
3.5 Kullanılan Yazılımlar

Ölçümlerin kayıt edilmesi, kayıt edilen verilerin bilgisayarda açılması ve düzenlenmesi için kullanılan yazılımlar bu başlıkta verilecektir.

3.5.1 Benchlink data logger 3

Sistemde kullanılan veri toplama ünitesine ait yazılım verilerin toplanması ve analiz edilmesi için kullanılmaktadır. Yazılımda şekil 3.18’de görüldüğü gibi toplanacak ölçüm verilerini tanımlamak için bir tablo oluşturulmaktadır. Bununla birlikte kayıt başlama zamanı, kayıt bitirme zamanı ve kayıt periyodu yazılımdan ayarlanabilmektedir.

Yazılımdan .csv uzantısında alınan kayıt dosyaları Microsof Excel programına aktarılarak düzenlenmiştir.

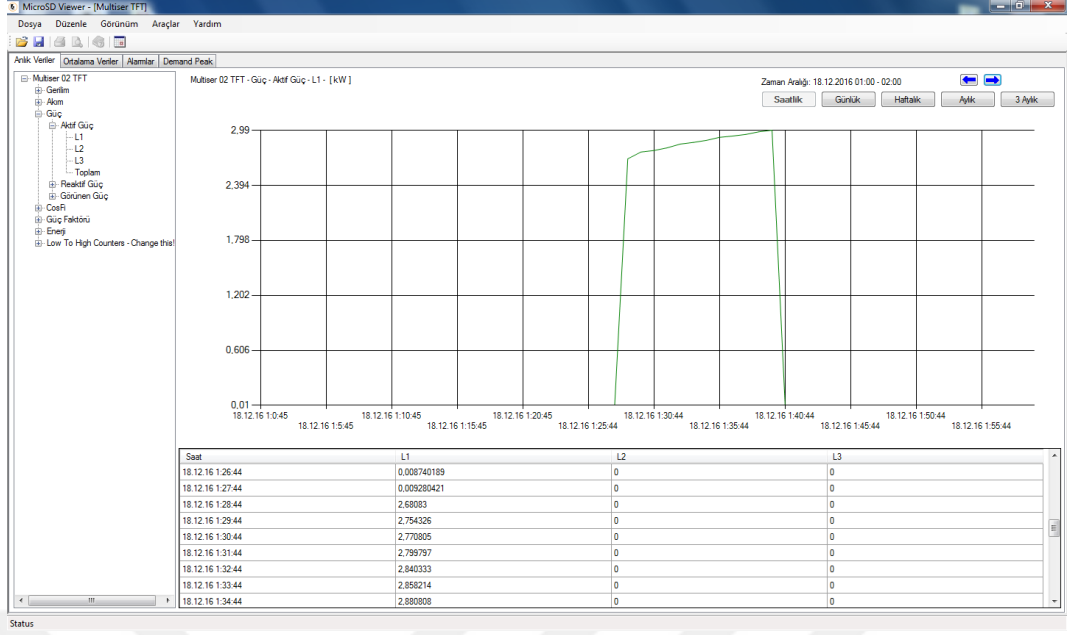


Instrument	Scan Control				Data Control			Stat/Stop	Scan Status	
	Set	Start	Interval	Stop	Set	Name	Export Data		Scan#	Elapsed Time
1.ASRL4::INSTR	...	Immediately	00:01:00.00	User	...	Data Instr INSTR 12/6/2016 08:44:19	Auto	...	2	00:00:01:58
Last Scan Results										
	Instrument	Channel	Measurement	Data	Alarm	Min	Max	Average		
1	<1.ASRL4::INSTR>	101<ic>	Temp (Type K)	24.22600 C	Off	23.81300 C	24.22600 C	24.01950		
2	<1.ASRL4::INSTR>	102<aku cikis>	Temp (Type T)	40.89600 C	Off	40.37100 C	40.89600 C	40.63350		
3	<1.ASRL4::INSTR>	103<aku giris>	Temp (Type T)	43.35300 C	Off	42.76000 C	43.35300 C	43.05650		
4	<1.ASRL4::INSTR>	104<eva giris>	Temp (Type T)	8.642000 C	Off	8.480000 C	8.642000 C	8.561000		
5	<1.ASRL4::INSTR>	105<sepe giris>	Temp (Type T)	7.631000 C	Off	7.631000 C	7.775000 C	7.703000		
6	<1.ASRL4::INSTR>	106<konde cikis>	Temp (Type T)	44.52600 C	Off	43.46100 C	44.52600 C	43.99350		
7	<1.ASRL4::INSTR>	107<kisilma vanasi>	Temp (Type T)	44.19500 C	Off	43.31800 C	44.19500 C	43.75650		
8	<1.ASRL4::INSTR>	108<konde giris>	Temp (Type T)	63.79000 C	Off	62.40500 C	63.79000 C	63.09750		

Şekil 3.18 Veri toplama ünitesi programı arayüzü

3.5.2 Kael viewer

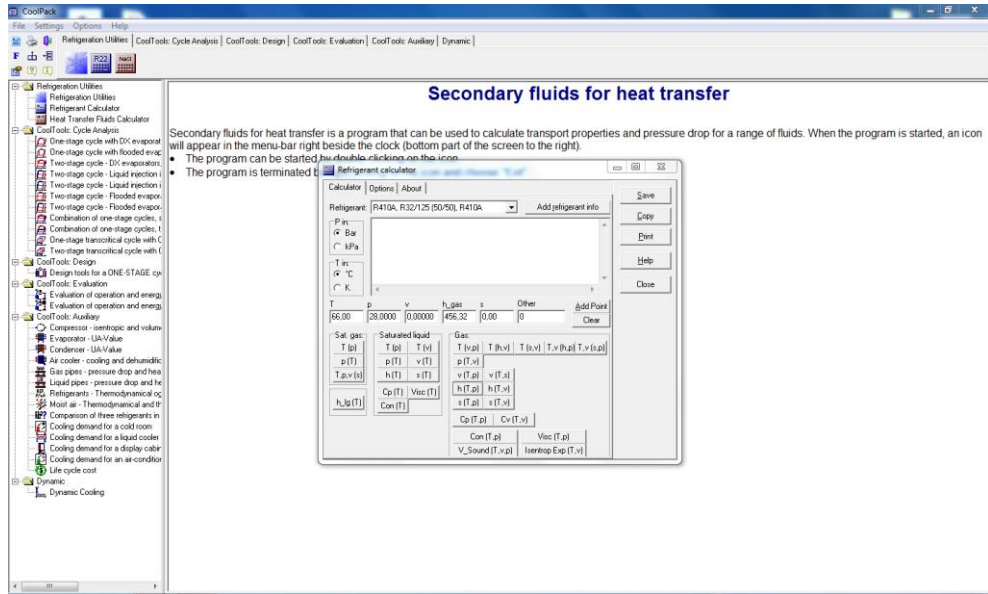
Şebeke analizörü, kompresör ve dolaşım pompalarına ait güç ve enerji verilerini ayarlanan ölçüm aralıkları ile hafıza kartına kaydetmektedir. Bu veriler bilgisayarda kael viewer yazılımı kullanılarak görüntülenebilmekte ve excel formatından kaydedilebilmektedir. Programın ekran görüntüsü şekil 3.19’da verilmiştir.



Şekil 3.19 Şebeke analizöründen alınan verilerin görüntülenmesi

3.5.3 Cool pack

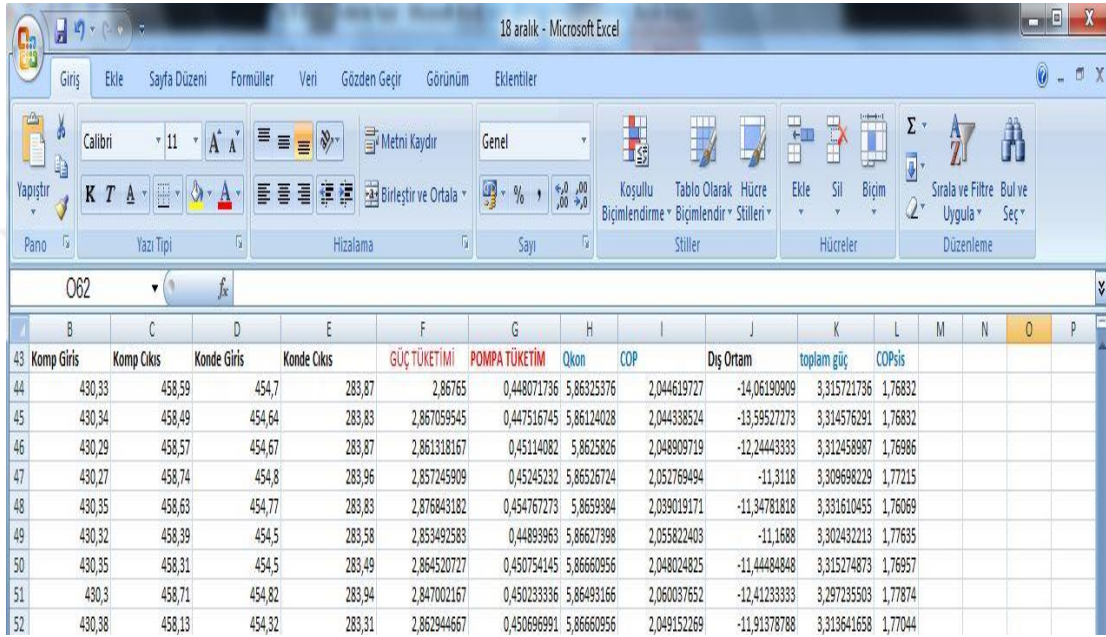
Çeşitli soğutucu akışkanların bilinen özellikleri kullanılarak termodinamik özelliklerinin belirlenmesinde kullanılan bir programdır. Sunulan çalışmada, ölçülen basınç ve sıcaklık değerleri kullanılarak su ve R410A'nın entalpi ve entropi değerleri elde edilmiştir. Programa ait görsel şekil 3.20'de verilmiştir.



Şekil 3.20 Cool pack programında değerlerin belirlenmesi

3.5.4 Microsoft Excel

Diğer yazılımlar kullanılarak elde edilen veriler (sıcaklıklar, güç değerleri) Microsoft Excel programına aktarılmıştır. Çalışma süresince kayıt edilen verilerin ortalamaları alınmış ve bu değerler için cool pack programında entalpi ve entropi değerleri belirlenmiştir. Isı pompasının ve ısı pompası sistem elemanlarının ekserji analizinin yapılabilmesi için termodinamik bağıntılar kullanılarak formülasyon oluşturulmuştur.



	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P
43	Komp Giriş	Komp Çıkış	Konde Giriş	Konde Çıkış	GÜÇ TÜKETİMİ	POMPA TÜKETİMİ	Qkon	COP	Dış Ortam	toplam güç	COPsis				
44	430,33	458,59	454,7	283,87	2,86765	0,448071736	5,86325376	2,044619727	-14,06190909	3,315721736	1,76832				
45	430,34	458,49	454,64	283,83	2,867059545	0,447516745	5,86124028	2,044338524	-13,59527273	3,314576291	1,76832				
46	430,29	458,57	454,67	283,87	2,861318167	0,45114082	5,8625826	2,048909719	-12,24443333	3,312458907	1,76986				
47	430,27	458,74	454,8	283,96	2,857245909	0,45245232	5,86526724	2,052769494	-11,3118	3,309698229	1,77215				
48	430,35	458,63	454,77	283,83	2,876843182	0,454767273	5,8659384	2,039019171	-11,34781818	3,331610455	1,76069				
49	430,32	458,39	454,5	283,58	2,853492583	0,44893963	5,86627398	2,055822403	-11,1688	3,302492213	1,77635				
50	430,35	458,31	454,5	283,49	2,864520727	0,450754145	5,86660956	2,048024825	-11,44484848	3,315274873	1,76957				
51	430,3	458,71	454,82	283,94	2,847002167	0,450233336	5,86493166	2,060037652	-12,41233333	3,297235503	1,77874				
52	430,38	458,13	454,32	283,31	2,862944667	0,450696991	5,86660956	2,049152269	-11,91378788	3,313641658	1,77044				

Şekil 3.21 Microsoft Excelde yapılan işlemler

3.6 Deneylerin Yapılışı

2016 yılının aralık ayı boyunca sistem sürekli olarak çalıştırılarak deneyler gerçekleştirilmiştir. Ancak bazı günler meydana gelen elektrik kesintisi nedeniyle sistem durmuş ve veriler alınamamıştır.

Deneyler sırasında sıcaklık ölçümleri veri toplama ünitesi tarafından, elektriksel ölçümler şebeke analizörü tarafından her dakika kaydedilmiştir. Bu veriler kullanılarak ısı pompasının ve ısı pompası sisteminin ekserji analizi yapılmıştır.

4. EKSERJİ ANALİZİ

Enerji ve ekserji analizi termodinamiğin birinci ve ikinci yasadını birlikte ele alan ve enerjinin maksimum kullanımı veya kullanılabilirliğini ifade eden bir analiz şeklidir. Enerji analizi ısı ve iş arasındaki farkı önemsemeyen tüketilen enerji miktarını hesaplayan bir analiz olup mühendislik sistemlerinin tasarım ve analizlerinde yeterli değildir. Bu nedenle, ikinci yasa olarak bilinen ekserji analizi ile termodinamikte önemli bir yeri olan tersinmezliklerden kaynaklanan ekserji kayıpları hesaplanabilmektedir. Ekserji analizine dayalı sistem değerlendirmeleri daha uygun yaklaşım olmaktadır.

Enerji ve ekserji analizinden elde edilen sonuçlara göre tersinmezliklere bağlı olarak meydana gelen kayıplar tespit edilerek sistemde yapılması gereken iyileştirmeler belirlenebilmektedir. Isı pompaları, yüksek kullanım verimlerinden dolayı, klasik ısıtma ve soğutma sistemlerine kıyasla birçok uygulamada tercih edilmekte ve yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bunlardan birisi olan toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri, genellikle binaların ısıtılması ve soğutulmasında kullanılmaktadır. Bu kapsamda, enerji ve ekserji analizi yardımı ile toprak kaynaklı ısı pompasının Sivas ili için kullanılabilirliği değerlendirilecektir.

4.1 Sürekli Akışlı Açık Sistemde Kütle Korunumu

Sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacmi içindeki toplam kütle zamanla değişmez ($\dot{m}_{kh}=\text{sabit}$). Bu durumda, kütle korunumu ilkesi uyarınca kontrol hacmine giren toplam kütle ile çıkan toplam kütle eşit olması gerekmektedir.

Birçok girişi olan genel sürekli akışlı açık sistem için, kütle korunumu ilkesi aşağıdaki gibidir.

$$\left[\begin{array}{c} \text{Birim zamanda Kontrol Hacmine} \\ \text{giren kütle} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Birim zamanda Kontrol Hacminden} \\ \text{çıkan kütle} \end{array} \right]$$

veya,

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\varphi \text{ (kg/s)} \quad [4.1]$$

Burada g indisi girişi, φ indisi ise çıkışı göstermektedir. Lüle, türbin, kompresör, pompa gibi mühendislik uygulamalarının birçoğunda, sadece bir akış, bu nedenle de bir giriş ve bir çıkış söz konusudur (Yüncü, 2010).

4.2 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerde Enerjinin Korunumu

Sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacminin toplam enerjisinde değişim olmaz ($\Delta E_{KH} = 0$). Böylece sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacmine ısı, iş veya kütle akışı olarak giren enerjinin çıkan enerjiye eşit olması zorunludur.

Enerjinin korunumu ilkesi sürekli akışlı açık sistemler için aşağıdaki şekilde yazılır:

$$\left[\begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{ısı veya iş olarak} \\ \text{sınırları geçen} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{kütle ile birlikte} \\ \text{KH'den çıkan} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{kütle ile birlikte} \\ \text{KH'ne giren} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right]$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_c \theta_c - \sum \dot{m}_g \theta_g \quad [4.2]$$

Burada θ akış işi de içinde olmak üzere akışkanın birim kütesinin toplam enerjisidir. Burada $\theta = h + ke + pe$ olduğu göz önüne alınır, enerjinin korunumu ilkesi,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_c \left(h_c + \frac{1}{2} V_c^2 + gz_c \right) - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{1}{2} V_g^2 + gz_g \right) \quad [4.3]$$

Giriş ve çıkış halleri sırasıyla 1 ve 2 indisleri ile gösterilir, kütle debisinin değişmediği göz önüne alınır ($\dot{m} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2$), ayrıca potansiyel ve kinetik enerjilerin değişmediği kabul edilirse, bir geçişli ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için enerjinin korunumu denklemi,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}[h_2 - h_1](kW) \quad [4.4]$$

şeklinde yazılabilir. Bu denklem kütle debisi \dot{m} ile bölünürse ve iş ihmal edilirse, birinci yasa birim kütle için ifade edilmiş olur:

$$q = h_2 - h_1 = \Delta h \text{ (kJ/kg)} \quad [4.5]$$

4.3 Sürekli Akışlı Açık Sistem İçin Entropi Dengesi

Sürekli akışlı açık sistem için toplam entropi üretimini eşitlik 4.6 ile ifade edilir:

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_{\text{ç}} s_{\text{ç}} - \sum \dot{m}_{\text{g}} s_{\text{g}} + \sum \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \quad [4.6]$$

Çevresiyle ısı alışverişinde bulunan bir giriş ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için yukarıdaki bağıntı sadeleştirilerek denklem 4.7 yazılır.

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}(s_{\text{ç}} - s_{\text{g}}) + \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \geq 0 \text{ (kJ/kgK)} \quad [4.7]$$

4.4 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi

İkinci yasa çözümlemesi, lüle, türbin, kompresör, pompa ve ısı değiştiricisi gibi içinde sürekli akışın gerçekleştiği açık sistemler için kullanılmaktadır.

Sürekli akışlı açık sistem için termodinamiğin ikinci yasası aşağıdaki gibi yazılır:

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_{\text{ç}} s_{\text{ç}} - \sum \dot{m}_{\text{g}} s_{\text{g}} + \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_0} \quad [4.8]$$

Burada birinci kanun denklemi de kullanılarak ısı geçişi terimi yok edilirse,

$$\dot{W} = \sum \dot{m}_{\text{g}} \left(h_{\text{g}} + \frac{V_{\text{g}}^2}{2} + gz_{\text{g}} - T_0 s_{\text{g}} \right) - \sum \dot{m}_{\text{ç}} \left(h_{\text{ç}} + \frac{V_{\text{ç}}^2}{2} + gz_{\text{ç}} - T_0 s_{\text{ç}} \right) - T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad [4.9]$$

denklemi bulunur. Bu denklemde verilen \dot{W} ; açık sistemlerde yapılan gerçek iştir. Bu aynı zamanda yararlı işe eşittir, çünkü sürekli açık sistemlerin sınırları sabit olup çevre işi söz konusu değildir. Tersinir iş yukarıdaki denklemde toplam entropi üretimi ($\dot{S}_{\text{üretim}}$) terimi sıfıra eşitlenerek bulunur.

$$\dot{W}_{\text{tr}} = \sum \dot{m}_{\text{g}} \left(h_{\text{g}} + \frac{V_{\text{g}}^2}{2} + gz_{\text{g}} - T_0 s_{\text{g}} \right) - \sum \dot{m}_{\text{ç}} \left(h_{\text{ç}} + \frac{V_{\text{ç}}^2}{2} + gz_{\text{ç}} - T_0 s_{\text{ç}} \right) \text{(kW)} \quad [4.10]$$

Sürekli akışlı açık sistemin bir giriş ve bir çıkışı varsa yukarıdaki denklem basitleştirilebilir;

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m} \left[(h_g - h_{\dot{c}}) - T_0 (s_g - s_{\dot{c}}) + \frac{V_g^2 - V_{\dot{c}}^2}{2} + g(z_g - z_{\dot{c}}) \right] \text{ (kW)} \quad [4.11]$$

Burada potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilirse, tersinir iş;

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m} [(h_g - h_{\dot{c}}) - T_0 (s_g - s_{\dot{c}})] \text{ (kW)} \quad [4.12]$$

sistemden geçen birim kütle için;

$$\dot{w}_{tr} = (h_g - h_{\dot{c}}) - T_0 (s_g - s_{\dot{c}}) \quad [4.13]$$

ψ ile gösterilen ekserji akısı denklem 4.14 ile yazılır.

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad [4.14]$$

Burada h , entalpi, s entropi ve 0 indisi T_0 sıcaklığındaki ve P_0 basıncındaki ölü hali belirtmektedir. Bir açık sistemde tersinmezlik (\dot{I}) veya birim kütle için tersinmezlik (i); tersinir işle yararlı iş arasındaki farktır. \dot{I} ve i aşağıdaki denklemler ile hesaplanır.

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \text{ (kW)} \quad [4.15]$$

$$i = \dot{w}_{tr} - \dot{w}_y = T_0 s_{\text{üretim}} \text{ (kJ/kg)} \quad [4.16]$$

4.5 Ekserji

Ekserji analizi, tüm enerji sistemleri için önemlidir, çünkü ekserji enerjinin kullanılabilir kısmıdır. Kuramsal olarak, bir sistemden en çok işin elde edilebilmesi için, bir sistemin başlangıç halinden son haline, tümünden tersinir bir hal değişimi ile getirilerek elde edilmesi ve sistemin son halinin çevre ile dengede olması gereklidir.

4.5.1 Ekserji bileşenleri

Nükleer, manyetik, elektriksel ve yüzey gerilme etkilerinin yokluğunda bir sistemin toplam ekserjisi (Ex) dört ayrı bileşene bölünebilir: Fiziksel ekserji Ex^{PH} , kinetik ekserji Ex^{KN} , potansiyel ekserji Ex^{PT} ve kimyasal ekserji Ex^{CH} .

$$Ex = Ex^{PH} + Ex^{KN} + Ex^{PT} + Ex^{CH} \quad [4.17]$$

Enerji yaygın bir özellik olmasına rağmen özgül ekserji ile çalışmak daha faydalı olmaktadır. Dolayısıyla özgül ekserji aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$ex = ex^{PH} + ex^{KN} + ex^{PT} + ex^{CH} \quad [4.18]$$

Bir sistemin basıncı sıcaklığı, hızı veya seviyesi çevreden farklı olduğu zaman işin ortaya çıkması için iyi bir fırsat vardır. Sistem çevre koşullarına doğru değişirken bu fırsat azalır, ikisi dengeye gelirken bu fırsat biter. Sistemin bu hali ölü hal olarak tanımlanır.

4.5.1.1 Fiziksel ekserji

Saf maddelerin fiziksel ekserjisi genel olarak,

$$ex^{PH} = (u - u_0) - p_0(v - v_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [4.19]$$

şeklinde verilir. Burada u_0 ve s_0 sırasıyla, bir madde akımının ısı kaynağı olarak kabul edilen T_0 sıcaklığı ve P_0 basıncındaki özgül iç enerji ve entropi değerleridir.

Fiziksel ekserji ve toplam fiziksel ekserji akısı denklem 4.20 ve 4.21 ile verilir.

$$ex^{PH} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [4.20]$$

$$\dot{Ex}^{PH} = \dot{m}ex^{PH} \quad [4.21]$$

4.5.2 Ekserji kaybı

Sistemin herhangi bir elemanı için birim zamanda kaybolan ekserji miktarı $Ex_{kayıp}$;

$$\dot{Ex}_{kayıp} = \dot{Ex}_Q - \dot{Ex}_W + \sum \dot{Ex}_{kütlet,g} - \sum \dot{Ex}_{kütlet,\phi} \quad [4.22]$$

$$\dot{Ex}_{kayıp} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_g e_g - \sum \dot{m}_\phi e_\phi \quad [4.23]$$

Eşitliği ile verilmiştir (Bi vd., 2009, Dinçer ve Rosen, 2013). Bu eşitliklerde kaybolan ekserji $\dot{Ex}_{kayıp}$, sistem elemandaki tersinmezlikler nedeniyle kaybolan ekserji ile sistem elemanından çevresine transfer edilen ekserjinin toplamıdır. Sistemin tümünde kaybolan ekserji ise, her bir elemanda kaybolan ekserjilerin toplamıdır.

$$\sum_{x=1}^n \dot{E}X_{kayıp,x} = \dot{E}X_{kayıp_1} + \dot{E}X_{kayıp_2} + \dot{E}X_{kayıp_3} + \dots + \dot{E}X_{kayıp_n} \quad [4.24]$$

4.5.3 Ekserji verimi

İkinci yasa verimini veya ekserji verimini tanımlamaktaki amaç, tersinir hal değişimlerine hangi ölçüde yaklaşıldığını belirtmektir. Bu bakımdan ikinci yasa veriminin değeri en kötü durumda sıfır (ekserjinin tamamen yok oluşu), en iyi durumda bir (ekserjinin tamamen korunması) olacaktır.

Yüncü (2010) ikinci yasa verimini (ekserji verimini) şu şekilde tanımlamaktadır:” Analizi yapılan bir sistem için ikinci kanun verimi sistemin üretmesini beklediğimiz sonucun, bu sonucu üretmek için kullanılan kaynaklara oranıdır”.

Ekserji verimi elde edilen ekserjinin sağlanan ekserjiye oranıdır (Bi vd., 2009, Dinçer ve Rosen, 2013).

$$\eta_{II} = \frac{\text{Elde edilen ekserji}}{\text{Sağlanan ekserji}} = 1 - \frac{\text{Ekserji yokoluşu}}{\text{Sağlanan ekserji}} \quad [4.25]$$

4.5.4 Termodinamik mükemmellik derecesi

Termodinamik mükemmellik derecesi, cihazdan ya da sistemden çıkan ekserjinin cihaza ya da sisteme giren ekserjiye oranıdır ve işlem sırasındaki tersinmezliklerin enerji kullanan cihaz veya sistem üzerindeki etkisini gösterir.

Termodinamik mükemmellik derecesi (Thermodynamic perfect degree) Çıkan ekserjinin giren ekserjiye oranıdır ve aşağıdaki gibi verilmektedir (Bi vd.,2009).

$$\varepsilon = \frac{\text{çıkan ekserji}}{\text{giren ekserji}} \quad [4.26]$$

4.5.5 Ekserji kaybı oranı

Ekserji kaybı oranı sistemin parçası olan herhangi bir elemandaki ekserji kaybının tüm sistemdeki toplam ekserji kaybına oranıdır (Bi vd., 2009).

$$d_{ky} = \frac{\dot{E}X_{kayıp}}{\sum \dot{E}X_{kayıp}} \quad [4.27]$$

4.5.6 Isı pompasının ve sistemin ekserji verimi

Isı pompasının ve tüm sistemin verimi aşağıdaki bağıntılardan hesaplanır (Hepbaşlı vd. 2007, Bi vd., 2009, Dinçer ve Rosen, 2013).

$$\eta_{IP} = \frac{\dot{E}x_{yo\ddot{g}g} - \dot{E}x_{yo\ddot{g}\phi}}{\dot{W}_{komp}} \quad [4.28]$$

$$\eta_{sys} = \frac{\dot{E}x_{yo\ddot{g}g} - \dot{E}x_{yo\ddot{g}\phi}}{\sum \dot{W}_{top}} \quad [4.29]$$

$$\sum \dot{W}_{top} = \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3} \quad [4.30]$$

4.6 Belirsizlik Analizi

Deneylelerdeki hatalar ve belirsizlikler, cihaz seçimi, cihazın durumu, cihaz kalibrasyonu, çevre, gözlem ve okuma ve test planlamasından kaynaklanabilir. Deneysel çalışmanın doğruluğunu göstermek için belirsizlik analizinin yapılması gereklidir. Belirsizlik analizi, birçok çalışmada kullanılan Holman(1994) tarafından tanımlanan yöntem kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Farklı bağımsız değişkenlerden dolayı ortaya çıkan w_R belirsizliği Denklem 4.31 ile hesaplanmıştır (Akpınar vd.,2005,Naili, 2013).

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad [4.31]$$

Sunulan çalışmada, sıcaklık, debi elektrik güç değerleri ölçülmüştür. Kütleli debi sıcaklık ve elektrik gücü için toplam belirsizlikler w_m , w_T ve w_W denklem 4.32, 4.33 ve 4.34 ile bulunur.

$$w_m = [(w_{Ro})^2 + (w_{sl})^2 + (w_{td})^2]^{1/2} \quad [4.32]$$

w_m kütleli debi belirsizliği, w_{ro} , rotametre okumasındaki belirsizlik (%) , w_{sl} sistem sızıntılarıyla ilişkili belirsizlik (%), w_{td} sıcaklık farklarıyla ilgili belirsizlik (%) dir.

$$w_T = \left[(w_{da})^2 + (w_{me})^2 + (w_{pr})^2 \right]^{1/2} \quad [4.33]$$

w_T , sıcaklık için belirsizlikler, w_{da} datalogger belirsizliği(%), w_{me} termokupl belirsizliği (%), w_{pr} okuma hataları belirsizliği(%) dir.

$$w_W = [(w_A)^2 + (w_o)^2]^{1/2} \quad [4.34]$$

w_W Elektrik gücü için belirsizlikler, w_A , Analizörün belirsizliği (%) , w_o okuma hataları belirsizliği (%) dir.

4.7 Sunulan çalışmada sistemin ekserji analizi

Isıtma sürecinde toprakaltı devresinde topraktan çekilen ısı (\dot{Q}_{Toprak}), ısı pompasının buharlaştırıcısına aktarılır. Bu buharlaştırıcıdan çekilen ısı(\dot{Q}_L), ısı transfer akışkanını buhar haline getirir. Buhar halindeki ısı transfer akışkanının sıcaklığı ve basıncı kompresörde sıkıştırma işlemiyle yükseltilir ve akışkan kompresörden yoğuşturucuya taşınır. Burada yoğuşma gerçekleşirken ortaya çıkan ısı (\dot{Q}_H)radyatör devresine iletilir. Akümülayon tankı sistemde bir denge tankı gibi görev yapmaktadır. Akümülayon tankı üzerinden radyatör devresine aktarılan ısı ile ortam ısıtılmaktadır (\dot{Q}_{rad}).

Ekserji analizleri sırasında aşağıdaki varsayımlar yapılır:

- Sistemler sürekli akışlı açık sistem modeline uymaktadır.
- Bileşenleri birbirine bağlayan borudaki ısı transferi ve soğutucu akışkan basınç düşmeleri uzunlukları kısa olduğundan önemsizdir.
- Potansiyel ve kinetik enerjiler ihmal edilir ve kimyasal reaksiyonlar yoktur.
- Kompresör adyabatik olarak çalışmaktadır.
- Toprakaltı ısı değiştiricisi tamamen toprak tarafından çevrili olduğundan ısı kaybı ihmal edilmiştir.
- Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı yalıtımlı olduğundan dolayı ısı kayıpları ihmal edilmiştir.

Soğutucu akışkan debisinin bulunması:

Buharlaştırıcı için yazılan enerji dengesinden soğutucu akışkan debisi bulunur.

$$\dot{m}_{R410A}(h_6 - h_1) = \dot{m}_{sa}(h_9 - h_8) \quad [4.35]$$

$$\dot{m}_{R410A} = \dot{m}_{sa}(h_9 - h_8)/(h_6 - h_1) \quad [4.36]$$

Yoğusturucuya giren su debisinin bulunması:

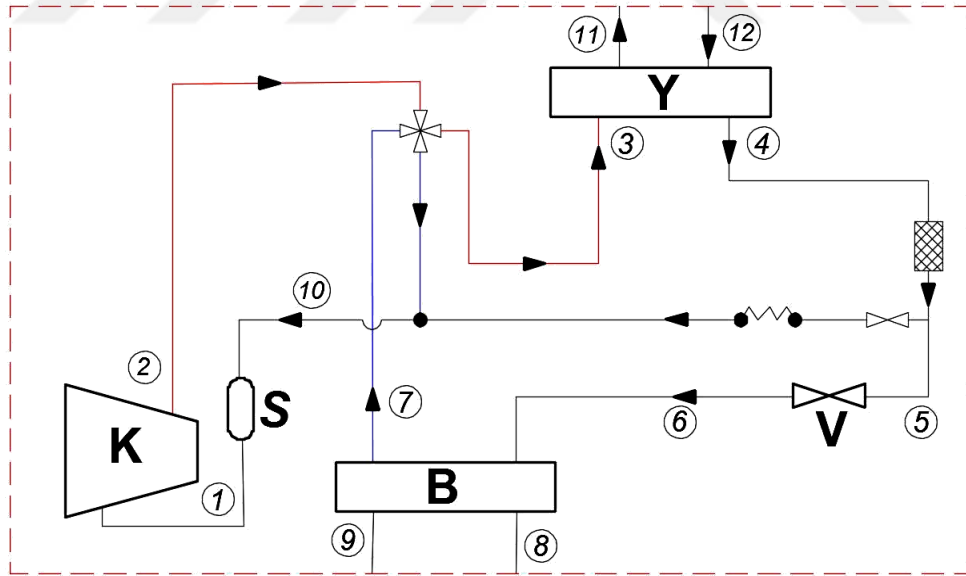
Yoğusturucuya giren su debisi de benzer şekilde bulunmaktadır.

$$\dot{m}_{R410A}(h_4 - h_3) = \dot{m}_{su}(h_{11} - h_{12}) \quad [4.37]$$

$$\dot{m}_{su} = \dot{m}_{R410A}(h_4 - h_3)/(h_{11} - h_{12}) \quad [4.38]$$

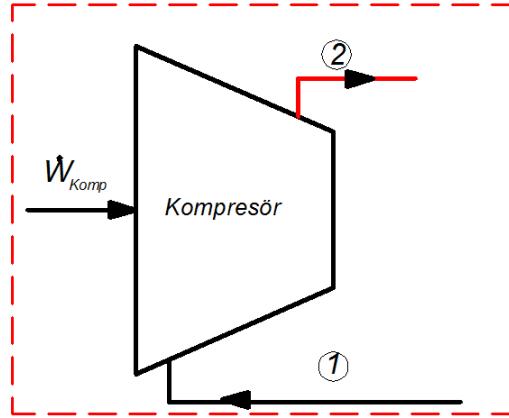
4.7.1 Isı pompası devresi

Isı pompası devresi Kompresör, buharlaştırıcı, yoğusturucu ve kısılma vanası elemanlarından oluşmaktadır.



Şekil 4.1 Isı pompası devresi

Kompresörde hesaplamalar:



Şekil 4.2 Kompresör şeması

Ekserji kaybı:

$$\dot{E}x_{\text{kayıp,komp}} = (\dot{E}x_1 + \dot{W}_{\text{komp}}) - \dot{E}x_2 = \dot{m}_{R410A}(\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{\text{komp}} \quad [4.39]$$

Ekserji verimi:

$$\eta_{II,\text{komp}} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{W}_{\text{komp}}} = \frac{\dot{m}_{R410A}(\psi_2 - \psi_1)}{\dot{W}_{\text{komp}}} \quad [4.40]$$

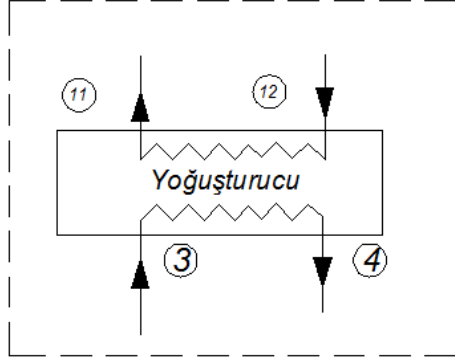
Ekserji kaybı oranı:

$$d_{\text{komp}} = \frac{E x_{\text{kayıp,komp}}}{\sum E x_{\text{kayıp}}} \quad [4.41]$$

Termodinamik mükemmellik derecesi:

$$\varepsilon_{\text{komp}} = \frac{\dot{E}x_2}{\dot{E}x_1 + \dot{W}_{\text{komp}}} = \frac{\dot{m}_{R410A}\psi_2}{\dot{m}_{R410A}\psi_1 + \dot{W}_{\text{komp}}} \quad [4.42]$$

Yoğuşturucuda hesaplamalar:



Şekil 4.3 Yoğuşturucu şeması

Ekserji kaybı:

$$\dot{E}x_{\text{kayıp,yoğ}} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11} = \dot{m}_{R410A}(\psi_3 - \psi_4) + \dot{m}_{su}(\psi_{12} - \psi_{11}) \quad [4.43]$$

Ekserji verimi:

$$\eta_{II,yoğ} = \frac{\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11}}{\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4} = \frac{\dot{m}_{su}(\psi_{12} - \psi_{11})}{\dot{m}_{R410A}(\psi_3 - \psi_4)} \quad [4.44]$$

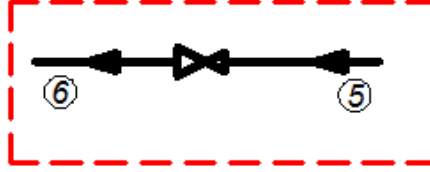
Ekserji kaybı oranı:

$$d_{yoğ} = \frac{Ex_{\text{kayıp,yoğ}}}{\Sigma Ex_{\text{kayıp}}} \quad [4.45]$$

Termodinamik mükemmellik derecesi:

$$\epsilon_{yoğ} = \frac{\dot{E}x_4 + \dot{E}x_{12}}{\dot{E}x_3 + \dot{E}x_{11}} = \frac{\dot{m}_{R410A}\psi_4 + \dot{m}_{su}\psi_{12}}{\dot{m}_{R410A}\psi_3 + \dot{m}_{su}\psi_{11}} \quad [4.46]$$

Kısılma Vanasında hesaplamalar:



Şekil 4.4 Kısılma vanası şeması

Ekserji kaybı:

$$\dot{E}_{x_{\text{kayıp,kv}}} = \dot{E}_{x_5} - \dot{E}_{x_6} = \dot{m}_{410A}(\psi_5 - \psi_6) \quad [4.47]$$

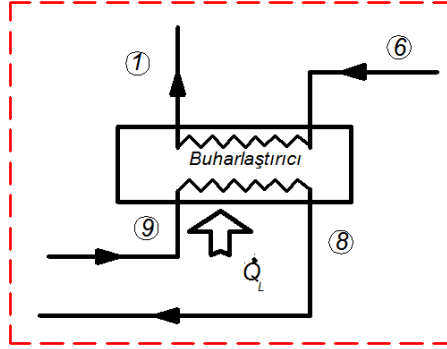
Ekserji verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi:

$$\eta_{II,KV} = \frac{\dot{E}_{x_6}}{\dot{E}_{x_5}} = \frac{\psi_6}{\psi_5} \quad [4.48]$$

Ekserji kaybı oranı:

$$d_{\text{kon}} = \frac{E_{x_{\text{kayıp,kv}}}}{\sum E_{x_{\text{kayıp}}}} \quad [4.49]$$

Buharlaştırıcıda hesaplar:



Şekil 4.5 Buharlaştırıcı Şeması

Ekserji kaybı :

$$\dot{E}x_{\text{kayıp,buh}} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_7 + \dot{E}x_9 - \dot{E}x_8 = \dot{m}_{R410A}(\psi_6 - \psi_7) + \dot{m}_{sa}(\psi_9 - \psi_8) \quad [4.50]$$

Ekserji verimi:

$$\eta_{II,\text{buh}} = \frac{\dot{E}x_6 - \dot{E}x_7}{\dot{E}x_9 - \dot{E}x_8} = \frac{\dot{m}_{R410A}(\psi_6 - \psi_7)}{\dot{m}_{sa}(\psi_9 - \psi_8)} \quad [4.51]$$

Ekserji kaybı oranı:

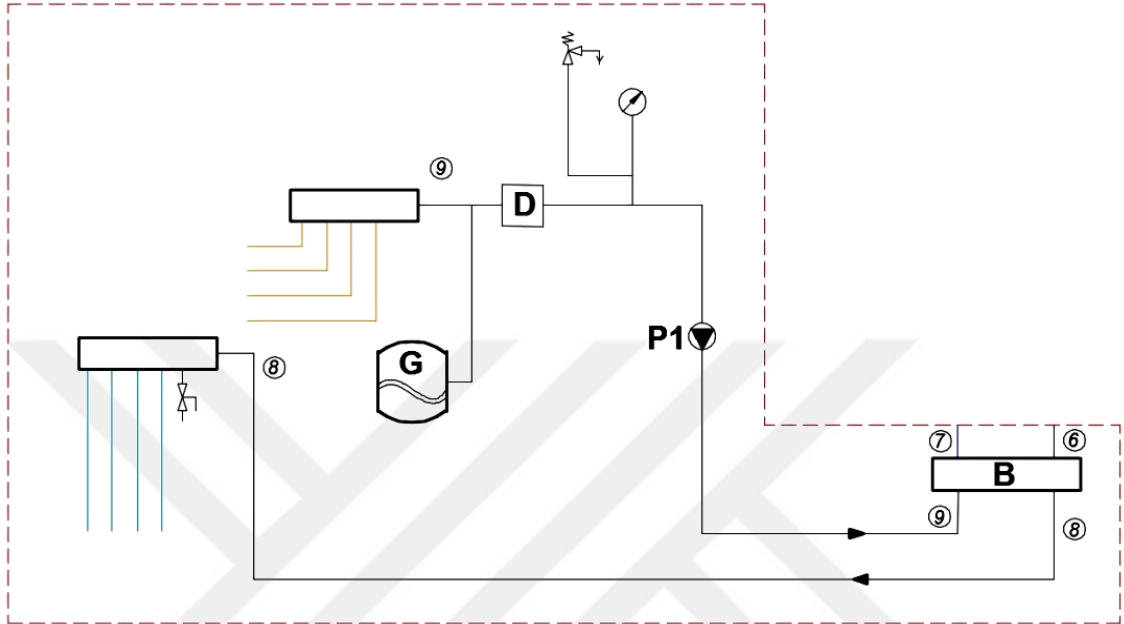
$$d_{\text{buh}} = \frac{\dot{E}x_{\text{kayıp,buh}}}{\sum \dot{E}x_{\text{kayıp}}} \quad [4.52]$$

Termodinamik mükemmellik derecesi:

$$\varepsilon_{\text{buh}} = \frac{\dot{E}x_7 + \dot{E}x_8}{\dot{E}x_6 + \dot{E}x_9} = \frac{\dot{m}_{R410A}\psi_7 + \dot{m}_{sa}\psi_8}{\dot{m}_{R410A}\psi_6 + \dot{m}_{sa}\psi_9} \quad [4.53]$$

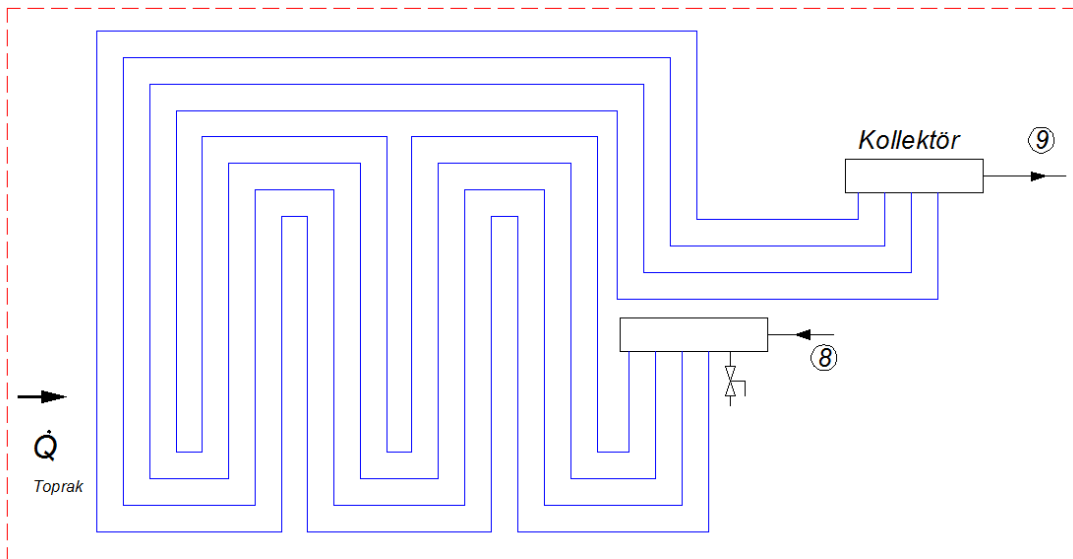
4.7.2 Toprakaltı devresi

Toprakaltı devresi; toprak ısı değiştiricisi borular, toprak altından gelen boruları toplayan kollektör, toprak altına giden boruları dağıtıcı ve dolaşım pompasından oluşmaktadır.



Şekil 4.6 Toprakaltı devresi

Şekil 4.7' de Toprakaltı ısı değiştiricisi şematik olarak verilmektedir.



Şekil 4.7 Toprakaltı ısı değiştiricisi(TID) şeması

Toprak altı ısı değiştiricisinde hesaplamalar:

Ekserji kaybı:

$$\dot{E}x_{\text{kayıp,TID}} = \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{\text{Toprak}} - \dot{E}x_8 = \dot{m}_{sa}(\psi_9 - \psi_8) + \dot{Q}_{\text{Toprak}}\left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{Toprak}}}\right) \quad [4.54]$$

Ekserji verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi:

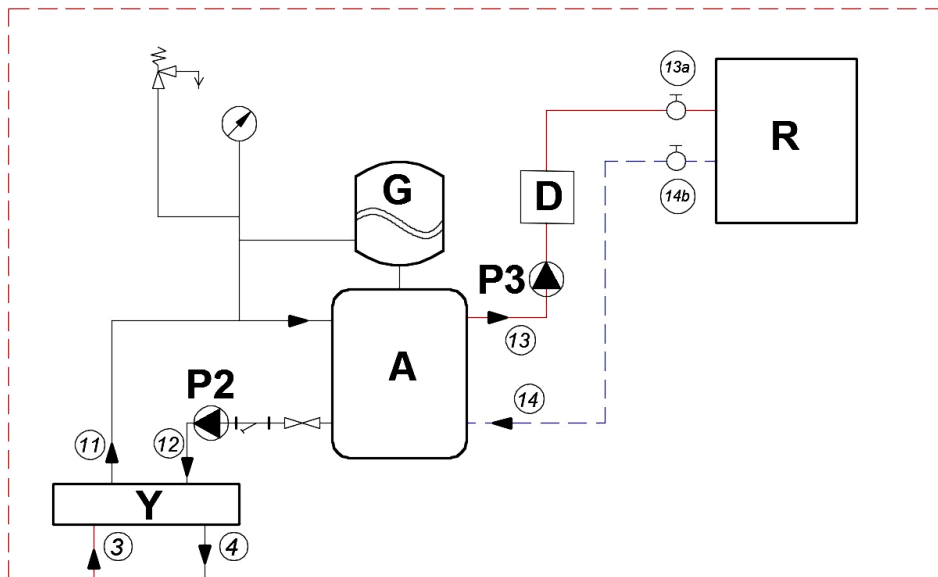
$$\eta_{\text{II,TID}} = \frac{\dot{E}x_9}{\dot{E}x_8 + \dot{E}x_{\text{Toprak}}} = \frac{\dot{m}_{sa}\psi_9}{\dot{m}_{sa}\psi_8 + \dot{Q}_{\text{Toprak}}\left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{Toprak}}}\right)} \quad [4.55]$$

Ekserji kaybı oranı:

$$d_{\text{TID}} = \frac{\dot{E}x_{\text{kayıp,TID}}}{\sum \dot{E}x_{\text{kayıp}}} \quad [4.56]$$

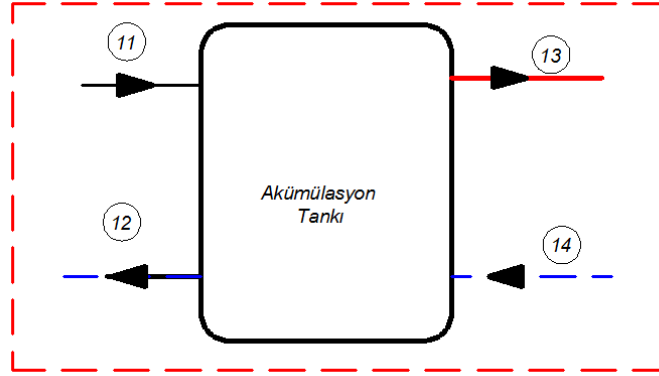
4.7.3 Isıtma devresi

Isıtma devresi, radyatörler, iki adet dolaşım pompası, kalorimetre ve akümülayon tankından oluşmaktadır.



Şekil 4.8 Isıtma devresi

Akümülyasyon tankında hesaplamalar:



Şekil 4.9 Akümülyasyon tankı şeması

Ekserji kaybı:

$$\begin{aligned}\dot{E}x_{\text{kayıp,akü}} &= \dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{13} \\ &= \dot{m}_{\text{su,yoğ}}(\psi_{11} - \psi_{12}) + \dot{m}_{\text{su,rad}}(\psi_{14} - \psi_{13})\end{aligned}\quad [4.57]$$

Ekserji verimi:

$$\eta_{II,\text{akü}} = \frac{\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{13}}{\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12}} = \frac{\dot{m}_{\text{su,rad}}(\psi_{14} - \psi_{13})}{\dot{m}_{\text{su,yoğ}}(\psi_{11} - \psi_{12})}\quad [4.58]$$

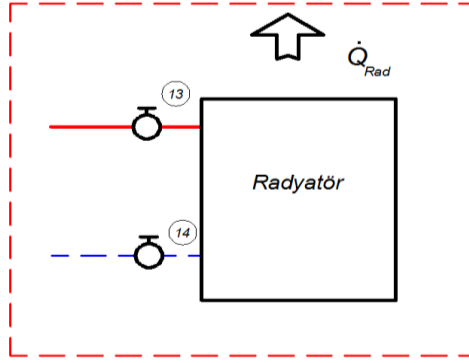
Ekserji kaybı oranı:

$$d_{\text{akü}} = \frac{E_{\text{kayıp,akü}}}{\Sigma E_{\text{kayıp}}}\quad [4.59]$$

Termodinamik mükemmellik derecesi:

$$\varepsilon_{\text{akü}} = \frac{\dot{E}x_{13} + \dot{E}x_{12}}{\dot{E}x_{11} + \dot{E}x_{14}} = \frac{\dot{m}_{\text{su,rad}}\psi_{13} + \dot{m}_{\text{su,yoğ}}\psi_{12}}{\dot{m}_{\text{su,rad}}\psi_{11} + \dot{m}_{\text{su,yoğ}}\psi_{14}}\quad [4.60]$$

Radyatörde hesaplamalar:



Şekil 4.10 Radyatör şeması

Ekserji kaybı:

$$\begin{aligned}\dot{E}x_{\text{kayıp,Rad}} &= (\dot{E}x_{13}) - (\dot{E}x_{14}) - \dot{E}x_{\text{Rad}} \\ &= \dot{m}_{\text{su,rad}}(\psi_{13} - \psi_{14}) + \dot{Q}_{\text{Rad}}\left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{iç}}}\right)\end{aligned}\quad [4.61]$$

Ekserji verimi:

$$\eta_{\text{II,Rad}} = \frac{\dot{E}x_{\text{Rad}}}{\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Rad}}\left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{iç}}}\right)}{\dot{m}_{\text{su,rad}}(\psi_{13} - \psi_{14})}\quad [4.62]$$

Ekserji kaybı oranı:

$$d_{\text{rad}} = \frac{E_{\text{kayıp,rad}}}{\Sigma E_{\text{kayıp}}}\quad [4.63]$$

Termodinamik mükemmellik derecesi:

$$\varepsilon_{\text{rad}} = \frac{\dot{E}x_{14}}{\dot{E}x_{13}}\quad [4.64]$$

5. DENEYSEL BULGULAR

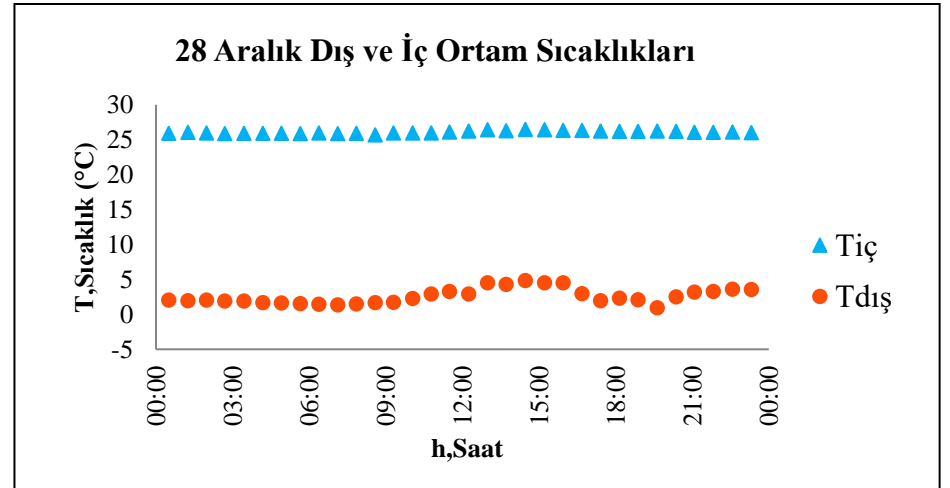
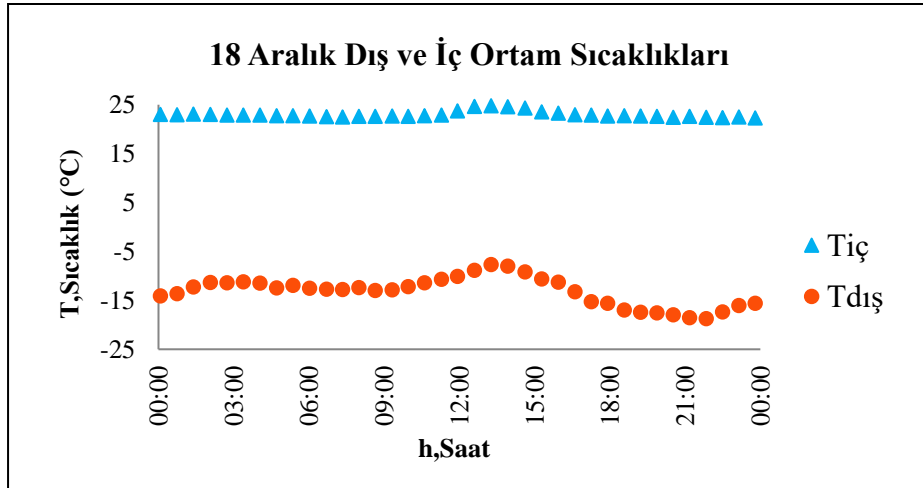
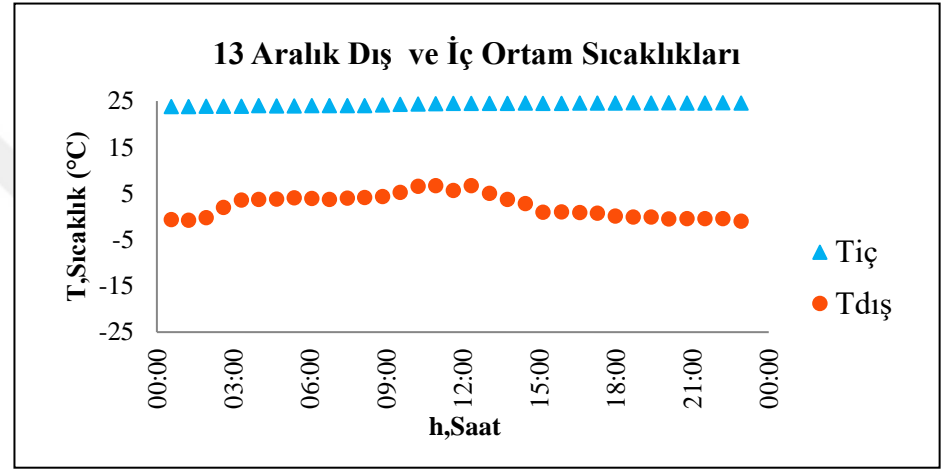
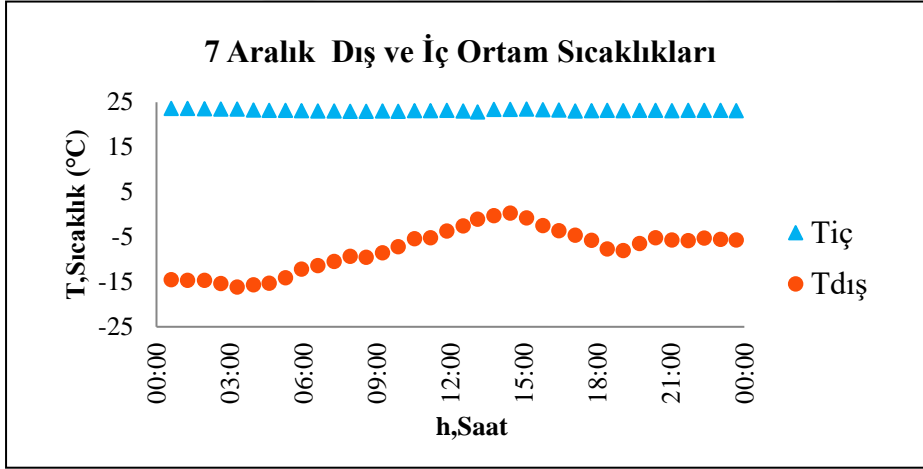
Bölüm 4'te verilen kütle, enerji ve ekserji denklemleri kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucunda her bir sistem elemanının ekserji kaybı, ekserji verimi, termodinamik mükemmellik derecesi ve ekserji kaybı oranı ile ısı pompasının ve sistemin ekserji verimleri, 4 günlük ve aylık olarak hesaplanmış ve elde edilmiş sonuçlar bu bölümde verilmiştir.

Şekil 5.1'de sırasıyla 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık 2016 tarihlerindeki dış ortam sıcaklığı ($T_{dış}$) ve iç ortam sıcaklığının ($T_{iç}$) gün içerisindeki değişimi görülmektedir.

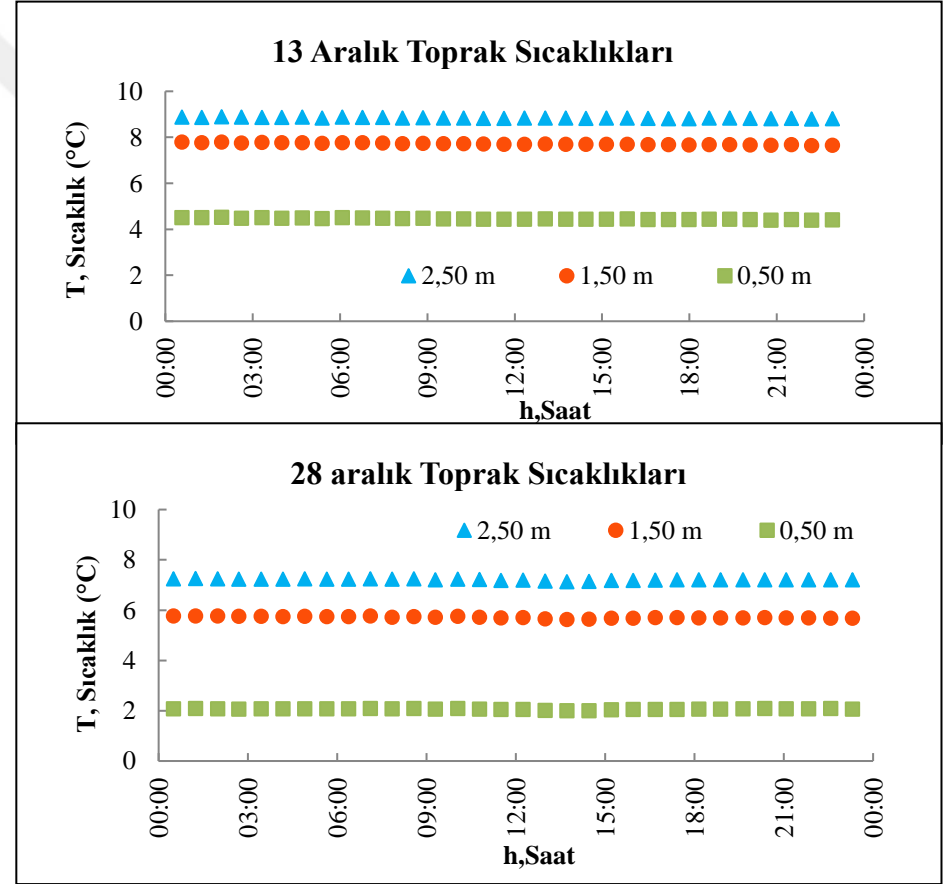
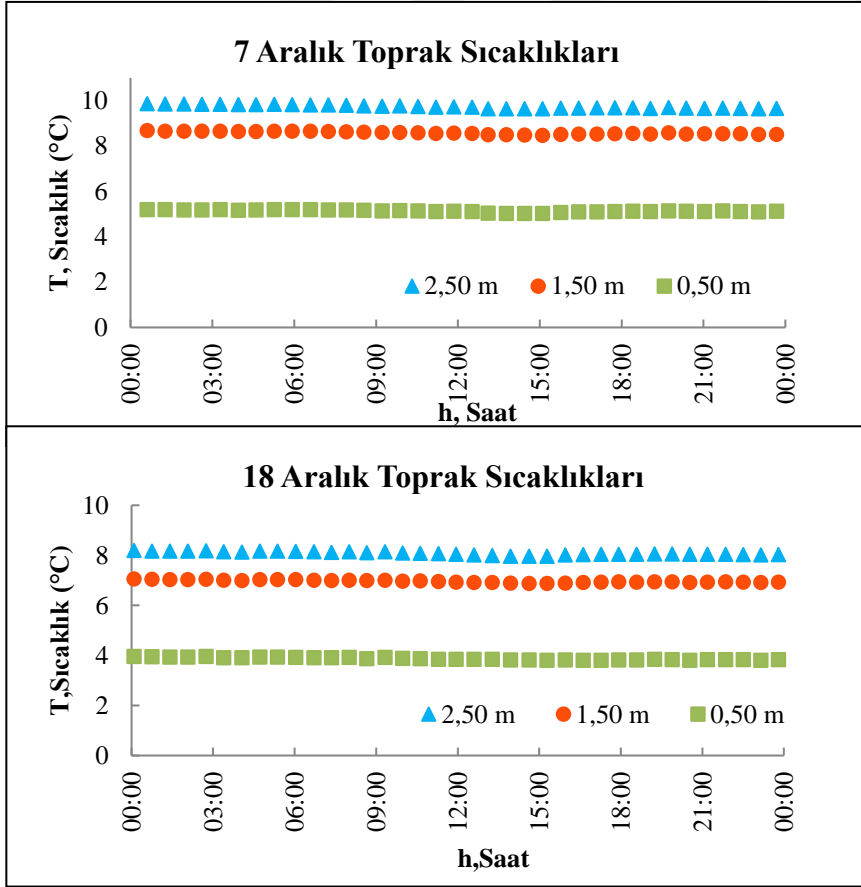
7 Aralık 2016 tarihinde dış ortam sıcaklığının en yüksek değeri $0,32\text{ }^{\circ}\text{C}$, en düşük değeri $-16,15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ölçülmüş olup, gün içindeki ortalaması $-7,76\text{ }^{\circ}\text{C}$ dir. Bu günde iç ortam sıcaklığının en yüksek değeri $23,63\text{ }^{\circ}\text{C}$, en düşük değeri $22,82\text{ }^{\circ}\text{C}$ iken ortalama değeri ise $23,19\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak hesaplanmıştır. 13 Aralık 2016 tarihinde dış ortam sıcaklığı $-0,98\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $6,71\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişirken iç ortam sıcaklığı $23,81\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $24,62\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişmiştir. Sıcaklık ortalamaları ise $2,39\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $24,30\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak hesaplanmıştır. Ayın en soğuk günü olan 18 Aralık 2016 tarihinde dış ortam sıcaklığının en yüksek değeri $-7,63\text{ }^{\circ}\text{C}$, en düşük değeri ise $-18,73\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak kayıt edilmiştir. Dış ortam sıcaklığının günlük ortalaması ise $-13,11\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak hesaplanmıştır. Dış ortam sıcaklığının düşmesinin etkisi ile iç ortam sıcaklığı en yüksek ve en düşük değerleri $24,83\text{ }^{\circ}\text{C}$, $22,51\text{ }^{\circ}\text{C}$ arası olurken ortalaması $23,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak hesaplanmıştır. 28 Aralık 2016 tarihinde ise dış ortam sıcaklığının en yüksek, en düşük ve ortalama değerleri $3,65\text{ }^{\circ}\text{C}$, $1,64\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $2,61\text{ }^{\circ}\text{C}$ olmuştur. Görüldüğü üzere dış ortam sıcaklığı 0°C üzerindedir.

Aylık ortalama en düşük ve en yüksek dış ortam sıcaklığı ay içerisinde ortalama $-16,3\text{ }^{\circ}\text{C}$, $3,98\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak ölçülmüştür. Bir ay boyunca 19 gün dış ortam sıcaklığı 0°C altında ölçülmüş ve iç ortam sıcaklığı $21\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişmiştir.

Şekil 5.2' de ise yine aynı tarihlerde toprak sıcaklıklarının zamana göre değişimi görülmektedir. Toprak sıcaklıklarında topraktan ısı çekilmesinden dolayı bir düşüş yaşanmıştır. 2,50 m toprak derinliğindeki sıcaklık düşüşü $3,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ olmuştur.



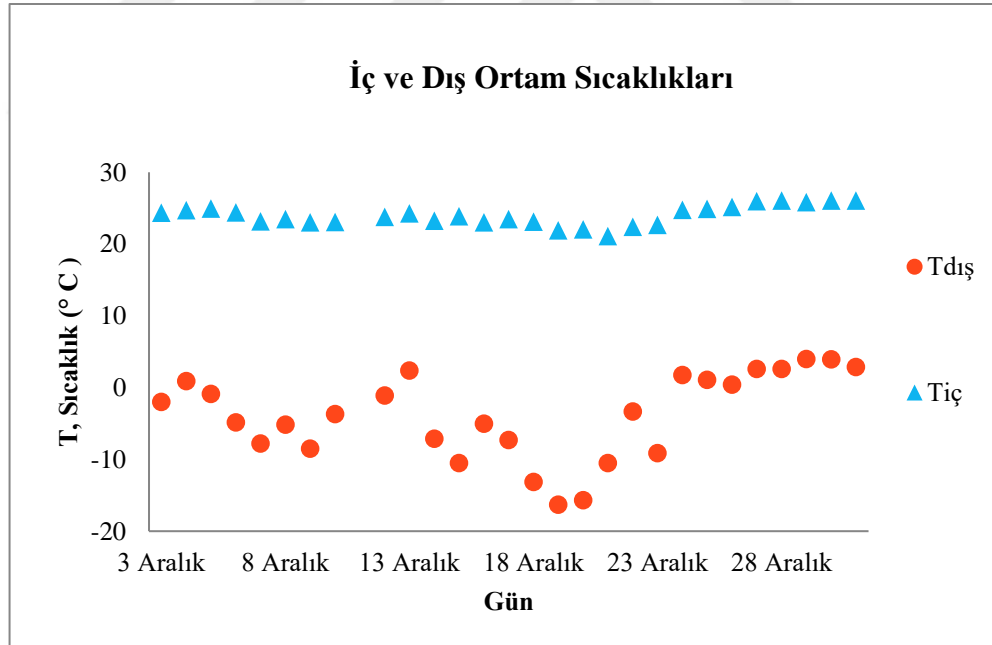
Şekil 5.1 Dış ve iç ortam sıcaklıkları



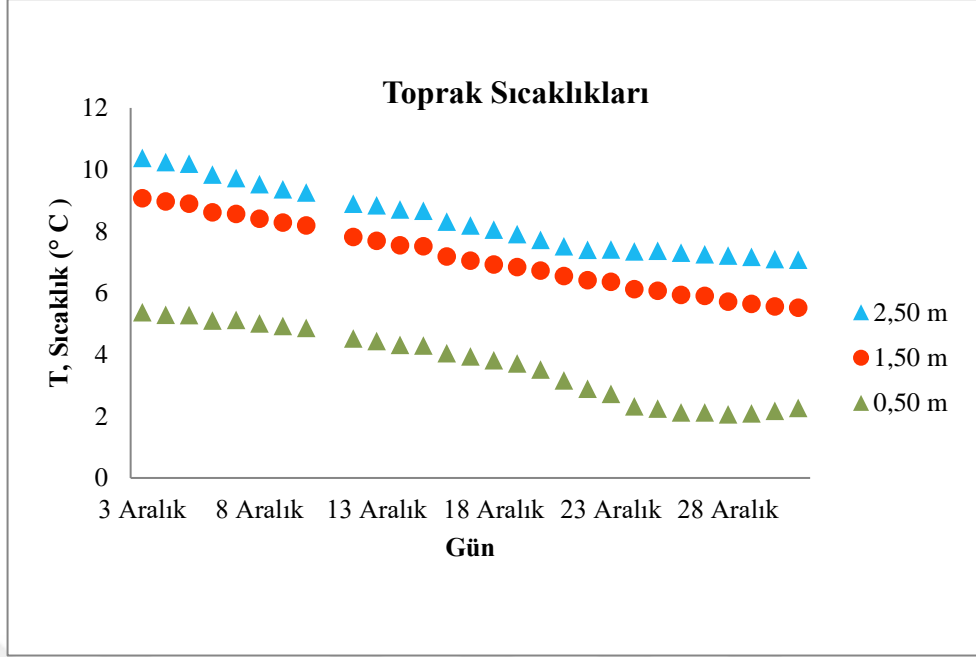
Şekil 5.2 Toprak sıcaklıkları

7 Aralık 2016 tarihinde toprak altı boruların yerleştirildiği 2,5 m derinliğinde sıcaklık başlangıçta 9,87 °C değerinde iken, 24 saat sonra bu derinlikte topraktan çekilen ısıdan dolayı toprak sıcaklığı 9,65 °C değerinde ölçülmüştür. 1,5 m ve 0,5 m’de toprak sıcaklıklarının ortalama değerleri sırasıyla 8,57 °C ve 5,13 °C olarak ölçülmüştür. 13 Aralık 2016 tarihinde toprak sıcaklıklarının 7 Aralık 2016 tarihine göre düştüğü gözlenmiştir. Gün içinde toprak sıcaklıkları 2,5 m de 8,84 °C, 1,5 m de 7,72 °C ve 0,5 m derinlikte 4,46 °C değerlerindedir. Toprak sıcaklıkları sistemin çalışmaya devam etmesi ile birlikte düşmeye devam etmiştir. 18 Aralık 2016 tarihinde en yüksek toprak sıcaklığı 8,19 °C ve günlük ortalaması 8,08 °C olarak elde edilmiştir. 1,5 m ve 0,5 m ise toprak sıcaklıklarının ortalaması 6,96 °C ve 3,87 °C olmuştur. 28 Aralık 2016 tarihinde ise, 18 Aralık 2016 tarihine göre toprak sıcaklıklarında önemli düşüşler meydana gelmiştir. 2,5 m, 1,5 m ve 0,5 m derinliklerinde ortalama toprak sıcaklıkları sırasıyla 7,21 °C, 5,71 °C ve 2,06 °C olarak belirlenmiştir.

Şekil 5.3’de iç ve dış ortam sıcaklıkları ile Şekil 5.4’te toprak sıcaklıklarının günlük değişimleri verilmiştir.



Şekil 5.3 Aralık ayı için iç ortam ve dış ortam sıcaklıkları



Şekil 5.4 Aralık ayı için toprak sıcaklıkları

5.1 Sistem Elemanlarının Ekserji Analizi

Daha önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi birincil enerji kaynaklarının azalıyor olması ve enerji maliyetlerinin artmasının bir sonucu olarak yeni yenilenebilir enerji kaynakları arayışları ekserjetik analizlerin yapılması gerekli hale getirmiştir. Analizler sonucu ekserji kayıplarının belirlenip azaltılması ve tersinmezliklerin giderilmesi yani ekserji veriminin artırılması amaçlanmaktadır.

Ekserji enerjinin kullanılabilir kısmı olduğundan ekserji analizi, tüm enerji sistemleri için önemlidir. Ekserji, bir sistemden elde edilebilen en çok faydalı iş miktarıdır. Ekserji kaybı, ekserji tüketimi, tersinmezlik ve kayıp iş kavramları da benzer kavramlardır. Ekserji kaybı bir sistemde kaybedilen iş potansiyelidir.

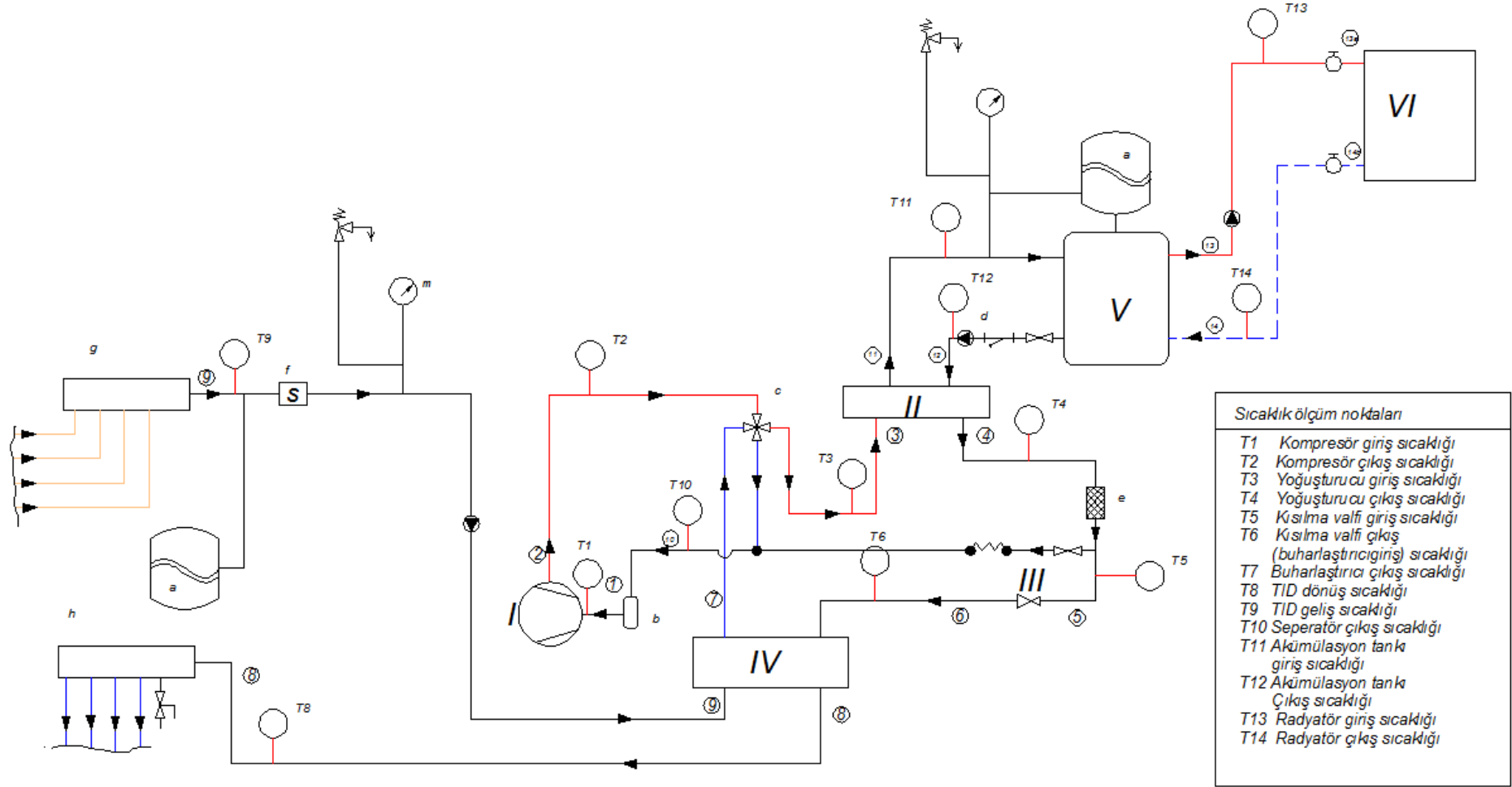
Bu çalışmada, enerji evinin ısıtılması amacıyla kurulan üç devreden oluşan toprak kaynaklı ısı pompasının (TKIP) kapsamlı bir ekserji analizi yapılmıştır. Ekserji kaybı, ekserji verimi, ekserji kaybı oranı ve termodinamik mükemmellik derecesi hesaplanmıştır. Enerji analizi enerjinin niceliği ile ilgilenirken ekserji analizi enerjinin niteliği ile ilgilidir. Kapsamlı bir ekserji analizi enerjinin niteliğindeki azalmanın sistemin hangi elemanlarında olduğunun keşfedilmesini sağlamaktadır. Ekserji kaybı, ekserji verimi, ekserji kaybı oranı ve termodinamik mükemmellik derecesi sistemi oluşturan elemanlar için ayrı ayrı hesaplanmıştır.

Şekil 5.5' de deney düzeneğinin sıcaklık ölçüm noktaları verilmiştir. Deney düzeneğinin üç devresinden ilki olan toprak altı devresinde; antifrizli suyun topraktan geliş ve toprağa dönüş sıcaklıkları, ısı pompası devresinde; kompresör soğutucu akışkan giriş ve çıkış, buharlaştırıcıya giriş ve çıkış, kısılma vanasına giriş ve çıkış, yoğuşturucuya giriş ve çıkış sıcaklıkları, ısıtma devresinde ise suyun akümülyasyon tankına giriş ve çıkış ile radyatör giriş ve çıkış sıcaklıkları gösterilmiştir.

Deneysel ölçümlerle elde edilen sıcaklık ve basınç değerlerine göre belirlenen entalpi, entropi ve kütleli debi değerleri kullanılarak hesaplamalar sonucu elde edilen değerler çizelge 5.1' de verilmiştir.

5.1.1 Ekserji kaybı

Ekserji kaybı ekserji analizinde en çok kullanılan değerlendirme ölçütüdür. Ekserji analizi süreçlerdeki tersinmezliğin mutlak değerini belirlemede kullanılan en önemli araçtır. Ayrıca, literatürde yapılan ekserji analizi çalışmalarında sistem verimsizliklerinin neden olduğu işletme maliyetlerinin belirlenmesi ve bununla bağlantılı tasarımların optimizasyonunda bir ölçüt olarak kullanılmıştır. Bu bakımdan ekserji kaybı araştırmacılar tarafından ısı sistem uygulamaları için daha gerçekçi bir büyüklük olarak kabul edilmektedir.



Şekil 5.5 Sistem elemanlarını sıcaklık ölçüm noktaları

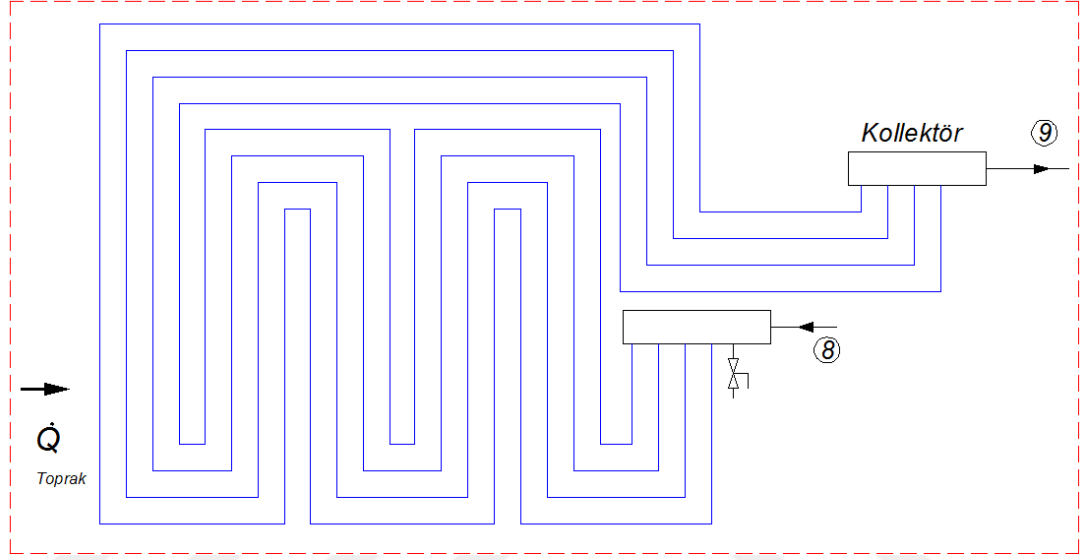
Sistem elemanları için ortalama değerler izelge 5.1' de verilmiştir.

Çizelge 5.1 TKIP sistem elemanlarının fiziksel özellikleri ve ekserji değerleri

No	Akışkan	Faz	Sıcaklık T,(°C)	Basınç P,(bar)	Debi \dot{m} (kg/s)	Entalpi h(kJ/kg)	Entropi s(kJ/kgK)	Özgöl ekserji \acute{e} (kJ/kg)	Ekserji \acute{E}_x (kW)
0	R410A	Ölü hal	1	1,013	-	436,60	2,08935	-	-
0	Su	Ölü hal	1	1,013	-	4,02	0,01471	-	-
1	R410A	Kızgın buhar	7,54	7,68	0,038	431,71	1,85206	60,16	2,2862
2	R410A	Kızgın buhar	69,12	29,65	0,038	457,28	1,81106	96,97	3,685
3	R410A	Kızgın buhar	66,1	29,65	0,038	453,59	1,8005	96,178	3,655
4	R410A	sıvı	46,23	29,65	0,038	283,82	1,2757	70,28	2,670
5	R410A	sıvı	45,55	29,65	0,038	282,31	1,27112	70,03	2,66
6	R410A	Islak buhar	7,76	7,68	0,038	282,31	1,3014	61,73	2,346
7	R410A	buhar	7,76	7,68	0,038	282,31	1,3014	61,73	2,346
8	su	sıvı	10,38	1,5	0,609	51,41	0,184	0,963	0,586
9	su	sıvı	7,54	1,5	0,609	42,69	0,1534	0,646	0,646
11	su	sıvı	44,89	1,5	0,58	188,13	0,638	13,41	7,78
12	su	sıvı	42,26	1,5	0,58	177,01	0,60623	11,908	6,9
13	su	sıvı	42,55	1,5	0,2277	178,26	0,606	12,08	2,75
14	su	sıvı	39,69	1,5	0,2277	166,17	0,567	10,53	2,397

5.1.1.1 TID ekserji kaybı

Termodinamikte bir sistemin ekserji içeriği, sistemin ölü durumuna (P_0 ve T_0) gelmesi sonucunda sistemden çıkarılan maksimum teorik iş miktarı olarak tanımlanır. Sunulan çalışmada literatürdeki seçimlere uygun olarak ölü durum sıcaklığı 1°C ve basıncı 1,013 bar olarak alınmıştır. Ekserji kaybı bir sisteme ya da sistem elemanına giren ekserji ile çıkan ekserji arasındaki farktır. Başlangıçta sisteme ekserji girişi TID ile olmaktadır. Şekil 5.6' da TID şeması verilmiştir.



Şekil 5.6 TID şematik gösterimi

Hepbaşlı vd. (2007), Bi vd. (2009), Öztürk (2014) ve bir çok araştırmacı TID ekserji kaybını denklem 5.1 ile hesaplamışlardır.

$$\dot{E}_{X_{\text{kayıp,TID}}} = \dot{E}_{X_9} + \dot{E}_{X_{\text{Toprak}}} - \dot{E}_{X_8} = \dot{m}_{\text{sa}}(\psi_9 - \psi_8) + \dot{Q}_{\text{Toprak}}\left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{Toprak}}}\right) [5.1]$$

Sunulan çalışmada da Denklem 5.1 kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır.

Özgener vd. (2007) yaptıkları çalışmada $11,4^\circ\text{C}$ sıcaklık ve $101,32\text{ kPa}$ basınç ölü şartlarda en fazla ekserji kaybının kompresör ve yer ısı değiştirgecinde olduğunu bildirmişlerdir.

İnalı vd.(2007) yaptıkları çalışmada Ölü hal sıcaklığını 1°C ve basıncını $101,325\text{ kPa}$ olarak yaptıkları hesaplamalar sonucunda daha derine koydukları toprak ısı

değiştirgecindeki ekserji kaybının diğer ısı değiştirgecinden %2 daha düşük olduğunu bulmuşlardır.

Verda vd. (2016), yaptıkları çalışmada 1 m ve 2 m derinliğe gömülü ısı değiştiricisinin ekserji analizinde derinliğin iki katına çıkmasıyla ekserji çıkışının % 60 arttığını bulmuşlardır.

Literatürde yapılan çalışmalarda kompresör ve TID' da ekserji kayıplarının diğer sistem elemanlarından fazla olduğunu tespit edilmiştir.

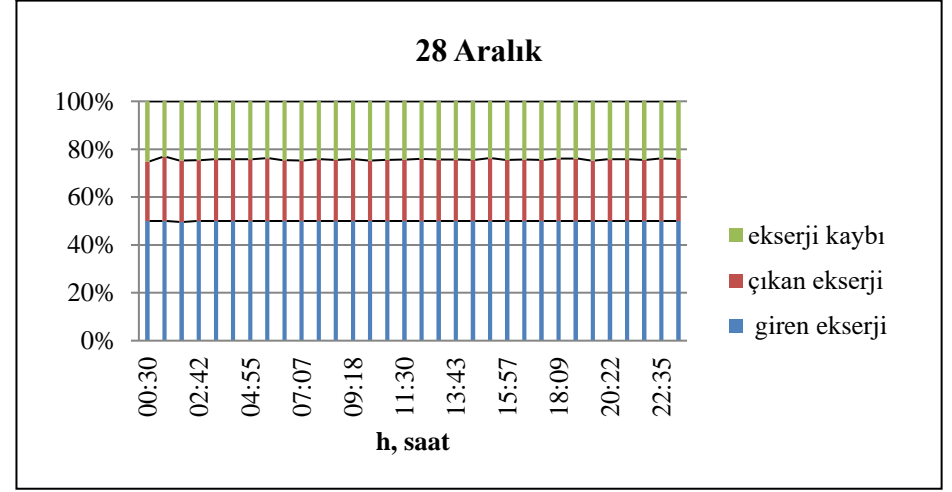
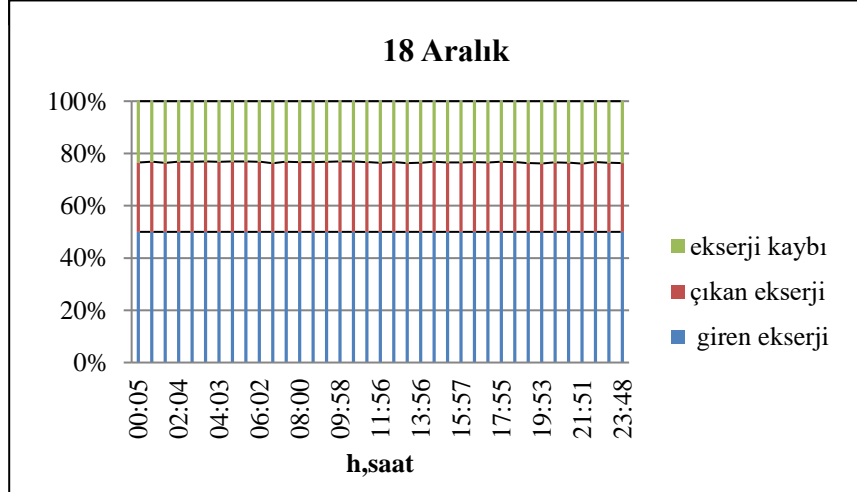
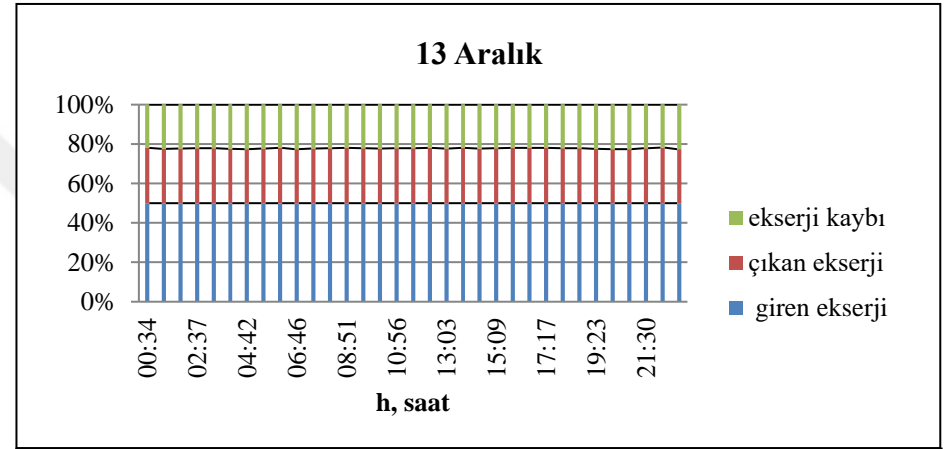
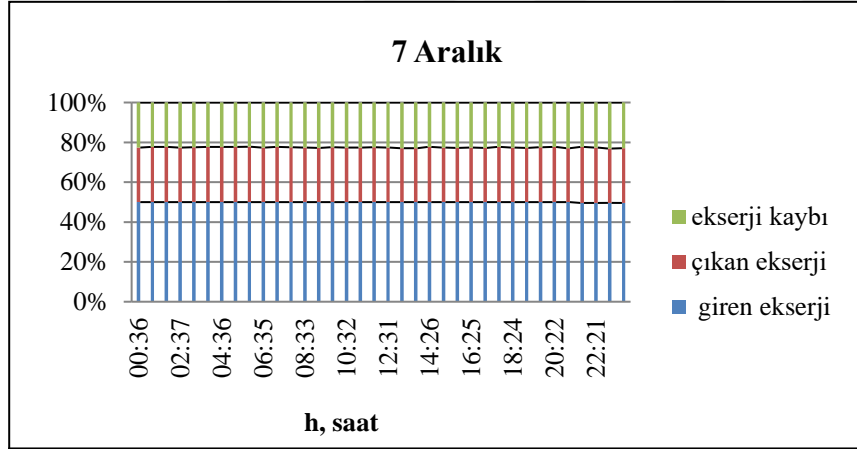
Bu bağlamda yapılan ölçüm ve hesaplamalar neticesinde Şekil 5.7' de 7 Aralık günlük ortalaması 0,693 kW olarak belirlenmiştir. Çıkan ekserji ilk saatlerde 0,391 kW, günün sonunda 0,372 kW, günlük ortalaması 0,381 kW olarak hesaplanmıştır. Ekserji kaybı en büyük 0,321 kW en düşük 0,305 kW ve ortalama olarak 0,313 kW olarak tespit edilmiştir.

13 Aralık TID 'a giren ekserji en fazla 0,620 kW, gün içerisinde en düşük 0,613 kW günlük ortalaması 0,616 kW belirlenmiştir. Çıkan ekserji en yüksek 0,347 kW, en düşük 0,337 kW günlük ortalaması 0,343 kW olarak elde edilmiştir. Ekserji kaybı en büyük 0,279 kW en düşük 0,271 kW ve ortalaması 0,274 kW olmuştur.

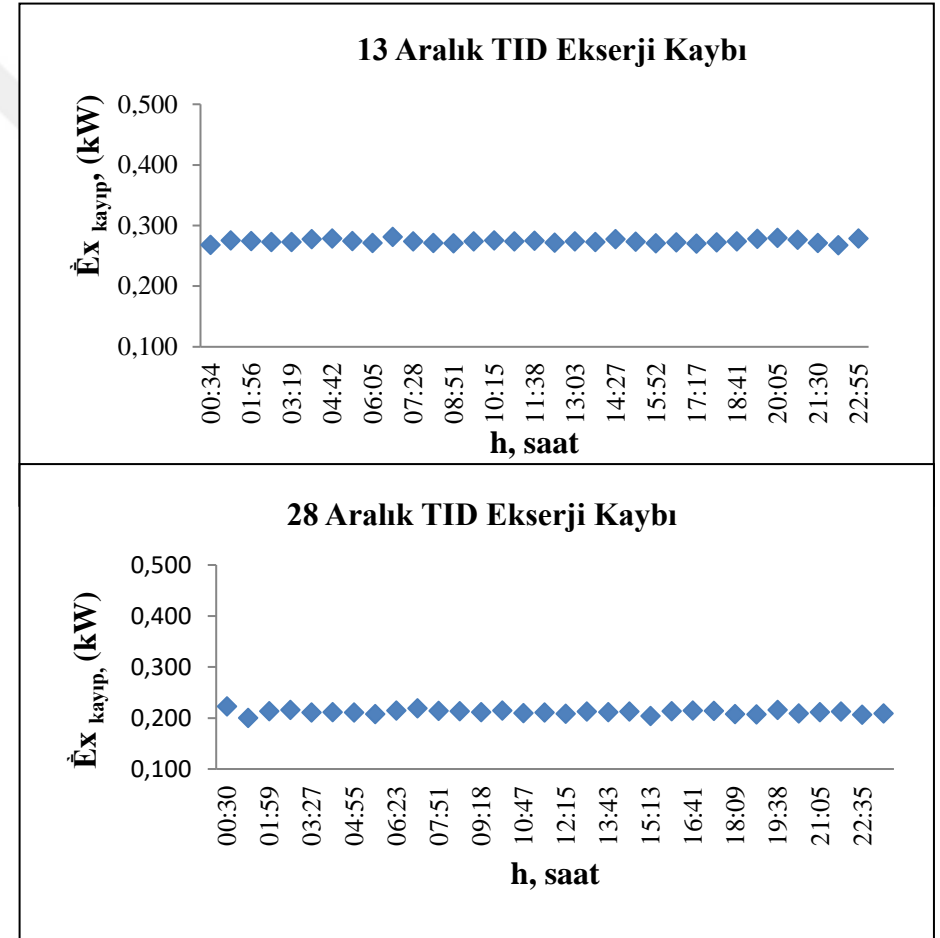
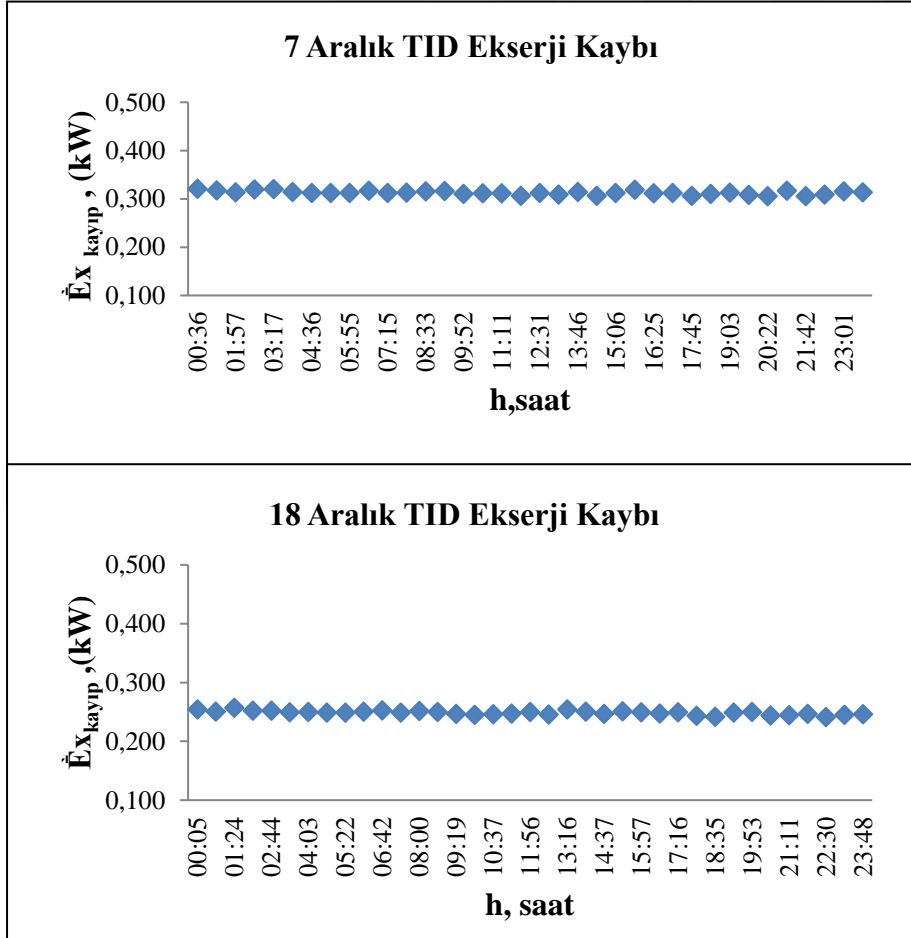
18 Aralık tarihinde TID' a giren ekserji en fazla 0,545kW, gün içerisinde en düşük 0,517 kW günlük ortalaması 0,532 kW olarak belirlenmiştir. Çıkan ekserji en yüksek 0,291 kW, en düşük 0,271 kW, günlük ortalaması 0,283 kW olarak hesaplanmıştır. Ekserji kaybı en büyük 0,257 kW en düşük 0,241 kW ve ortalamasının ise 0,248 kW olduğu tespit edilmiştir.

28 Aralık TID 'a giren ekserji en fazla 0,444 kW, gün içerisinde en düşük 0,432 kW günlük ortalaması 0,435 kW olarak hesaplanmıştır. Çıkan ekserji en yüksek 0,231 kW, en düşük 0,220 kW günlük ortalaması 0,224 kW 'tır. Ekserji kaybı en büyük 0,223 kW en düşük 0,207 kW, ortalamasının ise 0,211 kW olduğu belirlenmiştir.

Dört gün için bakıldığında toprak sıcaklıklarındaki azalmaya bağlı olarak ekserji girişi, çıkışı ve ekserji kaybında azalma olduğu görülmüştür.

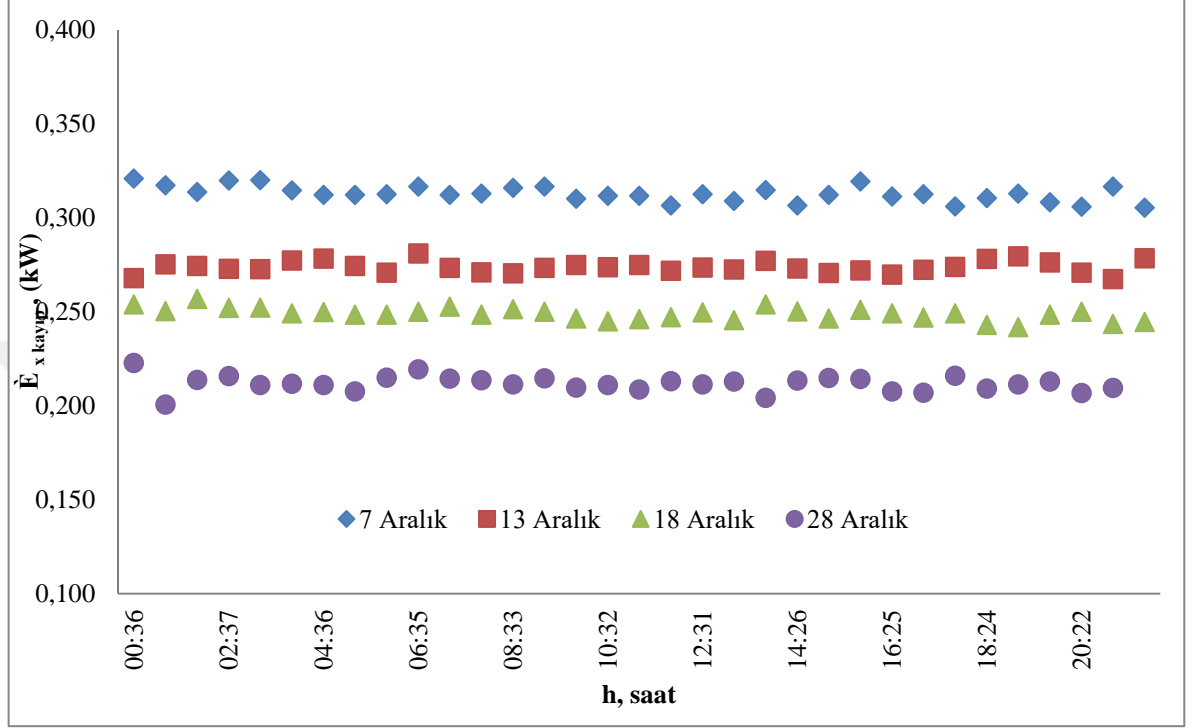


Şekil 5.7 Toprak ısı değiştiriciye giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı

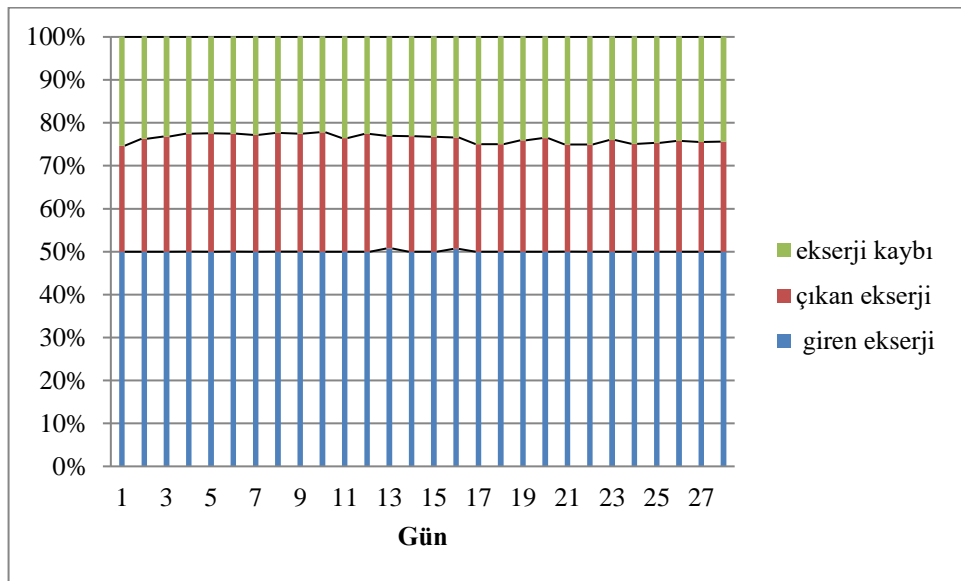


Şekil 5.8 Toprak ısı değiştirici (TID) ekserji kaybı grafikleri

Şekil 5.9’ da TID 4 günlük ekserji kayıpları verilmiştir. Kullanılan ekserjiye bağlı olarak ekserji kaybında günler arasında düzenli bir azalma görülmektedir.



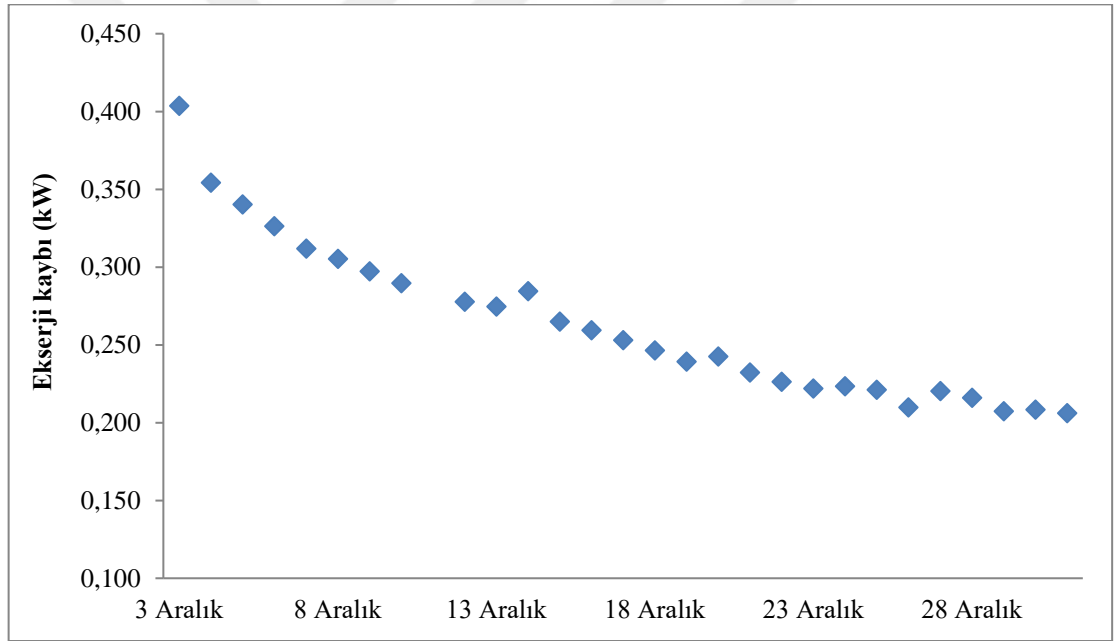
Şekil 5.9 TID 4 günlük ekserji kayıpları



Şekil 5.10 Tüm günler için TID’a giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı

Şekil 5.10' da 2016 Aralık ayında günlük ortalama TID'a giren ve çıkan ekserji ile ekserji kaybı grafiği verilmiştir. TID'a giren ekserji başlangıçta 0,797 kW, çıkan ekserji 0,393 kW ve ekserji kaybı ise 0,404 kW olmuştur. Ayın sonunda ise sırasıyla 0,559 kW, 0,294 kW ve 0,263 kW olarak gerçekleşmiştir. Aylık olarak ortalama giren ekserji farkı 0.238 kW, çıkan ekserji farkı 0,099 kW, ekserji kaybı farkı ise 0,141 kW olduğu tespit edilmiştir.

Şekil 5.11' de tüm günler için ekserji kaybı grafiği verilmiştir. Grafikte toprak sıcaklığındaki azalmaya bağlı topraktan çekilen ısı miktarındaki düşüşten dolayı ekserji kaybında azalma gözlenmiştir. Toprak sıcaklığındaki düşüş devam edeceği düşünüldüğünden diğer aylarda da ekserji kaybında azalmanın devam edeceği tahmin edilmektedir.



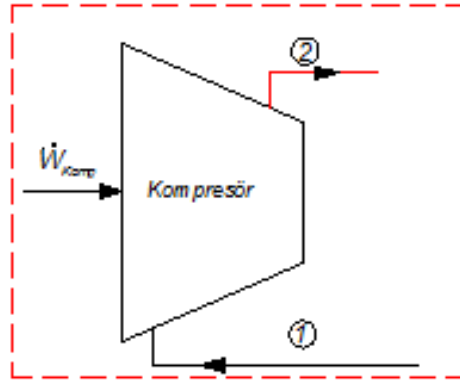
Şekil 5.11 Tüm günler için TID ekserji kaybı

5.1.1.2 Kompresör ekserji kaybı

Şekil 5.12' de kompresör şematik olarak gösterilmektedir. Isı pompası devresinin soğutucu akışkanın basıncını ve sıcaklığını yoğunlaştırıcı şartlarına getiren kompresör için yapılan ekserji analizi sonucu en büyük ekserji kaybının bu elemanda ortaya çıktığı belirlenmiştir.

Ekserji kaybını hesaplamak için Hepbaşlı vd. (2007), Bi vd.(2009), Öztürk(2014) ve birçok araştırmacı aşağıdaki eşitliği kullanmışlardır. Sunulan çalışmada da denklem 5.2 aracılığı ile kompresör ekserji kaybı hesabı yapılmıştır.

$$\dot{E}x_{\text{kayıp,komp}} = (\dot{E}x_1 + \dot{W}_{\text{komp}}) - \dot{E}x_2 = \dot{m}_{R410A}(\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{\text{komp}} \quad [5.2]$$



Şekil 5.12 Kompresör şematik gösterimi

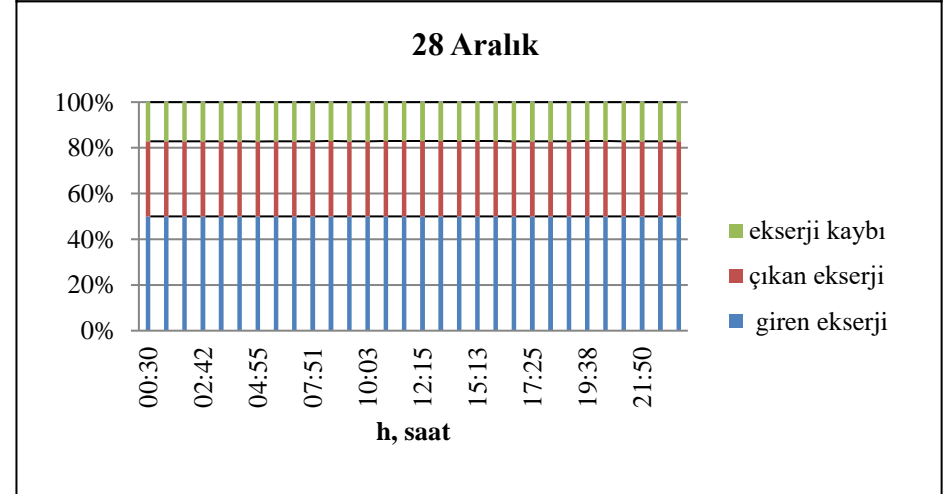
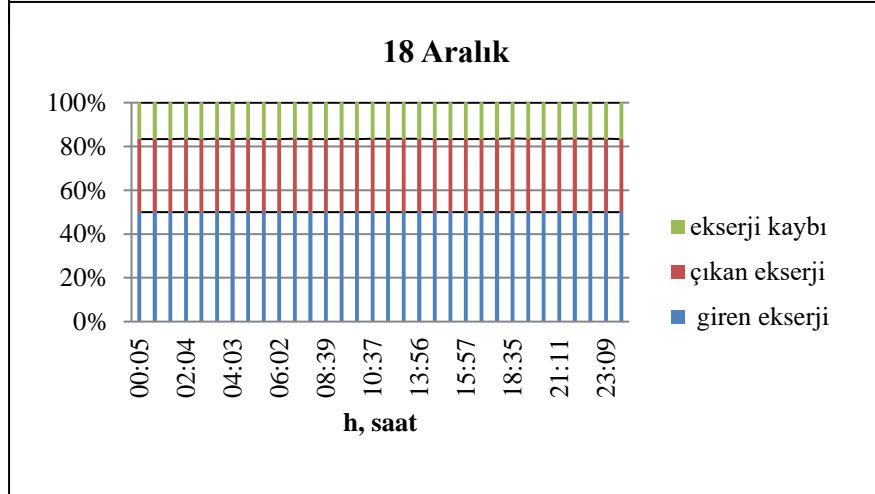
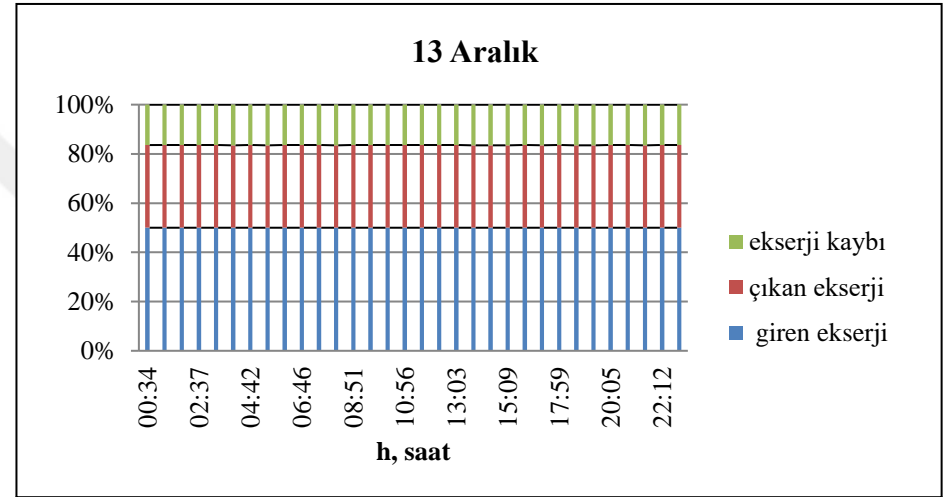
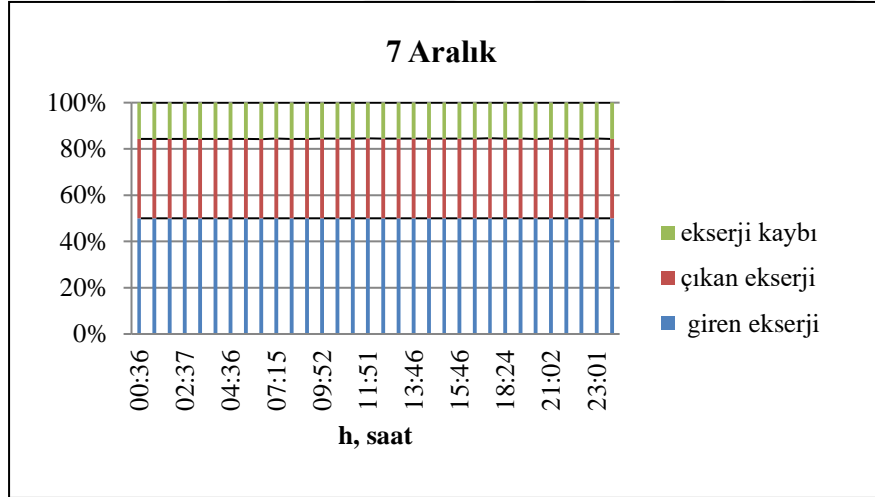
Şekil 5.13' de 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık tarihlerinde kompresöre giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı miktarları verilmiştir. Şekil 5.14' de bu dört günün ekserji kaybı grafikleri verilmiştir.

7 Aralık 2016 tarihinde kompresörün ekserji kaybı en yüksek 1,584 kW, en düşük 1,548 kW ve günlük ortalaması 1,569 kW olarak hesaplanmıştır.

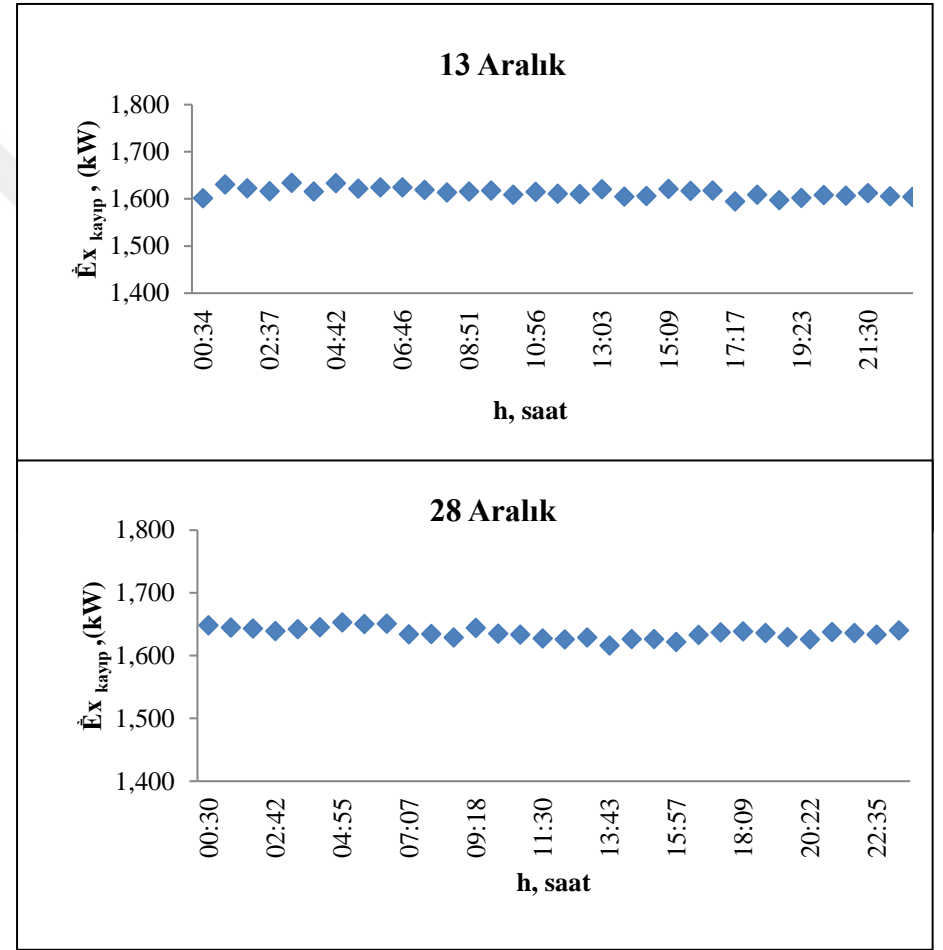
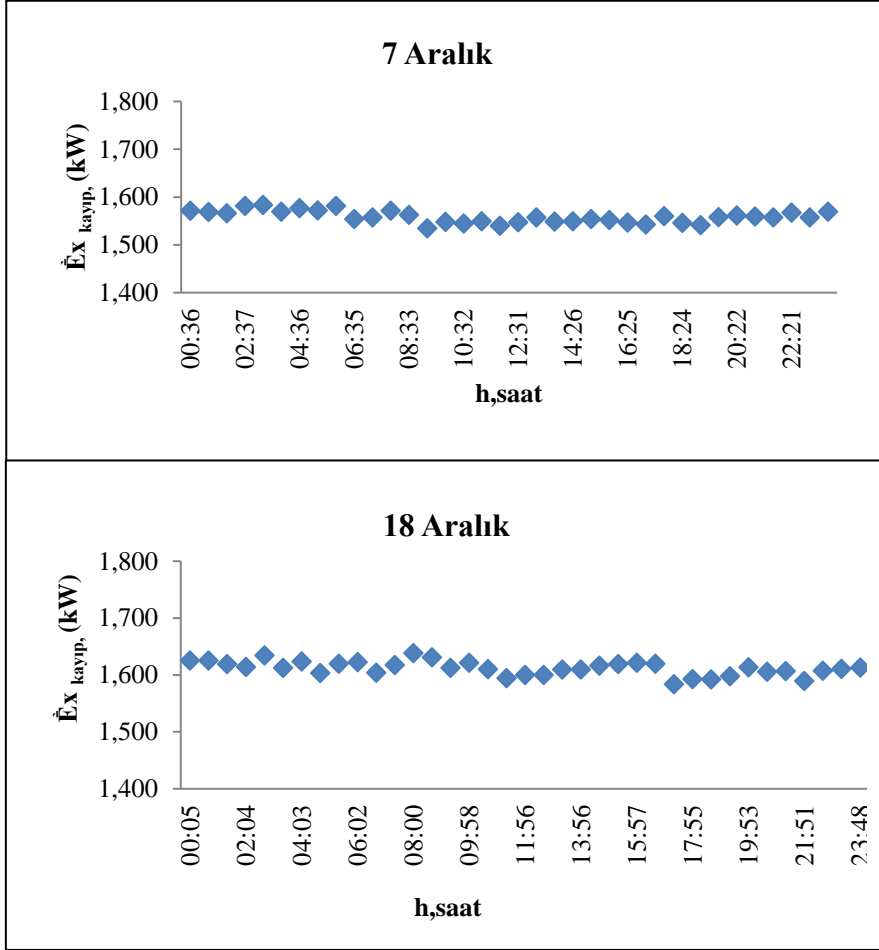
13 Aralık 2016 tarihinde kompresörün ekserji kaybı sırasıyla en yüksek, en düşük ve ortalama olarak 1,634 kW, 1,604 kW ve 1,61 kW olduğu belirlenmiştir.

18 Aralık 2016 tarihinde ise 1,638 kW en yüksek, 1,583 kW en düşük ve ortalaması 1,61 kW bulunmuştur.

28 Aralık 2016 tarihinde en yüksek 1,650 kW, en düşük 1,616 kW ve ortalaması 1,635 kW olduğu tespit edilmiştir.

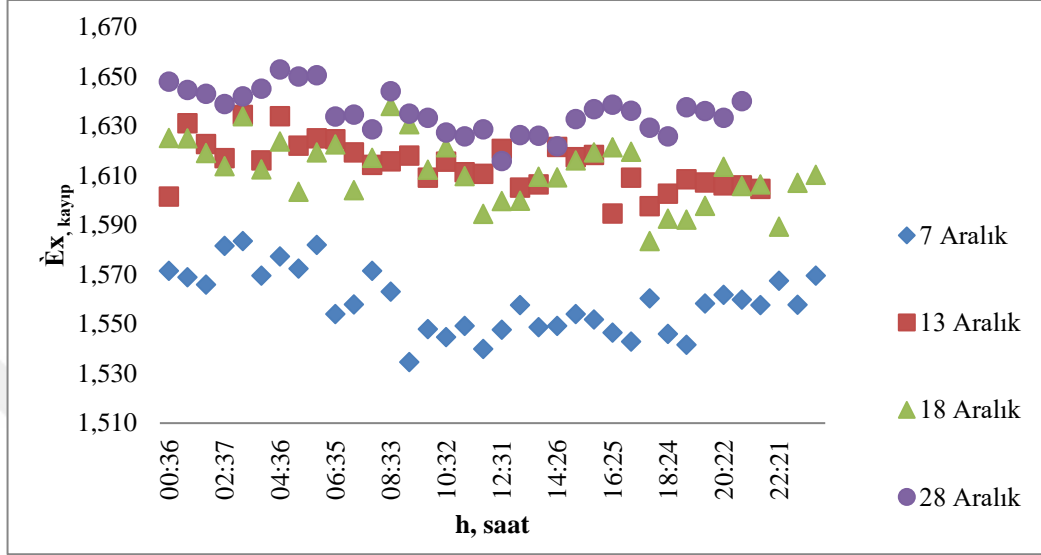


Şekil 5.13 Kompresöre giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı



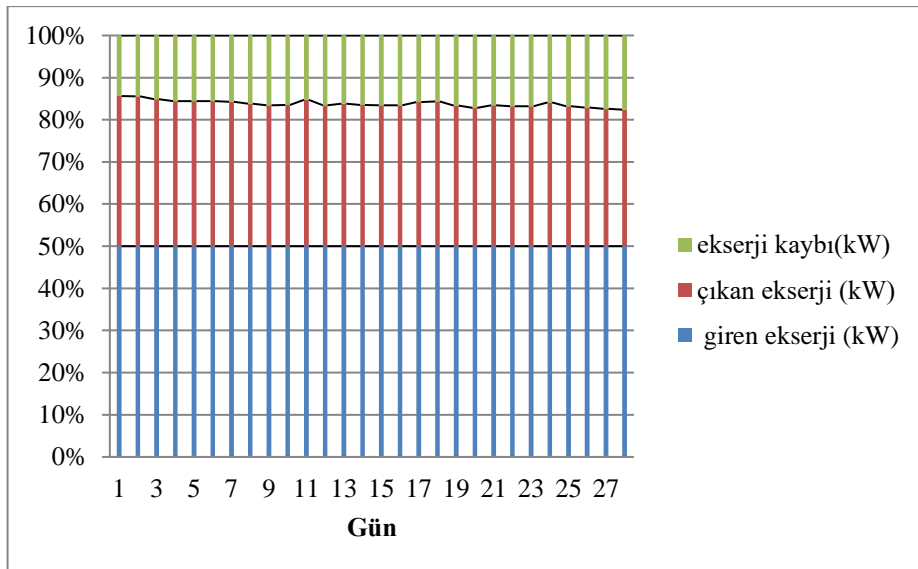
Şekil 5.14 Kompresör ekserji kayıpları

Kompresör için farklı dört güne ait ekserji kayıpları karşılaştırmalı olarak şekil 5.15’de verilmiştir. Genel olarak ekserji kayıplarında artış gözlenmektedir. Toprak sıcaklığındaki düşmenin ekserji kaybının artmasına sebep olduğu düşünülmektedir.



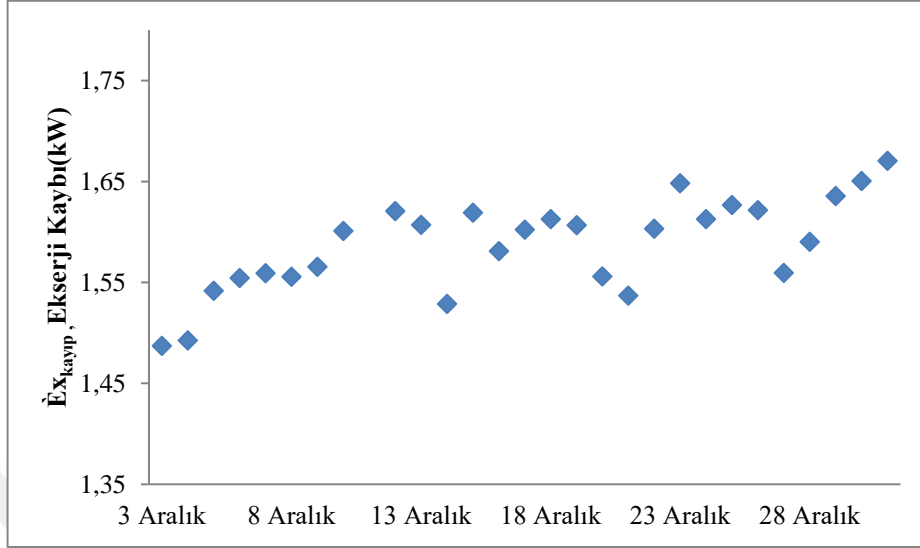
Şekil 5.15 Kompresör için 4 günlük ekserji kayıpları karşılaştırması

Kompresör, tüm günler için giren, çıkan ekserji ve ekserji kaybı Şekil 5. 16’ da verilmiştir.



Şekil 5.16 Kompresör tüm günler giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı

Aralık ayına için kompresöre ait günlük ekserji kaybı Şekil 5.17’ de verilmiştir. Görüldüğü gibi kompresör ekserji kayıpları genel olarak artma eğilimindedir.



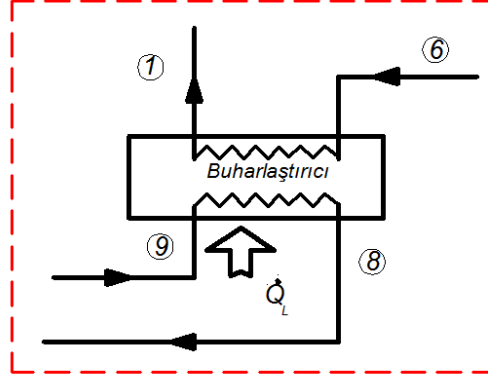
Şekil 5.17 Kompresör tüm günler ekserji kaybı

Badescu (2002), Akpınar vd.(2006), Özgener vd.(2007), Bi vd. (2009), ve Hepbaşı (2007) yaptıkları çalışmalarda en büyük ekserji kaybının kompresörde gerçekleştiğini bildirmişlerdir. Sunulan çalışmada da en büyük ekserji kaybı kompresörde gerçekleşmiştir. Aira vd. (2017) çalışmalarında kompresör çalışma süresinin dış ve iç ortam sıcaklığına bağlı olduğunu ve kompresör çıkış sıcaklığının 50 °C olduğunda sistemin daha ekonomik olduğunu bildirmişlerdir.

5.1.1.3 Buharlaştırıcı ekserji kaybı

Ekserji analizinin enerji sistemlerinin termodinamik analizlerinde güçlü bir araç olduğu kanıtlanmıştır(Rosen,2002) . Ekserji analizi, incelenen sürecin termodinamik kusurunun nedenlerini nicel olarak tespit etmek ve değerlendirmek için kullanılır. Bu nedenle, incelenen sürecin termodinamik iyileştirme olasılıklarını gösterebilir, fakat bu iyileştirmenin uygunluğuna ekonomik analiz sonucunda karar verilir. Ekserji analizi enerji kaynağı kullanımı için önemlidir çünkü ekserji enerjinin bir parçasıdır. Ekserji analizi teorisi, mevcut enerji analizinin teorisidir.

Şekil 5.18’ de buharlaştırıcı şematik gösterimi verilmiştir. Toprakaltı devresinden buharlaştırıcıya geçen ısı ile soğutucu akışkan düşük sıcaklıklarda buharlaştırıcıda buharlaşarak kompresöre girer.



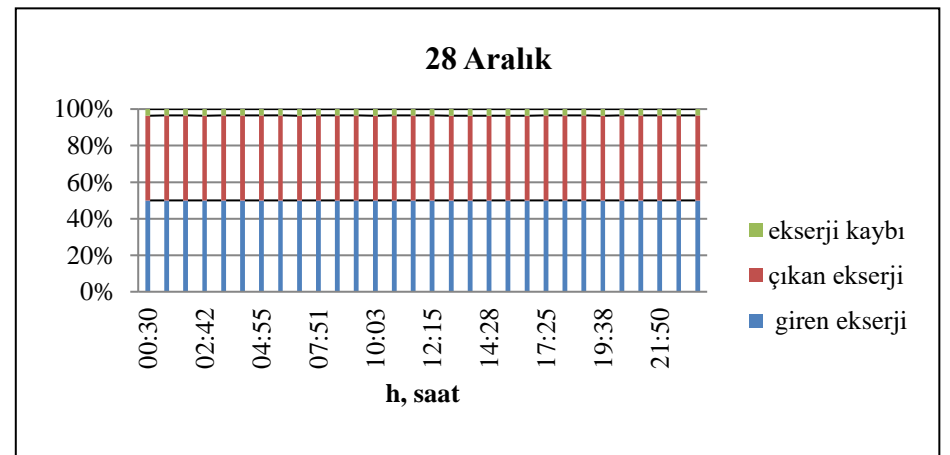
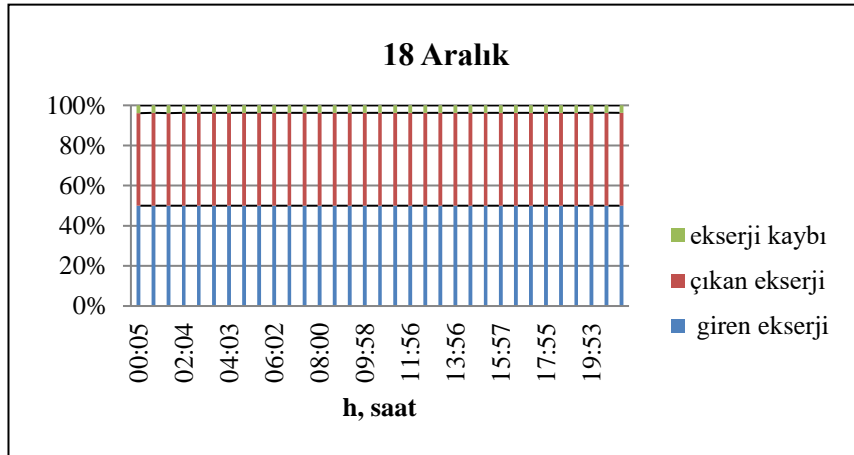
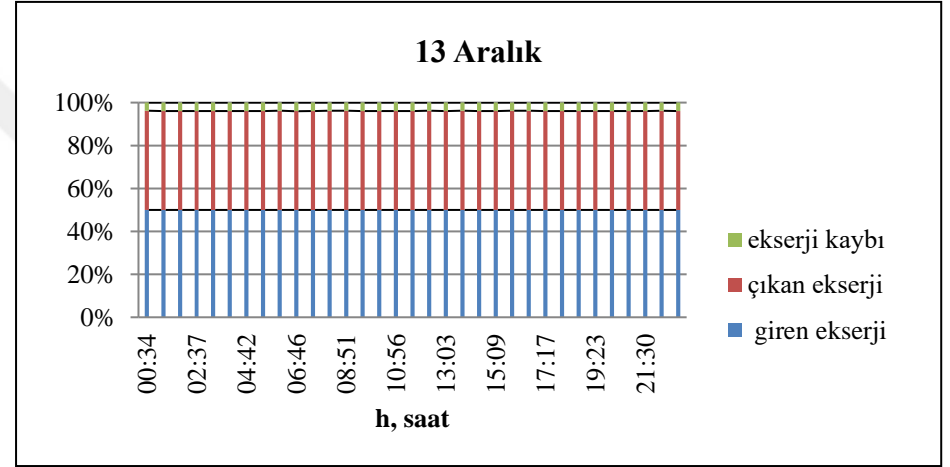
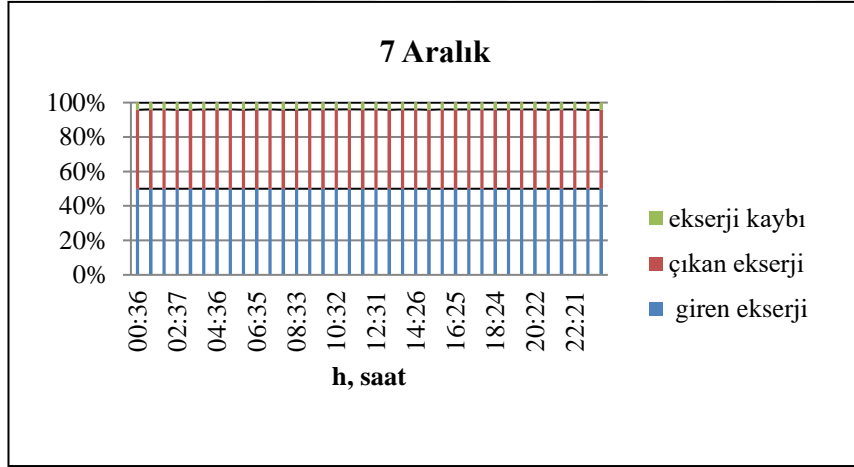
Şekil 5.18 Buharlaştırıcı şematik gösterimi

Buharlaştırıcı giriş sıcaklığı en yüksek 8,712 °C, en düşük 6,73 °C ve ortalama 7,625 °C ölçülmüştür. Buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı en yüksek 8,826 °C, en düşük 6,730 °C ve ortalama 7.6 °C ölçülmüştür. Giriş ve çıkıştaki bu düşüslere toprak sıcaklığının düşmesinin sebep olduğu düşünülmektedir.

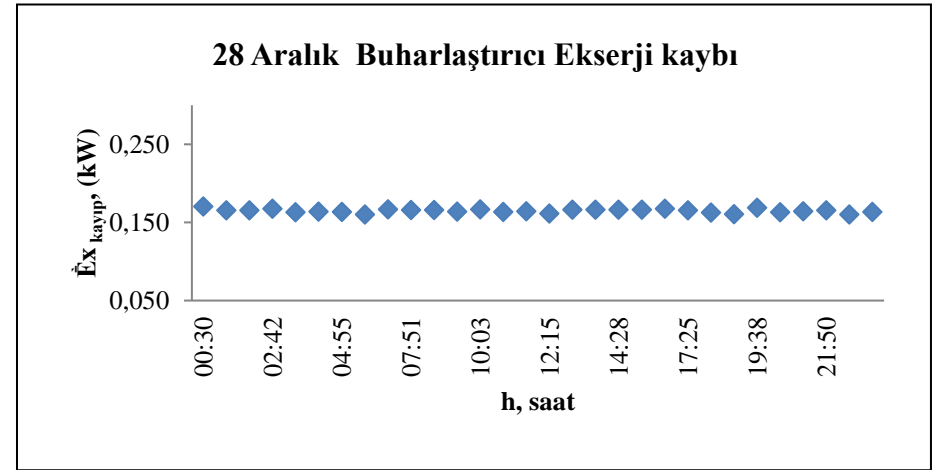
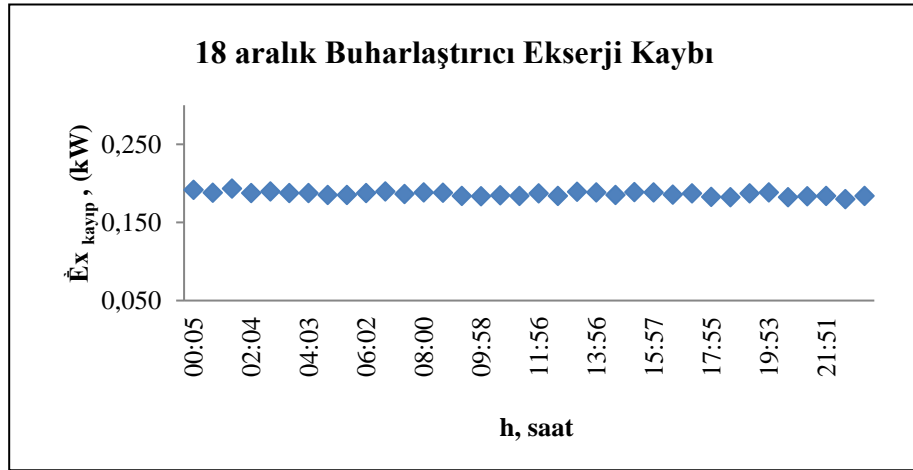
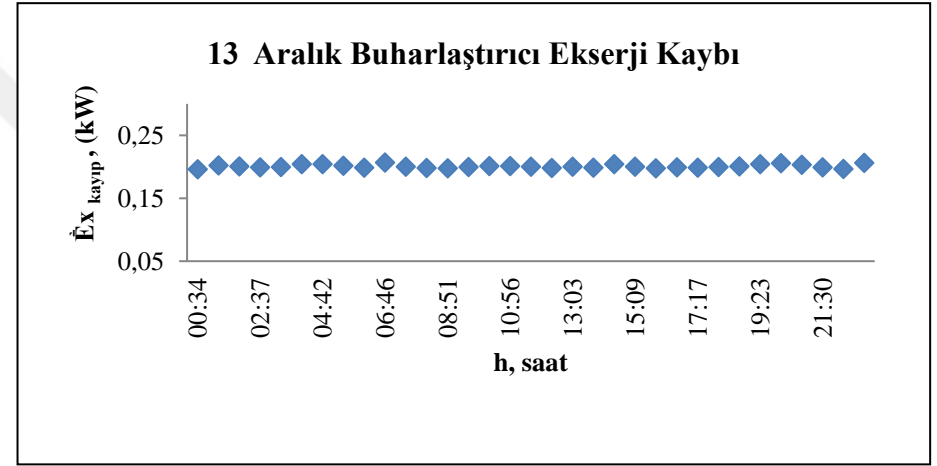
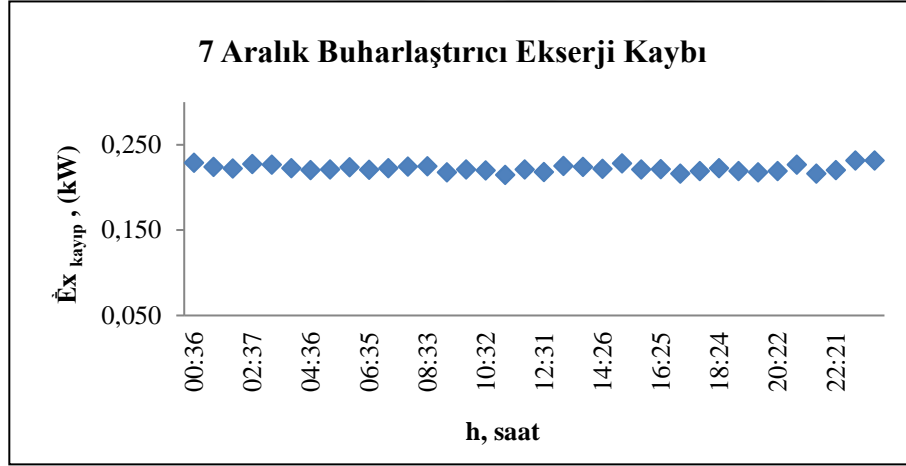
Buharlaştırıcı ekserji kaybını hesaplamak için denklem 5.3 kullanılmıştır (Bi vd.,2009,).

$$\dot{E}x_{\text{kayıp,buh}} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_7 + \dot{E}x_9 - \dot{E}x_8 = \dot{m}_{R410A}(\psi_6 - \psi_7) + \dot{m}_{sa}(\psi_9 - \psi_8) \quad [5.3]$$

Şekil 5.19' da 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık tarihlerinde buharlaştırıcıya giren, çıkan ekserji ve ekserji kaybı grafikleri verilmiştir. Şekillerden görüldüğü gibi; 7 Aralık buharlaştırıcıya giren ekserji ortalaması 2,739 kW, çıkan ekserji ortalaması 2,526 kW, ekserji kaybı ortalaması 0,222 kW değerlerindedir. 13 Aralık buharlaştırıcıya giren ekserji ortalaması 2,572 kW, çıkan ekserji ortalaması 2,37 kW elde edilmiştir. Ekserji kaybı ortalaması 0,2 kW hesaplanmıştır. Bu günde dış hava sıcaklığının yüksek olması nedeniyle 7 Aralık tarihine göre yoğuşturucuya giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı değerlerinin fazla değişmediği görülmüştür. 18 Aralık buharlaştırıcıya giren ekserji ortalaması 2,488 kW elde edilmiştir. Çıkan ekserji ortalaması 2,302 kW olmuştur. Ekserji kaybı ortalama olarak 0,186 kW olarak hesaplanmıştır. 28 Aralık buharlaştırıcıya giren ekserji ortalaması 2,264 kW, çıkan ekserji ortalaması 1,998 kW ve ekserji kaybı ortalama 0,267 kW elde edilmiştir.



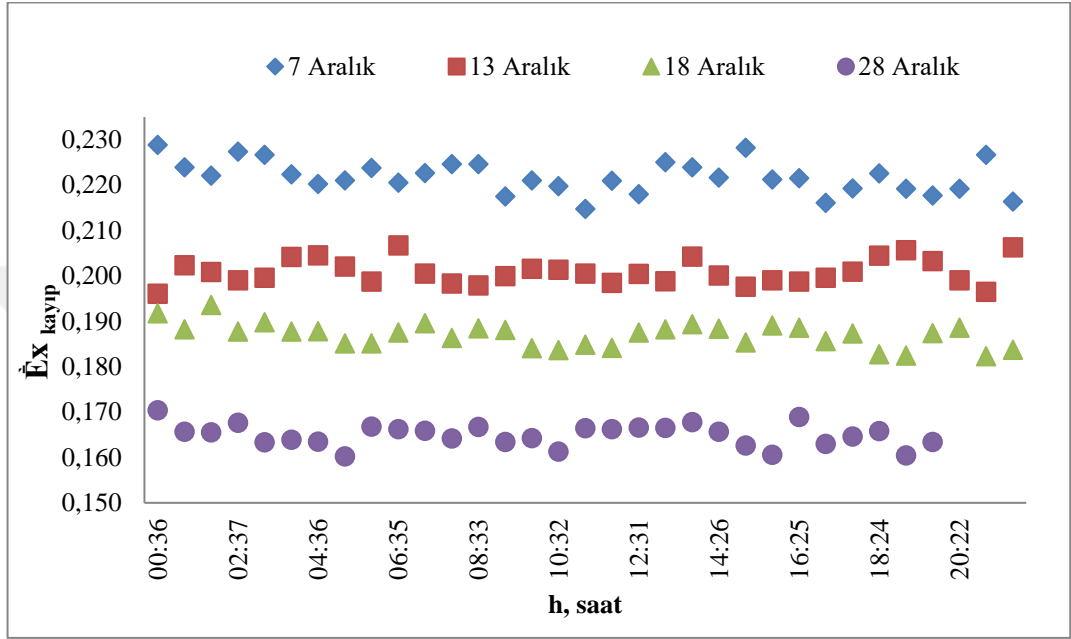
Şekil 5.19 Buharlaştırıcıya giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı



Şekil 5.20 Buharlaştırıcı ekserji kaybı grafikleri

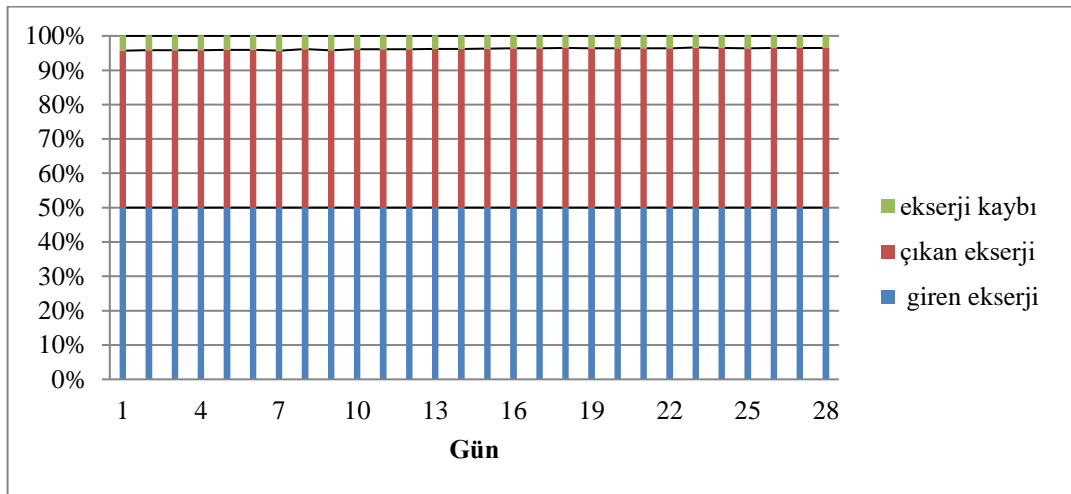
Şekil 5.20’ de 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık günlük ekserji kaybı grafikleri verilmiştir. Bu grafiklere göre ekserji kayıplarının azalarak değiştiği görülmüştür.

Şekil 5.21’ de buharlaştırıcı dört günlük ekserji kayıpları grafiği verilmiştir. Bu grafiğe göre toprak sıcaklıklarının düşmesi ile ekserji kaybında azalma gözlenmiştir.



Şekil 5.21 Buharlaştırıcı 4 günlük ekserji kayıpları

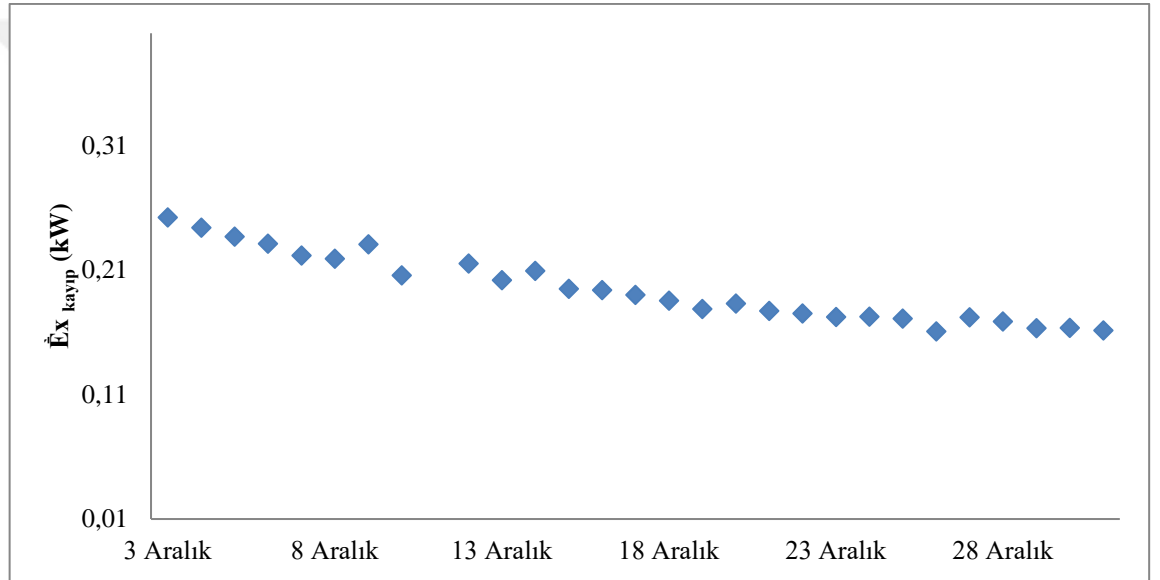
Şekil 5.22’ de tüm günler buharlaştırıcıya giren, çıkan ekserji ve ekserji kaybı grafiği görülmektedir.



Şekil 5.22 Buharlaştırıcı tüm günler için giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı

Buharlaştırıcıya giren ekserji başlangıçta 2,93 kW, çıkan ekserji 2,68 kW ve ekserji kaybı ise 0,252 kW olmuştur. Ayın sonunda ise sırasıyla 2,28 kW, 2,12 kW ve 0,161 kW olarak gerçekleşmiştir. Aylık ortalama buharlaştırıcıya giren ekserji 2,55 kW, çıkan ekserji 2,35 kW ve ekserji kaybı ise 0,195 kW tır. Aylık olarak ortalama giren ekserji farkı 0,65 kW, çıkan ekserji farkı 0,56 kW, ekserji kaybı farkı ise 0,09 kW olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.23’ de tüm günler ekserji kaybı grafiği verilmiştir. Toprak sıcaklığındaki düşme nedeniyle topraktan çekilen ısı miktarındaki azalmaya bağlı ekserji kaybında düşme gözlenmiştir.



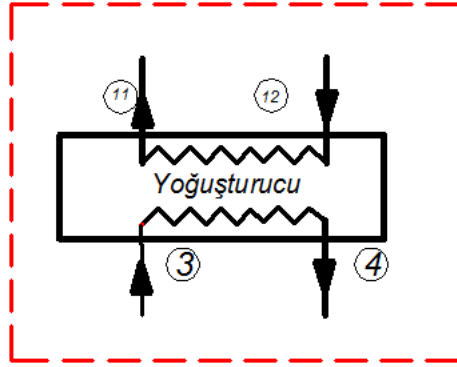
Şekil 5.23 Tüm günler için buharlaştırıcı ekserji kaybı

5.1.1.4 Yoğuşturucu ekserji kaybı

Yoğuşturucu kompresörden kızgın buhar şeklinde gelen soğutucu akışkanın ısını ısıtma devresindeki suya aktaran elemandır. Yoğuşturucudan doymuş sıvı fazında çıkan soğutucu akışkan kısılma vanasına girer. Yoğuşturucuda ısı transferi sayesinde ekserjisinin bir kısmı soğutucu akışkandan suya aktarılmaktadır.

Akpınar vd. (2006) kompresörden sonra en büyük ekserji kaybının yoğuşturucuda meydana geldiğini bildirmişlerdir. Bu yüksek ekserji kaybına yoğuşturucuda soğutucu akışkandan suya transfer edilen büyük miktardaki ısı transferinin neden olduğunu belirtmişlerdir.

Şekil 5.24' de yoğuşturucu şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.24 Yoğuşturucu şematik gösterimi

Yoğuşturucuya giriş sıcaklığı en yüksek 67,08 °C, en düşük 66,06 °C, ve ortalama 66,6 °C olarak ölçülmüştür. Yoğuşturucuya giriş ve çıkış sıcaklıklarının toprak sıcaklığına, kompresör giriş sıcaklığına, buharlaştırıcı giriş ve çıkış sıcaklığına bağlı olmadığı düşünülmektedir.

Yoğuşturucu ekserji kaybı denklem 5.4 ile hesaplanmıştır (Hepbaşlı 2007, Bi vd., 2009).

$$\dot{E}_{\text{kayıp,yoğ}} = \dot{E}_{X_3} - \dot{E}_{X_4} + \dot{E}_{X_{12}} - \dot{E}_{X_{11}} = \dot{m}_{R410A}(\psi_3 - \psi_4) + \dot{m}_{\text{su}}(\psi_{12} - \psi_{11}) \quad [5.4]$$

Şekil 5.25' de yoğuşturucuya, 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık tarihlerinde giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı grafikleri verilmiştir.

7 Aralık 2016 tarihinde yoğuşturucuya giren ekserji 10,539 kW, günün sonunda 10,524 kW günlük ortalaması 10,519 kW olarak hesaplanmıştır. Çıkan ekserji ilk saatlerde 10,437 kW, günün sonunda 10,429 kW günlük ortalaması 10,416 kW olmuştur. Ekserji kaybı başlangıçta 0,102 kW, günün sonunda 0,094 kW ve ortalama olarak 0,103 kW olduğu tespit edilmiştir.

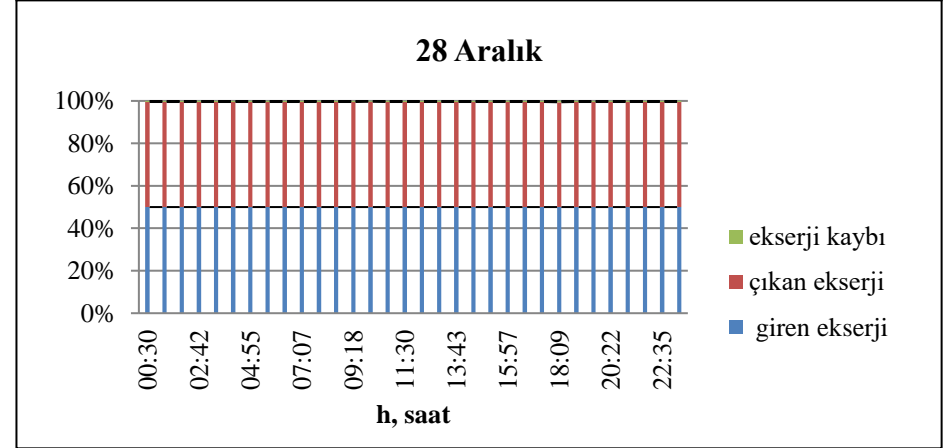
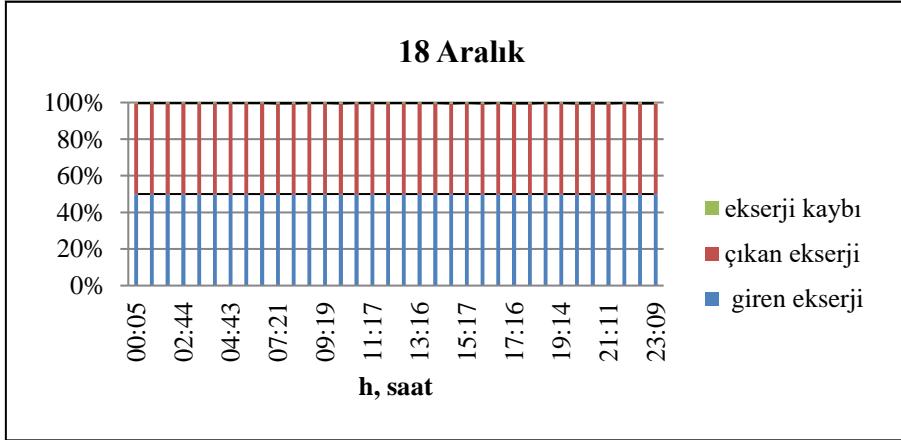
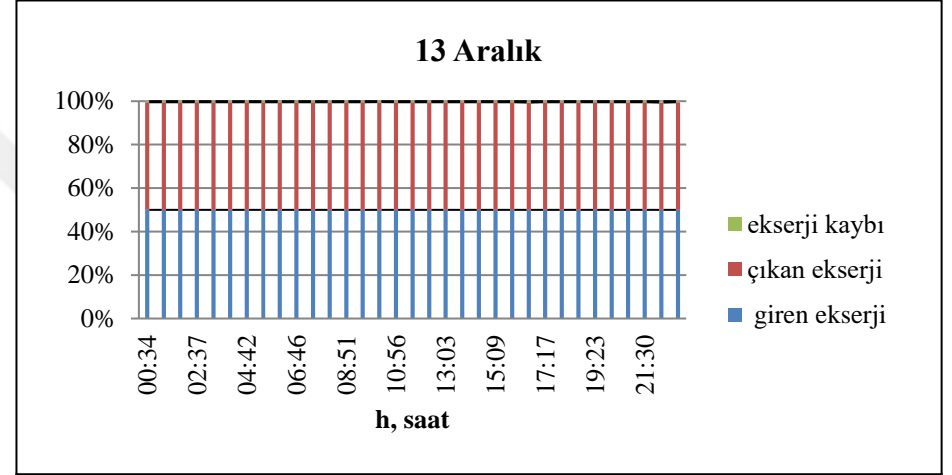
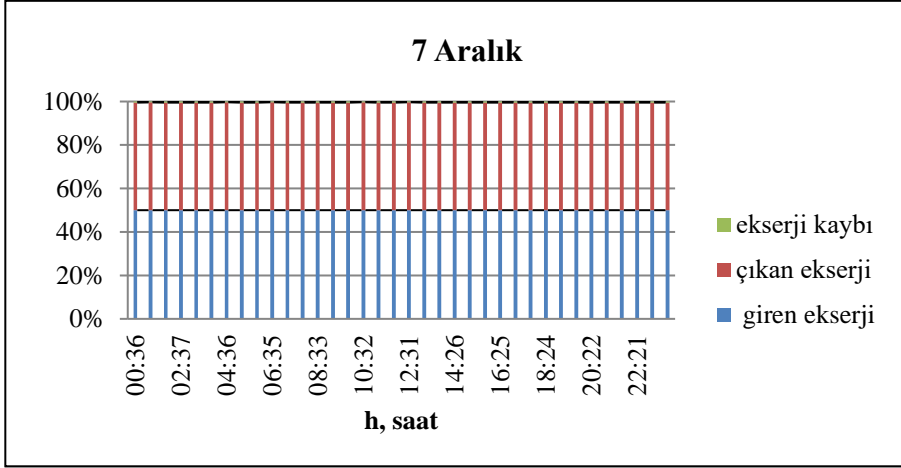
13 Aralık yoğuşturucuya giren ekserji en fazla 10,246 kW, gün içerisinde en düşük 10,154 kW günlük ortalamasının 10,195 kW olduğu belirlenmiştir. Çıkan ekserji en yüksek 10,150 kW, en düşük 10,055 kW günlük ortalaması 10,092 kW olarak hesaplanmıştır. Ekserji kaybı en büyük 0,129 kW, en düşük 0,094 kW ve ortalama

olarak 0,103 kW tespit edilmiştir. İki gün arasındaki ortalama giren ekserji farkı 0,324 kW, çıkan ekserji farkı 0,361 kW, ekserji kaybının aynı kaldığı görülmüştür.

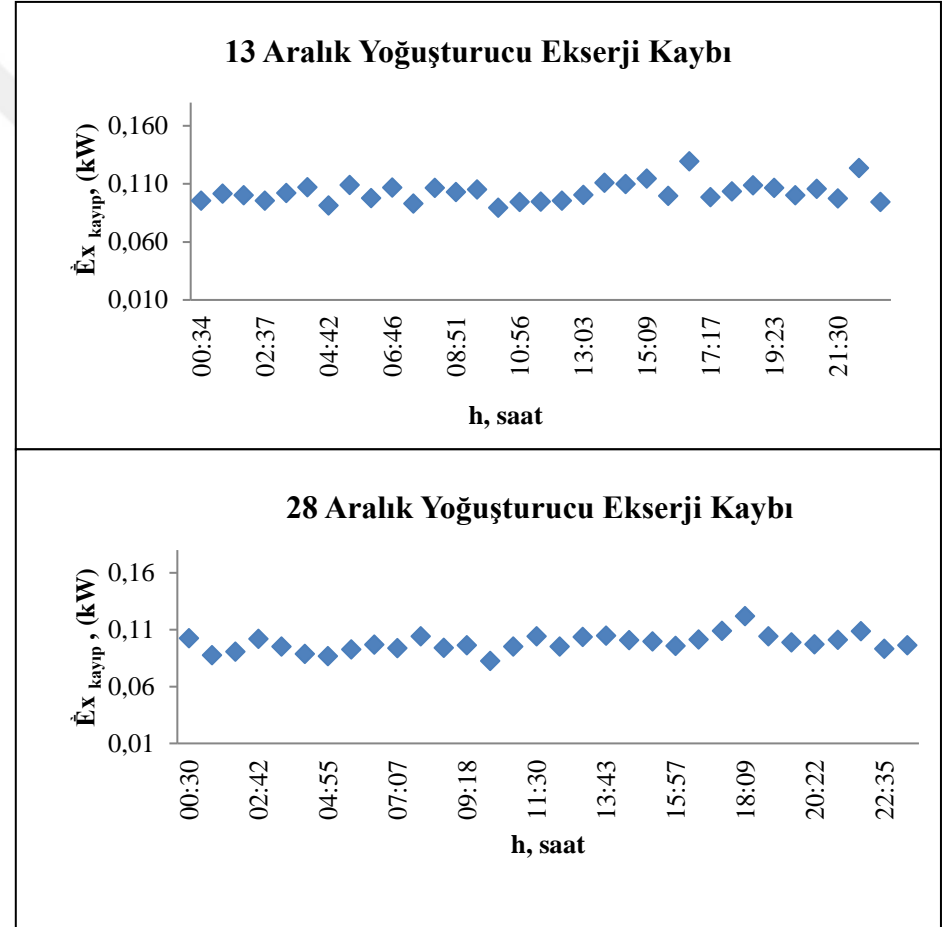
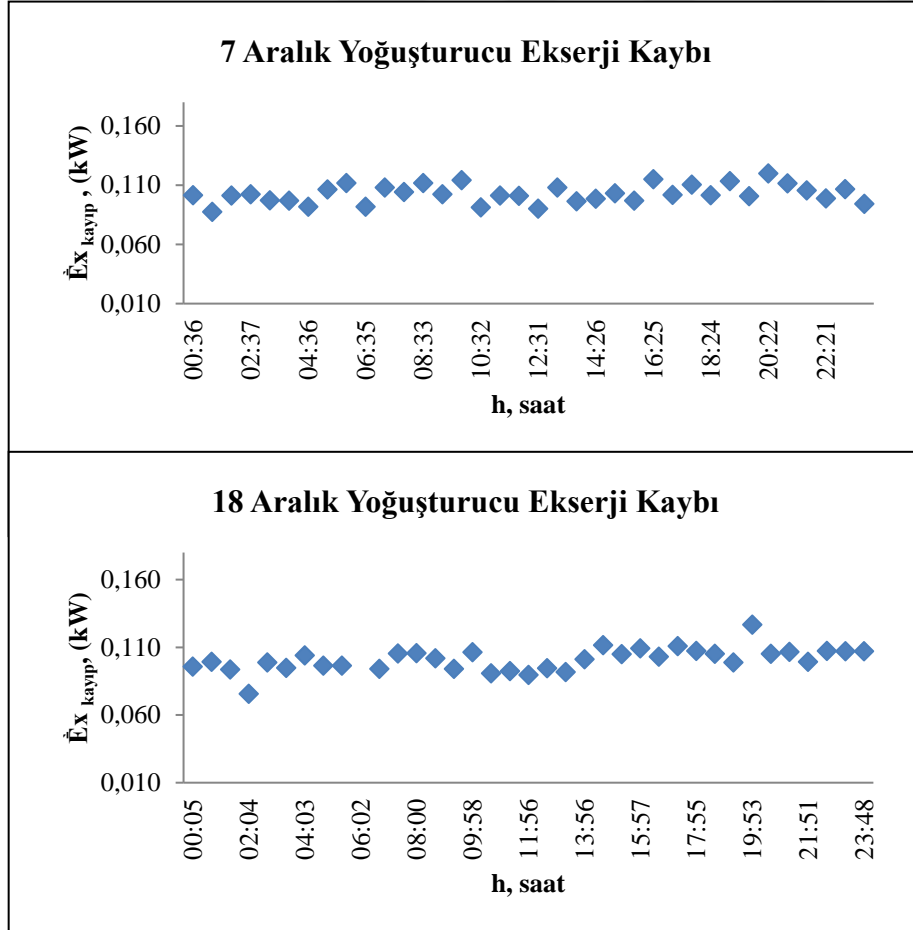
18 Aralık 2016 tarihinde yoğuşturucuya giren ekserji en fazla 10,411 kW, gün içerisinde en düşük 10,288 kW günlük ortalaması ise 10,344 kW olarak hesaplanmıştır. Çıkan ekserji en yüksek 10,282 kW, en düşük 10,188 kW günlük ortalaması 10,242 kW olarak belirlenmiştir. Ekserji kaybı en büyük 0,148 kW, en düşük 0,092 kW ve ortalama 0,102 kW olduğu tespit edilmiştir. 18 ve 13 Aralık arasındaki ortalama giren ekserji farkı 0,149 kW, çıkan ekserji farkı 0,15 kW, ekserji kaybı farkı ise 0,001 kW olarak hesaplanmıştır. 18 Aralıkta giren ve çıkan ekserji değerleri 13 Aralık tarihine göre biraz daha artmıştır. Bu tarihte dış hava sıcaklığı 13 Aralık tarihinden daha düşüktür.

28 Aralık 2016 tarihinde yoğuşturucuya giren ekserji en fazla 9,82 kW, gün içerisinde en düşük 9,74 kW günlük ortalaması ise 9,78 kW olarak hesaplanmıştır. Çıkan ekserji en yüksek 9,75 kW, en düşük 9,64 kW günlük ortalaması 9,69 kW olarak belirlenmiştir. Ekserji kaybı en büyük 0,104 kW en düşük 0,088 kW ve ortalama olarak 0,098 kW olarak hesaplanmıştır. Bir önceki güne göre giren ekserji 0,564 kW, çıkan ekserji 0,552 kW, ekserji kaybı 0,004 kW olduğu belirlenmiştir. Ay içerisinde farklı haftalardaki bu dört günde ekserji kaybının çok değişmediği gözlenmiştir.

Şekil 5.26' da 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık tarihlerinde yoğuşturucu ekserji kaybı grafikleri verilmiştir.

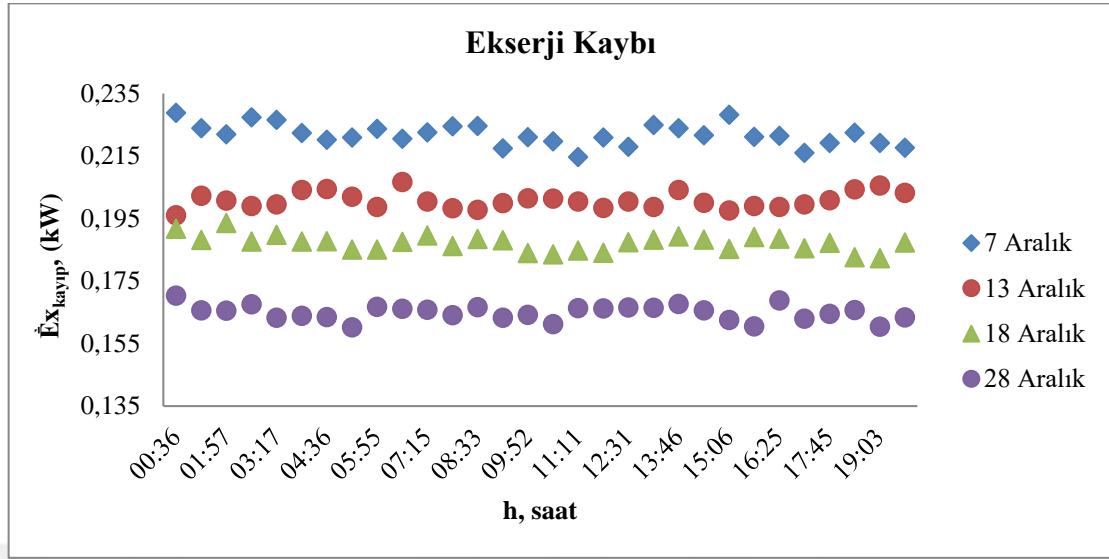


Şekil 5.25 Yoğuşturucuya giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı



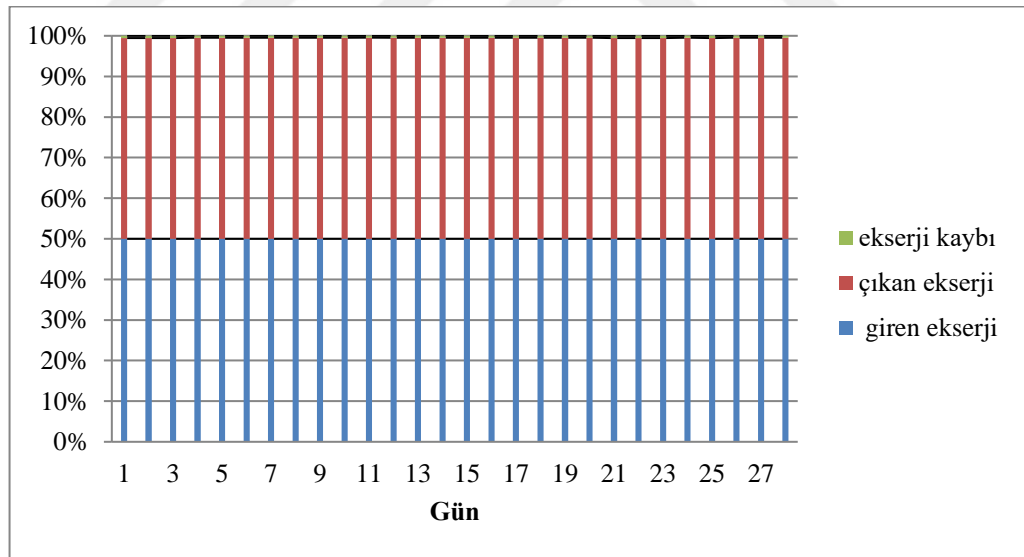
Şekil 5.26 Yoğuşturucu ekserji kaybı

Yoğuşturucu dört günlük ekserji kaybı karşılaştırma grafiği Şekil.5.27' de verilmiştir.



Şekil 5.27 Yoğuşturucu dört günlük ekserji kaybı karşılaştırması

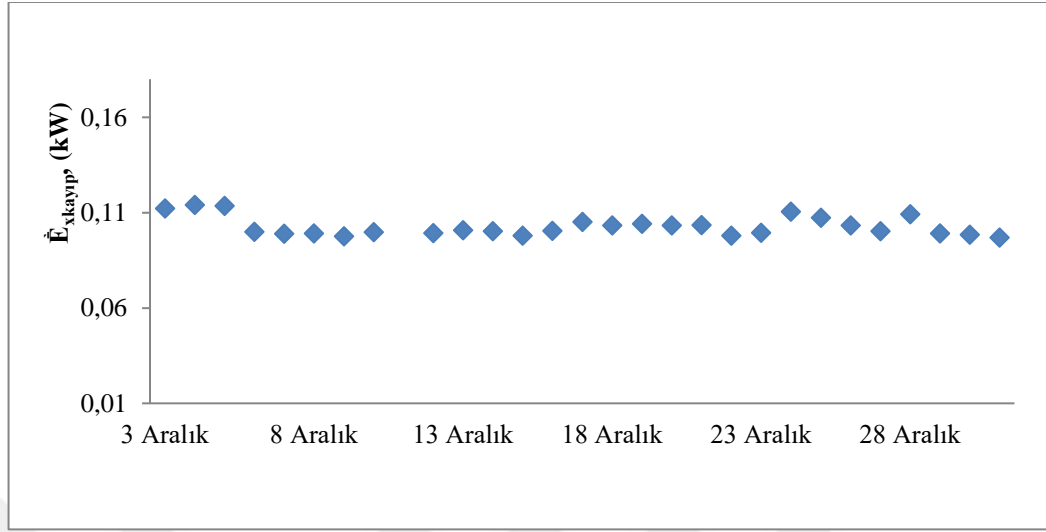
Yoğuşturucuya ait bir aylık giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı grafiği Şekil 5.28' de verilmiştir.



Şekil 5.28 Yoğuşturucu tüm günler için giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı

Başlangıçta yoğuşturucuya giren ekserji miktarı 10,56 kW, ayın sonunda 9,65 kW ve ortalama olarak 10,27 kW, çıkan ekserji sırasıyla 10,45 kW, 9,55 kW ve 10,17 kW tır. Ekserji kaybı ise 0,115-0,096 kW arasında değişmiş ve ortalaması 0,103 kW olarak hesaplanmıştır.

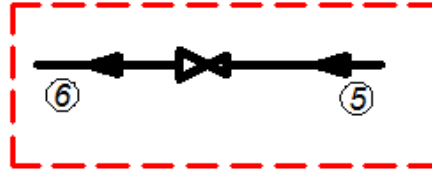
Şekil 5.29' da yoğuşturucunun tüm günler için ekserji kaybı grafiği oluşturulmuştur.



Şekil 5.29 Yoğuşturucu tüm günler için ekserji kaybı

5.1.1.5 Kısılma vanası ekserji kaybı

Kısılma vanası, ısı pompası devresinde yoğuşturucudan çıkan yüksek basınçlı soğutucu akışkanı basıncını düşürerek buharlaştırıcı giriş şartlarına getiren elemandır.



Şekil 5.30 Kısılma vanası şematik gösterimi

Kısılma vanası giriş sıcaklığı en yüksek 45,5892°C, en düşük 44,85 °C ve ortalama 45,26 °C ölçülmüştür. Kısılma vanası çıkış sıcaklığı en yüksek 8,99 °C, en düşük 6,49 °C ve ortalama 7,588 °C değerinde ölçülmüştür.

İnalı vd.(2004), yaptıkları çalışma sonucuna göre buharlaştırıcı, kompresör, yoğuşturucudan sonra en fazla ekserji kaybının kısılma vanasında gerçekleştiğini bildirmişlerdir. Kısılma vanasında ekserji kaybı denklem 5.5 ile hesaplanmıştır (Öztürk,2014, Bi vd., 2009).

$$\dot{E}x_{\text{kayıp,kv}} = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6 = \dot{m}_{410A}(\psi_5 - \psi_6) \quad [5.5]$$

Şekil 5.31’ de kısılma vanasına, 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık tarihlerinde giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı grafikleri verilmiştir.

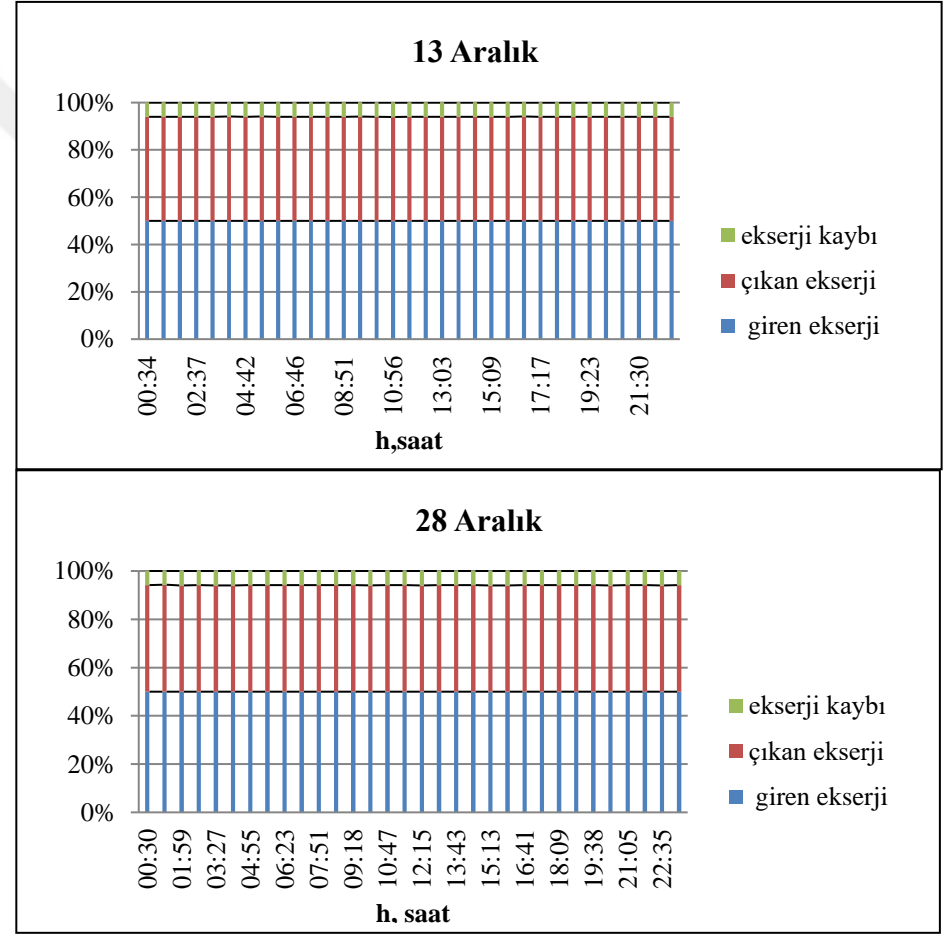
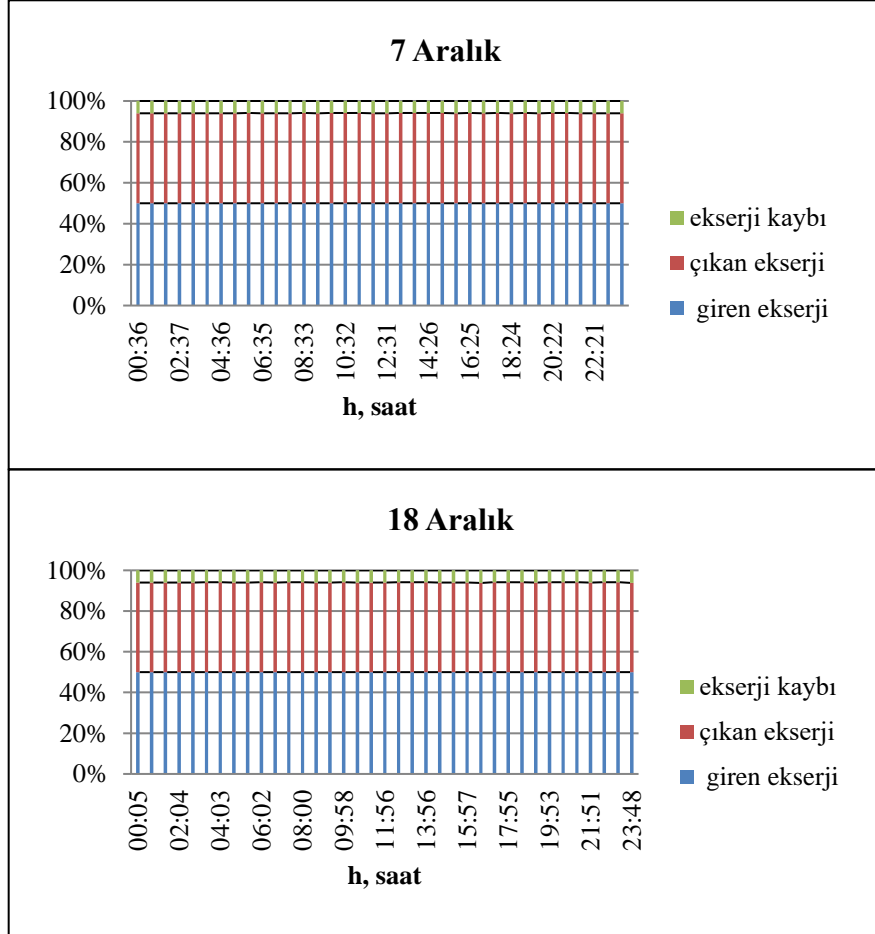
7 Aralık kısılma vanasına giren ekserji en yüksek 2,489 kW, günün sonunda 2,82 kW günlük ortalaması 2,486 kW olarak hesaplanmıştır. Çıkan ekserji en yüksek 2,191 kW, en düşük 2,190 kW günlük ortalaması 2,190kW olduğu bulunmuştur. Ekserji kaybı en yüksek 0,298 kW en az 0,291 kW ve ortalama olarak 0,296 kW olarak belirlenmiştir.

13 Aralık kısılma vanasına giren ekserji en fazla 2,364 kW, gün içerisinde en düşük 2,359 kW günlük ortalaması 2,361 kW olduğu bulunmuştur. Çıkan ekserji en yüksek 2,080 kW, en düşük 2,079 kW günlük ortalamasının 2,08 kW olduğu tespit edilmiştir. Ekserji kaybı en büyük 0,284 kW, en düşük 0,279 kW ve ortalaması 0,282 kW olarak hesaplanmıştır.

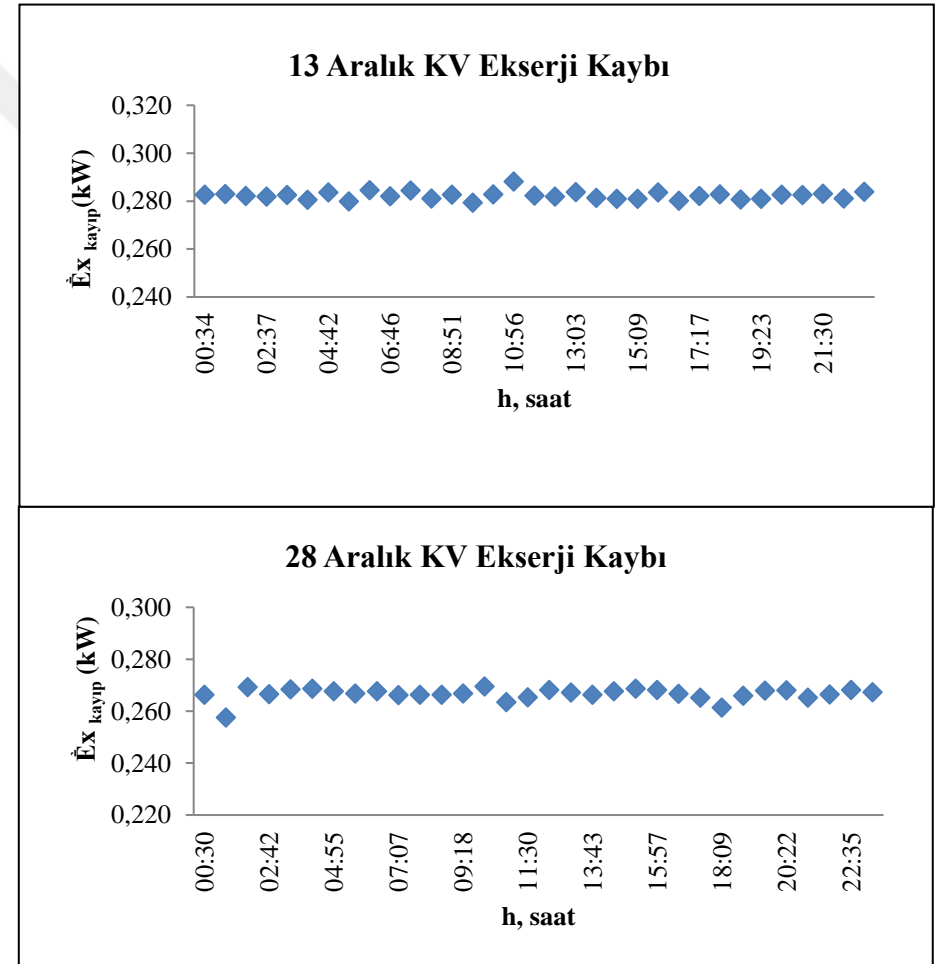
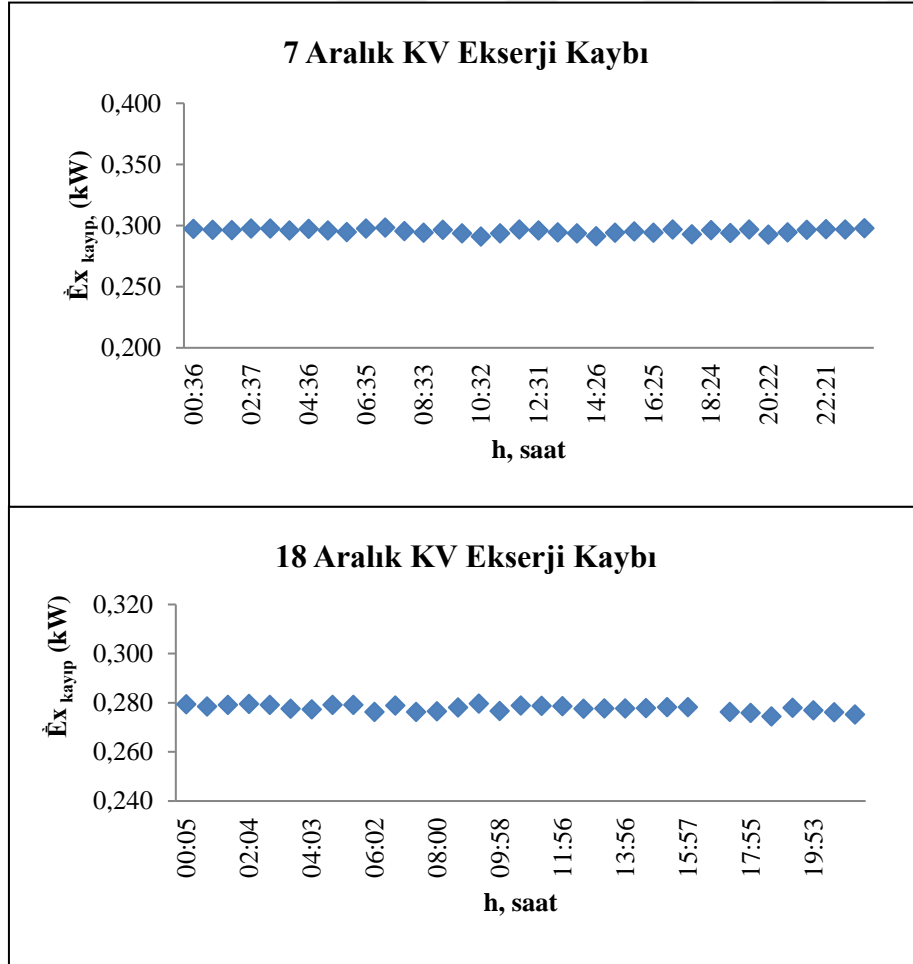
18 Aralık kısılma vanasına giren ekserji en fazla 2,359 kW, gün içerisinde en düşük 2,344 kW günlük ortalaması ise 2,346 kW olarak hesaplanmıştır. Çıkan ekserji en yüksek 2,069 kW, en düşük 2,057 kW günlük ortalaması 2,068 kW olarak belirlenmiştir. Ekserji kaybı en büyük 0,287 kW en düşük 0,274 kW ve ortalamasının 0,278 kW olduğu tespit edilmiştir.

28 Aralık kısılma vanasına giren ekserji en fazla 2,267 kW, gün içerisinde en düşük 2,261 kW günlük ortalaması ise 2,264 kW olarak hesaplanmıştır. Çıkan ekserji en yüksek 1,998 kW, en düşük 1,997 kW günlük ortalaması 1,998 kW olarak belirlenmiştir. Ekserji kaybı en büyük 0,269 kW en düşük 0,261 kW ve ortalamasının 0,267 kW olduğu tespit edilmiştir.

Şekil 5.32’de 2016 yılı 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık tarihlerinde kısılma vanası ekserji kaybı grafikleri verilmiştir. Grafiklerden anlaşılacağı gibi ekserji kayıplarının azalma eğiliminde olduğu görülmüştür.

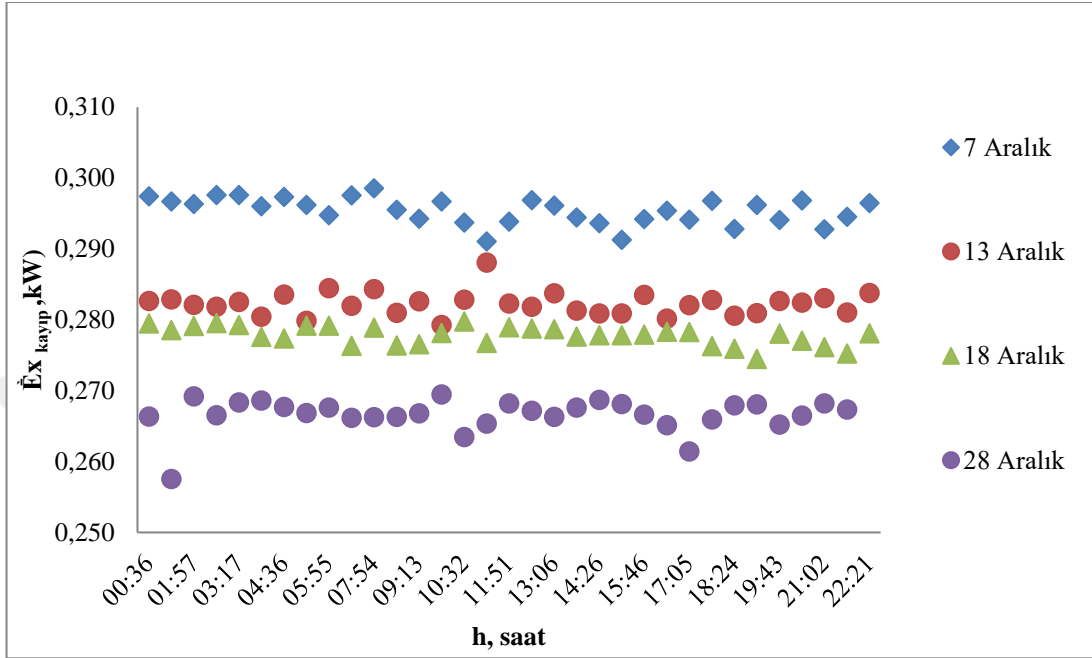


Şekil 5.31 Kısılma vanasına giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı

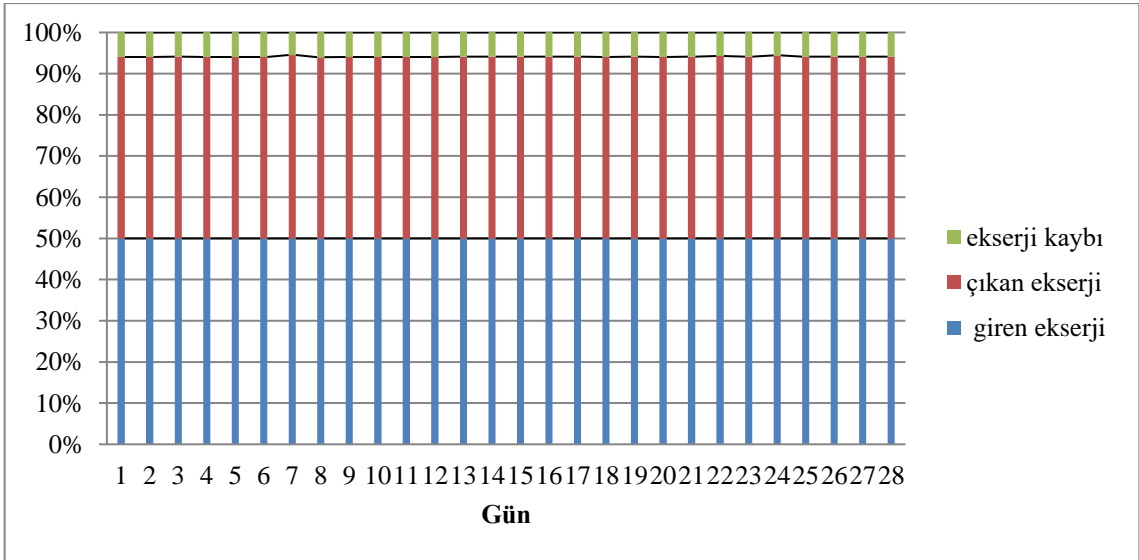


Şekil 5.32 Kısılma vanası ekserji kaybı grafikleri

Şekil 5.33' de dört günlük kısılma vanası ekserji kayıpları karşılaştırmalı grafiği ve Şekil 5.34'de ise aralık ayı tüm günler kısılma vanasına giren, çıkan ekserji ve ekserji kaybı grafiği verilmiştir.



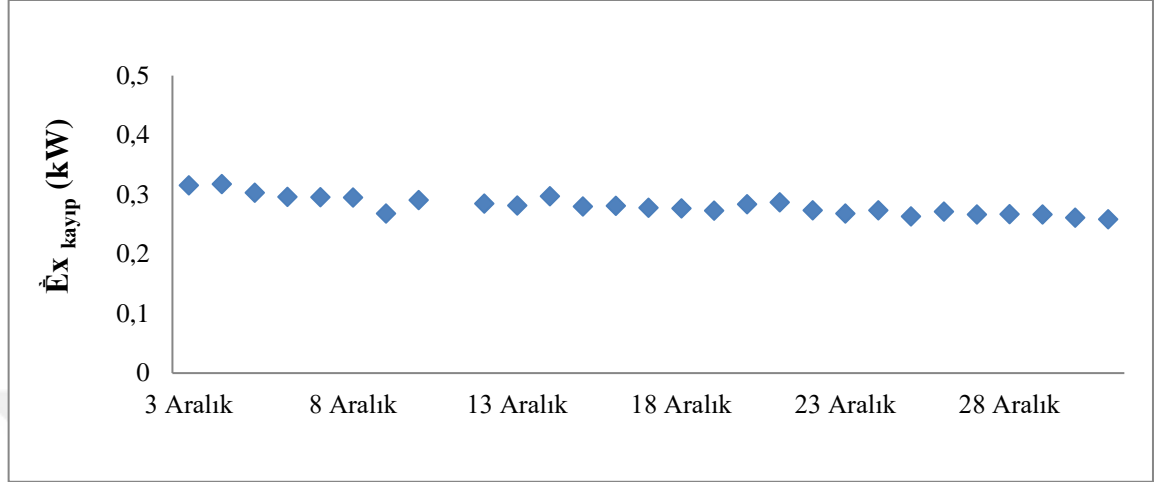
Şekil 5.33 Kısılma vanası 4 günlük ekserji kaybı



Şekil 5.34 Kısılma vanası tüm günler giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı

Aylık ortalama kısılma vanasına giren ekserji 2,39 kW, çıkan ekserji, 2,1 kW ve ekserji kaybı ise 0,281 kW olarak hesaplanmıştır.

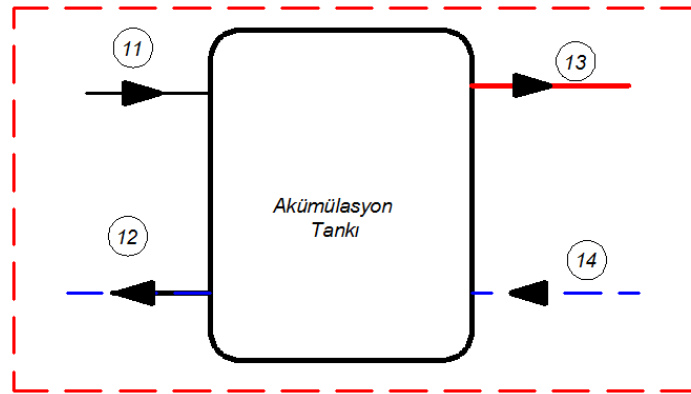
Şekil 5.35’de aralık ayı tüm günler için ekserji kaybı grafiği verilmiştir. Ekserji kaybında azalma olmuş fakat diğer sistem elemanlarına göre çok büyük bir değişim gözlenmemiştir.



Şekil 5.35 Kısılma vanası tüm günler için ekserji kaybı

5.1.1.6 Akümülyasyon tankı ekserji kaybı

Şekil 5.36’da ise akümülyasyon tankı şeması verilmiştir. Isıtma devresinde sıcak su deposu olarak görev yapan akümülyasyon tankı sürekli sıcak su bulundurmaktadır.



Şekil 5.36 Akümülyasyon tankı şeması

Akülyasyon tankı giriş sıcaklığı en yüksek 45,2°C, en düşük 44,6 °C ve ortalama 44,94 °C olarak ölçülmüştür. Çıkış sıcaklıkları ise en yüksek 42,8°C, en düşük 42,12 °C ve ortalama 42,55 °C olarak ölçülmüştür.

Akümülyasyon Tankı ekserji kaybı denklem 5.6 ile hesaplanmıştır (Hepbaşı,2007).

$$\begin{aligned}\dot{E}x_{\text{kayıp,akü}} &= \dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{13} \\ &= \dot{m}_{\text{su,yoğ}}(\psi_{11} - \psi_{12}) + \dot{m}_{\text{su,rad}}(\psi_{14} - \psi_{13})\end{aligned}\quad [5.6]$$

Şekil 5.37' de 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık tarihlerinde akümülyasyon tankına giren, çıkan ekserji ve ekserji kaybı grafikleri verilmiştir.

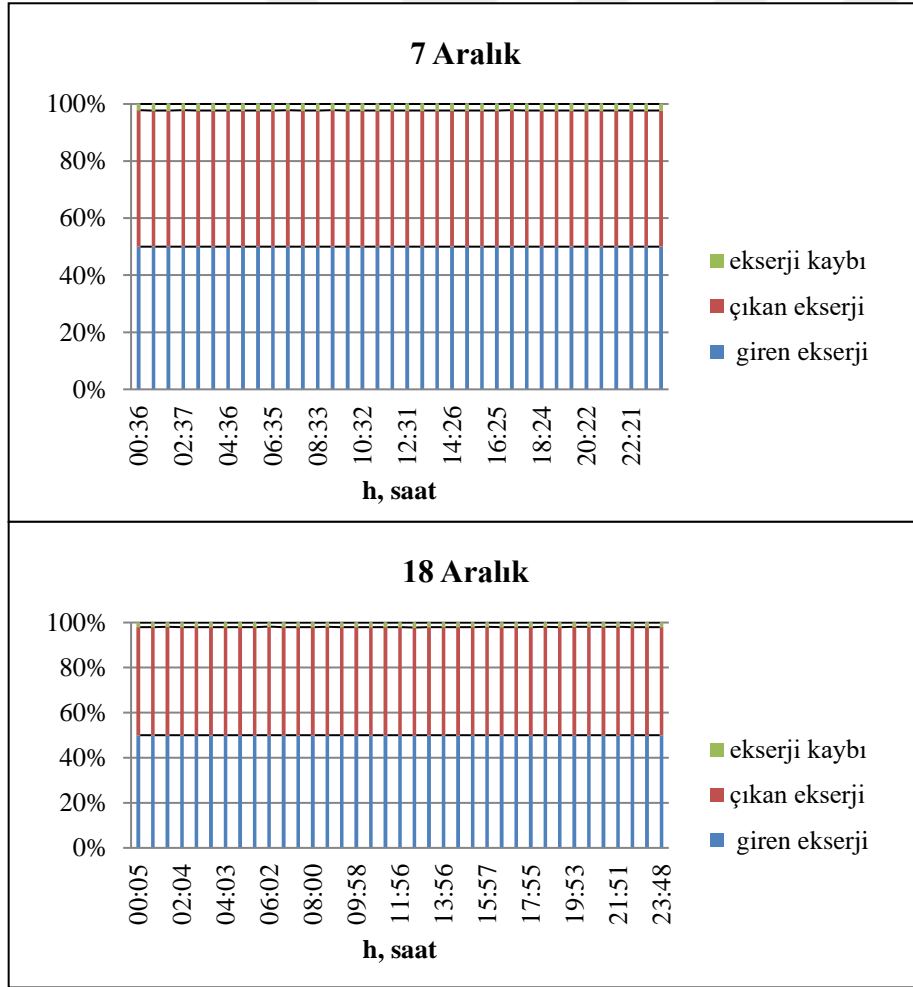
Şekil 5.38'de 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık Akümülyasyon tankı ekserji kaybı grafikleri görölmektedir.

7 Aralık 2016 tarihinde akümülyasyon tankı giren ekserji 10,316 kW, günün sonunda 10,304 kW günlük ortalaması ise 10,283 kW olarak hesaplanmıştır. Çıkan ekserji ilk saatlerde 9,855 kW, günün sonunda 9,829 kW günlük ortalaması 9,817 kW olduğu bulunmuştur. Ekserji kaybı başlangıçta 0,461 kW, günün sonunda 0,475 kW ve ortalaması 0,466 kW değerindedir.

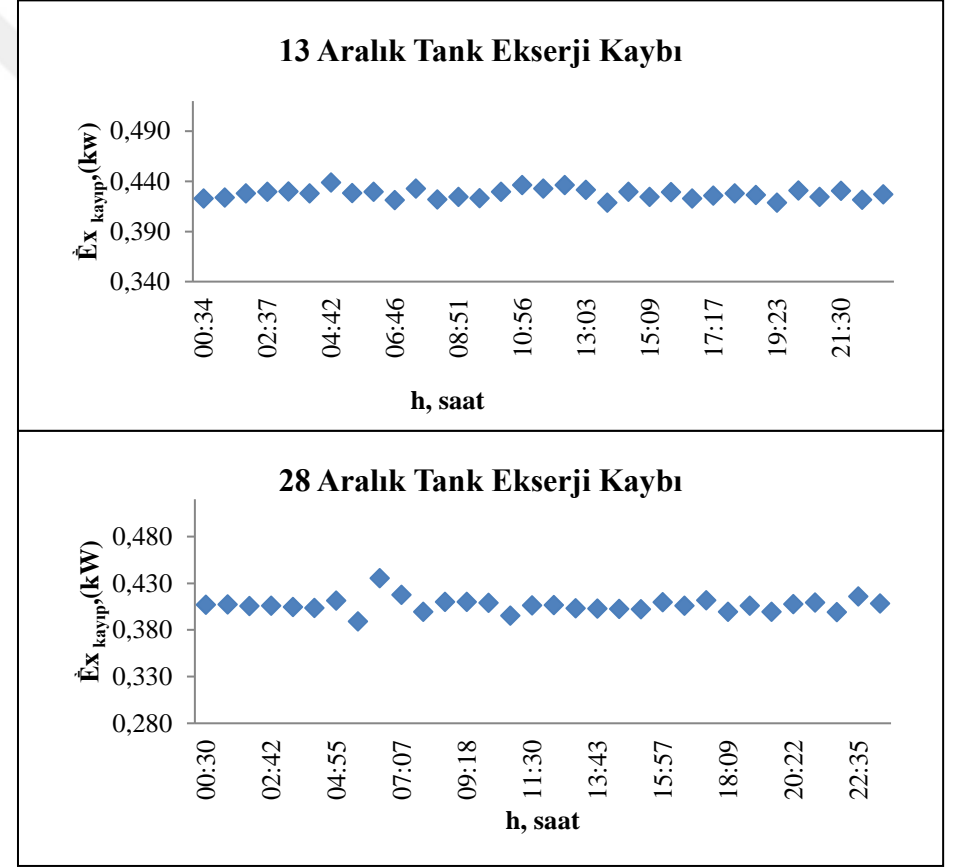
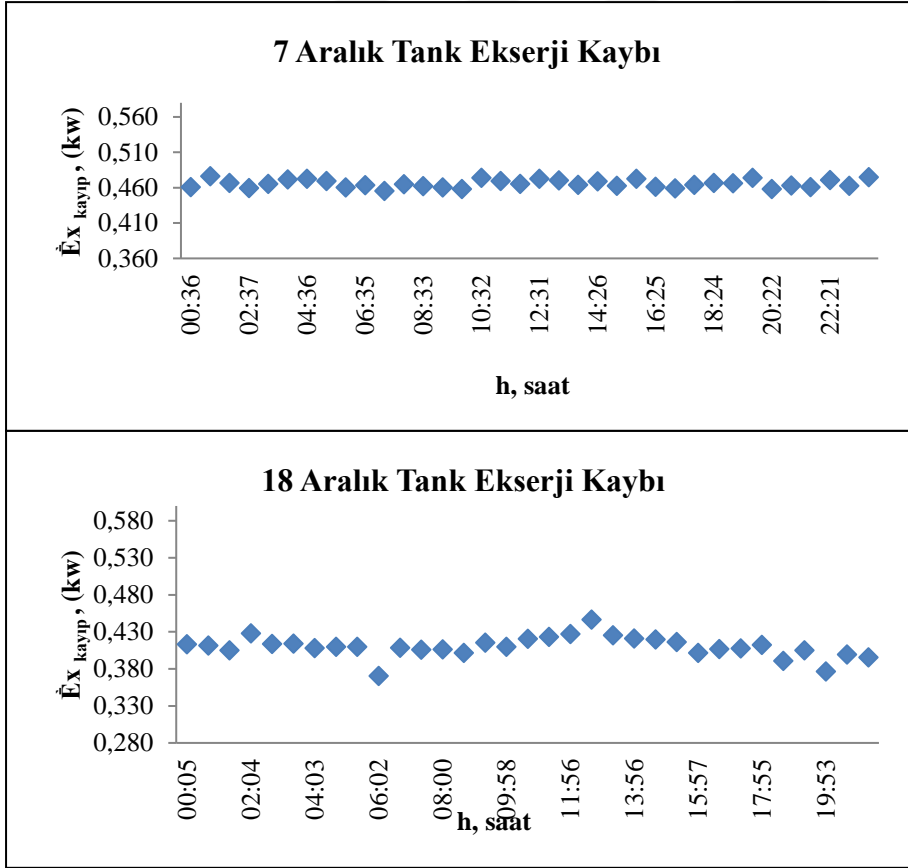
13 Aralık Akümülyasyon tankı giren ekserji en fazla 10,187 kW, gün içerisinde en düşük 10,040 kW günlük ortalaması 10,123 kW olarak belirlenmiştir. Çıkan ekserji en yüksek 9,72 kW, en düşük 9,612 kW günlük ortalaması 9,696 kW olmuştur. Ekserji kaybı en büyük 0,430 kW, en düşük 0,419 kW ve ortalama olarak 0,427 kW olarak hesaplanmıştır.

18 Aralık 2016 da Akümülyasyon tankı giren ekserji en fazla 10,278 kW, gün içerisinde en düşük 10,149 kW günlük ortalaması ise 10,228 kW olarak hesaplanmıştır. Çıkan ekserji en yüksek 9,883 kW, en düşük 9,742 kW günlük ortalaması 9,819 kW olmuştur. Ekserji kaybı en büyük 0,447 kW, en düşük 0,37 kW ve günlük ortalaması 0,409 kW olarak belirlenmiştir.

28 Aralık 2016 da Akümülyasyon tankı giren ekserji en fazla 9,894 kW, gün içerisinde en düşük 9,817 kW günlük ortalaması ise 9,863 kW olarak hesaplanmıştır. Çıkan ekserji en yüksek 9,526 kW, en düşük 9,393 kW günlük ortalaması 9,457 kW olmuştur. Ekserji kaybı en büyük 0,416 kW, en düşük 0,399 kW ve ortalama 0,406 kW olarak tespit edilmiştir.

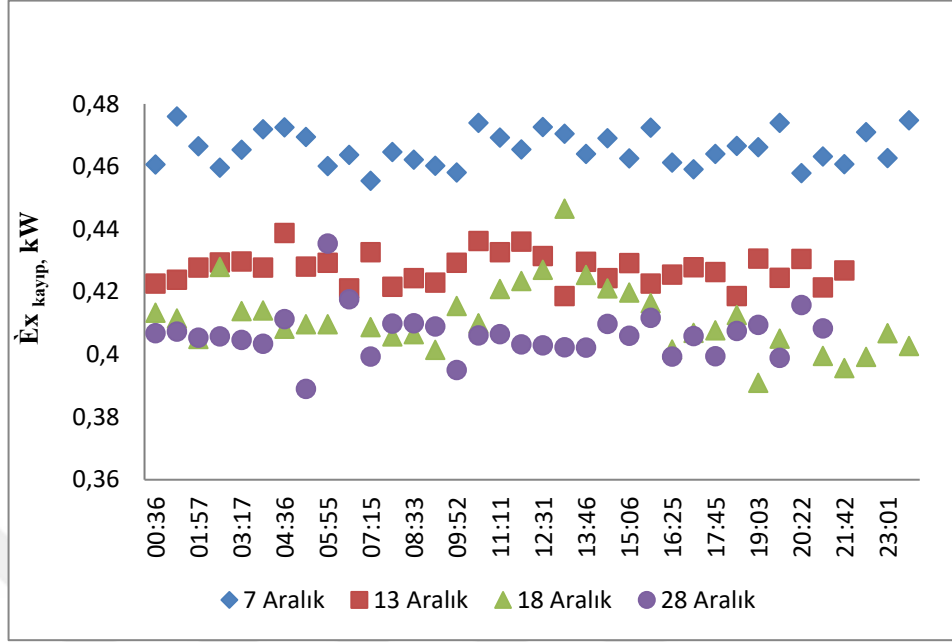


Şekil 5.37 Akümülayon tankı giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı



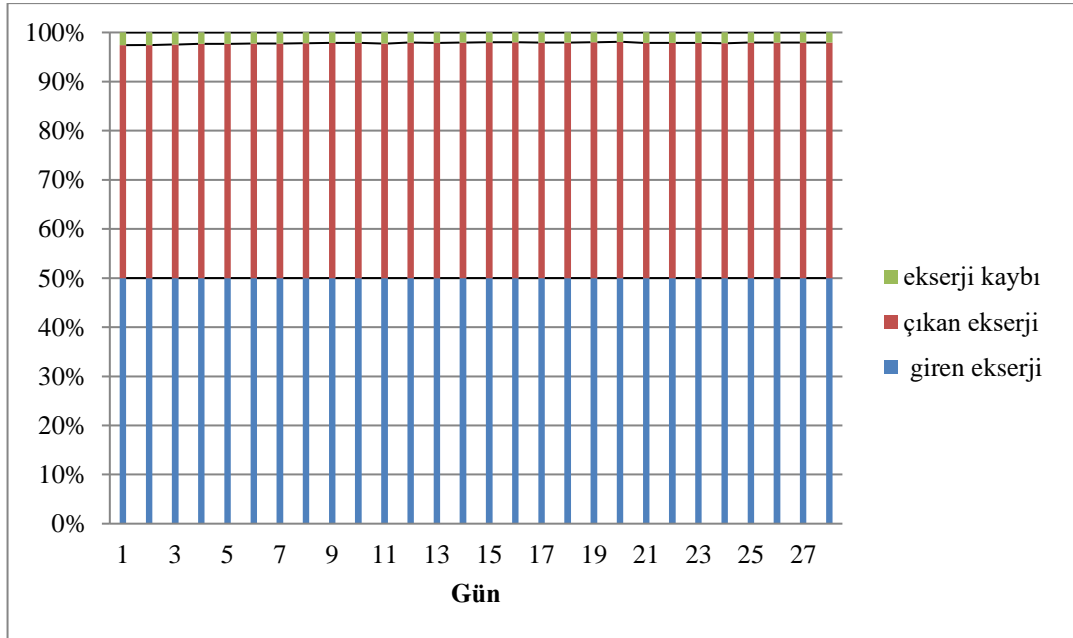
Şekil 5.38 Akümülayson tankı ekserji kaybı grafikleri

Şekil 5.39’da akümülyasyon tankı dört günlük ekserji kaybı karşılaştırması görülmektedir.



Şekil 5.39 Akümülyasyon tankı 4 günlük ekserji kayıpları

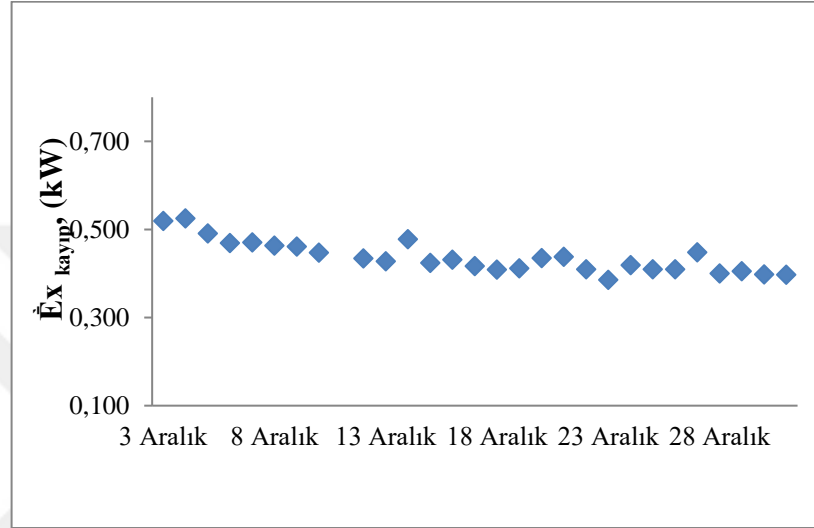
Akülyasyon tankına ait bir aylık giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı grafiği Şekil 5.40’ da verilmiştir.



Şekil 5.40 Akümülyasyon tankı tüm günler için giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı

Başlangıçta Akümülyasyon tankı giren ekserji miktarı 10,177 kW, ayın sonunda 9,776 kW ve ortalama olarak 10,153 kW, çıkan ekserji sırasıyla 9,658 kW, 9,378 kW ve 9,716 kW tır. Ekserji kaybı ise 0,519-0,398kW arasında değişmiş ve ortalaması 0,437 kW olarak hesaplanmıştır.

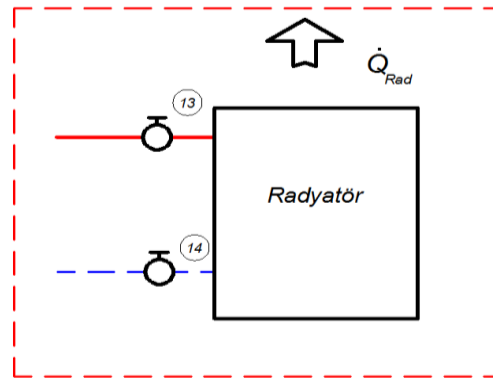
Şekil 5.41’de tüm günler akümülyasyon tankı ekserji kaybı grafiği görölmektedir.



Şekil 5.41 Akümülyasyon tankı tüm günler ekserji kaybı

5.1.1.7 Radyatör ekserji kaybı

Isıtma devresinde radyatör ile topraktan çekilen ısı iç ortama aktarılmaktadır. Böylece mahallin ısıtılması sağlanmaktadır. Şekil 5.41’ de radyatör şeması verilmiştir.



Şekil 5.42 Radyatör şematik gösterimi

Radyatör ekserji kaybı denklem 5.6 ile hesaplanmıştır (Öztürk,2014).

$$\dot{E}x_{\text{kayıp,Rad}} = (\dot{E}x_{13}) - (\dot{E}x_{14}) - \dot{E}x_{\text{Rad}} = \dot{m}_{\text{su,rad}}(\psi_{13} - \psi_{14}) + \dot{Q}_{\text{Rad}}\left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{oda}}}\right) \quad [5.6]$$

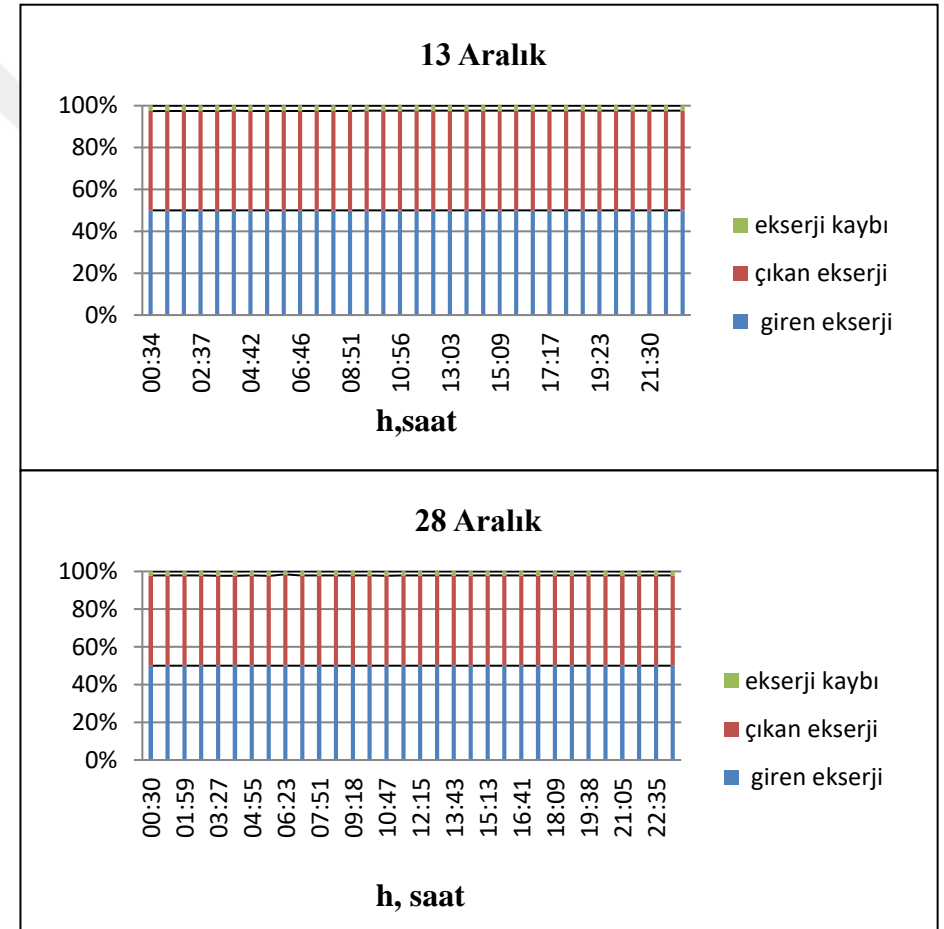
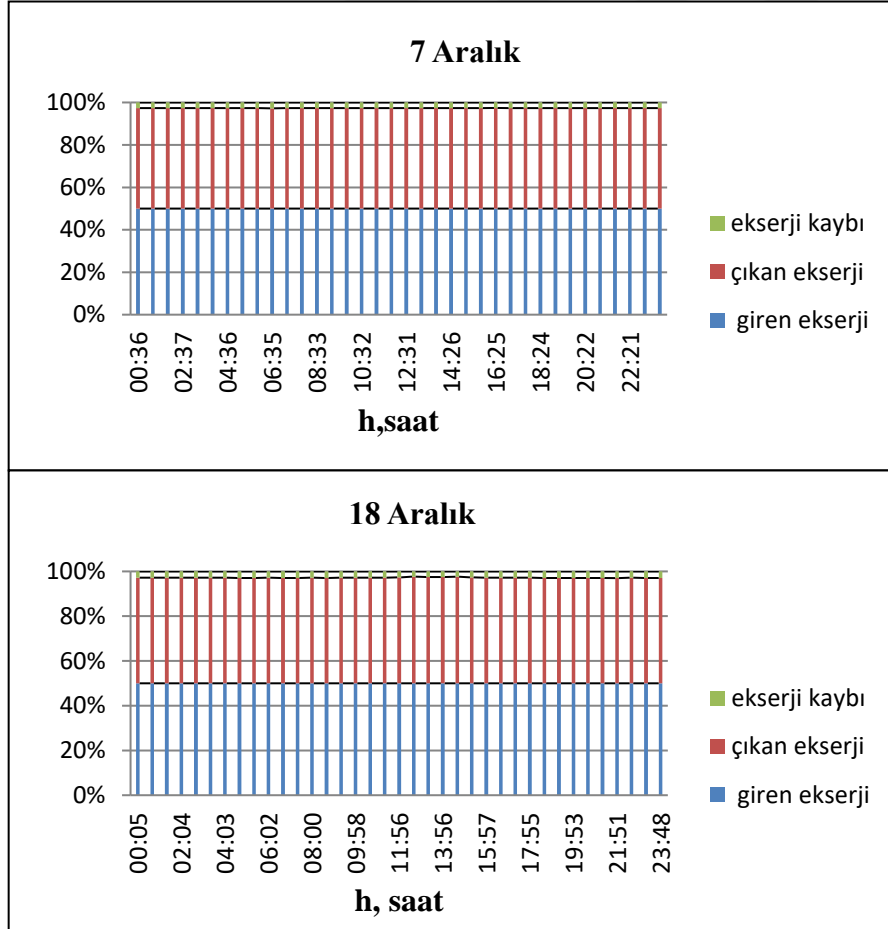
Şekil 5.43’de 7 Aralık, 13 Aralık 18 Aralık ve 28 Aralık Radyatöre giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı grafikleri Şekil 5.44’de ise radyatör dört günlük ekserji kaybı grafikleri verilmiştir.

7 Aralık 2016 tarihinde radyatör giren ekserji en fazla 2,737 kW, günün içerisinde en düşük 2,694 kW günlük ortalaması 2,716 kW olarak hesaplanmıştır. Çıkan ekserji en fazla 2,594 kW, en düşük 2,547 kW günlük ortalaması 2,572 kW olmuştur. Ekserji kaybı en fazla 0,147 kW, günün sonunda 0,140 kW ve ortalama olarak 0,144 kW olduğu belirlenmiştir.

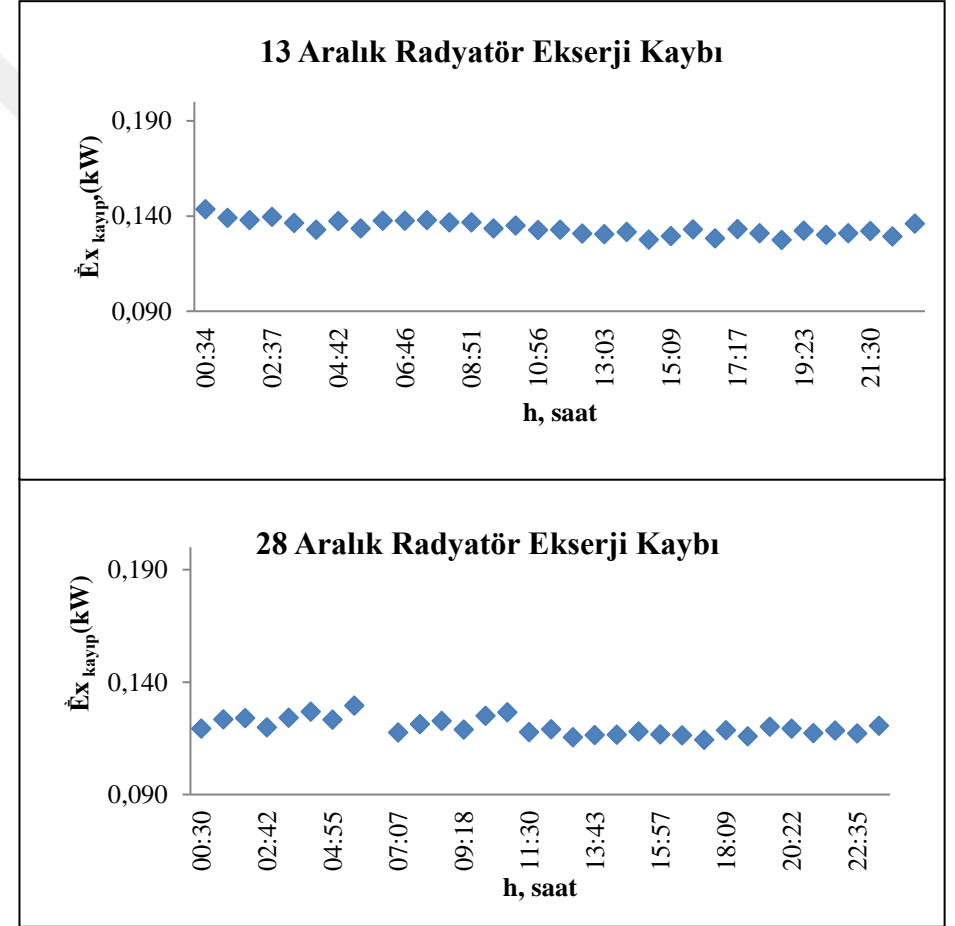
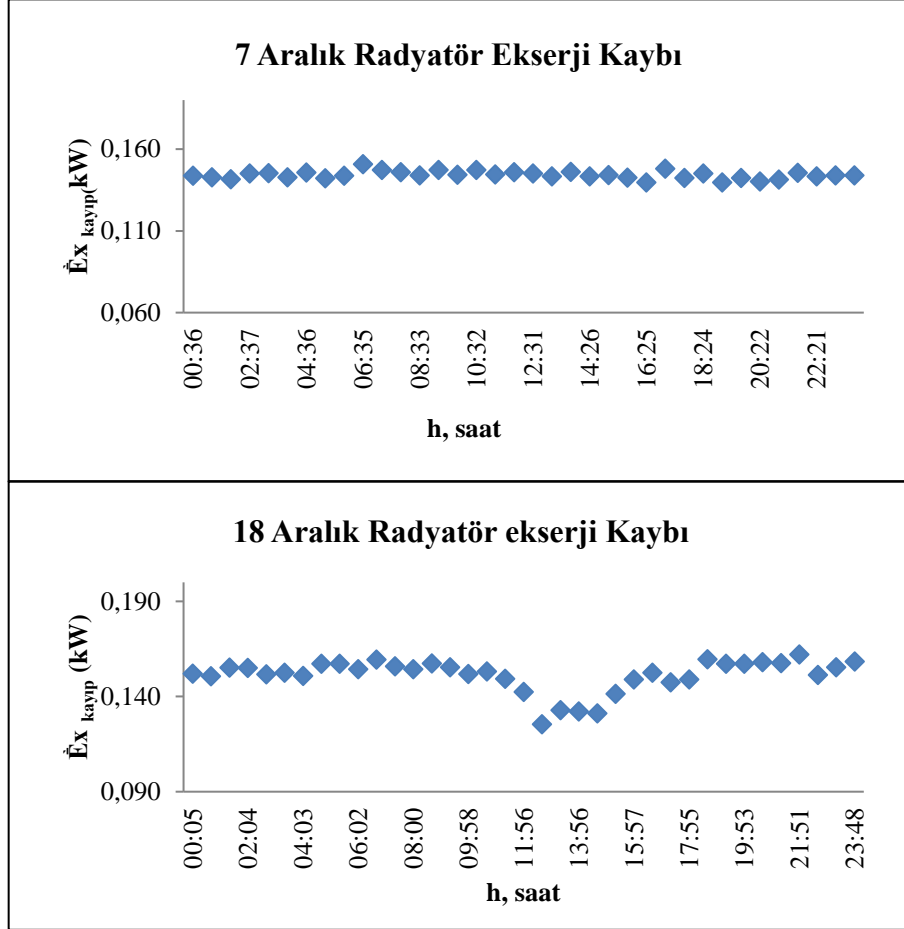
13 Aralık radyatör giren ekserji en fazla 2,762 kW, gün içerisinde en düşük 2,719 kW günlük ortalaması 2,751 kW olarak hesaplanmıştır. Çıkan ekserji en yüksek 2,640 kW, en düşük 2,611 kW, günlük ortalaması 2,617 kW olduğu belirlenmiştir. Ekserji kaybı en büyük 0,138 kW, en düşük 0,127 kW ve ortalama 0,134 kW olmuştur.

18 Aralık radyatör giren ekserji en fazla 2,716 kW, gün içerisinde en düşük 2,532 kW günlük ortalaması 2,558 kW olarak hesaplanmıştır. Çıkan ekserji en yüksek 2,572 kW, en düşük 2,532 kW, günlük ortalaması 2,558 kW olduğu belirlenmiştir. Ekserji kaybı en büyük 0,162 kW, en düşük 0,125 kW ve ortalama ise 0,151 kW olmuştur.

28 Aralık radyatör giren ekserji en fazla 2,822 kW, gün içerisinde en düşük 2,768 kW günlük ortalaması 2,793 kW olarak hesaplanmıştır. Çıkan ekserji en yüksek 2,687 kW, en düşük 2,662 kW, günlük ortalaması 2,664 kW olmuştur.. Ekserji kaybı en büyük 0,124 kW, en düşük 0,114 kW ve ortalama 0,119 kW olarak belirlenmiştir.

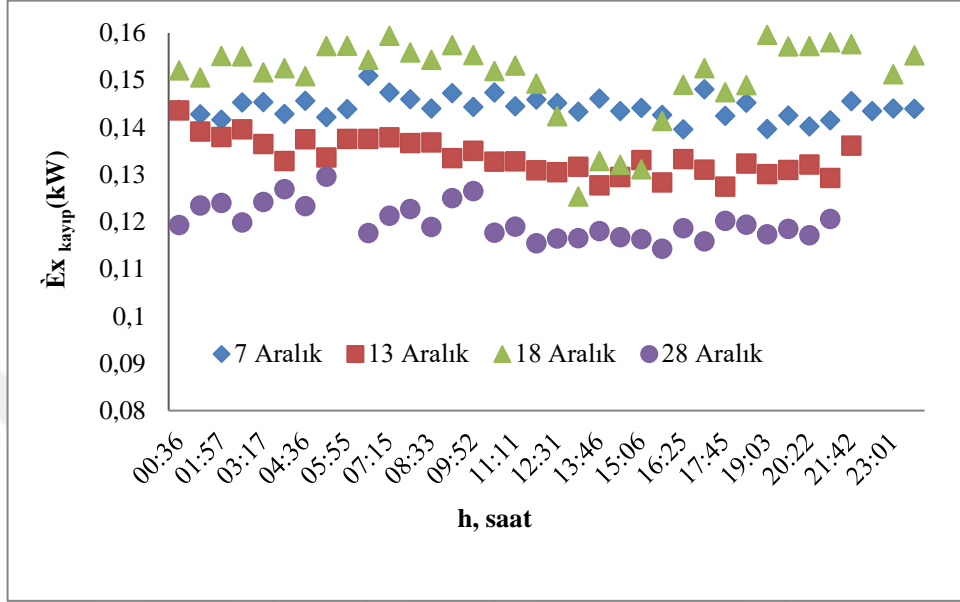


Şekil 5.43 Radyatör giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı



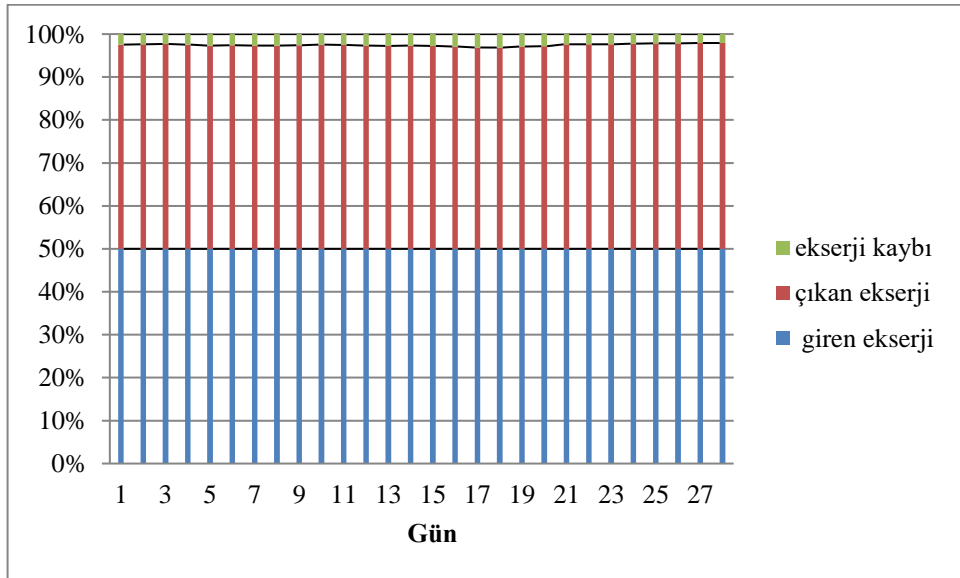
Şekil 5.44 Radyatör ekserji kaybı grafikleri

Şekil 5.45’ de verilen radyatör için dört günlük ekserji kaybı karşılaştırması grafiğine bakıldığında Aralık ayının en soğuk günü olan 18 Aralık tarihinde ekserji kayıplarının en büyük değere sahip olduğu görülmektedir. Radyatör ekserji kaybındaki artışın dış ortam sıcaklığına bağlı olduğu düşünülmektedir.



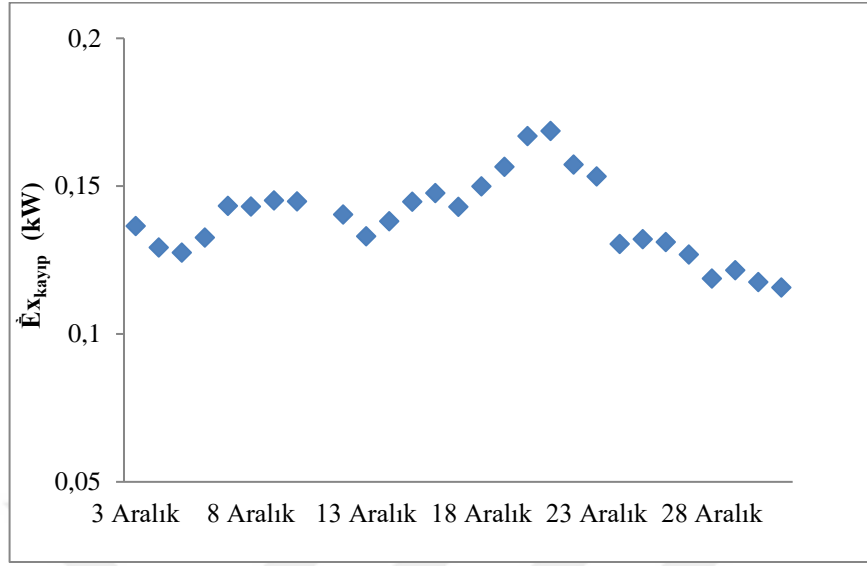
Şekil 5.45 Radyatör 4 günlük ekserji kaybı karşılaştırması

Şekil 5.46’ da tüm günler için radyatör giren ve çıkan ekserji ile ekserji kaybı grafiği verilmiştir.



Şekil 5.46 Tüm günler için radyatöre giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı

Şekil 5.47' de tüm günler radyatör ekserji kaybı grafiği verilmiştir.



Şekil 5.47 Radyatör tüm günler ekserji kaybı grafiği

Başlangıçta radyatöre giren ekserji miktarı 2,75 kW, ayın sonunda 2,78 kW ve ortalama olarak 2,737 kW, çıkan ekserji sırasıyla 2,613 kW, 2,665 kW ve 2,598 kW tır. Ekserji kaybı ise 0,168 - 0,115kW değerleri arasında değişmiş ve ortalaması 0,139 kW olarak hesaplanmıştır.

5.1.2 Ekserji verimi

Ekserji verimi; sistemden ya da herhangi bir sistem elemanından elde edilen ekserji çıkışının bu sistemde ya da elemanda kullanılan ekserjiye oranı olarak tanımlanır.

Enerji analizi birinci yasaya bağlıdır ve enerjinin korunumu ile ilgilidir. Enerjinin niteliğinin hangi birimde ne kadar ve nasıl değiştiği hakkında bilgi vermez. Bu bilgiler ancak ikinci yasaya dayanan ekserji analizi ile belirlenebilir. Ekserji analizi, enerji kaynaklarının daha faydalı kullanılmasına yardımcı olur.

5.1.2.1 TID ekserji verimi

Ekserji analizi ekserji kayıplarının yerlerini ve gerçek büyüklüklerini belirleyerek enerjinin daha verimli kullanımını hedeflemektedir. Mevcut sistemlerin verimsizliklerini azaltarak daha verimli enerji sistemleri tasarlanıp tasarlanamayacağını ortaya çıkarmaktadır.

Daha önce yapılan çalışmalarda Hepbaşlı (2007), Bi vd. (2009) TID ekserji verimini hesaplamak için 5.7 eşitliğini kullanmıştır.

$$\eta_{II,TID} = \frac{\dot{E}x_9}{\dot{E}x_8 + \dot{E}x_{Toprak}} = \frac{\dot{m}_{sa}\psi_9}{\dot{m}_{sa}\psi_8 + \dot{Q}_{Toprak} \left(1 - \frac{T_0}{T_{Toprak}}\right)} \quad [5.7]$$

Özgener vd. (2007), toprak ısı değiştiricisinin ekserji verimini % 42,8 olarak bulmuşlardır. İnallı vd. (2004) 1 m ve 2 m derinliğe uygulanan toprak ısı değiştiricisinin ekserji verimlerini sırasıyla % 53,1 ve % 56,3 olarak elde etmişlerdir. Bi vd. (2009) toprak ısı değiştiricisinin verimini % 46 bulmuşlardır. Sunulan çalışmada ise bu değer ortalama %52 olarak hesaplanmıştır. Toprak ısı değiştiricisi ekserji verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi aynı bağıntı ile hesaplanmaktadır. TID'in termodinamik mükemmellik derecesi de %52' dir. Bu değer tersinmezlikler olmasına rağmen TID'in kullanılabilirliğinin en yüksek değerlerine ulaşılabilir şekilde çalıştığını ortaya koymaktadır.

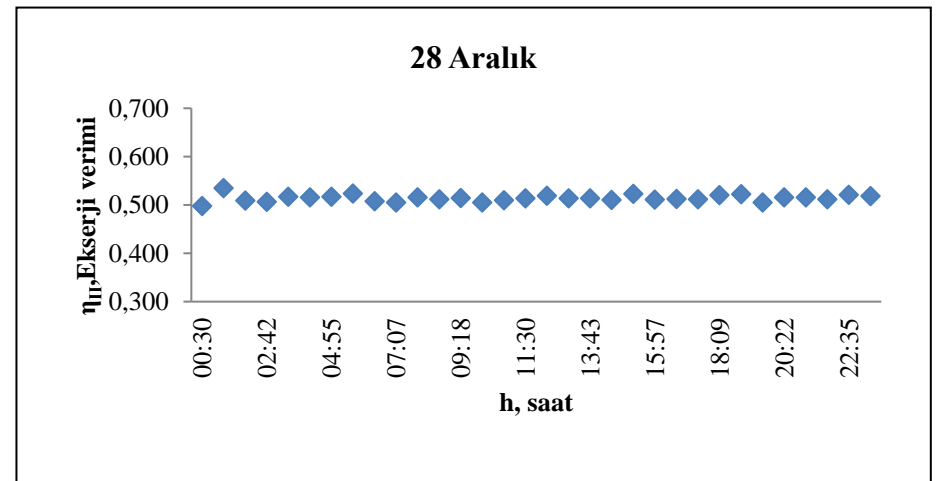
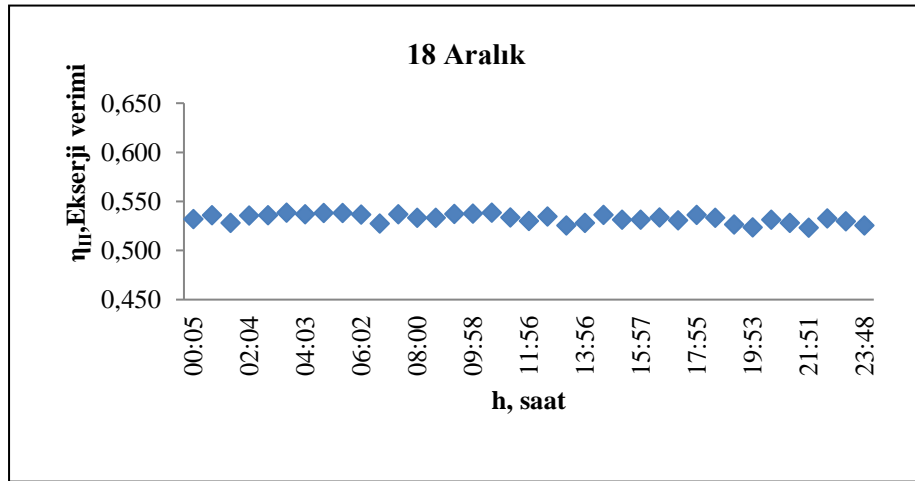
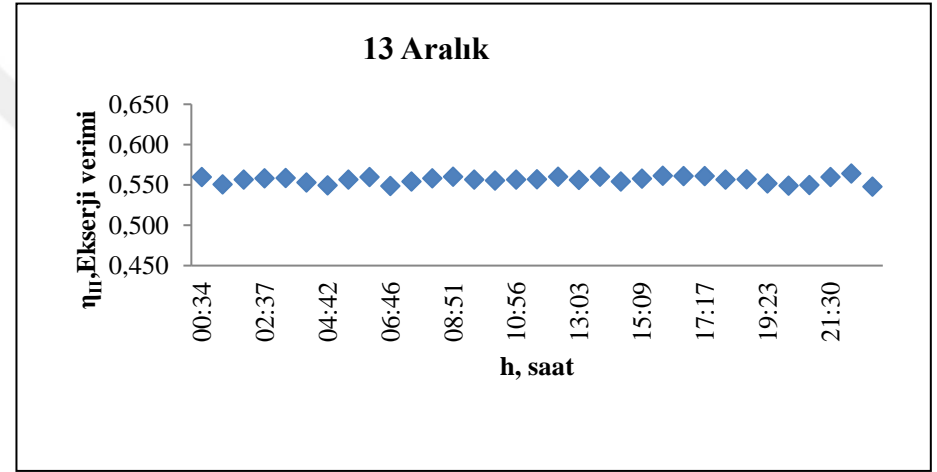
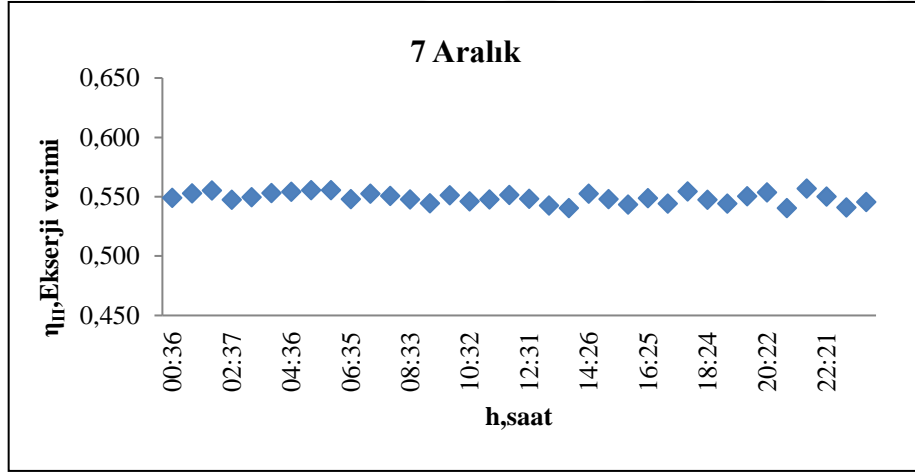
Şekil 5.48' de 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık günlerinde TID ekserji verimi grafikleri verilmiştir.

7 Aralık TID ekserji verimi en fazla % 55,6, günün en düşük değeri % 54,1 günlük ortalaması % 54,9 olarak hesaplanmıştır.

13 Aralık TID ekserji verimi en fazla %56,1, günün en düşük değeri % 54,9 günlük ortalaması % 55,6 olmuştur. Ekserji verimindeki azalmanın dış ortam sıcaklığındaki azalmaya bağlı olduğu düşünülmektedir.

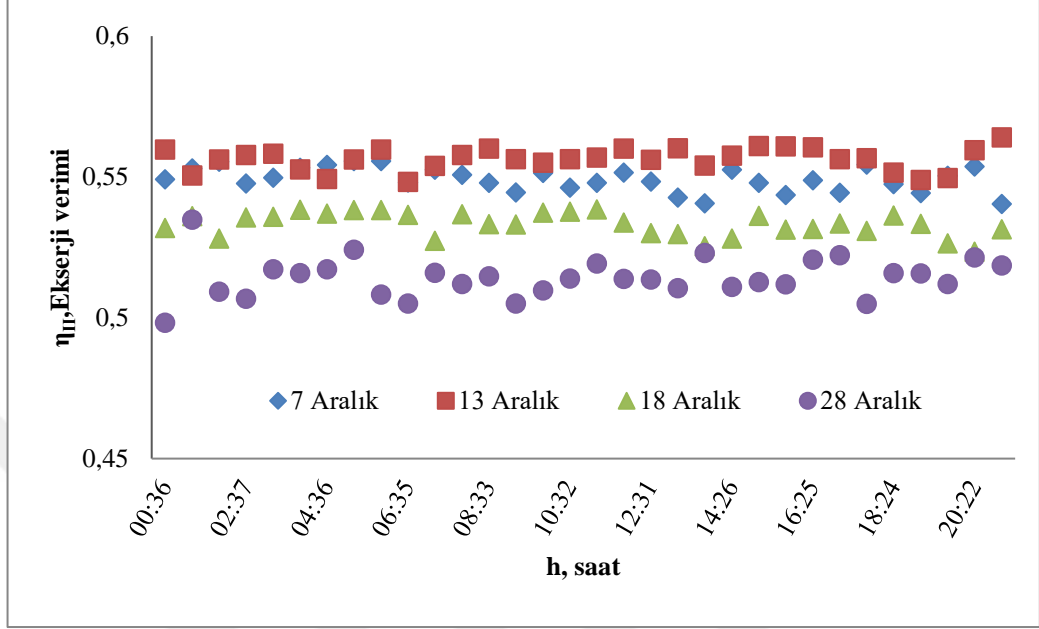
18 Aralık TID ekserji verimi en fazla %53,8, günün en düşük değeri %52,3 günlük ortalaması %53,3 olarak hesaplanmıştır. 13 ve 18 Aralık arasındaki ortalama ekserji verimi farkı %2,3 olmuştur.

28 Aralık TID ekserji verimi en fazla %52,3, günün en düşük değeri %50,5 günlük ortalaması %51,4 olarak belirlenmiştir. Ekserji verimindeki azalma %1,9 olmuştur.



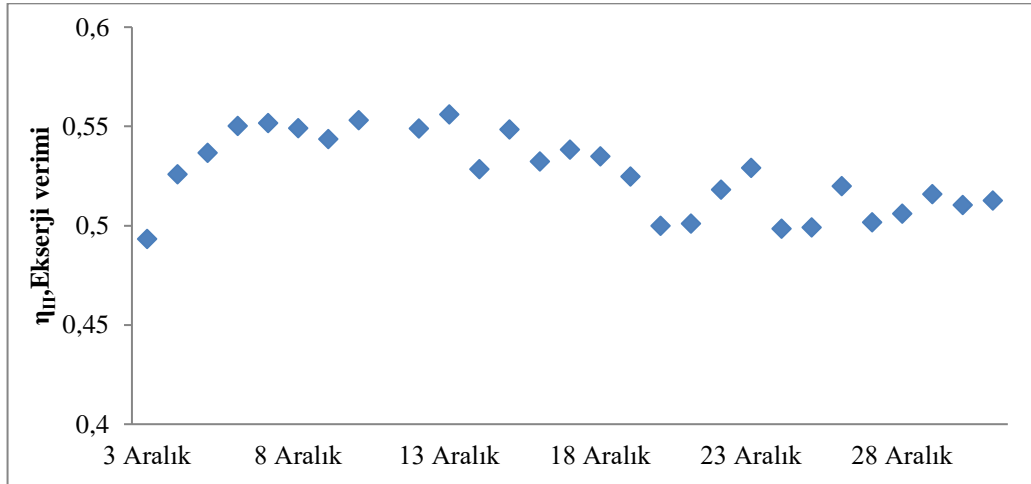
Şekil 5.48 TID ekserji verimi grafikleri

Şekil 5.49’ da 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık TID ekserji verimi karşılaştırma grafiği verilmiştir.



Şekil 5.49 TID 4 günlük ekserji verimleri

Şekil 5.50’ de tüm günler için TID ekserji verimi grafiği verilmiştir.



Şekil 5.50 Tüm günler için TID ekserji verimi

Aralık ayı içerisinde günlük ekserji verimi en yüksek % 55, en düşük % 50,1 ve bir ay için ortalama değeri %52 bulunmuştur.

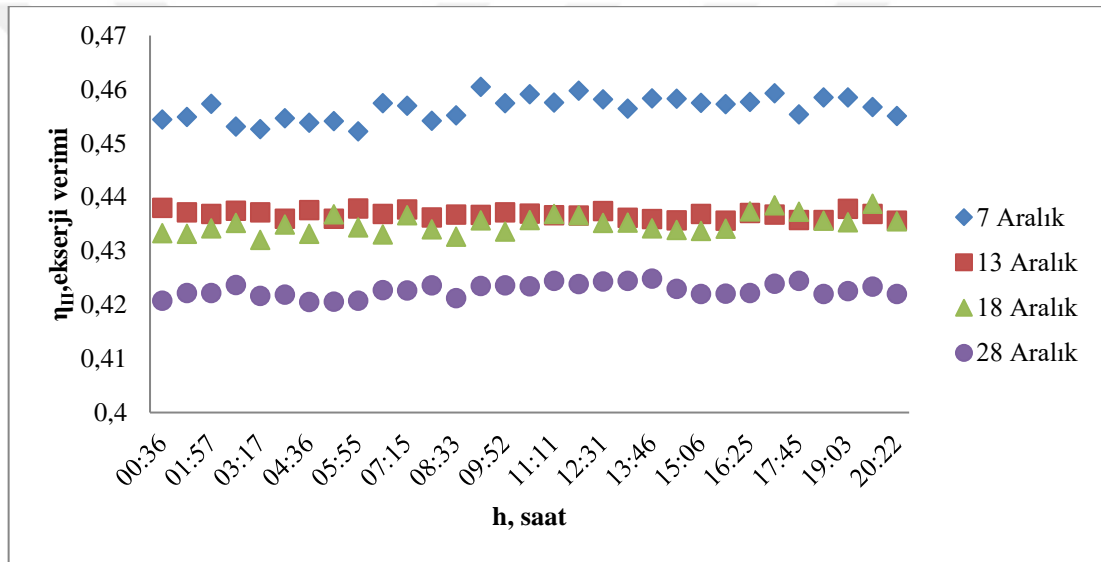
5.1.2.2 Kompresör ekserji verimi

Kompresör ekserji verimi denklem 5.8 ile verilmiştir (Hepbaşlı, 2007)

$$\eta_{II,komp} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{W}_{komp}} = \frac{\dot{m}_{R410A}(\psi_1 - \psi_2)}{\dot{W}_{komp}} \quad [5.8]$$

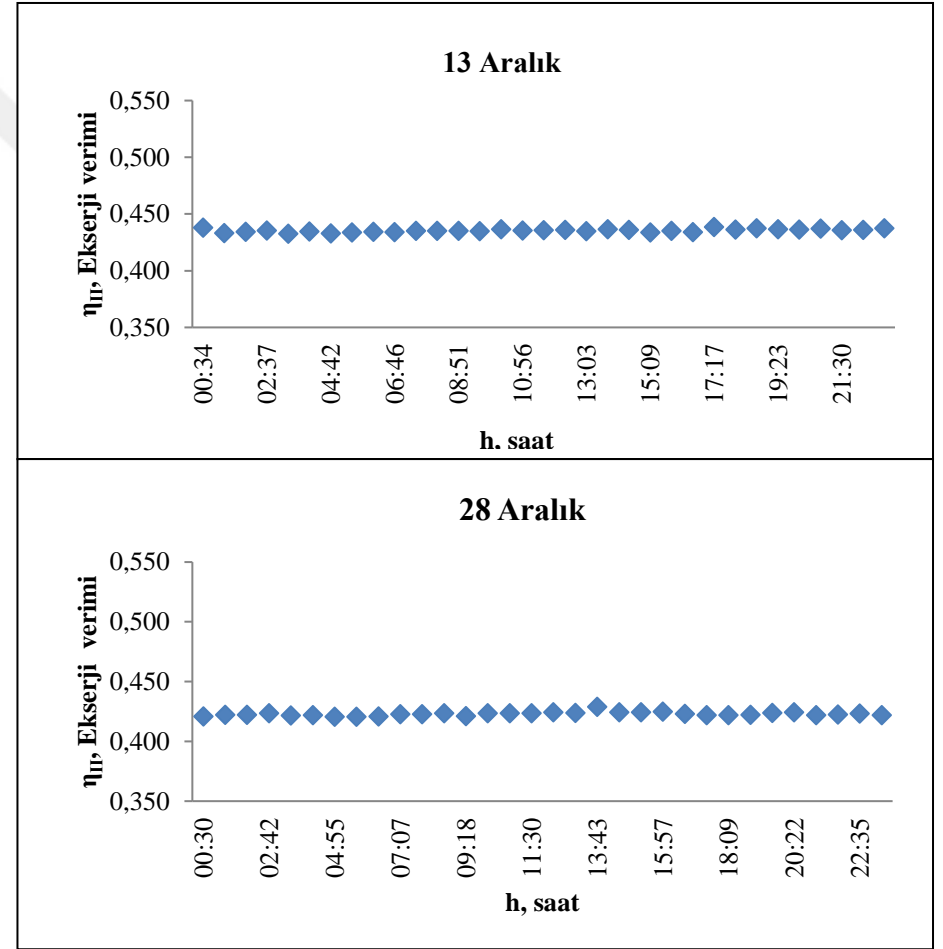
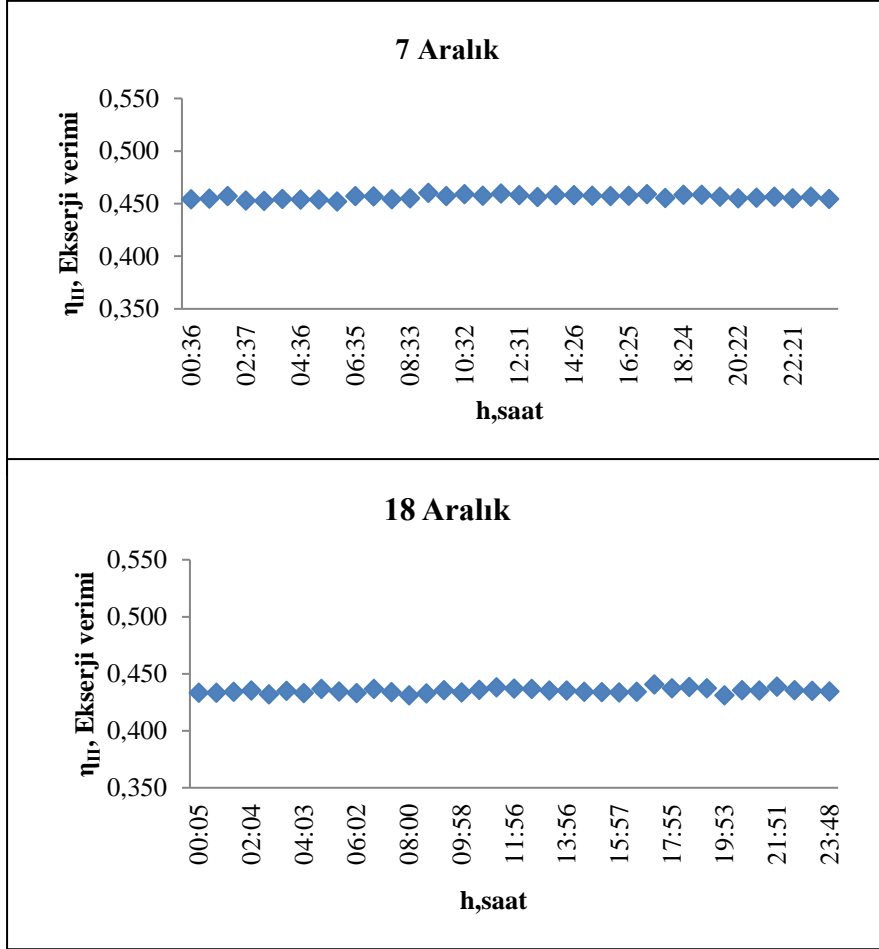
Kompresör ekserji verimini yaptıkları çalışmalarda; Hepbaşlı (2007) % 62,46, Öztürk (2014) % 62,71 ve Alkan (2012) %50,6 olarak bulmuşlardır. Sunulan çalışmada ise ekserji verimi ortalama % 44,4 hesaplanmıştır.

Şekil 5.51’de dört günlük ekserji verimi karşılaştırılması yapılmıştır.



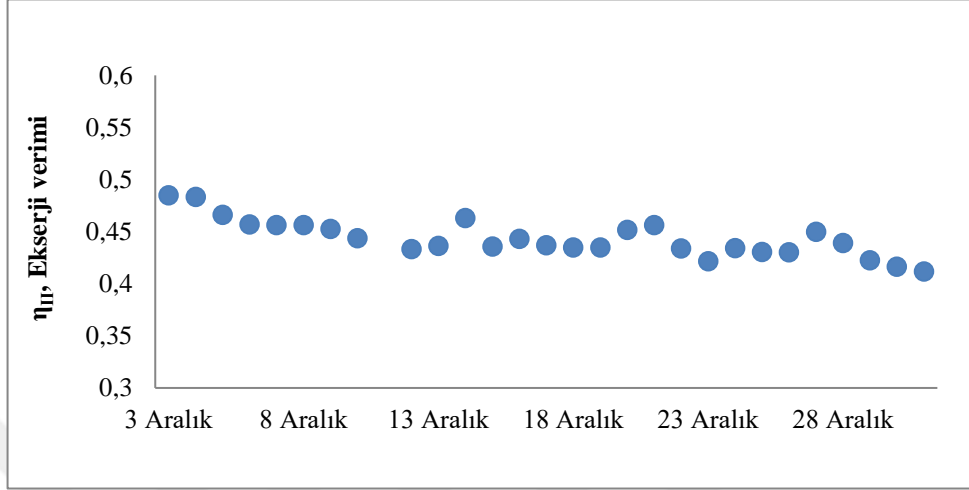
Şekil 5.51 Kompresör 4 Günlük ekserji verimi karşılaştırması

Şekil 5.52’ de 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık kompresör ekserji verimi grafikleri verilmiştir. 7 Aralık 2016 tarihinde kompresör ekserji verimi en yüksek % 46, en düşük % 45,5 ve günlük ortalaması % 45,6 hesaplanmıştır. 13 Aralık 2016 tarihinde kompresör ekserji verimi en yüksek, en düşük ve ortalama olarak sırasıyla % 43,7, % 43,4 ve % 43,5 bulunmuştur. 18 Aralık 2016 tarihinde ise % 44,1 en yüksek, % 43,1 en düşük ve ortalaması % 43,56 olarak tespit edilmiştir. 28 Aralık 2016 tarihinde kompresör ekserji verimi en yüksek % 42,5, en düşük % 42 ve ortalaması % 42,3 olduğu belirlenmiştir.



Şekil 5.52 Kompresör ekserji verimi

Şekil 5.53' de tüm günler ekserji verimi grafiği verilmiştir. Kompresör ekserji verimi başlangıçta % 48,5 ayın sonunda % 41,2 ve aylık ortalama %44,4 olduğu belirlenmiştir.



Şekil 5.53 Tüm günler kompresör ekserji verimi

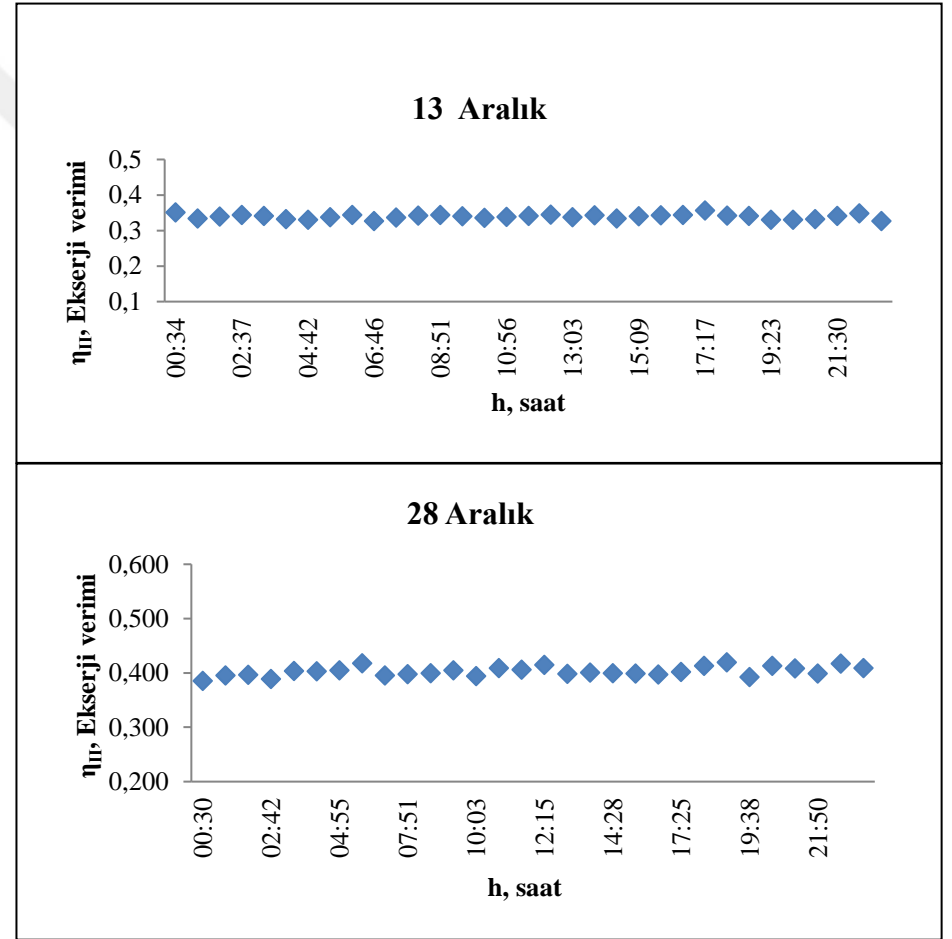
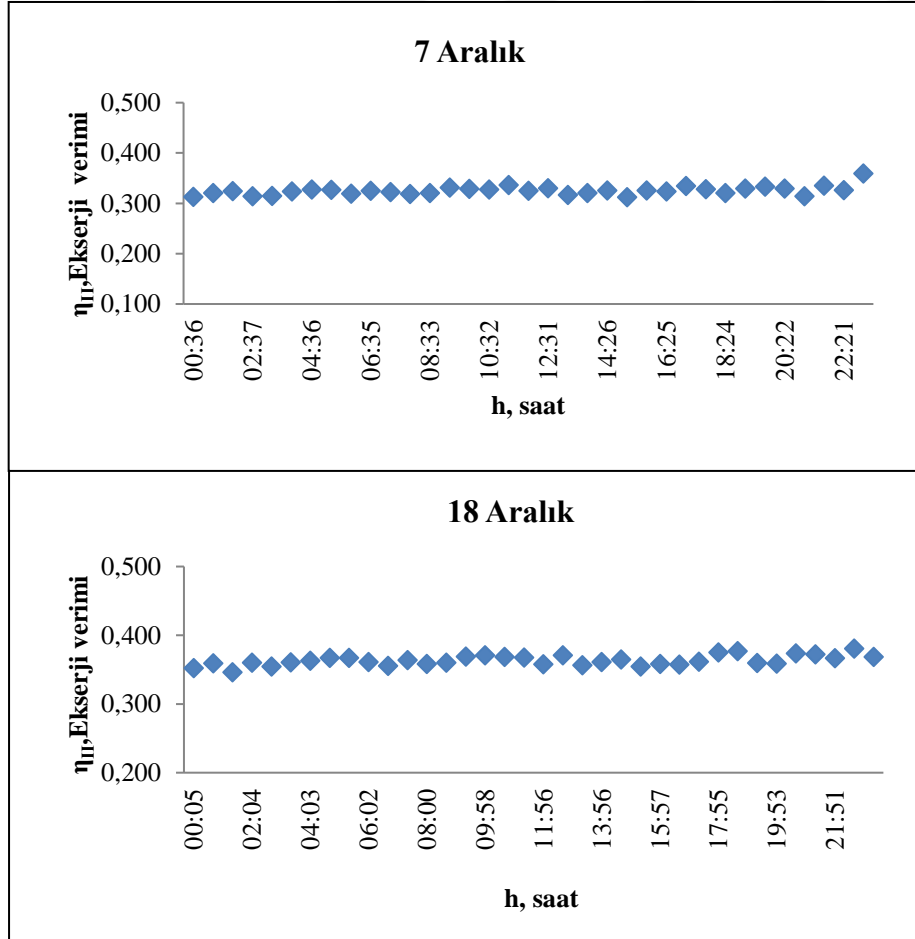
5.1.2.3 Buharlaştırıcı ekserji verimi

Buharlaştırıcı ekserji verimi literatürde belirtilen denklem 5.9 ile hesaplanmıştır (Bi vd.,2009).

$$\eta_{II,buh} = \frac{\dot{E}x_6 - \dot{E}x_7}{\dot{E}x_9 - \dot{E}x_8} = \frac{\dot{m}_{R410A}(\psi_6 - \psi_7)}{\dot{m}_{sa}(\psi_9 - \psi_8)} \quad [5.9]$$

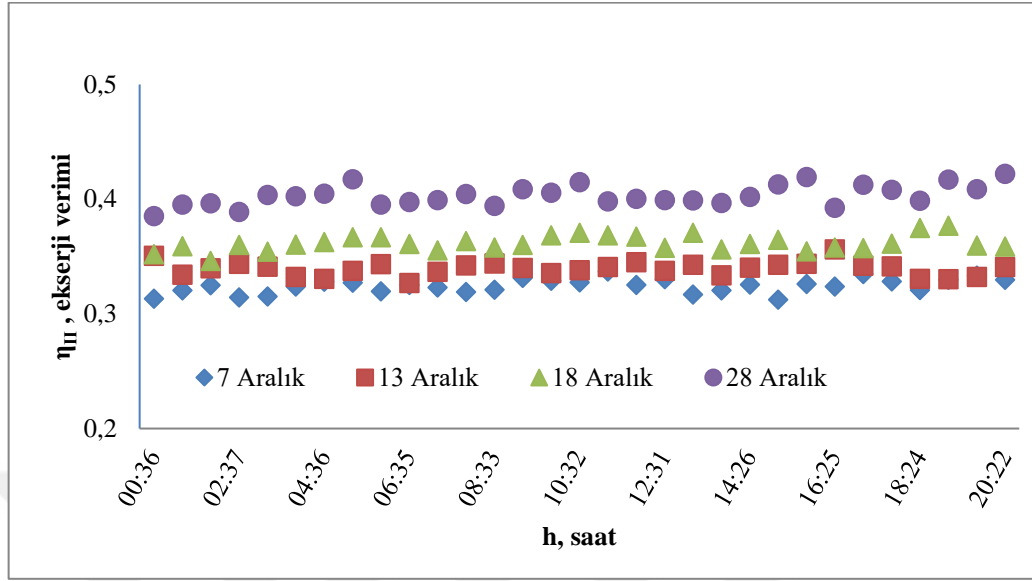
Daha önceki yapılan çalışmalarda buharlaştırıcı ekserji verimini Özgener vd.(2007), % 23,5, Fei vd.(2012)% 59, Bi vd.(2009) % 65, Hepbaşı(2007)% 50 Öztürk (2014) % 24,64 olarak bulmuşlardır. Sunulan çalışmada ortalama % 37 olduğu tespit edilmiştir.

Şekil 5.54'de buharlaştırıcıya ait 4 günlük ekserji verimleri verilmiştir. Grafiklerde görüldüğü gibi 7 Aralık 2016 tarihinde buharlaştırıcı ekserji verimi ortalama % 32,6 ve 13 Aralık 2016 tarihinde ortalama % 33,9 olarak belirlenmiştir. 18 Aralık 2016 tarihinde buharlaştırıcı ekserji verimi ortalama % 36,1 ve 28 Aralık 2016 tarihinde ortalama % 40,3 olarak belirlenmiştir.



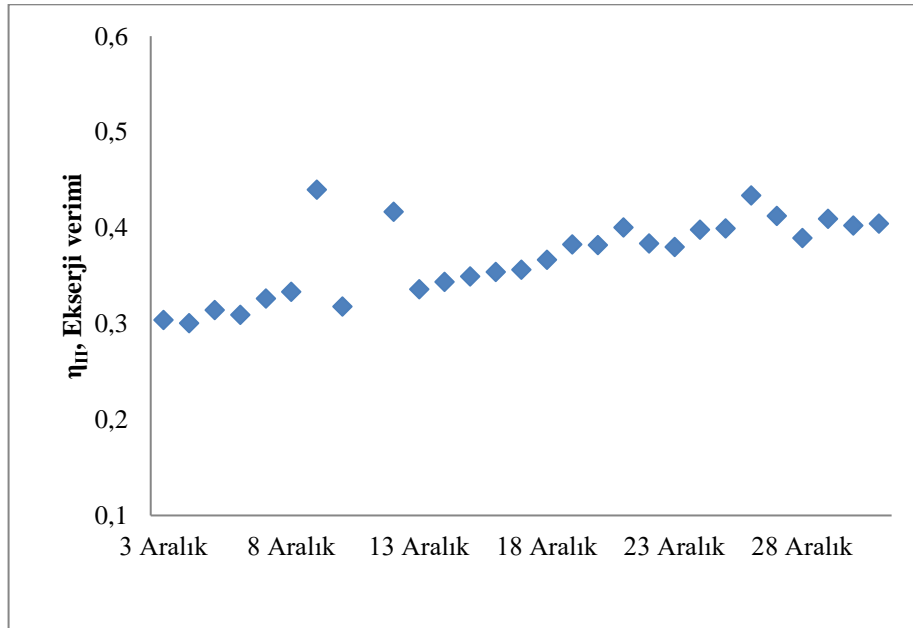
Şekil 5.54 Buharlaştırıcı ekserji verimi grafikleri

Şekil 5.55’ de dört günlük buharlaştırıcı ekserji verimi grafiği görülmektedir.



Şekil 5.55 Buharlaştırıcı 4 günlük ekserji verimleri

Şekil 5.56’ da buharlaştırıcı tüm günler için ekserji verimi grafiği görülmektedir. Tüm günler ekserji verimi en yüksek % 44, en düşük % 30,4 ve ortalama olarak % 37 olarak belirlenmiştir.



Şekil 5.56 Tüm günler için buharlaştırıcı ekserji verimi

5.1.2.4 Yoğuşturucu ekserji verimi

Yoğuşturucu ekserji verimi Bi vd.,(2009) ve Dinçer ve Rosen, (2013) tarafından verilen denklem 5.10 ile hesaplanmıştır.

$$\eta_{IIIYoğ} = \frac{\dot{E}_{X_{12}} - \dot{E}_{X_{11}}}{\dot{E}_{X_3} - \dot{E}_{X_4}} = \frac{\dot{m}_{su}(\psi_{12} - \psi_{11})}{\dot{m}_{R410A}(\psi_3 - \psi_4)} \quad [5.10]$$

Yaptıkları çalışmalarda yoğuşturucu ekserji verimini Özgener vd.(2007), % 68,7, Fei vd.(2012) % 80, Bi vd.(2009) % 81, Lubis vd.(2011) % 79,1, Öztürk(2014) % 69,09 olarak belirtmişlerdir. Sunulan çalışmada ekserji verimi ortalaması % 88,5 olmuştur.

Ekserji verimi, bir enerji sisteminin performansının gerçek bir ölçüsünü sağlamanın yanı sıra enerji sistemlerinin benzer enerji sistemleri ile karşılaştırılması için de önemlidir. Verimleri değerlendirerek kayıpların yerlerini ve büyüklüklerini belirleyerek daha verimli enerji kaynağı kullanımı sağlamaktadır.

Şekil 5.57 'de 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık tarihlerindeki ekserji verimleri grafikleri verilmiştir.

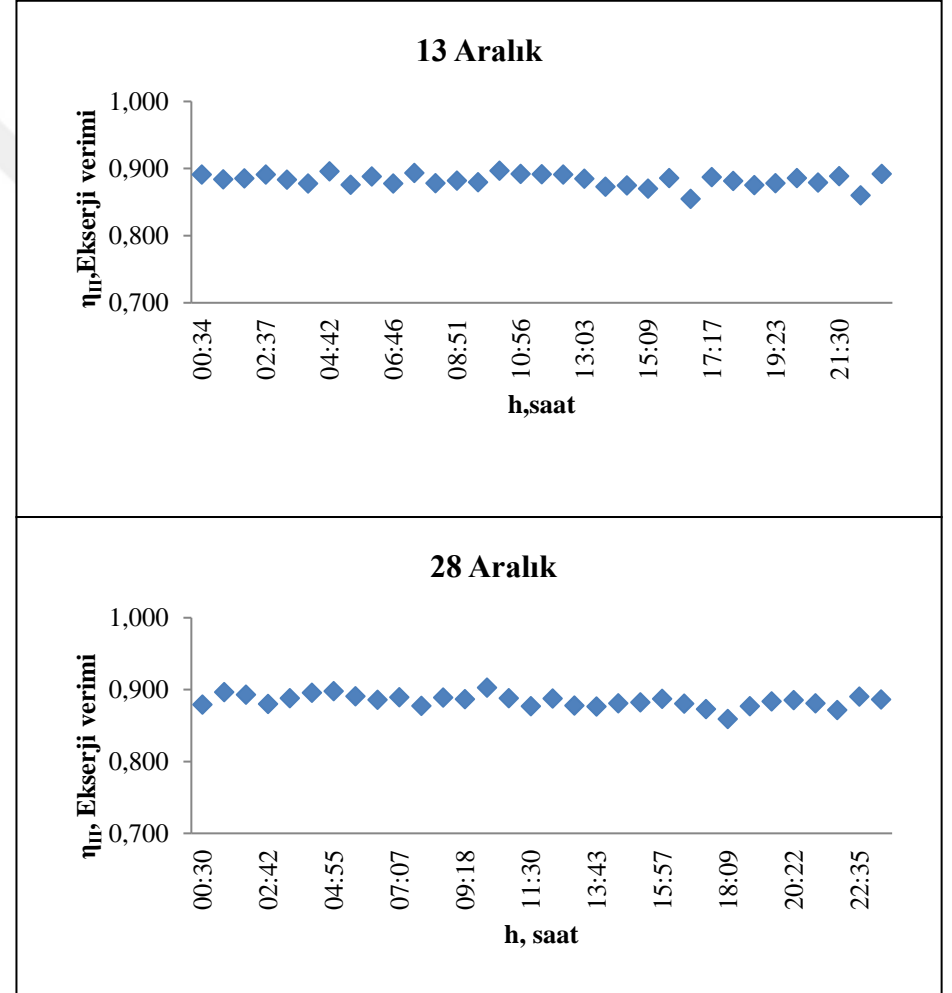
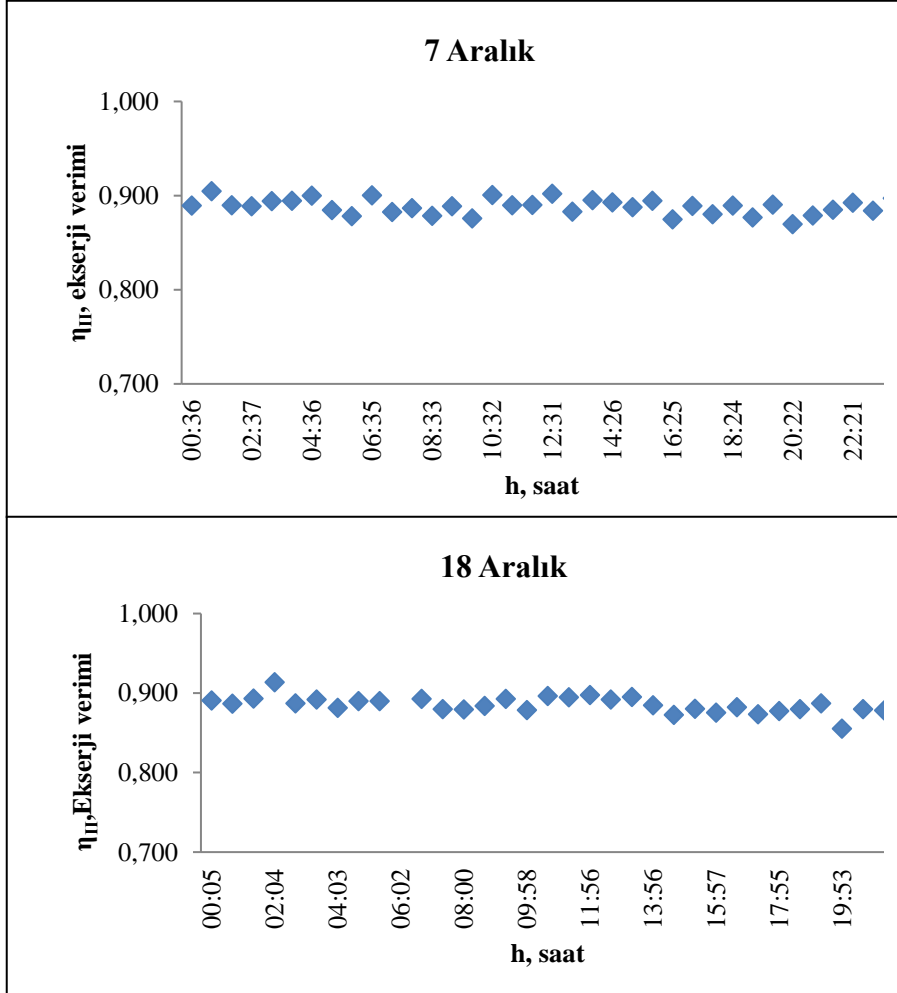
7 Aralık 2016 tarihinde yoğuşturucu ekserji verimi en yüksek %90,5 en düşük %87,5 ve ortalama % 88,8 olarak belirlenmiştir.

13 Aralık 2016 tarihinde yoğuşturucu ekserji verimi en yüksek %89,7, en düşük %85,5 ve ortalama %88,3 olduğu tespit edilmiştir.

18 Aralık 2016 tarihinde yoğuşturucu ekserji verimi en yüksek %91,4, en düşük %87,3 ve ortalama %88,3 olmuştur.

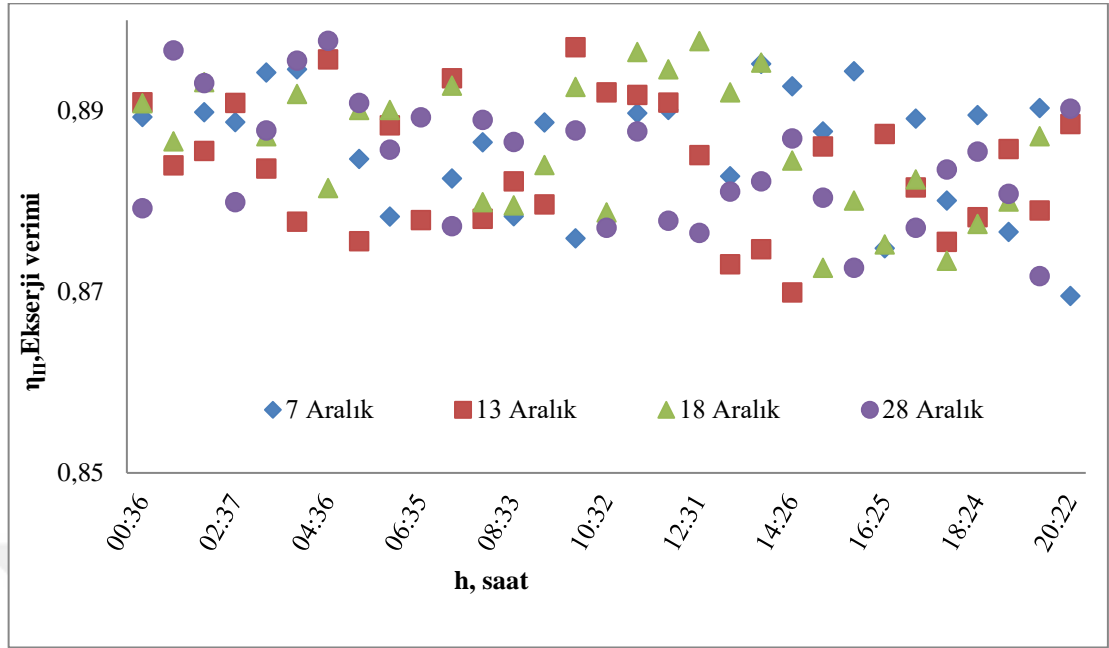
28 Aralık 2016 tarihinde yoğuşturucu ekserji verimi en yüksek %90,3, en düşük %85,9 ve ortalama % 88,4 olarak belirlenmiştir.

Yoğuşturucunun ısı kaybının olmadığı kabul edilebilir. Görüldüğü gibi ekserji veriminde çok büyük değişimler gözlenmemiştir.



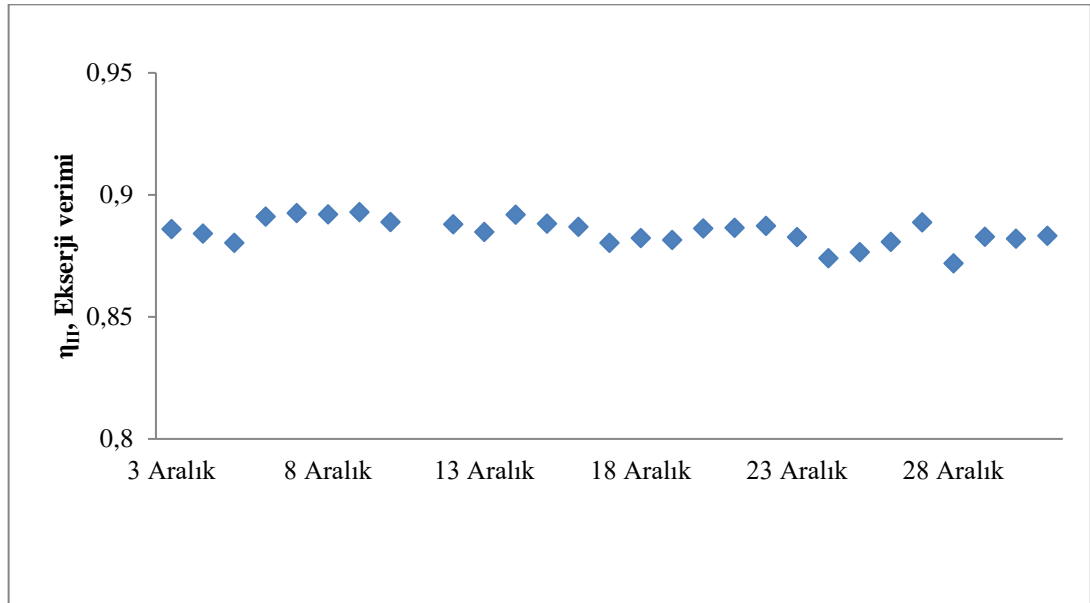
Şekil 5.57 Yoğuşturucu ekserji verimleri

Şekil 5.58’de Yoğuşturucu dört günlük ekserji verimleri grafiği verilmiştir.



Şekil 5.58 Yoğuşturucu 4 günlük ekserji verimleri

Şekil 5.59’da yoğuşturucu tüm günler ekserji verimi grafiği verilmiştir. Aralık ayı içerisinde yoğuşturucu ekserji verimi en fazla % 89,2, en az %87,4 ortalama %88,5 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.59 Yoğuşturucu tüm günler için ekserji verimleri

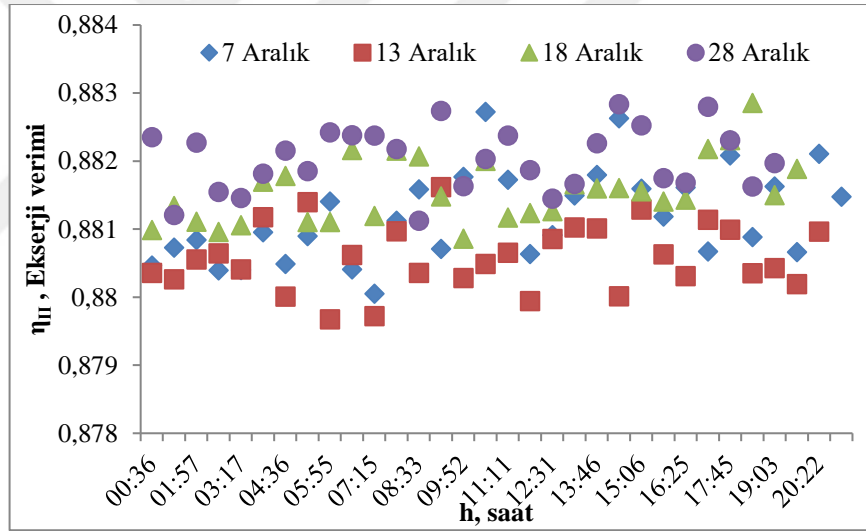
5.1.2.5 Kısılma vanası ekserji verimi

Kısılma vanası ekserji verimi denklem 5.11 ile hesaplanmıştır (Hepbaşlı, 2007, Bi vd., 2009). Kısılma vanasının termodinamik mükemmellik derecesi ile ekserji verimleri eşittir.

$$\eta_{II,KV} = \frac{\dot{E}_{x_6}}{\dot{E}_{x_5}} = \frac{\psi_6}{\psi_5} \quad [5.11]$$

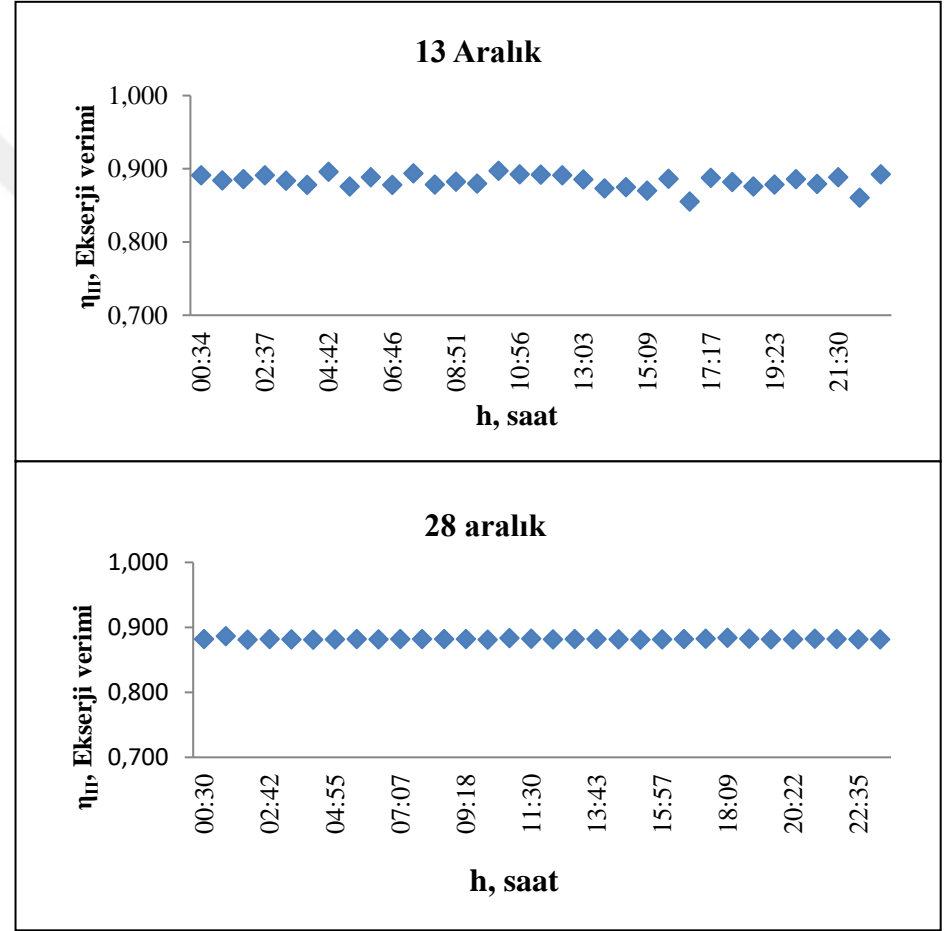
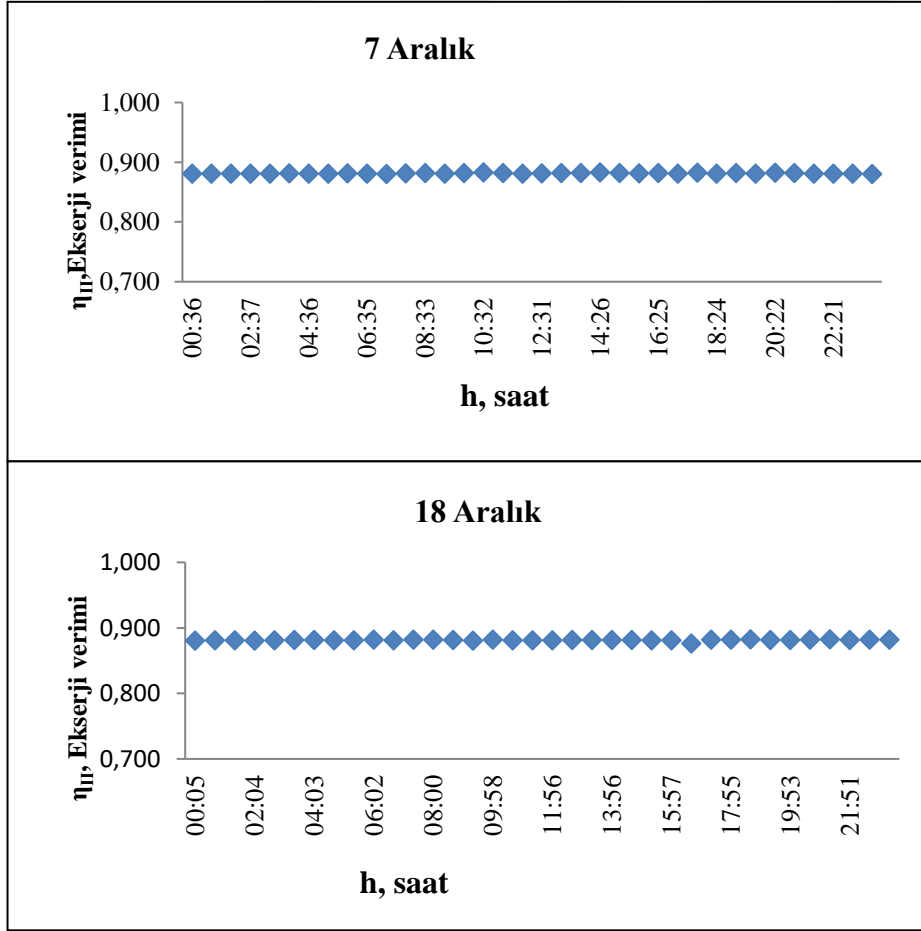
Yapılan çalışmalarda kısılma vanası ekserji verimini Özgener vd.(2007), % 83,6, Fei vd.(2012) % 80, Lubis vd.(2011) % 93,6, Hepbaşlı % 89,04 ve Öztürk(2014) % 89,26 olarak bulmuşlardır. Sunulan çalışmada ortalama % 88,1 olduğu belirlenmiştir.

Şekil 5.60'da kısılma vanası dört günlük ekserji verimleri karşılaştırma grafiği verilmiştir.



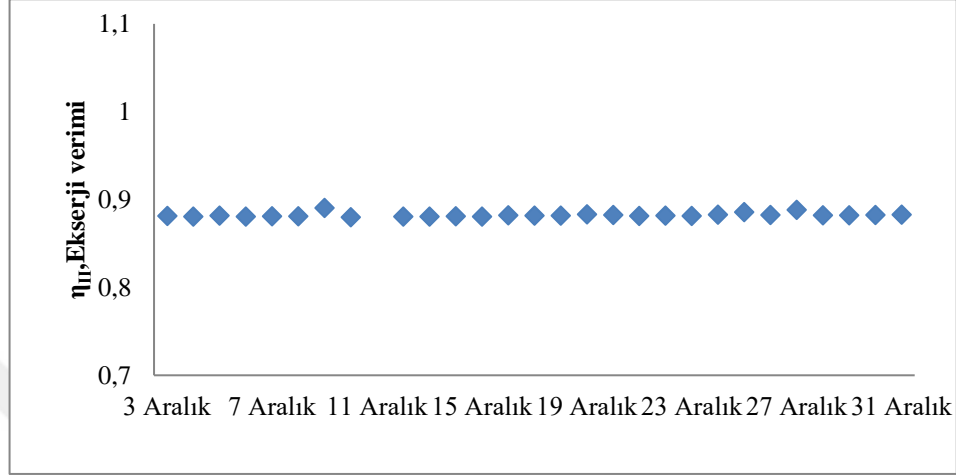
Şekil 5.60 Kısılma vanası 4 günlük ekserji verimleri

Şekil 5.61'de kısılma vanası 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık ekserji verimleri görülmektedir. 7 Aralık 2016 tarihinde kısılma vanası ekserji verimi en yüksek %88,3 en düşük %88,1 ve ortalama %88,1 olarak belirlenmiştir. 13 Aralık 2016 tarihinde kısılma vanası ekserji verimi en yüksek %88,1, en düşük %88 ve ortalama %88 bulunmuştur. 18 Aralık 2016 tarihinde kısılma vanası ekserji verimi en yüksek %88,3, en düşük %87,6 ve ortalama %88,1 olduğu tespit edilmiştir. 28 Aralık 2016 tarihinde kısılma vanası ekserji verimi en yüksek %88,3, en düşük %88,1 ve ortalama %88,2 olarak belirlenmiştir.



Şekil 5.61 Kısımla vanası ekserji verimi

Şekil 5.62’de kısılma vanası için 2016 Aralık ayına ait ortalama ekserji verimi görülmektedir. Kısılma vanası ortalama ekserji verimi % 88 olarak belirlenmiştir. Sistemdeki en yüksek ekserji verimi kısılma vanasında ortaya çıkmaktadır. Bu eleman için termodinamik mükemmellik derecesi de aynı olduğundan elde edilebilecek en fazla ekserji verimine ulaşılmıştır.



Şekil 5.62 Kısılma vanası tüm günler ekserji verimi

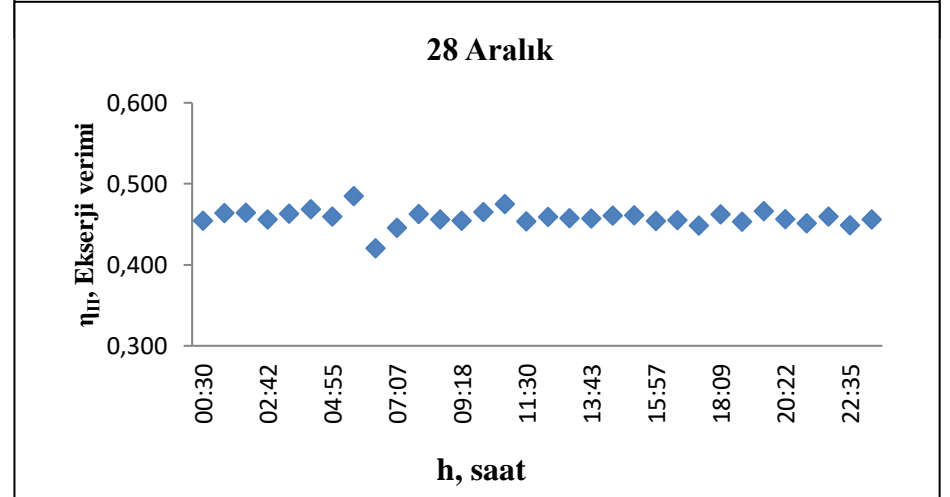
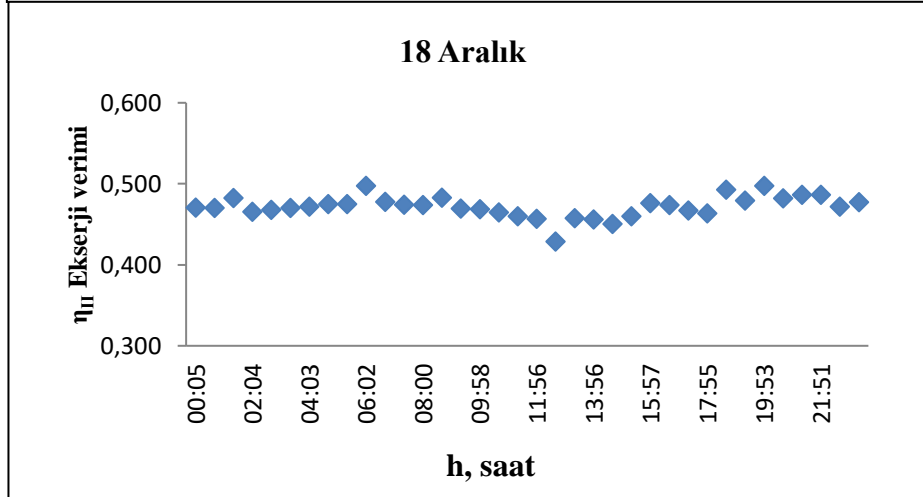
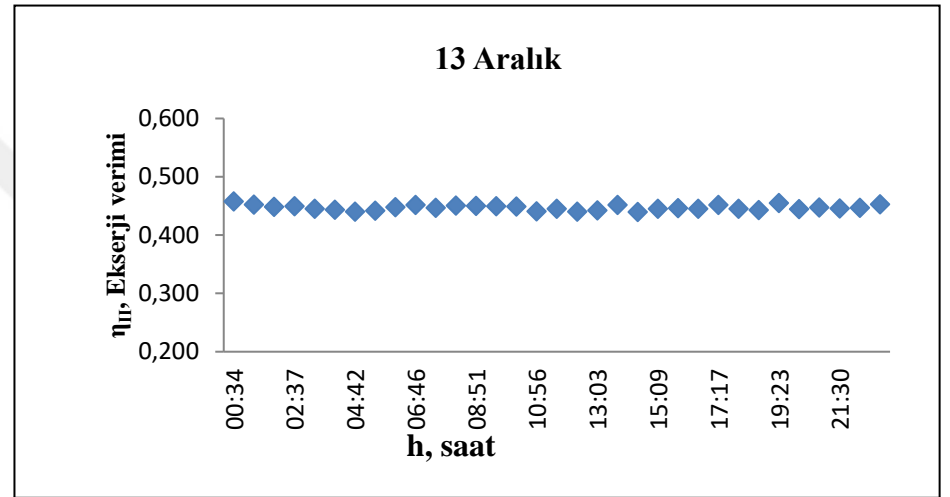
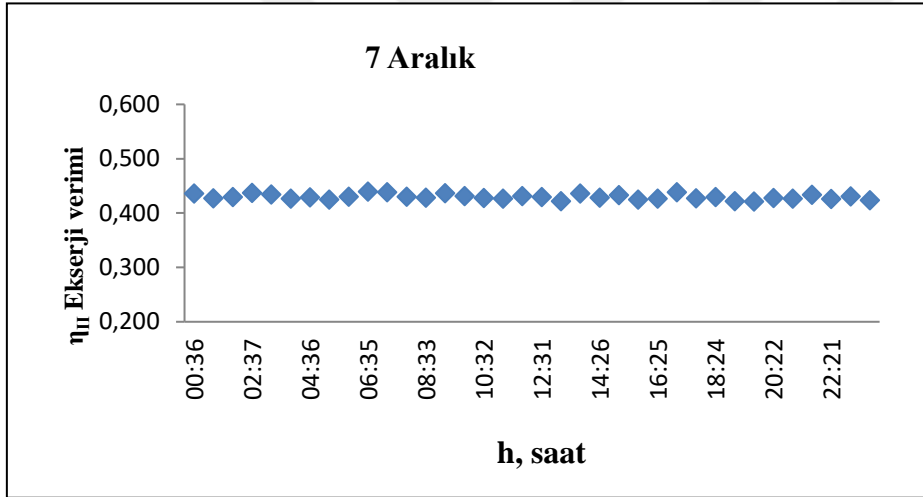
5.1.2.6 Akümülyasyon tankı ekserji verimi

Akümlasyon tankı ekserji verimi denklem 5.11 ile hesaplanmıştır (Hepbaşı, 2007).

$$\eta_{II,akü} = \frac{\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{13}}{\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12}} = \frac{\dot{m}_{su,rad}(\psi_{14} - \psi_{13})}{\dot{m}_{su,yoğ}(\psi_{11} - \psi_{12})} \quad [5.11]$$

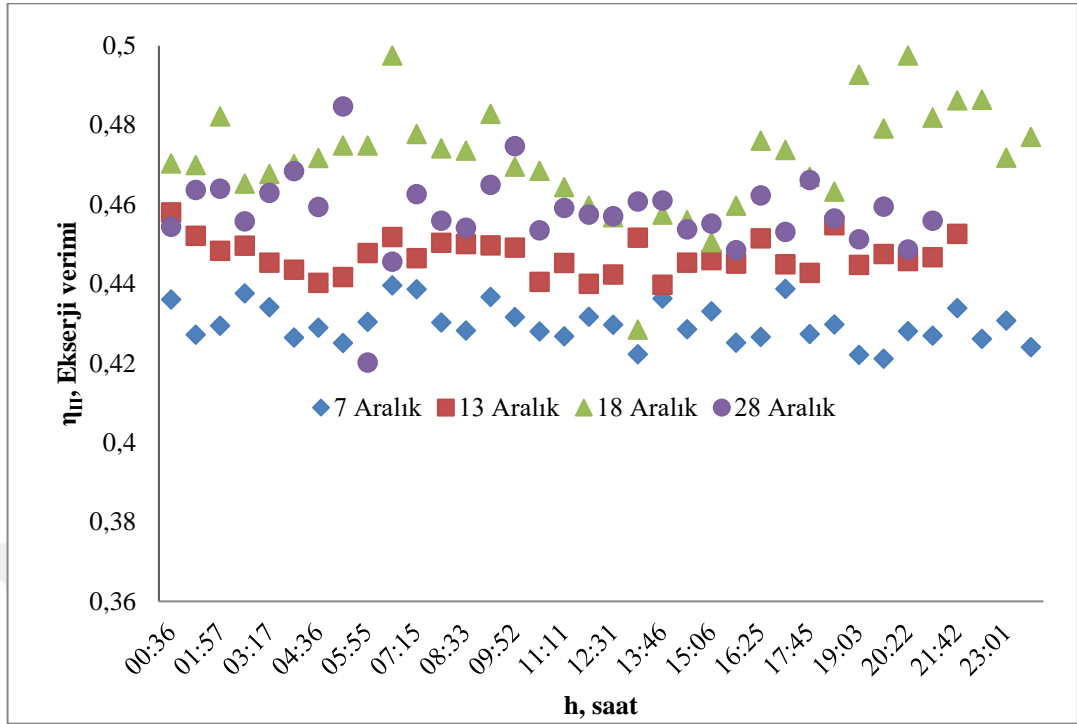
Hepbaşı(2007) yaptığı çalışmada akümülyasyon tankı ekserji veriminin % 46,15 olduğunu belirtmiştir. Sunulan çalışmada ise ortalama % 44,7 bulunmuştur.

Şekil 5.63’ te Akümülyasyon tankı için 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık günlerine ait ekserji verimi grafikleri verilmiştir. 7 Aralık 2016 tarihinde akümülyasyon tankı ekserji verimi en yüksek %43,8 en düşük %42,2 ve ortalaması %43 olarak belirlenmiştir. 13 Aralık 2016 tarihinde akümülyasyon tankı ekserji verimi en yüksek %45,8, en düşük %44,5 ve ortalama %44,7 olduğu görülmüştür. 18 Aralık 2016 tarihinde akümülyasyon tankı ekserji verimi en yüksek %48,6, en düşük %45,1 ve ortalama %47,2 olarak hesaplanmıştır. 28 Aralık 2016 tarihinde akümülyasyon tankı ekserji verimi en yüksek % 48,5, en düşük % 42 ve ortalama %45,8 olduğu bulunmuştur.



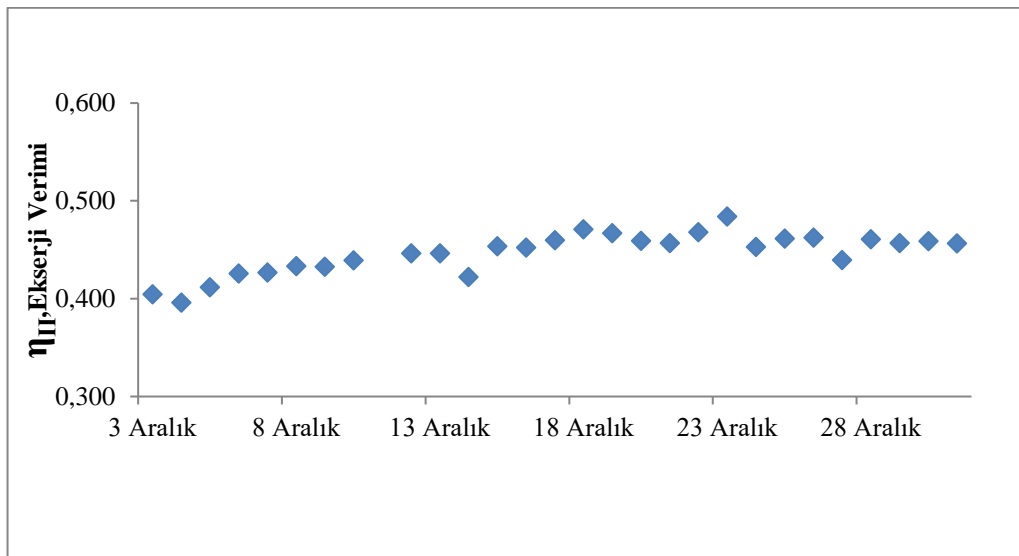
Şekil 5.63 Akümüstasyon tankı ekserji verimleri

Şekil 5.64 'de akümülyasyon tankı dört günlük ekserji verimleri grafiği verilmiştir.



Şekil 5.64 Akümülyasyon tankı 4 günlük ekserji verimleri

Şekil 5.65'de Akümülyasyon tankı tüm günler ekserji verimi grafiği verilmiştir. Akümülyasyon tankı ekserji verimi en yüksek % 52,5, en düşük % 41 ve ortalama %44,7 olmuştur.



Şekil 5.65 Akümülyasyon tankı tüm günler ekserji verimi

5.1.2.7 Radyatör ekserji verimi

Radyatör ısıtma ünitesi ile ısı enerjisi daha düşük ekserjili enerji biçimine dönüşmektedir.

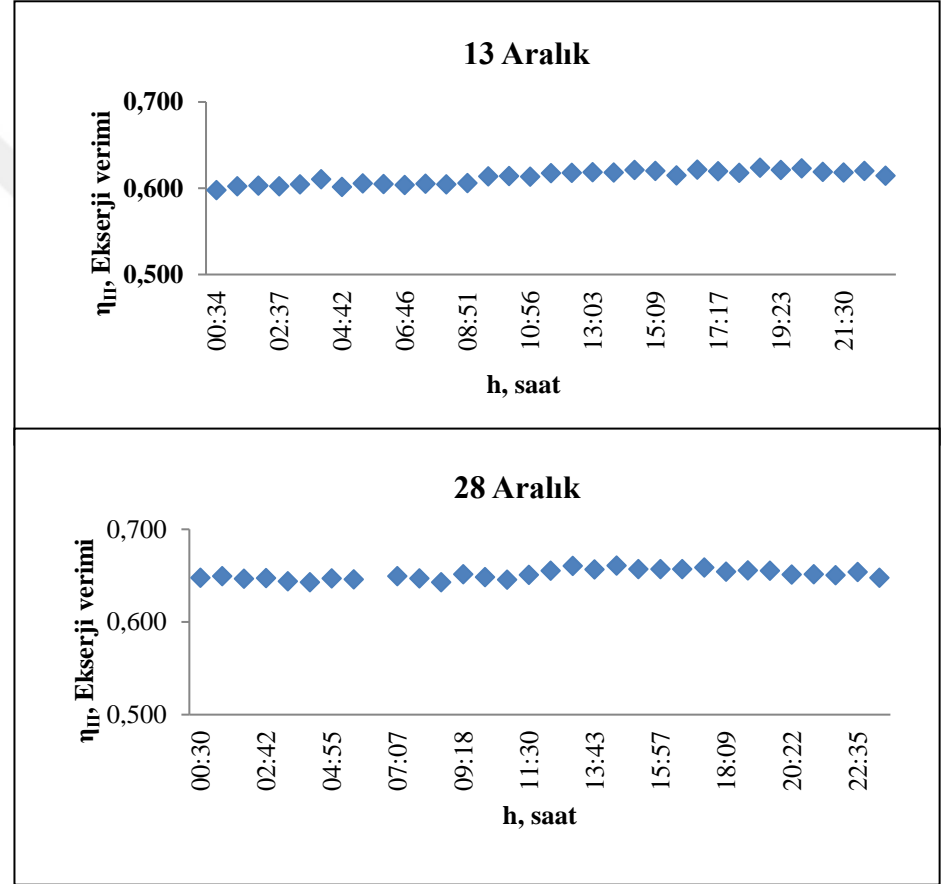
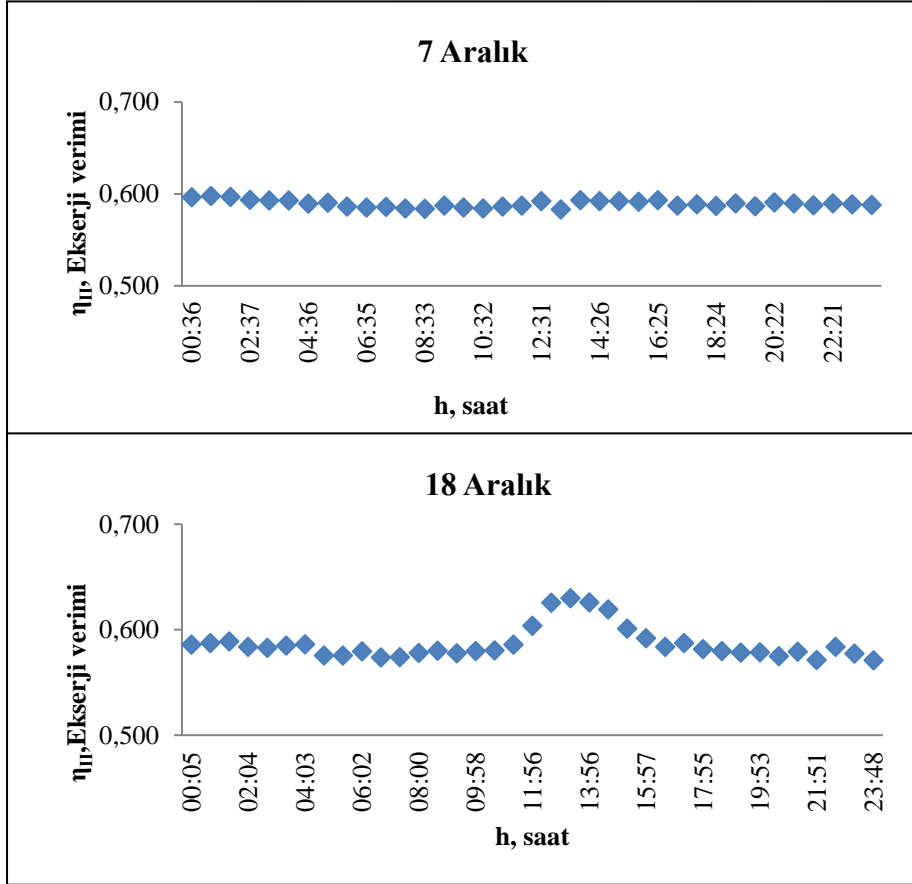
Radyatör ekserji verimi denklem 5.12 ile hesaplanmıştır (Öztürk, 2014).

$$\eta_{II, Rad} = \frac{\dot{E}x_{Rad}}{\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14}} = \frac{\dot{Q}_{Rad} \left(1 - \frac{T_0}{T_{iç}}\right)}{\dot{m}_{su, rad} (\psi_{13} - \psi_{14})} \quad [5.12]$$

Literatürde yapılan çalışmalarda TKIP sistemi ile ısıtma elemanı olarak fancoil sistemi kullanılmıştır. Çalışmalarının sonucunda Fancoil ünitesinin ekserji verimi Bi vd. (2009) % 66, döşmeden ısıtma sistemi için ekserji verimini Hepbaşı (2007) % 62,79 olduğunu belirtmişlerdir. Öztürk(2014) çalışmasında radyatör ekserji veriminin % 66,88 olduğunu bildirmiştir. Sunulan çalışmada, ortalama % 60, 5 olarak hesaplanmıştır.

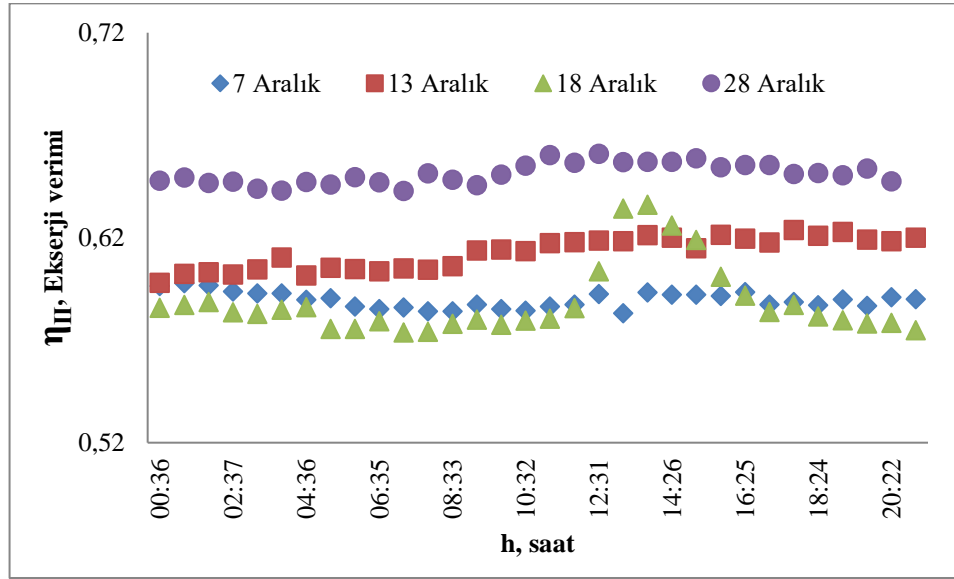
Şekil 5.66' da Radyatör 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık ekserji verimi grafikleri verilmiştir. Bu grafiklere göre radyatör ekserji verimleri sırasıyla %59, % 61,3, % 58,7 ve % 64,3 olarak tespit edilmiştir.

Radyatör dört günlük ekserji verimi sonuçlarına göre en soğuk gün olan 18 Aralıkta ekserji veriminin en düşük değerde olduğu görülmüştür. Dış ortam sıcaklığının ekserji verimini etkilediği düşünülmektedir.



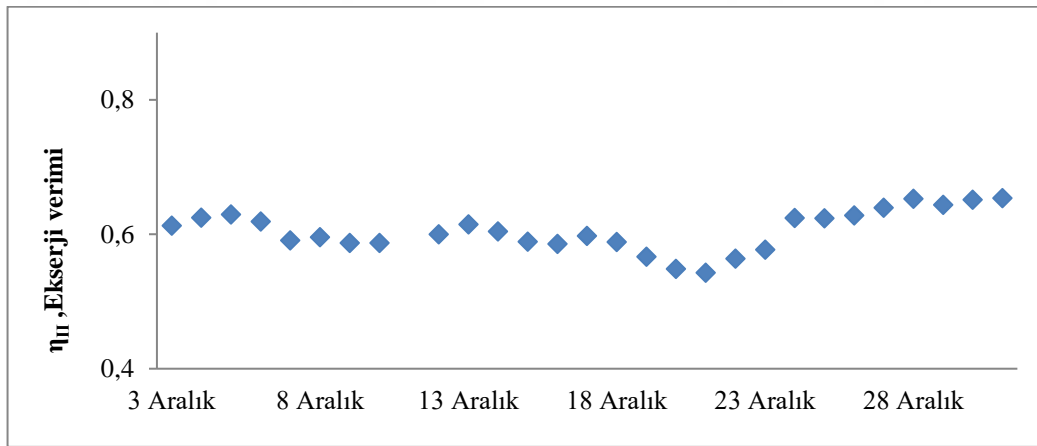
Şekil 5.66 Radyatör ekserji verimi

Şekil 5.67 'de radyatör dört günlük ekserji verimleri karşılaştırma grafiği verilmiştir.



Şekil 5.67 Radyatör 4 günlük ekserji verimleri

Şekil 5.68' de radyatör tüm günler ekserji verimi grafiği verilmiştir. Radyatör ekserji verimi en yüksek % 63,3, en düşük % 58,5 ve ortalaması % 60,5 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.68 Radyatör tüm günler ekserji verimi

5.1.3 Termodinamik mükemmellik derecesi

İkinci yasa analizi kapsamında ısıtma sistemlerinin performanslarının belirlenmesi için; ekserji ile birlikte tersinir iş, tersinmezlik ve ikinci yasa verimi tanımlamalarının da yapılması gerekir. Tersinir iş, belirli iki hal arasında meydana gelen bir hal değişimi sırasında sistemden elde edilebilen maksimum faydalı iştir. Tersinmezlik veya ekserji

kaybı bir hal değişimi sırasında kaybedilen iş potansiyelidir ve bu hal değişimi sırasında tersinmezlikler ne kadar az olursa yapılan iş o kadar çok olur. İkinci kanun analizi ile ekserji kavramından yararlanarak işlemin ne derece iyi ve mükemmel yakın olduğu incelenebilir. Termodinamik mükemmellik derecesi, cihazdan ya da sistemden çıkan ekserjinin cihaza ya da sisteme giren ekserjiye oranıdır ve işlem sırasındaki tersinmezliklerin enerji kullanan cihaz veya sistem üzerindeki etkisini gösterir. Termodinamik mükemmellik derecesi denklem 5.13 ile belirtilir (Bi vd., 2009).

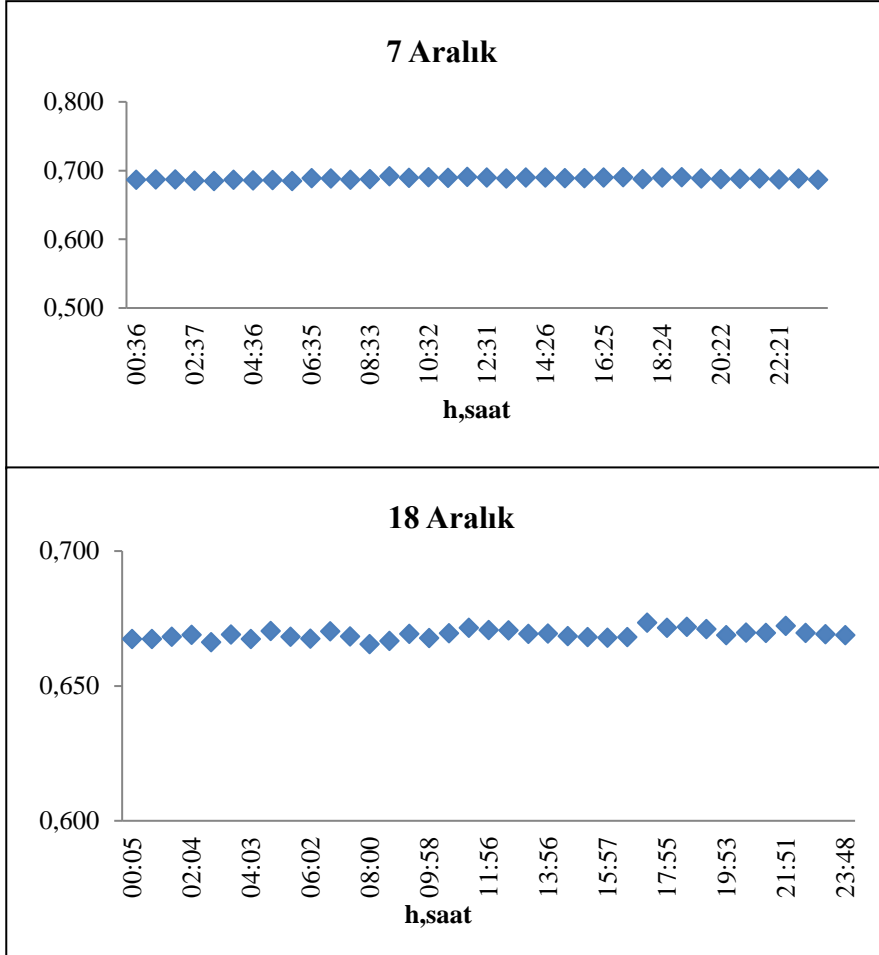
$$\varepsilon = \frac{\text{çıkan ekserji}}{\text{giren ekserji}} = \frac{\sum \dot{E}x_c}{\sum \dot{E}x_g} \quad [5.13]$$

5.1.3.1 Kompresör termodinamik mükemmellik derecesi

Kompresör termodinamik mükemmellik derecesi denklem 5.15 ile verilmektedir (Bi vd., 2009)

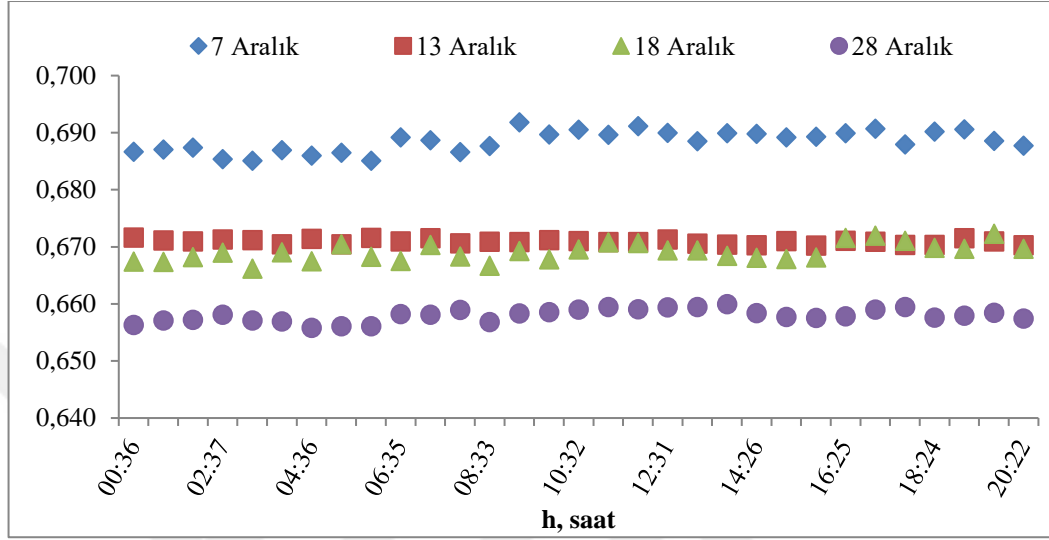
$$\varepsilon_{\text{komp}} = \frac{\dot{E}x_2}{\dot{E}x_1 + \dot{W}_{\text{komp}}} = \frac{\dot{m}_{R410A} \psi_2}{\dot{m}_{R410A} \psi_1 + \dot{W}_{\text{komp}}} \quad [5.14]$$

Bi vd. (2009) ve Ünal (2014) yaptıkları çalışmalarında kompresörün termodinamik mükemmellik derecesini sırasıyla % 82 ve % 78 olarak bulmuşlardır. Yapılan çalışmada kompresör için termodinamik mükemmellik derecesi % 67,7 ve ekserji verimi ise % 44 olarak bulunmuştur. Buradan da anlaşılacağı üzere kompresördeki tersinmezlikler termodinamik mükemmellik derecesinde yaklaşık %33 oranında azalmaya neden olmuştur. Kompresörün ikinci yasa verimi ise hal değişimi sırasında kompresöre verilen ekserjinin veya iş potansiyelinin ancak % 44 gibi bir kısmından faydalanılabildiğini göstermektedir. Bu durumda kompresördeki tersinmezlikleri azaltmaya yönelik tedbirler almamanın önemi açıkça görülmektedir. Şekil 5.69'da kompresör için 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık termodinamik mükemmellik derecesi grafikleri verilmiştir. Belirtilen tarihlerde termodinamik mükemmellik derecesi sırasıyla % 68,8, % 67, % 67 ve % 65,5 olmuştur.



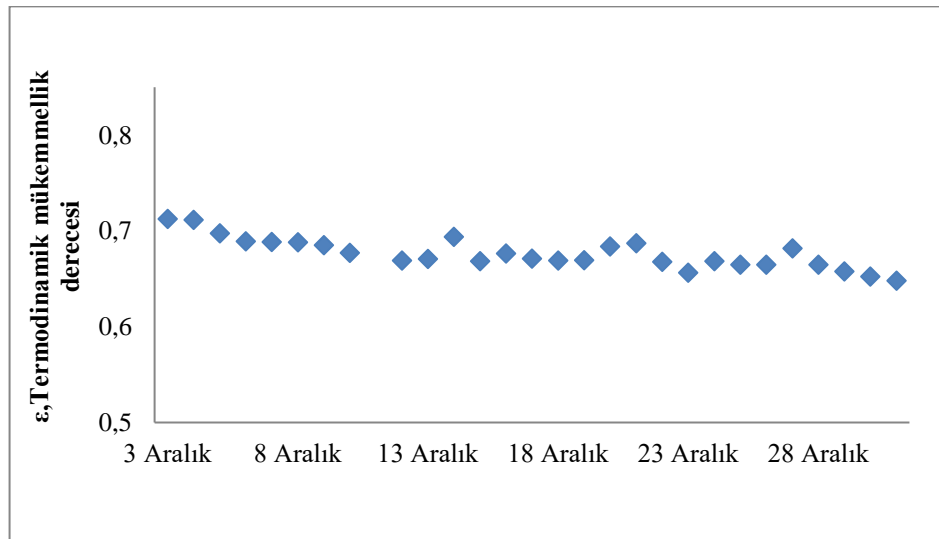
Şekil 5.69 Kompresörün termodinamik mükemmellik derecesi grafikleri

Şekil 5.70' de kompresör dört günlük termodinamik mükemmellik derecesi karşılaştırma grafiği görülmektedir.



Şekil 5.70 Kompresör 4 günlük termodinamik mükemmellik derecesi karşılaştırması

Şekil 5.71' de kompresör tüm günler termodinamik mükemmellik derecesi grafiği görülmektedir. Aralık ayı tüm günler kompresör termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek %71,2, en düşük %64,8 ve ortalama %67,7 olarak belirlenmiştir.



Şekil 5.71 Tüm günler kompresör termodinamik mükemmellik derecesi

5.1.3.2 Buharlaştırıcı termodinamik mükemmellik derecesi

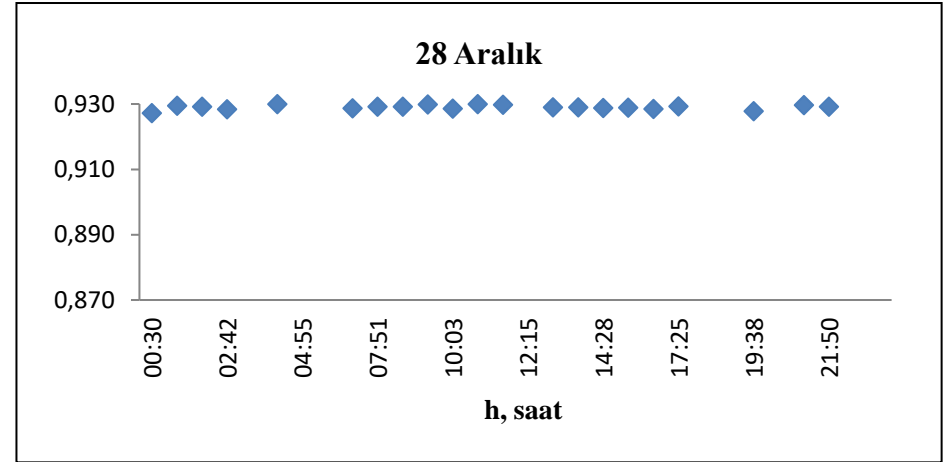
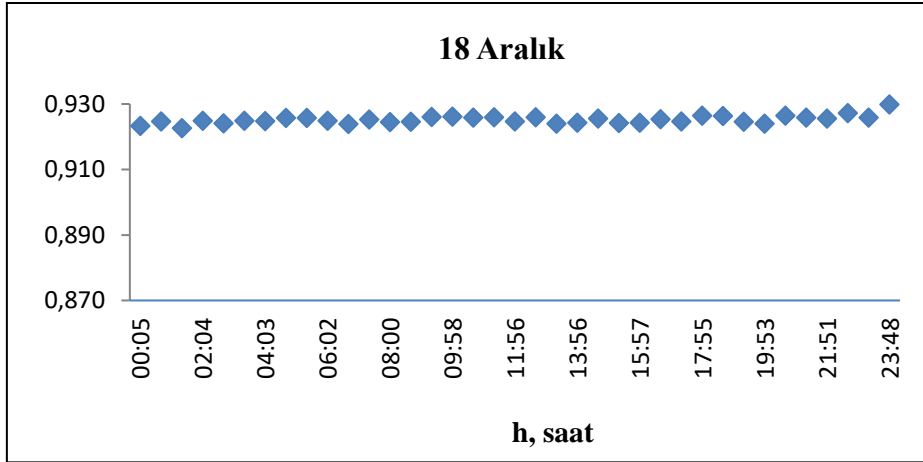
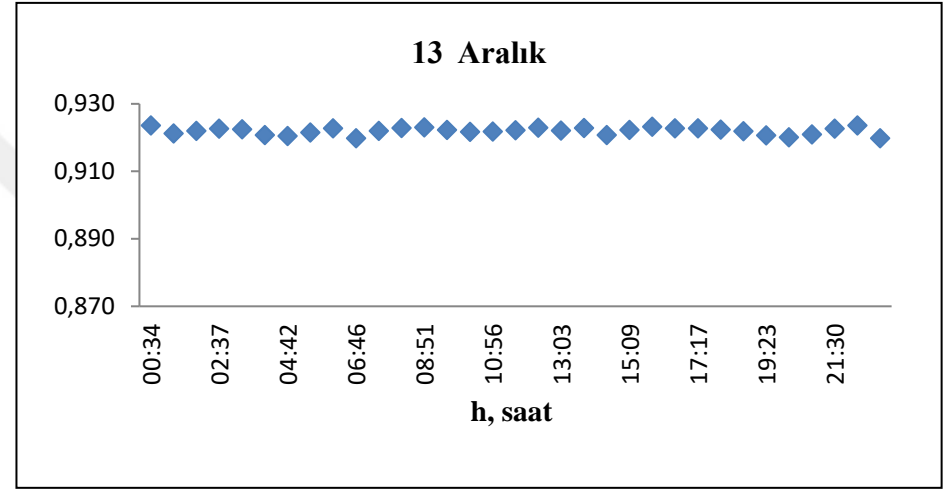
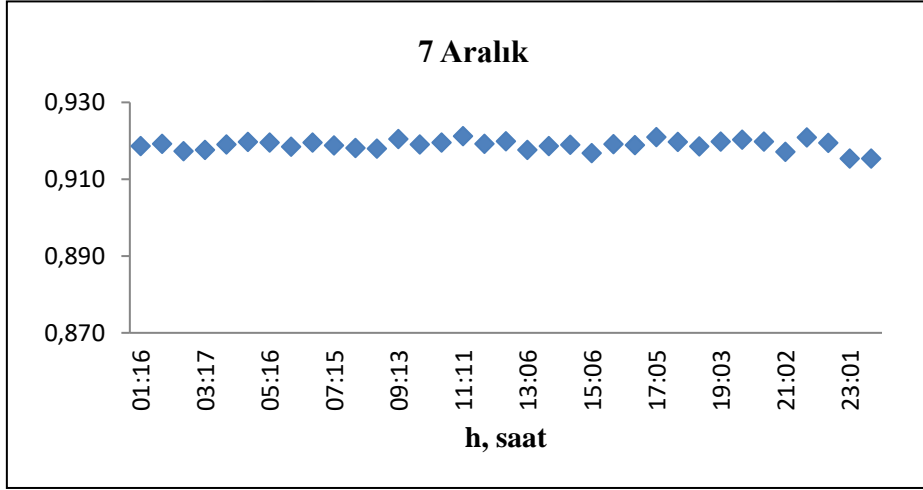
Buharlaştırıcı termodinamik mükemmellik derecesi denklem 5.16 ile hesaplanmaktadır (Bi vd.,2009).

$$\epsilon_{\text{buh}} = \frac{\dot{E}_{x_7} + \dot{E}_{x_8}}{\dot{E}_{x_6} + \dot{E}_{x_9}} = \frac{\dot{m}_{R410A}\psi_7 + \dot{m}_{sa}\psi_8}{\dot{m}_{R410A}\psi_6 + \dot{m}_{sa}\psi_9} \quad [5.15]$$

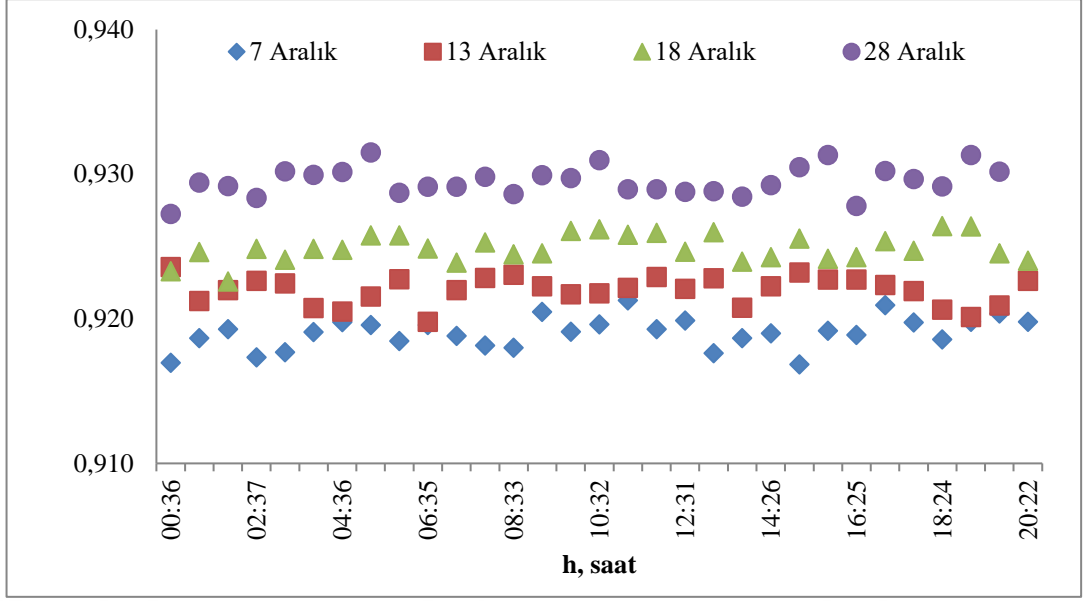
Yapılan çalışmalarda Bi vd. (2009) buharlaştırıcı termodinamik mükemmellik derecesini % 98 ve Ünal (2014) ise %92 hesaplamışlardır. Sunulan çalışmada, buharlaştırıcı termodinamik mükemmellik derecesinin % 92,4 olduğu belirlenmiştir. Termodinamik açıdan mükemmel görünmesine rağmen ikinci yasa verimi (ekserji verimi) % 37 olarak belirlenmiştir. Ekserji verimi ile termodinamik mükemmellik derecesi arasındaki farkın büyüklüğü, buharlaştırıcı için kullanılabilirlik değerinin en yüksek değerlerine ulaşılabilir şekilde çalıştığını ortaya koymaktadır. Toprak sıcaklıkları yükseldiğinde ekserji veriminin yükselmesi ile soğutucu akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları yükseleceğinden; ekserji verimi, termodinamik mükemmellik derecesi arasındaki fark azalacaktır.

Şekil 5.72' de buharlaştırıcı 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık termodinamik mükemmellik derecesi grafikleri verilmiştir. Bu grafiklere göre; 7 Aralık 2016 tarihinde buharlaştırıcı termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek %92, en düşük % 91,7 ve ortalama % 91,9 olarak belirlenmiştir. 13 Aralık 2016 tarihinde buharlaştırıcı termodinamik mükemmellik derecesinin en yüksek %92,32, en düşük %91,9 ve ortalamasının %92,1 olduğu belirlenmiştir. 18 Aralık 2016 tarihinde buharlaştırıcı termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek %92,6, en düşük %92,4 ve ortalama %92,5 olarak belirlenmiştir. 28 Aralık 2016 tarihinde buharlaştırıcı termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek %93,1, en düşük %92,9 ve ortalaması % 93 olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.73'de buharlaştırıcı 4 günlük termodinamik mükemmellik derecesi karşılaştırması ve Şekil 5.74 'de tüm günler için buharlaştırıcı termodinamik mükemmellik derecesi verilmiştir.

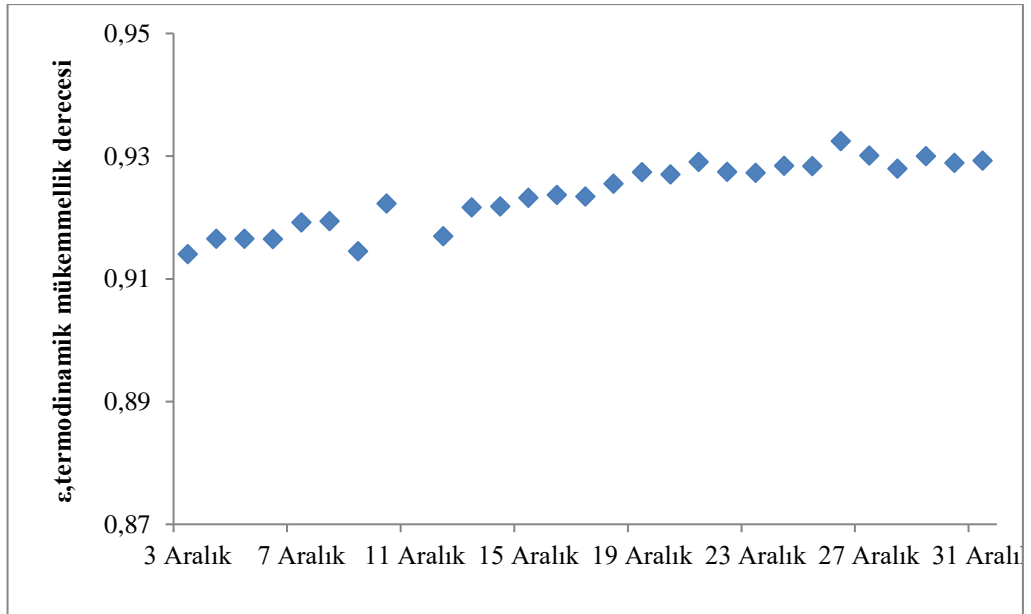


Şekil 5.72 Buharlaştırıcı termodinamik mükemmellik derecesi grafikleri



Şekil 5.73 Buharlaştırıcı termodinamik mükemmellik derecesi karşılaştırması

Şekil 5.74' te tüm günler buharlaştırıcı termodinamik mükemmellik derecesi grafiği görülmektedir. Buharlaştırıcı termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek %93,2, en düşük %91,4 ve ortalama %92,4 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.74 Tüm günler buharlaştırıcı termodinamik mükemmellik derecesi

5.1.3.3 Yoğuşturucu termodinamik mükemmellik derecesi

Yoğuşturucu termodinamik mükemmellik derecesi denklem 5.16 ile hesaplanmaktadır (Bi vd.,2009).

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_{X_4} + \dot{E}_{X_{12}}}{\dot{E}_{X_3} + \dot{E}_{X_{11}}} = \frac{\dot{m}_{R410A}\psi_4 + \dot{m}_{su}\psi_{12}}{\dot{m}_{R410A}\psi_3 + \dot{m}_{sa}\psi_{11}} \quad [5.16]$$

Yapılan çalışmalarda Bi vd. (2009) yoğuşturucu termodinamik mükemmellik derecesini % 97, Ünal (2014) %98 olarak bildirmişlerdir. Sunulan çalışmada ise bu değer % 98,9 olarak belirlenmiştir. Yoğuşturucu termodinamik açıdan mükemmel görünmesine rağmen ekserji verimi ortalaması % 88.5 olduğundan dolayı % 12' lik bir potansiyelin kayıp olduğu görülmektedir.

Şekil 5.75'de 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık günlerinde termodinamik mükemmellik derecesi grafikleri verilmiştir.

7 Aralık 2016 tarihinde yoğuşturucu termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek % 99,2 en düşük %98,9 ve ortalama % 99 olarak belirlenmiştir.

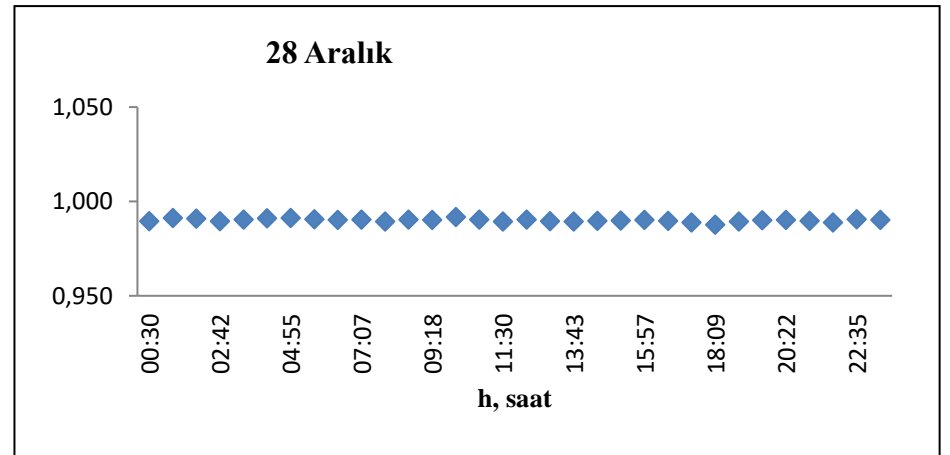
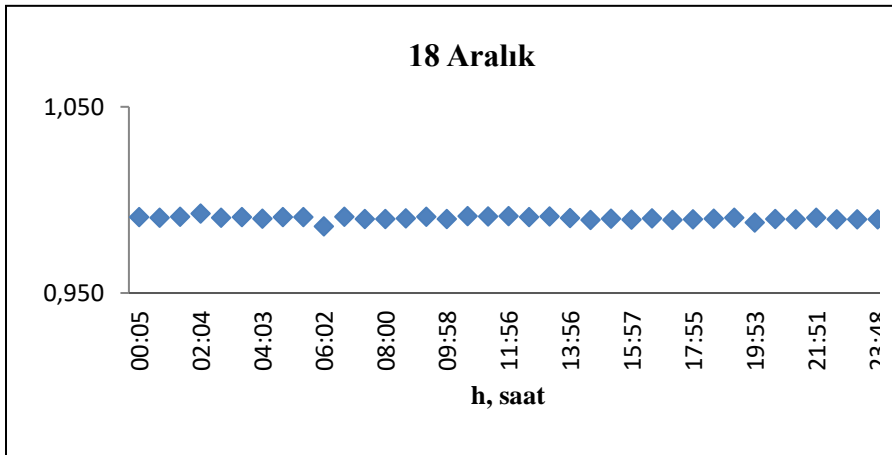
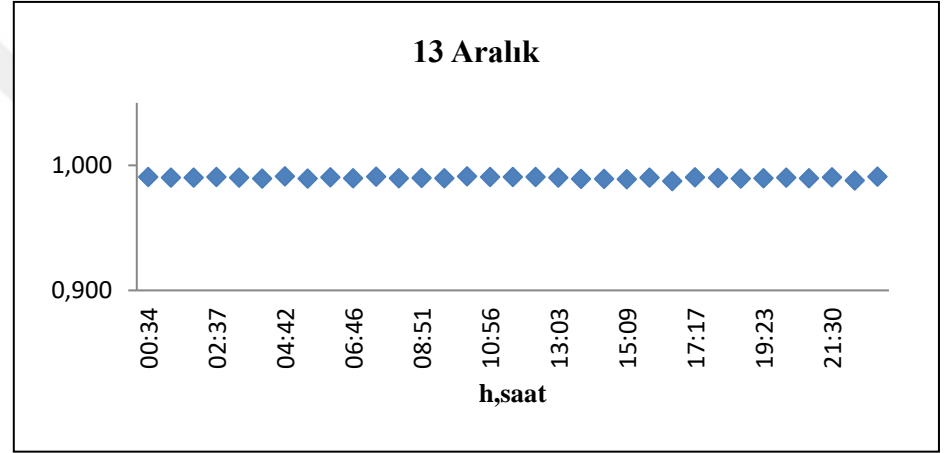
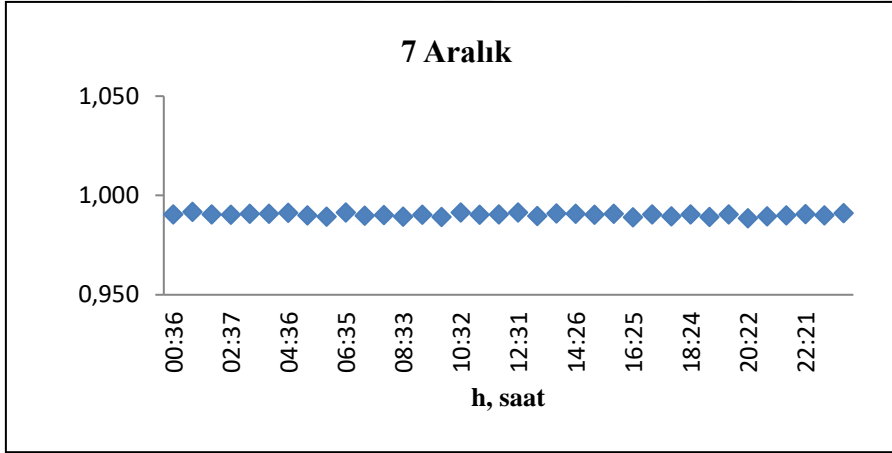
13 Aralık 2016 tarihinde yoğuşturucu termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek % 99,1 en düşük %98,7 ve ortalaması % 99 olduğu tespit edilmiştir.

18 Aralık 2016 tarihinde termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek % 99,1 en düşük %98,6 ve ortalama % 99 olduğu bulunmuştur.

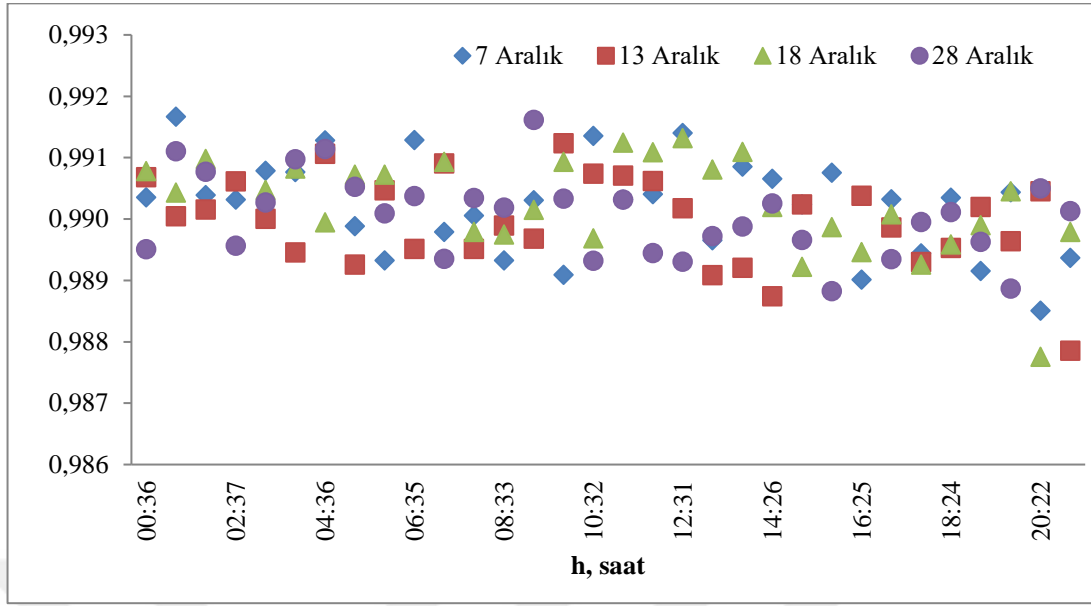
28 Aralık 2016 tarihinde termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek % 99,1 en düşük %98,8 ve ortalama % 99 olarak hesaplanmıştır.

Termodinamik mükemmellik derecesi mükemmelliğe ne derece yaklaşıldığının bir ölçüsüdür ve en fazla bir olabilir. Termodinamik mükemmellik derecesini açıklamaktaki amaç tersinir hal değişimlerine hangi ölçüde yaklaşıldığını belirlemektir.

Şekil 5.76' da yoğuşturucu dört günlük termodinamik mükemmellik derecesi karşılaştırma grafiği verilmiştir.

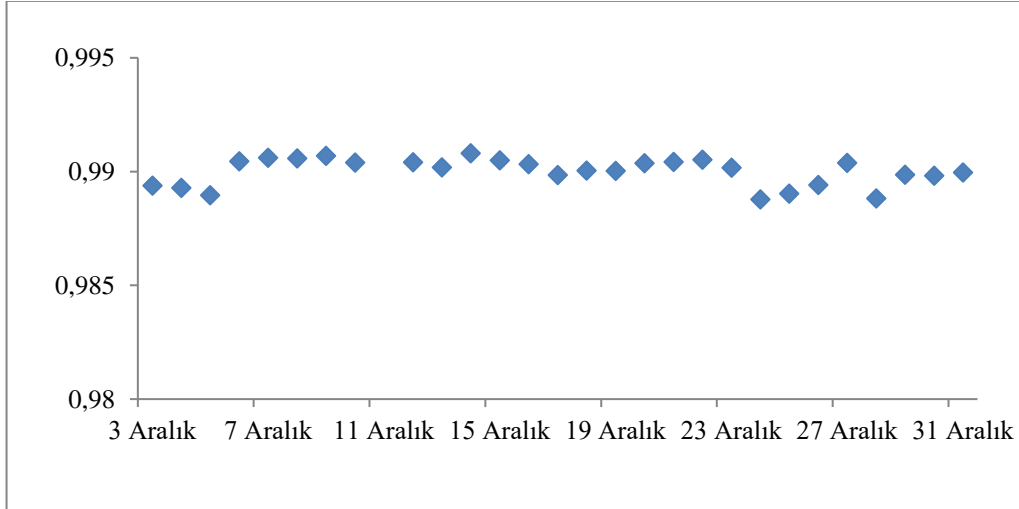


Şekil 5.75 Yoğuşturucunun termodinamik mükemmellik derecesi grafikleri



Şekil 5.76 Yoğuşturucunun 4 günlük termodinamik mükemmellik derecesi

Şekil 5.77’de tüm günler yoğuşturucu termodinamik mükemmellik derecesi grafiği görülmektedir. Aralık ayı içerisinde termodinamik mükemmellik derecesi en fazla % 99, en az % 98,9 ortalama 99 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.77 Yoğuşturucu tüm günler için termodinamik mükemmellik derecesi

5.1.3.4 Akümülayon tankı termodinamik mükemmellik derecesi

Ekserji geçişi kütle, iş ve ısı ile olmaktadır. Akümülayon tankı sistemde bir denge tankı görevi görmektedir. Akümülayon tankı Termodinamik mükemmellik derecesi denklem 5.18 'de verilmiştir (Hepbaşı vd., 2007)

$$\epsilon_{\text{akü}} = \frac{\dot{E}x_{13} + \dot{E}x_{12}}{\dot{E}x_{11} + \dot{E}x_{14}} = \frac{\dot{m}_{\text{su,rad}}\psi_{13} + \dot{m}_{\text{su,yoğ}}\psi_{12}}{\dot{m}_{\text{su,rad}}\psi_{11} + \dot{m}_{\text{su,yoğ}}\psi_{14}} \quad [5.17]$$

Ünal (2014), çalışmasında akümülayon tankı termodinamik mükemmellik derecesini %97 hesaplamıştır. Sunulan çalışmada ise ortalama % 95,7 olarak belirlenmiştir.

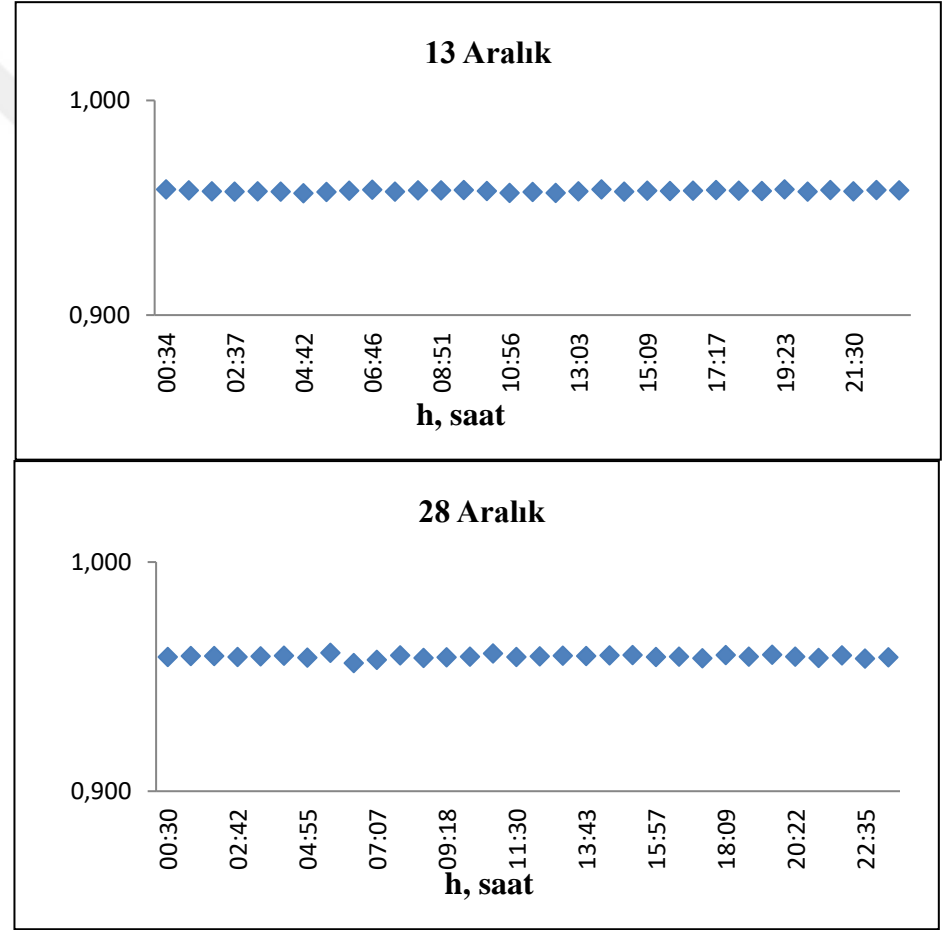
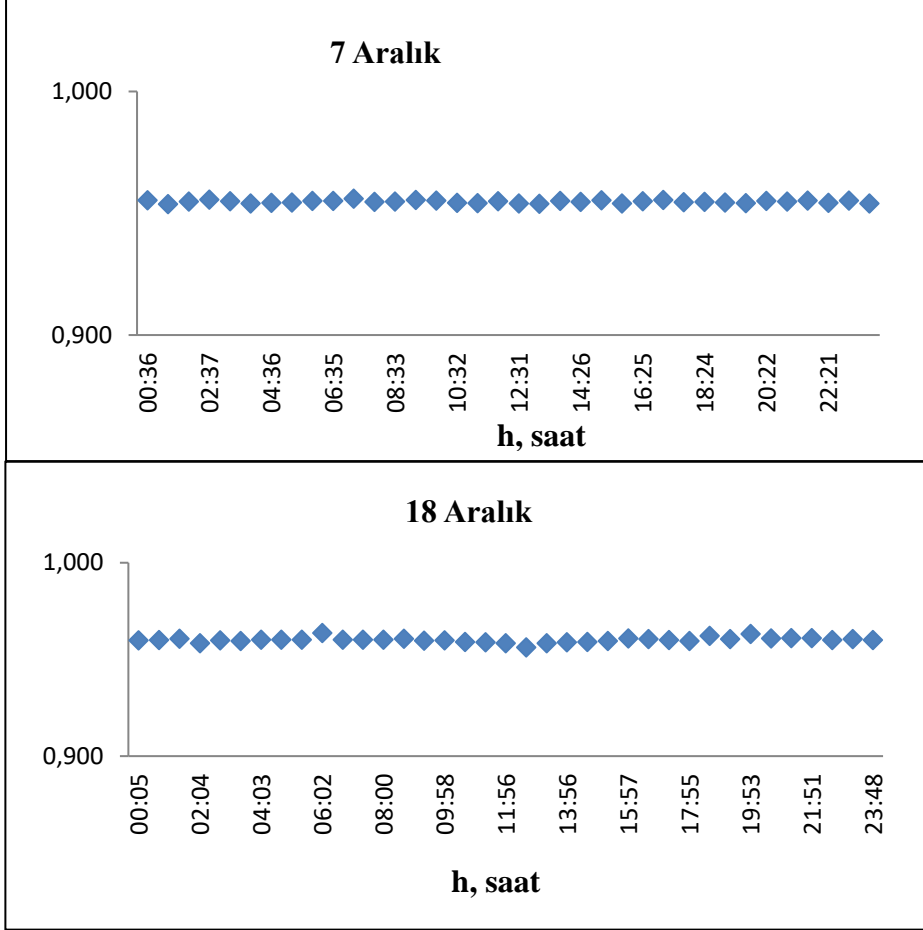
Şekil 5.78' de akümülayon tankı 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık günlerinde termodinamik mükemmellik derecesi grafikleri verilmiştir.

7 Aralık 2016 tarihinde akümülayon tankı termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek % 95,6 en düşük % 95,4 ve ortalama % 95,5 olarak belirlenmiştir.

13 Aralık 2016 tarihinde akümülayon tankı termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek % 95,8, en düşük % 95,7 ve ortalama % 95,8 olduğu görülmüştür.

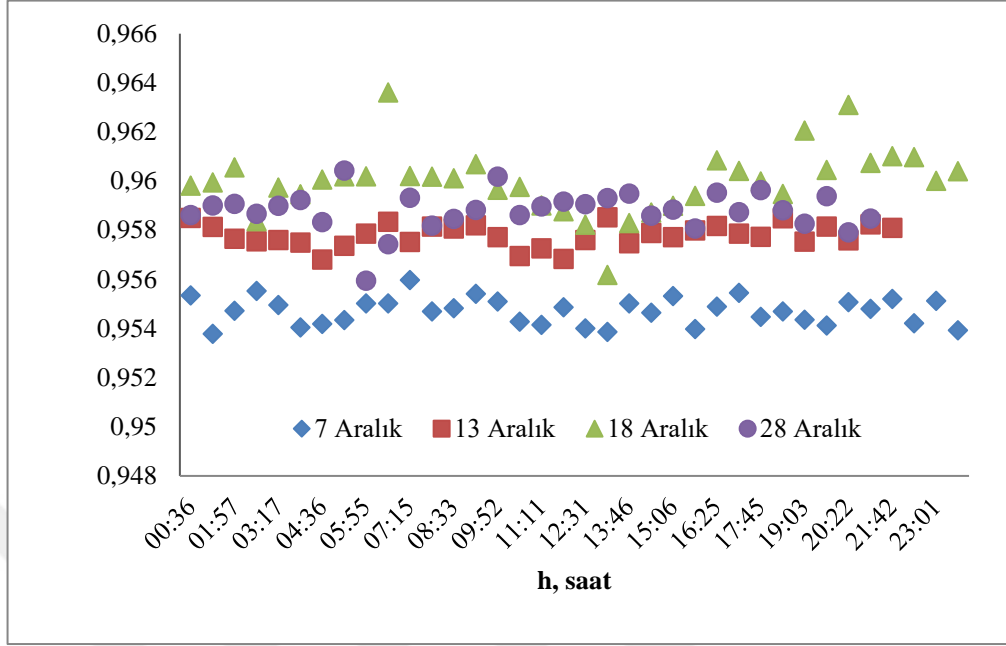
18 Aralık 2016 tarihinde akümülayon tankı Termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek % 96,4, en düşük % 95,9 ve ortalama % 96 olarak hesaplanmıştır.

28 Aralık 2016 tarihinde akümülayon tankı termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek % 95,9, en düşük % 95,6 ve ortalama % 95,9 olarak belirlenmiştir.

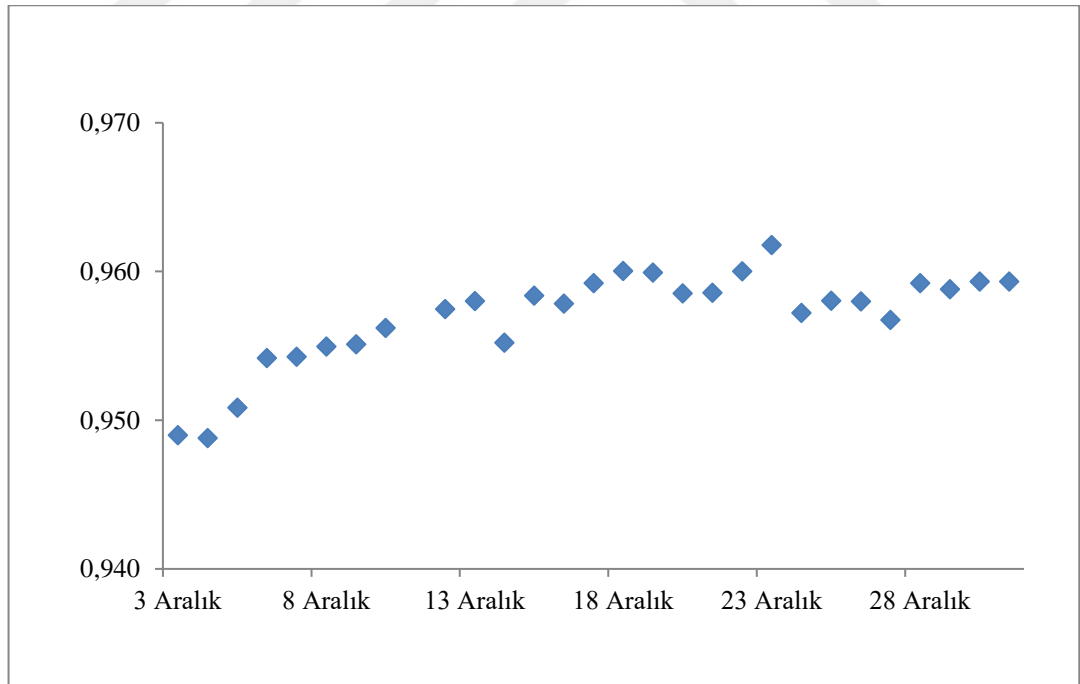


Şekil 5.78 Akümülyasyon tankı termodinamik mükemmellik derecesi

Şekil 5.79' da akümülayon tankı dört günlük karşılaştırma ve Şekil 5.80' de tüm günler termodinamik mükemmellik derecesi grafikleri verilmiştir.



Şekil 5.79 Akümülayon tankı 4 günlük termodinamik mükemmellik derecesi



Şekil 5.80 Akümülayon tankı tüm günler termodinamik mükemmellik derecesi

Akümülayon tankı termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek % 96, en düşük % 95,1 ve ortalama % 95,7 olmuştur.

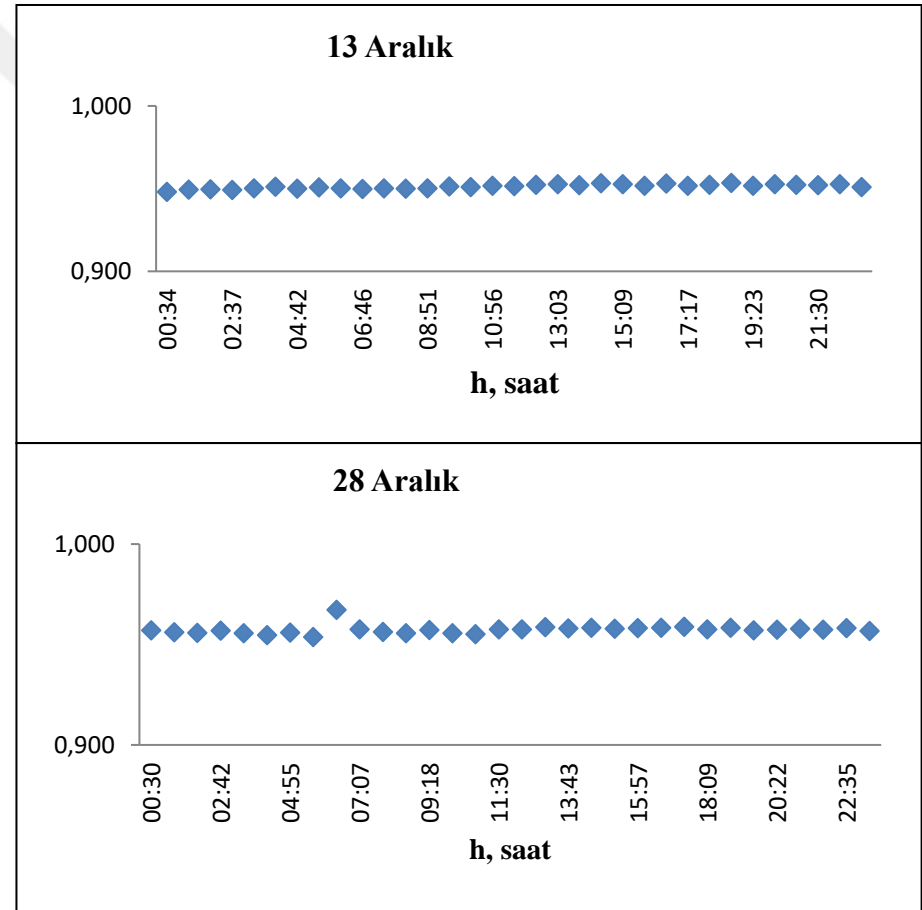
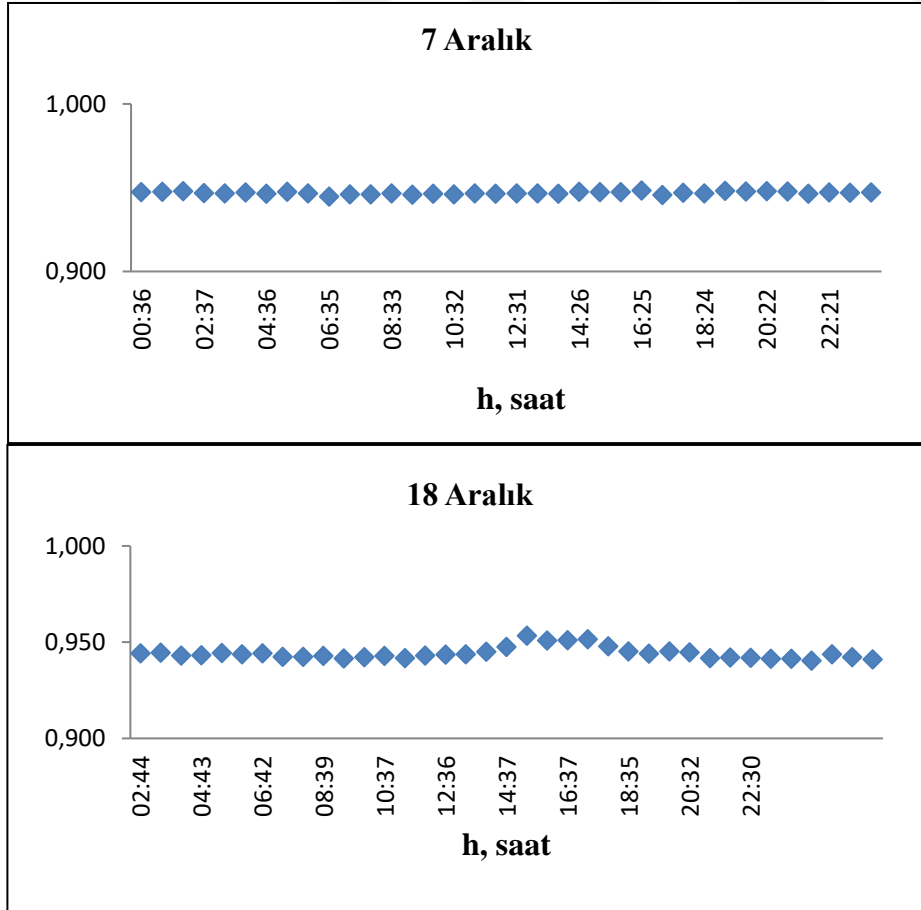
5.1.3.5 Radyatör termodinamik mükemmellik derecesi

Radyatör için termodinamik mükemmellik derecesi denklem 5.17 ile hesaplanmaktadır (Bi vd. ,2009) .

$$\epsilon_{\text{Rad}} = \frac{\dot{E}_{x_{14a}}}{\dot{E}_{x_{13a}}} = \frac{\psi_{14}}{\psi_{13}} \quad [5.17]$$

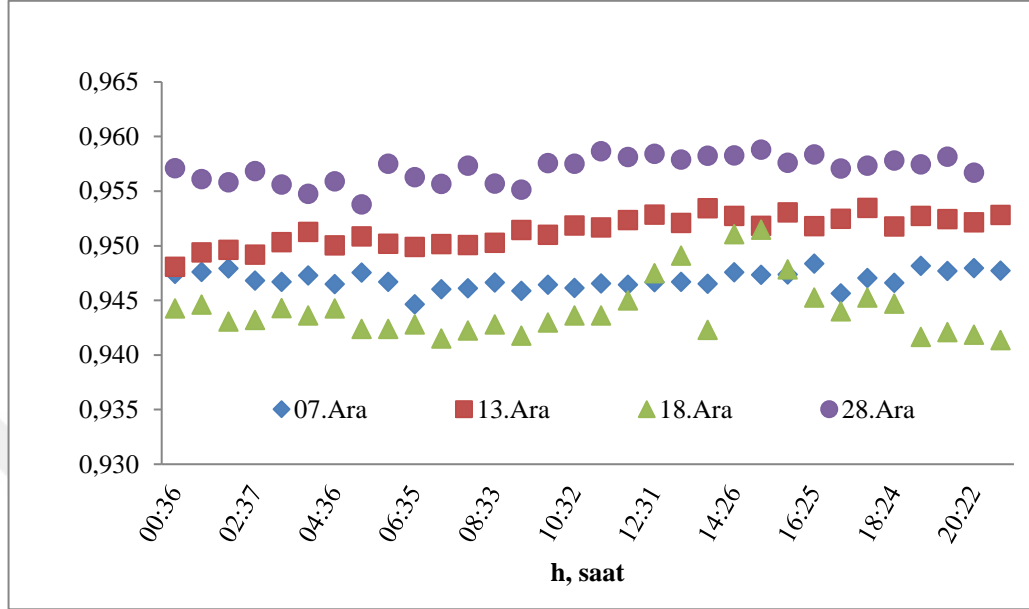
Sunulan çalışmada radyatör termodinamik mükemmellik derecesi % 95 olarak hesaplanmıştır. Fancoil kullanılmış iki çalışmada Bi vd.(2009) %93 ve Ünal (2014) %94 olarak termodinamik mükemmellik derecesini hesaplamışlardır.

Şekil 5.81’de radyatör 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık günlerinde termodinamik mükemmellik derecesi grafikleri sunulmuştur. Radyatör termodinamik mükemmellik derecesi grafiklerde sırasıyla ortalama % 94,7, %95,1 %96 ve %95,9 hesaplanmıştır.

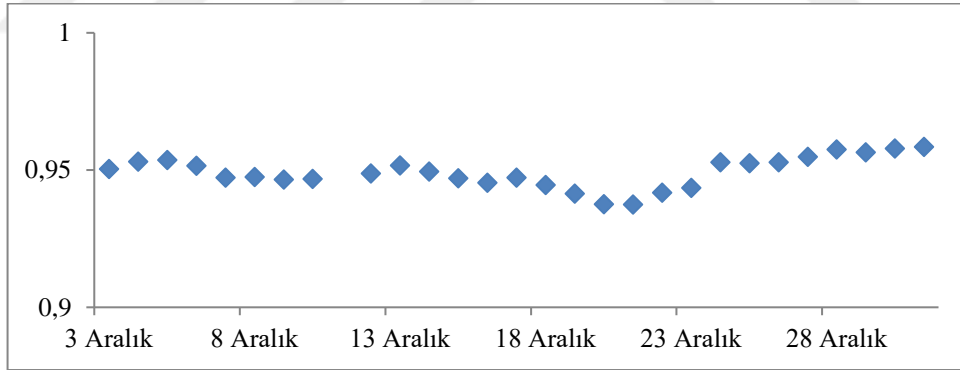


Şekil 5.81 Radyatör termodinamik mükemmellik derecesi

Şekil 5.82 'de radyatörün dört günlük ve şekil 5.80'de ise tüm günler için termodinamik mükemmellik derecesi grafikleri görülmektedir.



Şekil 5.82 Radyatör dört günlük termodinamik mükemmellik derecesi



Şekil 5.83 Radyatör tüm günler için termodinamik mükemmellik derecesi

Radyatör termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek %95,8, en düşük %93,7 ve ortalaması % 95 olarak hesaplanmıştır.

5.1.4 Ekserji kaybı oranı

Ekserji kaybı oranı her bir sistem elemanının ekserji kaybının sistemin toplam ekserji kaybına oranıdır. Sistemdeki ekserji kayıplarını azaltmak için yapılması gereken iyileştirmelerin tespit edilmesine katkıda bulunur.

Ekserji kaybı oranı denklem 5.20 ile hesaplanır (Bi vd.,2009).

$$d = \frac{\dot{E}x_{\text{kayıp,TID}}}{\sum \dot{E}x_{\text{kayıp}}} \quad [5.20]$$

5.1.4.1 TID ekserji kaybı oranı

TID ekserji kaybı oranı denklem 5.21 bağıntısı ile hesaplanır (Bi vd. ,2009)

$$d_{\text{TID}} = \frac{\dot{E}x_{\text{kayıp,TID}}}{\sum \dot{E}x_{\text{kayıp}}} \quad [5.21]$$

Yapılan çalışmalarda TID ekserji kaybı oranını Bi vd.(2009) % 6, Hepbaşlı (2007) %21, Lubis vd.(2012) %8,6, Fei vd.(2009) %4,2, Özgener vd.(2007) % 2,5 Öztürk (2014) % 3,89 olarak bulmuşlardır. Sunulan çalışmada TID ekserji kaybı oranı % 8 olarak belirtilmiştir.

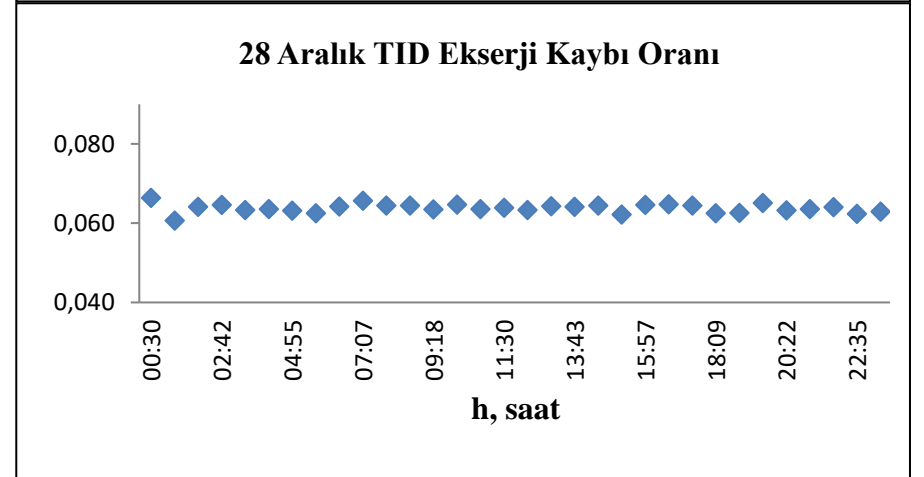
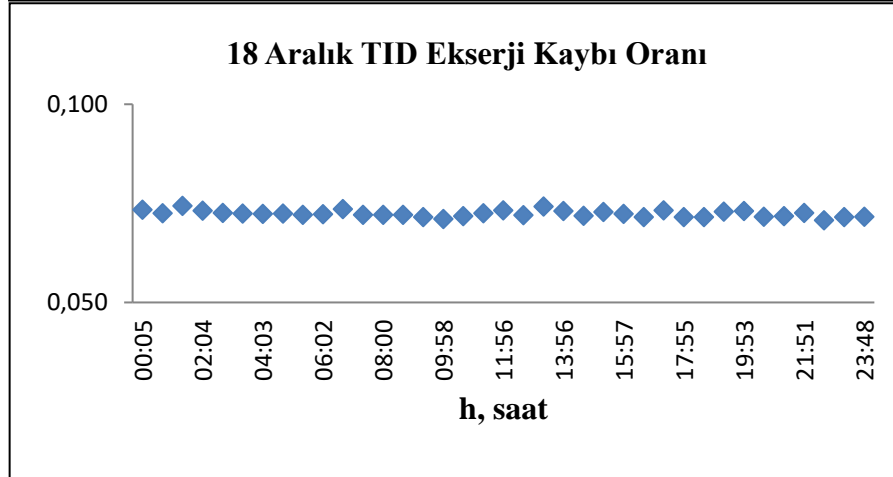
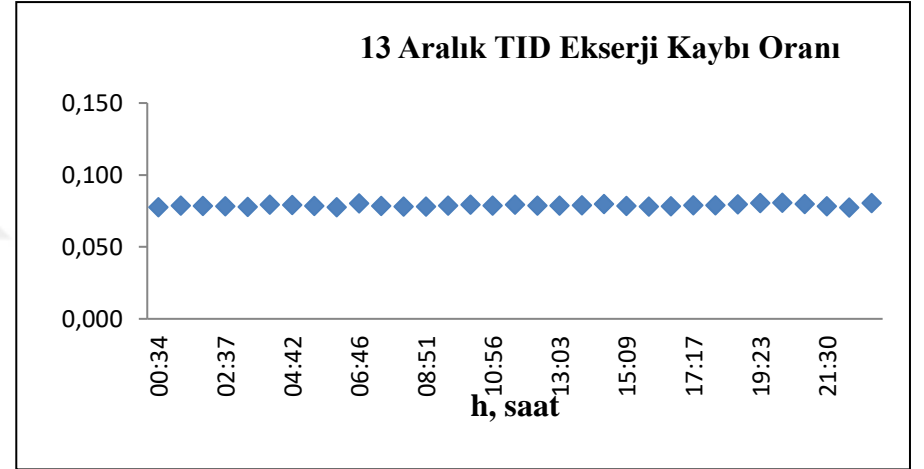
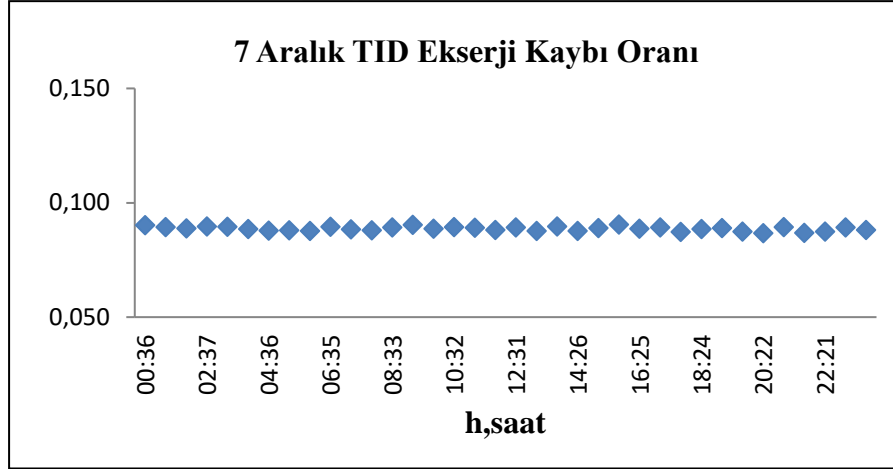
Şekil 5.84’de TID 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık günlerinde ekserji kayıp oranı grafikleri sunulmuştur.

7 Aralık TID ekserji kaybı oranı en fazla %9, günün en düşük değeri %8,7, günlük ortalaması % 8,9 olarak hesaplanmıştır.

13 Aralık TID ekserji kaybı oranı en fazla %8,1, günün en düşük değeri %7,8 günlük ortalaması %7,9 olarak belirlenmiştir.

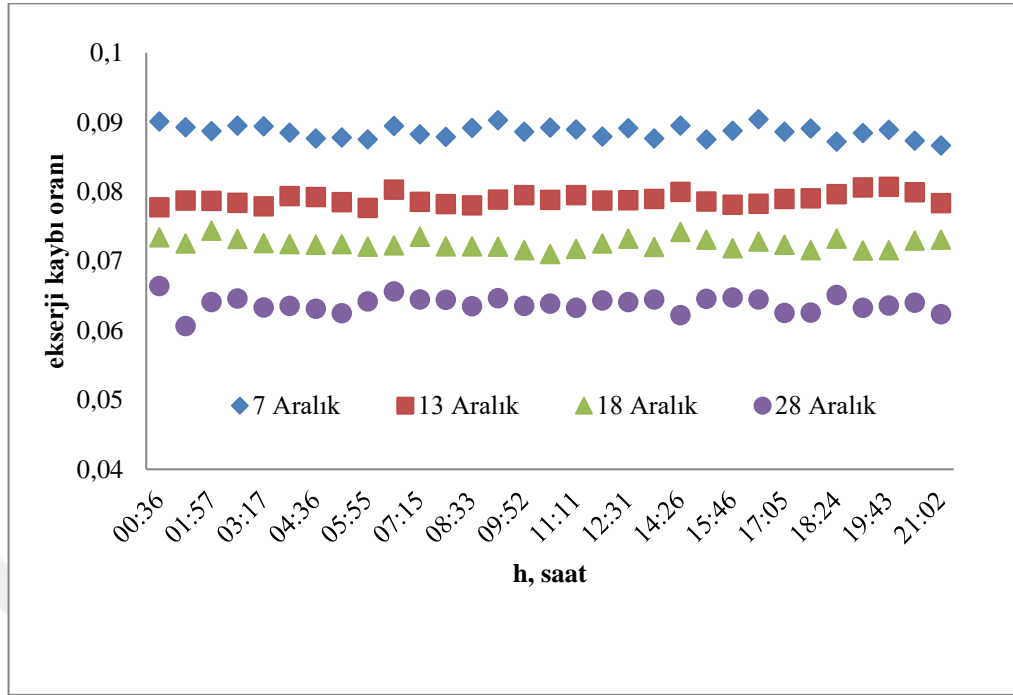
18 Aralık TID ekserji kaybı oranı en fazla %7,4, günün en düşük değeri %7,1 günlük ortalaması %7,2 olmuştur.

28 Aralık TID ekserji kaybı oranı en fazla %6,5, günün en düşük değeri %6,1 günlük ortalaması % 6,4 olarak hesaplanmıştır.



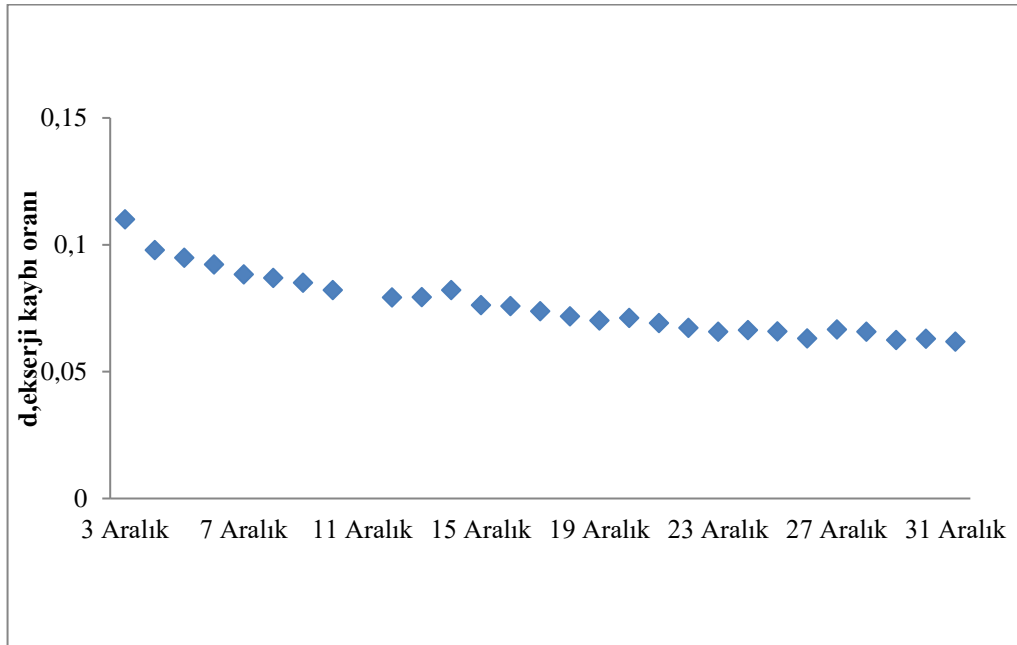
Şekil 5.84 TID ekserji kaybı oranı grafikleri

Şekil 5.85’de dört günlük ekserji kaybı oranı karşılaştırma grafiği verilmiştir.



Şekil 5.85 TID 4 günlük ekserji kaybı oranları

Şekil 5.86 ‘da TID tüm günler ekserji kaybı oranı grafiği görülmektedir. Tüm günlerde ekserji kaybı oranı en yüksek %11, en düşük %6,2 ve aylık ortalaması % 8 olmuştur.



Şekil 5.86 TID tüm günler ekserji kaybı oranı

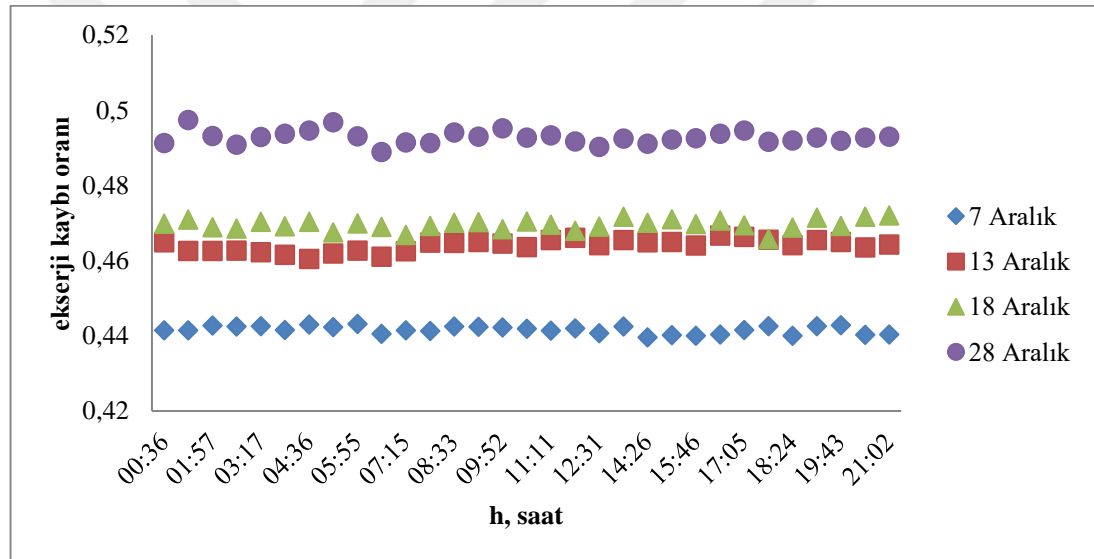
5.1.4.2 Kompresör ekserji kaybı oranı

Kompresör ekserji kaybı oranı kompresördeki ekserji kaybının sistemdeki toplam ekserji kaybına oranıdır. Bu oran denklem 5.22 bağıntısı ile hesaplanmıştır (Bi vd.,2009).

$$d_{\text{komp}} = \frac{\dot{E}x_{\text{kayıp,komp}}}{\sum \dot{E}x_{\text{kayıp}}} \quad [5.22]$$

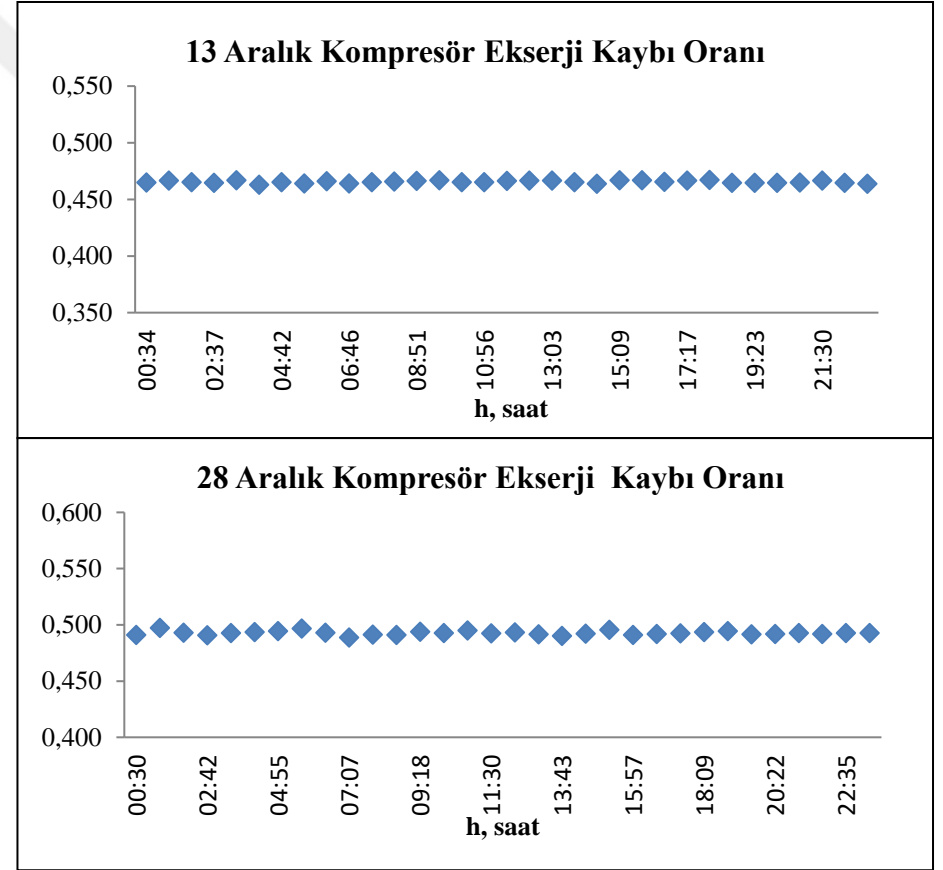
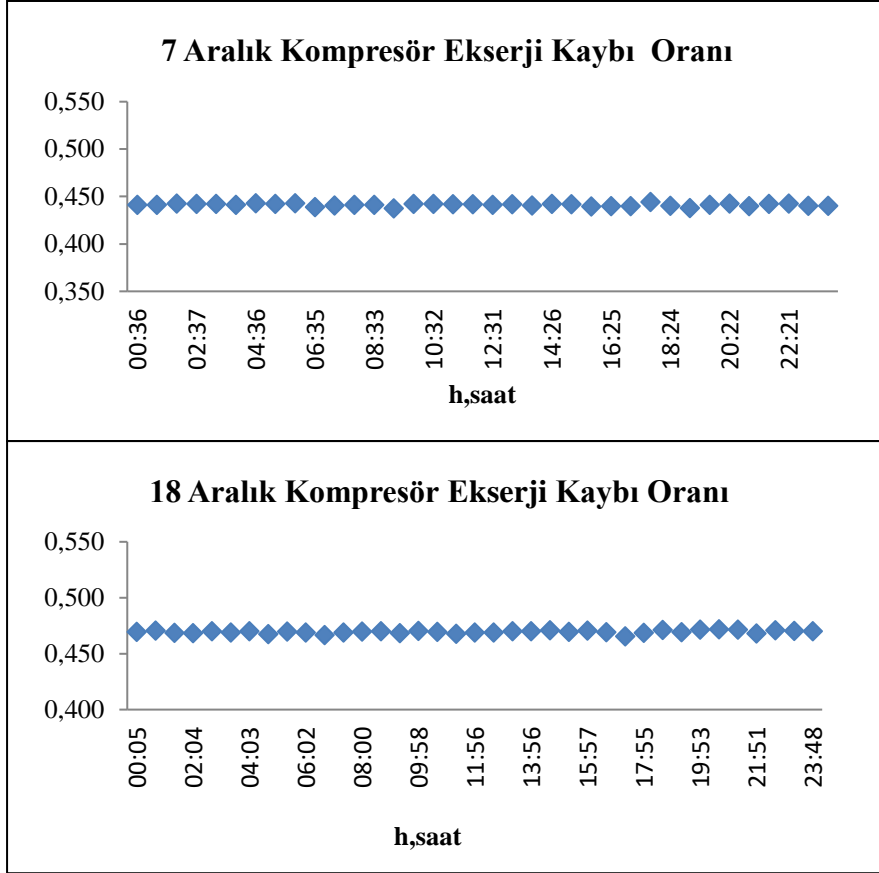
Yapılan çalışmalarda kompresör ekserji kaybı oranını Özgener vd.(2007) % 28,76, Bi vd.(2009) % 36, Fei vd.(2012) %22, Lubis vd.(2011) %33 olarak tespit etmişlerdir. Sunulan çalışmada bu oran % 46 olarak hesaplanmıştır. Bu değer sistemdeki en büyük ekserji kaybının kompresörde meydana geldiğini göstermektedir.

Şekil 5.87’ de kompresör dört günlük ekserji kaybı oranı grafiği görülmektedir.



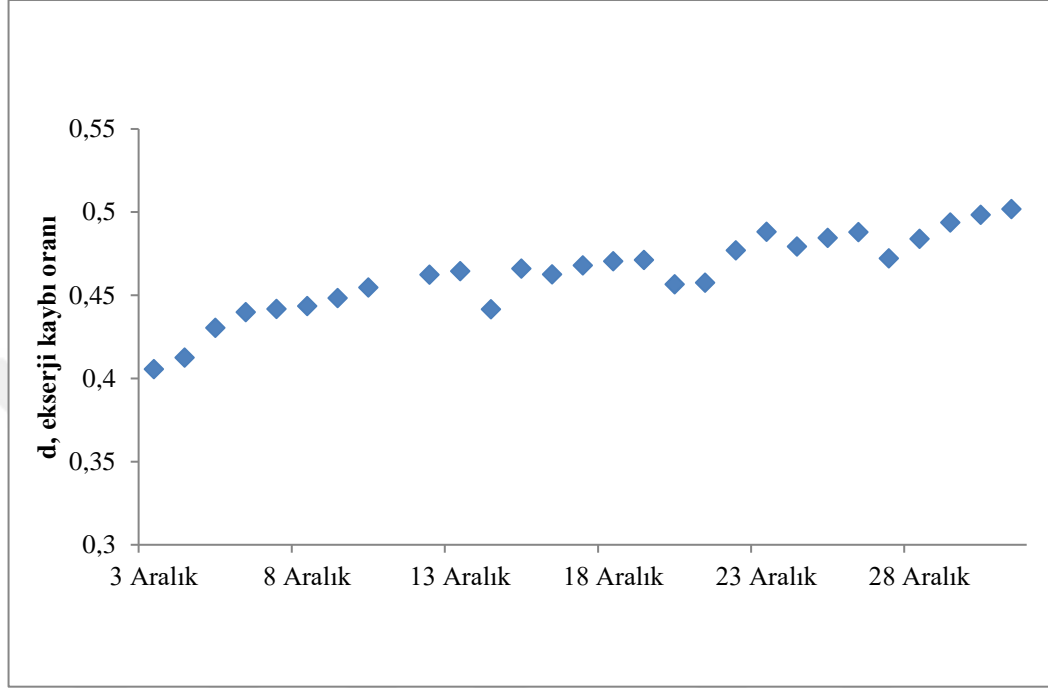
Şekil 5.87 Kompresör 4 günlük ekserji kaybı oranları

Şekil 5.89’da Kompresör 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık günlerinde ekserji kaybı oranı grafikleri sunulmuştur.7 Aralık 2016 tarihinde kompresör ekserji kaybı oranı en yüksek %44,3, en düşük %44 ve günlük ortalaması %44,1 olarak hesaplanmıştır. 13 Aralık 2016 tarihinde kompresör ekserji kaybı oranı sırasıyla en yüksek, en düşük ve ortalama olarak %46,7, %46,3 ve %46,55 belirlenmiştir. 18 Aralık 2016 tarihinde ise % 47,1 en yüksek, % 46,8 en düşük ve ortalaması % 47 olduğu bulunmuştur. 28 Aralık 2016 tarihinde kompresör ekserji kaybı oranı en yüksek %49,7, en düşük %49,2 ve ortalaması %49,3 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.88 Kompresör ekserji kaybı oranı grafikleri

Şekil 5.89’da kompresör tüm günler ekserji kaybı oranı grafiği verilmiştir. Aralık ayı için ekserji kaybı oranı en yüksek %49,8, en düşük %40,55 ve ortalama %46,15 olarak belirlenmiştir.



Şekil 5.89 Kompresör tüm günler ekserji kaybı oranı

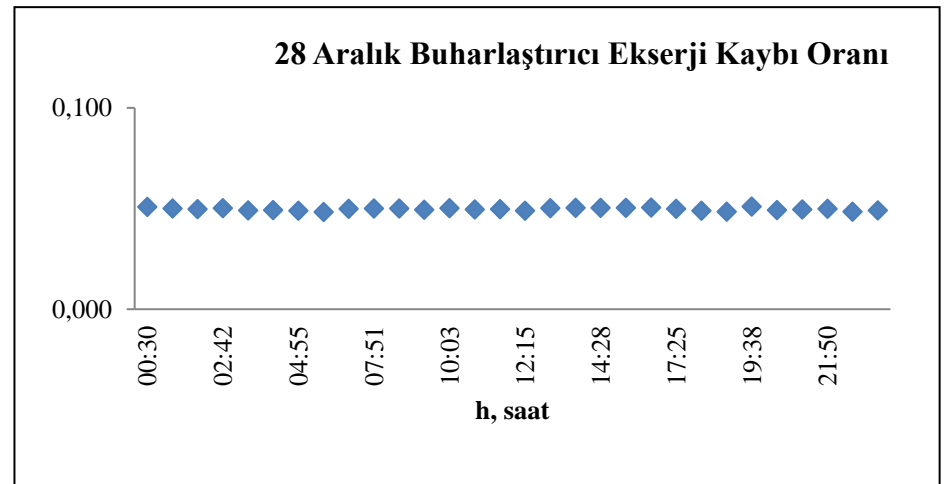
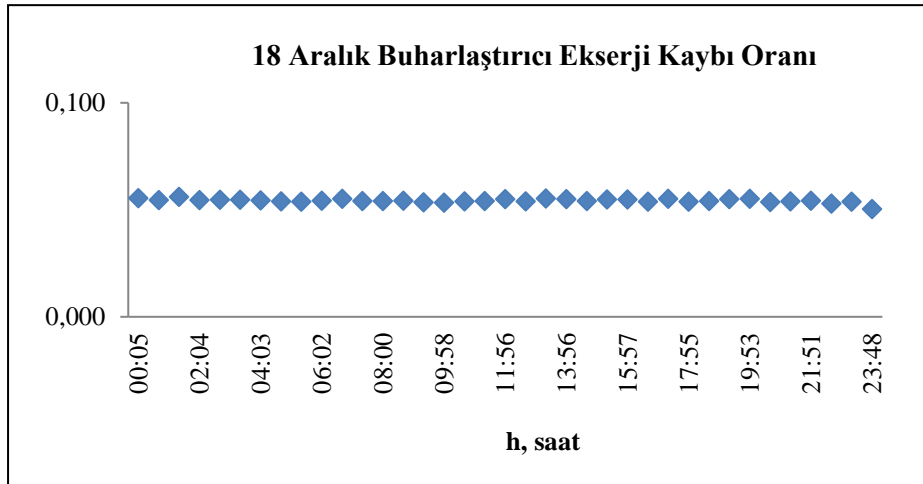
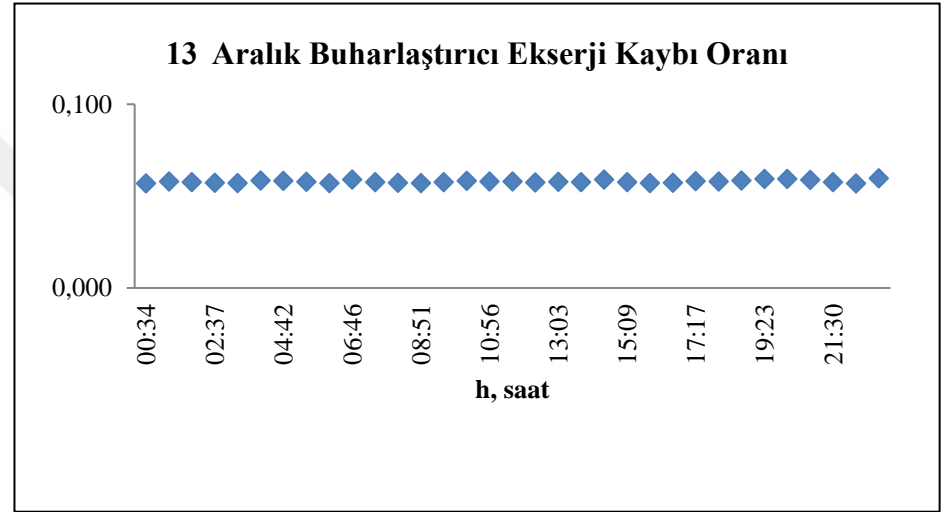
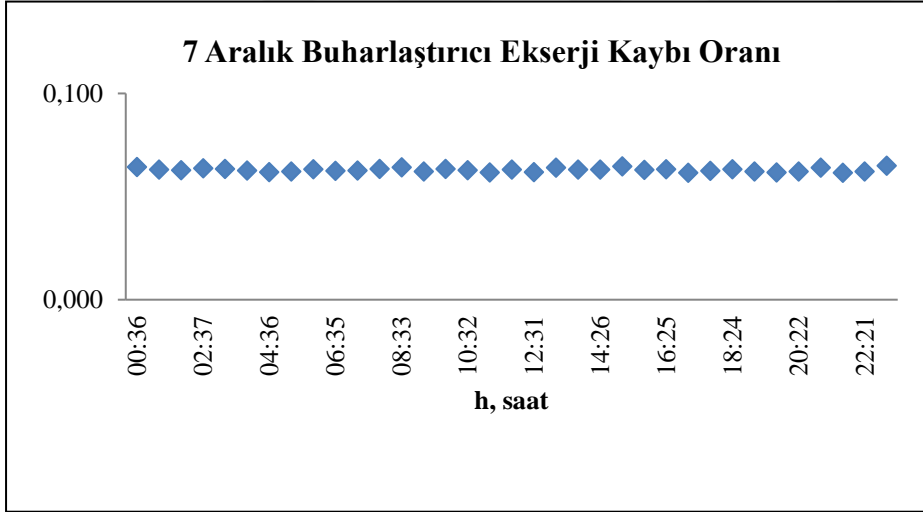
5.1.4.3 Buharlaştırıcı ekserji kaybı oranı

Buharlaştırıcı ekserji kaybı oranı buharlaştırıcı ekserji kaybının toplam ekserji kaybına oranıdır. Denklem 5.23 bağıntısı ile hesaplanmıştır (Bi vd.,2009).

$$d_{\text{buh}} = \frac{\dot{E}x_{\text{kayıp,buh}}}{\sum \dot{E}x_{\text{kayıp}}} \quad [5.23]$$

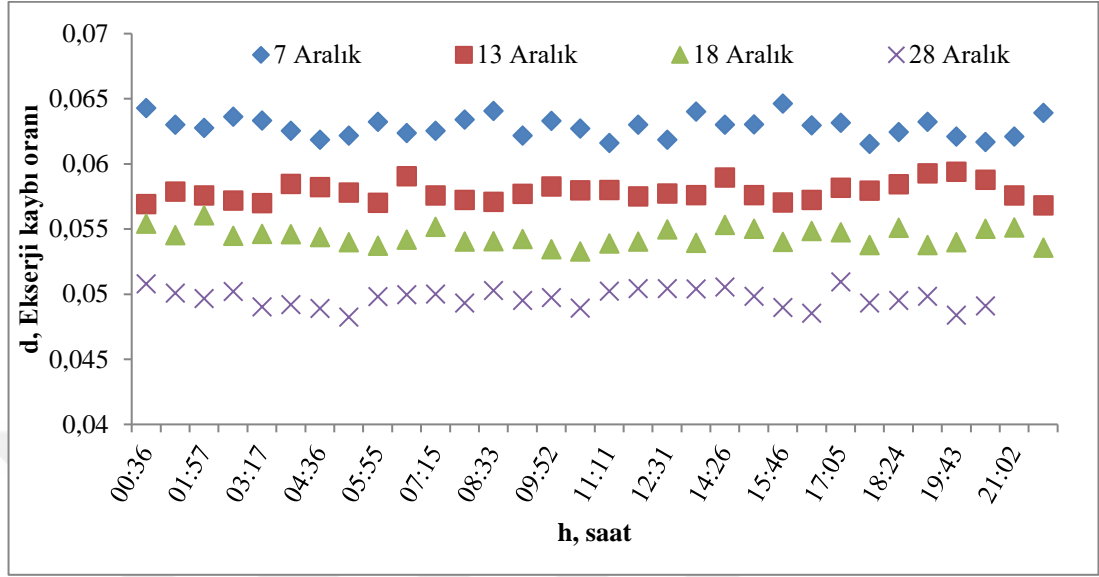
Yapılan çalışmalarda bu oranı Özgener vd.(2007) %8,5 Bi vd.(2009) %2 ve Ünal (2014) %5,9 olarak belirlemişlerdir. Sunulan çalışmada ise % 5,9 olarak bulunmuştur.

Şekil 5.90' da buharlaştırıcı 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık günlerinde ekserji kayıp oranı grafikleri sunulmuştur. Bu grafiklere göre ortalama ekserji kaybı oranı sırasıyla % 6,3, %5,8 %5,4 ve %5 hesaplanmıştır.

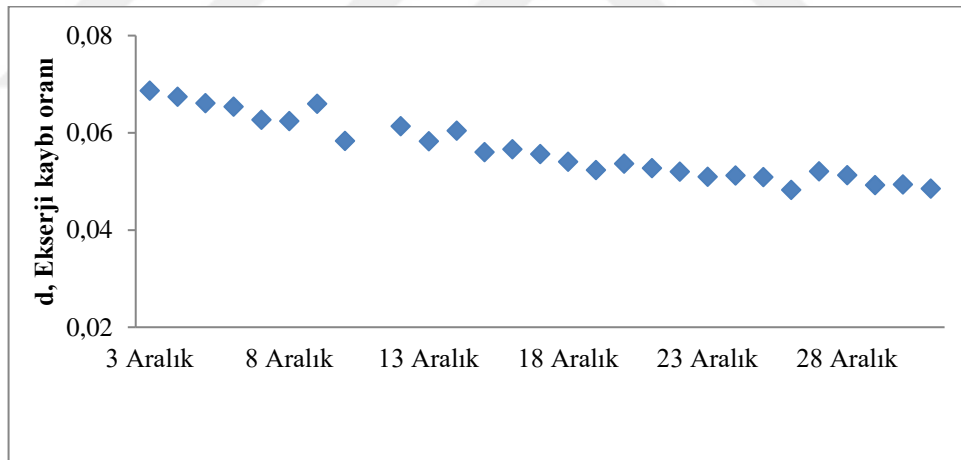


Şekil 5.90 Buharlaştırıcı ekserji kaybı oranı grafikleri

Şekil 5.91’de buharlaştırıcı dört günün ekserji kaybı oranı karşılaştırması ve şekil 5.92’de tüm günler ekserji kaybı oranı grafikleri sunulmuştur. Buharlaştırıcı ekserji kaybı oranı en yüksek %6,8, en düşük %4,9 ve ortalama %5,9 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.91 Buharlaştırıcı ekserji kaybı oranı karşılaştırması



Şekil 5.92 Tüm günler buharlaştırıcı ekserji kaybı oranları

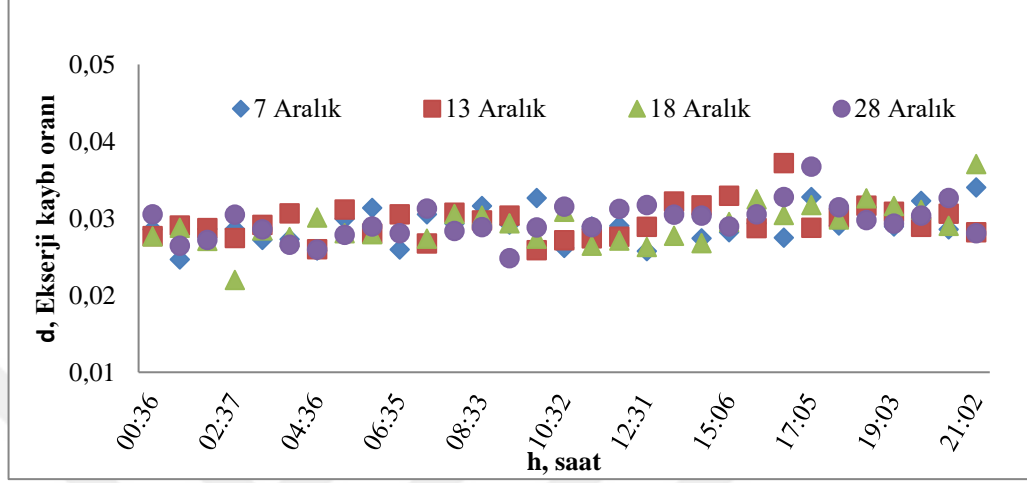
5.1.4.4 Yoğuşturucu ekserji kaybı oranı

Yoğuşturucu ekserji kaybı oranı yoğuşturucu ekserji kaybının toplam ekserji kaybına oranıdır ve denklem 5.24 bağıntısı ile hesaplanır(Bi vd.,2009).

$$d_{yoğ} = \frac{\dot{E}x_{kayıp,yoğ}}{\sum \dot{E}x_{kayıp}} \quad [5.24]$$

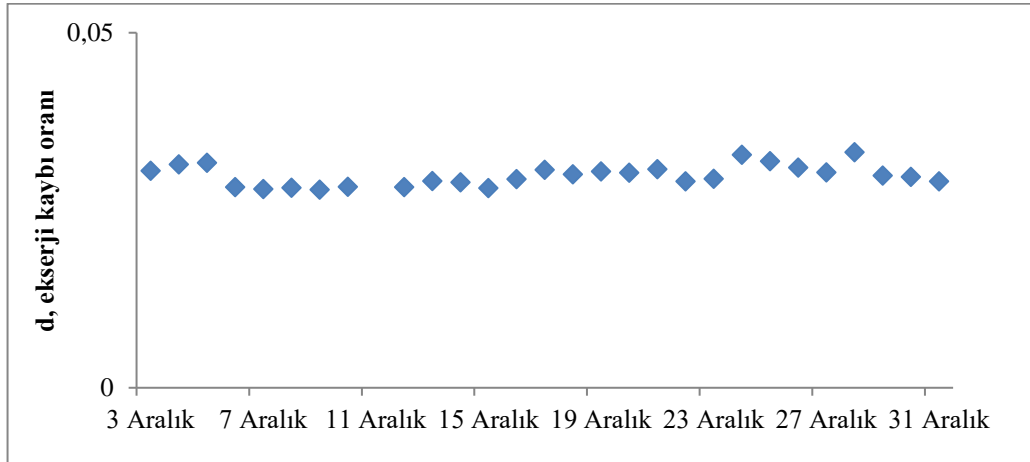
Yapılan çalışmalarda, yoğunlaştırıcı ekserji kaybı oranını, Özgener vd.(2006) tarafından %13,72, Öztürk (2014) %14, Sun vd.(2013) %8 olarak belirlemişlerdir. Sunulan çalışmada ise % 3 hesaplanmıştır.

Şekil 5.93' de buharlaştırıcı dört günlük ekserji kaybı oranı grafiği verilmiştir.



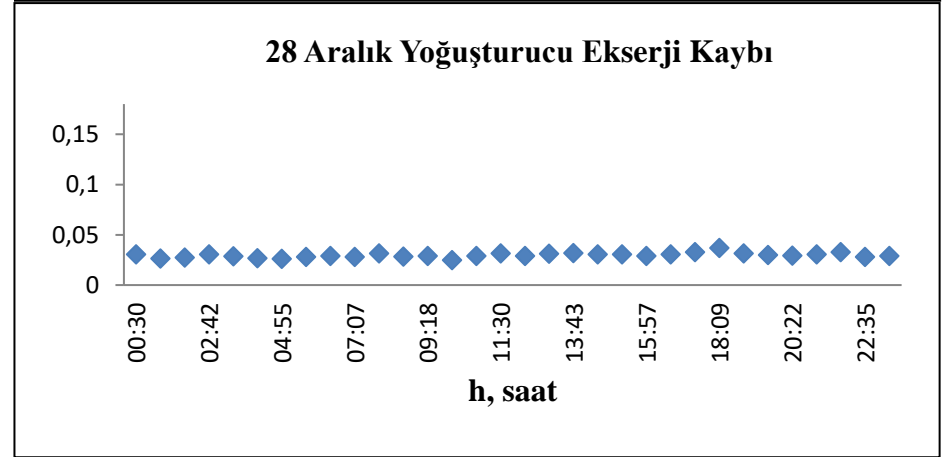
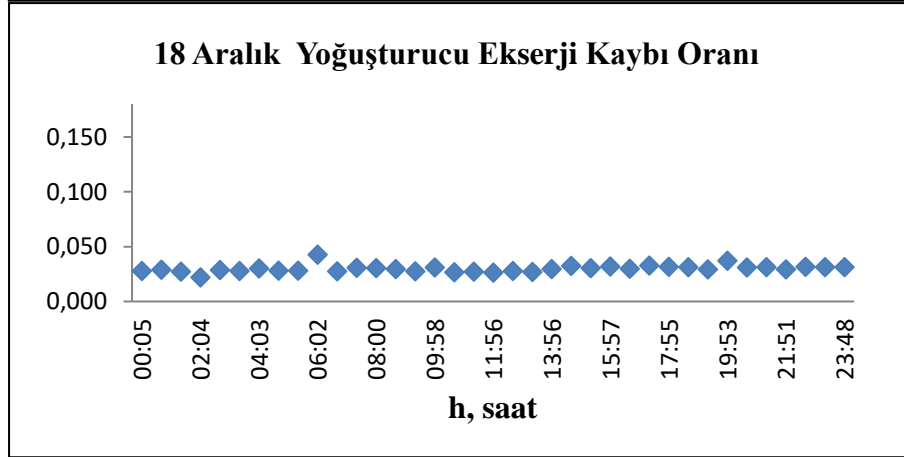
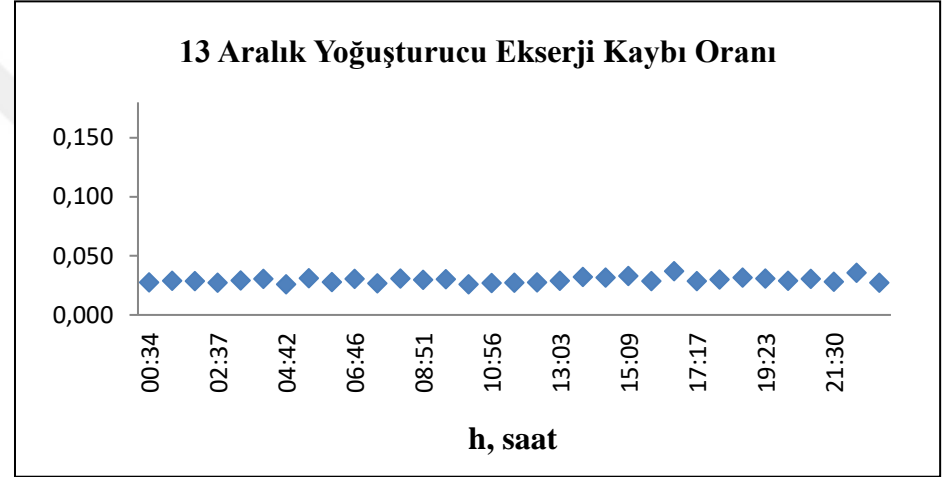
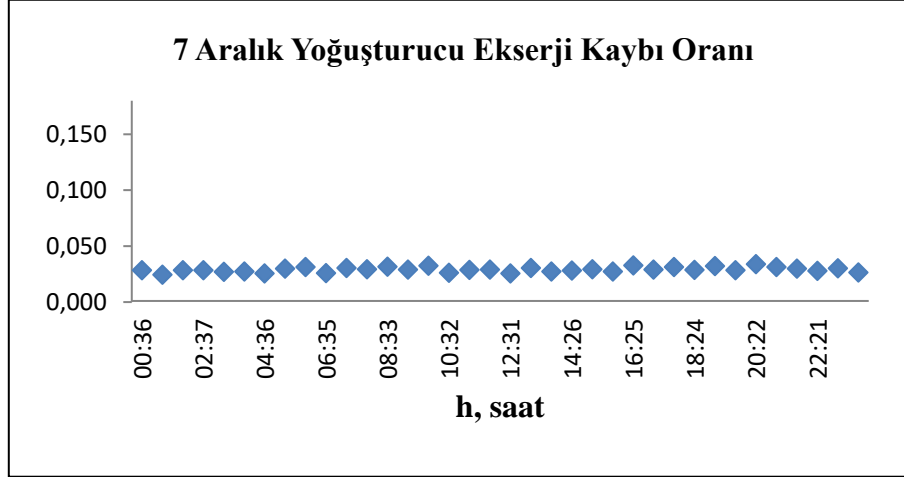
Şekil 5.93 Buharlaştırıcı 4 günlük ekserji kaybı oranı

Şekil 5.94'de yoğunlaştırıcı tüm günler ekserji kaybı oranı grafiği görülmektedir. Aralık ayı içerisinde yoğunlaştırıcı ekserji kaybı oranı ortalama %3 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.94 Yoğunlaştırıcı tüm günler ekserji kaybı oranı

Şekil 5.95' de buharlaştırıcı 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık günlerinde ekserji kayıp oranı grafikleri sunulmuştur. Bu tarihlerde ekserji kaybı oranı ortalaması sırasıyla % 2,9 ve % 3 olarak belirlenmiştir.



Şekil 5.95 Yoğuşturucu ekserji kaybı oranı

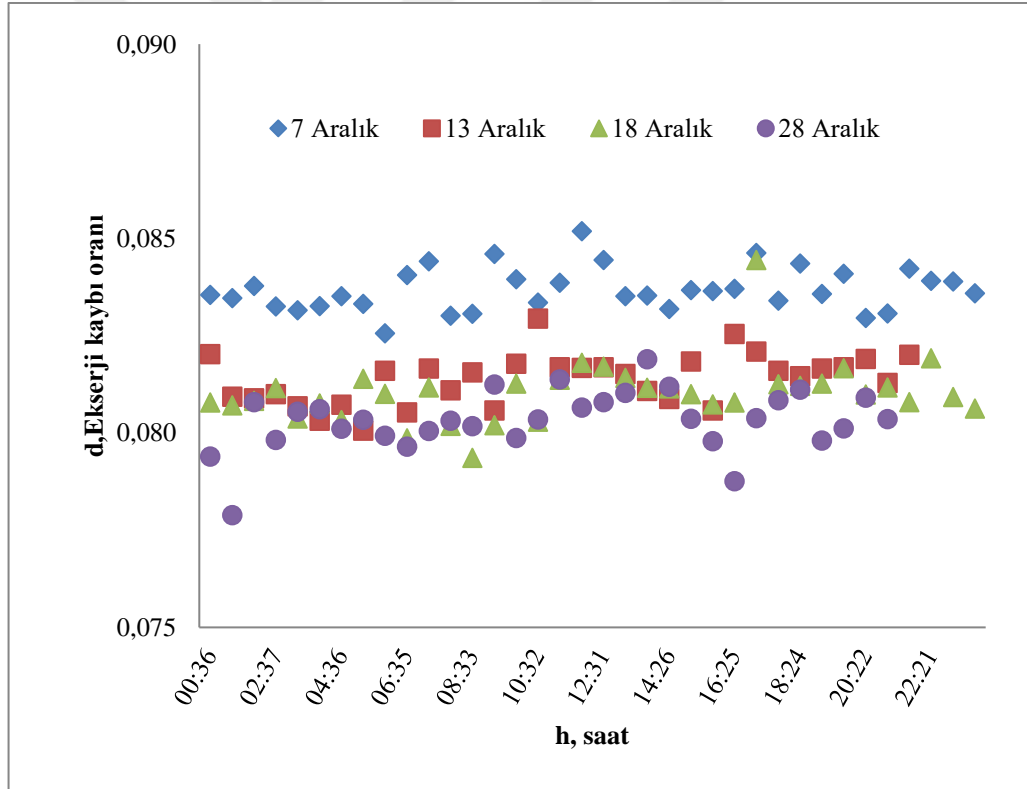
5.1.4.5 Kısılma vanası ekserji kaybı oranı

Kısılma vanası ekserji kaybı oranı; kısılma vanası ekserji kaybının toplam ekserji kaybına oranıdır. Denklem 5.25 bağıntısı ile hesaplanır(Bi vd.,2009).

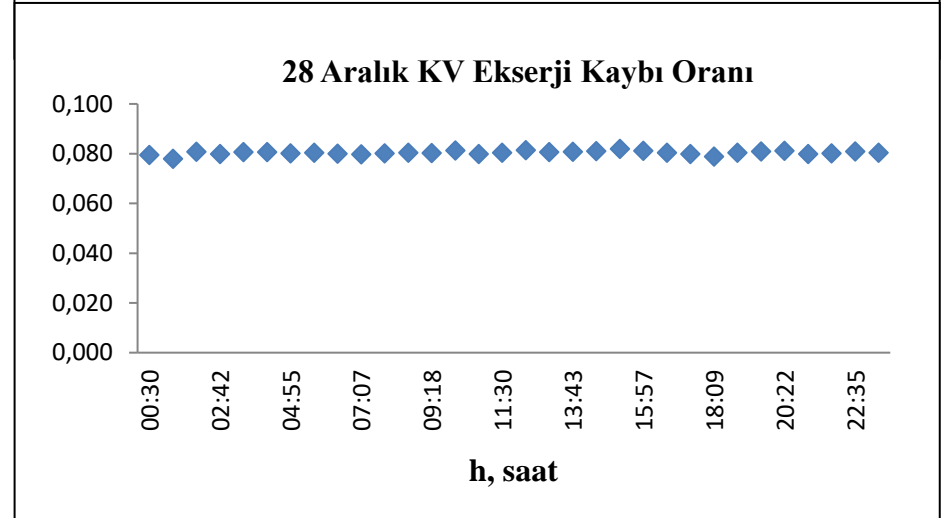
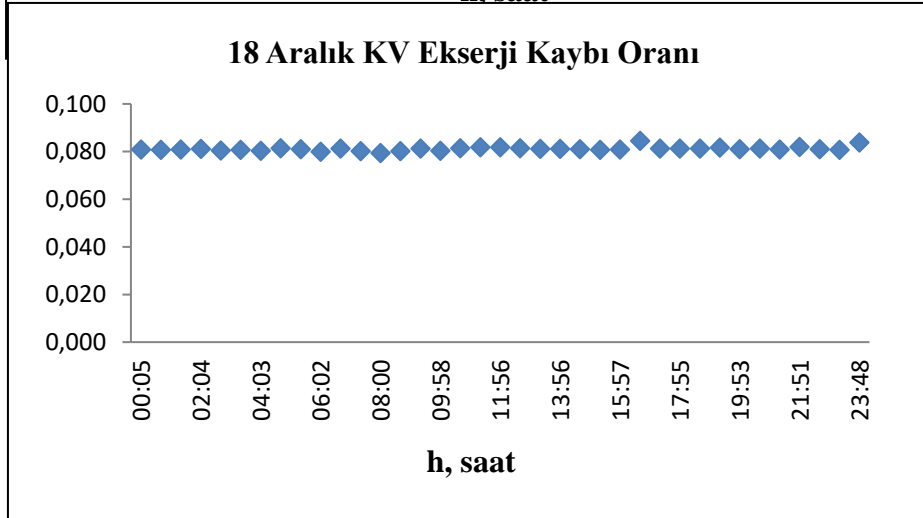
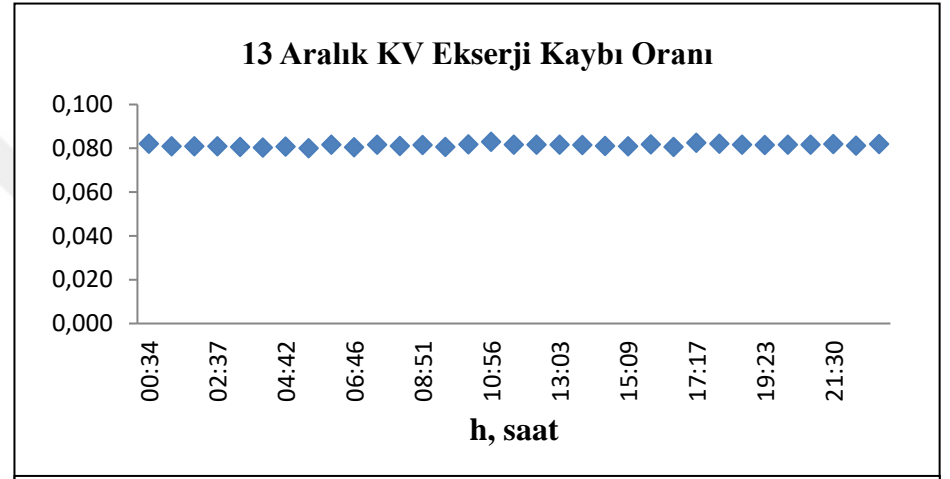
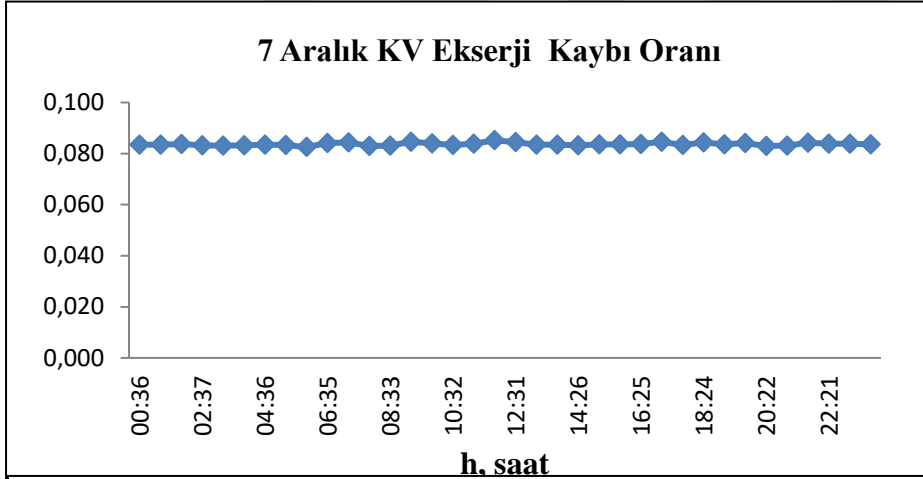
$$d_{KV} = \frac{\dot{E}x_{kayıp,kv}}{\sum \dot{E}x_{kayıp}} \quad [2.25]$$

Yapılan çalışmalarda ekserji kaybı oranını Özgener vd.(2007) % 11,76, Bi vd.(2009) % 4, Lubis vd.(2012) % 6,3, Sun vd. (2013) %10,3 olarak belirtmişlerdir. Sunulan çalışmada ise % 8,5 olduğu tespit edilmiştir.

Şekil 5. 96' da kısılma vanası 4 günlük ekserji kaybı oranı kıyaslama grafiği görülmektedir.

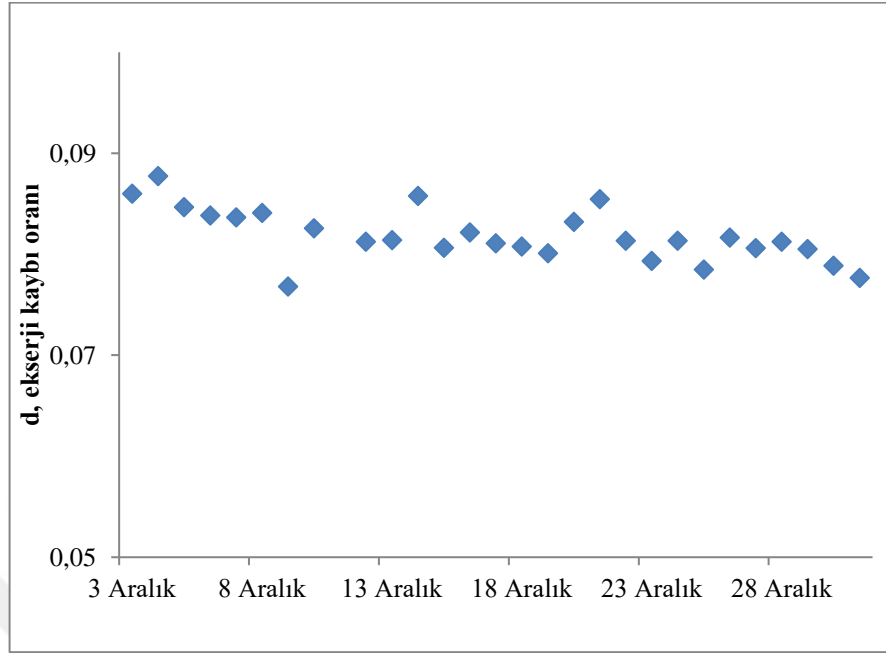


Şekil 5. 96 Kısılma vanası 4 günlük ekserji kaybı oranı



Şekil 5.98 Kısılma vanası ekserji kaybı oranı

Şekil 5.98' de tüm günler için ekserji kaybı oranı grafiği görülmektedir.



Şekil 5.97 Kısılma vanası tüm günler için ekserji kaybı oranı

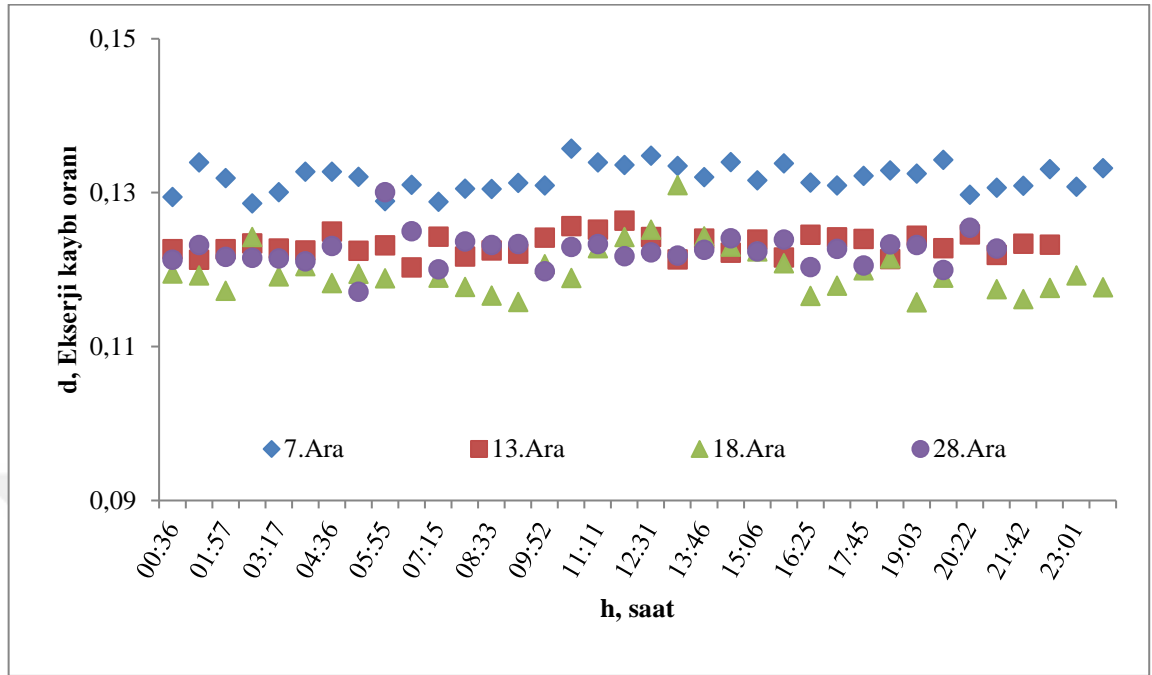
Şekil 5.98'de kısılma vanası 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık günlerinde ekserji kayıp oranı grafikleri verilmiştir. Bu günlerde ekserji kaybı oranları ortalama % 8,4 - % 8 arasında değişmiştir.

5.1.4.6 Akümülyasyon tankı ekserji kaybı oranı

Akümlasyon Tankı ekserji kaybı oranı; Akümülyasyon tankı ekserji kaybının sistemin toplam ekserji kaybına oranıdır. Denklem 5.26 ile hesaplanmıştır.

$$d_{\text{tank}} = \frac{\dot{E}x_{\text{kayıp,tank}}}{\sum \dot{E}x_{\text{kayıp}}} \quad [5.26]$$

Şekil 5.99’da akümülyasyon tankı 4 günlük ekserji kaybı oranı grafiği verilmiştir.



Şekil 5.99 Akümülyasyon tankı 4 günlük ekserji kaybı oranları

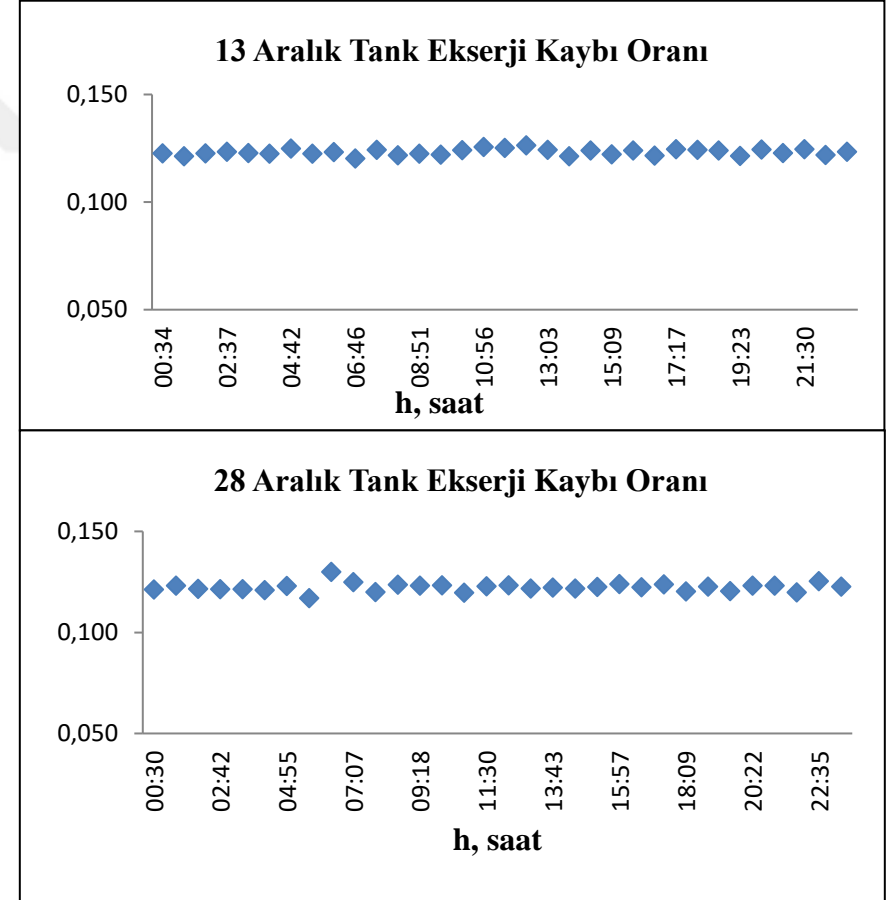
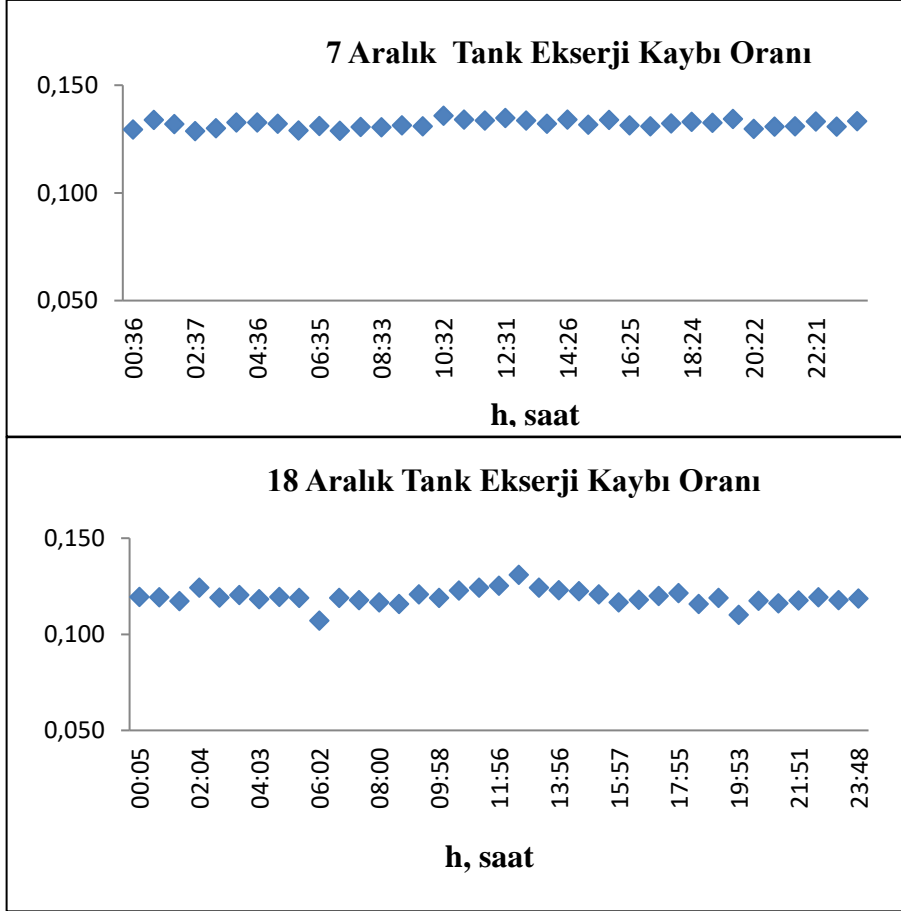
Şekil 5.100’de akümülyasyon tankı 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık günlerinde ekserji kayıp oranı grafikleri verilmiştir.

7 Aralık 2016 tarihinde akümülyasyon tankı ekserji kaybı oranı en yüksek %13,4 en düşük %13 ve ortalama %13,2 olarak belirlenmiştir.

13 Aralık 2016 tarihinde akümülyasyon tankı ekserji kaybı oranı en yüksek %12,4, en düşük %12,2 ve ortalama %12,3 olmuştur.

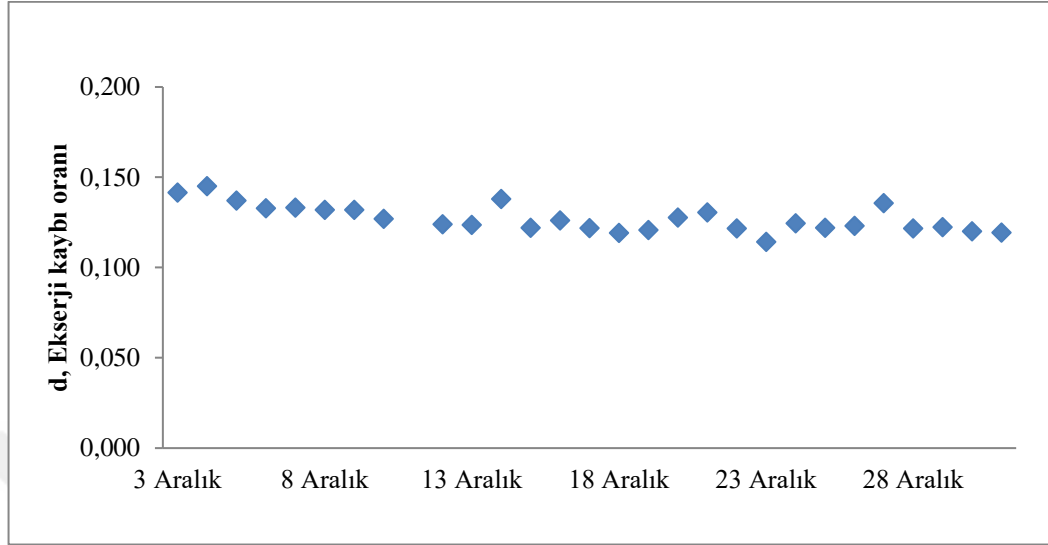
18 Aralık 2016 tarihinde akümülyasyon tankı ekserji kaybı oranı en yüksek %12,5, en düşük %10,7 ve ortalama %11,9 hesaplanmıştır.

28 Aralık 2016 tarihinde akümülyasyon tankı ekserji kaybı oranı en yüksek %12,5, en düşük %12 ve ortalama %12,2 olarak belirlenmiştir.



Şekil 5.100 Akümülayon tankı ekserji kaybı oranı

Şekil 5.101’de akümülyasyon tankı tüm günler ekserji kaybı oranı grafiği verilmiştir. Akümülyasyon tankı ekserji kaybı oranı en yüksek % 13,7 en düşük % 11,9 ve ortalama % 12,7 olmuştur.



Şekil 5.101 Akümülyasyon tankı tüm günler ekserji kaybı oranı

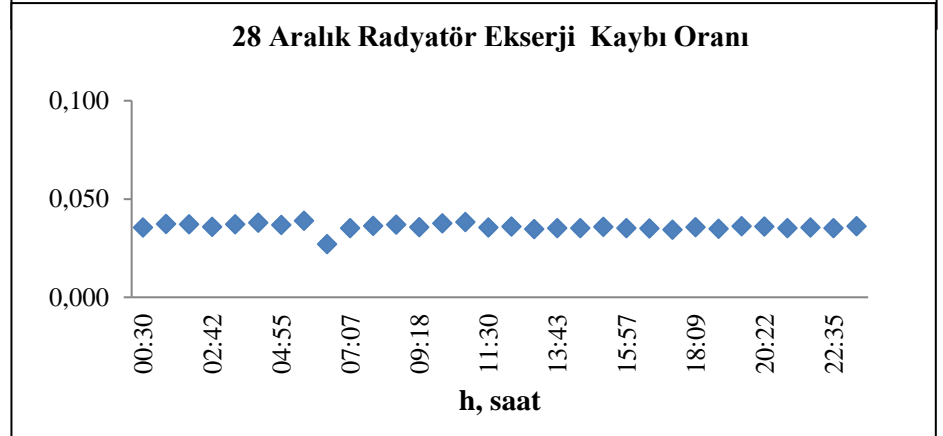
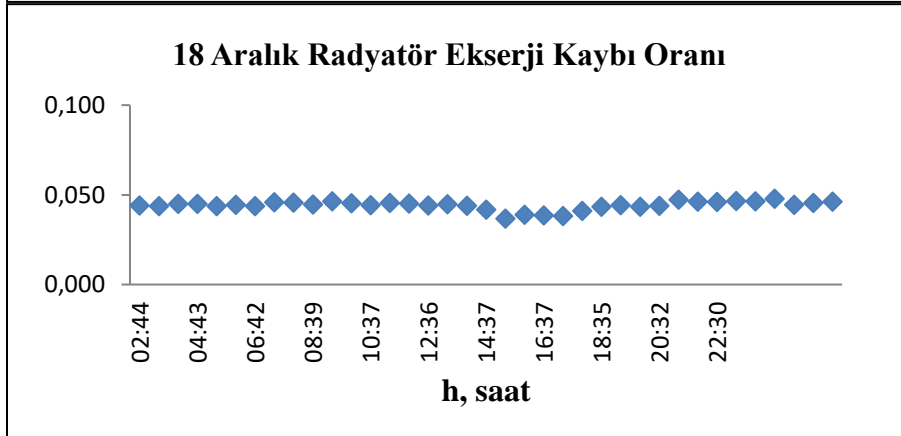
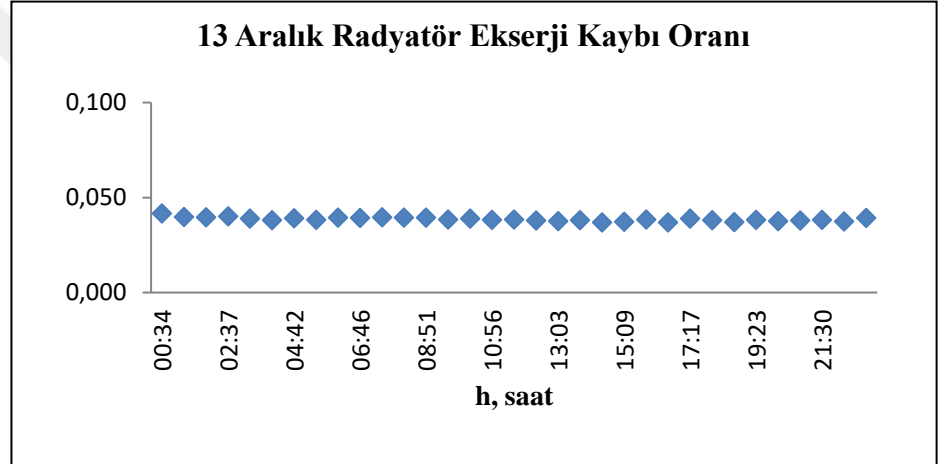
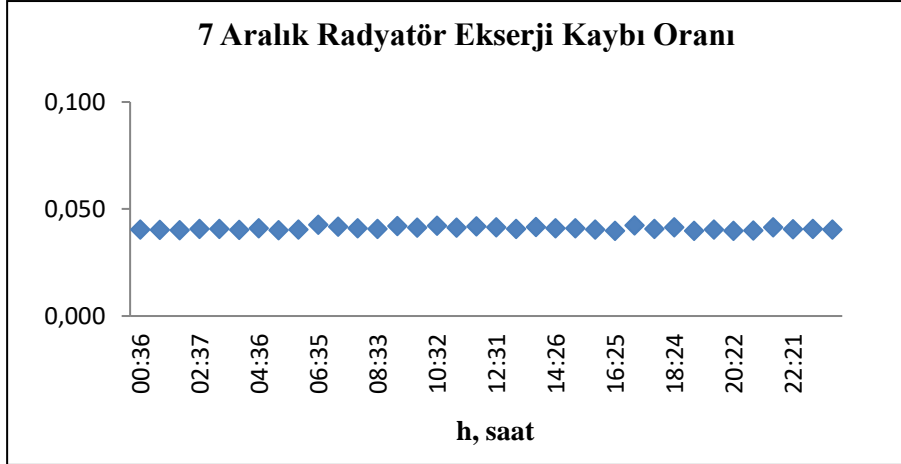
5.1.4.7 Radyatör ekserji kaybı oranı

Radyatör ekserji kaybı oranı; radyatör ekserji kaybının sistemin toplam ekserji kaybına oranıdır. Denklem 5.27 ile hesaplanır.

$$d_{\text{rad}} = \frac{\dot{E}_{x_{\text{kayıp,rad}}}}{\sum \dot{E}_{x_{\text{kayıp}}}} \quad [5.27]$$

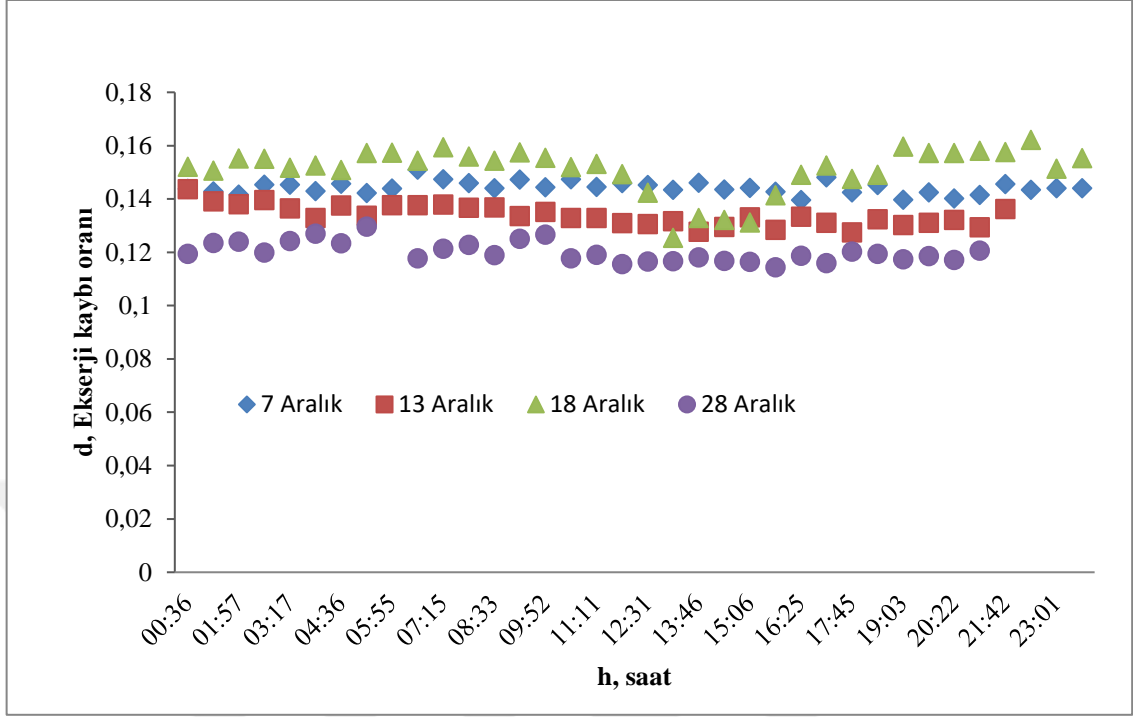
Sunulan çalışmada radyatör ekserji kaybı oranı % 4,3 hesaplanmıştır.

Şekil 5.102’ de radyatör 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık günlerinde ekserji kayıp oranı grafikleri verilmiştir. 7 Aralık 2016 tarihinde radyatör ekserji kaybı oranı en yüksek % 4,2 en düşük % 4 ve ortalama % 4,1 olarak belirlenmiştir. 13 Aralık 2016 tarihinde radyatör ekserji kaybı oranı en yüksek %4, en düşük %3,7 ve ortalama %3,9 hesaplanmıştır. 18 Aralık 2016 tarihinde radyatör ekserji kaybı oranı en yüksek %4,8, en düşük %4,1 ve ortalama %4,4 tespit edilmiştir. 28 Aralık 2016 tarihinde radyatör ekserji kaybı oranı en yüksek %3,8, en düşük %2,7 ve ortalama %3,6 olmuştur.



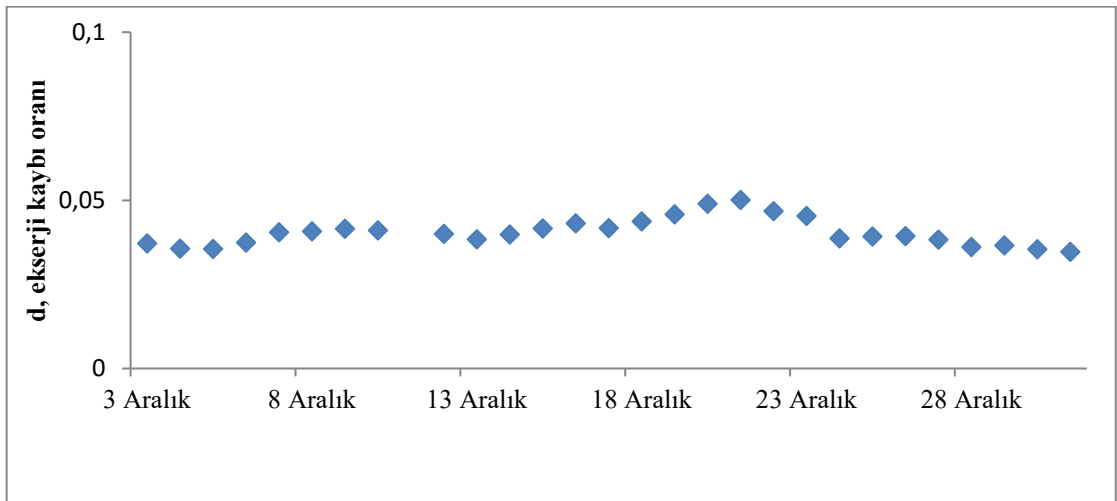
Şekil 5.102 Radyatör ekserji kaybı oranı

Şekil 5.103’de radyatör dört günlük ekserji kaybı oranları grafiği verilmiştir.



Şekil 5.103 Radyatör 4 günlük ekserji kaybı oranları

Şekil 5.104’ te Radyatör tüm günler ekserji kaybı oranı grafiği görülmektedir. Radyatör ekserji kaybı oranı en yüksek %4,9, en düşük %3,8 ve ortalaması % 4,2 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.104 Radyatör tüm günler ekserji kaybı oranı

5.1.5 Isı pompası ve sistemin ekserji verimi

Toprak kaynaklı ısı pompası (TKIP) sistemleri, bina ısıtma ve soğutması için toprakta depolanan yenilenebilir enerjiden faydalanır. TKIP Her türlü bina ve özellikle enerji tasarrufu ve çevre koruma projeleri için uygundur. Bu çalışma ile yatay serme TKIP sisteminin Sivas ili için uygunluğu araştırılmıştır. Bu araştırma sonuçlarına göre 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık günlerinde topraktan ve buharlaştırıcıda transfer edilen ısı, yoğuşturucudan transfer edilen ısı ve odaya transfer edilen ısı, toprak, iç ortam ve dış ortam sıcaklıkları Çizelge 5.2 'de verilmiştir.

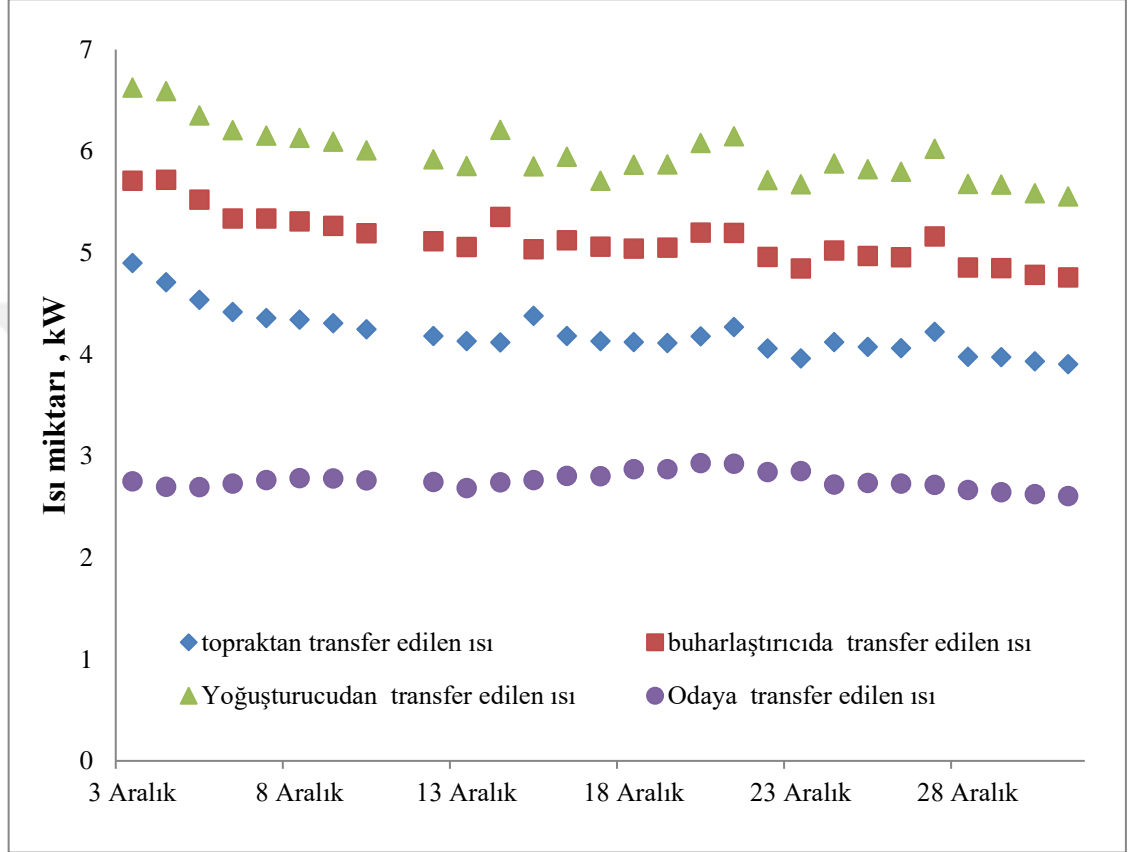
Çizelge 5.2 Günlük ısı ve sıcaklık değerleri

	7	13	18	28
	Aralık	Aralık	Aralık	Aralık
Topraktan transfer edilen ısı miktarı (kW)	4,36	4,13	4,12	3,98
Buharlaştırıcıda transfer edilen ısı miktarı (kW)	5,34	5,06	5,04	4,78
Yoğuşturucuda transfer edilen ısı miktarı(kW)	6,15	5,85	5,87	5,68
Odaya transfer edilen ısı miktarı (kW)	2,77	2,69	2,87	2,67
2,50 m -Toprak sıcaklığı (°C)	9,72	8,82	8,05	7,2
Dış ortam sıcaklığı (°C)	-7,76	2,4	-13,11	2,6
İç ortam sıcaklığı (°C)	23,2	24,3	23,1	26,09

Şekil 5.105' de aralık ayı boyunca topraktan transfer edilen ısı, buharlaştırıcıda transfer edilen ısı, yoğuşturucudan transfer edilen ısı ve odaya transfer edilen ısı değerleri verilmiştir. Bu grafiğe göre topraktan çekilen ısı başlangıçta 4,9 kW iken, toprak sıcaklığının düşmesi ile 7 Aralıkta 4,36 kW, 13 Aralıkta 4,13 kW, 18 Aralıkta 4,12 kW ve 28 Aralıkta ise 3,98 kW 'a düşmüştür. Deneilerin son gününde 3,9 kW olmuştur.

Deneilerin başlangıcında topraktan transfer edilen ısı miktarı 30,25 W/m², deneilerin sonunda 26,018 W/ m², ortalaması 24,099 W/ m² olarak hesaplanmıştır. Literatürde killi ıslak toprak türünde bu değer 25-30 W / m² olarak belirtilmiştir.

Özgener vd.(2007) topraktan transfer edilen ısı ortalamasını 2,84 kW bulmuş ve ısıtma periyodu için 28,40 W/m lik ısı çekme oranına karşılık geldiğini belirtmişlerdir. Sunulan çalışmada, bu değer başlangıçta 49 W/m, ay sonunda 39 W/ m ve ortalama 44,2 W/m olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.105 Günlük ısı miktarları

Buharlaştırıcıda soğutucu akışkanı buharlaştıran ısı başlangıçta 5,7 kW, 7 Aralıkta 5,34 kW, 13 Aralıkta 5,06 kW, 18 Aralıkta 5,04 kW, 28 Aralıkta 4,78 kW ve deneylerin son gününde 4,76 kW olarak değişmiştir.

Yoğuşturucudan suya transfer edilen ısı başlangıçta 6,63 kW, 7 Aralıkta 6,15 kW, 13 Aralıkta 5,85 kW, 18 Aralıkta 5,87 kW ve 28 Aralıkta 5,68 kW son gün 5,55 kW olarak hesaplanmıştır.

Odaya transfer edilen ısı deneylerin ilk gününde 2,75 kW, 7 Aralıkta 2,77 kW, 13 Aralıkta 2,69 kW, 18 Aralıkta 2,87 kW, 28 Aralıkta 2,67 kW ve deneylerin son gününde 2,60 kW olarak bulunmuştur.

Sistem elemanlarına ait ortalama ekserji bileşenleri değerleri Çizelge 5.3' te verilmiştir.

Çizelge 5.3 Sistem elemanlarına ait ortalama ekserji bileşenleri değerleri

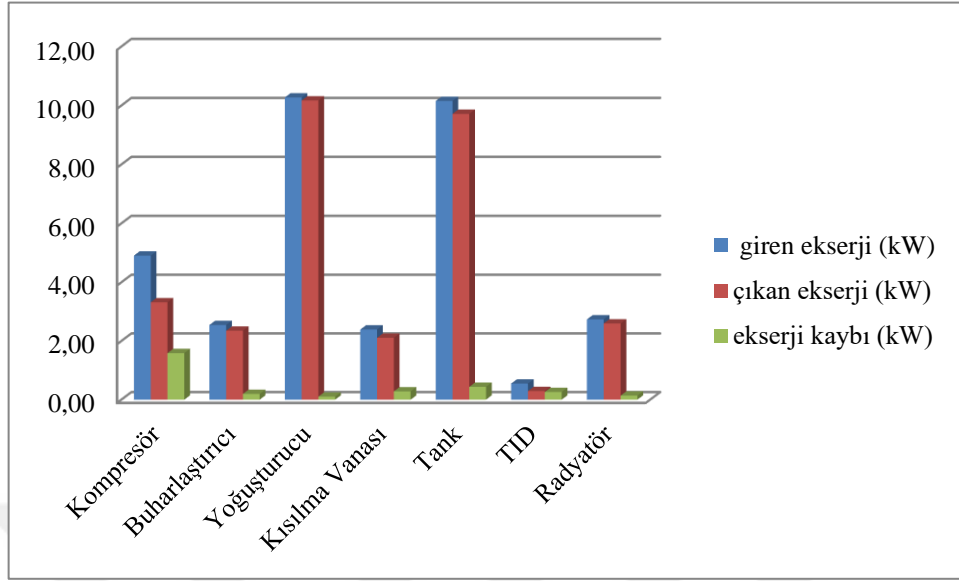
SİSTEM ELEMANI	Giren Ekserji (kW)	Çıkan Ekserji (kW)	Kayıp Ekserji (kW)	Ekserji Kaybı Oranı	Ekserji verimi (%)	Termodinamik mükemmellik derecesi (%)
Kompresör	4,91	3,33	1,58	0,46	44,4	67
Buharlaştırıcı	2,55	2,35	0,19	0,056	37	92
Yoğuşturucu	10,27	10,17	0,102	0,03	88,5	98,9
Kısılma Vanası	2,4	2,1	0,28	0,08	88,2	88,2
TID	0,56	0,29	0,26	0,07	52,6	52,6
Akümülayon tankı	10,15	9,71	0,44	0,13	44,6	95,7
Radyatör	2,74	2,6	0,14	0,04	60,5	94,9

Sunulan çalışmada ölçülen değerlere ve sistem elemanlarına ait belirsizlikler çizelge 5.4'te verilmiştir.

Çizelge 5.4 Sistem elemanlarını belirsizlik değerleri

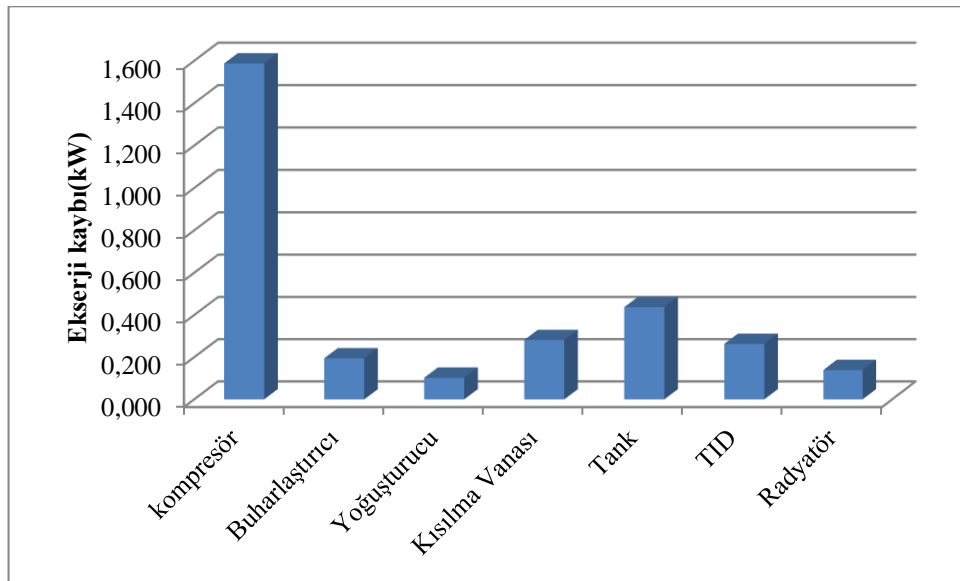
Ölçülen Değerler	Birim	Toplam belirsizlik(%)
Hacimsel debi	m ³ /h	±3,36
Sıcaklık	°C	±1,43
Güç	kW	±1,02
Sistem Elemanları		
Kompresör	kW	±4,55
Yoğuşturucu	kW	±5,56
Buharlaştırıcı	kW	±5,56
Kısılma Vanası	kW	±2,04
Akümülayon tankı	kW	±2,04
TID	kW	±5,28
Radyatör	kW	±5,28

Şekil 5.106’da sistem elemanlarına ait giren ekserji, çıkan ekserji ve ekserji kaybı gösterilmiştir.



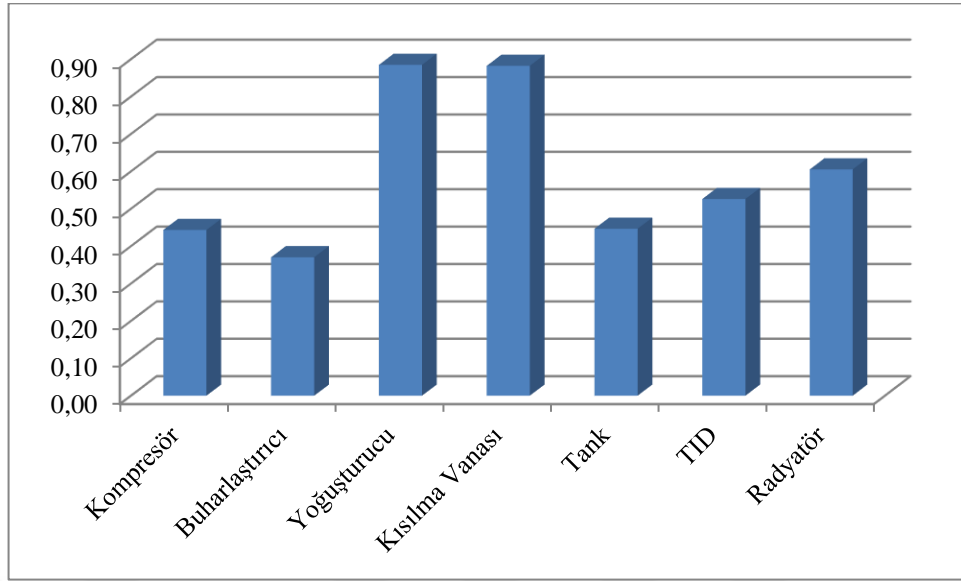
Şekil 5.106 Sistem elemanlarına ait aylık ekserji değerleri

Buna göre en büyük ekserji kaybı kompresörde daha sonra sırasıyla akümülayson tankı, kısılma vanası, TID, buharlaştırıcı, radyatör ve yoğuşturucuda gerçekleşmiştir. Kısılma vanası dışında tüm elemanların ekserji kaybının dış ortam sıcaklığından etkilendiği düşünülmektedir. Şekil5.107’ de sistem elemanlarının ekserji kayıpları verilmiştir.



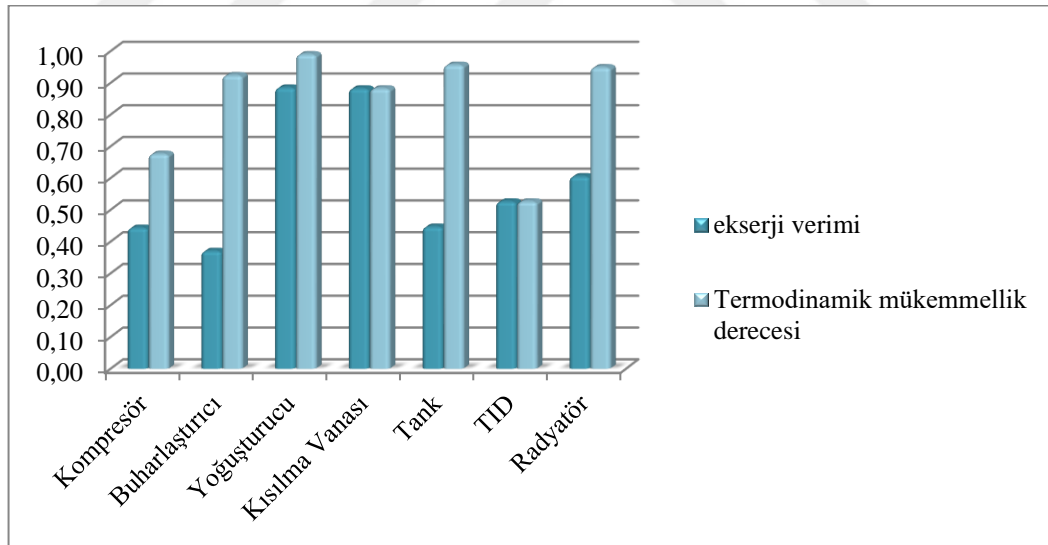
Şekil 5.107 Sistem elemanlarının ekserji kayıpları

Sistem elemanlarının ekserji verimleri Şekil 5.108 'de verilmiştir.



Şekil 5.108 Sistem elemanlarının ekserji verimleri

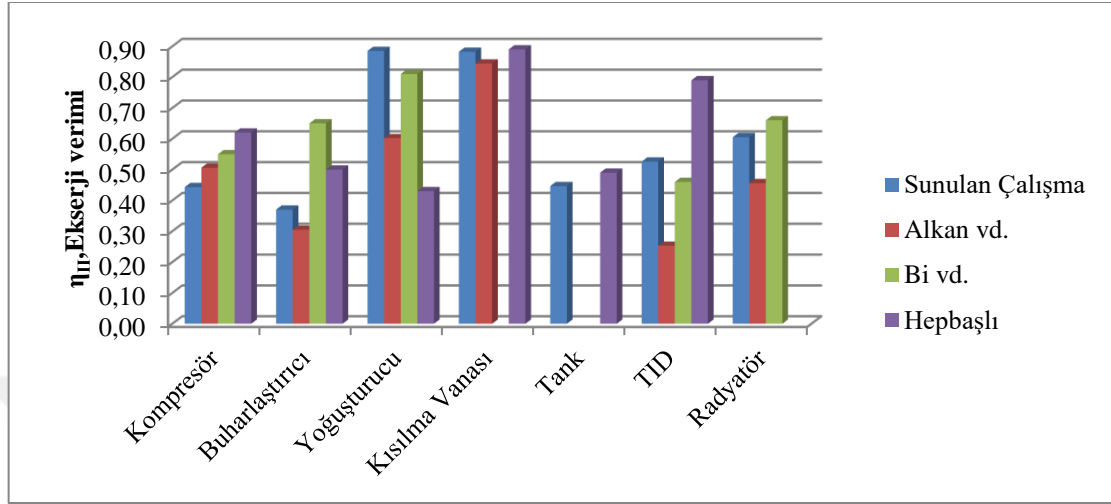
Şekil 5.109'da sistem elemanlarının ekserji verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi verilmiştir.



Şekil 5.109 Sistem elemanlarının ekserji verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi

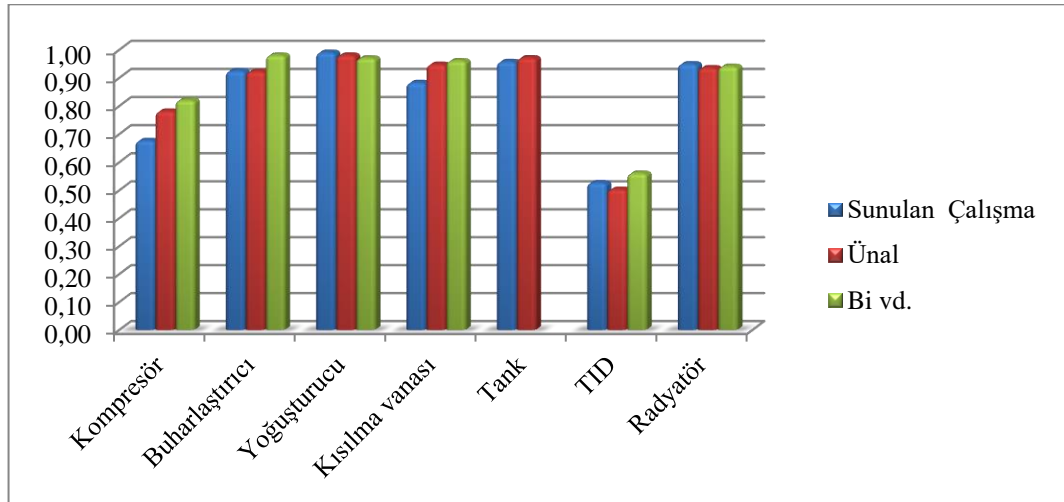
Alkan vd.(2012) Isparta ilinde kurdukları DTKIP sisteminde farklı soğutucu akışkan kullanarak deneyler yapmışlardır. Bu deneylerde kullandıkları soğutucu akışkanlardan biri R410A' dır. Toprak sıcaklıkları ise deneyler boyunca 10 °C olarak ölçülmüştür.

Bu çalışmalardan başka Bi vd. (2009) DTKIP, Hepbaşı (2009) ise güneş enerjisi destekli DTKIP sisteminin ekserji analizini yapmıştır. Şekil 5.110’ da sunulan çalışma ile diğer çalışmaların sistem elemanlarının ekserji verimlerinin karşılaştırılması görülmektedir.



Şekil 5.110 Sunulan çalışma ve diğer çalışmaların ekserji verimleri karşılaştırması

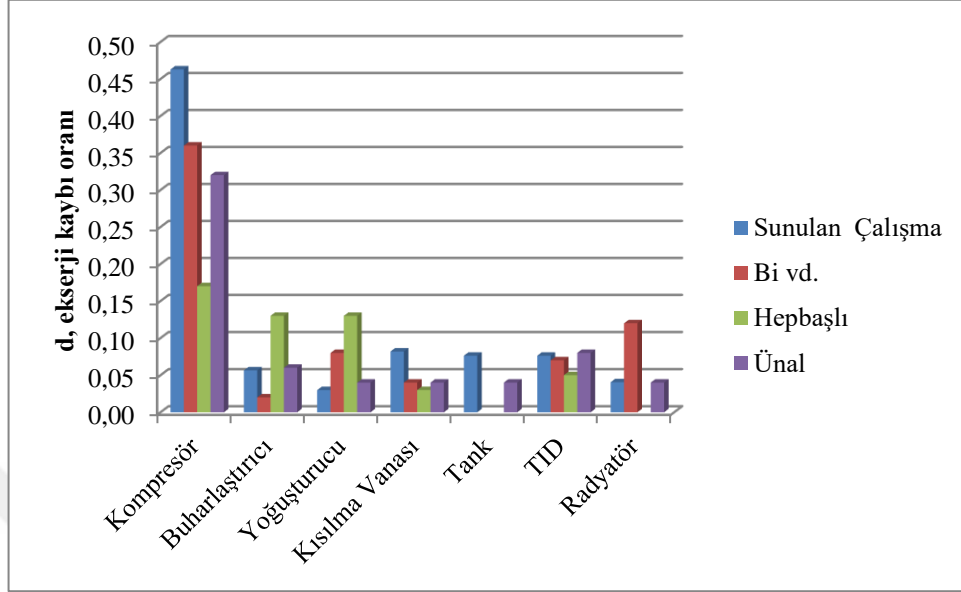
Ünal (2014) doktora çalışmasında Mardin ilinde kurduğu DTKIP sistemini ekserji analizini yapmıştır. Şekil 5.111’de sunulan çalışmanın, Ünal ve Bi vd.(2009)’nin yaptığı çalışmanın termodinamik mükemmellik derecesi grafiği verilmektedir.



Şekil 5.111 Üç Çalışmanın termodinamik mükemmellik derecesinin karşılaştırılması

Termodinamik mükemmellik derecesine bakıldığı zaman yapılan çalışmalarda uyum gözlenmektedir.

Şekil 5.112’de Hepbaşı (2007) , Bi vd.(2009) , Ünal (2014) ve sunulan çalışmada bulunan ekserji kaybı oranı gösterilmiştir. Tüm sistemin ekserji kaybı oranı 0,866 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.112 Dört çalışmanın ekserji kaybı oranı

Isı pompası ekserji verimi 5.28 ve sistemin ekserji verimi 5.29 bağıntısı 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 (Hepbaşı vd.,2007).

$$\eta_{IP} = \frac{\dot{E}x_{yoğ.g} - \dot{E}x_{yoğ.c}}{\dot{W}_{komp}} \quad [5.28]$$

$$\eta_{sys} = \frac{\dot{E}x_{yoğ.g} - \dot{E}x_{yoğ.c}}{\sum \dot{W}_{top}} \quad [5.29]$$

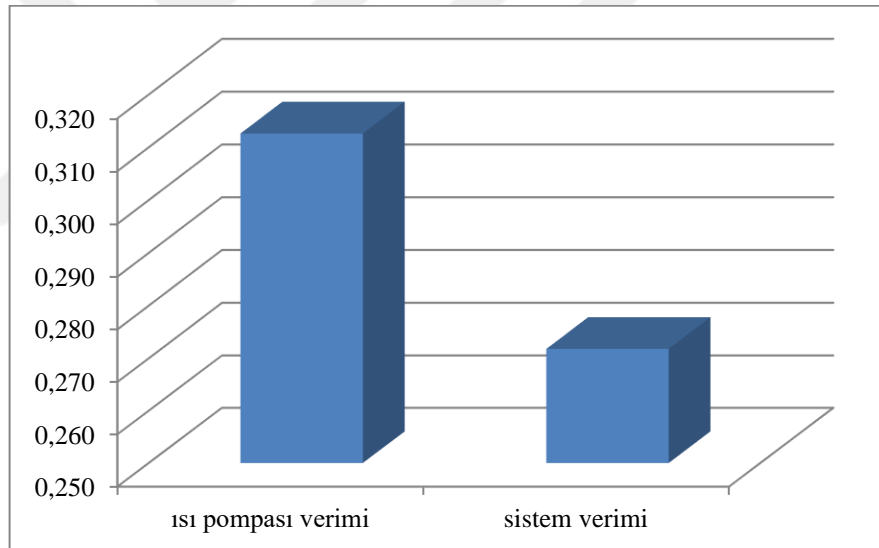
$$\sum \dot{W}_{top} = \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3} \quad [5.30]$$

Çizelge 5.5 Isı pompası ve sistemin ekserji bileşenleri değerleri

	Ekserji kaybı	Ekserji Verimi(%)	Ekserji kaybı Oranı (%)	Termodinamik mükemmellik derecesi(%)
Isı pompası	2,152	31,3	62,6	89
Sistem	2,992	27,2	86,6	61,3

Sunulan çalışmada ısı pompası verimi en yüksek %34,2 en düşük %29,2 ve ortalama % 31,3 olarak hesaplanmıştır. Yine deneyler süresince sistem verimi en yüksek %29,6, en düşük %25,4 ve ortalama %27,2 olduğu belirlenmiştir. Verimlerdeki bu düşüşün toprak sıcaklığındaki azalmaya bağlı olduğu düşünülmektedir.

Şekil 5. 113 'de ısı pompasının ve sistemin ekserji verimi görülmektedir.

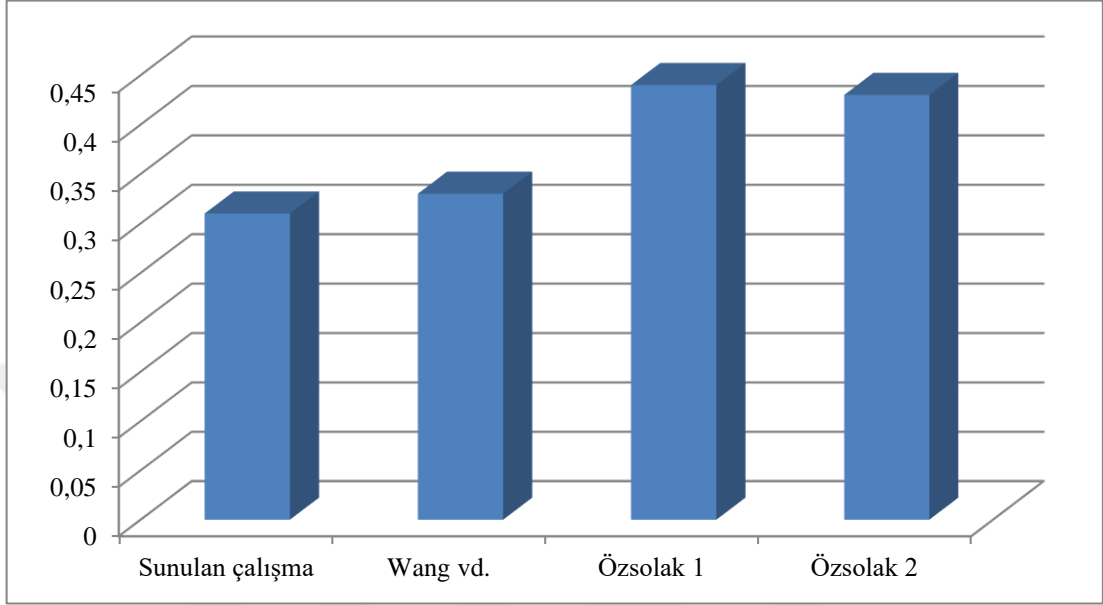


Şekil 5.113 Isı pompasının ve sistemin ekserji verimi

Bu konuda yapılan çalışmalarda, sistemin ekserji verimini Özgener vd. (2006) % 67,4, Bi vd.(2009) %10, Lubis vd. (2011) %63,4, Hepbaşı (2007) % 44,06, Fei vd.(2012)%50 olarak bulmuşlardır. Wang vd. (2009) ısı pompası verimini % 33 olarak belirlemişlerdir. Özsolak (2011) iki farklı ısı değiştiricisi ile oluşturulmuş ısı pompasının ve sistemin ekserji verimlerini sırasıyla; %44-45, %36-35 olarak bulmuştur. Öztürk (2014) kurduğu hibrid sistemin ekserji veriminin %74,72 olduğunu bildirmiştir. Çakır vd.(2013) yaptıkları çalışmada sudan havaya ısı pompası sisteminin

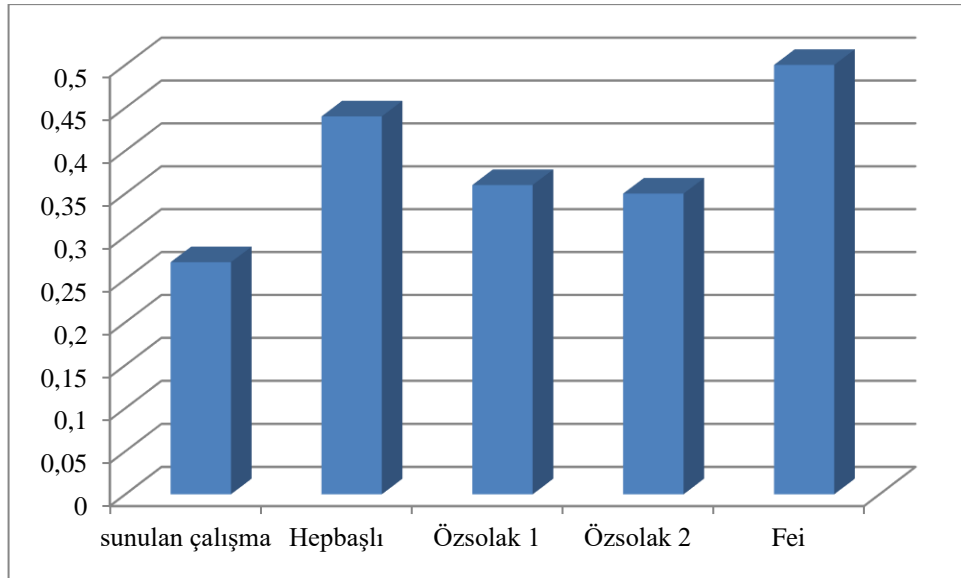
ekserji verimini % 30,23, havadan havaya sisteminde % 30,22, havadan suya %24,77 ve sudan suya %24,01 olarak bulmuşlardır.

Şekil 5.114’de Wang vd.(2009), Özsolak (2011) ve sunulan çalışmada bulunan ısı pompası ekserji verimi sonuçları gösterilmiştir.



Şekil 5.114 Üç farklı çalışmada ısı pompası ekserji verimi sonuçları

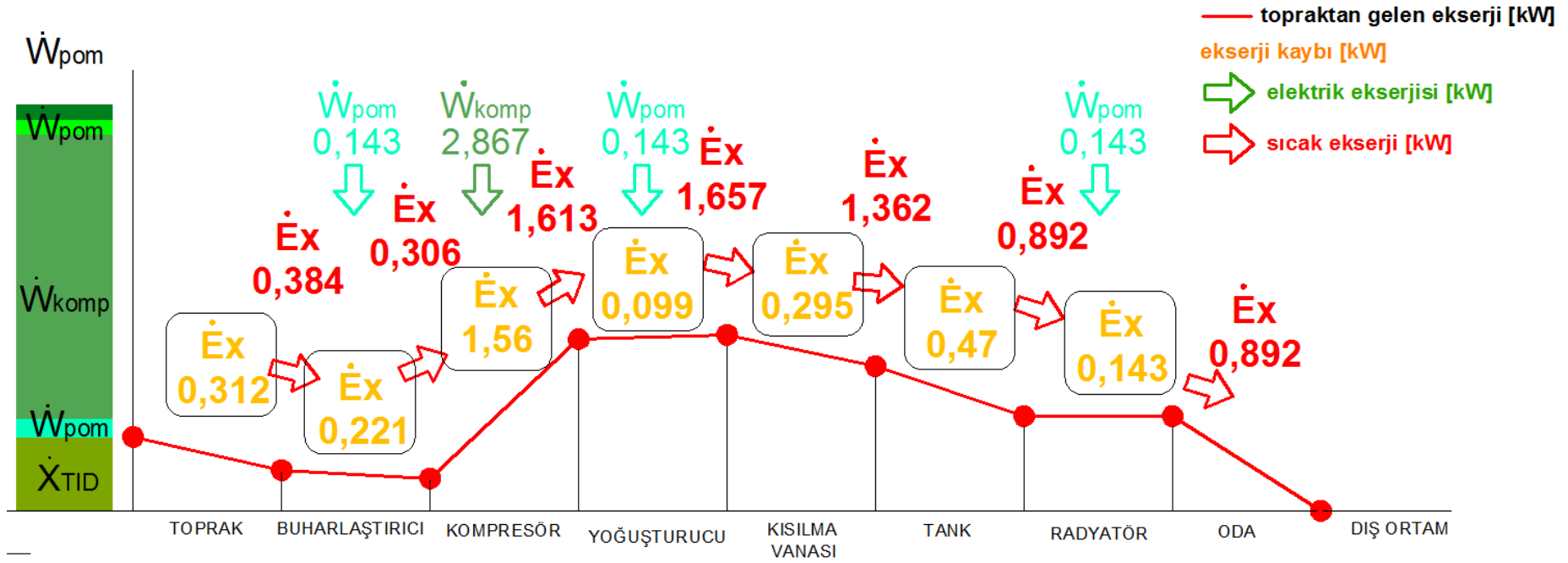
Şekil 5.115’de farklı çalışmalarda bulunan sistem ekserji verimleri grafiği görülmektedir.



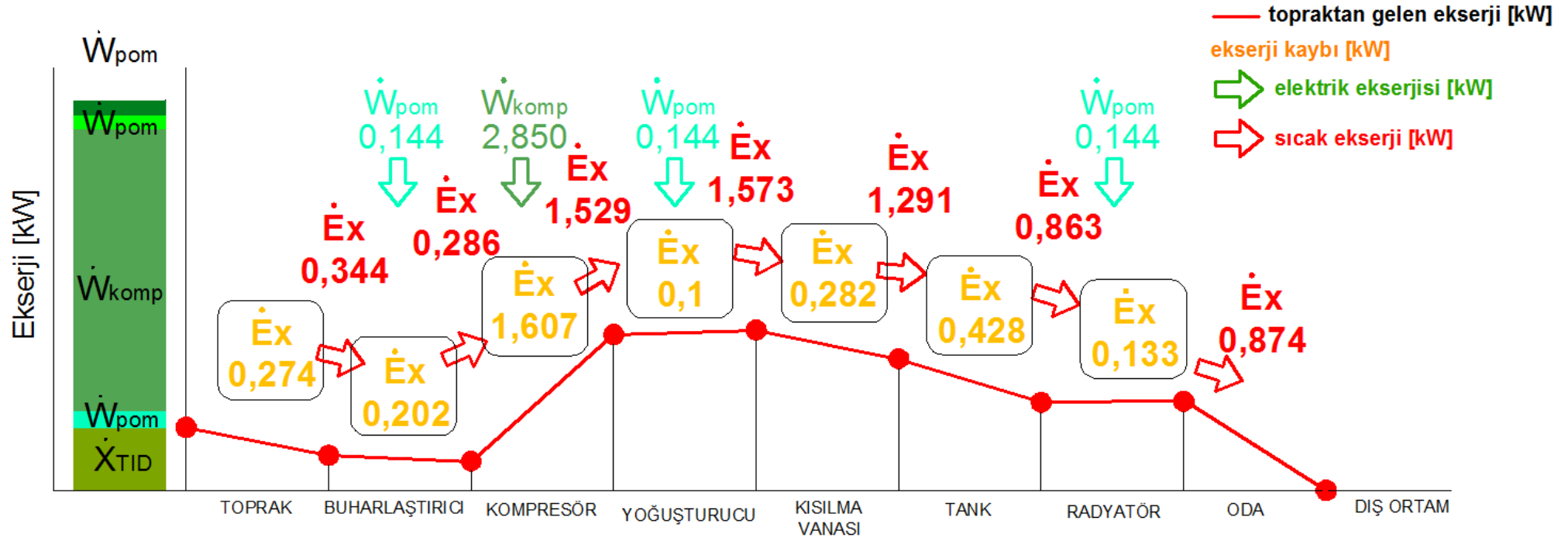
Şekil 5.115 Sistem ekserji verimleri karşılaştırma grafiği

Sistemin her bileşeninin ekserji akışı ve tüketim değerlerini kullanarak birbirlerine olan ekserji geçişi ve ekserji kaybı ekserji akış diyagramlarında gösterilmiştir (Menberk vd., 2017). Bu çizimler, x eksenlerinde işaretli her bir kaynaktan, sistem bileşenleri aracılığıyla dış ortama ekserji akışını sıralı olarak göstermektedir. Dış ortamdaki göreceli ekserji içeriği sıfırdır çünkü dış ortam sıcaklığı ekserji analizi için referans koşul olarak kullanılmıştır. Her bir çizginin sol tarafındaki çubuk, kaynaktaki ekserji girdisinin büyüklüğünü ve tek tek bileşenlerin katkısını göstermektedir. Her bir çizgi segmentinin eğimi, ilgili alt sistemdeki ekserji tüketimini göstermektedir. Bağımsız bileşenler arasındaki noktalar bir alt sistemden diğerine olan ekserji akış miktarına göre işaretlenmiştir. Akış diyagramlarında turuncu kutu içindeki sayı her bir elemanda yok olan ekserji, yeşil renkler dışarıdan verilen ekserji ve kırmızı oklar ile transfer edilen ekserji miktarları gösterilmektedir.

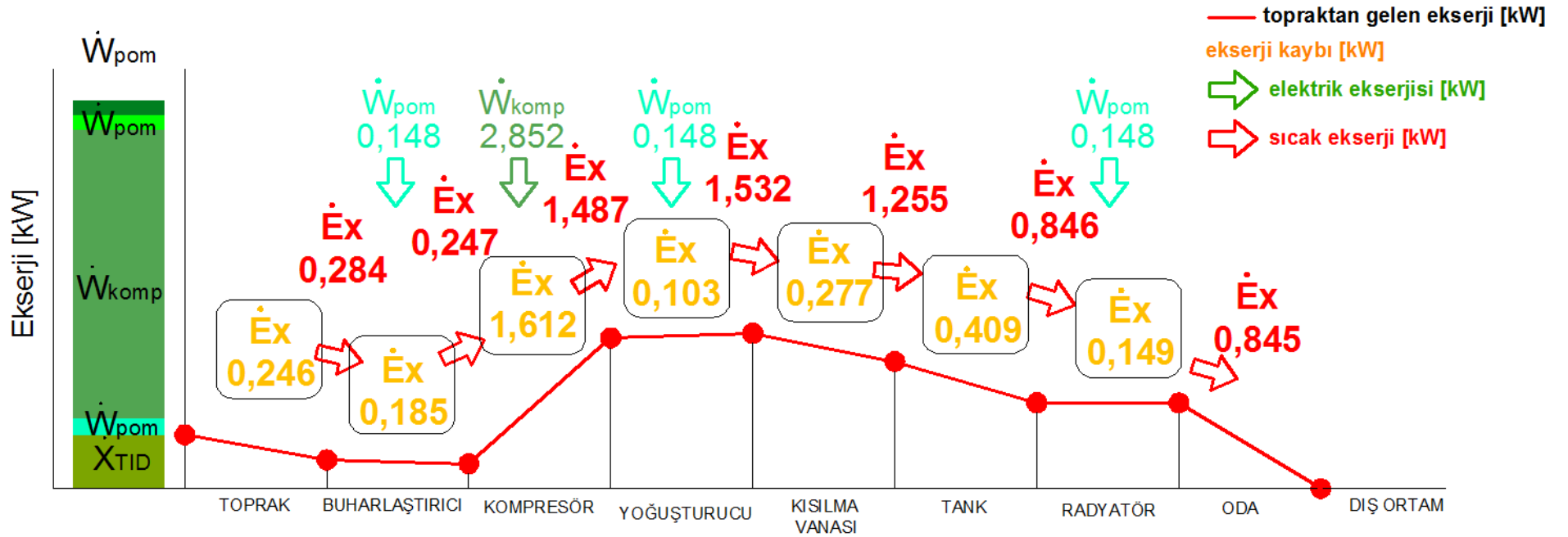
TKIP sistemi için 2016 yılı 7 Aralık, 13 Aralık, 18 Aralık ve 28 Aralık günlerine ait ekserji akış diyagramları sırasıyla Şekil 5.116, Şekil 5.117, Şekil 5.118 ve Şekil 5.119 görülmektedir. Yine aynı döneme ait aylık ortalama ekserji akış diyagramı Şekil 5.120'da verilmiştir.



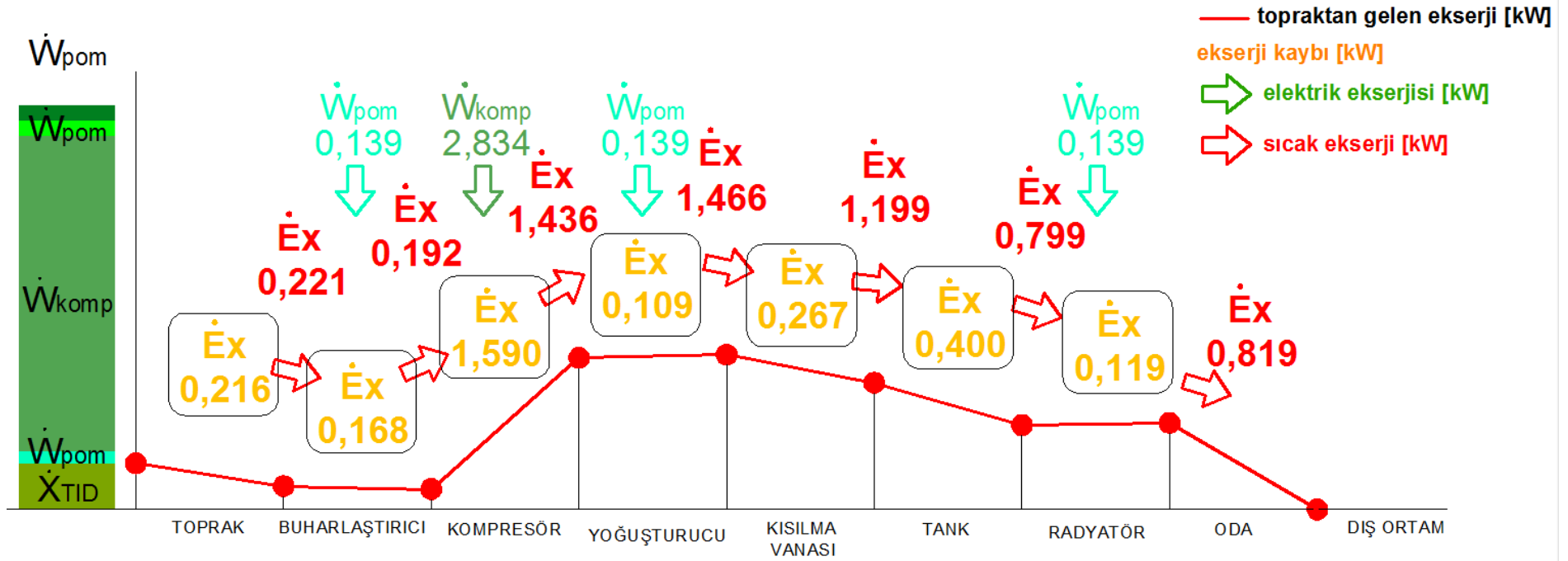
Şekil 5.116 7 Aralık ekserji akışı



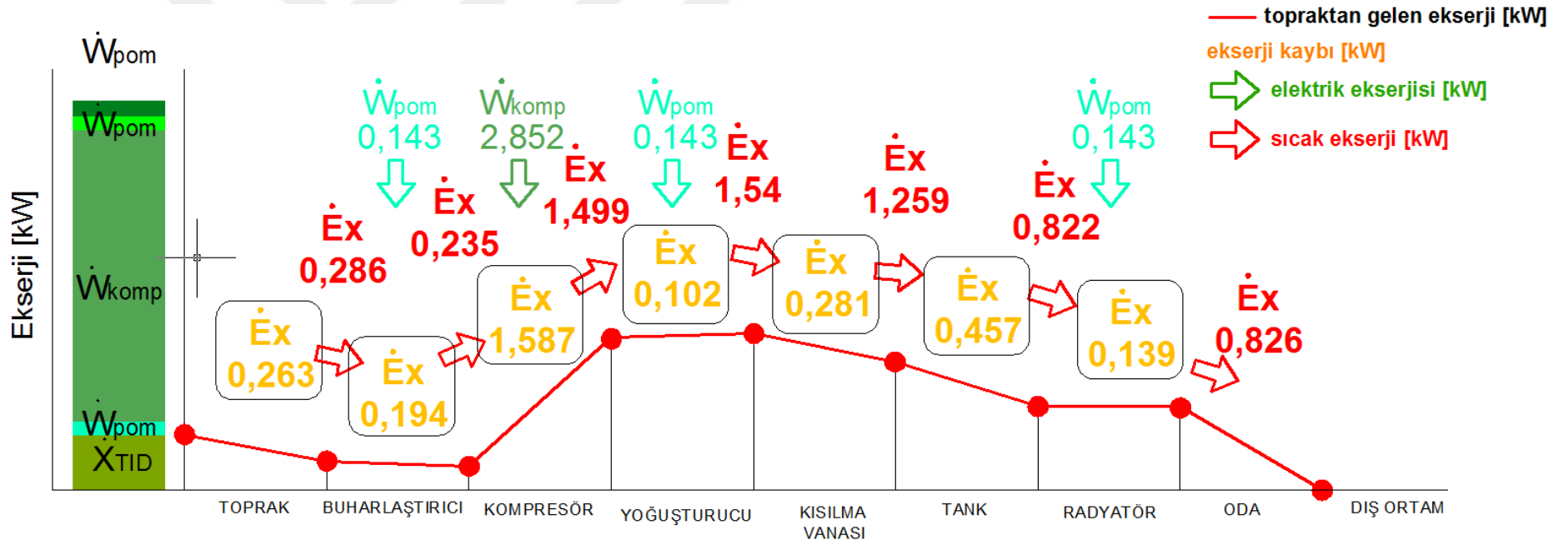
Şekil 5.117 13 Aralık ekserji akışı



Şekil 5.118 18 Aralık ekserji akışı



Şekil 5.119 28 Aralık ekserji akışı

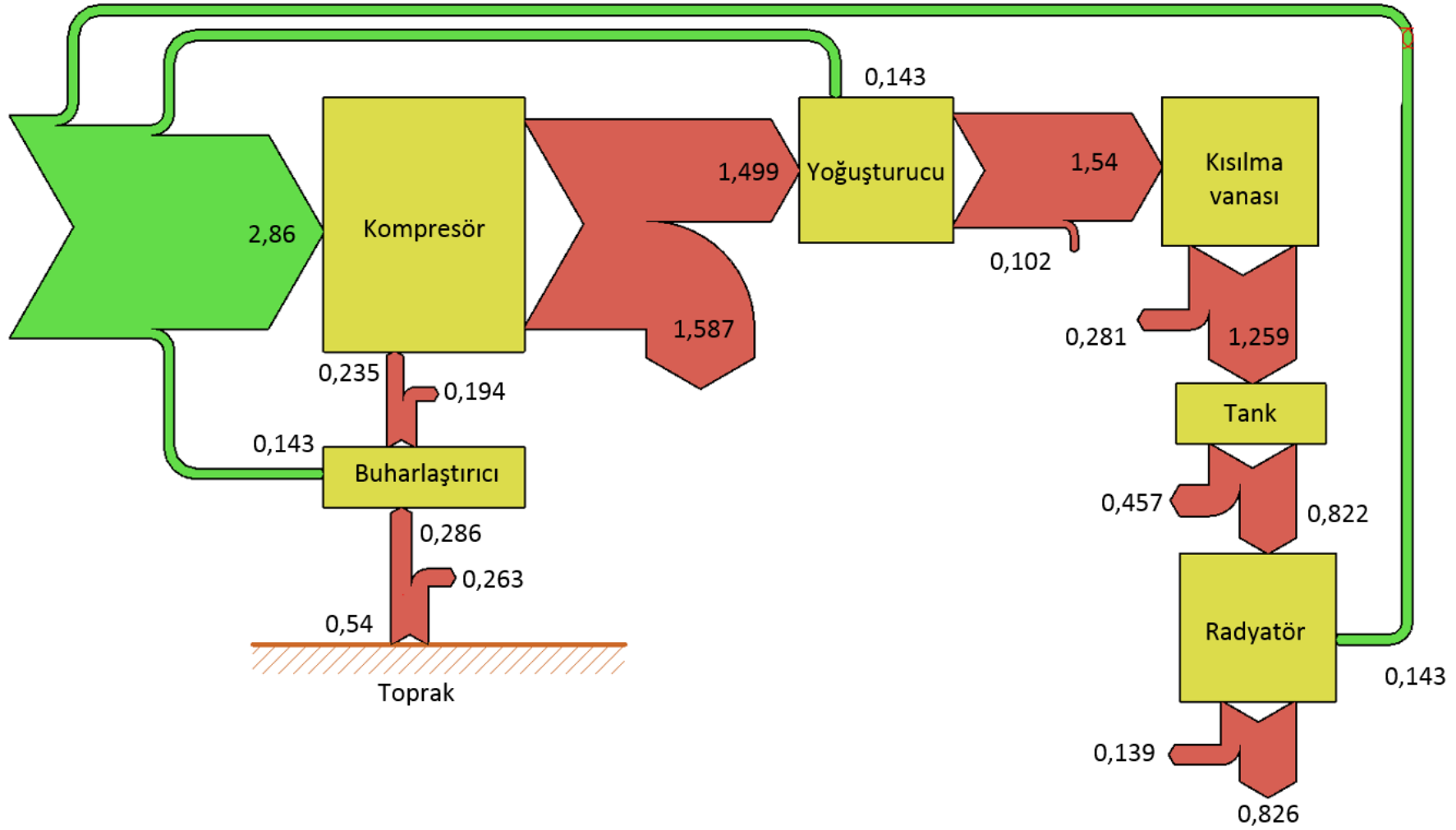


Şekil 5.120 Aralık ayı için ekserji akışı

Grossman diyagramları termodinamiğin ikinci yasasına dayalı ekserji analizi sonuçlarını gösteren diyagramlardır. Grossman diyagramlarında; sistemden alınan işle alınabilecek maksimum işin kıyaslaması yapılarak, ekserji analizlerinin sonuçları açıkça görülebilir (Karakoç vd.,2011) .

Şekil 5.121’de bu çalışmaya ait Grossman Diyagramı sunulmuştur. Diyagramda sistem elemanları ve bu elemanlara giren, çıkan ve kaybolan ekserjiler görülmektedir. Diyagram bir ölçek dâhilinde oluşturulduğu için ekserji kayıplarının yeri ve büyüklükleri kolaylıkla tespit edilebilmektedir.





Şekil 5.121 Sistemin Grossman diyagramı

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Sunulan çalışmada, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi yerleşkesi içerisinde 30 m² alana inşa edilen yalıtım evi olarak adlandırılan ve ilerleyen zamanlarda gerçekleştirilen projeler sonrasında enerji evi adını alan binaya yatay toprak kaynaklı ısı pompası (TKIP) sistemi kurulmuş ve Sivas ili şartlarında kullanılabilirliği deneysel olarak araştırılmıştır. Kurulan Sistem, toprakaltı devresi, ısı pompası devresi ve ısıtma devresinden oluşmaktadır. TKIP sistemi enerji evindeki mevcut ısıtma sistemine toprak kaynaklı ısı pompasının katkısını araştırmak için oluşturulmuştur. Çalışma sonucunda elde edilen deneysel verilere dayanarak mahal ısıtılmasında toprak kaynaklı ısı pompasının (TKIP) üç devresinin ve tüm sistemin kapsamlı bir ekserji analizi yapılmıştır. Enerji sistemlerinin ekserji analizi için, yaygın olarak kullanılan anahtar kelimeler, ekserji kaybı ekserji verimi, ekserji kaybı oranı ve termodinamik mükemmellik derecesidir.

Toprakaltı devresinde (TID) 370 m uzunluğundaki borular 2,5 m derinliğe yerleştirilmiştir. Deneyler sırasında iç ve dış ortam sıcaklıkları, su-antifriz karışımının buharlaştırıcıya giriş ve çıkış sıcaklıkları, soğutucu akışkanın ısı pompası elemanlarına giriş ve çıkış sıcaklıkları, ısıtma suyunun radyatörlere giriş ve çıkış sıcaklıkları ve farklı derinliklerde toprak sıcaklıkları ölçülmüştür. Kompresöre giriş ve çıkış basınçları, kompresör ve pompaların güç tüketimleri, su-antifriz karışımının ve ısıtma suyunun debisi ölçülmüştür. Isı pompasının devrede olduğu ortalama süreler dataloggerda kaydedilen veriler yardımıyla hesaplanmıştır.

Deneyler sırasında topraktan sürekli olarak ısı çekilmesinden dolayı toprak sıcaklıkları zamanla azalmıştır. Aralık ayı boyunca 2,5 m, 1,5 m ve 0,5 m derinliklerinde toprak sıcaklıkları ortalaması sırasıyla 8,35 °C, 7,14 °C ve 3,70 °C ölçülmüştür.

Ekserji kaybı işe dönüşebilecek enerjinin azalmasına işaret etmektedir. Ekserji analizi sonuçlarına göre aralık ayı için günlük ortalama ekserji kaybı değerleri, kompresörde 1,58 kW, yoğuşturucuda 0,102 kW, akümülyasyon tankında 0,44 kW, radyatörlerde 0,14 kW, buharlaştırıcıda 0,19 kW, TID'de 0,26 kW, kısılma vanasında 0,28 kW bulunmuştur. En yüksek ekserji kaybı gerçekleşen eleman kompresör olarak saptanmıştır. Elde edilen bu sonuçların literatürde verilen çalışmalar ile uyumlu olduğu görülmüştür.

Isı pompasının çalışma süresinin dış ortam sıcaklığına bağlı olarak değişiklik gösterdiği gözlenmiştir. Dış ortam sıcaklıklarının yüksek olduğu günlerde ısı pompası 9 dakika

çalışmış ve 35 dakika ara vermiştir. Dış ortam sıcaklığının düşük olduğu günlerde ise 12 dakika çalışmış ve 35 dakika ara vermiştir. Daha soğuk günlerde sistemdeki toplam enerji tüketimi artmış bunun sonucu olarak ekserji kaybı da artmıştır. İç ortam sıcaklığının konfor şartlarında tutulması (21°C - 26°C) kompresörün daha az devreye girmesini sağlayabilecek ve bu durum ekserji kaybını da azaltacaktır. Kompresörden soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığının (örneğin 50 °C de) düşürülmesi, yoğuşturucu giriş ve çıkış sıcaklıklarının düşürülmesi ve buharlaştırıcıya giriş ve çıkış sıcaklıklarının artırılması kompresördeki ekserji kayıplarını azaltacak ve verimini artıracaktır.

Kaynaklarda aynı sistem için farklı ekserji verimi tanımlarına rastlanabilir. Fakat üzerinde görüş birliği sağlanmış genel bir ekserji verimi tanımı yoktur. Ekserji verimini tanımlamaktaki amaç tersinir işlemlere hangi ölçüde yaklaşıldığını belirlemektir. Bu bakımdan ekserji verimi en kötü durumda sıfır (ekserjinin tamamen yok oluşu) , en iyi durumda bir (ekserjinin tümüyle korunması) olacaktır. Bu düşünceyle ekserji verimi elde edilen ekserjinin sağlanan ekserjiye oranıdır şeklinde tanımlanabilir. Ekserji analizi sonuçlarına göre ekserji verimi kompresörde %44,4, yoğuşturucuda % 88,5, akümülyasyon tankında % 44,6, radyatörlerde %60,5, buharlaştırıcıda %37, TID'de %52,6, kısılma vanasında % 88,2 bulunmuştur. Sistem elemanları içinde en yüksek ekserji verimi kısılma vanasında gerçekleşmiştir. Isı pompasının ve sistemin ekserji verimleri sırasıyla %31 , % 27 olarak hesaplanmıştır.

Ekserji kaybı oranı sistemin parçası olan herhangi bir elemandaki ekserji kaybının tüm sistemde toplam ekserji kaybına oranıdır. Ekserji kaybı oranı bir TKIP sisteminin iyileştirmek için hangi eleman üzerinde odaklanmak gerektiğini belirlemeye yardımcı olur. Ekserji kaybı oranı kompresörde 0,46, yoğuşturucuda 0,03, akümülyasyon tankında 0,13, radyatörlerde 0,04, buharlaştırıcıda 0,056, TID'de 0,07, kısılma vanasında 0,08 olarak belirlenmiştir. Sistem elemanlarının ekserji kaybı oranlarına bakıldığında en büyük oranın kompresörde olduğu görülmektedir. Öncelikli olarak kompresörün iyileştirilmesinin gerekliliğini göstermektedir.

Termodinamik mükemmellik derecesi, elemandan ya da sistemden çıkan ekserjinin yine aynı elemana ya da sisteme giren ekserjiye oranıdır ve işlem esnasındaki tersinmezliklerin enerji kullanan eleman veya sistem üzerindeki etkisini gösterir. Sistem elemanlarını termodinamik mükemmellik derecesi incelendiğinde minimum termodinamik mükemmellik derecesini TID da olduğu hesaplanmıştır. Termodinamik mükemmellik

derecesi kompresör % 67, yoğuşturucuda % 98,9, akümülyasyon tankında % 95,7, radyatörlerde % 94,9, buharlaştırıcıda % 92, TID’de % 52,6, kısılma vanasında % 88,2 değeriinde bulunmuştur. Kısılma vanası ve TID ekserji verimleri ve termodinamik mükemmellik dereceleri ise aynıdır. Bu durumun söz konusu sistem elemanlarında tersinmezlikler olmasına rağmen daha fazla iyileştirmelerin yapılamayacağını gösterdiği düşünölmektedir.

Yapılan çalışmada deneysel sonuçların literatürdeki bulunan sonuçlar ile uyum içinde olduğu gözlenmiştir.

Isıtma sisteminde kullanılan radyatör sistemi yerine fancoil daha verimli olabilir. Literatürde fan coil kullanan sistemlerin verimlerinin daha yüksek olduğu görölmüştür. Ayrıca düşük çalışma sıcaklığına sahip yerden ısıtma yoğuşturucu çalışma sıcaklığını düşürecektir. Yoğuşturucu çalışma sıcaklığının düşmesi kompresör çalışma sıcaklığını düşmesini sağlayacağından elektrik tüketiminin düşmesini sağlayacaktır. Böylece sistem ekserji verimi artıracaktır. Son yıllarda üzerinde çalışılan duvardan ısıtma uygulamaları da iyileştirme için düşünölebilir.

Bu sonuçlara göre Sivas ilinde ilk olarak yapılan yatay TKIP sisteminin Sivas ili için uzun süreli ısıtma amaçlı kullanımda yeterli olmayacağı görölmüştür. TKIP sisteminin daha cazip hale gelebilmesi için sistemin güneş enerjisi ile desteklenmesi, toprakaltı devresinden gelen suyun ısıtılması ve bina bazında fotovoltaiik panellerle entegre edilmesi gibi tedbirler alınabilir. Ayrıca toprak kaynaklı ısı pompalarının tasarımında kış ve yaz ısıtma ve soğutma yükleri olabildiğince birbirine yakın tutulmalı, sezonluk ısıl denge sağlanmalı, ısıtma veya soğutma modunda toprağın belirli bir doygunluk limitine ulaşmaması için gerekli önlemler alınmalıdır.

Isı pompalarının tasarımı ve uygulaması konusunda, ölkemiz genel enerji verimliliği gözetilerek termodinamik ve ekserjik bir bakışla hazırlanacak mevzuat bir an önce hayata geçirilmelidir.

Yeni yapılacak binalarda ortaya çıkan hafriyat, kazı ve dolgu imalatları ile fore-kazık uygulamaları, ekonomik toprak kaynaklı ısı pompalarının tesisinde iyi değerlendirilebilir. Geniş toprak alanı ve kazı maliyetleri yerine dikey sondaj uygulanabilir.

Yatay ve dikey borularda boru yüzeyinde tortu, birikinti ve mikro organizma barındırmayan yeni teknoloji borular kullanılarak ısı transferinin iyi bir şekilde

gerçekleşmesi sağlanabilir. Toprakten gelen ekserji arttıkça kompresör verimi olumlu etkilenecektir.

Sistemde dolaşan su- antifriz karışımının hacimsel debisinin ölçümlerinde mekanik su sayacı yerine daha hassas debimetre kullanılması ve soğutucu akışkanın hacimsel debisinin ölçümü de deney sonuçlarının hassasiyetini artıracaktır.

Sonuç olarak; yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanmaları ve çevreci olmaları nedeniyle ısı pompası sistemleri binaların ısıtılmasında ve iklimlendirilmesinde, seraların ısıtılıp soğutulması, kümes ısıtılıp soğutulması gibi tarım ve hayvancılık sektöründe ve AVM ısıtılıp soğutulmasında kullanılabilir sistemlerdir. Sivas ili orman fidanlık seralarında fidan üretim miktarının birden ikiye hatta üçe çıkartılması için seraların ısıtılması ve soğutulması gereklidir. Bu seralarda ısıtma ve soğutma için TKIP kullanıldığı zaman şubat, mart, nisan, ekim ve kasım aylarında sera sıcaklığının 15- 23 °C arasında olması yeterli olacaktır. Böylece ilimizde istihdam süresi 4-5 ay daha uzayacaktır. İlimizdeki gece gündüz sıcaklık farkından dolayı fidanlar strese girmektedir. Bu fark ortadan kaldırılarak daha kaliteli fidan üretimi sağlanacaktır. Aşılama yöntemi için gerekli olan üç ay süre sabit sıcaklık sağlanması, aşılama oranını çok yükseltmektedir.

Toprak kaynaklı ısı pompalarının kurulumundaki kazı ve sondaj maliyetleri ve ısı pompasının maliyeti yüksektir. Bu nedenle sistem elemanlarının yerli üretiminin geliştirilmesi için yapılan çalışmalar artırılmalıdır. Böylece sistemlerin ilk yatırım maliyetleri düşürülerek kullanımı yaygınlaştırılabilir.

Toprak kaynaklı ısı değiştiricilerinin fiyatı ve kazı maliyetleri düşürülürse bu sistemlerin kullanımı çevresel açıdan yararlı olacaktır. Isı pompası sistemi sera gazlarının emisyonlarını düşürme bakımından oldukça etkilidir. Fosil yakıtlar ile ısıtma ihtiyacını karşılayan ve soğuk iklim bölgesinde olan Sivas ili için yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelme ihtiyacı vardır. Bu tip sistemlerin bina ve sera ısıtılması ve iklimlendirilmesinde kullanılmasının gerek ülkemizin ekonomisi gerekse çevre temizliği açısından faydalı olacağı düşünülmektedir. Bu tür sistemlerin kullanımının yaygın hale getirilmesi için ısı pompalarının iyi bir şekilde tanıtımlarının yapılması, teknolojik bilgi eksikliklerinin giderilmesi, mühendis ve teknik eleman yetiştirilmesi, yayınlar ve medya aracılığı ile farkındalık yaratılması, ARGE çalışmalarının desteklenmesi, yasal düzenlemelerin yapılması ve gerekli teşvikler ve kredilerin verilmesi gibi tedbirlerin alınmasının gerektiği düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

- Aira, R., Fernández-Seara, J., Diz, R., Pardiñas, Á.** (2017). Experimental analysis of a ground source heat pump in a residential installation after two years in operation. *Renewable Energy*, 114, 1214–1223.
- Akbulut, U.** (2012). Yenilenebilir enerji kaynaklı duvardan ısıtma ve soğutma sisteminin teorik ve deneysel incelenmesi. *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Doktora Tezi), 137s, İstanbul.
- Akpınar, E. K. ve Hepbaşlı, A.** (2007). A Comparative Study on Exergetic Assessment of Two Ground-Source(Geothermal) Heat Pump Systems for Residential Application, *Building and Environment*, 42: 2004-2013.
- Al-Ameen, Y., Ianakiev, A., Evans, R.** (2017). Thermal performance of a solar assisted horizontal ground heat exchanger. *Energy*, 140, 1216–1227.
- Alkan, R., Kabul, A., Kızılkın, Ö.** (2014). Toprak Kaynaklı bir ısı pompasının Farklı soğutucu Akışkanlar için Termodinamik Analizi. *Journal of Thermal Science and Technology*, 34(1), 27–34
- Babacan, Z.,** (2007). Muğla Üniversitesi Kötekli Yerleşkesinde Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Kullanılabilirliğinin Araştırılması, *Yüksek Lisans Tezi, Muğla Üniversitesi FBE*, Muğla.
- Badescu, V.** (2002). First and second law analysis of a solar assisted heat pump based heating system. *Energy Conversion and Management*, 43(18), 2539–2552.
- Bakırcı, K., Özyurt, Ö., Çomak, Ö., Yüksel, B.** (2007). Güneş-Toprak kaynaklı ısı pompasının deneysel incelenmesi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, sayı 100, s. 48-53.
- Bakırcı, K., Çomaklı, K., Özyurt, Ö., Yılmaz, M.** (2009). Güneş destekli ısı pompasının enerji ve ekserji analizi. *TMMOB MMO Mühendis ve Makina Dergisi*, cilt 50, sayı 590,s. 26–32.
- Bakırcı, 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: 3224-3232
- Bi, Y., Guo, T., Zhang, L. and Chen, L.,** 2004. Solar and ground source heat-pump system, *Applied Energy*, 78, 231–245.
- Bi., Y., Wang, X., Liu, Y., Zhang, H., Chen, L.** (2009). Comprehensive exergy analysis of a ground-source heat pump system for both building heating and cooling modes. *Applied Energy*, 86(12), 2560–2565.
- Blum, P., Campillo, G. ve Kölbl, T.,** (2011). “Techno-economic and Spatial Analysis of Vertical Ground Source Heat Pump Systems in Germany”, *Energy*, 36: 3002-3011.
- Benli, H.** (2013). A performance comparison between a horizontal source and a vertical source heat pump systems for a greenhouse heating in the mild climate Elazığ, Turkey. *Applied Thermal Engineering*, 50(1), 197–206.
- Bonin, J.** (2015). Heat pump planning handbook. *Routledge* (Translate: Trezek, J. S.), 326s.
- Bostancı, E.** (2017). Yalıtım kalınlığının enerji tasarrufuna olan etkilerinin deneysel ve sayısal incelenmesi. *Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), 88s, Sivas.
- Catan, M.A. and Baxter, Vd.** (1985)An Optimized Ground Coupled Heat Pump System Design for Northern Climate Applications”, *Ashrae Transactions*, Bölüm 2b (91), 1185-1203,

- Çamdalı, Ü. Tunçel, E.** (2010). Bolu ve çevresi için toprak kaynaklı ısı pompası (TKIP) sistem analizi: ekonomik yaklaşımla. *TMMOB MMO Mühendis ve Makina Dergisi*, cilt 51, sayı 604, s. 22-35.
- Çengel, Y. A., Boles, M. A.,** (2015). *Thermodynamics: An engineering approach. McGraw-Hill Education*, 996s.
- Chua, K. J., Chou, S. K., Yang, W. M.** (2010). Advances in heat pump systems: A review. *Applied Energy*, 87(12), 3611–3624.
- Dikici, A.,** (2004). Güneş, Hava ve Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Elazığ Şartlarında Konut Isıtılması İçin Kullanımının Araştırılması, *Doktora Tezi, Fırat Üniversitesi FBE*, Elazığ.
- Dikici, A., Akbulut, A.** (2008). Performance characteristics and energy-exergy analysis of solar-assisted heat pump system. *Building and Environment*, 43(11), 1961–1972.
- Dinçer, İ, Rosen, A.**(2013) Exergy Analysis of Heat Pump Systems, pp 101-113
- Doherty, P. S., Al-Huthaili, S., Riffat, S. B., Abodahab, N.** (2004). Ground source heat pump - Description and preliminary results of the Eco House system. *Applied Thermal Engineering*, 24(17–18), 2627–2641.
- Dumlu, S.** (2012). Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ekonomik analizi. *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), 66s, Erzurum.
- Ekinci, D. A.** (2007). Erzurum’da mahal ısıtma amaçlı kullanılan toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin deneysel incelenmesi. *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), 101s, Erzurum.
- Erdoğan, S., Yılmaz, M., Şahin, B., Özyurt, Ö.,** (2006). Isı pompası sistemlerinin seçimi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, sayı 92, s. 40-49.
- Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı** ,(2017) “Isı Pompası Teknolojileri ve Kullanım Alanları” Çalıştayı, Ankara
- Ersöz, İ.** (2000). Toprak kaynaklı ısı pompası ile bir hacmin soğutulması. *Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), 333s, İzmir.
- Esen, H., Inalli, M.,**(2003) Elazığ İklim Şartlarında Yatay Borulu Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Performansı *F. Ü. Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 15(2), 109-117,
- Esen, H., Inalli, M., Esen, M.** (2006). Technoeconomic appraisal of a ground source heat pump system for a heating season in eastern Turkey. *Energy Conversion and Management*, 47(9–10), 1281–1297.
- Esen, H.** (2007). Düşey borulu toprak kaynaklı ısı pompasının konut iklimlendirme sistemlerinde mevsimlik davranışının araştırılması. *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Doktora Tezi), 183s, Elazığ.
- Esen, H., Inalli, M., Esen, M., Pihitli, K.** (2007). Energy and exergy analysis of a ground-coupled heat pump system with two horizontal ground heat exchangers. *Building and Environment*, 42(10), 3606–3615.
- Esen, H., Inalli, M., Esen, M.** (2007). Numerical and experimental analysis of a horizontal ground-coupled heat pump system. *Building and Environment*, 42(3), 1126–1134.
- Fei L., Pingfang H.**(2012), Energy and Exergy Analysis of a Ground Water Heat Pump System 2012 International Conference on *Applied Physics and Industrial Engineering Physics Procedia* 24 (2012) 169 – 175
- Forsen, M.** (2005). Heat pumps technology and environmental impact, SVEP, Part1 35s.
- Güven Acar, Ş.** (2009). Denizli havzasındaki jeolojik formasyonlarda sıcaklık ve ısı depolama kapasitesi değişiminin incelenmesi ve ısı pompası uygulamalarının araştırılması. *Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Doktora Tezi), 142s, Denizli.

- Gurson, P., Topcu, M.K., Ulker, H.İ. and Erkan, E.T.(2014)** Renewable Energy Policies and Energy Supply Security, *International Conference on Euroasian Economies, Skopje, Macedonia*, 1-3 Temmuz 2014
- Hancıoğlu, E. (2000).** Güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası ile bir hacmin ısıtılması. *Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü (Yüksek Lisans Tezi)*, 227s, İzmir.
- Hepbaşlı, A. ve Ertöz, A.Ö., 1999.** Geleceğin teknolojisi: Yer kaynaklı ısı pompaları, *IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği kongresi ve sergisi*, İzmir, 4-7 Kasım, s.455-492.
- Hepbaşlı, A., Akdemir, O. (2004).** Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system. *Energy Conversion and Management*, 45(5), 737–753.
- Hepbaşlı, A., Hancıoğlu E., (2001).** Toprak kaynaklı (Jeotermal) ısı pompalarının tasarımı, testi ve fizibilitesi. *V. Ulusal tesisat mühendisliği kongresi ve sergisi bildiriler kitabı vd.*, s. 521-564
- Hepbaşlı, A., Akdemir, O. (2004).** Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system. *Energy Conversion and Management*, 45(5), 737–753.
- Hepbaşlı, A. (2007).** Exergetic modeling and assessment of solar assisted domestic hot water tank integrated ground-source heat pump systems for residences. *Energy and Buildings*, 39(12), 1211–1217.
- Hepbaşlı, A. ve Balta,M.,T., (2007).** A Study on Modeling and Performance Assessment of a Heat Pump System for Utilizing Low Temperature Geothermal Resources in Buildings, *Building and Environment*, 42: 3747-3756.
- Hepbaşlı, A., Kalinci, Y. (2009).** A review of heat pump water heating systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(6–7), 1211–1229.
- Holman, J.P.,**Experimental methods for Engineers,(1994) *McGraw-Hill Education*, 739s.
- Inalli, M. and Esen, H., 2004.** Experimental thermal performance evaluation of a horizontal ground-source heat pump system, *Applied Thermal Engineering*, **24**, 2219–2232.
- İnan, İ. (2014).** Derece-saat metodu yaklaşımıyla sera ısıtmasında toprak kaynaklı ısı pompası uygulaması. *Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü (Yüksek Lisans Tezi)*, 94s, Isparta.
- Jacovides, C.P. and Mihalakakou, G., 1995.** An underground pipe system as an energy source for cooling/heating purposes, *Renewable Energy*, **6, 8**, 893-900.
- Karakoç T. H., Karakoç N., Erbay B., Aras H.,2011,**Enerji Analizi *Anadolu Üniversitesi yayınları*,167s.
- Kavanaugh, S., Rafferty, K. (2014).** Geothermal Heating and Cooling. *ASHRAE*,420s
- Kılıç, İ., (2007).** Toprak Kaynaklı Isı Pompalarında Değişik Dizayn Yöntemlerinin Değerlendirilmesi, *ÇÜ Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 22(1):279-289.
- Kılınç, F. (2011).** Sivas için farklı yalıtım malzemelerinin ısı kaybına olan etkilerinin deneysel ve sayısal olarak incelenmesi. *Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü (Yüksek Lisans Tezi)*, 118s, Sivas
- Kim, E., Lee, J., Jeong, Y., Hwang, Y., Lee, S. ve Park, N., (2012).** “Performance Evaluation Under the Actual Operating Condition of a Vertical Heat Pump System in a School Building”, *Energy and Buildings*, 50: 1-6.
- Korkmaz, M. (2015).** Türkiye’de Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemleri İle Konutların Isıtılmasıyla İlgili Yapılan Bilimsel Çalışmaların Değerlendirilmesi. *ISITES2015 Valencia –Spain*

- Lia, R , Ookab, R. Shukuyaca, M.** (2014) , Theoretical analysis on ground source heat pump Rand air source heatpump systems by the concepts of cool and warm exergy *Graduate Energy and Buildings* 75 447–455
- Lu, Q., Narsilio, G. A., Aditya, G. R., Johnston, I. W.** (2017). Economic analysis of vertical ground source heat pump systems in Melbourne. *Energy*, 125, 107–117.
- Lubis, L. I., Kanoglu, M., Dincer, I., Rosen, M. A.** (2011). Thermodynamic analysis of a hybrid geothermal heat pump system. *Geothermics*, 40(3), 233–238.
- Luo, J., Rohn, J., Bayer, M., Priess, A., Wilkmann, L., Xiang, W.** (2015). Heating and cooling performance analysis of a ground source heat pump system in Southern Germany. *Geothermics*, 53, 57–66.
- Makina Mühendisleri Odası,** (2016). Türkiye'nin Enerji Görünümü (oda raporu). MMO/659
- Menberg, K., Heo, Y., Choi, W., Ooka, R., Choudhary, R., Shukuya, M.** (2017). Exergy analysis of a hybrid ground-source heat pump system. *Applied Energy*, 204, 31–46.
- Miles, L.** (1994) Heat Pumps: Theory and Service. *Delmar Publishers Inc.*, NY, 397p.
- Nagano, K., Katsura, T. ve Takeda, S.,** (2006). Development of a Design and Performance Prediction Tool for the Ground Source Heat Pump System, *Applied Thermal Engineering*, 26: 1578-1592.
- Naili, N., Attar, I., Hazami, M., Farhat, A.** (2013a). First in situ operation performance test of ground source heat pump in Tunisia. *Energy Conversion and Management*, 75, 292–301.
- Naili, N., Hazami, M., Attar, I., Farhat, A.** (2013b). In-field performance analysis of ground source cooling system with horizontal ground heat exchanger in Tunisia. *Energy*, 61, 319–331.
- Naili, N., Hazami, M., Kooli, S., Farhat, A.** (2015). Energy and exergy analysis of horizontal ground heat exchanger for hot climatic condition of northern Tunisia. *Geothermics*, 53, 270–280.
- Omer, A., M.,** (2008). Ground Source Heat Pump Systems and Applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12: 344-371.
- Özdemir, M. B.** (2011). R407C soğutucu akışkan kullanılan dikey tip toprak kaynaklı ısı pompasının performansının deneysel incelenmesi. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Doktora Tezi), 135s, Ankara.
- Ozgener, O., Hepbasli, A.** (2005). Experimental performance analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system. *Energy and Buildings*, 37(1), 101–110.
- Ozgener, O., Hepbasli, A. (2007a).** A parametrical study on the energetic and exergetic assessment of a solar-assisted vertical ground-source heat pump system used for heating a greenhouse. *Building and Environment*, 42(1), 11–24.
- Ozgener, O., & Hepbasli, A. (2007b).** A review on the energy and exergy analysis of solar assisted heat pump systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 11(3), 482–496.
- 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.
- Özsoy, A.,** (2009), Merkezi ısıtma sistemlerinde ısınma problemleri ve yakıt paylaşımı, *SDU International Journal of Technologic Sciences* Vol. 1, No 1, June 2009 pp. 10-17

- Öztürk, M., Elbir, A., Yakut, A. K., Özsek, N.** (2012). Güneş destekli ısı pompasının enerji ve ekserji analizi. *TMMOB MMO Mühendis ve Makina Dergisi*, cilt 53, sayı 626,s. 46–55
- Öztürk, M.**, (2014) Energy and exergy analysis of a combined ground source heat pumpSystem, *Applied Thermal Engineering*, 73 362-370
- Özyurt, O., Ekinci, D. A.** (2011). Experimental study of vertical ground-source heat pump performance evaluation for cold climate in Turkey. *Applied Energy*, 88(4), 1257–1265.
- Petit, P. J., Meyer, J. P.** (1998). Economic Potential of vertical ground-source heat pumps compared to air source air conditioners in south africa. *Energy*, 23(2), 137–143.
- Piechowski, M.**, 1999. Heat and mass transfer model of a ground heat exchanger: theoretical development, *International Journal of Energy Research*, **23**, 571-88.
- Reyes, E.T., Nunez, M.P. and De G, J.C.**, 1998. Exergy analysis and optimization of a solar-assisted heat pump, *Energy*, **23**, 4, 337-344.
- Reay, D. A., Macmichael D. B. A.** (1988). Heat Pumps . *Pergamon Pres*, 337s.
- Res Enerji Sistemleri**, Restherma Ürün Kataloğu, (<http://www.resenerji.com/katalog/restherma.html>) Erişim tarihi : 25.10.2017
- Rosen, M.A.**, (2002). Exergy Conservation; an alternative to conserving the already conserved quantity energy, *Exergy an International Journal*, 2: 59-61.
- Sarbu, I., Sebarchievici, C.** (2014). General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings. *Energy and Buildings*, 70, 441–454.
- Savaş, A. F.** (1996). Toprak kaynaklı ısı pompası ile konut ısıtılması. *Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), 132s, Kütahya.
- Sun, X., Wu, J., Wang, R.** (2013). Exergy analysis and comparison of multi-functional heat pump and conventional heat pump systems. *Energy Conversion and Management*, 73, 51–56.
- Tarnawski, V. R., Leong, W. H., Momose, T., Hamada, Y.** (2009). Analysis of ground source heat pumps with horizontal ground heat exchangers for northern Japan. *Renewable Energy*, 34(1), 127–134..
- Url-1** <<http://wellowner.org/wp-content/uploads/2012/06/open-loop-systems-wb.jpg>>. alındığı tarih: 24.10.2017.
- Url-2** <http://www.emagrup.com/images/resimler/1.1.2 Water%20Sourced%20Heat%20Pump1_1.jpg>. alındığı tarih: 24.10.2017.
- Url-3** <<http://www.johnwestrenewables.co.uk/images/ground-source.png>>. alındığı tarih: 24.10.2017.
- Url-4** <http://www.soloheatinginstallations.co.uk/images/Ground_Source_Heat_pump.png>. alındığı tarih: 25.10.2017.
- Url-5** <<http://nfecoop.coopwebbuilder2.com/sites/nfecoop/files/images/Geothermal/Ground-Source-Heat-Pump.jpg>>. alındığı tarih: 25.10.2017.
- Ünal, F.** (2014). Güneş enerjisi destekli dikey tip toprak kaynaklı ısı pompasının Mardin ili için kullanılabilirliğinin araştırılması. *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Doktora Tezi), 115s, İstanbul.
- Ünlü, K.** (2005). Hava ve toprak kaynaklı ısı pompalarına etki eden parametrelerin incelenmesi. *Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Doktora Tezi), 195s, Bursa.
- Verda, V., Cosentino, S., Russo, S. Lo, Sciacovelli, A.** (2016). Second law analysis of horizontal geothermal heat pump systems. *Energy and Buildings*, 124, 236–240.
- Von Cube, H. L., Steimle, F.** (1981). Heat pump technology. *Butterworths* (Translate: Heinrich, I. M.), 379s.

- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Çoşkun, S., Yamankaradeniz N.** (2013). Soğutma tekniği ve ısı pompası uygulamaları. *Dora Basım Yayın*, 689s.
- Yang, Z., Ma, Y. and Lu, C.,** (1995). A heat-pump system for heat recovery at a substation, *Energy*, **20, 3**, 243-245.
- Yoldaş, T., Durmaz, Ş.,** (2008). Isı pompası sistemleri ve toprak kaynaklı bir ısı pompasının bir villaya uygulanması. *TTMD Dergisi*, sayı 55, s. 31-38.
- Yüncü,H.**(2010)ekserji Analizi(İkinci Kanun verimi ve termoekonomi), *ODTÜ Basım İşliği*,403s.Ankara
- Zhai, X., Q. Ve Yang, Y.,** (2011). Experience on the Application of a Ground Source Heat Pump System in Archives Bilding, *Energy and Buildings*, 43: 3263-3270.
- Zhai, X. Q., Cheng, X. W., Wang, R. Z.** (2017). Heating and cooling performance of a minitype ground source heat pump system. *Applied Thermal Engineering*, 111, 1366–1370.
- Zogou, O., Stamatelos, A.** (2007). Optimization of thermal performance of a building with ground source heat pump system. *Energy Conversion and Management*, 48(11), 2853–2863.





ÖZGEÇMİŞ

Kişisel bilgiler

Adı Soyadı	Netice DUMAN
Doğum Yeri ve Tarihi	Şarkışla, 21.10.1969
Medeni Hali	Evli
Yabancı Dil	İngilizce
İletişim Adresi	Cumhuriyet Üniversitesi Sivas MYO 58140 Sivas
E-posta Adresi	nduman@cumhuriyet.edu.tr

Eğitim ve Akademik Durumu

Lise	Sivas Lisesi, 1986
Lisans	Cumhuriyet Üniversitesi, 1991
Yüksek Lisans	Cumhuriyet Üniversitesi, 2011

İş Tecrübesi

Özel şirket	Montaj Mühendisi, 1991-1993
Cumhuriyet Üniversitesi	Öğretim Görevlisi, 1993-

Yayımlar

Ulusal	Acar H. İ., Keçeciler A., Duman N., " Doğalgazın Tanımı, Rezervleri ve Kullanım Alanları", TMMOB Makina Mühendisleri Odası Kayseri Şubesi Makina Bülteni, 19 12-15 , 2000
--------	---